



УДК 661.722.224:66.045.122

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ДЕФЛЕГМАТОРА В ПРОИЗВОДСТВЕ ЭТИЛОВОГО СПИРТА ПРЯМОЙ ГИДРАТАЦИЕЙ ЭТИЛЕНА



ENERGY EFFICIENT DEPHLEGMATOR DESIGN IN ETHANOL PRODUCTION BY DIRECT ETHYLENE HYDRATION

Васильев Пётр Сергеевич

кандидат технических наук,
доцент кафедры «Процессы и аппараты химических
и пищевых производств»,
Волгоградский государственный технический университет
nestorvv@mail.ru

Ежиков Антон Алексеевич

студент кафедры «Процессы и аппараты химических
и пищевых производств»,
Волгоградский государственный технический университет
iezhikov.anton@mail.ru

Рева Леонид Саввич

кандидат технических наук, доцент,
доцент кафедры «Процессы и аппараты химических
и пищевых производств»,
Волгоградский государственный технический университет
pahp@vstu.ru

Аннотация. В работе приводится описание конструкции и пример расчёта энергоэффективного теплообменного аппарата, работающего в режиме капельной конденсации в качестве дефлегматора паров этанола.

Ключевые слова: этиловый спирт, дефлегматор, теплоотдача, капельная конденсация.

Vasilyev Pyotr Sergeevich

Ph. D., Associate Professor of
the Department «Processes and Apparatus
of Chemical and Food Production»,
Volgograd State Technical University
nestorvv@mail.ru

Iezhikov Anton Alekseevich

Student of the Department «Processes
and Apparatus of Chemical and Food
Production»,
Volgograd State Technical University
iezhikov.anton@mail.ru

Reva Leonid Savvich

Ph. D., Associate Professor of
the Department «Processes and Apparatus
of Chemical and Food Production»,
Volgograd State Technical University
pahp@vstu.ru

Annotation. The paper gives a description of the design and an example of calculating an energy-efficient heat exchanger operating in the drip condensation mode as a dephlegmator of ethanol vapor.

Keywords: ethyl alcohol, dephlegmator, heat transfer, drip condensation.

Этиловый спирт (этанол) – ценный многотоннажный продукт органического синтеза. В химической и нефтехимической отраслях промышленности он широко применяется в основном либо в качестве сырья для получения многих целевых веществ, либо в качестве растворителя.

Одним из самых распространённых способов получения этанола в промышленных масштабах является прямая гидратация этилена, обеспечивающая высокий выход целевого продукта (до 90 ÷ 95 % по отношению к использованному этилену), который в итоге отгоняют в ректификационной колонне в виде азеотропной смеси с массовым содержанием этилового спирта 95 % [1].

Однако такие объёмы производства требуют наличия высокопроизводительного оборудования, в том числе дефлегматоров ректификационных колонны – теплообменных аппаратов преимущественно кожухотрубчатого типа, в которых осуществляется плёночная конденсация паров этанола. Подобные аппараты обладают весьма значительными габаритами и металлоёмкостью, что увеличивает их стоимость, а также тепловые потери в окружающую среду.

В связи с этим интенсификация процесса теплоотдачи при конденсации для уменьшения габаритов и металлоёмкости теплообменного оборудования является актуальной задачей.

В настоящее время известно достаточно много способов повышения интенсивности теплоотдачи при конденсации, например [2]:

- 1) развитие площади поверхности теплоотдачи за счёт создания на ней неструктурированной макрошероховатости (рис. 1, а);
- 2) развитие площади поверхности теплоотдачи за счёт создания на ней структурированной макрошероховатости (рис. 1, б);
- 3) развитие площади поверхности теплоотдачи за счёт создания на ней структурированной микрошероховатости (рис. 1, в, г);
- 4) переход от плёночного к капельному режиму конденсации на несмачиваемых (лиофобных) поверхностях теплоотдачи (рис. 1, д).

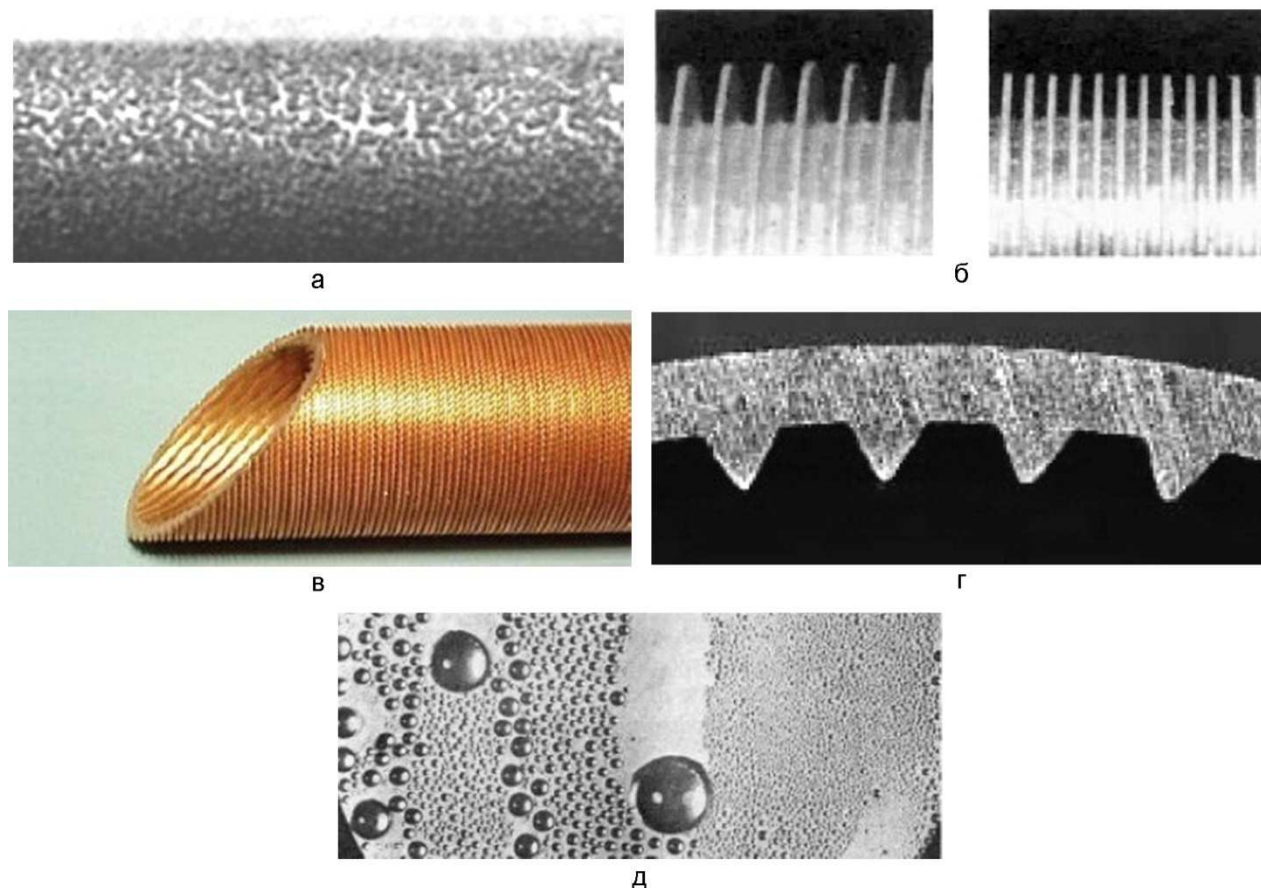


Рисунок 1 – Способы интенсификации теплоотдачи при конденсации [2]:

- а – напыление мелких частиц металла (для плёночной конденсации); б – поперечное макрооребрение (для плёночной конденсации); в – спиральное микрооребрение (для плёночной конденсации); г – профиль внутреннего спирального микрооребрения; д – реализация режима капельной конденсации

Первые три способа относятся исключительно к плёночной конденсации и позволяют увеличить коэффициент теплоотдачи в $1,5 \div 2$ раза. Последний же способ, соответствующий капельной конденсации на несмачиваемых (лиофобных) поверхностях теплоотдачи, позволяет увеличить коэффициент теплоотдачи в $10 \div 100$ раз по сравнению с плёночной конденсацией.

Процесс капельной конденсации улучшает отвод жидкости с поверхности и способствует доступу пара к охлаждённой поверхности теплоотдачи. В качестве несмачиваемых (лиофобных) покрытий могут выступать: тонкие плёнки неорганического состава, например, сульфидные, а также гальванические покрытия из тонких плёнок благородных металлов и плёнок неорганических полимеров [2, 3].

В качестве наиболее совершенной и эффективной конструкции дефлегматора в производстве этилового спирта прямой гидратацией этилена предлагается использовать кожухотрубчатый теплообменный аппарат, трубы которого покрыты с внешней стороны тонкой сульфидной плёнкой (не более 0,5 мм), обеспечивающей несмачиваемость (лиофобность) этиловым спиртом.

Для предлагаемого кожухотрубчатого теплообменного аппарата, работающего в режиме капельной конденсации, была разработана инженерная методика расчёта, блок-схема которой представлена на рисунке 2, а основные результаты модельного расчёта – в таблице. Ниже приведены основные расчётные зависимости.

Коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации движущегося пара определяется по критериальным уравнениям [4, 5]:

$$Nu_D = 6,84 \cdot 10^{-8} \cdot Re_D^{-1,57} \cdot \Pi_W^{-0,25} \text{ при } Re_D < 3,3 \cdot 10^{-3}; \tag{1}$$

$$Nu_D = 1,3 \cdot 10^{-8} \cdot Re_D^{-1,86} \cdot \Pi_W^{-0,25} \text{ при } Re_D \geq 3,3 \cdot 10^{-3}, \tag{2}$$

где число Рейнольдса для конденсирующегося пара определяется движущей силой процесса теплоотдачи при конденсации Δt_D :

$$Re_D = \frac{\lambda_D \cdot \Delta t_D}{r_D \cdot \mu_D}; \tag{3}$$



λ_D – теплопроводность конденсата; γ_D – удельная теплота конденсации; μ_D – динамическая вязкость конденсата, а термокапиллярная постоянная при капельной конденсации движущегося пара определяется скоростью его движения w_D :

$$\Pi_W = \frac{2 \cdot w_D^2 \cdot \rho_{ДП}}{(g \cdot \mu_D)^{2/3} \cdot \rho_{ДЖ}^{1/3}}, \tag{4}$$

$\rho_{ДП}$ – плотность конденсирующегося пара; $\rho_{ДЖ}$ – плотность конденсата.

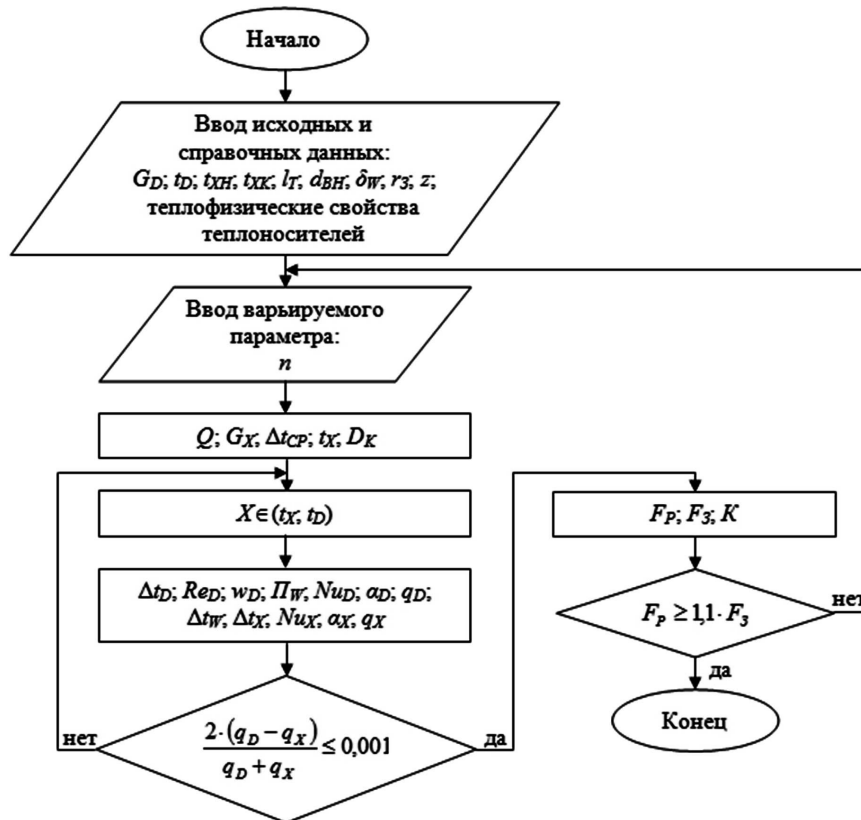


Рисунок 2 – Блок-схема расчёта кожухотрубчатого теплообменника, работающего в режиме капельной конденсации

Таблица – Основные результаты модельно расчёта

| Исходные данные | | | |
|---|----------------------|-----------------|---------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1. Производительность по этиловому спирту | кг/час | G_D | 5000 |
| 2. Температура конденсации паров этилового спирта | °С | t_D | 78,3 |
| 3. Начальная температура охлаждающей воды | °С | $t_{ХН}$ | 20 |
| 4. Конечная температура охлаждающей воды | °С | $t_{ХК}$ | 50 |
| 5. Длина стальных труб трубного пучка | м | l_T | 4 |
| 6. Внутренний диаметр стальных труб трубного пучка | мм | $d_{ВН}$ | 62 |
| 7. Толщина стенки стальных труб трубного пучка | мм | δ_W | 2 |
| 8. Суммарное термическое сопротивление загрязнений теплообменной поверхности | ($M^2 \cdot K$)/Вт | r_3 | $7,3 \cdot 10^{-4}$ |
| 9. Число ходов в трубном пространстве | – | z | 6 |
| 10. Число стальных труб в трубном пучке (разбивка по вершинам правильных шестиугольников) | – | n | 61 |
| Расчётные параметры | | | |
| 11. Тепловая нагрузка | кВт | Q | 1350 |
| 12. Расход охлаждающей воды | кг/час | G_X | 38500 |
| 13. Средняя движущая сила процесса теплопередачи | °С | Δt_{CP} | 41,5 |
| 14. Средняя температура охлаждающей воды | °С | t_X | 36,8 |
| 15. Внутренний диаметр кожуха теплообменника | мм | D_K | 1400 |



Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|------------------------|--------------|---------------------|
| 16. Температура стенки стальных труб со стороны конденсирующегося пара | °С | X | 78,2 |
| 17. Движущая сила процесса теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке стальных труб | °С | Δt_D | 0,1 |
| 18. Скорость движения конденсирующегося пара | м/с | w_D | 23 |
| 19. Число Нуссельта для конденсирующегося пара | – | Nu_D | $6,1 \cdot 10^{-2}$ |
| 20. Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке стальных труб | Вт/(м ² ·К) | α_D | 280000 |
| 21. Удельная тепловая мощность конденсирующегося пара | Вт/м ² | q_D | 30032 |
| 22. Движущая сила процесса теплопроводности внутри стенки стальных труб | °С | Δt_W | 25,4 |
| 23. Движущая сила процесса теплоотдачи от стенки стальных труб к охлаждающей воде | °С | Δt_X | 16,0 |
| 24. Число Нуссельта для охлаждающей воды | – | Nu_X | 190 |
| 25. Коэффициент теплоотдачи от стенки стальных труб к охлаждающей воде | Вт/(м ² ·К) | α_X | 1900 |
| 26. Удельная тепловая мощность охлаждающей воды | Вт/м ² | q_X | 30030 |
| 27. Расчётная поверхность теплопередачи | м ² | F_P | 44,5 |
| 28. Заданная поверхность теплопередачи | м ² | F_3 | 49,0 |
| 29. Коэффициент теплопередачи | Вт/(м ² ·К) | K | 725 |

В уравнениях (3) и (4) все теплофизические свойства берутся при температуре конденсации.

Коэффициент конвективной теплоотдачи для жидкого теплоносителя определяется по критериальным уравнениям [6, 7]:

$$Nu_X = 0,17 \cdot Re_X^{0,33} \cdot Pr_X^{0,43} \cdot Gr_X^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_X}{Pr_{XW}} \right)^{0,25} \quad \text{при } Re_X < 2320; \quad (5)$$

$$Nu_X = 0,008 \cdot Re_X^{0,9} \cdot Pr_X^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_X}{Pr_{XW}} \right)^{0,25} \quad \text{при } 2320 \leq Re_X < 10000; \quad (6)$$

$$Nu_X = 0,021 \cdot Re_X^{0,8} \cdot Pr_X^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_X}{Pr_{XW}} \right)^{0,25} \quad \text{при } Re_X \geq 10000, \quad (7)$$

где Re_X , Gr_X , Pr_X – соответственно числа Рейнольдса, Грасгофа и Прандтля, определённые при средней температуре теплоносителя; Pr_{XW} – число Прандтля при температуре стенки теплообменной поверхности.

Основные результаты расчёта в графическом виде представлены на рисунке 3. Анализируя полученные графические зависимости, можно сказать, что при номинальном значении производительности теплообменного аппарата по этиловому спирту в 5000 кг/час, диапазон её изменения ограничен:

1) слева значением $G_D = 4900$ кг/час, т.к. при этом коэффициент теплоотдачи практически достигает своего естественного физического предела $\alpha_D = 300000$ Вт/(м²·К) [3];

2) справа значением $G_D = 5500$ кг/час, т.к. при этом скорость движения конденсирующегося пара практически достигает своего допустимого предела для технологических аппаратов $w_D = 25$ м/с [6].

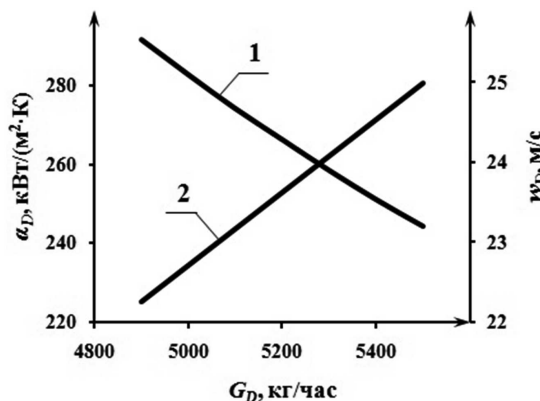


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента теплоотдачи при капельной конденсации и скорости движения конденсирующегося пара от производительности теплообменного аппарата: 1 – $\alpha_D = f(G_D)$; 2 – $w_D = f(G_D)$



Таким образом, допустимый диапазон изменения производительности теплообменного аппарата равен $G_D = 4900 \div 5500$ кг/час или $98 \div 110$ % от номинальной производительности, что хорошо согласуется с полученным запасом поверхности теплопередачи в 1,1 раза – $F_3 = 1,1 \cdot F_p$.

Необходимо отметить, что проектируемый теплообменный аппарат для поддержания высоких значений коэффициентов теплоотдачи α_D и α_X при числе труб $n = 61$ имеет $z = 6$ ходов в трубном пространстве, что является отклонением от принятых стандартов. Однако данное обстоятельство можно объяснить тем, что теплообменная аппаратура, в которой реализуется процесс капельной конденсации, в настоящее время мало распространена и практически не используется.

Сравнительный расчёт проектируемого аппарата с аналогичным теплообменником, в котором реализуется процесс плёночной конденсации, показал, что при прочих равных условиях (см. исходные данные таблицы) необходимый запас поверхности теплопередачи в 1,1 раза достигается при числе труб $n = 127$ (коэффициент теплоотдачи при плёночной конденсации α_D рассчитывался по известному уравнению, приведённому в [7]).

Также необходимо отметить, что для расхода охлаждающей воды $G_X = 38500$ кг/час (при допустимой скорости её движения $1,5 \div 2$ м/с) диаметр трубопровода, равно как и условный проход подводящего штуцера, должен быть равен $80 \div 100$ мм. Данное обстоятельство является вполне допустимым при внутреннем диаметре кожуха теплообменного аппарата $D_K = 1400$ мм.

Таким образом, с помощью разработанной инженерной методики расчёта энергоэффективного теплообменника, работающего в режиме капельной конденсации в качестве дефлегматора паров этанола, можно определить оптимальные габариты его конструкции в зависимости от технологических условий.

Литература:

1. Лебедев Н.Н. Химия и технология основного органического и нефтехимического синтеза : учебник. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1988. – 592 с.
2. Попов И.А. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. Интенсификация теплообмена : монография / И.А. Попов, Х.М. Махьянов, В.М. Гуреев; под общ. ред. Ю.Ф. Гортышова. – Казань : Центр инновационных технологий, 2009. – 560 с.
3. Балайка Б. Процессы теплообмена в аппаратах химической промышленности / Б. Балайка, К. Сикора; пер. Г.М. Гольденберга, под ред. В.А. Григорьевой. – М. : Машгиз, 1962. – 351 с.
4. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. – М. : Энергия, 1977. – 240 с.
5. Куличенко В.Р. Справочник по теплообменным расчётам. – Киев : Техника, 1990. – 165 с.
6. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии : учебник. – 8-е изд., перераб. – М. : Химия, 1976. – 784 с.
7. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб. пособие / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков; под ред. П.Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л. : Химия, 1987. – 576 с.

References:

1. Lebedev N.N. Chemistry and technology of basic organic and petrochemical synthesis : textbook. – 4th ed., revised and add. – M. : Chemistry, 1988. – 592 p.
2. Popov I.A. Physical foundations and industrial application of heat transfer intensification. Intensification of heat transfer : monograph / I.A. Popov, H.M. Makhyanov, V.M. Gureev; under the general ed. Y.F. Gortyshova. – Kazan : Center for Innovative Technologies, 2009. – 560 p.
3. Balayka B. Processes of heat transfer in the apparatus of the chemical industry / B. Balayka, K. Sikora; trans. G.M. Goldenberg, ed. V.A. Grigoryeva. – M. : Mashgiz, 1962. – 351 p.
4. Isachenko V.P. Heat transfer during condensation. – M. : Energy, 1977. – 240 p.
5. Kulichenko V.R. Handbook of heat transfer calculations. – Kiev : Tekhnika, 1990. – 165 p.
6. Kasatkin A.G. The main processes and apparatuses of chemical technology : textbook. – 8th ed., revised. – M. : Chemistry, 1976. – 784 p.
7. Pavlov K.F. Examples and tasks for the course of processes and devices of chemical technology : studies manual / K.F. Pavlov, P.G. Romankov, A.A. Noskov; by ed. P.G. Romankov. – 10th ed., revised and add. – L. : Chemistry, 1987. – 576 p.