

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

Глазков Евгений Викторович,
магистрант, ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет»,
e-mail: evglazkov27@gmail.com

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ СКОРОСТЕЙ ПОТОКОВ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Shcherbin S.A., Glazkov E.V.

FEATURES OF DETERMINING OPTIMAL FLOW RATES IN HEAT EXCHANGERS

Аннотация. В статье рассматривается проблема определения оптимальных скоростей потоков теплоносителей при проектировании теплообменных аппаратов.

Ключевые слова: скорость теплоносителя, приведенные затраты, теплообменный аппарат, теплопередача, гидравлическое сопротивление.

Abstract. The problem of determining the optimal flow rates of heat carriers in the design of heat exchangers is considered.

Keywords: coolant speed, relative costs, heat exchanger, heat transfer, hydraulic resistance.

Процессы химической технологии, как правило, сопровождаются подводом или отводом теплоты с применением большого количества теплообменной аппаратуры. Для повышения эффективности рекуперативных теплообменных аппаратов следует увеличивать коэффициенты теплоотдачи теплоносителей. Например, для теплоносителя, агрегатное состояние которого не изменяется, интенсификации теплоотдачи способствует увеличение скорости движения потока. Это приводит к уменьшению габаритов аппарата, его металлоёмкости, т.е. к снижению капитальных затрат [1]. Однако, увеличение скорости приводит к повышению гидравлического сопротивления и энергетических затрат на транспортировку теплоносителя, т.е. к росту эксплуатационных расходов [2].

Перечисленные закономерности на конкретном примере наглядно иллюстрируют рисунки 1, 2, на которых отображены результаты теплового и гидравлического расчетов горизонтального двухходового кожухотрубчатого конденсатора аммиака [3]. Расчеты были выполнены для 2, 4 и 6 ходов охлаждающей воды по трубному пространству аппарата, которым соответствуют скорости потока воды 0,7; 1,6 и 2,3 м/с.

На рисунке 1 показано влияние скорости теплоносителя W на коэффициент теплоотдачи α от внутренней поверхности теплообменных труб к охлаждающей воде, на рисунке 2 – зависимость гидравлического сопротивления трубного пространства аппарата Δp от скорости потока.

Можно отметить значительный диапазон изменения α и Δp . Соответственно, при проектировании теплообменников важно правильно выбрать скорости потоков теплоносителей, обеспечивающие эффективный теплообмен при приемлемых затратах.

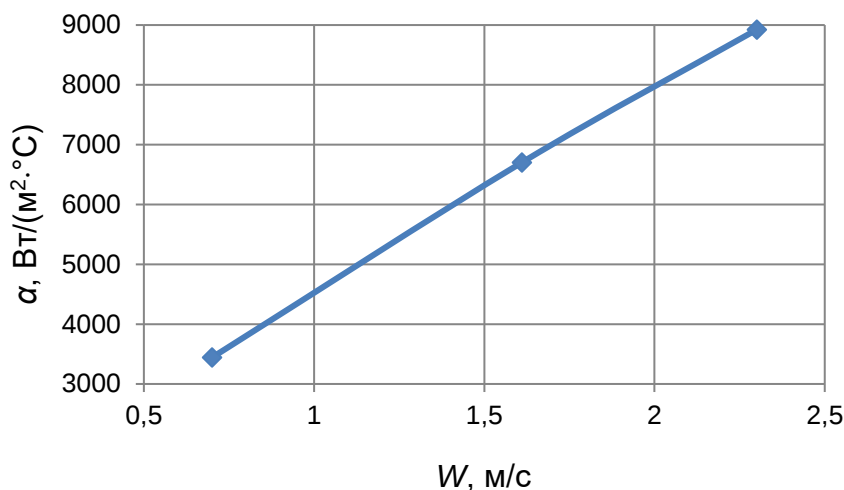


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента теплоотдачи к воде от скорости потока теплоносителя

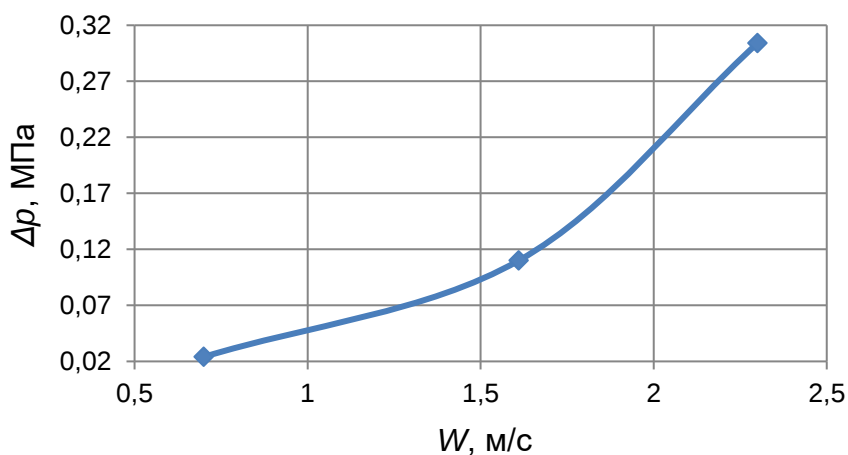


Рисунок 2 – Зависимость гидравлического сопротивления трубного пространства от скорости потока теплоносителя

Методика определения наиболее выгодной скорости потока теплоносителя, изложенная в [4], основана на окупаемости дополнительных капитальных затрат за счёт экономии эксплуатационных расходов в пределах заданного срока окупаемости. Если реализация наиболее выгодной скорости из технико-экономических соображений не встречает препятствий, то она является оптимальной. В остальных случаях верхний и нижний пределы скорости лимитируются требованиями, предъявляемыми к теплообменным аппаратам: допустимым гидравлическим сопротивлением, наименьшей эрозией материала, загрязнением и абразивным износом поверхности теплообмена, предупреждением вибрации элементов аппарата [5].

В теплообменных аппаратах с газообразными теплоносителями интенсивность теплообмена сравнительно низка, поэтому перемещаются большие газовые объёмы при значительных затратах мощности. В этом случае существенное значение для повышения тепловой эффективности имеет соотноше-

ние скоростей рабочих сред – выбор оптимального соотношения скоростей обеспечивает максимальный теплосъём при минимально возможных затратах мощности на прокачку теплоносителей.

Существуют различные способы оценки влияния соотношения скоростей потоков теплоносителей на эффективность теплообмена. Например, в работе [6] предложена методика выбора соотношения скоростей на основе энергетического коэффициента E :

$$E = K / (N_1 + N_2),$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); N_1, N_2 – затраты мощности на преодоление гидравлических сопротивлений со стороны горячего и холодного теплоносителей, отнесённые к площади поверхности теплообмена, Вт/м². Оптимальному соотношению скоростей соответствует максимальное значение коэффициента E .

В работе [7] показано, что в общем случае оптимальное соотношение скоростей теплоносителей зависит от соотношения давлений рабочих сред, линейного определяющего размера, температурного фактора и формы поверхности теплообмена.

Для теплообменных аппаратов с близкими давлениями теплоносителей решающее значение для выбора оптимального соотношения их скоростей имеет форма поверхности теплообмена. Для различных типов поверхностей нагрева численное значение оптимального соотношения скоростей изменяется в широких пределах. При этом для поверхностей нагрева с одинаковыми условиями обтекания с обеих сторон оптимальное соотношение практически равно 1.

На основе анализа полученных результатов предложена формула для определения оптимального соотношения скоростей φ_0 в зависимости от соотношения уровней теплообмена сторон, характеризующихся соответствующими критериальными уравнениями и представленных в виде чисел Нуссельта:

$$\varphi_0 = (Nu_2 / Nu_1)^{-0,75},$$

где Nu_1, Nu_2 – значения критериев Нуссельта для горячего и холодного теплоносителей.

При большой скорости газового потока необходимо учитывать следующие дополнительные эффекты, отсутствующие при умеренных скоростях: сжимаемость газа (плотность ρ перестаёт быть постоянной, меняется вдоль потока; диссипация энергии (работа сил трения в пограничном слое переходит в теплоту); температура торможения (при торможении потока кинетическая энергия превращается в тепловую, резко повышая температуру газа у стенки); изменение физических свойств газа из-за высоких температур; скачки уплотнения (при сверхзвуковых скоростях возникают ударные волны, меняющие параметры потока).

Режим течения среды и степень влияния сжимаемости газа на параметры потока определяется величиной числа Маха M , определяемого отношением

скорости движения потока W к местной скорости звука $W_{зв}$:

$$M = W / W_{зв}.$$

При $M > 0,3$ начинают проявляться эффекты сжимаемости газа, возможны локальные сверхзвуковые зоны, которые нужно учитывать в расчёте. Для этого определяют температуру торможения (температуру полностью заторможенного потока), коэффициент восстановления температуры (показывает, какая часть кинетической энергии переходит в тепло у стенки) и равновесную (восстановленную) температуру.

Для сверхзвуковых течений температура торможения значительно превышает начальную температуру. Например, при течении воздуха с $M = 5$ температура заторможенного потока газа в 6 раз превышает начальную температуру газа. В свою очередь повышение температуры приводит к изменению физических характеристик вещества. Взаимодействие разогретого газа с обтекаемой поверхностью может приводить к разрушению поверхности (плавление, горение, испарение и т.д.) [8].

Оптимальные скорости потоков теплоносителей целесообразно определять на стадии проектирования теплообменников с целью обоснованного выбора основных конструктивных размеров аппаратов и минимизации расходов на их производство и эксплуатацию.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Щербин, С.А.** Определение капитальных затрат на кожухотрубчатый теплообменник / С.А. Щербин, А.А. Готов // Сборник научных трудов АНГТУ. – 2020. – № 17. – С. 136-139.
2. **Щербин, С.А.** Определение эксплуатационных затрат на кожухотрубчатый теплообменник / С.А. Щербин, А.А. Готов // Сборник научных трудов АНГТУ. – 2020. – № 17. – С. 140-144.
3. **Щербин, С.А.** Вариант реконструкции конденсатора холодильной установки / С.А. Щербин // Вестник АНГТУ. – 2017. – № 11. – С. 113-115.
4. **Кузнецов, Н.В.** Рабочие процессы и вопросы усовершенствования конвективных поверхностей котельных агрегатов / Н.В. Кузнецов. – Москва : Госэнергоиздат, 1958. – 172 с.
5. **Иванов, А.Н.** Теплообменное оборудование предприятий : учеб. пособие / А.Н. Иванов, В.Н. Белоусов, С.Н. Смородин. – Санкт-Петербург : ВШТЭ СПбГУПТД, 2016. – 185 с.
6. **Антуфьев, В.М.** Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В.М. Антуфьев. М.–Л. : Энергия, 1966. – 184 с.
7. **Мовсесян, В.Л.** Профильно-пластинчатые теплообменники / В.Л. Мовсесян, А.Ф. Мурзич, А.Н. Иванов. Санкт-Петербург : «РИД», 2002. – 320 с.
8. **Крайнов, А.Ю.** Конвективный теплоперенос и теплообмен : учеб. пособие / А.Ю. Крайнов, К.М. Моисеева. – Томск : STT, 2017. – 80 с.