

А.Н. ГАНЖА, канд. техн. наук, НТУ "ХПИ"

Н.А. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук, НТУ "ХПИ"

ОПТИМАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБЧАТЫХ ВОДО-ВОДЯНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Розроблено методику оптимізаційних розрахунків трубчастих водо-водяних підігрівачів для систем тепlopостачання. Показано, що оптимальні характеристики залежать від узагальненої економічної характеристики поверхні та нагнітачів. Проведено аналіз оптимальних характеристик підігрівачів.

The methodic of optimization calculation of tubular water-water heat exchanger is created. It is shown, that optimization characteristics depend on generalized economic characteristic of surface and pumps. The analysis of optimal characteristic of heat exchanger is realized.

Введение. Водо-водяные подогреватели широко используются в системах теплоснабжения. Они устанавливаются на теплораспределительных станциях, центральных, квартальных и индивидуальных тепловых пунктах независимых систем отопления и горячего водоснабжения потребителей. В настоящее время устаревшие трубчатые секционные водо-водяные подогреватели заменяются в основном более эффективными и компактными, но более дорогими, пластинчатыми теплообменниками. Исследования, проведенные авторами, показали, что характеристики трубчатых водо-водяных подогревателей не являются достаточно эффективными и возможно их усовершенствование. Одним из путей повышения эффективности теплообменных аппаратов является интенсификация теплообмена за счет создания более совершенного оребрения поверхности и искусственной турбулизации потоков. Как известно, оребрение приводит к увеличению массы, габаритов и стоимости поверхности и всего аппарата, а искусственная турбулизация потоков ведет к увеличению затрат энергии на прокачку теплоносителей. В некоторых случаях оребрение использовать нерационально, так как могут увеличиваться эксплуатационные затраты на чистку поверхности. Поэтому повысить эффективность аппаратов можно путем осуществления их оптимизации.

Постановка задачи. Минимизировать затраты мощности на прокачку

теплоносителей через поверхность при той же требуемой тепловой нагрузке позволяет оптимизация по эффективности теплообмена [1]. Минимизировать цену потребления аппарата позволяет технико-экономическая оптимизация. Под эффективностью теплообмена обычно подразумевают известный критерий Кирпичева, а под технико-экономическим минимумом подразумевается минимум удельной первоначальной стоимости и эксплуатационных затрат на поверхность и нагнетатели. Поэтому целесообразно осуществлять совместную оптимизацию, где целевыми функциями являются эффективность теплообмена и минимум удельной цены потребления. В данной работе поставлена задача: провести технико-экономическую оптимизацию трубчатого водо-водяного подогревателя, который может быть установлен в индивидуальных или центральных тепловых пунктах систем теплоснабжения. Исходные данные на расчетном режиме:

а) теплоноситель (вода) из магистрального трубопровода крупной ТЭЦ имеет давление $p_{\text{в}} = 1,6$ МПа и температуры на входе $t_{\text{в}}' = 150$ °С, на выходе $t_{\text{в}}'' = 80$ °С;

б) теплоноситель (вода) из местной системы отопления жилого массива имеет давление $p_{\text{н}} = 0,4$ МПа и температуры на входе $t_{\text{н}}' = 70$ °С, на выходе $t_{\text{н}}'' = 95$ °С;

в) трубный пучок – шероховатые внутри трубы, материал труб – Ст. 20, шероховатость $\Delta = 0,1$ мм, разбивка по равнобедренному треугольнику либо квадрату;

г) схема взаимного течения теплоносителей – продольное течение по противотоку.

Математическая модель. Для исследуемого типа аппарата с продольным течением теплоносителей технико-экономический минимум обеспечивает оптимальное число Рейнольдса внутреннего теплоносителя и диаметр труб, а максимальную эффективность теплообмена – оптимальный относительный шаг разбивки трубного пучка. При этом оптимальные значения относительного шага разбивки совпадают при максимуме эффективности теплообмена и технико-экономическом минимуме [1, 2].

Система уравнений математической аппарата для оптимизации включает в себя уравнения теплового баланса и теплопередачи, зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи, сопротивлений теплоносителей и теплопередачи, теплофизических свойств теплоносителей и материалов стенок

труб, средних температурных напоров, падений давлений теплоносителей и мощностей на их прокачку, а так же геометрические характеристики. Коэффициенты теплоотдачи и сопротивления с внутренней стороны определяются с учетом шероховатости, а с наружной стороны – с учетом поправок на продольное наружное обтекание.

Эффективность теплообмена E (энергетический коэффициент, критерий Кирпичева) определяется так [1, 2]:

$$E = \frac{Q}{N}, \quad (1)$$

где Q – передаваемый тепловой поток, Вт; N – суммарная мощность, требуемая на прокачку теплоносителей через поверхность теплообмена, Вт (без учета КПД нагнетателей и приводов).

В данном случае передаваемый тепловой поток Q равен расчетной тепловой нагрузке потребителей. При оптимизации по эффективности теплообмена обеспечивается минимум требуемой мощности на прокачку теплоносителей N .

Удельная цена потребления включает в себя первоначальные затраты на поверхность и нагнетатели (капитальные вложения), отнесенные к одному году, и годовые эксплуатационные затраты с учетом числа часов работы, графиков загрузки оборудования, коэффициентов дисконтирования. Здесь уже учитываются КПД нагнетателей и приводов, стоимость потребляемой электроэнергии. Обычно для теплообменных аппаратов принято относить цену потребления к передаваемому тепловому потоку (тепловой мощности, кВт) [1, 2]:

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{пот}}}{Q} = \frac{C_F \cdot F + C_N \cdot N \cdot 10^{-3}}{Q} = \frac{C_F}{q} + \frac{C_N \cdot 10^{-3}}{E}, \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}, \quad (2)$$

где F – площадь поверхности теплообмена, м^2 ; q – плотность теплового потока $\text{кВт}/\text{м}^2$; C_F – годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 м^2 поверхности теплообмена, $\text{грн}/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$; C_N – годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 кВт мощности нагнетателей с учетом КПД их приводов, $\text{грн}/(\text{год} \cdot \text{кВт})$.

Опыт и практика оптимизации подобных аппаратов показывают, что, как правило, оптимальных диаметров труб d_n не существует и чем меньше диаметр, тем выше показатели эффективности теплообмена и меньше удельная цена потребления. Если диаметр труб остается постоянным, то оптимальное число Рейнольдса внутреннего теплоносителя Re_B соответствует оптимальной скорости этого теплоносителя W_B , м/с.

Оптимальный шаг разбивки трубного пучка σ при условии максимума критерия эффективности (1) определяется методом множителей Лагранжа при ограничении на постоянную плотность теплового потока с использованием поиска решения методом хорд. Оптимальное число Рейнольдса внутреннего теплоносителя Re_B находится методом последовательных приближений при поиске экстремума уравнения (2). На следующем приближении технико-экономически оптимальная плотность теплового потока используется при поиске оптимального шага σ .

Решение. Проведенные в [1, 2] и авторами в данной работе исследования показали, что технико-экономический минимум зависит не от параметров C_F и C_N в отдельности, а от их отношения (экономической характеристики теплообменника):

$$C = \frac{C_F \cdot 10^3}{C_N}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (3)$$

Использование экономической характеристики C позволяет обобщить результаты оптимизации для различных случаев комбинации годовых затрат на поверхность и нагнетатели. Авторами проведен анализ влияния экономической характеристики C на оптимальные параметры исследуемого водоводяного подогревателя. Результаты оптимальных скоростей теплоносителей приведены на рис. 1, а оптимального шага разбивки труб по квадрату – на рис. 2.

В качестве базового для рассматриваемого водо-водяного подогревателя приняты диаметры труб, которые используются в стандартных секционных водо-водяных подогревателях для систем теплоснабжения по ОСТ 34-568-68 (т.е. $d_n = 16$ мм и $d_b = 14$ мм) [3, 4]. Оптимизация проведена и при уменьшен-

ных диаметрах труб до $d_n = 8$ мм при том же отношении диаметров, что и для базового подогревателя.

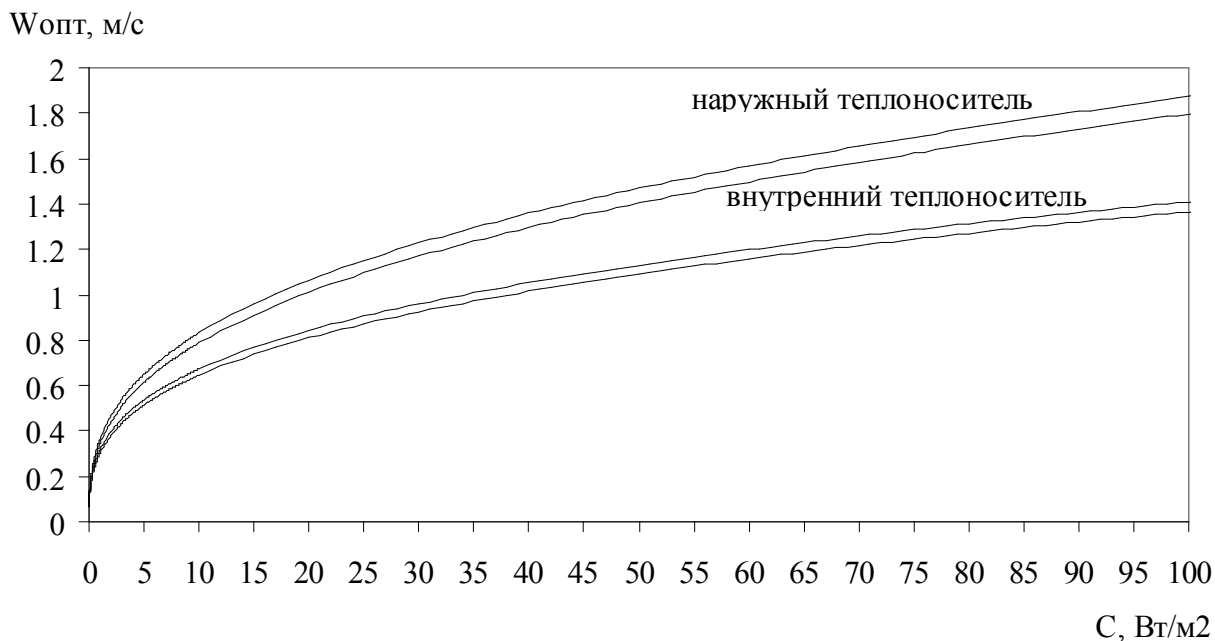


Рис. 1. Оптимальные скорости теплоносителей

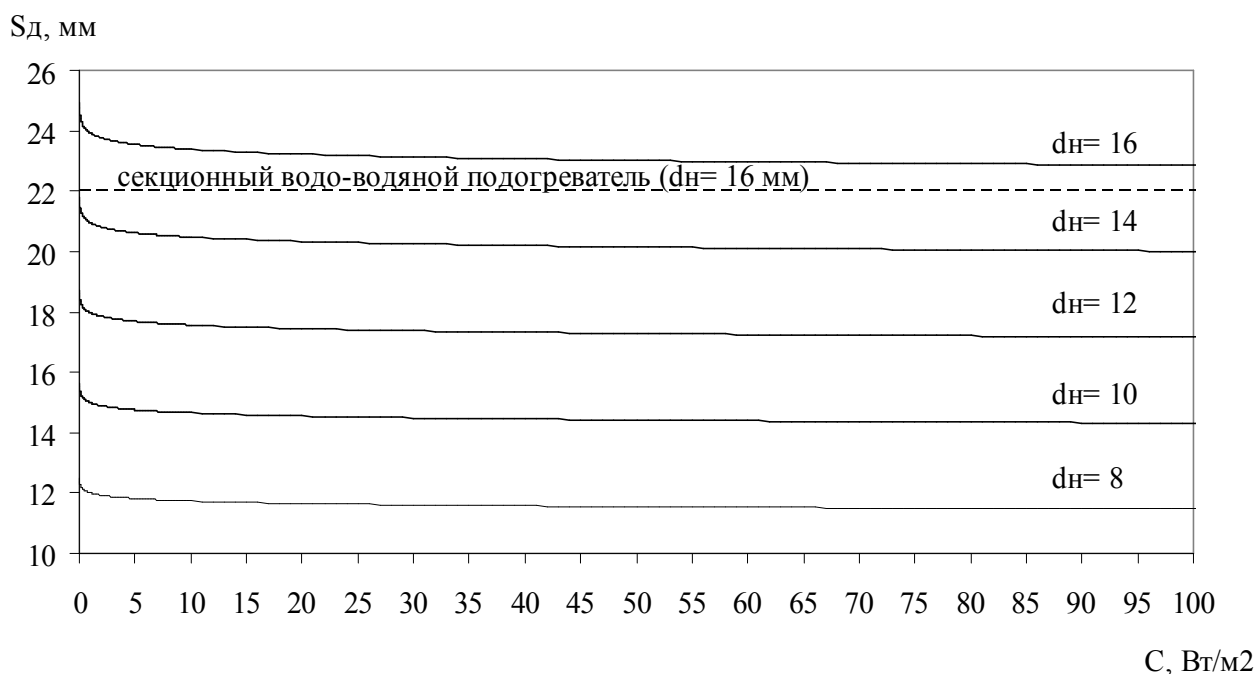


Рис. 2. Оптимальный шаг разбивки

Выводы. Из анализа результатов исследования видно, что оптимальные скорости теплоносителей слабо зависят от диаметров труб (рис. 1), однако они существенно зависят от значения экономической характеристики C .

С увеличением удельных затрат на поверхность или уменьшением удельных затрат на нагнетатели оптимальные скорости увеличиваются. При значениях $C > 130 \div 140 \text{ Вт/м}^2$ оптимальные скорости будут больше допустимых в теплообменниках (2 м/с), после которых сильно возрастает эрозионно-коррозионный износ труб. Оптимальный относительный шаг разбивки σ практически не зависит от диаметра труб, и для треугольного (ромбического) пучка получается в 1,076 раз большим, чем для квадратного. При этом габариты трубного пучка, эффективность теплообмена и приведенные затраты у квадратной и треугольной разбивки будут идентичными. Величины оптимальных шагов разбивки (рис. 2) немного больше, чем в стандартных секционных водо-водяных подогревателях. При уменьшении диаметров труб (например, с 16 до 8 мм.) длина теплообменника снижается примерно в 2 раза практически при том же диаметре всего трубного пучка. Проведенный авторами анализ показал, что трубчатые водо-водяные подогреватели возможно усовершенствовать путем доводки конструкции, применения труб малого диаметра и технико-экономической оптимизации.

Список литературы: 1. *Калафати Д.Д., Попалов В.В.* Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 152 с. 2. *Ганжа А.Н., Марченко Н.А., Сквородко О.А.* Технико-экономическая оптимизация трубчатого водо-водяного подогревателя // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 3.– С. 85 – 90. 3. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника / Под. общ. ред. *В.А. Григорьева* и *В.М. Зорина*. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 552 с. 4. Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей. – М.: Стройиздат, 1988. – 216 с.

Поступила в редколлегию 25.07.08