

УДК 697.9

ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО ИСПОЛНЕНИЯ ПРОФИЛЬНОГО ЛИСТА ОРЕБРЕНИЯ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ МЕТОДОМ ТЕРМОЭКОНОМИКИ**В. А. ЗАФАТАЕВ***(Полоцкий государственный университет)*

Показана возможность выбора геометрического исполнения профильного листа оребрения трубного пучка водяного воздухоподогревателя с точки зрения приоритетности одновременных капиталовложений или эксплуатационных расходов при технологически оптимальном режиме работы теплообменника. Дана оценка энергоэффективности процесса теплопередачи в воздухоподогревателе для условий «сухого» теплообмена.

Повышение эффективности и полноты использования теплоты в теплообменных аппаратах в условиях недостатка в стране собственных источников энергоресурсов и роста цен на энергоносители является важным этапом национальной стратегии энергосбережения. Выполнение поставленной задачи следует начинать с изучения особенностей процесса передачи теплоты и в дальнейшем к его интенсификации и удешевлению, что сводится в итоге к необходимости проведения анализа и разработки методик математического моделирования теплообменных процессов, учитывающих сложную взаимосвязь конструктивных, термодинамических и экономических критериев.

Постановка задачи. Объект исследования – рекуперативные теплообменники-воздухоподогреватели с теплоносителем «вода», применяемые в системах вентиляции и кондиционирования воздуха [1].

При сравнении и оптимизации тепловых схем применяется метод математического моделирования [2], основанный на математическом выражении связей между определяемыми и определяющими параметрами. Математическая модель реального объекта есть некоторый математический объект, поставленный в соответствие данному физическому объекту. Основными задачами метода математического моделирования являются *создание математической модели-описания*, достаточно полно и точно отражающей физические процессы как в отдельных звеньях, так и в объекте в целом, и *реализация этой модели в виде алгоритма функционирования*. Разработка математических моделей теплоиспользующих установок и решение на их основе оптимизационных задач в некоторых случаях позволяет исключить необходимость проведения натурных экспериментов, сопряжённых с непропорционально большими затратами времени и материальных средств на их подготовку и проведение относительно получаемого эффекта оптимизации теплообменной установки. При этом охватываются термодинамические, расходные и конструктивные характеристики. Выбор варианта решения определяется способом постановки задачи оптимизации, выбором определяемых и определяющих критериев и заданием на них технических ограничений.

Оценка энергоэффективности процесса теплопередачи произведена для водяных воздухоподогревателей типа ВНВ с помощью разработанного в рамках НИР [3] алгоритма поверочного интервально-итерационного расчёта с определением показателей эффективности и формированием комплексного показателя эффективности воздухоподогревателя. Процесс теплообмена представлен в виде статической математической модели, в которой воздухоподогреватель рассматривается на макроуровне как гетерогенная среда, а геометрическая характеристика назначается для его функционального объёма, где производится осреднение локальных характеристик. Далее анализ эффективности теплообменника проводится по осреднённым значениям. Этот способ позволяет более корректно оценивать влияние геометрии на общую эффективность теплообменного аппарата, чем при использовании обобщённых характеристик теплообмена.

В качестве критерия оптимума выступают приведенные годовые затраты на единицу эксергии [4]. Они включают две основные статьи затрат: переменную составляющую, зависящую от требуемой мощности на прокачку теплоносителей через аппарат, стоимости теплоносителя, тепловой энергии на его получение, отчислений от инвестиций, интенсивности теплопередачи; постоянную составляющую, зависящую от величины поверхности теплообмена (она же определяет величину закупочных цен на оборудование и затрат на строительные-монтажные работы, подключение к сетям и пуско-наладку). В общем виде эту функцию можно представить следующим образом:

$$k = \frac{c_e}{\eta_e} + \frac{Iz}{E_n n}, \quad (1)$$

где c_e – удельная цена эксергии, руб./кДж; η_e – эксергетический КПД процесса; I – инвестиции, руб.; z – нормативный коэффициент окупаемости инвестиций; E_n – эксергетический эффект процесса, кДж/ч; n – годовое число часов эксплуатации установки.

В то же время последующий анализ результатов расчётов позволил выявить необязательность применения в подобной постановке оптимизационной задачи критериев эффективности на основе NTU [5],

относительного различия цен «продукта» и «топлива» r_k , эксергоэкономического фактора f_k [6] и эксергетического КПД Грассмана [7], так как они практически «не реагируют» на изменение варианта исполнения поверхности теплообмена в нагревателях одного класса. NTU фактически зависит от температурных напоров теплоносителей и никак не отражает изменение конфигурации оребрения. На величину эксергетического КПД Грассмана большое влияние оказывают потери потенциала (эксергии) потоков из-за гидравлических сопротивлений подогревателей, которые оказываются на порядок-два выше потерь потенциала (эксергии) от охлаждения потока. Во всех вариантах расчётов величина эксергоэкономического фактора f_k получается близкой к единице, что говорит о первостепенном влиянии на величину годовых эксергетических затрат экономических факторов издержек.

Исследовательская часть

Исходные данные: размеры корпуса $A_{фронт}$, $B_{фронт}$ аппарата (принимаются соответствующими модели № 9 ряда по ГОСТ 26548-85); геометрия теплопередающих элементов (рис. 1) [1]: для воздушнонагревателей с синусоидальным оребрением: угол раскрытия гофр γ ; основание сектора b или шаг гофрировки S_R ; поперечная разбежка гофр a ; размеры фронтального сечения теплообменника $A_{фронт}$, $B_{фронт}$, H ; наружный диаметр трубок d_0 ; толщина стенки труб δ_1 и толщина пластин Δ ; шаг установки пластин S ; продольный и поперечный шаги труб S_1 , S_2 ; число поперечных рядов труб z_p ; две температуры из набора t'_1, t''_1, t'_2, t''_2 (могут быть заданы все четыре); температура отсчёта эксергии; давления теплоносителей P_1 и P_2 на входе [1]; схема тока [1]; оптимальная скорость одного из теплоносителей [8]; компоновка пучка труб [1]; величины тарифов на электро- и тепловую энергию; отчисления на закупку и монтаж установки и нагнетательных устройств [9–12]; годовое число часов и неравномерность эксплуатации установки.

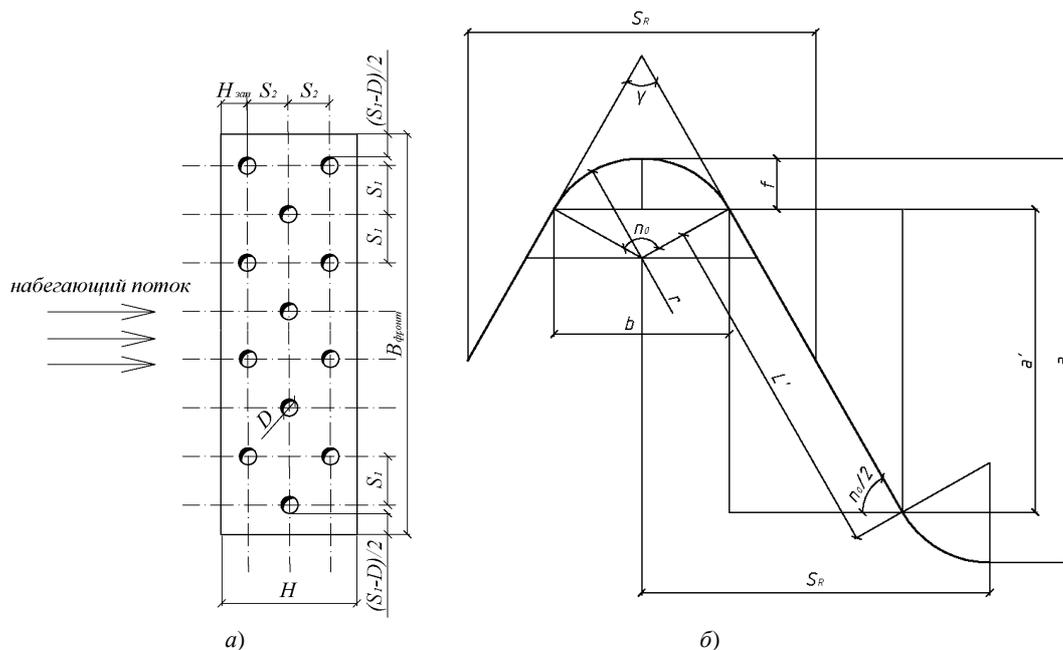


Рис. 1. Геометрические характеристики теплообменной поверхности: а – вид шахматного пучка в обечайке воздушнонагревателя; б – фрагмент синусоидальной гофры в разрезе

Габаритные размеры водяных трубчатых воздушнонагревателей должны соответствовать ГОСТ 7201. При этом параметры оребрения могут изменяться в широких пределах.

Размеры обечайки $A_{фронт} = 905$ мм; $B_{фронт} = 503$ мм; $H = 80$ мм (три поперечных ряда трубок), $H = 100$ мм (4 поперечных ряда трубок); поперечный шаг трубок $S_1 = 50$ мм; продольный шаг $S_2 = 25$ мм; наружный диаметр медных трубок $d_0 = 12$ мм; толщина стенки трубки $\delta_1 = 0,4$ мм; шаг оребрения S принимается равным 1,8; 2,0; 2,5 и 4,5 мм; толщина листа оребрения $\Delta = 0,2$ мм; число ходов по горячей воде принимается $z_{ход} = 2; 4; 6; 8; 10$; технологически рекомендуемая скорость воды $w_{воды} = 0,8 \dots 1,5$ м/с.

Рассчитаны теплогидравлические и эксерго-экономические характеристики синусоидальных профильных листов оребрения с поперечной разбежкой гофр 4 мм, шагом оребрения 1,8, 2,5 и 4,5 мм. Угол раскрытия гофр $\gamma = 90^\circ$ и число ходов по воде $z_{ход} = 6$ не изменялись.

Из рассматриваемых конфигураций оребрения выберем ту, для которой годовые затраты, приведенные на единицу полезной эксергии, минимальны.

Результаты расчётов представлены в виде диаграмм (рис. 2–3).

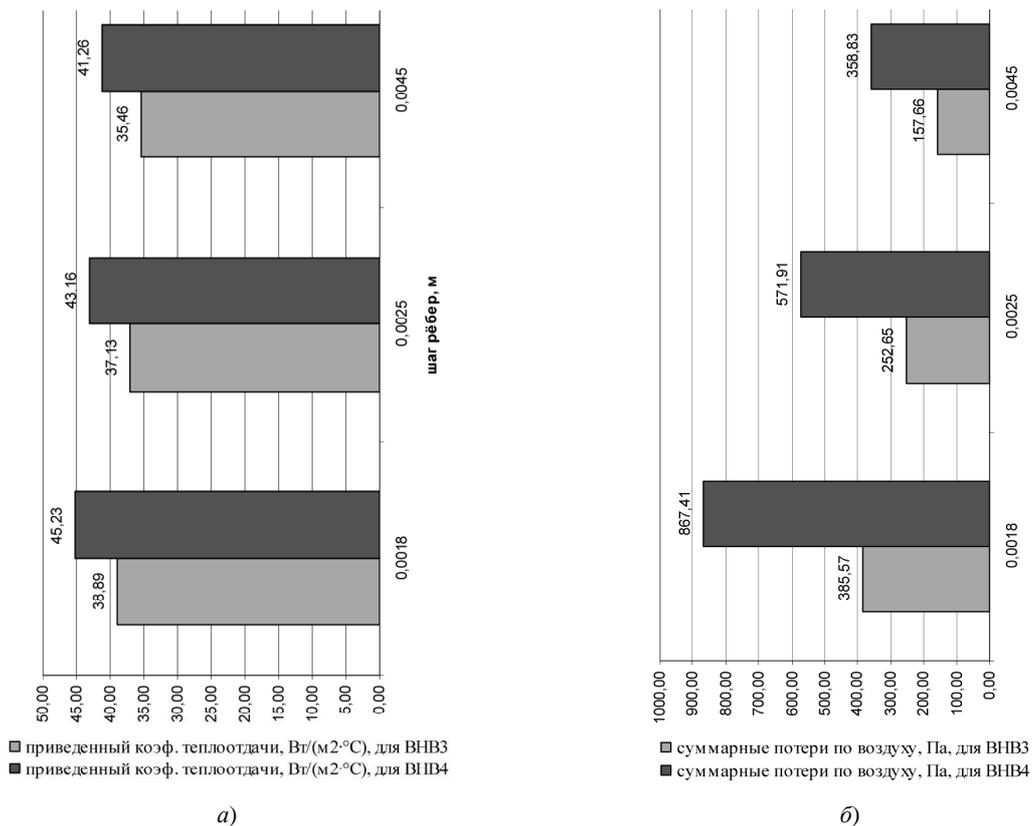


Рис. 2. Величина приведенного коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²·°C), (а) и суммарных потерь давления по воздуху, Па, (б) в зависимости от шага рёбер

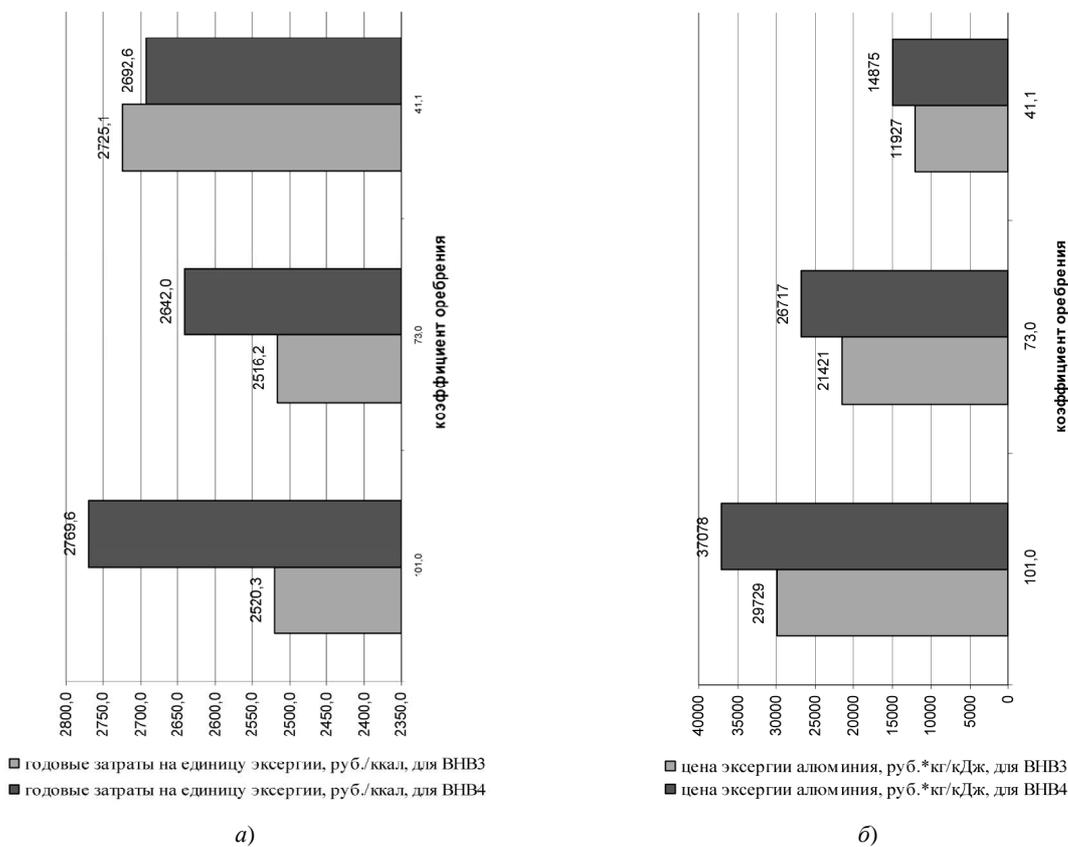


Рис. 3. Величина годовых эксергетических затрат, руб./ккал (а) и цена эксергии алюминия, руб.·кг/кДж, (б) в зависимости от степени оребрения

Увеличение поперечной разбежки гофр при сохранении постоянного шага оребрения практически не влияет на величину коэффициента теплоотдачи к воздуху, что видно из диаграммы (рис. 4).

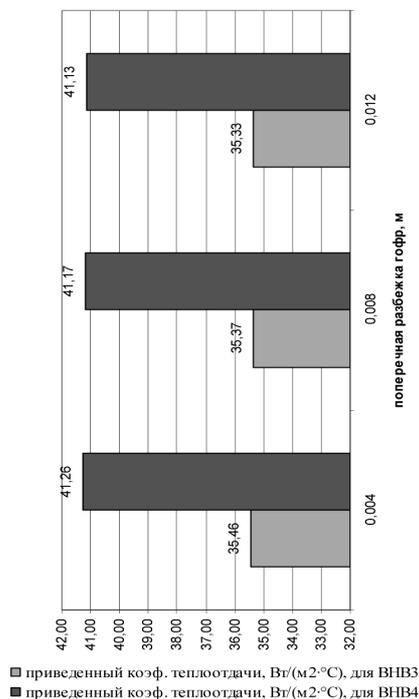


Рис. 4. Величина приведенного коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²·°С), в зависимости от поперечной разбежки гофр

Рассчитаны теплогидравлические и эксерго-экономические характеристики синусоидальных профильных листов оребрения с поперечной разбежкой гофр 4 мм, шагом оребрения 4,5 мм, число ходов по воде $z_{ход} = 6$. Увеличивался угол раскрытия гофр γ . Результаты расчётов представлены в виде диаграмм (рис. 5–6).

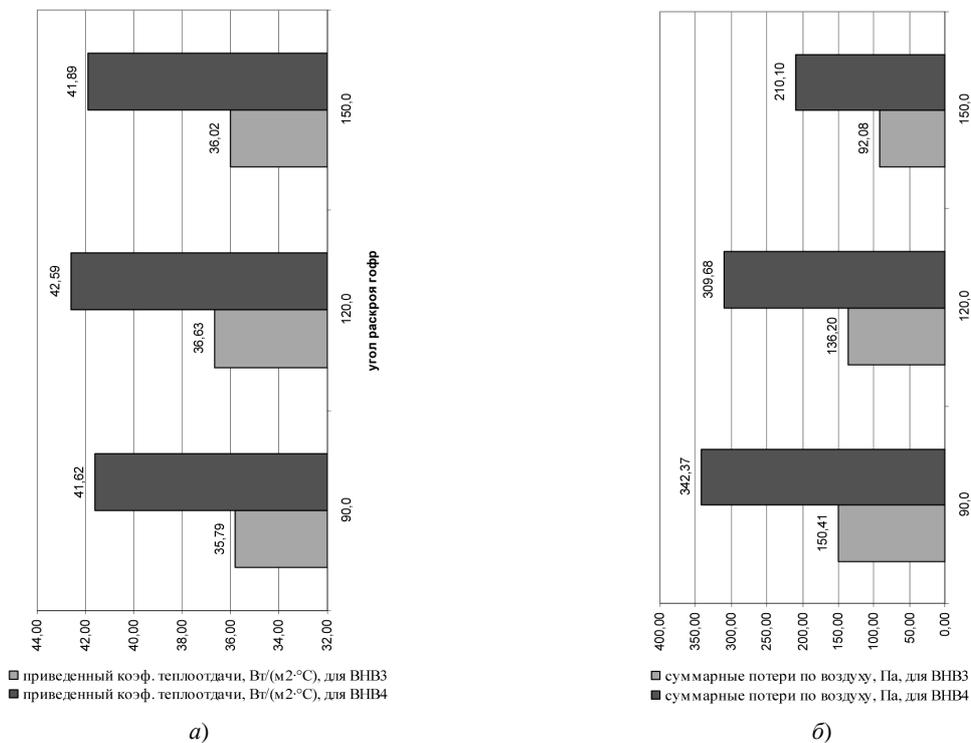


Рис. 5. Величина приведенного коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²·°С), (а) и суммарных потерь давления по воздуху, Па, (б) в зависимости от угла раскрытия гофр

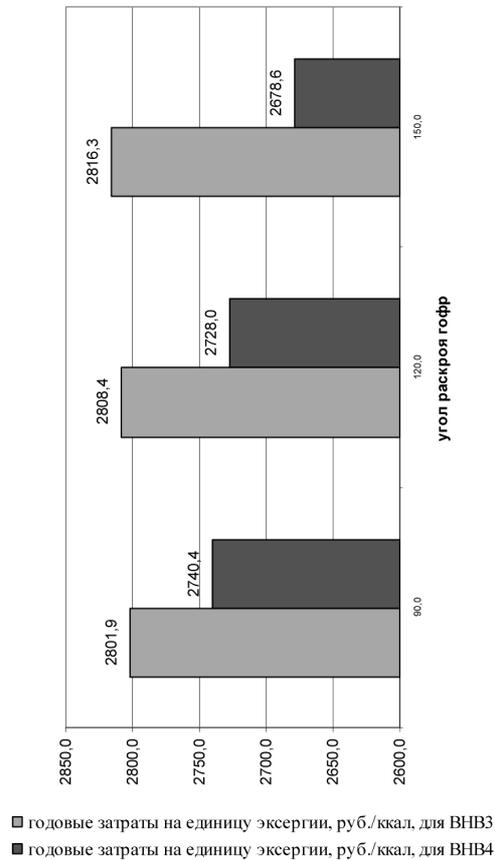


Рис. 6. Величина годовых эксергетических затрат, руб./ккал, в зависимости от угла раскроя гофр

Результаты теоретических исследований. При увеличении шага оребрения S в 1,4...1,8 раз приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}$ к воздуху уменьшается в среднем на 4,5 % (рис. 2, а), а потери давления по воздушному тракту падают на 34...38 % (рис. 2, б).

Минимум годовых эксергетических затрат наблюдается для установки с шагом оребрения $S = 2,5$ мм, о чем свидетельствуют данные, отображенные на рисунке 3, а. Если бы себестоимость воздухоподогревателя находилась в прямой зависимости от цены термической эксергии металла оребрения [13], то самой недорогостоящей являлась бы модель с шагом оребрения $S = 4,5$ мм (рис. 3, б), но исходя из рисунка 3, а она же является самой энергоёмкой в эксплуатации из трёх сравниваемых конфигураций.

Угол раскроя гофр $\gamma = 120^\circ$ позволяет достичь наибольших значений $\alpha_{пр}$ по воздуху (рис. 5, а), а потери давления по воздушному тракту с увеличением γ , как и ожидалось, уменьшаются, но по явно выраженной степенной зависимости (рис. 5, б).

Неоднозначную картину по годовым эксергетическим затратам сформировали определяющие параметры задачи (рис. 6). Детальное изучение хода расчёта позволило выявить особенность распределения инвестиционной и эксплуатационной составляющих в сравниваемых вариантах: инвестиционная – увеличивалась, а эксплуатационная – уменьшалась. При этом были отмечены два расчётных параметра, изменение которых оказало наибольшее влияние на итоговую картину – это площадь поверхности теплоотдачи со стороны воздуха и прирост его эксергии.

Заключение. Приведена графическая интерпретация количественной и качественной связи между физическими величинами и параметрами, влияющими на функцию годовых эксергетических затрат, полученная на основании разработанной автором математической модели сухого теплообмена в водяных рекуперативных воздухоподогревателях. Многообразие получаемых зависимостей ограничено лишь числом возможных постановок цели исследования и назначенной исследователем весомости целевых параметров.

Полученные результаты можно использовать для оценки энергоэффективности теплообменников-воздухоподогревателей в условиях эксплуатации, подбора оборудования, разработки технологических режимных карт работы по заданным характеристикам и условиям функционирования.

Достоверность полученных результатов обосновывается качественным совпадением выводов настоящей работы с выводами отечественных учёных, проводивших экспериментальные исследования конвективной теплоотдачи в рекуперативных теплообменниках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бялый, Б.И. Тепломассообменное оборудование воздухообрабатывающих установок ООО «ВЕЗА» / Б.И. Бялый. – М.: ООО «Инфорг», 2005. – 280 с.
2. Кафаров, В.В. Оптимизация теплообменных процессов и систем / В.В. Кафаров, В.П. Мешалкин, Л.В. Гурьева. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 191 с.
3. Оценка термодинамической и термoeкономической эффективности теплообменных установок: отчёт о НИР (заключ.) / Полоц. гос. ун-т; рук. темы Т.И. Королёва, отв. исп. В.А. Зафатаев. – Новополоцк, 2013. – 114 с. – № ГР 20130524.
4. Нитч, Р. К эксергетической теории формирования затрат / Р. Нитч // Энергия и эксергия: сб. ст.; под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1968. – С. 94–105.
5. Бажан, П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селивестров. – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
6. Тсатсаронис, Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис; перев. Т.В. Морозюка. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
7. Грассман, П. К обобщённому определению понятия коэффициента полезного действия / П. Грассман // Вопросы термодинамического анализа (эксергетический метод): сб. ст.; под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1965. – С. 15–27.
8. Сынков, И.В. Влияние турбулентности и неравномерности воздушного потока на теплогидравлические характеристики теплообменников систем кондиционирования воздуха: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04 / И.В. Сынков; Моск. энергет. ин-т. – М., 2007. – 176 л.
9. Ресурсно-сметные нормы на строительные конструкции и работы. Отопление – внутренние устройства: РСН 8.03.118-2007. – Минск: М-во архит. и стр-ва Респ. Беларусь, 2007.
10. Ресурсно-сметные нормы на строительные конструкции и работы. Вентиляция и кондиционирование воздуха: РСН 8.03.120-2007. – Минск: М-во архит. и стр-ва Респ. Беларусь, 2007. – 385 с.
11. Ресурсно-сметные нормы на монтаж оборудования. Теплосиловое оборудование: РСН 8.03.206-2007. – Минск: М-во архит. и стр-ва Респ. Беларусь, 2007.
12. Ресурсно-сметные нормы на монтаж оборудования. Компрессорные машины, насосы и вентиляторы: РСН 8.03.207-2007. – Минск: М-во архит. и стр-ва Респ. Беларусь, 2007.
13. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела; перев. Ю.И. Батурина и Д.Ф. Стржижовского. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.

Поступила 13.05.2014

**THE CHOICE OF PROFILE SHEET RIBBING GEOMETRICAL MODIFICATION
IN AIR-HEATERS TRUMPET BUNCHES VIA THE THERMOECONOMY METHOD**

V. ZAFATAYEU

The profile sheet ribbing geometrical modification choice possibilities in water air-heater trumpet bunch from the point of lump sum capital investments or running costs priority is shown at technologically optimal heat exchanger's operation mode. The energy-efficiency heat transfer process estimation in "dry" heat exchange conditions is given.