

YANCHILIN P.F. Mathematical model of the concentrator "ЛУЧ"

In article the mathematical description of the form of a helio-concentrator "ЛУЧ" is resulted. The calculated geometrical parametres of a helio-concentrator are compared with the received parametres for the ideal paraboloidal concentrator.

УДК 697.9

Зафатаев В.А.

ЭКСЕРГО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОРЕБРЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Введение. Реальные теплоиспользующие установки потребляют значительное количество энергии вследствие низкого качества преобразования энергии в оборудовании, неправильной организации процесса и низкой степени рекуперации. Это относится и к вспомогательному энергетическому оборудованию обеспечения микроклимата в рабочей зоне помещений предприятий различного назначения.

Республиканская программа энергосбережения на 2011-2015 гг., утверждённая Постановлением СМ РБ за №1882 от 24.12.2010 г., содержит требования относительно достижения экономии ТЭР в указанный период в размере 7,1 млн. т.у.т за счёт разработки и внедрения энергосберегающих мероприятий, в том числе экономии 1250 тыс. т.у.т за счёт оптимизации систем теплоснабжения. Кроме того, согласно программе стратегии развития энергетического потенциала РБ до 2015г., утверждённой Постановлением СМ РБ за №1180 от 09.08.2010г., удельные затраты на производство «продукта» должны быть снижены на 20% за счёт реализации оптимальных схем энергоснабжения.

Таким образом, важность энергосбережения в условиях недостатка в стране собственных источников энергоресурсов и роста цен на энергоносители побуждает к изучению особенностей процесса передачи теплоты и в дальнейшем к его интенсификации и удешевлению.

Интенсификация теплообмена чаще всего осуществляется конструктивными методами увеличения теплопередающей стенки со стороны рабочей среды с низким коэффициентом теплоотдачи. Многообразие существующих промышленных образцов интенсифицированных поверхностей теплообмена свидетельствует о том, что их внедрением занимались не учёные-теплотехники, а технологи.

Исследованиям конвективной теплоотдачи теплопередающих поверхностей посвящено множество работ. В отечественной практике это работы следующих известных учёных Пиир А.Э., Дрейцер Г.А., Кунтыш В.Б., Кузнецов Е.Ф., Юдин В.Ф., Стасюлявичус Ю.К., Письменный Е.Н., Ефимов А.Л. и др. Анализ работ [1, 2, 3, 4, 5], посвящённых исследованиям конвективной теплоотдачи ребристых поверхностей, позволяет сформулировать следующие выводы:

1. Трубчатые теплообменные поверхности, интенсифицированные трапецевидными рёбрами, обладают максимальной теплоотдачей по сравнению с другими типами оребрения в одинаковых условиях, а также характеризуются простотой изготовления и минимальной массой.
2. При одинаковой высоте рёбер различного профиля разница в значениях коэффициента конвективной составляющей теплоотдачи $\alpha_{конв}$ находится в пределах 5%.
3. На величину $\alpha_{конв}$ большее влияние оказывает размер ребра, а не его форма.
4. По затратам тепловой энергии биметаллические ребристые трубы

(далее БРТ) выигрывают у стальных ребристых на 50–70%.

5. При заданной постоянной теплопроизводительности стоимости стального, алюминиевого и медного оребрения соотносятся как 1,2:1,0:2,0.
6. Спиральная накатка рёбер имеет большую технологичность в изготовлении и максимально возможные значения $\alpha_{конв}$ по сравнению с другими типами одиночных рёбер. Следует отметить, что в России не налажен промышленный выпуск труб со спиральной накаткой оребрения.
7. Возможности роста значения $\alpha_{конв}$ ограничены высотой ребра h , т.к. при больших значениях высоты ребра температура его торца приближается по величине к температуре омывающего потока.
8. Для шахматных пучков: величина $\alpha_{конв}$ падает при увеличении высоты ребра h и уменьшении шага рёбер S , т.е. при возрастании степени оребрения $\Phi_{ор}$ теплопередающей поверхности.
9. Из анализа конфигураций производимых БРТ значение $\Phi_{ор} = 15,2$ оптимально с точки зрения учёта величины $\alpha_{конв}$ и гидравлических сопротивлений ΔP на прокачку омывающего теплоносителя. Оптимальные размеры ребра в этом случае

соотносятся как
$$\frac{h}{\Delta_p} = \left(\frac{2\lambda_p}{\alpha_{пр}\Delta_p} \right)$$
, где Δ_p – толщина реб-

ра, м; λ_p – коэффициент его теплопроводности; $\alpha_{пр}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности, Вт/м²·°С. Увеличение значения коэффициента оребрения на 40 % при $\Phi_{ор} > 15$ сопровождается уменьшением значения коэффициента теплопередачи на 12 %.

10. С увеличением числа поперечных набегающему потоку рядов трубок Z_p , $\alpha_{конв}$ растёт медленнее, чем металлоёмкость, а затраты мощности на прокачку набегающего потока практически не зависят от числа рядов, но возрастают при увеличении степени оребрения $\Phi_{ор}$. Одновременно с увеличением коэффициента теплоотдачи на 30..40 % имеет место повышение гидравлического сопротивления в 1,5..2,5 раза. Биметаллическая трубка (рис. 1) воздухонагревателей КСк представляется следующей конфигурацией: внутренняя труба – сталь, наружная ребристая – алюминий [6].

Зафатаев Виталий Анатольевич, аспирант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Полоцкого государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Водохозяйственное строительство, теплоэнергетика и геоэкология

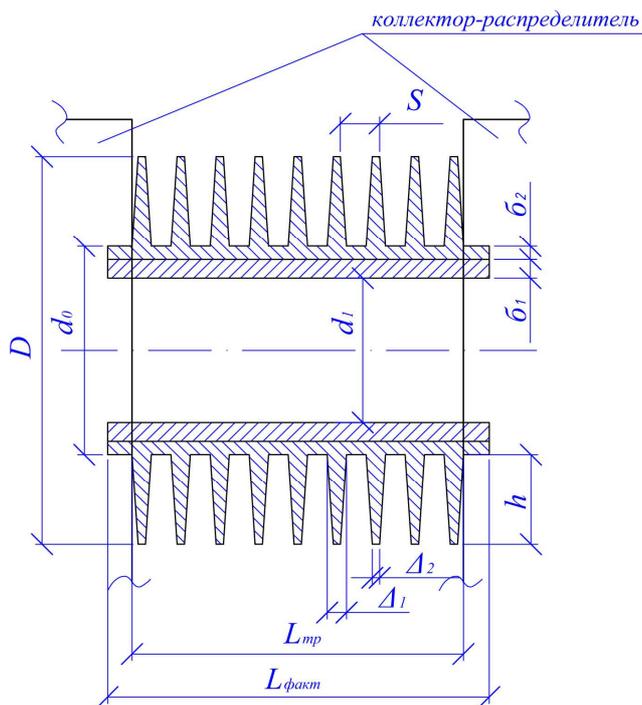


Рис. 1. Биметаллическая ребристая трубка

Габаритные размеры водяных воздухонагревателей с ребристыми трубами должны соответствовать ГОСТ 7201. При этом параметры оребрения могут изменяться в широких пределах.

Исследовались эксерго-экономические характеристики трёх типов оребрения шахматных пучков, наиболее часто встречающиеся на практике – $\Phi_{ор} = 9,4$; $\Phi_{ор} = 15,2$; $\Phi_{ор} = 20,0$. Общий вид шахматного пучка представлен на рис. 2, а параметры оребрения – в табл. 1.

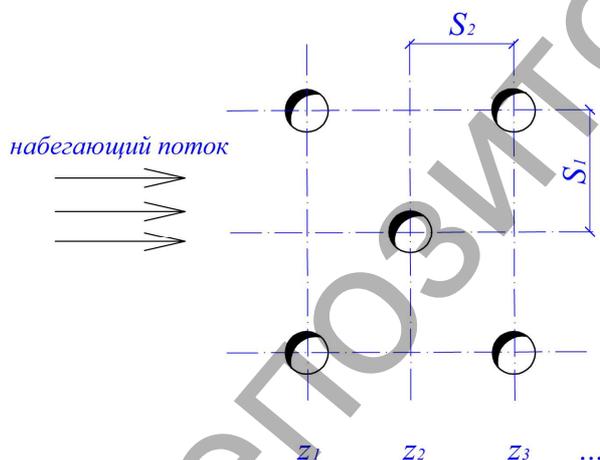


Рис. 2. Фрагмент шахматного пучка БРТ

Следует отметить, что выпускаемые в советские годы модели воздухонагревателей отличались большим разнообразием конфигураций оребрения (около 10 типов), при этом для каждой конфигурации число вариаций шагов рёбер составляло от 1 до 5 [7].

В отечественной практике встречается мало работ, в которых эффективность интенсификации теплоотдачи рассматривается не только на основе теплогидравлических, но и экономических критериев. Так, например, остаётся открытым вопрос о влиянии параметров оребрения теплопередающей поверхности на величину годовых затрат на ведение процесса теплообмена. Количественная же оценка влияния параметров оребрения (Δ_p , h , S , $n_{р\text{ёбер}}$) на $\alpha_{конв}$ и ΔP

была дана в работах Пиира после проведения серии достаточно сложных с технологической точки зрения экспериментов на многорядных ($Z_p \geq 6$) шахматных и коридорных пучках БРТ. При этом не было указано, насколько результаты проведенных экспериментов соотносимы на малорядные шахматные пучки БРТ ($Z_p = 3 \div 4$), которыми комплектуются выпускаемые Костромским калориферным заводом биметаллические воздухонагреватели КСк3 и КСк4.

Таблица 1. Параметры оребрения [1]

Степень оребрения, $\Phi_{ор}$	9,4	15,2	20,0
Шаг рёбер S , мм	3,5	3,0	2,5
Высота рёбер h , мм	10,5	14,0	15,0
Толщина ребра у основания Δ_1 , мм	0,85	0,7	0,6
Наружный диаметр БРТ без учёта высоты рёбер d_0 , мм	28	27	27
Наружный диаметр БРТ с учётом высоты рёбер D , мм	49	56	57
Толщина стенки стальной трубы δ_1 , мм	1	1	0,45
Толщина стенки алюминиевой трубы δ_2 , мм	0,6	0,6	0,3
Поперечный шаг трубок S_1 , мм	52	58	59
Продольный шаг трубок S_2 , мм	45	50,2	51,1

Нахождение ответов на т.н. поставленные вопросы и является целью настоящей работы.

При оценке эффективности оребрения используется метод математического моделирования, представляющий собой математическое выражение связей между определяемыми (критерии оптимума) и определяющими параметрами – термодинамическими, расходными и конструктивными характеристиками [8]. В качестве критерия оптимума выступают приведенные годовые затраты на единицу эксергии [9, 10]. В разработанной модели используются закономерности, вытекающие из фундаментальных представлений теории теплообмена, что позволяет отказаться от сложных дорогостоящих экспериментов. Модель можно характеризовать как статическую алгоритмическую нелинейную, поверочно-оптимизационную [11].

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

Задача решается численным методом поиска оптимального решения. Решение в аналитическом виде не может быть найдено из-за большого числа переменных величин и ограничений.

Согласно ГОСТ 26548-85 за испытуемые образцы принимаются теплообменники с фронтальными сечениями, соответствующими модели № 9 ряда. Исследование проведено на моделях воздухонагревателя КСк3-9 и КСк4-9 (соответственно 3 и 4 ряда труб по ходу воздуха). Габаритные размеры проходного сечения остаются постоянными. Постоянными и заданными также являются длина БРТ, температуры греющего и нагреваемого теплоносителей (вода и воздух соответственно), температура отсчёта эксергии, число ходов по воде и оптимальная скорость набегающего потока в сжатом сечении воздухонагревателя, число часов эксплуатации нагревательной установки в году, перепад давлений по обоим средам на входе в нагреватель. Варьируемыми задаваемыми параметрами являются S , Z_p , δ_1 , δ_2 , S_1 , S_2 , d_0 , D , h , Δ_1 , Δ_2 .

Целевая функция (годовые приведенные эксергетические затраты) включает 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 и интенсивности теплопередачи, и 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 пусконаладку). В общем виде эту функцию можно представить:

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

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 установок.

Математическая модель построена с введением некоторых допущений. Так, параметры конвективного теплообмена рассчитывались без разделения поверхности теплообмена на теплопередающие ячейки, в которых бы учитывались свои особенности неравномерности течения. Как следствие из этого, приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}$ получается одинаковым для всей теплообменной поверхности и принимается равным среднему по поверхности. Не учитывался теплообмен установки с окружающей средой.

Проведённые расчёты по разработанному алгоритму представлены в виде диаграмм.

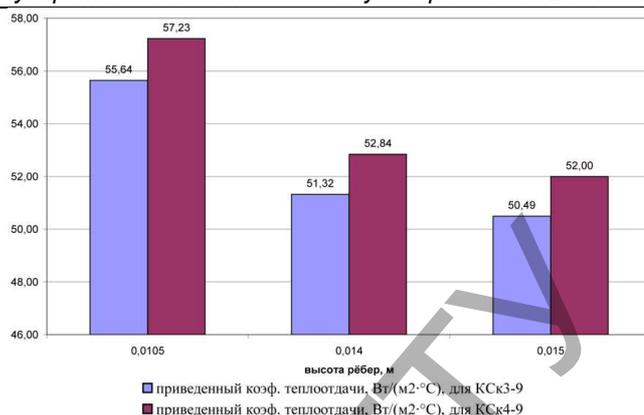


Рис. 5. Величина приведенного коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²·°С), в зависимости от высоты рёбер

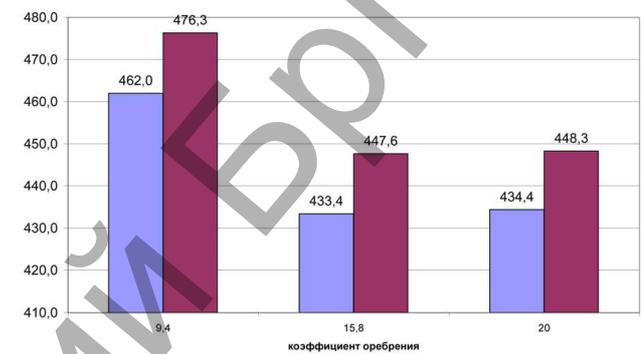


Рис. 6. Величина годовых эксергетических затрат, руб./ккал, в зависимости от степени оребрения

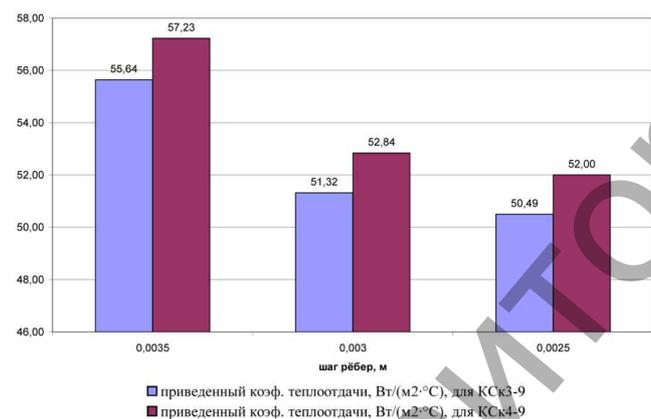


Рис. 3. Величина приведенного коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²·°С), в зависимости от шага рёбер

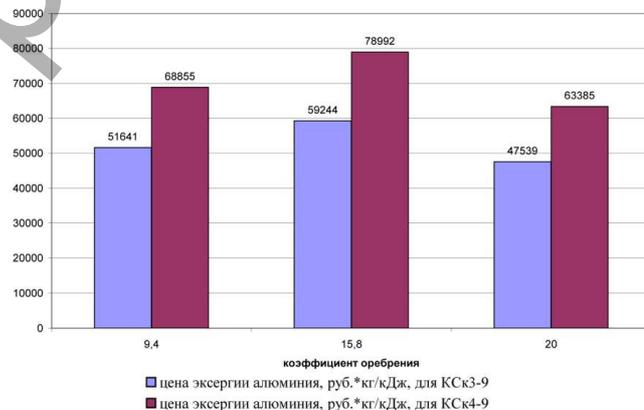


Рис. 7. Цена эксергии алюминия, руб.: кг/кДж, в зависимости от степени оребрения

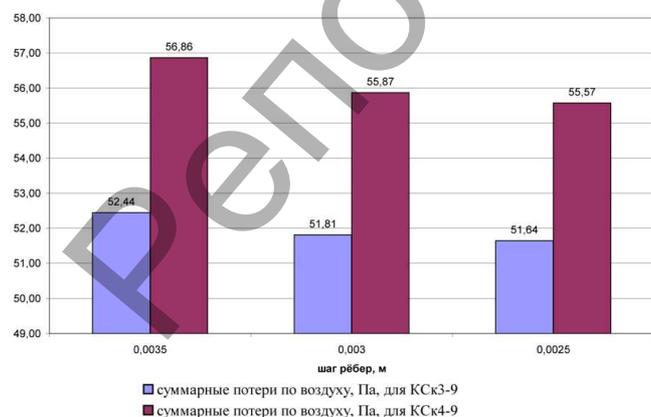


Рис. 4. Величина суммарных потерь давления по воздуху, Па, в зависимости от шага рёбер

Из диаграмм видно, что самый высокий приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}$ ребра имеет конфигурация с $\Phi_{ор} = 9,4$ при шаге рёбер $S = 3,5$ мм. Средний $\alpha_{пр}$ для KS4-9 при разных S на 3% выше, чем при тех же шагах у KS3-9. Диаграммы рис. 3, 5 подтверждают выводы (7) и (8) из анализа литературных источников.

Отличия по ΔP для KS3 и KS4 в трёх конфигурациях оребрения для соответствующего $\Phi_{ор}$ отличаются на 8% (для KS4 выше, чем для KS3), – рис. 4, – т.о. подтверждается вывод (10). При этом, как оказалось, увеличение шага рёбер S вовсе не способствует снижению потерь давления ΔP по газовому тракту. Главным фактором, влияющим на ΔP , является количество трубок в пучке, которое уменьшается при увеличении высоты рёбер h и поперечного шага труб S_1 .

Исходя из приведенных затрат на единицу эксергии (рис. 6), более предпочтительны пучки с $\Phi_{op} = 15,2$, что подтверждает вывод (9), однако металлоёмкость такого пучка получается выше, чем для $\Phi_{op} = 9,4$ и $\Phi_{op} = 20,0$ (рис. 7), что в итоге может отразиться на себестоимости поставляемого воздухоподогревателя. Так, если бы формирование цен на воздухоподогреватели проводилось на основе эксергетического показателя, – цены эксергии алюминия [12], – итоговая себестоимость оребрения 9,4, 15,8 и 20,0 могла бы соотноситься как 1,09:1,25:1,00.

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, прибегавших к экспериментальным исследованиям конвективной теплоотдачи в рекуперативных теплообменниках.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пиир, А.Э. Исследование и разработка эффективных воздухоподогревателей из биметаллических ребристых труб для химико-

лесного комплекса : дис. ... д-ра техн. наук : 05.14.04 / А.Э. Пиир – Архангельск, 2002. – 315 л.

2. Бессонный, А.Н. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. Справочник / А.Н. Бессонный, Г.А. Дрейцер, В.Б. Кунтыш. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
3. Юдин, В.Ф. Теплообмен поперечнооребрённых труб / В.Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
4. Жукаускас, А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
5. Бялый, Б.И. Тепломассообменное оборудование воздухообработывающих установок ООО «ВЕЗА» / Б.И. Бялый. – М.: ООО «Инфорт», 2005. – 280 с.
6. Бажан, П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селивестров. – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
7. Веринчук, Е.В. Моделирование процессов тепло- и массопереноса в рекуперативных конденсационных теплоутилизаторах : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.04 / Е.В. Веринчук – Москва, 2004. – 136 л.
8. Кафаров, В.В. Оптимизация теплообменных процессов и систем / В.В. Кафаров, В.П. Мешалкин, Л.В. Гурьева. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 191 с.
9. Нитч, Р. К эксергетической теории формирования затрат / Р. Нитч // Энергия и эксергия: сборник статей; под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1968. – С. 94-105.
10. Тсатсаронис, Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы; перев. Т.В. Морозюка. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
11. Бойко, Е.А. Применение ЭВМ для решения теплоэнергетических задач / Е.А. Бойко. – Красноярск: Сибирский промысел, 2001. – 202 с.
12. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела; перев. Ю.И. Батурина и Д.Ф. Стржижовского. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.

Материал поступил в редакцию 23.04.14

ZAFATAYEU V.A. Exergy-economic efficiency of air-heaters heat-transmitting surface ribbing

The static mathematical model of dry heat exchange in air-heater with the bimetal-ribbing pipes, expressing connections between thermodynamic, cost and constructive performances, is developed on the basis of verificative interval-iterative calculation algorithm. The estimate of heat transfer process annual power inputs and energy-efficiency is given at various constructive design of the pipes chess bunch in the constant sectional area shell.

УДК 621.438

Черников И.А., Сальникова С.Р.

О ВОЗМОЖНОСТИ СЖИГАНИЯ ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ В РОТОРНОЙ ТОПКЕ

Введение. Основной движущей силой современной цивилизации являются энергоносители. Традиционными энергоносителями являются углеводороды, такие как нефтепродукты, газ и уголь. Однако цены на них за последние несколько лет на мировом рынке выросли более чем в 2,5 раза, что обусловило необходимость более широкого использования возобновляющихся источников энергии, одним из которых является древесная биомасса. В большинстве Европейских стран реализуются программы по переводу энергетики на использование альтернативных видов топлива. Наиболее актуальным в данном вопросе видится использование биотоплива, и в частности древесины, как основного вида возобновляющихся энергоресурсов.

Использование древесного топлива позволяет:

- решать проблему утилизации древесных отходов на деревообрабатывающих предприятиях;
- получать дешёвую энергию;
- снижать вредные выбросы в атмосферу за счет естественного

природного процесса, так как выделяющийся при сгорании древесного топлива углекислый газ повторно используется в приросте биомассы.

В декабре 1997 года на третьей конференции сторон рамочной конвенции ООН об изменении климата был принят Киотский протокол, который закрепил количественные обязательства развитых стран и стран с переходной экономикой по ограничению и снижению поступлений парниковых газов в атмосферу.

В свете Киотского протокола и квот на выбросы углекислого газа для Белорусской энергетики выглядит весьма целесообразным решение вопроса частичной замены ископаемого топлива на возобновляющиеся ресурсы.

В настоящее время в республике древесное топливо используется на 7 мини-ТЭЦ и более 3000 котлов. Согласно постановлению Совета Министров Республики Беларусь от 19 июля 2010 г. № 1076

Черников Игорь Анатольевич, к.т.н., доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Брестского государственного технического университета.

Сальникова Светлана Рудольфовна, ст. преподаватель кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.