

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНБАССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ
СТРОИТЕЛЬСТВА И АРХИТЕКТУРЫ»**

**«ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ В ИНЖЕНЕРНЫХ И
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ»**

Макеевка, 2021 г.

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ
РЕСПУБЛИКИ**
**ГОУ ВПО «ДОНБАССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА
И АРХИТЕКТУРЫ»**

**II открытая международная очно-заочная научно-практическая
конференция молодых ученых и студентов**

**«ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ В ИНЖЕНЕРНЫХ И
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ»**

*Электронный сборник статей по материалам II открытой
международной очно-заочной научно-практической конференции молодых
ученых и студентов*

(04 марта 2021 г., Макеевка)

Макеевка, 2021 г.

УДК 696/697.004.163(063)

ББК 38.7-03я43

Э 65

Печатается по решению ученого совета ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры», протокол № 7 от 29.03.2021 г.

Редакционная коллегия:

- | | |
|-------------------|--|
| Мущанов В. Ф. | - проректор по научной работе, д.т.н., профессор, председатель оргкомитета; |
| Лукьянов А. В. | - декан факультета инженерных и экологических систем в строительстве, д.т.н., профессор; |
| Нездойминов В. И. | - заведующий кафедрой водоснабжения, водоотведения и охраны водных ресурсов, д.т.н., професор; |
| Яковенко К. А. | - заведующий кафедрой городского строительства и хозяйства, к.т.н., доцент; |
| Найманов А. Я | - д.т.н., профессор кафедры городского строительства и хозяйства; |
| Насонкина Н. Г. | - д.т.н., профессор кафедры городского строительства и хозяйства; |
| Удовиченко З. В. | - к.т.н., доцент кафедры теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции; |
| Олексюк А. А. | - д.т.н., профессор кафедры теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции; |

- Э65 Энергоресурсосбережение в инженерных и энергетических системах зданий и сооружений: электронный сборник научных трудов II открытой международной очно-заочной научно-практической конференции молодых ученых и студентов / Редколлегия: В. Ф. Мущанов, А. В. Лукьянов, В. И. Нездойминов и др. - Макеевка, ГОУ ВПО «ДОННАСА», 2021. - 168 с.

Электронный сборник содержит 30 научные работы участников II открытой международной очно-заочной научно-практической конференции молодых ученых и студентов «Энергоресурсосбережение в инженерных и энергетических системах зданий и сооружений». Материалы представлены по таким тематическим направлениям: «Энергоресурсосбережение», «Инженерная инфраструктура городов».

Данное издание будет полезно магистрам, студентам, молодым ученым и всем интересующимся актуальным состоянием и тенденциями развития современной науки по рассматриваемым тематическим направлениям.

Научное электронное издание

Авторы научных статей несут ответственность за оригинальность текстов, а также достоверность изложенных фактов и положений.

© ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры», 2021

УДК 628.336.5:536.24

Полегенький Владимир Владимирович,
Грицкевич Яна Сергеевна,
магистранты кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции;
Колосова Нелли Вадимовна,
к.т.н, доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

АНАЛИЗ СПОСОБОВ НАГРЕВА БИОМАССЫ В МЕТАНТЕНКЕ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ БИОГАЗА

Переработка отходов животноводческих ферм путем анаэробного сбраживания в метантенке, с целью получения биогаза, осуществляется при постоянном температурном режиме. Для поддержания постоянной температуры сбраживания в конструкции метантенка необходимо предусмотреть нагревательный элемент. В данной работе рассматриваются различные способы нагрева и поддержания постоянной температуры сбраживания.

Ключевые слова: биогаз, метантенк, сбраживаемая масса, способы нагрева

Стабильное образование биогаза, путем анаэробного сбраживания отходов животноводческих ферм в метантенках (МТ), возможно при соблюдении основных технологических параметров [1, с.44, 2, с. 11, 3, с. 132]:

- состав субстрата;
- поддержание температуры и ее колебание;
- длительность сбраживания;
- влажность субстрата и др.

Производство биогаза может осуществляться в широком температурном диапазоне. В зависимости от температурного режима, который поддерживается в МТ в процессе работы, различают три режима сбраживания: психрофильный (10 – 20°C), мезофильный (30 – 45°C), термофильный (50 – 65°C) [1, с. 59, 4, с. 64]. Большинство установок работают в мезофильном режиме с температурой сбраживания 35 – 40°C. При этом температурном режиме наиболее активно развиваются метаногенные бактерии с максимальным образованием биогаза.

Для нагрева сбраживаемой биомассы до заданной температуры в МТ и поддержание ее на постоянном уровне, необходимо предварительно подогревать свежую порцию биомассы перед загрузкой ее в МТ, поскольку перепады температуры отрицательно влияют на ход биологического процесса разложения. Дополнительная теплота необходима для компенсации тепловых потерь МТ [5, с. 69].

Целью работы является анализ различных способов нагрева сбраживаемой массы в метантенке.

Подвод теплоты к сбраживаемой массе можно осуществить прямым и непрямым методом [6, с. 41]. На рисунке 1 представлены различные способы нагрева сбраживаемой массы в МТ.

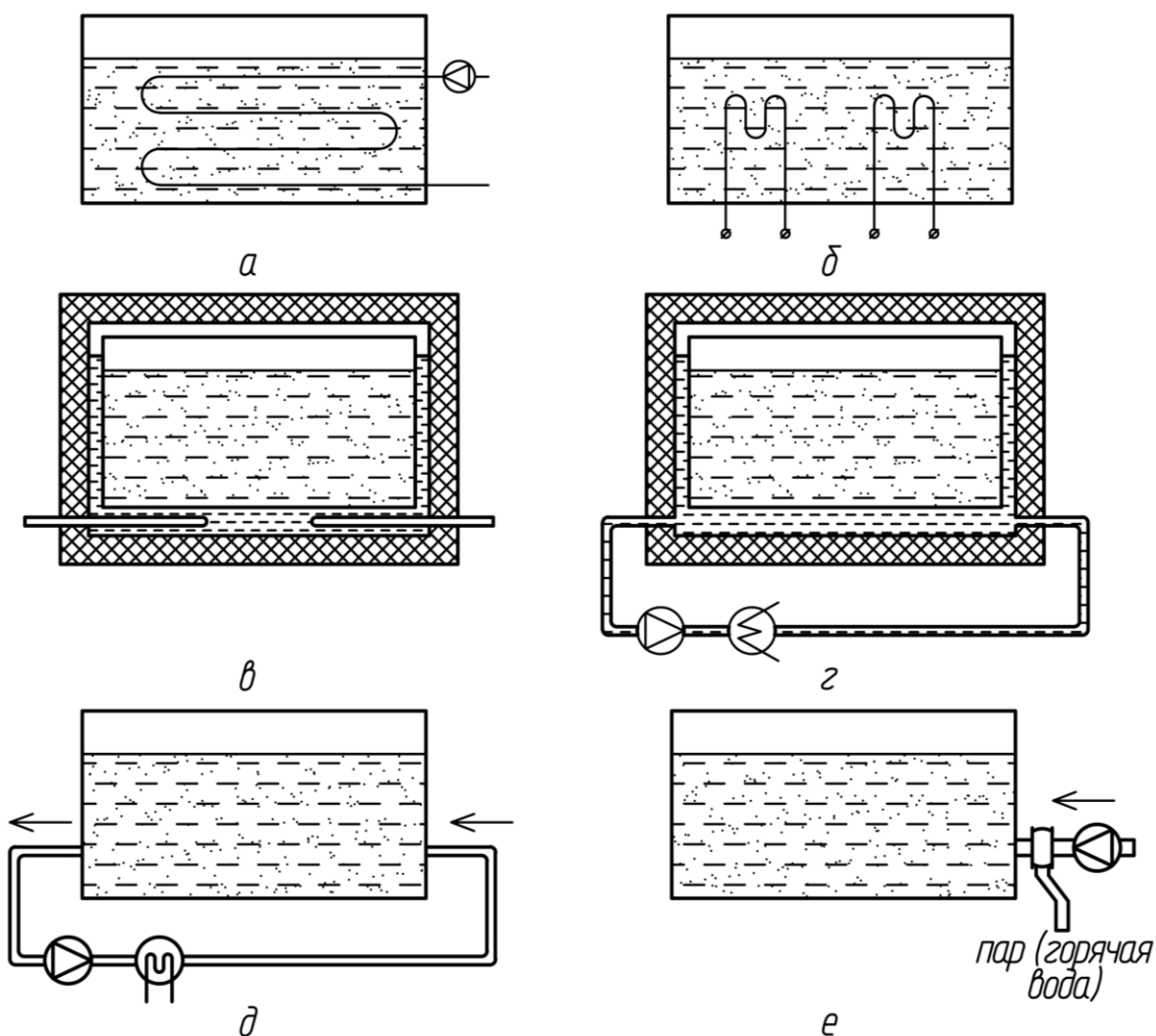
Прямой метод заключается в непосредственном добавлении воды или пара в биомассу. Вода служит одновременно для разбавления субстрата, который при загрузке содержит очень большое количество твердых частиц. Однако местная подача нагретой воды может привести к гибели микроорганизмов, т.к. она имеет температуру намного выше, чем в самом МТ.

Подогрев субстрата путем введения пара под давлением, помимо недостатка предыдущего способа, имеет свои негативные стороны: повышение парциального давления

внутри МТ. Так же данный способ способствует повышению влажности биогаза, что потребует дополнительных мероприятий по осушке биогаза перед использованием. Данный способ применяется в метантенках, установленных на очистных станциях.

Методами непрямого нагрева биомассы в МТ являются:

- нагрев биомассы через стенки реактора;
- электронагрев;
- нагрев с помощью встроенных в МТ теплообменников.



а – греющим теплоносителем по змеевику; б – электрическими тэнами; в – с помощью рубашки греющего теплоносителя, подогреваемого электронагревателем; г – с помощью рубашки греющего теплоносителя, подогреваемого в электрическом котле; д – подогрев сбраживаемой массы в теплообменнике вне метантенка; е – подогрев сбраживаемой массы подаваемым острым паром или горячей водой

Рисунок 1 - Способы нагрева сбраживаемой массы в МТ

При проектировании МТ необходимо предусмотреть, чтобы на поверхностях теплопередачи не откладывались взвешенные в субстрате твердые частицы. Поэтому необходимо соблюдать высокие скорости движения субстрата при перемешивании относительно поверхностей нагрева или чтобы эти поверхности легко очищались [7, с. 42].

Электрообогрев эффективно может быть использован только для небольших реакторов, т.к. при этом потребляется большое количество электроэнергии.

Особое значение имеет расположение нагревательного элемента в МТ. В работе [8, с. 14] для нагрева использовался теплоноситель с температурой на входе 60°C, который протекает в трубопроводах нагревательного элемента расположенного в нижней части МТ. Перемешивание субстрата производится лопастной мешалкой. Недостатком данного биогазового реактора является невозможность равномерного нагрева всего объема сбраживаемой массы, так как нагревательный элемент устанавливается в нижней части реактора. В период, когда лопастная мешалка отключена, будет наблюдаться перегрев нижней части и понижение температуры СМ в верхней части реактора.

Нагреватели, встроенные в стенки реактора, целесообразно применять, с точки зрения их КПД, лишь в том случае, если они могут передавать теплоту субстрату с обеих сторон стенки.

В работе [9, с. 51] рассматривается цилиндрический МТ, в котором нагрев осуществляется через рубашку. Данная конструкция является не эффективной с точки зрения энергосбережения. Так как тепловой поток будет направляться как в сторону СМ так и в сторону окружающей среды. При применении данной конструкции в регионах с низкой температурой в холодный период года, необходимо ее покрыть теплоизоляционным материалом. Необходимо учитывать, что внутренние стенки МТ будут иметь повышенную температуру, что приведет к налипанию СМ на внутренние стенки, и как следствие угнетение жизнедеятельности бактерий, что приведет к уменьшению выхода биогаза. Через наружные поверхности греющей рубашки увеличатся теплотери в окружающую среду. Учитывая этот факт, можно сделать вывод, что целесообразней располагать нагревательный элемент внутри МТ.

Теплообменные устройства, используемые для обогрева биомассы в МТ, имеют различные конструкции. Чаще всего применяют трубчатые теплообменники, где теплоносителем служит горячая вода [10, с. 34, 11, с. 134]. Они могут обеспечить необходимую теплопередачу, а так же, в случае необходимости, возможна легкая очистка поверхности нагрева. Однако одним из основных недостатков этого способа нагрева является значительная металлоемкость. Учитывая, что сбраживаемая биомасса является агрессивной средой, материал погружных трубчатых теплообменников должен обладать коррозионностойкими качествами и при этом иметь высокий коэффициент теплопроводности. Наиболее распространёнными являются теплообменники змеевикового типа.

Проведенный анализ показал, что применение конкретного вида нагрева и поддержания температуры в МТ зависит от объема реактора, температурного режима сбраживания и технологических процессов, а так же параметров работы МТ. На стадии проектирования МТ необходимо выполнить расчеты, связанные с определением мощности нагрева сбраживаемой массы, распределения температур по объему МТ, расчет нагрева сбраживаемой массы в условиях налипания твердых частиц на поверхность нагрева.

Список литературы

1. Дубровский, В.С. Метановое сбраживание сельскохозяйственных отходов [Текст] / В.С. Дубровский, У.Э. Виестур. – Рига: Зинатне, 1988. – 204 с.
2. Ратушняк, Г.С. Энергозбереження в системах біоконверсії. Начальний посібник. [Текст] / Г.С. Ратушняк. – Вінниця: ВНТУ, 2006. – 83 с.
3. Колосова Н.В., Чеботарева О.В., Сербин В.А. Анализ технологических особенностей сбраживания биомассы в метантенках для получения биогаза Вісник Донбаської нац. академії

будівництва і архітектури : зб. наук. праць / М-во освіти і науки України, ДонНАБА. – 2011. – Вип. 2010-6(86) : Інженерні системи та техногенна безпека. С.131–134.

4. Олексюк, А.О. Енергосбереження при використанні нетрадиційних джерел. Навчальний посібник для студентів економічних спеціальностей в галузі теплогазопостачання та вентиляції [Текст] / А.О. Олексюк, В.А. Сербін, Н.Ф. Радько. – Донецьк: Держжитлокомунгоспу України, 2004. – 156 с.

5. Математическая модель тепломассообмена при получении биогаза в метантенке Современное промышленное и гражданское строительство. – Макеевка: ДонНАСА, 2019. – №2(15). С.68–74. [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://donnasa.ru/publish_house/journals/spgs/2019-2/02_kolosova_monakh.pdf

6. Веденев, А.Г. Биогазовые технологии в Кыргызской Республике [Текст] / А.Г. Веденев, Т.А. Веденева, ОФ «Флюид». – Бишкек: Типография «Полиграфоформление», 2006. – 90 с.

7. Янко, В.Г. Обработка сточных вод и осадка в метантенках [Текст] / В.Г. Янко, Ю.Г. Янко. – Киев: «Будівельник», 1978. – 120 с.

8. Ратушняк, Г.С. Інтенсифікація біоконверсії коливальним перемішуванням субстрату: монографія [Текст] / Г.С. Ратушняк. – Вінниця: Універсум-Вінниця, 2008. – 117 с.

9. Жучков, А.В. Математическое моделирование тепло-и массообменных процессов в реакторе анаэробного сбраживания [Текст] / А.В. Жучков, И.Е. Шабанов, А.А. Чернецкая, Ю.Н. Смолко // Вестник ВГУИТ. – 2013. – №4. С. 50–55.

10. Vermaak, R.P. Thermal and hydraulic modelling of an anaerobic digester plant [Текст] / R.P. Vermaak // Stellenbosch University. – 2019. – 134 с.

11. Гумерова, Р.Х. Возможность применения биогазовой установки для утилизации отходов производства промышленных предприятий [Текст] / Р.Х. Гумерова, В.А. Черняховский // Вестник технологического университета. – 2017. – Т.20, №9. С. 134- 139.

УДК 697.921.47:621.577.64

Фильченко Алексей Юрьевич,
магистрант кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции;
Колосова Нелли Вадимовна
к.т.н, доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА ТИПА "ВОЗДУХ-ВОЗДУХ" В ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ УСТАНОВКЕ

В данной статье рассмотрена возможность применения приточно-вытяжной установки с парокомпрессионным тепловым насосом типа «воздух-воздух» для повышения эффективности работы рекуператора при утилизации низкопотенциального тепла вытяжного воздуха в общественных зданиях.

Ключевые слова: тепловой насос, утилизация, низкопотенциальное тепло, рекуператор, холодильный цикл, фреон.

На сегодняшний день мир стремится к наиболее рациональному и эффективному использованию топливно-энергетических ресурсов и внедрению в хозяйственный оборот возобновляемых источников энергии. Перспективным направлением развития энергосбережения является утилизация низкопотенциального тепла, огромное количество, которого выносится с вытяжным воздухом общеобменной вентиляции в общественных зданиях. Частично это тепло используется для подогрева приточного воздуха в рекуператорах приточно-вытяжных установках, но этого недостаточно для максимальной утилизации тепла. Рекуперация позволяет отбирать часть тепловой энергии вытяжного воздуха и передавать ее приточному воздуху, таким образом, снижая энергозатраты на нагрев или охлаждение приточного воздуха. Для повышения эффективности работы рекуператоров возможно применение тепловых насосов. В данной статье рассматривается применение тепловых насосов «воздух-воздух» [1, с. 58, 2, с. 5].

Оптимальное решение для вентиляции общественных зданий, является двухступенчатая рекуперация тепла в пластинчатом теплообменнике и тепловом насосе, позволяющая обеспечить вентиляцию помещения, охлаждение и нагрев с минимальными эксплуатационными затратами. Установка предназначена для обеспечения постоянного воздухообмена при помощи механической общеобменной вентиляции, а также рекуперации (переноса тепловой энергии от удаляемого из помещения воздуха и подогрева или охлаждения приточного очищенного воздуха). Благодаря встроенному тепловому насосу приточно-вытяжная установка выполняет охлаждение или нагрев приточного воздуха до заданных температур, при минимальных энергозатратах.

Целью данной работы является определение эффективности использования парокомпрессионного теплового насоса типа «воздух-воздух» для утилизации низкопотенциального тепла вытяжного воздуха в общественных зданиях.

Тепловой насос системы воздух-воздух представляет собой механизм, который забирает тепло от воздуха с более высокой температурой, а затем передает эту теплоту воздуху с более низкой температурой. В основе работы лежит холодильный цикл.

На рисунке 1 представлены схемы приточно-вытяжных установок с парокомпрессионным тепловым насосом.

В холодный период года рассматриваемая приточно-вытяжная установка работает следующим образом. Вытяжной воздух, из помещения проходя секцию очистки, попадает в первую ступень рекуперации (пластинчатый рекуператор 3), в котором воздух частично отдает теплоту приточному воздуху имеющего низкую температуру. После рекуператора вытяжной воздух попадает в испаритель 8, где он окончательно охлаждается. Фреон в жидком состоянии через клапан 6 подаётся в испаритель 8 [3, с. 9, 4, с. 18, 5, с. 213]. В испарителе происходит уменьшение давления и фреон из жидкого состояния переходит в газообразное. При этом процессе поглощается тепло из вытяжного воздуха. После чего газообразный фреон попадает в компрессор 7 и сжимается. При сжатии газообразный фреон нагревается. И далее подаётся в конденсатор 5. Свежий воздух с улицы подается в приемный блок, далее проходит блок очистки 2 и подается в рекуператор 3, где предварительно нагревается. После рекуператора 3 приточный воздух направляется в конденсатор 5 для подогрева до необходимой температуры. В конденсаторе 5 горячий газообразный фреон отдает тепло свежему приточному воздуху. Охлаждаясь фреон под давлением конденсируется и переходит в жидкую фазу и весь цикл повторяется.

Данная схема нагрева приточного воздуха и охлаждения вытяжного позволяет отказаться от дополнительной секции нагрева. Что приведет к уменьшению затрат на электроэнергию (при электрокалорифере) или снизит тепловую нагрузку в случае применения водяного теплообменника.

При использовании реверсивного теплового насоса данная установка может работать как на нагрев приточного воздуха в холодный период, так на охлаждение в теплый период года. При помощи перепускного 4-ходового клапана меняется направление движения фреона. Летом в приточной части находится испаритель 8. Он забирает тепло от приточного воздуха и тем самым охлаждает его. Конденсатор 5 летом находится в вытяжной части установки и отобранное в приточной части тепло отдается к вытяжному воздуху.

Энергетическую эффективность парокомпрессионного теплового насоса можно оценить несколькими критериями эффективности. Зачастую энергетическая эффективность парокомпрессионного теплового насоса характеризуется коэффициентом преобразования энергии, показывающем отношение энергии, вырабатываемое тепловым насосом, к энергии, затраченной на совершение цикла.

Коэффициент преобразования энергии [6, с. 67, 7, с. 5] определяется по формуле

$$\phi = \frac{Q_n}{Q_k},$$

где Q_n – произведенная теплота;

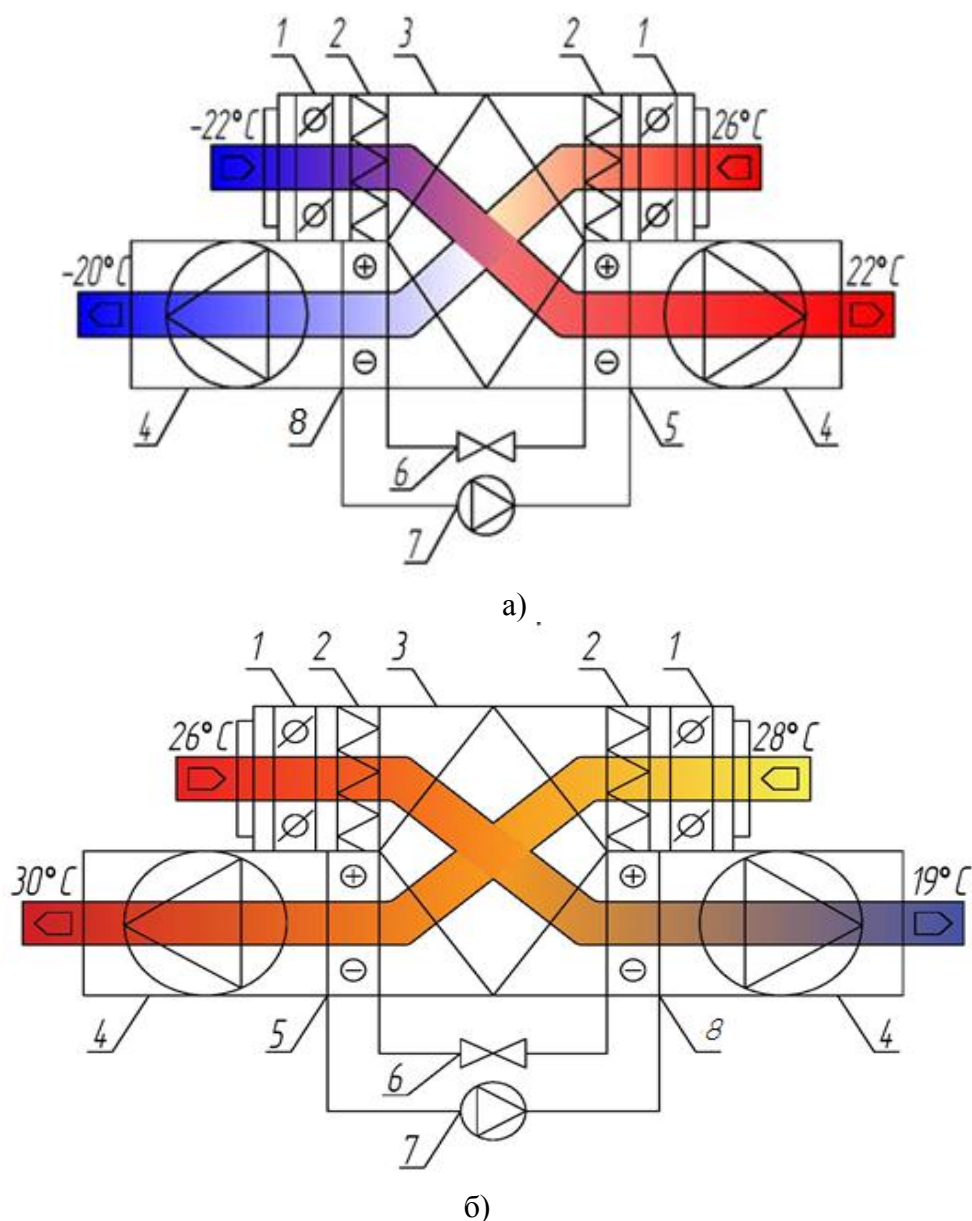
Q_k – мощность в тепловом эквиваленте, затраченная на привод компрессора.

Коэффициент преобразования энергии [6, с. 67, 7, с. 5] определяется по формуле

$$\phi = \frac{Q_n}{Q_k},$$

где Q_n – произведенная теплота;

Q_k – мощность в тепловом эквиваленте, затраченная на привод компрессора.



1 – воздушный клапан; 2 – фильтр; 3 – рекуператор (теплоутилизатор) с пластинчатым теплообменником; 4 – вентиляторный блок; 5 – конденсатор; 6 – дроссельный клапан; 7 – компрессор; 8 – испаритель
а – холодный период; б – теплый период

Рисунок 1 –Схема приточно-вытяжной установки с парокомпрессионным тепловым насосом

Величина коэффициента преобразования энергии парокомпрессионного теплового насоса зависит, в основном, от температуры низкотемпературного источника теплоты и температуры нагреваемой среды на выходе из теплового насоса. Расчет определения коэффициента преобразования энергии показал, что при различных условиях работы значения варьируются в пределах от 4,5 до 1,5.

Применение тепловых насосов в системах вентиляции позволяет путем уменьшения расхода электроэнергии или тепловой энергии, на нагрев воздуха, снизить выбросы парниковых газов.

Несмотря на преимущества применения теплового насоса, значительным недостатком является высокая стоимость оборудования. Поэтому дальнейшая работа будет направлена на расчет режимных и конструктивных параметров работы парокомпрессионного теплового насоса в приточно-вытяжной установке.

Список литературы

1. Горшков, В.Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор / В.Г. Горшков. - Справочник промышленного оборудования - №2 (сентябрь-октябрь), 2004. – С. 47-80.
2. Васильев Г. П., Хрустачев Л. В., Розин А. Г., Абуев И. М. и др. Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных энергетических ресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии // Правительство Москвы Москомархитектура, ГУП «НИИАЦ», 2001.
3. Ткаченко, С.И. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання: монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 176с.
4. Рей, Д Тепловые насосы: Пер. с англ. / Д. Рей, Д. Макмайл. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
5. Бродянский В.М. Фратшер В. Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат 1988г.
6. Овсянник, А. В. Оценка энергетической эффективности тепловых насосов в системах индивидуального теплоснабжения по годовому расходу условного топлива А. В. Овсянник, Д. С. Трошев / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого №4, 2012 . – С. 66-72
7. Мацевитый Ю.М. Инновационные системы термотрансформации. Анализ. Синтез. Оптимизация / Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. – Харьков: ЧП «Технологический Центр», 2018. – 192 с.

УДК 621.577.2

Полковников Алексей Андреевич,
магистрант 1-го курса
кафедры теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции;
Розель Юлия Васильевна,
магистрант 1-го курса
кафедры теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции;
Удовиченко Злата Викторовна,
кандидат технических наук, доцент кафедры
теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

АНАЛИЗ ТЕПЛОВОГО ПОТЕНЦИАЛА ГРУНТА ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ТНУ НА ТЕРРИТОРИИ ДОНБАССА

На современном уровне развития систем теплоснабжения актуальным является применение энергосберегающих технологий. В данной статье проведен анализ теплового потенциала грунта, шахтных вод и отвалных пород терриконов в качестве источника низкопотенциальной тепловой энергии для геотермальных теплонасосных установок на территории Донбасса. Рассмотрены факторы, формирующие тепловой режим грунта и влияющие на его теплосъем, в частности, сезонные и суточные изменения солнечной радиации и температуры наружного воздуха, теплофизические характеристики грунта и наличие грунтовых вод.

Отмечен достаточно высокий тепловой потенциал грунтов центральной части Донбасса, а также перспективность использования в качестве источников теплоты для геотермальных тепловых насосов шахтных вод и терриконов.

Ключевые слова: низкопотенциальная тепловая энергия, геотермальные теплонасосные установки, тепловой режим грунта, теплосъем с грунта.

В современных условиях, сложившихся на территории Донбасса, состояние и уровень развития теплового хозяйства характеризуется снижением мощности источников теплоты для систем теплоснабжения, нарастающим износом объектов инфраструктуры, и, как следствие, все большую актуальность приобретает перспектива децентрализации систем теплоснабжения. В такой ситуации при современном росте потребления тепловой энергии, при том, что основным видом топлива остается углеводородное, актуальным является использование альтернативных возобновляемых источников энергии.

Одним из способов использования альтернативных источников тепла является применение геотермальных теплонасосных установок (ТНУ). Источником низкопотенциальной тепловой энергии для геотермальных ТНУ является грунт поверхностных (глубиной до 400 м) слоев Земли. Тепловой режим грунта формируется под воздействием многих факторов: солнечной радиации, потока радиогенного тепла, поступающего из земных недр, передачи тепла от воздуха и выпавших атмосферных осадков (Рис. 1) [1].

Сезонные и суточные изменения интенсивности солнечной радиации и температуры наружного воздуха вызывают колебания температуры верхних слоев грунта. Глубина проникновения суточных колебаний температуры наружного воздуха и интенсивности падающей солнечной радиации в зависимости от конкретных почвенно-климатических условий колеблется в пределах от нескольких десятков сантиметров до полутора метров [1]. Температура грунта на территории Донбасса в зависимости от глубины представлена в таблице 1 [2].

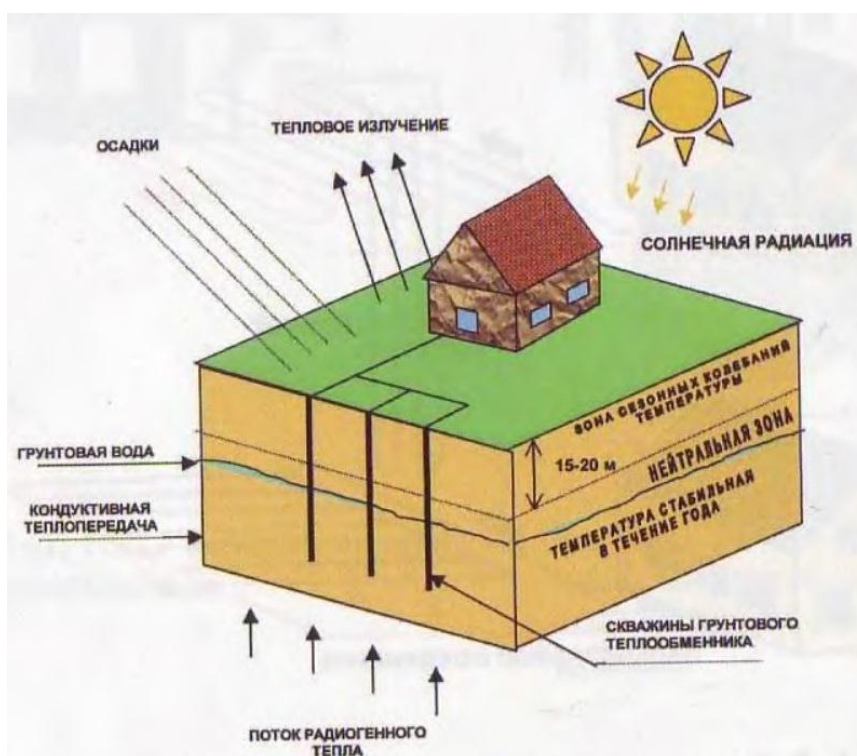


Рисунок 1 - Факторы, формирующие температурный режим грунта поверхностных слоев Земли

Таблица 1 - Температура грунта в Донбассе в зависимости от глубины

Время года	Глубина, м		
	0,4	0,8	1,6
Лето	22,3	20,3	16,7
Зима	-2,0	0,2	3,8

Глубина проникновения сезонных колебаний температуры наружного воздуха и интенсивности падающей солнечной радиации не превышает, как правило, 15-20 м.

Нормативная глубина промерзания грунта в Донбассе представлена в таблице 2 [3].

Таблица 2 - Глубина промерзания грунта в Донбассе

Грунт	Глубина промерзания, м
1	2
Глина или суглинок	0,85
Супесь, песок пылеватый или мелкий	1,03
Песок средней крупности, крупный или гравелистый	1,10
Крупнообломочные грунты	1,25

На Донбассе наиболее распространенными материнскими породами является лёсс и лёссовидные суглинки, значительно меньше распространены песчаники.

Температурный режим слоев грунта, расположенный ниже глубины 15-20 м, формируется под воздействием тепловой энергии, поступающей из недр Земли, и практически не зависит от сезонных, а тем более суточных изменений параметров наружного климата. С увеличением глубины температура грунта также увеличивается в соответствии с геотермическим градиентом (примерно 3°C на каждые 100 м). Величина потока радиогенного

тепла, поступающего из земных недр, для разных местностей различается и колеблется в пределах 0,05–0,12 Вт/м² и в качестве источника тепла для верхних слоев Земли им можно пренебречь ввиду малости [1].

Кроме того, теплосъем грунта в значительной степени зависит от теплофизических свойств грунта. Такие термические характеристики верхнего слоя грунта, как объемная теплоемкость и теплопроводность очень сильно зависят от состава и состояния грунта. В качестве факторов влияния здесь в первую очередь необходимо указать содержание воды, содержание минеральных компонентов, например, кварца и полевого шпата, а также долю и размеры заполненных воздухом пор [4].

Удельный теплосъем грунта для разных типов теплообменников геотермальных ТНУ приведен в таблице 3 и 4 [4].

Таблица 3 - Удельный отбор мощности грунта для горизонтальных коллекторов

Грунт	Удельный отбор мощности
1	2
Сухая песчаная почва	$q_E = 10 - 15 \text{ Вт/м}^2$
Влажная песчаная почва	$q_E = 15 - 20 \text{ Вт/м}^2$
Сухая глинистая почва	$q_E = 20 - 25 \text{ Вт/м}^2$
Влажная глинистая почва	$q_E = 25 - 30 \text{ Вт/м}^2$
Почва с грунтовыми водами	$q_E = 30 - 35 \text{ Вт/м}^2$

Таблица 4 - Удельный отбор мощности грунта для земляных зондов

Грунт	Удельный отбор мощности
1	2
Галька, сухой песок	$q_E < 20 \text{ Вт/м}$
Галька, влажный песок	$q_E = 55 \div 65 \text{ Вт/м}$
Влажная глина, суглинок	$q_E = 30 \div 40 \text{ Вт/м}$
Известняк (массивный)	$q_E = 45 \div 60 \text{ Вт/м}$
Песчаник	$q_E = 55 \div 65 \text{ Вт/м}$

Упрощенно можно сказать, что объемная теплоемкость и теплопроводность грунта тем больше, чем выше содержание в нем воды, чем больше доля минеральных компонентов и чем меньше количество пор.

В центральной части Донбасса фиксируется близкое залегание трех водоносных горизонтов (1-10 м). Кроме того, реструктуризация предприятий угольной промышленности способствует резкому повышению уровня грунтовых вод и самоподтоплению территорий [5].

Говоря об источниках теплоты, следует отметить перспективность использования шахтных вод. Извлеченная из недр Земли, порой даже с глубин более одного километра, и имеющая постоянную в течение года температуру грунтовая вода просто сбрасывается в шахтные отстойники. Для Донбасса температура шахтных вод, в зависимости от глубины залегания, составляет 15...27°C, из чего следует, что шахтные воды могут выступать эффективным низкопотенциальным источником теплоты [6].

Отвальная порода, извлекаемая из шахт и сложенная в терриконы, также является источником теплоты. По тепловому состоянию терриконы бывают:

- а) не горящие:
 - холодные – до 25°C;
 - теплые – до 50°C;
 - горячие – до 70°C;

предельно нагретые – свыше 70°C.

б) потухшие:

нагретые – выше 35°C;

остывшие – ниже 35°C.

Таким образом, грунты терриконов могут служить как минимум низко-потенциальным источником теплоты для геотермальных ТНУ. Даже если температура террикона довольно низкая (0...25°C), то для эффективного его использования можно осуществить перенос тепловой энергии на более высокий температурный уровень (50...80°C) [7]. Например, тепловой потенциал терриконов шахт «Южнодонбасская» №3 и №1 составляет 30°C и за 20 лет даст возможность получить до 10 МВт тепловой энергии. При оборудовании системами по извлечению теплоты тепловыми насосами около 300 терриконов можно получить 1500 МВт тепловой энергии [8].

Технический энергетический потенциал тепловой энергии грунта и грунтовых вод составляет порядка 1,4 млн. тонн в Донецком регионе и 1 млн. тонн на Луганщине. Использование этого потенциала позволяет существенно сэкономить традиционные виды топлива и электроэнергии путем их частичного замещения указанными источниками энергии.

Для реализации перспектив использования теплового потенциала грунта (терриконов) и грунтовых вод (шахтных вод) необходимо эффективное и экономически выгодное оборудование. На отечественном рынке тепловой насос – явление относительно новое и пока не слишком распространенное, поэтому производство тепловых насосов в России и Украине лишь набирает свои обороты. Производители, появляющиеся на рынке, представляют достаточно качественную и конкурентоспособную продукцию, которая пользуется спросом у потребителей. Прежде всего, потребительский интерес обеспечивает тот факт, что цены на отечественные тепловые насосы немного ниже, чем на зарубежные аналоги, при том, что качество исполнения зачастую ничуть не хуже. На сегодняшний день самые известные производители тепловых насосов в России – компании Henk, Smaga, Корса и Brosk. А на Украине – компании Эком, ТОВ ПрофиК, АІК и SENSO.

Список литературы

1. Васильев Г.П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли: монография / Г. П. Васильев [Текст]. – М.: Издательский дом «Граница», 2006. – 176 с.
2. Таблица зависимости температуры грунта от глубины и местоположения / Инженерный портал E-BOILER [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.e-boiler.ru/tablitza-zavisimosti-temperatury-grunta-ot-glubiny-i-mestopolozeniya>.
3. СП 22.13330.2016 Основания зданий и сооружений. Актуализированная редакция СНиП 2.02.01-83* (с Изменениями N 1, 2, 3) [Текст]. – М.: Стандартинформ, 2017. – 162 с.
4. Инструкция по проектированию установки с тепловыми насосами VITOCAL 300/350 [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://geo-comfort.ru/images/PDF/Teplovie%20nasosy/Proektirovanie/Proektirovanie_Viessmann.pdf.
5. Волкова Т.П. Инженерно-геологическое картирование Донецкой области [Текст] / Т. П. Волкова, М.С. Шилова // Наукові праці УкрНДМІ // Збірник наукових праць №9, част.2. Донецьк, 2011. С. 203–215.
6. Выборнов Д.В. Использование теплоты шахтных вод с помощью парокомпрессионных теплонасосных установок: диссертация на соискание канд. техн. наук: 05.23.03 / Выборнов Дмитрий Владимирович. – Макеевка. – 2016. – 211 с.

7. Монах С.И. Исследование возможности применения геотермальных тепловых насосов (ГТН) с использованием теплоты грунтов терриконов для автономного теплоснабжения [Текст] / С.И. Монах, Р.Э. Бафталовский // Вестник ДонНУСА. – 2008. – №3. С. 113-118.

8. Красник В.Г. Перспективы использования энергосберегающих теплонасосных технологий на предприятиях угольной промышленности Украины [Текст] / В. Г. Красник, Н. М. Уланов // Уголь Украины. – 2015. – №1. – С. 44-49.

УДК 628.85

Майоров Дмитрий Анатольевич,
Миронов Владислав Александрович,
магистранты кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции;
Савич Дарья Владимировна,
ассистент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В КОНВЕКТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

В настоящее время моделирование является одним из основных методов научного исследования и широко используется во многих областях науки и техники. Оно стало мощным средством для обнаружения различных недостатков, имеющихся в существующих технических устройствах, и для изыскания путей к их устранению. Кроме того, моделирование стало широко применяться для проверки вновь создаваемых аппаратов, что позволяет совершенствовать новые, еще не выполненные на практике конструкции.

Опытное исследование различных физических явлений - вообще и тепловых явлений в частности может быть проведено путем непосредственного изучения исследуемого явления на образце или изучения его на модели. Условия, которым должны удовлетворять модель и протекающий в ней процесс, дает теория подобия. Возможности применения теории подобия к опыту почти безграничны [1,2].

Для того чтобы модель стала подобна образцу, необходимо выполнить следующие условия. Моделировать можно процессы, имеющие одинаковую физическую природу и описываемые одинаковыми дифференциальными уравнениями.

Условия однозначности должны быть одинаковы во всем, кроме численных значений постоянных, содержащихся в этих условиях. Условия однозначности требуют:

- геометрического подобия образца и модели;
- подобия условий движения жидкости во входных сечениях образца и модели;
- подобия физических параметров в сходственных точках образца и модели;
- подобия температурных полей на границах жидкой среды;
- одноименные определяющие числа подобия в сходственных сечениях образца и модели должны быть численно одинаковы.

Перечисленные условия подобия для образца и модели являются необходимыми и достаточными. Однако практически точное осуществление всех условий моделирования выполнить затруднительно. Поэтому была разработана методика приближенного моделирования, заключающаяся в *стабильности и автомодельности* потока и применяющая метод локальности.

Локальное моделирование заключается в том, что подобие температурных полей осуществляется не во всем объеме аппарата, а в отдельных ее местах — сечениях, где производится исследование теплоотдачи. Равенство определяющих критериев в образце и модели может быть выполнено приближенно.

Стабильностью называют свойство вязкости жидкости всегда принимать на некотором расстоянии от входа одно и то же распределение скоростей по сечению вне зависимости от картины скоростей во входном сечении.

Явление *автомоделности* заключается в том, что при движении жидкости для довольно широкого диапазона скоростей имеет место почти не меняющееся распределение скорости в данном сечении, т. е. оно практически перестает зависеть от Re .

Моделирование контактного теплообмена в пленочных аппаратах включает в себя создание модели, хорошо описывающей процессы происходящие при непосредственном контакте запыленного газа и пленки жидкости [3,4,7]. В пылегазоочистном теплообменном аппарате происходит одновременно сложный процесс теплообмена. Как правило, рассматривают два процесса обособленно друг от друга:

- теплообмен - передача теплоты от горячего газа (горячий контур) холодному контуру теплоносителя через промежуточный пленочный теплоноситель, разделенные поверхностью теплообмена, в качестве которой выступает стенка трубы, входящие в трубный пучок теплообменного аппарата.

- массообмен – абсорбция пылевых частиц из газового потока пленкой жидкости, стекающей вертикаль но трубе.

Рассмотрим процесс теплообмена в теплообменнике, подготовив базу для составления математической модели описывающей данные процессы.

В настоящей работе представлены схемы для создания математической модели теплообменного аппарата, которая учитывает передачу энергии от греющего контура нагреваемому контуру (в отличие от существующих моделей теплообменных аппаратов, учитывающих передачу энергии через стенку аппарата воде) [3].

Рассмотрим тепловые процессы, протекающие в контактном пленочном трубчатом теплообменном аппарате, упрощенная схема которого представлена на рис. 1.

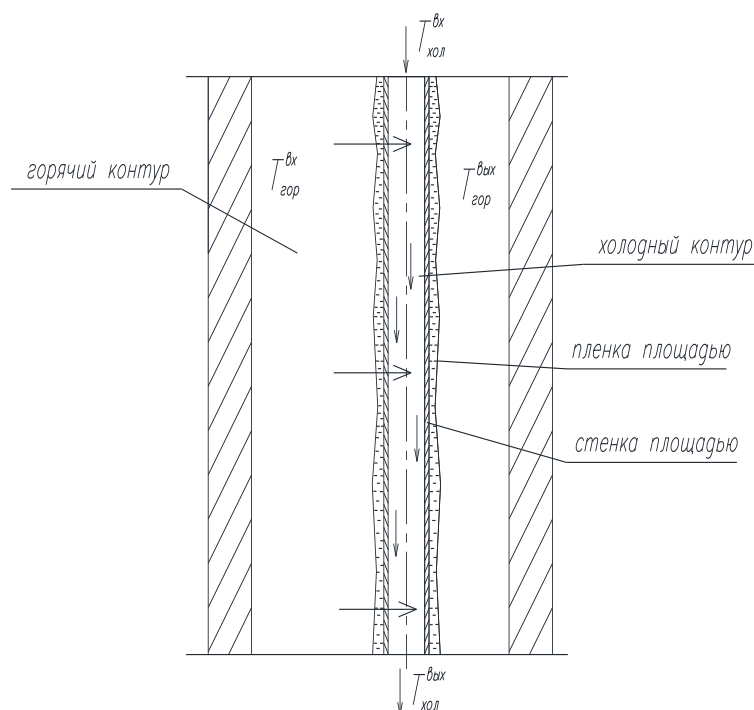


Рисунок 1 – Процессы передачи тепла от горячего контура (отходящих газов) к холодному контуру через стекающую пленку и стенку

Газовый поток горячего контура поступает перпендикулярно трубе, орошаемой пленкой, разделяющей два контура, охлаждается, отдавая тепло пленке, а затем стенке, а через них – воде холодного контура, нагревая в нем воду [7].

В качестве горячего контура служат отходящие газы сушильных барабанов огнеупорного производства, как низкопотенциальный вторичный энергетический ресурс; в качестве холодного контура – холодная вода, которая нагреваясь, идет на бытовые нужды и как резервный ресурс для технологических процессов.

На рис. 2 представлена укрупненная структурная схема модели теплообменника.

Блоки, обозначенные цифрами на рисунке, описываются соответствующими уравнениями системы, описывающие процессы проходящие в теплообменном аппарате.

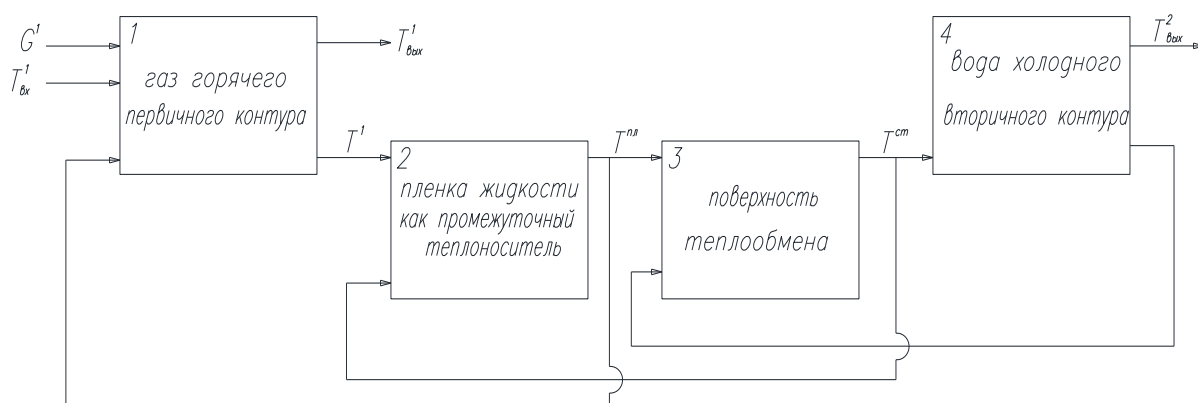


Рисунок 2 - Структурная схема модели теплообменника

При непосредственном контакте запыленного горячего газа и пленки жидкости происходят процессы конвективного переноса теплоты от газовой фазы воде через пленку и стенку. Эти процессы в реальных условиях достаточно сложны, поэтому в математической модели принят ряд упрощений:

- потери теплоты в окружающую среду отсутствуют;
- пленка жидкости безволновая;
- толщина стенки вертикальной трубы бесконечно мала.

Для описания процессов в теплообменном аппарате используем закон сохранения энергии

Вывод. На основе расчета математической модели мы решим вопрос теплопереноса, т.е. вычислим на какую величину нагреется теплоноситель холодного контура от контакта с горячим через промежуточный пленочный теплоноситель разделенные поверхностью теплообмена, в качестве которой выступает стенка трубы теплообменника.

Список литературы

1. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. Учебн. пособие для неэнергетических вузов / В.В. Нащокин. – М.: Высшая школа, 1975. – 496с.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344с.
3. Прохоренков А.М. Моделирование процессов теплообмена, протекающих в пластинчатых теплообменных аппаратах / А.М. Прохоренков // Вестник МГТУ. 2014. Том 17, № 1. С92-101.

4. Ковалев О.П. Теплообмен в контактных пленочных аппаратах судовой опреснительной установки на дымовых газах: дис. канд. техн. наук: 1984/ О.П. Ковалев.- Владивосток, 1984. – 171с.
5. Черный Г.Г. Газовая динамика: Учебник для университетов и втузов / Г.Г. Черный. - М.: Наука, 1988. – 424 с.
6. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена. Изд. 5-е, перераб. и доп. / С. С. Кутателадзе. — М.: Атомиздат, 1979. — 416 с.
7. Андреев В. К. Линейные задачи конвективных движений с поверхностями раздела: монография / В. К. Андреев, Е. Н. Лемешкова. — Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2018. — 204 с.

УДК 696

Копец Карина Константиновна,
старший преподаватель кафедры технологии и
организации строительного производства;
Старовойт Антон Алексеевич,
студент группы 641;
ГОУ ВО ЛНР «ЛГУ им. В. Даля»

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

В статье рассмотрены способы модернизации системы отопления в жилых зданиях. Обоснована необходимость регулярной оценки состояния трубопровода, обеспечивающего бесперебойную и эффективную работу системы отопления. Особое внимание уделяется новым технологиям, способным снизить теплопотери помещениями и, следовательно, сократить энергопотребление.

Ключевые слова: отопление, индивидуальный тепловой пункт, регулятор, температура помещений, энергосбережение.

В связи с увеличением стоимости тарифов на тепло и горячее водоснабжение, все больше людей начинают задумываться о необходимости модернизации своих домов. Ведь большая часть жилого фонда, которым мы пользуемся, была построена еще в середине прошлого века. Тогда, при строительстве, мало кто задумывался о потерях тепла, его рациональное использование и, вообще, о ресурсосбережении. Значительные потери тепла происходят по причине низких теплотехнических характеристик и плохой герметичности старых окон и дверей. Наилучшим способом является термомодернизация здания – комплекс мер по приведению дома в соответствии с современными стандартами энергоэффективности. Термомодернизация затрагивает вопросы переоснащения инженерных систем и переход на геотермальные источники теплоснабжения [2].

Установление индивидуального теплового пункта (ИТП)

Индивидуальный тепловой пункт - это комплекс устройств, предназначенный для присоединения домовых систем отопления, горячего водоснабжения (ГВС) и вентиляции в теплосети. Основной составляющей этого комплекса является регулятор тепловой мощности системы отопления по погодным условиям, который еще называют «погодным регулятором». Сам регулятор тепловой мощности также является комплексом автоматических устройств, «мозг» которого - электронный регулятор температуры, к которому подключены минимум два датчика температуры: датчик температуры наружного воздуха, который размещают на внешней стене здания (обычно северной) и датчик температуры теплоносителя, поступающий в систему отопления. Электронный регулятор температуры, анализируя информацию от этих двух датчиков с помощью регулировочного клапана с электроприводом, корректирует количество теплоносителя, поступающего из теплосети в здание, уменьшая его до необходимого уровня. Это позволяет потреблять только необходимое в конкретный момент времени количество теплоносителя и тем самым существенно экономить теплоэнергию. Также ИТР содержит контрольно-измерительные приборы, насосы, узел учета и тому подобное. Комплектация каждого ИТР зависит от задач, которые он будет выполнять [1, 3, 4].



Рисунок 1 - Индивидуальный тепловой пункт

Промывка отопительной системы или замена трубопроводов и радиаторов

Оценка состояния трубопроводов системы отопления - это первый шаг, с которого следует начинать. Холодные радиаторы и низкая температура в помещениях в зимний период - одна из самых актуальных проблем потребителей тепловой энергии. Это является следствием того, что практически все трубопроводы и радиаторы зданий заполнены отложениями, накипью и др. Поэтому, для улучшения теплоотдачи от отопительных приборов, необходима промывка системы отопления или замена, если она находится в аварийном состоянии.

Балансировки систем отопления

Осуществляется для обеспечения равномерного распределения теплоносителя во всех точках потребления. Балансировка системы отопления осуществляется путем установления балансировочных клапанов на стояках системы отопления.

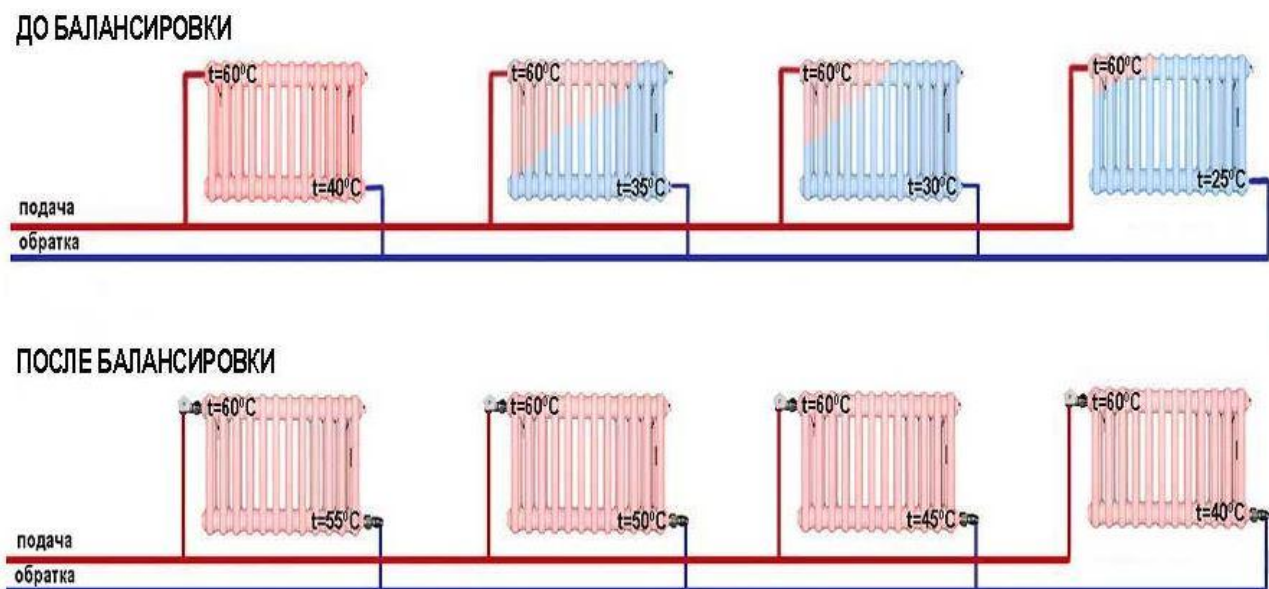


Рисунок 2 - Отопительная система до и после балансировки

Установка термостатических вентилей

Термостатический вентиль (автоматический регулятор температуры воздуха в помещении) предназначен для автоматического поддержания заданной потребителем

температуры воздуха в помещении путем регулирования расхода теплоносителя в отопительном приборе.

Дооснащение радиаторными экранами

Необходимо предусмотреть устройство теплоотражающей теплоизоляции между приборами отопления и внешней стеной (зарadiаторного экрана), с Изолонa толщиной не менее 5 мм, покрытого слоем алюминиевой фольги. Установка теплоотражающего экрана значительно способствует улучшению комфорта в помещении, поскольку энергия, которая раньше тратилась на прогрев стены, будет использована с пользой, для повышения температуры в помещении.



Рисунок 3 - Зарadiаторный экран

Утепление внутренних трубопроводов

Мероприятие предусматривает тепловую изоляцию или замену устаревшей изоляции с целью предотвращения тепловых потерь от трубопроводов системы теплоснабжения, находящихся в неотапливаемых помещениях.

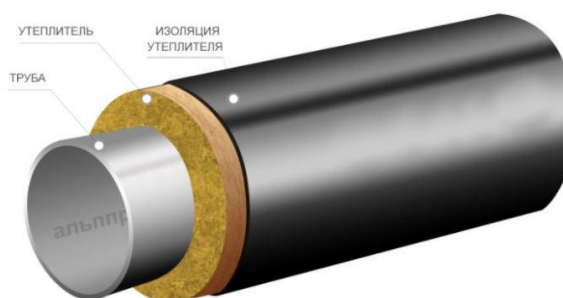


Рисунок 4 - Утепление внутреннего водопровода

Установка климатических панелей

Климатические панели это энергоэффективная система для отопления и охлаждения помещений с большим объемом, таких как спортивные залы в школах. Вместо нагрева воздуха, климатическая панель преобразовывает тепловую энергию в инфракрасные лучи,

которые непосредственно нагревают все поверхности и предметы в помещении. Теплоносителем в панелях является вода, поэтому система работает как с централизованными тепловыми сетями, так и с любым источником тепла (собственная котельная, тепловой насос). Также, к преимуществам климатических панелей относят отсутствие циркуляции пыли и сквозняков, комфортная температура в помещении и отсутствие необходимости в обслуживании.

Модернизация системы вентиляции

В зданиях учебных заведений для достижения необходимого уровня энергоэффективности зачастую предусматривают приточно-вытяжную систему вентиляции с механическим побуждением с рекуперацией тепла. Вентиляционный рекуператор - это устройство, в котором теплый воздух, удаляемый из помещения, нагревает холодный воздух, поступающий с улицы, не смешиваясь с ним. (В результате надо меньше энергии для подогрева воздуха в помещении) [5].

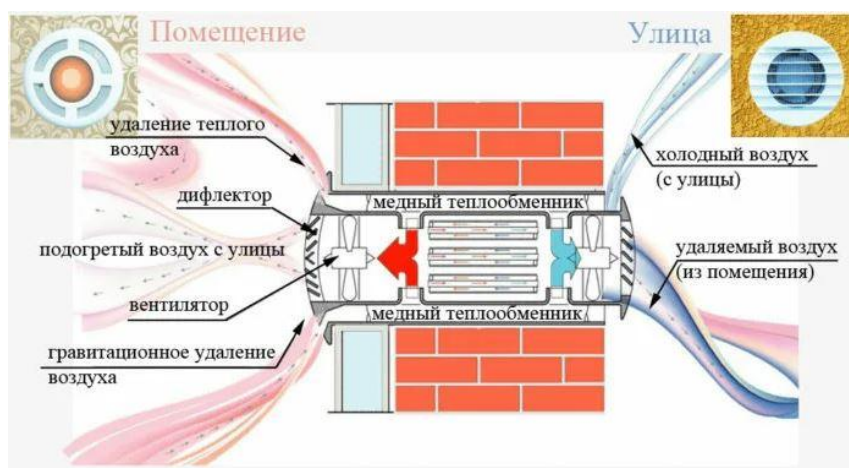


Рисунок 5 - Принцип работы вентиляционного рекуператора

Преимущества:

- уменьшение расходов на обогрев за счет эффективного использования вытяжного тепла (холода);
- постоянное обеспечение поступления чистого воздуха в помещение при любой погоде при закрытых окнах;
- удаление вредных веществ, CO₂, неприятных запахов;
- высокое качество воздуха за счет использования фильтров.

Недостатки:

- высокая стоимость оборудования, влияет на увеличение срока окупаемости всего проекта;
- необходимость регулярного обслуживания;
- возможен шум.

Вывод: Термомодернизация дома требует значительных финансовых затрат. Но для достижения энергосбережения, а как следствие, и экономии конечным потребителем, необходимо проведение комплексных мер по уменьшению количества потребляемой тепловой энергии.

Список литературы

1. Ю.П. Сосника. Инженерные сети, оборудование зданий и сооружений: Учебник / Под. ред. Ю.П. Сосника – М.: Высшая школа, 2001 – 415 с.
2. Крупнов Б.А. Руководство по проектированию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / Б.А. Крупнов, Н.С. Шарафудинов.- Москва-Вена, 2008 – 219 с.
3. Киссин М.И. Отопление и вентиляция [Текст] / М.И. Киссин.- М.: Государственное издательство строительной литературы - Москва, 2003 - 456 с.
4. Гусенцова Я.А. Работа теплообменных устройств в нестационарных условиях [Текст] / Я.А. Гусенцова, А.А. Коваленко, К.Н. Андрийчук, К.К. Копец // Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля. – Луганск: Изд-во ЛНУ им. В. Даля, 2019. – Вып. № 10 (28). – С. 177-179.
5. Письменная С.А. Системы автоматического регулирования процесса теплообмена в вентилируемом помещении [Текст] / С.А. Письменная, М.В. Логвинова // Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля.- Луганск: Изд-во ЛГУ им. В. Даля, 2020. – Вып. №12 (48). – С. 38 – 43.

УДК 72.025.5

Финоженкова Леонтия Анатольевна,
магистрант 1 курса кафедры СИиЭ;
Бостан Нина Степановна,
ст. преподаватель кафедры
строительной инженерии и экономики;
Золотухина Наталья Викторовна,
ст. преподаватель кафедры
строительной инженерии и экономики,
(аспирант ФГБОУ ВО «БГИТУ» г. Брянск, РФ)
ГОУ ВПО «Приднестровский государственный
университет им. Т. Г. Шевченко», г. Бендеры

ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЖИЛОГО ФОНДА ГОРОДА ТИРАСПОЛЬ

***Аннотация.** В данной статье рассматривается вопрос актуальности повышения энергоэффективности ограждающих конструкций жилого фонда в городе Тирасполь. Жилые многоквартирные дома, находящиеся на балансе МУП «ЖЭУК» г. Тирасполь разделены на группы по времени постройки, виду крыши, ограждающим конструкциям. Представлены факторы, которые являются причиной энергетических потерь ограждающих конструкций, устранение которых возможно с помощью реконструкции зданий.*

***Ключевые слова:** энергоэффективность, энергосбережение, жилые многоквартирные дома, реконструкция.*

Всем известно, что XXI век – век кардинальных изменений и прогресса развития практически в каждой сфере, в том числе и в строительной. За последние 20 лет заметен рост производства инновационных и энергоэффективных материалов и технологий. В европейских государствах отсутствие в больших количествах собственных энергетических ресурсов привело к росту исследований, касающихся экономии энергетических ресурсов при эксплуатации зданий. Европейские исследователи и инженеры в результате своих исследований сделали вывод, что комфортные условия для проживания в помещениях типового жилого дома, можно достичь, применив наружную теплоизоляцию в соответствии с современными нормативами, и при этом достаточно использовать лишь 20% энергии от общего потребляемого количества энергии в большинстве типовых зданий [1].

Впервые, понятие «энергоэффективности» в строительной сфере появляется в 1970-х гг, после происходит появление большого количества программ по повышению энергоэффективности. Уже в 2011 году 15 июня был опубликован международный Стандарт ISO 50001 "Системы энергетического менеджмента. Требования и руководство по применению". Он относится к стандартам Международной организации по стандартизации из серии ISO50000, разработанный для решения одной из основных задач современного предприятия - эффективного управления энергоресурсами и энергосбережения. Он служит базой для разработки и внедрения процедур организации по управлению процессами энергоэффективности, а также для их поддержания и совершенствования [2].

В многих странах Европы и бывших странах СНГ энергоэффективность является одной из важнейших стратегических направлений развития. В Молдове и, в частности в Приднестровье, данное направление только начинает набирать свои обороты.

Как показывает опыт различных стран, например, в Германии и Швеции благодаря предпринятым шагам в направлении повышения энергоэффективности жилого сектора, удалось снизить затраты энергии и сократить выбросы парниковых газов. А в жилищном фонде в Европе и в США использование энергосберегающих материалов при строительстве и реконструкции зданий, является приоритетным направлением для снижения удельного потребления тепла [3].

Анализируя различные исследования в ряде стран по повышению энергоэффективности жилых строений, применяемые средства для технического регулирования в области энергетической политики государств, а также способы информирования потребителей о теплоэнергетических свойствах строений, выяснилось, что наиболее действенным способом является паспортизация и сертификация энергетической эффективности зданий. Энергетический паспорт здания - это документ, содержащий достоверную информацию о геометрических характеристиках здания, теплотехнические показатели ограждающих конструкций и энергетические показатели здания. Система энергетической сертификации зданий может служить не только инструментом оценки энергоэффективности зданий, но и служить информационной базой данных для системного анализа эксплуатационных, энергетических, теплотехнических и других параметров здания.

Активное обращение к вопросу энергетической эффективности зданий за рубежом и в странах постсоветского пространства и стало причиной выбора темы научного исследования «Повышение энергоэффективности ограждающих конструкций жилого фонда г. Тирасполь». Цель работы: определить условия и алгоритмы организации мероприятий, повышающих энергоэффективность ограждающих конструкций жилого фонда г. Тирасполь. На начальном этапе для реализации целей исследования были поставлены следующие задачи: произвести мониторинг жилого фонда г. Тирасполь с ранжированием результатов по типам ограждающих конструкций (стены, кровля); оценить текущую энергоэффективность жилого фонда города Тирасполь, так как в большинстве случаев при проектировании зданий города вовсе не учитывался или учитывался с недостаточной степенью фактор энергосбережения; для каждой группы зданий произвести теплотехнический расчет и составить энергетический паспорт.

Для выполнения задач принято решение изучить энергоэффективность зданий, находящихся на балансе МУП «ЖЭУК» г. Тирасполь. Отправили обращение в эксплуатационную компанию и получили следующие результаты. По данным МУП «ЖЭУК» всего в введении и на техническом обслуживании находятся 954 жилых дома. По результатам, полученным из эксплуатационной компании, 954 жилых дома были разделены на группы по годам постройки, данные представлены в виде диаграммы (рис.1), на группы по материалу несущих конструкций, данные представлены в виде диаграммы (рис.2).



Рисунок 1 - Жилой фонд жилых домов в ведомстве МУП «ЖЭУК» г. Тирасполь, разделенный на группы по периоду застройки



Рисунок 2 - Жилые дома МУП «ЖЭУК» по типу материалов ограждающих конструкций (стены)

Исходя из данных рисунка 1, можно заметить, что большее число жилых построек приходится на период с 1960 по 1989гг.

Так же, можно заметить анализируя диаграмму на рисунке 2, что из общего числа жилых, многоквартирных домов примерно 13% приходится на панельные здания, 4% - на здания из кирпича, 10% построек из различных других материалов (камень бутовый, глинобитный, саман, шлакобетон и др.) и большая часть, это примерно 73% - приходится на здания, где основной конструктивный материал – это известняк-ракушечник.

По результатам, полученным из эксплуатационной компании, 954 жилых дома были разделены на группы по типу крыши, данные представлены в виде диаграммы (рис.3).

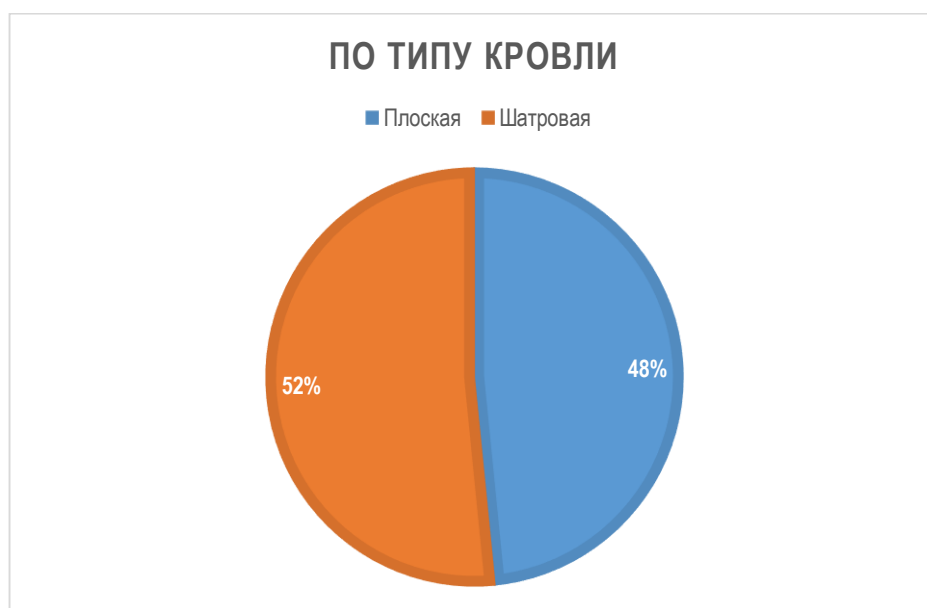


Рисунок 3 - Жилые дома МУП «ЖЭУК» по типу крыши

Если рассматривать конструктив кровли, то на первый взгляд процентное соотношение плоской крыши и шатровой примерно одинаковое. Но если выделить группы домов по периодам застройки рассмотреть отдельно, выделяя в них тип крыши, то получается совсем иная картина (рис.4). В период 1960-1989-е годы большее число зданий было построено с плоской совмещенной крышей.

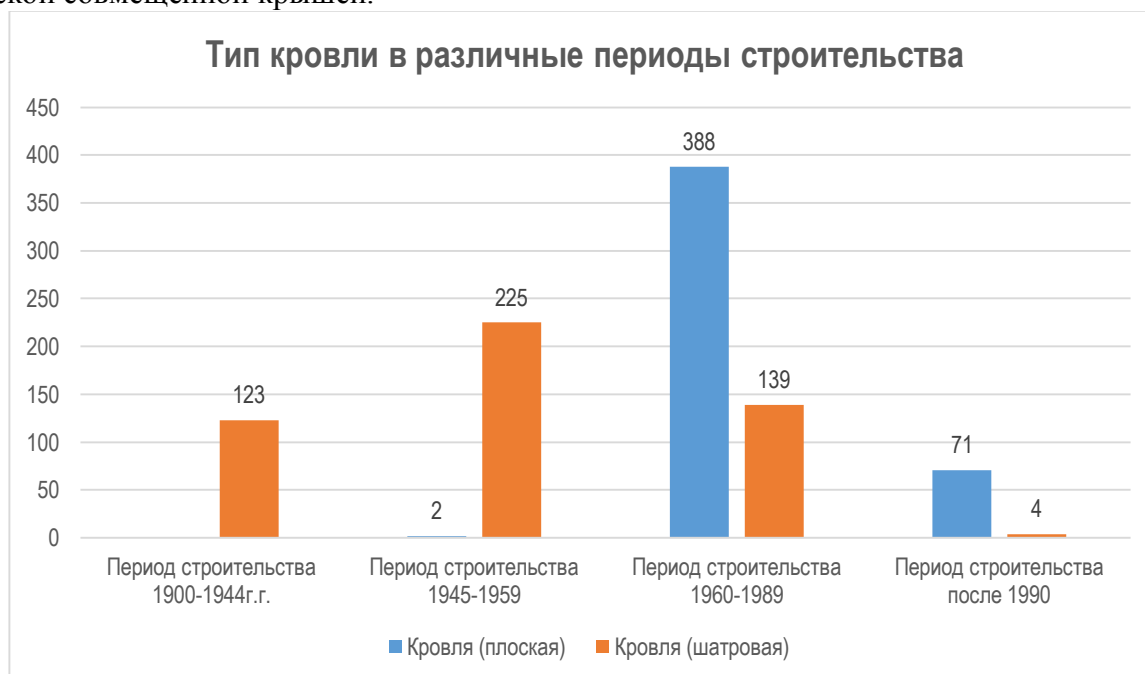


Рисунок 4 - Жилые дома МУП «ЖЭУК» по типу крыши в разные периоды застройки

Причинами высокой энергоемкости массовых построек жилого фонда 60-80-х годов являются ограждающие конструкции с высокими тепловыми потерями, плоские крыши без качественного утепления и зачастую без чердака, в том числе и истечение срока эксплуатации теплоизоляционных материалов того времени.

Для того, чтобы оценить, на сколько ограждающие стены соответствуют нормам энергоэффективности, произведен был расчёт сопротивления теплопередаче каждой конструкции, в соответствии с разделом 9 «Методика проектирования тепловой защиты зданий» СП 23-101-2004 [4].

Полученные величины сравнили с табличным значением в СП 23-101-2004, где в результате расчета для нашего региона он равен 3,44 ($\text{м}^2 \cdot \text{С}^\circ / \text{Вт}$), данные сведены в таблицу 1.

Расчет ограждающих конструкций произведен из расчета теплопроводности конструктивного материала и его толщины, в зависимости от типа здания, также в расчете учтено оштукатуривание стен.

Таблица 1 - Расчетная и нормативная теплопередача ограждающих стен

Вид зданий по материалу несущих конструкций	Расчетное сопротивление теплопередаче R_o ($\text{м}^2 \cdot \text{С}^\circ / \text{Вт}$)	Нормативное сопротивление теплопередаче R_o ($\text{м}^2 \cdot \text{С}^\circ / \text{Вт}$)	Разница между расч. и норм. сопротивлением теплопередаче ($\text{м}^2 \cdot \text{С}^\circ / \text{Вт}$)
1	2	3	4
Панельные здания	1,34	3,44	2,10
Кирпичные здания	1,44	3,44	2,00
Здания из известняка-ракушечника	1,38	3,44	2,06

По данным таблицы 1, наблюдаем, что ограждающие стены не соответствуют нормам энергоэффективности. Для того, чтобы повысить энергоэффективность стен жилых домов, необходимо провести комплекс реконструктивных мер: утепление несущих стен, замена инженерных коммуникаций, замена заполнений оконных проемов и др., в зависимости от типа здания и технического состояния конструкций. Реконструкция зданий и сооружений может быть оптимальным решением для повышения энергоэффективности объекта, а также в том случае, когда объект находится в таком состоянии, что на его ремонт постоянно требуется неоправданно большое количество денежных средств. При реконструкции проводится комплекс строительно-монтажных и отделочных работ, направленных на качественное изменение и усиление конструкций здания.

На сегодняшний день существует большой выбор строительных материалов, позволяющих произвести утепление строящегося или уже существующего здания. Существуют три основных направления утепления наружных стен: внутреннее утепление, наружное утепление, многослойные стеновые конструкции [5, 6].

Внутреннее утепление не подходит по причине «неправильности» влажностного режима стеновой конструкции, а также из-за неминуемого уменьшения площади помещений утепляемого здания.

Технологию осуществления наружного утепления можно разделить на два вида: мокрый фасад (рис. 5) и навесной фасад (рис.6).



Рисунок 5 - Конструктивная схема мокрого фасада

Техника «мокрого» монтажа включает нанесение в строгой очерёдности слоёв грунтовой основы, клеевого состава, приклеивания и дополнительного укрепления специальными средствами слоя теплоизоляционного материала, создания армирующего слоя специальной сеткой, по которому выполняется несколько слоёв, несущих защитные и декоративные функции

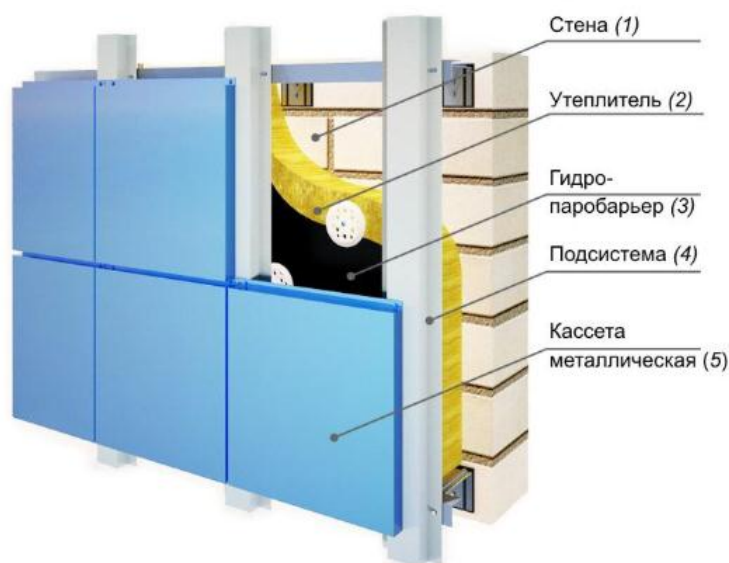


Рисунок 6 - Конструктивная схема навесного фасада с вентиляционным зазором

Навесной фасад с воздушным вентилируемым зазором. Навесной вентилируемый фасад – это система, состоящая из несущего каркаса, утеплителя, воздушного зазора и защитного экрана, который монтируется на наружную сторону основной стены здания [6].

У каждого из методов утепления фасадов есть ряд преимуществ и недостатков. Для утепления наружных стен типовых многоквартирных домов рекомендуется использовать систему «мокрого» фасада. Такой выбор обоснован его более низкой стоимостью, широтой применения, простотой проектирования и монтажа, а также большей свободой декорирования, большим выбором цветового решения и цветовой компоновкой [7].

В структуре общей экологической проблемы энергетические аспекты проектно-строительной и эксплуатационной деятельности являются одним из важнейших факторов, определяющих суть и направления развития современной архитектуры и строительства. Энергоэффективность в области строительства создает комплекс энергетических проблем и является предпосылкой исследований в архитектурной экологии, реконструкции и эксплуатации объектов коммунального хозяйства [8].

На данном этапе исследования четко выявлена проблема наличия теплопотерь через ограждающие конструкции большого количества жилых домов в г. Тирасполь. В дальнейшем необходимо прорабатывать и решать задачу - определения алгоритма организации мероприятий, повышающих энергоэффективность конструкций и зданий в целом, для тех групп домов, которые не относятся к энергоэффективному классу.

Для повышения энергоэффективности ограждающих конструкций зданий планируется проработка макета энергетических паспортов жилых домов в зависимости от типа ограждающих конструкций [9], с учетом полученных данных и предложенных мероприятий.

Список литературы

1. Зачем нужна энергоэффективность: мнение Paros // Всероссийский отраслевой интернет-журнал «Строительство.ru» 2016.URL: <https://rcmm.ru/tehnika-i-tehnologii/38277> (дата обращения: 09.02.21).
2. ISO 50001:2018 // интернет- журнал «MANAGEMENT» 2018. URL: <https://iso-management.com/standarty-iso/iso-50001/> (дата обращения: 15.02.21).
3. Существующие системы энергетических сертификатов зданий в мире. Показатель энергоэффективности и энергетический паспорт здания в Туркменистане // Проект ПРООН/ГЭФ "Улучшение энергоэффективности в секторе жилищного строительства Туркменистана" Ашхабад 2016. URL: <https://www.google.com/url?sa> (дата обращения: 10.01.21).
4. СП 23-101-2004. Проектирование тепловой защиты зданий. / Москва.2004.
5. Меньлюк А.И. Современные фасадные системы. К.: Изд-во Освита, 2008. 340 с
6. Чижов Э.К., Сузанская А.А. Способы утепления наружных стен типовых многоквартирных панельных домов советского периода // Синергия наук №6 – 2016. с. 464–476.
7. Mike Brogan, Alfio Galata. The very School Project: Valuable Energy for a smart School – Intelligent ISO 50001 Energy Management Decision Making in School Buildings // Enerit Limited, Galway, Ireland 2013. – с.11.
8. Григорян М.Н., Сайбель А.В. Архитектурная экология. Энергоэффективное строительство // Инженерный вестник Дона. 2012. №4. С. 1–3
9. Матросов Ю.А. Энергосбережение в зданиях. Проблема и пути ее решения. М.: НИИ СФ, 2008. 496 с.

УДК 620.91

Лохвинская Татьяна Ивановна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры инженерно-экологических систем,
Вудвуд Екатерина Руслановна,
студентка
БПФ ГОУ «ПГУ им. Т.Г.Шевченко»

РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

В данной статье рассмотрены результаты исследования класса энергетической эффективности корпуса здания Бендерского политехнического филиала «ПГУ им. Т.Г. Шевченко» и предложены мероприятия по повышению эффективности теплозащиты здания с помощью утепления здания теплоизоляционными материалами.

Ключевые слова: ресурс, энергосбережение, тепловая защита, энергоэффективность, конструктивный диалог

Анализ опыта различных стран в решении проблемы энергосбережения показывает, что одним из наиболее эффективных путей ее решения является сокращение потерь тепла через ограждающие конструкции зданий, сооружений, промышленного оборудования, тепловых сетей. В этой связи обращает на себя внимание интенсивное развитие теплотехнического строительства и промышленности теплоизоляционных материалов.

На сегодняшний день при эксплуатации зданий и сооружений важно целесообразно использовать энергетические ресурсы с применением минимального количества энергии. Энергоэффективное здание - это здание с лимитированным уровнем потребления энергии и обеспечением комфортного микроклимата в помещениях. Компенсация степени энергетических затрат на тепловую защиту достигается применением эффективных теплоизоляционных материалов, что обеспечивает комфортные условия микроклимата в помещениях сооружений. Теплоизоляция – важный элемент энергоэффективного строительства.

Цель исследований - определение класса энергетической эффективности корпуса здания Бендерского политехнического филиала «ПГУ им. Т.Г. Шевченко». Результаты исследований показали пониженный класс энергоэффективности строительных конструкций (класс D) [1, с. 108].

В ходе исследований соблюдался системный подход, основанный на оптимальном сочетании следующих факторов, связанных с теплозащитой: эффективным теплоснабжением, архитектурными особенностями, конфигурацией, планировочными решениями сооружения. Эффективность теплозащиты здания достигается с помощью утепления здания теплоизоляционными материалами [2, с. 67].

Методика исследований основана на использовании экономически выгодных мер по улучшению энергетической эффективности зданий. Проблемы энергосбережения в строительстве решаются в рамках программ реконструкции.

Таблица 1 - Таблица класса энергоэффективности здания

Обозначение класса	Наименование класса	Величина отклонения расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания от нормируемого, %	Мероприятия
1	2	3	4
При проектировании и эксплуатации новых и реконструируемых зданий			
A++	Очень высокий	Ниже -60	Льгота по налогу на имущество на 3 года
A+		От -50 до -60 включительно	
A		От -40 до -50 включительно	
B+	Высокий	От -30 до -40 включительно	
B		От -15 до -30 включительно	
C+	Нормальный	От -5 до -15 включительно	—
C		От +5 до -5 включительно	
C-		От +15 до +5 включительно	
При эксплуатации существующих зданий			
D	Пониженный	От +15,1 до +50 включительно	Реконструкция при соответствующем экономическом обосновании
E	Низкий	Более +50	Реконструкция при соответствующем экономическом обосновании, или снос

Фактическая конструкция наружной стены учебного корпуса «Б» состоит из слоёв штукатурки известково-песчаной, плит из пиленного известняка, штукатурки цементно-песчаной, не включает в себя эффективного теплоизоляционного слоя.

В результате расчетов нами предложена 4-х слойная конструкция корпуса с эффективными утеплителями, которые применяются на строительном рынке Приднестровской Молдавской Республики в достаточно широком ассортименте. Здание корпуса БПФ принадлежит к бюджетной сфере народного хозяйства республики. Факт принадлежности здания к бюджетной сфере определил условия проведения работ по реконструкции с наименьшими затратами на утепление корпуса здания.

В ходе теплотехнических расчётов строительных конструкций были выявлены размеры слоев теплоизоляционных материалов с различными техническими свойствами и ценовой политикой: пенопласта с разной плотностью (20 кг/м³ /50 кг/м³) и каменной ваты (40 кг/м³ /90 кг/м³) [4, с. 198], [5, с. 202].

Таблица 2 - Теплотехнические показатели строительных материалов для предлагаемой четырёхслойной наружной стены

Наименование материала	Плотность γ_p , кг/м ³	Теплопроводность λ , Вт/(м · °С)	Теплоусвоения (при периоде 24 ч) s , Вт/(м ² · °С)	Паропроницаемость μ , мг/(м
1	2	3	4	5
Штукатурка(из вестково- песчаная)	1600	0,47	9,76	0,12
<i>Пенопласт/ каменная вата</i>	<i>20/50 40/90</i>	<i>0,037/0,041 0,048/0,056</i>	<i>0,33/0,77 0,48/0,73</i>	<i>0,03/0,23 0,60/0,56</i>
Плиты из пиленного известняка	1800	0,70	11,77	0,075
Штукатурка(це- ментно- песчаная)	1800	0,58	11,09	0,09

Результаты расчетов количества теплоизоляционных материалов (пенопласт/каменная вата) затрат на закупку и монтаж утепления наружного ограждения представлены в таблице 3 [4, с. 27].

Таблица 3 – Результаты расчетов

Наименование теплоизоляционного материала	Толщины теплоиз-ых материалов(мм)	Предвар-ая толщина слоя утеплителя (мм)	Расход матер. на расчётную площадь внешних стен здания 3500 м ²	Сто-стьутеплен-ия 1 м ² здания, (руб)	Цена теплоиз-ых. мат-ла (руб)	Затраты на монтаж (руб)
1	2	3	4	5	6	7
Пенопласт ($\rho=20$ кг/м ³)	20	<u>35</u>	7000	13,8	<u>96600</u>	14490
Пенопласт ($\rho=50$ кг/м ³)	50	<u>40</u>	3500	46	<u>161000</u>	24150
Каменная вата ($\rho=40$ кг/м ³)	50	<u>45</u>	3500	61	<u>213500</u>	32025
Каменная вата ($\rho=90$ кг/м ³)	50	<u>50</u>	3500	147	<u>514500</u>	77175

Выводы и предложения По итогам расчётов возникает проблема выбора теплоизоляционного материала, которую можно решить в ходе конструктивного диалога между проектировщиком и заказчиком проекта реконструкции наружного ограждения учебного корпуса.

Список литературы

1. СНиП 41-01-2001* Отопление, вентиляция и кондиционирование.
2. СНиП II-3-79* 1 Строительные нормы и правила. Строительная теплотехника. Москва 1995.
3. Лохвинская Т.И. Теплофизика зданий: Методические указания / Сост. Т.И. Лохвинская. — Бендеры, 2019. - 59 с.
4. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга I / Щекин Р.В., С.М. Корневский, Г.Е. Бем и др. — К.: Будивельник, 1976. — 416 с.
5. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга II / Щекин Р.В., С.М. Корневский, Г.Е. Бем и др. — К.: Будивельник, 1976. — 352 с.
6. <https://chrome-effect.ru>

УДК 621.31

Волков Дмитрий Юрьевич,
студент БПФ ГОУ ПГУ им. Т.Г.Шевченко;
Лохвинская Татьяна Ивановна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры инженерно-экологических систем,
БПФ ГОУ ПГУ им. Т.Г.Шевченко

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МИНИ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ НА ТЕРРИТОРИИ ПМР

С увеличением цен на топливо повышается и стоимость электроэнергии. Поэтому перед нашими энергетиками стоит важная задача: снижение энергопотребления за счет применения инновационных энергосберегающих технологий, как при производстве энергии, так и при ее потреблении. В данной статье рассмотрены перспективы использования мини гидроэлектростанций на территории ПМР.

Ключевые слова: альтернативная гидроэнергетика, энергосберегающие технологии, благоприятные географические условия, экологическая безопасность.

В настоящее время всю энергетику ПМР доставляют Днестровская ГРЭС, которая работает на органическом топливе и Дубоссарская ГРЭС, работающая за счёт энергии реки Днестр. В связи с тем, что Дубоссарская ГРЭС не обладает необходимой мощностью для обеспечения всех потребителей в электроэнергии, приходится задействовать Днестровскую ГРЭС, работающая на привозном топливе. Республика не имеет собственных месторождений газа, угля, нефти. С увеличением цен на топливо повышается и стоимость электроэнергии. Поэтому перед нашими энергетиками стоит важная задача: снижение энергопотребления за счет применения инновационных энергосберегающих технологий, как при производстве энергии, так и при ее потреблении. Энергосбережение должно стать приоритетной задачей в развитии хозяйственного комплекса республики. Одним из наиболее перспективных вариантов снижения энергопотребления на территории нашей республики может стать применение мини ГЭС для снабжения электроэнергией поселков, детских и оздоровительных лагерей, малых промышленных предприятий.

ПМР обладает исключительно благоприятными географическими условиями для применения данных установок:

1) Вся территория Приднестровья располагается узкой лентой вдоль Днестра, и это преимущество можно использовать для получения энергии практически везде. Помимо того, Днестр имеет практически неисчерпаемые запасы возобновляемого источника энергии – воды.

2) Мини гидроэлектростанции наплавного или погружного типа вырабатывают энергию на протяжении всего года. Лед на Днестре держится недолго, и незначительная его толщина не будет захватывать рабочую часть мини ГЭС — гидротурбину, которая находится на глубине 0,5-1,0 м от поверхности воды.

3) К положительным факторам можно отнести стабильное течение реки, что даёт высокое качество электроэнергии. Здесь нет значительных суточных и сезонных колебаний скорости течения воды, а значит, не будет и перепадов напряжения электроэнергии. Это упрощает установку мини гидроэлектростанций в целом и делает ее более дешёвой.

4) Ещё одно из преимуществ мини гидроэлектростанций это их мобильность: так как они установлены на понтоне, их можно перемещать в любое необходимое место. В случае

непредвиденных ситуаций мобильные ГЭС наплавного типа можно быстро доставить в нужное место и обеспечить энергоснабжение небольшого поселка.

В сопредельном государстве Украина на территории Львовской области планируется постройка мини ГЭС мощностью около 200 кВт вблизи села Липицы. Особенностью данного проекта является то, что он практически не оказывает влияния ни на саму реку, ни на прилегающие к ней территории. Прежде всего, для работы таких мини ГЭС не требуется создание водохранилищ. Она будет работать автоматически. В случае подъёма уровня воды, плотина опускается, и наоборот. Станция изготавливается из особого полимера, который не взаимодействует с водой – это обеспечит долговечность конструкции, а также отсутствие воздействия материалов на качество воды. Еще одно достоинство это мобильность, при необходимости, её можно достаточно быстро демонтировать, для установки в другом месте.



Рисунок 1 - Русло реки Днестр вблизи села Липицы

Как утверждают разработчики проекта, строительство мини ГЭС практически не оказывает влияния на экосистему реки, это будет один из наиболее современных и безопасных объектов такого типа:

1) для нормального функционирования мини гидроэлектростанции требуется, чтобы через неё в секунду проходило не меньше 8 кубометров воды, в то время как на данном участке за секунду проходит примерно 40 кубометров. Таким образом, даже в самый засушливый сезон воды хватит для нормальной работы турбины мини ГЭС;

2) строительство мини ГЭС почти не оказывает влияния на скорость течения реки, оно уменьшится в пределах от 0,1 до 0,2 м/с, то есть река сохранит своё течение в этом месте

3) при монтаже Липицкой мини ГЭС планируется установить специальное ультразвуковое и механическое защитное оборудование, которое будет защищать рыб

4) специализированные решётки будут задерживать мусор, находящийся в реке, по данным специалистов, за год такой «улов» может составить до 20 т.

Вдоль левобережья Днестра располагаются 53 населенных пункта республики ПМР, часть потребностей в электроэнергии которых можно удовлетворить за счет применения

мини ГЭС. Такие мини ГЭС предполагается проектировать в русле реки Днестр вблизи от места потребления энергии местными жителями. Один из таких населённых пунктов это село Сукля. Оно удобно расположилось на левом берегу Днестра в крутой излучине реки напротив устья правого днестровского притока реки Ботны. Село расположено к югу от города Тирасполь, многие дома в этом селе расположены вблизи Днестра, что очень выгодно для применения мини гидроэлектростанций (Рис.2).

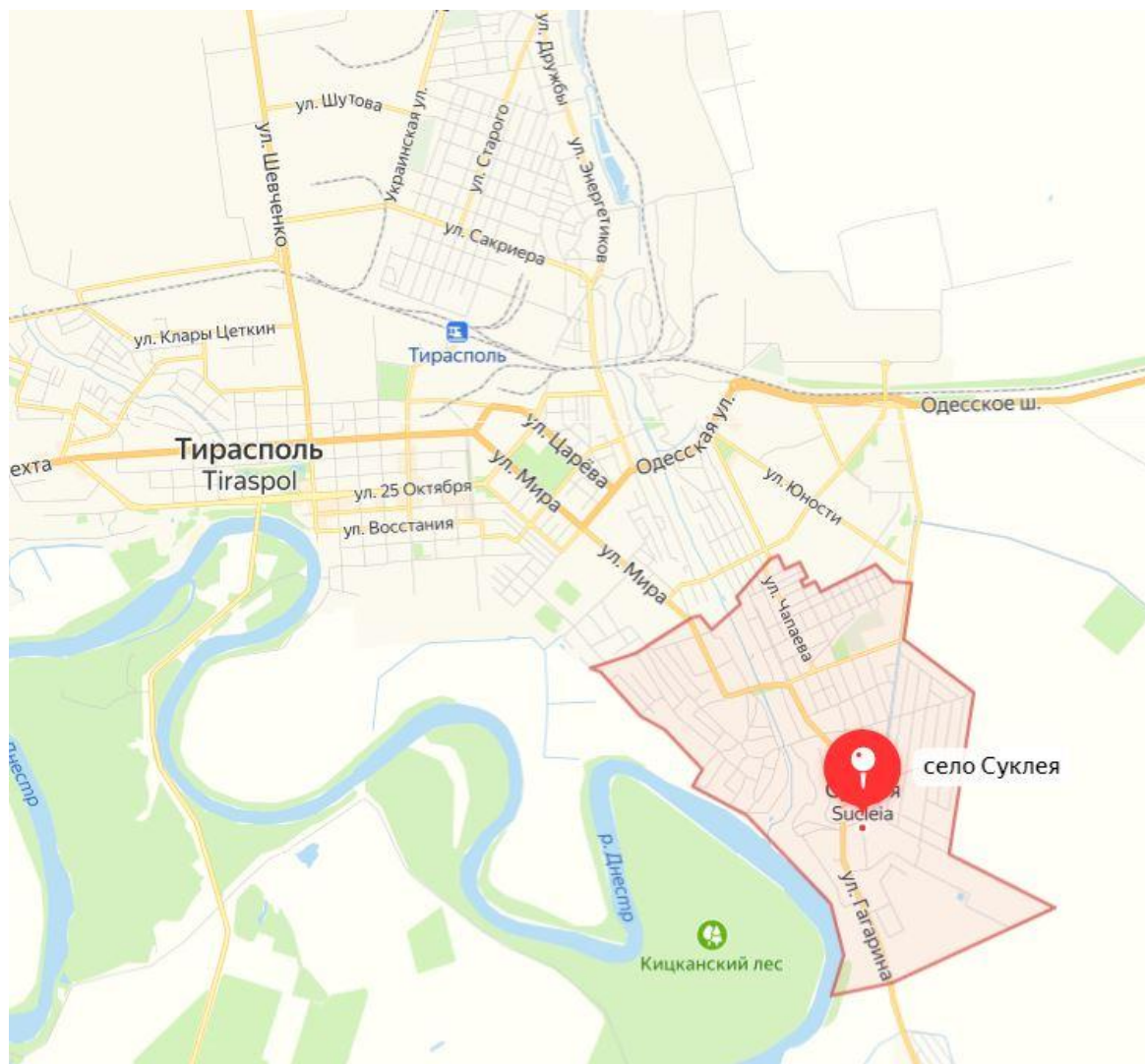


Рисунок - 2 Русло реки Днестр вблизи села Сукля.

В 2014 году молодая команда инженеров Бельгийской фирмы Turbulent. Бельгийская фирма Turbulent занимается установкой децентрализованных гидроэнергетических установок. Цель компании – сделать гидроэнергетику природосберегающей. Такие устройства могут быть установлены на большинстве рек и каналов с проточной водой. Одна турбина способна снабдить энергией до 60 домохозяйств, причем ее генерация постоянна, в отличие от ветровых или солнечных систем, работа которых зависит от погоды и времени суток. Эта технология может служить эффективным и надежным источником энергии для небольших поселений, которые расположены вблизи рек. И на счету фирмы Turbulent уже есть работающий проект в сельской местности Чили.



Рисунок 3 - Работающий проект децентрализованной гидроэнергетической установки Бельгийской фирмы Turbulent в сельской местности Чили

Монтаж мини-ГЭС проводится за неделю: вблизи русла выкапывают рукав по которому вода попадает в цилиндрический колодец с оборудованной в нем турбиной. Вся часть искусственного русла забетонирована. Попадающая вода в цилиндр, создает вихревой поток, который вращает лопасти. Разработчики компактной гидроэлектростанции гарантируют долговечность турбины, простоту обслуживания, длительность срока службы.

Список литературы

- 1) Богославчик П. М. Гидротехнические сооружения: курс лекций для студентов специальности 1-70 04 03 «Водоснабжение, водоотведение и охрана водных ресурсов» высших учебных заведений / П.М. Богославчик. - 2-е изд., испр. - Минск: БНТУ, 2014. -223с.
- 2) Юрченко В.И., Юрченко В.А. «Проблемы малой энергетики в Приднестровье» / В.И. Юрченко, В.А. Юрченко // Журнал «Экономика Приднестровья». - №2. - 2005 г. С 3-5.
- 3) САЗ ПМР №3 от 19 января 2015 года, раздел первый пункт 87. Закон ПМР от 15 января 2015 г № 19-ЗИД-V «О внесении изменений в Закон ПМР об энергосбережении».
- 4) Коваленко Б.Г. Госземводхоз СССР Киргизский научно исследовательский институт водного хозяйства «Ирригационно-энергетическое использование рек (технико-экономические основы)»/ Б.Г. Коваленко. -1-е изд. – Фрунзе, 1965. –239 с.

УДК 620.95

Корлюга Александр Андреевич,
обучающийся БПФ ГОУ ПГУ им. Т.Г.Шевченко;
Лохвинская Татьяна Ивановна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры инженерно-экологических систем,
БПФ ГОУ ПГУ им. Т.Г.Шевченко

ПОТЕНЦИАЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ БИОГАЗА ДЛЯ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

Статья рассматривает возможность применения энергии биогаза на территории Приднестровской Молдавской Республики как альтернатива применения природного газа для теплоснабжения зданий и сооружений. Перспектива применения биогаза особенно важна в условиях зависимости выработки теплоэнергии от импортного топлива в республике.

Ключевые слова: альтернатива, биогаз, нетрадиционные источники энергии

Основной проблемой энергетики Приднестровской Молдавской Республики является зависимость выработки теплоэнергии от импортного топлива. При прекращении поставок природного газа организациям практически невозможно перестроиться под альтернативные источники получения энергии. Поэтому важно и нужно разрабатывать и рассматривать проекты, позволяющие найти замену существующим энергоустановкам.

Биогаз — газ, получаемый водородным или метановым брожением биомассы. Метановое разложение биомассы происходит под воздействием трёх видов бактерий. В цепочке питания последующие бактерии питаются продуктами жизнедеятельности предыдущих. Первый вид — бактерии гидролизные, второй — кислотообразующие, третий — метанообразующие. В производстве биогаза участвуют не только бактерии класса метаногенов, а все три вида. Одной из разновидностей биогаза является биоводород, где конечным продуктом жизнедеятельности бактерий является не метан, а водород. В XVII веке Ян Баптист Ван Гельмонт обнаружил, что разлагающаяся биомасса выделяет воспламеняющиеся газы. Алессандро Вольта в 1776 году пришёл к выводу о существовании зависимости между количеством разлагающейся биомассы и количеством выделяемого газа. В 1808 году сэр Хэмфри Дэви обнаружил метан в биогазе. Первая задокументированная биогазовая установка была построена в Бомбее, Индия в 1859 году. В 1895 году обнаружены бактерии, участвующие в процессе производства биогаза. Биогаз применялся в Великобритании для уличного освещения. В 1930 году.

В СССР исследования проводились в 40-х годах прошлого века. В 1948—1954 гг. была разработана и построена первая лабораторная установка. В 1981 году при Госкомитете по науке и технике была создана специализированная секция по программе развития биогазовой отрасли. Запорожский конструкторско-технологический институт сельскохозяйственного машиностроения построил 10 комплектов оборудования.

Перечень органических отходов, пригодных для производства биогаза: навоз, птичий помёт, зерновая и мелассная послеспиртовая барда, пивная дробина, свекольный жом, фекальные осадки, отходы рыбного и забойного цеха (кровь, жир, кишки, каньга), трава, бытовые отходы, отходы молокозаводов — солёная и сладкая молочная сыворотка, отходы производства биодизеля — технический глицерин от производства биодизеля из рапса, отходы от производства соков — жом фруктовый, ягодный, овощной, виноградная выжимка, водоросли, отходы производства крахмала и патоки — мезга и сироп, отходы переработки картофеля, производства чипсов — очистки, шкурки, гнилые клубни, кофейная пульпа (рис.2). Кроме отходов биогаз можно производить из специально выращенных энергетических

культур, например, из силосной кукурузы или силфея, водорослей. Выход газа может достигать до 300 м³ из 1 тонны. Чтобы посчитать выход биогаза из конкретного сырья, необходимо провести лабораторные испытания или посмотреть справочные данные и определить содержание жиров, белков и углеводов. При определении последних важно узнать процентное содержание быстрорастворимых (фруктоза, сахар, сахароза, крахмал) и труднорастворимых веществ (например, целлюлоза, гемицеллюлоза, лигнин). Определив содержание веществ, можно вычислить выход газа для каждого вещества.



Рисунок 1 - Отработанное сырье

Биомасса (отходы или зелёная масса) периодически подаются с помощью насосной станции или загрузчика в реактор. Реактор представляет собой подогреваемый и утепленный резервуар, оборудованный миксерами (рис.2). Стройматериалом для промышленного резервуара чаще всего служит железобетон или сталь с покрытием. В малых установках иногда используются композиционные материалы. В реакторе живут полезные бактерии, питающиеся биомассой. Продуктом жизнедеятельности бактерий является биогаз. Для поддержания жизни бактерий требуется подача корма, подогрев до 35-38 °С и периодическое перемешивание. Образующийся биогаз скапливается в хранилище (газгольдере), затем проходит систему очистки и подается к потребителям (котел или электрогенератор). Реактор работает без доступа воздуха, герметичен и неопасен. Для сбраживания некоторых видов сырья в чистом виде требуется особая технология. Например, спиртовая барда перерабатывается с использованием химических добавок. Для кислой меласной барды используется щелочь. Возможна переработка этих же субстратов по одностадийной технологии без химических добавок, но при коферментации (смешивании) с другими видами сырья, например, с навозом или силосом.

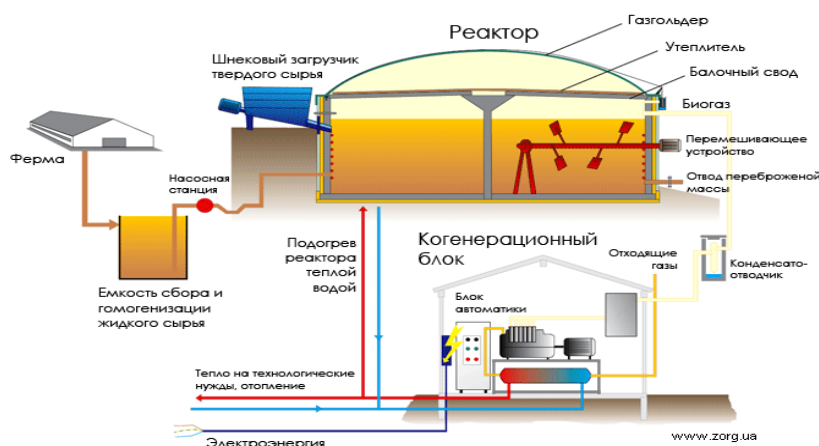


Рисунок 2 - Принципиальная схема работы биогазовой установки

Биогаз используют в качестве топлива для производства: электроэнергии, тепла или пара, или в качестве автомобильного топлива. Биогазовые установки могут устанавливаться как очистные сооружения на фермах, птицефабриках, спиртовых заводах, сахарных заводах, мясокомбинатах. Биогазовая установка может заменить ветеринарно-санитарный завод, т. е. пададь может утилизироваться в биогаз вместо производства мясо-костной муки. Среди промышленно развитых стран ведущее место в производстве и использовании биогаза по относительным показателям принадлежит Дании — биогаз занимает до 18 % в её общем энергобалансе. По абсолютным показателям по количеству средних и крупных установок ведущее место занимает Германия — 8000 установок. В Западной Европе не менее половины всех птицеферм отапливаются биогазом.

Использование подобных агрегатов позволяет добиться положительных результатов в различных составляющих их применения:

- Экологическая — при устройстве подобных установок вблизи предприятий, являющихся поставщиками сырья, уменьшается защитная санитарная зона вокруг них. Снижаются выбросы вредных веществ в атмосферу.

- Энергетическая — имея доступное сырьё по минимальным ценам, а иногда и без таковой (бесплатно), в результате потребитель получает различные виды энергии и топлива с низкой себестоимостью.

- Экономическая — монтаж биогазовых установок позволяет избежать строительства очистных сооружений и заградительных устройств (растекание навоза на животноводческих комплексах), и затрат по утилизации мусора.

Являясь экологически чистым видом топлива, биогаз, тем не менее, при сжигании, выделяет определенное количество вредных веществ в атмосферу. Территориальная зависимость места размещения установки от района нахождения источников сырья (крупные животноводческие комплексы, перерабатывающие предприятия и объекты сельскохозяйственного производства). Высокая стоимость комплекта оборудования и соответственно продолжительные сроки его окупаемости.

Перспективы использования в ПМР

С точки зрения гарантий непрерывного сбыта произведенной электроэнергии наибольшими перспективами обладают проекты, реализованные на городских водоканалах, а также предприятиях пищевой промышленности. При наличии у фермерского хозяйства, или иного не крупного предприятия, среднее количество органических отходов (пилорама, тепличное хозяйство, птицеферма и т.д.), появляется возможность смонтировать более крупную установку, позволяющую обеспечить собственные потребности в тепловой и электрической энергиях. В этом случае процесс производства топлива аналогичен процессу, при использовании в частном порядке, отличие лишь в мощности агрегатов и соответственно, объемах перерабатываемого сырья.

Таким образом, создание биогазовых установок, работающей на средних мощностях, для отопления загонов, сел, жилища и других бытовых нужд вполне реально.

Список литературы

1) Закон Приднестровской Молдавской Республики «Об энергосбережении».-
Электронные данные. - Режим доступа: <http://www.vspmr.org/legislation/laws/zakonodateljnie-akti-pridnestrovskoy-moldavskoy-respubliki-v-sfere-promishlennosti-torgovli-privatizatsii>

stroitelstva-transporta-energetiki-i-svyazi/zakon-pridnestrovskoy-moldavskoy-respubliki-ob-energoberejenii.html

2) Юрченко В.И., Юрченко В.А. «Проблемы малой энергетики в Приднестровье» / В.И. Юрченко, В.А. Юрченко // Журнал «Экономика Приднестровья». - №2. - 2005 г. С 3-5.

3) Биогаз и технология производства / БИОКОМПЛЕКС.- Электронные данные. - Режим доступа: <https://biokompleks.ru/technologies/biogaz/>

4) Баадер В., Доне Е., Бренндерфер М. Рекомендации и технологии. Биогаз: теория и практика / В. Баадер, Е. Доне, М. Бренндерфер. - 1982 год. - 148 с.

УДК 621.548

Слуцкий Станислав Янекович,
обучающийся БПФ ГОУ ПГУ им. Т.Г.Шевченко;
Лохвинская Татьяна Ивановна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры инженерно-экологических систем,
БПФ ГОУ ПГУ им. Т.Г.Шевченко

ПРОЕКТ ВНЕДРЕНИЯ УСТАНОВКИ МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКИ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ВЕТРОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ТЕРРИТОРИИ ПРИДНЕСТРОВЬЯ

Статья рассматривает возможность применения ветровой энергии на территории Приднестровской Молдавской Республики как альтернатива применения электрической энергии. Такая перспектива ветроэнергетики особенно важна в условиях зависимости выработки электроэнергии от импортного топлива в республике.

Ключевые слова: ветровой поток, энергия, преобразование, ветрогенератор, система

Ветрогенератор (ветроэлектрическая установка) — устройство для преобразования кинетической энергии ветрового потока в механическую энергию вращения ротора с последующим её преобразованием в электрическую энергию. Мощность ветрогенератора может варьироваться от 5 кВт до 4500 кВт. Современные устройства генерируют энергию даже при очень слабом ветре - 4 м / с. Такие сооружения могут быть источником энергии для локальных и островных объектов, поскольку самостоятельно решают проблемы энергоснабжения.



Рисунок 1 - Расположение ветрогенераторов в поле

Ветровые токи вращают лопасти ветрогенератора: они проходят через турбину, приводят ее в движение, и она начинает вращаться. Ось турбины генерирует энергию, пропорциональную ветровому потоку. Чем сильнее ветер, тем больше энергии вырабатывается. Кроме того, энергия передается по оси ротора умножителю, который ее

генерирует. Мощность ветрогенератора рассчитывается исходя из кубической зависимости скорости ветра.

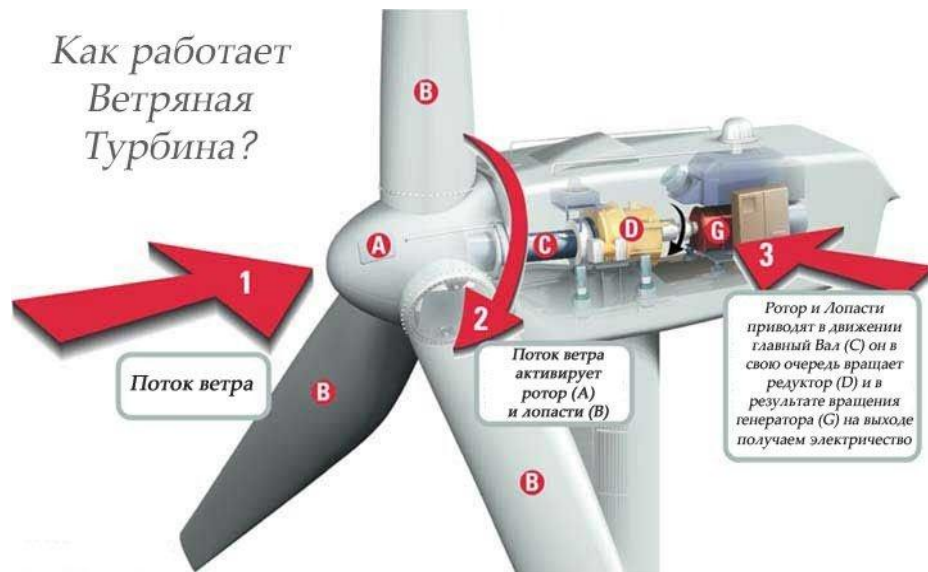


Рисунок 2 - Принцип работы ветрогенератора

Ветровой поток со скоростью n создает мощность 100 Вт, поток со значением $n+1$ создает мощность 300 Вт, при значении $n+2$ мощность составляет 900 Вт. Для получения высокой мощности требуется сильный поток ветра, большая турбина может вырабатывать мощность при слабом ветре. Для устойчивой работы ветрогенератора и выработки необходимого количества энергии, необходим правильный расчет параметры ветропарка на этапе проектирования.

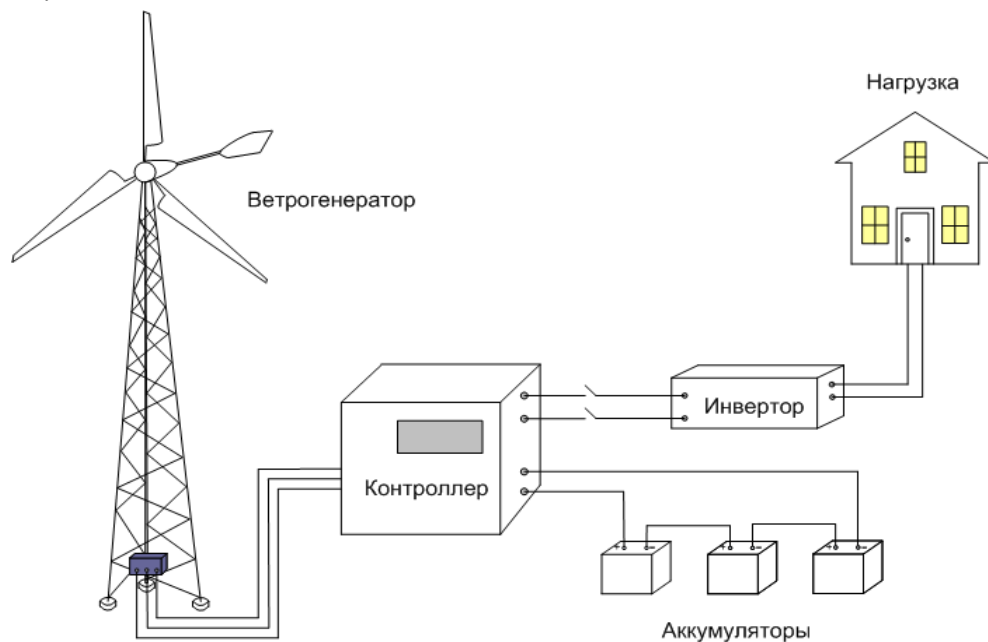


Рисунок 3 - Конструкция ветряка

Мачта (может быть трубчатого типа или «ферма»); Турбина – это ротор, предназначенный для того, чтобы превратить энергию прямолинейного движения воздушного потока; Генератор - преобразовывает энергию ветра в электрическую; Ланка передачи энергии (или сам вал); Выпрямитель (поскольку зачастую в ветряках используются генераторы переменного тока для того, чтобы правильно зарядить аккумулятор или отправить энергию в сеть); Система азимутального привода или хвост (к ветряку прикрепляется «хвост», он ориентируется по ветру самостоятельно).

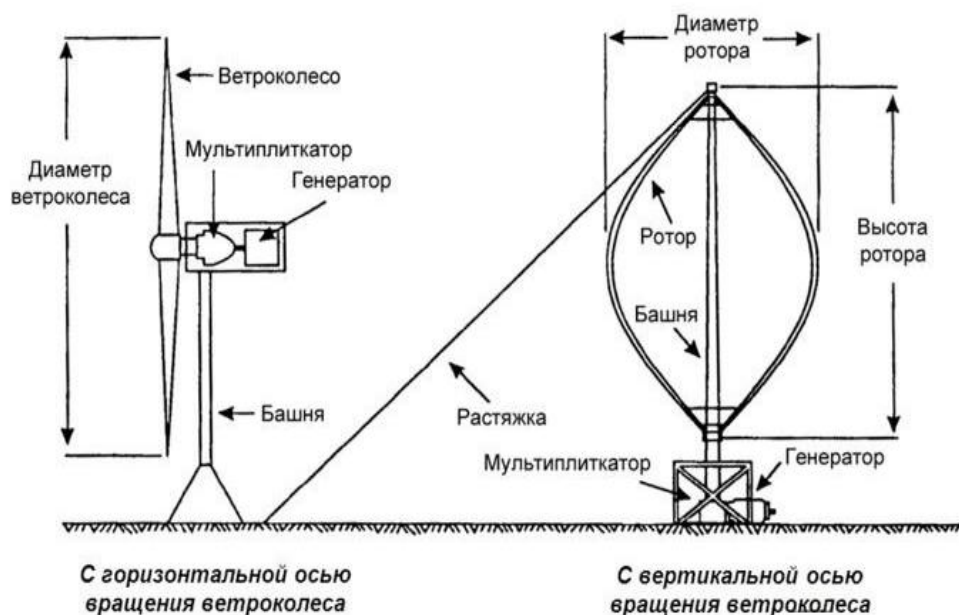


Рисунок 4 - Типы ветроэлектрических установок

Ветроэлектрическая установка с горизонтальной осью может быть:

- аэромеханической (на лопастях есть специальные «уголки», изменяющие угол направления ветра: чем выше скорость ветра, тем больше угол атаки лопастей и наоборот). Изменяя угол атаки, мы можем управлять турбиной как на низких, так и на высоких скоростях для эффективной и правильной работы устройства.
- с азимутальным движением (электроника фиксирует скорость и направление ветра, вращает или перемещает ветряк, если скорость ветра превышает номинальную).

Ветроэлектрическая установка с вертикальной осью отличаются типом турбин:

- ротор Савониуса (Savonius). Их недостатком является коэффициент опережения. Если скорость ветра 10 м/с, то законцовка турбины будет вращаться со скоростью 100 м/с, соответственно, коэффициент опережения – 10. Фактически ветряк не может самостоятельно стартовать, его нужно раскручивать и только после этого он начинает работать. Если этого не делать, то он начнет вырабатывать энергию только при скорости ветра 10 м/с и больше.
- ротор Дарье (Darrieus). Применяются разве что как анемоскопы, так как малоэффективные.

Ветроэлектрические установки обладают следующими преимуществами:

- Ветроэлектростанции не загрязняют окружающую среду вредными выбросами.
- Энергия ветра при определенных условиях может конкурировать с невозобновляемыми источниками энергии.
- Источник энергии ветра - природа - неисчерпаем.

Перечень недостатков ветроэлектрических установок достаточно велик и не дает возможности широкого их применения:

- Ветер по своей природе неустойчивый, со своими сильными и слабыми сторонами. Это затрудняет использование силы ветра. Поиск технических решений для компенсации этого недостатка - основная задача создания ветропарков.

- Качественные ветряные турбины очень дороги и практически не подлежат возврату.

- Энергия ветра генерирует вредный для человека шум в различных звуковых спектрах. Обычно ветряки строятся на таком расстоянии от жилых домов, что шум не превышает 35-45 децибел.

- Ветряные электростанции мешают работе телевидения и различных систем связи. Использование ветряных турбин - их более 26 000 в Европе - предполагает, что это явление не имеет решающего значения для развития альтернативной электроэнергетики.

Если говорить об использовании ветровых ресурсов в Приднестровье, то их в нашем крае меньше, чем например в России. В ПМР среднегодовая скорость ветра составляет 3,2 м/с. Правда, положительным моментом является то, что более сильные ветры приходятся на зимние месяцы - декабрь, январь и февраль ($V=5,5$ м/с), когда энергия, например на отопление жилищ, особенно необходима. По данным гидрометеослужбы ПМР за последние двадцать лет, среднемесячная скорость ветра в нашем регионе составляет 3,2 м/с. В городе Тирасполь за последние 30 лет среднемесячная скорость ветра в январе составила 3,4 м/с, в феврале - 3,7, в марте и апреле - 3,6, в мае - 3,4, в июне - 2,7, в августе - 2,4, в - 2,8, в октябре - 3,2, в ноябре - 3,0, в декабре - 3,2 м/с. Роза ветров в регионе показывает, что практически все направления ветров представлены равномерно с небольшим преимуществом северо-западного направления. Скорость ветра менее 1,5 м/с редко превышает более 4 ч в сутки, а полностью безветренные дни бывают очень редко. Таким образом, создание ветроэлектростанции, работающей на скоростях 3-11 м/с, для отопления жилища и других бытовых нужд вполне реально.

Список литературы

1. Закон Приднестровской Молдавской Республики «Об энергосбережении». - Электронные данные. - Режим доступа: <http://www.vspmr.org/legislation/laws/zakonodatelnie-akti-pridnestrovskoy-moldavskoy-respubliki-v-sfere-promishlennosti-torgovli-privatizatsii-stroitelstva-transporta-energetiki-i-svyazi/zakon-pridnestrovskoy-moldavskoy-respubliki-ob-energoberejenii.html>
2. Юрченко В.И., Юрченко В.А. «Проблемы малой энергетики в Приднестровье» / В.И. Юрченко, В.А. Юрченко // Журнал «Экономика Приднестровья». - №2. - 2005 г. С 3-5.
3. Харитонов В.П. Автономные ветроэлектрические установки / В.П. Харитонов. - М.: ВИЭСХ, 2006. - 280с.
4. Принцип работы ветрогенератора / tcip.ru. - Электронные данные. - Режим доступа: <https://tcip.ru/blog/wind/printsip-dejstviya-i-raboty-vetrogeneratora.html>

УДК 662.61

Умыржан Нұржан Нұрланұлы,
студент кафедры «Техническая физика и теплоэнергетика»;
Умыржан Темірлан Нұрланұлы,
магистрант кафедры «Техническая физика и теплоэнергетика»;
Касымов Аскар Багдатович,
PhD, и.о. асс.профессора кафедры
«Техническая физика и теплоэнергетика»
НАО «Университет имени Шакарима города Семей»

К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТОПЛИВНЫХ БРИКЕТОВ

Энергоэффективное использование брикетированных углей представляет собой теоретический и практический интерес для Восточно-Казахстанской области Республики Казахстан, поскольку в области развита угледобывающая промышленность, а также все объекты системы теплоснабжения используют непроектное топливо – каменный уголь марки Д разреза Каражыра, добываемый открытым способом, исследований по использованию которого в настоящее время проводится мало.

В результате активной добычи угля вскрышные породы отправляются в отвалы, загрязняя окружающую среду. Использование отходов угольной промышленности для создания угольных брикетов позволяет не только решить проблему загрязнения окружающей среды, но и использовать отходы в качестве дополнительных энергетических ресурсов.

Ключевые слова: энергоэффективность, угольная промышленность, уголь, топливный брикет, брикетирование.

В последнее время можно отметить рост в сфере технического и экономического интереса к углю, как одному из важнейших источников энергии. В результате добычи угля и его переработки находятся резервы отходов угольного шлама и каменноугольной мелочи. Практически по своим характеристикам они не уступают добываемым углям. Изучение и анализ проблем целесообразного использования минеральных ресурсов сформулировало объективную возможность утилизации отходов.

Казахстан входит в десятку стран, обладающими самыми большими запасами угля в мире, поэтому развитие угольной промышленности в Казахстане остается актуальным. Одной из проблем при открытой добыче угля являются отходы угольной промышленности. Для решения этой проблемы возможно применение брикетирования угля в топливные брикеты. Такие брикеты могут изготавливаться как для использования в быту, так и в промышленности [1,с.5].

В настоящее время в Казахстане и за рубежом проводятся исследования о возможном производстве и эффективном использовании топливных брикетов [2,с.138, 3,с.282]. В статье [4,с.85] автор показывает использование различных способов измельчения исходного сырья при брикетировании, а также разработанный способ получения топливных брикетов из органических отходов.

На основании изученных источников для изготовления топливных брикетов с добавлением связующего вещества была изготовлена экспериментальная установка (рисунок 1).

Данная установка позволяет получать брикеты цилиндрической формы диаметром 75 мм и высотой до 70 мм, в процессе брикетирования в форме для брикетирования может создаваться давление до 8 МПа.



1 – пневмопресс; 2 – компрессор; 3– манометр; 4,5,6,7 – регулировочные вентили;
8 – пуансон; 9 – форма для брикета; 11 –крышка формы; 10 –стопор

Рисунок 1 - Внешний вид экспериментальной установки

Исследование проводилось для каменного угля марки Д разреза Каражыра Восточно-Казахстанской области. Топливные брикеты исследовали на прочность и плотность. По данным, полученным в ходе эксперимента, был построен график зависимости прочности и плотности топливных брикетов от количества добавляемой воды (рисунок 2).

В результате математической обработки были получены следующие уравнения:

- изменение плотности топливного брикета ρ , кг/м³, в зависимости от количества добавляемой воды W , %:

$$\rho = 5,07W + 622 \quad (1)$$

- изменение прочности топливного брикета δ , % в зависимости от количества добавляемой воды W , %:

$$\delta = 0,48W + 55 \quad (2)$$

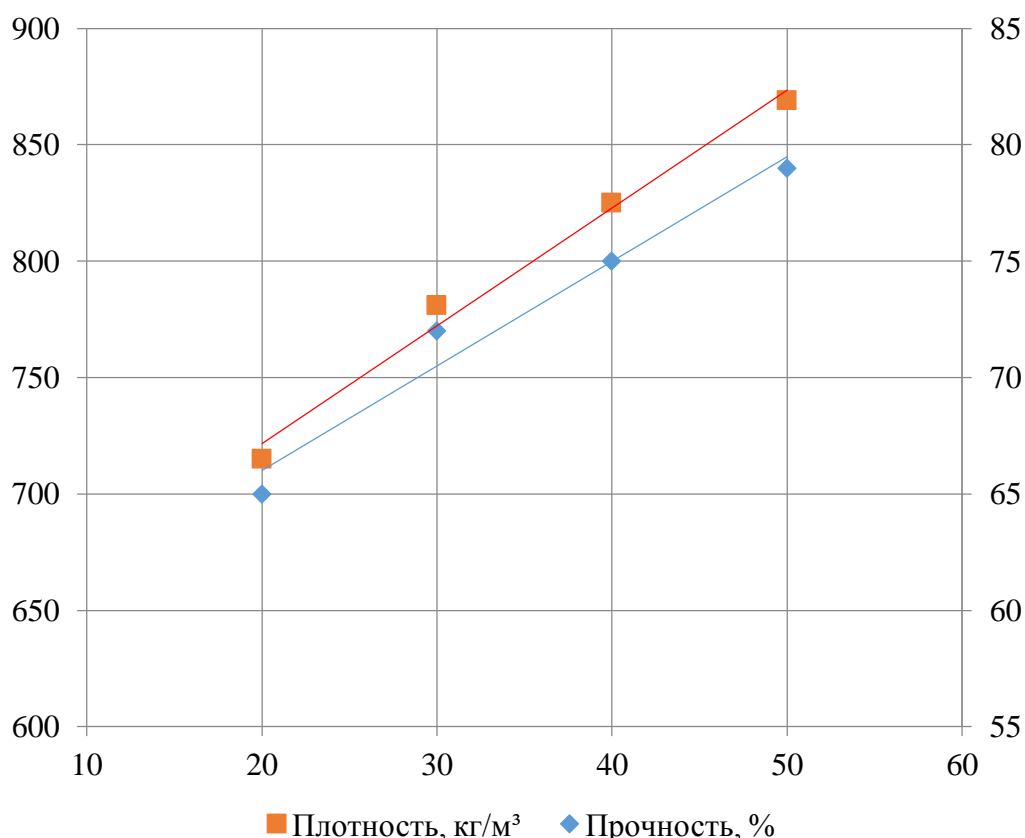


Рисунок 2. График зависимостей прочности и плотности от количества добавляемой воды

Из уравнений (1,2) можно сделать вывод, что с увеличением количества воды плотность и прочность топливного брикета увеличивается.

Результаты всех исследований обработаны методом многофакторного эксперимента, где обоснована возможность использования Каражыринского угля для производства угольных брикетов с добавлением в виде связующего компонента воды и породы. Наилучшие результаты показали брикеты с соотношением уголь 95% и порода 5%.

Список литературы

1. Брикетирование древесного угля в каменноугольные брикеты // kaminguru.comURL: <https://kaminguru.com/kotel/kamennougolnye-brikety.html> (дата обращения: 23.02.2021).
2. Приходько Е. В., Жумагулов М. Г., Серебряков В. А., Сероокая В. Н. Исследование и разработка технологии получения топливных брикетов / Е. В. Приходько, М. Г. Жумагулов, В. А. Серебряков, В. Н. Сероокая // Вестник ЕНУ им. Л. Н. Гумилёва. 2013. №4. С. 136–142.
3. Березкин З. А., Хотунцев Д. Д., Гребенников В. С. Снижение расходов углеводородных связующих веществ при брикетировании полукокса Сулюктинского угля / З. А. Березкин, Д. Д. Хотунцев, В. С. Гребенников // Вопросы энергетики и использования энергетических ресурсов Киргизии. – Фрунзе: Ишим. 282 с.
4. Никифоров А. С., Приходько Е. В. Разработка способа получения топливного брикета из органических отходов / А. С. Никифоров, Е. В. Приходько // Вестник ПГУ Энергетическая серия. 2015. №3. С. 83-88.

УДК 621.564.2

Нурпаисова Гульнур Сарсеновна,
магистрант специальности
«Техническая физика»

НАО «Университет имени Шакарима города Семей»;
Тоимбаев Алмас Болатбекович,
магистр, ст. преподаватель кафедры
«Техническая физика и Теплоэнергетика»

НАО «Университет имени Шакарима города Семей»;
Ермоленко Михаил Вячеславович,
кандидат технических наук,
и.о. асс. профессора кафедры
«Техническая физика и Теплоэнергетика»
НАО «Университет имени Шакарима города Семей»

К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ОЗОНОБЕЗОПАСНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ

В данной статье произведен СВОТ-анализ холодильных агентов R600a, R717, R134a и R32, позволяющий оценить перспективы применения рабочих веществ при проектировании холодильных систем. Рассмотрены положительные и отрицательные стороны выбранных холодильных агентов, а также перспектива их применения при проектировании и модернизации холодильных систем.

Ключевые слова: анализ, холодильный агент, аммиак, фреоны, изобутан, холодильные системы.

Вопросы безопасности, экологичности и эффективности работы холодильного оборудования по-прежнему остаются актуальными направлениями исследования [1,2]. Холодильное производство является энергоемким и требующим четкого соблюдения требований безопасности. Также использование холодильных агентов надо рассматривать и с точки зрения воздействия на окружающую среду [3].

Исходя из этого, была поставлена задача составления СВОТ-анализа для наиболее актуальных холодильных агентов из группы, не содержащих хлора, являющимися полностью озонобезопасными и имеющими низкий потенциал глобального потепления (Таблица 1) [4, 5, 6, 7].

При сравнении можно заметить, что выбранные холодильные агенты в той или иной степени являются воспламеняющимися веществами, а некоторые и взрывоопасными, следовательно, нужно уделять большое внимание на предмет утечки при эксплуатации. Сравнительную низкую стоимость изобутана (R600a) и аммиака (R717) можно объяснить тем что они являются рабочими телами природного происхождения. Что касается работоспособности:

R600a - при использовании изобутана в холодильном оборудовании ставятся компрессоры большей производительности, так как по удельной объемной холодопроизводительности R600a значительно проигрывает хладагенту R32;

R717 — аммиак, один из лучших хладагентов, имеет высокий показатель холодопроизводительности и коэффициент теплоотдачи, что позволяет применять в теплообменных аппаратах трубы меньшего диаметра при заданной холодопроизводительности. Из-за резкого запаха аммиака появление течи в холодильной системе легко обнаруживается обслуживающим персоналом. Несмотря на неоспоримо высокие показатели энергоэффективности, в силу токсичности и взрывоопасности аммиак ограничен некоторыми сферами применения и географическими регионами. Так, R717

полностью запрещен к применению в зонах непосредственного пребывания людей, но может использоваться в безлюдных зонах или вне помещений.

Таблица 1 - Холодильные агенты выбранные на основе СВОТ анализа

Хладагент 1	Преимущества 2	Недостатки 3	Возможности 4	Угроза 5
R600a	Экономичность (малая удельная масса хладагента в системе при обеспечении необходимой производительности установки)	Очень быстрая воспламеняемость	Использование в промышленной холтехнике, автомобильных кондиционерах.	Высокая взрывоопасность когда достигается концентрация хладона от 1,5 до 8,5 %.
	Экологичность (в составе нет синтетических компонентов)	Поддержание горения		
	Энергетическая эффективность (улучшенные термодинамические свойства)			
	Озонабезопасность			
R717	Невысокая стоимость	Высокое значение показателя адиабаты, которое равно 1,31 приводит к росту температуры нагнетания	Проводятся работы по созданию растворимого в аммиаке масла.	Необходим строгий контроль сварных соединений из-за большой токсичности и горючести
	Очень высокий коэффициент теплопередачи		Продлятся исследования по разработке холоборудования с «сухим» испрителем	
	Высокий КПД в процессе сжатия дает возможность экономить энергию			
	Доступные способы обнаружения утечки			
	Выдерживает требования безопасности для окружающей среды			
R134a	Безопасность, нетоксичность, негорючесть	Не воспламеняется, однако при контакте с открытым огнем распадается на вредные вещества	В перспективе использование смеси 134a в установках для охлаждения воды с центробежными и винтовыми компрессорами	Оказывает влияние на потепление Земли, как следствие рекомендация перевозить, хранить и использовать только в закрытых, герметичных емкостях
	Коэффициент разрушения озонового слоя равен нулю	Соединения с воздухом образуют горючую смесь		

	Использование в сочетании с полиэфирными маслами			
	Невысокая температура нагнетания и небольшое значение давления насыщенных паров			
R32	Минимальные траты охладителя на 1кВт	Высокая горючесть	Возможность повторного использования и переработки	В процессе горения может выделяться фтористый водород
	Низкая токсичность			
	Применим для современных кондиционеров			
	Значительный эффект охлаждения			
	Полное соответствие европейским экологическим стандартам			

R134a широко используют во всем мире в качестве основной замены R12 для холодильного оборудования, работающего в среднетемпературном диапазоне. Хладагент R134a нетоксичен и не воспламеняется во всем диапазоне температур эксплуатации. Однако при попадании воздуха в систему и сжатии могут образовываться горючие смеси. Для R134a характерны небольшая температура нагнетания и невысокие значения давления насыщенных паров. В холодильных установках, работающих при температурах кипения ниже -15 °С, энергетические показатели R134a хуже, чем у R12.

R32 при использовании в холодильных установках имеет характерно высокий показатель холодопроизводительности и энергетической эффективности, но он несколько уступает R717. Высокая степень сжатия R32 вызывает необходимость модернизации холодильной установки, а именно в области металлоемкости узлов и агрегатов что приводит к увеличению стоимости. Поэтому R32 рекомендуется использовать в основном в качестве компонента альтернативных рабочих смесей, но в этом случае при утечке изменяется процентное соотношение смеси и для восстановления работы оборудования следует производить полную замену в системе.

Обобщая вышеизложенное, можно сказать, что выбор того или иного холодильного агента должен опираться на комплексный подход, при котором оценивается не только термодинамическая эффективность рабочего вещества, но и принимаются во внимание его безопасность и экологичность.

Список литературы

1. [О применении мультикритериального подхода при выборе холодильного агента для парокомпрессионного теплового насоса](#) Карнаух В.В., Бирюков А.Б., Шмелёва В.В. В сборнике: Энергетические системы. III Международная научно-техническая конференция: сборник трудов. Ответственный редактор П.А. Трубаев. 2018. С. 208-213.
2. [Методика оценки энергоэффективности ретрофита холодильных машин на альтернативные смесевые холодильные агенты](#) Кузьмин А.Ю., Букин А.В В сборнике: Наука

и практика - 2016. Материалы Всероссийской междисциплинарной научной конференции. Под общей редакцией Н. Т. Берберовой, А. В. Котельников. 2016. С. 80-81.

3. <https://cyberleninka.ru/article/n/sinteticheskie-holodilnye-agenty-reguliruemye-kiotskim-protokolom>

4. Фреон (хладагент) R600a: описание, технические характеристики, применение // Z-COOL URL: https://z-cool.ru/info/articles/freon_r600a/ (дата обращения: 01.02.2021).

5. Аммиак (R717) // Озонобезопасные технологии в холодильной промышленности URL: http://hvacceneter.ru/ammiak_r717 (дата обращения: 01.02.2021).

6. Свойства и применение хладагента R134A // БАЯР URL: <https://stroitaimservice.ru/poleznoe/330-svojstva-i-primenenie-khladagenta-r134a> (дата обращения: 02.02.2021).

7. Фреон R32: описание, технические характеристики, цены // Формула климата URL: <https://formulaklimata.ru/blog/freon-r32-opisanie-texnicheskie-xarakteristiki-ceny/> (дата обращения: 01.02.2021).

УДК 621.18

Мануленко Антон Иванович,
студент специальности «Теплоэнергетика»
НАО «Университет имени Шакарима города Семей»;
Степанова Ольга Александровна,
кандидат технических наук,
доцент, заведующий кафедрой
«Техническая физика и Теплоэнергетика»
НАО «Университет имени Шакарима города Семей»

К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЖИГАНИЯ МЕСТНЫХ УГЛЕЙ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОТЛАХ

В данной статье рассматривается эффективность сжигания местного каменного угля марки Д, являющегося непроектным топливом, в топке энергетического котла Е 90-3,9/440 при различной теплопроизводительности. В результате исследований установлена зависимость КПД брутто и расхода угля от теплопроизводительности котла, получены аналитические зависимости.

Ключевые слова: каменный уголь, непроектное топливо, теплопроизводительность, КПД брутто, энергетический котел.

В последние годы наблюдается бурное развитие отраслей нетрадиционной энергетики, данному направлению уделяется большое внимание. Однако большая часть производимой в мире электроэнергии, в том числе и в Казахстане, по-прежнему приходится на долю энергии, получаемой на тепловых электростанциях. При этом возрастающая с каждым годом потребность в электричестве оказывает стимулирующее воздействие на развитие тепловой энергетики. Энергетики во всём мире работают в сторону усовершенствования ТЭС, повышения их надёжности, экологической безопасности и эффективности.

Аналитики утверждают, что современные условия таковы, что перспективными окажутся в будущем ТЭС, работающие на угле или газе, поэтому именно в данном направлении теплоэнергетики всего мира прикладывают больше всего усилий [1].

В Восточно-Казахстанской области имеется месторождение угля, расположенное в 135 км к юго-западу от города Семей в Жана-Семейском районе. Промышленные запасы угля месторождения Каражыра составляют 1 миллиард 231 млн. тонн. Этот уголь используется в регионе. Уголь месторождения Каражыра относится к каменным углям марки Д (длиннопламенный) с зольностью от 12 до 25 %, рабочая влага составляет от 12 до 16%, содержание летучих веществ - 47%. Низшая теплота сгорания рабочего топлива находится в пределах от 4500 до 5200 ккал/кг [2].

Данный уголь является непроектным, поэтому в настоящее время недостаточное количество данных по эффективности его сжигания, что подтверждает актуальность проводимых исследований.

Целью исследования было установление зависимости КПД брутто и расхода угля в зависимости от теплопроизводительности котла Е-90-3,9/440.

Испытания котла проводились по принятым методикам [3, 4].

Параметры котельного агрегата регистрировались стационарными приборами.

Состав угля разреза Каражыра марки Д представлен в таблице 1.

Исследования работы котла проводились при тепловых нагрузках:

- 50 т/час;
- 75 т/час;

- 90 т/час.

Таблица 1 - Состав угля разреза Каражыра

Наименование	Обозначение	Размерность	Значение
1	2	3	4
Углерод	C^r	%	47,30
Водород	H^r	%	3,68
Кислород	O^r	%	12,50
Азот	N^r	%	0,74
Сера	S^r	%	0,34
Зола	A^r	%	21,44
Влага	W^r	%	14,00
Выход летучих	V^{daf}	%	47,20
Низшая теплота сгорания	Q_i^r	кДж/кг	18855
Коэффициент размоловоспособности	$K_{до}$		1,06
Температура плавления золы			
Температура начала деформации золы	t_1	°C	1200
Температура начала размягчения золы	t_2	°C	1460
Температура начала жидкоплавкого состояния золы	t_3	°C	1500

Состав растопочного топлива (мазут-100) приведен в таблице 2.

Таблица 2 - Состав угля растопочного мазута М-100

Наименование показателя	Единица измерения	Значение
1	2	3
Условная вязкость при 80 °C	°ВУ	16
Температура вспышки	°C	110
Температура застывания	°C	+25
Вязкость перед форсунками	°ВУ	2,5
Максимальная влажность	%	1,5
Максимальная зольность	%	0,14
Низшая теплота сгорания	кДж/кг	39805

В таблице 3 приведены характеристики котла [5].

Таблица 3 - Характеристики котла Е 90-3,9/440

Показатели	Единица измерения	Значение
1	2	3
Номинальная паропроизводительность	т/час	90
Давление пара	кгс/см ² , МПа	39/3,9
Температура перегретого пара	°C	440
Температура питательной воды	°C	145

На рисунке 1 показаны зависимости КПД брутто и расхода угля в зависимости от теплопроизводительности котла.

Анализ полученных данных (рисунок 1) показал, что с увеличением теплопроизводительности наблюдается рост расхода топлива и увеличение КПД котельного агрегата. Причем резкое увеличение КПД наблюдается от теплопроизводительности 205 ГДж/ч. В результате экстраполяции полученных данных была получена возможно максимальная теплопроизводительность котла 274 ГДж/ч при оптимальных соотношениях значений КПД и расхода топлива. Что касается изменения расхода топлива, то наблюдается равномерная динейная зависимость.

В результате математической обработки были получены уравнения зависимости КПД брутто $\eta_{бр.т.}$, %, и расхода топлива $B_{т.}$, т/час, от теплопроизводительности Q_k

$$\eta_{бр.т.} = 0,0001Q_k^2 - 0,386Q_k + 97,758, \quad (1)$$

$$B_{т.} = 0,0565Q_k - 0,0689, \quad (2)$$

где Q_k – теплопроизводительность, ГДж/кг.

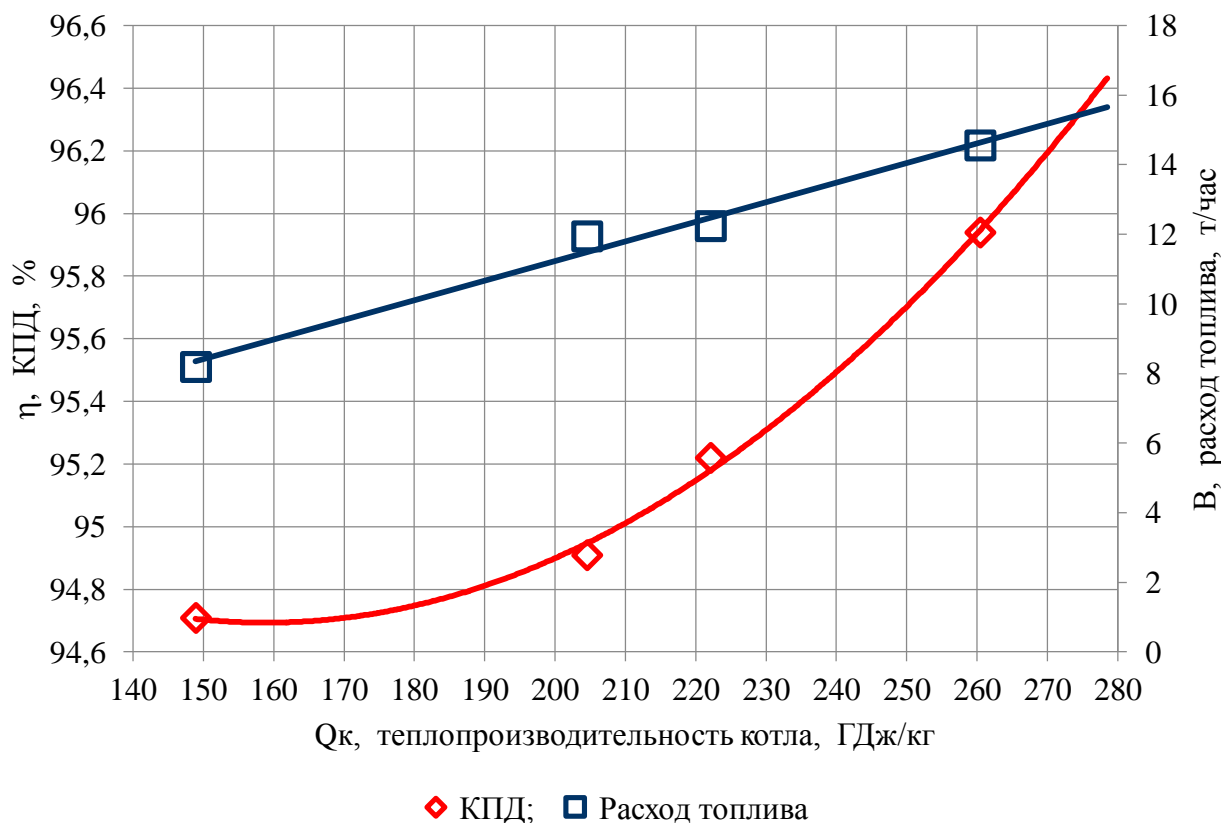


Рисунок 1 - КПД брутто и расход топлива (угля) в зависимости от теплопроизводительности.

Список литературы

1. Тепловая энергетика // Промышленность URL: <https://promvesti.com/teplovaya-energetika/> (дата обращения: 06.02.2021).
2. Месторождение «Каражыра» // Каражыра URL: <http://www.karazhyra.kz/index.php> (дата обращения: 10.03.2020).
3. Григорьев К.А., Рундыгин Ю.А., Тринченко А.А. Технология сжигания органических топлив. Энергетические топлива. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та. - 2006. – 92 с.

4. В.И. Трембовля, Е.Д. Фингер, А.А. Авдеева. Теплотехнические испытания котельных установок. М.: Энергоатомиздат, 1991. - 416 с.
5. Паспорт котла Е-90-3,9/440.

УДК 697.92

Васильев Александр Иванович,
магистрант группы ТГВмб-50
ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Максимова Наталья Анатольевна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ РЕСТОРАННЫХ КОМПЛЕКСОВ

В данной статье проведен анализ формирования воздушного режима ресторанов. Выявлены достоинства и недостатки, и особенности их выбора систем вентиляции в обеденных залах и горячих цехов.

Особенность создания системы вентиляции в ресторане заключается в применении двух или более независимых систем вентиляции и кондиционирования. Отдельные системы должны быть запроектированы в зале для курящих и некурящих посетителей, на кухне, в санузлах, а также в технических помещениях. Это обосновано различными задачами. Задача вентиляции в зале ресторана заключается в поддержании комфортных параметров микроклимата для его посетителей. Основная же задача вентиляции в горячих цехах ресторанов - удаление тепловыделения от оборудования [1,2].

Вопросами исследования и анализа воздушного и теплового комфорта в ресторанных комплексах занимались многие ученые, достаточно работ посвящено этих вопросам.

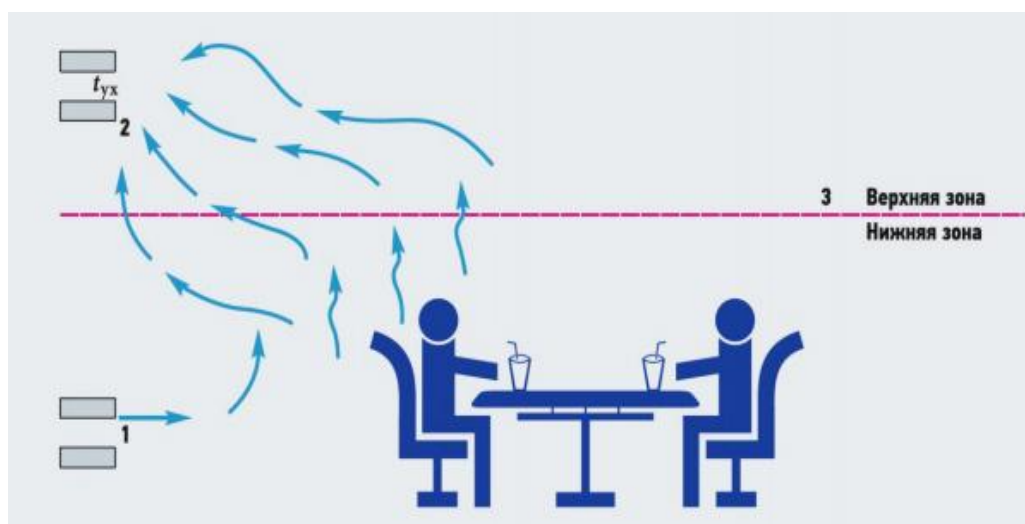
В больших обеденных залах ресторанного комплекса, часто поверхностями остекления занимают большие площади, вблизи них располагаются обеденные столы. В связи с этим, посетители оказываются в зоне дискомфорта. Для посетителей ресторана, особенно в холодный период года, создаются некомфортные условия. Недостаточные теплозащитные качества наружных ограждающих конструкций приводят к тому, что температура внутри значительно ниже температуры стены и воздушного пространства в помещении. Поэтому близь стен и поверхностей остекления в помещении человек отдает теплоту путём лучистого теплообмена с охлаждёнными поверхностями. Организм человека испытывает охлаждение с одной стороны, что является наиболее опасным для здоровья людей. Величину лучистого и конвективного теплообмена принимают в качестве одной из оценок теплового комфорта человека. Для предотвращения влияния на человека неблагоприятных микроклиматических условий не только существующих ресторанных комплексов, а в особенности стадии проектирования необходимо производить расчёт конвективно-лучистого теплообмена между человеком в одежде с заданными теплофизическими свойствами, тепло-технологическим оборудованием, внутренними поверхностями ограждающих конструкций помещений. Это позволит определить зоны комфорта и дискомфорта для посетителей и работающего персонала в ресторанном комплексе [3,4].

Тепловой комфорт и качество воздуха для посетителей и благоприятные условия для работы персонала в обеденном зале ресторана сводится к обеспечению необходимого расхода приточного воздуха. Количество воздуха определяется расчетным количеством посетителей и обеспечения санитарно-гигиенических условий, площади обеденного зала и параметров естественной вентиляции.

К качеству воздуха в обеденном зале ресторанных комплексов предъявляют следующие требования: относительная влажность должна быть в пределах допустимых норм; необходимость поддержания нормируемой температуры в рабочей зоне; обеспечение минимального расхода наружного воздуха согласно санитарно-гигиенических норм; необходимо обеспечивать соответствующий дисбаланс со смежными помещениями для предотвращения распространения запахов в обеденный зал; необходимо обеспечивать равномерное распределение воздуха по всему объему обеденного зала круглогодично.

Для обеденных залов ресторана одной из оптимальных схем является применение системы вытесняющей вентиляции и схемой организации воздухообмена «снизу-вверх». При использовании данной схемы приточный воздух подается снизу с небольшой скоростью, воздухораспределители расположены снизу[2].

Температура приточного воздуха должна быть рассчитана, но принята не ниже температуры воздуха в рабочей зоне. Рабочая разность температур (приточным воздухом в рабочей зоне) создает комфортные условия в обеденном зале для посетителей и персонала. Удаление загрязненного воздуха осуществляется из верхней зоны, из рабочей зоны загрязнённый воздух выталкивается вверх, а на его смену подаётся вновь чистый приточный воздух (рис.1).



1- приточные решетки, 2 – вытяжные решетки, 3- рабочая зона

Рисунок 1 – Использование вытесняющей вентиляции в обеденном зале

Одной из проблем, возникающих при эксплуатации систем вентиляции ресторанов является неравномерность нахождения посетителей в обеденном зале в течение суток. Для обеспечения необходимого расхода приточного воздуха по условию заполняемости зала необходимо в системах вентиляции предусматривать соответствующую систему автоматического регулирования.

Основные требования к системам вентиляции ресторанов:

- технические помещения должны быть отдельными от приточных систем вентиляции для людей;
- приточная вентиляция должна обеспечивать утилизацию тепла вытяжного воздуха. Фильтры нужно устанавливать перед утилизаторами тепла для очистки выбрасываемого из производственных помещений воздуха;
- роторную утилизацию тепла использовать запрещается;

- в приточной системе вентиляции калориферы должны быть обеспечены регуляторами мощности;

- вытяжные вентиляционные системы обязаны проектироваться отдельными для помещений для посетителей и технологических помещений: горячего/кондитерского цеха, складов, моечных, туалетных комнат;

- воздухообмен для зала с посетителями рассчитывается с учетом компенсации тепlopоступлений от каждого посетителя (около 116 Вт), естественного освещения и тепlopоступлений от приборов искусственного освещения.

Основные требования к системам вентиляции горячих цехов:

- обязательно должно создаваться разрежение воздуха, что обеспечит приток воздуха со смежных помещений и предотвращает утечку запаха от приготовления блюд, в зал с посетителями. Поэтому количество поступающего с притоком воздуха не должно превышать 40% необходимого по норме воздухообмена, объем воздуха которого не хватает перетекает в помещение горячего/кондитерского цеха из зала, где обедают посетители, и смежных помещений.

- необходимо вести учет источников тепла от установленного оборудования горячего цеха, солнечной радиации, обслуживающего персонала, тепловых поступлений от источников искусственного освещения, а также загрязнения воздуха для их удаления и нейтрализации приточным свежим воздухом.

При проектировании общеобменной вентиляции, а также расчете воздухообмена горячих цехов учитываются следующие факторы:

- принимают в качестве расчетных - под потолком температура воздуха в горячем цехе не выше +30 °С, а температура удаляемого местными отсосами воздуха +42 °С.

- 210 Вт - принимается тепловой поток от одного сотрудника кухни.

- при расчете воздухообмена, для горячих цехов, необходимо учитывать работу системы кондиционирования и поступления охлажденного воздуха из смежных помещений.

При автоматическом регулировании системы вентиляции, основанном на оттоке тепла и вредных испарений от кухонного оборудования, обычно используются следующие принципы:

- технологическое оборудование с интенсивными влаговыведениями обязательно должно оснащаться отдельными местными отсосами, мощность удаления воздуха зависит от тепловой мощности оборудования – жарочных панелей, плит, котлов и многого другого. Такие местные укрытия или отсосы оснащаются жироулавливающими фильтрами, необходимо периодически чистить фильтры которые засоряются местными отсосами. Если фильтр отсутствует, то это может привести к загрязнению лопастей и быстрой поломке вытяжного вентилятора.

- с заданной минимальной скоростью работают - вытяжной вентилятор и вентилятор свежего воздуха. При включении кухонного оборудования скорость вентиляторов автоматически возрастает пропорционально росту температуры удаляемого воздуха. Скорость вращения вентиляторов возрастает до 100 %, как только начинается процесс приготовления пищи, и она остается на этом уровне до тех пор, скорость вращения вентиляторов не снижается, пока не прекратится выделение дыма и паров.

Список литературы

1. Р НП «АВОК» 7.3–2007. [Вентиляция горячих цехов предприятий общественного питания](#). – М. : АВОК-ПРЕСС, 2007.
2. Сотникова О.А., Тульская С.Г., Кушев Л.А. Моделирование тепlopоступлений от оборудования тепловой обработки продуктов в производственных помещениях ресторанных комплексов // Научный журнал строительства и архитектуры, 2013. №3(31). С. 32–40.
3. Тульская С.Г. Формирование параметров микроклимата в помещениях ресторанных комплексов [Текст]: Дисс. канд. техн. наук по спец. 05.23.03; защищ. 28.11.2013; утв. 01.04.2014. — Воронеж: Воронежский государственный архитектурно-строительный университет (ВГАСУ), 2013.
4. Булыгина, С.Г. Моделирование лучистого теплообмена человека с внутренними поверхностями производственных помещений ресторанных комплексов / С.Г. Булыгина, О.А. Сотникова, Д.М. Чудинов// Инженерные системы и сооружения.- 2011. - №2 (5). - С.67-73.

УДК 697.97

Лотаева Ирина Олеговна,
магистрант группы ЗТГВм-50
ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Егорова Евгения Александровна,
магистрант группы ТГВм-50
ГОУ ВПО «ДОННАСА»
Максимова Наталья Анатольевна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В данной статье проанализированы существующие способы утилизации теплоты удаляемого воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха и протекающие в них термодинамические процессы. Выявлены достоинства и недостатки существующих способов утилизации теплоты.

Одной из актуальных задач настоящего времени в связи с ростом энергопотребления в различных отраслях является проблема энергосбережения. В системах вентиляции и кондиционирования воздуха одним из способов энергосбережения является использование теплоты удаляемого воздуха для нагрева приточного воздуха. Это позволяет на 50...60% снизить расход теплоты вентиляционными системами.

При проектировании систем вентиляции необходимо стремиться к использованию таких теплоутилизаторов, которые являются экономически наиболее эффективными, надёжными и простыми в эксплуатации, которые имеют сравнительно невысокий удельный расход металла.

В настоящее время существует много различных типов утилизаторов, трудность выбора состоит в том, что не выделена область экономически целесообразного применения тех или иных теплоутилизаторов. Правильность выбора зависит от климатических параметров и условий эксплуатации утилизаторов.

Для правильного выбора теплоутилизаторов на практике часто используется метод последовательной оптимизации. Сущность метода заключается в поэтапном снижении приведённых затрат на сравниваемый вариант решения, с целью нахождения таких условий его применения, при которых он будет экономически наиболее эффективным.

В связи с существующими проблемами выбора и обоснования внедряемых в каждом конкретном случае средств рекуперации тепловой энергии, целесообразно рассмотреть имеющиеся практические возможности с учетом преимуществ и недостатков, которые характерны для каждого из известных типов рекуперативных теплообменников.

Все установки утилизации теплоты можно разделить на два вида: теплоутилизаторы-теплообменники непосредственного действия и тепловые насосы, обеспечивающие увеличение потенциала утилизируемого тепла. [1]

Теплоутилизаторы-теплообменники могут использоваться только в случае, когда потенциал источника выше потенциала той среды, которой передается тепловая энергия.

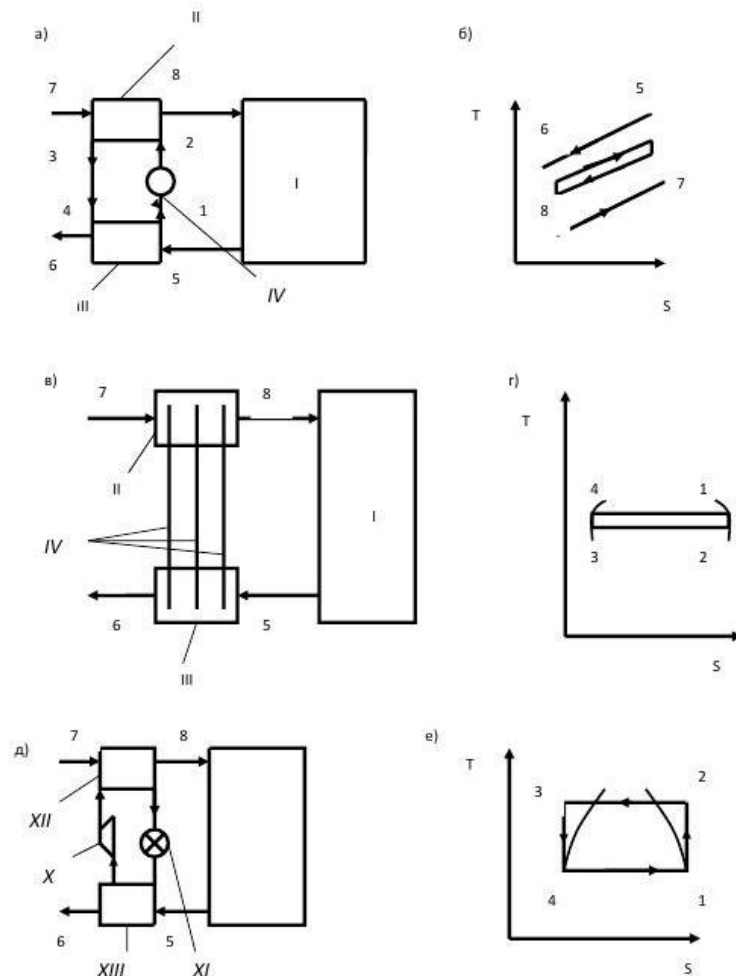
Теплоутилизаторы-теплообменники подразделяются на три группы: воздухо-воздушные или воздухо-жидкостные рекуперативные теплоутилизаторы, теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем и регенеративные теплоутилизаторы.

Независимо от группы, к которой относится теплообменник-теплоутилизатор, для него характерно наличие следующих элементов:

- 1) среда — источник тепловой энергии;
- 2) среда — потребитель тепловой энергии;
- 3) теплообменник-теплоприемник, воспринимающий тепловую энергию от источника;
- 4) теплообменника-теплопередатчик, передающий тепловую энергию потребителю;
- 5) рабочее вещество, транспортирующее тепловую энергию от источника к потребителю.

В качестве рабочего вещества в регенеративных и рекуперативных утилизаторах выступают сами теплообменивающиеся среды. Для различие процессов, протекающих в теплоутилизаторах, целесообразным является рассмотрение термодинамического анализа работы утилизаторов. [2]

Для различных типов утилизаторов построены процессы на $T - s$ – диаграмме. Это позволяет проанализировать основные термодинамические процессы, происходящие в них (Рис.1).



а, б - теплообменники с промежуточным однофазным теплоносителем; в, г - теплообменники с тепловыми трубками; д, е - теплообменники с тепловым насосом

Рисунок 1- Схемы теплоутилизаторов систем вентиляции и изображения на $T - s$ - диаграмме протекающих в них термодинамических процессов

Для утилизаторов тепла с однофазными теплоносителями на $T - s$ - диаграмме характерно изображение процесса в области жидкой или газообразной фазы. Проанализируем схему работу теплоутилизатора с промежуточным теплоносителем (рис.1, а, б). Так как состояние рабочего вещества в циркуляционном насосе изменяется незначительно, то можно принять, что точки на $T - s$ - диаграмме (рис.1, б), характеризующие состояние рабочего вещества на выходе из теплообменника (1) и на входе в теплообменник-теплопередатчик (2), а также на выходе из теплопередатчика (3) и на входе в теплоприемник (4) практически совпадают. Значит, изменение состояния рабочего вещества на $T - s$ - диаграмме изобразится почти совпадающими линиями 1-4 и 2-3, которые изображаются по линии постоянного давления. Изменению параметров состояния среды-источника тепла (вытяжной воздух) соответствует на диаграмме линия 5-6, а среды, воспринимающей тепло (приточный воздух), — линия 7-8.

Процесс в утилизаторе на основе тепловых труб является частным случаем с промежуточным теплоносителем (рис.1, в, г). Он отличается от предыдущего случая тем, что этот процесс изображается на $T - s$ - диаграмме в области влажного пара с изменением фазового состояния при практически постоянной температуре. Так как теплоприемник и теплопередатчик имеют общий объем, то давление в них устанавливается единое. Если тепловые потоки в конденсаторе и испарителе одинаковые, то давление испарения и конденсации можно принимать соответствующим средней температуре среды на входах в теплоприемник (в зоне испарения) и в теплопередатчик (в зоне конденсации). Изменение состояния рабочего вещества изображаются на диаграмме горизонтальными линиями, почти совпадающими с линиями постоянной температуры. Процессы изменения состояния теплообменивающихся сред, изображающимися линиями 5-6 и 7-8 на диаграмме, строятся аналогично первому случаю.[3]

Процесс утилизации с применением теплового насоса (рис.1, д, е) характеризуется тем, что циркуляция рабочего вещества происходит за счет работы компрессора. Процесс адиабатного сжатия рабочего вещества происходит в компрессоре. За счет сжатия происходит увеличение температуры рабочего вещества. Расположение прямых 1-4 и 2-3 определяется температурным напором в испарителе и конденсаторе. Расстояние между этими прямыми будет тем выше, чем больше работа затрачивается на сжатие в компрессоре. Положение линий 5-6 и 7-8 аналогичны теплообменнику с промежуточным теплоносителем. В этом случае происходит увеличение перепада температур рабочего вещества в теплоприемнике и теплопередатчике и сред в источнике и потребителе тепловой энергии. [4] В результате площадь теплообменной поверхности, необходимой для передачи тепловой энергии, сокращается. Но, для этого необходимо затрачивать дополнительно мощность на адиабатное сжатие.

Для оценки эффективности термодинамических циклов используют коэффициент эффективности, представляющий отношение полезной тепловой мощности к мощности, затрачиваемой на совершение цикла. Естественно, при использовании теплоутилизаторов с применением насосов величина мощности, затрачиваемой на совершение цикла значительно меньше, чем для рекуператоров с использованием компрессоров (табл.1).

Таблица 1 – Коэффициент эффективности различных типов теплоутилизаторов

Тип теплоутилизатора	Коэффициент эффективности
1	2
1 Теплоутилизатор с промежуточным теплоносителем	0,45
2 Теплоутилизатор на тепловых трубах	0,5-0,6
3 Регенеративный теплоутилизатор	0,7-0,85
4 Перекрестноточный рекуперативный теплоутилизатор	0,5-0,65
5 Противоточный рекуперативный теплоутилизатор	более 0,90

Однако, выбор того или иного теплоутилизатора должен быть обоснован после технико-экономического сравнения вариантов и соответствующих расчетов.

Список литературы

1. Кокорин О. Я. Энергосбережение в системах отопления, вентиляции, кондиционирования / О.Я. Корокин. - М.: Изд-во АСВ. 2013. - 450 с.
2. Богословский В.Н. и др. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров; Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Интеграл, 2014. – 367 с.
3. Экономика энергосбережения в системах отопления, вентиляции кондиционирования воздуха: Учебное пособие / А.И. Еремкин, Т.И Королева, А.Г. Аверкин. – Пенза: ПГУАС, 2006. - 167с.
4. Колюнов О.А., Иванов О.П. Энергосбережение в системах вентиляции и кондиционирования за счёт применения утилизации теплоты удаляемого воздуха. // Известия СПбГУНиПТ. Холодильная и криогенная техника. №1 2003.- С.28-31.
5. Немировская В.В. Энергосбережение с применением утилизаторов теплоты / В.В. Немировская, А.В. Кузовлев // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование», 2015. – №2. – С. 14-21.

УДК 697.94

Петров Егор Викторович,
магистрант группы ТГВм-50
ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Закутний Роман Сергеевич,
магистрант группы ЗТГВм-50
ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Максимова Наталья Анатольевна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

ФИЛЬТРЫ С ВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ДЛЯ МЕДИЦИНСКИХ УЧРЕЖДЕНИЙ

В данной статье проанализированы особенности применения высокоэффективных фильтров очистки воздуха (HEPA) и фильтров со сверхвысокой степенью очистки (ULPA) для медицинских учреждений. Проведен анализ эффективности данных фильтров, выявлены их недостатки.

Одним из основных моментов при проектировании систем вентиляции в лечебно-профилактических учреждениях, является использование высокоэффективных фильтров очистки воздуха (HEPA) и фильтров со сверхвысокой степенью очистки (ULPA). Только с использованием этих фильтров возможно довольно быстро обеспечить параметры, предъявляемых к «чистым» помещениям и лечебно-профилактическим учреждениям всех групп. Эти фильтры занимают большой процент на мировом рынке, характеризуются высокой степенью надежности и эффективности.

Несмотря на высокую эффективность и надежность, при несоблюдении основных требований по эксплуатации (скорости движения воздуха), в данных фильтрах может происходить проскок микрочастиц загрязнений и болезнетворных микроорганизмов разной степени вредности. Поэтому, при эксплуатации HEPA и ULPA фильтров необходимо производить тщательный контроль, который осуществляется с применением систем автоматики или диспетчеризации [1,2].

В статье проведен анализ эффективности работы фильтров HEPA и ULPA, а также изучены методы контроля целостности фильтров и другие важные требования, предъявляемые к ним. Для возможности оценки характеристик EPA, HEPA, ULPA фильтров по отношению к их эффективности и возможности проскока частиц, приведена таблица 1 [1].

Таблица 1 - Классификация EPA, HEPA, ULPA фильтров

Группа	Класс фильтра	Интегральное значение, %		Локальное значение, %	
		эффективность	проскок	эффективность	проскок
1	2	3	4	5	6
HEPA	H13	$\geq 99,95$	$\leq 0,05$	$\geq 99,75$	$\leq 0,25$
	H14	$\geq 99,995$	$\leq 0,005$	$\geq 99,975$	$\leq 0,025$
ULPA	U15	$\geq 99,9995$	$\leq 0,0005$	$\geq 99,9975$	$\leq 0,0025$
	U16	$\geq 99,99995$	$\leq 0,00005$	$\geq 99,99975$	$\leq 0,00025$
	U17	$\geq 99,999995$	$\leq 0,000005$	$\geq 99,9999$	$\leq 0,0001$

Высокоэффективные фильтры очистки воздуха (HEPA)

Высокоэффективные фильтры очистки воздуха (HEPA) – это фильтры, имеющие сложное строение, состоящие из множества волокон сложной формы. Основным материалом в данных фильтрах являются стеклопластиковые волокна с диаметром от 0,5 до 2 мкм. Основное влияние на работ и эффективность работы фильтров оказывают диаметр волокна и толщина фильтра, которые характеризуют его рабочую площадь, свободное воздушное пространство между волокнами составляет более 0,3 мкм [3].

HEPA-фильтры предназначены для очистки воздуха от микрочастиц, которые улавливаются за счет механизмов как зацепление, инерция и диффузия.

На рисунке 1 представлена конструкция HEPA-фильтра.

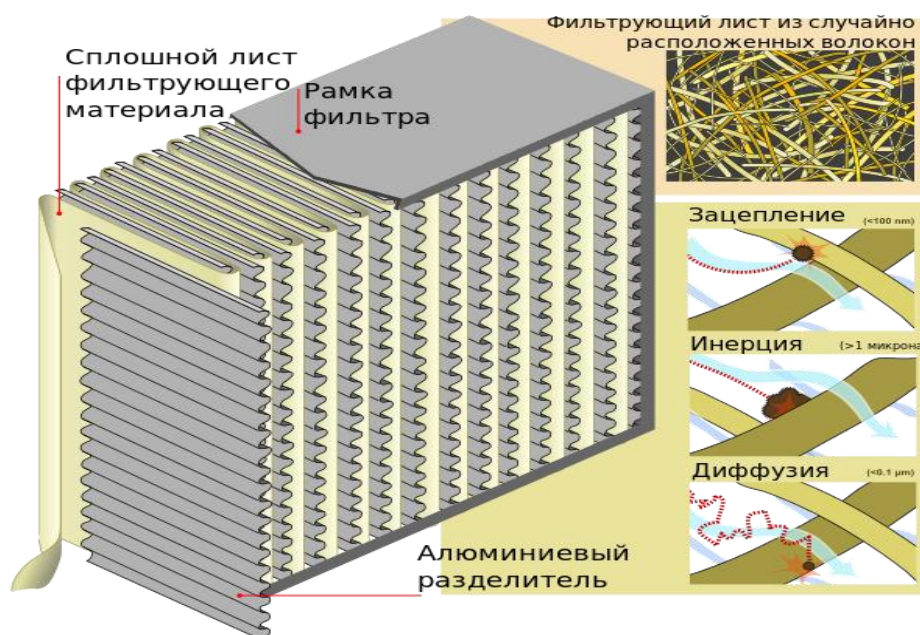


Рисунок 1 - Конструкция HEPA-фильтра

При применении фильтров для «чистых» помещений и при соответствующей эксплуатации, они эффективно работают практически до пяти лет. При установке до HEPA-фильтром фильтра тонкой очистки ЕРА, своевременной замены предфильтра, срок службы увеличивается. Через некоторое время эксплуатации фильтра, из-за его засорения, происходит снижение производительность по воздуху, и увеличивается его аэродинамическое сопротивление. Однако, при засорении фильтра его эффективность увеличивается, что происходит за счет увеличения эффекта зацепления микрочастиц в волокнах. Поэтому, фильтр необходимо заменять после его полного засорения. Важным условием работы HEPA-фильтра является поддержание ламинарного воздушного потока, что обеспечивается за счет перемещения всего объема воздуха со скоростью около 0,45 м/с и в одном направлении вдоль параллельных линий потока [4].

Для эффективного использования HEPA – фильтров необходимо выполнение условия трехступенчатой фильтрации подаваемого воздуха. Каждая ступень очистки воздуха выполняет свою задачу. **Первой ступенью** фильтрации являются фильтры грубой очистки, защищающие систему воздухоподготовки от загрязнений, которые содержатся в приточном наружном воздухе. **Второй ступенью** являются фильтры тонкой очистки, обеспечивающие чистоту приточного воздуха от загрязнений, с их помощью из воздуха удаляется вся видимая пыль. **Третья ступень** фильтрации - HEPA фильтр, обеспечивающий чистоту приточного воздуха непосредственно в помещении. При проектировании систем вентиляции чистых

помещений необходимо учитывать дополнительные аэродинамические сопротивления, связанные со сложной системой очистки.

К недостаткам HEPA-фильтров можно отнести их высокую стоимость, а также дополнительные затраты, связанные с контролем и их эксплуатацией. При использовании данных фильтров необходимо строго соблюдать условия их эксплуатации (температуру воздушной среды, влажность, скорость движения воздушного потока и давление), существует большая вероятность проскока микрочастиц.

Сверхвысокоэффективные фильтры очистки воздуха (ULPA)

Сверхвысокоэффективные фильтры очистки воздуха (ULPA) – это фильтры, которые имеют степень эффективности фильтрации воздуха выше, чем HEPA-фильтры. Эффективность ULPA-фильтров может достигать 99,999% для частиц диаметром от 0,1 до 0,2 мкм. В связи с этим, ULPA-фильтры считают абсолютными. Конструкция и принцип работы таких фильтров аналогичная HEPA-фильтрам. Отличие состоит в том, что фильтрующая среда ULPA-фильтра содержит большую долю тонких волокон, в связи с чем перепад давления на фильтре немного выше. [2]

На рис. 2 показан внешний вид ULPA-фильтров.

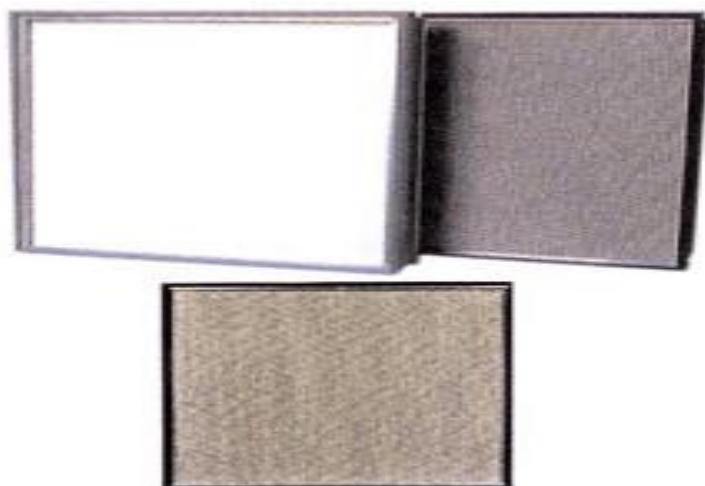


Рисунок 2- Внешний вид фильтра сверхвысокой степени очистки воздуха

К недостаткам ULPA-фильтра следует отнести высокая стоимость фильтра и его обслуживания. Для проведения испытаний по проверке целостности и других показателей, необходимо использование специальных лазерных счетчиков частиц или счетчиков ядер конденсации, а также как и HEPA-фильтры, фильтры сверхвысокой степени очистки воздуха не имеют возможность обеззараживания микроорганизмов.

Применение фильтров HEPA/ULPA в системах вентиляции чистых помещений продиктована необходимостью свести к минимуму или вообще исключить возможность накопления пыли на каких-либо поверхностях по ходу воздуха от фильтра к чистой комнате.

Список литературы

1. ГОСТ Р ЕН 1822-1-2010. Высокоэффективные фильтры очистки воздуха ЕРА, HEPA И ULPA. Часть 1: Классификация, методы испытаний, маркировка. - М.: Стандартиформ, - 2011. - 15 с.
2. Каракеян В.И., Ларионов Н.М., Рябышенков А.С., Штерн Ю.И. Технология микроклимата чистых помещений микроэлектроники: учеб. пособие. - М.: МИЭТ, - 2019. - 120 с.: ил.

3. Борисоглебская А. П. Лечебно-профилактические учреждения: Общие требования к проектированию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: «АВОК-ПРЕСС». — 2008.— 144 с.
4. Подопригора Г. И., Байнов Н. А., Шкопоров А.Н., Кулагина Е. В., Ефимов Б. А., Кафарская Л. И., Володина Е. В., Наголкин А. В., Паршин В. В., Поддубный В.А. Оценка эффективности стерилизации воздуха при комбинированном использовании установки «Поток 150М-01» с НЕРА-фильтром в гнотобиологическом изоляторе. // Стерилизация и госпитальные инфекции.— 2009.— № 2 (12).— С. 34–39.

УДК 697.934

Мурадов Игорь Александрович,
магистрант группы ТГВм-50
ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Максимова Наталья Анатольевна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

СРАВНЕНИЕ ОСНОВНЫХ МЕТОДОВ ОСУШЕНИЯ ВОЗДУХА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕДЯНЫХ ПОКРЫТИЙ КРЫТЫХ КАТКОВ

В данной статье проведен анализ основных методов осушения воздуха. Выявлены недостатки систем кондиционирования при эксплуатации ледяных покрытий крытых катков

Системы кондиционирования воздуха в помещениях искусственных катков предназначены для предотвращения образования тумана у поверхности льда, для максимального снижения конденсации водяных паров из воздуха на поверхности льда. Для этой цели температура воздуха в рабочей зоне поддерживается в интервале 8-10 °С при тренировках и соревнованиях, и до 15 °С при развлекательном катании на коньках. Однако, независимо от требуемой температуры воздуха, его относительная влажность не должна превышать 80% (табл. 1.1). Именно проблема образования тумана и выпадения конденсата является наиболее часто встречающейся проблемой в крытых ледовых катках, несовершенные система вентиляции и методы осушения приводят к данным проблемам [1]. Однако, относительная влажность, в %, для нормирования влажности воздуха на ледовых катках является слишком неоднозначным и неинформативным показателем, целесообразней для нормирования параметров влажности и расчетов использовать понятие влагосодержания воздуха.

Таблица 1 - Температура воздуха и показатели влажности во избежание образования тумана в зоне катка

Температура воздуха катка, °С	Максимальная относительная влажность воздуха, %
1	2
5	80
10	80
15	70
20	60

Процесс образования тумана связан с проблемой повышенной влажности. Влажность на ледовых катках обусловлена сочетанием двух факторов - наличием холодной поверхности льда, охлаждающей окружающее пространство и предметы, и влагой, находящейся в воздухе в виде водяного пара. Туман — это явление характерно для тёплого и переходного периодов на крытых ледовых аренах. Туман в помещении ледового катка образуется в условиях, когда наружный воздух с высокой относительной влажностью, проникнув внутрь катка, встречается с холодным воздухом над поверхностью льда. Конденсация – это когда холодная поверхность льда охлаждает все здание. Больше всего охлаждаются потолок и предметы, находящиеся вблизи ледового покрытия.

Все методы осушения воздуха в крытых катках можно разделить на три типа: адсорбционный, за счет ассимиляции и сорбционный (рис.1).

Первый метод – осушители адсорбционного типа с горячей регенерацией. Этот тип осушителей эффективно справляется с излишней влагой в воздухе. К осушителям данного типа относятся «Celsius, Trotec, Meaco». Эти осушители оснащены ротором, проходя через который, воздушные массы осушаются и таким образом избавляются от лишней жидкости. Основным элементом, характеристики которого во многом определяют качество обработки воздушной среды, является адсорбирующий ротор из гофрированной бумаги произведённой из структуры силикагеля. За счёт вращения ротора увеличивается площадь соприкосновения воздуха с поглотителем. Данные типы осушителей работают при достаточно низких температурах до -40°C , способны справляться даже с экстремальной сыростью. Они совместимы с приборами предварительного охлаждения воздуха [2].

К преимуществам осушителей адсорбционного типа с горячей регенерацией можно отнести снижение энергетических затрат и трудозатрат на поддержание параметров микроклимата ледовой арены; улучшение качественных показателей ледяного покрытия; отсутствие коррозионных образований на металлических поверхностях; исключение появления тумана над ледовой ареной, а также отсутствие увеличения толщи льда по краям ледового покрытия.

Метод ассимиляции основан на способности теплых воздушных масс удерживать большее, по сравнению с холодными, количество водяных паров. Данный метод реализуется при помощи вентиляционной системы с предварительно нагревом наружного воздуха. Данный метод поддержания относительной влажности в пределах установленных норм эффективен только при условии, что наружный воздух имеет влажность ниже, чем внутренний (в зимний период). Кроме того, нагревать воздух следует от -30°C до $+5^{\circ}\text{C}$, что приводит к дополнительным значительным затратам электроэнергии и, соответственно, значительным финансовым расходам, данный метод используется реже для крытых ледовых арен [3, 4].

Третий метод – применение сорбционных осушителей, которые способны поддерживать достаточно низкую относительную влажность, вплоть до 2 % при температурах до -20°C . Эффективность конденсационных осушителей падает с уменьшением относительной влажности и температуры, однако сорбционные осушители лишены этого недостатка, в чем и есть их преимущество. Принцип работы сорбционных осушителей основан на том, что адсорбент (силикагель) поглощает воду из проходящего воздушного потока, поглощенная вода уносится из осушителя вместе с регенерирующим воздушным потоком.

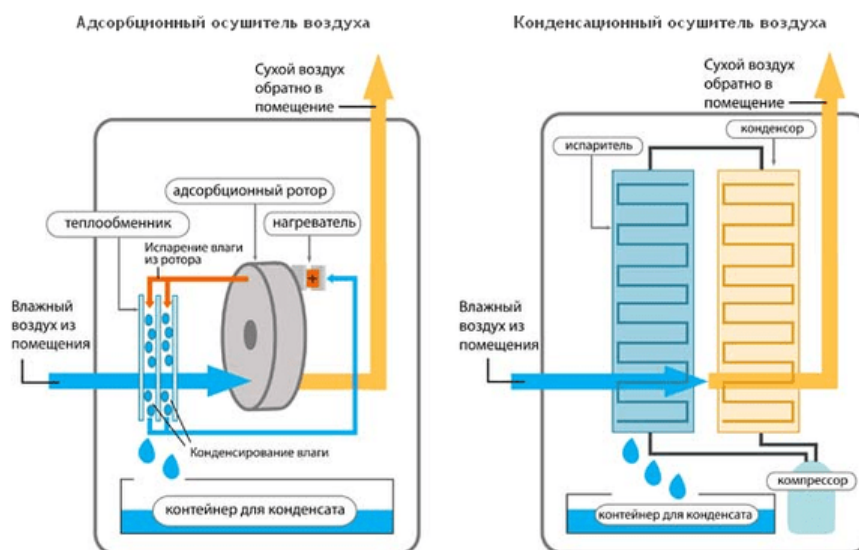


Рисунок 1 – Принцип работы адсорбционного и конденсационного осушителей воздуха

Процесс адсорбции воды и ее выделение происходит в роторе, который заполняется влагопоглощающим силикагелем. Воздушные потоки осушителя делят ротор на две части: осушающую часть и регенерирующую часть. Через ротор проходят два параллельных воздушных потока: обрабатываемый воздушный поток проходит через осушающую часть ротора, и осушенный воздух выходит из осушителя.

Регенерирующий воздушный поток проходит через фильтр на линии регенерирующего воздушного потока и попадает в нагреватель, где нагревается до 130 °С. Нагретый регенерирующий поток воздуха далее проходит через регенерирующую часть ротора (25 % поверхности ротора). Происходит испарение адсорбированной воды и водяной пар выходит из осушителя вместе с регенерирующим воздухом.

Принцип двух параллельных воздушных потоков с вращающимся ротором позволяет получить автоматизированный процесс одновременного поглощения и выделения воды. Закрытые помещения с искусственными катками требуют применения систем автоматизации, назначением которых являются: обеспечение отсутствия тумана у поверхности ледяной арены, отсутствие конденсата на строительных и ограждающих конструкциях помещений катков; обеспечение санитарно-гигиенических параметров воздушной среды на зрительских трибунах и в зонах помещения, где находятся люди.

Адсорбционные установки обеспечивают круглогодичное поддержание оптимальных параметров микроклимата внутри спортивных ледовых сооружений. В отличие от процесса осушения воздуха в воздухоохладителях, на поверхности которых температура точки росы не может быть ниже +3 °С, осушение воздуха в адсорбционных установках может производиться до самых низких параметров по температуре и влажности. Глубокое осушение воздуха в крытых ледовых аренах возможно осуществить даже в условиях жаркого и влажного климата, а также позволяет предотвратить конденсацию влаги на льду и ограждениях при игре в хоккей. Для обеспечения своевременного и эффективного удаления избыточной влаги системы кондиционирования воздуха оснащаются гигростатом и датчиком влажности, которые располагаются в непосредственной близости ото льда. Управление внутренним влагосодержанием происходит по датчику точки росы или по уровню относительной влажности и стабильность обеспечения параметров микроклимата не зависит от сочетания наружных и внутренних факторов [5].

К преимуществам адсорбционных роторных осушителей можно отнести высокую эффективность осушения при низком энергопотреблении; эффективную работу при низких температурах; простоту монтажа; компактное исполнение и небольшой вес агрегата; возможность полной автоматизации процесса контроля влажности; коррозионно-устойчивый корпус (нержавеющая сталь, алюминий), а также соответствие оборудования всем действующим директивами и стандартам качества ЕС. Также основным преимуществом систем осушения является их способность осушать воздух до очень низкого уровня. Осушитель может легко поддерживать относительную влажность на уровне 30% — 40% в ледовом помещении, тем самым предотвращая образование тумана и конденсации, независимо от внешних погодных условий.

Таким образом, осушители воздуха могут устранить эффект тумана и конденсации, и в то же время, снижают эксплуатационные расходы. Кроме того, правильный выбор осушителя приведет к снижению стоимости обслуживания самого здания и оборудования, так как они не подвергаются воздействию избыточной влажности и проблемам с этим связанным.

Список литературы

5. Русаков С.В. Оценка влияния влажности на качество микроклимата в зале ледового катка / Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование», – 2015. - №2. – С.92-101.
2. Кокорин, О. Я. Системы и оборудование для создания микроклимата помещений: Учеб. для студ. и колледжей строит. проф. и бакалавров строит. вузов / О.Я.Кокорин, Ю.М. Варфоломеев - Москва : ИНФРА-М, 2011. - 273 с.
3. Панкратов В.В., Шилкин Н.В. Особенности климатизации ледовых арен // АВОК, 2009. №8. С. 24–36.
4. Кокорин О.Я., Товарас Н.В., Иньков А.П. Анализ энергетических показателей СКВ для помещений тренировочных катков, оборудованных различными системами холодои теплоснабжения // Холодильная техника, 2007. №10. С. 14–19.
5. Вишневский Е.П. Достоинства адсорбционного метода глубокого осушения воздуха крытых ледовых арен / Е.П, Вишневский, М.Ю. Салин // Сантехника, отопление, кондиционирование (С.О.К.). – 2008. - №8 - С.92-96.

УДК 697.97

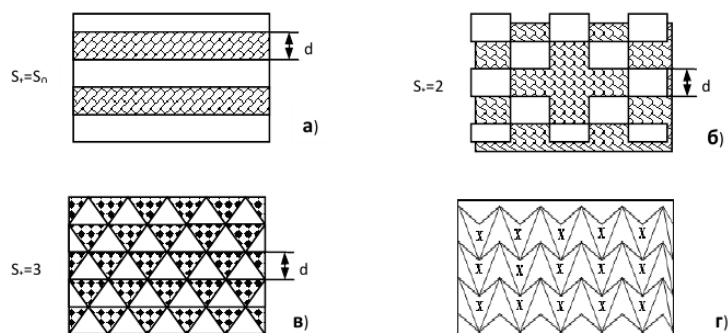
Федюнина Татьяна Андреевна,
магистрант группы ТГВм-51
ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Запорожский Владислав Сергеевич,
магистрант группы ЗТГВм-50
ГОУ ВПО «ДОННАСА»
Максимова Наталья Анатольевна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ РЕКУПЕРАТОРОВ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

В данной статье проанализированы методы увеличения площади теплообмена рекуперативных теплообменных аппаратов. Дана оценка влияния минимальной длины канала и объема теплообменника от расстояния между пластинами в пакете.

В настоящее время стоит остро вопрос экономии энергетических ресурсов. Одним из направлений снижения энергопотребления в системах вентиляции является использование утилизации теплоты удаляемого воздуха. Наибольшее распространение в системах вентиляции получили рекуперативные теплоутилизаторы, эффективность которых может достигать 95%.

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха используются различные типы утилизаторов и теплообменников высокой эффективности. Наибольшее распространение получили канальные рекуперативные теплообменники [1,2]. Актуальной является проблема повышения эффективности их работы за счет увеличения площади теплообменной поверхности. Первые теплообменники данного типа изготавливались с применением плоских металлических пластин с использованием металлических гофрированных вставок для увеличения площади теплообменной поверхности и интенсификации процесса теплообмена. Эффективность утилизации теплоты зависит от многих факторов, основными из которых являются: температурный напор, площадь теплообменной поверхности, схема организации воздушных потоков, материал теплоутилизатора и многие другие [3,4]. При совершенствовании конструкций теплообменников, учеными предложены пластины различных форм. На рис.1 показаны поперечные сечения теплообменников различной формы.



а) плоская набивка, б) прямоугольные каналы;
в) треугольное сечение; г) сложное сечение.

Рисунок 1 – Различные виды поперечного сечения теплообменников

Наиболее простым по конструкции является использование плоской теплообменной поверхности, для увеличения площади поверхности теплообмена были предложены теплообменники с прямоугольными каналами и треугольным сечением каналов. Применение различных усложненных типов сечения каналов с одной стороны приводит к увеличению теплообменной поверхности и интенсификации процессов теплообмена, однако, с другой стороны приводит к увеличению аэродинамического сопротивления.

Теплообменники, которые используются в системах рекуперации, различаются как по конструктивному исполнению, так и по схеме движения сред. Различают прямоточные (теплообменные среды движутся параллельно), противоточные (навстречу друг другу) и перекрестноточные (направление потоков отличается на 90°) [2,5]. В системах утилизации теплоты удаляемого воздуха наибольшее применение получили противоточные и перекрестноточные теплоутилизаторы, обладающие наибольшей эффективностью.

Для решения задачи оптимизации габаритных размеров теплообменной поверхности принимались следующие условия [1,4]:

- коэффициент полезного действия теплообменника остается постоянным для конкретного объема воздуха;
- аэродинамическое сопротивление остается постоянным для определенных условий, т.е. является постоянной величиной $\Delta P = c_2$.

Основной величиной, влияющей на коэффициент полезного действия теплообменника, при равных условиях эксплуатации, является площадь теплообменной поверхности

$$S_T = c. \quad (1)$$

Величина площади теплообменной поверхности зависит от конструкции утилизатора. Для теплообменника с плоскими пластинами

$$S_T = (N - 1) \cdot b \cdot l, \quad (2)$$

где l – длина канала, м;

b – ширина пластины, м;

N – количество пластин.

Для рекуператора с различной системой каналов

$$S_T = N \cdot N_1 \cdot p \cdot l, \quad (3)$$

где p – периметр канала, м;

N – количество каналов в одном ряду, шт;

N_1 – общее количество рядов, шт.

В работах [152,153] с использованием формулы Вейсбаха, Дарси была получена зависимость для определения потерь давления на трение в канале для перехода от каналов любого сечения к круглым

$$\Delta P_{тр} = 0,11 \cdot k^{0.25} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot l / (2 \cdot D^{1.25}), \quad (4)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³;

k – коэффициент шероховатости стенки канала;

v – скорость движения воздуха в канале, м/с;

D – эквивалентный диаметр сечения канала, м.

Тогда, общие потери давления в утилизаторе можно определить по выражению

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \sum \xi. \quad (5)$$

Используя уравнения (1)-(3) можно записать следующую систему уравнений

$$\begin{cases} S = c \cdot l \\ 0,11 \cdot k^{0,25} \cdot \rho \cdot l \cdot \frac{v^2}{(2 \cdot D^{1,25})} + \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \sum \xi = c_2 \\ v = 8 \cdot \frac{V}{(N \cdot \pi \cdot D^2)} - \text{для плоских пластин} \\ v = \frac{4 \cdot V}{(N \cdot N_1 \pi \cdot D^2)} - \text{для прямоугольных и треугольных каналов.} \end{cases} \quad (6)$$

Из системы уравнений (6) можно получить уравнение для минимальной длины пакета 1

$$A \cdot l^3 + B \cdot l^2 - c = 0, \quad (7)$$

где для теплообменников с плоскими пластинами можно найти A и B

$$A = 3,52 \cdot k^{0,25} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot b^2 / (c_2^2 \cdot \pi^2 \cdot D^{5,25});$$

$$B = 32 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \rho^2 / (c_2^2 \cdot \pi^2 \cdot D^4) \cdot \sum \xi.$$

Для теплообменников с системой каналов

$$A = 0,88 \cdot k^{0,25} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot (S^2 \cdot D^{3,25});$$

$$B = 6 \cdot \rho \cdot V^2 / (S^2 \cdot D^2) \cdot \sum \xi.$$

Используя уравнение (7) построена зависимость (рис.1) минимальной длины канала от расстояния между пластинами в пакете для различных конструкций теплообменника, которая обеспечивает заданные потери давления на теплообменнике. На основании графика можно сделать вывод, что наибольшая возможная длина соответствует плоским пластинам, а наименьшая – теплообменнику с треугольными каналами.

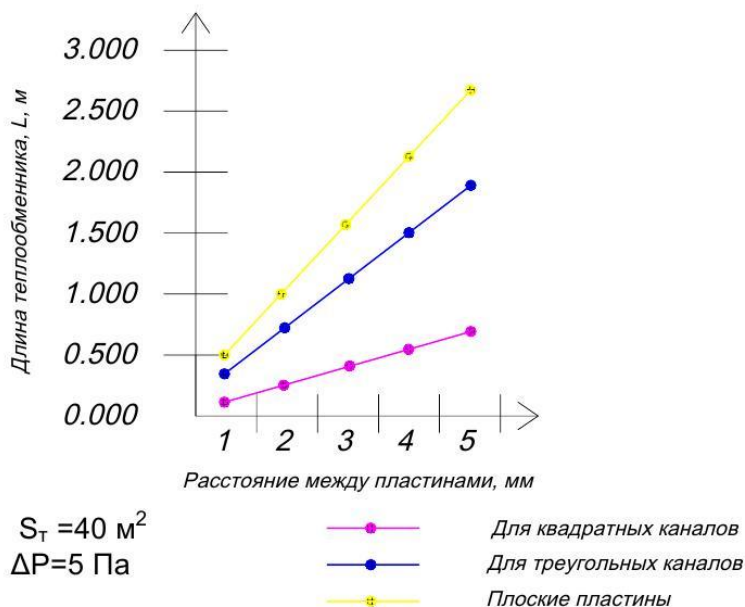


Рисунок 2 – Зависимость минимальной длины канала от расстояния между пластинами в пакете

На рис.2 показана зависимость объема теплообменника от расстояния между пластинами для различной конфигурации пластин, полученная в работе [1]. Из рис.2 видно, что использование теплообменника с треугольным сечением каналов выигрывает.

Проанализировав полученные графики, можно сделать вывод, что для теплообменника с плоскими пластинами возможно применение вытянутой по длине форму, а для канального теплообменника (с квадратными и треугольными каналами) целесообразнее использовать конструкцию с короткими каналами и широкими пластинами.

При проектировании теплообменников существуют технологические ограничения по величине расстояния между пластинами. Для теплообменников с плоскими пластинами ограничения связаны с перепадом давления между соседними пластинами, приводящему к слипанию пластин, а для канальных с трудностями по изготовлению пластин. При влажном теплообмене возникают ограничения, связанные с конденсацией влаги в каналах.

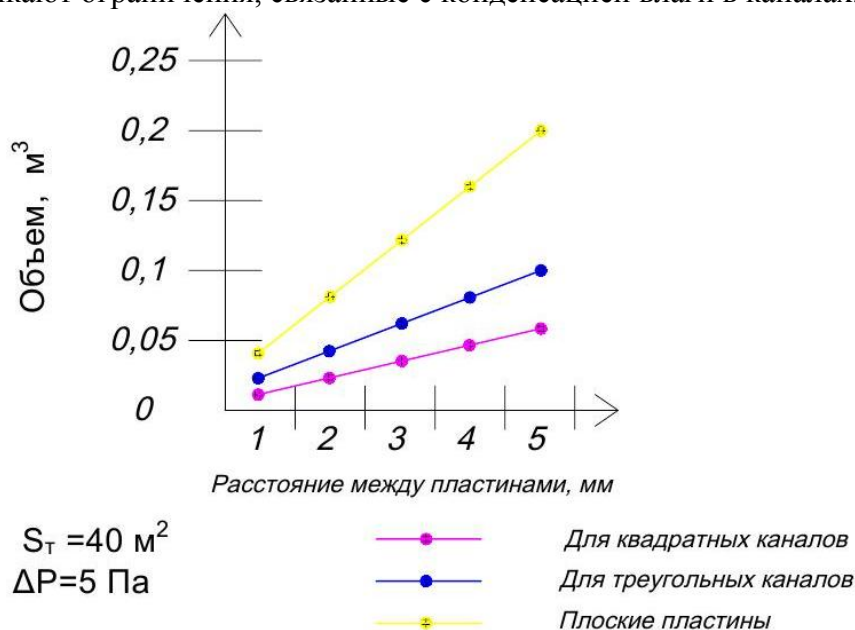


Рисунок 3 – Зависимость объема теплообменника от расстояния между пластинами

Список литературы

1. Данилевский Л.Н. Принципы проектирования и инженерное оборудование энергоэффективных жилых зданий / Л.Н. Данилевский, - Минск: Бизнесофсет, 2011. - 375 с.
- и на состояние ледовой поверхности / Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование» №2, 2015
2. Кокорин, О. Я. Системы и оборудование для создания микроклимата помещений: Учеб. для студ. и колледжей строит. проф. и бакалавров строит. вузов / О.Я.Кокорин, Ю.М. Варфоломеев - Москва : ИНФРА-М, 2011. - 273 с.
3. Ю.А. Табунщиков, М.М. Бородач, Н.В. Шилкин «Энергоэффективные здания» - Москва : АВОК-ПРЕСС, 2003. – 200 с.
4. В.Н. Богословский, М.Я. Поз. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М: Стройиздат, 1983. – 320 с.
5. Пыжов, В. К. Системы кондиционирования, вентиляции и отопления : учебник / В. К. Пыжов, Н. Н. Смирнов ; под редакцией А. К. Соколова. — Москва, Вологда : Инфра-Инженерия, ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина», 2019. — 528 с. — ISBN 978-5-9729-0345-0. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/86642.html>

УДК 697.1

Клименко Алексей Сергеевич,
магистрант группы ЗТГВм-50а
ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Шацков Артем Олегович,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

СНИЖЕНИЕ ЗАТРАТ НА ОТОПЛЕНИЕ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ ПУТЕМ ВНЕДРЕНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ИНФРАКРАСНЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

В данной статье рассмотрена возможность снижения затрат тепловой энергии на отопление жилых и общественных зданий за счет использования инфракрасного отопления. Это достигается благодаря двум факторам: особенность распределения температуры внутреннего воздуха по высоте обслуживаемого помещения и возможность поддержания более низкой температуры внутреннего воздуха. Это приводит к уменьшению тепловых потерь в обслуживаемом помещении.

Ключевые слова: панельно-лучистое отопление, потери теплоты, тепловой режим, термическое сопротивление, градиент температуры.

Затраты на отопление жилых зданий составляют 27 - 30 % от общего потребления тепловой энергии, а затраты на отопление 1 м² общей площади жилого здания превышают аналогичный показатель в странах, находящихся в сопоставимых с Россией климатических условиях, в 2,5 - 3 раза [1, с. 86-87].

Современные системы отопления и новое оборудование позволяют решить проблему обогрева промышленных и административных зданий значительно экономичнее и эффективнее. Одним из прогрессивных методов отопления помещений различных объемов является лучистое отопление, которое, по сравнению с классическим паровым и водяным отоплением, требует значительно меньших затрат [1, с. 86-87].

Первой составляющей экономической эффективности систем панельно-лучистого отопления является распределение температуры внутреннего воздуха по высоте помещения.

Тепловой режим помещений, оборудованных напольным водяным панельно-лучистым отоплением, имеет ряд особенностей по сравнению с конвективным отоплением. Одно из особенностей это неординарное распределение температуры воздуха по высоте помещения.

В помещениях с традиционными нагревательными приборами, отдающими теплоту конвекцией, имеет место явно враждебный положительный градиент температуры воздуха по высоте помещения. В помещениях с лучистым отоплением, наоборот, температура по высоте помещения понижается. В нормативных документах отсутствуют указания об отмеченном явлении. Это приводит к завышению мощности системы отопления, появлению дискомфортных условий в помещении и повышенному расходу теплоты на отопление.

В результате численных экспериментов получены зависимости, описывающие распределение температуры внутреннего воздуха по высоте помещения в двух случаях: при потерях теплоты через верхнее перекрытие и без учета потерь теплоты. [2, с. 77-79]

$$t_{\text{в}} = (2,5h_{\text{пом}}^{-1,8} \cdot t_{\text{пол}} - 60,2h_{\text{пом}}^{-2,12}) \cdot h^2 - (4,2h_{\text{пом}}^{-1,1} \cdot t_{\text{пол}} - 73,4h_{\text{пом}}^{-1,08}) \cdot h + t; \quad (1)$$

$$t_{\text{в}} = (3,0h_{\text{пом}}^{-2,0} \cdot t_{\text{пол}} - 67,2h_{\text{пом}}^{-2,14}) \cdot h^2 - (4,9h_{\text{пом}}^{-1,15} \cdot t_{\text{пол}} - 90,9h_{\text{пом}}^{-1,16}) \cdot h + t. \quad (2)$$

Распределение температуры внутреннего воздуха по высоте помещения указаны на рисунках 1-3.

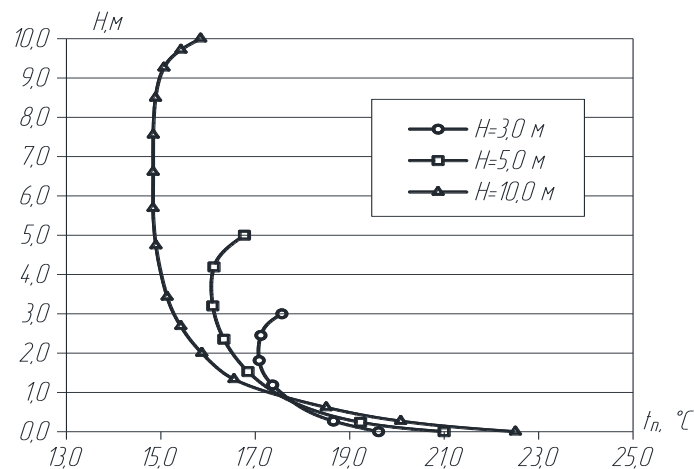


Рисунок 1 – Распределение средней температуры воздуха по высоте помещения в зависимости от высоты без учета теплопотерь через перекрытие при равенстве следующих факторов $t_n = -26,0^{\circ}\text{C}$, $R_{ст.} = 2,51 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$, $R_{ок.} = 0,42 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$

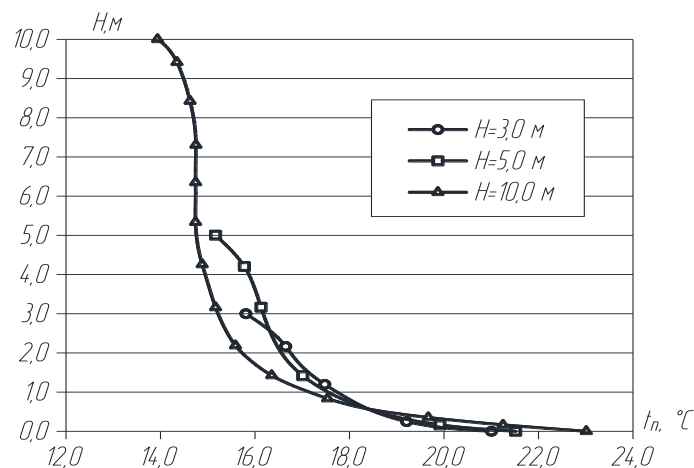


Рисунок 2 – Распределение средней температуры воздуха по высоте помещения в зависимости от высоты с учетом теплопотерь через перекрытие при равенстве следующих факторов $t_n = -26,0^{\circ}\text{C}$, $R_{ст.} = 2,51 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$, $R_{ок.} = 0,42 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$, $R_{пер} = 2,82 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$

Также для оценки эффективности работы систем панельно-лучистого отопления следует сравнить градиент температуры воздуха по высоте помещения при конвективной системе отопления и системе напольного отопления. Для этого были проведены эксперименты в помещениях, оборудованных радиаторами. Исследование проводились в различных по высоте помещениях СПбГАСУ [2, с. 80-82]. Результаты сравнения приведены на рисунках 4-6.

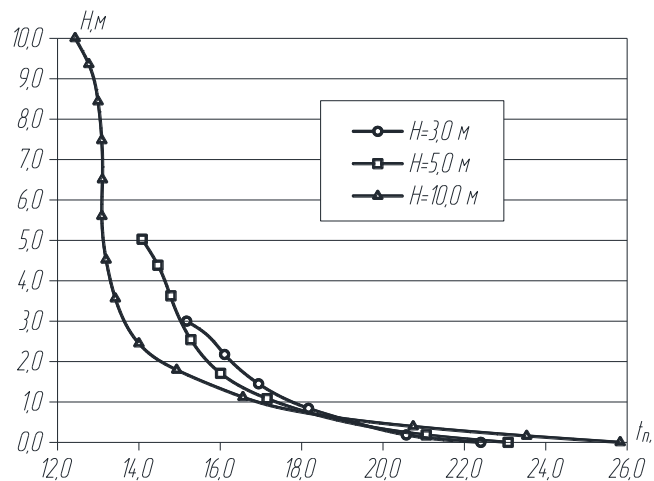


Рисунок 3 – Распределение средней температуры воздуха по высоте помещения в зависимости от высоты с учетом теплопотерь через перекрытие при равенстве следующих факторов $t_n = -26,0^\circ\text{C}$, $R_{ст.} = 2,51 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, $R_{ок.} = 0,42 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, $R_{пер} = 2,0 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$

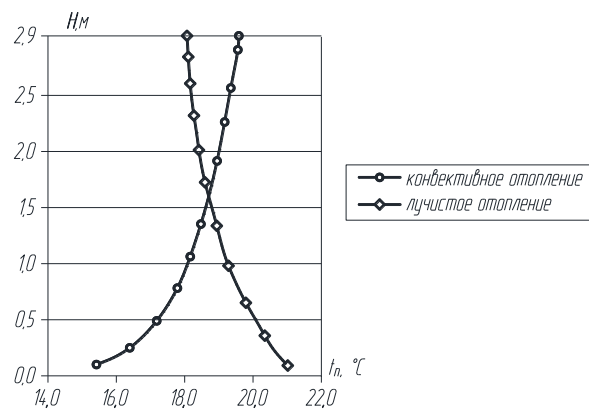


Рисунок 4 – Сравнение распределения температуры воздуха в помещении высотой $h = 2,9$ м при различных системах отопления

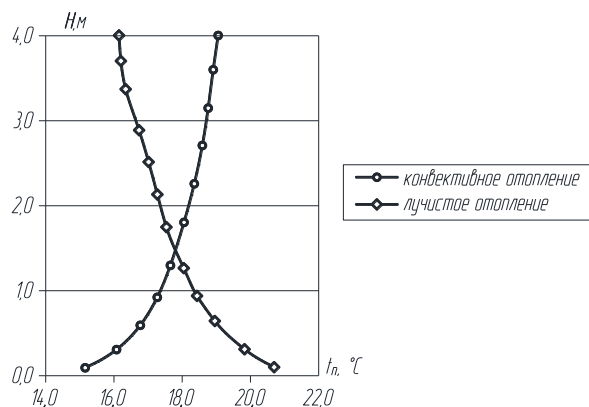


Рисунок 5 – Сравнение распределения температуры воздуха в помещении высотой $h = 4,0$ м при различных системах отопления

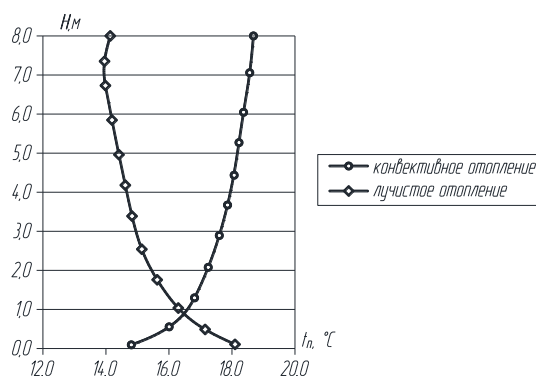


Рисунок 6 – Сравнение распределения температуры воздуха в помещении высотой $h = 8,0$ м при различных системах отопления

На основе полученного характера распределения температуры воздуха по высоте помещения можно оценить эффективность системы панельно-лучистого отопления по сравнению с конвективным. При определении потерь теплоты зданиями и помещениями учитывались основные и добавочные потери тепла [2, с. 85]. Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Сравнение потерь теплоты при различных системах отопления

Высота помещения h , м	Потери теплоты q , Вт/м ²		
	Без учета распределения температуры t_b по высоте	С учетом распределения температуры t_b по высоте помещения	
		Конвективное отопление	Напольное отопление
1	2	3	4
2,9	22,5	22,4	22,6
4,0	22,5	23,1	22,0
8,0	22,5	24,8	21,2

Из полученных результатов видно, что для помещения $h = 8,0$ м потери теплоты при конвективном отоплении по сравнению с потерями теплоты при системе напольного водяного панельно-лучистого отопления больше на 17%.

Вторым фактором, обеспечивающим эффективность систем панельно-лучистого отопления, является возможность поддержания более низкой температуры внутреннего воздуха при выполнении условий теплового комфорта.

По строительным нормам температура внутреннего воздуха принимается на более чем на 1-3 °C меньше температуры воздуха при конвективном отоплении [3, 4].

При этом, согласно справочной литературе [5, с. 217] и экспериментальным исследованиям автора, температура внутреннего воздуха при лучистом отоплении практически равна температуре внутренней поверхности наружного ограждения.

Потери теплоты через ограждающие конструкции определяются по формуле

$$Q = A \cdot \frac{1}{R_0} \cdot (t_b - t_n) \cdot n \cdot (1 + \sum \beta), \quad (3)$$

где R_0 – термическое сопротивление ограждающей конструкции, м²·K/Вт, определяемое по формуле

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_b} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}, \quad (4)$$

где α_b – коэффициент теплообмена на внутренней поверхности ограждения, Вт/м²·К;
 α_n – коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения, Вт/м²·К.

Т.к. температура воздуха в помещении с лучистым отоплением равна температуре внутренней поверхности наружного ограждения, то трансмиссионные потери теплоты считаются без учета сопротивления теплообмена на внутренней поверхности ограждения

$$R_{0,л} = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \frac{1}{\alpha_n}. \quad (5)$$

Потери теплоты наружной поверхностью ограждающей конструкции не зависят от способа отопления помещения, поэтому α_n можно принимать таким же, как и при традиционных системах отопления $\alpha_n=23$ Вт/м²·К.

Отношение теплопотерь через ограждающие конструкции при лучистом и конвективном отоплении равняются

$$\frac{Q_{л}}{Q_{к}} = \frac{A \cdot \frac{1}{R_{0,л}} \cdot (t_{в,л} - t_n) \cdot n \cdot (1 + \sum \beta)}{A \cdot \frac{1}{R_{0,к}} \cdot (t_{в,к} - t_n) \cdot n \cdot (1 + \sum \beta)} = \frac{R_{0,к} \cdot (t_{в,л} - t_n)}{R_{0,л} \cdot (t_{в,к} - t_n)} \quad (6)$$

где $t_{в,к}$ – нормативное значение температуры внутреннего воздуха при конвективном отоплении, °С;

$t_{в,л}$ – нормативное значение температуры внутреннего воздуха, а, следовательно, и температуры внутренней поверхности наружного ограждения при лучистом отоплении, °С.

Если в выражение (6) подставить значения $\alpha_n=23$ Вт/м²·К и $\alpha_{вн}=8,7$ Вт/м²·К, то получится следующее выражение

$$\frac{Q_{л}}{Q_{к}} = \frac{(0,1584 + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}) \cdot (t_{в,л} - t_n)}{(0,1149 + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}) \cdot (t_{в,к} - t_n)}. \quad (7)$$

Если в формулу подставлять нормативные значения R_0 из нормативных документов [6], то формулу можно представить в виде

$$\frac{Q_{л}}{Q_{к}} = \frac{R_0 \cdot (t_{в,л} - t_n)}{(R_0 - 0,1149) \cdot (t_{в,к} - t_n)}. \quad (8)$$

Для города Макеевки при нормативных значениях R_0 и $t_{в}$, разница в потерях теплоты при использовании лучистого и конвективного отопления приведена на рисунке 8.

Для жилых и общественных зданий эти температуры составляют 20°С для конвективной и 17-19°С для лучистой системы отопления. Результаты расчетов потерь теплоты для г. Макеевка в зависимости от температуры внутреннего и наружного воздуха при прочих равных условиях приведены на рисунках 7 и 8. Значения температуры наружного воздуха и требуемого термического сопротивления принимались в соответствии с действующими нормативными документами. При этом потери теплоты при работе конвективного отопления приняты за 1 при всех значениях температуры наружного воздуха.

Анализ рисунков позволяет сделать вывод, что поддержание температуры внутреннего воздуха и внутренней поверхности наружного ограждения при использовании лучистого

отопления в 17-18°C позволяет уменьшить потери теплоты в помещении, поэтому использование такого типа отопления можно рассматривать, как мероприятие по энергоресурсосбережению. При этом поддержание температуры в размере 19°C может быть экономически нецелесообразным.

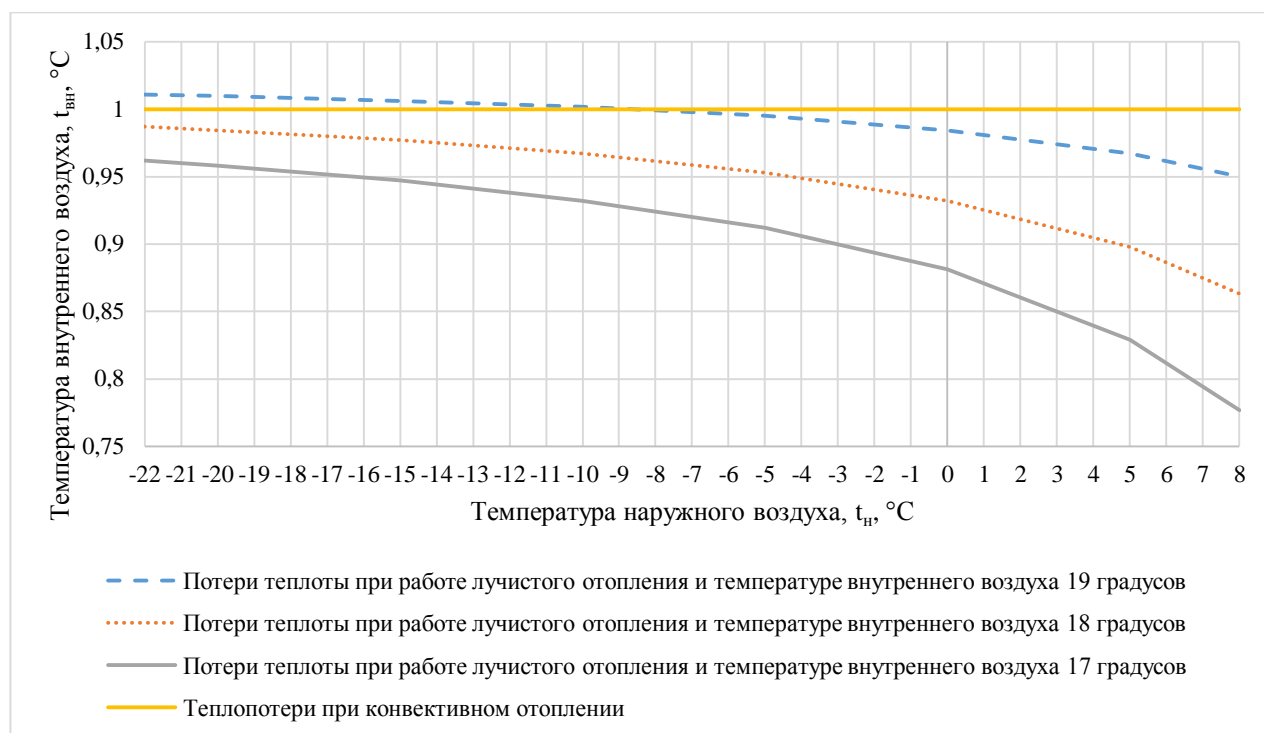


Рисунок 7 – Сравнение трансмиссионных теплопотерь при использовании различных систем отопления для жилого помещения в г. Донецк

Потери теплоты на нагрев наружного воздуха, который компенсирует расход удаляемого системой вентиляции, определяется по формуле

$$Q_v = 0,337 \cdot A_{пл} \cdot h \cdot (t_v - t_n); \quad (9)$$

где $A_{пл}$ – площадь пола отапливаемого помещения, m^2 ;
 h – высота помещения.

Отношение теплопотерь на нагрев воздуха при лучистом и конвективном отоплении равняются

$$\frac{Q_{в.л.}}{Q_{в.к.}} = \frac{0,337 \cdot A_{пл} \cdot h \cdot (t_{в.л.} - t_n)}{0,337 \cdot A_{пл} \cdot h \cdot (t_{в.к.} - t_n)} = \frac{t_{в.л.} - t_n}{t_{в.к.} - t_n}; \quad (10)$$

Для г.Макеевка при нормативных значениях t_v разница теплопотерь указана на рисунке 8.

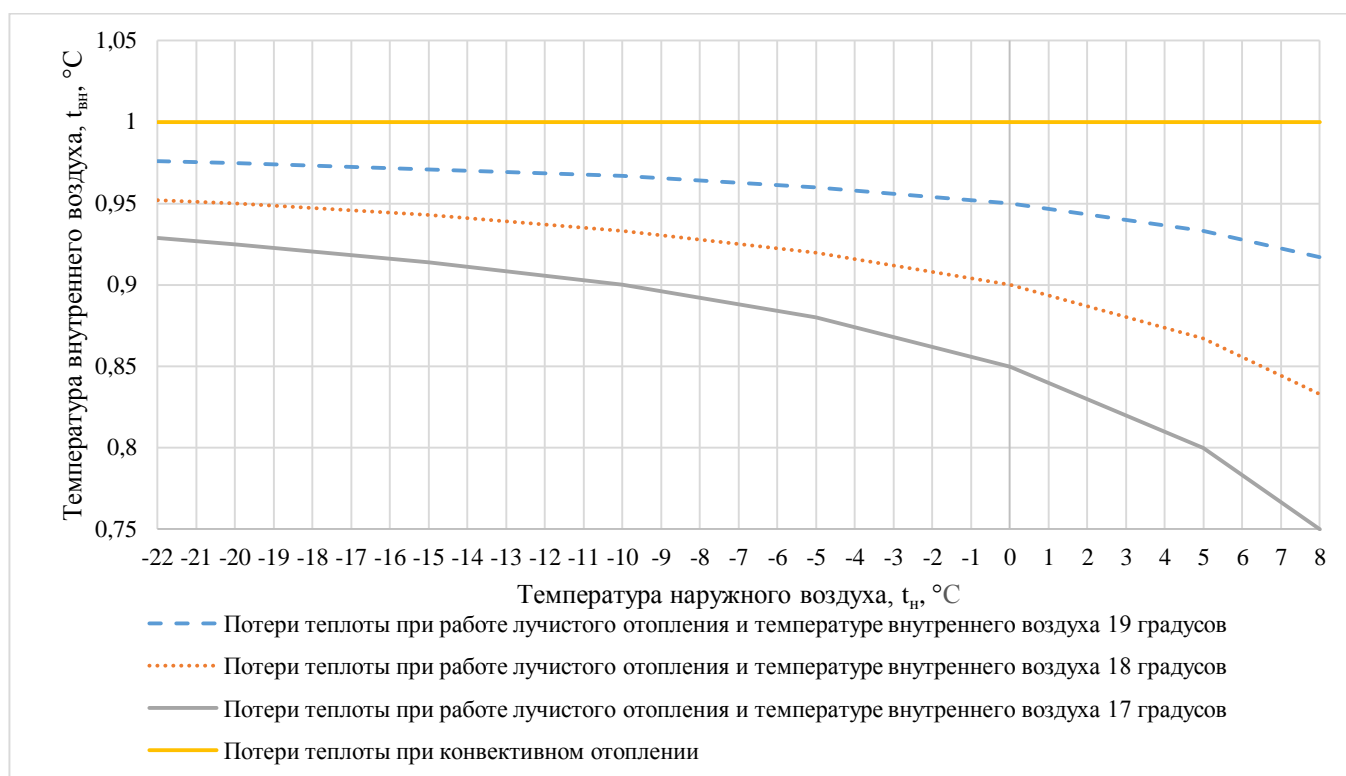


Рисунок 8 – Сравнение теплотерь на нагрев воздуха при использовании различных систем отопления для жилого помещения в г. Донецк

Таким образом уменьшение температуры внутреннего воздуха и внутренней поверхности наружного ограждения может рассматриваться, как мероприятие по энергоресурсосбережению при отоплении жилых и общественных зданий. Следовательно, при проектировании систем отопления следует закладывать минимально возможную температуру воздуха при соблюдении требуемого температурного комфорта в помещении для увеличения экономической эффективности.

Список температуры

1. Мордухович, И.И. Лучистое отопление / И.И. Мордухович, Н.Ф. Гольченко, В.Б. Ткаченко. – Текст: непосредственный // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія : Будівництво. - 2015. - Вип. 10. – С. 86-100.
2. Тарабаров, М.Б. Особенности напольного водяного панельно-лучистого отопления: специальность 05.23.03 «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Тарабаров Михаил Борисович; Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. – Санкт-Петербург, 2004. – 128 с. – Библиогр.: с. 118-128. – Текст: непосредственный.
3. ДБН В.2.7-67: 2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування (чинні з 01.01.2014): К.: Мінрегіонбуд, 2013. – 232 с.
4. ГОСТ 12.1.005-88* ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны [текст] (дата актуализации текста 01.10.2008): М.: ИПК Издательство стандартов, 2002 с. – 70 с.

5. Мачкаши, А. Лучистое отопление [Текст]: [пер. с венгерского В.М. Беяева, под ред. В.Н. Богословского и Л.М. Махова] / А. Мачкаши, Л. Банхиди. – М.: Стройиздат, 1985. – 464 С.

6. ДБН В.2.6.-31:2006. Теплова ізоляція будівель (зі зміною №1 від 1.07.2013): К.: Мінрегіонбуд, 2006. – 70 с.

УДК 621.036.7

Симонов Николай Александрович,
магистрант кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции;
Выборнов Дмитрий Владимирович,
к.т.н, доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

В данной работе рассмотрены различные, технологии утилизации продуктов сгорания. Теплоуловители-экономайзеры при котлоагрегатах на твердом топливе. Контактные теплоутилизаторы с пассивной насадкой, в чем их особенность и недостатки. Разработка контактных теплоутилизаторов с активной насадкой (КТАН) их отличие в конструкции и недостатки. Конденсационные поверхностные экономайзеры основное их преимущество и применение.

Ключевые слова: дымовые газы, теплоутилизатор, контактный теплообменник, конструкции теплоутилизаторов, активная насадка.

При производственных процессах уходящими газами в воздух выбрасываются значительные объемы теплоты, загрязнителей в газообразном и твердом состоянии, водяной пар. Утилизация теплоты становится проблемой, решать которую призваны специальные устройства – утилизаторы теплоты продуктов сгорания. Данные установки позволяют выполнять охлаждение уходящих газов котла с первоначальных 120-130 °С до 30 и даже 20 °С. При советующем росте КПД котлоагрегата.

Краткий обзор научных работ по разработке и внедрению контактных экономайзеров с пассивной насадкой приведен в [1, с.70]. В частности отмечено, что еще в 1929 г. профессор А.К. Сильницкий предложил и осуществил установку контактного водяного экономайзера.

Позднее разработкой контактных экономайзеров занимались сотрудники Ленинградской конторы Оргэнерго Л.С. Горович, Б.Н. Николаевский и др. Профессор Г.К. Филоненко предложил в 1938 г. конструкцию контактного теплоуловителя для сушильных установок.

Однако предложенные в то время конструкции теплоуловителей-экономайзеров работали на продуктах сгорания твердого топлива и распространения не получили из-за плохого качества получаемой воды (до 1939 г. в СССР природный газ почти не добывался). В послевоенные годы вопросами теории взаимодействия уходящих дымовых газов и воды занимался доцент института энергетики БССР Г.Б. Пекелис.

Одна из самых значимых исследовательских работ по разработке контактных теплоутилизаторов велась Киевским научно-исследовательским институтом санитарной техники и оборудования зданий и сооружений (НИИСТ) под руководством Б.Н. Лобаева и И.З. Аронова. [2, с.21]. Работы этих ученых во многом определили дальнейшее развитие рассматриваемой темы. В своих книгах И.З. Аронов разработал методику расчета контактных теплоутилизаторов, рассмотрел различные конструкции и принципы их работы, обобщил результаты испытаний и эксплуатации контактных утилизаторов тепла с пассивной насадкой.

Позднее контактные экономайзеры были запроектированы и внедрены НИИСТ на ряде предприятий УССР, работы проводились под руководством профессора Б.Н. Лобаева и к.т.н. И.З. Аронова.

Применительно к промышленным установкам М.Б. Равичем [3, с.37, 4, с.132] предложена весьма перспективная и уже в течение многих лет внедряемая на предприятиях

схема комплексного ступенчатого использования теплоты продуктов сгорания, предусматривающая в качестве последней ступени глубокое охлаждение дымовых газов в контактных экономайзерах.

В середине 60-х годов были реализованы ряд проектов установок контактных экономайзеров на предприятиях Москвы. Службами Мосэнерго проводились испытания экономайзеров, установленных за крупными котлами. Испытания велись и в других регионах страны от Урала до Украины. Глубокое охлаждение дымовых газов котлов на природном газе признано наиболее эффективным методом экономии газа.

В контактных теплообменных аппаратах конденсация водяных паров, содержащихся в дымовых газах, происходит на орошаемой поверхности или на капельках распыляемой воды. Высвобожденное тепло нагревает эту воду, и нагретая вода далее используется в технологическом процессе. Корпус таких аппаратов вертикальный (обычно цилиндрический большого диаметра) содержит в верхней части форсунки для разбрызгивания холодной воды. Дымовые газы подаются снизу противотоком. Различают три типа контактных теплообменников:

- без насадки, когда конденсация происходит на капельках распыляемой воды;
- с пассивной насадкой, когда конденсация происходит на орошаемой поверхности насадки (чаще всего в качестве насадки используют засыпку керамическими кольцами);
- с активной насадкой, когда используют теплообменную насадку для отвода тепла водой дополнительного контура.

Основным преимуществом контактных теплообменников является высокая тепловая эффективность и простота конструкции [2, с.23, 5, с.28]. Именно такие теплоутилизаторы получили широкое распространение с 60-х годов прошлого века. В работах Аронова И.З. приводятся результаты теплотехнических испытаний некоторых контактных экономайзеров, установленных на Киевской ТЭЦ-2, Кунцевской ткацко-отделочной фабрике, Минском камвольном комбинате и др. [1, с.71]. Температура дымовых газов на выходе из экономайзеров 37-48°C. Анализ приведенных данных показал коэффициент осушения 0,3-0,5 и коэффициент глубины утилизации 0,4-0,8.

Обладая высокой тепловой эффективностью, насадочные противоточные теплоутилизаторы-экономайзеры имеют недостатки, главный из которых заключается в том, что качество нагретой контактным способом воды не удовлетворяет требованиям ГОСТ к питьевой воде. Противоток в насадочной камере позволяет работать при скоростях дымовых газов не более 2-3 м/с, при больших скоростях наблюдается повышенный унос воды и нарушение гидродинамического режима контактной камеры.

Для снятия ограничений по качеству нагреваемой воды теплоутилизационные установки с «пассивной» насадкой применяют совместно с промежуточным теплообменником. Установка промежуточного теплообменника к теплоутилизатору исключает прямой контакт газов и нагреваемой для целей теплоснабжения воды. Промежуточный теплообменник может быть встроен в корпус контактного теплоутилизатора или монтироваться отдельно в зависимости от мощности котла и теплопроизводительности утилизатора [6, с.24].

В настоящее время наибольшее распространение получила разработка контактных теплоутилизаторов с активной насадкой (КТАН), как в нашей стране, так и за рубежом. Обзор их конструкций и теплотехнические характеристики приведены в [5, с.35]. Разработанные институтом «Латгипропром» совместно с Рижским политехническим институтом контактные теплообменники с активной насадкой охлаждают дымовые газы до 40°C, что соответствует коэффициенту осушения 0,6. КТАН является аппаратом рекуперативно-смесительного типа, состоит из корпуса, изготовляемого из листовой стали, системы орошения активной насадки с циркулирующим в них теплоносителем и сепарационного устройства. Омываемая одновременно движущимися сверху-вниз потоками газов и орошающей водой поверхность

пучка гладких труб, внутри которых протекает нагреваемый теплоноситель, была названа активной насадкой по сравнению с традиционными насадками, например, из колец Рашига. Поток орошающей воды используется для интенсификации передачи теплоты от газов чистому потоку воды, протекающему внутри трубок.

Главным недостатком КТАН является наличие верхней «вредной» зоны установки, где холодная вода, орошающая змеевик, внутри которого течет нагреваемая вода с температурой, близкой к максимальной, не нагревает, а наоборот охлаждает ее.

В КТАНе исключается контакт нагреваемой воды с газами. Расчетные параметры КТАНов-утилизаторов и их технические характеристики представлены в [7, с.245 табл. 8.14, 8.15]. Анализ работы КТАНов-утилизаторов и их сравнение с традиционными теплоутилизаторами контактного типа рассмотрены в работах [8, с.44, 9, с.69, 10, с.20, 11, с.23].

Для глубокого охлаждения дымовых газов ниже точки росы ранее использовались теплообменники контактного типа (насадочные, пенные, барботажные, форсуночные и тарельчатые). Последние 10-15 лет внедряются и получают распространение конденсационные поверхностные экономайзеры, позволяющие также охлаждать уходящие дымовые газы ниже температуры точки росы. Конденсационные котлы и экономайзеры изготавливают из разных материалов. Общим для них является высокая коррозионная стойкость, поскольку выделяющийся из продуктов сгорания конденсат имеет кислую реакцию. Для изготовления конденсационных теплообменников применяют нержавеющую сталь, чугун, медь, биметаллические трубы (сталь-алюминий), полимерные материалы и даже керамику. Применение коррозионностойких материалов позволило создать конденсационные теплообменники также и для утилизации теплоты уходящих газов жидкого топлива.

Сопоставление показателей работы конденсационных котлов контактного и поверхностного типов приведено в работе [12, с.55]. Отмечено, что за счет использования явной (то есть физической) теплоты дымовых газов и благодаря конденсации водяных паров КПД конденсационных котлов выше, чем традиционных на 15-20 %. В статье отмечена высокая эффективность и отсутствие высоких требований к качеству металла контактных экономайзеров с промежуточным теплообменником. К числу недостатков котлов с конденсационными приставками отнесены существенное аэродинамическое сопротивление установок и изготовление теплоутилизаторов из коррозионностойкого материала, поскольку рН конденсата составляет 3-5.

При разработке установок для глубокого охлаждения продуктов сгорания необходимо обеспечить работу в «сухом» режиме наружных газоходов и дымовой трубы, а также решить вопрос возможности использования конденсата дымовых газов в системе теплоснабжения котельной.

Список литературы

12. Аронов И.З. Использование тепла уходящих газов в газифицированных котельных. [Текст] / И.З. Аронов. – М.: Энергия, 1967. – 191 с.
13. Аронов, И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / И.З. Аронов. – Изд. 2. – Л.: Недра, 1990. – 280 с.
14. Равич М.Б. Ступенчатое использование тепла природного газа в промышленности [Текст] // Газовая промышленность. 1966. № 3. С. 37-40.
15. Равич М.Б. Газ и эффективность его использования в народном хозяйстве. [Текст] / М. Б. Равич. – М.: Наука, 1974. – 287 с.
16. Кудинов, А.А. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях [Текст] / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина. – М.: Машиностроение, 2011. – 374 с.

17. Опыт использования контактного подогревателя для промежуточного подогрева подпиточной воды теплосети [Текст] // С.Е. Шицман, Р.У. Юсупов, Т.В. Чикунова, Д.Ф. Дементьев // Теплоэнергетика. 1981. № 3. С. 24-26.
18. Богуславский Л.Д., Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирование воздуха. [Текст] / Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, - М.: Стройиздат, 1990 – 624с.
19. Аронов И.З., Пресич Г.А., Смирнов В.А. Анализ тепловой эффективности контактных теплоутилизаторов с промежуточным теплообменником [Текст] // Промышленная энергетика. 1986. № 1. С. 44-46.
9. Иванов А. В. Операционный метод в задачах теплопроводности и тепло- и массопереноса [Текст] // А. В. Иванов. Теплофизика в литейном производстве. Изд-во АН БССР, 1963. С. 69-73.
10. Соснин Ю.П., Контактные водонагреватели [Текст] /Ю. П. Сосин. – М.: Стройиздат, 1974. 359 с.
11. Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Опыт эксплуатации котельных с газовыми контактными водонагревателями [Текст] // Промышленная энергетика. 1980. №2. С. 23-25.
12. Portrait L. - M. Las calderas de condensacion. - Clima y ambiente, [Текст] / 1985, № 146, s. 55-60.

УДК 62-681

Нестеров Владислав Сергеевич,
Тимошенко Кирилл Михайлович,
магистранты кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции;
Выборнов Дмитрий Владимирович,
к.т.н, доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ В ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВКАХ

Использование газа в народном хозяйстве позволяет интенсифицировать и автоматизировать производственные процессы в промышленности и сельском хозяйстве, улучшить санитарно-гигиенические условия труда в производстве и в быту, оздоровить воздушные бассейны городов.

Ключевые слова: утилизация, дымовые газы, котельная установка

Более эффективное использование теплоты газов газифицированных котельных, существенное снижение потери теплоты с уходящими газами и соответствующее снижение расхода природного газа на котлы возможно получить путём установки поверхностных или контактных аппаратов с активной насадкой (КТАНов) за хвостовыми поверхностями [1...4].

Поверхностные теплоутилизаторы являются в конструктивном отношении теплообменниками калориферного типа. В литературе по их испытаниям и применению имеется достаточно обширный материал, поэтому в настоящей работе поверхностные теплоутилизаторы не рассматриваются [5].

Математическое моделирование тепловых процессов, рассмотренное ниже, можно распространить как на поверхностные, так и на контактные теплоутилизаторы. С этой целью в контактных теплоутилизаторах необходимо положить расход орошающей жидкости, равный нулю.

Применение КТАНов, установленных в любых котельных, работающих на природном газе, позволяет повысить эффективность использования природного газа на 8-12% [2].

КТАН является аппаратом рекуперативно-смесительного типа. Он предназначен для утилизации теплоты дымовых газов и одновременной их очистки. Он состоит из корпуса, изготавливаемого из листовой стали, системы орошения, активной насадки, выполненной в виде пучка горизонтальных труб, с циркулирующим в них теплоносителем и сепарационного устройства.

В КТАНе организуются два независимых друг от друга потока воды: чистой воды, подогреваемой через поверхность, и орошающей воды, которая нагревается в результате непосредственного контакта с уходящими дымовыми газами. Чистый поток воды протекает внутри трубок и отделен стенками трубок от загрязненной орошающей воды. Пучок труб является насадкой, предназначенной для создания развитой поверхности контакта орошающей воды и дымовых газов.

Такая поверхность, внутри которой циркулирует вода, участвует в теплообмене и поэтому называется активной. Наружная поверхность пучка труб (поверхность активной насадки) в КТАНе омывается дымовыми газами и орошающей водой, что интенсифицирует теплообмен в насадке. Теплота дымовых газов в них передаётся воде, протекающей в активной насадке, за счёт непосредственной передачи теплоты дымовых газов и орошающей воды и за счёт конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах, на поверхности насадки.

Температура воды на выходе из насадки ограничивается температурой мокрого термометра дымовых газов. При сжигании газа с коэффициентом избытка воздуха 1,0 - 1,5 температура мокрого термометра дымовых газов составляет 55°C-60°C, поэтому максимальная температура воды на выходе из активной насадки принимается не выше 50°C. Температура дымовых газов на выходе из КТАНа принимается на 8-10°C выше температуры холодной воды, поступающей в нижний слой насадки.

Дымовые газы, пройдя насадку, поступают в сепарационное устройство, в котором происходит отделение капель воды от газов. После сепарационного устройства влажные дымовые газы подсушиваются путем смешения с 7-10 % горячих газов, проходящих по байпасной линии, минуя КТАН. Подсушенные газы дымососом удаляются в атмосферу через дымовую трубу. Одновременно с процессами тепломассообмена в КТАНе происходит очистка дымовых газов от механических примесей неполного сгорания топлива (сажа), которые улавливаются орошающей водой, собираются в баке-отстойнике, откуда периодически удаляются. Кроме того, в КТАНе абсорбируются и газообразные загрязняющие вещества: диоксид азота, серы, с образованием слабых кислот: азотной, серной. Поэтому при сбросе орошающей жидкости ее необходимо нейтрализовать путем смешения с щелочной водой или путем добавления соды.

Контактный теплообменник с активной насадкой является сравнительно новым утилизационным оборудованием, поэтому его производство заводами не налажено. Для установки КТАНа на конкретном котлоагрегате разрабатывается его конструкция, и он изготавливается как нестандартное оборудование.

Конструкция КТАНа имеет существенный недостаток: подвод газов осуществляется сверху вниз, то есть по прямоточной схеме по отношению к орошающей воде. Это укорачивает время контакта орошающей воды и дымовых газов. Кроме того, жалюзийного сепарационного устройства недостаточно, чтобы эффективно улавливать капли орошающей воды, уносимой с дымовыми газами. Даже, если газ и орошающая жидкость движутся по противоточной схеме, то времени контакта сред не достаточно для осуществления тепло- и массообмена.

Для повышения потенциала утилизируемой теплоты, видимо, можно использовать в котельных тепловые насосы. Такие тепловые схемы применительно к котельным не разработаны.

Тепловые насосы, в силу того, что они избавлены от большинства недостатков централизованного теплоснабжения, нашли широкое применение за рубежом. Уже в 1980 году в США работало около 3 млн теплонасосных установок. По прогнозу Мирового энергетического комитета к 2020 г. в передовых странах доля отопления и горячего водоснабжения с помощью тепловых насосов составит 75 % от суммарной теплоты, а 25 % - относится к централизованному теплоснабжению.

Стоимость теплонасосной станции мощностью от 100 кВт до 10 МВт в странах Западной Европы по данным литературных источников составляет 600 - 700 у.е./кВт. Срок окупаемости теплового насоса не превышает двух лет. В России и ДНР срок окупаемости тепловых насосов значительно ниже, так как из-за большей продолжительности отопительного периода увеличено время их работы.

В КТАНе происходит взаимодействие трех тепловых потоков: от газов к орошающей воде, от газов и орошающей воды к трубной поверхности. В работах [6...10] приведен метод решения сопряженных уравнений, который можно применить и для решения задачи о взаимодействии трех сред в КТАНе.

На рисунках 1,2 приведена принятая компоновка теплоутилизатора.

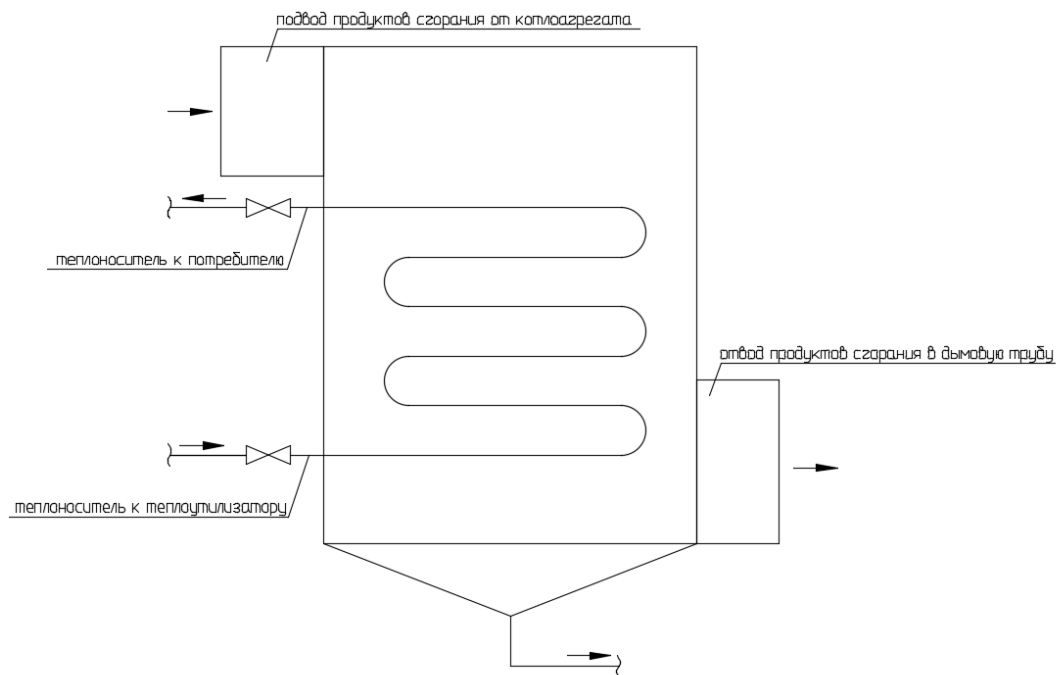


Рисунок 1 – Пример теплоутилизатора с использованием схемы подключения трубных регистров

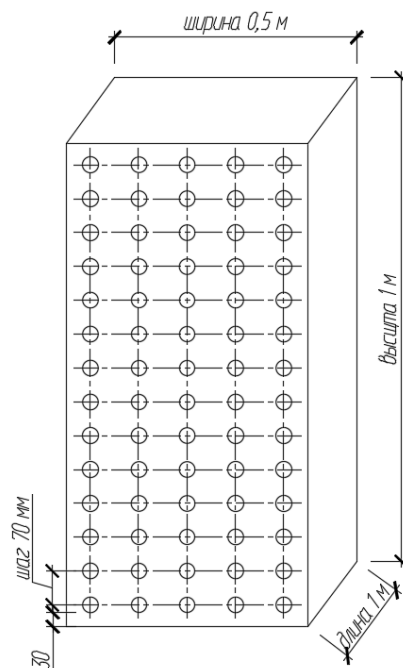


Рисунок 2 – Поперечное сечение принятой компоновки теплоутилизатора

Пуско-наладочные работы котельной выполняет пуско-наладочная группа специализированной организации в соответствии со специально разработанной методикой, учитывающей особенности работы и эксплуатации оборудования котельной.

Список литературы

1. Jurgensson H. Elastizitat und Festigkeit im Rohrleitungsbau. Berlin: Verlag J. Springer, 1989. - 189p.
2. Brown G.B., C.Sliepcevich. Practical Thermodynamics. Chemical Engineering Progress, 48, 493-496, 1952.
3. Erstes Standart-BHKW eingeweiht //Gas.-Z.wirt. und um-weltfreunde. Energieanwend. - 1989.-40.-N 3.-S.52-53.
4. Fuji I., Tsuchia. K. Proc.Condens. 4th Miami International Conference on alternative energy sources,- Miami, 1981, p. 37.
5. Турбин В.С. Методологические основы и конструктивно-технологические решения по защите окружающей среды от газовых выбросов теплогенерирующих установок: Дис. докт. техн. наук. - Н.Новгород, 1999. -409 с.
6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. - М.: Энергия, 1981.-416с.
7. Болдырев А.М., Мелькумов В.Н., Сотникова О.А. и др. Автономное теплоснабжение. - Воронеж, ВГАСУ, 1999. - 487 с.
8. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе/пер. с нем. - М.: Энергоиздат, 1981. - 384 с.
9. Heiligenstaedt W. Die Berechnung von Warmespeichern. -Arch. Eisenhutzenw., 1928/29, Bd.2, S.217-222; vgl.auch W. Heiligenstaedt: Warmetechnische Rechnungen fur Industrieofen. 2.Aufl. Dusseldorf: Stahleien, 1941.
10. Heiligenstaedt H.. Warmetechnische Rechnungen fur Industrieofen, Aufl. Dusseldorf: Verlag Stahleisen, 1966. - с.94.

УДК 62-684

Козачек-Бевз Лариса Николаевна,
Боцманов Антон Павлович,
магистрант кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции;
Выборнов Дмитрий Владимирович,
к.т.н, доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Энергоресурсосбережение представляет собой комплексную проблему, которая включает все элементы систем инженерного обеспечения объектов, обеспечения заданного микроклимата, ведения технологического процесса в производственных зданиях, а также архитектурно-планировочные и строительные решения зданий и расположение их на местности по отношению к источникам инженерного обеспечения. Поэтому одной из главных задач при реконструкции котельной являются: обеспечение безопасного технологического режима котлов; сокращение расходов топлива и электроэнергии; увеличение срока службы технологического оборудования; снижение вредных выбросов в атмосферу; улучшение условий труда эксплуатационного персонала.

Ключевые слова: Энергоресурсосбережение, теплоснабжение, автоматизация

Газовое котельное оборудование успешно применяется для теплоснабжения административных и торговых зданий, индивидуального жилья или небольших по численности поселков и продолжает совершенствоваться [1...4]. Построением системы автоматизации управления газовым и котельным оборудованием решаются следующие технические задачи:

- введение многоступенчатого регулирования горения, а также обратных связей, предотвращающих перегрев теплоносителя;
- учет использованных ресурсов, обработка данных и поиск возможностей оптимизации режима работы котельного оборудования;
- оперативный контроль и реагирование на изменение параметров тепловой схемы.

Тепловая схема представляет собой основное и вспомогательное оборудование тепловых станций, объединённое линиями трубопроводов. При разработке систем теплоснабжения указанных объектов на первом этапе разрешаются экономические вопросы определения бюджета. Далее на его основании подбираются варианты системы, уровень технической оснащённости, функциональности, выбирается базовое оборудование котельной. Наряду с созданием новых систем отопления широко распространено перевооружение котельных, отработавших срок безопасной эксплуатации. Как правило, подобные объекты создавались более двадцати лет назад. Стандарты и технические решения того времени в настоящем не применимы. Тем не менее, экономически более выгодно именно перевооружение. Обычно замене подлежит котел, горелка и их автоматика, а тепловая схема изменяется незначительно. Современный способ объединения имеющейся тепловой схемы с автоматикой нового котла заключается в использовании свободно программируемого контроллера.

Обычно выбирается специализированный контроллер, предназначенный для решения задач автоматизации и диспетчеризации котельных. На этапе проектирования системы управления котельной необходимо проанализировать тепловую схему и определить необходимое количество и типы входных и выходных сигналов системы управления. Далее,

на основании этих данных подбирается и программируется контроллер. Производители представляют несколько линеек параметризованных контроллеров под различные алгоритмы работы и типы тепловых схем котельных [5...8]. В данной статье освещается решение задачи формирования структуры автоматизации заданного объекта управления (котельной) в ходе ее перевооружения. Производится выбор элементов схемы – контроллеров (листинг программ не приводится). При решении этой задачи обеспечивается локальная диспетчеризация и каскадное двухуровневое управление тепловой схемой котельной.

Котельная хлебозавода №2 – это социально значимый объект. Она вырабатывает теплоноситель на технологию и нужды теплоснабжения хлебозавода. Тепловая схема и вспомогательное оборудование выбраны и размещены на объекте согласно требованиям СНиП и хозяйствующего субъекта [9...10]. После модернизации тепловая схема котельной содержит три паровых котла Е-1,0-0,9, каждый из которых оснащен горелкой Weishaupt типа WM - G10/4-A для сжигания природного газа. Горелки поставляются в комплекте с датчиками для автоматизации контроля процесса горения и защиты оборудования.

В тепловую схему (рис. 1) также входят: система газоснабжения; газоаналитическая система; комплекс подпитки теплоносителя; группа циркуляционных и рециркуляционных насосов; блок погодозависимого регулирования; группа насосов для обеспечения водоснабжения; технологическая сигнализация.

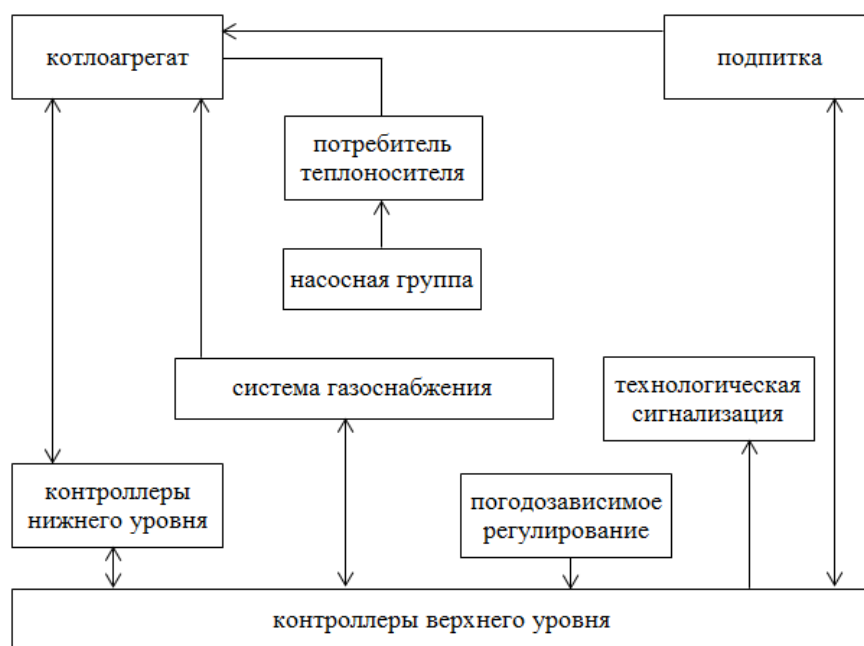


Рисунок 1 – Принципиальная схема котельной

Система газоснабжения представляет собой газопровод, оснащенный электромагнитным запорным клапаном, газораспределительной установкой и датчиками давления газа. Газоаналитическая система предназначена для определения вредных и опасных веществ в воздухе котельной. Содержит датчик контроля предельно допустимой концентрации угарного газа (СО) и датчик контроля нижнего концентрационного предела воспламенения горючего газа (СН₄) в воздухе котельной.

Комплекс подпитки теплоносителя. Уровень теплоносителя в котельной установке является важным параметром. В данной котельной установке магистраль циркуляции теплоносителя – воды является замкнутой системой. Тем не менее объем теплоносителя не является постоянной величиной. Изменение уровня теплоносителя может происходить по естественным причинам – в результате испарения теплоносителя через воздухоотводчики и т.

п., эксплуатационным – в случае изменения количества потребителей и т. п., а также по аварийным причинам – нарушение целостности трубопроводов, герметичности соединений и т. п. При сокращении объема теплоносителя в системе отопления давление в ней падает. Если давление падает ниже допустимого уровня, котел выключается, и вся система отопления прекращает работу. Для возобновления работы котла и всей системы необходимо произвести восполнение теплоносителя, то есть «подпитку». В систему подпитки входят основной и запасной насосы, запорная задвижка на вводном трубопроводе, узел водоподготовки, накопительная емкость с датчиками уровня. Режим управления насосами предусматривает местное и дистанционное управление. Группа циркуляционных и рециркуляционных насосов. Насосная (насосно-смесительная) группа предназначена для регулирования температуры в контуре теплоснабжения и обеспечения циркуляции теплоносителя. Она состоит из циркуляционного насоса, смесительного вентиля, запорной арматуры и контрольно-измерительных приборов. В модернизируемой тепловой схеме задействованы четыре насосные группы:

- группа в комплексе подпитки теплоносителя;
- циркуляционные насосы главного контура отопления;
- рециркуляционные насосы контура горячего водоснабжения;
- рециркуляционные насосы котлов.

Список литературы

1. Свирин Ю. П. К вопросу оптимизации системы регулирования температуры перегретого пара из учета надежности работы металла пароперегревателя / Ю. П. Свирин, В. А. Птичкин, Г. Т. Кулаков // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений. – 1972. – № 9.
2. Свирин Ю. П. Определение влияния случайных колебаний температуры перегретого пара на долговечность металла пароперегревателя / Ю. П. Свирин, Г. Т. Кулаков, В. А. Птичкин // Известия АН БССР. Сер. физ.- энерг. наук. – 1972. – № 3. – С. 66–70.
3. Кулаков Г. Т. Теоретические основы экспресс-методов структурно-параметрической оптимизации систем автоматического управления для повышения эффективности использования теплоэлектростанций в переменных режимах: автореф. дис. д-ра. техн. наук / Г. Т. Кулаков. – Минск: БПИ, 1988. – 36 с.
4. Практическое пособие по выбору и разработке энергосберегающих проектов / под общ. ред. О. Л. Данилова, П. А. Костюченко. – М.: Технопринт, 2006. – 668 с.
5. Методические рекомендации по оценке эффективности научных, научно-технических и инновационных разработок: утв. совместным постановлением НАН Беларуси и ГКНТ от 03.01.2008 № 1/1.
6. Кулаков Г. Т. Комплексная методика оптимизации параметров динамической настройки регуляторов впрысков / Г. Т. Кулаков, М. Л. Горелышева // Энергетика. Изд. высш. учеб. заведений. – 2009. – № 3. – С. 59–66.
7. Жихар Г. И. Тепловые электрические станции: укрупненный расчет котла, выбор тягодутьевых машин, охрана окружающей среды: учеб. пособие / Г. И. Жихар, Н. Б. Карницкий, И. И. Стриха; под ред. Н. Б. Карницкого. – Минск: Технопринт, 2004. – 380 с.
8. Gwerder M., Tödtli J. Predictive control for integrated room automation // 8th REHVA World Congress Clima. – 2005.
9. Oldewurtel F., Sturzenegger D., Morari M. Importance of occupancy information for building climate control // Applied energy. – 2013. – Т. 101. – С. 521-532.
10. Oldewurtel F. et al. Reducing peak electricity demand in building climate control using real-time pricing and model predictive control // 49th IEEE conference on decision and control (CDC). – IEEE, 2010. – С. 1927-1932.

41. Verhelst C. et al. Study of the optimal control problem formulation for modulating air-to-water heat pumps connected to a residential floor heating system // *Energy and Buildings*. – 2012. – Т. 45. – С. 43-53.

42. Maasoumy M., Sangiovanni-Vincentelli A. Total and peak energy consumption minimization of building hvac systems using model predictive control // *IEEE Design & Test of Computers*. – 2012. – Т. 29. – №. 4. – С. 26-35.

УДК 621.4: 699

Монах Светлана Игоревна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции;
Вериновская Анна Олеговна,
студентка магистратуры группы ЗТГВмб-50;
Новикова Ирина Александровна,
студентка магистратуры группы ЗТГВмб-50
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ МНОГОСЛОЙНОГО НАРУЖНОГО ОГРАЖДЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ТЕПЛОПЕРЕНОСЕ

***Аннотация.** С целью определения теплозащитных свойств многослойных ограждающих конструкций зданий в нестационарных условиях, в статье разрабатывается математическая модель нестационарного температурного поля многослойного наружного ограждения. Реализация такой модели позволит исследовать процессы теплопереноса, протекающие в материальных слоях ограждающих конструкций во время эксплуатации, т.е. в нестационарных условиях.*

***Ключевые слова:** многослойные наружные ограждающие конструкции, температурное поле, нестационарная теплопередача, температура, тепловой поток, граничные условия.*

Как правило, наружные ограждающие конструкции, в особенности стены, имеют толщину значительно меньшую, чем длину и высоту, поэтому с целью упрощения задачи нахождения нестационарного температурного поля в многослойном наружном ограждении правомерно рассматривать одномерную задачу нестационарной теплопередачи.

Математическая модель нестационарной теплопередачи получена при рассмотрении наружного ограждения, состоящего из трех различных термически однородных слоев (см. рис.1).

При решении задачи приняты установившиеся, нормативные параметры внутреннего воздуха в помещении:

- относительная влажность $\varphi = 55 \%$;
- температура внутреннего воздуха $t_{в} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Параметры наружного воздуха могут задаваться переменными – в зависимости от района строительства.

При разработке математической модели приняты следующие условия:

- конструктивные слои толщиной $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – изотропны и плотно примыкают друг к другу;
- теплофизические свойства слоев: c_1, c_2, c_3 – массовые теплоемкости слоев, $\text{кДж/кг}\cdot^{\circ}\text{C}$; ρ_1, ρ_2, ρ_3 – объемная масса материала слоев, кг/м^3 ; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – коэффициенты теплопроводности материала слоев, $\text{Вт/м}\cdot^{\circ}\text{C}$; t_1, t_2, t_3 – температура на оси первого, второго и третьего слоев соответственно, $^{\circ}\text{C}$; $t_{ст1}$ и $t_{ст4}$ – температуры на внутренней и наружной поверхности ограждения, $^{\circ}\text{C}$; $t_{ст2}$ и $t_{ст3}$ – температуры между первым и вторым, и между вторым и третьим слоем соответственно, $^{\circ}\text{C}$.

На рис.1 обозначены характерные границы для формулирования граничных условий: 1 – граница между воздухом помещения и внутренней поверхностью первого слоя ограждения; 2 - граница стыка первого и второго материальных слоев; 3 - граница стыка второго и третьего материальных слоев; 4 - граница между наружной поверхностью третьего слоя и наружным (атмосферным) воздухом.

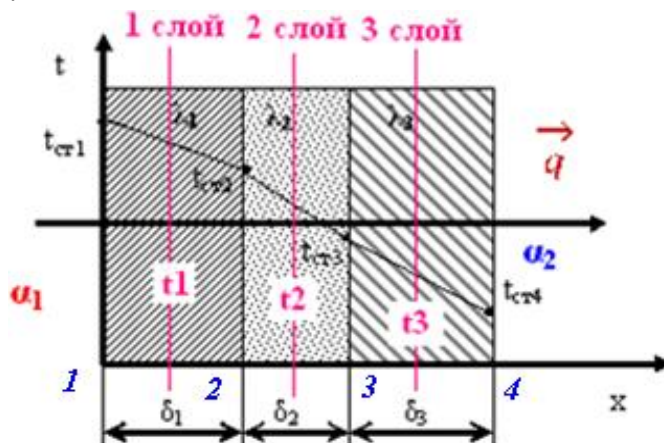


Рисунок 1 - Схема температурного поля трехслойной наружной ограждающей конструкции

Принимаем, что теплоаккумуляционные свойства, т.е. тепловая емкость каждого элементарного слоя, сосредоточена в его центре, а сопротивление переносу теплоты теплопроводностью между слоями характеризуется сопротивлением теплопроводности между центрами слоев, следовательно, значения теплофизических характеристик материальных слоев конструкции (теплоемкость, теплопроводность, плотность) также принадлежат оси слоя.

Тепловой баланс поступления теплоты в элементарный объем и теплотерьер через поверхность элементарного объема для изотропной неоднородной среды выражается классическим дифференциальным уравнением теплопроводности

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho c t) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right) \quad (1)$$

где ρ - плотность материала (изотропной неоднородной среды), кг/м³;

c - теплоемкость материала изохорная, кДж/кг·°С;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К;

τ – время, с;

x, y, z – координаты, м;

$t = t\{x, y, z, \tau\}$ – температура, °С.

Уравнение теплопроводности для обоснованно принятой одномерной задачи, при условии, что $\frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) = 0$ и $\frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right)$ примет вид

$$c\rho(x) \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x) \frac{\partial t}{\partial x} \right] \quad (2)$$

Уравнения теплопроводности для каждого материального слоя трехслойного ограждения запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} c_1 \rho_1 \frac{\partial t_1}{\partial \tau} &= \lambda_1 \frac{\partial^2 t_1}{\partial x^2}; \\ c_2 \rho_2 \frac{\partial t_2}{\partial \tau} &= \lambda_2 \frac{\partial^2 t_2}{\partial x^2}; \\ c_3 \rho_3 \frac{\partial t_3}{\partial \tau} &= \lambda_3 \frac{\partial^2 t_3}{\partial x^2} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Сформулируем граничные условия в плоскостях 2 и 3, обозначенных на рис.1. В плоскости 2 имеет место непосредственный контакт наружной поверхности 1 слоя и внутренней поверхности 2 слоя. А в плоскости 3 – наружной поверхности 2 слоя и внутренней поверхности 3 слоя. В местах стыков передача теплоты будет осуществляться за счет кондуктивного теплообмена, обусловленного молекулярной теплопроводностью. В этом случае задаются граничные условия IV рода, определяющие на границе двух слоев равенство тепловых потоков и температур [1,2].

$$\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} \Big|_2 = \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} \Big|_2, \quad t_1|_2 = t_2|_2 \quad (4)$$

и

$$\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} \Big|_3 = \lambda_3 \frac{\partial t_3}{\partial x} \Big|_3, \quad t_2|_3 = t_3|_3 \quad (5)$$

Теплообмен между внутренним и наружным воздухом является сложным видом теплообмена, называемым теплопередачей. Теплообмен между внутренней поверхностью наружного ограждения и воздухом помещения осуществляется конвекцией и тепловым излучением, причем доля последнего при конвективном отоплении крайне не значительна.

На границах 1 и 4 происходит сложный теплообмен. Теплообмен между внутренней поверхностью ограждения и воздухом помещения, а также между наружной поверхностью ограждения и наружным воздухом, осуществляется конвекцией и тепловым излучением [5, 71], а далее через материальные слои ограждения теплопроводностью. Поэтому на границе 1 задаются граничные условия III рода, которые записываются выражением (6), и на границе 4 – задаются граничные условия III рода (заданные условия теплообмена с окружающей средой) - выражение (7)

$$\alpha_{\text{в}}(t_{\text{в}} - t_{\text{ст1}}) = -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} \Big|_1 \quad (6)$$

$$\alpha_{\text{н}}(t_{\text{н}} - t_{\text{ст4}}) = -\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} \Big|_4 \quad (7)$$

где $\alpha_{\text{в}}$, $\alpha_{\text{н}}$ - коэффициент теплообмена (или теплоотдачи) поверхности ограждения с внутренним (индекс «в») и наружным (индекс «н») воздухом, который представляет собой сумму коэффициентов передачи тепла конвекцией $\alpha_{\text{к}}$ и излучением $\alpha_{\text{и}}$, т.е. $\alpha = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{и}}$, Вт/(м²·°C);

$(t_{\text{в}} - t_{\text{ст1}})$ - разность температур воздуха помещения и внутренней поверхности первого слоя ограждения с коэффициентом теплопроводности λ_1 и температурой T_1 в центре слоя 1;

$(t_{\text{н}} - t_{\text{ст4}})$ - разность температур наружного воздуха и наружной поверхности наружного слоя ограждения с коэффициентом теплопроводности λ_3 и температурой T_3 в центре.

Известно, что коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов, но при решении задач теплопроводности через наружные ограждения его, как правило, принимают величиной

постоянной. В [3,4] приводятся численные значения α_B и α_H в зависимости от вида и ориентации ограждения.

Процесс нестационарной передачи тепла в толще слоев ограждений определяется двумя законом теплопроводности и аккумуляцией теплоты материалами слоев ограждения [5].

Согласно основному закону теплопроводности – закону Фурье, тепловой поток Q пропорционален градиенту температуры

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{или} \quad q = \frac{\partial T}{R} \quad (8)$$

где R - сопротивление теплопередаче слоя ограждающей конструкции, определяемое по формуле $R = \frac{\delta}{\lambda}$, м² · град/Вт.

Приращение элементарного количества теплоты $dq_{ак}$, аккумулированного слоем dx , пропорционально приращению во времени его температуры dT

$$dq_{ак} = c \cdot dx \cdot dT \quad (9)$$

где c - объемная теплоемкость материала слоя, кДж/м³·°С.

Следовательно, изменение количества аккумулированного тепла $\Delta q_{ак}$ для элементарного слоя толщиной Δx при изменении во времени τ его средней температуры на $\Delta_\tau t$, которая определится как разность температур t^τ в период времени τ и $t^{\tau-1}$ в период времени $(\tau - 1)$, равно

$$\Delta q_{ак} = c \rho \cdot \Delta x \cdot \Delta_\tau T \quad (10)$$

В холодный период года передача тепла происходит в направлении от внутреннего воздуха помещения через трехслойное ограждение к наружному воздуху.

В этом случае уравнение определения теплового потока q_1 , передаваемого внутренним воздухом помещения с температурой t_B центру первого слоя ограждения (толщина слоя при этом равна $\frac{\delta_1}{2}$) с температурой в центре t_1 , согласно (8) с учетом граничных условий (6) будет иметь вид

$$q_1 = \frac{t_B - t_1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_1}{2\lambda_1}} \quad (11)$$

При переносе теплоты часть энергии, аккумулируемой первым слоем ограждения $q_{ак1}$, идет на изменение температуры слоя Δt_1 , которая определится как разность температур t^τ_1 в период времени τ и $t^{\tau-1}_1$ в период времени $(\tau - 1)$ и записывается в виде

$$\Delta q_{ак1} = c_1 \cdot \rho_1 \cdot \delta_1 \cdot (t^\tau_1 - t^{\tau-1}_1) \quad (12)$$

Уравнение теплового потока q_2 , передаваемого от центра первого слоя (толщина $\frac{\delta_1}{2}$) к центру второго слоя (толщина $\frac{\delta_2}{2}$) с температурой в центре t_2 согласно (8) с учетом граничных условий (4) примет вид

$$q_2 = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta_1 + \delta_2}{2\lambda_1 + 2\lambda_2}} \quad (13)$$

Разность между теплопоступлениями теплоты в первый слой и теплопотерями идет на аккумуляцию теплоты

$$q_{ак1} = q_1 - q_2 \quad (14)$$

Подставляя в уравнение (14) значения тепловых потоков из (11) и (13) и решая полученное уравнение относительно t_1^τ , получаем выражение для определения температуры в сечении первого слоя в момент времени τ

$$t_1^\tau = t_1^{\tau-1} + \frac{q_1 - q_2}{c_1 \cdot \rho_1 \cdot \delta_1} \quad (14)$$

Тепловой баланс второго и третьего слоев выражается уравнениями, аналогичными для первого слоя.

Уравнение теплового потока q_3 , передаваемого от центра второго слоя (толщина $\frac{\delta_2}{2}$) к центру третьего слоя (толщина $\frac{\delta_3}{2}$) с температурой в центре t_3 согласно (8) с учетом граничных условий (5) примет вид

$$q_3 = \frac{t_2 - t_3}{\frac{\delta_2 + \delta_3}{2\lambda_2 + 2\lambda_3}} \quad (15)$$

Аккумулируемая вторым слоем теплота $q_{ак2}$ идет на изменение температуры слоя Δt_2 , равное разности температур t_2^τ в момент времени τ и $t_2^{\tau-1}$ в момент времени $(\tau - 1)$

$$q_{ак2} = c_2 \cdot \rho_2 \cdot \delta_2 \cdot (t_2^\tau - t_2^{\tau-1}) \quad (16)$$

Разность между теплопоступлениями теплоты во второй слой и его теплопотерями идет на аккумуляцию теплоты

$$q_{ак2} = q_2 - q_3 \quad (17)$$

Подставляя в уравнение (17) значения тепловых потоков из (13) и (15) и решая полученное уравнение относительно t_2^τ , получаем выражение для определения температуры в сечении второго слоя в момент времени τ

$$t_2^\tau = t_2^{\tau-1} + \frac{q_2 - q_3}{c_2 \cdot \rho_2 \cdot \delta_2} \quad (18)$$

Уравнение теплового потока q_n , передаваемого от центра третьего слоя ограждения (толщина $\frac{\delta_3}{2}$) к наружному воздуху с учетом граничных условий (7) примет вид

$$q_n = \frac{t_3 - t_n}{\frac{\delta_3}{2\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_n}} \quad (19)$$

Аккумулируемая третьим слоем теплота $q_{акз}$ идет на изменение температуры слоя Δt_3 , равное разности температур t_3^τ в момент времени τ и $t_3^{\tau-1}$ в момент времени $(\tau - 1)$ запишется

$$q_{акз} = c_3 \cdot \rho_3 \cdot \delta_3 \cdot (t_3^\tau - t_3^{\tau-1}) \quad (20)$$

Уравнение теплового баланса поступления и потери тепла для третьего слоя

$$q_{акз} = q_3 - q_n \quad (21)$$

Подставляя в уравнение (21) значения тепловых потоков из (15) и (19) и решая полученное уравнение относительно t_3^τ , получаем выражение для определения температуры в сечении третьего слоя в момент времени τ

$$t_3^\tau = t_3^{\tau-1} + \frac{q_3 - q_n}{c_3 \cdot \rho_3 \cdot \delta_3} \quad (22)$$

Для расчета температуры на внутренней поверхности ограждающей конструкции, т.е. на внутренней поверхности первого слоя, рассматриваются граничные условия III рода (уравнение 6). В соответствии с законом Ньютона-Рихмана, уравнение теплового потока, передаваемого от воздуха помещения внутренней поверхности ограждения, будет иметь вид

$$q_b = \alpha_b(t_b - t_{ст1}) \quad (23)$$

а от внутренней поверхности ограждения к центру сечения первого слоя – q_1

$$q_1 = \frac{(t_{ст1} - t_1)}{\frac{\delta_1}{2\lambda_1}} \quad (24)$$

Учитывая равенство тепловых потоков $q_b = q_1$, обусловленное граничными условиями (6), подставив в (24) q_1 и, решив уравнение относительно $t_{ст1}$, получим значение температуры на внутренней поверхности ограждения

$$t_{ст1} = t_1 + \frac{q_1 \cdot \delta_1}{2\lambda_1} \quad (25)$$

Для расчета температуры на наружной поверхности ограждающей конструкции (на наружной поверхности третьего слоя) рассматриваются граничные условия (7).

В соответствии с (7) уравнение теплового потока q_3 , передаваемого от центра третьего слоя к наружной поверхности ограждающей конструкции (наружной поверхности третьего слоя), будет иметь вид

$$q_3 = \frac{(t_3 - t_n)}{\frac{\delta_3}{2\lambda_3}} \quad (26)$$

а от наружной поверхности ограждающей конструкции окружающему воздуху

$$q_n = \alpha_n(t_{ст4} - t_n) \quad (23)$$

Учитывая равенство тепловых потоков $q_3 = q_n$, обусловленное (7), находим температуру на наружной поверхности ограждения

$$t_{ст4} = t_3 + \frac{q_3 \cdot \delta_3}{2\lambda_3} \quad (24)$$

Таким образом, обобщены теоретические основы для расчета в нестационарном режиме следующих параметров:

- сопротивления теплопередачи многослойной ограждающей конструкции);
- температуры на внутренней поверхности ограждающей конструкции;
- распределения температуры (температурного поля) в сечении ограждающей конструкции;
- температуры на наружной поверхности ограждающей конструкции.

Список литературы

1. Исаченко В.П. Теплопередача: учеб: для вузов/ В.П. Исаченко и др. – изд 3-е пераб. и доп. – М: Энергия, 1975. – 488 с.
2. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена/ С.С. Кутателадзе – изд. 5-е пераб. и доп. – М: Атомиздат. 1979. – 416 с.
3. ДБН В.2.6-31:2006. Теплова ізоляція будівель. – Київ: Мінбудархітектури України, 2006. - 70с.
4. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий. – Москва: ФГУП ЦПП, 2003. - 31с.
5. Богословский В. Н. Тепловой режим здания /В.Н. Богословский. - М.: Стройиздат. 1979. - 248 с.

УДК: 696.2

Монах Светлана Игоревна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции;
Добрыдень Андрей Сергеевич,
студент магистратуры группы ТГВмб-50;
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УДЕЛЬНОГО ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

Аннотация. В статье проведен анализ энергетической эффективности объёмно-планировочных решений зданий сложной конфигурации. Целью данной работы являются разработка математической модели определения удельного теплопотребления общественных зданий и получение расчетной зависимости для обоснования нормативов удельного теплопотребления на отопление зданий общественного назначения.

Ключевые слова: объёмно-планировочные решения, удельные теплопотери, удельное теплопотребление, здания сложной конфигурации, показатель компактности зданий, оптимальная этажность.

Нормы расхода тепловой энергии на отопление, рассчитанные для жилых зданий [3], используются одновременно и для нормирования теплопотребления некоторых категорий общественных зданий. При этом не учитываются индивидуальные особенности общественных зданий: величина бытовых тепловыделений, коэффициенты остекления фасадов, ограничение этажности, объёмно-планировочные решения и ряд других факторов, которые влияют на результат эксплуатационных энергозатрат. Следовательно, установленные нормы не позволяют обнаружить и реализовать имеющиеся резервы энергосбережения общественных зданий.

Как показывает анализ [1, 2, 3, 4, 5], уровень затрат тепловой энергии на отопление зданий при равных условиях может быть существенно понижен в результате оптимизации объёмно-планировочных решений. При обосновании установленных норм теплопотребления, оптимизация была произведена для отдельно стоящих жилых зданий, имеющих форму параллелепипеда. В качестве основного исходного использовалось выражение, которое определяет требуемый расход тепловой энергии на отопление здания за отопительный период, Q_h^y , МДж.

Щербаковым В.В. [1] в результате математических преобразований выражения для Q_h^y была получена аналитическая формула для расчёта минимальных удельных расходов тепловой энергии системой отопления $q_{h,v}^{des}$, кДж/(м³·С·сут.), на отопление отдельно стоящих жилых зданий, имеющих форму параллелепипеда, в зависимости от их этажности

$$q_{h,v}^{des} = \frac{\beta_h \cdot 10^3}{D_d} \left[2q_{\phi uc}^* \cdot c_{\phi} \frac{1}{a} + 2q_n^{sum} \cdot \frac{1}{h_i'} \cdot M_{nc}' + q_{вент}^{inf} - q_{int}^v \cdot v \cdot \xi \right] \quad (1)$$

где $q_{\phi uc}^*$ - удельные результирующие теплопотери с 1м² фасадных стен с окнами за отопительный период, МДж/м²;

q^{sum} - удельные суммарные теплопотери с 1 м^2 чердачного и подвального перекрытий, за отопительный период, МДж/м^2 ;

q^{inf}_{vent} - удельный расход теплоты на нагрев инфильтрирующегося через ограждающие конструкции наружного воздуха, требуемого для обеспечения нормативного вентиляционного воздухообмена в 1 м^3 отапливаемого объёма здания, за отопительный период, МДж/м^3 ;

q^{int}_v - удельная величина бытовых тепловыделений на 1 м^3 отапливаемого объёма здания за отопительный период, МДж/м^3 ;

c^ϕ - коэффициент, учитывающий снижение требуемого расхода теплоты на отопление здания за счет действия солнечной радиации через окна в фасадных стенах;

a, h^i - размеры отапливаемого объёма здания (ширина и высота), м;

M^{nc} - показатель дискретности ряда стандартных высот, определяющийся, как

$$M^{nc} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{h_i}{h_{i+1}} \right) \quad (2)$$

где h_i и h_{i+1} - заданное и последующее значения высоты отапливаемого объёма здания, соответствующие стандартному номенклатурному ряду для данного типа зданий, м.

Формула (1) использовалась для расчёта и обоснования нормативов удельного теплопотребления на отопление жилых зданий при разработке строительных норм.

Форма общественных зданий далека от формы идеального параллелепипеда. Для ряда категорий зданий введены ограничения по этажности. В отличие от жилых - общественные здания, как правило, имеют небольшую высоту и сложную конфигурацию в плане. Следовательно, ни формула (1), ни рассчитанные с её помощью показатели удельного теплопотребления не могут использоваться для нормирования теплопотребления общественных зданий сложной формы [1].

В статье проводится оценка показателей компактности зданий различной формы.

Одним из основных нормативных объёмно-планировочных показателей, определяющих общую рациональность формы здания в соответствии с [8], является показатель компактности k^{des}_e - это отношение суммарной площади наружных ограждающих конструкций $F^{sum}_{o.k.}$ к отапливаемому объёму V^h .

$$k^{des}_e = \frac{F^{sum}_{o.k.}}{V_h} \quad (3)$$

Показатель компактности является чисто геометрической характеристикой, его величину удобно использовать для сравнения уровня удельного теплопотребления на отопление зданий различной формы. Чем меньше показатель компактности, тем меньше площадь, следовательно, и удельные теплопотери, приходящиеся на единицу отапливаемого объёма здания при прочих равных условиях.

Проанализируем различные варианты объёмно-планировочных решений общественных зданий: планировку в форме параллелепипеда, П - образную планировку, крестообразную планировку, планировку "с внутренним двором", рис. 1, 2, 3, 4 соответственно.

Необходимо определить аналитические выражения, определяющие величину показателей компактности по каждому из решений.

Рассмотрим планировку здания в форме параллелепипеда. Любую форму здания можно представить состоящей из отдельных элементов параллелепипедов. Форму здания в виде параллелепипеда будем считать базовой.

Площади наружных стен $F_{стен}$, перекрытий $F_{пер}^{sum}$, а также отапливаемый объём V^h выразим через геометрические размеры здания в соответствии со схемой рис. 1.

В соответствии с этой схемой основные расчётные зависимости между геометрическими размерами отапливаемого объёма здания в форме параллелепипеда имеют следующий вид

$$V^h = a \cdot b \cdot h, \quad (4)$$

$$F_{стен} = 2(a + b) \cdot h, \quad (5)$$

$$F_{пер}^{sum} = 2 \cdot a \cdot b. \quad (6)$$

Сложив выражения (5) и (6), получим суммарную площадь наружных ограждающих конструкций

$$F_{о.к.}^{sum} = 2[(a + b) \cdot h + a \cdot b] = 2[a \cdot h + b \cdot h + a \cdot b]. \quad (7)$$



Рисунок 1 - Планировка здания в форме параллелепипеда

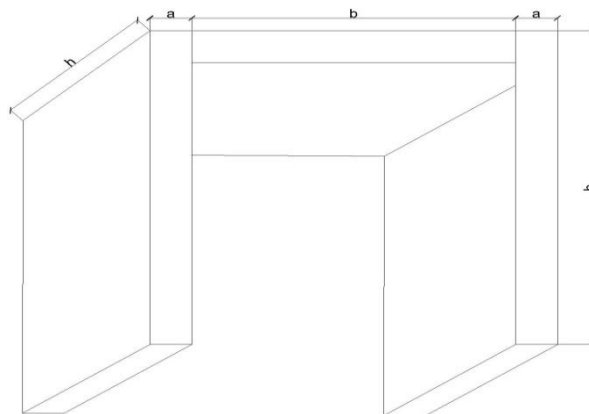


Рисунок 2 - П-образная планировка здания

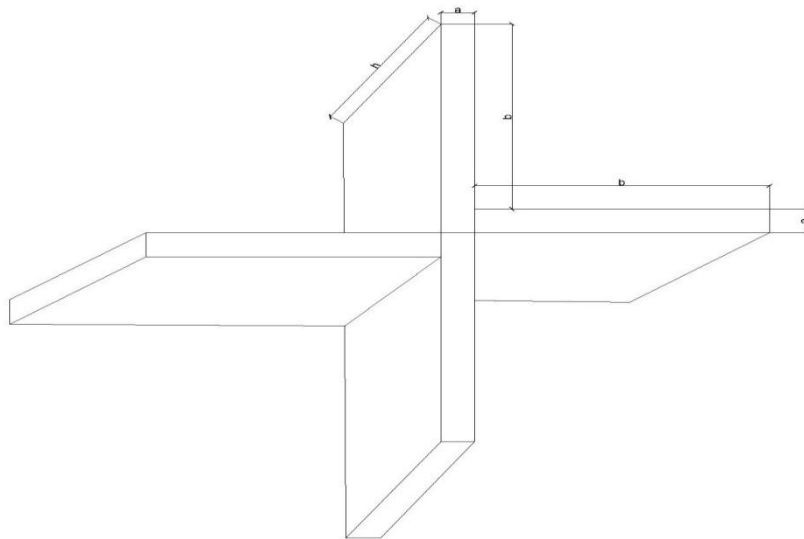


Рисунок 3 - Крестообразная планировка здания.

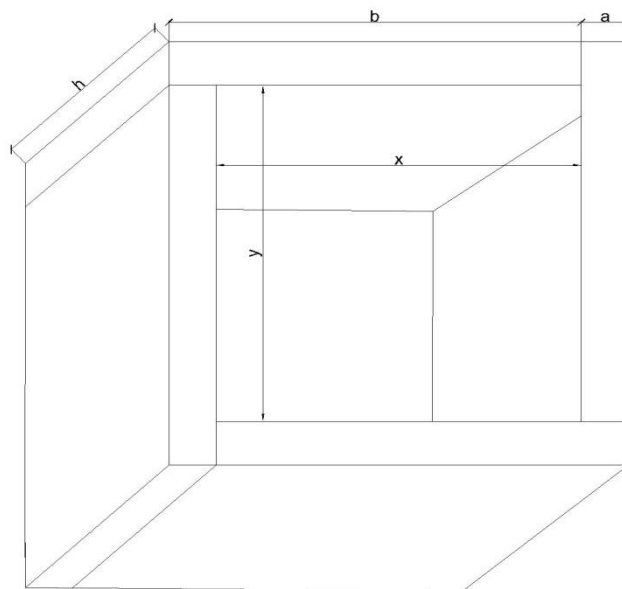


Рисунок 4 - Планировка здания "с внутренним двором"

Разделив выражение (7) на (4) получим уравнение для определения показателя компактности здания в форме параллелепипеда

$$k_e^{des} = \frac{2(a \cdot h + b \cdot h + a \cdot b)}{a \cdot b \cdot h} = 2 \left(\frac{1}{b} + \frac{1}{a} + \frac{1}{h} \right) \quad (8)$$

Следует определить условия достижения минимального показателя компактности для здания заданной ширины a и объёма V_h .

Решим выражение (4) относительно высоты корпуса здания h и, полученное значение h подставим в (8).

Тогда выражение для определения показателя компактности запишется

$$k_e^{des} = 2 \left(\frac{a \cdot b}{V_h} + \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) \quad (9)$$

При заданных значениях ширины корпуса и объёма здания (при $a = \text{const}$ и $V_h = \text{const}$) минимальное значение показателя компактности определится, если приравнять к нулю первую производную от выражения (9) по длине корпуса:

$$k_e^{des} = \min \text{ при } dk_e^{des} / db = 0$$

Продифференцировав полученное выражение по независимой переменной b , и приравняв полученную производную функцию к нулю, запишем следующее уравнение для определения оптимальной длины корпуса здания, обеспечивающей минимум показателя компактности

$$\frac{dk_e^{des}}{db} = 2 \left(\frac{a}{V_h} - b_{opt}^{-2} \right) = 0$$

В результате математических преобразований можно получить

$$\frac{a}{V_h} = \frac{1}{b^2} \rightarrow b_{opt} = \sqrt{\frac{V_h}{a}} = \sqrt{\frac{a \cdot h \cdot b_{opt}}{a}} \rightarrow b_{opt}^2 = h \cdot b_{opt} \rightarrow b_{opt} = h$$

При заданной ширине a , наиболее оптимальной формой параллелепипеда является параллелепипед с размерами $b = h$. При условии, что $b = h$ выражение (8) запишется

$$(k_e^{des})_{\min}^l = 2 \left(2 \frac{1}{h} + \frac{1}{a} \right) \quad (10)$$

где $(k_e^{des})_{\min}^l$ - минимальный показатель компактности зданий в форме параллелепипеда.

Используя аналогичный алгоритм, получим показатель компактности для П-образной планировки здания.

По рис. 2 определяются основные расчётные зависимости между геометрическими размерами отапливаемого объёма здания П-образной формы

$$V_h = 3a \cdot b \cdot h, F_{стен} = 2h \cdot (2b + a) + 2b \cdot h = 2h \cdot (3b + a), F_{неп}^{sum} = 6b \cdot a. \quad (11)$$

Суммарная площадь наружных ограждающих конструкций и показатель компактности зданий П-образной формы запишутся

$$F_{o.k}^{sum} = 6b \cdot a + 6b \cdot h + 2h \cdot a \quad (12)$$

$$k_e^{des} = \frac{6b \cdot a + 6b \cdot h + 2h \cdot a}{3b \cdot h \cdot a} = 2 \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{b} + \frac{1}{a} + \frac{1}{h} \right) \quad (13)$$

Минимальное значение показателя компактности определяется по аналогии со зданием в виде параллелепипеда, т.е. с базовым вариантом

$$k_e^{des} = 2 \left(\frac{3a \cdot b}{V_h} + \frac{1}{a} + \frac{1}{3b} \right) \rightarrow \frac{dk_e^{des}}{db} = 2 \left(\frac{3a}{V_h} - \frac{1}{3} b_{opt}^{-2} \right) = 0, \quad (14)$$

$$\frac{3a}{V_h} = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{b_{opt}^2} \rightarrow b_{opt} = \sqrt{\frac{V_h}{9a}} = \sqrt{\frac{3a \cdot h \cdot b_{opt}}{9a}} \rightarrow b_{opt}^2 = \frac{h \cdot b_{opt}}{3} \rightarrow b_{opt} = \frac{1}{3} h$$

$$(k_e^{des})_{min} = 2 \left(2 \frac{1}{h} + \frac{1}{a} \right) \quad (15)$$

Определение показателя компактности для крестообразной планировки здания проводим аналогично, на основании схемы, приведенной на рис.3.

Основные расчётные зависимости между геометрическими размерами отапливаемого объёма здания крестообразной формы, имеют следующий вид

$$V_h = 4a \cdot b \cdot h, \quad F_{стен} = 2h \cdot (4b + a), \quad F_{nep}^{sum} = 8b \cdot a. \quad (16)$$

Суммарная площадь наружных ограждающих конструкций и показатель компактности зданий крестообразной формы запишутся

$$F_{o.k.}^{sum} = 8b \cdot a + 8b \cdot h + 2h \cdot a, \quad (17)$$

$$k_e^{des} = \frac{8b \cdot a + 8b \cdot h + 2h \cdot a}{4b \cdot h \cdot a} = 2 \left(\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{b} + \frac{1}{a} + \frac{1}{h} \right) \quad (18)$$

Минимальное значение показателя компактности также определяем аналогично

$$k_e^{des} = 2 \left(\frac{4a \cdot b}{V_h} + \frac{1}{a} + \frac{1}{4b} \right) \rightarrow \frac{dk_e^{des}}{db} = 2 \left(\frac{4a}{V_h} - \frac{1}{4} b_{opt}^{-2} \right) = 0, \quad (19)$$

$$\frac{4a}{V_h} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{b_{opt}^2} \rightarrow b_{opt} = \sqrt{\frac{V_h}{6a}} = \sqrt{\frac{4a \cdot h \cdot b_{opt}}{16a}} \rightarrow b_{opt}^2 = \frac{h \cdot b_{opt}}{4} \rightarrow b_{opt} = \frac{1}{4} h$$

$$(k_e^{des})_{min} = 2 \left(2 \frac{1}{h} + \frac{1}{a} \right) \quad (20)$$

В соответствии со схемой планировки здания "с внутренним двором" (рис. 4) основные расчётные зависимости между геометрическими параметрами отапливаемого объёма здания "с внутренним двором", имеют следующий вид

$$V_h = (x + 2a) \cdot (y + 2a) \cdot h - x \cdot y \cdot h = h[(x + 2a) \cdot (y + 2a) - x \cdot y] =$$

$$= h[x \cdot y + 2a \cdot y + 2a \cdot x + 4a^2 - x \cdot y] = 2h \cdot a(y + x + 2a) \quad (21)$$

$$F_{стен} = [2(x + 2a + y + 2a) + 2(x + y)] \cdot h =$$

$$= 2h \cdot (2x + 2a + 2y + 2a) = 4h \cdot (x + y + 2a) \quad (22)$$

$$F_{nep}^{sum} = 4a \cdot (x + y + 2a) \quad (23)$$

Суммарная площадь наружных ограждающих конструкций и показатель компактности зданий "с внутренним двором" запишем следующим образом

$$F_{o.k.}^{sum} = 4(x + y + 2a) \cdot (a + h) \quad (24)$$

$$k_e^{des} = \frac{4(x + y + 2a) \cdot (a + h)}{2a \cdot h(x + y + 2a)} = 2 \frac{a + h}{ah} = 2 \left(\frac{1}{h} + \frac{1}{a} \right) \quad (25)$$

Из выражения (25) следует, что величина показателя компактности зданий "с внутренним двором" определяется лишь высотой и шириной корпуса, снижаясь по мере роста этих величин. Поэтому, для зданий "с внутренним двором" не существует понятия оптимального соотношения размеров (длины и высоты), в отличие от всех ранее рассмотренных объемно-планировочных решений.

Из анализа выражений (10), (15), (20) и (25) следует, что при любых одинаковых заданных значениях ширины - a и высоты здания - h , значение показателя компактности снижается относительно базового варианта только при планировке зданий "с внутренним двором", которая отличается от всех предыдущих вариантов тем, что в плане имеет вид замкнутого контура. Сокращение значения показателя компактности при этом определяется выражением

$$\Delta k = (k_e^{des})_{min}^I - (k_e^{des})^{IV} = 2 \frac{1}{h} \quad (26)$$

Из анализа выражения (26) следует, что с ростом высоты зданий расхождение в значениях показателей компактности сокращается. Поскольку при $h \rightarrow \infty$, показатель компактности $\Delta k \rightarrow 0$. А при небольших высотах, которые характерны для общественных зданий ограниченной этажности, наиболее рациональной является форма с внутренним двором, обеспечивающая наименьшее значение показателя компактности. Размеры внутреннего двора, его длина (y) и ширина (x) не оказывают влияния на значение k_e^{des} и для упрощения математических моделей теплотребления зданий такой формы могут приниматься одинаковыми $x = y$.

Для анализа энергетической эффективности объемно - планировочных решений зданий сложной конфигурации проводится математическое моделирование удельных расходов тепловой энергии такими зданиями.

Любую сложную форму здания можно условно представить состоящей из отдельных соединённых между собой элементов - параллелепипедов. Наиболее рациональными объемно-планировочными решениями протяжённых зданий небольшой высоты можно считать планировку "с внутренним двором" [6], которую можно получить в результате соединения отдельных элементов в замкнутые контуры [7]. Эта планировка использована в качестве базовой при математическом моделировании теплотребления малоэтажных зданий сложной конфигурации.

Рассмотрим наиболее простой вариант планировки здания с внутренним двором, состоящего из 4 элементов, как показано на схеме рис. 2. Стены, расположенные на схеме в плоскости фронтальной проекции, будем условно считать фасадными, а все остальные - боковыми.

Общие теплотери здания через наружные ограждающие конструкции Q_h , можно представить в виде суммы следующих слагаемых

$$Q_h = \beta (Q_{фис} + Q_{бис} + Q_{чп} + Q_{пп} + Q_{фок}^{mp} + Q_{бок}^{mp} + Q_{вент}^{inf}) . \quad (27)$$

где $Q_{фнс}$, $Q_{бнс}$ - теплопотери через фасадные и боковые наружные стены здания за отопительный период, МДж;

$Q_{чп}$, $Q_{пн}$ - теплопотери через чердачное и подвальное перекрытия за отопительный период, МДж;

$Q_{фок}^{mp}$, $Q_{бок}^{mp}$ трансмиссионные составляющие теплопотерь через окна в фасадных и боковых стенах за отопительный период, МДж;

$Q_{вент}^{inf}$ расход теплоты на нагрев инфильтрующегося через ограждающие конструкции наружного воздуха, МДж;

β - коэффициент, учитывающий дополнительные теплопотери на ориентацию, угловые помещения, поступление холодного воздуха через входы и так далее.

И с учетом дополнительных потерь теплоты выражение (27) запишется

$$Q_h = \beta (Q_{фнс} + Q_{фок}^{mp}) + \beta (Q_{бнс} + Q_{бок}^{mp}) + \beta (Q_{чп} + Q_{пн}) + \beta Q_{вент}^{inf} \quad (28)$$

Первые три слагаемых представляют собой суммарные теплопотери за отопительный период соответственно: через фасадные стены с окнами, через боковые стены с окнами и через чердачное и подвальное перекрытия. Введем следующие обозначения

$$Q_{фнс}^* = \beta (Q_{фнс} + Q_{фок}^{mp}) \quad (29)$$

$$Q_{бнс}^* = \beta (Q_{бнс} + Q_{бок}^{mp}), \quad (30)$$

$$Q_n^{sum} = \beta (Q_{чп} + Q_{пн}), \quad (31)$$

с учётом введённых обозначений запишем (28) в следующем виде

$$Q_h = Q_{фнс}^* + Q_{бнс}^* + Q_n^{sum} + \beta Q_{вент}^{inf} \quad (32)$$

Каждую из составляющих тепловых потерь запишем с использованием основных уравнений теплопередачи

$$Q_{фнс} = 0,0864 \frac{F_{фнс}}{R_{фнс}} D_d \quad (33)$$

$$Q_{бнс} = 0,0864 \frac{F_{бнс}}{R_{бнс}} D_d$$

$$Q_{фок}^{mp} = 0,0864 \left(\frac{1}{R_{фок}} - \frac{1}{R_{фнс}} \right) F_{фок} D_d,$$

$$Q_{бок}^{mp} = 0,0864 \left(\frac{1}{R_{бок}} - \frac{1}{R_{бнс}} \right) F_{бок} \cdot D_d \quad (34)$$

$$Q_{чп} = 0,0864 \frac{F_{чп}}{R_{чп}} n_{чп} D_d$$

$$Q_{nn} = 0,0864 \frac{F_{nn}}{R_{nn}} n_{nn} D_d \quad (35)$$

$$Q_{вент}^{inf} = q_{вент}^{inf} \cdot V_h$$

$$Q_{вент}^{inf} = 0,024 c_{\epsilon} \cdot n_a \cdot \beta_v \cdot \rho_{\epsilon} \cdot k \cdot D_d \quad (36)$$

где $F_{фнс}$, $F_{бнс}$ - площади фасадных и боковых наружных стен с окнами, m^2 ;

$R_{фнс}$, $R_{бнс}$ - сопротивления теплопередаче фасадных и боковых стен, $m^2 \cdot ^\circ C / Вт$;

$R_{фок}$, $R_{бок}$ - приведённые сопротивления теплопередаче окон в фасадных и боковых стенах, $m^2 \cdot ^\circ C / Вт$;

$F_{фок}$, $F_{бок}$ - площади окон в фасадных и боковых стенах, m^2 ;

c_{ϵ} - расчётная теплоёмкость воздуха, равная $1,005 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ C$;

ρ_{ϵ} - средняя плотность наружного воздуха за отопительный период, $кг/м^3$;

$F_{чп}$, $F_{пн}$ - площади чердачного и подвального перекрытий, m^2 ;

$R_{чп}$, $R_{пн}$ - сопротивления теплопередаче чердачного и подвального перекрытий, $m^2 \cdot ^\circ C / Вт$;

n_{ϵ} , $n_{пн}$ - поправочный коэффициент, зависящий от положения ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху для чердачного и подвального перекрытий;

Подставив выражения (33), (34) и (35) в выражения (39), (30) и (31), получим после преобразований.

$$Q_{фнс}^* = 0,0864 D_d \cdot \beta \left[\frac{1}{R_{фнс}} + \rho_{фнс} \left(\frac{1}{R_{фок}} - \frac{1}{R_{фнс}} \right) \right] F_{фнс} \quad (37)$$

$$Q_{бнс}^* = 0,0864 D_d \cdot \beta \left[\frac{1}{R_{бнс}} + \rho_{бнс} \left(\frac{1}{R_{бок}} - \frac{1}{R_{бнс}} \right) \right] F_{бнс} \quad (38)$$

$$Q_n^{sum} = 0,0864 D_d \cdot \beta \left(\frac{n_{чп}}{R_{чп}} + \frac{n_{пн}}{R_{пн}} \right) F_n \quad (39)$$

где $\rho_{фнс}$, $\rho_{бнс}$ - коэффициенты остекления фасадных и боковых стен.

F_n - площадь перекрытия, m^2 ;

Разделив левые и правые части выражений (37), (38) и (39) на площади соответствующих ограждающих конструкций, получим выражения для расчёта удельных теплопотерь с $1 m^2$ соответственно фасадных стен, боковых стен и перекрытий за отопительный период

$$q_{фнс}^* = \frac{Q_{фнс}^*}{F_{фнс}} = 0,0864 D_d \cdot \beta \left[\frac{1}{R_{фнс}} + \rho_{фнс} \left(\frac{1}{R_{фок}} - \frac{1}{R_{фнс}} \right) \right] \quad (40)$$

$$q_{бнс}^* = \frac{Q_{бнс}^*}{F_{бнс}} = 0,0864 D_d \cdot \beta \left[\frac{1}{R_{бнс}} + \rho_{бнс} \left(\frac{1}{R_{бок}} - \frac{1}{R_{бнс}} \right) \right] \quad (41)$$

$$q_n^{sum} = \frac{Q_n^{sum}}{F_n} = 0,0864 D_d \cdot \beta \left(\frac{n_{чп}}{R_{чп}} + \frac{n_{пн}}{R_{пн}} \right) \quad (42)$$

где $q_{фнс}^*, q_{бнс}^*$ удельные теплопотери с $1 м^2$ фасадных и торцевых стен с окнами за отопительный период, МДж/м²;

q_n^{sum} - удельные теплопотери с $1 м^2$ перекрытия за отопительный период, МДж/м²

Выражение (32) с учётом введённых обозначений (40), (41), (42) и (38) примет вид

$$Q_h = q_{фнс}^* \cdot F_{фнс} + q_{бнс}^* \cdot F_{бнс} + q_n^{sum} \cdot F_n + \beta q_{ветт}^{inf} \cdot V_h \quad (43)$$

В соответствии с рис.1 основные расчётные зависимости между геометрическими размерами отапливаемого объёма здания: объём здания, площади фасадных и боковых наружных стен, площади перекрытий будут следующими

$$V_h = 2a \cdot h \cdot [(x + a) + (y + a)], \quad (44)$$

где h - высота отапливаемого объёма (по внутреннему обмеру), м;

x ; y - размеры в плане стен внутреннего двора (по внутреннему обмеру), м.

$$F_{фнс} = 4h \cdot (x + a), \quad (45)$$

$$F_{бнс} = 4h \cdot (y + a), \quad (46)$$

$$F_n = 2a \cdot [(x + a) + (y + a)]. \quad (47)$$

Подставив выражения (45), (46) и (47) в (43) получим

$$Q_h = 4h \cdot q_{фнс}^* (x + a) + 4h \cdot q_{бнс}^* (y + a) + 2q_n^{sum} \cdot a [(x + a) + (y + a)] + \beta q_{ветт}^{inf} \cdot V_h \quad (48)$$

Теплопоступления в здание через окна от солнечной радиации Q_s за исключением теплопоступлений через зенитные фонари запишутся [1]

$$Q_s = \tau_F k_F (\rho_{фнс} F_1 \cdot I_1 + \rho_{бнс} F_2 \cdot I_2 + \rho_{фнс} F_3 \cdot I_3 + \rho_{бнс} F_4 \cdot I_4) \quad (49)$$

где F_1, F_3 - площади противоположных фасадных наружных стен, м²;

F_2, F_4 - площади противоположных боковых наружных стен, м².

В соответствии с рис. 1 площади F_1, F_2, F_3 и F_4 можно выразить следующим образом

$$F_1 = F_3 = 2h \cdot (x + a); F_2 = F_4 = 2h \cdot (y + a). \quad (50)$$

Подставив значения площадей из (50) в (49), и проведя математические преобразования, получим

$$Q_g = \tau_F k_F 2h (\rho_{фнс} (x + a) \cdot (I_1 + I_3) + \rho_{бнс} (y + a) \cdot (I_2 + I_4)) \quad (51)$$

Бытовые теплопоступления в течение отопительного периода - Q_{int} выразив отапливаемую площадь здания A_1 через отапливаемый объём V_h и высоту этажа $h_{\text{эм}}$, запишем следующим образом

$$Q_{\text{int}} = 0,0864 \cdot D_d \cdot \frac{q_{\text{int}}}{(t_g - t_{\text{cp.o.n.}})} \cdot \frac{V_h}{h_{\text{эм}}} \cdot \beta_v \quad (52)$$

Разделив обе части выражения (52) на отапливаемый объём здания V_h , получим удельную величину бытовых теплопоступлений

$$q_{\text{int}}^V = \frac{Q_{\text{int}}}{V_h} = 0,0864 \cdot \beta_v \cdot D_d \cdot \frac{q_{\text{int}}}{(t_g - t_{\text{cp.on}})h_{\text{эм}}} \quad (53)$$

где q_{int}^V удельная величина бытовых теплопоступлений на 1 м^3 отапливаемого объёма здания за отопительный период, МДж/м³.

Выражение (52) с учётом выражения (53)

$$Q_{\text{int}} = q_{\text{int}}^V \cdot V_h \quad (54)$$

Используя выражения (48), (51) и (54) получаем выражение требуемого расхода тепловой энергии на отопление здания за отопительный период, связывающее требуемый расход теплоты на отопление за отопительный период с геометрическими размерами здания:

$$Q_h^y = \beta_h \left(4q_{\text{фнс}}^* \cdot c_{\phi} \cdot h(x+a) + 4q_{\text{бнс}}^* \cdot c_{\phi} \cdot h(y+a) + 2q_n^{\text{sum}} \cdot a[(x+a) + (y+a)] \right) + \beta q_{\text{вент}}^{\text{inf}} \cdot V_h - q_{\text{int}}^V \cdot V_h \cdot \nu \cdot \xi \quad (55)$$

где c_{ϕ} и c_{ϕ} - коэффициенты, учитывающие снижение требуемого расхода теплоты на отопление здания за счёт действия солнечной радиации через окна в фасадных и боковых стенах соответственно

$$c_{\phi} = 1 - \frac{\tau_F \cdot k_F \cdot \nu \cdot \xi \cdot \rho_{\text{фнс}}}{2q_{\text{фнс}}^*} (I_1 + I_3) \quad (56)$$

$$c_{\phi} = 1 - \frac{\tau_F \cdot k_F \cdot \nu \cdot \xi \cdot \rho_{\text{бнс}}}{2q_{\text{бнс}}^*} (I_2 + I_4) \quad (57)$$

Разделив обе части выражения (55) на отапливаемый объём V_h и интегральную характеристику отопительного периода D_d , получим выражение для расчёта удельных расходов теплоты $q_{h,V}^{\text{des}}$ кДж/(м³ · °С · сут.), в зависимости от геометрических параметров здания

$$q_{h,V}^{\text{des}} = \frac{\beta_h \cdot 10^3}{D_d} \left[\frac{2q_{\text{фнс}}^* \cdot c_{\phi} \cdot \frac{(x+a)}{a[(x+a) + (y+a)]} + 2q_{\text{бнс}}^* \cdot c_{\phi} \cdot \frac{(y+a)}{a[(x+a) + (y+a)]} + q_n^{\text{sum}} \cdot \frac{1}{h} + \beta \cdot q_{\text{вент}}^{\text{inf}} - q_{\text{int}}^V \cdot \nu \cdot \xi \right] \quad (58)$$

В связи с тем, что сопротивления теплопередаче $R_{фнс}$ и $R_{бнс}$, коэффициенты остекления фасадных - $\rho_{фнс}$ и боковых стен $\rho_{бнс}$ нормируются одинаковыми, в соответствии с выражениями (40) и (41) можно считать $q_{фнс}^* = q_{бнс}^* = q_{нс}^*$

Для дальнейшего упрощения математической модели, примем допущение о равенстве сторон внутреннего двора $x = y$. Расчётами установлено, что максимальная погрешность от такого допущения, связанная с различной интенсивностью солнечной радиации по двум взаимоперпендикулярным направлениям, в реальных условиях не может превысить 3,2% [1].

Тогда выражение (58) значительно упроститься

$$q_{h,V}^{des} = \frac{\beta_h \cdot 10^3}{D_d} \left[q_{нс} \frac{c_\phi + c_\delta}{a} + q_n^{sum} \cdot \frac{1}{h} + \beta q_{генм}^{inf} - q_{int}^V \cdot \nu \cdot \xi \right] \quad (59)$$

Полученное выражение является математической моделью, позволяющей оценивать минимальные показатели удельного теплopotребления на отопление зданий сложной конфигурации.

Из анализа выражения (59), следует, что уровень удельного теплopotребления зданий "с внутренним двором" определяется лишь высотой и шириной корпуса, снижаясь по мере роста этих величин. В связи с этим, для зданий "с внутренним двором", в отличие от зданий, имеющих форму параллелепипеда, не существует понятия оптимальной этажности, определяющейся из условия достижения минимума удельных энергозатрат на отопление при заданных ширине и объёме здания.

Список литературы

1. Щербаков В.В. Повышение энергоэффективности и нормирование теплopotребления общественных зданий: дис. канд. техн. наук: 05.23.03: Саратов – 2004, – 220 с.
2. Богуславский Л.Д. Экономическая эффективность оптимизации уровня теплозащиты зданий. - М.: Стройиздат, 1981. - 102 с.
3. Бродач М.М. Повышение тепловой эффективности здания оптимизационными методами // Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. - М.: 1988. - 23 с.
4. Денисов П.П. Теплоэнергетическая оценка объемно - планировочных решений зданий // Жилищное строительство, 1991. - № 7. - С. 4-8.
5. Ржеганек. Я., Яноуш. А. Снижение теплopotерь в зданиях (пер. с чешского). -М.: Стройиздат, 1988. - 165 с.
6. Семенов Б.А. Теплотехническая эффективность блокировки зданий // Межвуз. научн. сб. Актуальные вопросы энергосбережения и повышения эффективности систем теплогазоснабжения, энергетических сетей и комплексов. - СГТУ, 2001. - С. 15-23.
7. Семёнов Б.А., Иващенко Ю.Г., Старостин Г.Г., Методические основы расчёта удельного расхода тепловой энергии на отопление зданий при разработке ТСН 23-305-99 СарО // Современные проблемы строительного материаловедения: Материалы седьмых академических чтений РААСИ, ч.2, - Белгород: БГТАСМ, 2001. - С. 296-299.
8. СНиП 2.08.02-89*. Общественные здания и сооружения.

УДК 697.34

Монах Светлана Игоревна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции;
Новикова Ирина Александровна,
студентка магистратуры группы ЗТГВмб-50;
Вериновская Анна Олеговна,
студентка магистратуры группы ЗТГВмб-50;
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

АВТОНОМНОЕ КОМПЛЕКСНОЕ ПРОИЗВОДСТВО ТЕПЛОТЫ, ХОЛОДА И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

***Аннотация.** В статье обоснована целесообразность применения комплексного производства теплоты, холода и электроэнергии (тригенерационных технологий) для повышения энергетической эффективности систем автономного тепло, электро и холодоснабжения за счет использования отработанных газов, путем утилизации их теплоты в теплообменных аппаратах и дальнейшего ее использования на нужды ГВС и холодоснабжения.*

***Ключевые слова:** электроэнергия, теплоснабжение, холодоснабжение, когенерационные технологии, тригенерационные технологии, математическое моделирование потоков энергии и эксергии, эксергетический КПД*

Комплексное производство теплоты, холода и электроэнергии получило название тригенерации. Получение электричества и тепла в одной установке называется когенерацией. Тригенерация, по сравнению с когенерацией, даёт возможность эффективно использовать утилизированное тепло не только зимой для отопления, но и летом для кондиционирования помещений или для технологических нужд. Для этого могут использоваться абсорбционные бромистолитиевые холодильные установки или парокомпрессорные теплонасосные установки. Такой подход позволяет использовать генерирующую установку круглый год, тем самым не снижая высокий КПД энергетической установки в летний период, когда потребность в вырабатываемом тепле снижается.

Научные основы тригенерации были разработаны (Авт. свид. СССР № 243802 с приоритетом от 23.03.1964 г. Авторы: Кремнев О.А., Чавдаров А.С., Балицкий С.А., Журавленко В. Я., Гершкович В.Ф., Згурский О.А., Пекер Я.Д., Медведев М.И.) в КиевЗНИИЭПе совместно с институтом технической теплофизики АН УССР в 60-х годах прошлого века. Однако, разработанные в то время проекты тригенерационных установок, работающих на тепловой энергии городских ТЭЦ, не были реализованы, поскольку уровень технологий того времени не был достаточно высоким для таких проектов.

Комплексное производство теплоты, холода и электроэнергии – это высокоэффективный способ энергоснабжения зданий, при котором первичный источник энергии, в качестве которого может выступать углеводородное топливо, используется для производства электричества, тепловой энергии, а также холода.

При этом наибольший экономический эффект может быть достигнут только при оптимальном использовании всех трех видов энергии на месте их потребления [1,2,3]. В этом случае бросовая энергия (тепло выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания и систем охлаждения агрегатов, приводящих в движение электрогенераторы, или излишнее давление в трубопроводах) может быть использована по прямому назначению. Утилизируемое тепло может быть также использовано в абсорбционных машинах или теплонасосных установках для производства холода.

Для минимизации негативного воздействия на экологию, а также повышения экономичности тепло и холодоснабжения жилых зданий представляется рациональным шире внедрять инновационные современные технологии, которые в определенных ситуациях могут существенно повысить производительность и улучшить применение источников энергии.

Системы когенерации (комбинированное производство тепла и электроэнергии) и тригенерации (комплексное производство тепла, холода, а также электроэнергии) представляют из себя максимально эффективный и рациональный способ использования традиционных источников энергии (углеводородное топливо) и возобновляемых источников энергии (биогаз и солнечная энергия).

Комплексное производство теплоты, холода и электроэнергии является рациональным выходом в ситуации, когда нужно обеспечить регенерацию и преобразование избыточного тепла в холодильную энергию.

Достоинства комплексного производства теплоты, холода и электроэнергии состоят, главным образом, в экономии энергоресурсов и, как следствие, — в уменьшении выброса в атмосферу загрязняющих веществ. В сравнении с иными технологиями общая эффективность систем тригенерации намного выше, по этой причине экономия энергоресурсов при их использовании достигает 60% [1,2,3]. К примеру, у такого предприятия сферы услуг, как гипермаркет, имеется постоянная и одновременная потребность в существенных объемах электрической энергии, холодильной энергии для целей кондиционирования, а также тепловой энергии — для отопления.

Известные лучшие модели систем тригенерации на испытаниях продемонстрировали чрезвычайно высокую общую производительность — до 86%, часть из которой — 42% — приходится на электрическую энергию.

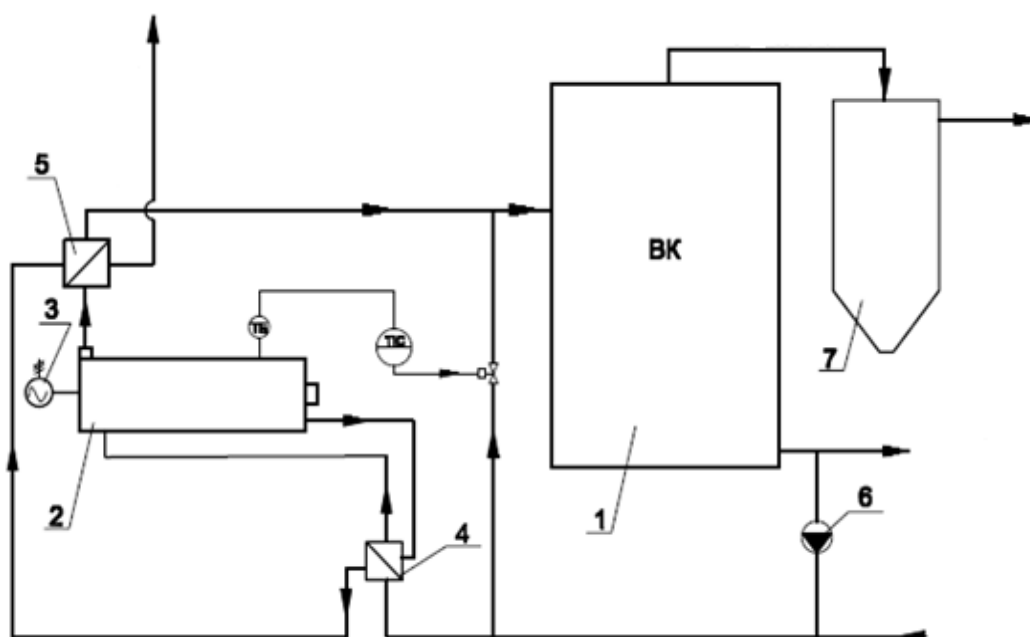
Сегодня существует множество схем организации когенерационных и тригенерационных установок [4,5]. На рисунке 2 показана схема когенерационной установки, разработанной на кафедре ТТГВ ДонНАСА.

Когенерационная установка для одновременного получения теплоты и электрической энергии создана путем надстройки котлоагрегата собственными энергетическими агрегатами на базе двигателя внутреннего сгорания. При этом водогрейный котел используется для покрытия тепловой нагрузки отопления в отопительный период, а получаемая электрическая энергия - для собственных нужд котельной и электроснабжения обслуживаемых потребителей [6].

Что касается выбора топлива для двигателя и теплогенератора, то в нашем регионе целесообразно отказаться от использования природного газа. Так для теплогенератора рекомендуется использовать твердое топливо (уголь, солома, пеллеты и др.), а для двигателя внутреннего сгорания – дизельное.

В предлагаемой схеме когенерационной установки для автономного тепло- и электроснабжения двигатель 2 охлаждается водой, циркулирующей по замкнутому контуру [7]. Теплота, отобранная от ДВС, в теплообменном аппарате 4 передается теплоносителю из

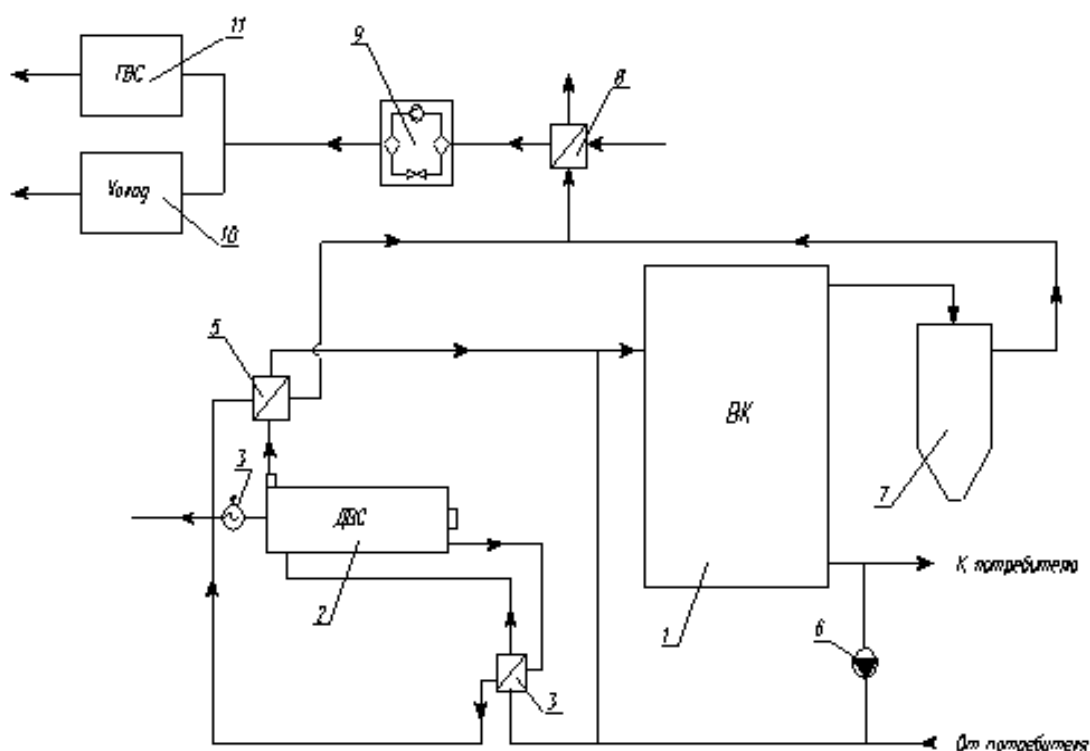
обратной системы теплоснабжения. Окончательный подогрев этой воды осуществляется отработанными газами в теплообменном аппарате 5. Подогретая таким образом вода, смешивается с сетевой водой, тем самым повышая ее температуру. После чего подогретый теплоноситель подается в котельный агрегат 1 для последующего догрева до необходимых параметров. Для предотвращения переохлаждения или перегрева двигателя при работе в режиме отличном от номинального на крышке цилиндров устанавливается термодатчик, заблокированный с блоком управления, посредством которого происходит регулирование расхода воды, проходящего через утилизационные теплообменные аппараты. Для обеспечения стабильного температурного режима работа блока ДВС предусмотрена линия рециркуляции с установленным на ней рециркуляционным насосом 6. Продукты сгорания твердого топлива очищаются в золоуловителе – циклоне 7 и поступают в дымовую трубу.



1 – водогрейный котлоагрегат, 2 – двигатель внутреннего сгорания, 3 – электрогенератор, 4 – теплообменный аппарат системы охлаждения двигателя типа «вода – вода»; 5 – теплообменный аппарат охлаждения продуктов сгорания ДВС типа «газ – вода»; 6 – рециркуляционный насос; 7 – циклон.

Рисунок 1 -Когенерационная установка на базе двигателя внутреннего сгорания и теплогенератора с двумя утилизаторами теплоты

На базе приведенной выше когенеративной установки на кафедре ТТГВ ДонНАСА была разработана схема тригенерационной установки, приведенная на рис. 2.



1 - водогрейный котлоагрегат, 2 - двигатель внутреннего сгорания, 3 - электрогенератор, 4 - теплообменный аппарат системы охлаждения двигателя типа «вода - вода», 5 - теплообменный аппарат охлаждения продуктов сгорания ДВС типа «газ - вода»; 6 - рециркуляционный насос; 7 - циклон, 8 - теплообменный аппарат охлаждения продуктов сгорания ДВС и теплогенератора типа «газ - вода»; 9 - блок тепловых насосов 10 - блок выработки холода; 11 - блок выработки ГВС;

Рисунок 2 - Схема тригенерационной установки на базе двигателя внутреннего сгорания и теплогенератора с тремя утилизаторами теплоты

В предлагаемой схеме тригенерационной установки двигатель 2 охлаждается водой, циркулирующей по замкнутому контуру. Теплота отходящих газов от ДВС, в теплообменном аппарате 4 передается теплоносителю из обратного трубопровода системы теплоснабжения. Окончательный подогрев этой воды осуществляется отработанными газами в теплообменном аппарате 5, после чего газы поступают в теплообменный аппарат 8. Подогретая таким образом вода смешивается с сетевой водой, тем самым повышая ее температуру. После чего подогретый теплоноситель подается в котельный агрегат 1 для дальнейшего догрева до необходимых параметров.

Для предотвращения переохлаждения или перегрева двигателя, при работе в режиме отличном от номинального, на крышке цилиндров устанавливается термодатчик, сблокированный с блоком управления, с помощью которого происходит регулирование расхода воды, проходящей через утилизационные теплообменные аппараты. Для обеспечения стабильного температурного режима работы блока ДВС предусмотрена линия рециркуляции с установленным на ней рециркуляционным насосом 6. Продукты сгорания твердого топлива очищаются в золоуловителе - циклоне 7 и поступают в теплообменный аппарат 8, после чего поступают в дымовую трубу. Теплота, отобранная от выхлопных газов ДВС и

теплогенератора, в теплообменном аппарате 8 передается теплоносителю и подается на тепловые насосы 9.

Для практической реализации такой схемы очень важно обоснованно спрогнозировать эффективность работы тригенерационной установки в целом и каждого ее технологического узла в частности.

С целью получения математического аппарата для оценки эффективности предложенной схемы установки комплексного производства теплоты, холода и электроэнергии, было выполнено математическое моделирование потоков энергии и эксергии в такой установке.

На основе разработанной математической модели энергетических потоков в тригенерационной установке проведены расчеты термического и эксергетического КПД базовой когенерационной установки и разрабатываемой тригенерационной установки. Для расчетно-аналитических исследований был принят базовый дизельный двигатель электрической мощностью 200 кВт ($N_e = 200$ кВт).

Так как основным видом энергии, необходимым для децентрализованного снабжения потребителя энергоносителями является теплота, то теоретические исследования проведены для ряда соотношений тепловой (N_T) и электрической (N_e) мощностей установки. При проведении численных исследований были приняты следующие соотношения: $N_T / N_e = 1,5; 2,5; 4; 9; 12,5$. В основу расчета были положены балансовые номинальные расходные характеристики и значения температур до и после каждого элемента установки. Результаты расчетов значений показателей эффективности приведены на рис. 4 и 5.

Увеличение значений термического КПД рассматриваемой установки с увеличением соотношения N_T/N_e при постоянном значении N_e обусловлено постепенным уменьшением доли теплоты дизельного топлива в суммарном значении «теплоты топлива» всей установки.

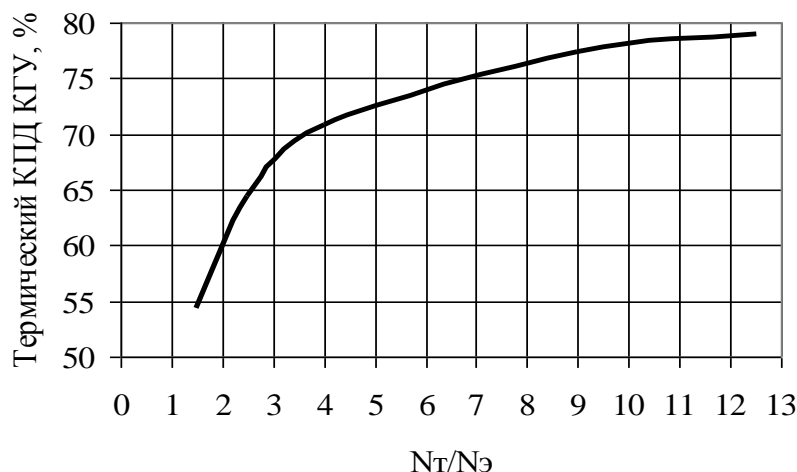


Рисунок 3 - Зависимость термического КПД установки от соотношения тепловой и электрической мощности (N_T / N_e)

Уменьшение значений эксергетического КПД установки с увеличением соотношения N_T/N_e при постоянном значении N_e связано с постепенным уменьшением температуры воды на входе в теплогенератор. Чем меньше мощность теплогенератора (N_T), тем больше доля воды, нагретой в утилизационных теплообменных аппаратах, в питательной воде,

поступающей в котел. А, следовательно, наблюдается уменьшение «эксергии топлива» на единицу «эксергии продукта».

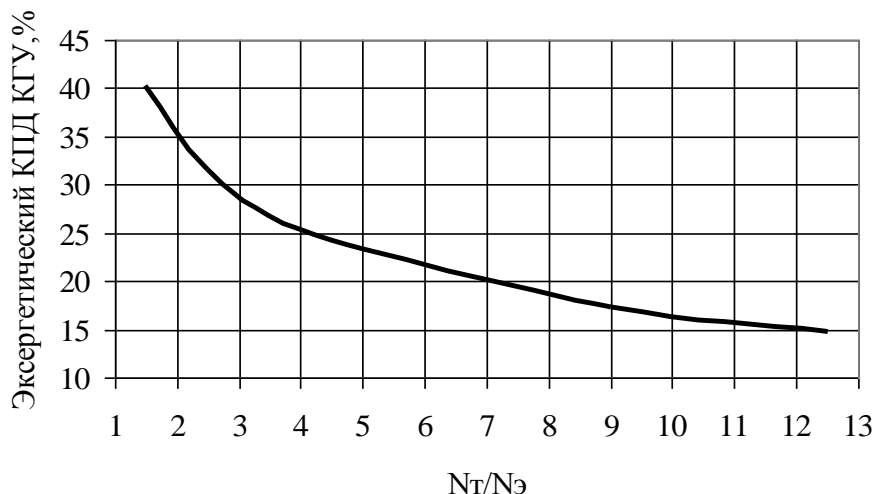


Рисунок 4 - Зависимость эксергетического КПД установки от соотношения тепловой и электрической мощности (N_T / N_E)

Приведенные на рис. 3 и 4 кривые аппроксимируются следующими уравнениями

$$\eta_t = 52,52 + 11,2 \cdot \ln \frac{N_T}{N_E}, \quad (1)$$

$$\eta_e = 43,28 - 11,73 \cdot \ln \frac{N_T}{N_E}. \quad (2)$$

Анализ уравнений математической модели энергетических потоков показал, что на значение термодинамических характеристик потоков наиболее существенное влияние оказывает количество сжигаемого топлива и расход воды, проходящей через утилизационные теплообменные аппараты.

На основе проведенного математического моделирования потоков эксергии получено выражение для определения эксергетического КПД когенерационной установки

$$\eta_e = \frac{(E_3 - E_2) + (E_7 - E_6) + (E_4 - E_3) + (E_1 - E_5) + (E_8 - E_9) + E_{14}}{E_{10} + E_{11} + E_{12} + E_{15} + E_{16} + E_9} \quad (3)$$

При работе предложенной тригенерационной установки, в случае подачи продуктов сгорания ДВС и теплогенератора в теплообменный аппарат, используемый тепловыми насосами, эксергетический КПД рассчитывается по уравнению:

$$\eta_{tot} = \frac{(E_3 - E_2) + (E_7 - E_6) + (E_4 - E_3) + (E_1 - E_5) + (E_8 - E_9) + (E_9 + E_{13} - E_{18}) + (E_{19} - E_{18}) + E_{14}}{E_{10} + E_{11} + E_{12} + E_{15} + E_{16}} \quad (4)$$

Результаты расчетов эксергетического КПД предложенных схем когенерационной и тригенерационной установок приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Результаты расчетов КПД

Показатель эффективности	КГУ					ТриГУ				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	1,5	2,5	4,1	9,4	13,2	1,5	2,5	4,1	9,4	13,2
Эксергетический КПД	31,89	26,00	20,95	15,38	13,98	37,95	30,94	24,93	18,3	16,08

По результатам проведенных расчетов построены зависимости эксергетического КПД когенерационной и тригенерационной установок от тепловой мощности (рис.5).

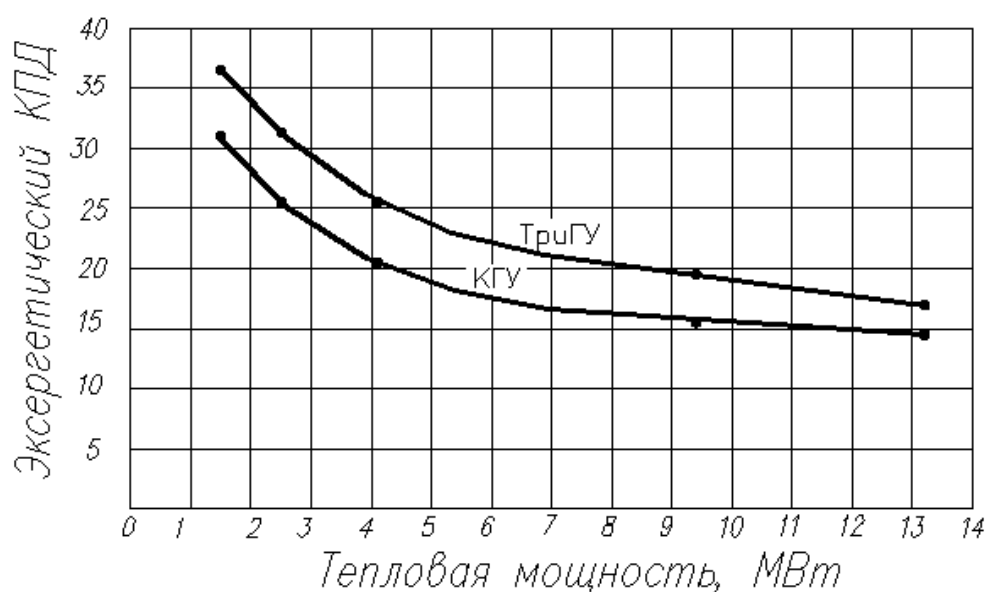


Рис. 6 Зависимости эксергетического КПД когенерационной и тригенерационной установок от тепловой мощности

Как следует из приведенной зависимости показатель эффективности предложенной тригенерационной установки выше чем когенерационной.

Таким образом, теоретически обоснована целесообразность применения комплексного производства теплоты, холода и электроэнергии (тригенерационных технологий) для повышения энергетической эффективности систем автономного тепло, электро и холодоснабжения за счет использования отработанных газов, путем утилизации их теплоты в теплообменных аппаратах и дальнейшего ее использования на нужды ГВС и холодоснабжения.

Список литературы

1. Марченко Г.С. Энергосберегающие технологии децентрализованного энергоснабжения в промышленности и коммунальном хозяйстве / Марченко Г.С., Мхитарян Н.М., Пятниченко А.И., Макаренко В.А. // Материалы X международной конференции «Энергосбережение, Безопасность, Экология в

- промышленности и коммунальной энергетике». – К.: Ассоциация теплоэнергетических компаний Украины, 2003. – С.9-12.
2. Ключниченко Е.Е. Современные проблемы и задачи формирования энергоэффективности городов // Коммунальное хозяйство городов. Науч.-тех. сб. – К: "Техника", 2003. - Вып.49. – С. 8-14.
 3. Никитин Е.Е. Системный подход к разработке энергоэффективных схем теплоснабжения городов и населенных пунктов / Е.Е. Никитин // Экотехнологии и ресурсосбережение. — 2009. - №4 – С.89-97.
 4. Клименко В.Н. Когенерационные системы с тепловыми двигателями: Справочное пособие / В.Н. Клименко, А.И. Мазур, П.П. Сабашук. – К. : 2008, - 560с.
 5. Басок Б.И., Коломейко Д.А. Анализ когенерационных установок: Часть II. Анализ энергетической эффективности / Б.И. Басок, Е.Т. Базеев, В.М. Диденко // Промышленная теплотехника. — 2006– Т.28, №4 – С.79-83.
 6. Дмитроченкова Э.И. Аналитические исследования структурных схем когенерационных установок для систем теплоснабжения / Э.И. Дмитроченкова, С.И. Монах, С.М. Орлов // Современное промышленное и гражданское строительство. – 2009. – Том 5, №3. – С. 106-112.
 7. Дмитроченкова Е.І. Дослідження ексергетичної ефективності спільної роботи когенераційної установки та котлоагрегату на твердому паливі / Е.І. Дмитроченкова, С.І. Монах, С.М. Орлов // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. – Горлівка, 2011. – №2 (12). – С.151-158.

УДК 628.1

Зайченко Людмила Геннадьевна,

кандидат технических наук,
доцент кафедры водоснабжения, водоотведения
и охраны водных ресурсов;

Торгузова Анастасия Вадимовна,

магистр гр. ВВм – 47;

Раевская Наталья Николаевна,

магистр гр. ЗВВм - 50

кафедры водоснабжения, водоотведения
и охраны водных ресурсов

ГОУ ВПО «ДОННАСА»

АНАЛИЗ АВАРИЙНОСТИ ВОДОВОДОВ В РАБОТЕ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Определены основные факторы, влияющие на техническое состояние водопроводной сети в процессе её эксплуатации. Приведён статистический анализ аварийных ситуаций в работе водопроводных сетей. Показано, что аварии в основном происходят на трубопроводах малого (до 300 мм) диаметра, где материалом труб является чугун или сталь. Для сокращения потерь воды в коммунальном водоснабжении необходим правильный выбор материала труб в зависимости от их диаметра, а также использование возможностей современных компьютерных технологий.

Ключевые слова: водопроводная сеть, эксплуатация системы водоснабжения, аварийность, системы подачи и распределения воды

Введение. Неудовлетворительное техническое состояние водопроводных сетей и сооружений систем водоснабжения часто приводит к отказам и нарушениям в их работе, снижению качества питьевой воды. Это обуславливает поиск технических решений по повышению надёжности работы систем коммунального водоснабжения в целях обеспечения населения водой, соответствующей по качеству нормам действующих государственных стандартов.

Известно, что срок эксплуатации водопроводных сетей для населённых пунктов в среднем составляет 40-50 лет [1] и более, что свидетельствует о превышении технически допустимого амортизационного срока, гарантирующего их надёжную эксплуатацию. В результате наблюдается устойчивая тенденция увеличения количества прорывов, отключений и аварий, и, как результат, потерь питьевой воды [2]. Среди основных факторов, влияющих на техническое состояние водопроводной сети в процессе её эксплуатации, следует выделить, прежде всего, материал труб и срок эксплуатации трубопроводов.

Основная часть. На балансе КП «КОМПАНИЯ «ВОДА ДОНБАССА» состоит: 6193,86 км водопроводных сетей, из них требуют замены около 70 % трубопроводов. Средний возраст трубопроводов составляет 54,5 года. Самые аварийные водопроводные сети в городе Макеевка (6110 аварий за 2018 год). Все трубопроводы этого города были проложены ещё в 1950 году, то есть возраст труб на данный момент составляет 70 лет, что более чем в три раза превышает срок службы стального трубопровода. Для оценки нарушений в работе сетей водопровода г. Макеевка проведён статистический анализ аварий, который показал, что 54 %

из них приходится на стальные трубы. В городе Горловка, средний возраст трубопроводов 56 лет (5183 аварии за 2018 год), 64 % из них приходится на чугунные трубы (рисунок 1, 2).

Анализ повреждений показывает, что в основном аварии, вызванные гидравлическим ударом, происходят на трубопроводах малого (до 300 мм) диаметра, т. е. там, где материалом труб является чугун или сталь. На рисунках 3, 4 приведены показатели доли аварий трубопроводов в зависимости от их диаметров на водопроводных сетях городов Макеевка и Горловка.

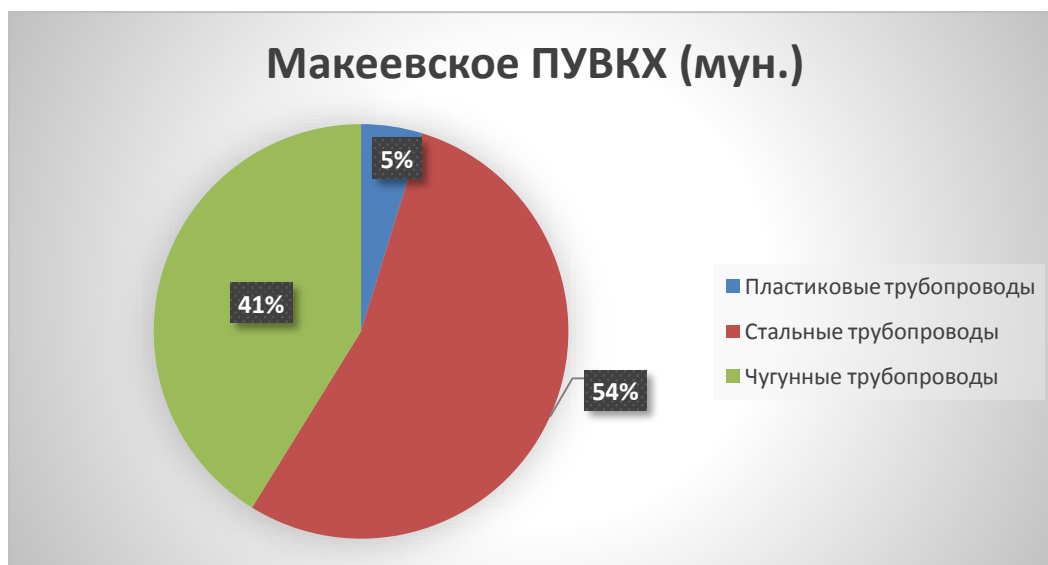


Рисунок 1 – Статистический анализ аварий на водопроводных сетях по материалам труб (г. Макеевка)



Рисунок 2 – Статистический анализ аварий на водопроводных сетях по материалам труб (г. Горловка)

В результате изношенности водопроводных сетей создаются проблемы, которые не обеспечивают бесперебойное обеспечение потребителей питьевой водой [3, 4]. Среди прочих причин следует выделить отсутствие оперативного управления системой подачи и распределения воды, а также недостаточность технических средств для его осуществления.

Выводы. Таким образом, для сокращения потерь воды в коммунальном водоснабжении рекомендуется осуществлять правильный выбор материала труб, применять на практике возможности современных компьютерных технологий.



Рисунок 3 – Количество аварий трубопроводов различных диаметров (г. Макеевка)

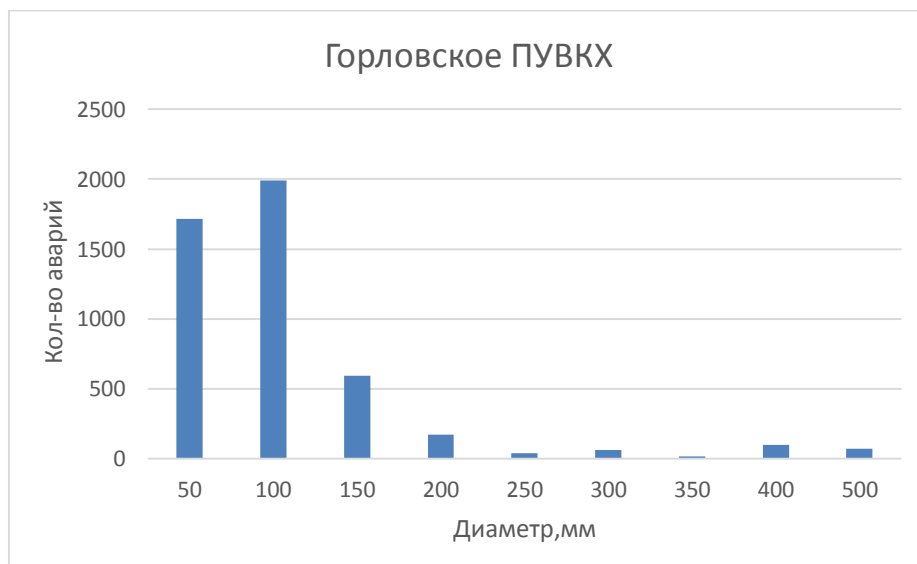


Рисунок 4 – Количество аварий трубопроводов различных диаметров (г. Горловка)

Список литературы

1. Диагностические исследования системы водоснабжения Санкт-Петербурга: отчёт по НИР СП «Санкт-Петербургу – чистая вода». – СПб., 1994. – 85 с.
2. Захаревич, М. Б. Повышение надёжности работы систем водоснабжения на основе внедрения безопасных форм организации их эксплуатации и строительства : учеб. пособие / М. Б. Захаревич, А. Н. Ким, А. Ю. Мартынова; СПбГАСУ. – СПб., 2011. – 62 с.
3. Семкина В. С. Методы снижения аварийного состояния трубопроводов в системах водоснабжения / В. С. Семкина, А. А. Лаврут // Открытая региональная заочная научно-практическая конф. молодых учёных и студентов 03 марта 2017 г., «Актуальные проблемы развития городов», г. Макеевка. – С. 574-578.
4. Зайченко, Л. Г. Сокращение технологических расходов и потерь воды на предприятиях водопроводно-канализационного хозяйства / Л. Г. Зайченко, А. В. Клемешова, М. В. Мироненко : Электронный сб. статей по материалам открытой IV международной очно-заочной научно-практической конф. молодых учёных и студентов (27 февраля 2020 г., г. Макеевка) : Макеевка, 2020. – С.278-282.

УДК 504.064.45

Башева Татьяна Сергеевна,
кандидат технических наук,
доцент кафедры «Техносферная
безопасность» ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Бречалова Марина Александровна,
магистрант кафедры «Техносферная
безопасность» ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Николаева Лариса Владимировна,
старший преподаватель кафедры
«Техносферная безопасность»
ГОУ ВПО «ДОННАСА».

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ КОТЛОВ НА ВЕЛИЧИНУ ЭМИССИИ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ВЕЩЕСТВ В АТМОСФЕРНЫЙ ВОЗДУХ

В данной статье изучен вопрос влияния конструктивных особенностей применяемых в котлах горелок на величину эмиссии загрязняющих веществ при генерации тепла. Установлено, что вид используемой горелки влияет на концентрацию оксидов азота в отходящих газах. Определен удельный показатель выбросов NO_x (г/м^3) при сжигании 1 м^3 газового топлива с использованием горелок дутьевого напорного типа, ротационных, инжекционного типа, горелок двухступенчатого сгорания.

Ключевые слова: атмосферный воздух, окислы азота, котлы, газовое топливо, горелки

В современном обществе комфортное существование человека в городской среде предполагает обязательное наличие отопления и горячей воды не только в жилых домах, но и в общественных зданиях, в социально-значимых объектах, на рабочих местах. Тепловой комфорт на рабочем месте и дома – это хорошее самочувствие, высокая работоспособность. Поэтому обязательным элементом современного населённого пункта являются котельные установки. Нагрев теплоносителя, поступающего в тепловые сети, а затем и в систему отопления, осуществляется с помощью котлов, которые работают на твердом, жидком и газообразном топливе.

С другой стороны, уровень безопасности и комфортности пребывания человека в городской среде напрямую связано с состоянием атмосферного воздуха. А работа энергогенерирующих установок всегда сопровождается образованием загрязняющих веществ выбрасываемых в атмосферный воздух. Количество поступающих в атмосферу загрязнителей и их качественный состав во многом зависит от типа топлива, его качественного состава, расхода топлива, условий сжигания его в котельных установках, и эффективности работы аппаратов газоочистки. Наиболее обширный перечень ингредиентов в отходящих газах образуется при сжигании углей: твердые вещества, диоксид серы, оксиды азота, бенз(а)пирен, окись углерода. При сжигании мазута к вышеперечисленным веществам добавляется ещё пятиокись ванадия. Использование в котельных установках природного газа сопровождается выбросами оксидов азота и углерода, а также бенз(а)пирена. Следует отметить, что в последние годы наблюдается массовый переход на использование котельных агрегатов, которые в качестве топлива потребляют природный газ.

Основная экологическая проблема эксплуатации котельных установок заключается в том, что нет возможности применить основные методы обеспечения экологической безопасности, в частности, метод «защита расстоянием», то есть отдалить теплогенерирующие установки от мест проживания человека. Следовательно, необходимо применять иные методы обеспечения экологической безопасности, в частности, метод «уменьшения уровня опасности в источнике». Поэтому важнейшим мероприятием по снижению образования вредных веществ является усовершенствование технологии сжигания топлива.

Целью данной работы является изучение влияния на величину загрязнения атмосферного воздуха при генерации тепла использования горелок различного вида.

Методология и методы проведения исследования: при выполнении исследований было изучено влияние на окружающую среду производственной деятельности 50 котельных расположенных в одной климатической зоне, использующих в качестве основного топлива природный газ. Основным видом деятельности исследуемых предприятий является производство, передача и распределение пара и горячей воды с целью отопления жилого коммунального сектора. В работы были изучены применяемые в котельных в настоящее время:

- горелки дутьевые напорного типа: ГМГ-2 М, ГМГ-5,5/7, Л1-Н;
- ротационные горелки РГМГ- 4, РГМГ- 10, РГМГ-12;
- горелки инжекционного типа: ИГК-60, ИГК – 250, ИГК-1-35;
- горелки двухступенчатого сгорания: TECNO 50 G, HTP-2000, Riello RS 28, G7/1-D2, BLU3000. 1 PR VSTLGN 300, Riello RS34 MZ.

Для изучения влияния вида применяемой горелки на величину эмиссии загрязняющих веществ применялись расчетные методы с использованием официально утвержденных методик расчета выбросов загрязняющих веществ в атмосферу котельными установками разной мощности.

Результаты исследований. Технологические факторы сжигания газового топлива при производстве тепловой энергии, в первую очередь, оказывают влияние на образование оксидов азота. В отличие от оксидов азота концентрация выбросов оксидов углерода, диоксида серы практически не зависит от режима сжигания топлива и определяется характеристиками отопительного газа и герметичностью стенок зоны горения топлива [1, стр.68].

При сжигании газа и других топлив, не содержащих в своем составе связанного азота, оксиды азота возникают в результате окисления азота воздуха – «воздушные» оксиды. К основным показателем и характеристикам энергетического оборудования, влияющим на величину выбросов оксидов азота от объектов генерации, следует отнести: химический недожог топлива, механический недожог топлива, степень рециркуляции уходящих газов, коэффициент избытка воздуха, коэффициент конструкции горелки, площадь зеркала горения, коэффициент содержания азота в топливе, паро- или теплопроизводительность котла, коэффициент эффективности рециркуляции газов, объем топочной камеры, зеркало горения, коэффициент подачи воздуха в топку, доля воздуха подаваемого в промежуточную зону факела [2, стр.117].

Образование оксидов азота происходит на коротком участке факела, максимальный выход NO_x соответствует сечению, где полностью заканчивается выгорание компонентов топлива. Образование оксидов азота в большей степени обусловлено концентрацией кислорода и в меньшей влиянием температуры процесса. Избыток воздуха оказывает сильное влияние на выход оксидов азота. Максимальная концентрация NO_x наблюдается при сжигании топлива с

$\alpha = 1,05-1,1$. Отмечается, что заметное образование «воздушных» оксидов азота происходит при температурах выше 1500°C . При определении величины эмиссии данный фактор учитывается применением безразмерного коэффициента, учитывающего температуру воздуха, подаваемого для горения (β_t) [3, стр.10].

Сжигание природного газа осуществляется в газовой горелке, которая является важным рабочим элементом котельной. Различные конструкции горелочных устройств определяют уровень максимумов концентрации окислов азота при производстве тепловой энергии. Конструктивные особенности горелок учитываются введением безразмерного коэффициента β_k . К общим достоинствам дутьевых горелок напорного типа можно отнести: высокий уровень безопасности, высокая производительность котла, наименьшая чувствительность к перепадам давления в газопроводе, возможность легко заменить горелку на другой тип. Основным элементом инжекционной горелки является – инжектор, подсасывающий воздух из окружающего пространства внутрь горелок. Инжекция воздуха, необходимого для полного сгорания газа, обеспечивается повышенным давлением газа. Горелки двухступенчатого сгорания обеспечивают двухступенчатый режим работы; максимально безопасны в работе, перед зажиганием производится продувка воздухом камеры сгорания; стабильно работают при понижении давления до 57 мм вод.ст., при этом уровень образования CO и NO_x соответствуют европейским нормам EN 267.

Наиболее благоприятными, с точки зрения выбросов окислов азота (окиси и двуокиси азота), являются низкие уровни избытка воздуха, однако при этом происходит увеличение выбросов канцерогенных веществ, окиси углерода, а также бенз(а)пирена, что противоречит требованию природоохранного законодательства. Применение более совершенных горелочных устройств позволит обеспечить надежное регулирование расходов топлива и воздуха по горелкам, а также хорошее смешение топливовоздушной смеси, что способствует интенсификации процесса горения топлива и приводит к снижению выбросов бенз(а)пирена без увеличения концентрации окислов азота за счет сдвига в область «меньших избытков воздуха» [4, стр.621]. Данный показатель при расчете выбросов окислов азота учитывается введением безразмерного коэффициента, учитывающего влияние избытка воздуха на образование оксидов азота (β_a). В общем случае значение β_a принимается равным 1,225, а в случаях работы котлов в соответствии с режимной картой β_a принимается равным 1 [3, стр.11]. Возможность уменьшения выбросов NO_x (снижение коэффициента β_a) за счет снижения концентрации кислорода ограничивается ростом концентрации CO более 0,01%.

Одним из недорогих и легко реализуемых методов снижения эмиссии окислов азота в котлах является рециркуляция дымовых газов. Суть данного метода заключается в подаче дымовых газов в зону горения при температуре ниже температуры пламени. При применении данного метода необходимо учитывать долю рециркуляции, которая определяется как отношение количества дымовых газов идущих на рециркуляцию к суммарному количеству дымовых газов, которые выходят из топочной зоны. При использовании метода рециркуляции, или горелок с рециркуляцией, наилучшие результаты с точки зрения снижения выбросов NO_x показали способы равномерного разбавления дутьевого воздуха дымовыми газами с долей рециркуляции 15-20 %. При этом обеспечивается снижение эмиссии окислов азота это на 50 - 70% [5, стр.10]. При определении величины выбросов окислов азота доля рециркуляции учитывается использованием безразмерного коэффициента, учитывающего влияние рециркуляции дымовых газов через горелки на образование оксидов азота (β_r).

Таблица 1 – Количество NO_x отходящих от котлов с различными видами горелок

Наименование котельной	Горелка	Максимальный расход топлива на котел, л/с	Количество окислов азота NO _x , г/с	Наименование котельной	Горелка	Максимальный расход топлива на котел, л/с	Количество окислов азота NO _x , г/с
горелки дутьевые напорного типа				горелки инжекционного типа			
№1	ГМГ-2 М	82,5	0,173	№2	ИГК-60	26,92	0,074
№23	ГМГ-2 М	170,6	0,275	№9	ИГК-60	17,94	0,047
№4	ГМГ-5,5/7	205,56	0,531	№54	ИГК-60	26,92	0,074
№7	ГМГ-5,5/7	205,48	0,533	№8	ИГК – 250	123,33	0,462
№20	ГМГ-5,5/7	205,56	0,531	№12	ИГК-1-35	26,92	0,074
№26	Л1-Н	30,56	0,054	№13	ИГК-1-35	26,92	0,074
№61	Л1-Н	31,11	0,055	№15	ИГК-1-35	17,94	0,047
ротационные горелки				горелки двухступенчатого сгорания			
№7	РГМГ- 4	140,44	0,323	№6	TECNO 50 G	22,98	0,026
№10	РГМГ- 12	361,11	1,062	№6	TECNO 100 G	37,5	0,047
№14	ГМГ-4 М	123,33	0,277	№62	DAVA-770	18,37	0,03
№37	РГМГ- 4	123,33	0,288	№43	HTP-2000	382,22	0,799
№50	РГМГ- 4	205,56	0,534	№44	Riello RS 28	5,87	0,009
№52	РГМГ- 4	261,11	0,61	№64	Riello RS34 MZ	7,61	0,008
горелки инжекционного типа				№64	Riello RS34 MZ	9,49	0,01
№71	ИГК-1-35	26,92	0,074	№47	G7/1-D2	59,89	0,082
№73	ИГК-1-35	17,94	0,047	№49	BLU 3000. 1 PR VSTLGN 300	63,89	0,088
№62	ИГК-35	17,94	0,047				
№63	ИГК-35	17,94	0,047				
№17	ИГК-35	8,97	0,014				

Анализ полученных данных, приведенных в таблице 1, показал, что на величину эмиссии оксидов азота влияют тип горелки и расход топлива.

Для получения возможности сравнивать экологическую безопасность применяемых в котлах горелок было принято решение привести полученные результаты к единому показателю, который будет удобен для восприятия – удельному показателю выброса окислов азота на 1 кубометр израсходованного в котле газа (г NO_x/м³ газа). Сравнительный экологический анализ применения горелок различного вида представлен на рисунке 1.

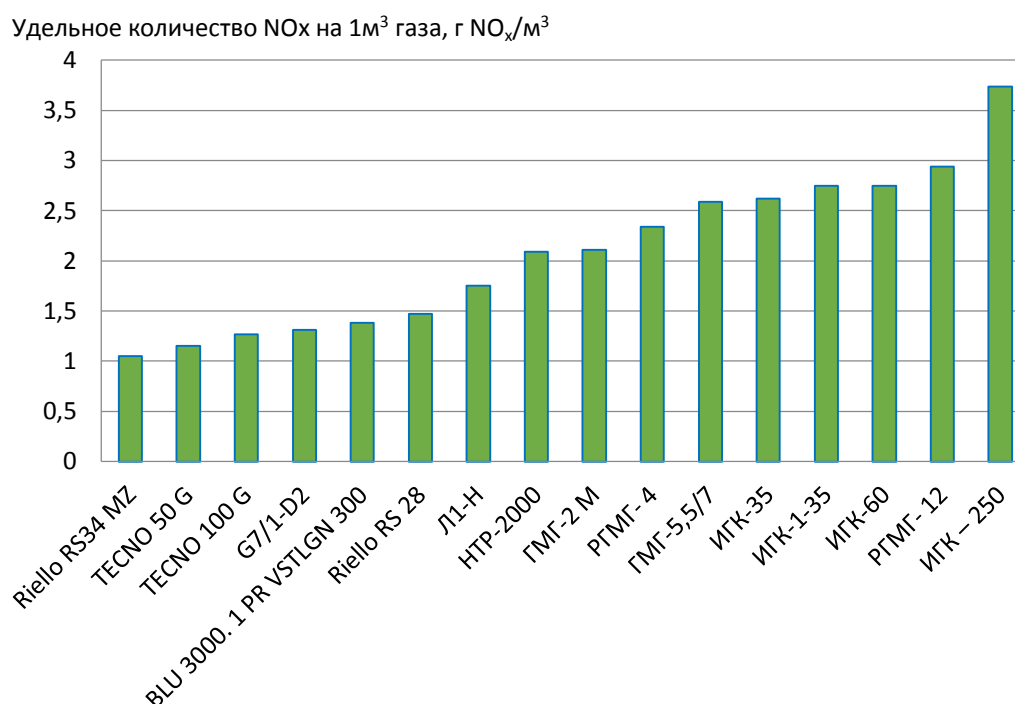


Рисунок 1 – Удельный показатель выбросов оксидов азота на единицу потребляемого газового топлива для разных типов горелок

Выводы:

1. В ходе исследования установлено, что наиболее неблагоприятными с точки зрения экологической безопасности являются горелки инжекционного типа: на 1 м³ использованного газа образуется 2,62 – 3,74 г NO_x в диапазоне расхода газа 17,94-123,33 л/с.
2. При применении горелок дутьевого напорного типа и ротационного типа удельные показатели эмиссии оксидов азота в значительной мере зависят от максимального расхода топлива на котел и колеблются в диапазоне от 1,76 г NO_x/м³ газа (при расходе 31,11 л/с) до 2,59 г NO_x/м³ газа (при расходе 205,6 л/с).
3. Наиболее экологически приемлемыми, из применяемых на исследуемых объектах, являются горелки двухступенчатого сгорания. При их применении образуются меньшее количество оксидов азота. Следует отметить, что даже при эксплуатации котлов с большим расходом газа (382,22 л/с) в атмосферный воздух поступает 2,09 г NO_x/м³ газа, что сравнимо с воздействием на атмосферу горелок дутьевого напорного типа с расходом газа в 4,5 раза меньше (82 л/с).
4. Наилучшие результаты относительно снижения выбросов оксидов азота показывают горелки двухступенчатого сгорания с частичной рециркуляцией дымовых газов.

Список литературы.

1. Фидчунов А. Л. К вопросу об образовании оксидов азота при производстве кокса / А. Л. Фидчунов // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2011. №2 (84). – С. 68-73.
2. Майсюк Е.П. Анализ существующих методов оценки воздействия энергетических объектов на окружающую среду / Е.П. Майсюк, И.Ю. Иванова // Информационные и математические технологии в науке и управлении. 2018. №4 (12). – С.113-127.

3. Жуйков, А.В. Снижение оксидов азота в топках котлов /А.В. Жуйков //Journal of Siberian Federal University/ Engineering & Technologies 6 (2011 4). – С. 620-628.
4. Методика определения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу при сжигании топлива в котлах производительностью менее 30 тонн пара в час или менее 20 ГКалл в час (с учетом методического письма НИИ Атмосфера № 335/33-07 от 17 мая 2000 г.). - Москва, 1999. – 44 с.
5. Кобзарь С.Г. Снижение выбросов оксидов азота в газовых котлах методом рециркуляции дымовых газов / С.Г. Кобзарь, А.А. Халатов // Промышленная теплотехника. — 2009. — Т. 31, № 4. — С. 5-11.
6. Санеев Б.Г. Оценка воздействия топливно-энергетического комплекса Иркутской области на природную среду/ Б.Г. Санеев, Е.П. Майсюк // Известия БГУ, 2018. -Т.28, №2. - С. 249 - 256.

УДК 456.72

Спичка Дмитрий Игоревич,
магистрант группы ТГВмб-50;
Олексюк Анатолий Алексеевич,
доктор технических наук, профессор кафедры
теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОТ АТЭЦ

Аннотация. Имеющиеся природные ресурсы, такие как уголь, мазут, газ и другие являются исчерпаемым видом топлива, поэтому важнейшим вопросом является повышение их эффективности.

Ключевые слова: природные ресурсы, энергетическое оборудование, высокоэффективные технологии, тепловая энергия, альтернативные источники энергии, теплоснабжение, АТЭЦ

Основным вариантом теплоснабжения населенных пунктов является теплоснабжения от ТЭЦ, которая располагается вблизи от потребителей тепловой энергии. Однако в большинстве случаев теплоснабжение происходит и от удаленных ТЭЦ, что приводит к удорожанию энергоресурсов.

Для решения таких проблем необходимо применять альтернативную энергию.

Альтернативными источниками энергии являются природные явления, которые путем преобразования в специальных установках превращаются в тепловую или электрическую энергию. К таким источникам относят:

- солнечное излучение;
- кинетическую энергию движения воздушных масс;
- кинетическую энергию водного потока;

Также одним из вариантов решения теплоснабжения удаленных пунктов может решить теплоснабжение от АТЭЦ.

Теплоснабжение в климатических условиях России с ее продолжительными и достаточно морозными зимами требует огромных затрат топлива, а использование системы централизованного теплоснабжения с помощью ТЭЦ имеет ряд недостатков. Основными недостатками традиционных источников теплоснабжения являются:

- громадные тепловые потери в сетях и большой расход электроэнергии на транспорт теплоносителей от ТЭЦ до потребителей;
- применение на ТЭЦ устаревших теплофикационных установок;
- высокая степень коррозии стальных труб, вызывающая частую их замену и большие утечки сетевой воды;
- экономическая и экологическая эффективность.

Целью является разработать концепцию системы централизованного теплоснабжения от АЭС для независимых схем присоединения местных систем отопления и горячего водоснабжения;

Рассматривается система централизованного теплоснабжения от АТЭЦ.

В мире ведутся разработки проектов атомного теплоснабжения от АТЭЦ и АСТ с ядерными реакторами малой мощности и повышенной безопасности, которые могут располагаться в непосредственной близости от потребителя.

Атомная теплоэлектроцентраль — атомная электростанция, предназначенная для производства электрической энергии и тепла в виде пара и горячей воды

Основные предпосылки строительства АТЭЦ:

- необходимость внедрения замещающего оборудования при исчерпании срока службы на действующих ТЭЦ;
- сокращение потребления удорожавшего органического топлива;
- необходимость сокращения вредных выбросов для улучшения экологической ситуации;

Однако, для использования АТЭЦ в системах теплоснабжения необходимо, чтобы энергоблоки АТЭЦ удовлетворяли требованиям повышенной безопасности для размещения вблизи крупных городов, экологической чистоты и экономической конкурентоспособности.

Высокий уровень безопасности реакторной установки достигается благодаря:

- отсутствию избыточного давления теплоносителя в первом контуре;
- наличию большой тепловой аккумулирующей емкости воды в бассейне;
- трехконтурной системе передачи теплоты потребителю при минимальном давлении воды в первом контуре.

Оптимальные параметры теплоснабжения от АЭС

Ввиду сложности решаемой задачи и необходимостью проведения оптимизации параметров системы теплоснабжения от АТЭС была разработана экономико-математическая модель исследования, учитывающая такие параметры как: технические, экономические, экологические и режимные.

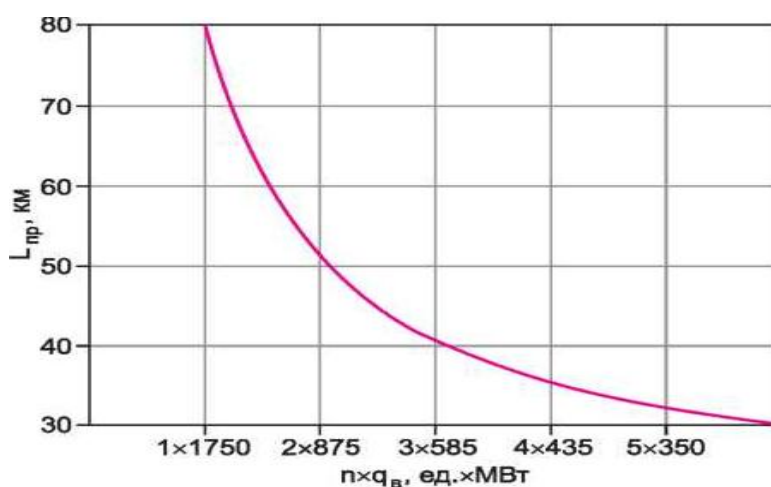


Рисунок 1 - Зависимость предельного расстояния транспорта теплоты

Комплексные технико-экономические исследования показали следующее:

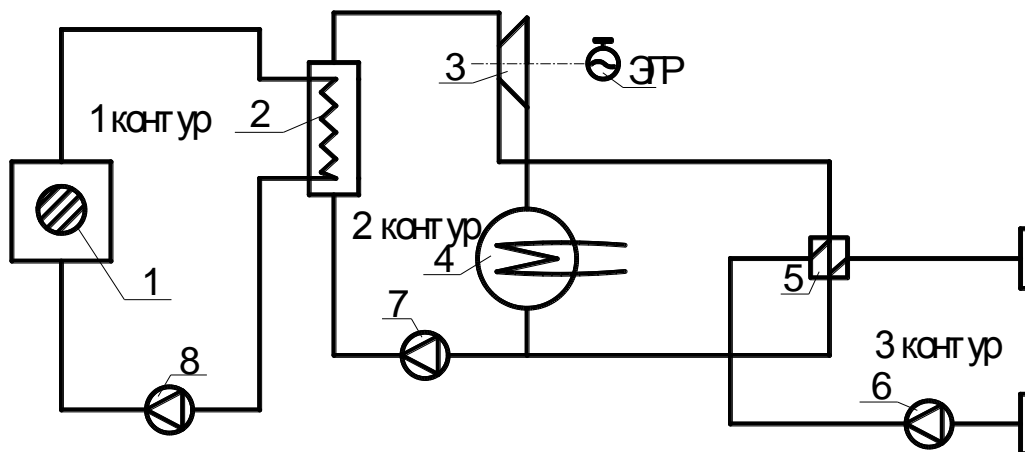
1. Теплоснабжение от АЭС равноэкономично теплоснабжению от котельных на угле, при удалении АЭС от потребителя до 45-50 км и экономичнее, чем теплоснабжение от котельных на газомазутном топливе при удалении до 55-75 км.

2. Доказана возможность перехода на температуру теплоносителя в транзитном теплопроводе от АЭС до 170-200 °С. Вместе с тем затраты в систему теплоснабжения в зависимости от температуры теплоносителя дает определенную свободу выбора технических решений по использованию станции для теплоснабжения.

3. При однотрубном транспорте теплоты предельное расстояние от АЭС до города может превышать 100 км. Здесь возможны варианты аккумулирования сетевой воды либо ее использования для подпитки смежных районов теплоснабжения города. Однако применение однотрубного транспорта теплоты целесообразно только в том случае, когда минимально мощность устанавливаемых на АЭС теплофикационных турбин значительно меньше суммарной тепловой нагрузки системы.

4. Учет эколого-экономического фактора существенно повышает конкурентоспособность АЭС как источника теплоснабжения. Например, при замещении районных котельных на мазуте и угле экономически предельное расстояние транспорта теплоты от АЭС возрастает на 30-100%.

Атомные системы централизованного теплоснабжения



1 – реактор водяной под давлением; 2 – парогенератор; 3 – турбина; 4 – конденсатор; 5 – теплообменник; 6 – сетевой насос; 7 – конденсатный насос; 8 – циркуляционный насос.

Рисунок 2 - Трехконтурная схема отопительной АТЭЦ

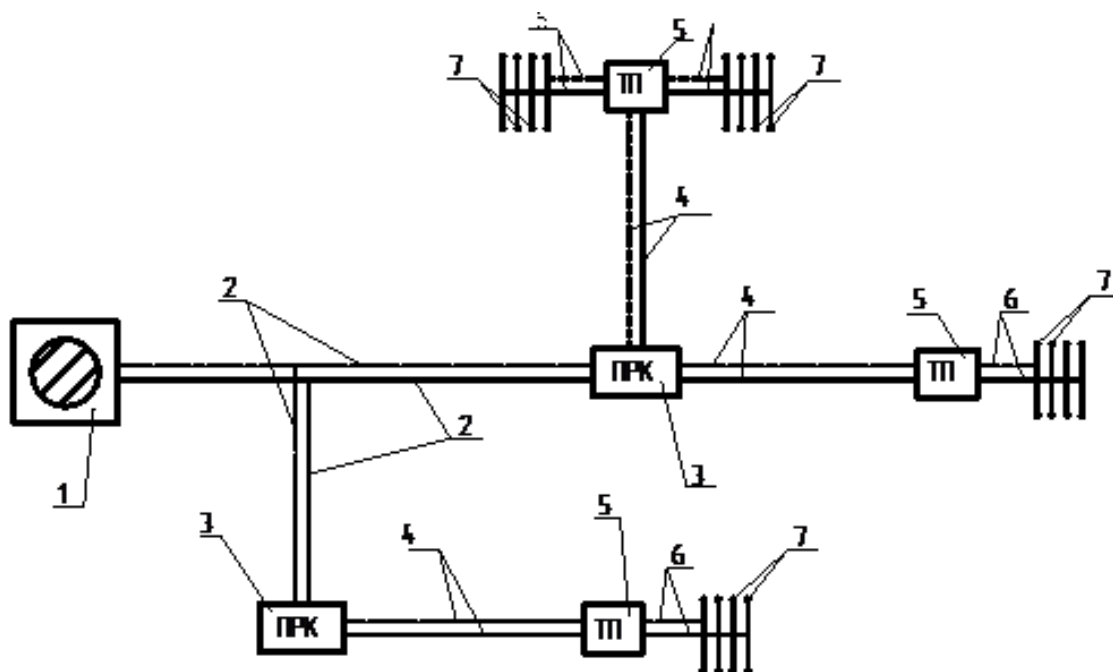
В мире разработаны одноконтурные, двухконтурные и трехконтурные АТЭЦ. Однако, в виду необходимости наибольшей безопасности потребителей, предпочтительней использование трехконтурной АТЭЦ. Наличие большого количества контуров позволит уменьшить влияние радиоактивного излучения на теплоноситель, который подается к конечному потребителю. Использование реакторов типа ВВЭР наиболее безопасно, чем других, так же реакторы такого типа наиболее распространены в мире.

Принцип работы

В первом радиоактивном контуре циркулирует вода под большим давлением. В этот контур присоединен парогенератор, в котором преобразуется пар. Во второй контур включены турбина промышленного типа для преобразования электроэнергии, конденсатор, в котором происходит конденсация отработанного пара, двухконтурный теплообменный аппарат второго контура для системы теплоснабжения. Циркуляцию теплоносителя в контурах обеспечивают соответствующие циркуляционные насосы 6, 7, 8.

Структура системы централизованного теплоснабжения от атомных источников теплоты.

Была разработана структура системы централизованного теплоснабжения используются для теплоснабжения городов, промузлов или промкомплексов. Наличие СЦТ от АИТ требует выполнение ряда специфических условий с обеспечением радиационной безопасности. С эти связано отдаление АИТ от жилых зданий. Схема системы централизованного теплоснабжения с атомными источниками теплоты показано на рисунке 3.



1 – источник тепла: АТЭЦ с многоконтурными схемами, которые препятствуют радиоактивному загрязнению технологического пара и воды; 2 – транзитные тепловые сети до пиково-резервных источников тепла; 3 – пиково-резервные источники тепла (ПРК); 4 – магистральные тепловые сети от пиковых котельных к тепловым пунктам; 5 – тепловые пункты; 6 – разделительные квартальные тепловые сети; 7 – абонентские установки.

Рисунок 3 – СЦТ от АИТ

Можно прийти к выводу, что возможность использования АТЭЦ в качестве источника теплоснабжения достаточно высока и ее возможности велики, а выбор атомных систем централизованного теплоснабжения и их параметров базируется лишь на оптимальном решении таких вопросов:

- выбор теплоносителя и его параметров;
- выбор закрытых или открытых систем теплоснабжения;
- выбор режима отпуска числа;
- выбор числа параллельно работающих трубопроводов;
- выбор схемы присоединения потребителей;
- выбор схемы присоединения пиково-резервных источников тепла.

Список литературы

1. Шлапаков В.И. Транспорт тепла от АЭС – требование времени, но сегодня это дитя без няни / В. И.Шлапаков // Новости теплоснабжения. – 2011. - №2 – С. 7.
2. Яковлев Б.В. Система теплоснабжения с атомными источниками / Б.В. Яковлев// Новости теплоснабжения. – 2011. - №2 – С. 8.
3. Олексюк, А. А. Анализ путей энергетического развития Украины / А.А. Олексюк, З.В. Удовиченко, Д.В. Выборнов: Макеевка, 2012. – 117 с.

УДК 456.72

Павленко Игорь Владимирович,
магистрант группы ТГВмб-50;
Олексюк Анатолий Алексеевич,
доктор технических наук, профессор кафедры
теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ЗМЕЕВИКОВОГО ТИПА

Аннотация. В связи с переходом части потребителей на индивидуальное отопление, необходимо научное и экономическое обоснование направлений повышения эффективности независимых систем отопления и горячего водоснабжения от подогреваемо-аккумуляторных установок с теплообменниками змеевикового типа на индивидуальных тепловых пунктах. В данной статье рассматриваются актуальные проблемы повышения эффективности работы и эксплуатации теплоснабжающих систем за счет разработки и внедрению новых конструкций теплообменных аппаратов.

Рассмотрены математические модели теплообменников змеевикового типа для систем отопления и горячего водоснабжения от индивидуального теплового пункта с подогреваемо-аккумуляторной установкой с которых получена математическая модель общего расчета конструктивных параметров теплообменных аппаратов. Рассмотрена общая математическая модель процесса теплообмена для подогреваемо-аккумуляторной установки с симметричным теплообменником змеевикового типа, использование которого дает возможность оптимизировать конструктивные параметры теплообменников.

Ключевые слова: математическое моделирование, многоконтурные теплообменные аппараты, теплообменные процессы, оптимизация параметров, подогреваемо-аккумуляторная установка

Перечень нерешенных вопросов по совершенствованию систем централизованного теплоснабжения требует проведения научных исследований и разработки рекомендаций для их практического применения. Поэтому повышение эффективности работы и эксплуатации теплоснабжающих систем за счет разработки новых моделей установок и внедрения ресурсосберегающих технологий является весьма актуальной научно-технической проблемой.

Цель исследования является разработка математических моделей, числовых методов расчета процесса тепломассообмена и оптимизации эффективных решений конструкции теплообменных аппаратов для независимых систем отопления и горячего водоснабжения.

Рассматривается многоконтурный теплообменник змеевикового типа, расположенный в ПАУ на ИТП, как показано на рисунке 1.

Теплообменник работает следующим образом: первичный теплоноситель поступает в межтрубное пространство теплообменника, образованное корпусом и змеевиковыми трубками. Отдав свою теплоту через поверхности змеевиков систем отопления и горячего водоснабжения и поверхности корпуса бака-аккумулятора, возвращается к источнику теплоты. Нагреваемая водопроводная вода поступает в змеевик системы ГВ, где нагревается до температуры 55–60 °С, после чего сливается в аккумулирующую емкость, из которой расходуется на нужды горячего водоснабжения. По второму змеевику постоянно циркулирует вода системы отопления при помощи бесшумного насоса.

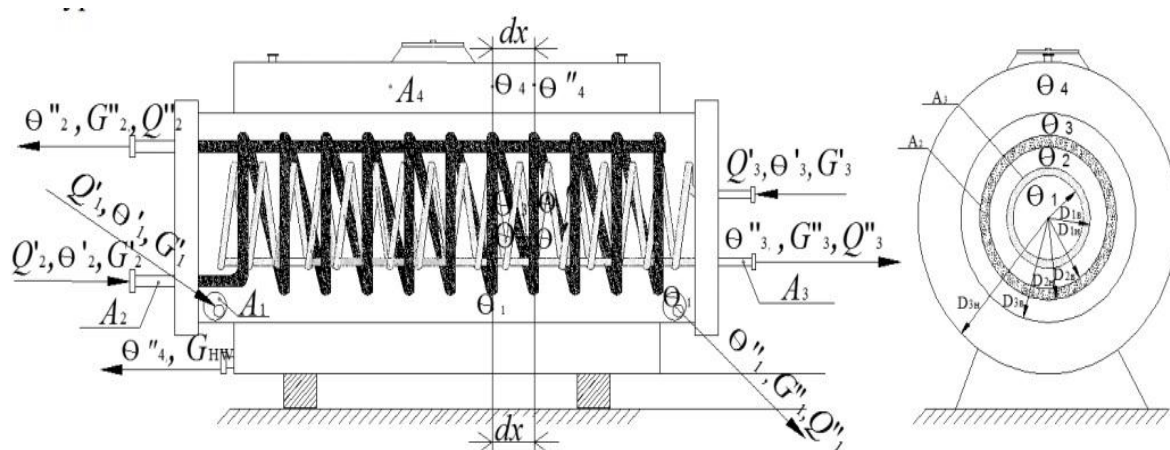


Рисунок 1 - Многоконтурный теплообменный аппарат змеевикового типа

При таком конструктивном решении жидкость движется по сложной траектории в межтрубном пространстве из-за внешнего турбулентного движения реализуется закрученное течение со сложной трехмерной вихревой структурой, что интенсифицирует теплообменные процессы, протекающие в межтрубном пространстве. Внутренние змеевики теплообменных элементов закреплены в дополнительных трубных решетках, установленных в корпусе.

Также можно добавить, что за счет тангенциального входа в промежуточный теплообменник турбулизация потока увеличивается.

На рис.2.2 изображено пересечение ПАУ для независимых систем отопления и горячего водоснабжения, где:

A_1 – площадь поперечного сечения для прохода греющего теплоносителя;

A_2 – площадь поперечного сечения змеевика контура системы отопления;

A_3 – площадь поперечного сечения змеевика системы горячего водоснабжения (ГВС);

A_4 – площадь поперечного сечения бака-аккумулятора горячей воды в ПАУ на ИТП.

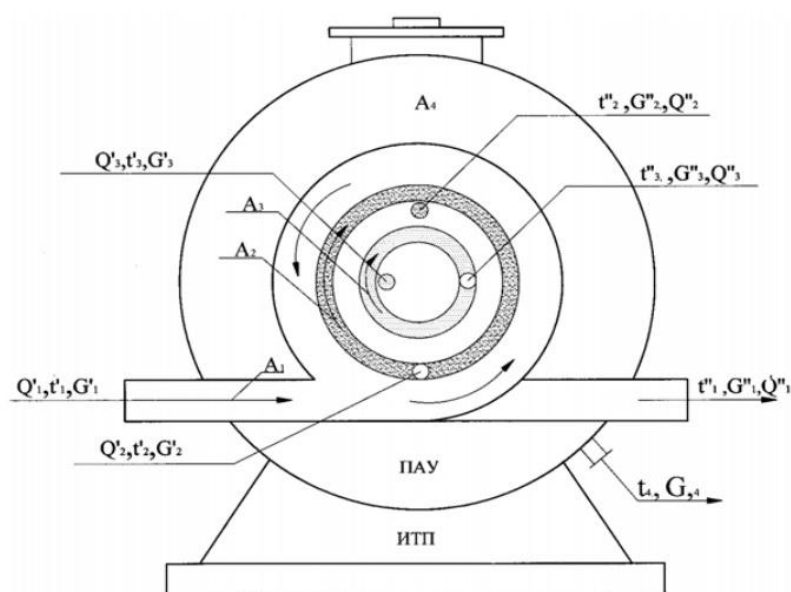


Рисунок 2 - Разрез многоконтурного теплообменного аппарата змеевикового типа.

В соответствии с конструкцией теплообменной установки (рис. 2) и процесса тепломассопереноса разработан расчет неизвестных данных многоконтурного теплообменного аппарата змеевикового типа для независимых систем отопления и горячего водоснабжения, который рассчитывается таким образом:

Определяется тепловая мощность теплообменника по нагреваемым теплоносителям для контуров системы отопления Q_2 и горячего водоснабжения Q_3 по формулам

$$Q_2 = G_2 \cdot C_2(t_2'' - t_2'); \quad (1)$$

$$Q_3 = G_3 \cdot C_3(t_3'' - t_3'); \quad (2)$$

где G_2 и G_3 – расходы нагреваемых теплоносителей, кг/с; C_2 и C_3 – теплоемкости нагревательных теплоносителей при средних температурах нагреваемых теплоносителей t_{cp2} и t_{cp3} , кДЖ/(кг·К);

$$t_2^{cp} = \frac{t_2'' + t_2'}{2} \text{ и } t_3^{cp} = \frac{t_3'' + t_3'}{2}; \quad (3)$$

С учетом тепловых потерь теплообменного аппарата (ТА) через наружную поверхность бака-аккумулятора определяется суммарная мощность ТА и расхода первичного теплоносителя по формуле, кг/с

$$G_1 = \frac{Q_2 + Q_3}{C_1(t_1'' - t_1')} \eta_{пот}; \quad (4)$$

где C_1 – теплоемкость первичного теплоносителя при средней температуре, кДж/(кг·К);

$$t_1^{cp} = 0,5(t_1^I + t_1^{II}); \quad (5)$$

$$i_{cp} = 0,5(t_n + t_k); \quad (6)$$

i'' – энтальпия насыщенного пара при давлении РНАС, кДж/кг;

i^I – энтальпия воды на линии насыщения при давлении РНАС, кДж/кг;

η_2 – коэффициент потерь теплоты через наружную поверхность бака-аккумулятора.

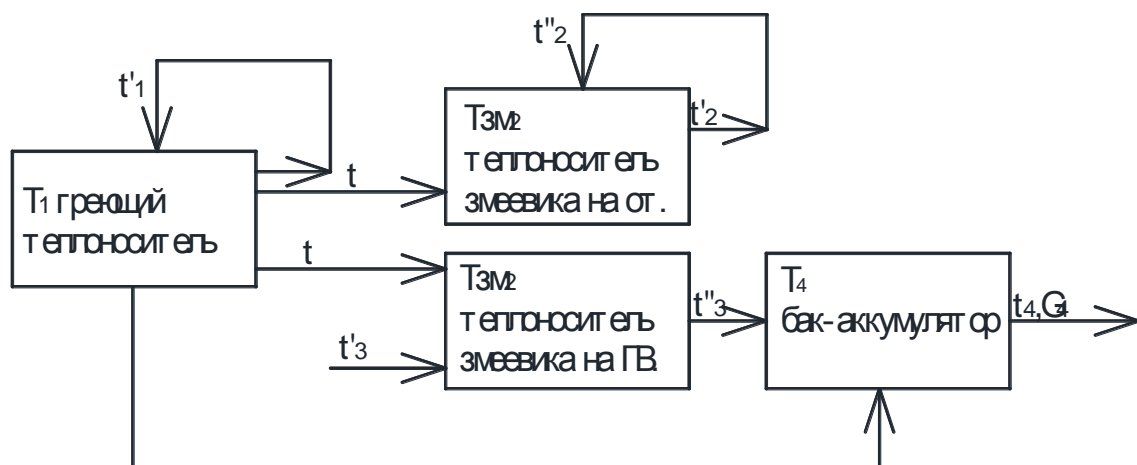


Рисунок 3 - Структурное описание теплообмена многоконтурного теплообменника змеевикового типа.

Расписывается уравнения теплового баланса:

– теплообмен между первичным теплоносителем и нагреваемым теплоносителем отопительного контура, Вт

$$Q_{1-2} = K_1 \cdot F_2(t_1^{cp} - t_2^{cp}); \quad (7)$$

– теплообмен между первичным теплоносителем и нагреваемым теплоносителем контура системы горячего водоснабжения, Вт

$$Q_{1-3} = K_2 \cdot F_3(t_1^{cp} - t_3^{cp}); \quad (8)$$

– теплообмен между первичным теплоносителем и водой, находящейся в аккумулирующей емкости через корпус теплообменника, Вт

$$Q_{1-4} = K_3 \cdot F_1(t_1^{cp} - t_4^{cp}); \quad (9)$$

При этом средние температуры греющего первичного теплоносителя и нагреваемых в змеевиках отопительного контура и системы горячего водоснабжения и воды в БА, соответственно равны

$$t_1^{cp} = 0,5(t_1^I + t_1^{II}); \quad (10)$$

$$t_2^{cp} = 0,5(t_2^I + t_2^{II}); \quad (11)$$

$$t_3^{cp} = 0,5(t_3^I + t_3^{II}); \quad (12)$$

$$t_4^{cp} = 0,5(t_4^I + t_4^{II}); \quad (13)$$

Количество теплоты, воспринимаемое теплоносителем контура системы отопления, Вт

$$Q_2 = G_2 \cdot C_2(t_2'' - t_2'); \quad (14)$$

Количество теплоты, получаемое нагреваемым теплоносителем контура горячего водоснабжения, Вт:

$$Q_3 = G_3 \cdot C_3(t_3'' - t_3'); \quad (15)$$

Количество теплоты, идущее на подогрев воды, находящееся в аккумулирующей емкости при снижении водоразбора на горячее водоснабжение через корпус теплообменника, Вт

$$Q_4 = G_4 \cdot C_4(t_1'' - t_4'); \quad (16)$$

Уравнения (7), (8), (9) и (14), (15), (16) представляют собой систему из шести уравнений с двенадцатью неизвестными величинами:

$Q_{1-2}, Q_{1-3}, Q_{1-4}, F_2, F_3, F_1, G_2, t_2^I, t_2^{II}, G_4, Q_2, Q_4$.

Таким образом окончательный вид статичной модели данного теплообменника примет вид

$$\begin{cases} Q_{1-2} = k_1 \cdot F_2(t_1^{cp} - t_2^{cp}) \\ Q_{1-3} = k_2 \cdot F_3(t_1^{cp} - t_3^{cp}) \\ Q_{1-4} = k_2 \cdot F_1(t_1^{cp} - t_4^{cp}) \\ Q_2 = G_2 \cdot c_2(t_2^I - t_2^{II}) \\ Q_3 = G_3 \cdot c_3(t_3^I - t_3^{II}) \\ Q_4 = G_4 \cdot c_4(t_4^I - t_4^{II}) \end{cases}$$

Расход первичного теплоносителя G_1 определяется из суммарной мощности ТА по нагреваемым теплоносителем для контуров систем отопления и горячего водоснабжения G_2 и G_3 , которые считаются заданными и соответственно их температуры t_3^I и t_3^{II} , а также t_2^I и t_2^{II} .

С точки зрения минимальных потерь теплоты ТА унос теплоты в контуре системы отопления принят равным нулю, из этого условия вытекает неизменность температур нагреваемого теплоносителя, т. е. в расчете принято $t_2' = t_2'' = t_2$.

При этом условии из последнего соотношения выпадает уравнение (14), а вместе с тем и три неизвестных величины t_2^{II} , Q_2 , G_2 . После ряда преобразований и упрощений температура нагреваемого теплоносителя в змеевике контура горячего водоснабжения

$$t_3'' = \frac{a_2}{1+a_2}(t_2^I + t_2^{II}) + 2 \frac{a_2}{1+a_2} t_2^I + \frac{1-a_3}{1+a_3} t_3' + \frac{1-a_4}{1+a_4} t_4'; \quad (17)$$

$$\frac{K_1 F_2}{2G_2 \cdot c_2} = a_1; \quad \frac{K_2 F_3}{2G_3 \cdot c_3} = a_2; \quad \frac{K_3 F_1}{2G_4 \cdot c_4} = a_3; \quad \frac{K_4 F_4}{2G_4 \cdot c_4} = a_4; \\ (t_2^I + t_2^{II}) = \frac{2a_1(1+a_3)t_1 + 2a_2 \cdot t_3' - 2t_2'(a_1+a_2+a_3+a_1 \cdot a_4)}{1+a_1+a_2+a_3+a_4+a_1 \cdot a_4}; \quad (18)$$

Методика расчета ТА включает в себя две части: конструктивный расчет, который приведен выше и проверочный расчет из двух уравнений теплового баланса

$$\begin{cases} 1. G_1 \cdot c_1(t_1^I - t_1^{II}) = G_2 \cdot c_2(t_2^{II} - t_2^I) + G_3 \cdot c_3(t_3^{II} - t_3^I) + \\ \quad + G_4 \cdot c_4(t_4^{II} - t_{окр}); \\ 2. k_{общ} \cdot \Sigma F \cdot \Delta t_{cp}^{общ} = k_1 \cdot F_2(t_1^{cp} - t_1^{cp}) = k_2 \cdot F_2(t_2^{II} - t_2^I) + k_3 \cdot F_3(t_3^{II} - t_3^I) + \\ \quad + k_4 \cdot F_4(t_4^{cp} - t_{окр}) \end{cases}$$

где: G_1, G_2, G_3, G_4 - затраты теплоносителя, который нагревается в отмеченном контуре;

C_1, C_2, C_3, C_4 - теплоемкости теплоносителей, которые нагреваются в контуре;

$t_1^I, t_2^I, t_3^I, t_4^I$ - температура на входе в контур;

$t_1^{cp}, t_2^{cp}, t_3^{cp}, t_4^{cp}$ - средние температуры теплоносителей обозначенных контуров;

$t_1^{II}, t_2^{II}, t_3^{II}, t_4^{II}$ - температура на выходе контура;

$t_{окр}$ - температура окружения теплообменного аппарата;

$F_1^{то}, F_2, F_3, F_4^{та}$ - диаметры первого, второго, третьего и четвертого контуров теплообменного аппарата;

$t_1^{cp}, t_2^{cp}, t_3^{cp}, t_4^{cp}$ - средние температуры первого, второго, третьего и четвертого контуров;

k_1, k_2, k_3, k_4 - затраты тепла первого, второго, третьего и четвертого контуров;

$k_{общ}$ - общие затраты тепла.

Рассмотренные теоретические вопросы теплопередачи в многоконтурном теплообменнике ПАУ змеевикового типа позволяют сформулировать методику расчета ТА, которая обязана включать в себя две части: конструктивный и поверочный расчеты, используя два уравнения теплового баланса.

Список литературы

4. Пат. 72193 Украина, МПК F24D 11/00. Симметричный разборный теплообменник змеевикового типа для систем отопления и горячего водоснабжения / Олексюк А. А., Шитикова И. Г., Горделюк А. А. ; заявитель и владелец Донбасская нац. акад. буд. и арх. ; заявл. 31.01.12; опубл. 10.08.12, Бюл. №15.
5. Справочник по теплообменникам: справочник / Под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова. - Об . : Энерговидат, 1987. - Т. 2. - 352 с.
6. Хаузен х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / пер. с нем. И. Н. Дулькина. - М.: Энергоатомиздат, 1981. - 384 с.
7. Василенко С. М. Теплообменные аппараты. Основы расчета и выбора : [учеб. пособие. для студ. техн. спец.] / С. М. Василенко, В. В. Шутюк. – 2000. - 36 С.
8. Козлов В. Н. Моделирование динамического режима работы теплообменного аппарата / В. Н Козлов, Н. А. Лавров // Известия ВУЗОВ : Машиностроение, 1988. – № 8. – С. 56 – 60.
9. Голубков Б. Н. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий / Б. Н. Голубков. – М. : Энергия, 1979. – 544 с.
10. Шитикова И. Г. моделирование и исследование эффективности конструкции теплообменника змеевикового типа / И. Г. Шитикова // проблемы энергоресурсосбережения в промышленном регионе. Наука и практика: сб. материалов II Всеукраинской наук. - практ. конф., 11-12 мая 2016. – Мариуполь, 2016. – С. 62 – 64.
11. Олексюк А. А. Теоретические исследования теплообменных процессов, протекающих в многоконтурных змеевиковых теплообменных аппаратах / А.А. Олексюк, И. Г. Шитикова // Вестник ДонНАСА, 2013. – №5 (103). – С.47 – 51.

УДК 697.911

Чайкин Владислав Витальевич,
магистрант группы ТГВм-50а
ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Кривошеев Максим Игоревич,
магистрант группы ТГВм-50а
ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Шацков Артем Олегович,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

ВЕНТИЛЯЦИЯ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ В УСЛОВИЯХ ПАНДЕМИИ

Пандемия коронавируса является важнейшей международной проблемой на сегодняшний день. В средствах массовой информации дается много рекомендаций по противодействию распространению коронавируса. Основной мерой противодействия распространению инфекции является соблюдение режима самоизоляции и карантинные ограничения. В этих условиях необходимо обратить пристальное внимание на системы вентиляции помещений.

Ключевые слова: инфекция, фильтр, вентиляция, углекислый газ

К сожалению, предлагая людям оставаться дома и не выходить на улицу, слабо разъясняется вопрос, как снизить риск заражения вирусом в помещении. Попробуем восполнить этот пробел на примере вентиляции помещений.

В настоящее время эскалация распространения коронавируса вызывает особую тревогу и понимание того, что огромную важность имеют нормативно-методические документы по обеспечению качества воздуха в помещениях зданий как упреждающее руководство в борьбе с распространением в зданиях инфекций, особенно коронавируса COVID-19. [1]

По результатам изучения Национального института по безопасности жилья и здоровья США, 2002 год: «Один миллион зданий в США имеет плохое качество внутреннего воздуха, в результате чего снижается производительность труда, и величина этих потерь достигает 60 миллиардов долларов в год. Более половины проблем с качеством внутреннего воздуха связаны с непрофессионализмом в проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха». Этот вывод не является свидетельством бессилия ученых и инженеров – никто не собирается опускать руки. Это является свидетельством того, что проблема существует, что специалисты это понимают, что проблема сложная и требует консолидации специалистов всех стран. [1]

Оле Фангер сформулировал принципы реализации новой идеологии совершенства внутренней среды в помещениях в отличие от современных попыток ограничивать степень неудовлетворенности и сокращать число жалоб [2]. Эти принципы совершенства совместимы с задачами повышения энергетической эффективности и устойчивости среды обитания:

- хорошее качество воздуха оправданно, так как оно приводит к повышению производительности труда и сокращает симптомы синдрома больного здания (SBS);

- небольшое количество чистого воздуха следует подавать туда, где его вдыхают, то есть как «персонализированный воздух», вблизи зоны дыхания каждого человека.

- следует избегать источников загрязнения, в которых нет необходимости.
- следует обеспечивать индивидуальный тепловой контроль для решения проблемы

различий между людьми в вопросе о желательной температуре в помещении.

В результате изучения распространения коронавирусной инфекции мировое инженерное сообщество пришло к единому мнению, что вентиляция в зданиях является важнейшей составляющей в стратегии предупреждения распространения коронавирусной инфекции. В связи с этим были разработаны конкретные предложения по системам вентиляции зданий, которые обеспечивают снижение риска распространения коронавирусной инфекции, а также сделан вывод о необходимости разработки новых критериев для оценки качества вентиляции зданий [3]. Однако эти исследования касались главным образом проектирования жилых и общественных зданий и лишь в малой степени – эксплуатации существующих зданий; в основном они относились к учебным зданиям и офисам.

Профессор Михаэль Шмидт из Штутгартского университета (Universität Stuttgart Institut für Gebäude Energetik, Германия) говорил о том, что несомненным плюсом механической вентиляции является возможность рекуперации теплоты вытяжного воздуха. Проблема многих предлагаемых на рынке механических систем состоит в том, что часто они неэффективны с точки зрения воздухораспределения. Формально необходимый объем наружного воздуха они подают, но эффективность вентиляции невелика.

Текущий вывод профессора Шмидта: «Только механическая вентиляция может решить проблему, но мы еще далеки от повсеместного применения таких систем в силу ряда проблем». Будущее должно принадлежать индивидуальной (персональной) вентиляции. Воздухообмен подавляющего числа проектируемых и эксплуатируемых общественных зданий обеспечивается системами перемешивающей вентиляции, при которых чистый наружный воздух интенсивно перемешивается с загрязненным внутренним воздухом в зданиях. Генерируемые внутренними источниками загрязнения равномерно распределяются в объеме помещений. Системы перемешивающей вентиляции крайне «благоприятно» влияют на распространение вирусных инфекций, передающихся воздушно-капельным путем. При организации воздухообмена таким образом, чтобы наружный воздух подавался непосредственно в зону дыхания находящихся в помещении людей, а загрязненный воздух удалялся из верхней зоны (вне зоны нахождения человека), риск передачи вирусных инфекций от одного человека к другому сокращается в разы. Данное утверждение подтверждается исследованиями ученых: при применении систем персональной вентиляции вероятность заражения корью снижается до 2 %, гриппом – до 1 %; для систем вытесняющей вентиляции вероятность заражения корью 7 %, гриппом 2 %; для сравнения: при применении систем перемешивающей вентиляции вероятность заражения корью – 23 %, гриппом – 7 %. Таким образом, применение систем персональной вентиляции в помещениях с постоянными местами нахождения людей (например, в офисных помещениях) видится крайне перспективным инженерно-техническим решением для предотвращения распространения вирусных инфекций, передающихся воздушно-капельным путем. Необходимо отметить, что системы вытесняющей и персональной вентиляции относятся к механическим системам вентиляции: воздух перемещается с помощью вентиляционной установки по воздуховодам. Ввиду этого высокая эффективность данных систем может быть достигнута только в совокупности с обеспечением качественной воздухоподготовки и недопущением подмеса загрязненного воздуха [3].

Нерегулируемая естественная вентиляция, которая сегодня является самой распространенной для жилых зданий во всем мире, не может быть признана вентиляцией высокого качества для предотвращения распространения инфекции. [1]

На самом деле, уже в начале XX века было установлено, что только механическая вентиляция обеспечивает необходимый воздухообмен в общественных зданиях.

Научно доказано, что качество воздуха, которым мы дышим в помещении, прямо влияет на вероятность заболевания инфекциями, передающимися воздушно-капельным путем, такими как туберкулез, корь, грипп и риновирусные инфекции [4]. К числу последних, относится и коронавирус (COVID-19), пандемия которого началась в Китае в декабре 2019 года и быстро распространилась на весь мир.

Для прогнозирования риска передачи инфекционных заболеваний передающимися воздушно-капельным путем внутри помещений в современной науке используется уравнение Wells–Riley [5]

$$P = \frac{D}{S} = 1 - \exp\left(-\frac{I p q t}{Q}\right), \quad (1)$$

где P - вероятность заражения;

D - количество случаев заболевания;

S - количество контактирующих людей в помещении;

I - число больных людей в помещении;

p - частота дыхания человека;

q – скорость квантовой генерации инфекции больным человеком (квант/с);

t - общее время нахождения в помещении (с);

Q – количество свежего воздуха, поступающего в помещение за единицу времени ($\text{м}^3/\text{с}$)

На практике использование этого уравнения затруднено, поскольку предполагает наличие установившихся условий и требует точного измерения величины подачи наружного воздуха. К сожалению, сейчас в большинстве квартир, магазинов, школ, офисов и больниц или вообще нет организованного притока свежего воздуха через приточную вентиляцию или помещения имеют малоэффективную вентиляцию, которая не может обеспечить его требуемое количество. В большинстве случаев, свежий воздух поступает в помещения за счет естественной инфильтрации, которую очень сложно контролировать.

В работе [5] авторы предлагают альтернативный подход к прогнозированию риска инфицирования заболеваниями, передающимися воздушно-капельным путем. В основном уравнении новой теории для оценки количества свежего воздуха в помещении авторы предлагают использовать уровень содержания CO_2 как индикатор качества воздуха. Полученное в исследовании уравнение является нестационарной версией уравнения Wells–Riley, которое теперь применимо для расчетов и в плохо вентилируемых помещениях. Также определяется соотношение между средним числом инфицирования и качеством воздуха, что демонстрирует вероятность существования достижимой критической доли вдыхаемого воздуха в помещении, ниже которой воздушное распространение респираторных инфекций и гриппа не произойдет.

Для оценки вероятности распространения инфекции среди людей предлагается использовать показатель R_0 - основное репродуктивное число. Это количество вторичных инфекций, которые возникают, когда один инфицированный находится в обществе других людей, восприимчивых к этой инфекции. Если значение $R_0 > 1$, инфекция будет распространяться.

Репродуктивное число для инфекционных заболеваний, распространяющихся в помещениях (R_{A0}), может быть выражено следующим образом

$$R_{A0} = (n - 1) \left[1 - \exp\left(-\frac{f q t}{n}\right) \right], \quad (2)$$

где R_{A0} – репродуктивное число для инфекционных заболеваний в помещениях;

n – количество людей в помещении;

f – доля воздуха в помещении, выдыхаемого находящимися в нем людьми;
 q – скорость квантовой генерации инфекции больным человеком (квант / с);
 t – общее время нахождения в помещении (с).

В итоге, авторы исследования приводят графики вероятности заражения в зависимости от содержания CO₂ в воздухе помещения для трех разных видов инфекций

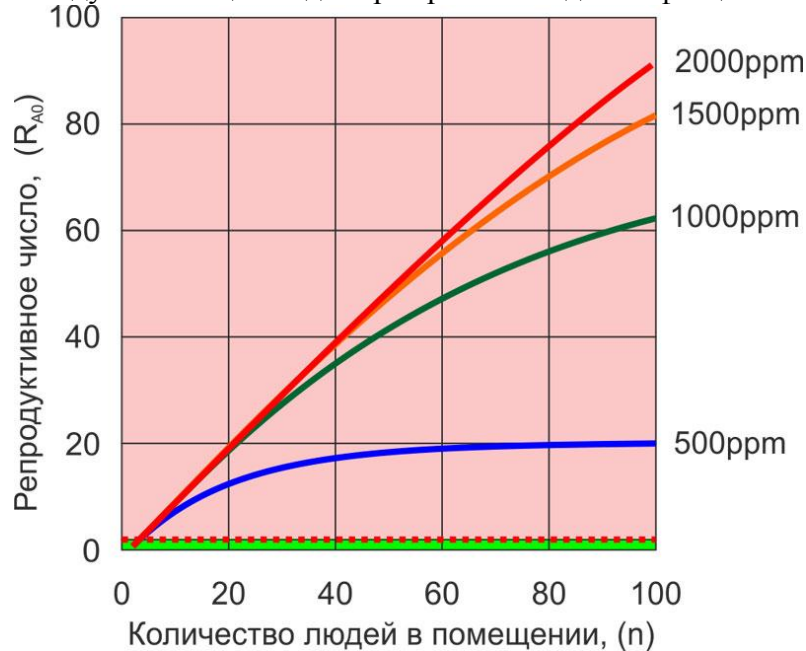


Рисунок 1 – Возможность заражения при гипотетической вспышке кори при $q=750 \text{ ч}^{-1}$

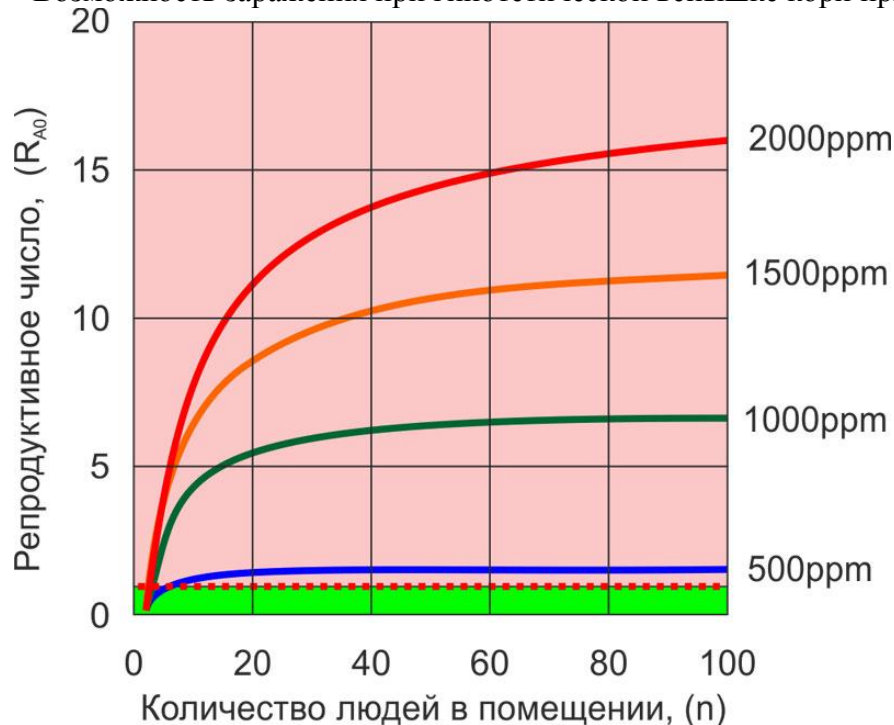


Рисунок 2 – Возможность заражения при гипотетической вспышке гриппа при $q=100 \text{ ч}^{-1}$

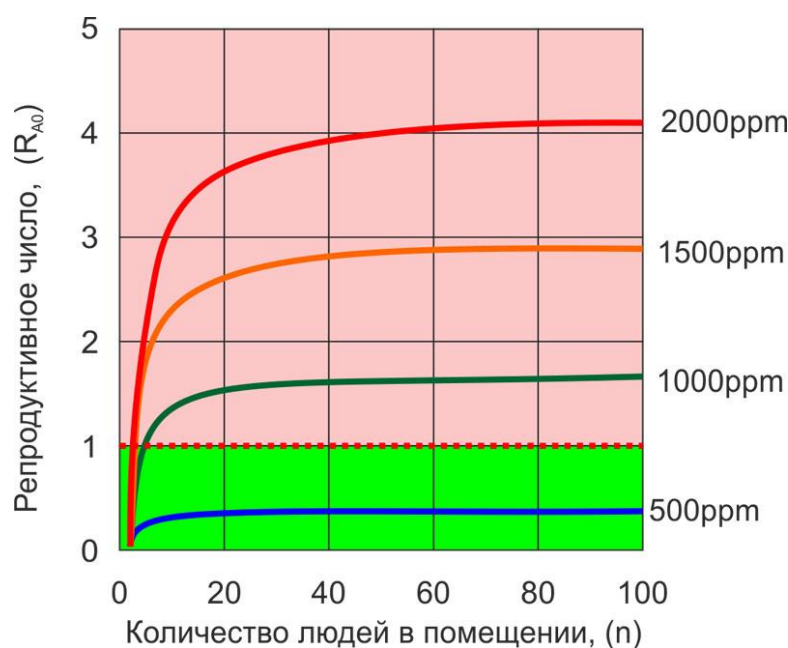


Рисунок 3 – Семейство кривых репродуктивного числа для риновирусных инфекций при $q=4 \text{ ч}^{-1}$, полученном экспериментально

При вспышке кори репродуктивное число увеличивается почти линейно с увеличением количества людей при высоких концентрациях CO_2 . Тем не менее, оно не увеличивается напрямую с увеличением численности людей при низких концентрациях углекислого газа, даже при самых низких концентрациях CO_2 , репродуктивное число намного больше 1. Это говорит о том, что корь будет распространяться очень быстро даже в зданиях с очень хорошей вентиляцией [4].

Для гриппа видно выравнивание величины репродуктивного числа, хотя на этот раз оно происходит даже при высоких концентрациях CO_2 . При низких концентрациях углекислого газа величина репродуктивного числа падает ниже 1. Таким образом, очень высокие показатели подачи наружного воздуха при ограничении количества людей в помещении могут быть эффективными в ограничении распространения гриппа [4].

В этом случае распространения риновирусных инфекций, скорость квантовой генерации инфекции больным человеком была принята исходя из экспериментальных данных на уровне $q = 4 \text{ ч}^{-1}$. Также предполагается, что в течение всего времени инфицированный человек проводит в здании в общей сложности 24 ч. На всех кривых присутствует стабилизация уровня для количества людей больше 20. И если приточная вентиляция обеспечит уровень содержания CO_2 не выше 600-700 ppm, можно рассчитывать на предотвращение распространения инфекции. Исходя из результатов исследования становится очевидно, что одним из эффективных способов снижения риска распространения риновирусной инфекции, к которой относится коронавирус является организация качественной приточно-вытяжной вентиляции, которая обеспечит уровень CO_2 не выше 600-700 ppm. Если в помещении отсутствует система приточно-вытяжной вентиляции, этого эффекта можно добиться регулярным проветриванием с постоянным мониторингом уровня CO_2 [4].

Самыми правильными и эффективными способами вентиляции будут способы, применяемые в медицинских учреждениях и т.н. «чистых комнатах». В таких системах, приток свежего воздуха осуществляется ламинарным потоком через специальные воздухораспределители. Например, через потолочные ламинаторы в одном направлении, например сверху – вниз. Рециркуляция воздуха полностью исключается, а приточный воздух тщательно фильтруется в HEPA фильтрах. Вентиляционное оборудование и автоматика кроме

заданной температуры и влажности постоянно поддерживают избыточное давление в помещении. Это препятствует проникновению внешнего загрязненного воздуха.

К сожалению, такой способ дорогостоящий и имеет высокие эксплуатационные расходы.

Менее затратным является использование стандартной приточно-вытяжной вентиляции. В этом случае свежий воздух через приточную установку подается в помещение. Вытяжная установка вытягивает отработанный воздух из помещения. В приточной установке свежий воздух очищается от пыли, подогревается или охлаждается.

Действующими строительными нормами регламентируется кратность воздухообменов, которая рассчитывается в зависимости от назначения помещения, количества людей, их режима пребывания и количества загрязнений, которые выделяются внутри. Уровень CO₂ действующими строительными нормами в настоящее время не регламентируется. Поэтому, если вы хотите контролировать риск распространения респираторных заболеваний, нужно измерять уровень CO₂ и регулировать производительность приточной и вытяжной систем для поддержания CO₂ не выше 600-700 ppm.

В связи с пандемией коронавируса COVID-19 Федерация европейских ассоциаций отопления, вентиляции и кондиционирования REHVA опубликовала Руководство по эксплуатации помещений в районах со вспышкой коронавирусной болезни. Особое внимание в руководстве уделяется правильной вентиляции. В документе рассматривается риск передачи инфекции воздушным путем через мелкие частицы – меньше пяти микрометров, которые могут оставаться в воздухе в течение нескольких часов и могут транспортироваться на большие расстояния. Мелкие частицы образуются при кашле и разговоре и не исчезают из воздуха так быстро, как более крупные капли, которые оседают и высыхают. Этот механизм подразумевает, что увеличение вентиляции полезно для удаления большего количества частиц. Лучше вообще поддерживать постоянную вентиляцию, чтобы удалить частицы вируса из здания.

Авторы отмечают, что риск заражения возрастает в плохо проветриваемых помещениях. Размер частиц коронавируса составляет 80–160 нанометров, и они остаются активными в обычных условиях до трех часов в воздухе помещения и до двух-трех дней на внутренних поверхностях и предметах [6]. По возможности следует отключить и децентрализованные системы, использующие локальную рециркуляцию, такие как фанкойлы.

Нет необходимости и в создании повышенной влажности. Вирус устойчив к изменениям окружающей среды и восприимчив только к очень высокой относительной влажности – выше 80 % и температуре выше 30 °C, которые неприемлемы в помещениях [6]. Поэтому системы отопления или охлаждения не нуждаются в какой-либо регулировке.

Также нет необходимости заменять наружные воздушные фильтры системы вентиляции, которые в данном конкретном контексте не являются источниками загрязнения, и в специальной чистке межкомнатных вентиляционных каналов.

Поддержание влажности в помещениях, особенно в отопительный период в условиях самоизоляции архиважно для здоровья. В монолитных МКД влажность зимой не превышает 15–20 %, что маловато при постоянном нахождении дома и при необходимости работать на удаленке. Хорошо еще, что в настоящее время выбор увлажнителей есть на любой вкус – от бытовых до профессиональных.

Не лишними будут и системы ультрафиолетового обеззараживания вытяжного воздуха. Если есть риск попадания загрязненного воздуха в приточной воздухозабор, то и на приточный воздух нужны УФ-установки. Ультрафиолет (бактерицидные фильтры, ультрафиолетовые лампы) помогает обеззаразить воздух. На данный момент нет никаких исследований, которые точно подтверждали бы, что этот вирус «боится» таких решений, но, по крайней мере, это самая высокая степень защиты и повсеместно используется для повышенной очистки воздуха, где это требуется, – во всех медицинских учреждениях их

устанавливают для обеззараживания воздуха. Модуль устанавливается вместе с внутренним блоком сплит-системы, образуя с ним единую конструкцию. Высокоэффективная молекулярная очистка воздуха, основанная на технологии фотокатализа, обеспечивает непревзойденную защиту здоровья пользователей.

По данным European Environmental Agency (EEA), главную опасность для здоровья человека несут наноразмерные частицы. К ним относятся молекулы основных возбудителей аллергии (20–400 нм), не удаляемые легкими человека аэрозольные частицы (20–100 нм), вирусы (20–300 нм), бактерии (от 100 нм).

Модуль обеззараживания воздуха улавливает и инактивирует частицы размером от 30 нм (в том числе озон, угарный газ, аммиак, оксид азота и прочие токсичные газы) с эффективностью близкой к 100 %, а также устраняет большинство запахов, включая табачный дым. Благодаря высокоэффективной технологии обеззараживания воздуха работа сплит-системы совместно с таким модулем гарантирует абсолютно новый уровень комфорта и экологии пространства. Работа модуля обеззараживания воздуха основана на фотокаталитическом окислении органических соединений на поверхности нанокристаллического диоксида титана под действием мягкого УФ-излучения (320–405 нм). Фотокаталитический элемент из пористого кварцевого стекла в виде пластин прямоугольной формы (патента

№ РСТ/RU2012/001086) применяется для инактивации всех типов микроорганизмов и удаления из обрабатываемого воздуха летучих органических загрязнителей. При попадании на поверхность фотокаталитического элемента любого органического загрязнения происходит его полное окисление до безвредных составляющих без накопления на фотокаталитическом фильтре.

Фотокаталитический элемент на основе пористого стеклянного носителя позволяет объединить механическую фильтрацию и адсорбцию с фотокаталитическим окислением, что обеспечивает максимальную эффективность фотокатализа в целом.

Процесс окисления интенсивен уже при комнатных температурах, и нет разницы, окисляется при этом органическая молекула, аэрозольная частица или бактерия. В результате окисления образуются в основном углекислый газ и вода. К настоящему времени существует информация о фотокаталитическом окислении более 24000 видов органических соединений.

В ответ на пандемию COVID-19 экспертами Федерации Европейских Ассоциаций по Отоплению, Вентиляции и Кондиционированию воздуха (REHVA) разработан целый ряд практических рекомендаций, указанных ниже [7].

1) Использовать интенсивную аэрацию (проветривание).

2) Общая рекомендация - избегать скопления людей в плохо проветриваемых помещениях.

3) В зданиях без систем механической вентиляции необходимо активно использовать оконную аэрацию (проветривание) (даже если это вызывает некоторый тепловой дискомфорт). Оконное проветривание — это действенный способ повысить воздухообмен в помещениях и в здании. При попадании в помещение следует открыть окна в нем примерно на 15 мин. (Особенно, если в помещении до этого находились люди).

4) Держать окна в туалетных комнатах закрытыми. Открытые окна в туалетных комнатах с естественной вентиляцией или принудительными вытяжными системами вентиляции могут вызвать повышение давления в туалетных комнатах и дальнейшее перетекание загрязненного воздуха из туалетных комнат в соседние помещения. Если туалетные комнаты не оборудованы необходимой вытяжной вентиляцией и при этом оконное проветривание в них исключить невозможно, в таком случае необходимо обеспечить сквозное проветривание здания, открыв окна и в других помещениях.

5) Относительная влажность (RH) и температура в помещении обуславливают распространение вирусов в помещении, влияя на их жизнеспособность, формирование ядер капель и состояние слизистых оболочек людей, находящихся в нем. Распространение некоторых вирусов в помещениях может быть ограничено изменением температуры воздуха и относительной влажности. Это не относится к COVID-19.

6) Коронавирусы достаточно устойчивы к изменениям окружающей среды и восприимчивы только к очень высокой относительной влажности - выше 80% и температуре выше 30 °C. Однако данные параметры не свойственны микроклимату обычных помещений. COVID-19 обнаружил жизнеспособность в течение:

- 14 дней при 4 °C;
- 1 дня при 37 °C;
- 30 минут при 56 °C.

Высокую стабильность показал COVID-19 при типичной температуре в помещении 21-23 °C и относительной влажности 65%. Увлажнение помещения до 65% может иметь очень ограниченное влияние или вообще не влиять на стабильность вируса COVID-19.

7) Данные не подтверждают, что умеренная относительная влажность 40-60% будет эффективна для снижения жизнеспособности COVID-19, поэтому увлажнение не является способом снижения жизнеспособности COVID-19. Значение относительной влажности воздуха в помещении, к сожалению, также не влияет на скорость испарения взвешенных в нем капель и на их агрегацию в более крупные капли. Мелкие капли актуального размера 0,5-10 мкм будут быстро испаряться при любом уровне относительной влажности (RH). Однако важно то, что при низких значениях относительной влажности 10-20% поверхности полостей носа и слизистые оболочки человека более возбуждены и чувствительны к инфекциям, и именно по этой причине рекомендуется дополнительное увлажнение зимой (до уровней 30 - 35%). В весенне-летний период в нашей климатической зоне оптимальные для слизистых оболочек человека значения относительной влажности устанавливаются естественным путем.

Таким образом, в зданиях, оборудованных системами увлажнения, нет необходимости менять уставку относительной влажности. Системы отопления и охлаждения воздуха могут эксплуатироваться в обычном режиме, поскольку они непосредственно не влияют на распространение COVID-19.

8) Никаких изменений настроек систем отопления или кондиционирования делать не нужно.

9) Рекуператоры тепла могут стать источником переноса вируса из вытяжного воздуха в приточный вследствие утечек (перетоков) в них. В роторных воздушных рекуператорах могут наблюдаться значительные утечки вследствие недостатков конструкции некоторых из них и некачественного технического обслуживания. В должным образом работающих роторных рекуператорах утечки примерно такие же, как и у пластинчатых рекуператоров и составляют 1-2% от количества воздуха.

Утечки (переток) воздуха в рекуператорах не должен превышать 5% и должен компенсироваться за счет увеличения количества наружного воздуха в соответствии с EN 16798-3:2017. Однако некоторые роторные рекуператоры могут быть установлены и настроены неправильно.

10) Наиболее распространенная ошибка монтажа и регулировки роторных рекуператоров заключается в том, что на стороне вытяжного воздуха создается более высокое давление. Это приводит к перетоку вытяжного воздуха к приточному. Степень неконтролируемого перетока загрязненного вытяжного воздуха в этих случаях может достигать до 20%, что недопустимо.

11) Роторные теплообменники, правильно сконструированные, установленные и обслуживаемые, имеют практически нулевой переток частиц загрязняющих веществ (включая

перенос бактерий, вирусов и грибов), однако для них характерна ограниченная утечка газообразных загрязняющих веществ, таких как табачный дым и другие запахи.

12) Таким образом, нет никаких доказательств того, что частицы, содержащие вирус, начиная с 0,1 мкм могут переноситься из вытяжного воздуха в приточный воздух в должной мере работающем роторном рекуператоре.

13) Поскольку степень перетекания не зависит от скорости вращения ротора, нет необходимости останавливать роторные рекуператоры.

14) Надлежащая работа роторных рекуператоров способствует более интенсивному воздухообмену.

15) Известно, что перенос / утечки в рекуператоре достигают максимального значения при небольших расходах воздуха, поэтому рекомендуется поддерживать высокие значения воздухообмена.

16) Если есть подозрения на утечки в секциях рекуперации, необходимо проверить и произвести регулировку давления и / или байпаса (некоторые системы могут быть оборудованы регулировкой байпаса) для предотвращения перетекания воздуха из области более высокого давления на стороне вытяжного воздуха в приточный воздух.

17) Регулировка перепада давления может быть осуществлена с помощью заслонок или других средств. В любом случае необходимо проверить оборудование секций рекуперации тепла, включая измерение перепада давления.

18) Для обеспечения безопасности обслуживающий персонал должен соблюдать требования правил безопасности и применять средства индивидуальной защиты (СИЗ).

19) Перенос вирусных частиц через устройства рекуперации тепла не станет проблемой, если СВК воздуха будет оборудована двухсекционным пластинчатым рекуператором с промежуточным теплоносителем или другим устройством рекуперации тепла, что гарантирует 100% разграничение приточного и вытяжного воздуха.

20) Вирусные частицы также могут возвращаться в помещение, с рециркуляционным воздухом по обратным воздуховодам.

21) Несмотря на то, что на сегодня отсутствуют данные о переносе инфекции COVID-19 рециркуляционным воздухом СВК, следует уделить внимание качеству рециркуляционного воздуха. Достаточно эффективным антивирусным средством является использование для этой цели ультрафиолетовых (УФ) бактерицидных излучателей. Их целесообразно монтировать как в обратных воздуховодах для дезинфекции рециркуляционного воздуха и рециркуляционных фильтров, так и в подающих воздуховодах для бактерицидной обработки поверхностей теплообменников и воздуха, подаваемого в помещение.

22) В течение многих лет УФ широко используется для обезвреживания микробов, бактерий и вирусов. И сейчас, во время эпидемии COVID-19, авторитетные международные организации такие, как ВООЗ и Международная Ассоциация УФ настоятельно рекомендуют использовать УФ для обеззараживания воздуха и для предотвращения распространения возбудителей инфекционных болезней.

23) Очистка воздуховодов не является эффективным средством предотвращения распространения инфекции в здании, поскольку, при условии надлежащего функционирования секций рекуперации тепла и исключения рециркуляции, СВК воздуха не является источником загрязнения. Вирусы, содержащиеся в мелких частицах, не будут оседать в вентиляционных каналах а, как правило, будут захватываться воздушным потоком. Следовательно, не требуется никаких изменений в обычных процедурах очистки и обслуживания воздуховодов. Гораздо важнее увеличить подачу свежего воздуха, исключить рециркуляцию воздуха в соответствии с рекомендациями выше.

24) Иногда в центральных кондиционерах и рециркуляционных каналах обратной воздуха установлены фильтры. Класс эффективности этих фильтров является стандартным (G4 / M5), а не HEPA или ULPA, и они не обеспечивают эффективную фильтрацию частиц, содержащих вирусы.

25) В центральных кондиционерах устанавливаются менее эффективные фильтры (G4 / M5), целью которых является защита оборудования от пыли. Эти фильтры не должны фильтровать мелкие частицы, поскольку вирусные частицы будут удаляться вытяжным воздухом.

26) Что касается замены фильтров, достаточно проводить обычные процедуры обслуживания. В этом контексте грязные фильтры не являются источником загрязнения, но они уменьшают расход приточного воздуха, что способствует загрязнению помещений. Таким образом, замена фильтров должна осуществляться в соответствии с обычной процедурой - при превышении перепада давления на фильтре или в соответствии с графиком технического обслуживания.

27) Обслуживающий персонал систем ОВиК подвергается риску в случае, если замена фильтров (особенно фильтров вытяжного воздуха) проводится с нарушением требований правил безопасности и без применения средств индивидуальной защиты. С целью обеспечения личной безопасности необходимо всегда предполагать наличие на фильтрах активного микробиологического материала, включая жизнеспособные вирусы. Это особенно важно в отношении любого здания, в котором недавно была обнаружена инфекция.

28) Фильтры следует менять при выключенной системе, надев защитные перчатки, респираторы, утилизируя их в герметичные мешки.

29) Фанкойлы и внутренние блоки систем кондиционирования снабжены фильтрами грубой очистки, которые практически не фильтруют мелкие, но захватывают большие частицы.

30) Вирус на поверхности теплообменника фанкойла погибает при нагревании до 60 °C в течение одного часа, а при нагревании до 40 °C в течение суток.

31) Рекомендуется, чтобы вентиляторы фанкойлов работали непрерывно потому, что вирус, удерживаемый воздушным потоком на фильтре или поверхности теплообменника, при повторном включении вентилятора может оторваться и снова попасть в воздух помещения.

32) Замена внешних воздушных фильтров не требуется.

33) В современных системах вентиляции или в центральных кондиционерах сразу после забора наружного воздуха установлены фильтры тонкой очистки наружного воздуха (класс фильтра F7 или F8), которые хорошо фильтруют твердые частицы из наружного воздуха.

34) Размер частиц коронавируса в диапазоне 80-160 нм (0,1 мкм) меньше площади захвата фильтров F8 (эффективность захвата 65-90% для 0,1 мкм), но большое количество таких мелких частиц оседает на волокнах фильтра согласно диффузионному механизму. Диффузионный механизм осаждения частиц на фильтре заключается в столкновении мельчайших частиц загрязнений диаметром <0,1 мкм с частицами воздуха и в дальнейшем замедлении первых при прохождении через фильтр. Такие частицы начинают отклоняться от линий воздушного потока на расстояния, превышающие их диаметр. Это увеличивает вероятность того, что частица остановится окончательно и осядет на фильтровальном материале. При низких скоростях воздушного потока этот механизм становится доминирующим для частиц с размером менее 0,1 мкм. Частицы COVID-19 также агрегируют с более крупными частицами, захваченными фильтрами. Это означает, что в отдельных случаях загрязнения вирусом наружного воздуха стандартные фильтры тонкой очистки наружного воздуха обеспечивают разумную защиту при невысокой концентрации загрязнения и иногда отторгают вирусы наружу. Таким образом, не рекомендуется заменять

существующие фильтры наружного воздуха чаще, чем обычно, и заменять их на фильтры другого типа.

35) Комнатные очистители воздуха могут быть полезны в определенных ситуациях.

36) Комнатные очистители воздуха эффективно удаляют частицы загрязнений из воздуха.

37) Чтобы быть эффективными, очистители воздуха должны иметь как минимум эффективные HEPA-фильтры.

38) Устройства, использующие методы электростатической фильтрации также часто работают достаточно хорошо. Поскольку поток воздуха через очистители воздуха ограничен, площадь, которую они могут эффективно обслуживать, обычно достаточно мала, менее 10 м².

39) При решении использовать очиститель воздуха (опять же: увеличение воздухообмена намного эффективнее), рекомендуется располагать устройство непосредственно в рабочей зоне.

40) Специальное ультрафиолетовое оборудование для очистки, которое устанавливается для приточного или комнатного воздуха, также является эффективным средством уничтожения бактерий и вирусов. Это особенно актуально для учреждений здравоохранения.

Список литературы

1. [Колубков](#), А. Н. Практические рекомендации по борьбе с коронавирусом для систем вентиляции / А.Н. Колубков – Текст: непосредственный // АВОК. – 2020. – №4 – С. 32-38
2. Fanger, P.O. Thermal comfort [Text] / P.O. Fanger. – New York: Mc Grow Hill Book Co, 1973. – 244 p.
3. Табунщиков, Ю.А. Вентиляция в больницах: кто виноват и что делать? // Ю.А. Табунщиков. – Текст: непосредственный // АВОК. – 2021. – №2. – С. 4-10
4. Левчий, В.В. Вентиляция, как один из способов борьбы с пандемией коронавируса / В.В. Левчий. – Электронный ресурс. – Режим доступа: <http://lic.com.ua/article24.htm>
5. Rudnick, S.N. Risk of indoor airborne infection transmission estimated from carbon dioxide concentration / [S.N. Rudnick](#), [D.K. Milton](#) – Text // Department of Environmental Health, Harvard School of Public Health – 2003. – №13(3). – P. 237-245
6. World Health Organization: regional office for Europe: [сайт] – URL: <https://www.euro.who.int/ru/health-topics/health-emergencies/coronavirus-covid-19/publications-and-technical-guidance/2020/transmission-of-sars-cov-2-implications-for-infection-prevention-precautions-scientific-brief,-09-july-2020>
7. Federation of European Heating, Ventilation, and Air Conditioning Associations: [сайт] – URL: <https://www.rehva.eu/activities/covid-19-guidance>

УДК 614.72

Кривошеев Максим Игоревич,
магистрант группы ТГВм-50а
ГОУ ВПО «ДОННАСА»;
Чайкин Владислав Витальевич,
магистрант группы ТГВм-50а
ГОУ ВПО «ДОННАСА»
Шацков Артем Олегович,
кандидат технических наук,
доцент кафедры теплотехники,
теплогазоснабжения и вентиляции
ГОУ ВПО «ДОННАСА»

МЕРЫ ПО СНИЖЕНИЮ ВЫБРОСОВ ДИОКСИНОВ ПРЕДПРИЯТИЯМИ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ

Диоксины являются одними из самых опасных кумулятивных ядов и ксенобиотиков. Предотвращение или снижение уровня воздействия на людей наилучшим образом достигается путем проведения мероприятий, ориентированных на источники, то есть путем осуществления строгого контроля за промышленными процессами для максимально возможного уменьшения образования диоксинов. Поскольку одним из главных источников диоксинов являются процессы агломерации в черной металлургии, то в данной работе рассмотрены способы снижения выбросов диоксинов при работе сталеплавильных печей.

Ключевые слова: диоксины, черная металлургия, тканевый фильтр, адсорбенты

Диоксин - одно из самых токсичных синтетических медленнодействующих соединений.

Диоксином в органической химии называют шестичленный гетероцикл, в котором два атома кислорода связаны двумя двойными углерод-углеродными связями. В токсикологии под термином "диоксин" понимают производное этого соединения, а именно 2,3,7,8-тетрахлордибензо-парадиоксин (2,3,7,8 ТХДД) который является представителем большой группы чрезвычайно опасных ксенобиотиков из числа полихлорированных полициклических соединений.

Поражение человека возможно при поступлении диоксинов в организм через желудочно-кишечный тракт, они поражают поджелудочную железу, легкие, иммунную систему. Возникают тяжелые отеки окологрудной сумки, брюшной и грудной полости. Попадание диоксина в организм вызывает риск заболевания раком и ряд других серьезных проблем для здоровья. В частности, возможна повышенная частота хромосомных мутаций и врожденных уродств через специфическое действие диоксина на генетический аппарат половых клеток и клеток эмбриона.

Диоксины обладают острой и хронической токсичностью, срок их скрытого действия может быть достаточно большой (от 10 дней до нескольких недель, а иногда и нескольких лет).

Признаками поражения диоксинами являются снижение веса, потеря аппетита, появление угревой сыпи на лице и шее, который не поддается лечению. Развивается поражение век. Наступают крайняя депрессия и сонливость. В дальнейшем поражения диоксином приводит к нарушениям функции нервной системы, обмена веществ, изменению состава крови.

Диоксины нарушают функции печени, сопровождающийся накоплением в клетках токсических продуктов, нарушением обмена веществ, подавлением функций некоторых систем организма.

Диоксины образуются, главным образом, в результате промышленных процессов, но могут также образовываться и в результате естественных процессов, таких как извержения вулканов и лесные пожары. Диоксины являются побочными продуктами целого ряда производственных процессов, включая плавление, отбеливание целлюлозы с использованием хлора и производство некоторых гербицидов и пестицидов.

В разных странах мира проводятся разработки с целью сокращения эмиссии диоксинов от металлургических агрегатов: агломерационных машин и электросталеплавильных печей. Сложность заключается во внедрении новых технологий избавления от диоксинов именно на действующих установках, когда трудно и экономически нецелесообразно проводить реконструкцию отдельных блоков установки и изменять режимные параметры технологического процесса, что позволило бы провести полную деструкцию ТХДД и ТХДФ в металлургическом агрегате.

В зависимости от масштабов и типа оборудования металлургического производства и эффективности мер по поддержанию чистоты воздушного бассейна агрегаты черной металлургии могут быть главным источником выбросов диоксинов в атмосферу. Было установлено, что процесс агломерации в черной металлургии является основным источником выброса диоксинов [1]

Аглофабрики и дуговые печи выбрасывают в соответствии 0,5-3,3 и 0,01-1,3 нг/м³ «токсического эквивалента» (максимальные значения относятся к дуговым печам, выплавляющим углеродную сталь, и работают с подогревом лома, особенно в шахтных дуговых печах).

До конца 1980-х годов для удаления пыли из отходящих газов аглофабрики использовали в основном процессы сухой очистки. Вследствие неуклонного ужесточения правил по охране окружающей среды сухая очистка пыли больше не могла удовлетворять требования технических условий по уровню содержания загрязняющих веществ в выбросах, в результате этого появилась газоочистка мокрого типа.

Большую проблему для эффективной очистки отходящих газов аглоцеха от пыли создают частицы размером менее микрометра, состоящие в основном из щелочных хлоридов. Они образуются при спекании сырых материалов, которые, как правило, содержат в небольших количествах щелочь и хлорид.

Как известно очистительная способность электростатических фильтров сухого типа резко снижается, если на удельное сопротивление пыли оказывает отрицательное влияние содержание щелочного хлорида. Интенсивный поиск эффективного решения по отфильтровыванию субмикронной фракции отходящего газа аглофабрики привел к разработке процесса "Эрфайн". Установка очистки отходящих газов аглофабрики мокрого типа впервые успешно внедрена в 1993 г. на аглофабрике компании "Фест-Аль-пине Шталь Линц". С помощью данной системы одновременное извлечение пыли и других загрязняющих веществ, таких как HCl, HF, NO_x, SO₂, тяжелые металлы, диоксины и фураны, выполняется в едином процессе, как видно из технологической схемы, приведенной на.

На заводе с полным металлургическим циклом компании "КОРУС" (Эймуйден, Нидерланды), смонтировали единственную установку "Эрфайн" с целью очистки общего объема отходящих газов с трех агломашин. Более того, десульфурацию проводили, вдувая каустическую соду в контур охлаждающей воды.

В процессе "Эрфайн" можно выделить три основные стадии: охлаждения, отделения пыли и обработки воды. На стадии охлаждения отходящий газ охлаждается и насыщается. Крупные частицы (фракцией > 10 мкм) удаляются в результате впрыскивания распыленной

циркуляционной воды в противоток отходящему газу посредством форсунок, работающих на одном виде жидкости. Десульфурацию выполняют путем добавки к циркуляционной воде охлаждения каустической соды NaOH гидроксида магния $\text{Mg}(\text{OH})_2$ или известкового молока $\text{Ca}(\text{OH})_2$.

На стадии отделения пыли в системе скруббера тонкой очистки специально разработанные форсунки двойного потока (патент ФАИ) впрыскивают воду и сжатый воздух в виде водовоздушной струи под высоким давлением. Это позволяет удалить мельчайшие частицы пыли и вредные компоненты (тяжелые металлы ПХДД/ПХДФ – полихлордибензодиоксин и полихлордибензофуран) со степенью эффективности, не достижимой при использовании типовых систем. Более чем 90% общего содержания пыли и аэрозоли эффективно устраняется из отходящих газов под воздействием инерционных сил, диффузии и местных эффектов перенасыщения.

На стадии обработки воды взвешенные твердые частицы и тяжелые металлы удаляют из сбросовых стоков данного процесса в установке обработки воды в три этапа: отделяют взвешенные твердые частицы (в основном компоненты железа) в бассейне-отстойнике, обезвоживают в камерном фильтр-прессе и возвращают на агломашину; удаляют тяжелые металлы в бассейне выпадения в осадок, добавляя известковое молоко, сульфид натрия и хлорид железа (III); выполняют тонкое фильтрование и конечную нейтрализацию очищенной воды.

Отделенные твердые частицы обезвоживают в камерном фильтр-прессе, выгружают в контейнер и складировуют для переработки. С этой целью к отфильтрованной массе можно добавлять шлак сталеплавильного процесса ЛД, который связывает тяжелые металлы в нерастворимую матрицу. Затраты на переработку отходов можно таким образом существенно снизить. На ряде предприятий 100 % шлама подвергают вторичной переработке без отрицательного воздействия на продукцию или ход процесса.

Диоксины обладают довольно высокой температурой испарения. На стадии охлаждения в процессе "Эрфайн" температура отходящих газов аглофабрики быстро снижается, что не только сводит к минимуму образование диоксинов (новый синтез), но и вынуждает имеющиеся диоксины конденсироваться на поверхности частиц пыли. Кроме того, большая площадь поверхности мельчайших капелек воды, создаваемых форсунками двойного потока, способствует конденсации и/или поглощению газообразных диоксинов. Диоксины, которые цепляются как за мелкие частицы пыли, так и за капельки воды, затем отделяются от газа в скруббере тонкой очистки, обуславливающим высокую очистительную эффективность процесса "Эрфайн".

Хлорид железа (III), который добавляют к сбрасываемой воде процесса "Эрфайн", в ходе обработки тяжелых металлов образует большое количество гид- рооксида железа (III), обеспечивающего удаление и последующее осаждение свободных и поглощенных из воды диоксинов. После обработки в камерном фильтр-прессе обезвоженные отфильтрованные осадки № 1 (содержащий нерастворимые твердые частицы) и № 2 (состоящий в основном из природного гипса и небольших объемов тяжелых металлов) могут быть возвращены на агломашину, где большая часть диоксинов распадается. Из маслянистого шлама, скачиваемого с поверхности бассейна-отстойника, удаляют лишнюю воду и возвращают его на аглофабрику.

К основным источникам диоксинов на металлургическом предприятии относится также электродуговая печь. Металлолом, используемый для производства, стали, обычно привносит масло, пластмассу и другие органические компоненты, поэтому требуется эффективное решение по переработке отходящих газов и устранению проблем, связанных с ними. С внедрением технологий предварительного подогрева металлолома в конце 1980-х годов были разработаны специальные технические решения по очистке отходящих газов с целью борьбы

с возросшими объемами летучих органических соединений (ЛОС) и диоксинов, присутствующих в отходящих газах.

Как предварительный подогрев металлолома, так и завалка скрапа с высокой загрязненностью маслом в ЭДП способствуют выделению ПХДД/ПХДФ в отходящие газы. Исследования показали, что для снижения концентрации этих ядовитых веществ наиболее эффективно использование последующего дожигания сразу за печью. Во избежание превращения разложившихся фракций вновь в ПХДД/ПХДФ необходимо, чтобы отходящие газы при охлаждении как можно быстрее преодолели температурный интервал, в котором происходит повторный синтез. В качестве эффективного метода зарекомендовало себя использование охлаждающих распылителей. С их помощью температуру отходящих газов печей можно снизить от 650 до 200°C менее чем за 1 с. Применение форсунок с двойным потоком, используемых в оборудовании "Эрфайн" также ускоряет охлаждение

Любые оставшиеся или же вновь образованные органические соединения могут быть удалены вдуванием таких адсорбентов, как активированный уголь и специальные виды кокса (лигнитовый кокс). При этом адсорбенты должны быстро и равномерно распределяться в потоке отходящего газа. Данная технология поглощения в электросталеплавильном производстве, известная под названием "наилучшая имеющаяся технология", минимизирует выбросы органических хлоринов, особенно ПХДД/ПХДФ и ПХД. С помощью этой технологии легко выполняются требования по выбросам пыли, монооксида углерода (СО), вредных компонентов (NOx), диоксида серы (SO₂), ЛОС и ПХДД/ПХДФ.

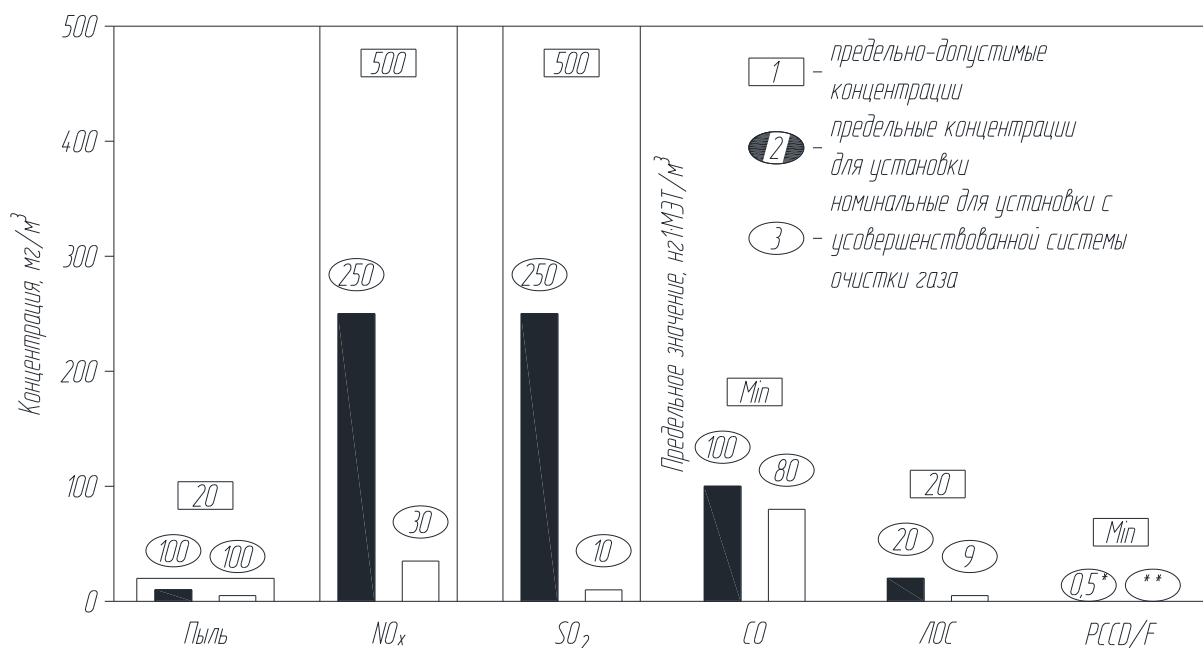


Рисунок 1 - Сравнение требуемых и фактических величин выбросов из шахтной печи с удерживающими захватами (*UNIT 0,04 нг1-МЭТ/м³; **<0,1 нг1-МЭТ/м³)

В современных электродуговых печах реально получить концентрацию пыли менее чем 5 мг/м³ в очищенном газе с помощью тканевого фильтра. Дальнейшее уменьшение данной концентрации пыли не даст значительного снижения содержания ПХДД/ПХДФ в очищенном газе. Распределение родственных ПХДД/ПХДФ в очищенном отходящем газе ЭДП без вдувания адсорбентов почти такое же, как и в чистом отходящем газе с аглофабрики. Относительно эффективности удаления родственных веществ в отходящих газах ЭДП можно заметить разницу в работе с вдуванием адсорбента и без него (рис. 8). Улавливающая способность тканевого фильтра без вдувания адсорбента колеблется от 50 до 85%. При

вдувании адсорбента удаляется -99,8% фуранов, а диоксинов — 97,8%. Выбросы ПХДД/ПХДФ сокращаются до величины менее 0,1 нг 1-МЭТ/м³, что эквивалентно общей эффективности очистки примерно 99%. При использовании тканевого фильтра снижение содержание ПХДД/ПХДФ в отходящих газах в основном зависит от температуры газа на входе в фильтр, когда в поток отходящих газов не вдуваются адсорбенты. В общем, температура должна быть менее 80°C однако следует не забывать о проблеме потенциальной конденсации.

Ещё одним способом уменьшения эмиссии диоксинов в черной металлургии является предварительный подогрев металлолома.

Проведенный анализ существующих процессов предварительного подогрева металлолома, совершенствования потока и теплообмена отходящих газов, улучшение термического исполнения шахтных подогревателей второго поколения показали принципиальные недостатки существующих процессов подогрева металлолома на примере интегрированной установки. Процесс подогрева характеризуется большой разницей температуры по высоте столба металлолома, нагревается - от 930°C в нижней части и до 150°C в верхней части шахтного подогревателя. Средняя температура подогретого металлолома составляет не более 520-560°C. Такое распределение температур в столбе металлолома создает благоприятные условия для образования различных вредных веществ, таких как диоксины и фураны, летучие углеводородные и другие вещества, которые образуются при температурах ниже 750°C.

Данные вредные вещества на существующих установках устраняются с помощью дожигания в специализированных камерах дожигания при 850°C, с последующим резким охлаждением отходящих газов до 250°C. Отсюда следует основной вывод: для решения существующих проблем подогрева металлолома следует перейти от вторичных к первичным мероприятий, которые устраняют причины образования диоксинов и фуранов и ведут к полному подогреву металлолома до средней температуры около 800°C [2].

Разработан принципиально новый метод комбинированного подогрева металлолома, который сочетает существующий метод использования тепла печных газов, отходящих и введение дополнительного тепла через внешний источник энергии. Введение тепла осуществляется ступенчато в каждой секции шахтного подогревателя с целью предотвращения падения температуры отходящих газов, ниже 850°C и полного подогрева металлолома до 800 ° С. Такая комбинация подогрева металлолома не допускает падения температуры и исключает, таким образом, основной источник образования диоксинов и фуранов, и летучих углеводородов. Комбинированный процесс подогрева металлолома устраняет необходимость дожигания газов, отходящих и дальнейшего резкого охлаждения, с целью предотвращения процесса «новосинтеза». Постоянная температура на выходе шахтного подогревателя (850-900°C) создает благоприятные условия для работы модулей газоочистки. В целях ограничения роста объема отходящих газов, в шахтном подогревателе предотвращения образования NO_x ввод тепла через внешний источник энергии должно осуществляться газокислородная системами горения [2].

Создание высокотемпературных условий в шахтном подогревателе приводит к полному сгоранию диоксинов и фуранов в металлоломе, что является дополнительным источником энергии. При содержании 10 кг/т органических веществ в тонне металлолома выделяется около 190,8 МДж/т [3]. При этом становится очевидным, что теплоты отходящих газов, которое составляет около 234 МДж/т, явно недостаточно для полного подогрева металлолома и устранения вредных веществ. Высокое содержание теплоты отходящих газов, при комбинированном процессе подогрева (655,2 МДж/т), может использоваться в рекуперативных целях при охлаждении в модулях газоочистки.

Следует также рассмотреть совместную работу шахтного подогревателя и модулей газоочистки.

Комплексное рассмотрение работы шахтной печи и модулей газоочистки показал большую технологическое преимущество параметров комбинированного процесса подогрева металлолома. При данном процессе отпадает необходимость в камере дожигания и резком охлаждении отходящих газов. Постоянная температура отходящих газов, 850 - 900 °С после шахтного подогревателя создает благоприятные условия для окончательного дожигания летучих углеводородов и разложения диоксинов и фуранов. Значительное сокращение переходных процессов, в первую очередь, подъем и падение температуры отходящих газов, ведущих к процессу «новосинтеза», стабилизируют и упрощают работу модулей газоочистки. Таким образом, комбинированный процесс подогрева металлолома создает стабильные условия работы, аналогичные достигнутым в установках сжигания мусора.

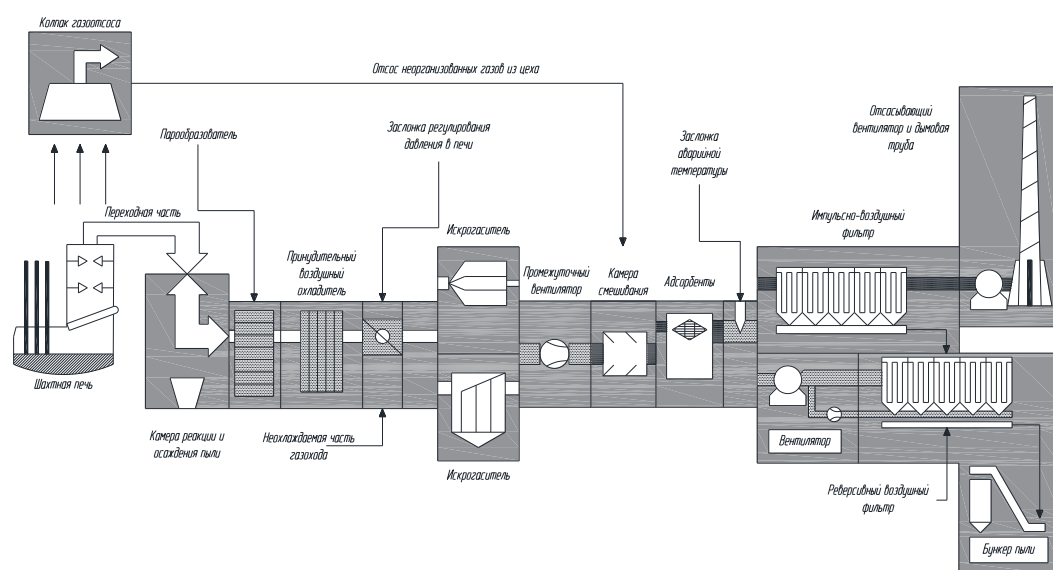


Рисунок 2 – Модульное представление шахтной печи и системы газоочистки при комбинированном процессе подогрева металлолома

Стабильная температура отходящих газов, 850-900°C после камеры реакции и осаждения пыли позволяет на первой ступени охлаждения (550-850°C) использовать тепло отходящих газов, в рекуперативных водоохлаждаемых системах. Анализ работы охладителей второй ступени (250-550°C) газоочистки показал большую эффективность современного принудительного воздушного охладителя. На данной ступени охлаждения тепло отходящих газов, следует использовать для создания теплового потока воздуха для нужд ЭСПЦ или других целей [4].

Соответствующие меры по организации технологического процесса и аппаратурного его оформления позволят осуществить улавливание и обезвреживание диоксинов, поступающего с сырьем на термическую переработку в электросталеплавильный цех, и предотвратить их синтеза в технологическом процессе [5].

Таким образом, комбинированный процесс подогрева металлолома способствует полному сгоранию органических примесей и предотвращает образование диоксинов и фуранов в концентрациях, превышающих допустимые нормы, позволяет сократить расход электроэнергии и продолжительность плавки, уменьшить выделение вредных веществ в окружающую среду.

Список литературы

1. Лопухов, Г.А. Удаление диоксинов из технологических газов дуговой сталеплавильной печи / Г.А. Лопухов. – Текст: непосредственный // *Электromеталлургия*. – 2004. – № 4. – С. 29-33.
2. Райле, В.Т. Концепция комбинированного подогрева металлолома в шахтных дуговых сталеплавильных печах / В.Т. Райле. – Текст непосредственный // *Электromеталлургия*. – 2011. №6. – С. 42-46
3. Киселев, А. Д. Повышение эффективности газоудаления дуговых сталеплавильных печей / А.Д. Киселев, Ю.Н. Тулуевски. – М.: *Металлургия*, 1992. – С. 11-20
4. Тимофеев, И. Г. Удаление диоксинов и фуранов из технологических газов ДСП / И.Г. Тимофеев – Текст непосредственный // *Электromеталлургия*. – 2003. – №8. – С. 29-33.
5. Юзов, О. В. Эффективность охраны атмосферы от выбросов сталеплавильного производства / О.В. Юзов, М.А. Харитоновa, В.С. Гурьев. – М.: *Металлургия*, 1987. – 103 с.

СОДЕРЖАНИЕ

СЕКЦИЯ 1. ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

Полегенький Владимир Владимирович, Грицкевич Яна Сергеевна, Колосова Нелли Вадимовна. АНАЛИЗ СПОСОБОВ НАГРЕВА БИОМАССЫ В МЕТАНТЕНКЕ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ БИОГАЗА	4
Фильченко Алексей Юрьевич, Колосова Нелли Вадимовна. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА ТИПА "ВОЗДУХ-ВОЗДУХ" В ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ УСТАНОВКЕ	8
Полковников Алексей Андреевич, Розель Юлия Васильевна, Удовиченко Злата Викторовна. АНАЛИЗ ТЕПЛООВОГО ПОТЕНЦИАЛА ГРУНТА ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ТНУ НА ТЕРРИТОРИИ ДОНБАССА.....	12
Майоров Дмитрий Анатольевич, Миронов Владислав Александрович, Савич Дарья Владимировна. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В КОНВЕКТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ	17
Копец Карина Константиновна, Старовойт Антон Алексеевич. ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ	21
Финоженкова Леонтия Анатольевна, Бостан Нина Степановна, Золотухина, Наталья Викторовна. ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЖИЛОГО ФОНДА ГОРОДА ТИРАСПОЛЬ	26
Лохвинская Татьяна Ивановна, Вудвуд Екатерина Руслановна. РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ.....	33
Волков Дмитрий Юрьевич, Лохвинская Татьяна Ивановна. ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МИНИ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ НА ТЕРРИТОРИИ ПМР.....	37
Корлюга Александр Андреевич, Лохвинская Татьяна Ивановна. ПОТЕНЦИАЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ БИОГАЗА ДЛЯ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ	41
Слуцкий Станислав Янекович, Лохвинская Татьяна Ивановна. ПРОЕКТ ВНЕДРЕНИЯ УСТАНОВКИ МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКИ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ВЕТРОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ТЕРРИТОРИИ ПРИДНЕСТРОВЬЯ.....	45
Умыржан Нұржан Нұрланұлы, Умыржан Темірлан Нұрланұлы, Касымов Аскар Багдатович. К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТОПЛИВНЫХ БРИКЕТОВ.....	49
Нурпаисова Гульнур Сарсеновна, Тоимбаев Алмас Болатбекович, Ермоленко Михаил Вячеславович. К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ОЗОНОБЕЗОПАСНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ	52

Мануленко Антон Иванович, Степанова Ольга Александровна. К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЖИГАНИЯ МЕСТНЫХ УГЛЕЙ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОТЛАХ	56
Васильев Александр Иванович, Максимова Наталья Анатольевна. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ РЕСТОРАННЫХ КОМПЛЕКСОВ	60
Лотаева Ирина Олеговна, Егорова Евгения Александровна, Максимова Наталья Анатольевна. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА	64
Петров Егор Викторович, Закутний Роман Сергеевич, Максимова Наталья Анатольевна. ФИЛЬТРЫ С ВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ДЛЯ МЕДИЦИНСКИХ УЧРЕЖДЕНИЙ.....	68
Мурадов Игорь Александрович, Максимова Наталья Анатольевна. СРАВНЕНИЕ ОСНОВНЫХ МЕТОДОВ ОСУШЕНИЯ ВОЗДУХА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕДЯНЫХ ПОКРЫТИЙ КРЫТЫХ КАТКОВ.....	72
Федюнина Татьяна Андреевна, Запорожский Владислав Сергеевич, Максимова Наталья Анатольевна. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ РЕКУПЕРАТОРОВ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ	76
Клименко Алексей Сергеевич, Шацков Артем Олегович. СНИЖЕНИЕ ЗАТРАТ НА ОТОПЛЕНИЕ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ ПУТЕМ ВНЕДРЕНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ИНФРАКРАСНЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ.....	80
Симонов Николай Александрович, Выборнов Дмитрий Владимирович. АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК	88
Нестеров Владислав Сергеевич, Тимошенко Кирилл Михайлович, Выборнов Дмитрий Владимирович. УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ В ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВКАХ	92
Козачек-Бевз Лариса Николаевна, Боцманов Антон Павлович, Выборнов Дмитрий Владимирович. ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ	96
Монах Светлана Игоревна, Вериновская Анна Олеговна, Новикова Ирина Александровна. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ МНОГОСЛОЙНОГО НАРУЖНОГО ОГРАЖДЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ТЕПЛОПЕРЕНОСЕ	100
Монах Светлана Игоревна, Добрыдень Андрей Сергеевич. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УДЕЛЬНОГО ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ.....	107

Монах Светлана Игоревна, Новикова Ирина Александровна, Вериновская Анна Олеговна. АВТОНОМНОЕ КОМПЛЕКСНОЕ ПРОИЗВОДСТВО ТЕПЛОТЫ, ХОЛОДА И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ	119
---	------------

СЕКЦИЯ 2. ИНЖЕНЕРНАЯ ИНФРАСТРУКТУРА ГОРОДОВ

Зайченко Людмила Геннадьевна, Торгузова Анастасия Вадимовна, Раевская Наталья Николаевна. АНАЛИЗ АВАРИЙНОСТИ ВОДОВОДОВ В РАБОТЕ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ	127
---	------------

Башева Татьяна Сергеевна, Бречалова Марина Александровна, Николаева Лариса Владимировна. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ КОТЛОВ НА ВЕЛИЧИНУ ЭМИССИИ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ВЕЩЕСТВ В АТМОСФЕРНЫЙ ВОЗДУХ.....	131
---	------------

Спичка Дмитрий Игоревич, Олексюк Анатолий Алексеевич. ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОТ АТЭС.....	137
---	------------

Павленко Игорь Владимирович, Олексюк Анатолий Алексеевич. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ЗМЕЕВИКОВОГО ТИПА.....	142
--	------------

Чайкин Владислав Витальевич, Кривошеев Максим Игоревич, Шацков Артем Олегович. ВЕНТИЛЯЦИЯ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ В УСЛОВИЯХ ПАНДЕМИИ	148
--	------------

Кривошеев Максим Игоревич, Чайкин Владислав Витальевич, Шацков Артем Олегович. МЕРЫ ПО СНИЖЕНИЮ ВЫБРОСОВ ДИОКСИНОВ ПРЕДПРИЯТИЯМИ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ	159
--	------------

СОДЕРЖАНИЕ	166
-------------------------	------------

Научное электронное издание

**«ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ В ИНЖЕНЕРНЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
СИСТЕМАХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ»**

*Электронный сборник статей по материалам II открытой международной очно-
заочной научно-практической конференции молодых ученых и студентов*

(04 марта 2021 г., Макеевка)

Ответственные за издание: ***А. В. Лукьянов***

e-mail: donnasa_gsh@mail.ru

gsh@donnasa.ru

Компьютерная вёрстка: ***Д. В. Савич, Б. В. Кляус***