



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
**СТРОИТЕЛЬНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Сборник докладов VII Международной  
научно-технической конференции,  
посвященной 90-летию со дня образования факультета  
ТГВ МИСИ – МГСУ

*(г. Москва, 8 ноября 2018 г.)*

© Национальный исследовательский  
Московский государственный  
строительный университет, 2019

ISBN 978-5-7264-1945-9

Москва  
Издательство МИСИ – МГСУ  
2019

УДК 628.8 + 697  
ББК 38.762 + 38.763  
Т33

Т33      **Теоретические основы теплогаснабжения и вентиляции**  
[Электронный ресурс] : сборник докладов VII Международной научно-технической конференции, посвященной 90-летию со дня образования факультета ТГВ МИСИ – МГСУ / М-во науки и высшего образования Рос. Федерации, Нац. исследоват. Моск. гос. строит. ун-т. — Электрон. дан. и прогр. (4,7 Мб). — Москва : Издательство МИСИ – МГСУ, 2019. — Режим доступа: <http://mgsu.ru/resources/izdatelskaya-deyatelnost/izdaniya/izdaniya-otkr-dostupa/> — Загл. с титул. экрана.  
ISBN 978-5-7264-1945-9

В сборник включены доклады VII научно-практической конференции «Теоретические основы теплогаснабжения и вентиляции», проходившей 8 ноября 2018 г. в Московском государственном строительном университете и посвященной 90-летию со дня образования факультета ТГВ МИСИ – МГСУ.

Для магистрантов, аспирантов, профессорско-преподавательского состава вузов, реализующих программы высшего профессионального образования в области строительства и экологии, а также для специалистов в области теплогаснабжения и вентиляции.

*Научное электронное издание*

*Доклады публикуются в авторской редакции.  
Авторы опубликованных докладов несут ответственность  
за достоверность приведенных в них сведений.*

© Национальный исследовательский  
Московский государственный  
строительный университет, 2019

Ответственный за выпуск *С.М. Усиков*

Институт инженерно-экологического строительства и механизации  
(ИИЭСМ НИУ МГСУ).  
Тел. +7 (495) 730-62-53  
E-mail: [iiesm@mgsu.ru](mailto:iiesm@mgsu.ru)

Сайт: [www.mgsu.ru](http://www.mgsu.ru)  
<http://mgsu.ru/universityabout/Struktura/Instituti/IIESM/kontakty/>

*Для создания электронного издания использовано:*  
Microsoft Word 2013, ПО Adobe Acrobat

Верстка макета *Е.В. Орлова*

Подписано к использованию 09.04.2019 г.. Объем данных 4,7 Мб.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Национальный исследовательский  
Московский государственный строительный университет»  
129337, Москва, Ярославское ш., 26.

Издательство МИСИ – МГСУ.  
Тел.: + 7 (495) 287-49-14, вн. 13-71, (499) 188-29-75, (499) 183-97-95.  
E-mail: [ric@mgsu.ru](mailto:ric@mgsu.ru), [rio@mgsu.ru](mailto:rio@mgsu.ru)

# ОГЛАВЛЕНИЕ

## СЕКЦИЯ СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕПЛОФИЗИКА

<i>Гагарин В.Г., Зубарев К.П.</i> Использование дискретно-континуального метода при расчете нестационарного влажностного режима однослойных ограждающих конструкций .....	6
<i>Бодров М.В., Кузин А.А.</i> Особенности проведения капитального ремонта систем обеспечения микроклимата жилого фонда.....	13
<i>Петриченко М.Р., Мусорина Т.А.</i> Математическая модель термического сопротивления стенового ограждения.....	19
<i>Малявина Е.Г., Фролова А.А.</i> Определение энергетически выгодной теплозащиты офисных зданий с внутренними теплопоступлениями в г. Москве .....	25
<i>Волкова Н.Г.</i> О взаимообусловленности климата и экологии в строительстве.....	32
<i>Коркина Е.В., Тюленев М.Д.</i> Теплопоступления от солнечной радиации через окна с учетом ориентации фасадов здания при использовании стекол с низкоэмиссионными покрытиями .....	39
<i>Королева Т.И., Мельников И.Е.</i> Исследование влажностного режима ограждающей конструкции облегченной кирпичной кладки методом температурных и влажностных полей.....	47
<i>Фам Ван Лыонг</i> Перспективный подход к выбору расчетного сочетания температуры и энтальпии наружного воздуха для теплого периода года.....	54

## СЕКЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ И ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ

<i>Аверкин А.Г., Еремкин А.П., Аверкин Ю.А.</i> I-d-диаграмма влажного воздуха на рубеже столетнего применения.....	63
<i>Пухкал В.А.</i> Учет бытовых тепловыделений при расчете тепловых потерь жилых зданий .....	71
<i>Величкин В.А., Завьялов В.А., Фокина Е.Н.</i> Самонастраивающаяся система управления теплообменников ГВС и отопления.....	76
<i>Осипова Н.Н., Малая Э.М., Никонорова З.Н.</i> Экономическая оценка эффективности энергосбережения.....	81
<i>Ромейко М.Б.</i> К вопросу организации вентиляции в цехе по изготовлению кабельной продукции .....	87
<i>Малявина Е.Г., Крючкова О.Ю.</i> Роль детализации вероятностно-статистической модели климата в точности расчета энергопотребления системами кондиционирования воздуха .....	90
<i>Ефремова Л.М.</i> Исследование воздухообмена в подземной автостоянке .....	97

<i>Старкова Л.Г., Абдулин Р.В., Старкова Д.А.</i> Оптимизация схемы вентиляции православного храма с целью защиты художественной отделки .....	104
<i>Зеленцов Д.В., Матвеев А.Г.</i> Методика расчета и испытания тепловой трубы с имитаторами утилизируемых тепловыделений.....	111
<i>Ахмерова Г.М., Ланцов А.Е., Низамов И.И.</i> Расчет местных тепловых потерь от запорной арматуры трубопроводов тепловых сетей. ....	116
<i>Осипова Н.Н., Бычкова И.М., Культяев С.Г.</i> Разработка математической модели теплообмена камеры редуцирования с окружающим грунтовым массивом .....	124
<i>Петросян А.Л.</i> Энергоэкономическая целесообразность применения рекуператоров “воздух-воздух” в климатических условиях республики Армения .....	131
<i>Аверьянова О.В.</i> Методика определения энергоэффективности внутренних инженерных сетей с единым контуром теплонасосных установок.....	141
<i>Орлов М.Е.</i> Технология утилизации теплоты продуктов сгорания в водогрейных котельных систем теплоснабжения .....	149
<i>Пуринг С.М., Баландина О.А.</i> К вопросу о методологических подходах к решению задач оптимального распределения нагрузок между агрегатами котельной.....	156
<i>Медведева О.Н.</i> Оценка состояния систем газоснабжения.....	163
<i>Ключко А.К.</i> Упрощенный алгоритм определения показателя надежности газораспределительной сети .....	168
<i>Слесарев Д.Ю.</i> Выбор значения расчетной потери давления газа при проектировании газопроводов низкого давления.....	173
<i>Уляшева В.М., Мартянова А.Ю., Ромуз А.К.</i> Утилизация теплоты выхлопных газов газотурбинной установки для подогрева нефти .....	178

# СЕКЦИЯ СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕПЛОФИЗИКА

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНОГО МЕТОДА ПРИ РАСЧЕТЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ВЛАЖНОСТНОГО РЕЖИМА ОДНОСЛОЙНЫХ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

*Гагарин В.Г., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»  
Зубарев К.П., аспирант ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

### Введение

Оценка влажностного режима ограждающих конструкций является одним из ключевых направлений строительства. Ошибки при проектировании защиты от переувлажнения могут снизить долговечность ограждающих конструкций и привести дом к преждевременному разрушению [1, 2]. Влага в толще ограждающей конструкции влияет на энергосберегающие свойства теплозащитной оболочки здания [3-5], а также на здоровье человека [6, 7].

Одним из важных направлений развития является разработка методов расчета влажностного состояния ограждающей конструкции. Существует два принципиальных подхода к этому вопросу: методы, основанные на раздельном учете механизмов влагопереноса [8, 9] и методы, основанные на теории потенциала влажности [10-15].

### Обзор литературы

Известен потенциал влажности В.Г. Гагарина [10-13]:

$$F(w, t) = E_t(t) \cdot \varphi(w) + \frac{1}{\mu_0} \int_0^w \beta(\zeta) d\zeta, \quad (1)$$

где  $E_t$  – давление насыщенного водяного пара, Па;  $\varphi$  – относительная влажность воздуха;  $\mu$  – коэффициент паропроницаемости кг/(м·с·Па);  $\beta$  – коэффициент статической влажнопроводности, кг/(м·с·кг/кг);  $w$  – влажность, % по массе;  $t$  – температура, °С;  $F$  – потенциал влажности, Па.

В рамках данного потенциала влажности общий поток влаги представляется как сумма потоков жидкой и парообразной влаги:

$$g_{\text{общ}} = g_{\text{пар}} + g_{\text{жидк}}, \quad (2)$$

где  $g_{\text{общ}}$  – общий поток влаги, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $g_{\text{пар}}$  – поток парообразной влаги, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $g_{\text{жидк}}$  – поток жидкой влаги, кг/(м<sup>2</sup>·с).

Параллельно развитию теории влажностного режима, развивались методы компьютерного моделирования. В статье [16] А.Б. Золотовым, П.А.

Акимовым с соавторами была предложена формула для задачи теплопроводности, сохраняющая непрерывный характер во времени:

$$\bar{U}(\tau) = e^{A\tau} \cdot \bar{U}_0 - A^{-1} (E - e^{A\tau}) \cdot \bar{S}, \quad (3)$$

где  $\bar{U}$  – вектор столбец распределения температуры;  $\bar{U}_0$  – вектор столбец начального распределения температуры;  $A$  – матрица коэффициентов;  $\bar{S}$  – вектор столбец граничных условий,  $\tau$  – время, с.

Фактически уравнение (3) представляет решение нестационарной задачи теплопроводности при постоянных во времени граничных условиях первого рода.

Данный метод был развит в работе В.Н. Сидорова и С.М. Мацкевича [17]. Граничные условия первого рода изменялись во времени, а распределение температуры на любой момент времени определялось выражением:

$$\bar{U}(\tau) = e^{A\tau} \cdot \bar{U}_0 + \int_0^{\tau} e^{A(\tau-\sigma)} \cdot \bar{S}(\sigma) d\sigma. \quad (4)$$

Интеграл в уравнении (4) определялся с помощью метода трапеций.

### Задача исследования

Цель данного исследования – разработать метод расчета нестационарного влажностного режима для однослойных ограждающих конструкций с применением дискретно-континуального подхода.

### Материалы и методы

Предложено уравнение влагопереноса на основании потенциала влажности В.Г. Гагарина:

$$\gamma_0 \cdot \left( \frac{1}{\mu} \beta(w) + \frac{\partial \varphi(w)}{\partial w} E_i(t) \right)^{-1} \frac{\partial F(w, t)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial F(w, t)}{\partial x} \right), \quad (5)$$

где  $\gamma_0$  – плотность сухого материала, кг/м<sup>3</sup>.

На краях ограждающей конструкции задаются граничные условия 3 рода:

$$-\mu_1 \left. \frac{\partial F}{\partial x} \right|_{i=1} = \beta_n (F_n - F_1), \quad (6)$$

где  $\beta_n$  – коэффициент влагообмена на наружной поверхности ограждающей конструкции, кг/(м<sup>2</sup>·с·Па);  $\mu_1$  – коэффициент паропроницаемости слоя ограждающей конструкции, граничащей с наружным воздухом, кг/(м·с·Па);  $F_n$  – потенциал влажности наружного воздуха, Па;  $F_1$  – потенциал влажности сечения материала, граничащего с наружным воздухом, Па.

$$\mu_2 \left. \frac{\partial F}{\partial x} \right|_{i=N} = \beta_B (F_B - F_N), \quad (7)$$

где  $\beta_B$  – коэффициент влагообмена на внутренней поверхности ограждающей конструкции, кг/(м<sup>2</sup>·с·Па);  $\mu_2$  – коэффициент паропроницаемости слоя ограждающей конструкции, граничащей с внутренним воздухом, кг/(м·с·Па);  $F_B$  – потенциал влажности внутреннего воздуха, Па;  $F_N$  – потенциал влажности сечения материала, граничащего с внутренним воздухом, Па.

В течение каждого месяца (временного периода) исследовалась стационарная задача теплопроводности:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) = 0, \quad (8)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·°С),  $t$  – температура, °С.

Граничное условие теплообмена между наружным воздухом и наружной поверхностью ограждающей конструкции задается в виде:

$$-\lambda \left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{i=1} = \alpha_n (t_n - t_1), \quad (9)$$

где  $t_n$  – температура наружного воздуха, °С;  $t_1$  – температура соприкасающегося с наружным воздухом сечения ограждающей конструкции, °С;  $\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи между наружным воздухом и поверхностью ограждающей конструкции, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Граничное условие теплообмена между внутренним воздухом и внутренней поверхностью ограждающей конструкции задается в виде:

$$\lambda \left. \frac{\partial t}{\partial x} \right|_{i=N} = \alpha_B (t_B - t_N), \quad (10)$$

где  $t_B$  – температура внутреннего воздуха, °С;  $t_N$  – температура материала у соприкасающейся с внутренним воздухом поверхности ограждающей конструкции, °С;  $\alpha_B$  – коэффициент теплоотдачи между внутренним воздухом и поверхностью ограждающей конструкции, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Связь между температурным и влажностным полем осуществляется с помощью зависимости Клапейрона-Клаузиуса:

$$E_t(t) = 1.84 \cdot 10^{11} \cdot \exp(-5330 / (273 + t)). \quad (11)$$



Между временными периодами задается условие непрерывности влаги:

$$w|_{\tau=\sigma-0} = w|_{\tau=\sigma+0}, \quad (12)$$

где  $\sigma$  – момент времени, содержащий разрыв между временными периодами, с.

Уравнение (5) с граничными условиями (6), (7) и с учетом распределения температуры в ограждающей конструкции решалось методом конечных разностей по явной схеме.

Для решения уравнения (5) также был применен дискретно континуальный подход [16, 17], с помощью которого получено аналитическое выражение, отражающее зависимость потенциала влажности от времени в течение расчетного периода (месяца):

$$\begin{aligned} \bar{F} = p \cdot & \left( (E_t \cdot A)^{-2} \cdot e^{E_t \cdot A \cdot \tau} - \tau \cdot (E_t \cdot A)^{-1} - (E_t \cdot A)^{-2} \right) \cdot \bar{L} + \\ & + (E_t \cdot A)^{-1} \left( e^{E_t \cdot A \cdot \tau} - E \right) \cdot \bar{B} + e^{E_t \cdot A \cdot \tau} \cdot \bar{F}_0. \end{aligned} \quad (13)$$

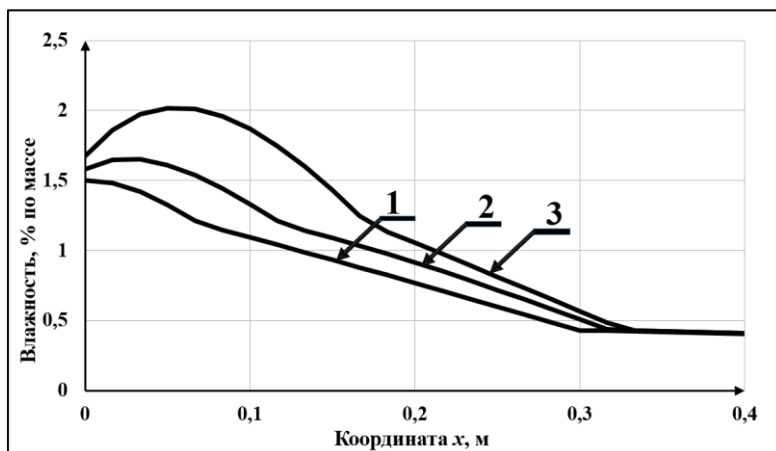
где  $\bar{F}$  – вектор-столбец потенциала влажности;  $\bar{F}_0$  – вектор-столбец начального распределения потенциала влажности;  $A$  – трехдиагональная матрица коэффициентов;  $p$  – числовой коэффициент;  $\bar{L}$  – вектор-столбец, первый элемент которого равен единице, остальные элементы равны нулю;  $\bar{B}$  – матрица граничных условий;  $E$  – единичная матрица;  $e^{E_t \cdot A \cdot \tau}$  – матричная экспонента, определяемая с помощью Жорданова разложения.

Подробный вывод формулы (13) описан в работах [18-19]. Формула для работы с потенциалом влажности в многослойной ограждающей конструкции приведена в работах [19-20].

Формула (13) позволяет определять распределение потенциала влажности в любом сечении ограждающей конструкции, в любой момент времени, при непрерывном учете температурного поля.

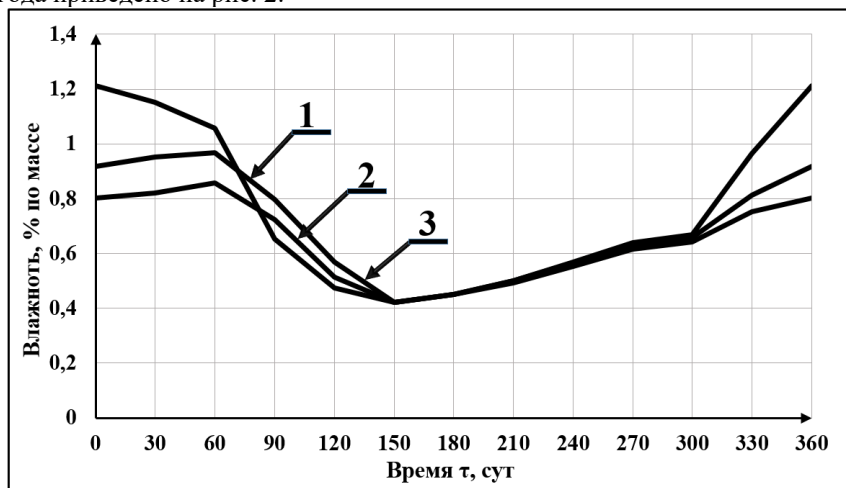
## Результаты

Проведено исследование влажностного режима однослойной ограждающей конструкции различными методами теории потенциала влажности: решение нестационарного уравнения влагопереноса методом конечных разностей, решение нестационарного уравнения влагопереноса дискретно-континуальным методом, решение стационарного уравнения влагопереноса. В расчете рассматривается однослойная ограждающая конструкция из газобетона D400 толщиной 0,4 м для климатических условий Москвы. В помещении поддерживаются температура воздуха 22 °С и относительная влажность воздуха 60 %. Распределение влаги по толще однослойной ограждающей конструкции на период максимального влагонакопления представлено на рис. 1.



**Рис. 1.** Сравнение отдельных методов расчета по теории потенциала влажности  $F$ . Распределение влаги по толще однослойной ограждающей конструкции из газобетона на период максимального влагонакопления:  
 1 – решение нестационарного уравнения влагопереноса методом конечных разностей, 2 – решение нестационарного уравнения влагопереноса дискретно-континуальным методом, 3 – решение стационарного уравнения влагопереноса

Изменение средней влажности ограждающей конструкции в течение года приведено на рис. 2.



**Рис. 2.** Сравнение отдельных методов расчета по теории потенциала влажности  $F$ . Изменение средней влажности однослойной ограждающей конструкции из газобетона в течение года:

1 – решение нестационарного уравнения влагопереноса методом конечных разностей, 2 – решение нестационарного уравнения влагопереноса дискретно-континуальным методом, 3 – решение стационарного уравнения влагопереноса

## **Обсуждения**

Анализ полученных результатов показывает, что наибольшая влажность как для однослойной (рис. 1) ограждающей конструкции достигается при решении стационарного уравнения влагопереноса. Распределение влажности, полученное при решении уравнения (13) методом конечных разностей, учитывает инерционность процесса увлажнения. Решение уравнения (13) предложенным дискретно-континуальным методом позволяет определить распределение влажности количественно и качественно, совпадающее с распределением по нестационарному методу расчета. Преимущество данного метода заключается в получении результата с использованием аналитического выражения, что существенно упрощает расчет.

## **Выводы**

Для исследования нестационарного влажностного режима однослойных ограждающих конструкций зданий разработан новый эффективный метод с применением дискретно-континуального подхода. Проведенные расчеты влажностного режима с помощью предложенного дискретно-континуального метода показывают близкий результат по сравнению с методом конечных разностей, что с одной стороны подтверждает достоверность разработанной методики, а с другой дает возможность использовать его в практической инженерной работе.

## **Благодарность**

Авторы статьи выражают благодарность д.т.н., проф. кафедры прикладной математики НИУ МГСУ В.К. Ахметову за помощь в разработке дискретно-континуального метода.

## **Библиографический список**

1. Zvicevicius E., Raila A., Cipliene A., Cerniauskiene Z., Kadziulienė Z., Tilvikiene V. Effects of moisture and pressure on densification process of raw material from *Artemisia dubia* Wall // *Re-newable energy*. 2018. Vol. 119. Pp. 185-192.
2. Желдаков Д.Ю., Фролов А.А., Иванов С.Ю. Исследования прочности кладки стен в здании кадашевских бань // *Строительные материалы*. 2016. № 6. С. 55-58.
3. Пастушков П.П. Влияние влажностного режима ограждающих конструкций с наружными штукатурными слоями на энергоэффективность теплоизоляционных материалов // *Дисс. канд. техн. наук, М.* - 2013. - 169 с.
4. Береговой А.М., Береговой В.А. Температурно-влажностное состояние наружных ограждений в условиях фазовых переходов влаги и агрессивных воздействий среды // *Региональная архитектура и строительство*. 2017. № 3 (32). С. 99-104.
5. Низовцев М.И., Терехов В.И., Яковлев В.В. Теплопроводность газобетона повышенной влажности // *Известия высших учебных заведений. Строительство*. 2004. № 9 (549). С. 36-38.

6. Girault F., Perrier F. Estimating the importance of factors influencing the radon-222 flux from building walls // Science of the total environment. 2012. Vol. 433. Pp. 247-263.

7. Куприянов В.Н., Шафигуллин Р.И. К вопросу об ослаблении электромагнитных волн ограждающими конструкциями зданий // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2016. № 4 (364). С. 229-234.

8. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / Под ред. Ю. А. Табунщикова, В. Г. Гагарина. — 5-е изд., пересмотр. — М.: АВОК-ПРЕСС, 2006. — 256 с.

9. Galbraith G.H., Guo J.S., McLean R.C. The effect of temperature on the moisture permeability of building materials Building research and information. 2000. Том. 28. С. 245-259.

10. Гагарин В.Г. Теория состояния и переноса влаги в строительных материалах и теплозащитные свойства ограждающих конструкций зданий. Д // Дисс. докт. техн. наук, М. - 2000. - 324 с.

11. Гагарин В.Г., Козлов В.В. Математическая модель и инженерный метод расчета влажностного состояния ограждающих конструкций. // Academia. Архитектура и строительство. 2006. № 2. С. 60-63.

12. Козлов В.В. Метод инженерной оценки влажностного состояния современных ограждающих конструкций с повышенным уровнем теплозащиты при учёте паропроницаемости, влагопроводности и фильтрации воздуха. Д // Дисс. канд. техн. наук, М. - 2004. - 155 с.

13. Гагарин В.Г., Козлов В.В., Зубарев К.П. Анализ расположения зоны наибольшего увлажнения в ограждающих конструкциях с различной толщиной теплоизоляционного слоя // Жилищное строительство. 2016. № 6. С. 8-12.

14. Богословский В.Н. Основы теории потенциала влажности материала применительно к наружным ограждениям оболочки зданий: монография / под ред. В.Г. Гагарина; М-во образования и науки Росс. Федерации, ФГБОУ ВПО «Моск. Гос. Строит. Ун-т». Москва: МГСУ. 2013. — 112 С.

15. Arfvidsson J., Claesson J. Isothermal moisture flow in building materials: modelling, measurements and calculations based on Kirchhoff's potential // Building and environment. 2000. Vol. 35. № 6. Pp. 519-536.

16. Золотов А.Б., Мозгалева М.Л., Акимов П.А., Сидоров В.Н. Об одном дискретно-континуальном подходе к решению одномерной задачи теплопроводности // Academia. Архитектура и строительство. 2010. № 3. С. 287-291.

17. Sidorov V.N. Matskevich S.M. Solving unsteady boundary value problems using discrete-analytic method for non-iterative simulation of temperature processes in time // Key Engineering Materials. 2016. Vol. 685. Pp. 211-216.

18. Gagarin V., Akhmetov V., Zubarev K. Moisture behavior calculation of single-layer enclosing structure by means of discrete-continuous method // MATEC Web of Conferences 2018. 2018. Vol. 170. Pp. 1-6.

19. Gagarin V., Akhmetov V., Zubarev K. Assessment of enclosing structure moisture regime using moisture potential theory// MATEC Web of Conferences 2018. 2018. Vol. 193. Pp. 1-14.

20. Gagarin V., Akhmetov V., Zubarev K. Unsteady-state moisture behavior calculation for multilayer enclosing structure made of capillary-porous materials// IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2018. Vol. 177. Pp. 1-10.

## **ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА ЖИЛОГО ФОНДА**

*Бодров М.В., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «ННГАСУ»*

*Кузин А.А., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «ННГАСУ»*

Удельный вес жилых зданий в нереализованном организационном и технологическом потенциале энергосбережения экономики нашей страны составляет порядка 18...19 %, что делает исследования, направленными на его реализацию весьма актуальными. Значительная доля отечественного жилого фонда, а также стран СНГ, Восточной и Центральной Европы представлена серийными многоквартирными жилыми домами, выполненными в соответствии с типовой проектной документацией. В отечественной и зарубежной литературе приведено значительное число современных исследований, направленных на повышение энергетической эффективности и эксплуатационной надежности пассивных (тепловой контур зданий) и активных (системы отопления и вентиляции) систем обеспечения микроклимата жилых зданий [1-6].

Необходимость термомодернизации жилья в нашей стране обуславливается в том числе и законодательной базой, в соответствии с которой управляющие компании обязаны согласовывать с жильцами и реализовывать мероприятия по повышению энергетической эффективности жилого фонда, в том числе систем обеспечения параметров микроклимата, которые рационально реализовывать с привлечением средств из фондов капитального ремонта.

Разработка и осуществление данных мероприятий в нашей стране проводится в условиях отсутствия научно-обоснованных, прошедших всестороннее обсуждение и апробированных в инженерной практике методик.

Уточним, что в ходе капитального ремонта в первую очередь следует реализовывать мероприятия, направленные не на повышение энергетической эффективности, а на поддержание эксплуатационной надежности систем обеспечения микроклимата, которые часто не соответствуют действующим требованиям санитарной гигиены по различным причинам.

Действующие требования к расчетному воздухообмену и температуре внутреннего воздуха помещений отличаются от тех, что предъявлялись к

серийным жилым домам в периоды их возведения. Возросли минимальные значения температуры внутреннего воздуха  $t_{в}$ , °С, в нежилых комнатах, с 15...16 °С до 18 °С. Для помещений установили верхнюю границу допустимой температуры воздуха,  $t_{в} = 24...26$  °С, превышение которой следует трактовать в первую очередь как «перетоп» (перегрев) помещения.

Регулярно изменялись требования к необходимому воздухообмену в помещениях газифицированных кухонь, который в разное время составлял от 60 до 90 м<sup>3</sup>/ч в зависимости от числа конфорок газовой плиты. Приведение существующих систем вентиляции к действующим нормам приведет к повышению воздухообмена до 100 м<sup>3</sup>/ч на одну кухню, что вызовет необходимость в увеличении греющей поверхности отопительных приборов.

Допустимость поддержания в существующих жилых домах требований санитарной гигиены и стандартов пожарной безопасности, действовавших на момент их возведения, уже после проведения капитального ремонта является вопросом междисциплинарных изысканий, не связанных напрямую с работой исследователей в области систем обеспечения микроклимата.

Значительным недостатком, влияющим на эксплуатационную надежность систем естественной вентиляции, является общепринятый подход к их проектированию на эксплуатационные параметры наружного воздуха, соответствующие температуре внешней среды  $t_{н} = 5$  °С при открытой форточке. Таким образом, все системы естественной вентиляции не рассчитаны на поддержание необходимого воздухообмена в теплый и часть холодного периода.

Результаты исследований, проведенных на базе кафедры отопления и вентиляции ННГАСУ, позволили установить средние значения обеспеченности расчетного воздухообмена  $n_L$ , %, в помещениях жилых домов этажностью от 5 до 17 этажей, расположенных в наиболее крупных городах России (табл. 1). Значения  $n_L$  при полностью открытых форточках составили от 51 до 65,3 %. Действующая нормативная документация в области систем вентиляции, применение которой на обязательной основе обеспечивает соблюдение требований технического регламента о безопасности зданий и сооружений, устанавливает максимальное значение необеспеченности воздухообмена в помещениях жилых домов – 400 ч/год ( $n_L = 95,4$  %). Вышеприведенное, указывает на первоочередную необходимость перевода существующих систем естественной вентиляции в механический или естественно-механический «гибридный» режимы работы, что связано с приоритетностью соблюдения требований санитарной гигиены над требованиями энергетической эффективности.

Указанные причины низкой эксплуатационной надежности систем обеспечения микроклимата можно обобщенно назвать расчетными или проектными, так как они заложены еще на стадии проектирования и возникли в результате изменения (ужесточения) требований нормативной базы.

Кроме проектных, распространены также и эксплуатационные причины, связанные в первую очередь с внесением изменений в конструкцию систем вентиляции, а также нерасчетные режимы их эксплуатации.

Таблица 1

**Средние значения обеспеченности расчетных воздухообменах в многоквартирных жилых домах, расположенных в наиболее крупных городах России**

Город	$n_L$ , %	Город	$n_L$ , %
Москва	51,0	Омск	61,2
Санкт-Петербург	55,3	Самара	58,2
Новосибирск	65,3	Ростов-на-Дону	56,8
Екатеринбург	63,7	Уфа	58,7
Нижний Новгород	55,3	Красноярск	67,4
Казань	59,1	Пермь	63,7
Челябинск	57,4	Воронеж	54,4

К снижению эффективности работы систем естественной вентиляции приводят следующие эксплуатационные причины:

- замена проектных регулируемых вытяжных решеток на современные не регулируемые, с установленными в их конструкции антимошкитными сетками, имеющие меньшее поперечное сечение;

- размещение в вытяжных вентиляционных каналах бытовых вентиляторов и кухонных вытяжек, имеющих в своей конструкции жиरोуловители и/или обратные клапаны, которые закрываются при их отключении;

- перепланировка помещений, в том числе, совмещение жилых комнат с кухнями, объединение/разделение санитарных узлов, перемещение мест входов и выходов из комнат, установка дополнительных перегородок, делающих проходные комнаты непроходными;

- установка жильцами межкомнатных дверей с порогом и без щелей, имеющих относительно низкую воздухопроницаемость;

- отсутствие проведения регулярного обслуживания вентиляционных решеток и вытяжных каналов, приводящее к их засорению механическими частицами, жиром, строительным мусором, гнездованием в сборных коллекторах птиц, что особенно характерно в зданиях, оборудованных теплыми чердаками;

- ремонтные работы деревянных ферм кровли, элементов покрытия теплого чердака, приводящие к изменению конфигурации и/или нарушающие целостность сборных вытяжных каналов;

- размещение в помещениях, мебели, оборудования и иных элементов интерьера, перекрывающих всасывающие факелы вытяжных решеток;

- замена предусмотренных проектом деревянных окон на герметичные пластиковые, имеющие значительное сопротивление воздухопроницанию;
- устройство оконных и стеновых приточных клапанов, имеющих максимальную пропускную способность, меньшую чем предусмотрено проектом.

Единственным мероприятием, способствующим повышению обеспеченности расчетного воздухообмена в существующих зданиях, является устройство в них механической вентиляции. Учитывая действующие требования к высоте помещений жилых домов, её фактические значения и наличие порой дорогостоящего ремонта (натяжные и подвесные потолки), не позволяющего провести устройство приточно-вытяжной вентиляции, наиболее рациональным видится применением индивидуальных бытовых вентиляторов или централизованных систем механической вытяжной вентиляции с забором воздуха через приточные клапаны и удалением воздуха с использованием общих вытяжных установок.

Выбор мест установки регулируемых приточных устройств должны быть обоснован построением температурных полей приточной струи [7], не только при расчетном режиме работы системы естественной вентиляции ( $t_{н} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ), но и при температуре наиболее холодной пятидневки  $t_{нхп}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ .

В результате, повышение эксплуатационной надежности системы вентиляции требует проведения, по крайней мере, следующих мероприятий в области активных систем обеспечения микроклимата в обязательном порядке:

- замена всех оконных проемов на современные, имеющие повышенное сопротивление воздухопроницанию, что необходимо по причине невозможности поддержания расчетного расхода воздуха через существующие негерметичные окна при изменении параметров наружной среды;
- устройство оконных и/или стеновых устройств для автоматического поддержания расчетного расхода приточного воздуха;
- полная реконструкция системы отопления, включающая замену отопительных приборов, установку терморегуляторов и балансировочных клапанов на стояках системы отопления и устройство автоматизированного индивидуального теплового пункта, что необходимо в первую очередь для исключения перегрева помещений – поддержания верхней границы оптимальной температуры внутреннего воздуха не выше допустимых значений ( $t_{в} = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ );
- обязательная тепловая изоляция ограждающих конструкций жилых домов, в первую очередь наружных фасадов.

Необходимость снижения потерь теплоты через ограждения связана с несколькими причинами, наиболее распространенными из которых являются:

- значительное снижение теплозащитных свойств существующих однослойных и трехслойных керамзитобетонных и бетонных панелей;



- наличие узлов теплотехнической неоднородности в наружных ограждающих конструкциях, дополнительные потери через которые не учтены при проектировании существующей системы отопления здания;

- нарушение технологии воздухозащиты за счет уплотняющих прокладок из пороизола, гернита, вилатерма, пакли, смоляного каната или др.

Увеличение приведенного сопротивления теплопередаче стен стоит рассматривать не только как энергосберегающее, но и повышающее радиационную температуру помещений и, как следствие, комфортность внутренней среды. Следует отметить, что эффективность тепловой изоляции одних только фасадов не значительно влияет на основные показатели энергетической эффективности систем обеспечения микроклимата многоквартирного жилого дома в целом.

Авторами были определены значения составляющих удельной теплозащитной характеристики здания  $k_{об}$ , Вт/(м<sup>3</sup>·°С), приходящиеся на отдельные элементы наружных ограждающих конструкций при толщине тепловой изоляции системы «мокрый фасад»  $\delta_{ут}$ , мм, в ходе термомодернизации наружного фасада 9-ти этажного, двухсекционного крупнопанельного многоквартирного дома, расположенного в климатических условиях г. Нижнего Новгорода (табл. 2).

Таблица 2

**Значения составляющих удельной теплозащитной характеристики здания, приходящиеся на отдельные элементы наружных ограждающих конструкций от толщины слоя тепловой изоляции системы «мокрый фасад», Вт/(м<sup>3</sup>·°С)**

Наименование ограждающей конструкции	$\delta_{ут}$ , мм		
	50	100	150
наружные стены:	0,091	0,074	0,064
- однородная часть;	0,071	0,047	0,035
- сопряжения балконных плит и стены;	0,007	0,008	0,008
- сопряжение оконных блоков и стены;	0,006	0,011	0,013
- прочие неоднородности;	0,007	0,008	0,008
чердачное покрытие	0,0025		
перекрытие над неотапливаемым подвалом	0,0155		
окна	0,1069		
двери	0,0006		
Удельная теплозащитная характеристика $k_{об}$	0,217	0,199	0,190

Результаты расчетов показали, что примерно половина составляющей удельной теплозащитной характеристики приходится на окна (49,3...56,3 %), не менее 34 % на стены и только 8...9 % на прочие ограждения. С увеличением  $\delta_{ут}$  от 50 до 150 мм доля потерь теплоты, приходящаяся на однородную часть стены, уменьшается с 32,9 до 18,4 %, а доля неоднородностей увеличивается с 9,1 до 15,5 %. Общее снижение удельной теплозащитной характеристики здания незначительно, всего на 12,3 %, что

связано с влиянием теплотехнических неоднородностей, учет которых является обязательным при обосновании увеличения тепловой изоляции ограждающих конструкций жилых домов [8-10].

Больше всего на общую незначительность снижения  $k_{об}$  влияют узлы сопряжения оконных блоков и балконных плит со стенами. Влияние оконных узлов может быть значительно снижено устройством 60 мм нахлеста тепловой изоляции на раму оконных блоков. К сожалению, повышение энергетической эффективности узла балконной плиты трудно реализуемо, т.к. требует проведения мероприятий по её перфорации тепловой изоляцией.

Достижение высокой энергетической эффективности жилья без учета, а порой и за счет эксплуатационной надежности их систем обеспечения микроклимата не допустимо. Снижение потребления тепловой энергии отопительно-вентиляционными системами жилых домов невозможно без проведения комплекса взаимосвязанных энергосберегающих мероприятий.

#### Библиографический список

1. Шилкин Н.В. Повышение энергетической эффективности зданий в странах Прибалтики и Восточной Европы // Энергосбережение. 2011. № 7. С. 17—25.

2. Станкявичус В.Ю., Карбаускайте Ю., Бурлингис А. Расширение возможностей реконструкции зданий. Опыт Литвы // Энергосбережение. 2015. № 7. С. 28—35.

3. Корниенко С.В. Энергоэффективный капитальный ремонт жилых зданий первых массовых серий // Энергосбережение. 2018. № 6. С. 12—19.

4. Корниенко С.В. Термореновация жилых зданий первых массовых серий // Энергосбережение. 2018. № 5. С. 42—49.

5. Гагарина В.Г., Козлов В.В., Перспективы повышения энергетической эффективности жилых зданий в России // Энергия: Экономика, Техника, Экология. 2012. № 5. С. 25—32.

6. Куприянов В.Н., Сайфутдинова А.М. Качественные характеристики воздухообмена жилых помещений и их зависимость от объемно-планировочных и конструктивных решений зданий // Известия КГАСУ. 2014. № 1. С. 113—118.

7. Дацок Т.А. Оценка эффективности естественной вентиляции жилых домов // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2014. № 1. С. 112—115.

8. Гагарин В.Г., Неклюдов А.Ю. Учет теплотехнических неоднородностей ограждений при определении тепловой нагрузки на систему отопления здания // Жилищное строительство. 2014. № 6. С. 3—7.

9. Крышов С.И., Курилюк И.С. Опыт ГБУ «ЦЭИИС» по экспериментальной оценке эффективности энергосберегающих мероприятий в жилых и общественных зданиях // Открытый семинар «Анализ и прогноз развития

отраслей топливно-энергетического комплекса» – М.: Издательство ИПП РАН, 2015. С. 20—39.

10. Неклюдов А.Ю. Расчет характеристик энергопотребления здания при определении трансмиссионных тепловых потерь // Жилищное строительство. 2016. № 7. С. 11—14.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СТЕНОВОГО ОГРАЖДЕНИЯ

*Петриченко М.Р., д.т.н., проф., ФГАОУ ВО «СПбПУ»  
Мусорина Т.А., аспирант, ФГАОУ ВО «СПбПУ»*

### Введение

Для неустановившегося температурного состояния однородной стены величина термического сопротивления определяется частотным спектром температуры внешнего источника.

Любая ограждающая конструкция выполняет функцию теплового барьера (завесы), блокирующего перенос теплоты. В строительной теплотехнике обычно используются одномерные (гидравлические) схемы переноса теплоты. Влияние неоднородности теплового потока учитывается введением поправочных коэффициентов [1, 2].

Если толщина стенового ограждения равна  $h$ , то термическое сопротивление теплопроводности ограждения в стационарном режиме составляет  $h/k$ ,  $k$  – коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К), или для неоднородной стенки с коэффициентом теплопроводности  $k=k(x)$ ,  $0 < x < h$ ,

$$\int_0^h \frac{dx}{k(x)}.$$

Многие выдающиеся российские специалисты занимаются проблемой термического сопротивления в стеновом ограждении [3-5]. В работах Гагарина изложены основы метода расчета приведенного сопротивления теплопередаче и некоторые возможные следствия из метода учета теплопроводных включений. [6-9].

Цель данной статьи: определение толщины температурного пограничного слоя при нестационарных режимах передачи теплоты. Для достижения этой цели необходимо решить задачи, связанные с расчетом теплопередачи в стеновых ограждениях по одномерной и многомерным моделям.

### Методы решения

Необходимо определиться с вопросом о существовании одномерного поля температуры в полосе  $-\infty < x < \infty$ ,  $0 < y < h$ . Предполагается, что координаты  $x$ ,  $y$  уже нормированы,  $h := H/L$ ,  $L$ ,  $H$  – размеры стенового ограждения, продольный и поперечный (величины либо одного порядка, либо несоизмеримые). Требуется обратить оператор  $\nabla^2$  (Лапласа) в полосе, если вы-

полняются предельные условия первого рода (Дирихле):  $T(x,0) - \varphi_0(x) = T(x,h) - \varphi_1(x) = 0$ ,  $\varphi_{0,1} \in L_1(E^1)$ :

$$T(x, y) = \frac{1}{2\pi} \left( \int_{-\infty}^{\infty} d\xi \varphi_0(\xi) \int_{-\infty}^{\infty} d\omega \frac{sh\omega(h-y)}{sh\omega h} \exp(-i\omega(x-\xi)) + \int_{-\infty}^{\infty} d\xi \varphi_1(\xi) \int_{-\infty}^{\infty} d\omega \frac{sh\omega y}{sh\omega h} \exp(-i\omega(x-\xi)) \right) \quad (1)$$

Если  $h \ll 1$ , то из формулы (1) получается:

$$T(x, y) = \varphi_0(x)(1 - y/h) + \varphi_1(x)y/h. \quad (2)$$

Получаем, что для узкой полосы распределение температуры в сечении  $x = \text{const}$  определяется предельными температурами  $\varphi_{0,1}(x)$  в этом сечении, и тепловой поток в этом сечении определяется локальным перепадом температур  $\varphi_0(x) - \varphi_1(x)$  в этом же сечении («принцип Сен-Венана»). Тепловой поток в направлении оси  $x$  в  $h$  раз меньше теплового потока в направлении оси  $y$  во всех точках плотности распределений (функций)  $\varphi_{0,1}(x)$ .

В данном случае можно использовать одномерную модель и считать, что распределение температуры в сечении  $x = \text{const}$  не зависит от распределения температуры в смежных сечениях. При этом тепловой поток в сечении  $x = \text{const}$  определяется толщиной стенки и перепадом температур только в этом сечении.

Рассмотрим случай, если  $h \gg 1$  (стена большой толщины). Тогда получается формула обращения с ядром Дирихле для распределения температуры в верхней полуплоскости  $y > 0$ :

$$T(x, y) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\varphi_0(x - ty) dt}{1 + t^2}, \quad (3)$$

где  $t$  есть переменная интегрирования.

Включается второй размер по  $x$  (длина или ширина здания по стене). Формулу Дирихле можно записать в следующем виде (в алгебре неограниченных операторов над кольцом  $S_k(E^1)$ ,  $k \geq 1$ ):

$$T(x, y) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{\exp(-ty \partial_x) dt}{1 + t^2} \varphi_0(x) = \exp(-iy \partial_x) \varphi_0(x). \quad (4)$$

Можно проверить, что эта формула, действительно, изображает решение первой предельной задачи для уравнения Лапласа,  $i$  – мнимая единица,  $i^2 = -1$ .

Для поперечной компоненты плотности теплового потока имеем, по определению:

$$\dot{q}_y(x, y) := -\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} t \varphi_0'(x - yt) dt = i \partial_x \exp(-iy \partial_x) \varphi_0(x) = i \exp(-iy \partial_x) \varphi_0'(x), \quad (5)$$

из данного выражения следует, что:

- плотность теплового потока на прямой  $x = 0$  составляет  $\partial_x \varphi_0(x)$ ;
- необходимо выполнение условия теплового равновесия в стационарном температурном режиме:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \dot{q}_y(x, 0) dx = 0 \rightarrow \varphi_0(\infty) - \varphi_0(-\infty) = 0. \quad (6)$$

Плотность теплового потока на ординате  $y=0$  определяется стандартно:

$$\dot{q}_y(x, 0) := - \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = - \frac{1}{\pi} \lim_{y \rightarrow +0} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial_y \varphi_0(x - ty) t dt}{1 + t^2} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{t \partial_x \varphi_0(x)}{1 + t^2} dt. \quad (7)$$

В символических обозначениях:

$$\dot{q}_y(x, 0) = i \varphi_0'(x). \quad (8)$$

Как видно, в случае полуплоскости тепловой поток, распространяющийся в направлении оси  $y$ , явно зависит от координаты  $x$ . В этом случае одномерная модель теплопроводности не работает.

Вывод: *существует ненулевая  $x$ -компонента градиента температуры, соизмеримая с  $y$ -компонентой градиента. Неоднородность распределения пограничной температуры  $\varphi_0(x)$  на ординате  $y=0$  играет роль включения, искажающего одномерную модель распространения тепла:*

$$\dot{q}_x(x, y) := - \frac{\partial T}{\partial x} = - \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\varphi_0'(x - yt) dt}{1 + t^2} = \exp(-iy \partial_x) \varphi_0'(x), \quad (9)$$

Получается равенство обеих компонент вектора плотности теплового потока (почти) во всех точках верхней полуплоскости. Модуль вектора теплового потока в 1,41 раза превышает его  $x, y$  компоненты.

Если  $h=O(1)$ , то распределение температуры в полосе «умеренной» ширины, приближенно имеет вид (стена конечной толщины):

$$T(x, y) = \frac{1}{\pi} \left( \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\varphi_0(x - ty) dt}{1 + t^2} + \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\varphi_1(x - t(h - y)) dt}{1 + t^2} \right). \quad (10)$$

Или, в символических обозначениях:

$$T(x, y) = \exp(-iy \partial_x) \varphi_0(x) + \exp(-i(h - y) \partial_x) \varphi_1(x). \quad (11)$$

Величина плотности теплового потока вдоль оси  $y$  рассчитывается так (штрихом обозначена производная по всему аргументу):

$$\dot{q}_y(x, y) = - \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\varphi_0'(x - ty) - \varphi_1'(x - t(h - y))}{1 + t^2} t dt, \quad (12)$$

Или:

$$\dot{q}_y(x, y) = i \partial_x \left( \exp(-iy \partial_x) \varphi_0(x) - \exp(-i(h - y) \partial_x) \varphi_1(x) \right). \quad (13)$$

Используя коммутативность оператора  $\partial_x$ , можно написать:

$$\dot{q}_y(x, y) = i \left( \exp(-iy\partial_x) \phi_0'(x) - \exp(-i(h-y)\partial_x) \phi_1'(x) \right). \quad (14)$$

Получается, что, в отличие от тонкой стенки тепловой поток поперек стенки ограниченной толщины определяется не локальным перепадом граничных температур на ординатах  $y = 0$ ,  $y = h$ , но *разностью производных граничных температур*.

Стационарный термический режим – идеализированная модель теплопередачи. При изменяющейся во времени температуре внешнего источника (воздуха в помещении и/или в окружающемся пространстве) или обильности источника теплоты, возникает реактивность стенки, проявляющаяся:

- 1). В демпфировании изменения температуры источника твердой средой (материалом стеновой конструкции);
- 2). В существовании «запаздывания» реакции стеновой конструкции на изменение температуры и/или мощности источника.

Оба эффекта представляют влияние реактивного сопротивления стенового ограждения. Например, в условиях стационарной теплопередачи никакого накопления теплоты, в силу условия неразрывности,  $\text{div} \mathbf{q} = 0$ , в стеновой конструкции не может быть. Распределение температуры в стеновой конструкции однозначно определяется предельными температурами. При неустановившейся теплопередаче инерция температурного распределения и аккумуляция теплоты определяются величиной локальной производной температуры  $\partial(T, x)/\partial(t, x) = \partial T/\partial x$ . Стационарные режимы теплопередачи получаются как предельный случай квазистационарных (периодических) режимов при увеличении периода изменения граничных условий ( $t_0$ ) до бесконечности. При этом локальная производная температуры,  $\partial T/\partial x = \partial(T, x)/\partial(t, x)$ , сходится к 0 равномерно по  $x$ :  $\frac{\partial T}{\partial x} \xrightarrow{t_0 \rightarrow \infty} 0, \forall x \geq 0$ , при любом неотрицательном значении  $t_0$  [10].

## Результаты

Традиционный математический аппарат, применяемый для расчета температурного состояния ограждений основан на Фурье-анализе точечного спектра температуры внешнего источника. Применение же непрерывного спектра позволяет получить простые выражения для решения первой и второй предельных задач в одномерном случае.

$$T(t, y) = \exp(-y\partial_t^{1/2}) T_w(t); \quad (15)$$

$$T(t, y) = \exp(-y\partial_t^{1/2}) \partial_t^{-1/2} \dot{q}_w(t). \quad (16)$$

То есть колебание температуры не проходят внутрь твердого тела и локализованы внутри поверхности. На рисунке 2 представлена амплитуда затухания колебаний. Приводятся опытные данные по затуханиям температуры в теле полнотелого глиняного кирпича. По вертикальной оси отложе-

ны скорости изменения температуры,  $\partial T/\partial t$ , для различных заглублений термопары, по оси абсцисс – время в минутах. Создавался «прямоугольный» импульс температуры на поверхности подвода (отвода) теплоты и измерялись скорости колебания температуры на различных глубинах заделки термопар.

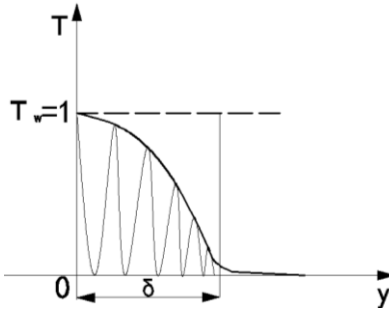


Рис. 1. Затухание колебания температуры по толщине стены

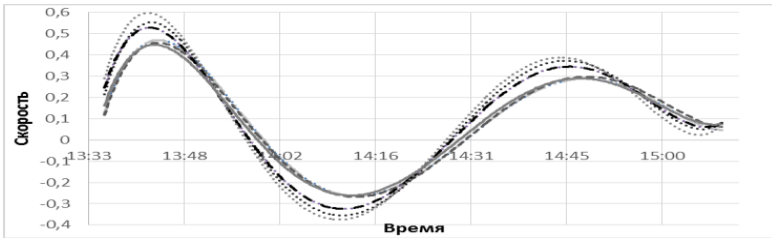


Рис. 2. Скорость изменения температуры по времени

Для двумерной области решение предельных задач Фурье, первой и второй, имеет вид:

$$\hat{T}(t, y) = \exp\left(-y / \sqrt{\omega^2 + \partial_t}\right) \hat{T}_w(t); \quad (17)$$

$$\hat{T}(t, y) = \exp\left(-y / \sqrt{\omega^2 + \partial_t}\right) \sqrt{\omega^2 + \partial_t} \hat{q}_w(t), \quad (18)$$

где  $\omega$  – спектральное число, значком  $\hat{\phantom{x}}$  обозначено Фурье-преобразование по  $x$  с непрерывным спектром.

Из приводимых зависимостей следует, что тепловой поток в одномерной задаче не меньше, чем в плоской. Действительно:

$$q_w(t) = \partial_t^{1/2} T_w(t); \quad (19)$$

$$\hat{q}_w(t) = \sqrt{\omega^2 + \partial_t} \hat{T}_w(t), \quad (20)$$

и, если пограничная температура  $T_w(t, x)$  не зависит от  $x$ , то термического сопротивления одномерной и двумерной стенок:

$$\delta(t) = \partial_t^{-1/2} T_w(t) / T_w(t); \quad (21)$$

$$\delta \hat{T}_w = \left( \partial_t^{(\omega)} \right)^{-1} \left( \partial_t^{(\omega)} \right)^{1/2} \hat{T}_w; \quad (22)$$

$$\delta = \left( \partial_t^{(\omega)} \right)^{-1/2} \hat{T}_w(t) / \hat{T}_w(t). \quad (23)$$

Термическое сопротивление в плоской задаче теплопроводности не превосходит термического сопротивления в гидравлической (одномерной) теории.

### **Вывод**

Эффект включений, провоцирующих неоднородность температурного поля теплового потока обусловлено не только неоднородностью материала стенового ограждения, но и ее размерами: в тонкой стенке распределение температуры линейное, тепловой поток одномерен и распространяется поперек стены. Продольные составляющие теплового потока малы.

Наоборот: в стене с «сопоставимыми» размерами модуль теплового потока, как правило, больше, чем в одномерной (тонкой) стене, а термическое сопротивление при нестационарном режиме меньше термического сопротивления тонкой стены.

### **Библиографический список**

1. Петриченко М.Р., Петроченко М.В. Достаточные условия существования свободноконвективного течения в вертикальном щелевом канале // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2012. № 1-2 (147). С. 276-282.
2. de Gracia A., Castell A., Fernández C., Cabeza L.F. A simple model to predict the thermal performance of a ventilated facade with phase change materials. *Energy and Buildings*. 2015, no. 93, pp. 137–142. DOI: 10.1016/j.enbuild.2015.01.069
3. Туснина О.А., Емельянов А.А., Туснина В.М. Теплотехнические свойства различных конструктивных систем навесных вентилируемых фасадов // Инженерно-строительный журнал. 2013. № 8 (43). С. 54–63.
4. Minea A.A. Uncertainties in modeling thermal conductivity of laminar forced convection heat transfer with water alumina nanofluids // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 68. Pp. 78–84.
5. Васильев Г.П., Личман В.А., Юрченко И.А., Колесова М.В. Метод оценки коэффициента теплотехнической однородности из анализа термограмм // Инженерно-строительный журнал. 2016. № 6(66). С. 60–67. DOI: 10.5862/МСЕ.66.6
6. Гагарин В.Г., Козлов В.В., Неклюдов А.Ю. Учет теплопроводных включений при расчете теплопотерь через ограждающие конструкции. // В сб. докладов «Строительная физика. Системы обеспечения микроклимата и энергосбережения в зданиях». Международная конференция – академические чтения. М. МГСУ. 2014. С. 14-25.



7. Гагарин В.Г., Козлов В.В., Неклюдов А.Ю. Учет теплопроводных включений при определении тепловой нагрузки на систему отопления зданий. // Проблемы экологической безопасности и энергосбережения в строительстве и ЖКХ. Материалы международной научно-практической конференции. 2014. С. 94-107.

8. Гагарин В.Г., Неклюдов А.Ю. Учет теплотехнических неоднородностей ограждений при определении тепловой нагрузки на систему отопления здания. // Жилищное строительство. 2014. №6. С. 3-7.

9. Гагарин В.Г., Козлов В.В. Теоретические предпосылки расчета приведенного сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций // Строительные материалы. 2010. № 12. С. 4–12.

10. Statsenko E.A., Ostrovaia A.F., Musorina T.A., Kukolev M.I., Petritchenko M.R. The elementary mathematical model of sustainable enclosing structure // Magazine of Civil Engineering. 2016. No 8 (68). pp. 86-91.

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ВЫГОДНОЙ ТЕПЛОЗАЩИТЫ ОФИСНЫХ ЗДАНИЙ С ВНУТРЕННИМИ ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯМИ В Г. МОСКВЕ**

*Малявина Е.Г., к.т.н., проф., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

*Фролова А.А., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

Вопрос целесообразной теплозащиты зданий является важным для различных стран мира и должен по-разному решаться не только в зависимости от климата района строительства, но и от режима эксплуатации, и от внутренних теплопоступлений в помещения [1–5]. В настоящей статье рассматриваются офисные и административные здания в Москве. Они различаются теплоизбытками, которые вызывают потребность в охлаждении помещений даже во время отопительного периода [6]. С усилением теплозащиты в холодный период года нагрузка на систему отопления уменьшается, а при охлаждении здания в течение продолжительного периода времени при температуре наружного воздуха ниже температуры помещения энергопотребление увеличивается [7]. Целью рассматриваемой работы являлось выявление зависимости годового потребления тепловой энергии на отопление, а также электрической на естественное и искусственное охлаждение офисных зданий различных размеров и с различной долей остекления фасада от теплозащиты зданий при различных внутренних теплопоступлениях в них. В результате такого исследования определяются области энергетически целесообразного уровня теплозащиты, определяемые сочетаниями размеров здания, остекленности фасада и удельных внутренних теплоизбытков. Энергетически целесообразная теплозащита соответствует минимуму годовых энергозатрат на поддержание заданного микроклимата в офисных помещениях.

К рассмотрению приняты здания с одинаковой шириной, равной 20,2 м по наружному обмеру. Длина зданий изменялась от 13,6 м до 115,6 м. Все торцевые стены зданий – глухие (без окон). Этажность зданий варьировалась от 1 до 40 этажей. Доля остекления продольных стен представлена в двух вариантах: 0,25; 0,55. Окна достаточно плотные, чтобы не учитывать инфильтрацию. Отдельные характеристики некоторых зданий приведены в табл. 1.

Здания состоят из офисных помещений одинаковых размеров 6,8x10,1x3,9 (h) м. четырех видов: рядовые промежуточных этажей, рядовые верхнего этажа, угловые на промежуточных этажах, угловые на верхнем этаже. Помещения имеют большую глубину (10,1 м.), что приводит к значительному разбросу тепловыделений, приходящихся на единицу площади наружных ограждающих конструкций. Например, в рядовых помещениях среднего этажа наружные ограждения имеют суммарную площадь 26,5 м<sup>2</sup>, а в угловых верхнего – 134,6 м<sup>2</sup>.

Таблица 1

### Основные геометрические характеристики рассматриваемых зданий

Наименование величины	Вариант здания					
	1	2	3	4	5	6
Длина здания, м.	13,6	20,4	61,2	88,4	115,6	115,6
Этажность	2	1	15	24	22	40
Общая площадь здания, м <sup>2</sup>	549	412	18 544	42 856	51 373	93 405
Площадь наружных ограждений, м <sup>2</sup>	802	729	10 760	22 116	25 638	44 705
Объем здания, м <sup>3</sup>	2 143	1 607	72 320	167 140	200 353	364 279
Коэффициент компактность здания	0,567	0,710	0,166	0,143	0,140	0,129

Было рассмотрено три варианта теплозащиты здания, отличающихся друг от друга сопротивлением теплопередаче наружной стены и покрытия. Для варианта 1 сопротивление теплопередаче наружной стены и покрытия приближаются к нормируемым формулой (5.4) СП 50.13330.2012 «Тепловая защита зданий» по санитарно-гигиеническим условиям. Вариант 3 теплозащиты соответствует базовым нормам, исходя из энергосбережения по табл. 3 того же СП. Для варианта 2 сопротивления теплопередаче наружных стен и покрытий рассчитаны по формуле (5.1) того же СП с применением понижающего коэффициента 0,63 для стен и 0,8 для покрытия по отношению к варианту 3. Величины сопротивлений теплопередаче, м<sup>2</sup>·°C/Вт, для наружных ограждающих конструкций, соответствующие вариантам 1, 2 и 3 следующие: для стен: 1,347; 1,704; 2,629; для покрытий: 1,490; 2,871; 3,621. Сопротивление теплопередаче окон во всех вариантах принято равным 0,54 м<sup>2</sup>·°C/Вт.

Удельные теплопоступления в офисные помещения учитывались с 9 часов до 18 часов и выбраны на 6-ти уровнях: 0 Вт/м<sup>2</sup>, 15 Вт/м<sup>2</sup>, 30 Вт/м<sup>2</sup>, 50 Вт/м<sup>2</sup>, 70 Вт/м<sup>2</sup> и 80 Вт/м<sup>2</sup>. Причем в эту величину входит и проникающая через окна солнечная радиация.

Обращается внимание на то, что в годовых энергозатратах рассматривалась только потребность зданий в теплоте и холоде на поддержание заданного теплового микроклимата помещений. Никакие потери из-за неэффективности работы и дополнительные затраты энергии на приготовление требуемых теплоносителей систем отопления и охлаждения не рассматривались. При расчетах принималось, что естественное охлаждение применяется при температуре наружного воздуха не выше 5 °С.

Для определения энергетических затрат на поддержание заданного микроклимата помещений с различными сопротивлениями теплопередаче наружных ограждающих конструкций был выполнен прямой расчет нестационарного теплового режима офисных помещений при различных значениях температуры наружного воздуха. Некруглосуточная работа офисов, а, значит, и некруглосуточные тепловыделения, объясняют нестационарность теплового процесса. В качестве инструмента исследования принята программа расчета нестационарного теплового режима помещения, в основу которой положен расчет в конечных разностях с построением неявной разностной схемы методом теплового баланса. Метод позволяет осуществить решение задачи в наиболее полной постановке, при изменении коэффициентов лучистой и конвективной теплоотдачи на поверхностях ограждений без привязки величины шагов во времени к шагам по координате при достаточной точности получения результата [8].

Расчеты выполнялись при 7-ми различных значениях температуры наружного воздуха в течение года: от расчетной для отопления до расчетной для кондиционирования воздуха в теплый период года. Весь год был поделен на 7 интервалов, где выбранные для значения температуры являлись их серединами. Длительность наблюдения температуры определялась по [9] и приведена в табл.2.

Необходимо выбрать одинаковый режим отопления в здании для всех помещений с различными теплопотерями. Было принято, что объект отапливается центральной водяной системой отопления в холодный период года с местными отопительными приборами с терморегулирующими клапанами, настроенными на поддержание максимально допустимой температуры в помещениях. Для снижения к началу рабочего дня температуры помещения до минимально допустимого уровня на тепловом вводе в здание в нерабочее время в системе отопления поддерживается пониженная температура теплоносителя. При любой температуре наружного воздуха на мощность отопления накладывается два ограничения. Во-первых, мощность отопления не должна быть больше мощности, поддерживающего круглосуточно в помещении 20 °С. Во-вторых, ограничение по температуре в помещении – в отопительный период к началу рабочего дня не должна быть

ниже 18 °С, а к концу рабочего времени выше 24 °С. Так как самым остывающим является помещение угловое на верхнем этаже, то соотношение между необходимой ночной теплоподачей и расчетной мощностью системы отопления при каждой рассматриваемой температуре наружного воздуха выбирается по этому помещению и является определяющим для всех помещений здания. При этом понятно, что остальные помещения не остывают до минимальной температуры. Так как все помещения имеют индивидуальное регулирование теплового потока, то для каждого помещения в течение рабочего дня оно подбирается индивидуально, чтобы к концу рабочего дня температура была максимальной. Так же и потоки охлаждения подбирались для каждого отдельного варианта расчета.

Таблица 2

**Число дней наблюдения за год температуры наружного воздуха**

Интервал температур наружного воздуха, °С	Средняя температура интервала, °С	Продолжительность, сут.
$21,75 \leq t$	28,5	18
$10 \leq t < 21,75$	15	114
$2,5 \leq t < 10$	5	74
$-1,55 \leq t < 2,5$	0	8
$-6,25 \leq t < -1,55$	-3,1	87
$-19,2 \leq t < -6,25$	-10,4	54
$t \leq -19,2$	-28	9

По результатам расчетов суточного тепло- и холодопотребления системами отопления и охлаждения оказалось, что для поддержания принятого температурного режима в одни и те же сутки в помещениях и во всем здании требуется и отопление, и охлаждение. Этот тезис учитывается в данных о годовых суммах потребности в теплоте и холоде зданий.

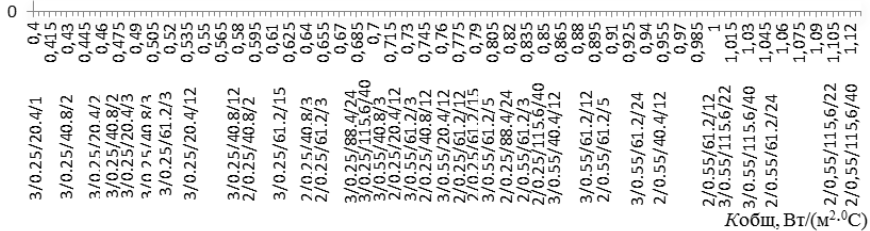
Расчеты также показали, что в рассмотренных зданиях с увеличением теплозащиты годовое потребление холода возрастает от варианта утепления 1 (санитарно-гигиеническая норма) к варианту 3 (базовая норма) на 8-33,9 %, а потребление теплоты при этом падает на 27-86,4 %. Увеличение теплопоступлений в помещении от 0 Вт/м<sup>2</sup> до 80 Вт/м<sup>2</sup> в дневное время сокращает потребность в теплоте на 60-76 % в варианте теплозащиты 1 и на 83,9-92 % в варианте теплозащиты 3. Возрастание потребности в искусственном холоде при указанном увеличении теплопоступлений составляет около 92% в любом варианте (независимо от теплозащиты).

Для обобщения результатов расчетов в качестве основного параметра принят общий коэффициент теплопередачи здания, Вт/(м<sup>2</sup>·°С), в соответствии с СП 50.13330.2012, определяемый по формуле:

$$K_{\text{общ}} = \frac{1}{A_{\text{н}}^{\text{сум}}} \sum_i \frac{A_i}{R_{0,i}^{\text{пр}}}, \quad (1)$$

где  $A_{\text{н}}^{\text{сум}}$  – сумма площадей всех наружных ограждений теплозащитной оболочки здания,  $\text{м}^2$ ;  $A_i$  – площадь  $i$ -го фрагмента теплозащитной оболочки здания,  $\text{м}^2$ ;  $R_{0,i}^{\text{пр}}$  – приведенное сопротивление теплопередаче  $i$ -го фрагмента теплозащитной оболочки здания,  $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ .

Этот коэффициент содержит в себе информацию о теплозащите здания и размерах всех наружных ограждающих конструкций, что показано на рис. 1. Последовательно указаны: вариант теплозащиты здания, доля остекления фасада, длина здания, м., количество этажей.



**Рис. 1.** Соответствие значений общего коэффициента теплопередачи,  $K_{\text{общ}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ , вариантам рассматриваемых зданий

Следует отметить, что общий коэффициент теплопередачи  $K_{\text{общ}}$  увеличивается с возрастанием этажности здания из-за того, что покрытие с наибольшим приведенным сопротивлением теплопередаче занимает меньшую долю площади от суммарной площади теплозащитной оболочки здания  $A_{\text{н}}^{\text{сум}}$ . Кроме того,  $K_{\text{общ}}$  снижается с удлинением здания, так как при этом даже в двенадцатиэтажном строении площади наружных стен и окон увеличиваются меньше, чем площадь покрытия. При этом оказалось, что доля остекления фасада имеет самостоятельное значимое влияние на уровень целесообразной теплозащиты несмотря на то, что величина окна учитывается в значении коэффициента  $K_{\text{общ}}$ . Например, при одинаковых значениях коэффициентов  $K_{\text{общ}}$ , величина удельного энергопотребления при остекленности фасада 0,55 в 1,5 раза больше, чем при остекленности 0,25. Чем теплозащита меньше (больше общий коэффициент теплопередачи), тем теплопотребление на отопление здания больше. Так при теплозащите по санитарно-гигиеническим условиям (вариант теплозащиты 1) годовая потребность в теплоте здания в 2,5-7 раз больше, чем при базовой теплозащите (вариант теплозащиты 3) при удельных тепловыделениях в  $50 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

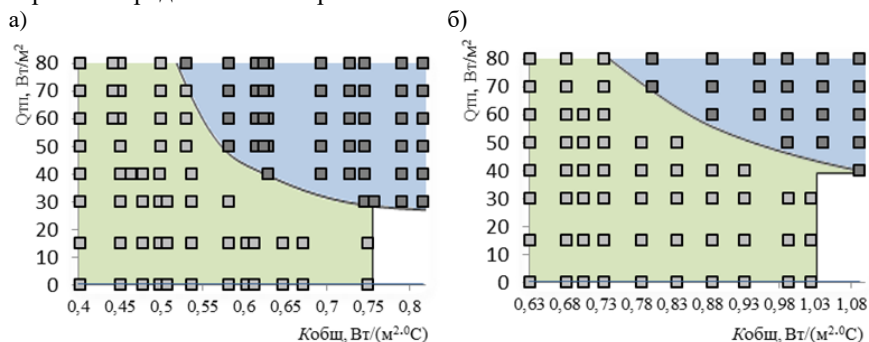
На энергопотребление здания большое влияние оказывают тепловыделения в нем. При отоплении теплоступления играют положительную роль. В течение рабочего дня они компенсируют часть или все теплопотери. Поэтому при удельных теплоступлениях  $80 \text{ Вт}/\text{м}^2$  годовые теплозатраты на отопление меньше, чем при удельных теплоступлениях  $70 \text{ Вт}/\text{м}^2$  и ниже. Что касается охлаждения, то тепловыделения в здании игра-

ют отрицательную роль, и потребность в холоде возрастает с увеличением удельных тепловыделений.

В годовом разрезе нагрузка на системы естественного и искусственного охлаждения меньше в зданиях с наименьшей теплозащитой (вариант теплозащиты 1) и при меньших теплопоступлениях в помещение. Интересно и то, что нагрузка на охлаждение меньше при большей остекленности фасада, так как при этом теплозащита здания снижается, что только подтверждает предыдущий тезис. Самые большие сезонные нагрузки на охлаждение в вариантах нормативной теплозащиты (вариант теплозащиты 3) при остекленности фасада 0,25. Об увеличении нагрузки на системы охлаждения при усилении теплозащиты упоминает Ю.А. Табунщиков в [10], нам удалось дополнить тезис количественной оценкой этого увеличения в зависимости от общего коэффициента теплопередачи здания [7].

Выявление энергетически выгодной теплозащиты рассматриваемых вариантов зданий выполнялось на основе сравнения необходимого годового количества первичного топлива. Годовое теплопотребление системой отопления было пересчитано на количество первичного топлива в отношении 1:1. Для систем естественного и искусственного охлаждения при определении количества первичной тепловой энергии сначала учитывался коэффициент полезного действия конденсационной электростанции (в среднем 0,33), а затем учитывалось снижение электропотребления по сравнению с холодопотреблением за счет коэффициента преобразования (COP). Причем для естественного охлаждения средний коэффициент COP принят равным 6,95, а для искусственного охлаждения 3,31 [11].

На основании полученных данных были графически представлены области энергетически выгодных вариантов теплозащиты зданий в зависимости от общего коэффициента теплопередачи здания  $K_{общ}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C), и от величины удельных внутренних теплопоступлений. Результаты этих построений представлены на рис. 2.



**Рис. 2.** Энергетически выгодные варианты теплозащиты зданий: а – при доле остекления фасада 0,25, б – при доле остекления фасада 0,55; темно серая область – теплозащита с пониженными коэффициентам по отношению к базовой теплозащите (вариант 2); светло серая область – базовая теплозащита (вариант 3).

Незакрашенные области на рисунке 1 относятся к зданиям выше 40-этажных с размерами в плане более 115,6x20,2 м, которые не рассматривались.

### **Выводы**

1. Анализ суточного и годового энергопотребления на поддержание заданного теплового режима офисных помещений показал, что в зданиях со значительными внутренними тепловыделениями в одни и те же сутки в рабочее время может требоваться охлаждение, а в нерабочее отопление.

2. При отоплении теплоступления играют положительную роль. В течение рабочего дня они компенсируют часть или все теплотери. Что касается охлаждения, то тепловыделения в здании играют отрицательную роль, и удельная потребность в холоде возрастает с увеличением удельных тепловыделений.

3. В годовом разрезе в климатических условиях Москвы нагрузка на системы естественного и искусственного охлаждения меньше в зданиях с наименьшей теплозащитой. Нагрузка на охлаждение меньше при большей доле остекления фасада, так как при этом теплозащита здания снижается. Самые большие сезонные нагрузки на охлаждение в вариантах нормативной теплозащиты (вариант теплозащиты 3) при доле остекления фасада 0,25.

4. Холодопотребление зданиями при температуре наружного воздуха ниже температуры помещения, требуется тем дольше, чем выше удельные тепловыделения и чем больше объем здания. Поэтому при высоких удельных тепловыделениях в зданиях большого объема энергетически целесообразно сниженной по отношению к базовой теплозащита. Здания с малым объемом целесообразно утеплять с базовыми значениями сопротивлений теплопередаче при любой доле остекления фасада. Вариант теплозащиты по санитарно-гигиеническим условиям (вариант 1) для рассматриваемых зданий энергетически не выгоден.

### **Библиографический список**

1. Hong T., Le Yang, Hill D., et al. Data and analytics to inform energy retrofit of high performance buildings // *Applied Energy*. 2014. № 126. С. 90–106.
2. Simões I., Simões N., Tadeu A. Laboratory assessment of thermal transmittance of homogeneous building elements using infrared thermography. <http://dx.doi.org/10.21611/qirt.2014.081> (дата обращения 03.10.2016)
3. Самарин О.Д., Колесникова Е.А. Обоснование уровня теплозащиты неоднородных ограждений // // *Сантехника, отопление, кондиционирование*. 2016. № 4(172). С. 93–95.
4. Гагарин В.Г., Чжоу Ч. О нормировании тепловой защиты зданий в Китае // *Жилищное строительство*. 2015. № 7. С. 18–22.
5. Петров П.В., Шерстобитов М.С., Резанов Е.М., Ведрученко В.Р. Методика эффективного расчёта утепления наружных ограждающих кон-

струкций стен зданий при проведении капитального ремонта // Омский научный вестник. 2016. № 6(150). С. 109–113.

6. Наумов А.Л. Оценка и роль теплозащиты общественных зданий // АВОК. 2009. № 7. С. 30–36.

7. Малявина Е.Г., Фролова А.А. Анализ годового энергопотребления на отопление и охлаждение офисного здания // АВОК. 2017. № 1. С. 68–73.

8. Берковский Б.М., Ноготов Е.Ф. Разностные методы исследования задач теплообмена. Минск: Наука и технологии, 1976. 144 с.

9. Строительная климатология: Справочное пособие к СНиП 23-01-99\*/Под.ред. чл.-кор. Савина В.К. М.: НИИ строительной физики РААСН, 2006. 258 с.

10. Табунщиков Ю.А. О противоречивости требований к теплозащите зданий в летних и зимних условиях // АВОК. 2013. № 3. С. 48–55.

11. Малявина Е.Г., Фролова А.А. Расчет энергетически целесообразной температуры наружного воздуха для перехода на свободное охлаждение кондиционируемых помещений // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость. 2012. № 11/12. С. 71–78.

## **О ВЗАИМОУСЛОВЛЕННОСТИ КЛИМАТА И ЭКОЛОГИИ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ**

*Волкова Н.Г., к.т.н., вед.н.с., ФГБУ «НИИСФ РААСН»*

Климат оказывает влияние на течение всех природных процессов: геологических, географических, геохимических, гидрологических, гидрогеологических и биологических, происходящих на Земле. Он характеризуется многолетними и сезонными изменениями погоды, поступлениями солнечной радиации, процессами циркуляции воздушных масс и степенью их загрязнения и зависит от географического положения местности, а также от топографии подстилающей поверхности. К основным параметрам «Строительной климатологии» относятся температура наружного воздуха, скорость его движения, давление, характеристика изменения водяного пара, количество осадков, солнечная радиация, облачность и др. [1].

На примесный газовый, ионный и аэрозольный состав верхней атмосферы, образование серебристых облаков и так далее, существенное влияние оказывает метеорное вещество, проникающее в орбиту Земли. В последнее время большое внимание уделяют увеличению содержания в атмосфере углекислого газа и других малых оптически активных примесей. Много углекислого газа выделяется при извержении вулканов, при лесных пожарах, при дыхании живых существ. Наибольшую часть примесей углекислого газа в атмосфере составляют индустриальные выбросы, образующиеся при сжигании топлива. Сопоставление различных оценок потепления климата с учетом увеличения содержания углекислого газа в атмосфере



не дало реальных оснований приписывать тренд потепления исключительно воздействию увеличения концентрации углекислого газа.

Материалы по изменению климата разрабатываются Главной геофизической обсерваторией им. А.И. Воейкова Росгидромета. Вероятностные характеристики отражают основные закономерности поведения климатического параметра и позволяют с большей надежностью судить о всех возможных отклонениях, выбранных на основе обеспеченности расчетных нормативов. Об изменении климата можно судить по аномалии температуры приземного воздуха [2].

Вероятностный анализ расчетных наружных климатических параметров позволяет оценить число раз превышения параметров климата над нормативными значениями, общую продолжительность превышения параметров и продолжительность наибольшего отклонения наблюдаемых параметров от расчетных. Задавая возможный уровень дискомфорта, длительность периода с постоянными расчетными внутренними условиями и располагая вероятностными показателями расчетных наружных условий, можно подобрать комбинацию инженерных систем, которые будут наиболее экономично отвечать заданным условиям.

По данным оценочного доклада Росгидромет об изменениях климата и их последствиях на территории Российской Федерации текущее изменение климата России в целом характеризуется как продолжающееся потепление со скоростью, более чем в два с половиной раза превышающей скорость глобального потепления [3]. Также существует и оппозиционное мнение, мировых ученых, объявивших 2017 год – годом начала очередного цикла похолодания на Земле [4]. Резкие климатические перемены нуждаются в разработке новой стратегии адаптации зданий и сооружений к изменению климата [5, 6].

В современных условиях наметилась тенденция к значительной повторяемости в холодный период сочетания сравнительно высокой (выше 0 °С) температуры воздуха с повышенной (более 70 %) влажностью воздуха, приводящая к оттепелям, отрицательно воздействующим на конструкции зданий, сооружения, дороги, коммуникации, ухудшающим здоровье. Разрушающее действие температурно-влажностных деформаций связано с особенностями происходящих климатических изменений (рост количества жидких и смешанных осадков в зимний сезон, увеличение числа циклов замораживания и оттаивания, повышенное увлажнение стен зданий с последующим охлаждением). Так, в аварийном состоянии находятся многие здания, построенные в 1960-х годах, в Якутске цокольная часть кирпичных зданий разрушается из-за конденсации влаги в стенах, в связи с тем, что влияние климатических перемен не было учтено при выборе материалов ограждающих конструкций [7].

**Средние годовые (январь-декабрь) и сезонные аномалии температуры приземного воздуха для физико-географических регионов России в 2016 г**

Регион	Год		Зима		Весна		Лето		Осень	
	$\nu T$ , °C	$S$ , °C	$\nu T$ , °C	$S$ , °C	$\nu T$ , °C	$S$ , °C	$\nu T$ , °C	$S$ , °C	$\nu T$ , °C	$S$ , °C
Россия	1,69	0,77	3,51	1,81	2,84	1,19	1,78	0,33	-0,03	0,90
Физико-географические регионы										
Европейская часть	1,75	0,94	4,27	2,30	2,80	1,44	2,31	1,00	-0,41	1,04
Азиатская часть	1,67	0,80	3,20	1,89	2,86	1,25	1,57	0,35	0,12	1,10
Западная Сибирь	1,82	1,09	4,55	2,91	3,59	1,62	2,69	0,80	-0,90	1,54
Средняя Сибирь	1,88	1,15	5,17	2,74	3,11	1,66	1,03	0,65	0,03	1,80
Прибайкалье и Забайкалье	1,22	0,78	2,42	1,90	2,36	1,39	1,44	0,57	-1,13	1,23
Приамурье и Приморье	0,36	0,81	1,55	1,67	1,74	1,15	0,39	0,75	-1,21	0,89
Восточная Сибирь	2,25	0,64	0,65	1,39	2,66	1,22	1,70	0,56	2,89	0,94

Примечание:  $\nu T$  – отклонение от нормы за 1961-1990 гг;  $S$  – среднее квадратическое отклонение от за 1961-1990 гг.

В МЧС России подсчитали, что количество опасных природных явлений (ОЯ) на территории России в 2015 году выросло почти на десять процентов и превысило 400. Экстремальная погода была зарегистрирована в 69 субъектах страны. Больше всего опасных явлений произошло в Алтайском крае, Новосибирской области, Татарстане, Краснодарском крае, Северной Осетии и Ставропольском крае. По данным МЧС, наиболее уязвимыми к ОЯ в 2015 году оказались Башкирия, Чечня, Чувашия и Пермский край. Количество погибших в результате природных чрезвычайных ситуаций (43 человека) превысило показатель 2014 года в 3,9 раза (11 человек).

На рис. 1 представлена динамика роста опасных погодных явлений в России с 1998 по 2015 годы.

Вопросы, связанные с оценкой климатических условий территорий застройки, напрямую связаны с экологическими проблемами регионов, в которых осуществляется строительство. В настоящее время, ведущие институты и организации, работают с учетом федеральной целевой программы, утвержденной Правительством РФ 19 октября 1996 г. № 1242 "Предотвращения опасных изменений климата и их отрицательных последствий". К основным задачам относятся: уменьшение ущерба от опасных изменений климата, информация о текущих и прогнозируемых изменениях климата и

создание научно-технической и нормативно-правовой базы по предотвращению опасных изменений климата, а также адаптации развития экономики к изменениям климата.

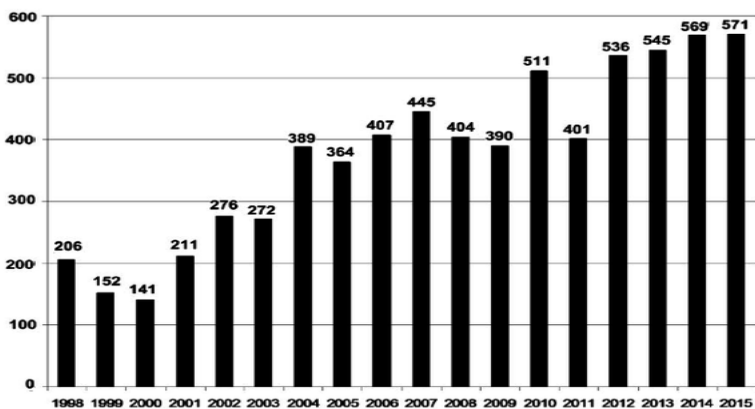


Рис. 1. Динамика роста опасных погодных явлений в России с 1998 по 2015 годы. График Росгидромет

К разделам, представленным в мероприятиях данной программы, относятся: 1. Создание и обеспечение функционирования информационной системы об изменении климата и влиянии на него антропогенных факторов; 2. Создание и обеспечение функционирования информационно-аналитической системы сбора и статистического учета данных об источниках и поглотителях парниковых газов, их выбросах, поглощении и влиянии на процессы глобального потепления; 3. Создание и обеспечение функционирования системы наблюдений за парниковыми газами и аэрозолями в атмосфере (СНПГА); 4. Система предупредительных мер в целях адаптации экономики Российской Федерации к изменениям климата; 5. Система предупредительных мер в целях адаптации экономики Российской Федерации к изменениям климата; 6. Разработка стратегии и мер по предотвращению опасных изменений климата и их отрицательных последствий на период до 2020 года.

Каждый раздел содержит ряд подразделов. К основным исполнителям относятся: Росгидромет, Госстандарт России, Российская академия наук, Госкомэкология России, Минприродресурсы России, Минздрав России, МЧС России, Минстрой России и др.

География климата зависит главным образом от крупномасштабного движения воздуха. Зависимость погоды от циркуляции атмосферы, характерна для всего земного шара и наиболее значительно проявляется в районах умеренных и высоких широт, в которых расположена наша страна. В широтах РФ на климат влияют три основных фактора: циркуляция атмосферы, рельеф земной поверхности и море. Анализ географии климата, как

комплекса изменений температуры воздуха, осадков и атмосферных явлений показывает, что районов, с постоянной погодой практически нет.

Учет отрицательных климатических воздействий необходим для обеспечения качества строительства, надежности и долговечности строительных объектов, эффективного использования материальных и топливно-энергетических ресурсов. Архитектурные и конструктивно-планировочные решения необходимо принимать с учетом природных и общественных законов функционирования окружающей среды [8, 9].

Экология, как фактор окружающей среды занимается миграцией загрязняющих веществ, для перемещения которых не существует государственных границ. Трансграничный перенос из Центральной и Западной Европы доставляет в европейскую часть страны до 95 % ртути, свыше 80 % бензопирена, более 50 % свинца и кадмия, 12 % окислов серы, четверть окислов азота. На Дальний Восток поступает грязный воздух из Китая, а летом - из Японии и Кореи, по данным Н. Еланского, РАН, который в своей статье «Климат-контроль-инструмент глобальный» отмечает, что на 15 % территории нашей страны, с населением более 60 млн. человек, загрязнение природной среды превышает допустимые нормы.

Урбанизация — характерное явление нашего времени. В 34 городах из них с населением более 500 тыс. человек проживает свыше 30 % городского населения. Уровень концентраций вредных веществ-примесей от выбросов промышленных предприятий и авиа - и автотранспорта обусловлен высотой застройки, переносом веществ и их рассеиванием, перемешиванием, растворением в атмосфере воздуха. Многие из городов Сибири и Урала (Барнаул, Екатеринбург, Иркутск, Кемерово, Красноярск, Новокузнецк, Новосибирск, Хабаровск и Челябинск) расположены в неблагоприятных климатических зонах и характеризуются высоким потенциалом загрязнения, смогом. И.М. Елшин в 80-е годы указывал на деление территории страны по потенциалу загрязнения воздуха в зависимости от района и климатических условий [10].

Таблица 2

### Уровни загрязнений территории РФ

Потенциал загрязнений	Район и его климатические условия
Низкий	Побережье морей Северного Ледовитого океана
Умеренный	Большая часть Европейской территории РФ. Западная Сибирь
Повышенный	Северный Кавказ, Побережье Дальневосточных морей. Везде туман и слабые ветры.
Высокий	Урал, территория между Енисеем и Леной, Закавказье. Безветренная зима. Летом застой воздуха.
Опасный	Бассейн реки Калымы, Забайкалье, горные районы. Слабые ветры и мощные инверсии, недостаток кислорода

В таблице 3 приведены данные по ряду городов РФ, объем статьи не позволил представить полную информацию по всем городам [10].

Таблица 3

**Города РФ, в которых были зарегистрированы случаи высокого загрязнения атмосферного воздуха (максимальные разовые концентрации отдельных примесей 10 ПДК<sub>мр</sub> и более) в 2011 году**

Город	Примесь	Колич. случаев	Макс. конц. ПДК <sup>1</sup>	Город	Примесь	Колич. случаев	Макс. конц. ПДК <sup>1</sup>
Архангельск	Бенз(а)пирен <sup>3</sup>	8	23,0	Новокузнецк	Бенз(а)пирен <sup>4</sup>	9	14,0
Братск	Бенз(а)пирен <sup>4</sup>	3	16,5	Новосийск	Формальдегид	17	18,9
Владикавказ	Медь <sup>4</sup>	8	16,0	Новосибирск	Бенз(а)пирен <sup>4</sup>	1	11,1
Зима	Бенз(а)пирен <sup>4</sup>	4	10,8	Рязань	Фенол	1	11,1
Иркутск	Бенз(а)пирен <sup>4</sup>	1	13,1	Томск	Формальдегид	1	25,6
Казань	Ксилол	1	13,0	Челябинск	Этилбензол <sup>2</sup>	1	11,4
Красноярск	Бенз(а)пирен <sup>4</sup>	5	20,0		Бенз(а)пирен <sup>4</sup>	2	13,2

Примечания:

1 Приведены наибольшие концентрации примеси, деленные на максимальную разовую ПДК<sub>мр</sub>

2 Приведена наибольшая из среднесуточных концентраций, деленная на ПДК<sub>мр</sub>

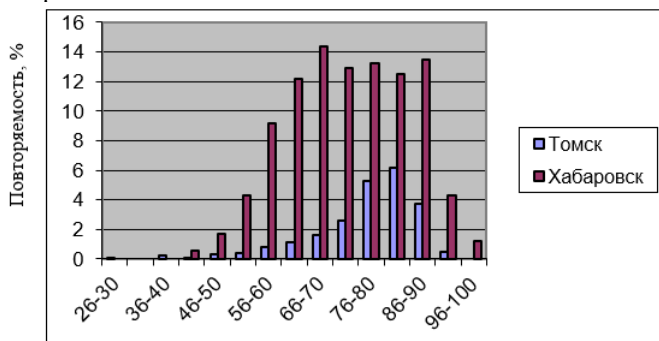
3 Приведены среднесуточные концентрации, деленные на ПДК<sub>СС</sub>

4 Приведена максимальная концентрация, деленная на ПДК<sub>мр</sub> леса

К наиболее характерным загрязняющим веществам относятся диоксид серы, окись углерода, диоксид азота, свинец, озон, фенол и аммиак и др. Оценка степени загрязнения воздуха производится по национальным критериям качества воздуха ПДК (предельно допустимая концентрация) с учетом норм, утвержденных Минздравом, и критериям, принятым Всемирной организацией здравоохранения (ВОЗ). Закон РФ N 7-ФЗ «Об охране окружающей среды» (последняя редакция от 27.12.2009) устанавливает комплекс мер по ее защите. Так озон, возникающий в результате фотосинтеза, накапливается в приземном слое атмосферы. Большие концентрации озона аккумулируются и накапливаются в помещениях [11].

Контроль состояния воздушной среды г. Москвы проводится центром по гидрометеорологии и мониторингу окружающей среды, который оценивает влияние неблагоприятных факторов на атмосферный воздух. Наиболее опасны мелкие частицы пыли диаметром меньше 10 мк, способные достигать нижних частей респираторного тракта, вызывая заболевания органов дыхания, кардиологические, рак легких. По мнению многих ученых воздействие высоких пиковых концентраций вредных веществ более опасно, чем длительное воздействие низких.

Топография региона влияет на экологическую ситуацию приземного слоя атмосферы. Для ряда городов РФ (Новокузнецк, Кемерово, Саратов, Норильск) неблагоприятное состояние воздушного бассейна усугубляется их размещением в низинах и котловинах пойм рек. Влажностный режим оказывает существенное влияние на экологическую составляющую территории. На рис. 2 приведен график периода, устойчивой климатической нормы, свидетельствующий о различном влажностном режиме городов РФ Томска и Хабаровска.



**Рис. 2.** Повторяемость влажной погоды

Интенсивный подсос в течение многих лет загрязненного или отравленного воздуха в квартиры нижних этажей в жилых массивах вблизи промзон и автомагистралей, усиливающийся при работе принудительной вытяжной вентиляции, отрицательно сказывается на здоровье жильцов.

Климат, как основной природный экологический фактор, оказывает влияние на течение всех процессов в биосфере. При проектировании и строительстве зданий и сооружений с их последующей эксплуатацией, необходимо учитывать состояние окружающей среды. Климатические и экологические перемены ставят перед специалистами при строительстве зданий и сооружений новые задачи, технические решения которых могут привести к дополнительным экономическим затратам. При проработке проектных инженерных решений по обеспечению требуемого микроклимата помещений зданий необходимо проведение инвентаризации источников загрязнений по месту строительства и оценке качества воздушной среды.

#### Библиографический список

1. Волкова Н.Г. Строительная климатология. Опыт технического нормирования. «Технология текстильной промышленности». 2016 г. № 4. С.217-221.
2. Доклад об особенностях климата на территории Российской Федерации за 2016 год. – Москва, 2017 –70 стр.
3. Изменение климата. Информационный бюллетень, № 49, август-сентябрь 2014г. С. 1-26.

4. Погода и климат: 2017 – начало конца? Posted by Инфо-Макс on 07.06.2017.

5. Кобышева Н.В., Акентьева Е.М Галюк Л.П. Климатические риски и адаптация к изменению и изменчивости климата в технической сфере Федеральная служба по гидрометеорологии и мониторингу окружающей среды и гл. геофизическая обсерватория им. А. И. Воейкова, изд-во ООО «Кириллица» Нижний Новгород, 2015 г., 213 стр.

6. Доклад о климатических рисках на территории РФ. Климатический центр РОСГИДРОМЕТ. Санкт-Петербург 2017 г. 105 стр.

7. Самарин О.Д. Влияние изменения параметров наружного климата накупаемость энергосберегающих мероприятий. // Известия вузов. Строительство., 2009, № 6, С. 43 -48.

8. Савин В.К. Климатология и градостроительство. Градостроительство, № 4 (20) 2012 г. – С. 55-58.

9. Волкова Н.Г., Попова Ю.К. Трехдиагональная задача экологии применительно к проблемам строительства. М. АCADEMIA. Архитектура и строительство, № 5, 2009 г. С. 108- 116.

10. Ежегодник. Состояние загрязнения атмосферы в городах на территории России за 2011 год. РОСГИДРОМЕТ. ФГБУ ГГО им. А.И.Воейкова». Санкт-Петербург 2012 г. 215 стр.

11. Ишков А.Г. Экологические проблемы Центрального федерального округа России. Международный Экологический Форум. Инвестиции в экологию – шаг в будущее. М. 2001.

## **ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ ОТ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ ЧЕРЕЗ ОКНА С УЧЕТОМ ОРИЕНТАЦИИ ФАСАДОВ ЗДАНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СТЕКОЛ С НИЗКОЭМИССИОННЫМИ ПОКРЫТИЯМИ**

*Коркина Е.В., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

*Тюленев М.Д., аспирант, ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

### **Введение**

Основополагающими этапами проектирования здания является расчёт его теплофизических характеристик, подбор конструкций, обеспечивающих наименьшие трансмиссионные теплопотери через оболочку здания, разносторонний учёт факторов, способствующих энергосбережению [1, 2, 3]. Рациональное использование солнечной энергии является одной из главных задач создания комфортных условий внутри помещений при минимальных затратах дополнительной энергии на отопление или кондиционирование [3, 4]. На начальном этапе проектирования здания следует прорабатывать различные варианты исполнений светопрозрачных ограждающих конструкций, в частности их заполнения в виде стеклопакетов [5], а

также ориентации фасадов [6], учитывая климатические особенности района строительства, теплопоступление от солнечной радиации, ветровые нагрузки [7].

В России имеются территории с жарким климатом, где отопительный период длится 5 месяцев. В данных районах необходимо обеспечивать как теплозащиту в холодный период года, так и оптимальную солнцезащиту в теплый период года, что отмечено в работах [5, 6, 8].

Для сокращения тепловых потерь в здании применяют стеклопакеты, выполненные из стекол с низкоэмиссионными покрытиями [5, 9]. Данные покрытия обеспечивают низкую излучательную способность, но снижают теплопоступления от солнечной радиации [5, 10]. Для оценки эффективности замены обычных стеклопакетов на стеклопакеты с повышенными теплозащитными свойствами был разработан метод, описанный в [5]. В данной работе проведена оценка эффективности замены стеклопакетов с учётом различной ориентации фасадов здания.

### **1. Алгоритм проведения расчётов с целью подбора наилучшей ориентации фасадов здания и наиболее подходящего остекления**

А) Выбор наилучшей ориентации фасадов здания:

- расчёт суммарной солнечной радиации, поступающей на вертикальные поверхности по восьми румбам для местности, в которой находится рассматриваемое здание;

- расчёт теплопоступлений в здание через заполнения светопроёмов с учётом их характеристик пропускания солнечной радиации. Расчёт проводится при последовательном изменении ориентации фасадов здания, т.е. здание поворачивается по часовой стрелке, начиная с исходного положения, соответствующего ориентации одного из фасадов на север;

- определение наилучшей ориентации фасадов здания. На основе наблюдения продолжительности инсоляции при учёте архитектурно-планировочных особенностей, принимается решение о наилучшем варианте ориентации фасадов здания.

Б) Оценка целесообразности использования стеклопакетов с повышенными теплозащитными свойствами:

- расчёт дополнительных характеристик остекления и климата;

- подбор оптимального варианта остекления при заданной оптимальной ориентации фасадов здания, находящегося в данном климате.

Представленный алгоритм следует проиллюстрировать методическим примером. Для этого рассматривается здание общежития, расположенное в городе Краснодаре.

### **2. Выбор наилучшей ориентации фасадов здания**

#### *2.1 Расчёт суммарной солнечной радиации по восьми румбам*

Суммарная солнечная радиация, поступающая на вертикальную поверхность  $I_j^{вср}$ , МДж/м<sup>2</sup>, заданной ориентации за отопительный период определяется по формуле [11]:



$$I_j^{\text{всп}} = \sum_{i=1}^m I_i^{\text{всп}} = \sum_{i=1}^m (S_i^{\text{гор}} K_{\text{ГВ}ji} + D_i^{\text{гор}} / 2 + I_i^{\text{гор}} \cdot Ak_i / 200) \quad (1)$$

где  $S_i^{\text{гор}}, D_i^{\text{гор}}, I_i^{\text{гор}}$  – прямая, рассеянная и суммарная радиация, поступающая на горизонтальную поверхность за  $i$ -ый месяц отопительного периода при средней облачности, определяется, соответственно, по таблицам 1.8, 1.9, 1.10 [12], МДж/м<sup>2</sup>;  $Ak_i$  – альbedo деятельной поверхности в  $i$ -м месяце отопительного периода, %, принимается по таблице 1.10 [12].

Результаты расчета по формуле (1) для восьми румбов сведены в таблицу 1.

Таблица 1

**Суммарная радиация за отопительный период для вертикальной поверхности, предположительно ориентированной по восьми румбам**

Направление $j$	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ
$I_j^{\text{всп}}, \text{МДж/м}^2$	359	368	503	773	939	797	534	368

**2.2 Расчёт теплопоступлений в здание через заполнения светопроемов**

Согласно [11] теплопоступления через окна от солнечной радиации в течение отопительного периода, МДж/год, для фасадов здания, ориентированных по различным сторонам, определяются по формуле:

$$Q_{\text{рад}}^{\text{оп}} = \sum_j^J [I_j^{\text{всп}} \cdot \sum_{l=1}^{L_l} g_{jl} \cdot \tau_{2jl} \cdot A_{jl}], \quad (2)$$

где  $g$  – коэффициент общего пропускания солнечной радиации, или солнечный фактор, отн.ед., принимается по данным производителей остекления, см. таблицу 5;  $\tau_2$  – коэффициент, учитывающий затенение солнечной радиации непрозрачными элементами заполнения, отн.ед., рассчитан согласно [13] и представлен в таблице 2;  $A$  – площадь светопроема по наружному обмеру, м<sup>2</sup>.

В здании установлены различные оконные конструкции, характеристики которых сведены в таблицу 2.

Таблица 2

**Характеристики оконных блоков рассматриваемого здания**

Оконные блоки	Периметр, м	Площадь, м <sup>2</sup>	$\tau_2$ , отн.ед.	Количество	Суммарная площадь окон, м <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6
ОК-1	8,92	4,70	0,62	11	52
ОК-2	10	3,44	0,56	2	7

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6
ОК-3	3,64	0,82	0,45	20	16,4
ОК-4	7,8	3,50	0,53	5	18
ОК-5	6,84	2,13	0,50	1	2,13
ОК-6	4,32	1,10	0,49	1	1,1
ОК-7	4,44	1,15	0,51	2	2,3
ОК-8	6	2,00	0,61	2	4
ОК-9	6,28	3,14	0,65	1	3,14
ОБ-1	10,5	5,29	0,60	24	127
ОБ-2	8,62	3,69	0,58	3	11
$\Sigma$		30,96		72	243

Изначальное расположение оконных конструкций на фасадах представлено на таблице 3.

Таблица 3

**Расположение и суммарная площадь оконных блоков на фасадах здания**

Обозначение	Сумма площадей оконных блоков, м <sup>2</sup>			
	Фасад №1	Фасад №2	Фасад №3	Фасад №4
ОК-1		18,8	14,1	18,8
ОК-2	3,44		3,44	
ОК-3	8,20			8,20
ОК-4	17,5			
ОК-5		2,13		
ОК-6		1,10		
ОК-7	1,15		1,15	
ОК-8	2,00			2,00
ОК-9		3,14		
ОБ-1		63,5		63,5
ОБ-2		11,1		
$\Sigma A_i$	32,3	99,7	18,7	92,5

В таблице 4 сведены результаты расчета теплоступлений от солнечной радиации по формуле (2), при последовательном повороте здания по часовой стрелке с ориентацией каждого из фасадов по восьми румбам. Ис-

ходным вариантом является вариант с ориентацией фасада № 1 на север, фасада № 2 на восток, фасада № 3 на юг, фасада № 4 на запад. Варианты последовательного поворота фасадов здания также представлены в табл. 4.

Таблица 4

**Теплопоступления от солнечной радиации через светопрозрачные конструкции за отопительный период, МДж/год**

Вариант ориентации фасадов здания и суммарные теплопоступления в здание, МДж/год			
№ 1 С, В, Ю, З	№ 2 СВ, ЮВ, ЮЗ, СЗ	№ 3 В, Ю, З, С	№ 4 ЮВ, ЮЗ, СЗ, СВ
55283	59376	65740	61868
№ 5 Ю, З, С, В	№ 6 ЮЗ, СЗ, СВ, ЮВ	№ 7 З, С, В, Ю	№ 8 СЗ, СВ, ЮВ, ЮЗ
57755	59599	63690	58614

*2.3 Выбор наилучшей ориентации фасадов здания*

Анализируя результаты расчётов, представленные в таблице 4, можно увидеть, что вариант ориентации фасадов № 3 (фасад №1 ориентирован на восток, фасад № 2 – на юг, фасад №3 – на запад, фасад № 4 – на север), обеспечивает наибольшие теплопоступления от солнечной радиации, однако, следует рассмотреть и другие влияющие на ориентацию фасадов здания факторы.

При ориентации здания необходимо учитывать комплекс требований по обеспечению продолжительности инсоляции помещений [7, 10]. Рассматриваемое здание является зданием коридорного типа, жилые помещения которого односторонние, большинство оконных проемов находятся на фасадах № 2 и № 4. При ориентации фасадов здания по варианту № 3 половина жилых помещений будут расположены на север, что недопустимо, т.к. данные помещения не будут достаточно инсолированы. Для здания общежития 60 % комнат должны быть инсолированы, следовательно, согласно таблице 4, эффективней всего ориентировать здание по варианту № 5, то есть: Ю, З, С, В (фасад № 1 ориентирован на юг, фасад № 2 – на запад, фасад № 3 – на север, фасад № 4 – на восток).

**3. Оценка целесообразности использования стеклопакетов с повышенными теплозащитными свойствами**

*3.1. Расчёт дополнительных характеристик остекления и климата*

Для анализа эффективности замены стеклопакетов со стеклами без покрытий на стеклопакеты со стеклами, имеющими низкоэмиссионные покрытия, рассматриваются следующие варианты остекления, представленные в таблице 5 в столбцах I-II, с коэффициентами общего пропускания

солнечной радиации,  $g$ , и коэффициентами теплопередачи по центру стеклопакета,  $U_0$ , представленными в столбцах III-IV, соответственно. Стеклопакетом со стеклами без низкоэмиссионных покрытий является стеклопакет № 1.

Таблица 5

### Стеклопакеты и их характеристики

№ стеклопакета	Формула стеклопакета по ГОСТ 24866-2014	$g$ , отн. ед.	$U_0$ , Вт/м <sup>2</sup> °С	$K_{ТПП}$ , Вт/м <sup>2</sup> °С
I	II	III	IV	V
1	4M <sub>1</sub> -16-4M <sub>1</sub> -16-4M <sub>1</sub>	0,73	1,8	-
2	6M <sub>1</sub> -16Ar-6И	0,65	1,4	5,00
3	6M <sub>1</sub> -16-4К	0,69	1,7	2,5
4	4M <sub>1</sub> -12Ar-4M <sub>1</sub> -12Ar-4И	0,51	1,0	3,64

При замене стеклопакетов снижение поступлений солнечной радиации должно быть минимальным, а разница теплотерь должна превышать разницу теплопоступлений за отопительный период.

Согласно [5] условие эффективности использования стеклопакета с низкоэмиссионными стеклами для энергосбережения имеет вид:

$$L_{ТПП} < K_{ТПП}, \quad (3)$$

где  $L_{ТПП}$  – показатель характеристики климата для оценки светопрозрачных конструкций заданной ориентации, Вт/м<sup>2</sup>°С;  $K_{ТПП}$  – показатель целесообразности применения стеклопакета в данном климате, Вт/м<sup>2</sup>°С, рассчитывается по формуле:

$$K_{ТПП} = \frac{U_0^{БП} - U_0^{ЭП}}{g^{БП} - g^{ЭП}} \quad (4)$$

В формуле (4) индекс «БП» означает остекление без энергосберегающего покрытия, «ЭП» – с энергосберегающим покрытием. Чем выше значение  $K_{ТПП}$ , тем более целесообразным является применение данного стеклопакета. Рассчитанные значения  $K_{ТПП}$  для рассмотренных стеклопакетов представлены в столбце V таблицы 5.

Расчёт первого показателя проводится по формуле:

$$L_{ТПП} = \frac{I_i^{всп}}{0,0864 \cdot ГСОП}, \quad (5)$$

По варианту №5 ориентации фасадов здания суммарная радиация  $I_j^{\text{вср}}$  равна по таблице 1 по направлению:

- Юг - 939 МДж/м<sup>2</sup>год
- Запад - 534 МДж/м<sup>2</sup>год
- Север - 359 МДж/м<sup>2</sup>год
- Восток - 503 МДж/м<sup>2</sup>год

На основе климатических характеристик района строительства и микроклимата помещения величина градусо-суток отопительного периода, °С·сут/год, равна [11]:

$$ГСОП = (t_{\text{в}} - t_{\text{от}})z_{\text{от}} = 17,5 \cdot 145 = 2538 \quad (6)$$

Рассчитанные значения  $L_{\text{ТПП}}$  сведены в таблицу 6.

### 3.2. Подбор оптимального варианта остекления

Согласно самому высокому показателю  $L_{\text{ТПП}}$  по южному направлению замена стеклопакета №1 на стеклопакет №3 и на стеклопакет №4 является нецелесообразной, так как не выполняется условие (3):  $4,28 \nless 3,64$  и  $4,28 \nless 2,5$ .

Таблица 6

#### Показатель характеристики климата по четырем направлениям

Направление фасада здания	Показатель $L_{\text{ТПП}}$ , Вт/м <sup>2</sup> °С.
Юг	4,28
Запад	2,44
Север	1,64
Восток	2,30

При показателе целесообразности применения стеклопакета с теплозащитными свойствами  $K_{\text{ТПП}} = 5$  Вт/м<sup>2</sup>°С, что соответствует замене стеклопакета № 1 на № 2, выполняется условие (3) для сбережения тепловой энергии при самом высоком показателе  $L_{\text{ТПП}} = 4,28$  Вт/м<sup>2</sup>°С.

Тогда, с целью обеспечения наилучшего соотношения теплопоступлений и теплопотерь для здания общежития с выбранной ориентацией фасадов (вариант № 5), расположенного в Краснодаре, следует применять обладающий энергосберегающими свойствами стеклопакет № 2.

*Заключение.* Таким образом, сформирован алгоритм выбора варианта оптимальной ориентации фасадов здания и выбора низкоэмиссионного остекления из условия энергосбережения. Данный алгоритм проиллюстрирован на примере здания.

При выборе ориентации фасадов здания учитывались действующие нормы учёта продолжительности инсоляции, архитектурно-планировочные

решения и назначение здания. Был проведен обоснованный выбор остекления с энергосберегающими свойствами из рассмотрения соотношения трансмиссионных теплопотерь и теплопоступлений за отопительный период. Наиболее подходящим оказался однокамерный стеклопакет со стеклами с низкоэмиссионными покрытиями.

Представленный подход может быть использован при поиске архитектурно-планировочных решений здания с учётом региона строительства и назначения, а также при выборе светопрозрачных ограждающих конструкций, в совокупности обеспечивающих оптимальный режим эксплуатации здания по соотношению трансмиссионных теплопотерь и теплопоступлений через них.

#### Библиографический список

1. Богословский В.Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): учеб. для вузов.—2-е изд., перераб. И доп.—М.: Высшая школа, 1982.
2. Малявина Е.Г. Теплопотери здания: справочное пособие / Е.Г. Малявина. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2007. – 144 с.
3. Гагарин В.Г., Плющенко Н.Ю., Косарев А.Р. Методика экспериментального определения параметров уравнения распределения температуры воздуха по высоте вентилируемой прослойки НФС // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2017. № 6 (58). С. 107-113.
4. Малявина Е.Г., Умякова Н.П. Величина добавки к основным теплопотерям помещения с числом наружных стен более одной // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2017. № 2 (368). С. 291-296.
5. Гагарин В.Г., Коркина Е.В., Шмаров И.А. Теплопоступления и теплопотери через стеклопакеты с повышенными теплозащитными свойствами // Academia. Архитектура и строительство. 2017. №2. С. 106 – 110.
6. Kontoleon K. J. Energy Saving Assessment in Buildings with Varying Façade Orientations and Types of Glazing Systems when Exposed to Sun // International Journal of Performability Engineering. 2013. Vol. 9, No. 1, Pp. 33-48.
7. Сергейчук О.В. Особенности учёта и регулирования теплопоступлений от солнечной радиации при помощи солнечных карт // Строительство и техносферная безопасность. 2016. №4. С. 39-45.
8. Lushin K.I., Plushenko N.Yu., Yang H. Determination of buildings sun shields operating parameters for the purpose of durability and sustainability // Вестник МГСУ. 2018. Т. № 9 (120). С. 1154-1164.
9. Борискина И.В., Плотников А.А., Захаров А.В. Проектирование современных оконных систем гражданских зданий. СПб.: Выбор, 2008. 360 с.

10. Куприянов В.Н., Седова Ф.Р. Обоснование и развитие энергетического метода расчета инсоляции жилых помещений // Жилищное строительство. 2015. №5. С. 83-87.

11. СП 345.1325800.2017 «Здания жилые и общественные. Правила проектирования тепловой защиты». – М.: Минстрой, 2018. – 61 с.

12. Научно-прикладной справочник по климату СССР. Серия 3. Многолетние данные. Части 1—6, вып. 1—34. — Санкт-Петербург: Гидрометеоиздат. 1989—1998.

13. Коркина Е.В. Комплексное сравнение оконных блоков по светотехническим и теплотехническим параметрам // Жилищное строительство. 2015. № 6. С. 60-62.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛАЖНОСТНОГО РЕЖИМА ОГРАЖДАЮЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ ОБЛЕГЧЕННОЙ КИРПИЧНОЙ КЛАДКИ МЕТОДОМ ТЕМПЕРАТУРНЫХ И ВЛАЖНОСТНЫХ ПОЛЕЙ**

*Королева Т.И., к.э.н., проф., ФГБОУ ВО «ПГУАС»*

*Мельников И.Е., магистрант, ФГБОУ ВО «ПГУАС»*

### **Введение**

С повышением влажности строительных материалов растет и их теплопроводность, то есть при прочих равных условиях сырые ограждения имеют пониженные теплозащитные качества по сравнению с сухими ограждениями, иными словами, при увеличении влажности материалов уменьшается их термическое сопротивление и соответственно сопротивление теплопередаче всего ограждения, а это влечет понижение температуры внутренней поверхности ограждения и увеличивает возможность выпадения на ней конденсата. При проектировании наружных ограждений необходимо принимать меры для предотвращения возможного увлажнения материалов ограждающей конструкции и учитывать их влажностный режим.

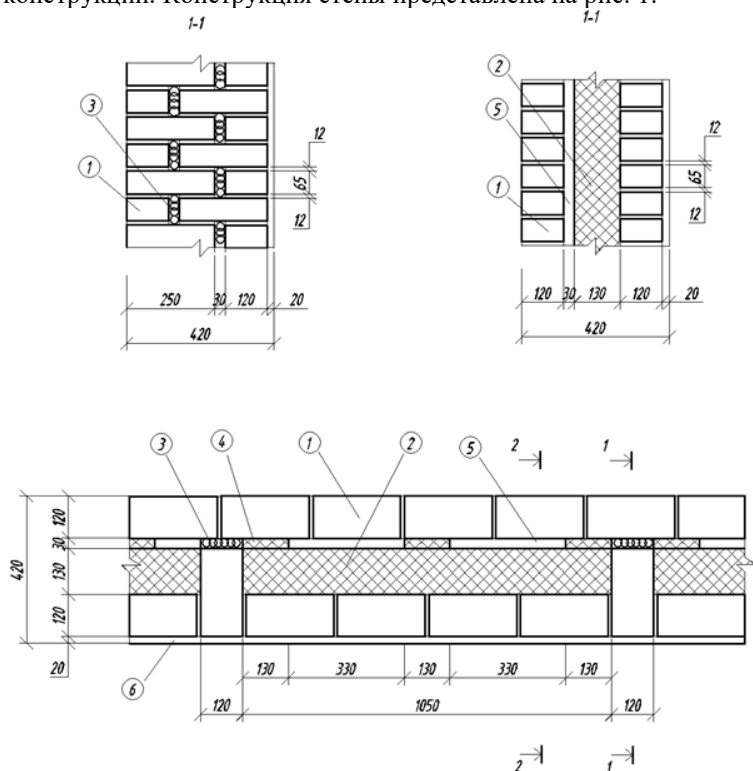
Влажный строительный материал неприемлем и с гигиенической точки зрения, так как является благоприятной средой для развития в нем грибов, плесени и прочих биологических процессов. Повышенная влажность ограждений может также оказывать влияние на повышение влажности воздуха в помещении, а сырость и образование плесневых грибов в помещениях может быть причиной ряда заболеваний.

В настоящее время выбор варианта ограждающей конструкции стены в большинстве случаев базируется на теплотехническом расчете стены. Расчет на влажностное состояние ограждающей конструкции производят нечасто, однако, неблагоприятный влажностный режим может сильно повлиять на теплотехнические и прочностные качества ограждающей конструкции. При расчете неоднородных ограждающих конструкций или различного рода узлов (угол стены, цокольные узлы, стыки стеновых панелей, места

с теплопроводными включениями и т.д.) методики К.Ф. Фокина и В.Н. Богословского неприменимы, вследствие того, что они предусматривают эксфильтрацию водяных паров только в поперечном сечении ограждающей конструкции и не предусматривают перенос водяного пара в продольном направлении. В данной статье предложена методика расчета влажностного режима неоднородной ограждающей конструкции.

### Исходные данные и обоснование выбранной конструкции

Для расчета была выбрана стена облегченной кирпичной кладки «тип А» согласно «Пособию к СНиП II-22-81 «Пособие по проектированию каменных и армокаменных конструкций». Данная конструкция стены была выбрана как наиболее яркий и простой пример неоднородной ограждающей конструкции. Конструкция стены представлена на рис. 1.



**Рис. 1.** Конструкция стены облегченной кирпичной кладки:

- 1 – кирпич; 2 – плитный утеплитель; 3 – монтажная пена; 4 – полосы из плитного утеплителя; 5 – воздушная прослойка; 6 – внутренняя штукатурка

Согласно пособию к СНиП II-22-81 «Пособие по проектированию каменных и армокаменных конструкций» для уменьшения влияния «мостиков холода» в перемычках имеются воздушные прослойки, расположенные



в шахматном порядке. Для увеличения теплотехнических качеств конструкции данные полости заделаны монтажной пеной.

Для расчетов параметры наружного воздуха приняты согласно СП 131.13330.2012 «Строительная климатология» для города Пенза (Условия эксплуатации – А;  $t_{\text{хп}}^{0,92} = -27$  °С;  $\phi_{\text{н}} = 83$  %). Параметры внутреннего воздуха принимаем равными:  $t_{\text{в}} = 18$  °С;  $\phi_{\text{в}} = 60$  %.

*Состав ограждающей конструкции:*

1) Кирпичная кладка из сплошного обыкновенного глиняного кирпича;  $\rho = 1800$  кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda = 0,7$  Вт/(м·°С);  $\mu = 0,11$  мг/(м·ч·Па).

2) Базальтовая вата «ТехноНИКОЛЬ» Техновент Н ПРОФ;  $\rho = 45$  ( $\pm 5$ ) кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda = 0,04$  Вт/(м·°С);  $\mu = 0,3$  мг/(м·ч·Па).

3) Монтажная пена PENOSIL GoldGun 65;  $\rho = 20-25$  кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda = 0,034$  Вт/(м·°С);  $\mu = 0,05$  мг/(м·ч·Па).

4) Известково-песчаный раствор;  $\rho = 1600$  кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda = 0,7$  Вт/(м·°С);  $\mu = 0,12$  мг/(м·ч·Па).

5) Воздушная прослойка;  $\delta = 0,03$  м;  $R_{\text{вп}} = 0,16$  (м<sup>2</sup>·°С)/Вт;  $\mu = 0,135$  г/(м·ч·мм.рт.ст.) = 1,01 мг/(м·ч·Па).

### **Расчет влажностного поля ограждающей конструкции**

Суть расчета влажностного поля сводится к определению величины упругости водяных паров в каждом из узлов. Величина упругости водяных паров в узле будет зависеть от величины упругости водяных паров в соседних узлах, расстояния до этих узлов, площади паропередачи и материала между узлами.

Данная методика расчета влажностного поля ограждающей конструкции разработана на базе методики расчета плоского температурного поля К.Ф. Фокина [1]. Методика основывается на том, что между процессами диффузии газов и процессами теплопроводности имеется полная аналогия. Следовательно, все положения на которых построены законы теплопроводности, вполне приемлемы и к явлениям диффузии водяного пара.

Исходя из этого, можно сказать, что для определения значения действительной упругости водяного пара в узле нужно составить идентичное уравнение тому, что и при нахождении температуры в узле. Вместо коэффициента теплопередачи в уравнении будет иметь место коэффициент паропередачи, а вместо количества передаваемой теплоты – количество диффундируемого водяного пара.

В итоге также получим систему уравнений, решив которую методом итерации можно найти значения действительной упругости водяных паров в характерных точках.

Для расчета выбираем участок стены от перемычки до перемычки, выделяем в нем зону между двумя поперечными осями симметрии и разбиваем ее сеткой координат на узлы.

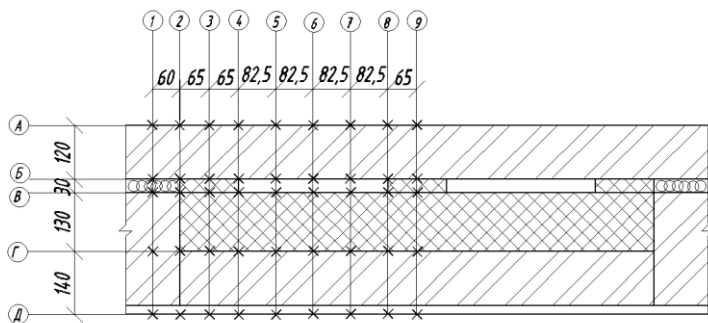


Рис. 2. Расчетная схема разбивки на узлы

В ходе расчета приняты следующие допущения:

- Для упрощения расчета кирпичную кладку и известково-песчаный раствор условно принимаем как один материал. При этом необходимо рассчитать среднее значение коэффициента паропроницаемости.

- При расчете воздушной прослойки принимаем, что пароперенос происходит только в направлении поперечной оси стены. Объясняется это тем, что в воздушной прослойке пароперенос осуществляется в основном с помощью конвективных токов воздуха, а конвективные токи имеют наибольшую интенсивность в направлении поперечной оси стены.

Подробный расчет приведен для узла «А1». Остальные узлы рассчитываются аналогичным образом.

Узел А1:

- к узлу А2 паропередача происходит по кирпичной кладке: расстояние между узлами  $\Delta = 0,06$  м; площадь, по которой происходит паропередача  $F = 0,12 / 2 = 0,06$  м<sup>2</sup>; коэффициент теплопроводности материала между узлами  $\mu = 0,11$  мг/(м·ч·Па).

Найдем коэффициент паропередачи, мг/(ч·Па), от узла А1 к узлу А2 с учетом площади паропередачи:

$$M_{A1-A2} = \frac{\mu}{\Delta} F = \frac{0,11}{0,06} \cdot 0,06 = 0,11 \text{ мг/(ч·Па)}. \quad (2)$$

Уравнение количества диффундируемого водяного пара, мг/ч, к узлу А2:

$$G_{A1-A2} = (e_{A1} - e_{A2}) M_{A1-A2} = 0,11(e_{A1} - e_{A2}) \quad (3)$$

- к узлу Б1 паропередача происходит по кирпичной кладке: расстояние между узлами  $\Delta = 0,12$  м; площадь, по которой происходит паропередача  $F = (0,06+0,06)/2 = 0,06$  м<sup>2</sup>; теплопроводность материала между узлами  $\mu = 0,11$  мг/(м·ч·Па).

Найдем коэффициент паропередачи, мг/(ч·Па), от узла А1 к узлу Б1 с учетом площади паропередачи:

$$M_{A1-B1} = \frac{0,11}{0,12} 0,06 = 0,055 \text{ мг/(ч·Па)}.$$

Уравнение количества диффундируемого водяного пара, мг/ч, к узлу Б1:

$$G_{A1-B1} = (e_{A1} - e_{B1}) M_{A1-B1} = 0,055(e_{A1} - e_{B1}) .$$

- к наружному воздуху паропередача происходит по площади  $F = 0,06 \text{ м}^2$ , при

$$M_n = \frac{1}{R_{нн}} = \frac{1}{0,0133} = 75,2 \text{ мг/(м}^2 \cdot \text{ч·Па)}.$$

Найдем коэффициент передачи водяного пара, мг/(ч·Па), от узла А1 к наружному воздуху:

$$M_{A1-n} = M_n F = 75,2 \cdot 0,06 = 4,512 \text{ мг/(ч·Па)}.$$

Определим количество передаваемого водяного пара, мг/ч, от узла к наружному воздуху:

$$G_{A1-n} = (e_{A1} - e_n) M_{A1-n} .$$

Составим уравнение материального баланса по количеству водяного пара для данного узла:

$$2G_{A1-A2} + G_{A1-B1} + G_{A1-n} = 0$$

Узел А2 в расчете взят дважды, так как узел А1 находится на оси симметрии ограждающей конструкции и с противоположной стороны оси находится симметричный узлу А2 узел.

Подставим значения количества водяного пара:

$$2(e_{A1} - e_{A2}) M_{A1-A2} + (e_{A1} - e_{B1}) M_{A1-B1} + (e_{A1} - e_n) M_{A1-n} = 0$$

Выразим из уравнения парциальное давление водяных паров в узле А1:

$$e_{A1} = \frac{2M_{A1-A2}e_{A2} + M_{A1-B1}e_{B1} + M_{A1-n}e_n}{2M_{A1-A2} + M_{A1-B1} + M_{A1-n}} \quad (4)$$

Подставив значения коэффициентов паропередачи, получим:

$$e_{A1} = \frac{2 \cdot 0,11e_{A2} + 0,055e_{B1} + 4,512e_n}{2 \cdot 0,11 + 0,055 + 4,512} = 0,046e_{A2} + 0,011e_{B1} + 0,942e_n .$$

Аналогичное уравнение необходимо составить для каждого узла. Таким образом, расчет влажностного поля сводится к решению 45 уравнений.

Решение ведется методом итерации (последовательного приближения) в табличной форме. Для первого приближения, значения действительного давления водяных паров в точках найдем с помощью уравнения паропереноса через плоскую стенку:

$$e = e_b - (e_b - e_n) \frac{R_b + \sum R}{R_\phi} \quad (5)$$

где  $e_b$  – упругость водяных паров во внутреннем воздухе помещения, Па;  $e_n$  – упругость водяных паров в наружном воздухе, Па;  $R_\phi$  – фактическое сопротивление паропрооницанию ограждающей конструкции в направлении поперечной оси, (м<sup>2</sup>·ч·Па)/мг;  $R_b$  – сопротивление паропрооницанию внутренней поверхности ограждающей конструкции, (м<sup>2</sup>·°С)/Вт;  $\sum R$  – сумма сопротивлений паропрооницанию слоев ограждающей конструкции в направлении поперечной оси от внутренней поверхности до расчетного узла, (м<sup>2</sup>·ч·Па)/мг.

Полученные значения занесем в таблицу 1.

$$\begin{aligned}
 e_{A1} &= 0,046e_{A2} + 0,011e_{B1} + 0,942e_n & e_{B1} &= 0,138e_{A1} + 0,61e_{B2} + 0,251e_{B1} \\
 e_{A2} &= 0,022e_{A1} + 0,011e_{B2} + 0,02e_{A3} + 0,946e_n & e_{B2} &= 0,078e_{A2} + 0,168e_{B1} + 0,236e_{B3} + 0,517e_{B2} \\
 e_{A3} &= 0,02e_{A2} + 0,011e_{B3} + 0,02e_{A4} + 0,948e_n & e_{B3} &= 0,056e_{A3} + 0,162e_{B2} + 0,162e_{B4} + 0,618e_{B3} \\
 e_{A4} &= 0,018e_{A3} + 0,012e_{B4} + 0,014e_{A5} + 0,956e_n & e_{B4} &= 0,033e_{A4} + 0,084e_{B3} + 0,039e_{B5} + 0,843e_{B4} \\
 e_{A5} &= 0,012e_{A4} + 0,012e_{B5} + 0,012e_{A6} + 0,963e_n & e_{B5} &= 0,025e_{A5} + 0,026e_{B4} + 0,026e_{B5} + 0,922e_{B5} \\
 e_{A6} &= 0,012e_{A5} + 0,012e_{B6} + 0,012e_{A7} + 0,963e_n & e_{B6} &= 0,025e_{A6} + 0,026e_{B5} + 0,026e_{B7} + 0,922e_{B6} \\
 e_{A7} &= 0,012e_{A6} + 0,012e_{B7} + 0,012e_{A8} + 0,963e_n & e_{B7} &= 0,025e_{A7} + 0,026e_{B6} + 0,026e_{B8} + 0,922e_{B7} \\
 e_{A8} &= 0,018e_{A9} + 0,012e_{B8} + 0,014e_{A9} + 0,956e_n & e_{B8} &= 0,033e_{A8} + 0,084e_{B7} + 0,039e_{B9} + 0,843e_{B8} \\
 e_{A9} &= 0,04e_{A8} + 0,011e_{B9} + 0,948e_n & e_{B9} &= 0,056e_{A9} + 0,326e_{B8} + 0,618e_{B9} \\
 e_{B1} &= 0,241e_{B1} + 0,636e_{B2} + 0,123e_{Г1} & e_{Г1} &= 0,086e_{B1} + 0,834e_{Г2} + 0,079e_{Д1} \\
 e_{B2} &= 0,384e_{B2} + 0,135e_{B1} + 0,378e_{B3} + 0,102e_{Г2} & e_{Г2} &= 0,123e_{B2} + 0,303e_{Г1} + 0,513e_{Г3} + 0,06e_{Д2} \\
 e_{B3} &= 0,423e_{B3} + 0,24e_{B2} + 0,24e_{B3} + 0,097e_{Г3} & e_{Г3} &= 0,144e_{B3} + 0,403e_{Г2} + 0,403e_{Г4} + 0,049e_{Д3} \\
 e_{B4} &= 0,689e_{B4} + 0,148e_{B3} + 0,095e_{B5} + 0,068e_{Г4} & e_{Г4} &= 0,171e_{B4} + 0,420e_{Г3} + 0,331e_{Г5} + 0,058e_{Д4} \\
 e_{B5} &= 0,807e_{B5} + 0,068e_{B4} + 0,068e_{B6} + 0,055e_{Г5} & e_{Г5} &= 0,208e_{B5} + 0,360e_{Г4} + 0,360e_{Г6} + 0,071e_{Д5} \\
 e_{B6} &= 0,807e_{B6} + 0,068e_{B5} + 0,068e_{B7} + 0,055e_{Г6} & e_{Г6} &= 0,208e_{B6} + 0,360e_{Г5} + 0,360e_{Г7} + 0,071e_{Д6} \\
 e_{B7} &= 0,807e_{B7} + 0,068e_{B6} + 0,068e_{B8} + 0,055e_{Г7} & e_{Г7} &= 0,208e_{B7} + 0,360e_{Г6} + 0,360e_{Г8} + 0,071e_{Д7} \\
 e_{B8} &= 0,689e_{B8} + 0,148e_{B9} + 0,095e_{B7} + 0,068e_{Г8} & e_{Г8} &= 0,171e_{B8} + 0,420e_{Г9} + 0,331e_{Г7} + 0,058e_{Д8} \\
 e_{B9} &= 0,423e_{B9} + 0,48e_{B8} + 0,097e_{Г9} & e_{Г9} &= 0,144e_{B9} + 0,806e_{Г8} + 0,049e_{Д9} \\
 e_{Д1} &= 0,02e_{Г1} + 0,102e_{Д2} + 0,878e_n & & \\
 e_{Д2} &= 0,018e_{Г2} + 0,049e_{Д1} + 0,046e_{Д3} + 0,886e_n & & \\
 e_{Д3} &= 0,019e_{Г3} + 0,044e_{Д2} + 0,044e_{Д4} + 0,892e_n & & \\
 e_{Д4} &= 0,019e_{Г4} + 0,04e_{Д3} + 0,031e_{Д5} + 0,909e_n & & \\
 e_{Д5} &= 0,019e_{Г5} + 0,028e_{Д4} + 0,028e_{Д6} + 0,923e_n & & \\
 e_{Д6} &= 0,019e_{Г6} + 0,028e_{Д5} + 0,028e_{Д7} + 0,923e_n & & \\
 e_{Д7} &= 0,019e_{Г7} + 0,028e_{Д6} + 0,028e_{Д8} + 0,923e_n & & \\
 e_{Д8} &= 0,019e_{Г8} + 0,04e_{Д9} + 0,031e_{Д7} + 0,909e_n & & \\
 e_{Д9} &= 0,019e_{Г9} + 0,088e_{Д8} + 0,892e_n & &
 \end{aligned}$$

**Рис. 3.** Уравнения для расчета влажностного поля ограждающей конструкции. Решение ведется методом итерации (последовательного приближения)

Таблица 1

**Исходные данные значений парциальных давлений водяных паров в узлах, Па**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
А	46,7	47,6	48,5	48,6	48,6	48,6	48,6	48,6	48,5
Б	402,3	479,4	556,5	562,9	569,2	569,2	569,2	562,9	556,5
В	597,5	599,5	601,5	592,5	583,4	583,4	583,4	592,5	601,5
Г	984	893,7	803,4	796,1	788,7	788,7	788,7	796,1	803,4
Д	1394,3	1392,5	1390,6	1390,5	1390,3	1390,3	1390,3	1390,5	1390,6

Далее решение ведем методом итерации (последовательного приближения) и останавливаем расчет, когда численная невязка между значениями двух смежных приближений не будет превышать 1 Па. Итоговые значения вносим в таблицу 2.

Таблица 2

**Итоговые значения парциальных давлений водяных паров в узлах, Па**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
А	46,95	47,39	47,70	48,39	48,37	48,35	48,34	48,36	47,78
Б	447,18	489,88	515,60	534,90	538,35	537,85	536,09	532,22	521,20
В	565,18	558,22	561,32	555,24	552,21	550,72	549,74	551,66	557,99
Г	825,76	800,15	774,28	751,67	756,13	755,83	749,57	734,74	740,70
Д	1390,09	1389,44	1388,42	1388,15	1387,06	1387,00	1386,92	1387,79	1387,69

Для проведения сравнительного анализа и определения рациональности использования данного способа расчета влажностного состояния ограждающей конструкции сравним полученные значения (табл. 2) с теми значениями, которые были получены при расчете уравнений паропереноса через плоскую стенку (табл. 1).

Получившуюся невязку занесем в таблицу 3.

Таблица 3

**Невязка значений упругости водяных паров в узлах, %**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
А	0,5	0,4	1,7	0,3	0,5	0,5	0,5	0,4	1,5
Б	11,2	2,2	7,3	5,0	5,4	5,5	5,8	5,4	6,3
В	5,4	6,9	6,7	6,3	5,3	5,6	5,8	6,9	7,2
Г	16,1	10,5	3,6	5,6	4,1	4,2	5,0	7,7	7,8
Д	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2

Как видно из таблицы, невязка на поверхности ограждающей конструкции незначительна. В толще она варьируется от 2,2 до 16,1 %. В невязка в толще конструкции составляет около 6,4 %. Исходя из этого, можно сказать, что использование метода влажностных полей для данной конструкции рационально, только если необходима точность расчетов с погрешностью не более 5-10 %.

**Библиографический список**

1. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. Изд. 4-е, перераб. И доп. М., Стройиздат, 1973, с. 287.
2. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. – М.: Стройиздат, 1982

3. Корниенко С.В., Ватин Н.И., Петриченко М.Р., Горшков А.С. Оценка влажностного режима многослойной стеновой конструкции в годовом цикле // Строительство уникальных зданий и сооружений. 2015 №6

4. Т.И. Королева, Н.В. Аржаева, И.Е. Мельников. Исследование влажностного состояния неоднородных конструкций наружных ограждений // журнал по перечню ВАК «Региональная архитектура и строительство». 2018. № 4 (35). С. 159-166.

5 Т.И. Королева, Н.В. Аржаева. Исследование возможности конденсации водяного пара в толще многослойной конструкции наружного ограждения // журнал по перечню ВАК «Региональная архитектура и строительство». 2018. № 2 (35). С. 152-158.

6. Т.И. Королева, Грейсх Г.И., Н.В. Аржаева, Е.Г. Ежов. Исследование условий возникновения конденсата в толще ограждений и его влияние на внутренний микроклимат помещений// Internation Jorurnal of Applied Engineering Reseach (IAER), Paper Code 49434, Delhi, INDIA, Volume 11, Number 21(2016). Pp 10402-10407.

7. Т.И. Королева. Определение комплекса энергосберегающих мероприятий для оптимизации теплового режима здания// журнал по перечню ВАК «Региональная архитектура и строительство». 2006. № 1. С. 104-106.

8. Гагарин В.Г., Козлов В.В., Крышов С.И., Пономарев О.И. Теплозащита наружных стен здания с облицовкой из кирпичной кладки // АВОК №9 2009 г

9. Корниенко С. В. Совершенствование российских норм по влагозащите ограждающих конструкций // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2017. Вып. 47 (66).

10. Фролов М.В. Под редакцией Т.И. Королёвой. Выявление причин возникновения влаги в ограждающей конструкции стены // Проблемы энергосбережения в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах. Сборник трудов XVIII Международной научно-практической конференции. 2017.

## **ПЕРСПЕКТИВНЫЙ ПОДХОД К ВЫБОРУ РАСЧЕТНОГО СОЧЕТАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ И ЭНТАЛЬПИИ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ ТЕПЛОГО ПЕРИОДА ГОДА**

*Фам Ван Лыонг, аспирант, ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

### **Введение**

Расчетные параметры наружной среды играют важную технологическую роль при проектировании систем поддержания заданного теплового микроклимата помещений, поскольку от них зависит установочная мощность систем, их размер, место в здании, занимаемое этими системами [1],

[2], [3]. Кроме того, расчетные параметры значительно влияют на экономические характеристики здания, как при его строительстве, так и при эксплуатации [4], [5], [6]. Существующие подходы к выбору расчетных параметров наружного воздуха формировались по большей части в послевоенные 60-е годы прошлого столетия, когда из-за слабости экономики речь шла о минимизации капитальных затрат. Сейчас перед государством тоже стоят задачи резкого повышения экономики и придания ей внесырьевую, в том числе цифровую направленность. Для этого следует позаботиться о сведении к минимуму экономических потерь от длительного превышения параметров внутренней среды в отдельные годы из-за недостаточной мощности систем поддержания микроклимата в помещениях.

В дальнейшем в тексте речь пойдет о различном подходе к вероятностной обеспеченности температуры и энтальпии наружного воздуха. Так как интересом настоящей статьи являются расчетные параметры для теплого периода года, то под обеспеченностью понимается суммарная вероятность того, что значения рассматриваемого параметра не превзойдут расчетного значения. При выборе расчетных температуры и энтальпии наружной среды применяются разные подходы к обеспеченности этих параметров. Один подход направлен на «обеспеченность по времени», которая рассматривается как доля от общей продолжительности времени, принятой к рассмотрению, когда значения параметра не превосходят расчетного значения. Эта обеспеченность может также измеряться числом часов [7], когда значения параметра превосходят расчетное значение, то есть определяться временем необеспеченности. При другом подходе определяется «обеспеченность от года к году». При этом под обеспеченностью понимается суммарная вероятность того, что значения рассматриваемого параметра, выбранные в каждом году по определенным правилам, не превзойдут расчетного значения, то есть, обеспеченность рассматривается как доля лет, принятых к рассмотрению, когда значения параметра не превосходят расчетного значения [8].

### **1. Предлагаемый метод выбора расчетных параметров наружного воздуха теплого периода года**

Для холодного периода года подход к выбору расчетных значений температуры в РФ осуществляется на основе коэффициента обеспеченности от года к году. В каждом году определяется температура наиболее холодной пятидневки и из 100 пятидневок выкидывается, например, 8 с самой низкой температурой, следующая 9-я считается расчетной с обеспеченностью 0,92. То есть при выборе расчетной температуры холодного периода не определяется число часов в году в среднем многолетнем разрезе, когда наблюдаемые значения ниже него, а вся сосредоточенность направлена на то, чтобы не замерзнуть в какой-либо холодный год.

К настоящему времени расчетные значения параметров наружного воздуха в теплый период года стали более значимыми не только из-за по-

тепления климата, но и из-за того, что появилось множество производств и технологий в гражданских зданиях со значительными теплоизбытками [9, 10]. К ним относятся зрелищные, учебные, офисные, торговые и другие здания с продолжительным и массовым пребыванием людей, а также применением тепловыделяющего оборудования.

Выбор правил отбора расчетных параметров наружной среды должен учитывать не только статистические повторяемости отдельных сочетаний параметров, но и влияние частоты их появления на экономические показатели зданий и технологий, размещенных в этих зданиях. Целью работы является предложение общего подхода к выбору расчетных температуры и энтальпии наружного воздуха для теплого и холодного периодов года. При установлении уровней обеспеченности параметров в этой работе принята опора на существующие или действовавшие ранее нормы в этом направлении. В качестве таких целевых установок принята задача нахождения значений температуры и энтальпии наружного воздуха, которые соответствовали бы тем же обеспеченностям от года к году, как и в холодный период года: для уникальных зданий с обеспеченностью от года к году 0,98, а для основной массы зданий 0,92.

При этом в качестве правила для отбора значений параметров наружного воздуха, выбираемых для каждого года, принято их соответствие декларируемым СП 131.13330.2012 для параметров «Б» 200 (с обеспеченностью по времени 0,97) часам и 400 (с обеспеченностью по времени 0,95) часам для параметров «А». Кроме того, дополнительно рассмотрены значения параметров с необеспеченностью на уровне в 100 часов, реально существовавшем в российских нормах ранее, и на уровнях в 35 и 50 часов необеспеченности, применяемые для отдельных типов зданий во Вьетнаме.

В работе были проанализированы значения температуры и относительной влажности в двух городах на базе тех измеренных с трехчасовым интервалом на метеостанциях значений, которые нам доступны. Для Москвы за 1984 – 2011 годы, по станции ВДНХ [11], для Ханоя (Вьетнам) за 1970 – 1990 годы и 2005 – 2014 годы.

В таблицах 1 и 2 слева от черты приведены значения температуры и энтальпии наружного воздуха за 10 лет с самыми высокими значениями абсолютного максимума в эти годы.

Значения каждого параметра приведены с указанной в таблице обеспеченностью по времени в конкретном году. Коэффициенты обеспеченности по времени связаны с продолжительностями необеспеченности параметров, приведенными в таблицах. В последних строках для каждого города указаны средние за многолетний период значения каждого параметра, то есть значения параметров, соответствующие указанной обеспеченности по времени в среднем многолетнем разрезе (за все время, принято к рассмотрению). Справа от черты приведено число часов необеспеченности среднего за многолетний период значения в рассматриваемом году.



**Значения температуры наружного воздуха, °С, различной обеспеченности по времени за 10 лет с самой высокой экстремальной температурой и продолжительность необеспеченности средней многолетней температуры в указанном году**

Годы	Коэффициент обеспеченности по времени					
	$K_{об}=1$	$K_{об}=0,996$	$K_{об}=0,994$	$K_{об}=0,989$	$K_{об}=0,97$	$K_{об}=0,95$
	Продолжительность необеспеченности в году, ч					
	0	35	50	100	200	400
Москва						
2010	37,9/297	35,7/360	35,2/444	33,8/608	31,6/830	29,2/1130
1996	34,2/21	29,8/38	28,6/45	27,0/81	25,3/198	23,3/407
2007	33,5/83	31,6/96	31,2/128	29,4/213	27,4/358	24,9/593
2011	33,3/42	30,5/69	30,1/105	28,9/216	27,5/383	25,3/684
1988	33,1/19	29,7/37	29,0/59	27,7/131	26,4/292	24,3/526
1998	33,0/21	29,7/40	29,3/61	27,7/121	25,7/225	23,2/403
1999	32,8/47	30,7/72	30,1/119	29,0/234	27,8/387	25,2/632
2008	32,6/11	29,0/22	28,3/41	26,7/77	24,8/160	23,0/370
2001	32,5/37	30,6/54	29,8/79	28,2/135	26,2/275	24,2/522
2002	32,3/54	30,4/72	29,9/111	29,0/182	26,9/360	25,1/655
средняя	31,3	29,6	28,8	27,3	25,4	23,2
Ханой						
2009	40,2	36,1/55	35,8/89	35,2/174	34,4/359	33,4/684
1983	40,0	37,4/95	36,8/123	35,7/192	34,5/320	33,1/565
2010	39,7	37,9/152	37,5/185	36,6/257	35,1/418	33,6/692
1987	39,1	36,3/54	35,9/74	34,9/137	34,1/267	32,8/509
1988	39,1	35,6/28	35,2/46	34,5/97	33,7/228	32,7/459
2013	39,0	35,9/38	35,5/58	34,4/92	33,5/193	32,4/401
1982	38,9	35,7/34	35,3/49	34,2/81	33,1/151	31,8/2944
2011	38,7	35,4/26	35,2/41	34,6/105	33,7/222	32,5/403
2012	38,6	36,8/82	36,3/108	35,5/180	34,4/325	33,2/610
2014	38,2	36,1/96,5	35,7/67	34,9/133	34,0/259	32,8/502
средняя	37,9	35,8	35,4	34,6	33,6	32,4

На рисунке 1 представлены графики функций распределения вероятностей от года к году максимальных значений температуры и энтальпии наружного воздуха с различной обеспеченностью по времени.

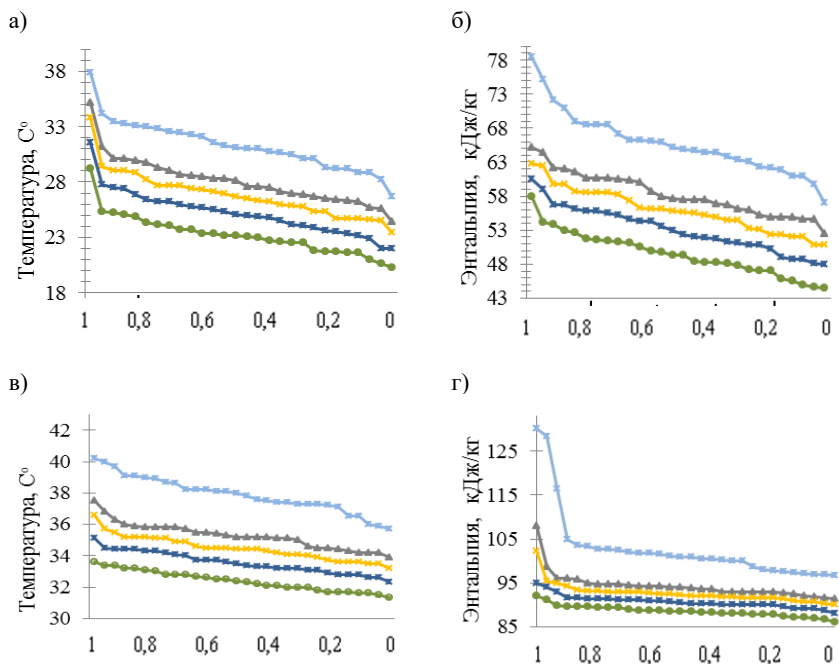
Приведенные графики демонстрируют разброс значений этих параметров за весь период, принятый к рассмотрению. Видно, что, например, абсолютные максимумы температуры в Москве в разные годы изменяются в пределах от 26,7 °С до 37,9 °С, максимумы энтальпии от 57 кДж/кг до

78,5 кДж/кг, в Ханое абсолютные максимумы температуры изменяются от 36,0 °С до 40,2 °С, энтальпии от 97,3 кДж /кг до 130 кДж/кг. Эти оценки свидетельствуют о том, что в Москве наиболее подвержена изменчивости температура, а в Ханое – энтальпия наружного воздуха. Вне зависимости от того, какой параметр значительно изменяет свои значения от года к году, необходимо учитывать большую вероятность превышения расчетных значений параметров наружного воздуха в какой-либо год.

Таблица 2

**Значения энтальпии наружного воздуха, кДж/кг, различной обеспеченности по времени за 10 лет с самой высокой экстремальной энтальпией и продолжительность необеспеченности средней многолетней энтальпии в указанном году**

Годы	Коэффициент обеспеченности по времени					
	$K_{об}=1$	$K_{об}=0,99$	$K_{об}=0,994$	$K_{об}=0,98$	$K_{об}=0,9$	$K_{об}=0,95$
	Продолжительность необеспеченности в году, ч					
	0	35	50	100	200	400
Москва						
2001	78,5/99	66,0/138	65,2/176	62,4/291	59,0/42	54,1/686
2010	75,2/166	65,2/192	64,4/269	62,8/469	60,5/74	57,9/1129
2007	72,1/48	63,4/79	62,2/109	59,8/189	56,7/35	53,0/628
1996	70,9/38	63,2/49	60,5/51	55,7/83	50,9/11	47,2/238
2008	69,0/41	63,4/64	62,0/81	58,6/141	55,5/25	50,5/434
2011	68,5/37	61,8/52	60,7/77	58,7/170	56,2/40	53,9/780
1991	68,5/36	62,5/49	60,6/68	57,4/111	54,6/23	49,4/378
1995	68,5/11	56,2/16	54,9/18	53,3/27	50,9/78	48,5/275
1990	67,1/9	57,5/18	54,6/26	50,9/39	48,0/51	44,5/135
2004	66,2/36	61,9/52	60,7/72	58,5/137	55,2/25	51,3/484
средняя	65,8	60,6	59,7	57,0	53,9	49,9
Ханой						
1981	130,3/89	102,4/96	98,6/112	95,0/152	91,1/21	88,3/372
1976	128,5/17	110,4/199	108,0/219	102,2/25	95,0/33	89,7/467
1984	116,5/54	97,4/60	95,9/77	93,3/120	90,7/19	88,4/370
2007	104,8/4	93,2/7	92,5/17	91,5/48	89,9/13	87,9/312
2013	103,5/26	95,4/38	94,5/51	93,0/119	91,4/25	89,4/497
1982	103,4/10	93,9/19	93,0/30	91,7/70	90,1/15	87,9/307
2014	102,6/0	96,5/109	96,1/175	95,3/325	93,9/58	92,0/951
2009	102,6/0	94,8/29	94,3/51	92,9/121	91,5/27	89,5/514
2010	102,5/0	96,7/72	95,7/95	94,2/236	93,0/45	91,2/781
1977	102,0/0	95,8/47	94,9/64	93,1/124	91,3/24	88,8/426
средняя	102,7	95,1	94,3	92,6	90,8	88,7



**Рис. 1.** Распределения вероятностей от года к году параметров наружного воздуха в теплый период года, отвечающих обеспеченности по времени:  
 —\*— K=1; —▲— K=0,994; —◆— K=0,989; —●— K=0,977; —■— K=0,954  
 а) температуры в Москве, б) энтальпии в Москве; в) температуры в Ханое; г) энтальпии в Ханое.

## 2. Результаты выбора расчетных параметров и обсуждения

Для выявления нужных значений температуры и энтальпии необходимо приведенные в таблицах наиболее высокие значения параметров представить в виде графиков функции распределения для каждой обеспеченности от года к году. Эти графики представляют собой возрастающие ряды каждого параметра в зависимости от обеспеченности от года к году. Так как для Москвы принят к рассмотрению ряд в 28 лет, то каждое значение ряда вероятно в течение 3,37 % лет, для Ханоя с рядом в 30 лет каждое значение вероятно в течение 3,33 % лет. Обращает на себя внимание то, что в Ханое значения и температуры, и энтальпии наружного воздуха значительно выше, чем в Москве, но и то, что для Ханоя у обоих параметров при одинаковой обеспеченности по времени интервал между значениями ближайших обеспеченностей от года к году значительно меньше, чем для Москвы.

С этих графиков сняты значения, соответствующие обеспеченностям от года к году 0,98 и 0,92, которые приведены в таблице 3. Данные таблицы

3 сравнены с существующими расчетными значениями параметров наружного воздуха.

Таблица 3

**Значения расчетных температуры и энтальпии наружного воздуха с обеспеченностью 0,98 и 0,92 для Москвы и Ханоя**

Обеспеченность от года к году	Коэффициент обеспеченности по времени					
	$K_{об}=1$	$K_{об}=0,996$	$K_{об}=0,994$	$K_{об}=0,989$	$K_{об}=0,977$	$K_{об}=0,954$
	Средняя в году продолжительность необеспеченности, ч					
	0	35	50	100	200	400
Москва						
Расчетная температура, °С						
0,98	35.1	32.5	32.0	30.3	28.8	25.6
0,92	33.8	31.2	30.6	29.1	27.6	25.2
Расчетная энтальпия, кДж/кг						
0,98	76.1	65.4	64.2	62.1	59.6	55.7
0,92	72.1	64.3	63.2	59.8	57.8	53.2
Ханой						
Расчетная температура, °С						
0,98	40.0	37.6	37.1	36.1	34.6	33.4
0,92	39.8	37.3	36.6	35.6	34.3	33.2
Расчетная энтальпия, кДж/кг						
0,98	129,3	105.0	101.0	96.5	94.2	91.5
0,92	124,5	101.3	97.3	95.0	93.4	90.9

Для Москвы в настоящее время расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б равна 26 °С. Ее надо сравнивать с температурой, отвечающей обеспеченности 0,92 – 27,6 °С. Вполне закономерно, что при учете продолжительности превышения расчетной температуры наблюдаемыми значениями только из наиболее «жарких» лет, расчетное значение несколько повысилось. Если сравнивать расчетную температуру, отвечающую необеспеченности по времени 100 ч, 29,1 °С, с нормированной ранее в СНиП от 1975 и 1986 годов, 28,5 °С, то между ними сохраняется та же зависимость: при учете обеспеченности от года к году расчетное значение повышается. В СНиП от 1976 года приводились значения параметров «В». Для Москвы температура равна 38 °С. Это значение соответствует абсолютному максимуму температуры с обеспеченностью 1, и выше всех значений температуры, предложенных для обеспеченности 0,98 от года к году. Интересно отметить, что при проектировании музеев, требующих поддержания в них оптимальных значений параметров внутреннего воздуха и содержащих на хранении экспонаты без витринного хранения, принимается

расчетная температура наружного воздуха, равная 35 °С, что в таблице 3 соответствует обеспеченности 1 по времени и 0,98 от года к году.

Что касается энтальпии наружного воздуха, то для параметров «В» она была равна 69,9 кДж/кг, ниже абсолютного максимума даже с обеспеченностью 0,92 от года к году. Принимаемая для проектирования музеев энтальпия равна 68 кДж/кг. Причем, обосновывают проектировщики принимаемый уровень расчетной температуры и энтальпии выражением: «по требованию заказчика» и не задумываются над тем, как часто такие значения параметров наблюдаются. Для параметров «Б» (200 часов необеспеченности) энтальпия в СНиП 1976 и 1985 годов принималась равной 54 кДж/кг, а для параметров «А» 49,4 кДж/кг. Как видно эти значения ниже предлагаемых таблицей 3, даже при обеспеченности 0,92 от года к году. Что закономерно.

Таким образом, предлагаемые значения расчетных параметров наружного воздуха вполне адекватно отражают вероятностное соотношение повторяемостей отдельных значений параметров наружной среды. В дальнейшем желательно выполнить экономическую оценку уровней расчетных температуры и энтальпии наружного воздуха.

#### **4. Выводы**

1. Так как в отдельные годы продолжительности необеспеченности отдельных значений температуры и энтальпии могут заметно отличаться друг от друга, при выборе расчетных значений параметров наружного воздуха следует учитывать их обеспеченность от года к году.

2. Обработку метеоданных желательно проводить на результатах почасовых замеров при продолжительности рассматриваемого периода годов не менее 30 лет, так как при исходной метеорологической информации, полученной по замерам с трехчасовым интервалом, теряются некоторые значения параметров, в том числе экстремальных, и функция распределения вероятностей значений метеорологического параметра получается не гладкой.

3. Увеличение расчетных значений температуры и энтальпии наружного воздуха позволит сократить продолжительность необеспеченности параметров внутренней среды в отдельные годы и уменьшить величины превышения этих параметров внутренней среды при наблюдении температуры и энтальпии наружного воздуха, превышающих расчетные значения.

#### **Библиографический список**

1. Тхейн Х.У., Пью Т., Захаров А.Н., Гаврилин В.А. Анализ влияния параметров атмосферного воздуха на эффективность функционирования систем кондиционирования и фильтрации воздуха чистых помещений // Экологические системы и приборы 2017. №8. С. 3 – 13.

2. Сотников А. Г. Аналитическая методика определения наружных расчетных параметров в системах микроклимата зданий // Инженерно-строительный журнал. 2013. № 2. С. 3–12.

3. Сотников А.Г., Кобышева Н.В. Расчетное влагосодержание наружного воздуха // СОК журнал. 2010. №5(101). С. 82 – 84.
4. Самарин О.Д. Вероятностно-статистический выбор массивов представительных климатических данных // Вестник МГСУ. 2016. № 2. С. 98–105. [http://engstroy.spbstu.ru/index\\_2017\\_05/06.pdf](http://engstroy.spbstu.ru/index_2017_05/06.pdf)
5. Сынков И.В., Гоголев Н.А., Прусова Ж.В. Особенности выбора климатических параметров при проектировании систем холодоснабжения СКВ // АВОК журнал. 2016. №3. С. 64 – 71.
6. Семенов Ю.В. Расчетные параметры наружного воздуха, как основа для проектирования систем кондиционирования воздуха // АВОК журнал. 2012. №2. С. 94 – 105.
7. Богословский В.Н. Строительная теплофизика // «АВОК СЕВЕРО-ЗАПАД». Санкт-Петербург. 2006. 400с.
8. Богословский В.Н., Кувшинов Ю.Я., Малявина Е.Г. Климатическое обеспечение проектирования и эксплуатации зданий с эффективным использованием энергии // Труды симпозиума «Строительная климатология» (Москва. 20 – 24 сентября 1982 г.). Москва. НИИСФ. 1982. 14 – 21 с.
9. Крючкова О.Ю. Инженерная методика расчета годовых затрат энергии и воды центральными установками кондиционирования воздуха // Интернет-вестник ВолгГАСУ (электронный журнал). Сер.: Политематическая. 2013. Вып. 4(29). [http://vestnik.vgasu.ru/attachments/Kryuchkova-2013\\_4\(29\).pdf](http://vestnik.vgasu.ru/attachments/Kryuchkova-2013_4(29).pdf)
10. Малявина, Е.Г., Крючкова О.Ю. Экономическая оценка центральных систем кондиционирования воздуха с различными схемами его обработки // Промышленное и гражданское строительство. 2014. № 7. С. 30 - 34.
11. Российский гидрометеорологический портал. Гидрометеорологические данные Российского государственного фонда данных о состоянии природной среды. <http://meteo.ru/> (дата обращения 10.03.2012).

# СЕКЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ И ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ

## I-d-ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА НА РУБЕЖЕ СТОЛЕТНЕГО ПРИМЕНЕНИЯ

*Аверкин А.Г., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «ПГУАС»*

*Еремкин А.И., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «ПГУАС»*

*Аверкин Ю.А., аспирант, ФГБОУ ВО «ПГУАС»*

### Введение

В настоящее время *I-d*-диаграмма влажного воздуха широко применяется на стадии проектирования, реконструкции и анализа работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха, воздушных конвективных сушилок, т.е. технических устройств, где в качестве рабочей среды является воздушный поток. Ее использование при графоаналитическом методе расчета типовых систем позволяет осуществить выбор оптимальных проектных решений, уменьшить их трудоемкость, обеспечить достаточную точность в соответствии с инженерными требованиями [1].

Автором *I-d*-диаграммы влажного воздуха является русский профессор Леонид Константинович Рамзин. Это один из выдающихся российских ученых-теплотехников первой половины XX века.

### Методическая часть

Рамзин Л.К. построил *I-d*-диаграмму влажного воздуха в 1918 году, столкнувшись с большими трудностями аналитического расчета процессов сушки влажного торфа в топках паровых котлов [2].

Для ее построения использовано базовое уравнение:

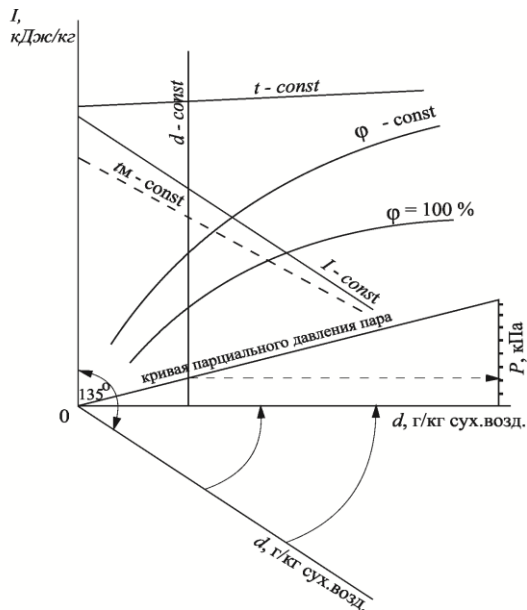
$$I = I_{с.в.} + I_{в.п.} = c_{с.в.}t + (r + c_{в.п.}t)d \cdot 10^{-3} = 1,005t + (2500 + 1,8t) \cdot d \cdot 10^{-3}, \quad (1)$$

где  $I$ ,  $I_{с.в.}$ ,  $I_{в.п.}$  – соответственно, энтальпия влажного воздуха, энтальпия сухого воздуха, энтальпия водяных паров, кДж/кг;  $c_{с.в.}$  – удельная теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг·К);  $c_{в.п.}$  – удельная теплоемкость водяного пара, кДж/(кг·К);  $r$  – удельная теплота парообразования водяного пара, кДж/кг;  $t$  – температура воздуха, °С;  $d$  – влагосодержание воздуха, г/кг сух. возд.

Значения величин энтальпии воздуха отложены на оси ординат, значения величин влагосодержаний – на оси абсцисс (рис. 1).

*I-d*-диаграмма соответствует определенному барометрическому давлению  $P_б$  (для регионов Российской Федерации используются *I-d*-диаграммы для  $P_б = 99$  кПа,  $P_б = 101$  кПа) [3].

Отличительной особенностью *I-d*-диаграммы влажного воздуха является ее построение в косоугольной системе координат, что способствует большей наглядности и рациональному использованию ее площади.



**Рис. 1.** Изолинии  $I$ - $d$ -диаграммы влажного воздуха

Угол между осями составляет  $135^\circ$ . Это позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, которая расположена выше линии  $\varphi = 100\%$ , т.е. увеличить рабочую площадь диаграммы. Однако на практике  $I$ - $d$ -диаграмма влажного воздуха представляется в виде прямоугольной системы координат (для удобства), в ней осью абсцисс является вспомогательная горизонтальная прямая  $d$ , на которую в некотором масштабе снесены значения влагосодержаний воздуха с основной оси.

На диаграмму нанесены изолинии для воздуха:

- линии постоянных температур;
- линии постоянных влагосодержаний;
- линии постоянных энтальпий;
- линии постоянных относительных влажностей.

Изотермы – прямые линии, но они не параллельны между собой, т.к. угол наклона их к горизонтальной оси различен. Угол наклона прямых  $t - \text{const}$  определяется тангенсом угла, равного  $1,89t$ , который увеличивается с повышением температуры. Не параллельность изотерм особенно заметна при температурах близких к  $t = 100^\circ\text{C}$ ; при небольших значениях температур изотермы практически параллельны. В области температур ниже  $0^\circ\text{C}$  тангенс угла наклона принимает отрицательные значения, изотермы имеют уклон вниз, их крутизна увеличивается с понижением температуры [1].

Линии относительных влажностей  $\varphi - \text{const}$  построены с применением уравнения:



$$d = 0,623 \frac{\varphi P_{\text{н}}}{P_6 - \varphi P_{\text{н}}}, \quad (2)$$

где  $P_{\text{н}}$  – давление насыщенного водяного пара, кПа;  $P_6$  – барометрического давление, кПа.

Задаются температурами воздуха  $t_1, t_2 \dots t_n$ , соответственно, для каждой температуры определяют давление насыщенного водяного пара  $P_{\text{н}}$  (например, по таблицам насыщенного пара [4]). Для выбранного  $\varphi - \text{const}$  вычисляют по уравнению 2 соответствующие значения  $d_1, d_2 \dots d_n$ . По точкам  $(t_1, d_1), (t_2, d_2) \dots (t_n, d_n)$  построена кривая  $\varphi - \text{const}$ . В  $I-d$ -диаграмме линии  $\varphi - \text{const}$  изображаются в виде веера кривых, расходящихся вверх до изотермы соответствующей температуре насыщения воздуха.

Как приведено выше,  $I-d$ -диаграмма влажного воздуха строится для определенного барометрического давления (для Российских регионов выбрана  $P_6 = 99$  кПа ( $\sim 745$  мм рт.ст.) и  $P_6 = 101$  кПа ( $\sim 760$  мм рт.ст.) [1]. Барометрическому давлению 745 мм рт.ст. соответствует температура кипения воды 99,4 °C [4]. При этой температуре давление насыщенного водяного пара  $P_6 = P_{\text{н}}$ , и уравнение (2) примет вид прямой линии:  $d = 0,623 \frac{\varphi}{1 - \varphi}$ ,

т.е. кривые относительной влажности при  $t = 99,4$  °C преобразуются в вертикальные прямые линии.

Построение линии парциального давления водяного пара  $P_{\text{п}}$  осуществляется на основе уравнения

$$P_{\text{п}} = P_6 d / (0,623), \quad (3)$$

что соответствует зависимости  $d = f(P_{\text{п}})$ . Ось ординат этого графика является шкалой парциального давления водяного пара  $P_{\text{п}}$  и представлена в правом нижнем углу диаграммы. Она позволяет определять влагосодержание воздуха по парциальному давлению, находящихся в нем водяных паров, или решать обратную задачу (рис. 1).

Линии температур мокрого термометра  $t_{\text{м}} - \text{const}$  построены следующим образом [5].

При адиабатическом насыщении воздуха с параметрами отвечающей точке А (рис. 2) парами воды ( $\varphi = 100$  %) влагосодержание достигает максимума и соответствует  $d_{\text{м}}$ , а температура воды и воздуха равны температуре мокрого термометра  $t_{\text{м}}$ .

Для данных условий:

$$I = I_{\text{м}} - c_{\text{ж}} t_{\text{ж}} (d_{\text{м}} - d). \quad (4)$$

Для построения линии  $t_{\text{м}} - \text{const}$  проводим через точку М вспомогательную линию  $I_{\text{м}} - \text{const}$ , отвечающую температуре  $t_{\text{м}}$  до пересечения с осью ординат в точке С. По оси ординат (при  $d - \text{const}$ ) откладываем от точки С вниз отрезок, равный произведению  $c_{\text{ж}} t_{\text{м}} d_{\text{м}}$ . Полученную точку  $C^*$  соединяем прямой с точкой М. Эта прямая и является линией  $t_{\text{м}} - \text{const}$ .

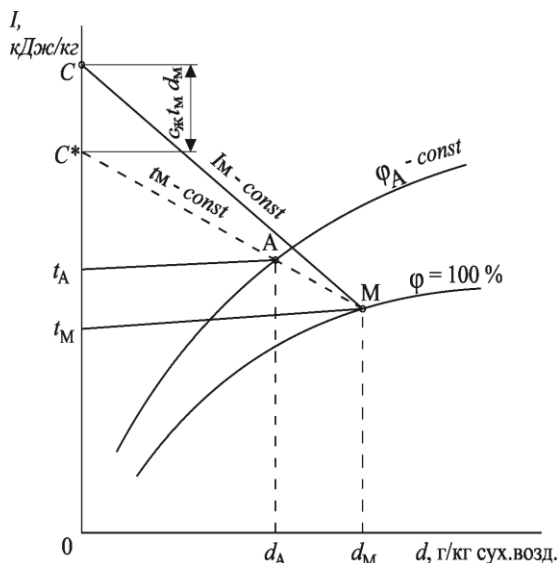


Рис. 2. К построению линии мокрого термометра воздуха  $t_M - const$

Точка М на диаграмме определяет действительную температуру мокрого термометра воздуха [1, 5]. При построении линий изотерм  $t_M - const$  на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха оказалось, что они настолько близки к изоэнтальпам, что без особой погрешности в технике расчетов принимают этот процесс адиабатным, т.е. идущим по линии  $I_A - const$ . По данной причине изотермы  $t_M - const$  обычно не наносятся, чтобы не загромождать поле диаграммы.

Шкала угловых коэффициентов лучей процессов изменения состояния воздуха (шкала тепловлажностных отношений) нанесена по контуру  $I-d$ -диаграммы. Тепловлажностные отношения характеризуются величиной  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d}, \quad (5)$$

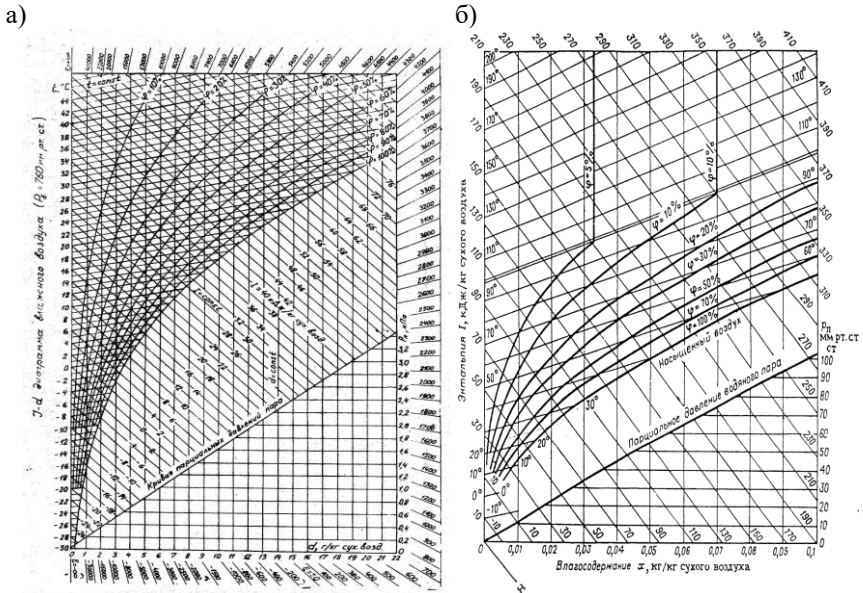
где  $\Delta I$ ,  $\Delta d$  – соответственно, приращение энтальпии, кДж/кг и влагосодержания, кг/кг сух. воздуха.

Численные значения  $\varepsilon$  не соответствуют тангенсу угла наклона луча в прямоугольной системе координат. Поэтому для облегчения расчетов и удобства построений процессов изменения состояния воздуха применяют, так называемый, угловой масштаб, который представляет пучок лучей  $\varepsilon - const$ , исходящих из нулевой точки диаграммы ( $I = 0$  кДж/кг,  $t = 0$  °С,  $d = 0$ ). Отрезки этих лучей с численными значениями  $\varepsilon = -\infty \dots +\infty$  изображены по периметру  $I-d$ -диаграммы.

Использовать для расчетов шкалу величин  $\varepsilon$  под названием углового масштаба предложил в 1923 году немецкий теплофизик Рихард Молье [4] (им также было предложено применение тупого угла в 135° между осями

диаграммы).

Рабочие варианты  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха для умеренных и относительно высоких температур воздушной среды приведен на рис. 3 [1, 6].



**Рис. 3.** Рабочие варианты  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха

а – для умеренных температур воздушной среды; б – для относительно высокой температуры воздуха

Каждая точка на  $I-d$ -диаграмме соответствует определенному тепловлажностному состоянию воздуха. Линия на  $I-d$ -диаграмме отвечает процессу тепловлажностной обработки воздуха. Диаграмма удобна не только для определения параметров состояния воздуха, но и для построения изменения его состояния при нагревании, охлаждении, увлажнении, осушении, смешении, при выборе необходимой последовательности в реализации процессов тепловлажностной обработки воздуха [1, 7].

За рубежом нашли практическое применение другие варианты диаграммы влажного воздуха (диаграмма Молье, психрометрическая диаграмма и др.), которые разработаны позднее  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха Л.К.Рамзина [1].

### Основная часть

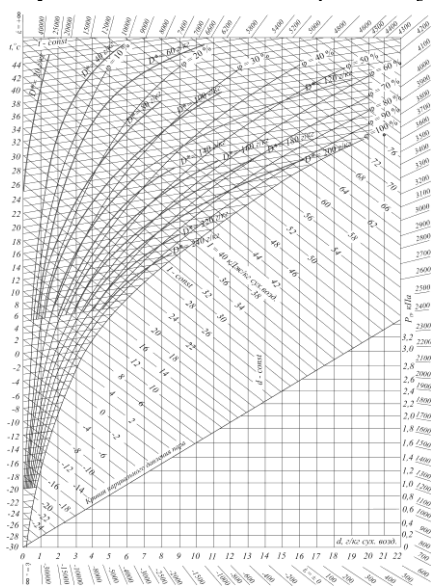
Бурное развитие конструктивных решений по совершенствованию климатехники осуществляется по настоящее время. С учетом повышения требований по энерго- и ресурсосбережению разрабатываются новые процессы и оборудование тепловлажностной обработки воздуха [8, 9].

В этой связи области применения  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха по-

стоянно расширяются. Предложены оригинальные методики расчета утилизаторов теплоты удаляемого воздуха, контактных аппаратов, основанных на дополнительных графических построениях в рабочей области  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха.

Новатором данного направления следует назвать профессора Кокорина О.Я., который разработал методологию по замене реального процесса охлаждения и осушения воздушного потока, изображенного на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха, на условно «сухой» режим охлаждения, который эквивалентен по расходу холода [10]. На ее основе разработаны современные методики расчетов поверхностных теплообменников в СКВ (воздухоохладителей, утилизаторов теплоты удаляемого воздуха).

Нанесение дополнительных изолиний концентраций водных растворов хлористого лития на поле  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха Павловым Н.Н. в 1970 году, позволило ее эффективное применение для проектирования систем осушения воздуха на основе жидких сорбентов [7].



**Рис. 4.** Модифицированная  $I-d$ -диаграмма влажного воздуха с изолиниями равновесных влагосодержаний силикагеля –  $D^*$ , г/кг

В Пензенском ГУАС разработан метод расчета осушителя воздуха на основе твердого сорбента путем нанесения изолиний равновесных влагосодержаний чужеродного вещества (силикагеля) на рабочую область  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха (рис. 4) [8].

Построение процесса (рабочей линии) тепловлажностной обработки воздуха на данной диаграмме позволяет определить разность рабочих концентраций приходящихся на единицу движущей силы процесса, т.е. рас-

считать число единиц переноса в различных режимах осушения воздуха (адиабатическом, изотермическом) твердым сорбентом, например, методом графического интегрирования [6].

Научно обоснован метод расчета контактных аппаратов в режимах адиабатического увлажнения и охлаждения воздуха, его осушения и охлаждения в политропических условиях на основе числа единиц переноса. Определение же числа единиц переноса базируется на построении рабочей и равновесной линий, которые являются базовыми при проектировании СКВ [10, 11].

По-прежнему эффективно применение *I-d*-диаграммы влажного воздуха в сушильном деле, при проектировании воздушных конвективных сушилок [5, 6].

Расширению функций и области применения *I-d*-диаграммы влажного воздуха способствуют разработка компьютерных программных продуктов, позволяющих автоматизировать сложные расчеты тепломассообменных процессов и графические построения в удобном для потребителей интерфейсе.

Например, в ПГУАС разработан программный продукт для расчета тепловлажностной обработки воздуха (ТВОВ-СК) в среде программирования Delphi 7, обладающий широким инструментарием для работы с графикой [13].

В качестве базовых данных в программном продукте для изолиний *I-d*-диаграммы влажного воздуха применены известные уравнения (1 – 5) и уравнение:

$$I_m = 1,006t_m + (2500 + 1,8t_m)0,622 \frac{611,2 \exp \left[ \frac{17,504t_m}{241,2 + t_m} \right]}{P_0 - 611,2 \exp \left[ \frac{17,504t_m}{241,2 + t_m} \right]}. \quad (6)$$

Программа ТВОВ-СК предлагается для расчета и построения процессов тепловлажностной обработки воздуха на *I-d*-диаграмме влажного воздуха на стадии проектирования центральных систем кондиционирования.

Программа позволяет осуществлять расчеты необходимой (требуемой) поверхности тепломассообмена контактного аппарата для тепловлажностной обработки воздуха, работающего в различных режимах.

Программа ТВОВ-СК состоит из двух модулей.

**Модуль 1** позволяет:

- производить выбор схемы кондиционирования для теплого и холодного периода года (прямоточная схема, схема с рециркуляцией воздуха);
- осуществлять расчет тепла, холода, расход воды в СКВ;
- производить построение схем процессов обработки воздуха на *I-d*-диаграмме влажного воздуха для теплого и холодного периодов года.

Схемы процессов кондиционирования могут быть представлены в виде отдельных фрагментов или на поле всей *I-d*-диаграммы влажного воздуха.

**Модуль 2** позволяет:

– рассчитывать требуемую поверхность теплообмена контактного аппарата форсуночного или сотового увлажнения при реализации процессов:

- а) адиабатического увлажнения и охлаждения воздуха;
- б) политропического охлаждения и осушения воздуха.

### **Вывод**

Таким образом, применение *I-d*-диаграммы влажного воздуха в течение столетнего периода при инженерном проектировании большого класса промышленного оборудования, в том числе для обеспечения микроклимата помещений, подтверждает ее эффективность и востребованность в настоящее время.

### Библиографический список

1. Аверкин А.Г. *I-d*- диаграмма влажного воздуха и ее применение при проектировании технических устройств. – С-Петербург: Лань, 2016. - 192 с.
2. Стефанов, Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Е.В.Стефанов. – С-Петербург: «АВОК-Северо-Запад», 2005. – 400 с.
3. Тарабанов, М.Г. Справочное пособие АВОК «Влажный воздух» / М.Г.Тарабанов, В.Д.Коркин, В.Ф.Сергеев. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2004 – 46 с.
4. Лашугина, Л.Г. Техническая термодинамика с основами теплопередачи и гидравлики / Л.Г.Лашугина, О.В.Макашова, Р.М.Медведев. – Л.: Машиностроение, 1988. – 336 с.
5. Плановский, А.Н. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии / А.Н.Плановский, П.И.Николаев. – М.: Химия, 1987. – 496 с.
6. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г.Касаткин. – М.: «Химия», 1971. – 784 с.
7. Баркалов, Б.В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях / Б.В. Баркалов, Е.Е. Карпис. – М.: Стройиздат, 1982. – 312.с.
8. Аверкин, А.Г. Совершенствование устройств тепловлажностной обработки воздуха и методов расчета климатехники / А.Г.Аверкин, А.И.Еремкин. – Пенза: ПГУАС, 2015. – 204 с.
9. Аверкин А.Г., Еремкин А.И., Ежов Е.Г., Аверкин Ю.А. Столетие *I-d*-диаграммы влажного воздуха: устройство, применение, модернизация / Региональная архитектура и строительство. 2017, № 4. С.166-172.
10. Богословский, В.Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. – М.: Стройиздат, 1985. – 416 с.

11. Еремкин А.И., Аверкин А.Г., Совершенствование методики расчетов контактных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха / Строительство и реконструкция. 2015, № 2 (58), С. 105-114.

12. Аверкин А.Г. Методика расчета осушителей воздуха на твердом сорбенте с применением I-d-диаграммы влажного воздуха / Приволжский научный журнал. 2012, № 2, С.109-114.

13. Аверкин А.Г., Камбург В.Г., Колесников А.С. Методическое и программное обеспечение расчета поверхности теплообмена контактных аппаратов при обработке водой на основе числа единиц переноса / Приволжский научный журнал. 2012, № 3, С.117-123.

## УЧЕТ БЫТОВЫХ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

*Пухкал В.А., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «СПбГАСУ»*

При определении теплового потока системы отопления в помещениях жилых зданий учитываются «бытовые» тепловыделения, включающие тепловой поток, регулярно поступающий от электрических приборов, освещения, технологического оборудования, трубопроводов, людей и других источников [1].

Величина бытовых тепловыделений для жилых зданий принимается на  $1 \text{ м}^2$  площади жилых помещений,  $q_{\text{быт}}$ , Вт/м<sup>2</sup> [2]:

- при расчетной заселенности квартир,  $f$ , м<sup>2</sup>/чел, менее  $20 \text{ м}^2$  общей площади на человека -  $q_{\text{быт}} = 17 \text{ Вт/м}^2$ ;

- при расчетной заселенности квартир  $45 \text{ м}^2$  общей площади и более на человека -  $q_{\text{быт}} = 10 \text{ Вт/м}^2$ ;

- при расчетной заселенности квартир от  $20 \text{ м}^2$  до  $45 \text{ м}^2$  общей площади на человека – по интерполяции величины  $q_{\text{быт}}$  между  $17$  и  $10 \text{ Вт/м}^2$ .

По [3] величина бытовых тепловыделений на  $1 \text{ м}^2$  площади жилых помещений принимается для жилых зданий:

- заселенных по социальной норме ( $20 \text{ м}^2$  общей площади и менее на человека) -  $q_{\text{быт}} = 15 \text{ Вт/м}^2$ ;

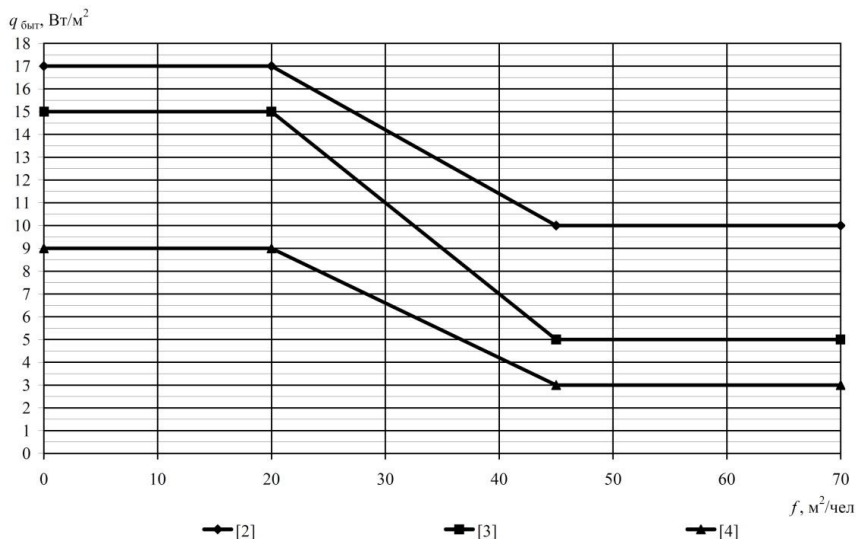
- без ограничения площади (с расчетной заселенностью квартиры  $45 \text{ м}^2$  общей площади и более на человека) -  $q_{\text{быт}} = 5 \text{ Вт/м}^2$ ;

- с расчетной заселенностью от  $20 \text{ м}^2$  до  $45 \text{ м}^2$  общей площади на человека – по интерполяции величины  $q_{\text{быт}}$  между  $15$  и  $5 \text{ Вт/м}^2$ .

По нормам проектирования Республики Беларусь [4] «... для жилых зданий тепловой поток, регулярно поступающий от электрических приборов, освещения, людей и других источников на  $1 \text{ м}^2$  площади жилых помещений и кухонь, следует принимать:

- при обеспеченности жильем 20 м<sup>2</sup> общей площади квартир и менее на одного человека равным 9 Вт/м<sup>2</sup>;
- при обеспеченности жильем 45 м<sup>2</sup> общей площади квартир и более на одного человека равным 3 Вт/м<sup>2</sup>;
- для других значений обеспеченности жильем - интерполяцией по значениям 3 и 9 Вт/м<sup>2</sup>».

Вышеуказанные данные представлены на рисунке 1.



**Рис. 1.** Зависимость удельных бытовых тепловыделений в жилых зданиях от заселенности квартир

Значительное отличие в величине бытовых тепловыделений в квартирах жилых зданий свидетельствует о необходимости проведения дополнительных исследований источников, величины и характера внутренних тепловыделений в квартирах.

Величина внутренних бытовых тепlopоступлений в квартиру

$$Q_6 = Q_3 + Q_{\text{пл}} + Q_{\text{г.в}} + Q_{\text{л}}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

где  $Q_3$  – тепlopоступления от электрического оборудования квартиры, Вт;  $Q_{\text{пл}}$  – тепlopоступления от прибора для приготовления пищи (плиты), Вт;  $Q_{\text{г.в}}$  – тепlopоступления от системы горячего водоснабжения, Вт;  $Q_{\text{л}}$  – тепlopоступления от людей, Вт.

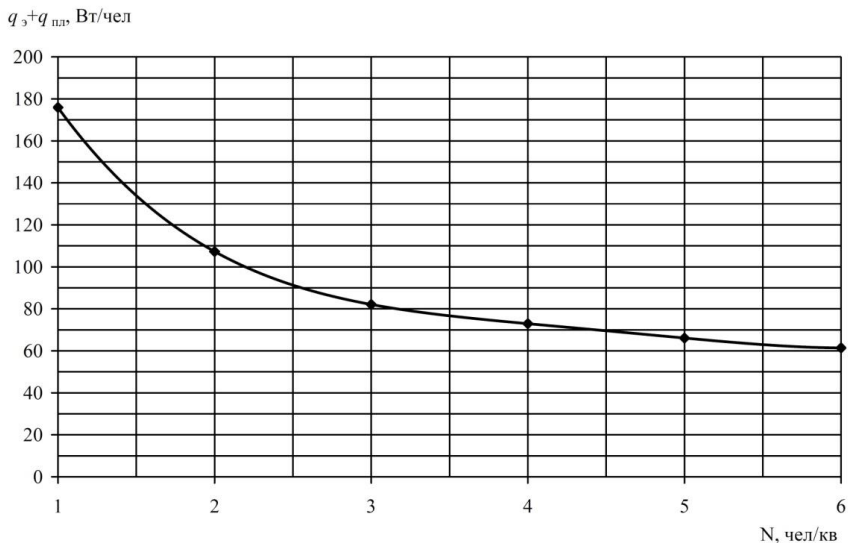
Тепlopоступления от электрического оборудования и электрических плит для приготовления пищи ( $Q_3 + Q_{\text{пл}}$ , Вт) определяются в зависимости от количества человек, проживающих в квартире ( $N$ , чел/кв) [5]

$$Q_3 + Q_{\text{пл}} = (q_3 + q_{\text{пл}})N, \text{ Вт}, \quad (2)$$



где  $q_3 + q_{пл}$  – удельные тепlopоступления от электрического оборудования на 1 человека для жилых зданий с электроплитами (рисунок 2).

$$q_3 + q_{пл} = 0,566 \cdot N^4 - 10,216 \cdot N^3 + 68,844 \cdot N^2 - 212,12 \cdot N + 328,84, \text{ Вт/чел.} \quad (3)$$



**Рис. 2.** Зависимость удельных (на 1 человека) тепlopоступлений от электрического оборудования и электрических плит для приготовления пищи в зависимости от количества человек, проживающих в квартире

Тепlopоступления от системы горячего водоснабжения по данным [6] не должны учитываться, т.к. значительная часть теплоты полотенцесушителей уносится с удаляемым воздухом вытяжной вентиляции, а из оставшейся части до 30 % расходуется на испарение влаги и не участвует в отоплении помещений [6], т.е.  $Q_{г.в} = 0 \text{ Вт}$ .

Тепlopоступления от людей  $Q_{л}$  найдем в виде явных тепловыделений человека в спокойном состоянии для следующих данных:

- первый вариант (в условиях минимального заселения квартир):
  - в однокомнатной - 1 человек (взрослый);
  - в двухкомнатной - 2 человека (взрослых);
  - в трехкомнатной - 3 человека (2 взрослых и 1 ребенок);
- второй вариант:
  - в однокомнатной - 2 человека (2 взрослых);
  - в двухкомнатной - 3 человека (2 взрослых и 1 ребенок);
  - в трехкомнатной - 4 человека (2 взрослых и 2 ребенка).

Явные тепловыделения от людей при температуре внутреннего воздуха плюс 20 °С принимаются на мужчину 90, на женщину 76,5 и на ребенка

67,5 Вт при пребывании в квартире 12 часов в сутки и с учетом уменьшения выделений теплоты в вечернее и ночное время коэффициентом 0,75 [6]. В среднем в сутки для первого варианта расчета явные тепловыделения от людей:

- для однокомнатной квартиры -  $Q_{пл} = 90 \cdot 0,5 \cdot 0,75 = 34$  Вт;

- для двухкомнатной квартиры -  $Q_{пл} = (90 + 76,5) \cdot 0,5 \cdot 0,75 = 62$  Вт;

- для трехкомнатной квартиры -  $Q_{пл} = (90 + 76,5 + 67,5) \cdot 0,5 \cdot 0,75 = 88$  Вт.

Величина бытовых теплопоступлений должна учитываться для отапливаемых помещений квартиры (здания)

$$Q_{быт} = q_{быт} \cdot (F_{ж} + F_{кух}), \text{ Вт},$$

где  $q_{быт}$  – удельная величина бытовых теплопоступлений (на 1 м<sup>2</sup> отапливаемой площади), Вт/м<sup>2</sup>;  $F_{ж}$  – площадь пола жилых комнат, м<sup>2</sup>;  $F_{кух}$  – площадь пола кухни, м<sup>2</sup>.

Выполнен анализ данных электропотребления эксплуатируемых жилых домов типовой серии 111-355.МО [7]. Здания расположены в городе Балашиха (микрорайон Гагарина, дома № 19, 21, 24). Дома 16-этажные, панельные, многосекционные, оборудованы электроплитами, средняя заселённость 19,2 м<sup>2</sup>/чел (3,35 чел на квартиру). Здания имеют приборы, измеряющие потребление электроэнергии отдельно квартирное и общедомовое (на освещение и лифты).

Выбор этих зданий в качестве объектов исследований обусловлен близостью их энергопотребления к средним значениям по жилому фонду г. Москвы.

Исследования проводились в период с 1.05.09 по 26.04.11. Удельные теплопоступления от электрического оборудования и электроплит в отопительный период года составили:

- на 1 м<sup>2</sup> – 5,63 Вт/м<sup>2</sup>;

- на 1 человека –  $q_3 + q_{пл} = 108$  Вт/чел.

Удельные теплопоступления от электрического оборудования на 1 человека для жилых зданий с электроплитами, определенные по зависимости (2) -  $q_3 + q_{пл} = 88$  Вт/чел. При этом общедомовое электропотребление не учитывалось.

На основании полученных данных в зависимость (3) введен уточняющий (повышающий) коэффициент и эта зависимость преобразована к виду

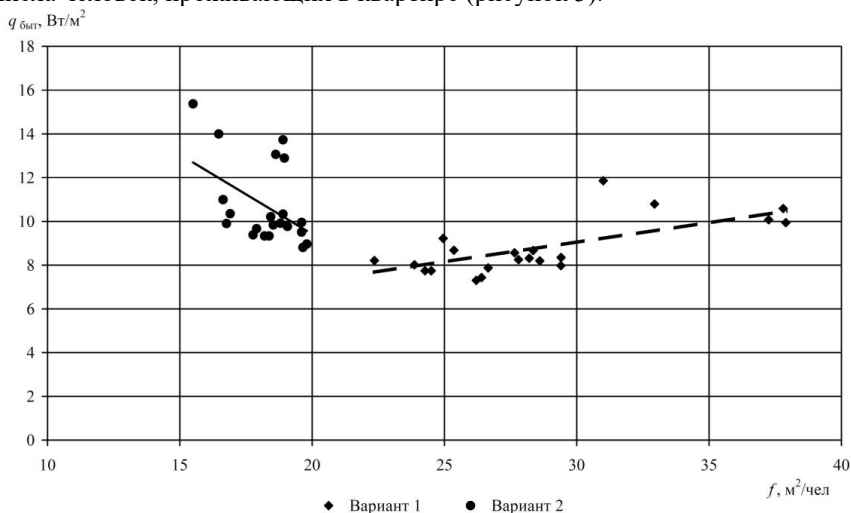
$$q_3 + q_{пл} = 0,784 \cdot N^4 - 14,149 \cdot N^3 + 95,349 \cdot N^2 - 293,786 \cdot N + 455,443 \text{ Вт/чел.} \quad (4)$$

Зависимость (4) можно применить и для жилых зданий с газовыми плитами [8].

Для типовых жилых многоквартирных зданий в Москве получены удельные бытовые тепловыделения для различных типов семей в зависимости от отапливаемой площади квартиры (жилых комнат и кухонь), приходящейся на одного человека. Результаты выполненных расчетов для серий П-44Т модернизированной, ДомНАД, ДомРИК, Град 1М, Град 4М приведены на рисунке 3.

В результате выполненных расчетов установлено значительное превышение (~2 раз) бытовых тепловыделений в многоквартирных жилых зданиях, определенных по требованиям нормативных документов [2-3], от фактических значений.

Величина бытовых тепловыделений зависит от заселенности квартир - площади отапливаемых помещений, приходящейся на 1 человека, а также числа человек, проживающих в квартире (рисунок 3).



**Рис. 3.** Зависимость удельных бытовых тепловыделений в жилых зданиях от заселенности квартир

Бытовые тепловыделения целесообразно учитывать для жилых комнат, кухни и других помещений, в которых устанавливаются отопительные приборы. Соответственно, расчет их величины должен производиться по удельным тепловыделениям на 1 м<sup>2</sup> отапливаемой площади.

### Заключение

1. Бытовые тепловыделения, рассчитываемые по удельной характеристике бытовых тепловыделений на 1 м<sup>2</sup> жилой площади жилых помещений и кухонь квартир, являются неопределенной величиной. В зависимости от расчетной заселенности квартиры данные расчета по нормативным документам России отличаются в 1,13–2 раза, что приводит к ошибкам при проектировании систем отопления.

2. Предложена методика определения бытовых тепловыделений в отапливаемых помещениях квартиры, учитывающая заселенность квартир и количество человек, проживающих в квартире.

#### Библиографический список

1. СП 60 13330-2012 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. М.: Минрегион России, 2012. - 76 с.

2. СП 50.13330-2012 Тепловая защита зданий М.: Минрегион России, 2012. - 96 с.

3. ГОСТ Р 55656-2013 (ИСО 13790:2008) Энергетические характеристики зданий. Расчет использования энергии для отопления зданий. М.: Стандартиформ, 2014. - 28 с.

4. Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха. СНБ 4.02.01-03 – Минск. 2004.

5. ГОСТ Р 56502-2015 Системы обеспечения микроклимата новых зданий. Оценка энергетической эффективности при проектировании. ISO 23045:2008. М.: Стандартиформ, 2016. - 16 с.

6. Баркалов Б.В. Нормы для учета бытовых тепловыделений в жилых домах // Водоснабжение и сан. техника. 1987. № 4. С. 14—15.

7. Попов М И. Эффективность использования первичной энергии при энергообеспечении жилого фонда Москвы // Вестник гражданских инженеров. 2012. № 2(31). С. 197—200.

8. Данилевский Л.Н. Принципы проектирования и инженерное оборудование энергоэффективных жилых зданий. Минск, 2011. —375 с.

### САМОНАСТРАИВАЮЩАЯСЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ГВС И ОТОПЛЕНИЯ

*Величкин В.А., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

*Завьялов В.А., д.т.н., проф.*

*Фокина Е.Н., ст. преп., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

Известно [1, 2], что потребление горячей воды в течение суток существенно изменяется. На рисунке 1 показан типовой график потребления горячей воды в 30-ти квартирном жилом доме. График получен в результате исследований, проведенных Ленинградским строительным институтом в конце 60-х годов прошлого века.

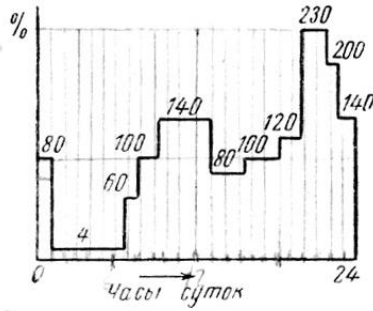


Рис. 1. Типовой график потребления горячей воды в течение суток

Аналогичные результаты получены при исследовании расхода горячей воды на Центральном тепловом пункте, обслуживающем несколько жилых домов. На рисунке 2 показан суточный график изменения расхода горячей воды в системе горячего водоснабжения. Исследования проводил МИСИ в начале 80-х годов прошлого века, и эта тенденция сохранилась до настоящего времени.

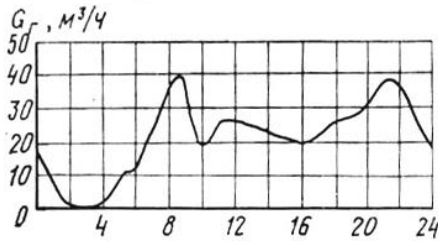


Рис. 2. Суточный график изменения расхода горячей воды в системе горячего водоснабжения

Судя по графику (рис. 2) приведенному в работе [2], потребление горячей воды колеблется от минимального расхода (практически нулевого) до 40 м³/ч.

Эта тенденция сохранилась до настоящего времени [5].

Такой режим нагрузки теплообменного аппарата существенно усложняет управление теплообменным процессом в этом аппарате.

В работе [3] показано, что математическая модель теплообменного аппарата может быть представлена в виде системы из трёх дифференциальных уравнений первого порядка в операторной форме:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{c_r m_r}{c_r G_r + F \alpha} p t_0 + t_0 = \frac{c_r G_r}{c_r G_r + F \alpha} t_r + \frac{F \alpha_r}{c_r G_r + F \alpha} t_m \\ \frac{c_m m_m}{F \alpha_r + F \alpha_x} p t_m + t_m = \frac{F \alpha_r}{F \alpha_r + F \alpha_x} t_n + \frac{F \alpha_x}{F \alpha_r + F \alpha_x} t_0 \\ \frac{c_x m_x}{c_x G_x t_x + F \alpha_x} p t_n + t_n = \frac{F \alpha_x}{c_x G_x t_x + F \alpha_x} t_m + \frac{c_x G_x}{c_x G_x t_x + F \alpha_x} t_x \end{array} \right. , \quad (1)$$

где  $G_r$  – расход нагревающей воды;  $G_x$  – расход нагреваемой воды.

По математической модели (1) можно заметить, что коэффициенты дифференциальных уравнений существенно изменяются при изменении расходов нагревающей и нагреваемой воды. Тем самым объясняется изменение динамических свойств процесса теплообмена в теплообменнике.

Например, коэффициент (2):

$$\frac{c_r m_r}{c_r G_r + F \alpha} , \quad (2)$$

где  $c_r$  – удельная теплоёмкость воды, кДж/(кг·К);  $m_r$  – масса нагревающей воды в теплообменнике, кг;  $F$  – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\alpha$  – коэффициент теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $G_r$  – расход нагревающей воды.

Из формулы (2) следует, что при постоянном расходе нагревающей воды инерционность нагревающей части теплообменника не изменяется.

Инерционность нагреваемой части теплообменника определяется по формуле:

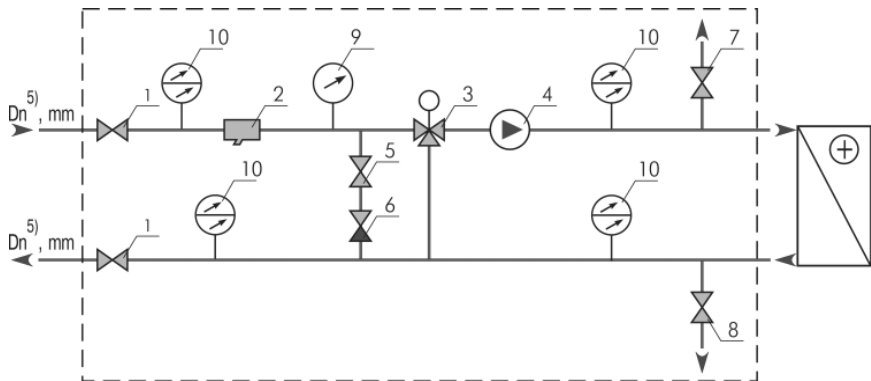
$$\frac{c_x m_x}{c_x G_x t_x + F \alpha_x} , \quad (3)$$

где  $c_x$  – удельная теплоёмкость воды, кДж/(кг·К);  $m_x$  – масса нагреваемой воды в теплообменнике, кг;  $F$  – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\alpha_x$  – коэффициент теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $G_x$  – расход нагреваемой воды.

На практике стабилизация температуры нагреваемой воды обеспечивается либо изменением температуры подаваемой в теплообменник нагревающей воды, либо изменением расхода нагревающей воды из магистрали.

Для реализации определённого способа управления применяют различные типы обвязок: 1 – управление путём изменения расхода нагревающей воды при её постоянной температуре; 2 – управление путём изменения температуры нагревающей воды при её постоянном расходе.

Примерная схема обвязки, реализующей второй способ управления приведена на рисунке 3.



**Рис. 3.** Схема обвязки calorифера с качественным регулированием температуры при постоянном расходе:

1 – кран шаровый; 2 – фильтр сетчатый; 3 – клапан регулирующий двухходовой; 4 – насос циркуляционный; 5 – вентиль регулировочный; 6 – клапан обратный; 7 – кран шаровый для выпуска воздуха; 8 – кран шаровый для спуска воды; 9 – манометр показывающий; 10 – термоманометр показывающий

Эта схема является одним из нескольких вариантов «правильной» схемы обвязки водяного нагревателя. Данная схема законодательно разрешена для применения в Европе. У нее отсутствуют все недостатки всех других схем. Постоянный расход воды через теплообменник обеспечивает качественное регулирование. Перемычка до трехходового клапана позволяет обеспечить стабильность температуры перед узлом смешения.

Второй способ предпочтителен, поскольку он меньше сказывается на динамических свойствах теплообменного процесса, что весьма полезно для повышения эффективности управления температурой нагреваемой воды.

Однако существенное изменение расхода нагреваемой воды вносит помеху в управление стабилизацией температуры нагреваемой воды. При этом применяемые системы автоматического управления не всегда обеспечивают точность и эффективность управления. Это обстоятельство при больших изменениях расхода нагреваемой воды требует подстройки параметров управляющего устройства. Для того чтобы избежать необходимости подстройки параметров управляющего устройства ежечасно, следует применять самонастраивающиеся системы автоматического управления [4].

В данном случае применима аналитическая самонастраивающаяся система с эталонной моделью, показанная на рисунке 4.

В предложенной схеме к традиционной системе автоматического управления добавлена дополнительная обратная и корректирующая связь и эталонная модель. Эталонная модель представляет собой динамическое звено, инерционность которого определяется общей инерционностью теплообменника, определяемой при средних значениях расходов нагреваемой и нагревающей воды.

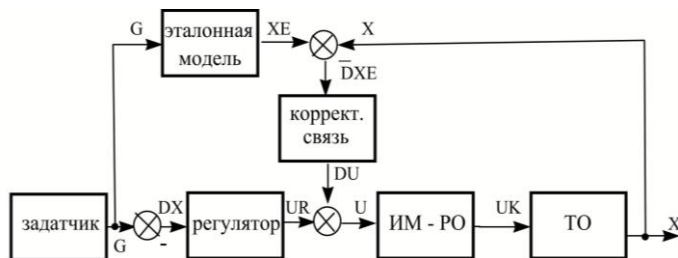


Рис. 4. Аналитическая самонастраивающаяся система с эталонной моделью

Моделирование предложенной системы показало, что она обеспечивает заданную точность стабилизации нагреваемой воды при отклонении расхода нагреваемой воды на 100 – 125 % от среднего значения.

Предложенная система (рис. 4) управления может быть реализована на стандартном оборудовании или программным способом на промышленном компьютере.

Эта система характеризуется системой дифференциальных уравнений в операторной форме, где:

$W_{ТО}$  – передаточная функция теплообменника;

$W_{ИМ}$  – передаточная функция исполнительного механизма с регулирующим органом;

$W_P$  – передаточная функция управляющего устройства;

$W_K$  – передаточная функция корректирующего звена;

$W_Э$  – передаточная функция эталонной модели.

При правильном подборе коэффициента передачи корректирующего звена поведение (рис. 5) системы  $W_C$  практически полностью определяется передаточной функцией эталонной модели  $W_Э$ .  $W_C \cong W_Э$

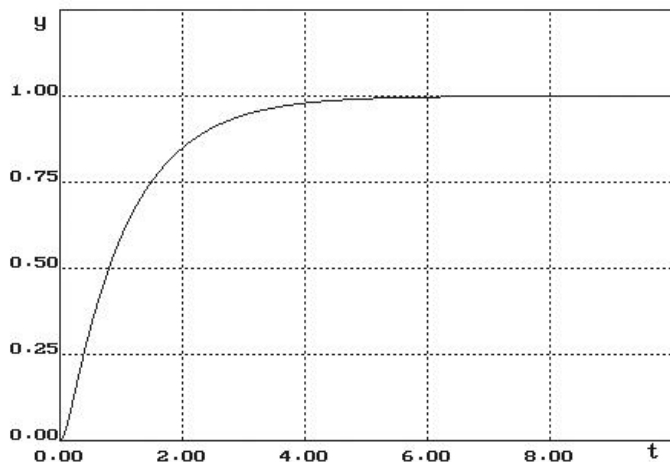


Рис. 5. Переходная функция самонастраивающейся системы



## Библиографический список

1. Дроздов В.Ф. Теплоснабжение и вентиляция. Учеб. для вузов. М.: Высшая школа, 1968. 352 с.:ил.
2. Калмаков А.А., Кувшинов Ю.Я., Романова С.С., Щелкунов С.А. Автоматика и автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции: Учеб. для вузов. Под ред. Богословского В.Н. М.: Стройиздат, 1986. 479 с.: ил.
3. Завьялов В.А., Крылов Е.Н. Оптимизация работы теплообменных аппаратов // Механизация строительства. 2008. № 3. с. 28-31.
4. Солодовников В.В., Шрамко Л.С. Расчет и проектирование аналитических самонастраивающихся систем с эталонными моделями. - М.: Машиностроение, 1972. - 270 с.; ил.
5. Особенности нагрузки горячего водоснабжения [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://baurum.ru/\\_library/?cat=heat-consumption&id=4017](http://baurum.ru/_library/?cat=heat-consumption&id=4017) Дата обращения: 15.10.2018.
6. Графики тепловой нагрузки и методы их регулирования [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://helpiks.org/6-59905.html> Дата обращения: 15.10.2018.

## ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

*Осипова Н.Н., д.т.н., доц., ФГБОУ ВО «СГТУ имени Гагарина Ю.А.»*  
*Малая Э.М., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «СГТУ имени Гагарина Ю.А.»*  
*Никонорова З.Н., магистрант, ФГБОУ ВО «СГТУ имени Гагарина Ю.А.»*

Основными потребителями тепловой энергии в Саратовской области являются население (3430,1 тыс. Гкал), объекты жилищно-коммунального хозяйства (4194,9 тыс. Гкал) и промышленный комплекс (3008,7 тыс. Гкал). Коммунальное хозяйство обеспечивает г. Саратов и 40 районов области услугами коммунально-бытового назначения, в том числе 427166 жилых домов, из которых с центральным отоплением - 12162. Среднеэксплуатационная площадь жилого фонда 55,6 млн.кв.м.

Анализ динамики теплопотребления показал большой рост потребления теплоты жилым фондом и объектами жилищно-коммунального хозяйства (ЖКХ) [1]. В настоящее время параметры теплопотребления не выдерживаются, занижены по сравнению с нормативными значениями, однако, при полном использовании потенциала энергосбережения в отрасли, можно добиться стабильного роста теплопотребления при создании нормативных, комфортных условий в помещениях ( $t_b = 18^\circ\text{C}$ ) [2].

Учитывая состояние тепловых сетей, выбор оптимального источника теплоснабжения с учетом надежности подводящей магистрали становится актуальной задачей. [3,9]. В качестве базисного варианта примем теплоснабжение потребителя от котельной и определим, является ли исходный

вариант теплоснабжения эффективным, т.е. удовлетворяет ли наложенным ограничениям и условиям оптимальности. Введём понятие коэффициента загрузки котельной (КЗК), как процентного отношения реальной тепловой нагрузки котельной к её установленной тепловой мощности. Сравнение вариантов следует начинать с проверки выполнения условия  $KЗК < 80 \%$ , если котельная загружена на большую величину, то вложение средств в реконструкцию котельной следует ориентировать на повышение тепловой мощности (новое оборудование с более высоким КПД). Далее следует произвести проверку, попадает ли данный потребитель в оптимальный радиус действия источника, то есть сравнить длину магистрального подключения потребителя и оптимальной длины трубопровода для источника теплоснабжения данной мощности. Зависимость удельных приведенных затрат от мощности котельной установки выражается уравнением:

$$Z_{\text{ку}} = \left( \frac{A}{Q} + B \right) E + \frac{И}{Q}, \quad (1)$$

где  $A$  и  $B$  – коэффициенты, зависящие от типа котлоагрегата и вида сжигаемого топлива;  $Q$  – установленная производительность котельной, кВт;  $E$  – коэффициент эффективности капиталовложений, 1/год;  $И$  – эксплуатационные расходы, включающие топливную составляющую, расходы на водоподготовку, обслуживание, управление и т.д., руб.

Зависимость удельных приведенных затрат в тепловые сети от теплоплотности снабжаемого участка описывается формулой:

$$Z_{\text{мс}} = \frac{1,671Q^{0,16}V_c V_n}{q^{0,8}}, \quad (2)$$

где  $q$  – теплоплотность застройки, кВт/га;  $V_n$  – коэффициент, зависящий от типа и условий прокладки теплосети [5].;  $V_c$  – коэффициент, учитывающий зависимость удельного расхода воды в сети от системы теплоснабжения, метода регулирования отпуска теплоты и соотношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления [5].

Дифференцируя в частных производных функцию суммы приведенных затрат на производство и транспорт теплоты по  $Q$  и приравнивая производную к нулю, получим мощность котельной, эквивалентную оптимальной, для района теплоснабжения с заданной теплоплотностью:

$$Q = \left[ \frac{(0,12A + A_1) q^{0,8}}{0,269V_c V_n} \right]^{0,86}, \quad (3)$$

где  $A_1$  – удельные годовые эксплуатационные затраты, руб./(кВт·ч.).

Анализ формулы показывает, что оптимальная мощность увеличивается с ростом теплоплотности. [6]. Применение открытой системы теплоснабжения и бесканальной прокладки также повышает оптимальную мощность источника.

Чтобы определить оптимальный радиус теплоснабжения от данного источника, рассмотрим тепловой район в виде квадрата с источником теплоты, размещенным посередине одной из сторон. Тогда теплоплотность можно связать с длиной главной магистрали  $L$  формулой:

$$q = 22500 \frac{Q}{L^2}, \quad (4)$$

где  $L$  – длина главной магистрали, м.

Подставив это выражение в формулу (2), получим приведенные затраты в тепловые сети в зависимости от радиуса теплоснабжения:

$$З_{\text{мс}} = \frac{3,674 \cdot 10^{-4} L^{1,6}}{Q^{0,64}}. \quad (5)$$

С ростом радиуса теплоснабжения приведенные затраты в теплосеть увеличиваются при постоянной тепловой мощности источника. Приведенные затраты на выработку теплоты котельной определенной мощности, приходящиеся на единицу длины радиуса теплоснабжения, будут снижаться с ростом радиуса и, наоборот, затраты на транспорт теплоносителя будут возрастать.

В общем виде затраты для комплекса «источник - тепловые сети», т.е. приведенные затраты источника определенной мощности на единицу длины магистрали составят:

$$\sum З = \frac{k_{\text{кы}} E + A_I}{L} + \frac{3,674 \cdot 10^{-4} L^{1,6} Y_c Y_n}{Q^{0,64}}, \quad (6)$$

где  $k_{\text{кы}}$  – капитальные вложения в котельную, приходящиеся на единицу тепловой мощности, руб./кВт.

Дифференцируя выражение по  $L$  и приравнявая производную нулю, получим выражение оптимального радиуса теплоснабжения от источника данной мощности:

$$L_{\text{опт}} = \left[ \frac{(k_y E + A_I) \cdot Q^{0,64}}{5,878 \cdot 10^{-4} Y_c Y_n} \right]^{0,625}. \quad (7)$$

При этом длина главной магистрали - величина, которая должна ограничиваться вероятностным показателем отключения потребителей от тепловой сети:

$$q_{\text{отк}} = 1 - e^{-\sum \omega_i \xi n_{\text{отк}}}, \quad (8)$$

где  $\omega_i$  – величина параметра потока отказов, 1/год. [7].  $\xi$  – запас надежности при  $t_n \leq t_{\text{нр}}$ ;  $n_{\text{отк}}$  – длительность стояния расчетных наружных температур, при которых отказ трубопровода угрожает, живучести системы, ч;

В случае существующей застройки необходимо оценить фактическую эксплуатационную надежность сети, чтобы определить ее состояние.

Поток отказов в расчете на 1 км двухтрубной тепловой сети, проложенной в непроходном подземном канале, зависит от возраста трубы:

$$\omega_i = 0,00003k_c d^{0,208}, \quad (9)$$

где  $k_c$  – коэффициент старения;  $d$  – диаметр трубопровода, м.

Таким образом, зная возраст конкретной магистрали, нужно вычислять поток отказов для данного участка с целью определения его надежности. При превышении допустимого параметра потока отказов в  $n$  раз требуется введение коэффициента, учитывающего процент ежегодных переключений трубопроводов сети для достижения нормативного уровня потока отказов, который станет экономически вариантной величиной уравнения для расчета затрат в реконструкцию тепловых сетей.

$$\omega_p^H k = \omega^\Phi (l - l_H) + \omega_H^H l, \quad (10)$$

где  $\omega_p^H$  – расчетная нормативная величина потока отказов системы 1/год;  $\omega^\Phi$  – величина потока отказов, определенная по статистическим данным эксплуатирующей данную сеть организации, 1/год;  $l$  – длина трубопровода, м;  $l_H$  – длина переключаемого участка трубопровода, м;  $\omega_H^H$  – нормативный поток отказов нового участка трубопровода, 1/год.

Отсюда, выражая получим:

$$l_H = \frac{l(\omega_p^H - \omega^\Phi)}{(\omega_H^H - \omega^\Phi)}, \quad (11)$$

Таким образом, можно рассчитать, какую длину проблемных участков теплотрассы, подверженных наибольшей опасности (затопление, повреждение изоляции, опасность механических повреждений и т.п.), нужно заменить, чтобы достичь нормативного уровня потока отказов. [8]. Это позволит увеличить надежность тепловой сети и, следовательно, уменьшить предполагаемый ущерб от возможных аварий на данном участке трубопровода.

Если тепловые сети имеют недостаточный показатель надежности, то потребитель не застрахован от перебоев в теплоснабжении, и при аварийных отказах системы возникает значительный ущерб, оценить который можно по формуле:

$$Y = \sum \Delta Q_i \omega_i \tau_B C_y, \quad (12)$$

где  $\Delta Q_i \omega_i$  – суммарная отклоняемая тепловая мощность от номинальной мощности сети в год;  $\tau_B$  – время восстановления участка тепловой сети;  $C_y$  – удельная стоимость ущерба, руб./((кВт·ч).

Если организация не имеет возможности выделить средства на перекладку расчетного количества трубопроводов за один год, то данная задача может быть решена в динамике определенного временного периода. Расчет надежности системы в этом случае будет производиться с учетом того, что увеличение значения параметра потока отказов как существующих, так и вновь уложенных трубопроводов принимается в размере 0,0015 1/год·км. Таким образом, можно повышать уровень надежности в течение определенного количества лет. [10, 11]. Расчетная величина возможного ущерба при этом будет изменяться с уменьшением уровня потока отказов системы.

Во многих случаях водяные тепловые сети раньше рассчитывались для работы по так называемому отопительному температурному графику (рис. 1)

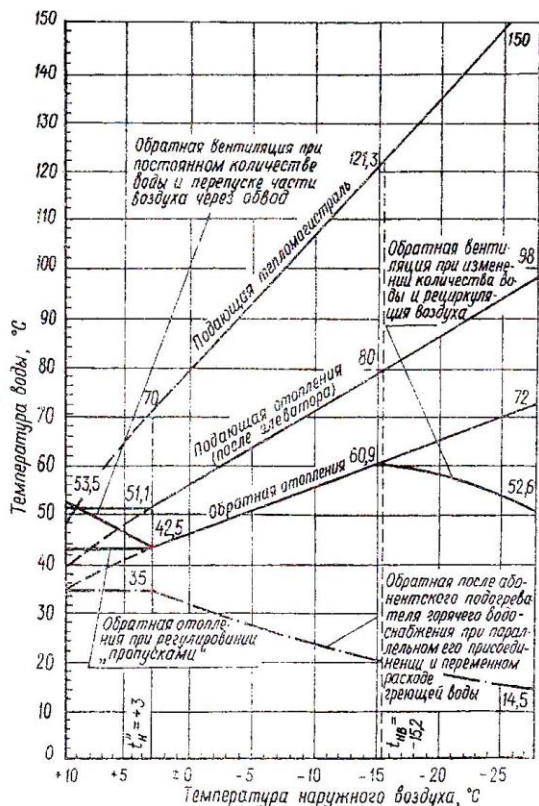


Рис. 1. График необходимой температуры воды в тепловых сетях в зависимости от температуры наружного воздуха

Из графика видно, что при температурах наружного воздуха 3 °С и выше вплоть до конца отопительного сезона температура воды в подающем трубопроводе тепловых сетей постоянна и равна 70°С. Это обстоятельство дает возможность определить необходимую температуру на выходе из котла и в подающей обратной магистрали тепловых сетей.

Только решенные в комплексе, задачи повышения эффективности систем теплоснабжения с учетом энергосберегающих мероприятий позволят улучшить качество теплоснабжения потребителей, сократить непроеизводительные расходы и потери теплоты и оптимизировать режимы теплопотребления.

#### Библиографический список

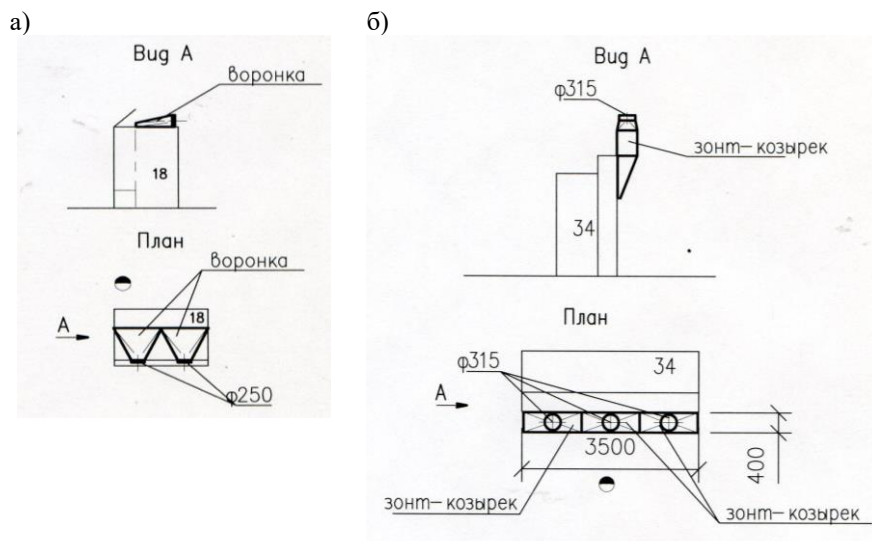
1. Положение о проведении энергетических обследований организаций / Минтопэнерго РФ. М., 1997. 96 с.
2. Методика проведения энергетических обследований (энергоаудита) бюджетных учреждений. РД. 34.01.-00 Н.Новгород 2000. 95с.
3. Малая Э.М., Сергеева С.А. Энергосберегающие системы теплоснабжения крупных городов. Межвуз. научн. сб. – Саратов. гос. техн. ун-т. Саратов, 2001. - с. 24-33.
4. ГОСТ 27.002-89 Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения
5. А.А. Ионин, Б.М. Хлыбов, В.Н. Братенков, Е.Н. Терлецкая. Теплоснабжение. Учебник для вузов. – М.: Стройиздат, 1982. – 336 с.
6. Зингер Н.М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. М.: Энергоатомиздат, 1986, 320 с.
7. Сеннова Е.В., Смирнов А.В., Ионин А.А. и др. Надежность систем энергетики и их оборудования / Справочное издание. Том 4.- Новосибирск, Наука, 2000
8. Малая Э.М., Культяев С.Г. Проектирование систем теплоснабжения: учебное пособие /Э. М. Малая, С. Г. Культяев. М-во образования и науки Российской Федерации, Саратовский гос. технический ун-т им. Гагарина Ю. А. - Саратов : Саратовский гос. технический ун-т, 2015. 138 с.
9. Малая Э.М. Энергосбережение в системах теплоснабжения / Э. М. Малая; Жилищ.-коммун. акад. Саратов. науч. центр. - Саратов : Саратов. науч. центр ЖКА, 1999. 95 с.
10. Малая Э.М., Думчев Н.П. Системы учета отпуска и потребления энергоносителя / Э. М. Малая, Н. П. Думчев; Жилищ.-коммун. акад., Саратов. науч. центр. - Саратов : Надежда, 1997. 79 с.
11. Малая Э.М., Осипова Н.Н., Культяев С.Г. Городские и поселковые системы теплоснабжения: учеб. пособие/ Э.М. Малая, Н.Н. Осипова, С.Г. Культяев. Саратов: Саратов. гос.техн. ун-т, 2018. 160 с.

## К ВОПРОСУ ОРГАНИЗАЦИИ ВЕНТИЛЯЦИИ В ЦЕХЕ ПО ИЗГОТОВЛЕНИЮ КАБЕЛЬНОЙ ПРОДУКЦИИ

*Ромейко М.Б., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «СамГТУ»*

Технологический процесс в цехе по производству кабельной продукции сопровождается выделениями теплоты, паров воды, масла, эмульсии, а также пыли. Габариты цеха: длина 36 м, ширина 24 м, высота 8 м. Цех начал функционировать при отсутствии организованной вентиляции, что привело к неудовлетворительному состоянию воздушной среды [1, 2]. Обследование помещения выявило превышение температуры воздуха в рабочей зоне. Загрязненность воздуха вызывала ухудшение самочувствия рабочих.

Для локализации вредностей, выделяющихся от технологического оборудования, были разработаны местные отсосы [3, 4, 5], представленные на рис. 1 и 2, и рассчитана их производительность. В табл. 1 приведены расходы удаляемого местными отсосами воздуха.



**Рис. 1.** Местный отсос от ванны охлаждения (а) и местный отсос от приставки отжига (б)

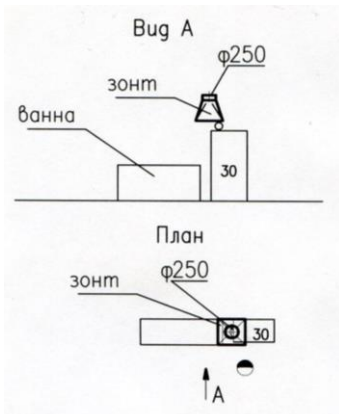


Рис. 2. Местный отсос от ванны охлаждения проволоки после отжига

Таблица 1

**Местные отсосы от технологического оборудования**

Позиция	Оборудование	Выделяющиеся вредности	Тип местного отсоса	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч
18	Ванна охлаждения проволоки	Пары эмульсии	Воронка (щелевой отсос)	2 860
26	Ванна охлаждения проволоки после отжига	Теплота, влага, пары масла	Зонт	1 400
30	Ванна охлаждения проволоки после отжига	Теплота, влага, пары масла	Зонт	1 350
34	Приставка отжига	Теплота	Зонт-козырек	4 500

Процесс чистки жилы сопровождается выделением металлической пыли. Несмотря на полное укрытие технологического процесса, наблюдалось выбивание пыли через щели и патрубки корпуса оборудования. В укрытии для предотвращения выбивания пыли должно поддерживаться разрежение [3]. С этой целью были разработаны системы аспирации [6] с очисткой воздуха в обеспыливающих агрегатах УВП [7, 8]. Системы аспирации работают на рециркуляцию: очищенный воздух возвращается в цех.

Для борьбы с вредностями, не уловленными местными отсосами, организована общеобменная вентиляция. Воздухообмен общеобменной вентиляции рассчитывался на ассимиляцию избытков явной теплоты. В холодный период года запроектирована механическая приточно-вытяжная вентиляция. Холодный период года был разбит на два подрежима, что связано с отсутствием централизованного источника теплоснабжения на объ-



екте и ограничением мощности электрического воздухонагревателя для нагрева приточного воздуха. В первом подрежиме, при температуре наружного воздуха от (-30) °С до (-10) °С, расход приточного воздуха принят в компенсацию расхода воздуха, удаляемого местной вытяжной вентиляцией. Во втором подрежиме, при температуре наружного воздуха от (-10) °С до (10) °С, предусматривается минимальное удаление воздуха из верхней зоны [2]. Расход приточного воздуха, компенсирующий вытяжку, обеспечивается приточной установкой, производительность которой в первом подрежиме составляет 50 % от расчетного значения, принятого по величине воздухообмена во втором подрежиме. Раздача воздуха организована в рабочую зону через воздухораспределителя типа НРВ. В переходный период года общеобменная приточно-вытяжная вентиляция – механическая, в теплый период года кроме механических систем вентиляции требуется естественный приток воздуха, который осуществляется через ворота. В табл. 2 приведена требуемая производительность систем вентиляции в теплый, переходный и холодный периоды года, полученная в результате решения уравнений тепло - воздушного баланса цеха.

Таблица 2

**Производительность систем вентиляции по периодам года**

Период года	Производительность систем приточной вентиляции, м <sup>3</sup> /ч			Производительность систем вытяжной вентиляции, м <sup>3</sup> /ч			
	П 1	П 2	ПЕ	местная общеобменная			
				В 1 – В 4	В 7	В 8	В 9
Холодный -30 °С < t <sub>н</sub> < -10 °С	9 000	–	–	10 400	–	–	–
Холодный -10 °С < t <sub>н</sub> < 10 °С	17 400	–	–	10 400	8 000	–	–
Переходный	–	30 000	–	10 400	–	21 200	–
Теплый	17 400	30 000	25 300	10 400	8 000	21 200	36 300

Реализация предложенных решений по организации вентиляции цеха – установка местных отсосов у оборудования, выделяющего теплоту, пары воды, масла, эмульсии; создание систем аспирации, обеспечивающих разрежение в укрытиях; организация требуемого для борьбы с избытками теплоты воздухообмена общеобменной приточно-вытяжной вентиляции – позволит обеспечить требуемые параметры и чистоту воздуха в рабочей зоне цеха.

**Библиографический список**

1. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. М.: Государственный стандарт союза ССР, 1989. – 56 с.

2. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха»: СП 60.13330.2012: утв. Минрегион России 30.06.2011. – М.: Минрегион России, 2012. – 75 с.
3. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3-х частях. Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 1 / Под ред. Н.Н. Павлова, Ю.И. Шиллера. М.: Стройиздат, 1992. 319 с.
4. Полосин И.И., Кузнецов С.Н., Дерепасов А.В. Экспериментальные исследования эффективности местных отсосов гальванического производства //Сборник докладов VI Международной научно-технической конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции»/ МГСУ. – Москва, 2015. С. 173–179.
5. Ромейко М.Б., Дежуров С.В. Организация воздухообмена в цехе по изготовлению кабельной продукции // Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. Строительные технологии: сборник статей [Электронный ресурс] / под ред. М.И. Бальзанникова, К.С. Галицкова, А.К. Стрелкова; АСИ СамГТУ. – Самара, 2017. С. 337-340.
6. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3-х частях. Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 2 / Под ред. Н.Н. Павлова, Ю.И. Шиллера. М.: Стройиздат, 1992. 416 с.
7. Гримитлин А.М., Дацюк Т.А., Крупкин Г.Я., Стронгин А.С., Шилькрот Е.О. Отопление и вентиляция производственных помещений. Санкт-Петербург: «АВОК Северо-Запад», 2007. 399 с.
8. Пуринг С.М., Ватузов Д.Н. Очистка воздуха от мелкодисперсных капельных аэрозолей//Сантехника, отопление, кондиционирование. 2014. № 1 (145). С. 109-111.

## **РОЛЬ ДЕТАЛИЗАЦИИ ВЕРОЯТНОСТНО-СТАТИСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КЛИМАТА В ТОЧНОСТИ РАСЧЕТА ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ СИСТЕМАМИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

*Малявина Е.Г., к.т.н., проф., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»  
Крочкова О.Ю., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

В последние десятилетия в строительной практике чаще стали применяться центральные системы кондиционирования воздуха (ЦСКВ) для поддержания надлежащего температурно-влажностного режима в помещениях. Это объясняется, во-первых, увеличением числа помещений с теплоизбытками (офисные, зрелищные, спортивные и др.). Во-вторых, в последние годы наблюдаются продолжительные периоды времени с высокой температурой наружного воздуха в весенний, летний и осенний сезоны. Поэтому вопрос о затратах теплоты, электроэнергии и воды при работе ЦСКВ при-

обрел большое значение [1, 2]. В связи с этим важно достаточно точно определять энергозатраты на кондиционирование воздуха в здании не только для оценки будущих энергетических потреблений, но и для выбора на стадии проектирования наиболее энергоэкономичных вариантов обслуживания здания.

Климатические условия определяют потребность в энергии, следовательно, форма их задания должна отражать фактическую и современную вероятность наблюдения метеорологических параметров и быть удобной для применения в расчетах потребления теплоты, электроэнергии и воды. Поэтому климатологическое обеспечение расчетов энергозатрат на кондиционирование воздуха зданий должно быть представлено в виде модели климата с информацией, достаточной для расчетов потребления теплоты, воды, холода и электроэнергии различными ЦСКВ [3, 4]. Подробность этой информации также может иметь существенное значение, так как переход работы кондиционера с одного режима на другой происходит при определенных условиях. Чем точнее климатическая модель позволит задать границы перехода с режима на режим, тем точнее будут оценки энергопотребления установкой кондиционирования воздуха [5].

Расчет энергопотребления ЦСКВ при каждом сочетании температуры и относительной влажности наружного воздуха опирается на известные формулы термодинамической обработки воздуха в аппаратах установки. Для определения, какой конкретно обработке подвергается наружный воздух при любом рассматриваемом сочетании параметров, расчет начинается с установления погодной зоны, к которой принадлежит это сочетание [6, 7, 8]. В качестве исходной климатической информации принята вероятностно-статистическая модель климата [9], основанная на прямой обработке всех почасовых сочетаний температуры и относительной влажности наружного воздуха за 30-летний период первичных наблюдений на метеостанциях, представляющая собой таблицы с ячейками, содержащими повторяемости температуры наружного воздуха и относительной влажности  $pr(k, j)$ . В этих таблицах индексом  $k$  от 1 до  $K$  пронумерованы ячейки по шкале температуры, а индексом  $j$  от 1 до  $J$  по шкале относительной влажности. Повторяемость дается в долях единицы от всего периода времени  $z_0$ , ч, принятого моделью к рассмотрению в году. Из-за суточного хода параметров климата расчеты энергопотребления установками ЦСКВ, работающими в различное время суток, необходимо выполнять на основе вероятностно-статистических климатических моделей, разработанных для соответствующих временных отрезков суток. Исследование влияния подробности климатической модели на оценку энергопотребления ЦСКВ выполнялось на моделях с изменением градации ячеек по температуре и относительной влажности. В варианте 1 по температуре принята градация 1 °С, а по относительной влажности 2,5 %, в варианте 2 соответственно 2 °С и 5 %. При этом в варианте 1  $K = 69$ ,  $J = 36$ , а в варианте 2  $K = 37$ ,  $J = 19$ .

Для расчета затрат теплоты, электроэнергии и воды в приточной ЦСКВ со вторым подогревом, использована вычислительная программа, написанная на языке FORTRAN [10].

Схема обработки воздуха со вторым подогревом более энергозатратна, чем другие схемы, однако она наиболее точно способна поддерживать параметры внутреннего воздуха и проще в эксплуатации на объекте. Поэтому эта схема широко применяется по настоящее время. ЦСКВ со вторым подогревом в течение года работает в шести погодных зонах. В погодной зоне 1 осуществляется нагрев наружного воздуха в воздухонагревателе первой ступени, адиабатное увлажнение и нагрев в воздухонагревателе второй ступени; в погодной зоне 2 осуществляется адиабатное увлажнение воздуха до состояния между зимней и летней точками росы и нагревание в воздухонагревателе второй ступени; в зоне 3 происходит нагрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева; в погодной зоне 4, в которой параметры наружного воздуха совпадают с требуемыми для приточного воздуха, обработка воздуха не осуществляется; в погодной зоне 5 наружный воздух охлаждается без осушения до достижения энтальпии летней точки росы, адиабатно увлажняется до параметров летней точки росы, а затем нагревается в воздухонагревателе второго подогрева до максимальных значений температуры и относительной влажности для приточного воздуха; в погодной зоне 6 происходит охлаждение с осушением в воздухоохладителе до летней точки росы, после чего осуществляется нагрев в воздухонагревателе второго подогрева до максимальных значений температуры и относительной влажности для приточного воздуха.

При известных повторяемости  $pr(k, j)$  параметров климата в каждой ячейке и числа часов работы установки в году в зависимости от рабочего времени суток и выходных дней в течение года  $z_o$ , ч, общая потребность каждого ресурса определяется по формулам (1) - (8):

$$Q_{T1} = \sum_1^K \sum_1^J q_{T1}(k, j) pr(k, j) z_o \cdot 10^{-3} \quad (1)$$

$$Q_{T2} = \sum_1^K \sum_1^J q_{T2}(k, j) pr(k, j) z_o \cdot 10^{-3} \quad (2)$$

$$Q_X = \sum_1^K \sum_1^J q_X(k, j) pr(k, j) z_o \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

$$W = \sum_1^K \sum_1^J w(k, j) pr(k, j) z_o \quad (4)$$

$$N_{T1} = \sum_1^K \sum_1^J n_{T1}(k, j) pr(k, j) z_o \cdot 10^{-3} \quad (5)$$

$$N_{T2} = \sum_1^K \sum_1^J n_{T2}(k, j) pr(k, j) z_o \cdot 10^{-3} \quad (6)$$

$$N_{\text{увл}} = \sum_1^K \sum_1^J n_{\text{увл}}(k, j) pr(k, j) z_o \cdot 10^{-3} \quad (7)$$

$$N_{\text{вент}} = \sum_1^K \sum_1^J n_{\text{вент}}(k, j) pr(k, j) z_o \cdot 10^{-3} \quad (8)$$

где  $Q_{T1}$ ,  $Q_{T2}$ ,  $Q_X$  – годовые затраты, кВт·ч, соответственно теплоты на первый и второй подогрев и холода;  $q_{T1}(k, j)$ ,  $q_{T2}(k, j)$ ,  $q_X(k, j)$  – мгновенные затраты, Вт, соответственно теплоты на первый и второй подогрев и холода при погодных условиях, соответствующих ячейкам климатической модели, относящимся к погодной зоне, в которой осуществляются указанные процессы;  $W$  – годовые затраты воды, кг;  $w(k, j)$  – мгновенные затраты воды, кг/ч, при погодных условиях, соответствующих ячейкам климатической модели, относящимся к погодной зоне, в которой работает увлажнитель;  $N_{T1}$ ,  $N_{T2}$ ,  $N_{увл}$ ,  $N_{вент}$  – годовые затраты электроэнергии, кВт·ч, соответственно на работу насосов воздухонагревателей первого и второго подогрева, насоса увлажнителя, основного вентилятора системы;  $n_{T1}(k, j)$ ,  $n_{T2}(k, j)$ ,  $n_{увл}(k, j)$ ,  $n_{вент}$  – мгновенные затраты электроэнергии, Вт, на работу соответственно насосов воздухонагревателей первого и второго подогрева, насоса увлажнителя, основного вентилятора системы при погодных условиях, соответствующих ячейкам климатической модели, относящимся к погодной зоне, в которой работает указанное оборудование.

Влияние подробности климатической вероятностно-статистической модели на оценку энергозатрат исследовалось на установках ЦСКВ, работающим круглосуточно (5928 часов в году) и с 9 часов до 18 часов дня (2223 часов в году). Во внутреннем воздухе в течение года температура изменялась от 19 °С до 25 °С, относительная влажность от 30 % до 60 %. Разность температуры внутреннего и приточного воздуха принята равной 5 °С. Расход наружного воздуха, проходящего через установку ЦСКВ равен 10 000 кг/ч. Основные результаты расчетов приведены в табл. 1.

Энергопотребление ЦСКВ зависит от углового коэффициента луча процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха в помещении  $\epsilon$  или, иначе говоря, от тепловлажностного отношения потока полной теплоты к потоку влаги, поступающим в помещение. Поэтому исследование годового потребления энергоресурсов в различных процессах обработки воздуха в кондиционере выполнено при пяти значениях  $\epsilon$  от 5 000 кДж/кг до 60 000 кДж/кг.

Расход электроэнергии на выработку холода зависит от холодильного коэффициента, среднесезонное значение которого в расчете принято от 8,5 до 3,6 [11].

Расчеты по обоим вариантам климатических моделей показывают, что при возрастании значения тепловлажностного отношения потребление теплоты на первый подогрев возрастают, а на второй подогрев падает. Затраты холода тоже падают. Вместе с тем относительная точность расчетов тем больше, чем выше сами значения результатов расчетов, что показано в табл. 2.

Таблица 1

**Годовые затраты теплоты, холода, воды и электроэнергии при различных значениях тепловлажностного отношения изменения состояния воздуха в помещении**

Тепловлажностное отношение кДж/кг	Затраты теплоты воздухоподогревателем первого подогрева, $Q_{г1}$ , кВт·ч	Затраты теплоты воздухоподогревателем второго подогрева, $Q_{г2}$ , кВт·ч	Затраты холода, $Q_{х}$ , кВт·ч	Затраты воды, $W$ , кг	Затраты электроэнергии насосом на первом подогреве, кВт·ч	Затраты электроэнергии насосом на втором подогреве, кВт·ч	Затраты электроэнергии увлажнителем, кВт·ч
Вариант 1 модели. с 9 до 18 часов							
5000	47523.6	237274.0	29288.1	15126.7	76.8	192.7	44.3
10000	87018.1	208003.6	20251.7	24523.5	117.5	191.2	61.0
20000	107308.1	194446.0	17101.1	29313.2	140.3	190.7	69.5
30000	113218.7	190825.4	16356.3	30919.6	145.1	190.4	71.2
60000	118711.6	186917.9	15764.9	32089.6	149.6	190.1	72.8
Вариант 2 модели. с 9 до 18 часов							
5000	55741.2	245939.7	20561.8	14560.1	86.6	190.6	46.7
10000	100200.1	214470.0	13796.7	24496.4	132.7	190.3	64.9
20000	123128.5	201165.4	11341.6	30203.2	151.9	189.9	73.1
30000	129494.8	197574.2	10788.6	31615.8	155.9	189.8	75.5
60000	135384.6	193754.9	10289.3	32896.5	160.2	189.2	76.2
Вариант 1 модели. сутки							
5000	133458.4	657750.5	59782.9	32699.8	213.0	527.1	110.9
10000	242946.3	576421.6	40006.3	56171.1	325.1	519.0	158.1
20000	298881.2	539051.2	33134.4	68301.3	385.8	517.3	181.8
30000	315157.5	529143.7	31606.0	72179.0	398.4	515.5	186.6
60000	330234.3	519102.1	30451.1	75311.1	410.4	514.1	191.3
Вариант 2 модели. сутки							
5000	156236.5	682633.4	39199.0	32650.8	239.5	525.0	119.2
10000	279249.3	596236.1	25358.5	57722.4	363.7	520.1	169.4
20000	342328.8	558007.3	20578.2	71632.6	416.9	519.6	192.6
30000	359793.5	548392.1	19535.0	75443.4	427.4	517.7	198.7
60000	375959.4	538209.4	18590.2	78725.7	439.6	516.8	201.1

**Сравнение годовых затрат теплоты, холода, воды и электроэнергии,  
рассчитанных по двум вариантам исходных моделей климата**

Тепло-влажностное отношение кДж/кг	Расхождение результатов расчетов, % годовых затрат						
	теплоты воздухонагревателем первого подогрева	теплоты воздухонагревателем второго подогрева	холода	воды	электроэнергии насосом на первом подогреве	электроэнергии насосом на втором подогреве	электроэнергии увлажнителем
с 9 до 18							
5000	17.3	3.7	29.8	3.7	12.8	1.1	5.4
10000	15.1	3.1	31.9	0.1	12.9	0.5	6.4
20000	14.7	3.5	33.7	3.0	8.3	0.4	5.2
30000	14.4	3.5	34.0	2.3	7.4	0.3	6.0
60000	14.0	3.7	34.7	2.5	7.1	0.5	4.7
сутки							
5000	17.1	3.8	34.4	0.1	12.4	0.4	7.5
10000	14.9	3.4	36.6	2.8	11.9	0.2	7.1
20000	14.5	3.5	37.9	4.9	8.1	0.4	5.9
30000	14.2	3.6	38.2	4.5	7.3	0.4	6.5
60000	13.8	3.7	39.0	4.5	7.1	0.5	5.1

То, что расхождение результатов расчетов затрат теплоты находится в пределах 14 – 17,3 %, холода 29,8 – 38,9 % для условий Москвы объяснимо более продолжительным периодом-нагрева приточного воздуха, чем охлаждения и тем, что само годовое потребление теплоты выше, чем холода. Кроме того, затраты теплоты зависят только от температуры наружного воздуха, а затраты холода зависят от сочетания температуры и влажности, точность задания которого влияет на оценку энергозатрат заметнее, чем точность задания одного параметра.

Небольшие расхождения в результатах расчетов годового потребления теплоты на второй подогрев вполне закономерны, так как они зависят от наружного климата косвенно. Второй подогрев осуществляется от температуры точки росы до минимальной или максимальной температуры требуемого диапазона для приточного воздуха. Температура точки росы зависит от сочетания температуры и относительной влажности наружного воздуха, и при переходе от одного варианта модели к другому изменяется мало.

Сравнение энергопотребления ЦСКВ со вторым подогревом показывает, что исходная информация в более подробном варианте 1 уточняет результат на 14 – 40 %. Повышение точности происходит за счет уточнения

потребления теплоты, электроэнергии и воды при каждом сочетании температуры и относительной влажности наружного воздуха и, в особенности, за счет уточнения границ перехода с одного режима эксплуатации установки кондиционирования воздуха на другой. Поэтому разработку вероятностно-статистической модели следует разрабатывать подробно.

#### Библиографический список

1. Герасимов Н.А. Моделирование энергопотребления зданий – краеугольный камень зеленого проектирования для инженеров // Энергосбережение. 2014. №4. С. 28 – 33.
2. Сотников А.Г. Проектирование и расчет систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Т. I. СПб., 2013. 423 с.
3. Самарин О.Д., Лушин К.И., Кирушок Д.А. Энергосберегающая схема обработки воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых рекуператорах// Жилищное строительство. 2018. № 1 – 2. С. 1 -3
4. Гагарин В.Г., Коркина Е.В., Шмаров И.А. Теплопоступления и теплотопотери через стеклопакеты с повышенными теплозащитными свойствами// Academia. Архитектура и строительство. 2017. №2. С. 106 – 110.
5. Рымкевич А.А. Возможности и перспективы оценки качества решения СКВ количественными показателями на основе системного подхода// Инженерные системы. 2007. № 2 С. 16–24
6. Креслинь А.Я. Оптимизация энергопотребления систем кондиционирования воздуха - Рига РПИ, 1982 – 154 с.
7. Рымкевич А.А. Вычисление технологических показателей за годовой цикл эксплуатации СКВ // Арктический СНИП. 2002. №4 (12) С.22-29.
8. Сотников А.Г. Годовые расходы теплоты, холода и влаги в СКВ и СВ зданий: основы теории и примеры расчетов // Теплоэнергоэффективные технологии. 2012. №3-4. С. 26-38.
9. Малявина Е.Г., Крючкова О.Ю. Козлов В.В. Сравнение моделей климата для расчетов энергопотребления центральными системами кондиционирования воздуха // Жилищное строительство. 2014. № 6. С. 24–26.
10. Крючкова О.Ю. Сравнение методик определения энергетических показателей систем кондиционирования воздуха // Научно-технический журнал Вестник МГСУ. 2011. № 7.С. 377–382.
11. Хомутский Ю.С. Различные показатели энергоэффективности кондиционеров // Мир климата. 2011. № 68. С. 102-104



## ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОДЗЕМНОЙ АВТОСТОЯНКЕ

*Ефремова Л.М., магистрант, ФГБОУ ВО «СПбГАСУ»*

В связи с необходимостью подачи больших объемов чистого воздуха в подземный паркинг для разбавления концентрации угарного газа, энергозатраты нередко достигают значений свыше 60 %.

Поскольку современная тенденция общества направлена на повышение энергоэффективности, а количество подземных паркингов год от года растет с огромной скоростью, актуальность вопроса о правильной разработке вентиляционных систем возрастает с каждым днем. Одним из методов повышения энергоэффективности системы вентиляции является грамотный расчет воздухообмена, а именно – расчет по количеству угарного газа (СО).

Методика №1. Воздухообмен в подземных паркингах определяется с помощью расчета по приближенным количествам выездов и въездов автомобилей в течение 60 минут, соответственно равным 8 % и 2 % от общего количества мест для парковки. Согласно [6, прил. 2, п. 2.1], предельно допустимая концентрация оксида углерода принимается равной  $20 \text{ мг/м}^3$ , а воздухообмен должен быть не менее  $150 \text{ м}^3/\text{ч}$  на одно машиноместо.

*Таблица 1*

**Режимы содержания автомобилей в стоянках**

Режим	Автостоянка			
	Постоянного хранения		Кратковременного хранения	
	гараж	под жилыми зданиями	при офисных помещениях	общего назнач.
Общее количество выездов в час пик от количества машиномест в теплый период	20	35	40	25
То же, одновременных въездов	4	–	10	15
Общее количество выездов в час пик от количества машиномест в холодный период	10	30	35	20
То же, одновременных въездов	2	–	8	12

Содержание оксида углерода в наружном воздухе чаще всего принимается равным  $\chi_{\text{в}} = 5 \text{ мг/м}^3$ .

Количество вредных веществ г/с, выделяющихся в воздух помещения стоянки, определяется по формуле:

$$M_i = 10^{-3} \sum_1^n \frac{q_i LA_3 k}{3,6t}, \quad (1)$$

где  $M_i$  – масса  $i$ -го вредного загрязняющего вещества, г/с;  $n$  – количество автомобильных групп;  $q_i$  – удельная масса  $i$ -го вредного загрязняющего вещества одним автомобилем, г/км;  $L$  – один автомобильный пробег, км;  $A_3$  – общее количество машин в автостоянке;  $k$  – коэффициент, который учитывает влияние характера движения автомобиля и способ его хранения;  $t$  – время выезда и въезда автомобилей, принимать равным 1 час.

Таблица 2

**Продолжительность пикового возвращения автомобилей в течение суток**

Количество машиномест	Легковых автомобилей
До 50	2
от 50 до 100	3
от 100 до 200	3,5
от 200 до 300	4
от 300 до 400	4,2
от 400 до 600	4,5

Таблица 3

**Удельные выбросы загрязняющих веществ одним транспортным средством**

Автомобили легковые	СО	СН	NO <sub>x</sub>
Малый класс	17,2	1,4	0,55
Средний класс	20,8	1,3	0,63

Таблица 4

**Условный пробег одного транспортного средства за въезд или выезд**

Вид стоянки	Условный пробег $L$ , км	
	въезд	выезд
Открытая отопливаемая стоянка	0,3	0,8
Закрытая отопливаемая стоянка (манежная)	0,25	0,7
Закрытая отопливаемая стоянка (боксовая)	0,1	0,5

Расчет воздухообмена м<sup>3</sup>/ч выполняется по формуле:

$$L = \frac{M_i}{(\chi_{\text{пдк}} - \chi_n)}, \quad (2)$$

где  $\chi_{\text{пдк}}$ ,  $\chi_n$  – ПДК загрязняющего вещества и его количество в наружном воздухе, мг/м<sup>3</sup>.

**Коэффициент влияния режима скорости и способа хранения  
на количество вредных**

Способ хранения и режим движения	Коэффициент $K$		
	СО	СН	NO <sub>x</sub>
Открытая отопливаемая стоянка и скорость движения внутри нее 10 км/ч	1,2	1,1	1,0
То же, но неотопливаемая	2,0	1,6	1,0
Закрытая отопливаемая стоянка и скорость движения внутри нее 5 км/ч	1,4	1,2	1,0

Пример №1. Исходные данные: площадь автостоянки  $F = 590 \text{ м}^2$ ; высота помещения  $H = 3 \text{ м}$ ; автомобили легкого класса  $SP = 13 \text{ шт}$ ; место строительства г. Санкт-Петербург; предельно допустимые концентрации вредных веществ ПДК<sub>СО</sub> = 20 мг/м<sup>3</sup>; ПДК<sub>СН</sub> = 300 мг/м<sup>3</sup>; ПДК<sub>NO<sub>x</sub></sub> = 5 мг/м<sup>3</sup> по [7, прил. 2]. Все остальные значения приведены в табл.1. – табл.5.

$$\text{По СО: } M_{\text{СО выезд}} = \frac{10^{-3} \cdot 17,2 \cdot 0,25 \cdot 13 \cdot 1,4 \cdot 0,02}{3,6} = 0,00043478 \text{ г/с,}$$

$$M_{\text{СО выезд}} = \frac{10^{-3} \cdot 17,2 \cdot 0,7 \cdot 13 \cdot 1,4 \cdot 0,08}{3,6} = 0,00486951 \text{ г/с,}$$

$$\Sigma M_{\text{СО}} = 0,00043478 + 0,00486951 = 0,00530429 \text{ г/с,}$$

$$L = \frac{M}{(\chi_{\text{ПДК}} - \chi_{\text{н}})} = \frac{0,000530429 \cdot 3600 \cdot 1000}{(20 - 5)} = 1273 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

$$\text{По СН: } M_{\text{СН выезд}} = \frac{10^{-3} \cdot 1,4 \cdot 0,25 \cdot 13 \cdot 1,4 \cdot 0,02}{3,6} = 0,00003539 \text{ г/с,}$$

$$M_{\text{СН выезд}} = \frac{10^{-3} \cdot 1,4 \cdot 0,7 \cdot 13 \cdot 1,4 \cdot 0,08}{3,6} = 0,00039636 \text{ г/с,}$$

$$\Sigma M_{\text{СН}} = 0,00003539 + 0,00039636 = 0,00043175 \text{ г/с,}$$

$$L = \frac{M}{(\chi_{\text{ПДК}})} = \frac{0,00043175 \cdot 3600 \cdot 1000}{300} = 5,181 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

$$\text{По NO}_x: M_{\text{NO}_x \text{ выезд}} = \frac{10^{-3} \cdot 0,55 \cdot 0,25 \cdot 13 \cdot 1,4 \cdot 0,02}{3,6} = 0,0000139 \text{ г/с,}$$

$$M_{\text{NO}_x \text{ выезд}} = \frac{10^{-3} \cdot 0,55 \cdot 0,7 \cdot 13 \cdot 1,4 \cdot 0,08}{3,6} = 0,00015571 \text{ г/с,}$$

$$\Sigma M_{\text{СО}} = 0,0000139 + 0,00015571 = 0,00016961 \text{ г/с,}$$

$$L = \frac{M}{(\chi_{\text{пдк}})} = \frac{0,00016961 \cdot 3600 \cdot 1000}{5} = 122 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

За расчетный воздухообмен принимается больший из всех полученных. Большим является воздухообмен по угарному газу,  $L_{\text{CO}} = 1273 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Методика №2. Расчет начинается с определения средней протяженности пути, проходимого автомобилем по площади автостоянки:

$$S_{\text{ср.ст}} = \frac{S_{\text{ст}}}{2} + S_{\text{рамп}} + 10, \quad (3)$$

где  $S_{\text{ст}}$  – максимальная дальность пути, проходимого по автостоянке, м;  $S_{\text{рамп}}$  – дальность пути по рампе, м; 10 м – дистанция, необходимая при маневрах во время парковки.

Определяется значение эмиссии угарного газа машин, приезжающих с «горячим» двигателем, г:

$$E_{\text{COгор}} = 0,008S_{\text{ср.ст}}, \quad (4)$$

Определяется значение эмиссии угарного газа машин, выезжающих с «холодным» двигателем, г:

$$E_{\text{COхол}} = 7,6, \text{ при } S_{\text{ср.ст}} \leq 50 \text{ м}$$

$$E_{\text{COхол}} = 0,89S_{\text{ср.ст}}^{0,49}, \text{ при } 50 \text{ м} < S_{\text{ср.ст}} < 500 \text{ м}. \quad (5)$$

Одну из важных ролей при расчете воздухообмена играет насыщенность движения транспортных средств, которая характеризуется частотой трафика  $f$ , 1/с. Эта характеристика, как правило, выбирается по техническому заданию, либо  $f = 0,6$  – для автостоянок, находящихся под жилыми зданиями;  $f = 0,8-1,5$  – для автостоянок торговых комплексов, бизнес-центров и т.д.; при отсутствии данных  $f = 1$ .

Среднее значение эмиссии CO в помещении автостоянки составит, г/ч:

$$G_{\text{co}} = SP \cdot f \cdot E_{\text{co}}. \quad (6)$$

Если выполняется расчет воздухообмена для подземной автостоянки жилого дома, то тогда применяется допущение о максимальной эмиссии при запуске «холодного» двигателя:

$$E_{\text{co}} = E_{\text{co,хол}}.$$

Если выполняется расчет для автостоянки с частой посещаемостью, то полагается, что все места заняты, а освободившееся место сразу же занимает приезжающим автомобилем. В таком случае учитывается суммарная эмиссия от «горячего» и «холодного» двигателей.

$$E_{\text{co}} = E_{\text{co,хол}} + E_{\text{co,гор}}. \quad (7)$$

Требуемое количество наружного воздуха для снижения концентрации CO в автостоянке составит,  $\text{м}^3/\text{ч}$ :

$$L = \frac{1000G_{\text{co}}k_G}{\text{CO}_{\text{об}} - \text{CO}_{\text{об.пр.возд.}}}, \quad (8)$$

где  $CO_{об}$  – предельная допустимая концентрация CO, мг/м<sup>3</sup>;  $CO_{об пр.возд.}$  – значение объёмной концентрации CO в приточном воздухе за пределами автостоянки, мг/м<sup>3</sup>. На загруженных дорогах концентрация достигает 4 мг/м<sup>3</sup>. В жилых районах с низким движением транспорта этой величиной пренебрегают, т.е. принимают равной нулю;  $k$  – коэффициент, учитывающий неравномерность вентиляции помещения автостоянки; она находится в диапазоне 1,25–1,50, если данные отсутствуют, принимается значение 1,25.

Пример №2. Исходные данные: максимальная протяженность пути по автостоянке  $S_{ст} = 40$ м; протяженность пути по рампе  $S_{рамп} = 10$ м; площадь автостоянки  $F = 590$  м<sup>2</sup>; высота помещения  $H = 3$  м; автомобили легкого класса  $S P = 13$  шт; место строительства г. Санкт-Петербург.

$$S_{ср.ст} = \frac{40}{2} + 20 + 10 = 50 \text{ м},$$

$$E_{CO хол} = 7,6,$$

$$G_{со} = 13 \cdot 0,6 \cdot 7,6 = 60 \text{ г/ч},$$

$$L = \frac{1000 \cdot 60 \cdot 1,25}{70 - 4} = 1140 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Другой способ повышения энергоэффективности – правильно подобранная схема воздухораспределения.

Сегодня действуют две схемы воздухораспределения, применимые для паркингов – канальная и струйная.

Канальная (традиционная) схема воздухораспределения изображена на рисунке 1. При такой схеме воздухообмен происходит при помощи протяженной сети воздуховодов. Распределение воздуха происходит при помощи воздухораспределительных устройств (решетки, диффузоры, сетки). Регулирование расхода воздуха осуществляется при использовании дроссель-клапанов, диафрагм, шиберов.



Рис. 1. Канальная схема воздухообмена

Схема воздухообмена с использованием струйных вентиляторов изображена на рисунке 2. В данном случае воздухообмен создается при помощи закрепленных на потолке струйных вентиляторов, создающих принудительные потоки воздушных масс. Данная система работает в двух режимах – штатном (25 % производительности) и аварийном (100 % производительности).



**Рис. 2.** Струйная схема воздухообмена

Главным преимуществом струйной схемы воздухообмена в целях экономии энергоресурсов является отсутствие протяженных воздуховодов. Это означает, что в системе нет аэродинамических потерь. В системе отсутствует вытекание воздуха через неплотности воздуховодов в местах их соединения, которые возникают при движении воздушных масс. Вдобавок к этому, отсутствие сети воздуховодов даёт возможность освободить подпотолочное пространство и минимизировать непроточные зоны.

Существует известное соотношение удаляемого воздуха из паркинга 1:1 из верхней и нижней зон. Однако, согласно [5, п. 5.2.5], при эксплуатации струйной системы вентиляции допускается не соблюдать это соотношение.

Нельзя не отметить положительные стороны применения данной схемы и в режиме защиты от дыма. «Толчковый» перенос подаваемого воздуха позволяет охладить потолочное перекрытие. Так же подмес этого воздуха к продуктам горения делает дымоудаление намного эффективнее. Режим дымоудаления является самой важной частью всей системы вентиляции. Именно от него зависит количество, размер и тип оборудования.

Преимущества струйной схемы воздухообмена, как альтернативы канальной, нашли отклик в странах Европы и Восточной Азии. В России, на сегодняшний день, парковок, снабженных такой системой лишь единицы. Причиной этому является слабая нормативная база, отсутствие

данных по натурным экспериментам, малый процент исследования данного вида воздухораспределения.

Решение, реализованное в России повсеместно – приточные и вытяжные установки, противопожарные, обратные и утепленные клапаны, сети воздуховодов, воздухораспределительные устройства, регулирующие устройства и др. – все это в совокупности и есть канальная вентиляция. Недостатками данной системы являются воздуховоды в огромном количестве, которые загромождают пространство и мешают парковке транспортных средств. Помимо этого, требуется периодическая очистка внутренних стенок воздуховодов от накопленных вредностей. Так же, еще на этапе проектирования усложняется и замедляется процесс разработки системы (аэродинамический расчет, аксонометрические схемы, подбор воздухораспределительных устройств и узлов регулировки количества воздуха).

Возможно ли использование обеих схем в одном паркинге? Согласно [5, п. 5.2.4], не рекомендуется объединять две эти системы. Исключением могут послужить сложные объемно-планировочные решения, нерациональная установка клапанов или требования заказчика.

Вывод: в настоящей статье был произведен сравнительный анализ существующих схем воздухораспределения. Струйная система предоставляет возможность сократить производственные и монтажные затраты из-за неимения сети воздуховодов. Так же удобством этой системы является возможность функционирования в двух режимах – аварийном (100 % мощности) и штатном (25 % мощности). Однако в России применение струйных вентиляторов задерживается некоторыми причинами нормативного и методологического характера.

В результате проведенного исследования двух методик расчета воздухообмена в подземных автостоянках, можно сделать вывод о том, что полученные расходы на снижение концентраций угарного газа практически схожи. Это говорит о том, что обе методики можно назвать достоверными и применимыми в практике. Для рациональной оценки необходимо создать CFD модель, и, с помощью визуального представления о характере перемещения вредностей в подземном паркинге, мы сможем сделать утвердительные выводы о необходимом количестве воздуха на разбавление вредностей и о наиболее эффективной схеме воздухораспределения.

#### Библиографический список

1. Вишневецкий Е.П., Волков А.П. Противодымная защита крытых и подземных автопарковок, оборудование струйной (импульсной) вентиляцией // Мир строительства и недвижимости. 2012. № 44. С. 54—56.
2. Волков А.П., Свердлов А.В., Рыков С.В. Экология и расчет воздухообмена подземных автостоянок // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 3. С. 9—16.

3. Лунева Т.П. Гаражи-стоянки для легковых автомобилей, принадлежащих гражданам: пособие для проектирования // ЦНИИПРОМЗДАНИЙ. 1998. 134 с.

4. Есин В.М, Калмыков С.П. Дымоудаление и вентиляция автостоянок закрытого типа при помощи струйных вентиляторов. Обоснование основных параметров, обеспечивающих эффективную работу струйных вентиляторов // Актуальные проблемы пожарной безопасности: Материалы международной науч. – практ. конф. – Ч. 1. ВНИИ ПО. 2008. С. 176—178.

5. СП 300.1325800.2017. Системы струйной вентиляции и дымоудаления подземных и крытых автостоянок // СТАНДАРТИНФОРМ. 2017. 57 с.

6. МГСН 5.01-01. Стоянки легковых автомобилей. — М., 2001. — 20 с.

7. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. — М.: Издательство стандартов, 1989. — 76 с.

8. VDI 2053 Blatt 1. Raumlufttechnik; Garagen; Entlüftung (VDI-Lüftungsregeln). — BE., 2014. — 26 с.

9. СП 113.13330.2016. Стоянки автомобилей. Актуализированная редакция СНиП 21-02-99. — М.: АО «ЦНИИПромзданий», 2017. — 29 с.

## **ОПТИМИЗАЦИЯ СХЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ ПРАВОСЛАВНОГО ХРАМА С ЦЕЛЬЮ ЗАЩИТЫ ХУДОЖЕСТВЕННОЙ ОТДЕЛКИ**

*Старкова Л.Г., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»*

*Абдуллин Р.В., инженер, АО «Магнитогорскгражданпроект»*

*Старкова Д.А., архитектор, ООО «Комплексное проектирование»*

### **Введение. Актуальность решаемых проблем**

В настоящее время в г. Магнитогорске, как и в других городах России, православные храмы стали неотъемлемой частью как архитектуры, так и жизни горожан. Наладился активный диалог представителей православных сооружений с хозяйственными организациями и коммунальными службами. В процессе общения выяснилось, что, несмотря на строгие правила проектирования и устройства культовых сооружений, регламентированные религиозными устоями и строительными нормами [1, 2], зачастую в современных храмах возникают определенные проблемы с отоплением и вентиляцией, даже при вполне удовлетворительном соблюдении указанных норм

Нестандартная форма здания отличает храмы от других общественных сооружений. Сложность конструктивного и объемно-планировочного решения диктует основные правила проектирования систем микроклимата [3]. Пространство православного храма вытянуто вверх, здание имеет большую высоту, но маленькую площадь. В таких объемах необходимо организовать надлежащий воздухообмен и обеспечить должный прогрев воздуха по всему пространству, рассчитать геометрию естественных пото-



ков и приточных струй, обеспечить удаление загрязненного воздуха в обход участков скопления людей [4].

В каждом храме присутствуют высокохудожественные элементы убранства: фрески, иконы и росписи на стенах. Эти произведения делают сооружение незабываемым и неповторимым, поэтому очень важно сохранить их в первозданном виде. Сделать это весьма сложно, т.к. в храме всегда имеются стойки со свечами, стоящие у икон и распределенные практически по всему периметру здания [5]. В каждой стойке может быть по 50-100 горящих свечей (рис.1). От горящих свечей образуется большой конвективный воздушный поток с высокой температурой и множеством загрязняющих веществ. Согласно данным [6], от горения одной свечи стандартного софринского типоразмера в воздух выделяется 1,3 кг водяного пара ежечасно, от дыхания каждого прихожанина, церковно- и священнослужителя — 40 г. Таким образом, за каждый час богослужебного времени образуется два-три ведра воды на квадратный метр площади пола!



**Рис. 1.** Вид стандартной стойки на 60 свечей

Водяной пар легче воздуха, поэтому он активно стремится к вершине замкнутого объема. Вместе с конвективными потоками тепла он увлекает с собой мелкодисперсные частички сажи и иных продуктов горения свечей, т.е., в свою очередь, поляризуются и быстро адсорбируются внутренними поверхностями интерьера. Этим объясняются грязно-темные следы, которые часто можно видеть на стенах над отопительными приборами в храмовом помещении [7].

В православных храмах очень мало оконных проемов. Обычно только под потолком и в подкупольном пространстве есть маленькие узкие окошки, которые должны пропускать слабые солнечные лучи, выполнять эстетическую и аэрационную функции (Рис.3). Однако, в современных храмах оконные проемы часто заполняют герметичными пластиковыми стеклопа-

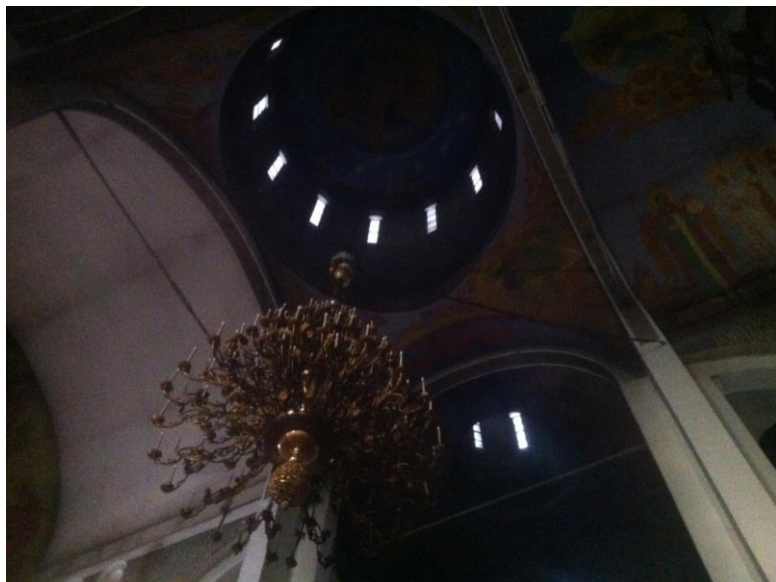
кетами. Несмотря на ряд преимуществ: эстетичный внешний вид, долговечность, удобство в эксплуатации, эффективное энергосбережение, пластиковые окна не обеспечивают естественную вентиляцию и удаление необходимого количества загрязненного воздуха не происходит.

### **Постановка задач исследования**

Описанные выше проблемы очень актуальны для Свято-Вознесенского собора в г. Магнитогорске - самого большого и современного культового сооружения города. Несмотря на относительно небольшой срок эксплуатации здания (с 2000 года), вид его внутреннего убранства значительно отличается от первоначального: внутренние поверхности стен храма закопчены настолько, что в верхней половине уже не различимы фрески и росписи (рис.2), вместо света в подкупольных пространствах царит мрак (рис.3). Удалить сажу влажной уборкой невозможно, т.к. рисунки выполнены гуашью, которая растворяется в воде. Храм теряет свою красоту и привлекательность. Следует срочно принимать меры для его спасения, для чего крайне необходимо найти решение по оптимизации систем отопления и вентиляции храма.



**Рис. 2.** Следы «закопчения» нижней части наружной стены храма



**Рис. 3.** Следы «закопчения» верхней части стен и подкупольного пространства храма

Большое влияние на эффективность систем отопления и вентиляции оказывает режим работы храма. Количество посетителей храма резко меняется в зависимости от времени суток, дней недели, и календаря религиозных праздников [8]. В процессе обследования было установлено, что в будние дни в храме одновременно бывает 10-15 человек, а по воскресеньям или праздникам, когда идет служба, число человек может возрасти до 300-500 человек. Очевидно, что при различных режимах работы храма необходимо иметь возможность регулировать мощность систем отопления и вентиляции [4].

Обобщая сказанное выше, сделан вывод о том что сложное объемно-планировочное решение, художественное оформление внутренних стен храма, избыток тепловых конвективных потоков и вредностей, выделяющихся от свеч, ладана и людей, малое количество оконных проемов, применение герметичных стеклопакетов, крайне неравномерное во времени количество посетителей, стоимость реконструкции и энергообеспечения систем микроклимата – это те факторы, которые необходимо детально учитывать при выборе оптимальной схемы и конструктивного решения систем отопления и вентиляции храма.

### **Описание и результаты исследования**

Решение поставленной задачи требовало проведения теоретических и экспериментальных исследований, которые были выполнены авторами данной работы. Для исследования был выбран метод **электронно-цифрового моделирования воздушно-тепловых потоков в здании.**

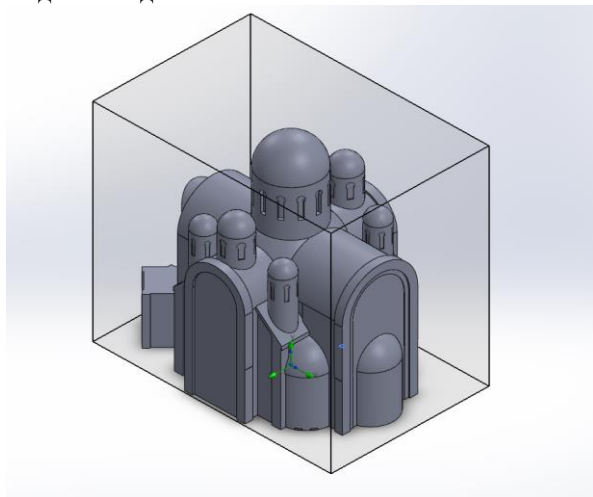
**Инструментом** для построения модели выбран программный комплекс “SolidWorks” с подпрограммой «Flow simulation».

**Цель исследования:** разработка мероприятий по оптимизации схемы вентиляции здания и режимов работы существующей системы отопления.

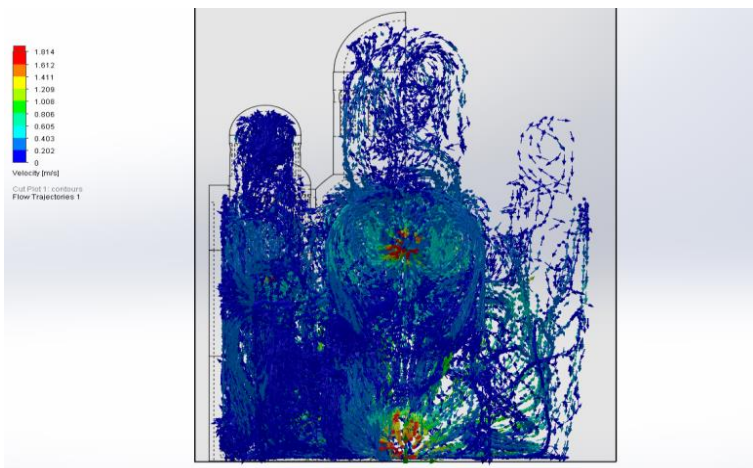
Для достижения цели были поставлены следующие **задачи**: выявление геометрических и тепловых характеристик конвективных и воздушных струй, образующихся в различные периоды работы храма, выявление застойных зон, выявление характера движения частиц сажи в объеме здания.

Первоначально был произведен сбор исходной документации, по результатам которого, на основании строительных планов и разрезов здания была создана геометрическая модель здания, показанная на рис.4

Далее, было проведено натурное обследование воздушных потоков в различные периоды работы храма. По результатам натурального обследования в расчетный комплекс введены были исходные и граничные условия для построения модели воздушных потоков в скоростном и температурном выражении [9]. Примеры 2-d модели воздушных потоков в различных сечениях храма приведены на рис. 5. На основе построения моделей скоростей тепловоздушных потоков при существующей вентиляции храма, были определены зоны, опасные для осаждения сажи на стенах и застойные зоны, неблагоприятные для длительного нахождения людей.



**Рис. 4.** Геометрическая 3-d модель здания храма, определяющая расчетную область



**Рис. 5.** Пример 2-d модели поля скоростей поперечном сечении храма , при неорганизованной приточной и каналной вытяжной вентиляции (существующая схема)

Анализ результатов исследования позволил сделать следующие **выводы:**

- 1) в холодный период года, когда работают приборы водяного отопления, недостаточно использовать только естественный неорганизованный приток воздуха в здание (через окна и двери) необходима механическая приточная вентиляция с целью воздушной защиты внутренней поверхности стен от осаждения частиц сажи; в теплый период работа механической приточной вентиляции не требуется;
- 2) крайне необходимо устройство естественной вытяжки через окна и люки (колосники) в подкупольных пространствах, механическая вытяжка не обязательна, т.к. приточная струя будет «вытеснять» теплый воздух за счет естественной конвекции;
- 3) крайне нежелательно использовать герметичные окна с пластиковыми рамами, необходимо отдавать предпочтение традиционным окнам в деревянных переплетах т.к. они обеспечивают естественный воздухообмен и удаление воздуха из верхней зоны храма, что вполне достаточно для режимов с отсутствием или малым количеством посетителей;
- 4) водяное отопление стоит предусматривать только для поддержания минимально допустимой температуры воздуха (5...8 °С), остальные теплопотери компенсировать воздушным отоплением, совмещенным с приточной вентиляцией, что будет способствовать равномерному прогреву стен и внутреннего пространства барабанов. Включать воздушное отопление необходимо заранее, за 1-2 часа, до прихода посетителей, т.е. до того, как начнется активное горение свечей.

5) скорость подачи воздуха системой воздушного отопления с приточной вентиляцией должна быть минимальной, так чтобы движение воздуха сквозь пространство храма стремилось в идеале к ламинарному.

6) для поиска оптимального решения рассмотреть возможность использования приточных устройств, позволяющие подавать приточный чистый воздух вертикальной настилающей на поверхность стен струей [10], при этом воздухораспределители расположить в конструкции пола, в пространстве между стеной и стойкой для свечей – такой вид подачи воздуха позволит создать на стенах «защитную» пленку и тем самым оградить поверхность стен от загрязняющих веществ.

В дальнейшем, с помощью электронного-цифрового моделирования, из нескольких возможных вариантов была определена наиболее оптимальная схема вентиляции храма и подобраны основные конструктивные элементы систем вентиляции.

В рекомендованной схеме предложено организовать подачу приточного воздуха снизу, через напольные или внутрипольные распределители, расположенные по периметру внутренних колонн храма, а удаление воздуха – через вентиляционные проемы, устроенные в 4-х окнах подкупольного барабана, ориентированных на разные стороны света. Результаты моделирования воздушных потоков для данной схемы приведены на рис.6.

На рис.8 видно, что по сравнению с существующей схемой вентиляции, в данном случае заметно сокращается наличие застойных зон, траектории потоков выравниваются и направляются в верхнюю центральную часть барабана. Часть воздуха перенаправляется в средние барабаны, расположенные с двух сторон от главного купола. Такое движение позволяет равномерно распределять воздушные потоки в вытяжные отверстия.

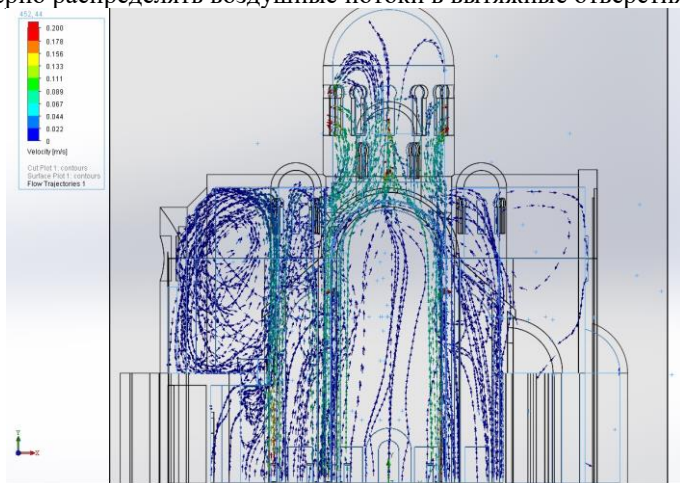


Рис. 6. 2-D модель скоростей воздушных потоков при подаче воздуха в пространство между колоннами и стойками для свеч

## **Заключение**

На основании полученных результатов получено решение поставленной задачи, позволяющее защитить внутреннюю отделку храма от порчи и разрушения и обеспечить нормативные параметры микроклимата в помещении. По результатам проведенного исследования рекомендовано разработать проект реконструкции систем вентиляции для данного храма, а также использовать полученные результаты для аналогичных сооружений.

### **Библиографический список**

1. СП 31-103-99 «Здания, сооружения и комплексы православных храмов»- М.: 1999г.
2. Стандарт 2–2004. К. Храмы православные. Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха. - М.: АВОК-ПРЕСС.
3. МДС 31-9.2003. Православные храмы. В трех томах. Том 2. Православные храмы и комплексы: Пособие по проектированию и строительству (к СП 31-103-99). АХЦ «Арххрам». - М.: ГУП ЦПП.
4. Г. В. Есаулов, Православный храм: архитектура и инженерия// Журнал "АВОК". 2017. №2. С 4-14.
5. Гавей О.Ф.; Старкова Л.Г. Исследование воздушных режимов и оптимизация отопления и вентиляции в православных храмах// Вестник МГСУ. 2011. №7. С. 283-288.
6. Анохин Д. Деньги на ветер. //Журнал Московской Патриархии. 2017.№10. С73-85.
- 7.[http://www.evestnik.ru/examination/dengi\\_na\\_veter\\_1057/](http://www.evestnik.ru/examination/dengi_na_veter_1057/) Дата обращения:09.01.18.
8. Гавей О.Ф., Старкова Л.Г. Оптимизация вентиляции в православных храмах// Сантехника, отопление, кондиционирование.2013. №6(138). С.74-75.
9. Табунщиков Ю. А., Бродач М. М. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. – М.: АВОК-Пресс, 2002.
10. Шепелев И.А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении. — М.: Стройиздат, 1976.

## **МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛОЙ ТРУБЫ С ИМИТАТОРАМИ УТИЛИЗИРУЕМЫХ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ**

*Зеленцов Д.В., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «СамГТУ»*

*Матвеев А.Г., аспирант, ФГБОУ ВО «СамГТУ»*

Задачей исследований являлся выбор оптимальных конструктивно-технологических решений [1] для создания децентрализованной приточно-вытяжной системы вентиляции (ДПВСВ) на основе алюминиевых аммиачных тепловых труб (ТТ) повышенной проводимости. Особое внимание



уделялось рациональному и комплексному использованию плоской ТТ с двухфазным теплоносителем и организации подвода тепла при обтекании теплым, отработавшим воздухом (зона испарения снизу) и отвода тепла (зона конденсации сверху) при помощи оребренных компьютерных теплообменников (алюминиевых, алюминивно-медных радиаторов) [2, 3].

Это позволяет добиться энергосбережения на высоком уровне, обеспечивая помещение свежим воздухом. При этом подача воздуха обеспечивается с температурой, близкой к комфортной. Применение рекуператоров тепла вентиляционного воздуха — это инвестиции в энергосбережение и обеспечение теплового комфорта, экологической безопасности, и одновременно снижение капитальных затрат при ремонте и эксплуатации зданий. Возможность использования плоской ТТ с двухфазным теплоносителем в качестве утилизатора теплоты потребовало проведение испытаний при помощи оребренных компьютерных теплообменников (алюминиевых, алюминивно-медных радиаторов) в качестве имитаторов тепловой нагрузки от вытяжного воздуха.

При работе тепловой трубы (ТТ) с несколькими имитаторами выделения тепла (омическими нагревателями) в режиме термосифона появляются тепловые потоки, различные по величине и плотности:

$$Q_i = \frac{4}{3} \pi d_{\text{тр}}^4 \sqrt[4]{\frac{L_i \rho_{\text{ж}i}^2 g \lambda_{\text{ж}i}^3 (T_{1i} - T_{2i})^3 l_{\text{н}i}^3 l_{\text{к}i}^3}{4 \mu_{\text{ж}i} (l_{\text{н}i} + l_{\text{к}i})^3}} \quad (1)$$

где  $\rho_{\text{ж}i}$  – плотность жидкости в  $i$ -ой зоне;  $\mu_{\text{ж}i}$  – динамическая вязкость жидкости в  $i$ -ой зоне;  $d_{\text{тр}}$  – диаметр трубы;  $l_{\text{н}i}$  – длина зоны испарения  $i$ -ой зоне;  $l_{\text{к}i}$  – длина зоны конденсации  $i$ -ой зоне;  $T_{1i}$  – температура корпуса испарителя ( $T_1 = T_{\text{н}}$ ) в  $i$ -ой зоне;  $T_{2i}$  – температура корпуса конденсатора ( $T_2 = T_{\text{к}}$ ) в  $i$ -ой зоне;  $\lambda_{\text{ж}i}$  – коэффициент теплопроводности аммиака в  $i$ -ой зоне;  $L_i$  – скрытая теплота парообразования в  $i$ -ой зоне;  $g$  – ускорение силы тяжести.

То есть двухфазный термосифон состоит как бы из составных термосифонов со своими зонами испарения  $l_{\text{н}i}$  и конденсации  $l_{\text{к}i}$ , объединённых общим корпусом, при этом:

$$\sum_{i=1}^n (l_{\text{н}i} + l_{\text{к}i}) + (l_{\text{доп,н}} + l_{\text{доп,к}}) = l_{\text{мм}} \quad (2)$$

где  $l_{\text{мм}}$  – геометрическая длина (высота) тепловой трубы;  $l_{\text{доп,н}}$  – длина зоны испарения под дополнительным или нижним нагревателем;  $l_{\text{доп,к}}$  – длина зоны конденсации под дополнительным нагревателем.

При выборе размеров зон испарения и конденсации термосифона необходимо иметь в виду, что плотность теплового потока в этих зонах не может быть выше определённого критического значения, зависящего от типа профиля и вида применяемых теплоносителей.

Функционально при испытаниях роль дополнительного омического нагревателя может выполнять и имитатор, сдвинутый к низу в крайнее



нижнее положение. Тогда общая тепловая нагрузка от имитаторов (нагревателей), включая нагрузку на дополнительный нагреватель, будет равна:

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n Q_i + Q_{\text{доп,н}} = \sum_{i=1}^n \left[ \frac{4}{3} \pi d_{\text{тр}}^4 \sqrt{\frac{L_i \rho_{\text{ж}i}^2 g \lambda_{\text{ж}i}^3 (T_{1i} - T_{2i})^3 l_{\text{н}i}^3 l_{\text{к}i}^3}{4 \mu_{\text{ж}i} (l_{\text{н}i} + l_{\text{к}i})^3}} \right] + Q_{\text{доп,н}} \quad (3)$$

При этом суммарная тепловая нагрузка может быть определена по циклограмме тепловыделения, при этом величина оптимального заполнения уже вычисляется по суммарной тепловой нагрузке  $Q_{\Sigma}$  по формуле [4]:

$$G_{\Sigma} = \left( \frac{4}{5} l_{\text{к}i} + l_{\text{н}i} + \frac{4}{5} l_{\text{н}i} \right)^3 \sqrt{\frac{3 Q_{\Sigma} \mu_{\text{ж}i} \rho_{\text{ж}i} \pi^2 d_{\text{тр}}^2}{L_i g}} \quad (4)$$

Формула для определения теплопередающей способности термосифона показывает, что последняя зависит от геометрии зон испарения и конденсации  $l_{\text{н}}$ ,  $l_{\text{к}}$ ,  $d_{\text{к}}$  теплофизических свойств и рода теплоносителя ( $L$ ,  $\rho_{\text{ж}}$ ,  $\lambda_{\text{ж}}$ ,  $\mu_{\text{ж}}$ ), ускорения силы тяжести  $g$ . Причём зависимость  $Q$  от  $l_{\text{н}}$  и  $l_{\text{к}}$  носит нелинейный характер.

При размещении нескольких имитаторов для непрерывной подпитки зоны испарения жидким теплоносителем перед каждым из них сверху должна располагаться активная (верхняя) зона конденсации, в которой жидкая плёнка стекает сверху–вниз под действием сил гравитации. В термосифонах с малым заполнением (превышением массы теплоносителя до 10 % от расчётной) снизу испытуемой тепловой трубы может располагаться дополнительный омический нагреватель.

При проведении испытаний величина  $Q_{\text{доп,н}}$  является переменной величиной и составляет часть  $\xi$  от  $\sum_{i=1}^n Q_i$ :

$$Q_{\text{доп,н}} = \xi \sum_{i=1}^n Q_i = \xi \sum_{i=1}^n \left[ \frac{4}{3} \pi d_{\text{тр}}^4 \sqrt{\frac{L_i \rho_{\text{ж}i}^2 g \lambda_{\text{ж}i}^3 (T_{1i} - T_{2i})^3 l_{\text{н}i}^3 l_{\text{к}i}^3}{4 \mu_{\text{ж}i} (l_{\text{н}i} + l_{\text{к}i})^3}} \right] \quad (5)$$

Тогда общая тепловая нагрузка для термосифона с имитаторами тепловыделяющей аппаратуры будет представлена:

$$Q_{\Sigma} = (1 + \xi) \sum_{i=1}^n \left[ \frac{4}{3} \pi d_{\text{тр}}^4 \sqrt{\frac{L_i \rho_{\text{ж}i}^2 g \lambda_{\text{ж}i}^3 (T_{1i} - T_{2i})^3 l_{\text{н}i}^3 l_{\text{к}i}^3}{4 \mu_{\text{ж}i} (l_{\text{н}i} + l_{\text{к}i})^3}} \right] \quad (6)$$

Комплексный коэффициент  $\xi$  зависит от теплового режима тепловыделяющей аппаратуры (от циклограмм внутренних тепловыделений), условий режимов запуска панели со встроенными ТТ, от расположения приборов на панели и других факторов.

В начальный момент при запуске может быть реализован случай, когда  $\sum_{i=1}^n Q_i = 0$ , а коэффициент  $\xi = 1$ , т.е.  $Q_{\text{доп,н}} = \sum_{i=1}^n Q_i$ . При этом тепловая труба имеет одну зону испарения и одну общую зону конденсации, т.е. ра-

ботает как классический замкнутый двухфазный термосифон. После запуска и постепенном включении отдельных имитаторов (нагрузок)  $Q_i$  нагрузка на дополнительный нагреватель также пропорционально снижается, а нестационарный тепловой режим работы ТТ переходит на стационарный режим поскольку при испытаниях стабилизируются толщины плёнки, коэффициенты теплоотдачи, в зонах испарения и конденсации.

По существу, коэффициент  $\xi$  – это коэффициент регулирования теплопередачи ТТ с несколькими имитаторами тепловыделяющей аппаратуры, который в силу сложного теплового взаимодействия подлежит обязательному экспериментальному определению при проведении испытаний.

Основные принципы: внутри панели с ТТ должны размещаться:

- 1) тепловые трубы с двумя полками, которые сопрягаются с внешними облицовочными листами (клей, пайка);
- 2) подвод тепла путём излучения и конвекции, при этом панель внутри которой размещены ТТ перераспределяет тепловые потоки, что влияет на геометрию зон испарения и конденсации, которые привязаны к передаваемой тепловой мощности;
- 3) наиболее предпочтительным размещением встроенных в панель ТТ, является горизонтальное.

При работе  $i$ -го тепловыделяющего прибора жидкостная плёнка конденсата на верхней части конденсатора стекает в зону  $i$ -го испарителя, а жидкостная плёнка конденсата на нижней части конденсатора суммируется после конденсации насыщенного пара с плёнкой конденсатора от  $(i+1)$  прибора и стекает под действием сил гравитации в зону испарения  $(i+1)$  прибора. Она не может двигаться вверх в зону испарения верхнего прибора.

Таким образом, при работе  $n$ -ого количества приборов будет наблюдаться частичное наложение промежуточных зон конденсации, а также и стекающих жидкостных плёнок. При этом толщина стекающих плёнок, является переменной величиной. При расположении имитаторов тепловыделяющей аппаратуры необходимо реализовывать принцип: нарастание тепловой мощности приборов сверху - вниз при их размещении по высоте двухфазных термосифонов.

На основе математической модели для тепловой трубы, работающей в режиме двухфазного термосифона, были проведены исследования тепловых труб с различными канавками  $\Omega$ -образной формы [5]. При использовании различных технических средств подвода и отвода теплоты в центре Келдыша и в лаборатории СамГУ теплофизические характеристики при испытании ТТ из профиля АС-КРА 7.5-Р1-30 длиной 1762 мм хорошо коррелируют между собой. Максимальная теплопередающая способность ТТ из профиля АС-КРА7.5-Р2 незначительно отличается от величины ( $Q_{max}$ ) ТТ из профиля АС-КРА7.0-Р2. Сказывается влияние неравномерно расположенной технической шероховатости на верхней поверхности большого

количества канавок фитиля, влияющих на зарождение пузырьков парообразования, что интенсифицирует теплообмен. Этот факт подтверждается резким ростом коэффициента теплоотдачи при испарении ( $\alpha_e=15800$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) для ТТ из профиля АС-КРА7.0-Р2. Программа квалификационных испытаний ТТ выполнялась в строгом соответствии с европейским стандартом ESAPSS-049 [6]. При этом были выполнены механические, тепловые, радиационные и ресурсные испытания труб.

Таблица 1

**Обработка методики входного контроля теплофизических параметров ТТ с канавчатой структурой фитиля при нескольких стоках теплоты в виде компьютерных вентиляторов ДПВСВ при Q = 20 Вт**

№	$\tau$ , ч <sub>мин</sub>	$T_{\text{возд}}$ , °С	Q, Вт	T <sub>1</sub> ,		T <sub>3</sub> ,		T <sub>2</sub> ,		$\Delta T$ , °С	Примечание
				мВ	°С	мВ	°С	мВ	°С		
1	16 <sup>15</sup>	21	20	0,58	29,6	0,57	29,7	0,52	29,0	0,86	включен вентилятор № 1
2	16 <sup>30</sup>	21	20	0,57	29,7	0,58	29,9	0,51	28,8	0,88	включен вентилятор № 1
3	16 <sup>45</sup>	21	20	0,55	29,4	0,56	29,4	0,5	28,7	0,77	включены два вентилятора № 1, 2
4	17 <sup>00</sup>	21	20	0,44	27,7	0,46	28,0	0,41	27,3	0,43	включены три вентилятора № 1, 2, 3

Примечание: Термодатчик T<sub>1</sub> – в зоне нагрева (испарения) по середине полки по месту крепления нагревателя; термодатчик T<sub>2</sub> – в зоне теплоотвода (конденсации) по середине полки по одной и той же образующей по местам крепления кулера; термодатчик T<sub>3</sub> – в середине зоны транспорта.

Как показывают результаты испытаний ТТ из профиля АС-КРА7.5-Р1-120, или Р2, симметричное распределение тепловой мощности между двумя имитаторами тепловыделяющей аппаратуры по длине в горизонтальном положении и по высоте в вертикальном положении, когда  $Q_1 = Q_2 = 5; 10; 15; 20$  Вт способствует повышению степени изотермичности температурного поля панели с ТТ. При этом температура поверхности не превышает 40 °С, а реализуемые продольные и поперечные перепады температур в зонах испарения и конденсации были вполне приемлемыми.

При испытании ТТ были получены большие величины коэффициентов теплоотдачи при испарении и конденсации. Выявленная автомодельность значений коэффициентов теплоотдачи в зонах испарения и конденсации ТТ повышенной тепловой проводимости от плотности теплового потока в них открывает возможность для более надёжного определения в расчётах эффективной теплопроводности конструкционных фитилей с каплевидной

канавчатой структурой, которая значительно выше, чем у прямоугольных и трапециевидных канавчатых фитилей.

Термовакuumные испытания были нацелены на исследование влияния следующих факторов (массы заполненной рабочей жидкости, рабочей температуры, угла наклона или перегрузок, местоположений источников и стоков теплоты) на теплофизические характеристики тепловых труб. Величина термического сопротивления ТТ составляет 0,01-0,02 К/Вт, когда передаваемый тепловой поток максимальный. Величины коэффициентов теплоотдачи при испарении значительно выше, чем эти величины у известных аналогов ТТ.

#### Библиографический список

1. Tsynaeva E.A., Tsynaeva A.A. // [Journal of Engineering Physics and Thermophysics](#). 1-8 (2016). doi: 10.1007/s10891-016-1505-6.
2. Harwell W, Kaufman W.B, Tower L. // Re-Entrant groove heat pipe. "AIAA Paper", 1977, No. 773, pp 1-8.
3. Schlitt R. // Performance Characteristics of Recently Developed High Performance Heat Pipes. 8th International Heat Pipe Conference. Beijing 1992.
4. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем. М.: Энергия, 1976.
5. Лукс А.Л., Крестин Е.А., Матвеев А.Г., Веснин В.И. Экспериментальное исследование режимов работы высокоэффективных тепловых труб с  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структурой фитиля // Градостроительство и архитектура. 3(24) 17–24 (2016). doi: 10.17673/Vestnik.2016.03.3.
6. Heat Pipes Qualification Requirements. ESA PSS-49, Issue 2, March 1983.

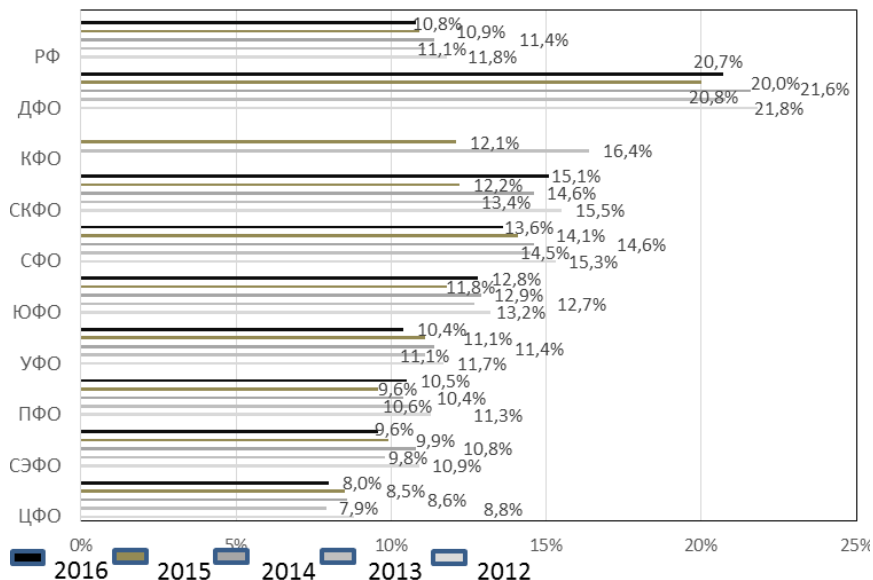
## РАСЧЁТ МЕСТНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ОТ ЗАПОРНОЙ АРМАТУРЫ ТРУБОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

*Ахмерова Г.М., к.п.н., доц., ФГБОУ ВО «КГАУ»*

*Ланцов А.Е., инженер ФГБОУ ВО «КГАУ»*

*Низамов И.И., магистр ФГБОУ ВО «КГАУ»*

В настоящее время в России производится 44 % вырабатываемой тепловой энергии в мире. Потери тепла в коммунальных тепловых сетях по Российской Федерации за период с 2012 по 2016 год по данным Росстата увеличились с 10,8 % до 11,8 % соответственно. Увеличение потерь произошло по всем федеральным округам (рис. 1). Проценты на рис. 1 указаны к полному объёму поданной в сеть тепловой энергии. Объём отпуска тепловой энергии котельными за этот период также увеличился с 662 до 852 млн Гкал [1].



**Рис. 1.** Доля потерь тепловой энергии в объёме отпуска тепловой энергии 2012-2016 годы

Точное определение тепловых потерь тепловых сетей необходимо для правильного выбора оборудования на источнике теплоты и тепловых сетей, построения пьезометрического и температурного графиков, проведения гидравлических расчётов, определения эффективности тепловой изоляции, оценки потенциала энергосбережения в системе передачи тепловой энергии.

Универсальная методика определения тепловых потерь на сегодняшний день отсутствует. Анализ существующих методов определения тепловых потерь представлен в табл. 1 [2].

Расчётные методы определения потерь тепловой энергии применяют для оценки потерь через теплоизоляционные конструкции трубопроводов и выбора оптимальной толщины изоляции на стадии проектирования. Известно [3], что тепловые потери тепловой сети складываются из линейных (тепловых потерь участков трубопровода, не имеющих арматуры и фасонных частей) и местных потерь тепловой энергии (тепловых потерь фасонных частей, запорной арматуры, опорных конструкций, фланцев и т.д.). Суммарные тепловые потери теплопровода, Вт:

$$Q = Q_l + Q_m = ql + ql_s = q(l + l_s) = ql(l + \beta), \quad (1)$$

где  $Q_l$  – линейные тепловые потери теплопровода, Вт;  $Q_m$  – местные тепловые потери, Вт;  $q$  – удельные тепловые потери, Вт/м;  $l$  – длина теплопровода, м;  $l_s$  – эквивалентная длина, м;  $\beta = l_s/l$ .

## Существующие методы определения тепловых потерь

Метод	Описание	Недостатки
Экспериментальный	Определение потерь на основе опытных и экспериментальных данных, полученных в результате испытаний тепловых сетей на величину тепловых потерь	Сложности выполнения необходимых требований проведения эксперимента: отсоединение потребителей от испытуемого кольца, наличия температурного перепада не менее 8 °С, поддержания режима постоянного расхода в ходе испытаний
По приборам учёта	Снятие показателей по приборам учёта у потребителей. Определение разницы показаний между отпущенной тепловой энергией и зафиксированной	По данному методу можно дать оценку лишь средним потерям на теплотрассе. Метод не позволяет установить потери на конкретном отрезке тепловой сети, поэтому не представляет практического интереса, так как не позволяет выявить участок теплопровода с наибольшими потерями
Расчетный	Основан на методе математического моделирования удельных потерь тепловой энергии, когда в процессе использования тепловой изоляции происходит изменение её свойств.	При определении тепловых потерь должен учитываться не только фактор увлажнения изоляции, но и её физический износ и повреждение целостности изоляционного слоя

Для предварительных расчётов теплотерь теплопроводов можно принимать  $\beta = 0,2 \div 0,3$  [3].

В методических указаниях по определению тепловых потерь в водяных тепловых сетях РД 34.09.255-97<sup>1</sup>  $\beta$  определяется как коэффициент местных потерь, учитывающий тепловые потери арматуры, опор и компенсаторов; принимается для бесканальной прокладки равным 1,15, для канальной и надземной в зависимости от диаметра условного прохода трубопроводов: до 150 мм — 1,2, 150 мм и более — 1,15. В СП 41-103-2000<sup>2</sup> для определения тепловых потерь изолируемого оборудования вводится  $K$  — коэффициент дополнительных потерь, учитывающий теплотери через теплопроводные включения в теплоизоляционных конструкциях, обусловленных наличием в них крепёжных деталей и опор  $K = 1,05 \div 1,7$ .

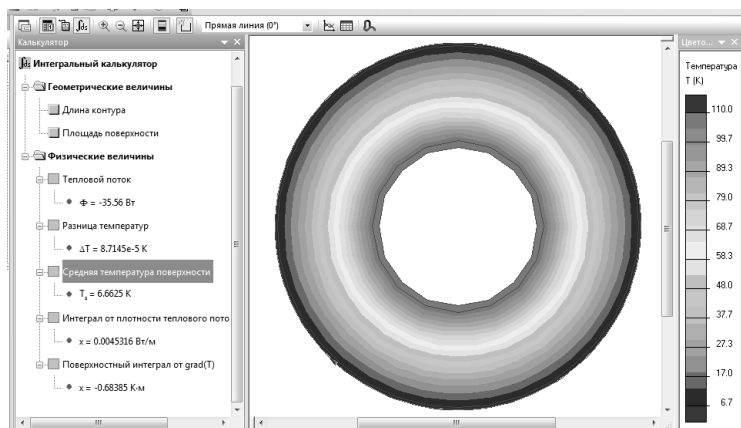
Согласно [3] тепловые потери отводов, гнутых компенсаторов и других деталей, периметр поперечного сечения которых близок к периметру трубопровода, подсчитываются по формулам для прямых труб круглого сечения, а тепловые потери фланцев, фасонных частей и арматуры определяются в эквивалентных длинах трубы того же диаметра. Тепловые потери

от неизолированного вентиля или задвижки принимаются равными тепловым потерям изолированного трубопровода длиной 12-24 м того же диаметра при среднем качестве изоляции. Эквивалентную длину изолированного на 3/4 поверхности вентиля или задвижки в зависимости от диаметра трубопровода и температуры теплоносителя можно принимать равной 4-8 м изолированного трубопровода. Меньшие значения относятся к трубопроводу диаметром 100 мм и температуре теплоносителя 100 °С, большие – к трубопроводу диаметром 500 мм и температуре 400 °С. Эквивалентную длину неизолированного фланца можно принимать равной 4–5 м изолированного трубопровода.

Проведённый обзор существующих методов расчёта тепловых потерь от теплопроводов [4–9] показал, что методика определения теплотерь через неизолированные фланцы и запорную арматуру трубопроводов тепловых сетей не разрабатывалась, остаётся актуальной и нуждается в развитии.

Основная причина отсутствия теоретических исследований тепловых режимов арматуры и фасонных частей (фланцы, задвижки и др.) теплопроводов тепловых сетей заключается в достаточно сложной геометрии этих источников местных тепловых потерь.

Запорную арматуру в тепловых сетях устанавливают: на всех трубопроводах выводов тепловых сетей от источников тепла; для секционирования магистралей; на трубопроводах ответвлений; для спуска воды и выпуска воздуха и т. д. В настоящее время для трубопроводов тепловых сетей наиболее распространённой является фланцевая арматура. Рассмотрим пример применения ELCUT для решения тепловых задач для участка трубопровода и запорной арматуры (рис.2).



**Рис. 2.** Результаты расчёта тепловых потерь для участка трубопровода в программе ELCUT для модели 1 – каменной ваты на основе базальтовых пород «Wired MAT»

В моделируемой системе представлен надземно проложенный трубопровод системы теплоснабжения, расположенный в г. Казань. Условный диаметр трубопровода  $D_u = 100$  мм. Температура теплоносителя  $110$  °С. Расчёты толщины изоляции были проведены программами расчёта тепловой изоляции онлайн на сайтах ROCKWOOL, ТЕХНОНИКОЛЬ и Isotec [10, 11, 12].

Были определены коэффициенты теплопроводности теплоизоляции для каждого из трёх вариантов теплоизоляции: модель 1 – каменная вата на основе базальтовых пород «Wired MAT»  $\lambda_{из1} = 0,038$  Вт/м·°С; модель 2 – цилиндр теплоизоляционный из минеральной ваты на основе базальтовых пород «Цилиндр Техно 80»  $\lambda_{из2} = 0,0413$  Вт/м·°С; модель 3 – прошивной мат из минеральной ваты на основе расплавленных базальтовых пород «Isotec Wired mat 100»  $\lambda_{из3} = 0,034$  Вт/м·°С. На всех трёх представленных моделях расчёта теплотехнические параметры приблизительно одинаковы.

Вторым этапом рассмотрена запорная заслонка на участке трубопровода с тепловой изоляцией (рис.3). Арматура предназначена для перекрытия потока рабочей среды в трубах.



**Рис. 3.** Применение тепловой изоляции на запорной арматуре и фланцевом соединении с помощью матов WIRED MAT ROCKWOOL, которые могут применяться для тепловой изоляции трубопроводов наружным диаметром от 45 мм и имеют съёмную конструкцию

Исходные данные остаются аналогичными первой части, за исключением длины рассматриваемого участка. Длина заслонки принята 20 см. На рис.4. представлен разрез рассматриваемой запорной арматуры и модель трубопровода с запорной заслонкой, построенная в ELCUT.

Аналогично первой части расчёта при заданной геометрии, начальных и граничных условий задача решена методом конечных элементов. Так же вводятся начальные условия для каждого блока и граничные условия для каждой грани (рис.5).



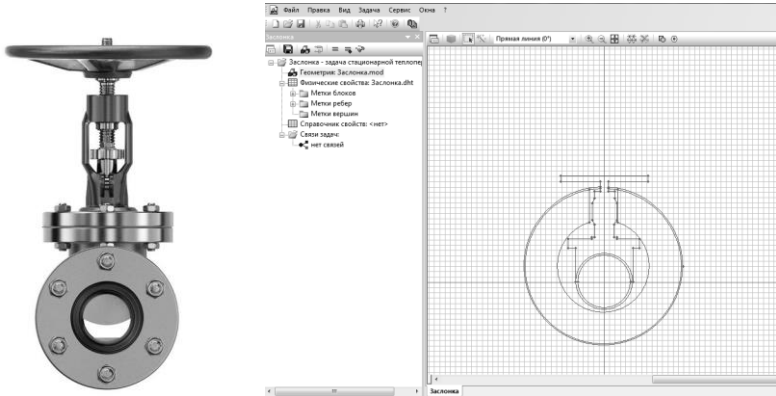


Рис. 4. Разрез запорной заслонки и модель трубопровода с запорной заслонкой, построенная в ELCUT

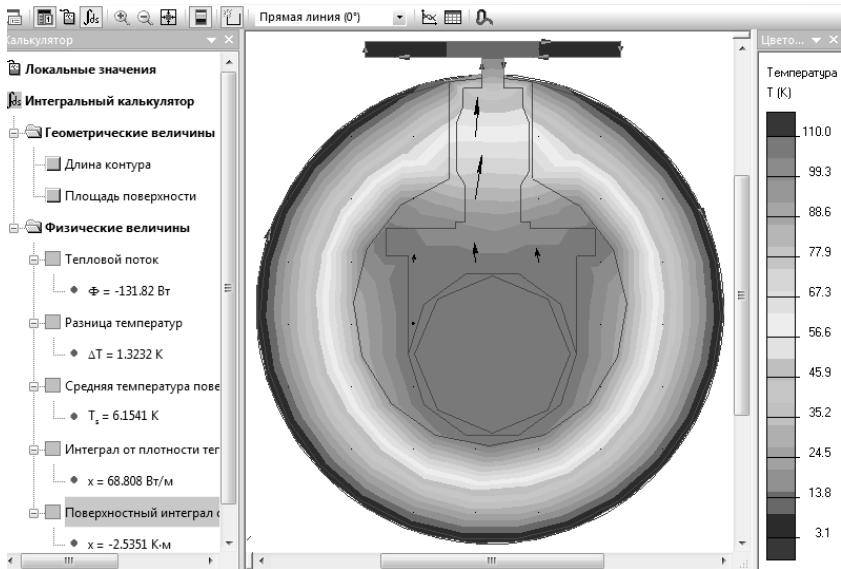


Рис. 5. Результаты расчёта «Модель 1» в программе ELCUT

Следует обратить внимание, что температура заслонки на месте выхода маховика на поверхность изоляции увеличивается приблизительно на 18-20 °С относительно средней температуры поверхности. Результаты расчёта представлены в табл. 2.

## Сравнение теплотехнических характеристик тепловых изоляций

Тепловая изоляция	Модель 1	Модель 2	Модель 3
	Каменная вата на основе базальтовых пород Wired MAT 80 ROCKWOOL	Цилиндр теплоизоляционный из минеральной ваты на основе базальтовых пород «Цилиндр Техно80»	Прошивной мат из минеральной ваты на основе расплавленных базальтовых пород «Isotec Wired mat 100»
Толщина тепловой изоляции, мм	60	60	60
Теплопроводность теплоизоляционного слоя, $\lambda_{из}$ , Вт/м·°С	0,038	0,0413	0,034
Тепловые потери для участка трубопровода, Вт рассчитанные в программе ELCUT	35,56	43,04	32,22
Тепловые потери на запорной арматуре, Вт рассчитанные в программе ELCUT	131,82	132,54	130,38
Средняя температура поверхности, °С	6,15	6,16	6,14
Температура заслонки на месте выхода маховика на поверхность изоляции, °С	24,39	24,08	25,35
Тепловые потери на запорной арматуре, Вт рассчитанные по методике Соколова Е.Я.	142,24	172,16	128,86

Данные таблицы 2 позволяют сравнить тепловые потери прямого изолированного участка трубопровода  $Dy = 100$  мм с теплотерями на запорной арматуре, рассчитанные в программе ELCUT и по методике Соколова Е.Я. Тепловые потери рассчитаны для трубопроводов и запорной арматуры с новой тепловой изоляцией. В дальнейшем полученные результаты расчёта могут быть уточнены с учётом изменения коэффициентов теплопроводности изоляции под влиянием ряда эксплуатационных факторов (усадка, увлажнение, деформация, старение и разрушение теплоизоляционного материала). Использование программы ELCUT для определения тепловых потерь на запорной арматуре не противоречит методике Соколова Е.Я., уточ-

няет расчёт тепловых потерь от запорной арматуры трубопроводов тепловых сетей и позволяет оценить потенциал энергосбережения в местных тепловых сетях.

#### Библиографический список

1. Доклад о состоянии сферы теплоэнергетики и теплоснабжения в Российской Федерации за 2015-2016 годы. Официальный сайт Министерства энергетики РФ. <http://minenergo.gov.ru/>. Электронный ресурс (дата обращения 16.10.2018)

2. Ахметова И.Г. Система комплексной оценки и повышения эффективности централизованного теплоснабжения ЖКХ и промышленных предприятий: автореф. дис. ... докт. тех. наук / Ахметова И.Г. – Казань, 2017. – 32 с.

3. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник / Е.Я. Соколов. – М.: Изд. дом МЭИ, 2006. – 472 с.

4. Гудзюк В.Л., Шомов Е.В. Оперативная оценка реальных тепловых потерь при транспорте пара и горячей воды // Новости теплоснабжения-2010.-№ 11- С. 30-33.

5. Байбаков С.А. К вопросу о методах и проблемах определения фактических тепловых потерь в тепловых сетях // Новости теплоснабжения - 2010 - № 6 - С. 36 - 39.

6. Половников В.Ю. Тепловые режимы и тепловые потери подземных трубопроводов с учётом реальных условий теплообмена на внешнем контуре взаимодействия // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2018. Т. 329. № 1. С. 124–131.

7. Кузнецов Г.В., Озерова И.П., Половников В.Ю., Цыганкова Ю.С. Оценка фактических потерь тепла при транспортировке теплоносителя с учётом технического состояния и реальных условий эксплуатации тепловых сетей // Известия Томского политехнического университета. – 2011. – Т. 319. – № 4.– С. 56 – 60.

8. Методические указания по составлению энергетической характеристики для систем транспорта тепловой энергии по показателю «тепловые потери», часть 3: СО 153-34.20.523-2003. М.: СПО ОРГРЭС.- 2003.- 28 с.

9. Ахмерова Г.М Теплоизоляционные материалы, применяемые для трубопроводов тепловых сетей и методы их расчёта: Учебно-методическое пособие / Г.М Ахмерова. – Казань.: Изд-во Казанск. Гос. Архитект.-строит. ун-та, 2017. – 111с.

10. Официальный сайт Rockwool. Режим доступа: <http://calc.rockwool.ru>. Дата обращения: 10.04.2018.

11. Официальный сайт ТехноНиколь. Режим доступа: [http://www.tn.ru/calc/tech\\_insulation](http://www.tn.ru/calc/tech_insulation). Дата обращения: 12.04.2018.

12. Официальный сайт Isotec. Режим доступа: <http://calculator.isotecti.ru>. Дата обращения: 13.04.2018.

## РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛООБМЕНА КАМЕРЫ РЕДУЦИРОВАНИЯ С ОКРУЖАЮЩИМ ГРУНТОВЫМ МАССИВОМ

*Осипова Н.Н., д.т.н., доц., ФГБОУ ВО «СГТУ имени Гагарина Ю.А.»*  
*Бычкова И.М., аспирант, ФГБОУ ВО «СГТУ имени Гагарина Ю.А.»*  
*Культаев С.Г., ассистент, ФГБОУ ВО «СГТУ имени Гагарина Ю.А.»*

Перед подачей потребителю газовая смесь паров пропан-бутана подвергается редуцированию в регуляторах давления. В настоящее время наиболее распространенным вариантом является установка регуляторов давления в металлических шкафных газорегуляторных пунктах, размещаемых наземно на территории домовладения. При редуцировании газовой смеси происходит снижение давления, которое обуславливает снижение температуры редуцируемой смеси [1]. Учитывая то обстоятельство, что газовая смесь паров пропан-бутана находится в насыщенном состоянии парами влаги за счет теплообмена элементов системы газоснабжения с окружающей средой, редуцирование в регуляторах давления зачастую приводит к образованию ледяных и гидратных пробок в регуляторе давления [2]. Для снижения вероятности образования гидратов при редуцировании газовой смеси авторами предложена схема системы автономного газоснабжения, исключающая возможность образования гидратов при газоснабжении потребителей, подробно представленная в работе [3]. Изучение теплообмена подземного резервуара сжиженного газа и элементов предлагаемой системы газоснабжения до камеры редуцирования подробно изложены в работах [4, 5].

Для разработки рекомендаций по обеспечению стабильного редуцирования газовой смеси паров пропан-бутана необходимо изучить процесс теплообмена редуцирующей камеры с окружающим грунтовым массивом.

Задачу теплового взаимодействия редуцирующей камеры с окружающим грунтовым массивом решим методом суперпозиции температурных полей.

Решение задачи теплового взаимодействия резервуара с грунтом в общей постановке является сложной задачей, поэтому воспользуемся некоторыми допущениями для ее упрощения и последующей реализации:

1. Полуограниченный грунтовый массив имеет собственный температурный градиент по глубине, величина которого не зависит от суточных колебаний и стабильна в течение сезона эксплуатации.

Согласно [6] суточные колебания наружного воздуха не оказывают значительного влияния на распределение температур в грунтовом массиве, что позволяет его интерпретировать как среду со стабильной температурой вокруг рассматриваемого объекта. Проверка указанного допущения применительно к рассматриваемой задаче с учетом температуры грунта на глу-

бине заложения оси камеры 0,3 м и на дне камеры на глубине 0,6 м при суточных колебаниях температуры на поверхности грунта в холодной зоне (г. Иркутск) от минус 22 °С до минус 10 °С, показала, что колебания температуры составляют 0,45 °С на оси заложения камеры редуцирования и 0,034 °С на уровне дна камеры. Как показали расчеты, суточные колебания температуры грунта составляют не более 3,4 %, что позволяет интегрировать грунт как однородную среду.

2. Грунт представляет собой однородную среду теплопроводностью  $\lambda$ .

Значительное количество научных и экспериментальных исследований, показывает, что грунты в мерзлом и талом состоянии в зависимости от их физико-химических характеристик имеют теплопроводность, которая, как правило, отличается не более чем на 12-15 % [7, 8, 9, 10, 11], это позволяет интерпретировать грунт как однородный массив с теплопроводностью:

$$\lambda = \frac{\lambda_m + \lambda_t}{2}. \quad (1)$$

3. Сопротивление теплопередаче на границе грунт-воздух определяется с учетом приведенной глубины заложения редуцирующей камеры.

Приведенная глубина заложения редуцирующей камеры с учетом дополнительной толщины слоя за счет наличия снежного покрова в зимний период:

$$h_{\text{прив}}^k = h_k + h_{\text{доп}} = h_k + \frac{\lambda}{\lambda_{\text{с.п}}} \delta_{\text{с.п}} + \frac{\lambda}{\alpha_{\text{с.п}}}, \quad (2)$$

где  $h_k$  – глубина заложения дна редуцирующей камеры от поверхности грунтового массива, м;  $\lambda_{\text{с.п}}$  – теплопроводность снежного покрова, Вт/(м·К);  $\delta_{\text{с.п}}$  – толщина снежного покрова, м;  $\alpha_{\text{с.п}}$  – коэффициент теплоотдачи от снежного покрова в наружный воздух.

С учетом указанных допущений камеру редуцирования, заглубленную в грунт на глубину  $h_{\text{прив}}$ , можно рассматривать как полость, на поверхности которой поддерживается температура  $t_{\text{ест}}(y)$ , на поверхности полуограниченного массива поддерживается температура, равная температуре наружного воздуха  $t_{\text{нар.в.}}$

Схема задачи представлена на рис. 1.

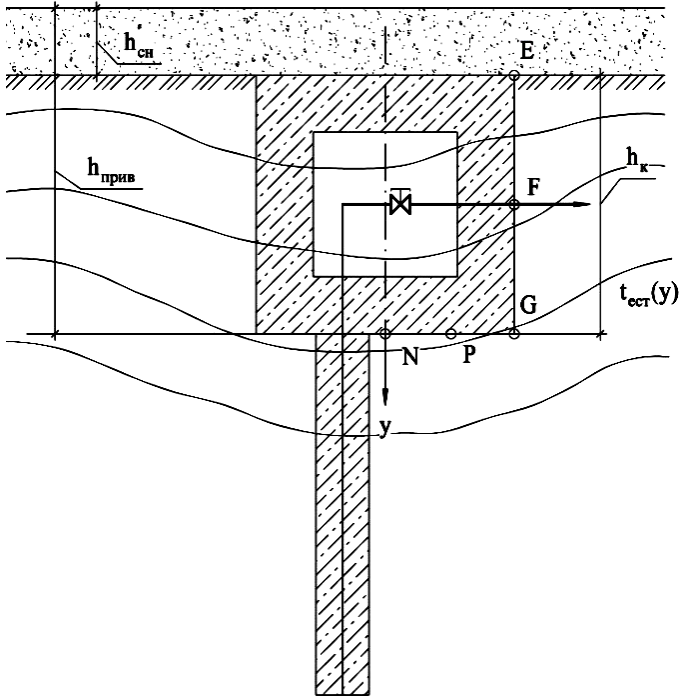
Заменим температурное поле, которое формируется вокруг редуцирующей камеры, на два температурных поля:

- первое поле – собственное поле грунта;

- второе поле – поле, которое возбуждают  $n$  точечных источников, которые расположены в полуограниченном массиве.

Собственное температурное поле грунта (рис.1) обеспечивает заданное распределение изотерм, которые вокруг цилиндрической оболочки редуцирующей камеры формируют значения температур:

- на крышке камеры  $t_{h_{\text{прив}}^k} - h_k$  ;
- на дне камеры  $t_{h_{\text{прив}}^k}$  ;
- на оси камеры  $t_{h_{\text{прив}}^k} - h_k/2$  .



**Рис. 1.** Схема размещения редуцирующей камеры в грунтовом массиве

Температурное поле редуцирующей камеры представлено рядом линейных источников тепла  $q_k^1, q_k^2, \dots, q_k^n$ , расположенных по оси  $y$ , с некоторым шагом  $\Delta$  (рис.1). При этом расстояние от любого источника  $q_k^m$  до поверхности полуограниченного массива может быть определено по выражению:

$$h_m^k = (h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m, \quad (3)$$

где  $m$  – номер шага, исчисляемый по оси  $y$  в направлении от крышки редуцирующей камеры до линейного источника;  $\Delta$  – размер шага между линейными источниками тепла, который в свою очередь определяется по выражению:

$$\Delta = \frac{h_K}{n+2}, \quad (4)$$

где  $n$  – количество линейных источников.

При сложении температурных полей соблюдаются граничные условия:

- температура на поверхности дополнительного слоя равна температуре наружного воздуха, т.е.  $t = t_{\text{нар.в}}$  ;

- на поверхности дополнительного слоя  $y = 0$ ;  $0 \leq x \leq r_K$  ;

- в грунтовом массиве при  $y \rightarrow \infty$  и  $x \rightarrow \infty$ ,  $t = t_{\text{ест}}(y)$ .

Определим температуру в любой точке  $K$  грунтового массива, удаленной на величину  $x$  от вертикальной плоскости и на величину  $y$  – от поверхности грунта от воздействия линейного стока  $q_m^m$  :

$$\Delta t_{Km} = \frac{q_m^K}{2\pi\lambda} \ln \frac{\sqrt{x^2 + (h_m^K + y)^2}}{\sqrt{x^2 + (h_m^K - y)^2}}. \quad (5)$$

Суммарное воздействие линейных источников теплоты на точку  $K$  в массиве определится:

$$\Delta t_K = \Delta t_{K1} + \Delta t_{K2} + \dots + \Delta t_{Km} + \dots + \Delta t_{Kn}; \quad (6)$$

или

$$\Delta t_K = \frac{1}{2\pi\lambda} \sum_{m=1}^n q_m^K \ln \frac{\sqrt{x^2 + ((h_{\text{прив}}^K - R) + \Delta \cdot m + y)^2}}{\sqrt{x^2 + ((h_{\text{прив}}^K - R) + \Delta \cdot m - y)^2}}. \quad (7)$$

Предположим, что точки в грунтовом массиве расположены таким образом, что их размещение совпадает с точками на цилиндрической части камеры по высоте т.  $E$ , т.  $F$ , т.  $G$  и на дне камеры редуцирования т.  $N$ , т.  $P$  в соответствии с рис. 1.

Таким образом, при перемещении произвольной точки  $M$  по высоте цилиндрической стенки от крышки редуцирующей камеры т.  $E$  до дна камеры т.  $N$ , можно сформировать систему из  $n$  линейных уравнений, характеризующих температуру в этих точках под воздействием линейных источников тепла и температуры грунта:

$$\left. \begin{aligned}
 \Delta t_E = t_k + t_{\text{ест}}(y) &= \frac{1}{2\pi\lambda} \sum_{i=1}^n q_m^k \ln \frac{\sqrt{x_E^2 + ((h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m + y_E)^2}}{\sqrt{x_E^2 + ((h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m - y_E)^2}} \\
 \Delta t_F = t_k + t_{\text{ест}}(y) &= \frac{1}{2\pi\lambda} \sum_{i=1}^n q_m^k \ln \frac{\sqrt{x_F^2 + ((h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m + y_F)^2}}{\sqrt{x_F^2 + ((h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m - y_F)^2}} \\
 \Delta t_G = t_k + t_{\text{ест}}(y) &= \frac{1}{2\pi\lambda} \sum_{i=1}^n q_m^k \ln \frac{\sqrt{x_G^2 + ((h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m + y_G)^2}}{\sqrt{x_G^2 + ((h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m - y_G)^2}} \\
 \Delta t_P = t_k + t_{\text{ест}}(y) &= \frac{1}{2\pi\lambda} \sum_{i=1}^n q_m^k \ln \frac{\sqrt{x_P^2 + ((h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m + y_P)^2}}{\sqrt{x_P^2 + ((h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m - y_P)^2}} \\
 \Delta t_N = t_k + t_{\text{ест}}(y) &= \frac{1}{2\pi\lambda} \sum_{i=1}^n q_m^k \ln \frac{\sqrt{x_N^2 + ((h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m + y_N)^2}}{\sqrt{x_N^2 + ((h_{\text{прив}}^k - h_k) + \Delta \cdot m - y_N)^2}}
 \end{aligned} \right\} (8)$$

При условии  $n \rightarrow \infty$  система уравнений реализует закон распределения температуры на корпусе редуцирующей камеры.

Количество тепла, теряемое редуцирующей камерой через замкнутую поверхность произвольной формы, равно алгебраической сумме тепла поглощаемое грунтовым массивом:

$$q_k^1 + q_k^2 + q_k^3 + q_k^m + \dots + q_k^n = 0. \quad (9)$$

Теплопотери элементов камеры редуцирования определяются по выражениям:

- цилиндрической части:

$$q_k = \frac{(t_k - t_{\text{ест}}(y))\pi\Delta l_k}{\frac{1}{d_k^{\text{вн}} \alpha_B} + \frac{1}{2\lambda_{\text{жб}}} \ln \frac{d_k^{\text{нар}}}{d_k^{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{г.и.}}} \ln \frac{d_{\text{г.и.}}^{\text{нар}}}{d_{\text{г.и.}}^{\text{вн}}} + \frac{1}{d_{\text{г.и.}}^{\text{нар}} \alpha_H}}; \quad (10)$$

- дна редуцирующей камеры:

$$q_k = \Delta F_{\text{осн}} (t_k - t_{\text{ест}}(y)) \frac{1}{R_k}; \quad (11)$$

$$R_k = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{\text{жб}}}{\lambda_{\text{жб}}} + \frac{1}{\alpha_H}, \quad (12)$$

где  $t_{\text{ест}}(y)$  – естественная температура грунта, °С;  $t_k$  – температура паровой фазы на входе в камеру редуцирования, °С. Принимается по результа-



там расчета [12];  $d_k^{вн}$ ,  $d_k^{нар}$  – внутренний и наружный диаметры камеры соответственно, м;  $d_{г.и.}^{вн}$ ,  $d_{г.и.}^{нар}$  – внутренний и наружный диаметры гидроизоляции соответственно, м;  $\lambda_{жб}$  – теплопроводность железобетонной стенки камеры, Вт/(м·К);  $\lambda_{г.и.}$  – теплопроводность гидроизоляции стенок камеры, Вт/(м·К);  $\alpha_в$  – коэффициент теплоотдачи стенки камеры, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $l_k$  – длина участка для определения потерь тепла, м;  $\alpha_н$  – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности гидроизоляции камеры грунтовому массиву, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta F_{осн}$  – площадь элемента для определения теплопотерь дна редуцирующей камеры, м<sup>2</sup>;  $R_k$  – сопротивление теплопередаче камеры, (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

Выражения (1-12) формируют постановку задачи теплового взаимодействия редуцирующей камеры с окружающей средой. Для реализации математической модели были проведены соответствующие расчеты. В качестве исходных данных приняты:

- диаметр и высота камеры редуцирования, соответственно  $d_k^{нар} = 700$  мм,  $h_k = 500$  мм;
- толщина гидроизоляции камеры редуцирования 8 мм;
- температура грунта в соответствии с климатическими зонами по [13];
- теплопроводность грунта  $\lambda = 1,75$  Вт/(м·К) [14];
- толщина и теплопроводность снежного покрова  $\delta_{с.п} = 0,25$  м;  $\lambda_{с.п} = 0,5$  Вт/(м·К) [15];
- коэффициент теплоотдачи от поверхности снега в окружающую среду  $\alpha_{с.п} = 30$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Результаты расчета представлены в табл. 1.

Таблица 1

### Распределение температуры в исследуемых точках

Климатическая зона	Значения температур на контуре камеры редуцирования, °С				
	т. E	т. F	т. G	т. P	т. N
Очень-холодная	-32	-28,54	-16,8	-16,5	-16,35
Холодная	-17,99	-13,6	-13,2	-13,4	-13,2
Умеренно-холодная	-7,3	-4,89	-3,4	-3,2	3,12
Умеренно-теплая	-2,74	-0,73	1,38	1,45	1,47

## Выводы

Как показывают расчеты, температура на контуре камеры редуцирования в большей степени обуславливается влиянием температур окружающего грунтового массива. Наибольшие потери камерой происходят через верхние ее части, наименьшие через основание. Для исключения снижения температуры за счет теплообмена и проведения процесса дросселирования в области перегретой паровой фазы необходимо предусматривать теплоизоляцию камеры редуцирования, для чего провести дополнительные исследования.

## Библиографический список

1. Клименко А.П. Сжиженные углеводородные газы / А.П. Клименко. М.: Гостехиздат, 1962. 429 с.
2. Осипова Н.Н. Исследование процесса гидратообразования при редуцировании влажного газа // Приволжский научный журнал. Н. Новгород: ННГАСУ, 2012. №3 (23). С. 112—117.
3. Osipova N.N., Kuznetsov S.S., Bychkova I.M. Autonomous Gas Fuel Supply Systems with Natural Re-Gasification of Liquefied Hydrocarbon Gas: Principles of Providing Gas Fuel to Customers / 21st International Scientific Conference on Advanced in Civil Engineering: Construction - The Formation of Living Environment, FORM 2018; Moscow State University of Civil Engineering (MGSU). Moscow; Russian Federation. Volume 365, issue 4, 2018. 6 p.
4. Osipova N.N., Bychkova I.M. Study of the parameters of heat exchange of the steam phase Of propane-butane mixture with Soil in an underground Gas holder during natural regasification of liquefied Hydrocarbon gas in autonomous gas supply systems // Russian Journal of Building Construction and Architecture Issue N 1 (37), 2018. P. 42-52. ISSN 2542-0526.
5. Бычкова И.М., Поберий А.А. К определению коэффициента теплопередачи при теплообмене горловины подземного резервуара с окружающим грунтовым массивом // Ресурсоэнергоэффективные технологии в строительном комплексе региона. Саратов: СГТУ имени Гагарина Ю.А., 2018. № 9. С. 282—288.
6. Силаш А.П. Добыча и транспорт нефти и газа. Часть 2. М.: Недра, 1980. 262 с.
7. СП 25.13330.2012. Основания и фундаменты на вечномерзлых грунтах. Актуализированная редакция СНиП 2.02.04-88 (с Изменением N 1) .М.: Минрегион России, 2011. 124 с.
8. Чудновский А.Ф. Теплофизика почв / А.Ф. Чудновский. М.: Недра, 1976. 362 с.
9. Воронин А.Д. Основы физики почв. М.: Издательство МГУ, 1986. 244 с.
10. Краус Ю.А. Проектирование и эксплуатация магистральных нефтепроводов. Часть 1. Учебное пособие. Омск: Издательство ОмГТУ, 2010. 170 с.

11. Николаев А.А. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. Под. ред. А.А. Николаева. М.: Стройиздат, 1965. 360 с.
12. Осипова Н.Н., Бычкова И.М., Поберий А.А., Захаров А.Е. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ RUS №2018612737. Определение изотермических изменений состояния паровой смеси пропан бутана в автономных системах газоснабжения с естественной регазификацией сжиженного углеводородного газа. Зарегистрировано в реестре программ для ЭВМ 26.02.2018 г.
13. Научно-прикладной справочник по климату СССР. Серия 3. Многолетние данные. Часть 1-6. Выпуск 28. Л.: Изд-во Гидрометеиздат, 1990. 355 с.
14. Бабичев А.П., Бабушкина Н.А., Братковский А.М. Физические величины. Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.
15. Котляков В.М., Осокин Н.И., Сосновский А.В. Изменчивость термического сопротивления снежного покрова и его влияние на промерзание - протаивание грунта. Новосибирск: Криосфера Земли, 2014, т. XVIII, № 4. С. 70—77.

## **ЭНЕРГОЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РЕКУПЕРАТОРОВ “ВОЗДУХ-ВОЗДУХ” В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ РЕСПУБЛИКИ АРМЕНИЯ**

*Петросян А.Л., д.т.н., доц., НУАСА, Армения*

### **Введение**

Вопрос снижения первичной энергии на нужды систем создания микроклимата в жилых зданиях занимает значительное место в разработках по повышению энергоэффективности систем и установок, потребляющих органическое топливо, поскольку на эти нужды расходуется до 40 % добываемого в мире топлива. В настоящее время широкое применение герметичных, энергосберегающих “евроокон” значительно ухудшают качество внутреннего воздуха, поскольку создаются неблагоприятные санитарно-гигиенические условия из-за отсутствия инфильтрации воздуха через окна, “евроокна” не обеспечивают объем необходимого кислорода, увеличивается количество CO<sub>2</sub>, радона, относительной влажности, создаются благоприятные условия для развития грибков, вредных бактерий и т.д. Последнее отрицательно влияет на самочувствие людей. Старые окна обеспечивали инфильтрацию свежего воздуха, особенно, при их естественной вентиляции. Расходы топлива на нужды систем создания микрокомфорта можно сократить путем рекуперации теплоты и холод удаляемого из помещения воздуха с применением тепловых рекуператоров, позволяющих сохранить в помещениях чистоту и тепловой режим внутреннего воздуха, организовав совместный процесс притока свежего наружного воздуха и его нагрев за счет удаляемого. Последнее можно организовать с помощью цен-

трализованной механической вентиляцией, когда приточный воздуховод скрещивается с вытяжным посредством пластического рекуператора различной производительности. При таком раскладе можно сэкономить электричества или любой вид топлива для обогревающих приборов, которое составляет порядка 40 ... 50 %. В этом случае эти рекуператоры могут иметь различные конструкции.

### **Изучение литературы**

Для создания необходимого комфорта во внутри помещении и энергоэффективного использования теплоты и холод, следует применить тепловые рекуператоры для рекуперации энергии удаляемого из помещения воздуха и передачи его свежему воздуху [1, 2]. Этот процесс можно организовать централизованно посредством механической вентиляции [3, 4, 5, 6], когда приточный воздуховод скрещивается с вытяжным посредством пластического рекуператора различной производительности. Одним из решения для отдельно стоящего дома может служить применение пластичного рекуператора, изложенной в [7], когда с одной стороны в рекуператор подается удаляемый горячий воздух, а с другой стороны холодный свежий воздух. Те подаются в рекуператор с помощью системы вытяжной и приточной вентиляции. Нашли применение также роторный рекуператоры [7], когда осуществляет приток и отток воздушной струи за счет лопастей. Система насчитывает от одного до двух приводных роторов, в зависимости от модели. Внешне установка похожа на цилиндрическую бочку с барабаном. По мере откачки воздуха из помещения и нагревания цилиндрического короба, происходит забор атмосферной массы. В [8, 9] приводятся сведения о пластических (с стальными и бумажными пластинами) и роторных рекуператорах местно–центрального назначения, совмещенных с системой вентиляции. Однако не все здания имеют систему механической вентиляции, но все помещения имеют естественную вентиляцию. В таких случаях можно применить систему рекуперации, с применением местно–центральных тепловых насосов (ТН), изложенной в [10]. Для утилизации теплоты удаляемого воздуха с помещений здания в испарителях ТН создаются отрицательные температуры, за счет чего удаляемый воздух может охладиться до температуры окружающего воздуха, а утилизированная теплота используется для выработки полезной теплоты для нужд местно–центральной системы. Однако, в условиях Армении, не всегда помещения отапливаются системой отопления здания. При широком газоснабжении городских районов, населенных пунктов республики и разрешении властей, в зависимости от социального благосостояния жителей, источником теплоты становятся внутриквартирные котлы малой мощности (до 30 кВт), газовые печи с турбо - и естественной тягой, электронагреватели, поскольку внутренние системы отопления зданий давно вышли со строя. Это означает, что применение указанной системы утилизации теплоты удаляемого воздуха с использованием ТН практически невозможно использовать или требуют дополнительных капложений со стороны государства и жителей. Практика внедрения

местно-централизованных систем с источником теплоты - когенерационных установок на базе газовых двигателей внутреннего сгорания эта подтвердила.

Предлагаются многие методы выхода из этого состояния путем применения “теплых форточек”, специальных щелей для организации неорганизованной вентиляции и теплообмена воздуха и т.п. Однако в помещение поступает не нагретый воздух, что и создает дискомфорт, увеличивается отопительная нагрузка и т. д. Поэтому более практично применить утилизаторы теплоты удаляемого воздуха в виде рекуператоров “воздух - воздух” с простейшей конструкцией и низкой ценой. В этом случае возможно передать теплоту удаляемого воздуха свежей и снизить тепловую нагрузку систем отопления зимой и охладительную – летом. Одним из выходов является применение внутриквартирных рекуператоров “воздух-воздух” [11-14], когда частичный нагрев свежего воздуха, подаваемого в помещение, производится в двух - и более трубных теплообменниках “труба в трубе” за счет удаляемого из помещения воздуха. Отчасти такие рекуператоры становятся частью вентиляционной системы. Их в основном устанавливают во внутри стены и для обеспечения необходимого напора воздуха они могут снабжаться вентиляторами малой мощности, а для последующего нагрева воздуха дополнительным электронагревателем, входными и выходными регулируемые решетки. Все это приводит к повышению энергоэффективности рекуператора, однако повышается его цена.

Для снижения цены, за счет чего одновременно снижается энергоэффективность рекуператора, в [15.16] предлагается такая конструкция, когда обеспечивается необходимый объем свежего воздуха, которое частично, насколько возможно, нагревается за счет удаляемого. Последующий нагрев воздуха производится за счет внутреннего воздуха.

#### **Основные выводы от изученной литературы, разработка цели исследования**

Одним из выходов из создавшегося состояния использование внутриквартирных рекуператоров типа “воздух-воздух”, которые обеспечат приток необходимого объема свежего воздуха, предварительно нагревая его за счет удаляемого. Для утилизации теплоты удаляемого воздуха, с энергэкономической точки зрения, наиболее выгодным могут оказаться местные, расположенные в стенах помещения, рекуператоры, имеющих небольшие энергетические показатели, но низкие цены. Исходя из этого целью данной статьи является разработка методов и матмодели рекуператоров, имеющих наилучшие энерго- и экономические показатели, в частности, для конкретных климатических и ценовых условий РА. Кроме энергэкономического, применение этих аппаратов обеспечит благосостояние и безопасность людей, поскольку они обеспечат подачу свежего воздуха вовнутрь помещения, особенно в зимний сезон. Если в течении переходного и летнего сезонов, в зависимости от желания жителя, объемы свежего воздуха многократно превышают санитарно-гигиенические нормы из-за

высоких температур наружного воздуха приводящих большим теплопотуплениям и внутренних тепловыделениям, вредным запахам и т.д., то за зимний сезон житель тратит значительное количество электроэнергии или природного газа для создания нормируемой, а иногда и ниже него, температуры внутри помещения. Состояние воздуха в помещениях ухудшается при использовании внутриквартирных газовых котлов, печей, колонок, плит и т.д. Как указывается в [15], такие аппараты могут утилизировать от 20 до 50 % теплоты удаляемого воздуха, однако имеют высокую цену и, в условиях РА, не по карману многих жителей многоквартирных домов. Требуются более дешевые, хотя и малоэффективные, виды рекуператоров местного производства и из местных материалов. Для разработки более простых рекуператоров типа “труба в трубе” (без оребрения труб) следует разработать соответствующие методики расчета, в основу которых вложены известные методы расчета таких аппаратов при стационарных процессах теплопередачи, изложенных в [17, 18].

### Методика

Когда по наружной трубе, из-за естественной тяги, протекает свежий, а по внутреннему (одиночному или многотрубному) удаляемый воздух, то, как указано в [19], энергетической характеристикой таких рекуператоров может служить тепловой КПД, определяемый формулой:

$$\eta_p^i = \frac{t_i - t_u}{t_f - t_u}, \quad (1)$$

где  $t_i$ ,  $t_f$  – температуры свежего и удаляемого воздуха до и после рекуперации,  $t_u$  – температура наружного воздуха.

Однако величиной  $\eta_p^i$  невозможно определить среднесезонные значения теплового КПД с учетом температуры - часы данного месяца и сезона с последующим определением утилизированной теплоты и топливный эквивалент рекуператора, расходуемой в местной или внутриквартирной газовой котлом, газовым печкой, электронагревателем и т.д., используемые жителями. Эти величины необходимы для определения экономических показателей рекуператора. Для определения среднесезонного теплового КПД, с учетом температура-часов каждого месяца и сезона, предлагается следующая формула:

$$\eta_{p,c}^{sp} = \frac{\sum_{j=1+n} \eta_p^{sp,c,j} \cdot z_{t_{n,w}}^M}{\sum_{j=1+n} z_{t_{n,w}}^M}, \quad (2)$$

где  $\eta_p^{sp,c,j}$ ,  $z_{t_{n,w}}^M$  – тепловой КПД рекуператора и число часов стояния температур  $t_{n,w}^j$  за данный  $j$  месяц.

Разработаны матмодель, алгоритм определения утилизированной теплоты рекуператором данного типа при прямо- и противотоке движения воздуха в аппарате. При прямотоке количество этой теплоты определяется формулой:

$$Q_{\text{ут.т}}^j = \frac{t_{\text{уд.в}} - t_{\text{св.в}}}{R_{\Sigma}}, \quad (3)$$

Поскольку при противотоке заданы температуры  $t_{\text{уд.в}}$ ,  $t_{\text{св.в}}$ , то для определения этой теплоты предлагаем следующую формулу:

$$Q_{\text{ут.т}}^j = \frac{(t_{\text{уд.в}} - t_{\text{св.в}})A}{1 + AR_{\Sigma}}; \quad (4)$$

$$V_{\text{св.в}} \cdot c_{\text{св.в}}^M \cdot \rho_{\text{св.в}}^M = A, \quad (5)$$

где  $R_{\Sigma}$  – общее тепловое сопротивление рекуператора.

Тепловое сопротивление труб для удаляемого воздуха, при стационарном процессе теплопроводности в его стенках, определен для случаи с бесконечным стержнем в количестве  $n_{\text{тр}}$ , шт. и при условии  $R_{\text{уд.в}} \ll R_1$ ,  $n_{\text{тр}} \gg 1$ , следующей формулой:

$$R_{\text{тр}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 L \lambda_{\text{тр}}} \left[ \ln \frac{R_{\text{св.в}}}{R_1} + \frac{1}{n_{\text{тр}}} \ln \frac{n_{\text{тр}} R_{\text{уд.в}}}{R_1} \right], \quad (6)$$

где  $R_1$ ,  $R_{\text{св.в}}$ ,  $R_{\text{уд.в}}$  – радиусы оси труб для удаления свежего, удаляемого воздуха, м.

Если для удаления воздух требуется более двух труб, то объемный расход воздуха в одной трубе составит:  $V_{\text{уд.в}}^{1\text{тр}} = \frac{V_{\text{уд.в}}}{n_{\text{тр}}}$ , где  $n_{\text{тр}}$  – количество

труб для удаления воздуха. Это означает, что общее тепловое сопротивление рекуператора изменится из-за изменения режима движения удаляемого воздуха. Это приведет к изменению критерии Нуссельта и коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{св.в}}$ ,  $\alpha_{\text{уд.в}}$ . Первое, согласно [18], определится выражением:

$$K = 0,021 \text{Re}_b^{0,8} \quad K = \overline{Nu}_b \text{Pr}_b^{-0,43} (\text{Pr}_b / \text{Pr}_{\text{ст}})^{-0,25}. \quad (7)$$

Согласно графикам, приведенных в [18], например, при трех труб, имеем:

$$\overline{Nu}_b = 6K \cdot 0,021 \text{Re}_b^{0,8} \text{Pr}_b^{0,43} (\text{Pr}_b / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} \varepsilon_1, \quad (8)$$

Определяя значение  $\overline{Nu}_b$  свежего и удаляемого воздуха, можно определить  $\alpha_{\text{св.в}}$ ,  $\alpha_{\text{уд.в}}$ , а с их помощью и величину  $R_{\Sigma}$  [17].

По этой методике составлены алгоритм и компьютерная программа на MS Excel, дающие возможность расчета теплотехнических параметров и сезонного теплового кпд рекуператора при заданных размерах и числе труб

удаления воздуха. Затем, на основе этих расчетов, можно определить теплоты, отнятой от удаляемого воздуха, количество сэкономленного топлива за сезон, если указанное количество теплоты выработать в котле. Расчеты велись при норме свежего воздуха  $0,0136 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{чел.})$ , температурах удаляемого и свежего воздуха. 18 или 19 °С, среднемесячной температуре наружного воздуха  $t_{\text{мес}}^i$  для текущего месяца, определяемой по данным метеослужб. Рассмотрены климатические условия ряда городов РА: Ереван, Севан, Раздан, Дилижан, Арташат, Ванадзор, Капан, имеющие различные среднемесячные температуры наружного воздуха и градусо-часы. Температуры удаляемого и внутреннего воздуха приняты:  $t_{\text{вн.в}}/t_{\text{уд.в}}^{\text{внх}} = 20/19; 19/18 \text{ °С}$ . Геометрические размеры рекуператора:  $L = 1,4 \text{ м}$ , при одной трубе для удаляемого и свежего воздуха:  $d_{\text{уд.в}} = 0,1 \text{ м}$ ;  $d_{\text{св.в}} = 0,147 \text{ м}$ , при трех трубах:  $d_{\text{уд.в}} = 0,04 \text{ м}$ ;  $d_{\text{св.в}} = 0,128 \text{ м}$ ;  $\delta_{\text{ст}} = 0,0004 \text{ м}$ ;  $R_1 = c \frac{d_{\text{св.в}}}{2}$ ;  $c = 0,875 \div 1,125 \text{ м}$ , при восьми трубах:  $d_{\text{уд.в}} = 0,032 \text{ м}$ ;  $d_{\text{св.в}} = 0,1405 \text{ м}$ ;  $\delta_{\text{ст}} = 4 \text{ мм}$ ;  $R_1 = c \left( \frac{d_{\text{св.в}}}{2} - 5/8 \cdot d_{\text{уд.в}} \right)$ ;  $c = 1$ . В качестве материалов труб приняты стальной лист, покрытой слоем цинка с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_{\text{ст.л.ц}} = 52 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{°С})$ .

В таблице приведены технические данные различных рекуператоров для климатических условия ряда городов РА.

Из таблицы следует, что при **двухтрубном рекуператоре** наибольшее значение теплового КПД получено для климатических условий г. Капана, градусы - часы которой наименьшее, а затем для остальных городов по мере возрастания градусо-часов. Для городов Севана и Раздана, имеющих наибольшие градусо-часы, значение теплового КПД наименьшее. Указанные величины для прямоточных рекуператоров имеют противоположное значение.

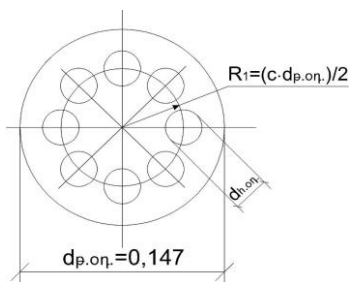
При **трехтрубных** рекуператорах значения теплового КПД для климатических условий указанных городов колеблются в пределах от 0,2869 до 0,2918. Это означает, что из-за увеличения числа равномерно, по периметру расположенных труб удаления воздуха, тепловой КПД возрастает в 2.3 раза, что и указывает на теплотехническую целесообразность мероприятия. Но при применении **четырёхтрубных** рекуператоров тепловой КПД возрастает, в среднем, на 4 %. Это является следствием увеличений одной трубы и изменением общего теплового сопротивления, которое для трехтрубного рекуператора составляет 0,1412, а четырехтрубного 0,1334, или снижается на 5,8 %, поскольку коэффициенты теплоотдачи меняются разным образом.  $\alpha_{\text{уд.в}}^{\text{чет.тр}} = 44,96 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$ ;  $\alpha_{\text{св.в}}^{\text{тр.тр}} = 45,38 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$ ;  $\alpha_{\text{уд.в}}^{\text{чет.тр}} = 14,96 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$ ;  $\alpha_{\text{св.в}}^{\text{тр.тр}} = 18,81 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$ .



Из результатов в таблице следует, что увеличение числа труб от 3 до 8 приводит к возрастанию теплового КПД в среднем на 36,5 %, поскольку тепловой КПД рекуператора зависит от градуса - часов указанных городов, а также от числа труб рекуператора. От последнего зависят габаритные размеры, технология изготовления, материальная база и техникоэкономические показатели рекуператора.

Для оптимизации указанных показателей изучен характер изменения теплового КПД рекуператора в зависимости от различных факторов. Вначале подробно рассмотрен трехтрубный рекуператор. Во первых рассмотрен влияние применяемого материала труб: многослойный картон, оцинкованный металлический лист, латунь, а также влияние радиуса  $R_1 = c \frac{d_{св.в}}{2}$

(на подобие восьмитрубной, приведенной в рис. 1), Расчеты проведены для климатических условий г. Ванadzора, имеющий для большинства регионов РА, характерные среднемесячные температуры и градуса - часы за зимний сезон.



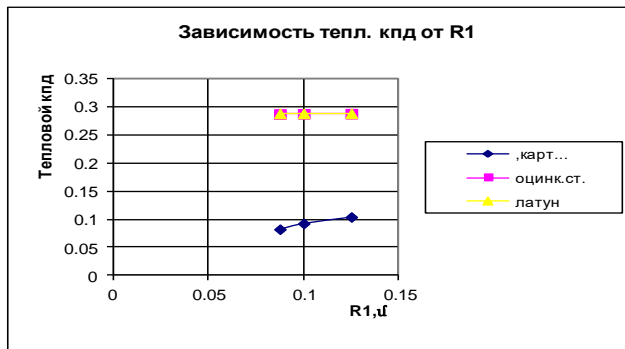
**Рис. 1.** Восьмитрубный рекуператор типа “труба в трубе”

Проведены расчеты по определению теплового КПД рекуператора, а на их основе построены графики (см. рис. 2), из которых следует, что наибольшее влияние на тепловой КПД имеет  $R_1 = c \frac{d_{св.в}}{2}$  и применяемые материалы. В частности, при многослойном картоне последнее в 3,1 раза меньше, чем при оцинкованном листе.

Однако при переходе от оцинкованного листа на латунь, хотя коэффициент теплопроводности в этом случаи возрастает в 2 раза, тепловой КПД изменяется незначительно. Это означает: для изготовления таких рекуператоров материалом следует использовать такие, у которых низкая цена и те доступны на рынке, а рекуператоры имеют простую технологию изготовления, а на местах производства имеется соответствующий станочный парк. Поскольку изготовление рекуператора из оцинкованных труб более технологичное, последнее будет легким и иметь низкую цену, то следует применить именно этот материал. Тепловой КПД зависит также от радиу-

са  $R_1 = c \frac{d_{св.в}}{2}$  и при возрастании  $c = 0,875...1,125$ , для многослойного кар-

тона последнее возрастает на 12,5...26,5 %. Такое изменение, при применении металлов, незначительно.



**Рис. 2.** Изменение теплового КПД трехтрубного рекуператора в зависимости от  $R_1 = c \frac{d_{св.в.}}{2}$  (при каноническом расположении труб для удаления воздуха), размерах и применяемых материалах труб:

$$d_{св.в.} = 0,1 м; R_1 = c \frac{d_{св.в.}}{2}; L = 1,4 м; \lambda_{ст.к} = 0,13 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \lambda_{чл.л} = 52 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \lambda_{шт} = 110 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$$

Подобные расчеты проведены при увеличении длины труб. Тепловой КПД, с возрастанием длины рекуператора, линейно возрастает, поскольку увеличивается поверхность теплообмена, а увеличение числа труб приводит к возрастанию теплового КПД, однако следует определить оптимальное число труб в зависимости от энергетических и экономических показателей от приведенных затрат, срока окупаемости рекуператора и т.д.

Из условия целесообразного применения рекуператора имеем следующие неравенство:

$$C_{т.с}^{к} \geq (E_n + k_{рен}) 1,4 K_p; K_p \leq \frac{C_{т.с}^{к}}{1,4 \cdot (E_n + k_{рен})}, \quad (9)$$

где  $C_{т.с}^{к}$  — годовая экономия топлива в котле из-за применения рекуператора, ам.дол./год;  $E_n, k_{рен}$  — нормативный коэффициенты капвложения и реновации;  $1,4 K_p$  — капвложения на изготовление и монтаж рекуператора, ам. дол.

Результаты расчетов показывают, что для климатических условий г. Ванadzора, при трех-, четырех- и восьмитрубных рекуператорах годовая экономия теплоты и соответствующая топливная составляющая в газовом котле, при цене природного газа - 326 ам.дол./1000 м<sup>2</sup>, составят соответ-

ственно 366,3; 381; 501,4 кВт·ч/сез., 43,8; 45,6; 60,7 м<sup>3</sup> / сез. и 14,3; 14,9; 19,8 ам.дол./сез. В итоге имеем:

$$K_{p(3тр)}^{тр.тр} \leq \frac{C_{т.с.}^к}{1,4 \cdot (E_{н.} + k_{рен})} = \frac{14,3}{0,26 \cdot 1,4} = 39,3; K_{p(4тр)}^{тр.тр} \leq \frac{14,}{0,26 \cdot 1,4} = 40,9;$$

$$K_{p(8тр)}^{тр.тр} \leq \frac{19,78}{0,26 \cdot 1,4} = 54,34 \text{ ам. дол./сез.}$$

В рекуператоре удельные капвложения на одну трубу составит:

$$k_{3тр}^{рек} = \frac{K_{p(3тр)}^{тр.тр}}{n_{3тр}} = \frac{39,3}{3} = 13,1; k_{4тр}^{рек} = \frac{K_{p(4тр)}^{тр.тр}}{n_{4тр}} = \frac{40,9}{4} = 10,2;$$

$$k_{8тр}^{рек} = \frac{K_{p(8тр)}^{тр.тр}}{n_{8тр}} = \frac{54,34}{8} = 6,8 \text{ ам. д./шт.сез.}$$

Из полученного следует, что капитальные расходы на четырехтрубный рекуператор, по сравнению с трехтрубной, возрастают на 1,6 ам. дол., однако затрудняется изготовление аппарата. Цена одной трубы в рекуператоре превосходит на 2,9 ам. дол. или же на 28,4 %, то есть целесообразнее применить четырехтрубную. Сравнив четырех- и восьмитрубные, получаем экономию на 3,4 и 50,5 % на одну трубу, что и означает: из сравниваемых вариантов целесообразным является восьмитрубная, если удельные капвложения не будут превосходить полученное значение – 54,34 ам. дол./сез. Это означает, что увеличение числа труб приводит к возрастанию энергетической целесообразности, однако, окончательные выводы следует сделать исходя из конкретных цифр.

Таблица 1

**Результаты расчета**

Наименование величин	Теплота отнятая рекуператором	Теплота, отнятая в рекуператором от внутр. воздуха.	Температура свежего возд. на выходе из рекуп. (в расч. реж.)	Ср.сезо н. тепл. КПД рекуператора	Градусы-часы (зимний реж.)
		Итого отнятая теплота			
Величина	$\sum Q_{св.в}^{рек}$ , кВт·ч/сез.	$\sum Q_{св.в}^{вн.п}$	$t_{св.в}^{рек} / t_{св.в}^{вн}$ , °С	$\eta_{рек}^{ср.с}$	$(t_{вн.в} - t_{ср.м}^j) z_{мес}^j$ град·ч
Город	$\sum \sum Q_{св.в}^{сум}$ , кВт·ч/сез.				
1	2	3	4	5	6
Ереван	141,54	182,881	-11,74	0,1253	68401,4
		324,42	-6,28		

1	2	3	4	5	6
Ереван	324,351	129,898	-6,188	0,2870	
		454,25	-2,29		
	442,478	121,908	-2,56	0,3914	
		564,386	1,1		
Севан	218,3	325,9	-15,27	0,1248	114640,8
		544,2	-9,05		
	554,0	219,5	-9,04	0,2913	
		773,5	-4,73		
717,9	197	-5,43	0,391		
	914,9	-1,48			
Ванадзор	169,3	218,8	-11,74	0,1253	81846,3
		388,0	-6,28		
	387,783	155,42	-6,19	0,2871	
		543,1	-2,29		
499,987	137,607	-2,93	0,392		
	637,593	0,63			
Капан	123,7	160,1	-6,44	0,1256	60364,4
		283,8	-1,88		
	265, 5	106,4	-2,10	0,2878	
		371,8	1,04		
362,4	99,9	0,81	0,3926		
	462,3	3,77			
Арташат	141,5	182,9	-11,73	0,1253	69463,4
		324,4	-6,28		
	311,9	124,8	-8,65	0,2871	
		436,7	-4,55		
329,8	132,1	-8,38	0,2869		
	461,9	-4,17			
Раздан	230,4	313,4	-15,27	0,125	110224,8
		543,8	-3,65		
	506,1	200,4	-9,31	0,2918	
		706,5	-5,12		
687,2	188,6	-5,43	0,3913		
	875,8	-1,48			
Дилижан	161,3	222,7	-9,09	0,1254	78277,6
		384,0	-3,9		
	348,1	139,4	-4,28	0,2875	
		487,5	-0,82		
475,067	130,826	-1,06	0,3923		
	605,896	2,20			

Примечание: данные в первой строке относятся к двух-, средний – трех- и нижний – восьмитрубным рекуператорам.

## Библиографический список

1. Экономическая выгода от использования пластинчатых рекуператоров типа ОПТ и воздухоподогревателей производства компании “Бушевец-Термо”. СПб.: Бушевец-Термо. 2012.
2. Васильев П.Н. Потееют окна – причины и способы решения проблемы // Энергосовет. 2012. № 4 (23). С. 60-66.
3. Барон В.Г. Рекуперация тепла в современных системах вентиляции // Новости теплоснабжения. 2008. № 3 (91). С. 46-48
4. Барон В.Г. Рекуперация тепла в современных системах вентиляции // Киев С.О.К. 2005. № 3. С. 60-64
5. Свежий воздух и экономия на отоплении за счет использования системы приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепловой энергии СПВВР [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.atrea.ru/ru/rekuperatsiya-tepla> Дата обращения: 15.10.2018.
6. Воздушный рекуператор тепла и влаги EcoLuxe EC-200V3 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://ecoluxe.ru/catalog/ec200.html> Дата обращения: 15.10.2018.
7. Как выбрать кондиционер для квартиры: эффективное охлаждение и вентиляция воздуха [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://remoo.ru/ventilyaciya/kak-vybrat-kondicioner-dlya-kvartiry> Дата обращения: 15.10.2018.
8. Рекуператор воздуха Marley MARLEY MENV-180 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.marley-rus.ru/ventilation-systems/teploobmennik-dlya-svezhego-vozdukha> Дата обращения: 15.10.2018.
10. Петросян А.Л. Утилизация теплоты удаляемого воздуха помещения при помощи местных теплонасосных установок // АВОК. 2012. № 6. С. 82-89.

## **МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ВНУТРЕННИХ ИНЖЕНЕРНЫХ СЕТЕЙ С ЕДИНЫМ КОНТУРОМ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК**

*Аверьянова О.В., ст. преп., ФГАОУ ВО «СПбПУ»*

Существующая практика проектирования инженерных сетей [1] с использованием теплонасосных установок [4] не учитывает региональных климатических условий, удельных тепловых нагрузок на сети тепло- и холодоснабжения, тарифы на энергоносители и т.д. [8–12] Это негативно сказывается на общей эффективности работы и на размерах вложений инвестиций в подобные сети [2].

В настоящее время отсутствуют инструменты, позволяющие делать обоснованный выбор сетей с единым контуром теплонасосных установок

[3, 5, 6]. Таким инструментом может быть методика определения энергоэффективности этих сетей.

Цель представленной работы – предложить методику расчета энергопотребления внутренних инженерных сетей, отличающуюся от существующих методик одновременным учетом теплоты и электроэнергии и позволяющую провести обоснованный выбор сети с единым контуром теплоносителей установок.

**Методика расчета энергопотребления внутренних инженерных сетей с одновременным учетом теплоты и электроэнергии.**

#### **1. Допущения и ограничения**

Существенны следующие допущения и ограничения:

1. Под традиционной системой для обогрева объекта понимается система с приборами отопления, включенными в первый гидравлический контур и потребляющая только теплоту. Для удаления теплоизбытков на объекте рассматривается система с вентиляторными доводчиками, включенными во второй гидравлический контур. Электрическая энергия расходуется на привод компрессоров холодильного оборудования.

2. В качестве предлагаемой системы, применяемой одновременно для обогрева и отвода теплоизбытков на объекте, рассматривается система с единым контуром ТНУ. Электрическая энергия расходуется на привод компрессорного оборудования ТНУ.

3. На диапазон температур, в которых может работать ТНУ в режиме непосредственного отопления объекта, наложены технические ограничения, связанные с теплофизическими свойствами применяемых хладагентов (рабочих тел). При выходе за верхнюю границу температуры конденсации хладагента в конденсаторе ТНУ задействуется традиционная система отопления.

4. При принятом способе регулирования теплообмена по качеству подводимого теплоносителя, в тепловой системе перепад давления  $\Delta p$  постоянен и только характеризует сам объект. Электроэнергия для привода насосного оборудования, поддерживающего постоянный напор в гидравлических контурах, не учитывается.

5. Расчет годового энергопотребления производится по значению общего поставленного количества энергии, которое складывается из теплоты и электроэнергии, выраженной в тепловых единицах; для этого вводится коэффициент пересчета электрической энергии в теплоту по степени затрат в денежном выражении  $n$ . Этот коэффициент является переменным и отражает текущее состояние цен на энергоносители в конкретном регионе.

6. Исходными данными для расчета поставленной энергии, выраженной в единицах тепловой энергии будут следующие заданные характеристики объекта расчета:  $t_{\text{вн}}$  – температура внутреннего воздуха рассматриваемого помещения, °C;  $G_{\text{рец}}$  – расход рециркуляционного внутреннего воздуха через индивидуальный доводчик или ТН, кг/ч;  $t_{\text{wkS}}$  – температура

теплоносителя на выходе из ТН, работающего в расчетный час на отопление, принимается равной нижнему значению теплоносителя в гидравлическом контуре с ТН (17,5 °С);  $t_{wkN}$  – температура теплоносителя на выходе из ТН, работающего в расчетный час на охлаждение, принимается равной верхнему значению теплоносителя в гидравлическом контуре с ТН (22,5 °С);  $t_w$  – средняя температура теплоносителя в едином гидравлическом контуре с ТН, при которой система находится в равновесном состоянии, то есть потребление дополнительного тепла или отвод избыточного тепла для единого гидравлического контура с ТН не требуется, равна 20 °С.

Значение полного перепада температуры  $\Delta\Theta$  (температуры среды на входе в теплообменник ТН и температуры конденсации хладагента в ТН) при расчете температуры конденсации в ТН принято постоянным и равным 8 °С.

Значение полного перепада температуры  $\Delta\Theta$  (температуры среды на входе в теплообменник ТН и температуры кипения хладагента в ТН) при расчете температуры кипения в ТН принято постоянным и равным 8 °С.

7. Удельные характеристики цикла ТН (удельная теплопроизводительность  $q_k$ , кДж/кг; удельная холодопроизводительность  $q_x$ , кДж/кг; теплота сжатия  $l$ , кДж/кг) определены по lgP-i диаграмме R407C (используемый хладон в качестве рабочего тела в ТН в приведенном расчете) при температуре испарения 15 °С и температурах конденсации от 28 °С до 35 °С, а также при температуре конденсации 28 °С и температурах кипения от 6 °С до 16 °С.

## 2. Алгоритм расчета

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: значение  $n$  и  $t_{вн}$ , объемно-планировочные решения объекта расчета и место его строительства.

### АЛГОРИТМ:

1. В соответствие с местом строительства объекта расчета из базы климатических данных выбираются значения энергопоступления на горизонтальную  $Q_i^{hor}$  и вертикальную  $Q_i^{ver}$  поверхности ограждения за счет солнечной радиации; температура наружного воздуха в расчетный час  $t_i^{нар}$ ; средняя месячная температура воздуха в  $i$ -м месяце  $t_{сред}^i$ ; абсолютный максимум температуры воздуха в  $i$ -м месяце  $t_{max}^i$ ; максимальное и среднесуточное значение поверхностной плотности теплового потока суммарной солнечной радиации (прямой и рассеянной) для горизонтальной поверхности, поступающей в  $i$ -м месяце  $J_{max}^i$  и  $J_{cp}^i$ ; модуль среднего вектора скорости в  $i$ -м месяце  $v^i$ ; время максимума суммарной (прямой и рассеянной) солнечной радиации  $z^i$ .

2. В соответствии с объемно-планировочными решениями объекта расчета вводятся значения площадей окон  $F_{ок}$  и массивных ограждающих конструкций  $F_m$ .

3. В соответствии с технологическими решениями объекта расчета принимается значение полных теплопоступлений в помещении  $Q_{total}$ , которые не зависят от климатических параметров и являются только его внутренней характеристикой.

4. В соответствии с техническими условиями источника холода на объекте расчета и с типом применяемого хладагента для него, по соответствующей lgP-i диаграмме применяемого хладагента вводятся значения теплоты сжатия в компрессоре  $l$ , удельной холодопроизводительности  $q_x$  и удельной теплопроизводительности  $q_k$  для расчетного диапазона температур, а также значения механического коэффициента полезного действия  $\eta_{мех}$ , индикаторного коэффициента полезного действия  $\eta_i$  и коэффициента полезного действия электродвигателя  $\eta_{эл}$ .

#### БЛОК ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСЧЕТА:

5. По климатическим данным и заданным характеристикам объекта расчета определяется значение приведенного сопротивления теплопередаче массивной ограждающей конструкции  $R_i$ .

6. По значениям из п.5 определяется значение теплового потока через массивную ограждающую конструкцию  $Q_i^m$ .

7. На основе результата из п.6 и заданным характеристикам объекта расчета определяются суммарные теплопоступления за расчетный час  $\sum Q_T$ .

8. По климатическим данным и заданным характеристикам объекта расчета определяются суммарные теплопотери в расчетный час  $\sum Q_x$ .

9. На основе результата п.7 и п.8 определяется расход тепловой энергии, отводимой или подводимой в помещение посредством индивидуального температурного доводчика (вентиляторным доводчиком или прибором отопления) в расчетный час  $Q_{ид}$ .

#### БЛОК РАСЧЕТА ТРАДИЦИОННОЙ СИСТЕМЫ:

10. Если  $Q_{ид}$ , полученное в п.9 имеет положительное значение, то рассчитывается  $(Q_T)_{год}$ .

11. Если  $Q_{ид}$ , полученное в п.9 имеет отрицательное значение, то рассчитывается  $(N_э)_{год}$ .

12. По рассчитанным значениям  $(N_э)_{год}$  и  $(Q_T)_{год}$  получают общее вводимое количество энергии  $Q_{tradition}$ .



## БЛОК РАСЧЕТА ПРЕДЛАГАЕМОЙ СИСТЕМЫ:

13. Если  $Q_{ид}$ , полученное в п.9 имеет положительное значение, то рассчитывается  $(Q_T)_{год}$ , на основе которого оценивается значение температуры воздуха на выходе из теплонасосной установки  $t_{вых}$ .

14. Если значение  $t_{вых}$  больше  $t_{wkS}$ , то вычисляется максимальная доля тепловой энергии  $Q_{ТН}$ , которую сможет компенсировать теплонасосная установка при ее работе в качестве отопительного прибора.

15. На основе вычисленных в п. 13 и п.14 значений  $(Q_T)_{год}$  и  $Q_{ТН}$  определяется  $Q_{CO}$ .

16. По полученному в п.13 значению  $t_{вых}$  вычисляется  $t_k$ .

17. Если  $Q_{ид}$ , полученное в п.9 имеет отрицательное значение, то рассчитывается требуемая холодопроизводительность теплонасосной установки, которая соответствует значению  $(-Q_{ТН})$  при ее работе в режиме отвода теплоизбытков, на основе которого получают  $t_n$ .

18. В соответствие с получаемыми значениями  $t_k$  и  $t_n$  рассчитываются значения индикаторной мощности компрессора теплонасосной установки при его работе на обогрев  $N_i^k$  и его работе в режиме отвода теплоизбытков  $N_i^x$ .

19. По полученным значениям  $Q_{ТН}$ ,  $N_i^k$ ,  $N_i^x$  определяются значения расхода теплоносителя по каждой из теплонасосной установки, работающей в расчетный час на обогрев  $G_S$  и работающей в расчетный час на охлаждение  $G_N$ .

20. По полученным в п.19 значениям  $G_S$  и  $G_N$  определяется значение температуры теплоносителя в едином гидравлическом контуре  $t_{wk}$ .

21. Если  $t_{wk}$  меньше  $t_w$  (по допущению 4), то определяется значение  $Q_{доп}$ .

22. Если  $t_{wk}$  больше  $t_w$  (по допущению 4), то определяется значение теплоты, которую необходимо отвести от единого контура посредством холодильной машины  $Q_{chiller}$ , на основе которого получают  $(N_э)_{год}$ .

23. По значениям  $N_i^k$  и  $N_i^x$ , полученным в п. 19, определяют  $(N_{ТН})_{год}$ .

24. По рассчитанным значениям  $Q_{CO}$ ,  $Q_{доп}$ ,  $(N_э)_{год}$  и  $(N_{ТН})_{год}$  получают общее вводимое количество энергии для объекта расчета  $Q_{promising}$ .

## СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

25. Если полученное значение  $Q_{promis\sin g}$  меньше  $Q_{tradition}$ , полученного в п.12, то применение внутренних инженерных сетей с единым контуром теплонасосных установок **целесообразно** на объекте расчета.

30. Если полученное значение  $Q_{promis\sin g}$  больше  $Q_{tradition}$ , полученного в п.12, то применение внутренних инженерных сетей с единым контуром теплонасосных установок **нецелесообразно** на объекте расчета.

Последовательность расчета осуществляется в соответствии с блок-схемой расчета энергопотребления внутренних инженерных сетей (рис. 1).

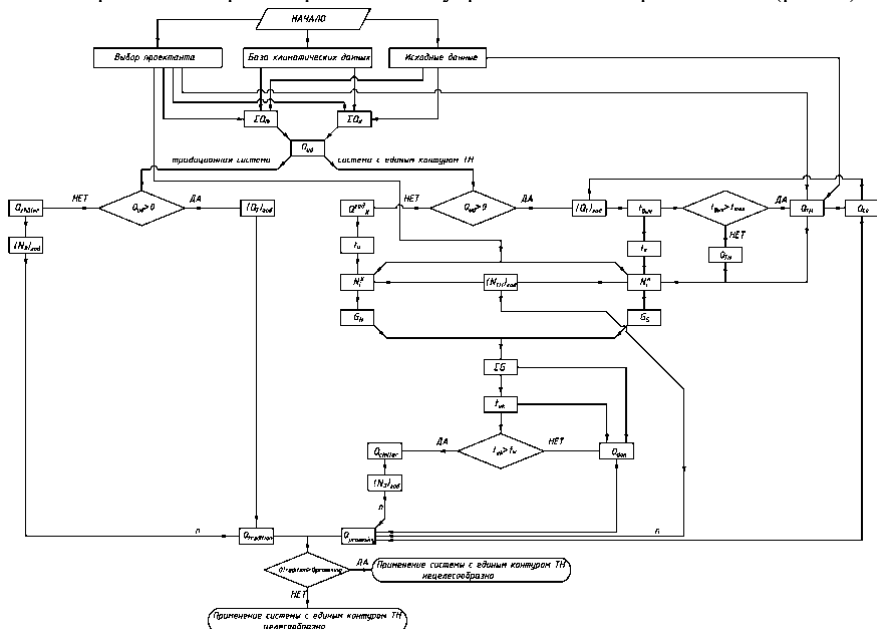


Рис. 1. Блок-схема расчета энергопотребления сетями

С целью иллюстрации предложенных подходов было проведено натурное исследование энергопотребления инженерной сети с единым контуром теплонасосных установок на крупном действующем объекте.

Рассматриваемый объект является одним из крупнейших торгово-развлекательных центров Санкт-Петербурга площадью 80 000 м<sup>2</sup> с реализованной инженерной сетью с единым контуром теплонасосных установок малой и средней мощности.

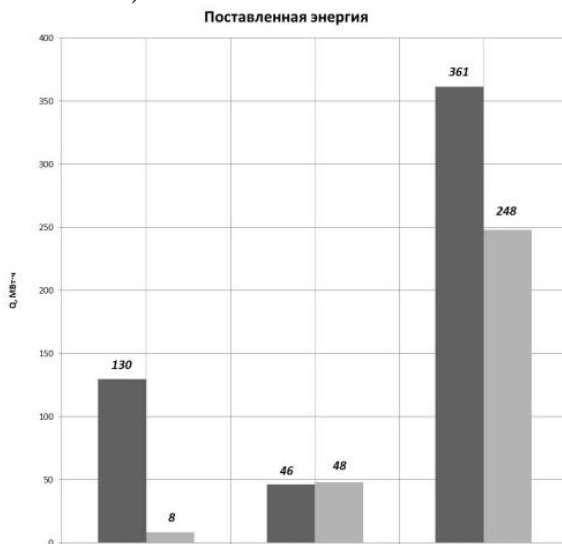
В зависимости от потребности эта сеть либо забирает теплоту из помещений и перекачивает ее в единый контур, либо из единого контура перекачивает теплоту в помещения. Для проведения эксперимента была выбрана зона на рассмотренном объекте, которая характеризуется: наличием массивных наружных ограждающих конструкций с остеклением, пропус-

кающим солнечную радиацию; наличием технической возможности выделения части единого контура теплонасосных установок для проведения эксперимента и технической возможности установки приборов, позволяющих задокументировать измеряемые параметры теплоносителя (объем, температура и давление), циркулирующего в этом ответвлении от единого контура теплонасосных установок.

На основании проведенных замеров в течение одного года полученные суммарные значения затрачиваемого выбранной зоной объекта количества теплоты, поступившей в сеть с единым контуром теплонасосных установок, составили 8200 кВт·ч за год.

Применив методику [7] для выбранного объекта, установлено, что количество теплоты, потребляемой выбранной зоной объекта от городских тепловых сетей в течении года составила 8358 кВт·ч за год. Количество полного годового энергопотребления, выраженное в единицах теплоты - 248 007 кВт·ч за год, что на 113 356 кВт·ч меньше, чем при применении традиционного решения, включающего систему отопления, контур охлаждения с вентиляторными температурными доводчиками и холодильную машину. Результат расчета в соответствии с предлагаемой методикой представлен на рис. 2.

Оценка достоверности показала, что количества теплоты, потребляемой выбранной зоной объекта, полученные расчетным путем в соответствии с предлагаемой методикой и экспериментально, качественно совпали (погрешность около 2 %).



**Рис. 2.** Теоретические значения годового энергопотребления для рассматриваемой зоны объекта:

■ – традиционное решение; ■ – единый контур теплонасосных установок

## Выводы

На основании проведенных исследований контуров теплонасосных установок могут быть сделаны следующие выводы:

1. Приведенная методика позволяет рассчитывать значения годового энергопотребления и делать вывод о целесообразности применения сетей с единым контуром теплонасосных установок для Российской Федерации.

2. Сравниваются две схемы систем поддержания температурных режимов рассмотренного объекта: реализованная схема с единым контуром теплонасосных установок и традиционная схема, включающая систему отопления, контур охлаждения с вентиляторными температурными доводчиками и холодильную машину. Расчет годового энергопотребления производился по предложенной методике. Полученное количество полного годового энергопотребления, выраженное в единицах теплоты - 248 007 кВт·ч за год, что на 113 356 кВт·ч меньше, чем при применении традиционного решения.

3. Натурные экспериментальные измерения на объекте показали, что количество теплоты, потребляемой выбранной зоной объекта от городских тепловых сетей в течении года составила 8200 кВт·ч за год, а годовое количество потребленной теплоты, посчитанное по предложенной методике составила 8358 кВт·ч за год. Таким образом, количества теплоты, потребляемой выбранной зоной объекта, полученные расчетным путем в соответствии с предлагаемой методикой и экспериментально, качественно совпали с погрешностью 2%.

Таким образом, подтверждена применимость в инженерной практике данной методики в целях сбережения энергетических ресурсов систем и установок, одновременно использующих теплоту и электроэнергию.

## Библиографический список

1. Табунщиков Ю.А., Бродач М.М., Шилкин Н.В. Энергоэффективные здания. М.: АВОК-ПРЕСС, 2015. 200 с.

2. Горшков А.С., Рымкевич П.П., Немова Д.В., Ватин Н.И. Экономическая эффективность инвестиций в энергосбережение // Инженерные системы. АВОК - Северо-Запад. 2014. № 3. С.32-36.

3. Конференция С.О.К. по тепловым насосам // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2016. № 2 (170). С. 16-17.

4. Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Зайцева И.А., Емелин В.А., Воронов В.А. Устройство системы теплоснабжения с воздушным тепловым насосом // В сборнике: Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений Сборник научных трудов. Иваново, 2016. С. 194-199.

5. Куроптев А.С. Разработка системы отопления с тепловым насосом, на базе альтернативного источника энергии // В сборнике: Образование, наука, производство Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. 2015. С. 3057-3060.

6. Воронин С.М., Закиров Ф.В., Тесля П.В. Анализ энергопотребления тепловыми насосами // В сборнике: Новые технологии в сельском хозяйстве и пищевой промышленности с использованием электрофизических факторов и озона Международная научно-практическая конференция. 2014. С. 23-29.
7. Научно-прикладной справочник по климату СССР. : Серия 3.Ч.1-6. Вып.3 Карельская АССР, Ленинградская, Новгородская, Псковская, Калининская и Смоленская области. – Л.: Гидрометеиздат, 1988. – 692 с.
8. Аверьянова О.В. Возможности использования внутренних теплопоступлений в системах кондиционирования / О.В.Аверьянова // Журнал «Инженерные системы». – СПб. – 2009. - № 1(38). – С.26-28.
9. Аверьянова О.В. Экономическая эффективность энергосберегающих мероприятий // Инженерно-строительный журнал. 2011. No 5. С. 53-59.
10. J.A. Pietsch, Water-loop heat pump systems assessment, ASHRAE Trans., 1990, No. 96, pp. 1029–1038.
11. Zaidi J.H. Comparison of energy consumption of common heating, ventilating, and air conditioning systems with closed water loop heat pump systems. / PhD-Thesis, 1990. - University of Missouri – Rolla.
12. H.I. Henderson, S.W. Carlson, M.K. Khattar, et al. The implications of the measured performance of variable flow pumping systems in geothermal and water loop heat pump applications, ASHRAE Trans., 2000, No. 106, pp. 533–542.

## **ТЕХНОЛОГИЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЕЛЬНЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

*Орлов М.Е., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

Энергосбережение и повышение энергетической эффективности являются основным вектором развития инженерных систем жилищно-коммунального комплекса. Особенно актуальна проблема повышения тепловой экономичности для крупных и средних водогрейных котельных, оснащенных отечественными водогрейными котлами серий ПТВМ и КВГМ, которые работают в системах теплоснабжения как в основном, так и в пиковом режиме.

Наиболее перспективным направлением повышения тепловой экономичности водогрейных котлов является снижение потерь теплоты с уходящими газами  $q_2$ . Заводами-изготовителями при конструировании водогрейных котлов потери теплоты с уходящими газами были приняты существенно больше, чем в энергетических паровых котлах. Так, в не самом

современном паровом котле ТГМ-96Б при работе на мазуте с полной производительностью нормативная температура уходящих газов составляет 155 °С [1], а при тех же условиях в пиковом водогрейном котле КВГМ-100 – 178 °С [2]. В наиболее распространенных на отечественных электростанциях водогрейных котлах серии ПТВМ нормативная температура уходящих газов еще более высока. Например, даже при работе котла ПТВМ-100 на природном газе она составляет 183 °С [3].

В реальных условиях в связи с загрязнением поверхностей нагрева при эксплуатации, вынужденным превышением нормативного избытка воздуха, отглушкой поврежденных труб конвективных поверхностей нагрева температура уходящих газов на пиковых водогрейных котлах нередко превышает 200 °С, а потери теплоты с уходящими газами составляют более 10-15 %.

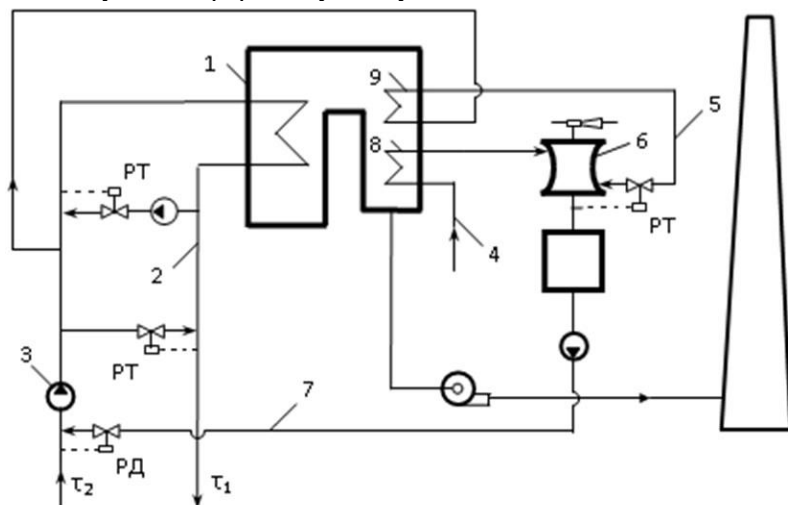
Основная проблема при разработке новых технологий, позволяющих снизить потери теплоты с уходящими газами  $q_2$ , заключается в поиске теплоносителей, с помощью которых можно обеспечить достаточно глубокое охлаждение уходящих газов при приемлемых капитальных затратах. Установлено, что наибольшие возможности снижения  $q_2$  имеются в пиковых водогрейных котельных с вакуумными деаэраторами подпиточной воды. На эффективность процесса деаэрации существенно влияют температурный режим и нагрузка вакуумных деаэраторов, поэтому, чем выше температура исходной воды, тем меньше остаточное содержание кислорода в деаэрированной воде, т. е. перед деаэрацией необходимо осуществлять подогрев исходной воды, затрачивая на это определенное количество теплоты.

В традиционных схемах водогрейных котельных подогрев исходной воды осуществляется в поверхностных водо-водяных теплообменниках с помощью прямой сетевой воды, которая нагревается в котлах и служит греющим агентом в поверхностных теплообменниках и в вакуумном деаэраторе [4]. Наряду с высокой температурой уходящих газов за котлами, недостатком такой схемы является значительный расход топлива на подогрев дополнительного потока сетевой воды, что снижает экономичность котельной.

Один из способов повышения экономичности водогрейных котельных предусматривает использование теплоты уходящих газов для нагрева различных потоков подпиточной воды теплосети. С этой целью разработана технология использования теплоты уходящих газов в газифицированных пиковых водогрейных котельных с вакуумными деаэраторами [5, 6].

Сущность предложенных решений заключается в нагреве потоков греющего агента вакуумного деаэратора, исходной воды и деаэрированной подпиточной воды уходящими газами в поверхностных теплообменниках, расположенных в газоходах водогрейных котлов. Нагрев теплоносителей может осуществляться в одной или в двух ступенях поверхностных теплообменников. В одном поверхностном теплообменнике, расположенном в газоходе котла, может нагреваться только один из вышеперечисленных теплоносителей, например, исходная вода.

При установке в газоходе двух подогревателей можно одновременно нагревать два теплоносителя. Например, в первом по ходу газов подогревателе может нагреваться греющий агент для вакуумного деаэратора, а во втором по ходу газов подогревателе – исходная вода (рис. 1) [6]. Два поверхностных теплообменника, установленных в газоходе котла, также позволят одновременно нагревать греющий агент и деаэрированную воду [5] или исходную и деаэрированную воду.



**Рис. 1.** Водогрейная котельная с двумя поверхностными теплообменниками, установленными в газоходе котла: 1 – водогрейный котел; 2 – сетевой трубопровод; 3 – сетевой насос; 4 – трубопровод исходной воды; 5 – трубопровод греющего агента; 6 – вакуумный деаэратор; 7 – трубопровод деаэрированной воды; 8 – первый по ходу газов поверхностный теплообменник; 9 – второй по ходу газов поверхностный теплообменник

Использование поверхностных подогревателей, установленных в газоходах водогрейных котлов, позволяет утилизировать теплоту уходящих газов, обеспечить требуемый температурный режим процесса деаэрации, снизить расход сетевой воды на рециркуляцию в обратный трубопровод теплосети.

Основным параметром, определяющим производительность поверхностных подогревателей, является расход уходящих газов. Количество уходящих газов зависит от производительности котла, его КПД и количества воздуха в газах.

Объемный расход дымовых газов  $V_{yx}$ , м<sup>3</sup>/ч, при нормальных физических условиях определяется по приближенной формуле [7]:

$$V_{yx} = \frac{(0,116 + 0,973\alpha_{yx})Q_k}{10^3 \cdot \eta_k}, \quad (1)$$

где  $\alpha_{yx}$  – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах перед подогревателем;  $Q_k$  – теплопроизводительность котла, Вт;  $\eta_k$  – КПД котла, определяемый по низшей теплоте сгорания.

Расход воды  $G_b$ , кг/с, который можно нагреть в поверхностном теплообменнике, расположенном в газоходе водогрейного котла, определяется из уравнения теплового баланса:

$$G_b = \frac{G_{yx}(h'_{yx} - h''_{yx})}{h'_b - h''_b}, \quad (2)$$

где  $G_b$  – массовый расход нагреваемой воды, кг/с;  $G_{yx}$  – массовый расход уходящих газов на входе в поверхностный теплообменник и на выходе из него, кг/с;  $h'_{yx}$ ,  $h''_{yx}$  – энтальпия уходящих газов на входе в поверхностный теплообменник и на выходе из него, кДж/кг;  $h'_b$ ,  $h''_b$  – энтальпия воды на входе в поверхностный теплообменник и на выходе из него, кДж/кг.

Энтальпия уходящих газов находится по приближенной формуле

$$h_{yx} = (C_{с.г} + C_{в.п} \cdot x_{yx}) \cdot t_{yx} + 2491x_{yx}, \quad (3)$$

где  $C_{с.г}$ ,  $C_{в.п}$  – теплоемкость сухих продуктов сгорания и водяных паров, кДж/(кг·°C);  $t_{yx}$ ,  $x_{yx}$  – температура, °C, и влагосодержание продуктов сгорания, кг/кг сухих газов (с.г.).

Влагосодержание продуктов сгорания определяется по формулам, предложенным Л.Г. Семенюком [8]

$$x_{yx} = (0,13 + x_b \alpha_{yx}) / (\alpha_{yx} - 0,058), \quad (4)$$

где  $x_b$  – влагосодержание дутьевого воздуха, кг/кг сухого воздуха (с.в.), в расчетах принималось  $x_b = 0,01$  кг/кг с.в.

После выпадения конденсата влагосодержание продуктов сгорания определится как

$$x''_{yx} = \frac{0,0006382 + 0,004 \alpha_{yx}}{0,199 + \alpha_{yx}} \cdot e^{0,062t''_{yx}}, \quad (5)$$

где  $t''_{yx}$  – температура уходящих газов на выходе из теплоутилизатора, °C.

Подставив значения  $h'_{yx}$ ,  $h''_{yx}$  в формулу (2), найдем расход исходной воды, которую нагревают в поверхностном теплообменнике, используя теплоту уходящих газов и снижая их температуру в интервале от 200 до 40 °C. Результаты расчета для водогрейных котлов различной производительности представлены на рис. 2.

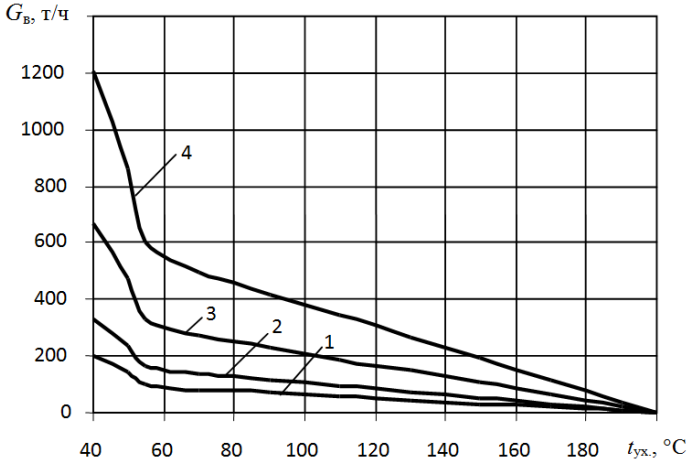
Экономия условного топлива  $\Delta B$ , т/ч, определяется по формуле:

$$\Delta B = \frac{0,11Q_k}{Q_H^c} \left( \frac{1}{\eta_1} - \frac{1}{\eta_2} \right), \quad (6)$$

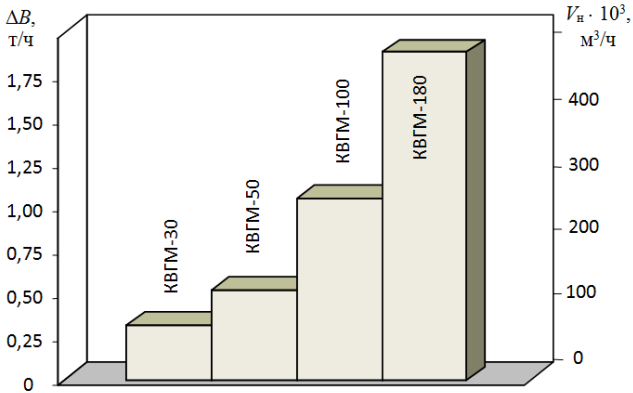
где  $Q_H^c$  – низшая теплота сгорания природного газа, кДж/м<sup>3</sup>;  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  – значения теплового КПД котла, рассчитанные без использования теплоты продуктов сгорания и с ее использованием.



Результаты расчетов экономии условного топлива для водогрейных котлов типа КВГМ различной производительности приведены на рис. 3.



**Рис. 2.** Расход исходной воды, подогреваемой с 5 до 35 °С в поверхностном теплообменнике, в зависимости от температуры уходящих газов: 1 - для КВГМ-30; 2 - для КВГМ-50; 3 - для КВГМ-100; 4 - для КВГМ-180



**Рис. 3.** Экономия условного топлива при использовании поверхностных подогревателей и расход уходящих газов для котлов разной производительности

В связи с тем, что в нормативном методе расчета котельных агрегатов [9] отсутствуют зависимости для определения характеристик продуктов сгорания при конденсации водяных паров, расчеты произведены для условий «сухого» теплообмена. Но даже при этих условиях достигается существенная экономия топлива. Расчеты показывают, что, например, для котла КВ-ГМ-100 при охлаждении дымовых газов с 200 до 70 °С экономия условного топлива составляет 1 т/ч, или около 8 % от часового расхода.

Если котел работает 1000 часов в год, то экономия условного топлива составит 1000 т в год.

Известно, что потери теплоты с уходящими газами  $q_2$  в современных котлоагрегатах при отнесении их к низшей теплоте сгорания  $Q_{н}^c$  и определении энтальпии без учета теплоты конденсации содержащихся водяных паров составляют всего 7-9 %, а с учетом теплоты конденсации могут достигать 20-25 % в зависимости от содержания водяных паров в продуктах сгорания. В результате реальное значение КПД водогрейных котлов на 13-16 % ниже, чем по тепловому расчету, а значит, действительный расход топлива на котел значительно больше, что подтверждается многолетней практикой эксплуатации котлов. В связи с этим для полного учета потерь теплоты с уходящими газами в условиях конденсации водяных паров нормативный метод расчета котлоагрегатов [9] необходимо дополнить, включив в него зависимости, позволяющие учесть скрытую теплоту конденсации водяных паров и определить их количество.

При использовании теплоты уходящих газов снижается расход топлива на котлы, а значит, увеличивается коэффициент использования топлива котельной установки. Повышение коэффициента использования топлива котельной установки  $\Delta\eta_{\text{кит}}$ , %, по высшей теплоте сгорания топлива при охлаждении уходящих газов в поверхностном подогревателе рассчитывается по формуле [10]:

$$\Delta\eta_{\text{кит}} = \frac{Q_{\text{пп}}}{B \cdot Q_{\text{в}}^p} \cdot 100, \quad (7)$$

где  $Q_{\text{пп}}$  – тепловая производительность поверхностного подогревателя, кДж/ч;  $Q_{\text{в}}^p$  – высшая теплота сгорания топлива, кДж/м<sup>3</sup>;  $B$  – расход газообразного топлива на котел при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/ч.

Результаты расчета коэффициентов повышения использования топлива для водогрейных котлов различной производительности представлены на рис. 4.

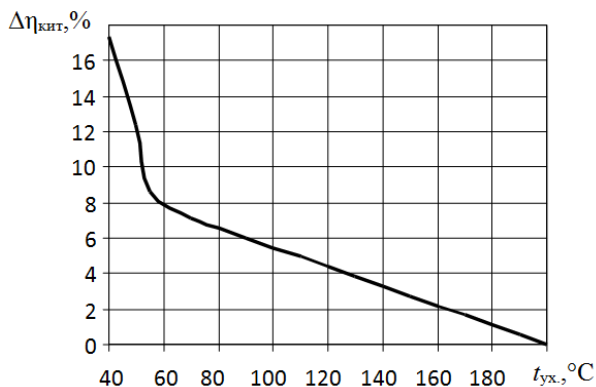


Рис. 4. Повышение коэффициента использования топлива при снижении температуры уходящих газов

По графику видно, что применение подогревателей «сухого» теплообмена с пиковыми водогрейными котлами позволяет повысить коэффициент использования топлива на 7 %, а конденсационных теплоутилизаторов – на 17 % [11].

Произведена оценка технико-экономических показателей при установке в котельной с пиковым водогрейным котлом КВГМ-30 для утилизации теплоты уходящих газов восьми серийных конденсационных теплоутилизаторов КСк-4-12.

Конденсационные теплоутилизаторы изготавливаются из коррозионно-стойких материалов и устанавливаются параллельно друг другу во внешнем газоходе котла. Капитальные затраты на закупку, проектные и строительно-монтажные работы для установки из восьми аппаратов типа КСк-4-12 составляют 596,9 тыс. руб [12].

Основные технико-экономические показатели приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Результаты технико-экономической оценки использования в водогрейной котельной теплоутилизаторов типа КСк-4-12**

Показатель	Единицы измерения	Значение
Ставка дисконтирования, $r$	(%)	10
Инвестиции, $K_{инв}$	тыс. руб.	596,9
Чистый дисконтированный доход, ЧДД	тыс. руб.	12334,170
Внутренняя норма доходности, ВНД	(%)	359,3
Обычный срок окупаемости, $T_{ок}$	лет	0,2
Дисконтированный срок окупаемости, $T_о$	лет	1,3

Произведенный технико-экономический анализ показывает, что чистый дисконтированный доход за 10 лет составляет 12334 тыс. руб., а дисконтированный срок окупаемости проекта составляет 1,3 года.

Таким образом, рассмотренная выше технология утилизации теплоты продуктов сгорания позволяет повысить экономичность пиковых водогрейных котельных за счет выбора приемлемых теплоносителей, особенно при использовании конденсационных теплоутилизаторов, которые позволяют повысить коэффициент использования топлива на 17 %.

Библиографический список

1. Типовая энергетическая характеристика котла ТГМ-96Б при сжигании мазута. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1981. 14 с.
2. Типовая энергетическая характеристика водогрейного котла КВ-ГМ-100 при сжигании мазута. ТХ 34-70-018-86. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1987. 22 с.

3. Типовая энергетическая характеристика водогрейного котла ПТВМ-100 при сжигании природного газа. ТХ 34-70-014-85. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1986. 20 с.

4. Пат. 2137984 (RU). Водогрейная котельная / В.И. Шарапов, М.Е. Орлов; заявитель и патентообладатель УлГТУ. № 98117016/06; заявл. 11.09.1998; опубл. 20.09.1999. Бюл. № 26. 4 с.

5. Пат. 2184309 (RU). Пиковая водогрейная котельная / В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, П.В. Ротов; заявитель и патентообладатель УлГТУ. № 200125863/06; заявл. 13.10.2000; опубл. 27.06.2002. Бюл. № 18. 3 с.

6. Пат. 2184312 (RU). Способ работы пиковой водогрейной котельной / В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, П.В. Ротов; заявитель и патентообладатель УлГТУ. № 200125867/06; заявл. 13.10.2000; опубл. 27.06.2002. Бюл. № 18. 3 с.

7. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. Л.: Недра, 1990. 280 с.

8. Семенюк Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания // Промышленная энергетика. 1987. № 8. С. 47-50.

9. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова и др. М.: Энергия, 1973. 296 с.

10. Орлов М.Е. Повышение энергетической эффективности и совершенствование структуры теплофикационных систем городов // Труды Академэнерго. 2012. №1. С. 71-89.

11. Кудинов А.А. Повышение эффективности конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа // Промышленная энергетика. 1999. № 7. С. 30-34.

12. Прайс-лист от 26.06.2016 на продукцию ООО «Завод Вентилятор» // Сайт ООО «Завод Вентилятор». Режим доступа: [www.ventilator.spb.ru/prajslis](http://www.ventilator.spb.ru/prajslis). Дата обращения: 11.08.2016.

## **К ВОПРОСУ О МЕТОДОЛОГИЧЕСКИХ ПОДХОДАХ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ ОПТИМАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК МЕЖДУ АГРЕГАТАМИ КОТЕЛЬНОЙ**

*Пуринг С.М., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «СамГТУ», АСА*

*Баландина О.А., ассистент, ФГБОУ ВО «СамГТУ», АСА*

Распределение нагрузок между агрегатами различной мощности является актуальной задачей на современном этапе развития энергетики. Оптимизация режимов работы котельной с различными по мощности теплогенерирующими установками представляет определенные затруднения, поскольку оптимизационные критерии зависят от множества факторов, диапазон влияния которых противоречив. Кроме того, выбор критериев оптимизации для различных котельных оказывается весьма неоднозначным, так как зависит от объективной и субъективной оценки.

При решении задач оптимального распределения нагрузок между агрегатами котельной используются эксплуатационные характеристики котельных установок, позволяющие оценить результат воздействия различных возмущающих факторов на основные показатели выработки тепловой энергии.

Обзор методов построения моделей оптимизации распределения нагрузок между агрегатами в пределах одной котельной позволяет сформулировать ряд проблем методологического характера, получивших наибольшее распространение:

- проблема выбора из множества управляемых параметров наиболее значимых в определении реального технического состояния оборудования [1];

- построение не только нормативных эксплуатационных (энергетических) характеристик агрегатов на номинальных режимах работы, но и таких эксплуатационных характеристик, которые бы адекватно описывали состояние оборудования при работе в режимах, отличных от номинальных, то есть на частичных нагрузках [1];

- получение математических моделей систем и оборудования котельных и постановка задачи их оптимизации в условиях неопределенности информации (при неточном задании исходных данных);

- проблема многокритериальной постановки задачи (учет фактора надежности работы систем и оборудования, экологические ограничения, оптимизация комплекса режимных параметров каждого агрегата и другие);

- зависимость вида эксплуатационных характеристик от уровня детализации, на котором осуществляется постановка и решение оптимизационной задачи, и другие проблемы [1].

Это делает актуальными разработки и усовершенствование математического и алгоритмического обеспечения, которое находится в распоряжении автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУ ТП) котельных установок, с целью автоматизации процесса управления распределением тепловых нагрузок между котлами.

Для решения задачи оптимального распределения нагрузок между теплогенерирующим оборудованием котельной разными авторами использовались различные методологические подходы.

При оптимизации распределения нагрузки между котельными агрегатами, часто используются вариантные расчеты, представляющие собой однофакторные вычислительные эксперименты.

Одной из задач оперативного управления энергосистемой в установленных режимах является периодическое корректирование мощности агрегатов в соответствии с величиной отклонения текущего значения нагрузки от ее прогнозного значения на каждый час суток [2]. Сложность предсказания величины этого отклонения, а также существенные отличия в приросте затрат на выработку тепловой энергии при отклонениях нагрузки затрудняют применение известных методов оптимального распределения

нагрузки при оперативном распределении.

В настоящее время для выполнения работ по оптимизации структуры и нагрузок энергогенерирующего оборудования энергосистем за рубежом разработан ряд компьютерных программных продуктов, таких как *MES-SAGE* и *WASP* [3]. Однако эти программы не всегда могут учесть ряд специфических особенностей функционирования теплогенерирующего оборудования Российской Федерации. Так как приведенные выше программы лишь приближенно учитывают график теплофикационной нагрузки.

В последнее время много работ посвящено энергоэффективности [4]. Задача распределения тепловой нагрузки между несколькими энергоблоками в работе [5] формулируется как многокритериальная задача статической оптимизации. При этом подразумевается, что решение, получаемое при оптимизации комплекса режимных параметров, является основой для решения задачи о распределении нагрузок. В качестве критериев оптимизации в этом случае выбраны критерии оптимальности по расходу топлива, надежности и экологическим показателям. В первых двух критериях расходные характеристики и характеристики надежности теплогенерирующего оборудования являются функциями режима работы всей системы. В качестве ограничений рассматриваются допустимые пределы нагрузок для каждого агрегата и суммарная мощность всей системы. Предполагается также включение ограничений по активным и полным мощностям системы, по числу работающих теплогенераторов, по числу комбинаций включенных агрегатов. Выбор оптимальных режимных параметров системы осуществляется путем построения обобщенной расходной характеристики, как функции тепловой нагрузки  $B(q)$ , т.е. в процессе решения следующей задачи:

$$B(q) = \min_{\Pi_k} \{B(q, \Pi_k)\} \quad (1)$$

где  $q$  – тепловая нагрузка,  $\Pi_k$  – комплекс оптимизируемых параметров.

Задача распределения теплофикационной нагрузки между агрегатами должна решаться с учетом ограничений минимальной и максимальной тепловой нагрузки агрегатов и, что особенно важно, с учетом изменчивости эксплуатационных характеристик в период эксплуатации [6,7].

Для решения этой задачи в качестве исходных данных необходимы требуемая суммарная тепловая мощность котельной ( $N_{\text{кот}}$ ); интегральные эксплуатационные характеристики по каждому котлу; ограничения минимума и максимума нагрузок каждого котла, связанные с надежностью и безопасностью режимов работы и эксплуатационными факторами,  $N_{j\min} \leq N_j \leq N_{j\max}$ ,  $j = 1, \dots, z$ ; ( $z$  – количество теплоагрегатов) [6]. В качестве критерия оптимизации целевой функции выступает минимум удельного расхода теплоты на выработку тепловой энергии котлами, который находится методом неопределенных множителей Лагранжа.

Множители Лагранжа имеют вполне определенный физический смысл и представляют собой осредненные для всех рассматриваемых установок значения относительных приростов затрат по нагрузке [1]. Функция Лагранжа, составляемая для решения данной задачи, включает только ограничения по нагрузке, задаваемые в виде равенств. Ограничения минимальной и максимальной нагрузок котельных агрегатов, задаваемые в виде неравенств в уравнение не включаются, и поэтому необходимо постоянное сопоставление получаемых оптимальных значений мощностей отдельных котлов с заданными ограничениями и их перерасчет.

Метод динамического программирования предпочтительнее, чем методы прямого поиска вариантов, из-за большего быстродействия и значительно меньшего требуемого объема вычислительного ресурса. Основным недостатком метода динамического программирования является необходимость многократного перераспределения нагрузок между энергоблоками при изменении их суммарной мощности в пределах рабочего диапазона [8]. В реальных условиях эксплуатации нагрузка котлов сопровождается дополнительными затратами топлива, обусловленными в основном несовершенством процесса горения в топке, а также повышенными значениями коэффициентов избытка воздуха по тракту котлов в переходных режимах работы. Для устранения необоснованных перегрузок котлов в функцию вводят поправку в виде суммарного расхода топлива на котлы, учитывающую потери топлива от изменения нагрузок. В качестве критерия эффективности в методе динамического программирования используется суммарный расход теплоты, а ограничения определяются заданиями на выработку теплоты [9].

При решении задач управления котлоагрегатами, предусматривающих составление экономико-математических моделей на блочном уровне важное место занимает проблема определения принципов моделирования распределенных систем управления технологическим процессом агрегатов котельной. Эти принципы находят отражение в [10] при решении задачи оптимального распределения нагрузок между параллельно работающими энергоблоками. Модель характеристики котельной с учетом влияющих факторов для решения задач оптимизации технологического процесса энергоблока представляется в виде полиномов:

$$B_T = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i y_i + \sum_{i,j=1}^k b_{ji} y_j y_i, \quad (2)$$

где  $B_T$  – расход топлива.

Интересен подход с использованием методики математического моделирования и оптимизации режимов работы энергоблоков с учетом того, что параметры применяемых моделей известны с точностью до интервала [11]. При этом подходе на основе статистического регрессионного анализа данных, полученных при натуральных испытаниях энергоблоков, создается модель, и используются доверительные интервалы для всех коэффициентов

регрессионных полиномов, которые описывают значения генерируемой мощности на различных режимах работы энергоблоков.

Также, с практической точки зрения, интересен двухэтапный метод оптимального распределения нагрузок между энергоблоками по особым, так называемым, реперным точкам [7]. При распределении нагрузок этим методом один агрегат с наихудшей экономичностью имеет промежуточную нагрузку, обеспечивающую баланс мощности системы, а все остальные работают с максимальными (минимальными) тепловыми нагрузками.

Кроме того, существуют подходы, в которых форма нечеткого описания факторов неопределенности данных базируется на методах теории нечетких множеств. Так, в работе [12] предложено использование элементов нечетко-интервальной математики с целью трансформации частотных распределений в нечеткие интервалы данных, характеризующих работу энергогенерирующих объектов, с минимальной потерей информации. Реализация такого подхода была осуществлена при поиске оптимальных режимов работы энергоблоков с целью максимизации их КПД [7].

Хорошо, с практической точки зрения, зарекомендовал себя подход, совмещающий методы перебора вариантов и метод относительных приростов расхода топлива [7] для оптимизации распределения теплофикационной и производственной (на собственные нужды) нагрузок между котлами.

Метод относительных приростов расходов топлива более динамичен по сравнению с методом перебора вариантов, так как позволяет работать не только с математическими моделями эксплуатационных характеристик диаграмм режимов работы котлоагрегатов, но и с математическими моделями самих котельных. Приоритетным вариантом использования этих методов [7] при поставленной задаче оптимизации является их комбинирование. Вначале целесообразно проводить распределение методом перебора всех вариантов, выбирая тот, который лучше всего подходит для предварительного распределения нагрузки, а затем воспользоваться методом относительных приростов расходов топлива. Целью оптимизации распределения заданных суммарных тепловых нагрузок между работающими котлоагрегатами является расчет таких нагрузок каждого из них, при которых суммарный расход топлива на них минимален.

$$B_{\text{сум}} = B_1 + B_2 + \dots + B_n, \quad (3)$$

Традиционным критерием данного распределения считается очередность загрузки агрегатов по величине относительных приростов расхода топлива [13]: в первую очередь нагружают агрегаты с наименьшими относительными приростами расходов топлива и далее – по мере их увеличения.

$$\frac{\partial B_1}{\partial D_1} = \frac{\partial B_2}{\partial D_2} = \dots = \frac{\partial B_n}{\partial D_n}, \quad (4)$$

где  $D_1, D_2, \dots, D_n$  – нагрузка каждого агрегата.

В процессе оптимизации с помощью метода неопределенных множи-



телей Лагранжа сравниваются относительные приросты расхода топлива  $b_i$  и конечные приросты  $b_{ki}$ . Выбираются минимальные величины из этих приростов. При этом, если конечный прирост меньше относительного прироста ( $b_{ki} < b_i$ ), определяется искомый вид нагрузки агрегата  $N_{ki}$ , при достижении которой конечный прирост становится больше либо равен относительному приросту расхода топлива. Однако, при этом необходимо отметить, что реальные эксплуатационные характеристики диаграмм режимов работы агрегатов можно считать выпуклыми только с определенными допущениями, которые «сглаживают» эксплуатационные характеристики, ухудшая их точность. Использование «сглаженных» эксплуатационных характеристик при оптимизации по методу оптимального прироста расхода топлива уменьшает реальную экономию топлива. Данные методы нашли достаточно широкое распространение в практике эксплуатации котельных благодаря относительной простоте, а также отсутствию необходимости перераспределения нагрузок между котлами по мере роста их суммарных нагрузок.

### **Выводы**

Из проведенного анализа видно, что методы и модели, применяемые для решения задачи распределения нагрузок в котельной, между теплогенерирующим оборудованием, достаточно разнородны. Их построение и выбор непосредственно связаны с существующими типами оборудования котлов и подходами к планированию управления нагрузками, что делает необходимым разработку новых унифицированных и совершенствование существующих математических методов, моделей и программных средств, которые позволят повысить качество процессов управления нагрузкой котлоагрегатов в процессе эксплуатации.

### **Библиографический список**

1. Потанина Т. В. Методологические подходы к решению задачи управления распределением нагрузок между энергоблоками электростанций // Интеграція технології та енергозбереження. 2010. № 2. С. 76–84. Режим доступа: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Itte\\_2010\\_2\\_12](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Itte_2010_2_12). Дата обращения: 12.10.18.
2. Глуз И. С., Летун В.М., Меленцов М.А., Сызганов Н.А., Волкова Т.В., Спиринов М.Н., Дыскин А.В. Проблемы оптимального управления режимом работы электростанций и энергосистемы в целом в условиях ФОР-ЭМ [Текст] // Сб. докл. Всерос. науч.-техн. конф. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2001. С. 26–28.
3. Long-Range Energy Alternatives Planning System. User Guide [Text] / Stockholm En-vironmental Institute. Boston Center, USA, 2006. – 264 p
4. Филатова Е.Б., Баландина О.А. Комплексная оценка эффективности работы систем теплоснабжения // Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. Строительные технологии материалы 74-й Международной научно-технической конференции по итогам НИР 2017 г. Самар-

ский государственный технический университет. Архитектурно-строительный институт 2017. Издательство: Самарский государственный архитектурно-строительный университет (Самара). Научное электронное издание комбинированного распространения –С. 387-391

5. Аракелян Э.К., Цыпулев Д.Ю. Оптимизация работы теплоэлектроцентрали со сложным составом оборудования в условиях переменных графиков энергопотребления // Вестник МЭИ. 2007. № 1. С. 32–37

6. The Westinghouse AP1000 Advanced Nuclear Plant [Электронный ресурс] // Westinghouse Electric Co., LLC. 27 p. Режим доступа: <http://www.apcnean.org.ar/arch/3e139fc91ebe2e675db2194460badc7c.pdf>. Дата обращения: 13.10.18.

7. Ефимов А.В., Потанина Т.В., Кухтин Д.И., Каверцев В.Л., Гаркуша Т.А. Анализ методов и моделей оптимального распределения нагрузок между энергогенерирующими объектами [Текст] // ВісникНТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Х.: НТУ «ХП», 2015. №16(1125). С. 117–123. Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2078-774X.

8. Щербич В. И., Щербич Е. А., Радченко В. А. Программы оптимизации распределения нагрузок между энергоблоками и расчета эквивалентной энергетической характеристики Березовской ГРЭС // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2013. №2. Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/programmy-optimizatsii-raspredeleniya-nagruzok-mezhdu-energoblokami-i-rascheta-ekvivalentnoy-energeticheskoy-harakteristiki>. Дата обращения: 13.10.18.

9. Лапко А.В., Лапко В.А., Ларько Д.А. Информационные средства оптимизации распределения нагрузки на тепловой электростанции // Проблемы информатизации региона : VIII Всерос. научн.-практ. конф., 28–29 окт. 2003 г., Красноярск: материалы конф. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2003. Т. 1. – С. 114–116

10. Плетнев Г.П. Методы моделирования распределенных систем управления технологическими процессами энергоблоков ТЭС // Теплоэнергетика. 2001. № 10. С. 49–52.

11. Севастьянов П. В., Венберг А.В. Моделирование и оптимизация работы энергоагрегатов при интервальной неопределенности [Текст] // Энергетика: Изв. вузов и энергетических объединений СНГ. 1998. № 3. С. 66–70.

12. Севастьянов П. В., Венберг А.В. Оптимизация технико-экономических параметров работы энергоагрегатов при нечетких исходных данных [Текст] // Энергетика Изв. вузов и энергетических объединений СНГ. 2000. № 1. С. 62–69.

13. Житаренко В.М. Диаграммы оптимального распределения нагрузок между котлами // Вестник Приазовского государственного университета. Мариуполь 2014. №28. С. 118-123.

## ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ СИСТЕМ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ

*Медведева О.Н., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «СГТУ имени Гагарина Ю.А.»*

Газовые сети большинства областей РФ достигли предельных масштабов и требуют непрерывного контроля технического состояния. В этой связи оценка аварийной опасности повреждений надземных и подземных газопроводов в зависимости от условий их прокладки, характера повреждений, давлений газа, диаметров, атмосферных воздействий, а также оценка экологических воздействий утечек газа из поврежденных газопроводов является актуальной задачей. Несмотря на совершенствование оборудования и технологий, фактор безопасности систем газоснабжения остается приоритетным [1].

Установлено, что бесперебойное и безаварийное газоснабжение обеспечивается качественным выполнением планово-предупредительных работ, соблюдением регламентов, непрерывным мониторингом и прогнозом значений параметров сетей газораспределения, оперативным реагированием и взаимодействием служб ГРО [2].

В процессе эксплуатации распределительные газовые сети подвергаются большому спектру нагрузок и воздействий, что, в сочетании с продолжительным периодом эксплуатации, приводит к снижению уровня надежности. Материал по состоянию аварийности в газовом хозяйстве позволяет выявить слабые места в системе обеспечения безопасности, разработать программу мероприятий, как организационного плана, так и по проведению аналитических, экспериментальных исследований и проектных разработок.

Одним из наиболее эффективных и одновременно требующим значительных капитальных вложений способов повышения надежности систем газоснабжения является замена и реконструкция морально и физически устаревших трубопроводов и элементов газовых систем. Задача обеспечения надежной работы газопроводов сводится к решению двух основных задач: своевременному обнаружению дефектов и прогнозированию условий их развития вплоть до момента разрушения.

Как известно, при эксплуатации газопровода с течением времени в нем образуются различные дефекты: утонения стенки, трещины, сквозные дефекты. Множество факторов, негативно влияющих на физическое состояние газопроводов, в том числе и отрицательные антропогенные и природные воздействия, оказывают влияние как на частоту аварий, так и на общий срок эксплуатации газопровода.

Все аварийные ситуации можно условно разделить на следующие группы: природные явления; ошибки проектирования; повреждения при механическом воздействии; нарушение технологии строительно-монтажных работ. Помимо этого, источниками повышенной опасности и причиной возникновения аварийных ситуаций могут стать газоиспользую-

щее оборудование и арматура с истекшим сроком службы [3, 4]. В 2013 году вступили в действие Правила пользования газом (Постановление Правительства РФ №410 от 14.05.2013), согласно которым является обязательным техническое диагностирование приборов и оборудования для обеспечения безопасности при использовании газового топлива. При этом гораздо эффективнее и экономичнее проводить своевременную замену морально и физически устаревшего оборудования.

С декабря 2014 года действуют правила в области промышленной безопасности «Правила промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением», утвержденные приказом Ростехнадзора от 25.03.2014 № 116, устанавливающие обязательные требования к организациям, в чью сферу деятельности входит эксплуатация систем газоснабжения, направленные не только на обеспечение промбезопасности, но и на предупреждение аварий, инцидентов, производственного травматизма на опасных производственных объектах и подготовку «Декларации промышленной безопасности опасного производственного объекта» с анализом, оценкой риска и идентификацией опасностей.

Кроме указанных документов при проектировании газораспределительных систем необходимо опираться на нормативные положения ГОСТ Р 57193-2016, разработанного с учетом требований международного стандарта ISO/IEC/IEEE 15288:2015\* «Системная и программная инженерия. Процессы жизненного цикла систем» (ISO/IEC/IEEE 15288:2015 «Systems and software engineering - System life cycle processes», NEQ) [5], основополагающими из которых являются принципы системного анализа, положения теории массового обслуживания и логистические подходы к управлению потоками природного газа.

Анализ инцидентов, произошедших на газовых сетях АО «Газпром газораспределение Саратовская область» за 2017 год, показывает, что за указанный период было зарегистрировано 49 аварийных ситуаций, из них - пожары и инциденты, связанные с использованием внутридомового газового оборудования и прочие инциденты, не связанные с использованием природного газа, составили 45 аварий (за 2016 год было зарегистрировано 71 инцидент). При этом, в сравнении с 2016 годом, отсутствуют инциденты, связанные:

- с коррозионными повреждениями газопроводов и утечек на них, что в свою очередь связано со своевременным проведением работ по выявлению утечек приборным методом и проведением внеочередного приборного обследования газопроводов;
- со стихийными явлениями (падение деревьев, упавший с крыши снег, ледяные глыбы, оползни, паводок);

- с отключением и повреждением газового оборудования и газопроводов посторонних лиц и связанные с террористическими действиями;
- с утечками газа (во фланцевых соединениях, разрывы сварных швов, микротрещины);
- при понижении давления срабатывания ПЗК в пунктах редуцирования;
- с образованием гидратных закупорок, обледенением оборудования;
- с механическими повреждениями газопроводов при разрушении ветхих строений в охранных зонах газопроводов.

Снизился процент инцидентов, связанных:

- с неосторожным обращением с огнем, замыканием электропроводки и перекалом печи, приводящих к пожарам;
- не связанных с использованием природного газа, но в связи с поступлением заявки выезжала бригада аварийной службы филиала и производила отключение от сети газоснабжения (учебные тренировки, проводившие сторонние организации, угроза взрыва, взрывы иных газов и др.).

Увеличился рост инцидентов:

- связанных с механическими повреждениями газопроводов при земляных работах сторонними организациями (увеличение подобных инцидентов связано с недостаточным контролем к порядку выдачи согласований и разрешений на вскрышные работы со стороны филиалов и уведомлением организаций, выполняющих земляные работы в охранных зонах газопроводов на территории зоны обслуживания филиала);
- с утечками газа на газовых приборах ВДГО, внутриподъездных газопроводов и газопроводах-вводах в подъезды жилых домов (ВДГО; ОД-ГО);
- связанных с механическими повреждениями надземных газопроводов автотранспортом, что связано с организацией проездов под газопроводами;
- произошедших при нарушении абонентами правил пользования газовыми приборами ВДГО, что привело к отравлению угарным газом.

Согласно статистическим данным, износ основных фондов по линейной части газопроводов на сегодняшний день составляет порядка 57 %. Как правило, большая часть дефектов приходится на коррозионные и механические повреждения, выявить которые гораздо сложнее из-за их труднодоступности. Однако, при использовании современных средств измерительной техники данная проблема может быть успешно решена [6].

На сетях газоснабжения максимальными по последствиям являются аварии, сопровождающиеся взрывом природного газа на газораспределительных станциях, пунктах редуцирования, распределительных газопроводах и котельных [7, 8].

Помимо установления аварийной опасности повреждений газовых сетей в зависимости от типа прокладки, вида повреждений, давления перека-

чиваемого газа, диаметров газопроводов и других определяющих факторов актуальной задачей также является оценка экологических воздействий утечек газа из поврежденных газопроводов и газоиспользующего оборудования. Величина утечки зависит от двух основных факторов: размеров повреждений (неплотностей), через которые происходит утечка и категории газопровода по давлению. Например, объем утечек по причине аварийного выброса газа из-за разрыва газопровода варьируется в диапазоне 2,5÷3 млн м<sup>3</sup> [1, 8].

Одним из элементов, требующим модернизации, являются уплотнительные поверхности резьбовых и фланцевых соединений, поскольку энергозатраты и эксплуатационные затраты на обслуживание и ущерб от утечек в процессе редуцирования и аварийных сбросов газа составляют значительную величину [1, 9]. Актуальной проблемой газораспределительных сетей является подбор надежной запорной арматуры, способной обеспечивать, помимо надлежащих рабочих условий, безопасность эксплуатации и герметичность закрытия в течение всего периода службы. Несмотря на тот факт, что использование энергосберегающих технологий и современного энергонезависимого оборудования является дорогостоящим мероприятием, в перспективе можно получить значительный экономический эффект [2, 10].

Основными экономическими последствиями аварий на газораспределительных системах является прекращение газоснабжения различных категорий потребителей, поскольку затраты на восстановление разрушенного участка газопровода и возмещение ущерба за аварийный выброс газа невелики.

Как показывает анализ конструктивных параметров систем энергоснабжения, структуры и объемов энергопотребления некоторых населенных пунктов, подавляющее большинство распределительных систем газоснабжения, запроектированных на максимальный часовой расход газа, имеют излишнюю материал- и энергоемкость, чрезмерное резервирование, не соответствуют реальным требованиям технологических процессов и требуют необходимости оптимизации эксплуатационных затрат.

Основываясь на проведенном анализе, можно сделать вывод, что для предупреждения возникновения аварийных ситуаций, а также снижения их последствий, необходимо:

- строгое соблюдение требований нормативных документов и приказов Ростехнадзора, контроль выполнения правил технической эксплуатации, строгое соблюдение требований техники безопасности;
- качественное строительство объектов согласно проектной документации;
- использование ресурсо- и энергосберегающих технологий и материалов для обеспечения бесперебойной работы и надежной эксплуатации газового комплекса;

- своевременное проведение работ по выявлению дефектов оборудования и материалов, их ремонт или замена;
- качественное выполнение аварийно-ремонтных и восстановительных работ.

Выводы.

1. Анализ статистических данных об авариях на объектах системы газоснабжения, отражающий реальное состояние процессов проектирования, строительства и эксплуатации системы, является основой для разработки адекватных мероприятий по обеспечению высокого уровня надежности эксплуатации газотранспортной системы и оценки показателей риска.

2. Как правило, основными причинами возникновения аварийных ситуаций являются: низкая дисциплина (производственная, технологическая), недостаточная проработка планов производства работ, нарушения производственных инструкций персоналом по причине плохого знания их, отсутствие практических навыков, халатность.

3. Для повышения эксплуатационной надежности газораспределительных систем необходим комплексный мониторинг состояния всех объектов газового хозяйства, систематический сбор и обработка информации.

4. Для ликвидации дефицита пропускной способности газопроводов и оптимизации величины давления необходимо проводить своевременную реконструкцию, например, путем перевода участка газопровода на высшую категорию давления с установкой пунктов редуцирования газа непосредственно у потребителя.

#### Библиографический список

1. Фастов Л.М., Медведева О.Н. Надежность систем газоснабжения: монография. Саратов: СГТУ. 2012. 148 с.

2. Медведева О.Н., Иванов А.И. Развитие распределительных систем газоснабжения // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2014. Т. 3. № 1 (76). С. 75-79.

3. Надзор за объектами нефтегазового комплекса [Электронный ресурс] // Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору. Режим доступа: <http://www.gosnadzor.ru/industrial/oil/lessons/> Дата обращения: 14.10.2018.

4. Ильин В.И., Кузовлева Я.И., Плотникова М.И. Анализ аварийности на объектах газораспределительных организаций // Газовая промышленность. 2016. № 3 (742). С. 82-83.

5. ГОСТ Р 57193-2016. Системная и программная инженерия. Процессы жизненного цикла систем (ISO/IEC/IEEE 15288:2015, NEQ). М.: Стандартинформ. 2016. 98 с.

6. Белоусенко И.В., Ковалев А.П., Лехтман И.И. Влияние надёжности оборудования газораспределительных пунктов на взрывобезопасность газифицированных объектов // Промышленная энергетика. 2011. №11. С. 48-54.

7. Бодэ И. Опыт ремонта газовых вводов в газораспределительных организациях Латвии//Научно-технические проблемы совершенствования и развития систем газо-энергоснабжения. 2018. Т.1. №6. С. 7-13.

8. Башкин В.Н., Галиулин Р.В., Галиулина Р.А. Аварийные выбросы природного газа: проблемы и пути их решения // Защита окружающей среды в нефтегазовом комплексе. 2010. № 8. С. 4-11.

9. Ксензов М.В. Аналитический обзор отчетов в области сбора данных по нештатным ситуациям при эксплуатации газопроводов// Инженерный вестник Дона. №3. 2015. [Электронный ресурс]. Режим доступа: [ivdon.ru/magazine/archive/n3y2015/3260](http://ivdon.ru/magazine/archive/n3y2015/3260)

Дата обращения: 14.10.2018

10. Энергетическая стратегия России на период до 2035 года [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://ac.gov.ru/files/content/1578/11-02-14-energostrategy-2035-pdf.pdf>. Дата обращения: 14.10.2018.

## УПРОЩЕННЫЙ АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЯ НАДЕЖНОСТИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СЕТИ

*Клочко А.К., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

Под надежностью систем газораспределения понимают способность транспортировать газ в необходимом количестве с соблюдением заданных параметров при нормальных условиях эксплуатации в течении определенного периода времени [1–6].

Надежность газораспределительной сети может быть охарактеризована количественным показателем - показателем надежности газораспределительной сети. Вероятность отказа элемента сети и сети в целом носит случайный характер и может быть описана посредством математического аппарата вероятности наступления случайного события (теории вероятности), а также необходимо учитывать тот факт, что происхождение аварии на различных элементах системы наносит различный относительный ущерб всей системе в целом. Показатель надежности газораспределительной сети можно определить в соответствии с рекомендациями, предложенными методикой [2]:

$$R_{\text{снет}}(t) = 1 - \left( 1 - e^{-\sum \omega_i t} \right) \left( \sum_{\text{уч}} \frac{\Delta Q_j \omega_i}{Q_0 \sum \omega_i} + \sum_{\text{арм}} \frac{\Delta Q_j \omega_3}{Q_0 \sum \omega_i} \right) \quad (1)$$

где  $\omega_i$  – параметр потока отказов для участка сети, 1/год;  $\omega_3$  – параметр потока отказов для запорной арматуры, 1/год;  $t$  – расчетный период времени для определения показателя надежности системы, год;  $\Delta Q_j$  – недополученные объемы газа потребителями, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_0$  – общий расход газа в сети, м<sup>3</sup>/ч.



При проведении практических расчетов определения показателя надежности согласно уравнению (1) часто используют вспомогательные таблицы для расчета участков сети вида таблица 1, а для расчета влияния на показатель надежности арматуры (предполагая, что параметры потока отказов для всех задвижек системы принимается равными) вида таблица 2.

Описанная выше методика предполагает, что показатель надежности газораспределительной сети зависит от параметра потока отказов ее элементов. Элементом системы при определении показателя надежности является часть системы способная выйти из строя, при этом, не выводя из строя другие элементы системы. При этом на сегодняшний день принято выделять две группы элементов: трубопроводы (линейные объекты) и задвижки (точечные объекты).

Таблица 1

**Таблица расчетов для участков сети**

№ уч.	Длина участка, км	$\omega_i$ , 1/год	$\omega_i/\Sigma\omega_i$	$\Delta Q_j$ , м <sup>3</sup> /ч	$\Delta Q_j/Q_o$	$(\omega_i/\Sigma\omega_i) \cdot (\Delta Q_j/Q_o)$
1	2	3	4	5	6	7

Таблица 2

**Таблица расчетов для отключающих устройств (задвижек)**

№ арм.	$\Delta Q_j$ , м <sup>3</sup> /ч	$\Delta Q_j/Q_o$	$(\omega_i/\Sigma\omega_i) \cdot (\Delta Q_j/Q_o)$
1	2	3	4

В практике расчетов показателя надежности газораспределительной системы более удобной формой записи формулы для определения показателя надежности является [7]:

$$R_{\text{сист}}(t) = 1 - \left( 1 - \frac{1}{e^{\Sigma \omega_i t}} \right) \left( \frac{\sum_{i=1}^n (\Delta Q_j \omega_i)}{Q_o \sum \omega_i} \right) \quad (2)$$

Помимо всего прочего данная форма записи уравнения позволяет в дальнейшем при необходимости вводить дополнительные группы элементов (например, газорегуляторные пункты).

При этом для расчета удобным будет составление вспомогательной таблицы, включающие в себя все возможные элементы сети. Пример таблицы приведен в таблице 3.

Таблица расчетов для элементов газораспределительной сети

№ элемента	Длина участка, м	Длина участка, км	$\omega_{уд},$ 1/(км·год)	$\omega_i,$ 1/год	$\Delta Q_i,$ м <sup>3</sup> /ч	$\omega_i \Delta Q_i,$ м <sup>3</sup> /(ч·год)
1	2	3	4	5	6	7
участок	v	v	v	v	v	v
арматура	-	-	-	v	v	v
СУММА	-	-	-	v	-	v

Сравнение принятого на сегодняшний день (классического) и оптимизированного алгоритмов рассмотрим на примере.

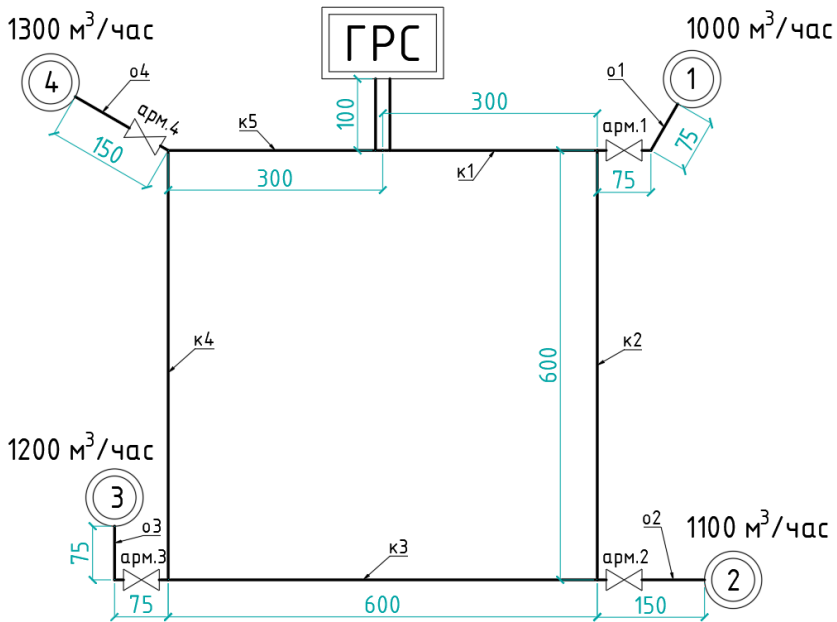


Рис. 1. Схема газораспределительной сети высокого давления

На рисунке 1 отображены: конфигурация сети, номера участков, длины участков, места установки арматуры и номера арматуры, также рядом с номером абонента записан расчетный расход газа в м<sup>3</sup>/ч.

Произведем расчет показателя надежности газораспределительной сети, согласно классическому алгоритму расчета.

- 1) Заполним таблицу по расчету для участка газопроводов.

Таблица 4

## Расчет участков сети для рассматриваемого примера

№ уч.	Длина участка, м	Длина участка, км	$\omega_i$ , 1/год	$\omega_i/\Sigma\omega_i$	$\Delta Q_j$ , м <sup>3</sup> /ч	$\Delta Q_j/Q_o$	$(\omega_i/\Sigma\omega_i) \cdot (\Delta Q_j/Q_o)$
1	2	3	4	5	6	7	8
к1	300	0,3	0,0015	0,088235	4600	1,000	0,088235294
к2	300	0,3	0,0015	0,088235	4600	1,000	0,088235294
к3	600	0,6	0,003	0,176471	4600	1,000	0,176470588
к4	600	0,6	0,003	0,176471	4600	1,000	0,176470588
к5	600	0,6	0,003	0,176471	4600	1,000	0,176470588
о1	150	0,15	0,00075	0,044118	1000	0,217	0,009590793
о2	150	0,15	0,00075	0,044118	1100	0,239	0,010549872
о3	150	0,15	0,00075	0,044118	1200	0,261	0,011508951
о4	150	0,15	0,00075	0,044118	1300	0,283	0,012468031
Σгр	-	-	0,015		-	-	0,75

2) Заполним таблицу по расчету для участка газопроводов.

Таблица 5

## Расчет отключающих устройств для рассматриваемого примера

№ арм.	$\Delta Q_j$ , м <sup>3</sup> /ч	$\Delta Q_j/Q_o$	$(\omega_i/\Sigma\omega_i) \cdot (\Delta Q_j/Q_o)$
1	2	3	4
арм.1	4600	1,000	0,029411765
арм.2	4600	1,000	0,029411765
арм.3	4600	1,000	0,029411765
арм.4	4600	1,000	0,029411765
Σарм	-	-	0,117647059

3) Определим сумму параметра потока отказов для задвижек сети:

$$\Sigma\omega_3 = 4 \cdot 0,0005 = 0,002 \text{ 1/год.}$$

4) Определим сумму параметра потока отказов для всех расчетных элементов сети:

$$\sum \omega_3 = 0,015 + 0,002 = 0,017 \text{ 1/год.}$$

5) Определим показатель надежности системы по формуле 1 данной работы в расчете на 10 лет.

$$R_{\text{сист}}(t) = 1 - \left(1 - 2,71^{-0,017 \cdot 10}\right) \left(0,75 + \frac{0,0005}{0,017} 0,11764\right) = 0,864$$

Теперь рассмотрим усовершенствованный алгоритма расчета показателя надежности газораспределительной сети для рассматриваемого примера.

1) Заполним таблицу по расчету для расчета показателей элемента.

Таблица 6

**Таблица расчетов для элементов газораспределительной сети для рассматриваемого примера**

№ элемента	Длина участка, м	Длина участка, км	$\omega_{уд.}$ , 1/(км·год)	$\omega_i$ , 1/год	$\Delta Q_j$ , м <sup>3</sup> /ч	$\omega_i \Delta Q_j$ , м <sup>3</sup> /(ч·год)
1	2	3	4	5	6	7
к1	300	0,3	0,005	0,0015	4600	6,9
к2	300	0,3	0,005	0,0015	4600	6,9
к3	600	0,6	0,005	0,003	4600	13,8
к4	600	0,6	0,005	0,003	4600	13,8
к5	600	0,6	0,005	0,003	4600	13,8
о1	150	0,15	0,005	0,00075	1000	0,75
о2	150	0,15	0,005	0,00075	1100	0,825
о3	150	0,15	0,005	0,00075	1200	0,9
о4	150	0,15	0,005	0,00075	1300	0,975
арм.1	-	-	-	0,0005	4600	2,3
арм.2	-	-	-	0,0005	4600	2,3
арм.3	-	-	-	0,0005	4600	2,3
арм.4	-	-	-	0,0005	4600	2,3
$\Sigma$	-	-	-	0,017	-	67,85

2) Определим показатель надежности системы по формуле 2 данной работы в расчете на 10 лет.

$$R_{\text{сист}}(t) = 1 - \left( 1 - \frac{1}{2,71^{0,017 \cdot 10}} \right) \left( \frac{67,85}{0,017 \cdot 4600} \right) = 0,864.$$

### **Вывод**

Усовершенствованный алгоритм определения показателя надежности более прост в понимании расчета и с большей вероятностью исключает ошибку при определении  $\Sigma\omega_i$  системы и позволяет:

- при возникновении необходимости задать в одной системы различные параметры потоков отказа для любого элемента;
- существенно уменьшить количество вычислительных операций;
- минимизировать затраты времени при оформлении результатов расчета.

### **Библиографический список**

1. Проект «Энергетическая стратегия России на период до 2035 года» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://minenergo.gov.ru/system/download-pdf/1920/69055> Дата обращения: 15.10.2018.
2. Ионин А.А. Газоснабжение. — М.: Стройиздат, 1989. 439 с.
3. Жила В.А. Газоснабжение: учебник для студентов вузов по специальности "Теплогазоснабжение и вентиляция". — М.: АСВ, 2014. 368 с.
4. Жила В.А., Гусарова Е.А., Гулюкин Д.М. Надежность газораспределительных систем. // Издательский дом "Наука образования". НАУЧНОЕ ОБОЗРЕНИЕ. 2017. № 20. С. 38-44.
5. Жила В.А., Гусарова Е.А., Гулюкин Д.М. Способы повышения надёжности систем газораспределения в городском строительстве. // Общество с ограниченной ответственностью Журнал Инновации и инвестиции. ИННОВАЦИИ И ИНВЕСТИЦИИ. 2017. № 20. С. 139-142.
6. Жила В.А., Соловьева Е.Б., Гулюкин Д.М. Безопасность систем газоснабжения и газораспределения. // Издательский дом "Наука образования". НАУЧНОЕ ОБОЗРЕНИЕ. 2016. № 22. С. 27-32.
7. Лактунькин А.В. Выбор степени кольцевания газораспределительной сети высокого давления для среднего населенного пункта: — ВКР М., 2018. 21 с.

## **ВЫБОР ЗНАЧЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГАЗОПРОВОДОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ**

*Слесарев Д.Ю., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «ТГУ»*

Экономичная и безопасная работа газовых приборов обеспечивается при номинальном значении давления газа [1]. При номинальном давлении создаются наиболее благоприятные условия для сжигания газа, горелки газовых приборов работают устойчиво и обеспечивают необходимую пол-

ноту сгорания газа с максимальным коэффициентом полезного действия [1].

В реальных условиях эксплуатации бытовые газовые приборы работают при повышенном или пониженном давлении газа [2]. Газопотребляющее оборудование, подключенное в начале газопровода (вблизи от источника), эксплуатируется при максимальном значении давления газа  $P_{max}$ , а оборудование, подключенное в конце трассы газопровода, функционирует при минимальном значении давления газа  $P_{min}$ . В диапазоне давлений от  $P_{min}$  до  $P_{max}$  газовые приборы обеспечивают устойчивое горение газа без отрыва и проскока пламени, необходимую полноту его сжигания с приемлемым коэффициентом полезного действия [3]. Кроме того, поддержание давления газа перед газовыми плитами в допустимом диапазоне обеспечивает минимальную эмиссию токсичных продуктов сгорания в помещении.

Предельно допустимые давления газа для бытовых газовых приборов:  $P_{max}$ ,  $P_{min}$ , а также номинальное давление  $P_{ном}$  нормируются ГОСТ (таблица 1).

Таблица 1

**Величины испытательных давлений газа  
для наиболее характерных бытовых газовых приборов**

Наименование газового прибора	Испытательное давление, кПа			Действующий стандарт
	$P_{ном}$	$P_{min}$	$P_{max}$	
Бытовые газовые приборы для приготовления пищи	1,3	0,65	1,8	ГОСТ Р 50696-2006
	2,0	1,7	2,5	
Газовые водонагреватели мгновенного действия	2,0	1,7	2,5	ГОСТ 31856-2012
Аппараты отопительные газовые бытовые с водяным контуром	1,3	0,65	1,8	ГОСТ 20219-74
	2,0	1,0	2,8	
Котлы газовые центрального отопления с номинальной тепловой мощностью не более 70 кВт	2,0	1,7	2,5	ГОСТ Р 54826-2011
Устройства газогорелочные для отопительных бытовых печей	1,3	0,6	1,8	ГОСТ 16569-86
	2,0	0,6	2,8	

В этих пределах давлений газа обеспечивается надежная и безопасная эксплуатация газопотребляющего оборудования. Именно эти диапазоны давлений производители, в случае подтверждения соответствия продукции требованиям ГОСТ, указывают в качестве технических характеристик в паспорте оборудования и, соответственно, несут ответственность за безопасность работы оборудования только в этих пределах.

Указанные в таблице 1 государственные стандарты входят в перечень стандартов, содержащих правила и методы испытаний необходимые для применения и исполнения требований Технического регламента Таможен-

ного союза «О безопасности аппаратов, работающих на газообразном топливе» [4]. Следуя государственной политике в области стандартизации, в том числе для повышения конкурентоспособности продукции, всё больше производителей газовых приборов подтверждают соответствие своей продукции современным требованиям ГОСТ. Однако действующие редакции ГОСТ предусматривают проведение испытаний газовых приборов в значительно более узком диапазоне давлений по сравнению с ранними редакциями аналогичных государственных стандартов.

Обобщая данные таблицы 1 можно отметить, что наиболее характерные для поселений современные газовые приборы, соответствующие ГОСТ, гарантировано работают в диапазонах давления газа:

- от 0,65 кПа до 1,8 кПа, для приборов, изготовленных на номинальное давление газа 1,3 кПа;

- от 1,7 кПа до 2,5 кПа, для приборов, изготовленных на номинальное давление газа 2 кПа.

Поскольку энергоноситель к бытовым газовым приборам подается из газовой сети низкого давления, то при проектировании таких сетей задается величина допустимых потерь (расчетный перепад) давления газа ( $\Delta P_p$ ), которая обеспечивает работу ближайших к источнику газа приборов при давлении не более  $P_{max}$  и работу наиболее удаленных от источника газа приборов при давлении не менее  $P_{min}$ . Таким образом, расчетный перепад давления в газовой сети низкого давления определяется по формуле  $\Delta P_p = P_{max} - P_{min}$ .

Согласно п. 3.25 СП 42-101 расчетные суммарные потери давления газа в газопроводах низкого давления (от источника газоснабжения до наиболее удаленного прибора) принимаются не более 180 даПа, в том числе в распределительных газопроводах 120 даПа, в газопроводах-вводах и внутренних газопроводах - 60 даПа [5].

Составители СП 42 - 101, как и предыдущих СНиП 42-01 и СНиП 2.04.08 - 87, допуская увеличивать  $\Delta P_p$  до 180 даПа, по-видимому, преследовали цель существенным образом уменьшить диаметр труб и, следовательно, понизить материалоемкость и стоимость проектируемых газовых сетей.

Из опыта проектирования газовых сетей [6, 7] известно, чтобы обеспечить колебание величины давления газа перед приборами в допустимом диапазоне, расчетный перепад давления газа в сети низкого давления должен составлять  $\Delta P_p = 0,9P_{ном}$ .

Теоретическое обоснование величины  $\Delta P_p$  дано в [7]. Исходя из того, что расход газа приборами допустимо изменять в пределах  $\pm 20\%$  от величины номинального расхода, коэффициент перегрузки по давлению газа составляет  $1,2^2 = 1,44 \approx 1,5$ , а коэффициент недогрузки  $0,8^2 = 0,64 \approx 0,6$ . Отсюда получаем  $\Delta P_p = (1,5 - 0,6)P_{ном} = 0,9P_{ном}$ .

Как отмечается в научной литературе, данные рекомендации соотнесены с газовой техникой прошлого столетия, поэтому в значительной степени устарели [8].

Выбору расчетного перепада давления и его распределения по участкам газовой сети посвящено значительное количество научных публикаций, но в проектных организациях этому вопросу не уделяют должного внимания [8]. Обычно, зная длину расчетных участков сети и расчетный расход газа, подбирают диаметр газопровода и определяют потери давления, после чего проверяют «непревышение» полученного перепада давления нормативному значению (180 даПа). При невыполнении данного условия проводится корректировка диаметров.

При таком подходе к выбору расчетного перепада не учитываются технические характеристики современных газовых приборов, соответствующих требованиям ГОСТ, что при эксплуатации газовых сетей может привести к работе наиболее удаленных от источника газа приборов при давлениях газа ниже минимального значения  $P_{min}$ , указанного в паспорте. В результате понижается коэффициент полезного действия оборудования, увеличивается эмиссия токсичных продуктов сгорания в помещение и возникает риск нарушения устойчивой работы [8].

В соответствии с требованием п.45. Технического регламента «О безопасности сетей газораспределения и газопотребления» [9], при проектировании внутренних газопроводов необходимо учитывать, что давление природного газа во внутренних газопроводах должно соответствовать параметрам, установленным изготовителем газоиспользующего оборудования. Получается, что с целью недопущения нарушения требования п.45 Технического регламента «О безопасности сетей газораспределения и газопотребления» указание, приведенное в п. 3.25 СП 42 - 101 нуждается в уточнении.

С учетом технических характеристик современных газовых приборов (таблица 1), расчетные суммарные потери давления газа в газопроводах низкого давления (от источника газоснабжения до наиболее удаленного прибора) составят не более:  $\Delta P_p = 1,8 - 0,65 = 1,15$  кПа, при номинальном давлении бытового газоиспользующего оборудования 1,3 кПа;  $\Delta P_p = 2,5 - 1,7$  кПа = 0,8 кПа, при номинальном давлении бытового газоиспользующего оборудования 2 кПа.

Приняв во внимание потери давления в приборах учета расхода газа, которые составляют от 200 до 300 Па [10] можно предложить следующее распределение расчетного перепада давления по сети (таблица 2).

Данные таблицы 2 показывают, что величина расчетных суммарных потерь давления газа в газопроводах низкого давления (от источника газоснабжения до наиболее удаленного прибора), обоснованная техническими характеристиками современных газовых приборов, значительно ниже величины приведенной в п. 3.25 СП 42 – 101.



Распределение расчетного перепада давления по сети

Номинальное давление газа перед приборами, Па	Расчетные суммарные (максимальные) потери давления газа в газопроводах, Па	Потери давления в распределительных газопроводах, Па	Потери давления в газопроводах-вводах и внутренних газопроводах, Па
1300	1150	800	350
2000	800	450	350

### Вывод

При проектировании газовых сетей низкого давления, с целью соблюдения принципов и требований Технического регламента «О безопасности сетей газораспределения и газопотребления» необходимо применять значения максимальных расчетных суммарных потерь давления газа в газопроводах низкого давления, обоснованные, в первую очередь, техническими характеристиками газовых приборов, предусмотренных проектом к установке.

### Библиографический список

1. Иссерлин А.С. Газовые горелки. Л.: Недра, 1973. 192 с.
2. Иванов А. А. Моделирование и обоснование рациональных поселковых систем газоснабжения: дис. ... канд. тех. наук : 05.23.03. Саратов, 2011. 157 с.
3. Курицын Б.Н., Медведева О.Н., Иванов А.А. Исследование тепловой эффективности водогрейных аппаратов, работающих на газовом топливе // Вестник ЮУрГУ. 2009. №16. с. 54-57.
4. Технический регламент Таможенного союза «О безопасности аппаратов, работающих на газообразном топливе»: утв. решением Комиссии Таможенного союза от 09.12.2011 № 875. Доступ из справ.-правовой системы «Техэксперт».
5. СП 42-101-2003. Общие положения по проектированию и строительству газораспределительных систем из металлических и полиэтиленовых труб: одобр. постановлением Госстроя России от 26.06.2003 г. № 112. Доступ из справ.-правовой системы «Техэксперт».
6. Пешехонов Н.И. Проектирование газоснабжения. М.: Эколит, 2012. 148 с.
7. Ионин А.А. Газоснабжение. М.: Лань, 2012. 439 с.
8. Медведева О. Н. Разработка эффективных газораспределительных систем: дис. ... д-ра тех. наук: 05.23.03. Саратов, 2015. 447 с.
9. Технический регламент «О безопасности сетей газораспределения и газопотребления»: утв. постановлением Правительства Российской Феде-

рации от 29.10.2010 г. №870. Доступ из справ.-правовой системы «Техэксперт».

10. Промышленное газовое оборудование: справочник. – Саратов: Газовик, 2003. 623 с.

## **УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОДОГРЕВА НЕФТИ**

*Уляшева В.М., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «СПбГАСУ»*

*Мартыанова А.Ю., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «СПбГАСУ»*

*Ромуз А.К., магистрант, ФГБОУ ВО «СПбГАСУ»*

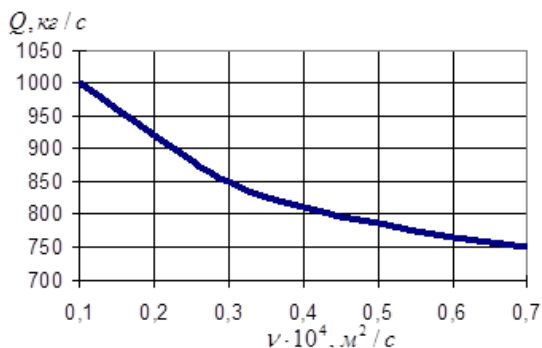
Вопросам энергосбережения и повышения энергоэффективности уделяется большое внимание в различных отраслях мировой экономики. Наибольший экономический эффект от внедрения различного рода энергосберегающих технологий достигается в энергоемких производствах, таких как газовая промышленность. Одним из основных объектов системы магистральных газопроводов (МГ) является компрессорная станция (КС), обладающая значительным потенциалом вторичных энергоресурсов (ВЭР). Известно, что современные компрессорные станции с газотурбинными установками (ГТУ) имеют низкий КПД, около 30 % [1-3, 5-8]. При этом 70 % теплоты выбрасывается с уходящими газами, что повышает тепловое воздействие на атмосферу. ВЭР компрессорных станций могут полезно использоваться, как на собственные нужды, так и на нужды внешних потребителей (жилых поселков, тепличных хозяйств и т.п.). Различные схемы использования ВЭР компрессорных станций представлены в работе [8].

Современные МГ с приводными ГТУ выполняются многоничными с совмещенными компрессорными станциями, которые объединяют несколько компрессорных цехов (КЦ). В КЦ количество и тип ГТУ определяются производительностью и режимом работы газопровода с учетом резервирования. Компрессорные станции с газотурбинными установками (ГТУ) являются крупными потребителями газа. На данный момент количество газа, используемого на таких КС, составляет для различных газотранспортных магистралей в зависимости от типа газоперекачивающего оборудования от 6 до 23 %.

Основным источником ВЭР на компрессорных станциях являются уходящие газы от газотурбинных установок с температурой 400-500 °С. Целесообразность установки утилизационных теплообменников на компрессорных станциях с газотурбинными установками, и передача теплоты на подогрев нефти зависит от расстояния между компрессорной станцией и нефтепроводом. Эффективно использовать данную теплоту на расстоянии до 15 км.

На данный момент примерно 50 компрессорных станций на территории России и Республики Беларусь располагаются вблизи от нефтепроводов, а общая длина совместных трасс примерно 5 тыс. км.

Магистральные нефтепроводы могут быть крупными потребителями ВЭР компрессорной станции, т.к. ВЭР КС существенно превышают потребности в теплоте других потребителей. Вязкость нефти снижается с повышением температуры. Когда температура изменяется от 0 до 15 °С вязкость уменьшается в 3 раза, а пропускная способность трубопровода  $d = 1000$  мм увеличивается на 21,5 % (рис. 1), что влечет за собой увеличение пропускной способности нефтепровода и снижает затраты на транспортировку [4].



**Рис. 1.** Зависимость пропускной способности нефтепровода от вязкости нефти

Большая часть теплоты топлива уносится с уходящими газами. Уходящие газы всех типов ГТУ обладают высоким тепловым потенциалом. Их температура 500-800 К при расходе 50-200 кг/с. В таблице 1 приведены результаты расчета располагаемых и утилизируемых ресурсов теплоты для агрегатов последнего поколения ГТУ ГПА-Ц1-16С/86-1.35М в сравнении с данными для наиболее распространенных типов ГТУ.

*Таблица 1*

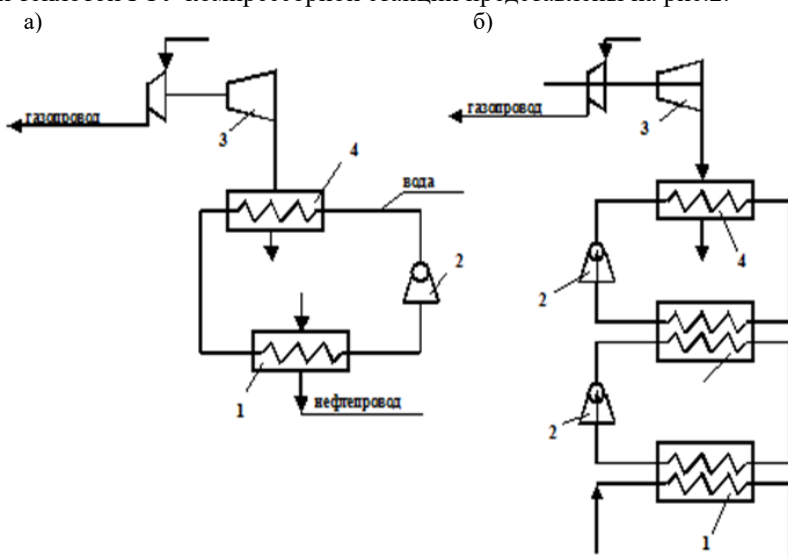
**Количество располагаемой и утилизируемой теплоты  
в зависимости от типа агрегата**

Наименование	Типы ГТУ		
	ГТ-6-750	ГТК-10	ГПА-Ц1-16С/86-1.35М
Ресурсы теплоты уходящих газов, МВт	20	27	44,4
Ресурсы теплоты, отнесенные к номинальной мощности ГТУ, МВт/МВт	3,3	2,7	2,8
Утилизируемые ресурсы теплоты уходящих газов, МВт	14,2	16,4	31,7
Утилизируемые ресурсы теплоты, отнесенные к номинальной мощности ГТУ, МВт/МВт	2,4	1,6	2,0

В работе предложен вариант использования ВЭР компрессорной станции «Оршанская» на магистральном газопроводе Ямал – Европа на нужды внешнего потребителя, а именно на подогрев нефти в близко расположенном нефтепроводе Унеча – Полоцк.

В состав блока компримирования компрессорной станции «Оршанская» входят 5 газоперекачивающих агрегатов (ГПА). При мощности агрегата 16 МВт для поддержания расхода (проектная производительность газопровода 35 млрд.м<sup>3</sup>/год) необходимо 3 рабочих ГПА, дополнительно 1 резервный и 1 в текущем ремонте.

Предлагаемые принципиальные схемы подогрева нефти утилизируемой теплотой ГТУ компрессорной станции представлены на рис.2.



**Рис. 2.** Принципиальные схемы подогрева нефти. а – одноконтурная схема, б – двухконтурная схема. 1 – теплообменник для подогрева нефти; 2 – насос; 3 – газопод; 4 – утилизационный теплообменник; 5 – водоводяной теплообменник

Нефть подогревают до 30-65 °С в теплообменниках (чаще всего «труба в трубе», кожухотрубных), для чего на нефтеперекачивающих станциях сооружают водогрейную котельную, работающую на различных видах топлива. В данной работе предложено подогрев воды осуществляется в утилизационных теплообменниках, установленных в газоподах ГТУ. Подача теплоносителя осуществляется по замкнутому циклу при помощи насосов. На рис. 2(а) приведена схема с одним водяным контуром. Чтобы избежать попадания в сетевую воду нефти при разрыве трубок может применяться двухконтурная схема рис. 2(б), в которой предусмотрено два водяных контура.

В первичном контуре уходящие газы нагревают воду, далее эта вода поступает на пункт подогрева нефти, где в водоводяном теплообменнике нагревается вода второго контура, которая поступает в теплообменник.

В таблице 2 приведены исходные данные для расчета газовой утилизационного теплообменника. В таблице 3 представлены результаты расчета.

Таблица 2

**Исходные данные для расчета теплообменника газ-вода**

№№ п/п	Наименование	Размерность	Значение
1	Температура газа на входе в теплообменник	°C	795
2	Температура воды на входе из теплообменника	°C	70
3	Температура воды на выходе из теплообменника	°C	105
4	Массовый расход дымовых газов	кг/с	6,2
5	Количество теплообменных модулей	шт.	2
6	Способ подключения теплообменников по газу и воде	-	последовательное

Таблица 3

**Результаты расчета теплообменника газ-вода**

№№ п/п	Наименование	Раз- мер- ность	Значение
1	Номинальная тепловая мощность теплообменника	МВт	2,25
2	Потери напора отходящих газов в теплообменнике	Па	355
3	Потери напора отходящих газов в канале отвода газа от теплообменника	Па	150
4	Потери напора отходящих газов на входе в канал отвода	Па	47
5	Потери напора отходящих газов в конфузоре	Па	15,8
6	Потери напора отходящих газа при выходе из трубы канала отвода	Па	156
7	Суммарные потери напора в канале газового тракта	Па	1175
8	Необходимый напор, создаваемый инжектором	Па	784
9	Необходимый расход воды	кг/с	15,3
10	Падение напора воды в теплообменнике	кПа	47,9

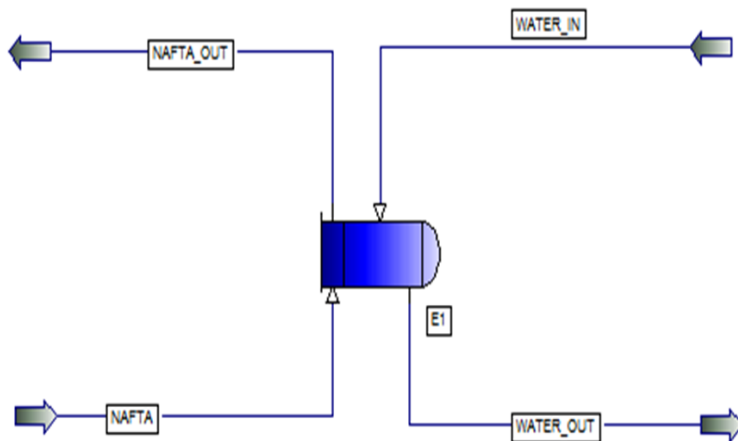
Интервал между насосными станциями на нефтепроводах составляет 50-150 км. Насосные станции нефтепроводов оборудуются центробежными насосами с электроприводами. Подача применяемых в настоящее время магистральных насосов достигает  $12500 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Вблизи от мест добычи располагаются головные насосные станции (ГНС). Рядом располагается резервуарный парк объемом, не меньшим 2-3 суточной пропускной способности нефтепровода. Кроме основных объектов, на каждой насосной станции имеются вспомогательных сооружений, таких как трансформаторная подстанция, котельная, системы канализации и водоснабжения.

При длине нефтепровода более 800 км, он разбивается на участки, в пределах которых возможна независимая работа насосного оборудования. Рядом с промежуточными насосными станциями (НПС) находятся резервуарные парки объемами 0,3-1,5 суточной пропускной способности трубопровода. Все насосные станции оборудуются подпорными насосами.

Объектом расчета является теплообменник E-1, в котором теплоносителем является подогретая оборотная вода с установки утилизации тепла компрессорной станции «Оршанская».

Расчет произведен с применением программы «PRO II» на ЭВМ по схеме, представленной на рис. 3. В таблице 4 приведены исходные данные для расчета.



**Рис. 3.** Схема работы теплообменника подогрева нефти E-1: NAFTA – нефть из магистрального трубопровода; NAFTA\_OUT – нефть после теплообменника E-1; WATER\_IN – вход воды в теплообменник E-1; WATER\_OUT – выход воды из теплообменника E-1

**Исходные данные для расчета теплообменника вода-нефть**

№№ п/п	Наименование	Раз- мер- ность	Значение
1	Расход оборотной воды	кг/с	15,3
2	Температура оборотной воды на входе в теплообменник	°С	100
3	Температура оборотной воды на выходе из теплообменника	°С	45
4	Температура нефти на входе в теплообменник	°С	10
5	Температура нефти на выходе из теплообменника	°С	40

Выбран кожухотрубный теплообменник с плавающей головкой со следующими характеристиками:

- диаметр корпуса 1200 мм;
- трубки диаметром 20х2 мм;
- длина трубок 6 м;
- площадь поверхности теплообмена 645,6 м<sup>2</sup>;
- количество параллельно установленных теплообменника – 2 шт.;
- количество трубок – 1745 шт.

Запас поверхности теплообмена – 21 %.

Заклучение. В работе предложен вариант использования ВЭР компрессорной станции с газотурбинным приводом нагнетателей газа на нужды внешнего потребителя, а именно на подогрев нефти в близко расположенном нефтепроводе Унеча – Полоцк для обеспечения пропускной способности нефтепровода. Предложенная энергоэффективная технология способствует также снижению теплового загрязнения атмосферы.

## Библиографический список

1. Ванюшин Ю. Н., Глушков В. И. Утилизация тепла на компрессорных станциях магистральных трубопроводов. – М.: Недра, 1978. – 160 с.
2. Китаев С.В., Кузнецова М.И. Эффективное использование энергетических ресурсов в условиях трубопроводного транспорта газа – М.: Газовая промышленность №04 /736/ 2016.
3. Коршак А.А., Шаммазов А.М. Основы нефтегазового дела Учебник для вузов. – 3-е изд., испр. и доп. – Уфа: ООО «ДизайнПолиграфСервис», 2005. – 528 с.
4. Мирзаджанзаде А.Х., Аметов И.М. Прогнозирование промышленной эффективности методов теплового воздействия на нефтяные пласты. - М.: Недра, 1983.-205с.
5. Поршаков Б.П., Калинин А.Ф., Купцов С.М. и др. Энергосберегающие технологии при магистральном транспорте газа. - М.: МПА-Пресс, 2006. - 311 с.

6. Троицкий В.С., Лычагин Б.И., Струнин В.С., Проскураков А.М., Долинин В.А. Снижение топливно-энергетических потерь на КС. – М.: Газовая промышленность, №4, 1993. – С.29-31.

7. Шаммазов А.М., Александров В.Н., Гольянов А.И. и др. Проектирование и эксплуатация насосных и компрессорных станций Учебник для вузов. - М.: Недра-Бизнесцентр, 2003. - 404 с.

8. Юращик И. Л., Глущенко Л. Ф., Маторин А. С. Утилизация теплоты приводных газотурбинных установок. – Киев: Тэхника, 1991. – 152с.