



ИИЭСМ

Институт инженерно-
экологического
строительства
и механизации

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Сборник докладов IX Международной научно-технической конференции,
посвященной 100-летию со дня рождения академика РААСН
В.Н. Богословского

(г. Москва, 19–21 апреля 2023 г.)

© ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ», 2023

ISBN 978-5-7264-3250-2

Москва
Издательство МИСИ – МГСУ
2023

УДК 697
ББК 38.762
Т33

- Т33 **Теоретические основы теплогаснабжения и вентиляции** [Электронный ресурс] : сборник докладов IX Международной научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения академика РААСН В.Н. Богословского (г. Москва, 19–21 апреля 2023 г.) / Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, институт инженерно-экологического строительства и механизации. — Электрон. дан. и прогр. (4,0 Мб). — Москва : Издательство МИСИ – МГСУ, 2023. — URL: <http://mgsu.ru/resources/izdatelskaya-deyatelnost/izdaniya/izdaniya-otkrdostupa/>.— Загл. с титул. экрана.
ISBN 978-5-7264-3250-2

В сборник включены материалы IX Международной научно-технической конференции «Теоретические основы теплогаснабжения и вентиляции», посвященной 100-летию со дня рождения академика РААСН В.Н. Богословского, которая проводилась 19–21 апреля 2023 г. в Московском государственном строительном университете.

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, водоснабжения и водоотведения, автоматизации и электроснабжения.

Научное электронное издание

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

© ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ», 2023

Ответственная за выпуск *А.Н. Чебан*

Институт инженерно-экологического строительства и механизации
(ИИЭСМ НИУ МГСУ).

Тел.: +7 (495) 730-62-53,

e-mail: iiesm@mgsu.ru.

Сайт: www.mgsu.ru

<http://mgsu.ru/universityabout/Struktura/Instituti/IIESM/kontakty/>

Для создания электронного издания использовано:

Microsoft Word 2013, ПО Adobe Acrobat

Верстка макета *А.Н. Чебан*

Подписано к использованию 14.06.2023. Объем данных 4,0 Мб.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Национальный исследовательский

Московский государственный строительный университет».

129337, Москва, Ярославское ш., 26.

Издательство МИСИ – МГСУ.

Тел. (495) 287-49-14, вн. 14-23, (499) 183-91-90, (499) 183-97-95.

E-mail: ric@mgsu.ru, rio@mgsu.ru

ОГЛАВЛЕНИЕ

Ананьев А.И., Рымаров А.Г., Титков Д.Г. 7

АСПЕКТЫ ТЕПЛОФИЗИКИ НАРУЖНЫХ СТЕН ЗДАНИЙ НА НАЧАЛЬНОМ ЭТАПЕ ПАНЕЛЬНОГО ДОМОСТРОЕНИЯ

Арсентьев А.Ю., Рымаров А.Г. 12

ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗВЕРТЫВАНИЯ ВАКУУМНЫХ СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ В РЕГИОНАХ РОССИИ

Багрова Е. С., Марченко А. В. 23

РЕКОНСТРУКЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ СВАРОЧНЫХ ЦЕХОВ УЛЬЯНОВСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Белова Е.М. 29

ПОДДЕРЖАНИЕ ЗАДАННОГО ДАВЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РАСХОДЕ ВОЗДУХА

Бодров М.В., Руин А.Е., Юланова А.Ф. 39

ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ЗДАНИЙ

Жила В.А., Пастухов Б.И. 47

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУПИКОВОЙ ГАЗОВОЙ СЕТИ ВЫСОКОГО (СРЕДНЕГО) ДАВЛЕНИЯ

Жила В.А., Жилкина Л.П. 56

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСЛОВИЙ БЕЗОПАСНОСТИ, ВЫЗВАННЫХ НАРУШЕНИЕМ РАБОТЫ УДАЛЕНИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Тимирханов Л. Р., Козлов В. В. 65

СРАВНЕНИЕ РОСТА СТОИМОСТИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ И ИНФЛЯЦИИ НА ДЛИТЕЛЬНОМ ПЕРИОДЕ

<i>С. В. Корниенко</i>	72
ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЛАГОПЕРЕНОСА В ТРЕХМЕРНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ ОБОЛОЧКИ ЗДАНИЯ	
<i>Маркелов М. Д., Марченко А. В.</i>	84
ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ МНОГОКВАРТИРНОГО ЖИЛОГО ДОМА	
<i>Марченко А.В., Корсаков Д.Э., Кудряшов Н.И.</i>	90
АНАЛИЗ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО СЖИГАНИЯ ГАЗОВ В ТОПКАХ КОТЛОВ	
<i>Морозов М. С., Бежляга А. В., Гавай В. А.</i>	94
ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СХЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ТИПОВЫХ МНОГОКВАРТИРНЫХ ЖИЛЫХ ДОМОВ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА	
<i>Новосельцев Б. П., Лобанов Д. В.</i>	98
ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ	
<i>Прохоров В.И., Разаков М.А.</i>	107
ОСНОВОПОЛОЖНИКИ СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИИ» В МИСИ-НИУ МГСУ	
<i>Сапронова М.Ю, Жила В.А.</i>	117
УЧЁТ НАДЕЖНОСТИ ПРИ ГИДРАВЛИЧЕСКОМ РАСЧЕТЕ ГАЗОПРОВОДОВ СРЕДНЕГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ	
<i>Уляшева В.М., Пономарев Н.С., Мартыанова А.Ю.</i>	124

**ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ
СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Усигов С.М., Прилуцкий В.

134

**АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВОДЯНОГО
ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ИНТЕНСИВНОМ ПОСТУПЛЕНИИ ТЕПЛОТЫ ОТ
СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ**

Халманов А.Т., Айматов Р.Р.

142

**АНАЛИЗ НАДЕЖНОЙ РАБОТЫ РАЗВЕТВЛЕННЫХ ГАЗОПРОВОДОВ
ГОРОДСКИХ СИСТЕМ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ.**

Бобоев С.М., Эрмахамматов А.Н.

148

**ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ В ПТИЦЕФАБРИКАХ.**

АСПЕКТЫ ТЕПЛОФИЗИКИ НАРУЖНЫХ СТЕН ЗДАНИЙ НА НАЧАЛЬНОМ ЭТАПЕ ПАНЕЛЬНОГО ДОМОСТРОЕНИЯ

Ананьев А.И.¹, Рымаров А.Г.¹, Титков Д.Г.¹

¹Национальный исследовательский университет «Московский государственный строительный университет», Москва, Россия.

Аннотация. Статья посвящена 100-летию со дня рождения академика РААСН В.Н. Богословского (1923-2001). Приведены результаты исследований теплозащитных свойств и влажностного режима виброкирпичной комбинированной стеновой панели в климатической камере и в построенном экспериментальном здании. Рекомендовано внутренние стены, перегородки и перекрытия в зданиях выполнять из монолитного железобетона, наружные стены из панелей заводского изготовления. Исследование на долговечность, теплозащитные и влагозащитные свойства фрагментов конструкции виброкирпичных комбинированных панелей проводились в климатической камере НИИСФ РААСН. Долговечность виброкирпичной комбинированной панели оценивалась односторонним замораживанием и оттаиванием облицовочного кирпичного слоя, предварительно пропитываемого водой при испытании в климатической камере. Прочность панели определяли в ЦНИИСК им. В.А. Кучеренко, а полученные результаты анализа прочности показали превышение установленных нормативными документами значений. При визуальных обследованиях квартир дома не было обнаружено следов промерзания панелей и стыковых соединений даже при предшествующих сильным ночным морозам. При опросе жильцов выяснилась их полная удовлетворенность комфортными условиями и тепловым режимом, создаваемым эксплуатационной организацией в помещениях. Отмечено руководство работой по созданию виброкирпичной комбинированной стеновой панели академика РААСН Богословского В.Н., труды которого имеют важное значение и в наше время [1-3].

Начало научной деятельности Богословского Вячеслава Николаевича совпало с переходом на панельное домостроение. Несмотря на большие усилия, приложенное к восстановлению разрушенных домов во время Великой Отечественной Войны все же оставался острый кризис в жилье. Много людей проживало в подвалах зданий. В печати появлялась критика методов возведения кирпичных зданий, как не прогрессивных. Срок возведения зданий иногда превышал 5 лет. Такие сроки не позволяли быстро решить в стране острую жилищную проблему. Панельные пятиэтажные дома гарантировали возводить за несколько месяцев. Поэтому предпочтение отдали панельному домостроению.

Окна в панельных зданиях применяли повышенного размера, одинаковыми, независимо от площади помещений. Даже на кухнях квартир, площадь которых составляла $5,5 \text{ м}^2$ и в стенах подъездов, окна применялись такие же, как и в жилых комнатах площадью $10-18 \text{ м}^2$. Наружные трехслойные панели, утепленные, как правило, цементнофибробетонными плитами, содержащими крупные поры до $2 \times 3 \times 1 \text{ см}$, из-за повышенной воздухопроницаемости имели приведенное сопротивление теплопередаче $0,5-0,7 \text{ (м}^2 \times \text{°C)/Вт}$, что на 40— 50% ниже нормативного [4]. Все это приводило к значительному увеличению энергозатрат на отопление первых панельных зданий.

На совещании ученых, ведущих строителей и проектировщиков в институте «Тверьгражданпроект» было принято решение строить здания с внутренним монолитным железобетонным каркасом, а наружной стены возводить из виброкирпичных комбинированных панелей с повышенным уровнем тепловой защиты. Разработанные НИИСФ РААСН, МИСИ им. В.В. Куйбышева и «Тверьгражданпроект» конструкции виброкирпичных комбинированных панелей имели расчетное сопротивление теплопередаче при толщине 40 см существенно выше кирпичных с требуемой толщиной в два с половиной кирпича (64 см). Новизна разработанных конструкции панелей подтверждена авторскими свидетельствами на изобретение [5,6]. Полученные расчетные значения теплозащитных свойств панелей обсуждались с профессором Богословским В.Н. Проектные работы выполнялись в институте «Тверьгражданпроект», строительство осуществлял «Тверьгражданстрой» по договору с ПО «Прогресс».

Наружный слой панели выполняли из силикатного двухпустотного кирпича толщиной 120 мм. Через 4 или 6 лажковых рядов укладывали один тычковый ряд кирпичей, местами связывающей наружный кирпичный слой с внутренней продольной растворной диафрагмой. В качестве утеплителя применяли термовкладыши, уложенные двумя слоями толщиной 100 мм каждый.

Слои утеплителя были разделены продольной и поперечными диафрагмами, представляющие тонкостенный каркас из цементно-песчаного раствора. В целях устранения сквозных мостиков холода поперечные растворные ребра, разделяющие плитный утеплитель первого ряда, сдвигали не менее чем на $1/3$ относительно поперечных ребер второго ряда. Толщина растворных ребер составляла $0,07-0,12$ ширины элементов утеплителя. С внутренней стороны панели предусмотрен слой из армированного цементно-песчаного раствора толщиной 30 мм. Общая толщина панели составляла 400 мм. Внизу панели в зоне штрабы, устроенной для примыкания к перекрытию, установлены две металлические опоры,

соединенные с монтажным каркасом, которые при навесном варианте передают нагрузку от наружной панели на монолитное железобетонное перекрытие.

В случае самонесущих наружных панелей металлические опоры выполняют роль страховочных крепежей деталей в процессе монтажа. Разработанная конструкция комбинированной виброкирпичной панели и ее стыкового соединения с железобетонной монолитной панелью перекрытия создали благоприятные условия для перераспределения нагрузки от лицевого кирпичного слоя и панели в целом на тонкостенный кессонный каркас. Пространственная решетка в наружной панели образована продольными диафрагмами и перекрестно расположенными поперечными растворными ребрами вокруг кирпичей наружного слоя и внутренних слоев из плитного утеплителя, что создает жесткую прочную конструкцию. Выступающие из наружного слоя тычковые кирпичи дополнительно с поперечной арматурой усиливают крепление наружного слоя с внутренним армированным раствором слоем. Сцепление раствора с кирпичом и плитным утеплителем при наличии местами поперечной арматуры увеличивают несущую способность панели. Созданная пространственная система перекрестных поперечных и продольных растворных диафрагм и ребер позволяет распределить нагрузку от массы панелей на внутреннюю часть панели, а не на наружный кирпичный слой. Этим достигается свободная (независимая от основной части стены) работа наружного кирпичного слоя при температурных и влажностных воздействиях, что способствует увеличению срока службы панели. В разработанной конструкции комбинированной виброкирпичной панели ребра и диафрагмы выполнены из раствора плотностью 2000 кг/м^3 . Панель изготавливали стендовым способом в следующей последовательности. На вибростол раскладывали кирпичи в специальные формочки, обеспечивающие создание вокруг кирпичей швов для раствора. Залитый в швы раствор уплотняли вибрированием. Швы между утеплителем заполняли раствором с одновременным устройством продольной растворной диафрагмы толщиной 30 мм на площади всей панели. Этот раствор подлежал уплотнению вибрированием. После этого укладывали термовкладыши второго ряда с установкой металлической сетки. Добавляли раствор для закрытия сетки и не давая затвердеть раствору выполняли повторное вибрирование с последующим выравниванием гладильным инструментом. В результате получали гладкий наружный плотный слой из цементнопесчаного раствора толщиной 30 мм и плотностью 2200 кг/м^3 . После тепловой обработки через 5 – 6 часов панель ставили в вертикальное положение. Прочность панели определяли в ЦНИИСК им. В.А. Кучеренко. Полученные результаты анализа прочности превышали установленные нормативными документами значения.

Исследование теплозащитных свойств и влажностного режима панелей выполнялась в НИИСФ РААСН в климатической камере на объемном фрагменте размером 2100×2300 мм. В качестве плитного утеплителя использовали газосиликат плотностью 400 кг/м³ и теплопроводностью $\lambda = 0,15$ Вт/(м×°С); пенополистиролбетон удельной плотностью 300 кг/м³ и теплопроводностью $\lambda = 0,1$ Вт/(м×°С); пенополистирол плотностью 50 кг/м³ и теплопроводностью $\lambda = 0,05$ Вт/(м×°С). Панели с газосиликатными плитами исследовали при расчетной температуре наружного воздуха -32 °С применительно к климатическим условиям города Кимры. С утеплителем из пенополистиролбетонных плит и пенополистирола при температуре -34 °С [7]. Температура воздуха в теплой части климатической камеры поддерживалась равной +20 °С, относительная влажность 55%. Температурное поле объемного фрагмента с утеплителем из газосиликатных плит демонстрирует благоприятный тепловой режим на внутренней поверхности. Наиболее низкая температура равная 9,7 °С зафиксирована в самой опасной зоне, то есть напротив металлических опор. При этом конденсации паров из воздуха на внутренней поверхности этой зоны не обнаружили. Объясняется это тем, что температура воздуха у пола так как и ожидается в условиях эксплуатации на 2-2,5 °С ниже, чем в центре климатической камеры и составляет 18-17,5 °С, что снижает температуру точки росы до 8,5-8,8 °С. Таким образом при эксплуатации дома конденсации паров на внутренней поверхности в этой зоне не должно происходить. Исследованиями в климатической камере установлено, что приведенное сопротивление теплопередаче панели утепленной газосиликатными плитами составляет 1,04 (м²×°С)/Вт. При использовании в качестве утеплителя полистеролбетонных плит приведенное сопротивление теплопередаче панелей фрагмента повышается до 1,35 (м²×°С)/Вт. Утеплитель из пенополистирольных плит обеспечивает более высокий температурный режим на внутренней поверхности объемных фрагментов что приводит к повышению приведенного сопротивления теплопередаче до 2,2 (м²×°С)/Вт. Анализ результатов расчетов температурных полей на ЭВМ панелей и узлов их сопряжения с элементами наружных стен здания показал, что в целом приведенное сопротивление теплопередаче по зданию при использовании в качестве утеплителя газосиликатных плит составляет 1,08-1,12 (м²×°С)/Вт, при утеплении пенополистиролбетонными плитами – 1,4 (м²×°С)/Вт, а использование пенополистирольных плит повышает приведенное сопротивление теплопередаче до 2,4 (м²×°С)/Вт.

Влажностный режим комбинированной панели исследовали в климатической камере. Средняя влажность внутреннего слоя термовкладышей из газосиликата составляет 14,7 %, а наружного несколько ниже - 12,2% [8].

Инструментальными исследованиями квартир в натуральных исследованиях дома, построенного в городе Кимры установлено, что приведенное сопротивление теплопередаче наружных стеновых панелей в комнатах составило 1,08 ($\text{м}^2 \times \text{°C}$)/Вт, в кухнях 1,11 ($\text{м}^2 \times \text{°C}$)/Вт. Полученное фактическое значение приведенного сопротивления теплопередаче 1,11 ($\text{м}^2 \times \text{°C}$)/Вт на 5,8 % превышает экспериментальное значение, полученное в климатической камере, равное величине 1,04 ($\text{м}^2 \times \text{°C}$)/Вт [9,10].

Работа, выполненная при активном участии Богословского В.Н. послужила основой при переходе с панельных пятиэтажных домов на строительство многоэтажных зданий с внутренним каркасом из монолитного железобетона и наружных стен из панелей заводского изготовления.

Список литературы

1. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. М, «Высшая школа», 1970. С. 375
2. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. М, «Высшая школа», 1982. С. 416
3. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. С. Петербург, «АВОК», 2003. С. 400
4. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М. «АВОК-Пресс». 2006.
5. Ананьев А.И., Богословский В.Н., Дроздов В.А. Способ изготовления пустотелого строительного камня и устройство для его осуществления. А.О. №1062007, Б.И.№47 М., 1983.
6. Ананьев А.И., Богословский В.Н., Коваленко Н.В. Наружные кирпичные стены из эффективной кладки с повышенными теплозащитными качествами. М. Жилищное строительство №3. 1955.
7. Ананьев А.И., Вязовченко П.А., Герасимов В.Т., и др. Стыковое соединение панели перекрытия со стеновыми панелями. А.С. №1663136. Приоритет 15.02.1989.
8. Ананьев А.И., Вязовченко П.А., Герасимов В.Т. Стеновая панель. А.С. №1583565. Приоритет 09.09.1988.
9. Ананьев А.И. Сборно-монолитная стена. А.С. №1643680. Приоритет 04.05.1989.
10. Ананьев А.И. Строительный блок для сборно-монолитных стен. А.С. № 1643681. Приоритет 04.05.1989.

ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗВЕРТЫВАНИЯ ВАКУУМНЫХ СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ В РЕГИОНАХ РОССИИ

Арсентьев А.Ю.¹, Рымаров А.Г.¹

¹Национальный исследовательский университет «Московский государственный строительный университет», Москва, Россия.

Аннотация. В данном исследовании изучается производительность и эффективность вакуумных солнечных коллекторов в различных регионах Российской Федерации с целью определения оптимальных стратегий установки. В исследовании использованы метеорологические данные и моделирование в TRNSYS, что позволило выявить расхождения в солнечной радиации и климатических условиях в разных регионах. Солнечная фракция, ключевой параметр для оценки эффективности солнечной системы отопления, была определена для каждого региона. Результаты показывают, что солнечный потенциал и, соответственно, эффективность коллекторов выше в южных регионах, в то время как в более холодных и облачных регионах, таких как Мурманск, эффективность ниже. Оптимальное развешивание должно быть направлено на регионы с высоким солнечным потенциалом, в то же время изучая возможности в более суровых климатических условиях. Исследование выявило убывающий порядок производства тепла вакуумными солнечными коллекторами в городах, от Сочи до Мурманска. Вспомогательные нагреватели следуют аналогичной тенденции: Мурманск и Якутск - самые высокие показатели, а Волгоград и Сочи - самые низкие. Это подчеркивает, что Волгоград и Сочи являются потенциально оптимальными местами для установки солнечных энергетических систем благодаря более низким затратам на вспомогательное отопление.

ВВЕДЕНИЕ

Срочная необходимость разработки устойчивых, низкоуглеродных энергетических решений имеет первостепенное значение, учитывая огромные проблемы, связанные с глобальными потребностями в энергии и выбросами углерода [1]. Солнечная энергия, отличающаяся своей чистотой, доступностью и возобновляемостью, является реальной заменой загрязняющему ископаемому топливу [2]. Отсюда и растущее применение солнечной энергии вместо ископаемого топлива. Среди различных систем возобновляемой энергии, солнечные энергетические системы широко используются в строительном секторе для удовлетворения потребностей в энергии. Эти системы особенно популярны в южных регионах, характеризующихся высокой годовой солнечной радиацией и температурой, где они являются реальной альтернативой ископаемым энергосистемам. Учитывая их

многообещающий потенциал, прогнозируется дальнейшее повышение их эффективности и конкурентоспособности по стоимости. Солнечная энергия, особенно вакуумные солнечные коллекторы, стали одним из наиболее перспективных возобновляемых источников энергии [3]. Эти коллекторы известны своей высокой эффективностью и работоспособностью в экстремальных погодных условиях. Несмотря на преимущества солнечной энергии, основной проблемой для расширения использования солнечных тепловых систем для отопления помещений является низкий солнечный потенциал в отопительный период [4]. В данном исследовании для моделирования работы вакуумных солнечных коллекторов и систем аккумулирования энергии в различных регионах России используется TRNSYS - программное обеспечение для динамического моделирования, широко применяемое для моделирования и анализа работы систем возобновляемых источников энергии. Meteororm, всеобъемлющая метеорологическая база данных, предоставит исторические погодные данные и информацию о климате для отдельных регионов России для данного исследования. Эти данные будут поступать в имитационные модели TRNSYS, что позволит реалистично оценить работу вакуумных солнечных коллекторов.

МЕТОДЫ

Солнечный коллектор - это особый вид теплообменников, которые преобразуют энергию солнечного излучения во внутреннюю энергию циркулирующей теплоносительной жидкости, которой обычно является вода, поглощая падающее и рассеивая солнечное излучение, преобразуя его в тепло и передавая его рабочей жидкости, протекающей через коллектор [5]. Собранная солнечная энергия передается из циркулирующей жидкости в горячую воду. Выбор типа солнечного коллектора, очень важен, поскольку производительность коллектора напрямую влияет на общую производительность системы. В данном исследовании используются вакуумные трубчатые солнечные коллекторы. Тип 71 представляет собой упрощенную модель, которая моделирует только общие характеристики коллектора с вакуумированными трубами. Она моделирует общую производительность коллектора с эвакуированной трубой на основе входных параметров, таких как коэффициент эффективности коллектора и коэффициент тепловых потерь. Производительность коллектора оценивается с точки зрения прироста полезной энергии и температуры на выходе. В ней не рассматриваются детальные механизмы теплопередачи внутри, а только чистый прирост полезной энергии от коллектора. Для данных типов солнечных тепловых коллекторов использовались технические данные коммерческих коллекторов. Требуемые спецификации предоставлены производителями и получены в результате стандартных тестов эффективности коллектора.

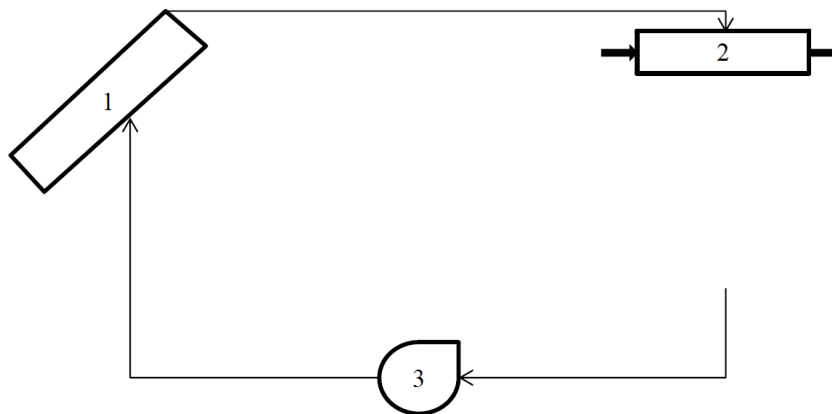


Рис. 1. Упрощенная модель солнечной системы:

1 – вакуумный солнечный коллектор; 2 – вспомогательный нагреватель; 3 – насос

Вакуумные солнечные коллекторы обеспечивают лучшую производительность, чем другие типы солнечных коллекторов в суровых условиях окружающей среды, и обеспечивают высокую способность к теплопередаче. Общее уравнение для эффективности солнечного теплового коллектора может быть получено из уравнения Хоттеля-Уиллера в виде [6]:

$$\eta_{sc} = \frac{Q_u}{I_r * A} \quad (1)$$

где Q_u – количество собранного тепла, A - эффективная площадь коллектора, I_r - падающее излучение.

Уравнение для эффективности солнечного теплового коллектора может быть получено из уравнение Хоттеля-Виллиера, и ниже приведено квадратное уравнение для эффективности солнечного коллектора [6]:

$$\eta_{sc} = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_r} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_r} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R * U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_r} - F_R * U_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I_r} \quad (2)$$

где a_0 - оптическая эффективность или эффективность с нулевыми потерями, a_1 и a_2 - коэффициенты теплотерь, I_r - солнечное излучение, ΔT - разница между температурой жидкости на входе и температурой окружающей среды, F_R - общий коэффициент эффективности теплоотода коллектора, U_L - общий коэффициент тепловых потерь коллектора на единицу площади, $U_{L/T}$ - зависимость коэффициента тепловых потерь от T . Тепловая эффективность определяется 3 параметрами: a_0 , a_1 и a_2 .

Табл. 1. Технические характеристики

Технические характеристики	Вакуумный трубчатый коллектор
Общая площадь (м ²)	2

Удельная теплоемкость жидкости (кДж/кг К)	4,19
Эффективность с нулевыми потерями (a_0)	0,7
Коэффициент первого порядка a_1 (кДж/час м ² К)	10
Коэффициент второго порядка a_2 (кДж/час м ² К ²)	0,003
Испытанный расход (кг/час м2)	3

Туре 6 обозначает вспомогательный нагревательный модуль, который может быть развернут в рамках моделирования TRNSYS. Этот компонент функционирует как дополнительный нагревательный элемент, обеспечивая дополнительную тепловую энергию, как того требуют динамические условия системы. Данный нагреватель использовался, чтобы до греть воду до температуры 60 °С.

Климат России варьируется от степного на юге, влажного континентального на большей части европейской части России, субарктического в Сибири до тундрового на полярном севере [7]. Мы смоделировали работу солнечного коллектора в 5 различных регионах России. В число регионов вошли Мурманск, Якутск, Москва, Владивосток, Волгоград, Сочи. Полярный климат Мурманск, расположенный в северо-западной части России, характеризуется продолжительной холодной зимой и коротким прохладным летом с небольшим количеством осадков. Субарктический климат Якутск. Как один из самых холодных городов мира, Якутск имеет очень холодную долгую зиму и короткое мягкое лето с небольшим количеством осадков. Континентальный климат Москва - столица России имеет холодную снежную зиму и теплое или жаркое лето с относительно равномерными осадками в течение всего года. Муссонный климат Владивосток, расположенный на Дальнем Востоке России недалеко от Тихого океана, характеризуется жарким влажным летом и холодной сухой зимой с муссонным влиянием. Средиземноморский климат Сочи, расположенный на побережье Черного моря, Сочи имеет мягкую влажную зиму и жаркое сухое лето, что типично для средиземноморского климата. Полузасушливый климат Волгоград, расположенный на юге России, характеризуется холодной зимой и жарким сухим летом с небольшим количеством осадков.

В контексте оценки производительности вакуумных солнечных коллекторов в различных климатических условиях России, двухосевая модель слежения за солнцем представляется наиболее подходящей. Эта модель, характеризующаяся возможностью динамического отслеживания как ежедневного, так и сезонного, превосходит другие модели благодаря точному учету ежедневного пути солнца по небосводу. Такое динамическое слежение способствует максимальному захвату солнечного излучения, тем самым оптимизируя сбор энергии. В отличие от этого, модель с фиксированной поверхностью

работает в предположении, что положение солнца остается постоянным, что неизбежно приводит к неточностям в определении истинного потенциала солнечной энергии. Поэтому данная модель обеспечивает самую низкую точность отслеживания солнечного излучения. Несмотря на выдающиеся характеристики двухосевой модели слежения, важно помнить о повышенной сложности и затратах, связанных с ее установкой и обслуживанием. Поэтому при выборе модели следует учитывать баланс между техническими характеристиками и практической осуществимостью. Модель Переса считается наиболее точной моделью для прогнозирования распределения рассеянного излучения неба, особенно в условиях частичной облачности [8]. Это делает его наиболее подходящей моделью для регионов с широким диапазоном погодных условий, таких как Россия. Модель учитывает анизотропию неба, разделяя его на три области: околосолнечную область, область горизонта и остальную часть неба. Модель регулирует интенсивность этих областей в зависимости от положения солнца и чистоты неба. Хотя это самая сложная из четырех перечисленных моделей, повышенная точность, обеспечиваемая моделью Переса, обычно оправдывает ее использование, особенно для важных решений, основанных на анализе. Изотропная модель неба самая простая модель, и она не очень точна. Модель Хэя и Дэвиса более точна, чем модель изотропного неба, но все же не так точна, как модель Переса. Модель Рейндла более точна, чем модель Хэя и Дэвиса, но не так точна, как модель Переса.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Производительность системы в течение годового цикла была спрогнозирована с использованием метеорологических данных. На рис. 2 и рис. 3 показаны температура окружающей среды и суммарная горизонтальная радиация в рассматриваемых городах. Максимальная суммарная горизонтальная солнечная радиация наблюдается в Сочи, а температура - в Волгограде, преимущественно в период с июня по сентябрь. Анализ данных Meteonorm для выбранных регионов Российской Федерации выявил явные различия в солнечной радиации и климатических условиях. В целом, южные регионы демонстрируют более высокий солнечный потенциал, в то время как в северных регионах отмечается более низкая солнечная радиация, сопровождаемая более суровыми погодными условиями. Эти различия в солнечном потенциале и климате напрямую влияют на производительность и эффективность вакуумных солнечных коллекторов.

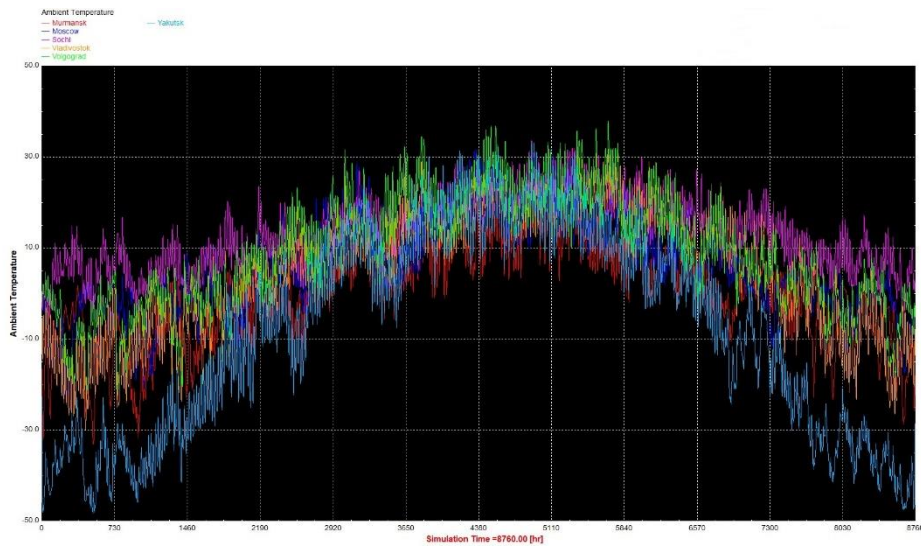


Рис. 2. Температура окружающей среды

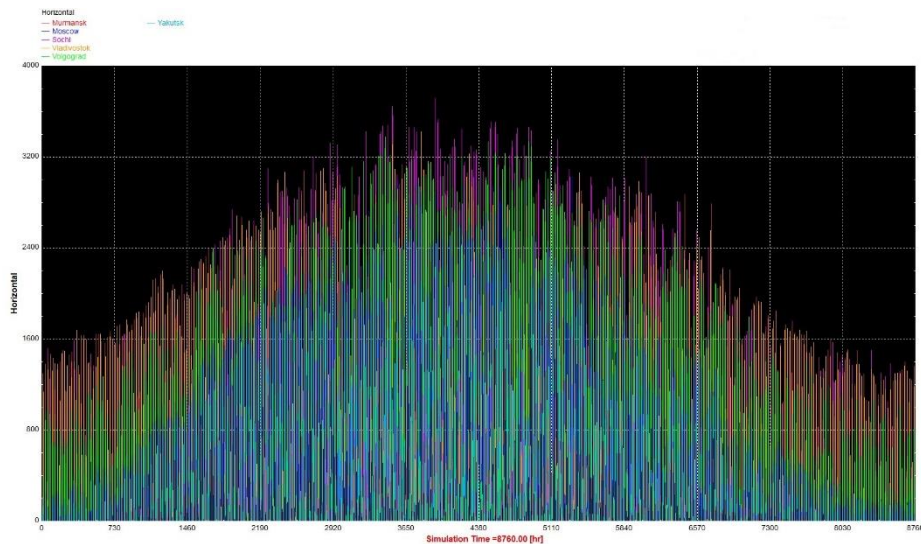


Рис. 3. Общая горизонтальная радиация

Солнечная фракция, важнейший параметр, оценивающий эффективность солнечной системы отопления, обозначает долю общего спроса на энергию, удовлетворяемую солнечной энергетической системой [9].

$$SF = \frac{Q_{\text{сол}}}{Q_{\text{пол}}}$$

где $Q_{\text{сол}}$ – представляет тепло, полученное от солнечной системы, $Q_{\text{пол}}$ - общую потребность системы в тепле. Доля солнечной энергии варьируется от 0 до 1. Доля солнечной энергии, равная 1, означает, что солнечная система может удовлетворить 100% потребности в тепле, а доля солнечной энергии, равная 0, означает, что солнечная система не дает полезного тепла.

На рис. 4-9 показаны температура после насоса, температура коллектора, температура вспомогательного нагревателя, а также количество тепла, вырабатываемого коллектором и вспомогательным нагревателем.



Рис. 4. Мурманск

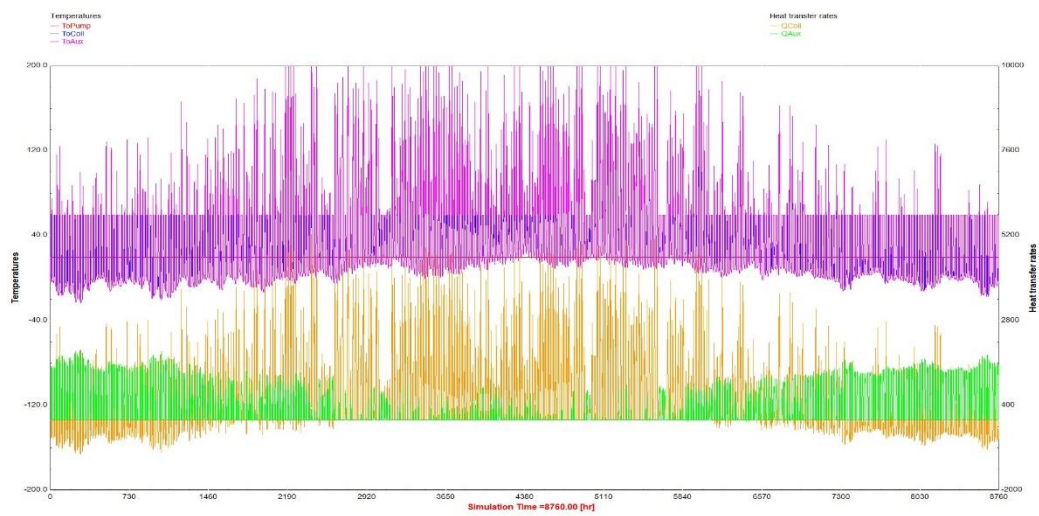


Рис. 5. Москва

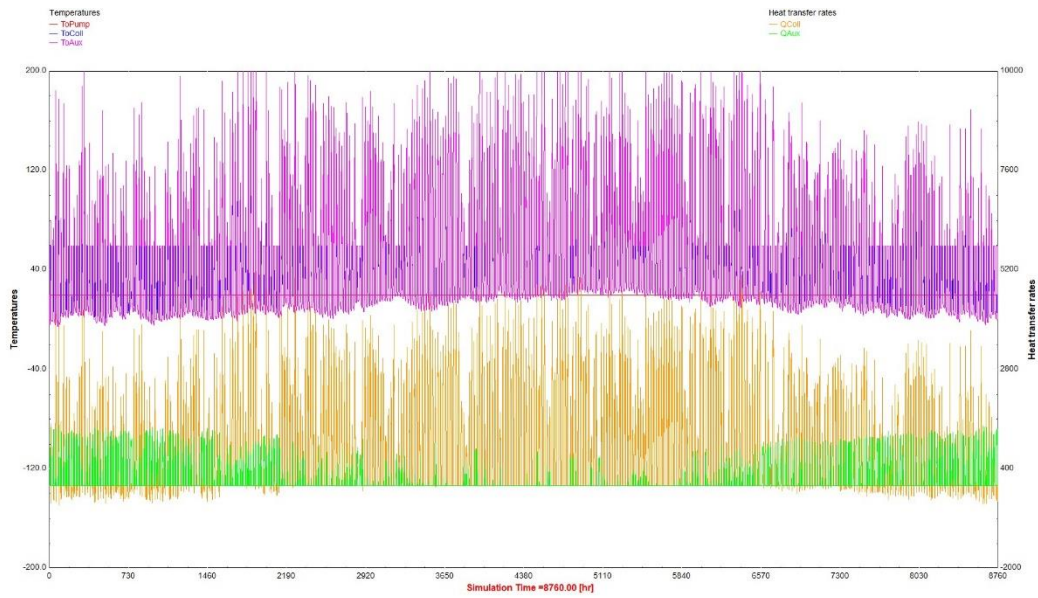


Рис. 6. Сочи

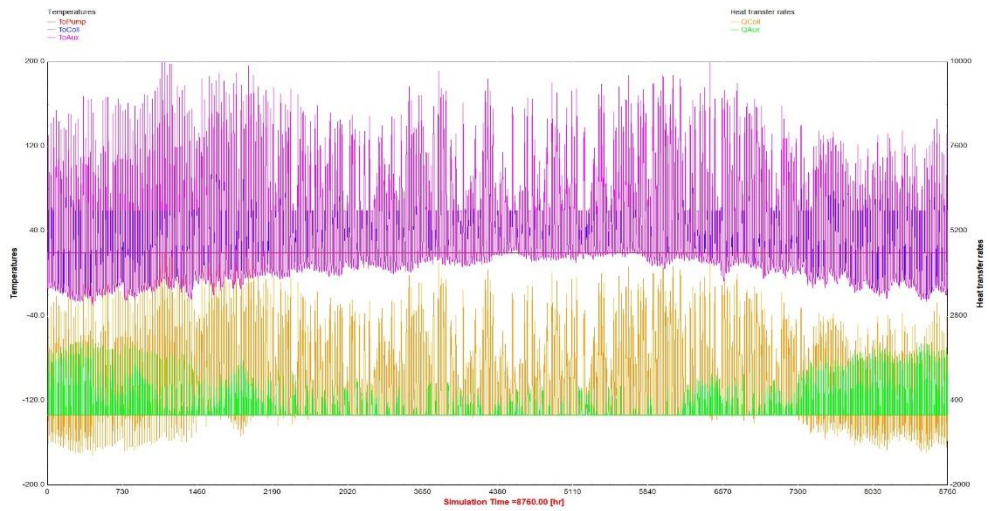


Рис. 7. Владивосток



Рис. 8. Волгоград



Рис. 9. Якутск

С помощью моделирования в TRNSYS был определен коэффициент солнечной фракции для каждого региона, как представлено в таблице 2.

Табл. 2. Солнечная фракция

Города	Количество тепла солнечным коллектором	Количество тепла вспомогательным нагревателем	Общее необходимое количество тепла	Коэффициент
Якутск	17066725586	9982349939	27049075525	0,63
Москва	17323046717	7882752835	25205799552	0,69
Мурманск	4063914926	15315786819	19379701745	0,21
Сочи	25071508395	4400952533	29472460928	0,85
Владивосток	24790831419	3697786805	28488618224	0,87
Волгоград	22025840599	5535999424	27561840024	0,80

С помощью этих симуляций мы смогли определить оптимальные стратегии развертывания вакуумных солнечных коллекторов в различных регионах России. Регионы с высоким солнечным потенциалом, в первую очередь южные регионы России, продемонстрировали самую высокую эффективность коллекторов, что привело к соответствующему высокому производству энергии. Напротив, эффективность вакуумных солнечных коллекторов в более холодных и облачных регионах, таких как Мурманск, была значительно ниже. Исследование показало, что оптимальная стратегия внедрения должна быть сосредоточена на регионах с высоким солнечным потенциалом и одновременно изучать возможности в более сложных климатических условиях. Эта стратегия учитывает баланс

между солнечным потенциалом, климатическими условиями и производительностью коллектора.

ВЫВОДЫ

Полученные результаты позволили получить ценные сведения о региональных различиях в солнечной радиации и климатических условиях, а также об их прямом влиянии на производительность вакуумных солнечных коллекторов. Наши исследования показали, что южные регионы России, в частности Сочи и Волгоград, имеют более высокий солнечный потенциал, что приводит к более высокой эффективности и производству тепла солнечными коллекторами. Эти регионы также имеют самые низкие затраты, связанные с дополнительным отоплением, что делает их оптимальным местом для установки солнечных энергетических систем. Однако в исследовании также подчеркивается важность рассмотрения возможностей в более сложных климатических условиях, таких как Мурманск, который, несмотря на более низкий солнечный потенциал, все же показал многообещающую производительность вспомогательного нагревателя. Исследование также выявило убывающий порядок выработки тепла вакуумными солнечными коллекторами в различных городах: Сочи, Владивосток, Волгоград, Москва, Якутск и Мурманск. Кроме того, степень производительности вспомогательных нагревателей демонстрирует аналогичную тенденцию: Мурманск и Якутск являются самыми высокими, за ними следуют Москва, Волгоград, Сочи и Владивосток. Примечательно, что в Волгограде и Сочи наблюдаются самые низкие расходы, связанные со вспомогательным отоплением, что усиливает их потенциал как оптимальных мест для установки систем солнечной энергии.

Будущие исследования могут быть направлены на интеграцию вакуумных солнечных коллекторов с другими возобновляемыми источниками энергии и разработку более совершенных и эффективных технологий.

Список литературы

1. Kabeyi, M. J. B., Oludolapo A.O. Sustainable energy transition for renewable and low carbon grid electricity generation and supply // *Frontiers in Energy Research*. 2022. vol. 9. pp.1032.
2. Potashnikov V., Golub A., Brody M., Lugovoy O. Decarbonizing Russia: leapfrogging from fossil fuel to Hydrogen // *Energies*. 2022. vol. 15. no. 3. pp. 683.
3. Ahmadi A., Ehyaei M.A., Doustgani A., Assad M.E.H., Hmida A., Jamali D.H., Kumar R., Li Z.X., Razmjoo A. Recent residential applications of low-temperature solar collector // *Journal of Cleaner Production*. 2021. vol. 279. pp. 123549.

4. Javadi F. S., Metselaar H. S. C., Ganesan P. Performance improvement of solar thermal systems integrated with phase change materials (PCM), a review // *Solar Energy*. 2020. vol. 206. pp. 330-352.
5. Jamar A. M. Z. A. A., Majid Z. A. A., Azmi W. H., Norhafana M., Razak A. A. A review of water heating system for solar energy applications // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2016. vol. 76. pp. 178-187.
6. Duffie J. A., Beckman W. A. *Solar engineering of thermal processes* // New York: Wiley. 1980. p. 16591.
7. Тюменцева Е. М., Белоусова Н. В. *Климат России : учебно-методическое пособие* // Лань : электронно-библиотечная система. 2022. С. 75
8. Freitas S., Catita C., Redweik P., Brito M. C. Modelling solar potential in the urban environment: State-of-the-art review // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015. vol. 41. pp. 915-931.
9. Кривошеин Ю. О., Цветков Н. А., Толстых А. В., Хуторной А. Н., Колесникова А. В., Петрова А. В. Эффективная солнечная система горячего водоснабжения для северных территорий // *Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета*. 2020. Т.22. № 6. С. 119-131.

РЕКОНСТРУКЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ СВАРОЧНЫХ ЦЕХОВ УЛЬЯНОВСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Багрова Е. С.¹, Марченко А. В.¹

¹Ульяновский государственный технический университет, Россия, Ульяновск

Аннотация. Основная задача проекта заключается в реконструкции местной и общеобменной системы вентиляции сварочных цехов Ульяновских предприятий для обеспечения необходимых параметров микроклимата в соответствии с нормативной документацией и повышения энергетической эффективности.

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование системы вентиляции в производственном помещении – сложная инженерная задача, от качества работы которой зависит самочувствие и здоровье сотрудников. В процессе производства в сварочных цехах выделяется большое количество вредных веществ, таких как фтористые соединения, оксиды азота, озон, оксиды углерода. Данные вещества вызывают осложнение дыхательных органов и приводят к хроническим заболеваниям. ПДК данных веществ регламентируется нормативной документацией (табл. 1).

Табл.1. ПДК вредных веществ в воздухе рабочей зоны [1]

Наименование вещества	Величина ПДК, мг/м ³
Фтористый водород	0,5
Оксид азота	5,0
Оксид углерода	3,0
Озон	0,1

На примере Ульяновских предприятий, таких как предприятие по производству электрооборудования Филиал ООО «Легран «Ульяновский» и ООО «УАЗ-Штамповочное производство», рассмотрены мероприятия по повышению энергетической эффективности систем вентиляции сварочных цехов.

Важно правильно проектировать как местную, так и общеобменную системы вентиляции на производстве [2]. В течение долгих лет работы система вентиляции имеет свойства изнашиваться, следовательно, необходимо предусматривать новые решения по повышению энергетической эффективности. Автоматизация систем вентиляции также позволяет повысить безопасность нахождения в сварочных цехах сотрудников, а также существенно упрощает труд человека [3].

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Рассмотрим введение новых решений с целью повышения энергоэффективности на примере Ульяновского предприятия по производству электрооборудования Филиал ООО «Легран «Ульяновский».

В качестве материала воздуховодов общеобменной вентиляции предлагается применить стеклопластик. Стеклопластик является композитным материалом, состоящим из кварцевого наполнителя и синтетического полимерного связующего. Наполнителем служат, в основном, стеклянные волокна в виде нитей, жгутов, стеклотканей, рубленных волокон; связующим – полиэфирные смолы, фенолоформальдегидные, эпоксидные, кремнийорганические смолы, полиамиды, поликарбонаты.

Основные преимущества стеклопластика: малый удельный вес, позволяющий значительно облегчить монтаж и крепление воздуховодов, диэлектрические свойства (стеклопластик относится к электроизоляционному материалу при использовании как переменного, так и постоянного тока), высокая коррозионная способность (такие воздуховоды не подвергаются электрохимической коррозии, устойчивы к различным агрессивным средам, что во много раз увеличивает срок службы воздуховодов), высокие механические свойства (воздуховоды выдерживают высокие статические и динамические нагрузки), теплоизоляционные свойства (стеклопластик относится к материалам с низкой теплопроводностью).

Использование воздуховодов из стеклопластика для цеха сварки и пайки является рациональным решением по сравнению со стальными или алюминиевыми воздуховодами. Пластиковые каналы способны выдержать многократные санитарные процедуры, что для металлических воздуховодов является невозможным. Диаметры воздуховодов для рассматриваемых цехов, исходя из вычислений, находятся в диапазоне от 600 до 1000 мм.

Местные отсосы, расположенные на рабочих местах, необходимо также заменить на более современные, компактные и эффективные устройства. Предложено использовать местный отсос Deli Российской компании СовПлим, который предназначен для использования в качестве местной вентиляции на рабочих местах в цехах сварки. Усовершенствованные модели местных отсосов имеют преимущества: легкое крепление, подвижность местного отсоса, осуществляемая за счёт гибкого рукава, прочная и износостойкая конструкция [4].

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Исходя из расчётов расхода воздуха, удаляемого от каждого рабочего места, подобраны модели местного отсоса Deli-125 для участков сварки и пайки. Расход воздуха,

удаляемый с помощью местного отсоса Deli-125 – 500-700 м³/ч. Количество необходимых местных отсосов изображено на плане (рис. 1). Рассмотренные местные отсосы способны удалять большее количество вредных в процентном соотношении, за счёт чего уменьшается количество воздуха, удаляемое с помощью общеобменной вентиляции, и, следовательно, осуществляется экономия при подборе общеобменной вентиляции.

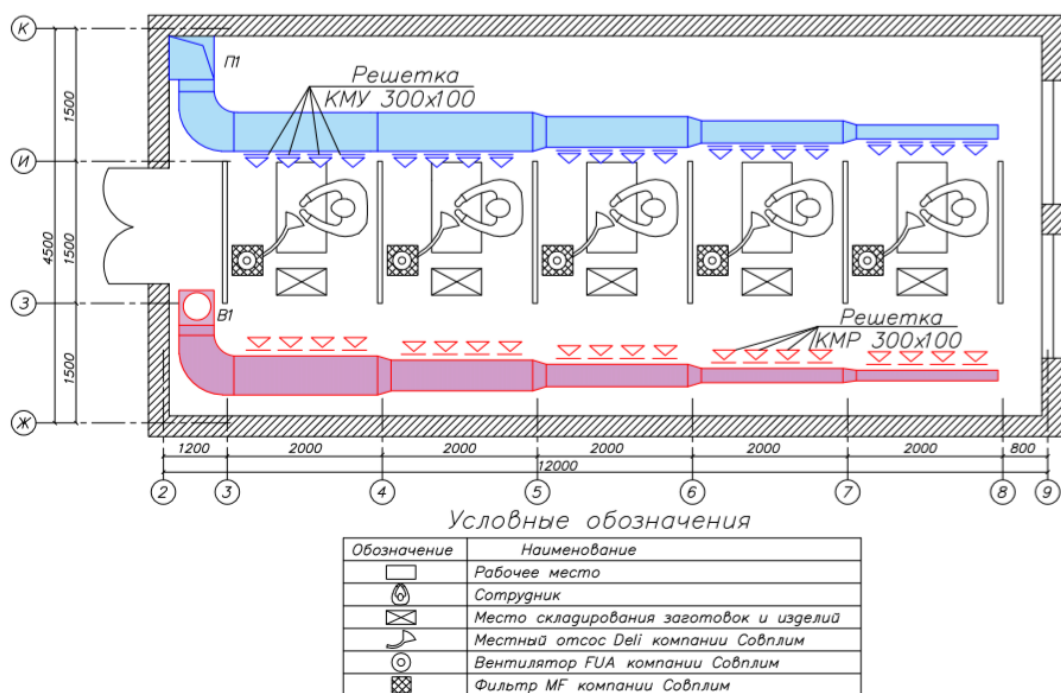


Рис. 1. План систем вентиляции сварочного цеха Ульяновского предприятия по производству электрооборудования Филиал ООО «Легран «Ульяновский» [5]

Также рассмотрены решения по реконструкции системы вентиляции сварочного цеха рамного корпуса ООО «УАЗ-Штамповочное производство». Спроектированная система вентиляции на заводе оказалась неэффективной. Одна из основных причин – нарушение нормативной документации. В качестве местной системы вентиляции используются стационарные местные отсосы.

Согласно [6] расстояние от местного отсоса до рабочего места должно быть не более 60 см, скорость удаления загрязненного воздуха через местный отсос не менее 1,5 м/с. При обследовании участка сварки рамного корпуса установлено, что расстояние от сварочного поста до местного отсоса – панели равномерного всасывания 1П9 – составляет 1,5 м (рисунок

2) и наибольшая скорость удаления загрязненного сварочным аэрозолем воздуха в местные отсосы составила 1,0 м/с .

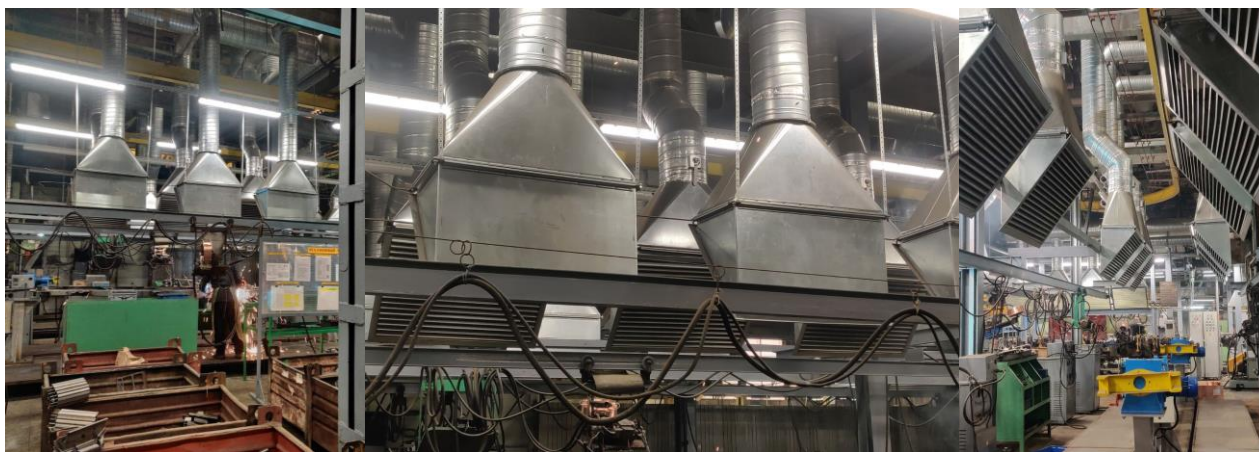


Рис. 2. Сварочный цех ООО «УАЗ-Штамповочное производство» [7]

Поскольку экономическая часть имеет немаловажное значение при реконструкции, то предусмотрены такие мероприятия, чтобы затраты были минимальны и при этом обеспечивался требуемый расчетный воздухообмен. Предложено в сварочном цеху сохранить местные отсосы стационарного типа, но при этом уменьшить расстояние от местных отсосов до сварочных постов. Такое мероприятие не позволит вредностям, выделяемым в процессе сварки, «расползаться» по цеху. Следовательно, будет обеспечиваться необходимое расстояние между местным отсосом и рабочим местом, а также необходимая скорость удаления загрязненного воздуха через местный отсос. Расположение местного отсоса над рабочим местом показано на рис. 3.

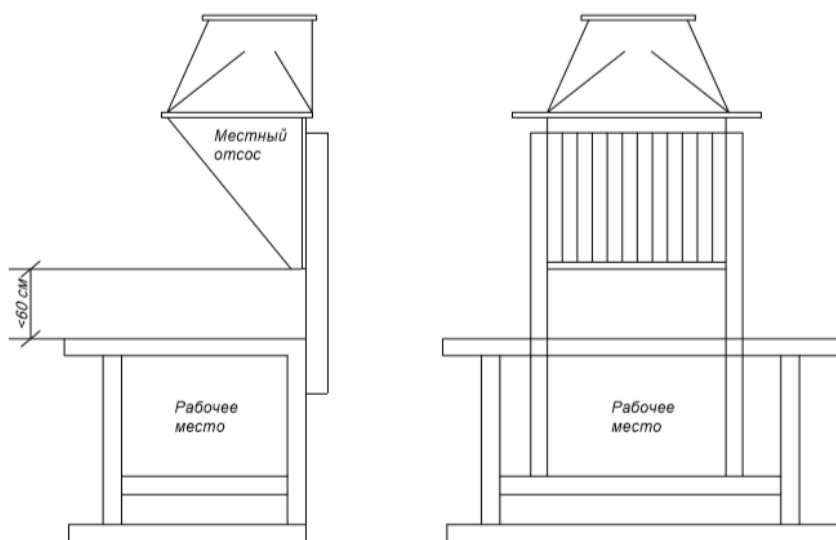


Рис. 3. Расположение стационарного местного отсоса над сварочным постом [7]

Также на участке сварки рамного корпуса ООО «УАЗ-Штамповочное производство» необходимо обеспечить достаточное количество притока свежего воздуха, с целью снижения предельно допустимой концентрации вредных примесей и опасных веществ. При этом поток приточного воздуха необходимо направлять в зону расположения сварочных постов, создавая эффект «воздушной завесы», тем самым обеспечивая лучшее удаление вредных веществ через местные отсосы.

ВЫВОДЫ

1. Проектирование систем вентиляции в цехах сварки является сложной инженерной задачей, требующей особого внимания и знаний специфики работы на производстве, от качества выполнения которой зависит самочувствие и здоровье сотрудников. Неработающая система вентиляции приводит к тому, что сотрудники приобретают профзаболевания. Согласно закону РФ, граждане, имеющие профзаболевания, получают ежемесячную компенсацию, которая с каждым годом индексируется. Количество таким граждан постоянно возрастает и, следовательно, на выплаты по профзаболеваниям уходят немалые суммы. Поэтому экономичнее своевременно проектировать или реконструировать системы вентиляции на производстве, с целью предотвращения развития профзаболеваний у сотрудников.

2. Несмотря на то, что реконструкция систем вентиляции цехов сварки имеет значительные капитальные затраты, но, за счёт длительной и надёжной эксплуатации, эксплуатационные затраты минимальны. Для завода «Легран «Ульяновский» окупаемость данных мероприятий будет достигнута примерно через 5 лет. Для УАЗа окупаемость будет достигнута быстрее, примерно через 3 года, так как решения по реконструкции были разработаны с учетом ранее спроектированной системы вентиляции, которая не обеспечивает необходимый воздухообмен в сварочном цеху.

Список литературы

1. ГН 2.2.5.3532-18. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зон.
2. СП 1009-73 Санитарные правила при сварке, наплавке и резке металлов.
3. Методы обследования и гигиенической оценки производственной вентиляции: учебное пособие / Г. В. Куренкова, Е. В. Жукова, Е. П. Лемешевская; ФГБОУ ВО ИГМУ Минздрава России, Кафедра профильных гигиенических дисциплин. – Иркутск: ИГМУ, 2021. – 48 с.
4. Каталог компании СовПлим [Электронный ресурс]: <https://sovplym.ru/products/>
5. Проектная документация ООО «Легран «Ульяновский». – г. Ульяновск.

6. ГОСТ 12.3.003-86. Система стандартов безопасности труда. Работы электросварочные.
7. Проектная документация ООО «УАЗ-Штамповочное производство». – г. Ульяновск.

ПОДДЕРЖАНИЕ ЗАДАННОГО ДАВЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РАСХОДЕ ВОЗДУХА

Белова Е.М.¹

¹Национальный исследовательский университет «Московский государственный строительный университет», Москва, Россия.

Аннотация. В практике решения задачи поддержания заданного давления в помещении используются различные способы, основанные на эмпирических методах, использовании систем автоматического регулирования разного уровня. Известно применение методов математического моделирования для управления воздушным режимом производственного здания. В современных условиях развития систем кондиционирования воздуха широко применяются системы кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха в том числе и для решения данной задачи, поэтому появилась необходимость в дальнейшем совершенствовании математической модели воздушного режима здания. В настоящей работе приводится математическая модель динамики параметров воздуха помещений с контролируемой величиной давления, которые обслуживаются системами кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха, разработанная с целью управления воздушными потоками. Учтено взаимное влияние давления в помещениях и аэродинамики воздушных потоков в воздуховодах системы кондиционирования воздуха и вентиляции, которые обслуживают помещения. Математическая модель дополнена системой уравнений, описывающих нестационарные изотермические процессы движения воздуха по воздуховодам в системах с переменным расходом воздуха на основании записи уравнения неразрывности и уравнения сохранения количества движения. В системах с переменным расходом воздуха при изменении числа оборотов нарушается принцип подобия аэродинамические характеристик вентиляторов, поэтому в разработанной модели предусмотрен учет ограничений, связанных с автономностью, которая должна быть определена для каждого типа и типоразмера вентилятора по значению числа Рейнольдса Re_u

ВВЕДЕНИЕ

Во многих помещениях зданий разного назначения необходимо контролировать внутреннее давление по отношению к смежным помещениям. По технологическим требованиям необходимо создать избыточное давление или разрежение в:

- чистых помещениях лечебных зданий;
- чистых помещениях электронной промышленности;

- биологических и химических лабораториях
- помещениях для работы с радиоактивными веществами;
- лестничных клетках, лифтовых шахтах, тамбур-шлюзах многоэтажных зданий в случае пожара;
- любых помещениях multifunctional зданий в случае пожара;
- предприятиях общественного питания.

Традиционно для помещений определенного назначения эта задача решается разными частными способами в зависимости от уровня требований. Чаще всего при проектировании используют рекомендации по кратности превышения притока над вытяжкой или вытяжки над притоком, применяют схемы автоматического регулирования давления с воздушными клапанами постоянного или переменного расхода воздуха. В наиболее сложных случаях, например для чистых помещений электронной промышленности, лабораторий, задача поддержания заданного давления осложняется неравномерной работой местных отсосов от технологического оборудования. Общие рекомендации для проектирования по кратности не учитывают того, что на давление внутри помещения оказывают влияние такие возмущающие воздействия, как герметичность наружных и внутренних ограждений (окон и дверей), открывание и плотность дверей, гидростатическое давление и давление ветра, перетекание воздуха и т.п.

МЕТОДЫ

В зарубежной практике традиционно при решении такой задачи используют эмпирический метод. Управление воздушным режимом помещений заключается в автоматическом поддержании разности расхода приточного и удаляемого воздуха положительной или отрицательной, чтобы либо повысить, либо понизить давление в помещении по отношению к его окружению.

Существуют разные подходы к регулированию давления в помещении:

- пассивный- система автоматического управления поддерживает постоянную фиксированную разность между расходами приточного и удаляемого воздуха за счет изменения расхода приточного воздуха либо удаляемого воздуха, но давление в помещении не измеряется (рис.1);



Рис. 1. Поддержание перепада давления с помощью регулирующих воздушных клапанов постоянного расхода (CAV) [5]

- активный- давление в помещении контролируется с помощью датчика перепада давления, и соответственно изменяется расход приточного или удаляемого воздуха, чаще всего используется в системах с переменным расходом воздуха (рис.2);

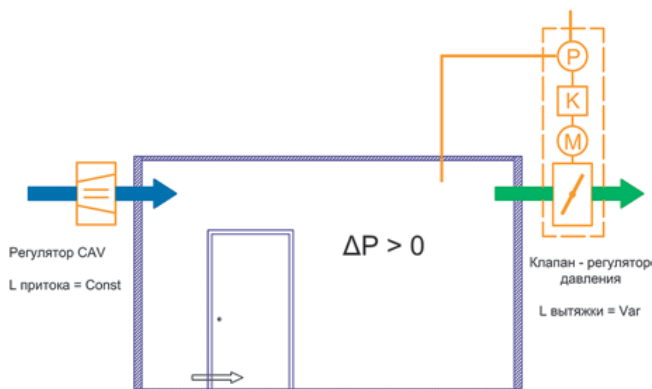


Рис. 2. Поддержание перепада давления с помощью регулирующего воздушного клапана переменного расхода (VAV) [5]

Из-за разного назначения помещений управление воздушными потоками в каждой зоне отдельного помещения может оказать значительное влияние на воздушные потоки в других помещениях и на давление во всех помещениях здания. Многие здания находятся под сильным отрицательным давлением из-за высоких значений расходов удаляемого воздуха, действия давления ветра и гравитационного давления. Для противодействия этой проблеме требуется надежная система автоматического управления и алгоритм управления для правильного управления потоками воздуха в здании для поддержания заданных значений давления в всех помещениях.

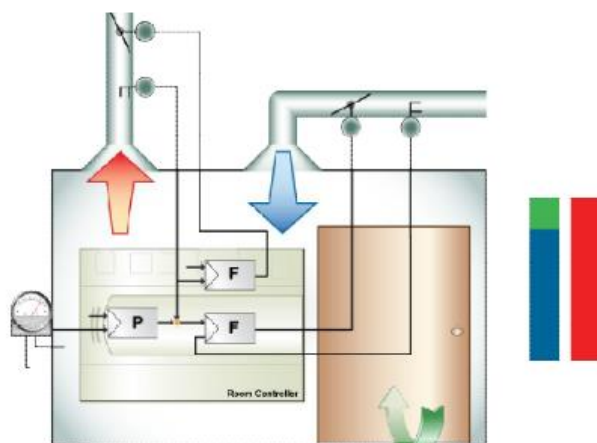


Рис. 3. Комбинированный способ поддержания перепада давления с помощью микропроцессорной системы управления [8]

В отечественной практике для решения задачи управления воздушными потоками используют методы математического моделирования. Известны фундаментальные работы Милош Э. [6], Титова В.П. [7], подготовленные на кафедре «Отопление и вентиляция» МИСИ (НИУ МГСУ) под руководством Богословского В.Н. Разработана математическая модель управления воздушным режимом производственного здания, основанная на ряде допущений. В современных условиях модель управления воздушным режимом требует дальнейшего развития. Это связано с применением систем кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха.

Автором совместно с Морозовым А.А. была разработана математическая модель воздушного режима чистых помещений электронной промышленности [1,2], которая требует уточнения и совершенствования, что связано с использованием систем кондиционирования воздуха и вентиляции с переменным расходом воздуха, особенностью работы вентилятора с переменным числом оборотов совместно с вентиляционной сетью при нестационарных режимах движения воздуха в воздуховодах.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для управления воздушными потоками с целью поддержания определенного давления в чистых помещениях разработана математическая модель динамики параметров воздуха в помещении, включая и давление внутри помещения, которая позволяет определять избыточное давление во всех помещениях, расходы перетекающего воздуха через соединяющие помещения проёмы и отверстия, параметры воздуха в помещении, учесть характеристики вентилятора и сети при переменных режимах. Управляемыми величинами

являются расходы воздуха, подаваемого системами кондиционирования воздуха и вентиляции либо удаляемого системами вентиляции.

Составлена система нелинейных уравнений, состоящая из уравнений баланса: массовых расходов воздуха в помещениях, уравнений баланса полной и явной теплоты, уравнений баланса влаги, вредных газов и уравнений потокораспределения (неразрывности и сохранения количества движения) в системе кондиционирования воздуха, вытяжной вентиляции и системе местных отсосов, характеристики вентилятора с коррекцией по автоточности.

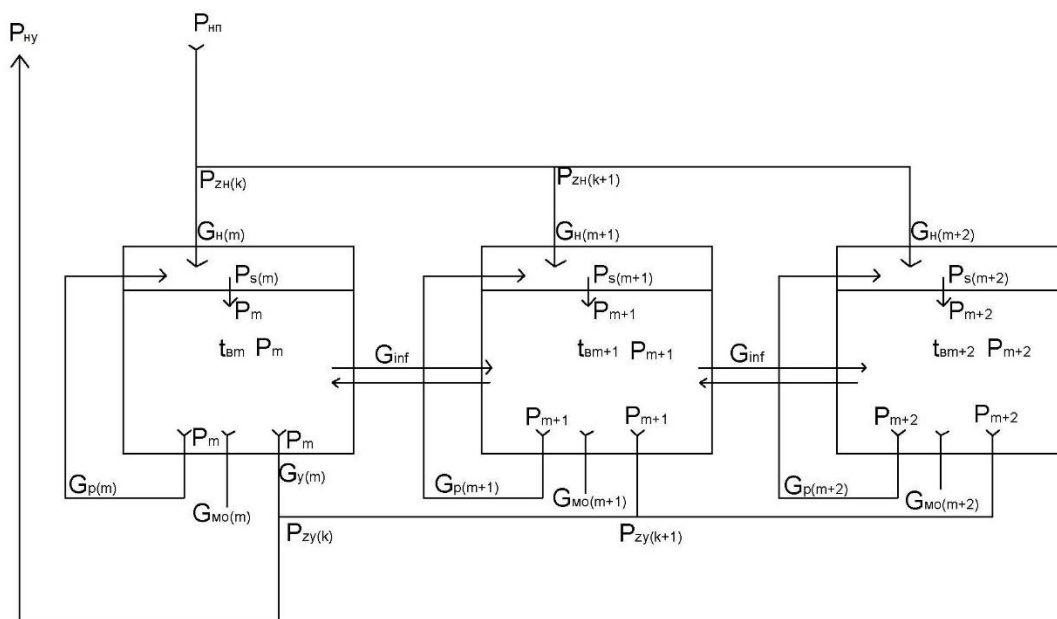


Рис. 3. Схема распределения потоков воздуха в группе чистых помещений

Уравнения баланса массовых расходов воздуха для каждого помещения M

$$\frac{dG_m}{dt} = \sum_{i=1}^{N_m} \sum_{j=1}^{L_{mi}} G_{mij} + G_{mn} - G_{my} - G_{mo} + G_{mopz} = 0,$$

где $\sum_{i=1}^{N_m} \sum_{j=1}^{L_{mi}} G_{mij}$ – расход воздуха через j-ое отверстие в i- том ограждении (наружном

или

внутреннем), кг/ч;

G_{mn} - расход наружного воздуха, подаваемого в помещение, кг/ч;

G_{my} - расход удаляемого воздуха из помещения в атмосферу, кг/ч;

$G_{тмо}$ -расход воздуха, удаляемого местными отсосами, кг/ч.

$G_{орг(m)}$ -расход воздуха организованного перетекания, когда, например, воздух из помещения одного класса чистоты перетекает в другое помещение, кг/ч.

Расход воздуха через j -ое отверстие в i - том ограждении (наружном или внутреннем) является функцией перепада давления с двух его сторон

$$G_{mij} = \sum \frac{A_{mij} |\Delta P_{mij}|^{ni}}{R_{mij}} \text{sign}(\Delta P_{mij}),$$

Расход воздуха организованного перетекания

$$G_{орг(m)} = \sum \frac{A_{z(m)} (p_m - p_{m+1})^{nz}}{R_{z(m)}} \text{sign}(p_m - p_{m+1}),$$

где p_m -давление в помещении, Па;

A_{mij} - площадь окна, двери), m^2 ;

$A_{z(m)}$ - площадь внутреннего проёма (клапана избыточного давления), через который в помещение перетекает воздух, m^2 ;

R_{mij} -сопротивление воздухопроницанию окна, двери, $m^2 \text{чПа}^2/\text{кг}$;

R_{mi} -сопротивление воздухопроницанию z -ого проёма(клапана), $m^2 \text{чПа}^2/\text{кг}$;

m -номер помещения.

Уравнения баланса полной теплоты для каждого помещения M

$$\frac{dQ_m}{dt} = \sum_{i=1}^{N_m} \sum_{j=1}^{L_{mi}} i_{mij} G_{mij} + i_{mn} G_{mn} - i_{my} G_{my} - i_{тмо} G_{тмо} + i_{тв} G_{торг} + Q_{тизб} = 0.$$

Уравнения баланса явной теплоты для каждого помещения M

$$\frac{dQ_{мя}}{dt} = \sum_{i=1}^{N_m} \sum_{j=1}^{L_{mi}} c_{\sigma}^t i_{mij} G_{mij} + c_{\sigma}^t i_{mn} G_{mn} - c_{\sigma}^t i_{my} G_{my} - c_{\sigma}^t i_{тмо} G_{тмо} + c_{\sigma}^t i_{тв} G_{торг} + Q_{тиязб} = 0,$$

где $Q_{тизб}$ - избыточные явные или полные тепловыделения в помещении, Вт

$$Q_{\text{низб}} = Q_{\text{мосв}} + Q_{\text{мл}} + \sum Q_{\text{тоб}} - Q_{\text{трк}} \pm Q_{\text{инф}} - Q_{\text{тнт}} = 0,$$

$Q_{\text{мосв}}$ - теплопоступления от освещения, Вт; $Q_{\text{мл}}$ - теплопоступления от людей, Вт;

$Q_{\text{тоб}}$ -теплопоступления от оборудования, Вт; $Q_{\text{трк}}$ -теплосъём в рециркуляционном кондиционере, Вт; $Q_{\text{инф}}$ - теплопоступления/теплосъём за счёт инфильтрации, Вт;

$Q_{\text{тнт}}$ - теплопотери через наружные ограждения.

Уравнения состояния влажного воздуха Клапейрона-Менделеева для каждого помещения М, устанавливающие связь между давлением, температурой и объемом газа

$$P_m(t) = \frac{G_m(t)RT_{\text{мс}}}{V_m},$$

$G_m(t)$ - массовый расход воздуха, м³/час, R -универсальная газовая постоянная, $T_{\text{мс}}$ - абсолютная температура воздуха в помещении, К, V_m -объем воздуха в помещении, м³.

Уравнения баланса влаги для каждого помещения М

$$V_m \rho_m \frac{dd_m}{dt} = \sum_{i=1}^{N_m} \sum_{j=1}^{L_{mi}} d_{mij} G_{mij} + d_{mn} G_{mn} - d_{my} G_{my} - d_{mmo} G_{mmo} + d_{мс} G_{мс} + W_m(t) = 0,$$

где $W_m(t)$ - влаговыделения в помещении, кг/с.

Уравнения баланса вредных газов для каждого помещения М

$$V_m \frac{dc_m}{dt} = \sum_{i=1}^{N_m} \sum_{j=1}^{L_{mi}} c_{mij} G_{mij} + c_{mn} G_{mn} - c_{my} G_{my} - c_{mmo} G_{mmo} + c_{мс} G_{мс} + Z_m(t) = 0,$$

где $Z_m(t)$ -поступление вредных газов мг/час.

Система уравнений дополнена уравнением баланса теплоты на внутренней поверхности ограждений и уравнением теплопроводности через все ограждающие конструкции.

Параметры воздуха в каждом m помещении:

t -температура, °С; d -влажность, кг/кг, i -энтальпия, кДж/кг; c -концентрация вредного газа, мг/м³.

В результате расчета системы уравнений получаем давления во всех помещениях, потоки воздуха через все отверстия в ограждающих конструкциях и между помещения при заданных расходах приточного, удаляемого воздуха местными отсосами и общеобменной вытяжной вентиляцией, параметры воздуха во всех помещениях.

Чтобы учесть взаимное влияние давления в помещениях и аэродинамики воздушных потоков в воздуховодах системы кондиционирования воздуха и вентиляции, которые обслуживают эти помещения, система уравнений дополнена уравнениями потокораспределения в вентиляционной сети. В отличие от предшествующих моделей составлена система уравнений, описывающая нестационарные изотермические процессы движения воздуха по воздуховодам на основании записи уравнения неразрывности (закон сохранения массы) и уравнения сохранения количества движения. Эта система записана в следующем виде

$$\frac{\partial P_k}{\partial t} + \frac{gR}{f_k} T \frac{\partial G_k}{\partial l} = 0,$$

$$\frac{\partial G_k}{\partial t} + \left(f_k - \frac{gR}{f_k} T \frac{G_k^2}{P_k^2} \right) \frac{\partial P_k}{\partial l} + 2 \frac{gR}{f_k} T \frac{G_k}{P_k} \frac{\partial G_k}{\partial l} + \left(\frac{\lambda}{D_\varepsilon} l + \sum \xi \right)_k \frac{gR}{2f_k} T \frac{G_k |G_k|}{P_k} = 0,$$

где P_k – давление воздуха на участке воздуховода, Па, G_k – массовый расход воздуха на участке воздуховода, кг/час, T – абсолютная температура воздуха, К, l – длина участка, м; ξ – КМС; D_ε – эквивалентный диаметр участка; f_k – площадь проходного сечения участка, м²; λ – коэффициент трения, k – номер узла ответвления приточной/удаляемой вентиляционной сети, $k=1,2,3\dots(m-1)$, для ответвлений соответственно $k = n(mi), k = y(mi)$, для магистралей – $k = ni, k = yi$.

Традиционно давление, создаваемое вентилятором, представляется полиномом на основании данных производителя вентиляторов, например, давление, создаваемое приточным вентилятором $p_{\text{вент}}$

$$p_{\text{вент}} = A + A_1 G^2 + A_2 G^3 \dots, \text{ Па.}$$

Или в качестве математической модели вентилятора используют полиномы для безразмерных зависимостей: коэффициентов полного давления ψ и статического давления ψ_s , а также коэффициента мощности λ , коэффициента полезного действия по полным – η и статическим параметрам – η_s от коэффициента производительности φ соответственно.

Доказано на примере коэффициента мощности, что аэродинамическая характеристика, полученная с использованием формул пересчета, для вентилятора с переменным числом оборотов не будет отражать реальную характеристику [3]. Поэтому следует при использовании подобных полиномов учитывать ограничения, связанные с автомоделностью, которая может быть определена для каждого типа и типоразмера вентилятора по значению числа Рейнольдса Re_u [3]. Требуется дальнейшие исследования с целью описания работы вентилятора с переменным числом оборотов.

В итоге получаем систему из 10M уравнений с 10M неизвестными, где M-количество помещений.

ВЫВОДЫ

По результатам проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Поддержание заданного давления в помещении при переменном расходе воздуха возможно при разработке модели управления воздушными потоками в здании

2. Для решения задачи управления разработана математическая модель параметров воздуха в помещениях здания

3. Использование систем кондиционирования воздуха и вентиляции с переменным расходом воздуха для создания и поддержания заданных давлений в чистых помещениях и лабораториях требует учета неустановившегося потокораспределения в системах кондиционирования воздуха и вентиляции с переменным расходом воздуха

4. Разработана математическая модель параметров воздуха в помещении с регулируемым давлением системами кондиционирования воздуха и вентиляции с переменным расходом воздуха с целью управления воздушными потоками, учитывающая особенности работы вентилятора с изменяемым числом оборотов в вентиляционной сети с неустановившемся потокораспределением.

5. Требуется дальнейшие исследования для описания работы вентилятора с переменным числом оборотов.

Список литературы

1. Белова Е.М., Морозов А.А. Управление воздушным режимом чистых помещений предприятий производства микроэлектроники //Иновации и инвестиции, 2017. №7. С.123-126.
2. Белова Е.М., Морозов А.А. Оптимизация работы системы вентиляции и кондиционирования воздуха чистых помещений электронной промышленности//«Аллея науки» Выпуск №11(1), (Июль, 2017). С.342-348.

3. Белова Е.М. Караджи В.Г. Особенности работы вентилятора с переменным числом оборотов в вентиляционной сети // Системные технологии №1(42), 2022. С.146-154.
4. Бородкин А. А. Поддержание баланса расходов и давления в чистых помещениях //АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2010. №4. С. 42-51.
5. Волков В.А. Контроль перепада давления в чистых помещениях//Мир климата, 2019. №117. С.58-62.
6. Милош Э. Управление воздушным режимом производственного здания. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.23.03. - Москва, 1986.- 303 с.
7. Титов В. П. Воздушный режим здания. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук в форме научного доклада : 05.23.03. - Москва, 1987. - 46 с.
8. Vincent A. Sakranda, P.E., LEED AP Cleanroom Variable Airflow Design// //Engineered Systems. April 27, 2012.
9. Wen, J., Sun, W. and Dost, S. Impact of Pressurization on Energy Consumption for Laboratories and Cleanrooms. ASHRAE Transactions, 115, 2009, P.496-506.

ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ЗДАНИЙ

Бодров М.В.¹, Руин А.Е.¹, Юланова А.Ф.¹

¹ Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет, Нижний Новгород, Россия

В настоящее время одной из главных и первостепенных задач Правительства нашей страны является укрепление продовольственной безопасности Российской Федерации [1]. Снижение себестоимости и издержек в животноводстве (крупный рогатый скот, свиноводство и др.) в основном достигается повышением энергоэффективности систем обеспечения параметров микроклимата помещений для содержания животных.

В течении последних 50-ти лет в Нижегородском государственном архитектурно-строительном университете (ННГАСУ) под руководством профессора, д-ра техн. наук В.И. Бодрова (1941-2020) была создана, развивается и успешно функционирует научная школа по созданию энергоэффективных производственных сельскохозяйственных зданий, в т.ч. коровников и свиноводческих комплексов.

Проблематика проводимых авторами исследований сводится к решению двух основных технологических взаимосвязанных задач:

- минимизация (вплоть до нулевого значения) потребления животноводческими и свиноводческими комплексами искусственно сгенерированной тепловой энергии, затрачиваемой отопительно-вентиляционными системами;

- оптимизация конструктивного исполнения круглогодичных систем кондиционирования воздуха в производственных сельскохозяйственных зданиях по критериям энергоэффективности, эксплуатационной надежности и повышения биологически-ветеринарных показателей содержащихся животных.

Решение *первой задачи* возможно путем применения разработанного в ННГАСУ научно-обоснованного методологического подхода, основами которого являются следующие положения: при наличии в неотапливаемых животноводческих зданиях (коровниках и свинарниках) в холодный период года постоянно действующих биологических тепловыделений от животных (Q_6), теплофизические характеристики наружных ограждений должны обеспечивать такой удельный тепловой поток через них, чтобы предотвратить переохлаждение животных ($\Sigma Q = 0$) при расчетной температуре наружного воздуха t_n . Наличие постоянных тепловыделений Q_6 не позволяет рассчитывать теплофизические характеристики свиноводческих комплексов по аналогии с гражданскими зданиями из-за большой погрешности в расчетах [3, 4].

Приведенная трактовка энергетического баланса здания, имеющего конкретное функциональное назначение (в данном случае – животноводство), методологически обосновывает принятие за основу нормирования сопротивления теплопередаче наружных ограждений R_0^{TP} , $\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$, удельного нормируемого теплового потока q_6^{H} , $\text{Вт} / \text{м}^2$:

$$R_0^{\text{TP}} = n \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) / q_6^{\text{H}}; \quad (1)$$

$$q_6^{\text{H}} = (1 - m) \cdot Q_6 / F, \quad (2)$$

где $F = F_{\text{ст}} + F_{\text{покр}}$ – площадь наружных стен и покрытия, м^2 ;

m – коэффициент, учитывающий долю теплопотерь через полы, подземные или обвалованные части зданий: $m = 0,03 \dots 0,05$ для надземных; $m = 0,08 \dots 0,10$ с обваловкой $\approx 0,5$ высоты наружных стен; $m = 0,25 \dots 0,30$ для полностью заглубленных или обвалованных зданий.

Одним из преимуществ данной трактовки теплового баланса является отсутствие необходимости определения нормируемого перепада Δt^{H} , °C , по СНиП [2] температуры внутреннего воздуха $t_{\text{в}}$, °C , и температуры точки росы на внутренней поверхности наружных ограждающих конструкций, $t_{\text{т.р.}}$, °C , определяемого по формуле (3), а также коэффициентов теплообмена на внутренней поверхности ограждений $\alpha_{\text{в}}$, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

$$\Delta t^{\text{H}} = t_{\text{в}} - t_{\text{т.р.}}, \quad (3)$$

Отметим, что при нестационарных условиях теплообмена при низких температурах внутреннего воздуха $t_{\text{в}}$ и высоких значениях относительной влажности $\phi_{\text{в}}$, в коровниках, а тем более в свиноводческих комплексах, добиться высокой точности определения Δt^{H} и $\alpha_{\text{в}}$ не представляется возможным.

Другим неоспоримым преимуществом методики определения R_0^{TP} является учет взаимосвязи функционального технологического назначения животноводческих зданий с биологическими характеристиками содержащихся в них животных. Особенно важно при проектировании коровников и свиноводческих комплексов добиваться максимальной загрузки помещений путем рационального секционирования.

В процессе жизнедеятельности коровы, телята, свиньи и поросята выделяют влагу $j_{\text{ж}}$, $\text{г} / \text{ч}$, количество которой приведено в технологических нормах на проектирование [6, 7].

Следовательно, для ассимиляции влагоизбытков в помещения коровников и свинарников надо подавать минимальное необходимое количество воздуха $G_{н.мин}$, кг/ч, определяется по формуле (4):

$$G_{н.мин} = \frac{G_{вл}}{d_{уд} - d_{пр}}, \quad (4)$$

где $G_{вл}$ – количество влаги, выделяемое всем поголовьем, г/ч, определяемое

$$G_{вл} = j_{св} \cdot n, \quad (5)$$

n – поголовье животных в рассматриваемом помещении, гол.;

$d_{уд}$ и $d_{пр}$ – влагосодержание удаляемого из помещения и приточного воздуха, соответственно, г/кг сухого воздуха.

Таким образом, максимальные затраты теплоты на нагрев приточного наружного воздуха в холодный период года составляет:

$$Q_{наг} = Q_{вент}^{max} = c_{в} G_{н.мин} (t_{н}^1 - t_{н}), \quad (6)$$

где $c_{в}$ – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С);

$t_{н}^1$ – условная температура наружного воздуха, начиная с которой требуется его подогрев, °С.

Важно отметить, что необходимость затрачивать теплоту для нагрева наружного приточного воздуха не позволяют рассматривать животноводческие комплексы как полностью неотопливаемые.

Условная температура наружного воздуха $t_{н}^1$ определяется из теплового баланса каждого конкретного сооружения коровника или свинарника:

$$t_{н}^1 = t_{в} - \frac{Q_{б}}{F/R_0^{тр} + c_{в} G_{н.мин}}. \quad (7)$$

Анализ формулы (7) позволяет сделать вывод, что при понижении текущей температуры наружного воздуха от $t_{н}^1$ до расчетной температуры по СП «Строительная климатология», теплотраты на подогрев наружного воздуха увеличиваются от 0 до $Q_{вент}^{max}$, а в остальной период, когда текущая температура наружного воздуха $t_{н} > t_{н}^1$, в свинарниках, и особенно в коровниках, имеются теплоизбытки (графическая интерпретация представлена на рисунке 1).

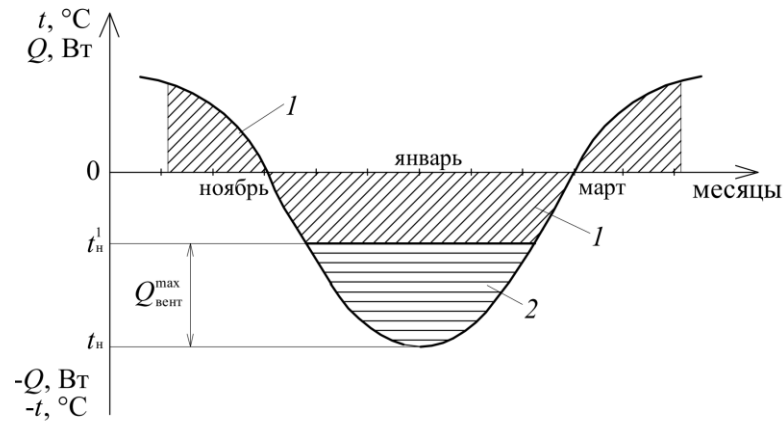


Рис. 1. Динамика тепловых балансов животноводческих комплексов:

1 – теплоизбытки; 2 – теплонедеятки

Разработанная методика определения $R_0^{\text{пр}}$ в общем случае приводит к значительному увеличению сопротивления теплопередаче ограждений по сравнению с типовыми проектами коровников и свинарников советского периода, что уменьшает вероятность выпадения конденсата на внутренних поверхностях наружных ограждений и коррелируется с последними действующими документами в области теплозащиты.

Зависимости (6) и (7) получены и справедливы при расчетной технологической заполняемости свинарника животными n , гол. Однако, в практике эксплуатации животноводческих комплексов, реальная степень заполняемости коровников и свинарников варьируется, и как следствие, должны предусматриваться дополнительные системы отопления мощностью $Q_{\text{от}}^{\text{доп}}$ для восполнения недостатков теплоты при нерасчетных условиях эксплуатации зданий.

Расчетная мощность дополнительных резервных систем отопления возрастает обратно пропорционально степени загрузки помещения коровника или свинарника животными a :

$$a = n_d / n, \quad (8)$$

$$Q_{\text{от}}^{\text{доп}} = (n - n_d) q_{\text{ж}} = n(1 - a) q_{\text{ж}} \quad (9)$$

где n_d – действительное заполнение свиноводческого комплекса животными, гол; $q_{\text{ж}}$ – явные тепловыделения от одного животного (коровы, теленка, свињи или поросенка) (согласно таблиц 1 и 2 [6, 7]), Вт/гол.

Сделан вывод, что при условии неполного (нерасчетного) заполнения свинарника, зависимость по определению условной температуры наружного воздуха t_H^{1a} имеет вид:

$$t_H^{1a} = t_B - \frac{aQ_6}{F/R_0^{TP} + c_B G_{H.min}}. \quad (10)$$

Общее энергопотребление $Q_{от}$ складывается из затрат на нагрев минимального количества наружного приточного воздуха в холодный период года $Q_{наг}$ (5) и мощности систем дополнительного отопления $Q_{от}^{доп}$ (8):

$$Q_{от} = Q_{наг} + Q_{от}^{доп}. \quad (9)$$

При исследовании *второй задачи*, а именно: выбора наиболее рациональной отопительной системы для восполнения дефицита теплоты $Q_{от}^{доп}$, помещения содержания крупного рогатого скота, свиней, а также помещения со специфичными требованиями к параметрам микроклимата (телятники, доильные отделения, ветеринарные блоки, помещения содержания молочных поросят и пр.), предлагается оборудовать системами лучистого отопления на базе водяных инфракрасных излучателей (ВИИ).

Отопительными приборами в данных системах являются излучающие профили, а в качестве теплоносителя используется горячая вода, приготовляемая в котельной или при помощи возобновляемых источников энергии ($t_T = +30...+130$ °C). Тепловая энергия передаётся от теплоносителя к ВИИ, который, в свою очередь, начинает излучать электромагнитные волны в инфракрасном диапазоне, что обеспечивает отопление обсуживаемого помещения. Несомненными и неоспоримыми преимуществами использования систем лучистого отопления в животноводческих комплексах вместо традиционных конвекционных и воздушных систем являются:

- низкая тепловая инерция, что обеспечивает короткое время реагирования; простое и эффективным регулирование, за счёт небольшого количества теплоносителя в системе;
- направленная подача тепловой энергии в рабочую зону помещения, что позволяет создать зональную систему отопления;
- простота монтажа и обслуживания, за счёт кратного уменьшения длины транзитных трубопроводов; снижение трансмиссионных тепловых потерь через покрытие здание, к которому ведёт небольшой градиент температуры воздуха по высоте помещения и отсутствие «тепловой подушки»;
- возможность применения возобновляемых источников энергии и систем рекуперации теплоты;

- отсутствие сквозняков и пылевых масс, благодаря минимизации конвективных процессов; бесшумная работа системы; экономия пространства; долгий срок службы.

В период с 2018 по 2023 гг. в Учебно-научно-исследовательском центре «Системы отопления с использованием низкотемпературных инфракрасных излучателей» ННГАСУ (далее – УНИЦ «СОНИИ»), авторским коллективом были проведены исследования теплотехнических свойств потолочных подвесных излучающих профилей Helios 750 (завод-изготовитель фирма ООО «Флайг+Хоммель», г. Заволжье, Нижегородская область), выполненных из анодированного алюминиевого сплава AlMgSi0,5 (рисунок 2).

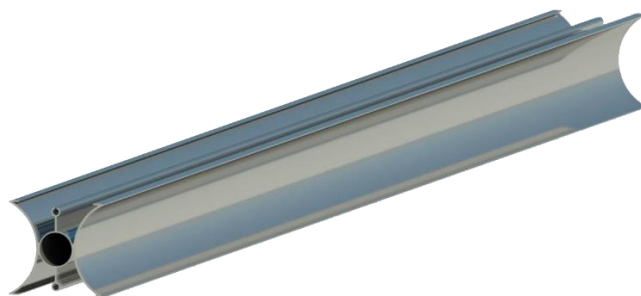


Рис. 2. Общий вид профиля Helios 750

Результатом проведенных исследований в УНИЦ «СОНИИ» ННГАСУ является полученная зависимость определения теплоотдачи 1 п.м. профиля Helios 750 $q_{уд.пр}$, Вт, от температурного напора ΔT , °С, представленная на рисунке 3 (где $\Delta T = \frac{t_r - t_o}{2} - t_b$, а t_r , t_o – температуры в подающем и обратном трубопроводах системы отопления, соответственно).

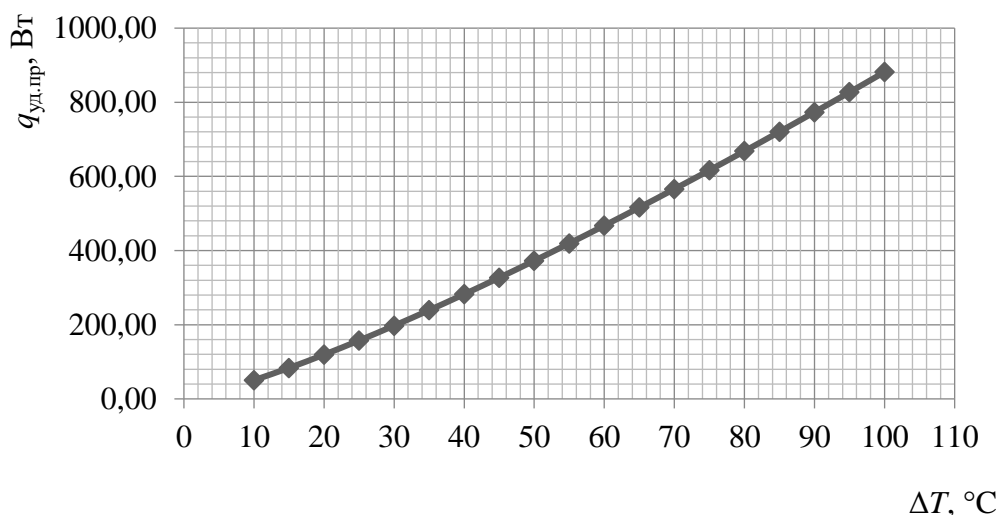


Рис. 3. Тепловая мощность 1 п.м. излучателя в зависимости от температурного напора

Лабораторные испытания систем водяного лучистого отопления показали их высокую эффективность, а полученные при исследованиях данные легли в основу «Рекомендаций по

проектированию систем лучистого отопления на базе водяных инфракрасных излучателей марки Helios 750», являющихся по своей сути инженерной методикой для расчета теплового режима помещений различного назначения.

В заключении отметим, что основным преимуществом использования систем лучистого отопления в животноводческих помещениях является передача теплоты непосредственно поверхностям в помещении (в том числе поверхности тела животных) без нагрева воздуха помещения [8].

Достижение более высоких степеней теплового комфорта в помещениях достигается за счет следующих мероприятий: повышения уровня радиационной температуры помещения, а также равномерного распределения температуры воздуха по высоте помещения и отсутствия перегрева верхней зоны и недогрева нижней зоны помещения, что заметно повышает ветеринарные показатели продуктивности производства.

Также неоспоримым преимуществом, особенно в свинарниках, где наблюдаются повышенные значения концентрации аммиачных соединений в воздухе, является устройство системы отопления, не поддающейся коррозии, что снижает эксплуатационные затраты, и как следствие, себестоимость производства животноводства.

Список литературы

1. Распоряжение Правительства РФ от 11.08.2022 № 2217-р «О внесении изменений в перечень показателей в сфере обеспечения продовольственной безопасности Российской Федерации, утв. распоряжением Правительства РФ от 10.02.2021 № 296-р».
2. СНиП II-3-79*. Строительная теплотехника.
3. Бодров, М.В. Микроклимат производственных сельскохозяйственных зданий и сооружений / В.И. Бодров, М.В. Бодров, Е.Г. Ионычев, М.Н. Кучеренко. – Н. Новгород: ННГАСУ, 2008. – 623 с.
4. Бодров, М.В. Отопление и вентиляция животноводческих и птицеводческих зданий / М.В. Бодров. – Н. Новгород: ННГАСУ, 2012. – 145 с.
5. Бодров, В.И. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха производственных сельскохозяйственных зданий / В.И. Бодров, Л.М. Махов, Е.В. Троицкая. – М.: Издательство АСВ, 2014. – 240 с.
6. РД-АПК 1.10.01.02-10 Методические рекомендации по технологическому проектированию ферм и комплексов крупного рогатого скота. М., 2012.
7. РД-АПК 1.10.02.04-12. Методические рекомендации по технологическому проектированию свиноводческих ферм и комплексов. М., 2010.

8. Бодров, М.В. Применение технологий низкотемпературного лучистого отопления в помещениях содержания крупного рогатого скота / М.В. Бодров, Д.Е. Седнев, А.А. Смыков, А.Е. Руин // Приволжский научный журнал. – 2020. – № 4 (56). – С. 114...118.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУПИКОВОЙ ГАЗОВОЙ СЕТИ ВЫСОКОГО (СРЕДНЕГО) ДАВЛЕНИЯ

Жила В.А.¹, Пастухов Б.И.¹

¹Национальный исследовательский университет «Московский государственный строительный университет», Москва, Россия.

Аннотация. Газопроводы – это важнейшая часть всей системы газоснабжения, на которую приходится наибольшие капиталовложения в данной сфере. На сегодняшний день различают газопроводы высокого давления I категории (от 0,6 до 1,2 МПа), высокого давления II категории (от 0,3 до 0,6 МПа), среднего (от 0,005 до 0,3 МПа) и низкого (до 0,005 МПа) давления. Газопроводы высокого и газопроводы среднего давления нужны для подвода необходимого количества газа через ГРП в ГРС низкого и ГРС среднего давления, также для подачи необходимого количества газа через ГРП и ГРУ к промышленным и бытовым предприятиям. В статье исследуется технико-экономический расчет тупиковой газовой сети высокого (среднего) давления. Представлены способы выбора оптимальных параметров газораспределительной сети, позволяющих отметить снижение стоимости.

Введение.

Отличительной особенностью городских газовых сетей является необходимость расчета их на заданный перепад. В этом случае следует учитывать условия работы газовой сети и давление газа у потребителя. Задачей

технико-экономического расчета тупиковой газовой сети сводится к выбору оптимальных диаметров.

Выбор оптимального варианта для тупиковой газораспределительной системы.

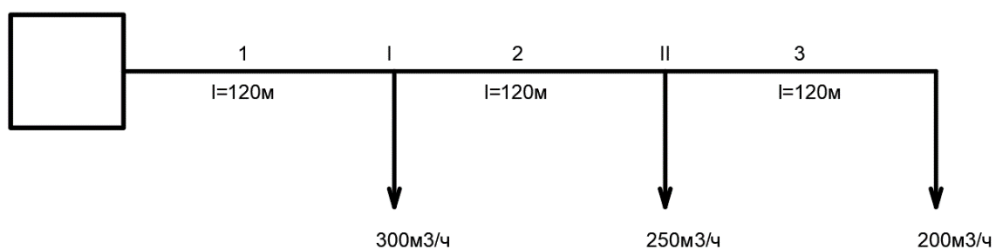


Рис. 1 Расчетная схема сети высокого давления.

Номер участка	Длина участка, м	Расчетный расход, м ³ /ч	d xs, мм	Перепад давления, кПа
1	120	750	9 0x3	1588
2	120	450	7 0x3	2008
3	120	200	5 0x3	2133,8

Материал и метод исследования.

Материалом исследования является выбор оптимального распределения перепадов давления между последовательно соединенными участками газовой сети.

Потери давления газа на местные сопротивления принимаем равными 10% линейных потерь. Предварительный подбор диаметров производим по постоянному удельному падению давления, равному:

$$\frac{P_H^2 - P_K^2}{1,1 \sum l} = \frac{200^2 - 150^2}{1,1 \cdot 360} = \frac{40000 - 22500}{396} = 44,19 \frac{\text{кПа}^2}{\text{м}}$$

Участок 1:

$$d_1 = \sqrt[4,75]{\frac{0,0446 \cdot 0,00036 \cdot 0,72 \cdot (750)^{1,75}}{44,19 \cdot 10^{-6}}} = 8,6 \text{ см}$$

$$A = \frac{0,101325}{0,175162 \cdot 3,12^2} = 0,00036$$

Участок 2:

$$Re = 0,0354 \frac{450}{7 \cdot 0,000135} = 165571$$

$$d_2 = \sqrt[4,75]{\frac{0,0446 \cdot 0,00036 \cdot 0,72 \cdot (450)^{1,75}}{44,19 \cdot 10^{-6}}} = 7,16 \text{ см}$$

Участок 3:

$$Re = 0,0354 \frac{200}{5 \cdot 0,000135} = 104889$$

$$d_3 = \sqrt[4,75]{\frac{0,0446 \cdot 0,00036 \cdot 0,72 \cdot (200)^{1,75}}{44,19 \cdot 10^{-6}}} = 5,69 \text{ см}$$

Определяем потери давления на участке 1:

$$P_H^2 - P_K^2 = \frac{P_0}{81 \cdot \pi^2} \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 \cdot l = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 \cdot l = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot 0,015 \cdot \frac{750^2}{9^5} \cdot 0,73 \cdot 120 = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot 0,015 \frac{562500}{59049} \cdot 0,73 \cdot 1200 = 0,001588 \text{ МПа}^2 = 1588 \text{ КПа}^2$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{Q_0}{9 \cdot dv} = 0,0354 \frac{750}{9 \cdot 0,000135} = 218518$$

Гидравлическая гладкость внутренней стенки газопровода:

$$\left(\frac{0,0007}{9}\right) = 0,00008 < 23$$

Так как число $Re > 100\,000$, то коэффициент гидравлического трения λ определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{1}{(1,82 Re_y - 1,64)^2} = \frac{1}{(1,82 \cdot 5,339 - 1,64)^2} = 0,015$$

Определяем потери давления на участке 2:

$$P_H^2 - P_K^2 = \frac{P_0}{81 \cdot \pi^2} \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 \cdot l = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 \cdot l = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot 0,015 \cdot \frac{450^2}{7^5} \cdot 0,73 \cdot 120 = 0,00200858 \text{ МПа}^2 = 2008 \text{ КПа}^2$$

Определяем потери давления на участке 3:

$$P_H^2 - P_K^2 = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot 0,015 \cdot \frac{200^2}{5^5} \cdot 0,73 \cdot 120 = 0,0021338 \text{ МПа}^2 = 2133,8 \text{ КПа}^2$$

Полученное значение конечного давления:

$$P_k = \sqrt{P_H^2 - \sum \delta p} = \sqrt{40000 - (1588 + 2008,8 + 2133,8)} = 185,1 \text{ КПа}$$

Рассчитываем узловое поправочные давления Δp и оптимальные перепады давления на участках. Результаты расчетов сводим в табл.1.

Первое исправление:

$$\Delta P'_I = \frac{\sum A_i \delta p_i^{-1,19}}{1,19 \sum \frac{A \delta p_i^{-1,19}}{\delta p_i}} = \frac{-0,19}{1,19 \cdot 0,000529} = -301,8; \quad \Delta P'_{II} = \frac{-0,14}{1,19 \cdot 0,000299} = -393,47$$

$$\Delta P''_I = \frac{\sum \Delta P'_{c.y} \left(\frac{A \Delta \delta p^{-1,19}}{\delta p} \right) \text{y. c. y.}}{\sum \frac{A_i \delta p_i^{-1,19}}{\delta p_i}} = \frac{-393,47 \cdot 0,000179}{0,000529} = -133,14$$

$$\Delta P''_{II} = \frac{-301,8 \cdot 0,000179}{0,000299} = -180,68$$

$$\Delta P_I = \Delta P'_I + \Delta P''_I = -301,8 - 133,14 = -434,94$$

$$\Delta P_{II} = \Delta P'_{II} + \Delta P''_{II} = -393,47 - 180,68 = -574,15$$

Второе исправление:

$$\Delta P'_I = \frac{\sum A_i \delta p_i^{-1,19}}{1,19 \sum \frac{A \delta p_i^{-1,19}}{\delta p_i}} = \frac{-0,108}{1,19 \cdot 0,00038} = -238,8; \quad \Delta P'_{II} = \frac{0,023}{1,19 \cdot 0,00023} = 84$$

$$\Delta P''_I = \frac{\sum \Delta P'_{c.y} \left(\frac{A \Delta \delta p^{-1,19}}{\delta p} \right) \text{y. c. y.}}{\sum \frac{A_i \delta p_i^{-1,19}}{\delta p_i}} = \frac{84 \cdot 0,00016}{0,00038} = 35,37$$

$$\Delta P''_{II} = \frac{-238,8 \cdot 0,00016}{0,00023} = -166,1$$

$$\Delta P_I = -238,8 + 35,37 = -203,43$$

$$\Delta P_{II} = 84 - 166,1 = -82,1$$

Дополнительное давление к перепаду на участке $\Delta P_{уч}$ при отсутствии соседнего узла равно ΔP , а при наличии соседнего узла равно ΔP плюс ΔP соседнего узла с обратным знаком.

$$\Delta P_1 = -203,43; \Delta P_2 = -203,43 + 82,1 = 121,33;$$

Первое исправление уменьшило ошибку узловых уравнений до 27% и 6,65%. Ошибка для первого узла является значительной, поэтому проводим второе исправление. Расчеты по второму исправлению аналогичны первому. В результате второго исправления ошибки становятся равными 2,7% и 1,4%.

Таблица 1

Номер		соседние узлы	δр, кПа	Вспомогательные расчеты						Первое исправление						Второе исправление				
узла	участка			Q ^{0,38}	l ^{1,19}	δр ^{-1,19}	A	Aδр ^{-1,19}	Aδр ^{-1,19} /δр	Δр, кпа	Δр _{уч}	δр	δр ^{-1,19}	(Aδр) ^{-1,19}	(Aδр) ^{1,19} /δр	Δр, узл	Δр, уч	δр	δр ^{-1,19}	(Aδр) ^{-1,19}
I	1	-	-1588	12,37	298	0,00016	3686,26	-0,55	0,00035	-434,94	-434,94	-2022,9	0,00012	-0,442	0,00027	-203,43	-203,43	-2226,3	0,0001	-0,37
	2	II	2008	10,19	298	0,00012	3036,62	0,36	0,000179		139,21	2147,2	0,00011	0,334	0,00016		121,33	2025,9	0,00012	0,36
	Ошибка						$0,19 \cdot 100 / 0,5 \cdot 0,91 = 42,76$		-0,19		0,000529	Ошибка		$0,108 \cdot 100 / 0,5 \cdot 0,776 = 27$			-0,108	0,00018	Ошибка	
II	2	I	-2008	10,19	298	0,00012	3036,62	-0,36	0,000179	574,15	139,21	-2147,2	0,00011	-0,334	0,00016	-82,1	121,33	2025,4	0,00012	0,36
	3	-	2133,8	7,49	298	0,00011	2232,02	0,25	0,00012		574,15	1559,65	0,00016	0,357	0,00023		-82,1	1477,6	0,00017	0,38
	Ошибка						$0,14 \cdot 100 / 0,5 \cdot 0,61 = 45,9$		-0,14		0,000299	Ошибка		$0,023 \cdot 100 / 0,5 \cdot 0,691 = 6,65$			0,023	0,00023	Ошибка	

Определим значения диаметров участков при новых перепадах давления газа.

Участок 1:

$$P_H^2 - P_K^2 = \frac{\rho_0}{81\pi^2} \lambda \frac{Q_0^2}{d^5} \rho_0 l;$$

$$0,0022263 = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot 0,015 \frac{750^2}{d^5} \cdot 0,73 \cdot 120$$

$$0,0022263 = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot 0,015 \frac{562500}{d^5} \cdot 0,73 \cdot 120$$

$$0,0022263 = \frac{93,77}{d^5}$$

$$d^5 = 42119,2; \quad d = 8,4 \text{ см}$$

Участок 2:

$$0,002025 = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot 0,015 \frac{450^2}{d^5} \cdot 0,73 \cdot 120$$

$$0,002025 = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot 0,015 \frac{202500}{d^5} \cdot 0,73 \cdot 120$$

$$0,002025 = \frac{33,758}{d^5}$$

$$d^5 = 16670,7; \quad d = 6,9 \text{ см}$$

Участок 3:

$$0,001477 = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot 0,015 \frac{200^2}{d^5} \cdot 0,73 \cdot 120$$

$$0,001477 = 1,2687 \cdot 10^{-4} \cdot 0,015 \frac{40000}{d^5} \cdot 0,73 \cdot 120$$

$$0,001477 = \frac{6,668}{d^5}$$

$$d^5 = 4514,75; \quad d = 5,38 \text{ см}$$

Сравним экономию, полученную в результате сравнения выбранных диаметров.

Расчет по $\Delta P/l = \text{const}$:

$$K = b \sum dl = b \cdot (9 \cdot 120 + 7 \cdot 120 + 5 \cdot 120) = 2520$$

Окончательный расчет диаметра сети

Номер участка	d	Падение давления, Кпа2
1	8,4	1588
2	6,9	2008
3	5,4	2133,8

Экономический расчет:

$$K = b \cdot (8,4 \cdot 120 + 6,9 \cdot 120 + 5,4 \cdot 120) = 2484 \frac{\text{руб}}{\text{год}}$$

Таким образом, отмечается снижением стоимости на 36, т.е на 1,4%.

Результаты расчетов.

Оптимальные диаметры находим исходя из условия минимума капитальных вложение. При составлении функции стоимости учитывались только величина диаметра, общее число уравнений равно числу узлов с заданными давлениями.

Вывод.

Процесс минимизации функции стоимости с позиции распределения потерь по участкам газопроводов позволили снизить суммарную стоимость системы газораспределения. Оптимальному решению соответствует рациональный пьезометр.

Список литературы

1. Ионин А. А. Газоснабжение. Учеб. для вузов. М.: Стройиздат. 1989.439 с.
2. Жила В. А. Газоснабжение. Учебник для студентов вузов по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция». – М.: издательство АСВ, 2014. 368 с.
3. СП 62.13330.2011 Газораспределительные системы. Актуализированная редакция СНиП 42-01-2002.
4. Постановление Правительства РФ от 14.05.2013 N 410 "О мерах по обеспечению безопасности при использовании и содержании внутридомового и внутриквартирного газового оборудования"

5. Правительство российской федерации. Постановление. от 29 октября 2010 года N 870. Об утверждении технического регламента о безопасности сетей газораспределения и газопотребления.
6. ГОСТ 54961-2012. Системы газораспределительные. Сети газопотребления. Общие требования к эксплуатации. Эксплуатационная документация. Национальный стандарт РФ.
7. Приказ Ростехнадзора от 15.11.2013 N 542 "Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности сетей газораспределения и газопотребления""

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСЛОВИЙ БЕЗОПАСНОСТИ, ВЫЗВАННЫХ НАРУШЕНИЕМ РАБОТЫ УДАЛЕНИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Жила В.А.¹, Жилкина Л.П.¹

¹Национальный исследовательский университет «Московский государственный строительный университет», Москва, Россия.

Аннотация. Для нормальной работы газовых установок следует создать условия, при которых в местах выхода продуктов сгорания создается разрежение [1]. Для этого необходимо предусмотреть приточно-вытяжную вентиляцию. В задачу удаления продуктов сгорания входит определение сечений дымоходов и присоединительных труб. В котельных установках небольшой производительности подача воздуха и удаление продуктов сгорания предусматривается вследствие естественной тяги. Эти условия обеспечиваются дымовой трубой. На основе аэродинамического расчета котла определено сопротивление газового тракта.

В статье приводятся скорости, температуры, расходы воздуха и продуктов сгорания. Расчеты по определению аэродинамических сопротивлений выполнены при условии номинальной нагрузки.

ВВЕДЕНИЕ

Для создания безопасных условий работы газовых установок требуется произвести аэродинамический расчет отвода продуктов сгорания от котла. При этом предусмотреть подачу и удаление воздуха. Меры безопасности требуют установки датчиков загазованности, которые перекрывают подачу газа.

Расчет дымохода основывается на определении температуры, значение которой связано с остыванием при движении по соединительным трубам. Для нормальной работы газовых горелок необходимо рассчитать тягу на вертикальных участках, при этом учитывается высота трубы, температура продуктов сгорания.

МЕТОДЫ

В статье произведен расчет потерь давления на трения и местные сопротивления, который позволяет определить общие потери в дымовой трубе, в итоге данные расчеты позволяют определить разрежение перед котлом. Отвод продуктов сгорания предусматривается согласно рис.1.

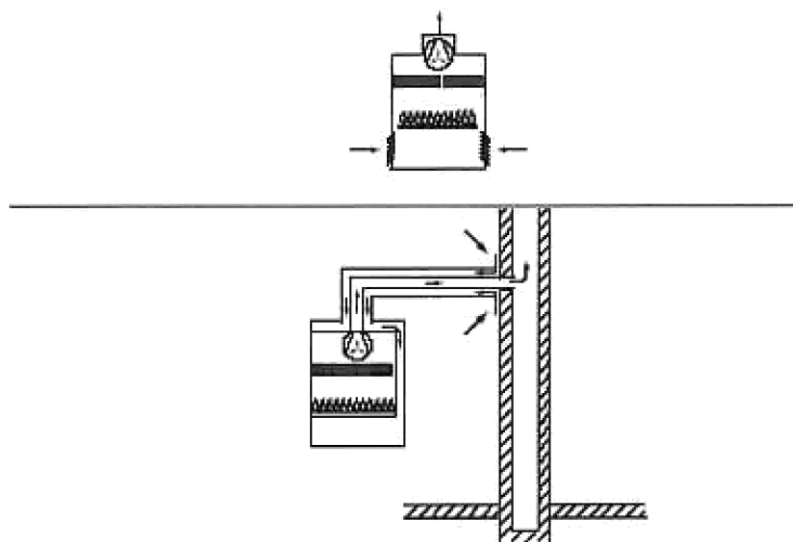


Рис. 1. а) отвод продуктов сгорания наружу индивидуально, забор воздуха для горения из помещения; б) - забор воздуха для горения из помещения коаксиальным воздуховодом, отвод продуктов сгорания отдельным дымоотводом или общим дымоходом, проложенным в стене здания или пристроенным к ней [2]

Отвод продуктов сгорания от котла «Vitogas 050» мощностью $Q = 48,0$ кВт (Германия) осуществляется через дымоход, выполненный из нержавеющей стали $d_y = 180$ мм, который врезается в дымовую трубу из а/ц $d = 200$ мм.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Размер канала вытяжной системы вентиляции помещения определяется по формуле:

$$S_{\text{вытяж}} = \frac{3 \times V_{\text{пом}}}{v \times 3600}, \text{ м}^2$$

где $V_{\text{пом}}$ – внутренний объем топочной, м^3 ;

v – средняя скорость воздуха, равна 1 м/с;

$$S_{\text{вытяж}} = \frac{3 \times 29,4}{1 \times 3600} = 0,0245 \text{ м}^2$$

Согласно СП 42-101-2003 [3], площадь сечения дымовой трубы не должна быть меньше площади патрубка газового прибора, присоединенного к дымоходу. При расчете дымохода определяют размер поперечных сечений дымохода и присоединительной трубы.

Вентиляция помещения принята приточно-вытяжная с естественным побуждением. Вытяжка должна обеспечивать трехкратный воздухообмен в час.

Приток воздуха в помещение осуществляется через жалюзийную решетку, установленную в нижней части двери.

Приток воздуха в помещение предусматривается в объеме вытяжки плюс количество воздуха на горение газа:

$$V = 3 \times V_{\text{пом}} + V_{\text{гор}} \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

где V – необходимый воздухообмен, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$

Расход газа:

$$B = \frac{Q_{\text{к}} \times 0,86 \times 10^3}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \times \eta}$$

$$B = \frac{48 \times 0,86 \times 10^3}{7950 \times 0,9} = 5,77 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Согласно нормативным данным, на сжигание 1 м³ расходуется 11 м³ воздуха [4]. В данном случае с учетом коэффициента избытка воздуха на горение газа, расход составляет 63,47 $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$. Таким образом, необходимый воздухообмен:

$$V = 3 \times 29,4 + 63,47 = 151,67 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Тягу рассчитывают по уравнению:

$$\Delta p_{\text{т}} = 0,0345 \times H \times \left(\frac{1}{273+t_{\text{н.в.}}} - \frac{1}{273+t_{\text{т}}} \right) \times P_{\text{б}}, [5]$$

где $\Delta p_{\text{т}}$ – тяга, создаваемая дымовой трубой, дымоходом или вертикальным участком присоединительной трубы;

H – высота участка, создающего тягу;

$t_{\text{н.в.}}$ – температура наружного воздуха;

$t_{\text{т}}$ – средняя температура газов на участке;

$P_{\text{б}}$ – барометрическое давление.

О достаточности принятых размеров сечений судят по полученной величине разрежения перед прибором.

Для определения средней температуры газов следует знать снижение их температуры в результате остывания при движении по соединительным трубам и дымовым каналам.

Из сравнения уравнения теплопередачи от уходящих газов к воздуху, окружающему дымоход:

$$Q = k \times F_{\text{в}} \times (t_{\text{yx}} - t_{\text{ов}}) - \frac{k \times F_{\text{в}} \times \Delta t}{2},$$

и уравнения теплового баланса для участка газохода:

$$Q = 1,38 \times Q_{\text{п.с.}} \times \Delta t \times \frac{1000}{3600}$$

получаем зависимость для расчета остывания уходящих газов:

$$\Delta t = \frac{t_{yx} - t_{ов}}{\frac{0,384 \times Q_{п.с.}}{k \times F_B} + 0,5},$$

где k – среднее коэффициента теплопередачи для стенок дымохода, отнесенное к внутренней поверхности, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{град}}$;

F_B – внутренняя площадь поверхности расчетного участка дымохода, м^2 ;

t_{yx} – температура уходящих газов при входе в дымоход, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{ов}$ – температура воздуха, окружающего дымоход, $^{\circ}\text{C}$;

Δt – падение температуры уходящих газов в расчетном участке, $^{\circ}\text{C}$;

Q – количество теплоты, отдаваемое уходящими газами при остывании на величину Δt , Вт ;

1,38 – средняя объемная теплоемкость дымовых газов, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \times \text{град}}$;

$Q_{п.с.}$ – расход продуктов сгорания через дымоход, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$.

Основные размеры:

Дымоход от котла:

Диаметр $d_d = 0,18 \text{ м}$

Длина горизонтального участка $l_d = 1,0 \text{ м}$

Высота вертикального участка $h_d = 1,0 \text{ м}$

Коэффициент трения металлического дымохода $\lambda_d = 0,02$

Дымовая труба:

Диаметр трубы $d_{тр} = 0,189 \text{ м}$

Высота $h_{трп} = 8,0 \text{ м}$, $h_{трн} = 0,5 \text{ м}$

Коэффициент трения а/ц трубы $\lambda_{тр} = 0,04$

1. Количество продуктов сгорания:

$$V_{п.с.} = V_r + (\alpha - 1) \times V_0 = 11,373 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

2. Расход продуктов сгорания:

$$Q_{п.с.} = V_{п.с.} \times B = 65,615 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

3. Охлаждение газа на вертикальном участке дымохода:

$$F_1 = \pi \times d_d \times h_d = 0,565 \text{ м}^2$$

$$\Delta t_1 = \frac{t_{yx} - t_{ов}}{\frac{0,384 \times Q_{п.с.}}{k_1 \times F_1} + 0,5} = 8,302^{\circ}\text{C}$$

4. Температура после вертикального участка:

$$t_1 = t_{yx} - \Delta t_1 = 121,698 \text{ } ^\circ \text{C}$$

5. Охлаждение газа на горизонтальном участке дымохода:

Площадь поверхности горизонтального участка дымохода:

$$F_2 = \pi \times d_d \times l_d = 0,565 \text{ м}^2$$

$$\Delta t_2 = \frac{t_1 - t_{об}}{\frac{0,384 \times Q_{п.с.}}{k_1 \times F_2} + 0,5} = 7,687 \text{ } ^\circ \text{C}$$

6. Температура после горизонтального участка дымохода:

$$t_2 = t_1 - \Delta t_2 = 114,011 \text{ } ^\circ \text{C}$$

7. Охлаждение дымовых газов в дымовой трубе на внутреннем участке (по помещению):

$$F_3 = \pi \times d_{тр} \times h_{трп} = 4,75 \text{ м}^2$$

$$\Delta t_3 = \frac{t_2 - t_{об}}{\frac{0,384 \times Q_{п.с.}}{k_2 \times F_3} + 0,5} = 16,541 \text{ } ^\circ \text{C}$$

8. Температура внутреннего участка дымовой трубы:

$$t_3 = t_2 - \Delta t_3 = 97,47 \text{ } ^\circ \text{C}$$

9. Охлаждение дымовых газов в дымовой трубе на наружном участке (по улице):

$$F_4 = \pi \times d_{тр} \times h_{трн} = 0,297 \text{ м}^2$$

$$\Delta t_4 = \frac{t_3 - t_{н}}{\frac{0,384 \times Q_{п.с.}}{k_2 \times F_4} + 0,5} = 1,47 \text{ } ^\circ \text{C}$$

10. Температура после наружного участка дымовой трубы:

$$t_4 = t_3 - \Delta t_4 = 96 \text{ } ^\circ \text{C}$$

11. Температура газов, уходящих из трубы t_4 должна быть выше температуры точки росы $t_{т.р.}$ на $15 \text{ } ^\circ \text{C}$:

$$t_{т.р.} = 40 \text{ } ^\circ \text{C} \qquad t_4 > t_{т.р.} + 15 \qquad 96 \text{ } ^\circ \text{C} > 55 \text{ } ^\circ \text{C}$$

12. Расчет тяги:

В вертикальном участке дымохода:

$$t_{т1} = t_{yx.г.} - \frac{\Delta t_1}{2} = 125,849 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta p_{т1} = 0,0345 \times h_d \times \left(\frac{1}{273 + t_{об}} - \frac{1}{273 + t_{т1}} \right) \times 99000 = 3,174 \text{ Па}$$

В дымовой трубе:

$$t_{т2} = \frac{t_2 + t_4}{2} = 105,006 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta p_{T2} = 0,0345 \times (h_{\text{трп}} + h_{\text{трн}}) \times \left(\frac{1}{273 + t_1} - \frac{1}{273 + t_{T2}} \right) \times 99000 = 18,384 \text{ Па}$$

$$\Delta P_T = \Delta P_{T1} + \Delta P_{T2} = 21,557 \text{ Па}$$

13. Потери на трение

Потери в дымоходе Δp_1

$$\text{Средняя температура в дымоходе } t_{\text{ср1}} = \frac{t_{\text{вх.г.}} + t_2}{2} = 122,005^\circ \text{ С}$$

$$\text{Сечение дымохода } f_1 = \pi \times \frac{d_d^2}{4} = 0,025 \text{ м}^2$$

$$\text{Скорость уходящих газов } W_{\text{yx}} = \frac{Q_{\text{п.с.}}}{f_1 \times 3600} = 0,716 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\text{Эквивалентный диаметр } d_{\text{эк1}} = d_d, d_{\text{эк1}} = 0,18 \text{ м}^2$$

$$\Delta p_1 = \lambda_d \times \frac{(h_d + l_d) \times [W_{\text{yx}}^2 \times \rho_{\text{yx}} \times (273 + t_{\text{ср1}})]}{d_{\text{эк1}} \times 2 \times 273} = 0,107 \text{ Па}$$

14. Местные сопротивления

Коэффициент местных сопротивлений на дымоходе:

$$\text{Вход в тягопрерыватель } \zeta_1 = 0,5$$

$$\text{Поворот } \zeta_2 = 0,9$$

$$\text{Вход в дымовую трубу } \zeta_3 = 1,2$$

$$n - \text{ количество поворотов дымохода } n = 1$$

$$\Sigma \zeta = \zeta_1 + n \times \zeta_2 + \zeta_3 = 2,6$$

$$\Delta p_2 = \Sigma \zeta \times \frac{[W_{\text{yx}}^2 \times \rho_{\text{yx}} \times (273 + t_{\text{ср1}})]}{2 \times 273} = 1,254 \text{ Па}$$

Потери в дымовой трубе Δp_3

$$\text{Средняя температура в дымовой трубе } t_{\text{ср2}} = \frac{t_2 + t_3}{2} = 105,74^\circ \text{ С}$$

$$\text{Сечение дымовой трубы } f_2 = \pi \times \frac{d_{\text{тр}}^2}{4} = 0,028 \text{ м}^2$$

$$\text{Скорость уходящих газов } W_{\text{yx2}} = \frac{Q_{\text{п.с.}}}{f_2 \times 3600} = 0,65 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\text{Эквивалентный диаметр } d_{\text{эк2}} = d_{\text{тр}}, d_{\text{эк2}} = 0,189 \text{ м}^2$$

$$\Delta p_3 = \lambda_{\text{тр}} \times \frac{(h_{\text{трп}} + h_{\text{трн}}) \times [W_{\text{yx2}}^2 \times \rho_{\text{yx}} \times (273 + t_{\text{ср2}})]}{d_{\text{эк2}} \times 2 \times 273} = 0,685 \text{ Па}$$

15. Потери на местное сопротивление:

Выход из дымовой трубы: $\Sigma \zeta = 2,6$

$$\Delta p_4 = \Sigma \zeta \times \frac{[W_{\text{yx}}^2 \times \rho_{\text{yx}} \times (273 + t_{\text{ср2}})]}{2 \times 273} = 1,254 \text{ Па}$$

Разрежение:

$$P_{\text{раз}} = [\Delta p_{\text{т}} - (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4)] = 18,521 \text{ Па}$$

ВЫВОДЫ

1. Полученное значение разрежения, равное 18,521 Па, превышает минимально необходимое 3 Па, следовательно будет обеспечена подача воздуха в топочную камеру для горения топлива и перемещения продуктов сгорания с определенной скоростью по газопроводам с удалением через дымовую трубу.

2. Дымовая труба создает создает силу тягу, необходимую для преодоления гидравлических сопротивлений котельного агрегата, таким образом обеспечивает нормальную работу установки. Для устойчивой тяги, согласно СП 280.1325800.2016 [6], система дымоудаления должна находиться вне зоны ветрового подпора в соответствии со схемой.

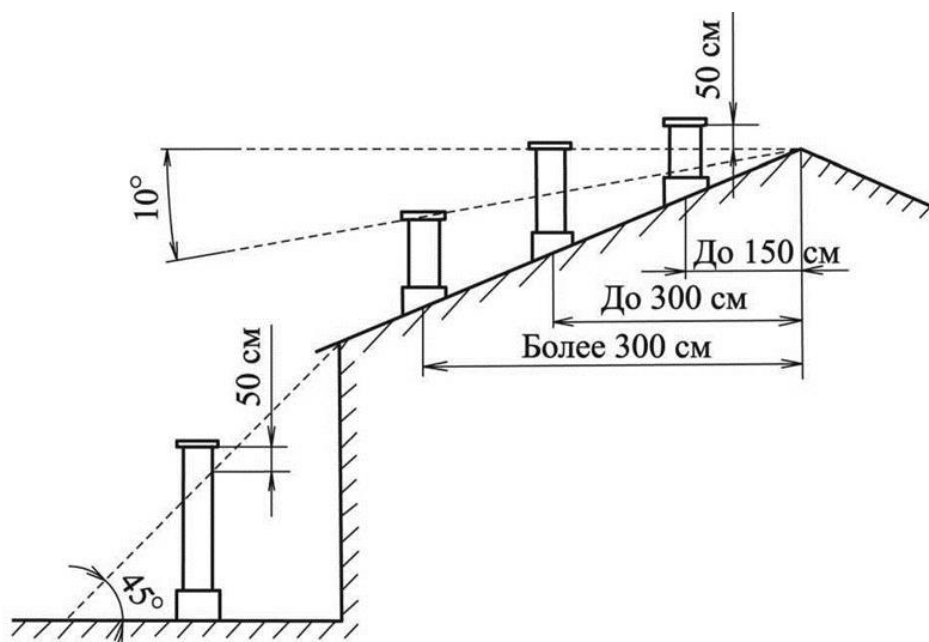


Рис. 2. Высота дымохода в зданиях

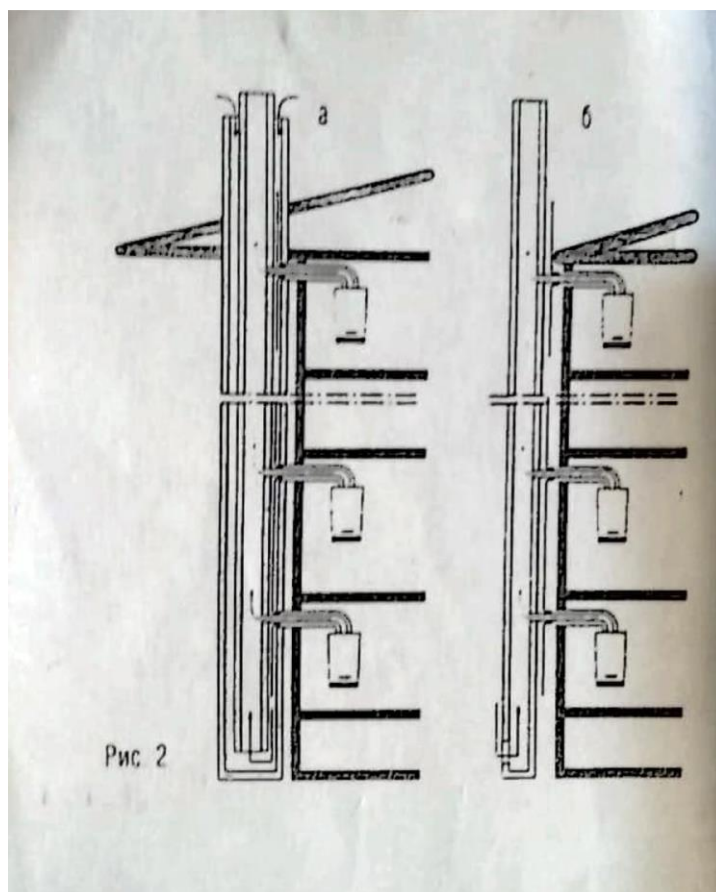


Рис. 3. Схема системы дымоудаления в многоквартирных домах

3. Важное значение имеет обеспечение безопасности работы котельных установок при использовании газового топлива, поэтому в помещении предусматривается установка датчиков загазованности ДТК-0,15-3,0, который подает сигнал о возникновении утечки газа при достижении концентрации 10% НКПР. Сигнал подается на сигнализатор СЗ-1-1Г. Одновременно срабатывает и перекрывает подачу газа установленный на вводе клапан-отсекатель КЗГЭМ-У32НД [7].

Список литературы

1. Ионин А.А. Газоснабжение // Стройиздат. 1989.
2. СП 62.13330.2011 «Газораспределительные системы»
3. СП 42-101-2003 «Общие положения по проектированию и строительству газораспределительных систем из металлических и полиэтиленовых труб»
4. Постановление правительства РФ от 14 V 2013 № 410. О мерах обеспечению безопасности при использовании и содержании по внутридомового и внутриквартирного газового оборудования.

5. Жила В.А. Газоснабжение // Издательство Ассоциации строительных вузов (АСВ). 2014.
6. СП 280.1325800.2016 «Системы подачи воздуха на горение и удаление продуктов сгорания для теплогенераторов на газовом топливе. Правила проектирования и устройства»
7. Приказ Ростехнадзора от 15.11.2013 № 542. «Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности» Правила безопасности сетей газораспределения и газопотребления.

СРАВНЕНИЕ РОСТА СТОИМОСТИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ И ИНФЛЯЦИИ НА ДЛИТЕЛЬНОМ ПЕРИОДЕ

Тимирханов Л. Р.¹, Козлов В. В.²

¹ Российский университет дружбы народов, Москва, Россия

² Научно-исследовательский институт строительной физики российской академии архитектуры и строительных наук, Москва, Россия

Аннотация. В статье рассмотрен вопрос учета дисконтирования затрат и изменения стоимости тепловой энергии в практических расчетах оптимизации тепловой защиты. Приведены аргументы в пользу отказа от учета этих факторов в духе СП 345.1325800.2017. Приведена статистика стоимости нефти на бирже, тарифов на тепловую энергию для некоторых регионов Российской Федерации, и инфляции. Прямым сравнением показана необоснованность тезиса о постоянном опережающем инфляцию росте тарифов на тепловую энергию. Проведенное рассмотрение развенчивает ряд распространенных мифов в области энергосбережения и позволяет обоснованно упростить практические расчеты оптимизации тепловой защиты.

ВВЕДЕНИЕ

Выбор оптимального уровня утепления ограждающих конструкций здания является актуальной и практически значимой задачей для строительной отрасли. К сожалению, подобные расчеты практически не проводятся в реальных проектах из-за своей сложности или малой понятности проектировщикам. Для проведения подобных расчетов предлагается большое число различных методик иногда сильно отличающихся или даже противоречащих друг другу [1-7]. По-видимому, наиболее развитая и узаконенная методика изложена в СП 345.1325800.2017 «Здания жилые и общественные. Правила проектирования тепловой защиты» [1].

Обоснование методики и ее суть подробно описаны в статье [2]. Важнейшим выводом из работы [2] является то, что оптимизация оболочки здания и сравнение ее с другими энергосберегающими мероприятиями до определенных пределов может вестись без знания тарифов и климата региона строительства. Таким образом, большая часть подготовительной работы универсальна и может быть проведена заранее, например, производителем конструкций или энергосберегающих решений. Возможность отделить энергоэффективность конструкции от цены тепловой энергии и климата региона строительства и проводить оптимизацию конструкций до их попадания на конкретный объект показана в работе [2] впервые. Эта возможность дает существенные преимущества изложенной в разделе 5.10 СП 345.1325800.2017 методике.

УЧЕТ ДИСКОНТИРОВАНИЯ ЗАТРАТ ИЛИ ИЗМЕНЕНИЯ ТАРИФОВ НА ТЕПЛОВУЮ ЭНЕРГИЮ

Ключевым моментом для проведения экономической оптимизации является выбор функции приведенных затрат. В разделе 5.10 СП 345.1325800.2017 эта функция представлена в следующем виде:

«Удельные приведенные затраты на строительство и эксплуатацию конструкции, П, руб./($\text{м}^2 \cdot \text{год}$), определяются по формуле

$$П = \frac{K_{\text{кон}}^{\text{ед}}}{Z_{\text{ок}}} + 0,024 \frac{\text{ГСОП}}{R_{\text{пр}}^0} \left(C_{\text{тепл}} + \frac{C_{\text{от}}}{Z_{\text{ок}}} \right), \gg \quad (1)$$

Удельные приведенные затраты различных вариантов ограждающей конструкции сравниваются, и наименьшее значение функции соответствует наиболее выгодному варианту. В более продвинутых исследованиях функция приведенных затрат дифференцируется и находится ее минимум.

Можно заметить, что функция приведенных затрат (1) не содержит в себе учета повышения тарифов на тепловую энергию со временем, или дисконтирования расходов, инфляции и тому подобного. Это представляется правомерным, так как учет изменения тарифов и дисконтирование расходов противоположно направлены, и подробное рассмотрение всех обстоятельств приведет к их частичной компенсации. Авторы настоящей статьи считают, что эти факторы не просто противоположно направлены, но и связаны, поэтому неизбежно будут практически полностью компенсировать друг друга на больших промежутках времени. Ниже это утверждение иллюстрируется на примерах.

Противоположно направленное влияние учета инфляции путем дисконтирования расходов и учета роста тарифов объясняется тем, что рост тарифов — это во многом часть общего процесса обесценивания денег и в функции приведенных затрат должно остаться только отличие одного процесса от другого. При этом рост стоимости тепловой энергии, если его завышать искусственно станет подогревать инфляцию, и наоборот рост инфляции приведет к догоняющему росту тарифов. Процессы влияют друг на друга и отклоняются от общего движения только временно.

Математически влияние описанных процессов на функцию приведенных затрат общем виде выглядит следующим образом:

$$П_N = K + Э \sum_{i=1}^N \left(\frac{1+t}{1+p} \right)^i, \quad (2)$$

где $П_N$ - функция приведенных затрат за N лет эксплуатации;

K – единовременные вложения;

$Э$ - годовые затраты на компенсацию потерь теплоты;

t – ежегодный рост тарифов на тепловую энергию в долях единицы;

p – ставка дисконтирования в долях единицы.

Год от года потребное количество тепловой энергии, изменение тарифа на тепловую энергию и инфляция будут отличаться, но учитывать эти отличия в практических расчетах нереально, поэтому все исследователи закладывают то или иное постоянное значение для каждой из перечисленных величин. Очевидно, что наиболее адекватный результат получится при применении средних значений указанных величин за исследуемый период, которые также нужно угадывать.

Из формулы (2) видно, как дисконтирование и рост тарифа на тепловую энергию компенсируют друг друга. В случае если оба процесса близки по своей величине в длительном периоде, то они взаимно поглощаются и могут не учитываться. Именно так предлагается считать в методике раздела 5.10 СП 345.1325800.2017.

СРАВНЕНИЕ РОСТА СТОИМОСТИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ И ИНФЛЯЦИИ

Бытует мнение, что рост тарифов значительно опережает инфляцию. Оно регулярно повторяется в различных статьях, на конференциях и совещаниях. Разрабатываются методики позволяющие учесть соответствующие факторы [3-7]. Однако, само это мнение никогда не подвергается проверке. А ведь логично предположить, что длительный опережающий рост тарифов просто разгонит инфляцию. Слепое следование мнению об опережающем росте стоимости тепловой энергии иногда приводит авторов работ к парадоксальным результатам. Например, статья [7], в которой приняв за основу ежегодный рост тарифов на тепловую энергию в 15% пытаются критиковать действующие нормативные требования по тепловой защите, при этом прогнозируют многомиллионные убытки каждого гражданина страны от принятой толщины утеплителя в проектах.

Почему считается, что стоимость тепловой энергии должна опережать инфляцию? Потому что в условиях дефицита энергоресурсов их стоимость, и в первую очередь стоимость нефти, должна расти быстрее стоимости остальных продуктов.

Рассмотрим инфляцию в России за последние 24 года и сравним ее с ростом стоимости барреля нефти в рублях за тот же период. Сразу понятно, что стоимость нефти в долларах, курс доллара и инфляция изменяются неравномерно, то опережая, то отставая друг от друга. Однако, за большой промежуток времени кратковременные скачки усредняются и результаты становятся более показательными. При сравнении будем ориентироваться на официальные данные по курсу доллара, стоимости барреля нефти и инфляции в РФ. Цену барреля в долларах будем сразу переводить в рубли по текущему курсу на тот момент.

20 апреля 1999 года 1 баррель нефти стоил 394 рублей.

20 апреля 2009 года 1 баррель нефти стоил 1802 рублей.

20 апреля 2019 года 1 баррель нефти стоил 4600 рублей.

20 апреля 2023 года 1 баррель нефти стоил 6677 рублей.

Таким образом, считая от нынешнего года стоимость нефти возросла за 4 года в 1,45 раза, за 14 лет в 3,7 раза, а за 24 года в 17 раз. За тот же срок суммарная инфляция в России составила: за последние 4 года 1,31 раза, за 14 лет 2,65 раза, а за последние 24 года 12,8 раз. Как видно из приведенных данных стоимость нефти повысилась немного больше инфляции на всех рассмотренных периодах, но это впечатление очень ситуативно, если бы мы проводили сравнение в прошлом году, а не в 2023 ситуация могла оказаться обратной, ведь сейчас период высокой цены нефти и обменный курс доллара не самый выгодный. Это косвенно свидетельствует о небольшой разнице между процессами, если небольшие сиюминутные колебания могут менять качественный вывод.

Нужно учитывать точность проводимых сравнений. Стоимость барреля нефти меняется (иногда в разы) день ото дня и если бы мы проводили сравнение на другую дату соответствующих годов, то получили бы несколько иную картину. Кроме того, официальная инфляция за год показатель синтетический, подсчитываемый явно с большими допущениями, известно, что во многих странах со временем изменяется методика подсчета инфляции, возможны политические влияния в отдельные моменты, т.е. на больших сроках в подсчете инфляции может накопиться некоторая ошибка. Однако, не видно никаких причин для постоянного завышения официальной инфляции. Таким образом, отклонения изменения стоимости нефти в рублях от рублевой инфляции в $\pm 35\%$ за 24 года можно приравнять к погрешности расчетов. Практически за указанный период стоимость барреля нефти с учетом инфляции на больших промежутках времени почти не изменяется. Уверенность, что стоимость энергоресурсов непрерывно растет не подтверждается по крайней мере в нашей стране.

Стоимость нефти, это не стоимость тепловой энергии в квартире, на которую и нужно ориентироваться, проводя расчеты оптимальной тепловой защиты. Но КПД оборудования за последние 24 года выросло, эффективность управления, видимо, тоже выросла, предпосылок для опережающего роста тарифов при неизменной стоимости топлива не видно.

Так как тариф на тепловую энергию в каждом населенном пункте назначается отдельно, доказать ту или иную точку зрения одним примером не получится, но кое-какие ориентиры увидеть удастся. Для примера, сравним с инфляцией рост тарифа на тепловую энергию для конечного потребителя за последние 14 лет (найти достоверные данные за 24 года оказалось не так легко, поэтому сравнение за 24 года не проведено) в двух крупных

населенных пунктах: Москве и Новосибирске. В Москве достаточно типовые цены на тепловую энергию для многих других населенных пунктов РФ. В Новосибирске аномально низкая цена что позволяет проследить закономерности не только для типовых случаев.

Для краткости сравнение сведено в таблицу 1.

Табл. 1. Сравнение тарифа на тепловую энергию с инфляцией.

Город	Тариф в первой половине 2009 года, руб/Гкал	Тариф в первой половине 2019 года, руб/Гкал	Тариф в первой половине 2023 года, руб/Гкал	Отношение изменения тарифа за 14 лет к инфляции
Москва	1268	2319	2913	0,87
Новосибирск	≈700	1291	1873	0,91

Суммарная инфляция за четырнадцать лет принимается равной 2,65.

В таблице 1 тариф на тепловую энергию приведен для конечного пользователя, т.е. с учетом НДС, как это и должно использоваться в расчетах. Видно, что, несмотря на возрастание НДС в рассматриваемом промежутке времени, тариф за четырнадцать лет вырос меньше инфляции в обоих населенных пунктах.

Уверенность, что стоимость энергии для конечного потребителя непрерывно растет опережающими темпами, оказалась мифом. В рассмотренных примерах тарифы тепловую энергию росли медленнее инфляции, т.е. при пересчете к ценам одного года снижались в среднем на 0,7% - 1% в год.

Подобные малые различия между изменением тарифов на тепловую энергию и инфляцией меньше погрешности расчетов и недостаточны для их учета в расчетах оптимизации тепловой защиты.

Аналогичная ситуация с ростом стоимости тепловой энергии характерна и для Санкт-Петербурга. Четырехкратный рост тарифов за десять лет, предсказанный в статье [7], в реальности оказался меньше двухкратного. И, при грамотном учете инфляции, близок к нулю. Все основание для сравнения разных нормативных документов в статье [7] оказались абсолютно ложными, подобранными для создания определенного мнения у читателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из приведенной статистики следует, что в настоящее время при практических расчетах оптимизации тепловой защиты учет дисконтирования затрат, изменения тарифов на тепловую энергию, инфляции и других подобных экономических факторов является излишним. Даже в научных статьях на эту тему часто появляются ошибки, а в ряде случаев

неопределенность перечисленных факторов используется для манипуляции результатами. Таким образом, отказ от их учета и упрощение за счет этого методики расчета в СП 345.1325800.2017 можно считать обоснованным и практически верным решением.

Сравнение инфляции и цен на нефть за последние 24 года, а также тарифов на тепловую энергию за последние 14 лет, показывает, что утверждение о постоянном снижении доступности энергоресурсов, как следствие роста их стоимости и подорожании отопления для населения не подтверждается. За указанный срок и изменение стоимости нефти и изменение тарифов на отопление отличается от инфляции менее чем на величину погрешности расчетов (по велением около 1%). Причем тарифы за последние 14 лет стабильно отставали от инфляции.

Приведенные доводы могут быть восприняты как призыв отказаться от политики энергосбережения. Это безусловно не так. Рациональное использование ресурсов, в том числе и энергии, всегда будет оставаться крайне актуальной и практически значимой задачей. Но для ее эффективной реализации необходимо отказаться от мифов и использовать объективные статистические данные и корректные методики расчета. Вероятно, последние десятилетия на оптимальный уровень тепловой защиты ограждающих конструкций основное влияние оказывало развитие строительных материалов и эффективности их производства, стабильность поставок ингредиентов и т.п., а не мифическое подорожание тепловой энергии.

Список литературы

1. СП 345.1325800.2017 «Здания жилые и общественные. Правила проектирования тепловой защиты» / Минстрой России. 2017. С. 55.
2. Козлов В.В. Основы оптимизации теплозащиты ограждающих конструкций по окупаемости энергосберегающих мероприятий. // Строительные материалы. 2013. № 3. С. 10-13.
3. Мещерякова Т.С., Самарин О.Д. Методология экономического обоснования реализации энергоэффективных мероприятий с помощью теории "реальных опционов" // Экономика и предпринимательство. 2014. № 8 (49). С. 647-651.
4. Неклюдов А.Ю. Неразрешенные вопросы методики расчета энергетической эффективности зданий // Жилищное строительство. – 2017. – №6. – С. 20 – 23.
5. Гашо Е.Г. Калинина Н.Д., Шуватова И.А. Поиск оптимального подхода к повышению энергоэффективности зданий крайнего севера // В сборнике: Энергетические системы II Международная научно-техническая конференция Секция молодых ученых. – 2017. – С. – 72 – 74.

6. Ковалев И.Н., Табунщиков Ю.А. Особенности оптимизации толщины утеплителя наружных стен зданий. Системные аспекты // Энергосбережение. 2017. № 8. С. 22-32.
7. Ватин Н.И., Немова Д.В., Рымкевич П.П., Горшков А.С. Влияние уровня тепловой защиты ограждающих конструкций на величину потерь тепловой энергии в здании // Инженерно-строительный журнал. 2012. № 8. С. 4-14.

ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЛАГОПЕРЕНОСА В ТРЕХМЕРНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ ОБОЛОЧКИ ЗДАНИЯ

Корниенко С. В.¹

¹Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия.

Аннотация. Рассмотрен взаимосвязанный нестационарный нелинейный процесс тепловлагодпереноса в гетерогенной оболочке здания. Сформулирована базовая начально-краевая задача для динамического моделирования тепловлагодпереноса в трехмерных элементах оболочки. Для численного решения дифференциальных уравнений тепло- и влагодпереноса использована схема с весами с применением экономичных разностных схем покомпонентного расщепления. Решение разностных уравнений получено методом прогонки. Математическая модель тепловлагодпереноса реализована в компьютерных программах. Тестирование компьютерных программ подтвердило возможность их применения на практике. В ходе динамического моделирования впервые обнаружен эффект образования тепловых и влагодностных структур в краевых зонах трехмерных элементов конструкции. Главной причиной образования тепловых и влагодностных структур является гетерогенность конструкции и физическая нелинейность модели, определяемая существенной зависимостью теплофизических характеристик материалов от влагодсодержания и температуры. Полученные результаты динамического моделирования находятся в полном соответствии с теорией потенциала влагодности.

ВВЕДЕНИЕ

30 мая 2023 года исполняется 100 лет со дня рождения Вячеслава Николаевича Богословского, академика Российской академии архитектуры и строительных наук, одного из основателей отечественной школы строительной теплофизики и ее общепризнанного лидера.

Моя первая встреча с Вячеславом Николаевичем состоялась 23 апреля 1998 года в Москве, на третьей научно-практической конференции «Проблемы строительной теплофизики систем микроклимата и энергосбережения в зданиях». Участниками конференции были научные работники, преподаватели вузов, проектировщики и другие специалисты, работающие в различных областях строительной отрасли. По итогам конференции издавался сборник докладов под редакцией проф. В.Г. Гагарина. Такие конференции проводились ежегодно по инициативе Научно-исследовательского института строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук (НИИСФ

РААСН), главной их особенностью являлся широкий уровень квалификации авторов докладов — от академиков до аспирантов (рис. 1).



Рис. 1. На третьей научно-практической конференции «Проблемы строительной теплофизики систем микроклимата и энергосбережения в зданиях» (Москва, НИИСФ РААСН, 24 апреля 1998 года)

В то время я был аспирантом Волгоградской государственной архитектурно-строительной академии (ныне — Институт архитектуры и строительства Волгоградского государственного технического университета), под руководством проф. А.Г. Перехоженцева занимался исследованием процессов тепломассопереноса в ограждающих конструкциях зданий. Тогда прогноз температурно-влажностного режима наружных ограждений сводился в основном к решению одномерных задач. Многомерные задачи тепломассопереноса для неоднородных участков оболочки зданий почти никто не решал ввиду их сложности и трудоемкости проведения расчетов.

В.Н. Богословский указал на необходимость расчетов двух- и трехмерных температурных и влажностных полей и разработки новых конструктивных решений [1]. Такие поля формируются на неоднородных участках ограждений, играющих главную роль в теплозащите и энергоэффективности зданий. Причем если по глади распределение температуры и влажности может быть более благоприятным, то в краевых зонах многомерных элементов оболочки температурно-влажностный режим значительно ухудшается. Поэтому исследование сложных и еще малоизученных процессов тепломассообмена в трехмерных областях оболочки зданий является актуальной и своевременной задачей.

Влага — «таинственная незнакомка». В.Н. Богословский всегда подчеркивал исключительную сложность тепломассообменных процессов в элементах оболочки зданий.

Это объясняется наличием более чем 20 механизмов миграции влаги в материале, фазовыми переходами влаги, ярко выраженной гетерогенностью оболочки. На стыках различных капиллярно-пористых материалов влагосодержание претерпевает разрыв, что существенно усложняет метод расчета и анализ полей влагосодержания.

Наиболее полно влажностное состояние материалов ограждающих конструкций можно установить на основе использования понятия «потенциал влажности», предложенного В.Н. Богословским в 1953 году [2]. Потенциал влажности — «детище» Богословского. Потенциалом влажности является общая для всех фаз влаги в материале характеристика его влажностного состояния. Следовательно, распределение влаги, образующейся на стыке двух материалов, можно принимать, считая, что потенциалы влажности обоих материалов в этой плоскости одинаковы.

Достоинством постановки задачи на основе потенциала влажности является возможность расчета многослойных и неоднородных конструкций в широком диапазоне влагосодержания и температуры при сложных граничных условиях.

Развитию теории потенциала влажности посвящены исследования [3—8], при этом каждый исследователь использовал свою шкалу потенциала влажности.

В.Н. Богословский всегда помогал словом и делом. В 2000 году в НИИСФ РААСН состоялась защита моей кандидатской диссертации, посвященной решению трехмерной задачи совместного нестационарного теплообмена в ограждающих конструкциях зданий. Вячеслав Николаевич согласился оппонировать диссертационную работу и дал ей высокую оценку.

Спустя 18 лет была защищена докторская диссертация.

Ниже приведены материалы доклада автора, представленные на пятой научно-практической конференции (Академические чтения) «Проблемы строительной теплофизики систем микроклимата и энергосбережения в зданиях» 26–28 апреля 2000 года в НИИСФ РААСН.

МЕТОДЫ

Рассмотрим процесс теплообмена в оболочке здания. Вывод дифференциальных уравнений теплообмена основан на применении закона сохранения энергии и массы к бесконечно малому элементу среды с учетом потоков теплоты и влаги через поверхность этого элемента, а также выделения или поглощения тепловой энергии и массы влаги в объеме этого элемента. Будем считать процесс взаимосвязанным, нестационарным, нелинейным, а оболочку здания гетерогенной. Теплообмен между поверхностью тела и окружающей средой происходит по закону Ньютона. В трехмерной постановке задача

состоит в определении функции u (температуры, потенциала влажности) в параллелепипеде Ω . В этом случае базовой является начально-краевая задача

$$\begin{aligned}
 C(x) \frac{\partial u}{\partial t} - \sum_{\alpha=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_{\alpha}} \left[\lambda_{\alpha}(x) \frac{\partial u}{\partial x_{\alpha}} \right] &= f(x), \\
 x = (x_1, x_2, x_3) \in \Omega, \quad t > 0, & \\
 -\lambda \frac{\partial u}{\partial n} + h[\mu(t) - u] &= 0, \quad x \in \partial\Omega, \\
 u(x, 0) &= u_0(x), \quad x \in \Omega.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

В задаче (1) использованы следующие обозначения: t — время, x — пространственная координата; $C(x)$ — объемная теплоемкость (влагоемкость); $\lambda_{\alpha}(x)$ — теплопроводность (влагопроводность); $f(x)$ — функция, характеризующая источник или «сток» теплоты (влаги); n — нормаль к поверхности; h — характеристика теплообмена (влагообмена); $\mu(t)$ — температура (потенциал влажности) окружающей среды.

Отличительной особенностью задачи (1) является то, что уравнение теплопроводности аналогично уравнению влагопереноса, поэтому решение задачи может быть получено по одному алгоритму. В уравнении влагопереноса могут быть использованы различные шкалы потенциала влажности. При использовании в уравнении шкалы изотермического потенциала влагопереноса [3] следует учитывать потоки влаги, вызванные градиентом температуры. Это явление называют термовлагопроводностью. Учет термовлагопроводности существенно усложняет математическую модель влагопереноса. Разработанная позже шкала абсолютного потенциала влажности [6] характеризует влажностное состояние материалов в неизотермических условиях, поэтому уравнение влагопереноса может быть записано без дополнительных источников (стоков) влаги, т.е. $f(x) = 0$. Градиент абсолютного потенциала влажности учитывает перенос парообразной и капиллярной влаги в широком диапазоне температуры.

Гетерогенность среды обусловлена наличием в оболочке здания материалов с различными теплофизическими свойствами. Взаимное влияние полей температуры и потенциала влажности обеспечивается нелинейными зависимостями характеристик состояния $C(x)$ и переноса $\lambda_{\alpha}(x)$ не только от «своего», но и от «чужого» потенциалов. Климатические характеристики и параметры микроклимата в помещении заданы на соответствующих границах исследуемой области оболочки. В начальный момент времени ($t = 0$) задано начальное распределение $u_0(x)$ (в частном случае $u_0 = \text{const}$).

Решением задачи (1) являются температурное поле $t(x, t)$ и поле потенциала влажности $\theta(x, t)$, по которым (с помощью специальной методики) определяют искомое поле влагосодержания $w(x, t)$.

Для численного решения дифференциальных уравнений тепло- и влагопереноса можно использовать схему с весами

$$\frac{y^{n+1} - y^n}{\Delta\tau} + A[\sigma y^{n+1} + (1 - \sigma)y^n] = 0. \quad (2)$$

В формуле (2): y^{n+1} , y^n — соответственно сеточная функция на временном слое $n+1$ и n ; $\Delta\tau$ — временной шаг; A — разностный оператор; σ — вес слоя $n+1$.

В этом случае для определения решения на новом временном слое решается задача

$$(E + \sigma\Delta\tau A)y^{n+1} = [E - (1 - \sigma)A]y^n. \quad (3)$$

Необходимость обращения двумерного сеточного эллиптического оператора $E + \sigma\Delta\tau A$ для неявных схем ($\sigma \neq 0$) значительно усложняет проблему, так как требуется привлекать прямые или итерационные методы. При использовании явной схемы вычислительные затраты на один узел асимптотически не зависят от общего числа узлов сетки по пространству. Хотелось бы строить схемы, которые, с одной стороны, были бы абсолютно устойчивы и этим походили бы на неявные схемы, и, с другой стороны, вычислительные затраты при переходе на новый временной слой были бы пропорциональны общему числу узлов сетки подобно явным схемам. Такие схемы называют экономичными [9].

При аддитивном расщеплении исходного оператора A на три и более оператора (например, в трехмерных задачах) построение экономичных разностных схем базируется на принципе суммарной аппроксимации. В результате получают локально-одномерные схемы (схемы покомпонентного расщепления). Особенностью таких схем является то, что каждое отдельное уравнение не аппроксимирует исходное уравнение. Чисто неявные локально-одномерные схемы безусловно устойчивы и имеют первый порядок точности по времени. Для повышения точности эффективно применение симметричных локально-одномерных схем [9].

Добавляя к разностной схеме краевые условия на сетке, получим разностную задачу, соответствующую начально-краевой задаче (1). Для решения разностных (алгебраических) уравнений использован метод прогонки.

Математическая модель тепловлагопереноса реализована в компьютерных программах [7]. Тестирование компьютерных программ подтвердило возможность их применения на практике.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Выполним динамическое моделирование тепловлагопереноса в характерном трехмерном элементе оболочки здания — узле сопряжения перфорированной плиты перекрытия с наружной стеной.

Наружная стена представляет собой трехслойную конструкцию, состоящую из внутреннего и наружного слоев кирпичной кладки толщиной по 120 мм и теплоизоляционного слоя толщиной 240 мм из пеногипсовых плит. Стены поэтажно опираются на железобетонные плиты перекрытий толщиной 200 мм. Для снижения тепловых потерь краевая зона плиты перекрытия имеет перфорацию с образованием железобетонных шпонок, между которыми расположены термовкладыши (рис. 2). В области шпонки формируются трехмерные поля температуры, потенциала влажности и влагосодержания.

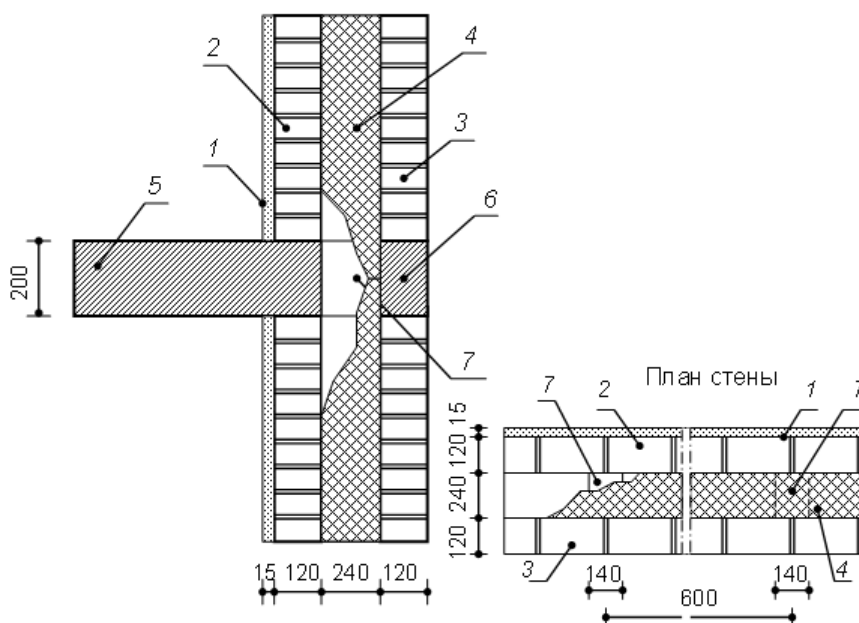


Рис. 2. Узел сопряжения плиты перекрытия с наружной стеной:

1 — штукатурка; 2 — внутренний слой кирпичной кладки; 3 — наружный слой кирпичной кладки; 4 — утеплитель; 5 — плита перекрытия; 6 — несущий элемент плиты перекрытия — полочка; 7 — шпонка

Динамическое моделирование тепловлагоденоса в рассматриваемом конструктивном узле выполнено для климатических условий г. Волгограда. Полученные трехмерные температурные и влажностные поля обработаны с помощью методов визуализации и анимационного моделирования Mathcad.

Анализ результатов расчета выполнен методом сечений, позволяющим наиболее точно выявить основные закономерности исследуемого процесса.

Результаты расчета по глади стены показали, что слой утеплителя с максимальным влагосодержанием находится в непосредственном контакте с наружной кладкой (рис. 3).

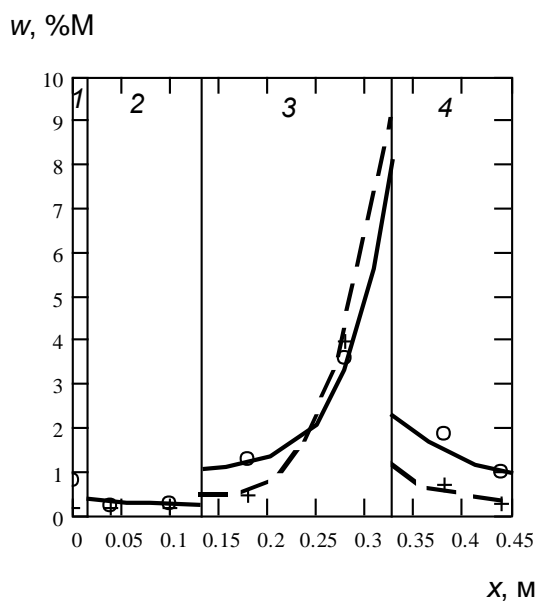


Рис. 3. Распределение влагосодержания по глади стены в марте (сплошная линия — наш расчет, пунктир — расчет по ГОСТ 32494–2021):
 1 — известково-песчаный раствор; 2 — внутренний слой кирпичной кладки; 3 — утеплитель; 4 — наружный слой кирпичной кладки

Сравнение результатов расчетов по авторской компьютерной программе и по ГОСТ 32494–2021 «Метод математического моделирования температурно-влажностного режима ограждающих конструкций», в целом показало согласованность результатов (см. рис. 3), что подтверждает достоверность результатов динамического моделирования. Как видно из рис. 3, плоскость максимального увлажнения находится на стыке утеплителя и наружного слоя кирпичной кладки, что полностью согласуется с результатами расчета по методам В.Г. Гагарина и В.В. Козлова [5], а также автора [8]. Более высокие отклонения влагосодержания в наружном слое кирпичной кладки обусловлены влиянием граничных условий.

Анализ изменения среднего влагосодержания различных элементов конструктивного узла в годовом цикле показал, что максимальное влагонакопление отмечается в феврале, минимальное — в августе (рис. 4). Систематического влагонакопления не происходит, конструкция достигает квазистационарного влажностного режима на второй год эксплуатации.

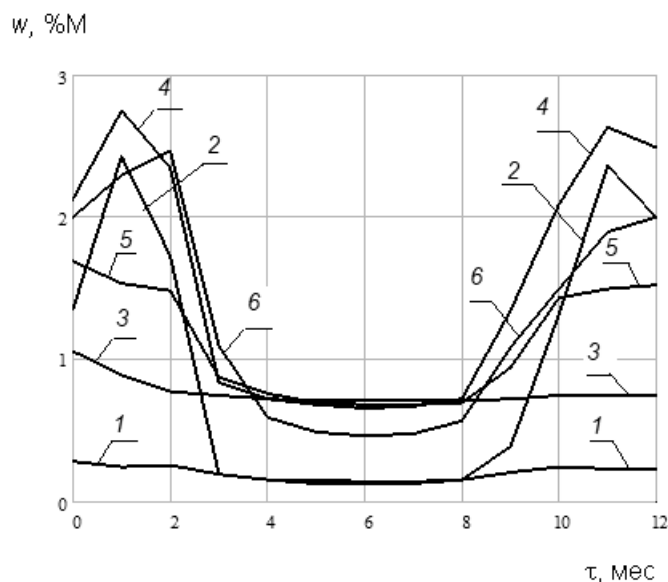


Рис. 4. Динамика изменения среднего влагосодержания различных элементов конструктивного узла в годовом цикле (наш расчет):

1 — внутренний слой кирпичной кладки; 2 — наружный слой кирпичной кладки; 3 — плита перекрытия; 4 — полочка; 5 — шпонка; 6 — утеплитель

Результаты расчетов показали, что одни элементы конструкции подвержены сушке, другие — увлажнению. Так, плита перекрытия и внутренний слой кирпичной кладки, расположенные в зоне положительной температуры, высыхают спустя несколько месяцев с начала расчета. Вследствие климатических воздействий колебания влажности выражены в наружном слое кирпичной кладки и утеплителе.

В ходе динамического моделирования впервые обнаружен эффект образования тепловых и влажностных структур в краевых зонах трехмерных элементов конструкции. Под тепловой структурой понимается область локального изменения температуры. Наиболее ярко тепловые структуры выражены по стволу шпонки (рис. 5). Согласно проведенным расчетам, минимальная температура на внутренней поверхности конструкции в зоне шпонки в январе равна 14,3 °С. По мере удаления от шпонки температурное поле постепенно выравнивается, достигая 16,8 °С по глади стены.

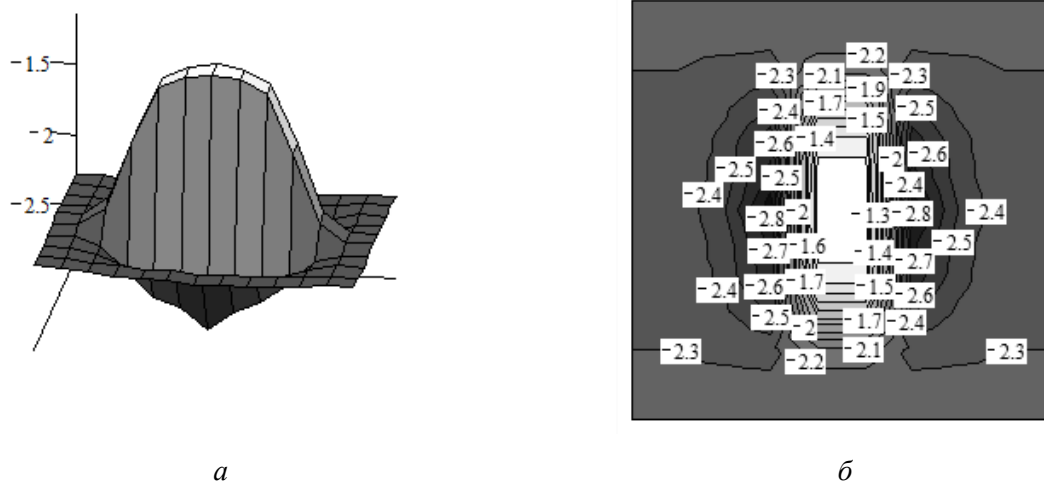


Рис. 5. Температурное поле (°С) на стыке утеплителя с наружным слоем кирпичной кладки в феврале (наш расчет):

a — общий вид; *б* — контурная поверхность

Локализация влаги в различных краевых зонах конструкции указывает на образование влажностных структур. Однако влажностные структуры по сравнению с тепловыми имеют более сложный характер. В период максимального влагонакопления на стыке утеплителя с наружным слоем кирпичной кладки в зоне железобетонной полочки происходит незначительный рост влагосодержания (рис. 6). Рядом со стволом шпонки образуются небольшие «всплески» влажности ($w = 3,5—3,7\%$), указывающие на незначительную конденсацию влаги в зоне шпонки. В теплый период года влажностное поле выравнивается за счет сушки конструкции.

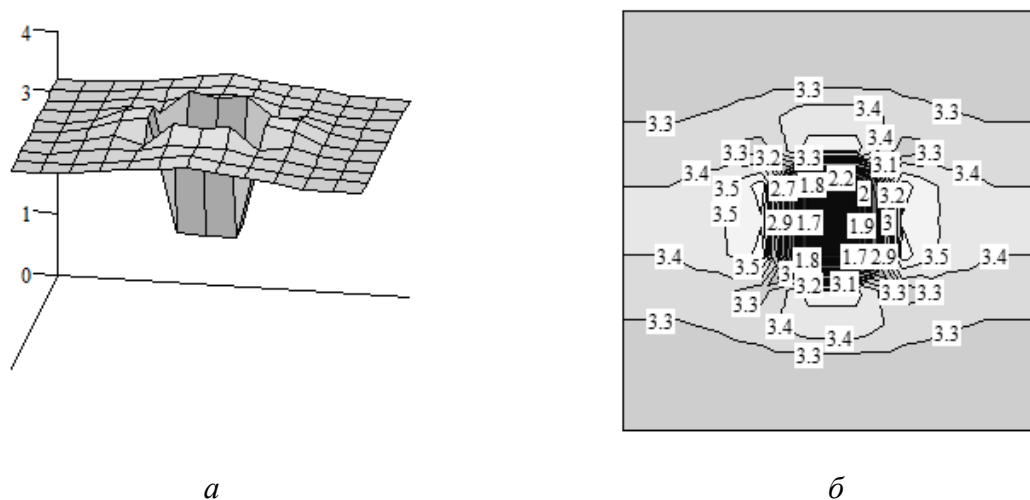


Рис. 6. Влажностное поле (%М) на стыке утеплителя с наружным слоем кирпичной кладки в феврале (наш расчет):

a — общий вид; *б* — контурная поверхность

Главной причиной образования тепловых и влажностных структур является гетерогенность конструкции и физическая нелинейность модели, определяемая существенной зависимостью теплофизических характеристик материалов от влажности и температуры.

Полученные результаты динамического моделирования находятся в полном соответствии с теорией потенциала влажности. Относительный потенциал влагопереноса на стыке утеплителя и наружного слоя кирпичной кладки (рис. 7) практически постоянен ($\Theta_0 = 32,1—33,6$ °В). В то же время, на стыках различных материалов наблюдается скачок влажности: равновесная влажность по шпонке $w_1 = 1,8$ %, по утеплителю $w_2 = 3,3$ %.

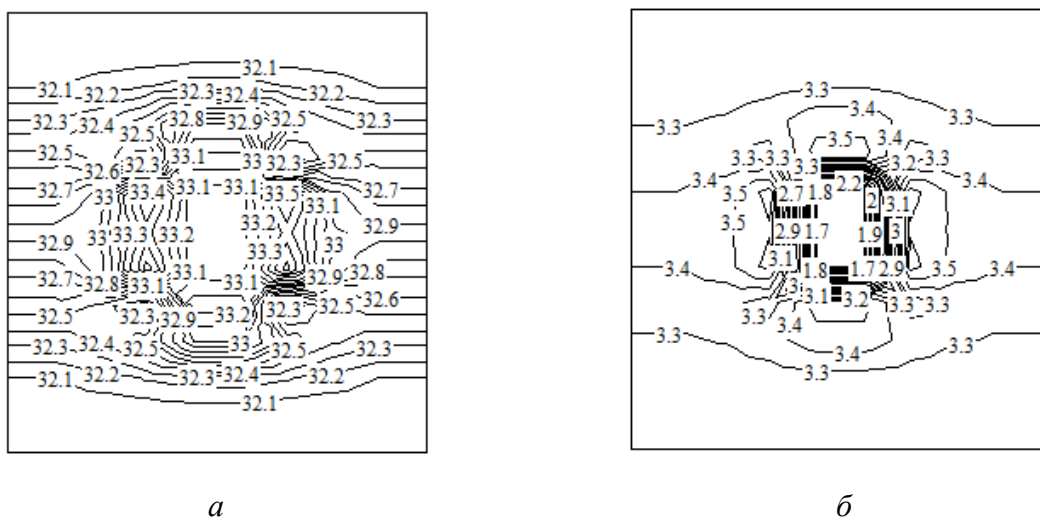


Рис. 7. Поля относительного потенциала влагопереноса (а) и влажности (б) на стыке утеплителя с наружным слоем кирпичной кладки в феврале (наш расчет)

Локализация теплоты и влаги на отдельных участках наружного ограждения может ухудшить теплозащитные свойства и санитарно-гигиенические характеристики оболочки зданий. На этих участках наиболее вероятно развитие температурно-влажностных деформаций, приводящих к снижению надежности и долговечности ограждающих конструкций.

ВЫВОДЫ

По результатам проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Рассмотрен взаимосвязанный нестационарный нелинейный процесс тепловлагопереноса в гетерогенной оболочке здания. Сформулирована базовая начально-краевая задача для динамического моделирования тепловлагопереноса в трехмерных элементах оболочки. Для численного решения дифференциального

уравнения тепло- и влагопереноса использована схема с весами с применением экономичных разностных схем покомпонентного расщепления. Решение разностных уравнений получено методом прогонки. Математическая модель тепловлагопереноса реализована в компьютерных программах. Тестирование компьютерных программ подтвердило возможность их применения на практике.

2. Выполнено динамическое моделирование тепловлагопереноса в характерном трехмерном элементе оболочки здания — узле сопряжения перфорированной плиты перекрытия с наружной стеной.
3. В ходе динамического моделирования впервые обнаружен эффект образования тепловых и влажностных структур в краевых зонах трехмерных элементов конструкции. Главной причиной образования тепловых и влажностных структур является гетерогенность конструкции и физическая нелинейность модели, определяемая существенной зависимостью теплофизических характеристик материалов от влажности и температуры. Полученные результаты динамического моделирования находятся в полном соответствии с теорией потенциала влажности.

БЛАГОДАРНОСТИ

Я искренне благодарен Вячеславу Николаевичу Богословскому — человеку и ученому, определившему мой путь в науке.

Список литературы

1. Богословский В.Н. Три аспекта концепции ЗЭИЭ и особенности переходного периода / Проблемы строительной теплофизики и энергосбережения в зданиях: Сб. докл. науч.-практ. конф. — М.: НИИСФ, 1997. — Т.1. — С. 7–9.
2. Богословский В.Н. Исследование температурно-влажностного режима наружных ограждений зданий методом гидравлических аналогий: дис. ... канд. техн. наук. — МИСИ им. В.В. Куйбышева, М., 1953. — 199 с.
3. Перехоженцев А.Г. Вопросы теории и расчета влажностного состояния неоднородных участков ограждающих конструкций зданий. — Волгоград: ВолгГАСА, 1997. — 273 с.
4. Гагарин В.Г., Зубарев К.П. Математическое моделирование нестационарного влажностного режима ограждений с применением дискретно-континуального подхода // Вестник МГСУ. 2020. Т. 15. № 2. С. 244—256.
5. Гагарин В.Г., Козлов В.В. Основы для инженерной методики расчета влажностного режима ограждающих конструкций с применением ячеистого бетона // ALITinform: Цемент. Бетон. Сухие смеси. 2010. № 1 (13). С. 52—59.

6. Корниенко С.В. Характеристики состояния влаги в материалах ограждающих конструкций зданий // Строительные материалы. 2007. № 4. С. 74—78.
7. Корниенко С.В. Решение трехмерной задачи совместного нестационарного тепло- и влагопереноса для ограждающих конструкций зданий // Строительные материалы. 2007. № 10. С. 50—54.
8. Корниенко С.В. Инженерный метод определения плоскости наибольшего увлажнения для ограждающих конструкций // Строительные материалы. 2007. № 6. С. 50—51.
9. Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Вычислительная теплопередача. — М: Едиториал УРСС, 2003. — 784 с.

ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ МНОГОКВАРТИРНОГО ЖИЛОГО ДОМА

Маркелов М. Д.¹, Марченко А. В.¹

¹Ульяновский государственный технический университет, Ульяновск, Россия.

Аннотация. Повышение энергетической эффективности многоквартирных жилых домов является актуальной проблемой на сегодняшний день. В данной статье представлены результаты оценки технико-экономической эффективности автоматизации ИТП (индивидуального теплового пункта) в многоквартирном 12-этажном жилом доме, расположенном в г. Ульяновск. В настоящей работе рассмотрено основное оборудование, применяемое для автоматизации ИТП, а также проведен расчет экономической эффективности автоматизации системы теплоснабжения.

ВВЕДЕНИЕ

Большинство ИТП в г. Ульяновске реализовано в соответствии со схемой элеваторного узла смешивания, что, к сожалению, вызывает нерациональный расход тепловой энергии в осенне-весенний период, так как отсутствует оперативное управление параметрами теплоносителя. Высокое гидравлическое сопротивление гидроэлеватора также является одним из его недостатков, ведь поддержание повышенного давления за ним негативно сказывается на герметичности старых трубопроводов и оборудования, что приводит к частым авариям. Важно отметить, что около 90% случаев аварийных отказов связано именно с подающими трубопроводами. В многоквартирном жилом доме установлен двухходовой клапан с приводом, расположенным на подающем трубопроводе, регулятором, циркулирующими насосами и тремя датчиками температуры. Регулирование осуществляется посредством поворота клапана и изменения пропорций воды из подающей магистрали и подмешиваемой воды, прошедшей дом, трубы. Регулирование происходит по температуре обратного трубопровода, в то время как насосы обеспечивают эффективную циркуляцию воды по дому. Датчики температуры замеряют вошедшую и вышедшую температуру воды из дома. Третий датчик добавляет в регулятор коррекцию на температуру наружного воздуха, обеспечивая при этом погодное регулирование. Таким образом, при использовании АТП создаются комфортные условия в помещениях при минимальных энергозатратах [1].

МЕТОДЫ

В данной работе аналитическим методом, на основе проведенных ранее исследований проведен анализ эффективности автоматизации системы теплоснабжения многоквартирного дома, находящегося по адресу: пр-кт 50-летия ВЛКСМ, д. 22а к2.

Преимущества применения системы погодного регулирования:

- отсутствие необходимости вручную регулировать температуру воды в контуре системы отопления;
- рациональное терморегулирование теплоносителя;
- экономия денежных средств и затрат времени на содержание, ремонт и обслуживание контура системы отопления [4];
- экономия тепловой энергии;

Недостатки применения системы погодного регулирования:

- высокая стоимость монтажа;
- отсутствие работоспособности системы без электричества;



Рис. 1. Общий вид автоматизируемого теплового пункта.

Рассмотрим основное оборудование, установленное в индивидуальном тепловом пункте жилого многоквартирного дома. Чтобы автоматизировать данный объект, необходимо установить такие основные элементы, как: электронный регулятор, датчики температуры наружного и внутреннего воздуха, регулятор перепада давления, регулирующие клапаны для систем отопления и ГВС, электроприводы к ним, теплообменник для системы горячего водоснабжения, насосы циркуляционные для систем отопления, горячего водоснабжения [3]. Кроме того, необходима установка основных приборов узла учета, такие как ультразвуковой расходомер, датчик давления и температуры и тепловычислитель.

Табл. 1. Стоимость основного оборудования

Наименование	Цена, руб	Количество	Стоимость, руб
Электронный регулятор ECL Comfort 310	63 000	1	63 000
Датчики температуры наружного воздуха ESMT	6 710	1	6 710
Датчик температуры внутреннего воздуха ESM-10	6 710	1	6 710
Разгруженный регулятор перепада давления AFPA	102 708	1	102 708
Клапан VFG2 для регулятора перепада давления	60 310	1	60 310
Клапан с электроприводом для системы отопления VF2	45 700	1	45 700
Клапан с электроприводом для системы ГВС VF2	45 700	1	45 700
Циркуляционный насос для системы отопления Wilo	46 000	1	46 000
Циркуляционный насос для системы ГВС Wilo	12 650	1	12 650
Теплообменник XG 10-1 30 для системы ГВС	25 000	1	25 000
Тепловычислитель ТВ7-05М	52 000	1	52 000

Расходомер электромагнитный Взлёт ЭРСВ-470 М Ду 10	36 480	1	36 480
Преобразователь давления для тепловычислителя MBS-3000	21 384	2	42 768
Термометры сопротивления КТПТР- 01-1-80	2 331	2	4 662
Термометр показывающий биметаллический ТБ - 10	1 100	12	13 200
Манометр показывающий модель 111.10	960	12	11 520
Клапан обратный типа 402	11 645	3	34 935
Пуско-наладочные работы	-	-	30 000
ИТОГО			640 023

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Оценка экономической эффективности внедрения системы погодного регулирования была рассмотрена на примере 12-этажного многоквартирного дома, расположенного в г. Ульяновске.



Рис. 2 Общий вид многоквартирного 12-этажного дома г. Ульяновск, пр-кт 50-летия ВЛКСМ 22а к2

Срок эксплуатации ИТП принимаем равным 20 лет ($T_{\text{сл}} = 20$ лет). Принимаем значение нормы дисконта $r = 0,10$ (10 %) [5]. Стоимость тепловой энергии (прогнозирую) принимаем равной $1,5 \text{ руб.}/\text{кВт} \cdot \text{ч}$.

1. Полный дисконтированный доход за счет экономии энергоресурсов за весь период эксплуатации энергосберегающих мероприятий $\text{ДДТ}_{\text{сл}}$, тыс. руб./ м^2 , определяется по формуле:

$$\text{ДДТ}_{\text{сл}} = \Delta\text{Д} \cdot [1 - (1 + r)^{-T_{\text{сл}}}] / r = 0,2 \text{ тыс. руб.}/\text{м}^2 \quad (1)$$

2. Далее, определяем чистый доход за счет экономии энергоресурсов за весь период эксплуатации энергосберегающих мероприятий.

Чистый дисконтированный доход ЧДД , тыс. руб./ м^2 , определяется по формуле:

$$\text{ЧДД} = \Delta\text{Э}_\text{д} - \Delta\text{К} = 0,075 \text{ тыс. руб.}/\text{м}^2 \quad (2)$$

3.1. Бездисконтный срок окупаемости инвестиций, T_0 лет, определяется по формуле:

$$T_0 = \text{К} / \Delta\text{Д} = 5 \text{ лет} \quad (3)$$

3.2. Срок окупаемости инвестиций с учетом дисконтирования поступающих доходов за счет экономии энергоресурсов $T_\text{д}$, лет, определяется по формуле:

$$T_\text{д} = -\ln(1 - T_0 \cdot r) / \ln(1 + r) = 6,9 \text{ лет} \quad (4)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты выше приведенных расчетов показали, что автоматизация ИТП, с установкой системы погодного регулирования с 2-ходовым регулирующим клапаном достаточно эффективна с экономической точки зрения и является перспективным решением для жителей, позволяя сэкономить на затратах тепловой энергии в долгосрочной перспективе.

Список литературы

1. ПЛАВОК–7–2005. Положение об экономическом стимулировании проектирования и строительства энергоэффективных зданий и выпуска для них энергосберегающей продукции. – Введ. 2005–05–12. – М.: АВОК–ПРЕСС, 2005.
2. Пырков В.В., Сокиркин С.А. Мнимая экономия затрат на системах отопления многоэтажных и высотных зданий. Часть I// Данфосс INFO.– 2005.– № 3.– С. 8-11.
3. Автоматические и ручные балансировочные клапаны. Каталог.– К.: Данфосс ТОВ 2007.– 80 с.
4. Каталог автоматических регуляторов для систем теплоснабжения зданий. Электронные регуляторы. Клапаны с электроприводами.– К.: Данфосс ТОВ, 2006.– 134 с.
5. Дмитриев А. Н., Ковалев И. Н., Табунщиков Ю. А., Шилкин Н. В. Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия. – М.: АВОК–ПРЕСС, 2005.

АНАЛИЗ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО СЖИГАНИЯ ГАЗОВ В ТОПКАХ КОТЛОВ

Марченко А.В.¹, Корсаков Д.Э.¹, Кудряшов Н.И.¹

¹Ульяновский государственный технический университет, Ульяновск, Россия.

Аннотация. Термическое обезвреживание газовых выбросов - эффективный метод очистки воздуха от вредных веществ. Термическое обезвреживание применяется, если выбросы газов имеют высокую температуру с достаточным количеством кислорода для сгорания или когда концентрация горючих компонентов достаточна для поддержания пламени. Факторы проектирования включают время, температуру и турбулентность. Термическое обезвреживание обладает преимуществами: эффективно очищает газы, делая их безопаснее для окружающей среды; экологически более чистое по сравнению с абсорбционной очисткой, не требует специальных растворов или большого количества химикатов; экономично в эксплуатации. Он применяется в различных промышленных отраслях и достигает очистки на уровне 90-99%. Термическое обезвреживание газовых выбросов снижает воздействие на окружающую среду, обеспечивает безопасные условия труда и повышает эффективность использования топлива.

ВВЕДЕНИЕ

Тема высокотемпературного сжигания газов остается актуальной для России, особенно в связи с уходом с рынка компаний, занимающихся производством и эксплуатацией установок по очистке газов. Это может привести к снижению качества и эффективности обезвреживания выбросов газов и, как следствие, ухудшению экологической ситуации в регионах, где действуют предприятия химической, нефтехимической и других отраслей промышленности.

Термическое обезвреживание газовых выбросов в топках котлов является одним из важных методов очистки воздуха от вредных веществ. Более того, в связи с постоянно ужесточающимися нормативными требованиями к уровню выбросов вредных веществ в атмосферу, в России возрастает потребность в разработке и внедрении новых технологий высокотемпературного сжигания газов, которые позволят повысить эффективность обезвреживания выбросов и сделать производство более экологически чистым.

Термическое обезвреживание газовых выбросов основано на принципе сжигания газов при высоких температурах. В процессе сжигания газов происходят химические реакции, в результате которых выделяется теплота и газы превращаются в более безопасные соединения.

Вентиляционные выбросы поступают через вытяжные зонты 1 в сборный воздуховод 2, через всасывающий воздуховод вентилятора 4 поступают в котлоагрегат 5. В котлоагрегате осуществляется термическое обезвреживание при температурах 1200 – 1500 °С. Далее с помощью дымососа 6 очищенные газы поступают в дымовую трубу 7 и выбрасываются в атмосферу (см. рис. 1) [1,3].

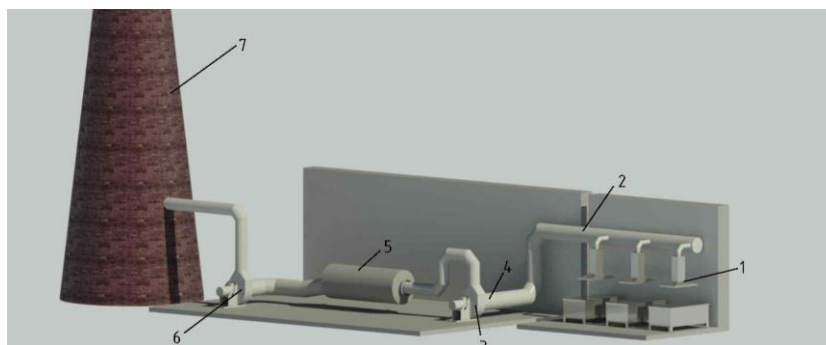


Рис. 1. Схема транспорта промышленных вентиляционных выбросов, содержащих летучих органических соединений, в топку котлоагрегатов через вытяжной воздуховод системы производственной вентиляции: 1 – вытяжные зонты; 2 – сборный воздуховод вытяжной вентиляции; 3 – дутьевой вентилятор; 4 – всасывающий воздуховод вентилятора; 5 – котлоагрегат; 6 – дымосос; 7 – дымовая труба

Если вредные вещества подвергнуть методу термического обезвреживания при температуре не менее 500-650°С для газов, содержащих углеводороды, и не менее 660-750°С для газов, содержащих оксид углерода, и обеспечить время их пребывания в зоне высокой температуры не менее 0,5 с, то эффективность очистки составит от 0,90 до 0,99 [2,5].

Термическое обезвреживание используется в двух случаях: когда выбросы газов имеют высокую температуру, но недостаточное количество кислорода для сгорания, или когда концентрация горючих компонентов настолько низка, что не обеспечивает подачу теплоты для поддержания пламени. При проектировании устройств термического окисления важны три фактора: время, температура и турбулентность. Время должно быть достаточным для полного сгорания горючих компонентов и составляет обычно от 0,3 до 0,8 с. Турбулентность характеризует степень механического перемешивания, необходимого для эффективного контактирования кислорода и горючих компонентов. Рабочие температуры зависят от характера горючих компонентов [4,6].

Термическое обезвреживание газовых выбросов имеет ряд преимуществ. Во-первых, это один из наиболее эффективных методов очистки воздуха от вредных веществ. В

процессе термического обезвреживания газы превращаются в более безопасные соединения, что снижает их вредное воздействие на окружающую среду [7,8].

Во-вторых, процесс термического обезвреживания газовых выбросов является более экологичным, чем другие методы очистки воздуха, такие как абсорбционная очистка. В процессе абсорбционной очистки газовые выбросы проходят через специальные растворы, которые поглощают вредные вещества. Однако этот метод требует больших затрат на установку и эксплуатацию, а также большого количества химических веществ, которые могут быть опасны для окружающей среды.

В-третьих, термическое обезвреживание газовых выбросов не требует специальных растворов или добавок, что делает его более простым в эксплуатации. Это также снижает затраты на обслуживание и ремонт оборудования.

Термическое обезвреживание газовых выбросов используется в различных отраслях промышленности, включая химическую, нефтехимическую, пищевую и электроэнергетическую промышленность.

ВЫВОДЫ

В заключение, термическое обезвреживание газовых выбросов в топках котлов является одним из наиболее эффективных методов очистки воздуха от вредных веществ и составляет 90-99%. Он может быть применен в химической, нефтехимической, пищевой и электроэнергетической промышленности и имеет ряд преимуществ перед другими методами очистки воздуха, включая простоту в эксплуатации, отсутствие необходимости в специальных растворах или добавках.

Таким образом, термического обезвреживания газовых выбросов в топках котлов может значительно снизить вредное воздействие на окружающую среду и создать более безопасные условия для работников и общества в целом, а также повысить экономическую эффективность использования топлива в связи с утилизацией в топках котлов теплоты отходящих выбросов.

Список литературы

1. Марченко, А.В. Технологии регенерации низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов на теплогенерирующих установках / А.В. Марченко, В.И. Шарапов // Российская академия наук. Труды Академэнерго. Издание исследовательского центра проблем энергетики Казанского научного центра Российской академии наук (Академэнерго) – 2011. – № 1. – С. 64 - 80.

2. Z.R. Boger, E.L. Kunkle Thermal oxidizers: A review of design and operational considerations / Z.R. Boger, E.L. Kunkle // Chemical Engineering Progress: A Publication of the American Institute of Chemical Engineers
3. Патент 2293926 Российская Федерация. Система вентиляции промышленного объекта / Шарапов В.И., Марченко А.В., Артемов А.А. заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Ульяновский государственный технический университет (ФГБОУ ВО «УлГТУ»)). - № 2005129041; заявл. 16.09.2005; опубл. 20.02.2007 Бюл. № 5
4. "Air Pollution Control Technology Handbook" by Karl B. Schnelle Jr., Russell F. Dunn and Mary Ellen Ternes (ISBN: 978-1-4665-9939-5)
5. "Handbook of Air Pollution Prevention and Control" by Nicholas P. Cheremisinoff and Paul E. Rosenfeld (ISBN: 978-1-4200-8288-8)
6. "Control of Particulate Emissions in the Primary Nonferrous Metals Industries" by National Research Council (ISBN: 978-0-309-04928-8)
7. "Cleaner Combustion: Developing Detailed Chemical Kinetic Models" by Frédérique Battin-Leclerc and Edward L. Petersen (ISBN: 978-0-444-63836-7)
8. "Sulfur Oxides and Other Sulfur Compounds" by George S. Hidy, John R. Brook and John M. Daisey (ISBN: 978-1-932846-25-5)

ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СХЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ТИПОВЫХ МНОГОКВАРТИРНЫХ ЖИЛЫХ ДОМОВ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА

Морозов М. С.¹, Бешляга А. В.¹, Гавай В. А.¹

¹ Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет, Нижний Новгород, Россия.

За последнее время одной из актуальных проблем в сфере жилищно-коммунального хозяйства и строительства является понижение энергоемкости и, как следствие, повышение энергоэффективности активных систем обеспечение параметров микроклимата, а именно, внутренних сетей теплоснабжения (системы отопления, узлов ввода теплоносителя в здание, индивидуальных тепловых пунктов и др.) при проведении капитального ремонта многоквартирных жилых домов. Отсутствие систематического, научно обоснованного и инженерного подхода к задаче по проведению реконструкции отопительных систем многоквартирных жилых домов вынуждает при подготовке проектной и рабочей документации использовать нормативно-техническую базу, регламентирующую требования к новому строительству [1, 2], что приводит к парадоксальным результатам, а именно: полное отсутствие энергосберегающего эффекта, необоснованное удорожание капитальных затрат при проведении реконструкции, повышенные эксплуатационные затраты.

Для анализа и сравнения целесообразности применения того или иного инженерного энергосберегающего мероприятия при капитальном ремонте активных систем обеспечения параметров микроклимата, авторами были рассмотрены и классифицированы четыре основные принципиальные схемы внутренних систем теплоснабжения (отопления), широко применяемые при проведении реконструкции: схема № 1 – элеваторная, с нерегулируемой системой отопления (далее по тексту ЭНСО), представленная на рис. 1а; схема № 2 – элеваторная с автоматизированной системой отопления (далее по тексту ЭАСО), см. рис. 1б; схема № 3 – насосная, с автоматизированным индивидуально-тепловым пунктом и нерегулируемой системой отопления (далее по тексту ННСО), представленная на рис. 2а; схема № 4 – насосная, с автоматизированными ИТП и системой отопления (далее по тексту НСАСО), представленная на рис. 2б.

Схема № 1 (ЭНСО) получила в СССР наибольшее распространение при строительстве жилого типового многоквартирного фонда в различных климатических областях страны ввиду своей простоты и малых капитальных и эксплуатационных затрат, поэтому анализ эффективности внедрения современных типовых энергосберегающих

мероприятий в системах внутреннего теплоснабжения (отопления) целесообразно проводить путем сравнения с техническими решениями схемы № 1.

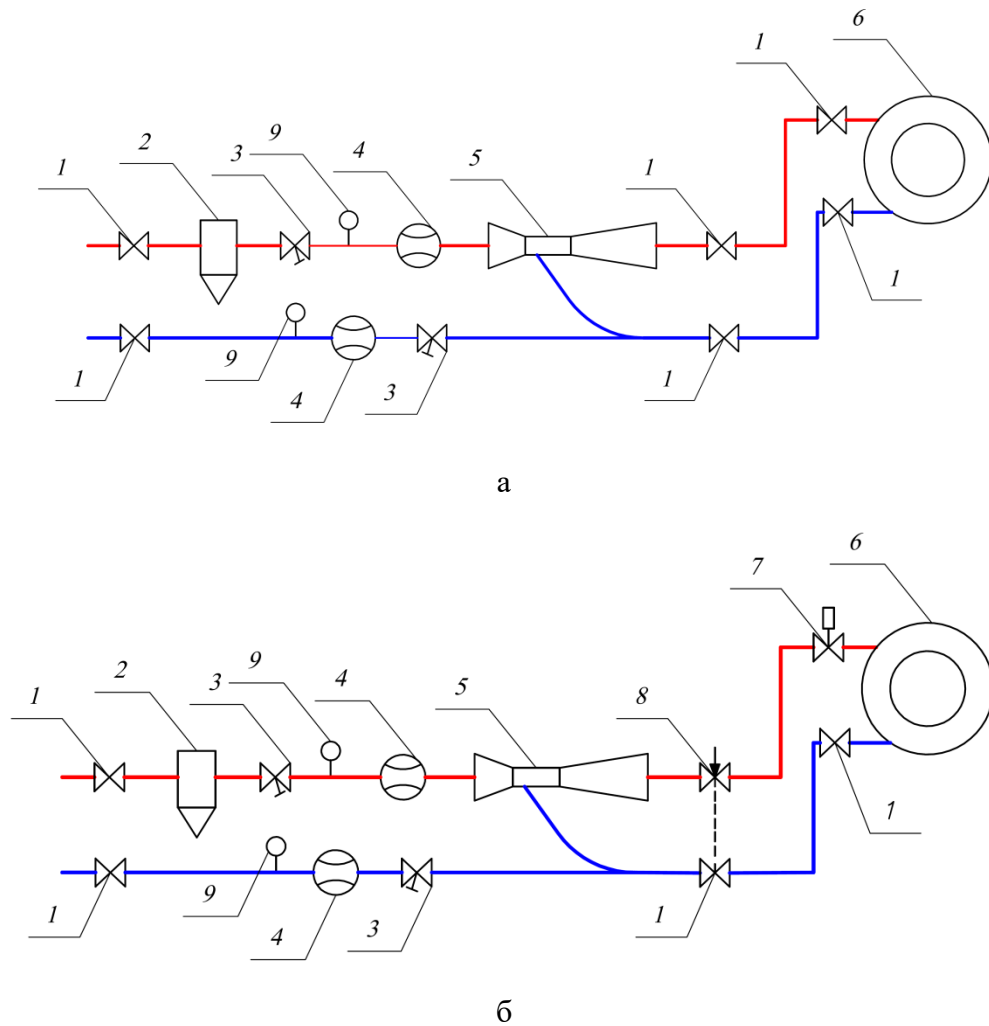


Рис. 1. Принципиальные схемы элеваторных систем теплоснабжения: а – схема № 1 (ЭНСО), б – схема № 2 (ЭСАСО): 1 – запорная арматура; 2 – грязевик; 3 – фильтр сетчатый; 4 – расходомер узла коммерческого учета теплоты; 5 – водяной элеватор; 6 – потребитель (нагревательные приборы); 7 – термостатический клапан с термоголовой; 8 – автоматический балансировочный клапан; 9 – термопреобразователь сопротивления

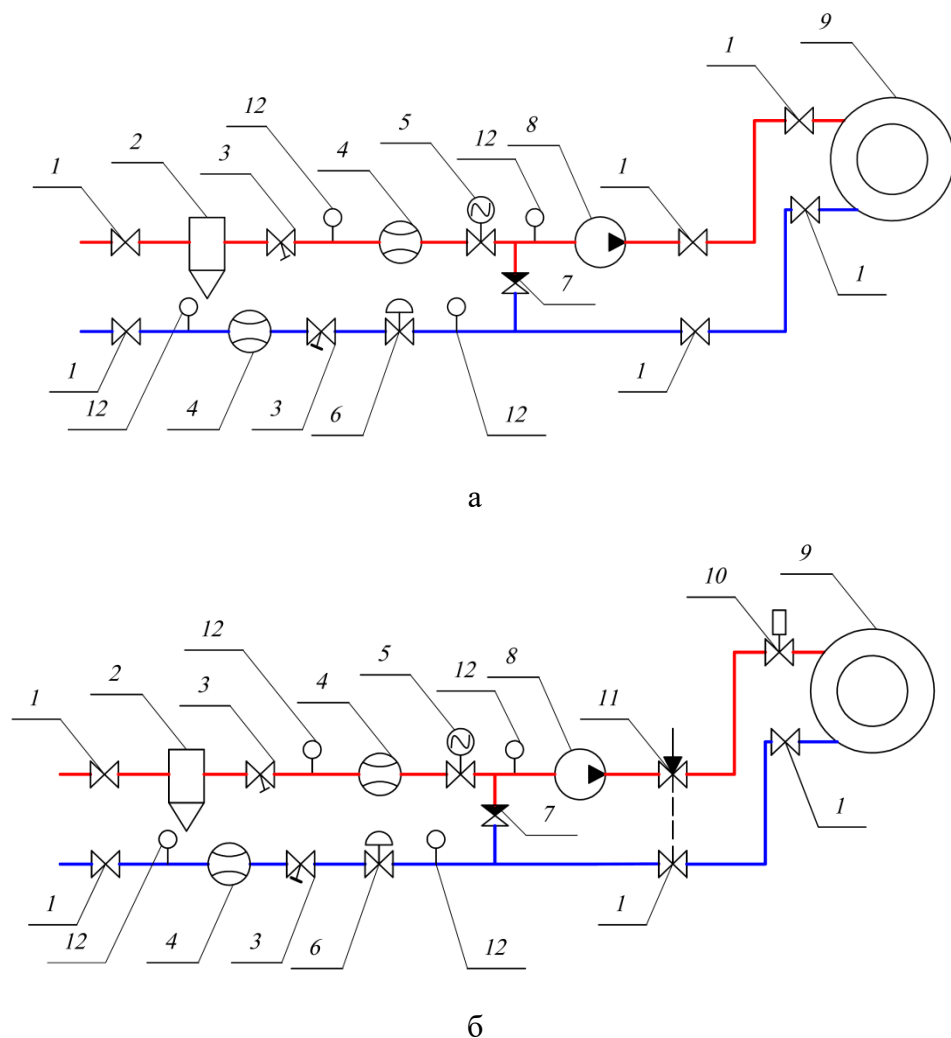


Рис. 2. Принципиальные схемы насосного автоматизированного теплового пункта: а – схема № 3 (НСНСО), б – схема № 4 (НСАСО): 1 – запорная арматура; 2 – грязевик; 3 – фильтр сетчатый; 4 – расходомер узла коммерческого учета теплоты; 5 – регулирующий клапан; 6 – регулятор перепада давления; 7 – обратный клапан; 8 – циркуляционный насос; 9 – потребитель (нагревательные приборы); 10 – термостатический клапан с термоголовой; 11 – автоматический балансировочный клапан; 12 – термопреобразователь сопротивления

Исследования авторов проводились на основе количественной оценки показателя удельной характеристики расхода тепловой энергии $q_{от}^p$ на отопление и вентиляцию жилых домов [3] при анализе четырех вышеприведенных на рис. 1 и 2 схем:

$$q_{от}^p = [k_{об} + k_{вент} - (k_{быт} + k_{рад})\nu\zeta](1 - \xi)\beta_h, \quad (1)$$

где $k_{об}$ – удельная теплозащитная характеристика здания МЖД, Вт/(м³·°С); $k_{вент}$ – удельная вентиляционная характеристика здания МЖД, Вт/(м³·°С); $k_{быт}$, $k_{рад}$ – удельная характеристика бытовых тепловыделений здания МЖД и теплопоступлений от солнечной

радиации, соответственно, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$; ν – коэффициент снижения теплоступлений за счет тепловой инерции ограждающих конструкций; ζ – коэффициент эффективности авторегулирования подачи теплоты в системах отопления: $\zeta = 0,5; 0,7; 0,9; 0,95$ для схем №№ 1, 2, 3, 4, соответственно; ξ – коэффициент, учитывающий снижение теплопотребление жилых зданий при наличии поквартирного учета тепловой энергии на отопление; β_h – коэффициент, учитывающий дополнительное теплопотребление системы отопления, связанное с дискретностью номинального теплового потока номенклатурного ряда отопительных приборов, их дополнительными теплопотерями через радиаторные участки ограждений, повышенной температурой воздуха в угловых помещениях и теплопотерями трубопроводов, проходящих через неотапливаемые помещения.

Для оценки мероприятий был принят типовой 5-ти этажный панельный МЖД, расположенный в г. Нижний Новгород, со следующими объемно-планировочными решениями: размеры в плане $a \times b = 88 \times 13,5$ м, высота этажа $h_{\text{эт}} = 2,8$ м; с элеваторным узлом ввода и двухтрубной системой отопления. Результаты расчетов $q_{\text{от}}^p$ для четырех сравниваемых схем в течение отопительного периода представлены на рис. 3.

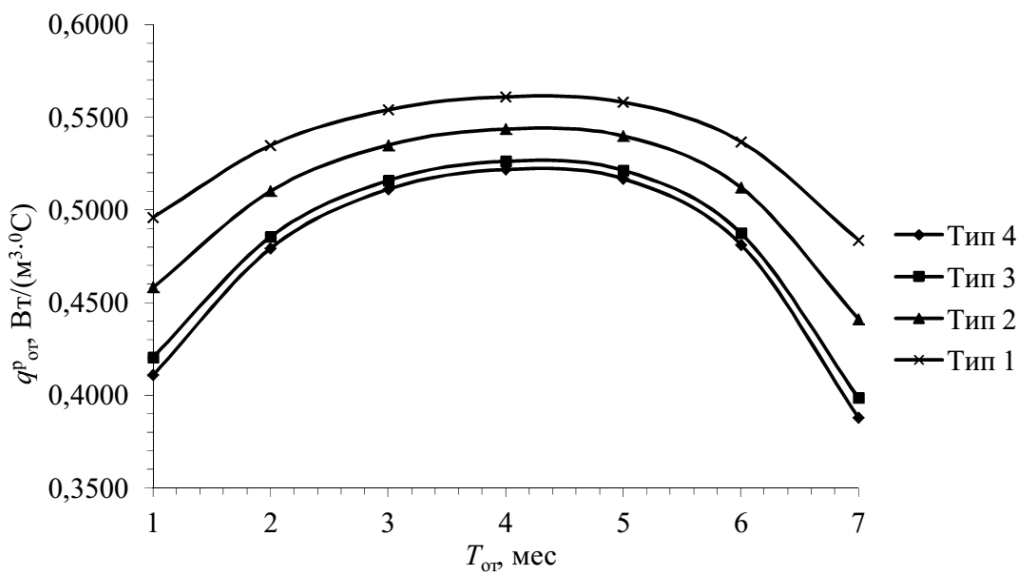


Рис. 3. График зависимости удельной характеристики расхода тепловой энергии $q_{\text{от}}^p$ в течение отопительного периода для схем №№ 1-4

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что наибольшим потенциалом энергоэффективности обладает схема № 4 (НСАСО), а наименьшим – схема № 1 (ЭСНСО).

Однако, оценка предлагаемого конкретного мероприятия без технико-экономического обоснования (только по величине его энергоэффективности) не совсем корректна. Дополнительно требуется рассчитать срок окупаемости рассматриваемых решений, для этого нужно определить величину совокупных дисконтных затрат, связанных с дополнительными капитальными вложениями и уровнем годовых эксплуатационных издержек с учетом изменения цен и тарифов на энергоносители, а так же рисков капиталовложений [4].

$$\text{СДЗ} = K \left(1 + \frac{p}{100} \right)^T + \mathcal{E} \left[\left(1 + \frac{p}{100} \right)^T - 1 \right] \left(\frac{100}{p} \right), \quad (2)$$

где K – общие капитальные затраты, руб., p – норма дисконта, равная ставке рефинансирования ЦБ РФ, %; T – расчетный срок, лет; \mathcal{E} – суммарные годовые эксплуатационные издержки, руб./год, определяемые по (3).

$$\mathcal{E} = 0,86 C_T (q_1 - q_2) F_{от} \cdot 10^{-3}, \quad (3)$$

где C_T – стоимость тепловой энергии, отпускаемой ОАО «Теплоэнерго» (по данным на I квартал 2023 г.); $F_{от}$ – отапливаемая площадь здания, m^2 ; q_1, q_2 – удельный расход тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания за отопительный период без учета энергосберегающих мероприятий и с учетом их проведения, соответственно, $kВт \cdot ч / (m^2 \cdot год)$.

Для расчета капитальных затрат K , руб., в схемах №№ 2-4 приняты основные конструктивные элементы автоматизации внутренних систем теплоснабжения фирмы «РИДАН». Величина общих капитальных затрат складывается только из стоимости материалов и оборудования, требуемых для модернизации систем, и по результатам расчета составляет:

1) для капитального ремонта внутренней системы отопления $K = 1772500$ руб, включая стоимость термостатических клапанов и головок, автоматических балансировочных клапанов, установленных на каждом нагревательном приборе и стояке системы отопления;

2) для капитального ремонта ИТП $K = 717000$ руб, включая стоимость регулирующего клапана, регулятора перепада давлений, датчиков температуры, контроллера, циркуляционных насосов;

3) для совместного капитального ремонта ИТП и внутренней системы отопления $K = 2489500$ руб.

По результатам расчетов установлено, что срок окупаемости при внедрении энергосберегающих мероприятий по схеме № 2 составляет $T = 21,1$ год; по схеме № 3 – $T =$

9,2 года; по схеме № 4 срок окупаемости превышает срок службы ремонтируемого многоквартирного жилого дома, а именно $T = 125$ лет.

Заключение. Многоквартирные жилые дома должны выделяться в отдельный обособленный класс зданий и сооружений по нормированию узлов, элементов, трубопроводов и оборудования для поддержания расчетных параметров микроклимата в круглогодичном цикле эксплуатации. Требуется разработка нормативной базы по строительству новых и реконструкции существующих активных систем обеспечения параметров микроклимата многоквартирных жилых домов, учитывающей целесообразность применения и сроки окупаемости конкретных типовых энергосберегающих мероприятий, а также повышение уровня общей эксплуатационной надежности инженерных систем здания в целом.

Список литературы

1. № 261-ФЗ. Федеральный закон РФ от 23.10.2009 г. «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации».
2. СП 60.13330.2020 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – М.: Минстрой России, 2020. – 116 с.
3. СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. – М.: ФАУ «ФЦС», 2012. – 96 с.
4. Самарин, О.Д. Теплофизические и технико-экономические основы теплотехнической безопасности и энергосбережения в здании / О.Д. Самарин. – М.: МГСУ, 2007. –160 с.

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Б. П. Новосельцев¹, Д. В. Лобанов¹

¹Воронежский государственный технический университет, Воронеж, Россия.

Аннотация. Системы теплоснабжения, отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха предназначены для создания в отапливаемых помещениях требуемых санитарно-гигиенических условий в жилых, гражданских и промышленных зданиях. Создание необходимых климатических условий в промышленных помещениях должно соответствовать требованиям технологического процесса.

С экономической точки зрения очень важно рационально использовать теплоту, полученную в результате сжигания органического топлива. Необходимость экономии топлива обусловлена не только его уменьшением в недрах земли, но и другими причинами. В нашей стране около 40% добываемого топлива расходуется на обслуживание систем отопления и вентиляции. Широко известны технические решения, которые обеспечивают уменьшение расхода теплоты на отопление и вентиляцию промышленных зданий: например, увеличение термического сопротивления наружных ограждений, утилизацию теплоты вентиляционного воздуха, сокращение расхода приточного воздуха при использовании вытесняющей или персональной вентиляции и многое другое. В связи с этим необходимо выявлять и осуществлять такие энергосберегающие мероприятия, которые не требуют больших капитальных затрат.

В данной работе исследуется возможность применения способа экономии теплоты на отопление и вентиляцию промышленного здания за счет изменения схемы воздухораспределения.

ВВЕДЕНИЕ

Снижение потребляемых энергоресурсов на отопление и вентиляцию промышленных зданий является важнейшей задачей [1]. Существующий перерасход тепловой энергии в промышленных зданиях по сравнению с расчетным расходом по разным оценкам составляет от 10 до 20%.

Причин перерасхода теплоты много. При определении технологических показателей систем отопления и вентиляции расход тепла является определяющим. Сократить перерасход тепловой энергии возможно путем оснащения указанных систем приборами автоматического регулирования. Однако, в ближайшие годы полностью автоматизировать

системы отопления вряд ли возможно. В связи с этим необходимо выявлять и осуществлять такие энергосберегающие мероприятия, которые не требуют больших капитальных затрат.

Известны технические решения, позволяющие значительно уменьшить расход теплоты на отопление и вентиляцию различных зданий, например повышение термического сопротивления наружных ограждающих конструкций, утилизация теплоты вентиляционного воздуха, использование для отопления газовых инфракрасных излучателей, сокращение расхода приточного воздуха при использовании вытесняющей вентиляции и многое другое [2, 3].

По данным [4] на технологические показатели систем воздушного отопления и вентиляции влияют избыточные тепловыделения $Q_{изб}$, величина потерь тепла $Q_{пот}$, температура воздуха в рабочей зоне $t_{рз}$, температура наружного воздуха t_n и распределение температур в объёме помещения. Существующие схемы воздухораспределения [5] оказывают влияние на технологические показатели указанных систем. Для улучшения технологических показателей во многих случаях целесообразно изменить схему воздухораспределения приточного воздуха в промышленном здании в зависимости от температуры наружного воздуха.

МЕТОДЫ

Если провести исследование цикла работы систем воздушного отопления и вентиляции за весь отопительный период и построить график расхода тепла, то можно определить при какой температуре наружного воздуха для экономии тепла требуется изменить схему подачи приточного воздуха в помещение. Для изменения схемы подачи воздуха достаточно изменить место выпуска воздуха из воздухораспределителя или место расположения воздухораспределителя.

Экономия тепловой энергии за счёт применения рациональной схемы воздухораспределения, по нашему мнению, следует рассматривать как наиболее перспективную, т.к. капитальные и эксплуатационные затраты для её использования небольшие.

Следует отметить, что конструктивное исполнение систем приточной вентиляции с возможностью изменения схемы подачи воздуха, практически не отличается от традиционных приточных систем. При устройстве таких систем необходимо предусматривать возможность изменения схемы подачи воздуха без переустройства систем, т.е. без изменения конструктивного выполнения. В этом случае для экономии тепла не требуется установка и эксплуатация теплоутилизаторов, в том числе с промежуточным теплоносителем, дополнительных вентиляторов и расхода электрической энергии.

При изменении схемы подачи приточного воздуха расход тепла на отопление (при наличии в помещении избытков тепла) уменьшается. Следует учесть, что расчетные параметры отопительного периода в разных регионах нашей страны значительно отличаются друг от друга, соответственно и экономия тепла будет разной.

Принципиальная схема приточной системы вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением показана на рис.1 [6]: а – вид спереди, б – разрез 1-1.

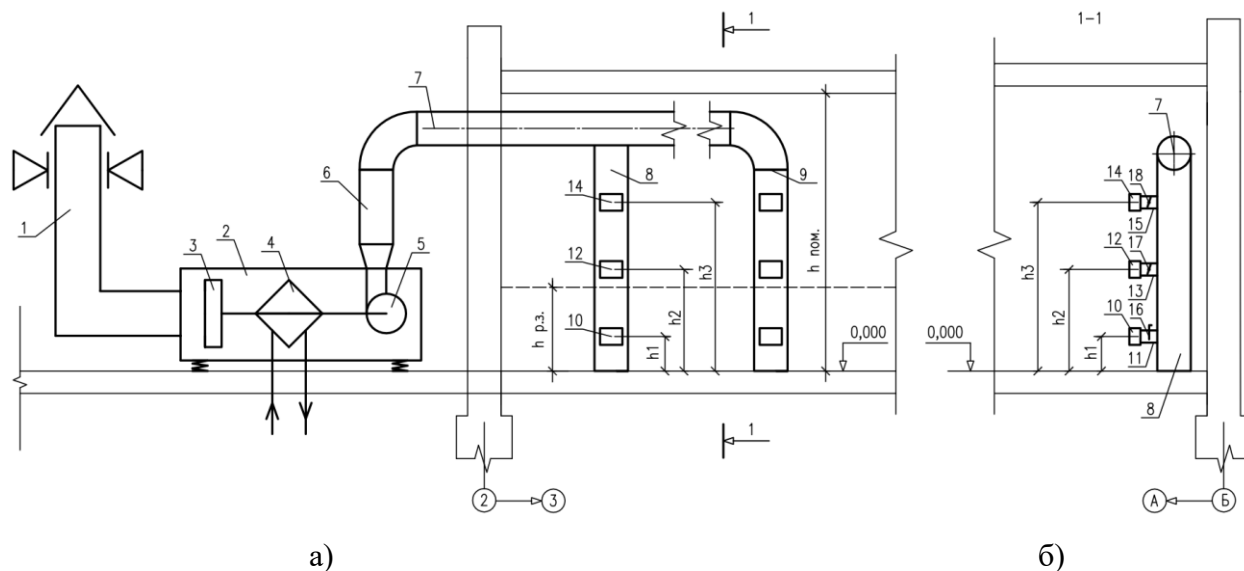


Рис. 1. Принципиальная схема приточной системы вентиляции совмещенной с воздушным отоплением

1 – воздухозаборное устройство; 2 – приточная камера; 3 – фильтр; 4 – воздухонагреватель; 5 – вентилятор; 6 – воздуховод; 7 – горизонтальный воздуховод; 8, 9 – вертикальный воздуховод; 10, 12, 14 – воздухораспределители; 11, 13, 15 – воздуховоды; 16 – шибер; 17, 18 – дроссель-клапан

В приточной камере 2 осуществляется приготовление воздуха с заданными параметрами, в том числе очистка и нагревание до расчетной температуры. Вентилятор 5 по воздуховодам 6 и 7 подаёт воздух в вертикальные воздуховоды 8 и 9. К каждому вертикальному воздуховоду присоединены по три воздухораспределителя, расположенных на разных высотах от пола рабочей зоны. Воздухораспределитель 10 расположен на высоте h_1 и присоединен к воздуховоду 8 воздуховодом 11, а воздухораспределитель 12 установлен на высоте h_2 и присоединен к воздуховоду 8 воздуховодом 13. Воздухораспределитель 14 установлен на высоте h_3 и присоединен к воздуховоду 8 воздуховодом 15. Воздухораспределитель 10 установлен в рабочей зоне, а $h_3 > h_2 > h_1$. Для регулирования расхода воздуха, выходящего из воздухораспределителей 10, 12 и 14 и отключения воздухораспределителей от воздуховода 8 используются шиберы 16 или дроссель-клапаны 17, 18 с ручным или дистанционным управлением, т.е. указание (команда) на открытие

клапана или его закрытие осуществляется дистанционно с помощью электронного оборудования.

Наружный (приточный) воздух поступает в приточную камеру, нагревается в воздухонагревателе до расчётной температуры и тем самым решается вопрос подачи недостающего количества тепла для поддержания расчётной температуры воздуха в рабочей зоне. Выпуск воздуха в помещение осуществляется через один из трех воздухораспределителей 10, 12 или 14, в зависимости от температуры наружного воздуха, т.е. определяется схема воздухораспределения, при которой обеспечиваются минимальные энергетические затраты (расход теплоты) на отопление за весь годичный цикл работы системы отопления.

Под минимальными энергетическими затратами понимается минимальный расход тепла на отопление и вентиляцию за отопительный период при поддержании расчётных параметров воздуха в рабочей зоне помещения.

С повышением температуры наружного воздуха уменьшаются потери тепла через наружные ограждения, а тепловыделение от технологического оборудования, освещения, людей и др. практически не изменяются. В связи с изложенным температура в рабочей зоне повышается, а это недопустимо по санитарно-гигиеническим требованиям [7], а иногда и по технологическим нормам. Известны несколько способов поддержания нормируемой температуры воздуха в рабочей зоне: это увеличение расхода приточного воздуха, снижение температуры приточного воздуха и др. Для реализации названных способов требуются дополнительные расходы денежных средств. Снизить температуру воздуха в рабочей зоне можно путём изменения схемы воздухораспределения, т.е. путём выбора рациональной схемы организации воздухообмена. Выбор такой схемы проще решать исходя из анализа конкретной задачи.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Рассмотрим пример:

Холодный период года (температура приточного воздуха выше, чем температура в рабочей зоне, т.е. $t_{пр} > t_{рз}$). В промышленном здании имеются недостатки тепла, $Q_{нед} = 1800$ Вт, расчётная температура воздуха в рабочей зоне $t_{рз} = +18^{\circ}\text{C}$; расчётная температура наружного воздуха $t_{н} = -20^{\circ}\text{C}$. Расход приточного воздуха $G_{пр} = 21000$ кг/ч; отопление в цехе совмещено с вентиляцией. Определяем необходимую температуру приточного воздуха, чтобы обеспечить в рабочей зоне температуру воздуха $t_{рз} = +18^{\circ}\text{C}$.

$$t_{пр} = t_{рз} + 3,6 * Q_{нед}/c * G_{пр} = 18 + 3,6 * 18000/1,0 * 21000 = 21^{\circ}\text{C} \quad (1)$$

Температура в рабочей зоне $+18^{\circ}\text{C}$, а температура приточного воздуха равна $+21^{\circ}\text{C}$.

Далее рассмотрим осенне-весенний период: температура приточного воздуха – он же наружный $t_{\text{пр}} = t_{\text{н}}$ – ниже, чем температура воздуха в рабочей зоне, т.е. $t_{\text{пр}} < t_{\text{рз}}$; или $t_{\text{н}} = t_{\text{пр}} < t_{\text{рз}}$

Рассмотрим пример:

Температура воздуха в рабочей зоне $t_{\text{рз}} = + 18^{\circ}\text{C}$; количество приточного воздуха $G_{\text{пр}}=21000$ кг/ч; Количество избыточного тепла $Q_{\text{изб}} = 9000$ Вт. Определим необходимую температуру приточного воздуха для ассимиляции избытков теплоты.

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{рз}} - 3,6 * Q_{\text{нед}}/c * G_{\text{пр}} = 18 - 3,6 * 9000/1,0 * 21000 = 16,5^{\circ}\text{C} \quad (2)$$

Наружный (он же приточный) воздух с температурой $16,5^{\circ}\text{C}$ в рабочую зону подавать нельзя из воздухораспределителей, установленных в рабочей зоне по санитарно-гигиеническим требованиям. Наружный воздух следует подогреть (для примера) до 18°C , даже при наличии теплоизбытков в цехе и затратить некоторое количество тепла, которое определяем по формуле:

$$Q = c * G_{\text{пр}} * (t_{\text{рз}} - t_{\text{н}}) = 0,28 * 21000 * (18 - 16,5) = 8820 \text{ Вт} \quad (3)$$

т.е. для подогрева приточного воздуха необходимо затратить 8820 Вт тепла, если воздух подавать в рабочую зону. Но т.к. в цехе имеются избытки тепла, то целесообразно изменить схему подачи воздуха. Рассматривая возможные варианты воздухораспределения приходим к выводу, что наиболее приемлемой в данном случае является подача воздуха «сверху-вниз» наклонными струями (из воздухораспределителя 12, расположенного на высоте h_2 [8]. Приточная струя воздуха, проходя значительное расстояние, успевает рассеяться, воздух в струе подогревается за счет теплоизбытков в помещении и поступает в рабочую зону с более высокой температурой, чем $16,5^{\circ}\text{C}$, при этом обеспечиваются нормируемая температура воздуха в рабочей зоне помещения и экономия теплоты. При этом воздухораспределители 10 и 14 должны быть отключены.

Предложенное устройство по экономии теплоты может быть реализовано различными способами. Для примера рассмотрим термический цех, в котором имеются избытки теплоты и функционирует приточная система вентиляции, подающая воздух в рабочую зону при помощи пристенных воздухораспределителей, установленных на уровне $h_1=1,2$ м от пола рабочей зоны до середины воздухораспределителя.

Во время капитального или текущего ремонта необходимо вертикальный воздуховод, подающий приточный воздух в воздухораспределитель, полностью или частично демонтировать, а вместо него установить заранее изготовленный воздуховод 8 (см. рис. 1) с жалюзийными решетками 10, 12 и 14, расположенными на высоте h_1 , h_2 и h_3 соответственно. Затем установить дроссельные заслонки/шибера 16, 17, 18 и устройства для

их дистанционного закрытия или открытия (см. рис. 1). Можно считать, что предложенное устройство реализовано, т.к. все остальные элементы приточной системы остаются без изменения, начиная от воздухозабора, приточной камеры и остальных элементов. Очевидно, что капитальные затраты на реконструкцию приточной системы минимальны, а эксплуатационные затраты практически не изменились, появились только устройства для поворота дроссельных заслонок.

Предложенный способ подачи приточного воздуха может использоваться не только в осенне-весенний период года, но и в течении всего года при соответствующих параметрах наружного воздуха, например, в холодный период года при оттепелях.

ВЫВОДЫ

На основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Показано, что за счет изменения схемы организации воздухообмена достаточно просто осуществить экономию теплоты в помещениях, имеющих теплоизбытки.
2. Изменение схемы организации воздухообмена осуществляется в процессе эксплуатации без переустройства системы приточной вентиляции.
3. Конструктивное исполнение системы приточной вентиляции практически не отличается от традиционных, а стоимость их несколько выше традиционных.
4. При реконструкции традиционных систем приточной вентиляции с целью изменения схемы воздухораспределения необходимо заменить только воздухораспределитель, т.е. капитальные затраты небольшие.
5. При изменении схемы подачи воздуха аэродинамический режим системы не изменяется, что чрезвычайно важно для эксплуатации приточных систем.
6. С учетом изложенного можно ожидать, что модернизация приточных систем с целью изменения схемы организации воздухообмена найдет широкое применение.

Список литературы

1. Табунщиков Ю.А., Бродач М.М., Шилкин Н.В. Энергоэффективные здания // Москва: АВОК-пресс, 2003, 192 с.
2. Богуславский Л.Д., Ливчак В.И., Титов В.П. и др.; Под ред. Богуславского Л.Д. и Ливчака В.И. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Справочное пособие. М.: Стройиздат, 1990. 621 с.
3. Данилевский Л.Н. Методы экономии энергии при отоплении зданий // С.О.К. 2013. №10. С. 76-84.

4. Гримитлин А.М., Дацюк Т.А., Крупкин Г.Я. и др. Отопление и вентиляция производственных помещений // Санкт-Петербург: Издательство «АВОК СЕВЕРО-ЗАПАД», 2007, 399 с.
5. СП 60.13330.2020. Свод правил. «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП 41-01-2003».
6. Новосельцев Б.П., Лобанов Д.В. Патент № 2766242 С1 Российская Федерация, МПК F24F 7/08. Способ подачи приточного воздуха, совмещенной с воздушным отоплением зданий: № 2021111081: заявл. 19.04.2021: опубл. 10.02.2022 // заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Воронежский государственный технический университет».
7. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания».
8. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях // Санкт-Петербург: Издательство «АВОК СЕВЕРО-ЗАПАД», 2004, 319 с.

ОСНОВОПОЛОЖНИКИ СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИИ» В МИСИ-НИУ МГСУ

Прохоров В.И.¹, Разаков М.А.^{2,3}

¹Национальный исследовательский университет «Московский государственный строительный университет», Москва, Россия.

²Научно исследовательский университет «Московский энергетический институт» Москва, Россия

³Российский Биотехнологический Университет, Москва, Россия

Аннотация. В работе коллектив авторов проанализировал историю факультета “Теплогазоснабжение и вентиляция” в МИСИ - НИУ МГСУ, а также выделил наиболее знаковые личности специальности, получившие признание в строительной и иных отраслях народного хозяйства.

Начало истории факультета “Теплогазоснабжение и вентиляция” в Московском инженерно - строительном институте МИСИ восходит к 1928 году. Тогда он именовался как факультет “Отопления и вентиляции”. Первым деканом факультета был Н.С. Ермолаев. Стоит отметить, что кафедра “Отопления и вентиляции” была создана за 7 лет до создания факультета в 1921 году, выдающимся инженером и педагогом Владимиром Михайловичем Чаплиным (1859 - 1931) (Рис. 1) [1,2]. Но в начале своей истории она относилась к факультету водоснабжения и водоотведения.



Рис. 1 Владимир Михайлович Чаплин

В.М. Чаплин имел широкий диапазон исследований: от нахождения оптимальных схем присоединения тепловых сетей к местным системам до проектирования и создания дезинфекционных камер, необходимых для успешной борьбы с сыпным тифом и другими заболеваниями. Помогал Владимиру Ильичу Ленину в строительстве больниц для борьбы с различными болезнями, а также в теплофикации страны [3]. Он первым внес понятие “Предельно Допустимой Концентрации” (ПДК) и создал первичные нормы ПДК во время строительства различных заводов для промышленности страны. Профессором В.М. Чаплиным более века тому назад было предложено важное понятие: “Удельная тепловая характеристика здания”. Изначально эта характеристика применялась для предпроектных оценок, соответственно, нашему климату: а) Мощности отопительных систем и оборудования; б) Потребности объекта в топливе; в) Оптимальности утепления здания.

“Удельная тепловая характеристика здания”, ставшая с годами классической, находит заслуженное применение и поныне, в том числе в учебниках, т.к. представляет собой удельную (относящуюся к 1 °С потенциала теплообмена) мощность систем отопления, приходящую на 1 м³ здания по наружном обмеру. Появились и новые важные оттенки её использования в части нормирования так называемой “Энергоэффективности здания” [4]. В.М. Чаплин наряду с Б.М. Аше являются первыми, кто выпускал строителей по специальности “Отопление и вентиляция”.

Владимир Михайлович воспитал огромную плеяду выдающихся инженеров строителей, но особое место занимали К.В. Мельников и Н.С. Ермолаев. Н.С. Ермолаев впоследствии стал первым деканом факультета отопления и вентиляции в МИСИ, а Константин Степанович Мельников (Рис. 2) выдающимся мировым архитектором – конструктивистом [1,5]. Построенный им дом на старом Арбате существует до сих пор.

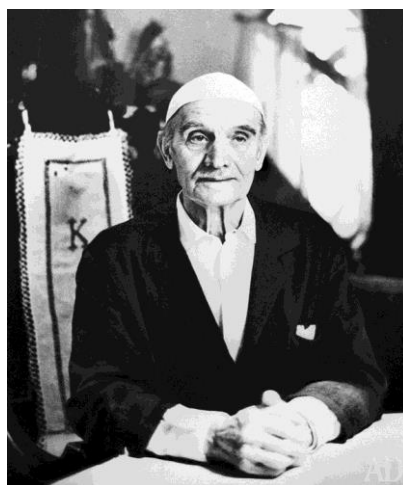


Рис. 2 Константин Степанович Мельников

В декабре 1931 года была образована кафедра «Промышленная вентиляция» и заведующим кафедрой был назначен выдающийся деятель, учёный и изобретатель Петр Николаевич Каменев (1892 - 1973) (Рис.3). В 1935 году ВАК утвердил П.Н. Каменеву ученую степень кандидата технических наук без защиты диссертации. А в 1939 году после написания книги «Смешивание потоков» и на её основе ему же была присвоена ученая степень доктора технических наук [2,6].

Он рассказывал студентам, что главная идея о давлении потоков вентиляционного воздуха при смешивании в тройнике ему пришла на пляже в Сочи и как он бегом помчался оттуда запечатлеть всё это на бумаге. Учёный работает всегда! Даже когда он отдыхает!

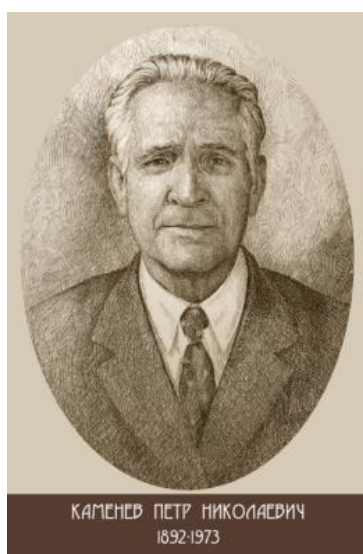


Рис.3 Петр Николаевич Каменев

Петр Николаевич имел огромный опыт проектирования и монтажа различных систем. Он проектировал и руководил монтажом сантехнических систем и систем отопления в Сталино (ныне г. Донецк) и в Харькове. Был научным сотрудником института «Норм и Стандартов». Его разработка теории струйных аппаратов с высоким коэффициентом полезного действия имела практическое применение в гидроэлеваторе при строительстве канала Москва-Волга, а также в водопроводных и канализационных станциях для водоснабжения различных городов и очистки городских стоков. С особым удовольствием Пётр Николаевич рассказывал на лекциях о применении своих эжекторов на золотых приисках в Сибири, где они внедрялись при его личном участии и откуда он вернулся в Москву с очередной наградой – орденом Ленина.

П.Н. Каменев проектировал различные котельные агрегаты. В учебниках описан котёл конструкции П.Н. Каменева. Его книга “Вентиляция”, переиздававшаяся несколько раз является не только учебником, но и считается настольной книгой любого проектировщика систем отопления и вентиляции наряду с книгами В.В. Батурина (1890 – 1964) и В.П. Щеглова. Владимир Порфирьевич Щеглов участвовал в создании учебника по отоплению и вентиляции Ч.2 “Вентиляция” совместно с Петром Николаевичем. Петр Николаевич также основал направление ТГиВ в г. Горьком (ныне Нижний Новгород) в ГИСИ и ездил туда из Москвы читать лекции [3].

В 1932 году в МИСИ была образована кафедра “Деталей машин и теплотехники” выдающимся теплотехником и талантливым инженером – конструктором Михаилом Михайловичем Щеголевым (1887 - 1964) (с 1959 г. – кафедра “Теплотехники и котельных установок”), которая в последующем вошла в состав объединенной кафедры теплотехники и теплогазоснабжения. После возвращения с Каширской районной тепловой электростанции в 1921 году [1] он начинает работать в Московском Высшем Техническом училище под руководством профессоров Л.К. Рамзина - ученика и последователя К.В. Кирша (1877 – 1919). Михаил Михайлович в определенный промежуток своей карьеры время также заведовал кафедрой паровых котлов в Иваново – Вознесенском политехническом институте и был профессором в МВТУ, а также в Высшем инженерно-строительном училище [2,3,7]. В 1940 г. он издал первый в своем роде «Атлас чертежей крупных отопительно-производственных котельных установок». Этот атлас был в некотором смысле актуализированным развитием атласа К.В. Кирша “Котельные установки”, восстановленного и переизданного теплотехническим институтом имени профессора В.И. Гриневецкого и К.В. Кирша под редакцией учеников К.В. Кирша, среди которых был и М.М. Щёголев [8]. Кафедра деталей машин и механизмов являлась первой в МИСИ, которая первая заключала хозяйственные договоры на студенческие проектные работы (с предприятием Тагилстрой).

В 1937 г. в МИСИ была организована кафедра теплофикации во главе с Б.Л. Шифринсоном (с 1959 г. теплофикации и газоснабжения), которая в последующем вошла в состав объединенной кафедры теплотехники и теплогазоснабжения [6]. Данная кафедра с её основными учеными – инженерами (на то время) Иваном Герасимовичем Былинкиным (1894 – 1969) и Сергеем Федоровичем Копьевым (1903 – 1974) провели огромную работу по проектированию магистрального газопровода из Саратова в Москву (И.Г. Былинкин) и созданию теории гидравлической устойчивости тепловых сетей при наладке и эксплуатации (С.Ф. Копьев), а также созданию уникальной термической водоподготовки сетевой воды, обеспечивающей высокое качество теплоносителя в открытых системах теплоснабжения.

Другие ученые-инженеры МИСИ также внесли огромный вклад в изучении аэро- и гидродинамики различных потоков - Генрих Наумович Абрамович; исследовали распределение потоков воздуха при реконструкции Большого театра – Сергей Вячеславович Ульяновский (1893 – 1972) [7], также в 1935 году ему присуждается ученая степень кандидата технических наук без публичных слушаний (второму ученому-инженеру после П.Н. Каменева); гидродинамики парогенерирующих поверхностей нагрева в котлах среднего и высокого давления – Николай Иванович Жирнов (1911 – 1978) [3], вакуумной деаэрации – Борис Михайлович Хлыбов (1912 - 1998) [3]. Израиль Абрамович Шепелев (1910 – 1979) изучил и оптимизировал теорию воздухораспределения в вентилируемых и кондиционируемых помещениях с корректировкой точки начала основного участка струи Г.Н. Абрамовича, теорию конвективных потоков, аналитический расчет течений у всасывающих отверстий, расчет аэрации. Алексей Владимирович Нестеренко (1904 – 1971) детально изучил и разъяснил в своих учебных книгах и статьях системы кондиционирования воздуха. Он со своими учениками (О.Г. Пурцеладзе, А.В. Петров и др.) экспериментально исследовал взаимодействие воды и воздуха в пограничном слое и оросительной камере в диапазоне диапазонных параметров, характерных для систем кондиционирования воздуха (СКВ), описал построение характерных круглогодичных процессов в этих системах на I-d диаграмме, дал основы расчёта для оросительных камер (совместно с Л.М. Зусмановичем), привёл необходимые данные по холодоснабжению СКВ, в том числе бесфреоновых СКВ с воздушными холодильными машинами (совместно с В.И. Прохоровым). Всё это и на сегодня остаётся и востребованным, и перспективным. Его учебные пособия по мнению профессора Ю.Я. Кувшинова, высказанное в его бытность заведующим кафедрой О и В, являются одним из лучших изданий.

Михаил Федорович Бромлей (1903 – 1972) описал проектирование почти всех заводов тяжелой и металлургической промышленности (большинство засекречены и сейчас).

Главным полем для его исследовательской, проектной и изобретательской деятельности были действующие предприятия. Однажды на чугунолитейном заводе им. Войкова в Москве он сказал студентам, с которыми он туда выехал: “Идите в то место, где более всего пыльно и вы найдёте правильное решение”. Это было возле выбивных решёток после отливки чугунных секций радиаторов. С тех пор усовершенствовалась и технология отливки секций радиаторов, и сами радиаторы, но методика познания будущими специалистами должна остаться как наиболее достоверная, разумеется, при обогащении её в необходимой мере математическим моделированием.

Хлудов Алексей Иванович (1887 – 1958) участвовал в теплофикации Москвы, а также издал «Атлас по теплоснабжению». Николай Николаевич Разумов (1913 – 1984) разработал методику анализа работы системы противодымной защиты гражданских зданий в условиях пожара, что не потеряло актуальности и сегодня; Гамбург Петр Юдович – подготовил и опубликовал книги с подробными таблицами для гидравлического расчета систем водяного и парового отопления [6 и 7].

Особое место в ТГиВ занимает Вячеслав Николаевич Богословский (1923 – 2001) и его теория о тепловом режиме здания (Рис.4) [8]. В 1956 по 1957 г.г. он – участник Второй Комплексной Антарктической экспедиции АН СССР. Им разработана физико-математическая модель термодинамического состояния ледника и дан прогноз динамики Антарктического ледникового щита. Почти все крупные ученые из МИСИ в военные годы пошли на военную службу [7]. В том числе В.Н. Богословский и И.А. Шепелёв. Вячеслав Николаевич оставил после себя ряд крупных ученых, которые и по сей день занимаются исследованиями в области изучения тепловой и воздушной обстановки, а также модернизацией расчета и систем комплекса Теплогазоснабжения и вентиляции. В 1956 году В.Н. Богословский и А.А. Ионин вместе открыли новые курсы в МИСИ – "Кондиционирование воздуха и строительная теплофизика". Его книга "Строительная теплофизика" стала также настольной книгой каждого инженера-проектировщика.



Рис.4 Вячеслав Николаевич Богословский

Александр Григорьевич Егиазаров (1922 – 1995) развил целое научное направление по обеспечению микроклимата в сельскохозяйственных зданиях и сооружениях. Он принял участие в проектировании зданий МВТУ им. Баумана, МАИ, Института иностранных языков им. Мориса Тореза и других объектов [7].

Александр Николаевич Сканави (1915 – 2001) создал и составил курс «Отопление» для специалистов ТГиВ. Обладая громадным интеллектом, он написал книгу по специальности ТГиВ – "Отопление", которая так же, как и "Вентиляция" П.Н. Каменева, стала книгой - спутницей проектировщика. А.Н. Сканави оставил большой след в проектировании и строительстве уникальных зданий Москвы: здание МГУ, крупное здание в Зарядье, гостиницы Россия, Минск, Националь, Белград; здания институтов Гидропроект, хирургии им. Вишневского, МЭИ, МИСИ, городского аэровокзала [7].

Николай Николаевич Ларики (1918 – 2001) создал выдающуюся книгу как для инженера-проектировщика, так и для студента по вопросам термодинамики, которая обязана быть на личной полке.

Александр Александрович Ионин (1924 – 2006) – известный ученый и специалист в области газо- и теплоснабжения. Является общепризнанным основоположником школ научных работников по исследованию, созданию и оптимизации надежных газо- и теплотранспортных сетей, а также газоснабжения городов и промышленности. Александр Александрович был в первых рядах научных работников, которые решали проблему эффективного сжигания природного газа в различных видах котельного оборудования. Его учебники (Теплоснабжение и Газоснабжение) являются блестящим олицетворением научного подхода к проектированию систем теплоснабжения и газоснабжения различных городов.

Олег Янович Кокорин был учеником П.Н. Каменева, известным специалистом в области кондиционирования воздуха, особенно в части испарительного охлаждения. Впоследствии О.Я. Кокорин вместе с Я.Г. Кронфельдом в 1983 г. [3] занимался разработкой и монтажом в здании Госстроя СССР (Ныне - здание Совет Федерации) первых в стране установок утилизации тепла вытяжного воздуха с промежуточным теплоносителем.

Борис Андреевич Пермяков (1935 – 2002) – выполнил комплекс теоретических и экспериментальных исследований и внедрил новые конвективные и радиационные поверхности нагрева в котлах различной производительности, эффективные методы подготовки к сжиганию угольной пыли при ее высокотемпературном подогреве, применены различные неметаллические элементы в котельной технике [7].

Леонтий Давидович Богуславский (1911 – 2006) – первый, кто довольно просто систематизировал всю экономику ТГВ в одной книге и создал теорию выбора варианта решения по приведённым затратам, не утратившей актуальности и сегодня.

Иван Григорьевич Староверов – выдающийся, лучший инженер практик и методист, объединивший все полученные знания предшественников в “Справочнике проектировщика”

для инженеров по проектированию систем ОВКВ и ВиК, в ряде случаев применяемых и сегодня.

Павел Александрович Хаванов (1949 – 2022) – отечественный исследователь в области тепловой энергетики и строительства. Последние его научные исследования были посвящены повышению энергоэффективности теплопотребляющих инженерных систем в зданиях гражданского и промышленного назначения. Павел Александрович оставил огромный след при подготовке специалистов в области Теплогазоснабжения и вентиляции. Его курс «Теплогенерирующие установки», который базировался на разработках Деягина Г.Н., Лебедева В.И., Пермякова Б.А. был одним из базовых дисциплин в специальности. Благодаря ему студенты могли ознакомиться с основами: подбора элементов газотурбинных установок; проектирования по нормативному методу и расчета оборудования для котельных малой и средней мощности.

Родной обителью основателей ТГиВ было здание на Спартаковской улице (метро Бауманская), которое ранее принадлежала графу Мусину-Пушкину, родственнику величайшего поэта А.С. Пушкина. (Рис. 5) [10]

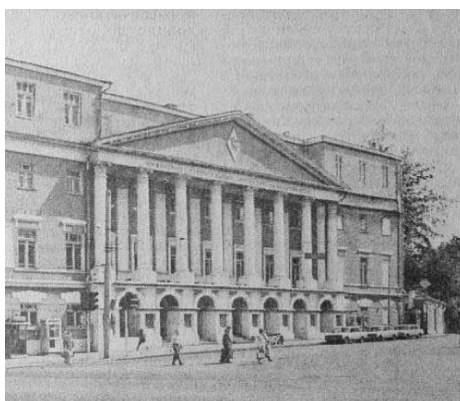


Рис. 5 Здание МИСИ на Спартаковской улице

В дальнейшем произошло объединение данного корпуса с Московским институтом городского строительства и прибавилось новое здание на Шлюзовой набережной. В последствии МИСИ переехало на Ярославское шоссе (Рис. 6,7) [11] и в своём развитии получило статус научно-исследовательского университета (НИУ МГСУ).



Рис.6 Строительство первых корпусов МИСИ на Ярославском шоссе



Рис.7 НИУ МГСУ на Ярославском шоссе в настоящее время

Список литературы

1. К.С. Еленев - Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет: на пути из прошлого в будущее (к 90 – летию основания) / М.: МГСУ, 2011, 144 с.;
2. Интернет-ресурс. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Чаплин,_Владимир_Михайлович;
3. Ю.Я. Кувшинов, Е.М. Белова, В.А. Жила, Е.В. Казнин, П.А. Хаванов, Б.А. Крупнов, Е.Г. Малявина, Л.М. Махов, А.Г. Рымаров, О.Д. Самарин, К.И. Лушин, Е.В. Троицкая, А.С. Кулешов, Ю.Г. Маркевич - Московский государственный строительный университет. Факультет «Теплогасоснабжение и вентиляции». Исторический очерк к 75 – летию факультета – М.: 2003 – 168 с.;
4. В.И. Прохоров. Границы рассмотрения в задачах теплозащиты и теплообеспечения зданий. Интернет – вестник ВолгГАСУ. Сер. Политематическая. 2014. Вып. 2 (33). С.17;
5. Интернет-ресурс. URL: https://www.admagazine.ru/arch/95429_post-pochitaniya-konstantina-melnikova.php;
6. Интернет-ресурс. URL: http://library.kpi.kharkov.ua/vustavki/PREPODAVATELY/PR_K.html;

7. Ю.Я. Кувшинов, Е.М. Белова, В.А. Жила, Е.В. Казнин, П.А. Хаванов, Е.Г. Малявина, К.И. Лушин, Е.В. Троицкая, А.О. Мирам, С.В. Бирюков Московский государственный строительный университет. Факультет «Теплогазоснабжение и вентиляции». Исторический очерк к 80 – летию факультета – М.: 2008 – 240 с.;
8. Котельные установки. Атлас. Посмертное издание. Издание теплотехнического института имени профессоров В.И. Гриневецкого и К.В. Кирша под редакцией учеников К.В. Кирша, М. 1923 г.
9. Интернет-ресурс. URL: <http://www.raasn.ru/akademik.php?id=bogoslovskii&otdel=3>;
10. Интернет-ресурс. URL: <http://mosjour.ru/rubriki/>;
11. Интернет-ресурс. URL: <http://mgsu.ru>;

УЧЁТ НАДЕЖНОСТИ ПРИ ГИДРАВЛИЧЕСКОМ РАСЧЕТЕ ГАЗОПРОВОДОВ СРЕДНЕГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Сапронова М.Ю.¹, Жила В.А.²

¹Национальный исследовательский университет «Московский государственный строительный университет», Москва, Россия.

Аннотация. Системы газораспределения должны обеспечивать подачу газа потребителям в определенном диапазоне. При снижении давления возможны погасания пламени. Все эти случаи связаны с нарушением режимов работы системы газораспределения и при этом снижаются условия безопасности работы газовых приборов. Гарантирование безопасности при использовании газа является основным приоритетом, на который обращает внимание правительство при осуществлении газоснабжения зданий. Безопасность газораспределительных систем в большей своей степени зависит от надежности их элементов. Под надежностью понимается способность бесперебойного обеспечения газом потребителей. При отказе элемента газораспределительной системы происходит внезапное повреждение (авария), и требуется незамедлительное отключение этого элемента. В работе рассмотрены методы проектирования кольцевого газопровода среднего и высокого давления с учетом требований надежности.

ВВЕДЕНИЕ

Главной задачей распределительной системы газоснабжения является ежечасовая подача газа потребителям. Кроме того, необходимо исключить возможность возникновения утечки газа из подземных газопроводов, которые могут при определенных условиях способствовать образованию газозелудшной смеси [1,2].

Под надежностью распределительной системы газоснабжения понимают способность транспортировать потребителям необходимое количество газа [3].

Основным критерием надежности систем газораспределения является вероятность их безопасной работы в течении заданного времени $P(t)$.

Другой отличительной особенностью газораспределительных систем является их социальный характер, так как они обслуживают людей и обеспечивают их нормальную жизнедеятельность. Социальный характер заключается в том, что при аварийных отказах и прекращении подачи газа потребителям имеет место не только экономический, но и моральный ущерб. При прекращении подачи газа на отопление зданий происходит снижение температуры воздуха в помещениях, что приводит к нарушению жизнедеятельности людей, увеличивается число заболеваний [4].

Возможно обосновать уровень надежности путем сравнения ущерба от отказов газораспределительных систем с дополнительными затратами, связанными с повышением надежности [5].

Для сокращения ущерба при отключении потребителей от газовых сетей аварийных случаях необходимо запроектировать систему газораспределения таким образом, чтобы недоподача газа была незначительная [5,6].

При проектировании систем газораспределения применяют следующие методы:

-переход от тупиковой к кольцевой сети;

-секционирование;

-дублирование,

-использование схем, исключающих отключение потребителей от систем газораспределения.

МЕТОДЫ

Под отказом элемента газораспределительной системы понимают внезапное повреждение, когда необходимо отключение элемента.

Отказы характеризуются величиной параметра потока отказов ($\omega = \text{const}$). Его определяют на основе статических данных повреждений. Если за время наблюдения Δt каждый элемент из N наблюдаемых отказал m_i раз, тогда

$$\omega = \sum_{i=1}^N m_i / (N \cdot \Delta t),$$

(1)

где ω – параметр потока отказов; m_i – количество отключений элемента газораспределительной системы; N – количество всех наблюдений; Δt – время наблюдения.

Величину, обратную параметру потока отказов $T = 1/\omega$, измеряемую в годах, называют наработкой на отказ. Величина T – это среднее время работы элемента между отказами.

Параметр потока отказов газопровода относят к 1 км длины.

$$\omega = \omega_{\Gamma} \cdot l,$$

(2)

где ω_{Γ} – параметр потока отказов, отнесенный к 1 км, $\frac{1}{\text{год.км}}$; l – длина рассматриваемого участка.

Отказы возникают при случайном совпадении повышенных нагрузок на ослабленных элементах, поэтому отказ является случайным и редким событием.

Вероятность отказов за время t в потоке событий $P_m(t)$ распределяется по закону Пуассона:

$$P_m(t) = \frac{(\omega t)^m}{m!} \cdot e^{-\omega t}; \quad m=0,1,2,\dots \quad (3)$$

где P_m – поток событий; m – количество отказов; t – рассматриваемое время.

Вероятность того, что в интервале времени t не будет ни одного отказа, равна:

$$P_0(t) = e^{-\omega t} = P(t).$$

(4)

Эта вероятность есть функция надежности элементов систем газораспределения.

Основными видами повреждений распределительных газопроводов являются механические, коррозионные и разрывы сварных швов [7,8].

С учетом вероятности выхода из строя элементов системы газораспределения и недоотпуска газа потребителям на время проведения ремонтных работ определен комплексный показатель надежности:

$$R_{\text{сист}} = 1 - \sum \frac{\Delta Q_i \cdot \omega_i}{Q_0 \cdot \sum \omega_i} \cdot (1 - e^{-\sum \omega_i t}),$$

(5)

где ΔQ_i – недоотпуск газа потребителям на время проведения ремонтных работ, $\text{м}^3/\text{ч}$;

Q_0 – расчетный расход газа, $\text{м}^3/\text{ч}$; ω_i – параметр потока отказов.

Рассмотрим вопрос о методах проектирования кольцевого газопровода среднего или высокого давления с точки зрения надежности работы. В качестве расчетной схемы примем кольцо (см. рис. 1), которое имеет пять узловых нагрузок.

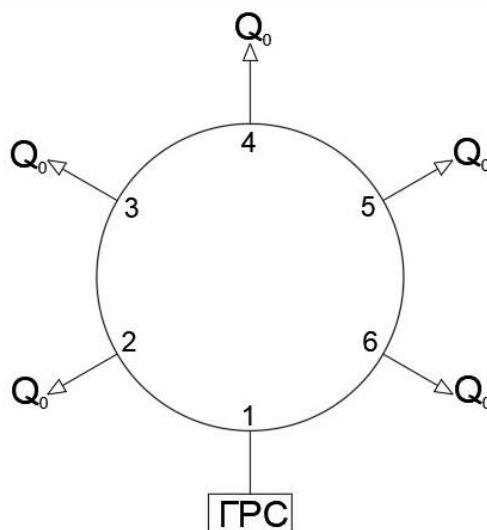


Рис. 1. Расчетная схема кольца высокого давления постоянного диаметра.

Диаметр кольца рассчитываем на $\frac{P_H^2 - P_K^2}{1} = \text{const}$.

Исходная формула для расчета гидравлических потерь:

$$P_H^2 - P_K^2 = k \cdot \frac{1}{d^{5,25}} \cdot Q^2 = a \cdot Q^2,$$

(6)

где k — коэффициент, зависящий от свойств газа; a — гидравлическое сопротивление газопровода; P_H, P_K — начальное и конечное давление в сети соответственно; d — диаметр кольца газораспределительной сети.

Диаметр кольца d_0 , длина каждого участка l_0 . Так как размеры и геометрические формы кольца, направление потоков и нагрузки симметричны, то гидравлическая увязка не требуется.

Потери давления в кольце при расчетной нагрузке

$$P_1^2 - P_2^2 = a_0 (2,5Q_0)^2;$$

$$P_2^2 - P_3^2 = a_0 (1,5Q_0)^2;$$

$$P_3^2 - P_4^2 = a_0 (0,5Q_0)^2;$$

$$P_1^2 - P_4^2 = P_H^2 - P_K^2 = 8,75a_0Q_0^2.$$

Определим пропускную способность кольца при выключении наиболее невыгодного участка 1-2.

Обозначим узловой расход при аварийном режиме в долях от Q_0 :

$$Q = xQ_0.$$

(7)

Общая потеря давления:

$$P_3^2 - P_2^2 = a_0 (xQ_0)^2 = x^2 a_0 Q_0^2;$$

$$P_4^2 - P_3^2 = a_0 (2,0xQ_0)^2 = 4x^2 a_0 Q_0^2;$$

$$P_5^2 - P_4^2 = a_0 (3,0xQ_0)^2 = 9x^2 a_0 Q_0^2;$$

$$P_6^2 - P_5^2 = a_0 (4,0xQ_0)^2 = 16x^2 a_0 Q_0^2;$$

$$P_1^2 - P_6^2 = a_0 (5,0xQ_0)^2 = 25x^2 a_0 Q_0^2;$$

$$P_1^2 - P_2^2 = (P_H^2 - P_K^2)_{\text{общ}} = 55x^2 a_0 Q_0^2.$$

Если начальное и конечное давление для расчетного и аварийного режимов одинаковые, тогда потребители при аварийном режиме работы сети смогут получить следующее количество газа:

$$P_H^2 - P_K^2 = (P_H^2 - P_K^2)_{\text{общ}} \quad \text{или} \quad 8,75 a_0 Q_0^2 = 55x^2 a_0 Q_0^2. \quad (8)$$

Отсюда $x = \frac{8,75}{55} = 0,39$, то есть составляет 39% расчетной величины.

Такую пропускную способность кольца при аварийном режиме работы следует признать недостаточной. Следовательно, кольцо высокого давления при принятых условиях расчета не обеспечивает надежность работы системы. Для обеспечения допустимого снижения пропускной способности кольца нужно иметь резерв давления.

Определим необходимый резерв давления для кольца среднего и высокого давлений при условии обеспечения пропускной способности кольца при аварийном режиме, равной 0,8 расчетного значения. Необходимый резерв давления определяется условием:

$$\frac{(P_H^2 - P_K^2)_{\text{общ}}}{(P_H^2 - P_K^2)_k} = \frac{55 \cdot 0,8^2 a_0 Q_0^2}{8,75 a_0 Q_0^2} \text{ или } (P_H^2 - P_K^2)_{\text{общ}} = 4,023 \cdot (P_H^2 - P_K^2).$$

Определим необходимый резерв давлений для кольца среднего давления:

$$P_H = 0,4 \text{ МПа}, P_K = 0,2 \text{ МПа},$$

$$(P_H^2 - P_K^2)_{\text{общ}} = 0,4^2 - 0,2^2 = 0,12 \text{ МПа},$$

$$(P_H^2 - P_K^2)_k = \frac{(P_H^2 - P_K^2)_{\text{общ}}}{4,023} = \frac{0,12}{4,023} = 0,029.$$

Величина расчетного перепада давления должна быть следующей:

$$P_K = \sqrt{0,4^2 - 0,029} = 0,36 \text{ МПа},$$

$$\Delta p_p = 0,4 - 0,36 = 0,04 \text{ МПа или } \frac{0,04}{0,3} \cdot 100\% = 13,3\% \text{ от избыточного давления в начале сети.}$$

Принятый резерв давления позволяет увеличить перепад при аварийном режиме на $0,36 - 0,2 = 0,16 \text{ МПа}$.

Находим резерв давлений для кольца высокого давления:

$$P_H = 0,7 \text{ МПа}; P_K = 0,4 \text{ МПа},$$

$$(P_H^2 - P_K^2)_{\text{общ}} = 0,7^2 - 0,4^2 = 0,33 \text{ МПа},$$

$$(P_H^2 - P_K^2)_k = \frac{0,33}{4,023} = 0,08.$$

Значение расчетного перепада давления:

$$P_K = \sqrt{0,7^2 - 0,08} = 0,64 \text{ МПа},$$

$$\Delta p_p = 0,06 \text{ МПа или } \frac{0,06}{0,6} \cdot 100\% = 10\%.$$

Рассмотрим работу кольца, имеющего ту же геометрическую форму и размеры, те же нагрузки и расчетные перепады давления, но рассчитанного по $\frac{P_H^2 - P_K^2}{l} = \text{const}$. Длина участков одинакова, то для всех участков будет соблюдаться соотношение:

$$P_1^2 - P_2^2 = P_2^2 - P_3^2 = P_3^2 - P_4^2 = P_4^2 - P_5^2 = P_5^2 - P_6^2 = P_6^2 - P_7^2 = P_7^2 - P_8^2.$$

Определим сопротивления участков:

$$P_3^2 - P_4^2 = a_{3-4} (0,5Q_0)^2,$$

$$P_2^2 - P_3^2 = a_{2-3} (1,5Q_0)^2,$$

$$P_1^2 - P_2^2 = a_{1-2} (2,5Q_0)^2, \text{ следовательно:}$$

$$a_{1-2} (2,5Q_0)^2 = a_{2-3} (1,5Q_0)^2, a_{2-3} = \frac{6,25}{2,25} a_{1-2} = 2,78 a_{1-2},$$

$$a_{1-2} (2,5Q_0)^2 = a_{3-4} (0,5Q_0)^2, a_{3-4} = \frac{6,25}{0,25} a_{1-2} = 25 a_{1-2}.$$

Учитывая полученные соотношения сопротивлений участков, рассчитаем аварийный режим:

$$P_2^2 - P_1^2 = a_{1-2};$$

$$P_3^2 - P_2^2 = a_{2-3} (xQ_0)^2 = xQ_0^2 \cdot 2,78 a_{1-2} = 2,78 a_{1-2} Q_0^2;$$

$$P_4^2 - P_3^2 = a_{3-4} (2,0xQ_0)^2 = 4xQ_0^2 \cdot 25 a_{1-2} = 100 a_{1-2} Q_0^2;$$

$$P_5^2 - P_4^2 = a_{4-5} (3,0xQ_0)^2 = 9xQ_0^2 \cdot 25 a_{1-2} = 225 a_{1-2} Q_0^2;$$

$$P_6^2 - P_5^2 = a_{5-6} (4,0xQ_0)^2 = 16xQ_0^2 \cdot 2,78 a_{1-2} = 44,48 a_{1-2} Q_0^2;$$

$$P_1^2 - P_6^2 = a_{1-6} (5,0xQ_0)^2 = 25xQ_0^2;$$

$$P_1^2 - P_2^2 = (P_H^2 - P_K^2)_{\text{общ}} = 397,26 x^2 a_{1-2} Q_0^2.$$

Для сравнения различных вариантов, надо сравнить расход металла при одинаковых диаметрах, выбранных по $\frac{P_H^2 - P_K^2}{l} = const$. Сравнение надо сводить при одинаковой пропускной способности и равных суммарных перепадах давления.

$$\text{Отсюда } 55x^2 a_0 Q_0^2 = 397,26 x^2 a_{1-2} Q_0^2, a_{1-2} = 0,13 a_0.$$

Определим диаметры:

$$a_{2-3} = 2,78 a_{1-2}, a_{2-3} = 2,78 \cdot 0,13 = 0,36 a_0,$$

$$a_{3-4} = 25 a_{1-2}, a_{3-4} = 25 \cdot 0,13 = 3,25 a_0.$$

Отсюда:

$$d_{1-2} = \frac{1}{d_{1-2}^{5,25}}; a_0 = k \cdot \frac{1}{d_0^{5,25}}; \frac{d_{1-2}}{d_0} = \left(\frac{a_0}{a_{1-2}} \right)^{0,19}; d_{1-2} = \frac{d_0}{0,13 a_0}.$$

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Определим расход металла на кольцо. Расход металла на газопровод определим по уравнению:

$$M = \pi \cdot d \cdot \delta \cdot l \cdot \rho_M = c \cdot l \cdot d, \tag{9}$$

где δ – толщина стенки газопровода, она не зависима от диаметра, так как принята с запасом; ρ_M – плотность металла; l – длина участков.

$$c = \pi \cdot \delta \cdot \rho_M = \text{const},$$

так как все участки кольца имеют одинаковую длину, расход металла на участок определяется выражением:

$$M = c_1 \cdot d_0.$$

Расход металла на кольцо:

$$M = c_1 \cdot 2 \cdot (1,21 + 0,8 + 1,47) \cdot d_0 = 3,48 \cdot c_1 \cdot d_0.$$

Нерасход металла по отношению к кольцу с постоянным диаметром составит:

$$\frac{3,48 - 6}{6} = \frac{2,52}{6} = 0,42 \text{ или } 42\%$$

ВЫВОДЫ

Подводя итог, из рассмотренных вариантов можно сделать вывод целесообразности использования варианта кольца постоянного диаметра по сравнению с возможностью использования переменных значений диаметров.

Список литературы

1. Ионин А.А. Газоснабжение // Стройиздат. 1989.
2. Жила В.А. Газоснабжение // Издательство Ассоциации строительных вузов (АСВ). 2014.
3. Национальный стандарт РФ ГОСТ Р 59961-2012 Системы газораспределительные. Сети газопотребления. Общие требования к эксплуатации.
4. Solovyeva E.V. Evaluation of the safety of gas distribution systems, taking into account potential gas leakage from gas pipelines of high and medium pressure. International Journal of Mechanical Engineering & Technology (LMET) // Scopus Indexed. Volume: 9, Issue: 2, Pages: 761-764, 2018.
5. Постановление правительства РФ от 14 V 2013 № 410. О мерах обеспечению безопасности при использовании и содержании по внутридомового и внутриквартирного газового оборудования.
6. Zhila V.A., Solovyeva E.V. The main directions of increasing the reliability of gas distribution systems in high-rise districts // MATEC Web of Conferences. 2018.
7. Приказ Ростехнадзора от 15.11.2013 № 542. «Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности» Правила безопасности сетей газораспределения и газопотребления.
8. СП 62.13330.2011 Газораспределительные системы.

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Уляшева В.М. ¹, Пономарев Н.С. ², Мартьянова А.Ю. ³

¹Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, Санкт-Петербург, Россия.

Аннотация. Технологические процессы предприятий строительной индустрии по переработке сырья и производству строительных материалов неизбежно сопровождаются образованием пыли различного дисперсного состава. Для обеспечения нормируемых параметров микроклимата в цехах предусматриваются аспирационные системы с технологическими отсосами, для очистки выбросов используются преимущественно сухие пылеуловители (циклоны), размещаемые на территории промышленных площадок. В работе исследуется функционирование аспирационных систем цеха нерудных материалов, размещенного в Северной климатической зоне. При удалении пыли повышенной влажности в холодный период года в пылевоздушном потоке аспирационных систем происходит образование твердых отложений на внутренней поверхности циклонов, что приводит к снижению его эффективности, а в некоторых случаях и к выходу из строя. На промышленной площадке размещается цех по производству известняковой муки, для получения которой исходное сырье обжигают в печах. Для повышения эффективности очистки вентиляционных выбросов из цеха нерудных материалов предложено смешивать горячие технологические газы из цеха известняковой муки и холодные пылевоздушные потоки. Рациональное соотношение газового и пылевоздушного потоков получено по результатам численного моделирования.

ВВЕДЕНИЕ

Технологические процессы производства строительных материалов, в частности, по переработке нерудных материалов и производству негашеной извести включают такие операции как перегрузку, дробление, сортировку, транспортирование, обжиг сырья, а также транспортирование готовой продукции. Фракционный состав сырья и материалов в процессе переработки варьируется от крупнокускового до порошкообразного. Технологический процесс завода нерудных материалов связан с дроблением породы в нескольких установках, которые объединены общей конвейерной линией. Для удаления пыли, неизбежно образующейся при дроблении материалов, предусмотрена аспирационная система с сухими циклонами, установленными вне цеха. Предприятия по производству строительных материалов располагаются в промышленных зонах, которые в большинстве случаев

характеризуются дефицитом тепловой энергии [1]. В результате в производственных помещениях в холодный период года имеет место низкая температура воздуха особенно в Северной климатической зоне. В цех нерудных материалов поступает из карьера мерзлая порода. Поскольку исходный материал на входе в технологическую линию имеет температуру, близкую к температуре наружного воздуха, то за период производственного цикла в холодный период года материал и пыль данного материала не достигают даже минимальной величины температуры внутреннего воздуха. Результаты анализа [1] показывают, что температура запыленного потока на входе в систему аспирации составляет не выше 2°C, на входе в циклон температура потока существенно ниже 0°C. Учитывая высокую влажность удаляемой пыли, при отрицательных температурах происходит выпадение конденсата и образование твердых отложений на внутренней поверхности циклонов, что приводит не только к снижению эффективности пылеуловителя, но в некоторых случаях к выходу из строя оборудования.

Как правило, поблизости от цеха нерудных материалов размещается цех получения негашеной извести, в производстве которой, используются термические процессы, в результате которых в атмосферу выбрасываются горячие отработанные газы с температурой. Использование теплоты дымовых газов для повышения эффективности очистки холодных вентиляционных выбросов может способствовать снижению теплового воздействия на атмосферу.

В холодный период года в цех по трубопроводу поступают горячие очищенные газы из цеха известковой муки с температурой 120-150°, часть очищенных газов (15-20 % от объема удаляемого воздуха) по трубопроводу поступают для смешивания с удаляемым запыленным воздухом из аспирационной системы, имеющий температуру около 2-5° для поддержания температуры газо-пылевоздушной смеси 20-22°. В тёплый период система работает без утилизации теплоты.

В работе [1] представлены результаты численного моделирования процесса смешивания холодного пылевоздушного потока из аспирационной системы и высокотемпературного газопылевого потока, при этом граничные условия приняты на основе экспериментальных данных.

Исследованию процессов удаления пыли из производственных помещений и из технологических установок посвящено большое количество теоретических и экспериментальных работ, подробный анализ которых выполнен в работе [2]. Для расчетов устройств локализации пыли ранее использовались методы суперпозиции потоков, конформных отображений [3], магнитной аналогии, электрогидродинамической аналогии

[4], на основе решения уравнения Лапласа [5] и некоторые другие. В настоящее время используются методы на основе численного решения уравнений Навье - Стокса и неразрывности [6], дискретных вихрей [7, 8]. Что касается исследований пылеуловителей, то, в основном, рассмотрены вопросы аэродинамики, например, как в работе [9].

МЕТОДЫ

В данной работе на основе исследований процесса смешивания пылевоздушного потока и потока очищенных дымовых газов, представленных в работе [1], выполнено численное исследование процесса тепломассообмена в циклоне для решения практической задачи повышения эффективности и надежности очистки вентиляционных выбросов.

Численное моделирование процессов тепломассообмена в циклоне выполнено с использованием программных комплексов SolidWorks и Star-CCM+. Основные этапы построения геометрической модели циклона приведены на рис.1.

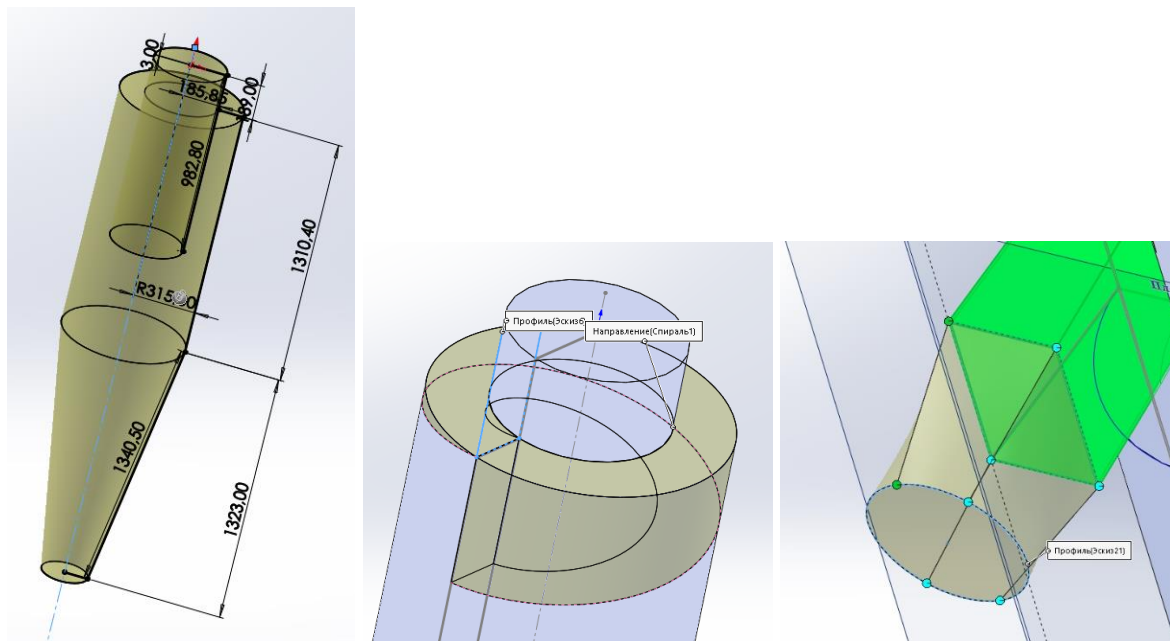


Рис. 1. Создание геометрической модели циклона

Построена трехмерная модель циклона совместно с воздуховодом и узлом смешивания (см. рис. 2). Использована неструктурированная расчетная сетка, преимущественно гексоэдральная с призматическим слоем вблизи стенок. Количество ячеек в расчетной сетке 1,07 млн.

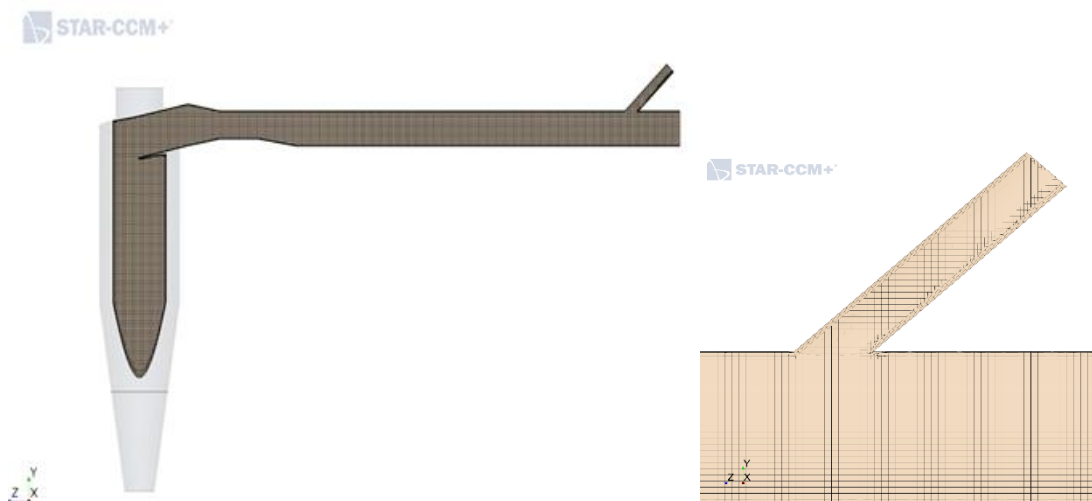


Рис. 2. Генерация расчетной сетки циклона и узла смешивания

В основу численного моделирования турбулентных потоков при наличии источников теплоты и примеси положено численное решение системы дифференциальных уравнений неразрывности, сохранения импульса Навье-Стокса, энергии и примесей:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_i + \bar{\rho}' u_i') &= S_m \\
 \rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) &= - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial \tau'_{ij}}{\partial x_j} + S_i \\
 \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{a})}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{a} \bar{u}_i)}{\partial x_j} &= - \frac{\partial (\bar{\rho} u_i' a')}{\partial x_j} + \bar{J}_a
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где t – время; ρ – плотность; μ – коэффициент динамической вязкости; \bar{u}_j – компоненты вектора осредненной скорости по осям координат; τ_{ij} – турбулентные напряжения (дополнительные напряжения Рейнольдса); u_i', u_j', T', C' – локальные пульсации скорости, температуры и примеси потока; \bar{a} – осредненные значения удельной плотности скалярной величины; S_m, S_i – интенсивность источников массы и импульса; \bar{J}_a – интенсивность источников примеси.

В качестве граничных условий заданы: температура пылевоздушного потока $+2^\circ\text{C}$, очищенных дымовых газов 120°C ; массовый расход воздуха $0,15\text{кг/с}$, пыли $1,01\text{кг/с}$. В расчете учтены условия прилипания потока на стенках, принята k - ϵ модель турбулентности. Учитывая наличие примеси в виде массовой доли пыли в пыле-газовоздушной смеси, использована модель многокомпонентного газа.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В результате численного расчета получены линии тока (см.рис.3), а также поля распределения температуры (см.рис.4 и 5), скорости движения пылевоздушного потока в воздуховоде, узле смешивания и циклоне (см.рис.6) и концентрации пыли (см.рис.7); поля распределения температур на стенках воздуховода и циклона (см.рис.8).

При рассмотрении результатов численного эксперимента можно отметить, что имеет место ухудшение равномерности распределения температуры в месте присоединения воздуховода к циклону в силу влияния изменения сечения и направления движения пылегазовоздушного потока. Аналогичная картина наблюдается и при анализе распределения скорости движения потока. Имеет место недостаточно равномерное разбавление пыли на входе в циклон. Однако, анализ поля температур на стенках воздуховода и циклона в целом подтверждает повышение эффективности очистки вентиляционных выбросов.

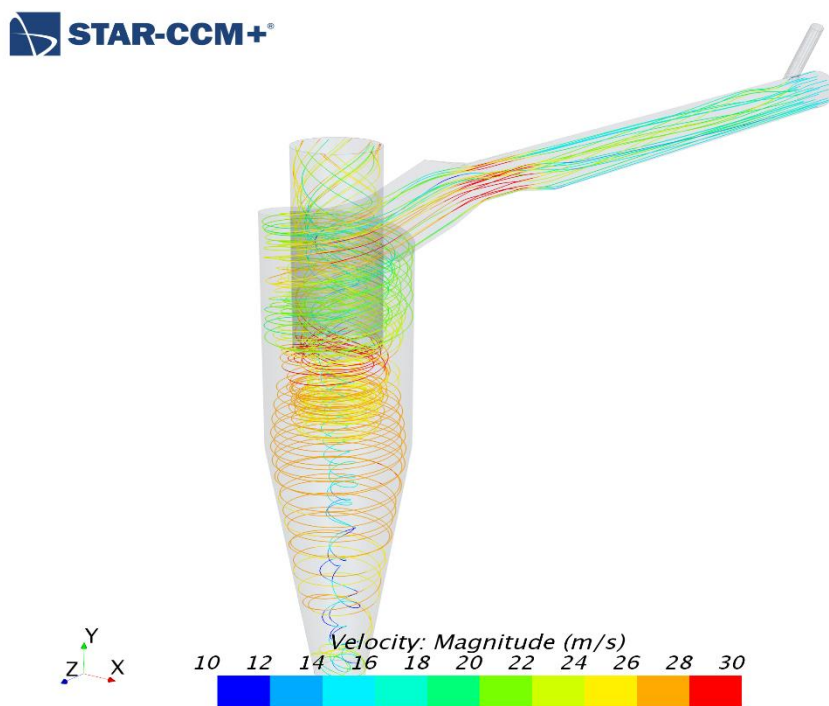


Рис. 3. Линии тока

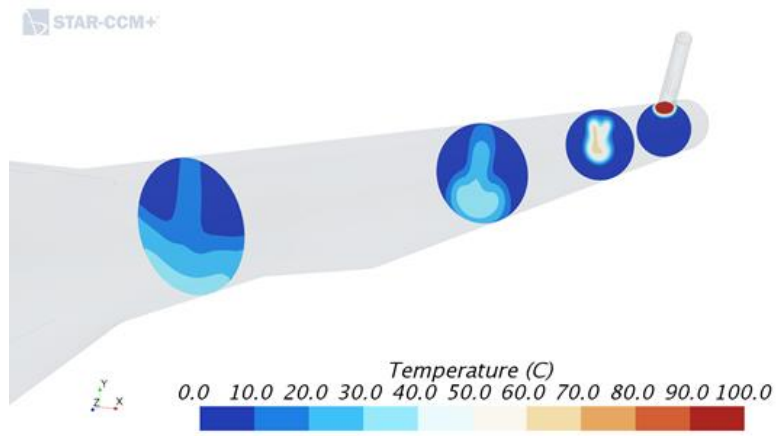


Рис.4. Распределение температуры в воздуховоде с узлом смешивания

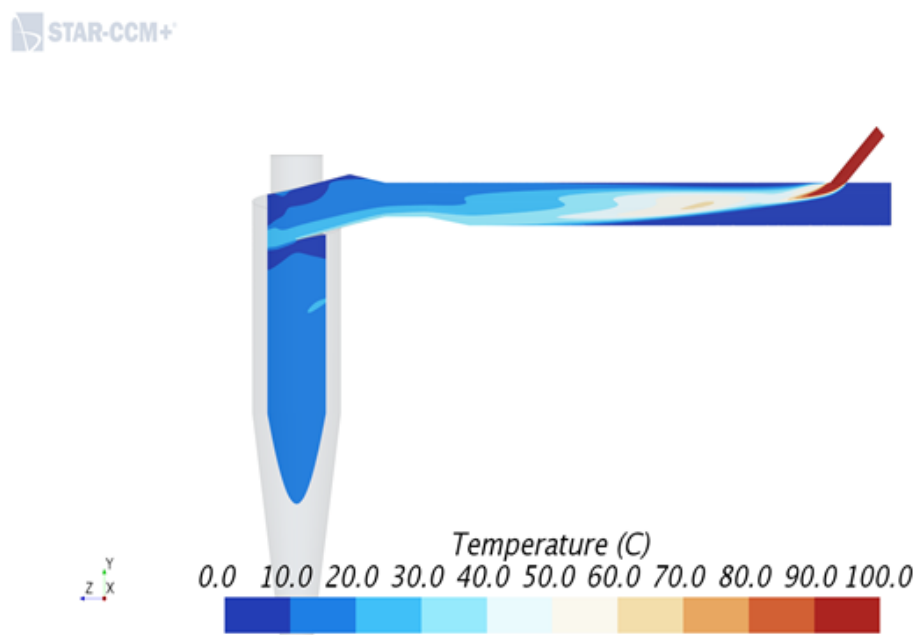
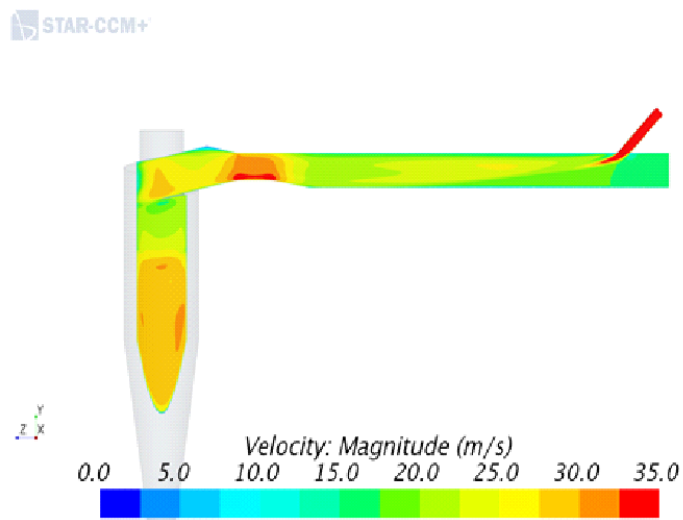
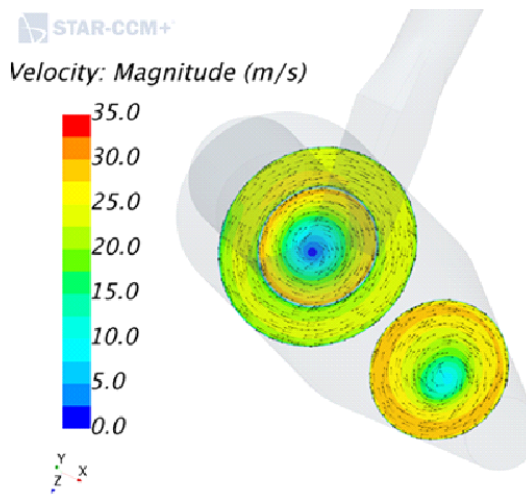


Рис.5. Распределение температуры в циклоне



а)



б)

Рис.6. Распределение скорости движения пылевоздушного потока (а - в продольном, б – в поперечном направлении)

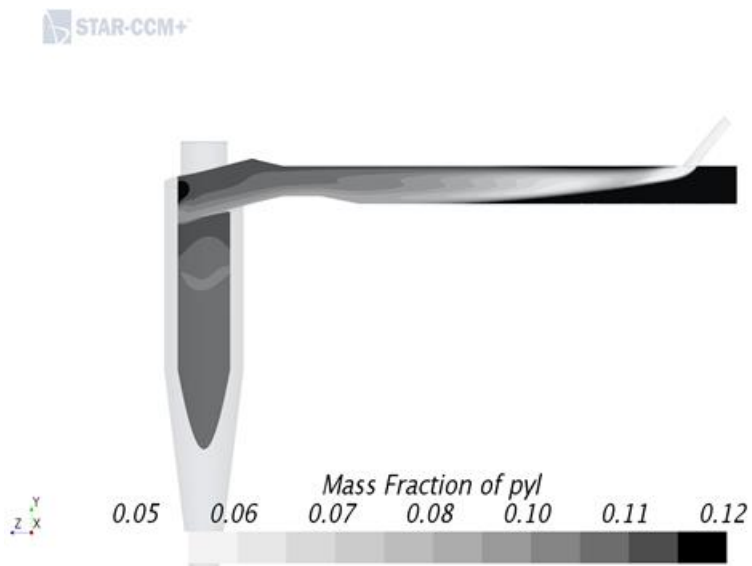


Рис.7. Распределение концентрации пыли

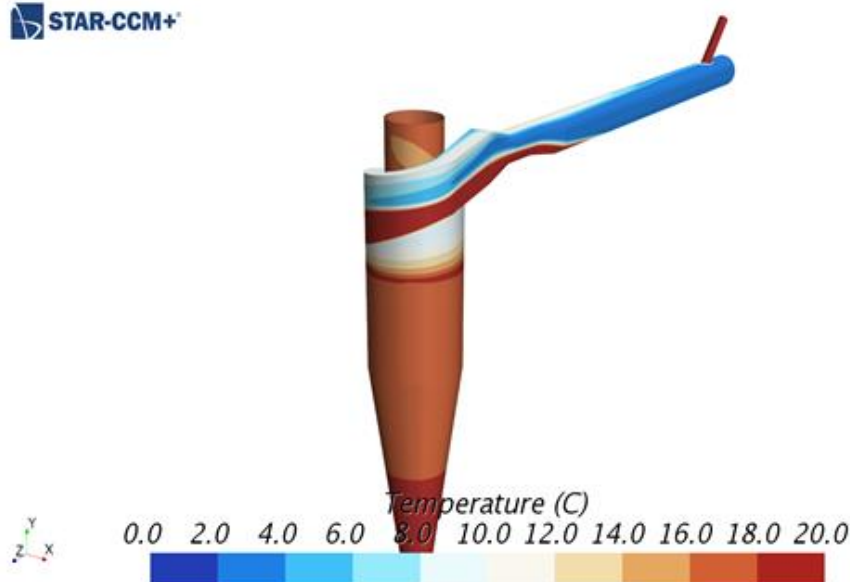


Рис.8. Распределение температуры на стенках

Линии тока показывают, что направление движения пылевоздушного потока после смешивания трансформируется в циклоне во вращательное под действием центробежных сил. В результате дополнительно происходит интенсивное перемешивание потока, что способствует выравниванию температур в циклоне. Распределение скорости движения воздуха показывает, что действие центробежных сил и торможение потока обуславливает осаждение пыли в конусной части циклона без оседания на стенках циклона. Об отсутствии условий создания условий для образования твердых отложений можно судить и по температуре на стенках циклона (выше $+6^{\circ}\text{C}$), которая превышает температуру точки росы потока.

Остановка технологической линии вследствие отказа работы циклона и последующей механической очистки внутренней поверхности составляет в зависимости от климатических условий 2-3 дня. При производительности циклона ЦН-11-630 $5500 \text{ м}^3/\text{час}$, среднестатистической запылённости $150 \text{ г}/\text{м}^3$ и работе только одного циклона 24 часа в сутки потери составят $20 \cdot 10^3 \text{ кг}$. Как правило, количество выходов из строя оборудования за холодный период года составляет от 5 до 10 раз, в зависимости от климатических характеристик, общее время простоя варьируется от 10 до 30 дней. Поскольку цех нерудных материалов является первым в технологической цепочке производства строительных материалов и изделий, то снижается надежность и эффективность всего производственного цикла. Как показывает экономический анализ, потери могут составить порядка 9 млн.руб.

ВЫВОДЫ

По результатам проведённого исследования можно сделать следующие выводы:

1. Учитывая, что использование дополнительного устройства для нагрева корпуса циклона и всего цеха нерудных материалов нецелесообразно, применение утилизации теплоты выхлопных газов из цеха по производству известняковой муки является наиболее рациональным решением.

2. Численное моделирование позволило определить оптимальную конфигурацию узла смешивания потоков и соотношение расходов пылевоздушного потока из цеха нерудных материалов и технологических выбросов производства известняковой муки для обеспечения необходимой температуры пылевоздушного потока в циклоне.

3. Результаты численного моделирования подтверждают повышение эффективности очистки вентиляционных выбросов с большим содержанием глинистой фракции при высокой влажности и отрицательной температуре наружного воздуха.

Список литературы

1. Уляшева В.М., Мартянова А.Ю., Толстик А.В. Численное исследование процесса тепломассообмена при смешивании потоков в аспирационной системе // Вестник гражданских инженеров. 2019. № 6 (71). С.257—261.
2. Логачев И. Н., Логачев К. И. Аэродинамические основы аспирации. – СПб: Химиздат, 2005. – 659 с.
3. Посохин В. Н., Катков М. В. Экспериментальное изучение вихревых зон в потоках вблизи всасывающих щелевых отверстий //Изв. вузов. Авиационная техника. 2001. №1. С. 61—63.
4. Логачев И. Н., Стеценко В. Г., Саплинов Л. К. Решение некоторых задач аэродинамики промышленной вентиляции методом электрогидродинамической аналогии (ЭГДА)//Вентиляция и очистка воздуха. М.:Недра, 1969. Вып. 5. С. 144—149.
5. Конышев И. И., Гуральник С. Д. Воздушный поток к круглому отверстию в плоской стенке // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 1972. №1. С. 125—128.
6. Шаптала В. Г., Окунева Г. Л. Численное моделирование воздухообмена производственных помещений на основе уравнений Навье-Стокса // Математическое моделирование в технологии строительных материалов: сб. науч. тр. – Белгород: Изд-во БТИСМ. 1992. С. 49—54.
7. Гольцов А.Б., Логачев К.И., Аверкова О.А. Моделирование пылевоздушных течений в аспирируемом укрытии // Новые огнеупоры. 2016. № 6. С.61-66.

8. Логачев К.И., Зиганшин А.М., Тирон О.В., Аверкова О.А., Попов Е.Н., Уваров В.А., Гольцов А.Б. Численное определение границ вихревых зон на входе в круглыеотсосы-раструбы над плоскостью// Строительство и техногенная безопасность, 2022. - №25. – С.251-259.
9. L. C. Kenny, A. Thorpe, and P. StaceyA collection of experimental data for aerosol monitoring cyclones AEROSOL SCIENCE AND TECHNOLOGY 2017, VOL. 51, NO. 10, 1190–1200

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ИНТЕНСИВНОМ ПОСТУПЛЕНИИ ТЕПЛОТЫ ОТ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ

Усиков С.М.¹, Прилуцкий В.²

¹Национальный исследовательский университет «Московский государственный строительный университет», Москва, Россия.

Аннотация

Вопрос поддержания теплового комфорта в помещении в требуемом диапазоне достаточно емкий. Взаимное влияние совокупной тепловой инерции помещений и использование современной автоматической регулирующей арматуры является важным фактором в обеспечении заданных параметров микроклимата. Однако, встречаются ситуации, когда упомянутые ранее взаимодействия противоречат комплексной работе всей системы. Таким образом, актуальным представляется изучение взаимного влияния совокупной тепловой инерции помещений и системы водяного отопления, а также возможности использования заблаговременного регулирования систем поддержания микроклимата.

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы солнечной радиации чаще всего связаны с летним периодом, когда необходимо поддерживать микроклимат помещения в требуемом или оптимальном диапазоне. Для данного периода самой частой и актуальной проблемой является правильный подбор холодильной системы, которая могла бы скомпенсировать данные теплоступления на самые жаркие часы. Если же говорить об отопительном сезоне, то сразу же возникает вопрос рентабельности данного мероприятия, так как все зависит от конкретных условий поставленной задачи. Тем не менее, ситуация с теплоступлениями от солнечной радиации и одновременным нагревом помещения - не редкость. Учесть влияние прерывистых теплоступлений на тепловой комфорт помещения в отопительный сезон достаточно сложно, так как задача изначально связана с нестационарным режимом гармонически изменяющейся температуры наружного воздуха. Также, большое значение в данном вопросе имеет факт наличия современных термостатических регуляторов, которые должны справляться с поставленной задачей. Однако, каждый термостатический клапан имеет индивидуальный гистерезис, который будет диктовать скорость открытия / закрытия потока теплоносителя через отопительный прибор. Одновременно с этим, не стоит забывать про тепловую инерцию помещения, которая в совокупности со всеми инженерными системами

будет реагировать на изменения внутренних тепловых воздействий. Большой вклад в решение вопросов, связанных с передачей тепла в нестационарных условиях, внес Фокин К.Ф. Также хотелось бы отметить труды Малявины Е.Г. [1-4] в части расчетов темпа остывания зданий и помещений после отключения системы отопления, а также необходимости учета инерционности конструкций при работе систем охлаждения.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

В данной работе обзревается вопрос поступления солнечной радиации в самый холодный месяц для южного региона Российской Федерации, а также того, как данные теплопоступления могут повлиять на тепловой комфорт помещения.

В работе [5] изложена концепция теплотехнического расчета ограждающих конструкций зданий. Отношение амплитуды колебания теплового потока A_Q , воздействующего на внутреннюю поверхность ограждающей конструкции, к амплитуде колебаний температуры на этой поверхности A_τ , называется коэффициентом теплоусвоения внутренней поверхности ограждающей конструкции, который определяется по формуле:

$$Y_{в.п} = \frac{A_Q}{A_\tau}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

(1)

где A_Q – амплитуда колебаний теплового потока, воздействующего на внутреннюю поверхность ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$;

A_τ – амплитуда колебаний температуры на поверхности ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

Одними из основных нормативных источников по расчету солнечной радиации за отопительный сезон являются [6, 7]. $Q_{\text{рад}}^{\text{оп}}$ – суммарные теплопоступления через окна, расположенные на фасадах, ориентированных по направлениям j , и фонари от солнечной радиации в течение отопительного периода, $\text{МДж}/\text{год}$, определяются по формуле:

$$Q_{\text{рад}}^{\text{оп}} = \sum_j [I_j^{\text{вер}} \cdot \sum_{l=1}^L g_{jl} \cdot \tau_{2jl} \cdot A_{jl}] + I^{\text{гор}} \cdot \sum_{y=1}^Y g_{\text{фон}} \cdot \tau_{2\text{фон}} \cdot A_{\text{фон}}, \text{ МДж}/\text{год},$$

(2)

где $I_j^{\text{вер}}$ – суммарная солнечная радиация за отопительный период для вертикальной поверхности, ориентированной по направлению j , $\text{МДж}/\text{год} \cdot \text{м}^2$;

$I^{\text{гор}}$ – суммарная солнечная радиация за отопительный период для горизонтальной поверхности, $\text{МДж}/\text{год} \cdot \text{м}^2$;

A_{jl} , $A_{фон}$ – площадь окон, ориентированных по направлению j , и зенитных фонарей, соответственно, m^2 ;

g_{jl} , $g_{фон}$ – коэффициенты общего пропускания солнечной энергии для окон, где l – индекс окон, ориентированных по направлению j , и зенитных фонарей, соответственно, определяемые как сумма коэффициента прямого пропускания солнечной энергии и коэффициента вторичной теплопередачи внутрь помещения, отн. ед., определяемые экспериментально или по приложениям сводов правил актуальных нормативных источников;

τ_{2jl} , $\tau_{2фон}$ – коэффициенты, учитывающие затенение светового проема окон и зенитных фонарей, соответственно, непрозрачными элементами заполнения, отн. ед., рассчитываются по формуле 10.3 [6].

Суммарная (прямая, рассеянная и отраженная) солнечная радиация на вертикальную поверхность (стены и окна) $I_j^{вер}$, $MДж/год \cdot m^2$, при действительных условиях облачности за отопительный период определяется по формуле:

$$I_j^{вер} = \sum_{i=1}^m \left(S_i^{гор} \cdot K_{ГВji} + D_i^{гор} / 2 + I_i^{гор} \cdot A_{ki} / 200 \right), \text{ МДж/год} \cdot \text{м}^2,$$

(3)

где $S_i^{гор}$ – прямая солнечная радиация, поступающая на горизонтальную поверхность при действительных условиях облачности в i -том месяце отопительного периода, $MДж/m^2$, принимается по столбцу «за месяц» по данным таблиц Приложения Д [7];

$K_{ГВ ji}$ – коэффициент пересчета прямой солнечной радиации с горизонтальной поверхности на вертикальную для i -го месяца отопительного периода для j -й ориентации фасада, принимается по данным [6];

$D_i^{гор}$ – рассеянная солнечная радиация, поступающая на горизонтальную поверхность при действительных условиях облачности в i -том месяце отопительного периода, $MДж/m^2$, принимается по столбцу «за месяц» по данным таблиц Приложения Д [7];

$I_{гор}$ – суммарная солнечная радиация, поступающая на горизонтальную поверхность при средней облачности, определяется по столбцу «за месяц» по данным таблиц Приложения Д [7], $MДж/m^2$;

A_{ki} – альbedo подстилающей поверхности в i -м месяце отопительного периода, %, принимается по данным таблиц Приложения Д [7];

Амплитуду колебаний температуры воздуха в случае гармонических тепловых воздействий можно определить по формуле:

$$A_{t_B} = \frac{0,9A_Q}{\frac{1}{1/Y_{II} + 1/(\alpha_B \sum A_i)} + P_{\text{вент}}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

(4)

где $P_{\text{вент}}$ – показатель теплопоглощения вентиляционного воздухообмена, Вт/°С;

где α_B – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности ограждающей конструкции, Вт/(м²·°С), в данной работе принимается равным 6,25 и 2,55;

A_i – площадь i -ой внутренней ограждающей конструкции помещения.

В случае с прерывистыми колебаниями по формуле:

$$A_{t_B} = \frac{0,9Q_{II}}{\frac{1}{\Omega_{\text{макс}}/Y_{II} + 1/(\alpha_B \sum A_i)} + P_{\text{вент}}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

(5)

где $\Omega_{\text{макс}}$ – коэффициент прерывности тепlopоступлений;

Большое влияние в рамках проводимого исследования оказывает коэффициент внутреннего теплообмена внутри помещения. Принятое значение фактически демонстрирует степень распределения поступающего гармонического или прерывистого теплового потока между внутренними конструкциями помещения и воздухом данного помещения. Данный коэффициент, если учитывать и лучистую и конвективную составляющую теплообмена, будет приблизительно равным 6,25 Вт/м²·С. Также можно обратиться к методикам по расчету поступления теплоты от солнечной радиации или нормативной и технической литературе, где значение данного коэффициента принимается равным 2,55 Вт/м²·С. Ввиду того, что было описано ранее, был проведен расчет при различных коэффициентах внутреннего теплообмена.

Ввиду того, что в данной работе рассматривалось изменение амплитуды колебания температуры внутреннего воздуха под влиянием гармонически изменяющихся тепловых поступлений от солнечной радиации в каждый рассматриваемый час, то за основную методику для расчета была принята формула (4). В действительности, солнечная радиация, особенно в зимний период, поступает с определенной периодичностью, ввиду чего необходимо применять формулу (5). Однако, главным отличием было бы применение соответствующего коэффициента периодичности тепlopоступления, что усложняло бы задачу данного исследования, так как сложно спрогнозировать данную ситуацию. Тем не менее, явление постоянного поступления теплоты от солнечной радиации при ясном небе в

течении пикового часа не редкое, поэтому основная цель исследования на данном этапе достигается.

Для расчета амплитуды колебания температуры внутреннего воздуха под действием теплопоступлений от солнечной радиации было взято испытуемое помещение. Это рядовая комната площадью $23,8 \text{ м}^2$ многоквартирного жилого здания. Жилой дом расположен в г. Анапа. Климатические характеристики района строительства взяты по г. Краснодар. Основные составляющие конструкции комнаты: несущая стена площадью 7 м^2 , световой проем площадью 6 м^2 , перегородки площадью $24,3 \text{ м}^2$, внутренняя несущая стена площадью $13,2 \text{ м}^2$, а также пол и потолок площадью комнаты.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Графики изменения внутренней температуры воздуха по причине поступления солнечной радиации в отопительный период при ясном небе и средних условиях облачности при различных коэффициентах внутреннего теплообмена внутри помещения с учетом тепловой инерции внутренних конструкций представлены на рисунках 1-4.

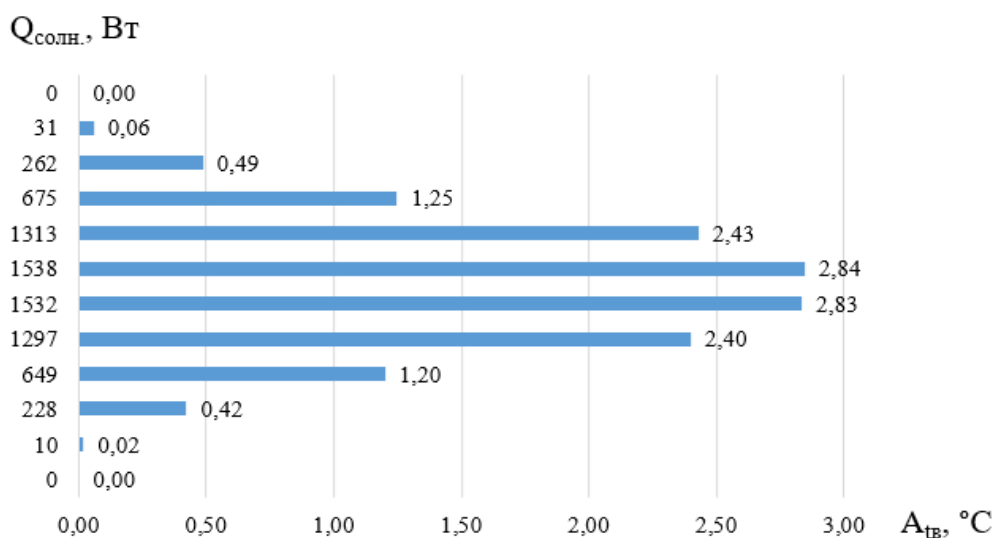


Рис. 1. Изменение температуры внутреннего воздуха при поступлениях теплоты от солнечной радиации в течении каждого часа в условиях ясного неба при коэффициенте внутреннего теплообмена внутри помещения, $\alpha_{в} = 6,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$

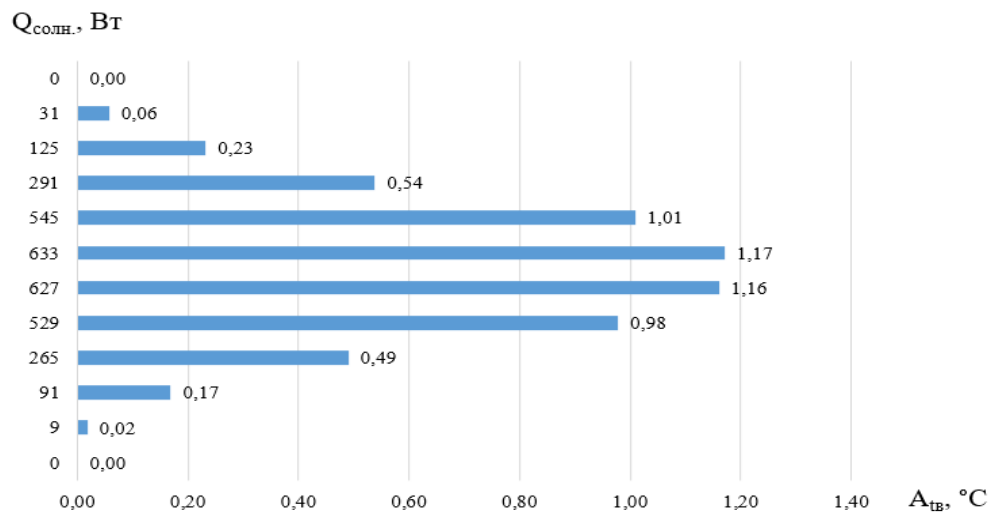


Рис. 2. Изменение температуры внутреннего воздуха при поступлениях теплоты от солнечной радиации в течении каждого часа в условиях средней облачности при коэффициенте внутреннего теплообмена внутри помещения, $\alpha_{\text{в}} = 6,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

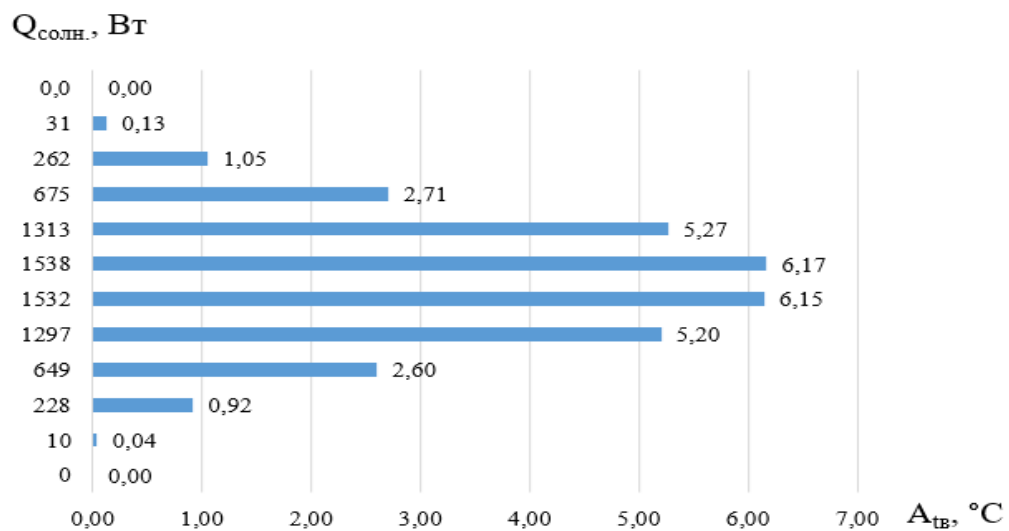


Рис. 3. Изменение температуры внутреннего воздуха при поступлениях теплоты от солнечной радиации в течении каждого часа в условиях ясного неба при коэффициенте внутреннего теплообмена внутри помещения, $\alpha_{\text{в}} = 2,55 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

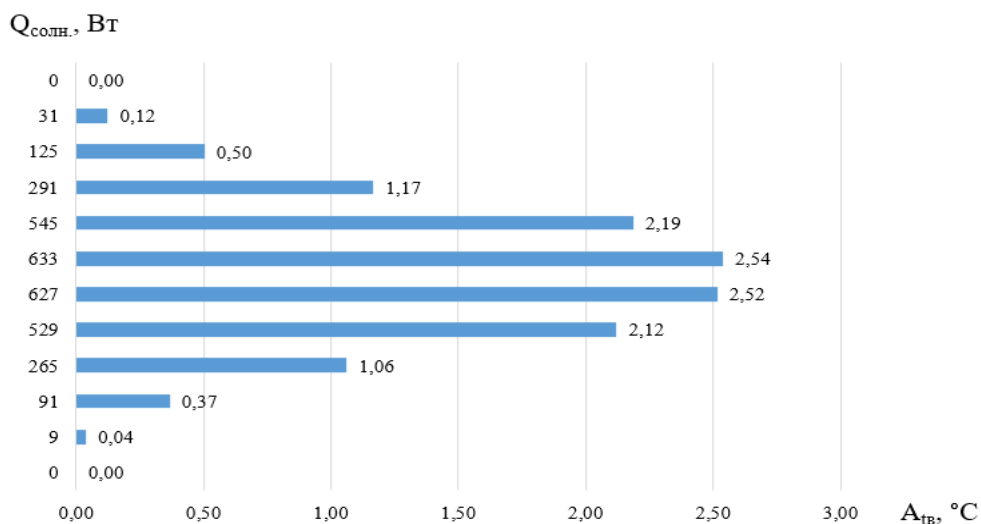


Рис. 4. Изменение температуры внутреннего воздуха при поступлениях теплоты от солнечной радиации в течении каждого часа в условиях средней облачности при коэффициенте внутреннего теплообмена внутри помещения, $\alpha_{в} = 2,55 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$

По результатам расчета можно отметить, что увеличение внутренней температуры помещения в условиях ясного неба составило $2,84 \text{ °C}$ и $6,17 \text{ °C}$ на самый жаркий час, с учетом различных коэффициентов внутреннего теплообмена. В условиях облачного неба увеличение температуры составило $1,17 \text{ °C}$ и $2,54 \text{ °C}$ на самый жаркий час, с учетом различных коэффициентов внутреннего теплообмена.

ВЫВОДЫ

По результатам проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. В настоящей работе представлена методика и результаты расчета по определению поступлений солнечной радиации в отопительный сезон для южного региона Российской Федерации
2. Солнечная радиация не только в летний, но и в отопительный сезон может оказать существенное влияние на тепловой комфорт помещения
3. Большое значение в расчетах нестационарных тепловых режимов помещения имеет коэффициент внутреннего теплообмена, $\alpha_{в}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

Стоит отметить, что полученные данные вероятнее всего имеют расхождения с действительными условиями. Во-первых, при расчете тепловой инерции отапливаемого помещения была взята модель пустого пространства, когда как в реальности предметы, мебель, техника находящиеся в помещении обладают тепловой инерцией. Во-вторых, в общей модели теплового комфорта помещения большое значение имеет отопительный прибор, который также обладает своей инерционностью, и в случае поступления теплоты от

солнечной радиации и наличии плавного регулирования потока теплоносителя через него, фактическая теплоотдача не может быть уменьшена в такие короткие промежутки времени. В-третьих, термостатические клапаны в большинстве случаев реагируют на изменение температуры в 2 °С (технические характеристики автоматических терморегуляторов по ГОСТ 30815-2002), в исключительных случаях на 1 °С. Тогда, в том случае, если мы хотим отреагировать на изменения теплопоступлений от солнечной радиации в нежаркие часы, необходимо использовать термостатический клапан с меньшим гистерезисом – от 0,5 до 1 °С.

Список литературы

1. Малявина Е. Г. Расчет темпа остывания помещения после отключения теплоснабжения / Е. Г. Малявина // Промышленное и гражданское строительство. – 2015. – № 2. – С. 55-58. – EDN TIKDIB.
2. Малявина Е. Г. Учёт теплоустойчивости помещения при расчёте нагрузки на охлаждение помещения / Е. Г. Малявина // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2020. – № 2(218). – С. 80-84. – EDN QBVVDT.
3. Малявина Е. Г. Влияние теплового режима наружных ограждающих конструкций на нагрузку системы отопления при прерывистой подаче теплоты / Е. Г. Малявина, Р. Р. Асатов // Academia. Архитектура и строительство. – 2010. – № 3. – С. 324-327. – EDN NTLBWX.
4. Малявина Е. Г. Сопряженный расчет нестационарного теплового режима водяной системы отопления и здания / Е. Г. Малявина, Д. Ю. Петров // Жилищное строительство. – 2012. – № 6. – С. 66-69. – EDN NRBBUP.
5. Малявина Е.Г., Самарин О.Д. Строительная теплофизика и микроклимат зданий: [учебник по направлению подготовки 08.03.01 Строительство, профиль «Теплогазоснабжение, вентиляция, водоснабжение и водоотведение зданий, сооружений и населенных пунктов»] / Е.Г. Малявина, О.Д.Самарин; М-во образования и науки Рос. Федерации, Нац. исследоват. Моск. гос. строит. ун-т. — Москва: Издательство МИСИ–МГСУ, 2018. — 288 с.
6. СП 345.1325800.2017 Здания жилые и общественные. Правила проектирования тепловой защиты (с Изменением N 1). [Текст] / М.: Минстрой России, 2017. – 51 с.
7. Гагарин В.Г., Коркина Е.В., Шмаров И.А., Козлов В.В., Неклюдов А.Ю. Методическое пособие. Расчеты теплопоступлений в здание от проникающей солнечной радиации за отопительный период. [Текст] / М.: Минстрой России, 2017. – 111 с.

АНАЛИЗ НАДЕЖНОЙ РАБОТЫ РАЗВЕТВЛЕННЫХ ГАЗОПРОВОДОВ ГОРОДСКИХ СИСТЕМ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ.

Халманов А.Т.¹, Айматов Р.Р.¹

¹ Самаркандский государственный архитектурно-строительный университет им. Мирзо Улугбека, Самарканд, Узбекистан

Аннотация. В статье анализируются основные причины отказов газопроводов с целью обеспечения их надежной работы в системах городского газоснабжения. Приведены способы повышения надежности систем газоснабжения.

ВВЕДЕНИЕ

Под руководством Президента Республики Узбекистан Ш.М.Мирзиёева реализация реформ, направленных на опережающее развитие экономики страны, обозначена в 5 приоритетных направлениях развития страны, определенных в указе «О Стратегии мероприятий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан» на 2017-2021 годы: обеспечение социально-бытовых услуг опережающее развитие этих сфер, улучшение жилищных условий населения, гарантированное обеспечение населения теплом, чистой питьевой водой и природным газом, повышение качества образования в этой области, подготовка квалифицированных специалистов были определены в качестве одного из приоритетов. [1]

Ввод в эксплуатацию инженерных сетей и сетей газоснабжения по вышеуказанным приоритетным направлениям и обеспечение их нормальной эксплуатации исходя из жизненных требований, с применением современных устройств, изготовленных на основе новых технологий, экономичных и эффективных технологий, требует высокой квалификации и глубоких знаний от специалистов отрасли и молодые кадры.

Растущая стоимость ископаемого топлива во всем мире показывает, что ископаемое топливо является исчерпаемым природным ресурсом. Поэтому естественно, что потребность в экономии затрат на топливо становится главной проблемой развития народного хозяйства нашей страны.

Также решается вопрос обеспечения потребителей природным газом путем обеспечения нормальной работы ряда объектов комплекса. [3-10].

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Энергосырьевые ресурсы крайне неравномерно распределены на земле, поэтому необходимо доставлять их на большие расстояния. По сравнению с твердым топливом запасы нефтяного и газового топлива очень малы, т. е. 89% обнаруженных до сих пор

запасов органического топлива составляют угольное топливо; Песчано-сланцевому топливу соответствует 6 % нефти и природного газа и 5 % нефтяного слоя.

Количество газопроводов в нашей стране и их пропускная способность из года в год увеличиваются, необходимость их эффективного использования, создания новых инженерных систем, необходимость применения энергосберегающих технологий ставят необходимость решения комплексных вопросов перед экспертами в этой области.

Всего в Республике Узбекистан построено 121,9 тыс. км газовых сетей, из них 12,5 тыс. км высокого давления, 6,5 тыс. км среднего давления, 82,9 тыс. км низкого давления.

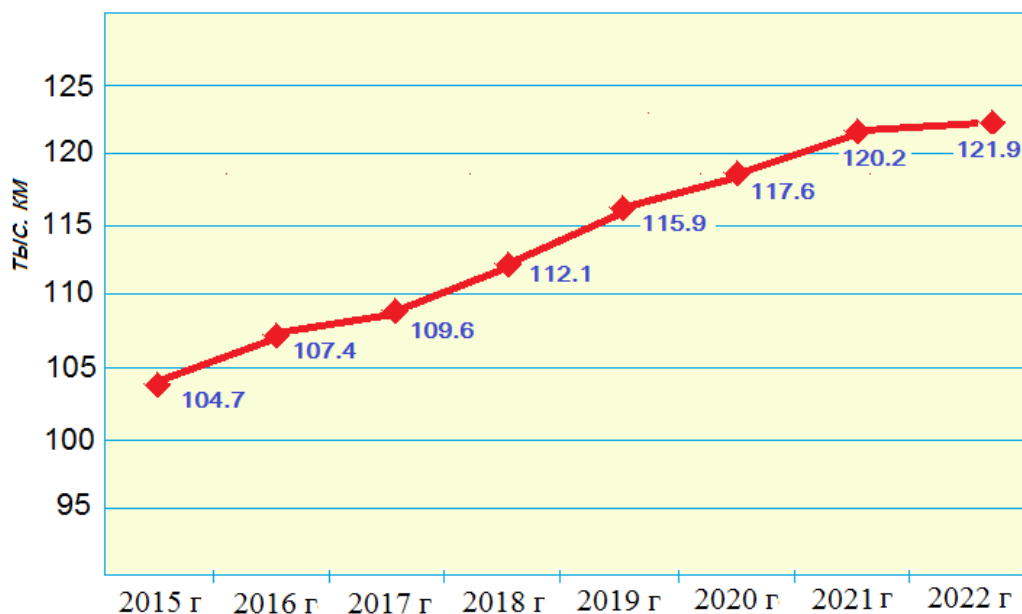


Рис. 1. Общая протяженность газопроводов, тыс. км.

Необходимо обеспечить потребности потребителей в снабжении природным газом, т. е. обеспечить его поступление к ним в достаточном количестве, при эксплуатации газовых сетей, соблюдая правила технической безопасности.

Известно, что в настоящее время в нашей Республике большое внимание уделяется бесперебойному газоснабжению населения. В этой сфере за долгие годы накопились серьезные проблемы, которые в настоящее время ждут своего решения. Среди них особое значение имеют такие вопросы, как кардинальное изменение газоснабжения, предотвращение падения давления газа в сетях газоснабжения в зимний период, энергоэффективное оборудование, наладка оборудования и переход на новые технологии.

Под надежной работой сетевых трубопроводов городского газоснабжения понимается доставка необходимого потребителям количества газа по газопроводам и правильное использование газопроводов.

Общая протяженность действующих в настоящее время газовых сетей Самарканда составляет 1765,5 км, в том числе протяженность газопровода низкого давления – 1182,5 км.

При эксплуатации газопроводов нередко наблюдается их попадание в аварийное состояние, причинами которого являются коррозия (эрозия) труб в процессе эксплуатации труб, нарушение сварных швов, механические повреждения труб.



Если при первоначальном проектировании и строительстве городской системы газоснабжения учитывались количество и типы потребителей, то в результате ее последующего развития в городе возникла сложная система взаимосвязанных газовых сетей с разным давлением, увеличения количества городских потребителей, промышленных предприятий и котельных. Такая ситуация наблюдается в городе Самарканде и на его территории. При этом строительство дополнительных станций газоснабжения (ГРС) к городской системе газоснабжения, строительство газоочисток и специальных одорирующих установок создаёт трудности в их использовании. В результате будет отрицательно сказываться надежная работа городской системы газоснабжения и увеличится количество аварий. Надежная работа сетевой системы газоснабжения определяется полным обеспечением объема потребления газа, подаваемого потребителям по трубопроводам. При не полностью реализованной надежной работе системы газоснабжения выход из строя трубопроводов может нанести потребителям не только экономический и моральный ущерб. В зимнее время года, когда система газоснабжения находится в аварийном режиме, низкая температура воздуха в домах жильцов, отказ систем отопления отапливать здания в соответствии с потребностями будут отражаться на здоровье людей (пожилых и детей). Проживания в домах жильцов и потребуются дополнительные затраты на восстановление их здоровья.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Надежная работа городских систем газоснабжения имеет социально-экономическое значение. На основании теории устойчивости технических устройств при оценке надежности работы системы газоснабжения их безаварийная работа в единицу времени (t) определяется величиной $P(t)$. Внутренняя емкость трубы в городской газовой сети составляет 3-4 % от давления газа в каждой ступени и 10-12 % от общего объема. [2,6-12].

Связь между передачей газа в городскую газовую сеть и приемом газа потребителями из сети на практике имеет очень тесную связь.

Существует два пути повышения устойчивости систем газоснабжения:

-  Во-первых, улучшить качество всех частей, входящих в систему газовой сети;
-  Второе можно сделать, пропустив дополнительные трубы.

При определении устойчивости сетей газоснабжения необходимо создать систему их проектирования и эксплуатации, т.е.

- ✚ Обоснование требуемой устойчивости системы газоснабжения.
- ✚ Составление показателей устойчивости системы газоснабжения.
- ✚ Сбор данных и проведение экспериментов по количеству значений отказов труб.
- ✚ Разработка методов расчёта, проектирования и экономической оптимизации устойчивости системы.
- ✚ Разработка и обоснование методов контроля качества строительно-монтажных работ и их состояния в процессе эксплуатации.

Изучено состояние газопроводов Самаркандской области и г.Самарканда, количество и причины аварий, качество строительно-монтажных работ, состояние газового оборудования и расходных материалов;

В результате сбора статистических данных о состоянии газопроводов среднего и высокого давления на территории г. Самарканда для обеспечения стабильной работы систем газоснабжения основными причинами повреждения газопроводов являются:

При механическом воздействии; было установлено, что он находится под влиянием коррозии. Установлено, что механические повреждения вызваны оседанием грунта в подземных газопроводах, строительными работами в местах прокладки газопроводов, ненадлежащим и небрежным выполнением земляных работ. Анализ статистических данных показал, что механические повреждения оказались на более высоком уровне по сравнению с прочими строительными повреждениями. Причина коррозии подземных газопроводов связана с влиянием почвенной влаги. Коррозия газопроводов – непредвиденная ситуация, и появление пробоины из поврежденного места также может происходить при редких непредвиденных обстоятельствах. В большинстве случаев отрыв труб от сварных соединений происходит из-за некачественной строительной сварки. При наблюдении в течение всего года такая ситуация больше соответствует зимне-весенним месяцам, т.е. периодам понижения температуры, особенно при резком изменении температуры в трубопроводах, проложенных над землей. [3,5-12].

Все виды поврежденных газовых труб в системе городского газоснабжения можно разделить на две группы:

Повреждение первого газопровода привело к полному выходу из строя и, как следствие, для ремонта потребовалось перекрытие потока газа.

Во вторую группу входят мелкие повреждения, которые осуществляются без прерывания потока газа в трубопроводе.

В системе газоснабжения города Самарканда имеется 2344 газорегуляторных клапана (100 высокого давления, в том числе 25 в эксплуатации более 20 лет; 2244 среднего давления, в том числе 1138 в эксплуатации более 20 лет), 4863 клапанов, 1931 гидрораспределитель и 26 конденсатосборников. Проанализированы и изучены статистические данные аварий, происходящих в системе газоснабжения города Самарканда.

ВЫВОДЫ

С целью обеспечения их надежной работы при использовании городских систем газоснабжения были изучены и проанализированы основные причины аварий газопроводов. Представлены пути повышения устойчивости систем газоснабжения.

Список литературы

1. О пяти приоритетных направлениях стратегии развития Республики Узбекистан на 2017-2021 годы, части 4.3-4.4. Ташкент, 2017.
2. Жила В.А. Газоснабжение. Учебник для ВУЗов. М: Издательство АСВ, 2014. -368 с.
3. Айматов Р.А. и другие. Газоснабжение. Учебное пособие. Ташкент. Издательство имени Абу Али ибн Сины. 2003 г. 176 стр.
4. Айматов Р.А., Махмудова О.Х. Состояние водной среды город Самарканд. Научно-технический журнал "Проблемы архитектуры и строительства". Самарканд 2003 год №1. С. 58-62.
5. Айматов Р.Р. Сжигание газового топлива в промышленных печах при производстве строительных материалов в Республике Узбекистан. БСТ: Бюллетень Строительной Техники. г Москва, 2019г.
7. Aymatov R.R. Investigation of the efficiency of using gaseous fuel in the production of lime in rotary kilns. International Journal of Progressive Sciences and Technologies. Vol. 27 No. <http://ijpsat.ijsh-t-journals.org>.
8. R.R. Aymatov, B.Mamatov, Q. Barotov. Development of an economic and mathematical model for the optimal development of gas supply systems. European Journal of Life Safety and Stability (2660-9630). Published 2021-12-29.
9. Aymatov R.R, Omonkulov O.X, Radjabov U. Environmental Impact Of Fuel-Energy Complex Networks And Measures To Reduce It. Publisher: «World of Conferences» Published 2022-12-22.

10. A Khalmanov, R Aymatov, B Turdikulov. Optimization of the ventilation system and gas supply in the process of burning. ISJ Theoretical & Applied Science. Vol.9 No. 101. Published 2021.
11. Айматов Р.Р., Раджабов У. Исследование рабочего процесса отопительного и теплогенерирующего газового оборудования, применяемого в жилищно-коммунальном хозяйстве. Научно-технический журнал "Проблемы архитектуры и строительства". Выпуск №4 (часть 2), 2022 г.,
12. СНиП 2.04.08-13. Газоснабжение. Государственный комитет по архитектуре и строительству Республики Узбекистан. Ташкент 2013.
13. Klekovkin V.S., Nikitin Y.R., Trefilov S.A., Goltsova O.B. Mathematical model of the tunnel kiln for baking bricks//Book of Abstracts 2006 - №8.
14. Lingl-Information 2002/2004/ Manager-Info-System (MIS) for die Keramische Baustoff-Industrie.-2004.-48с.91. "ALPINA Industrial" Information. The Kiln System.-2005.36с.
15. Айматов Р.Р., Кушаков С.О. Меры по снижению воздействия сетей топливно-энергетического комплекса на атмосферу. Журнал "Архитектуры, Инженерии и Современных Технологий". Vol. 2No. 4 (2023). (ISSN -2181-3469)

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ В ПТИЦЕФАБРИКАХ.

Бобоев С.М.¹, Эрмахамматов А.Н.¹

Самаркандский государственный архитектурно-строительный университет им.

Мирзо Улугбека, Самарканд, Узбекистан

Аннотация. В статье приведения разработка новых научных методов и способов организации воздухообмена в птицефабриках в сухих и жарких условиях и повышения эффективности воздухообмена, Внесение предложений и рекомендаций по снижению энергозатрат при создании новой энергоэффективной технологии современного птицеводство с использованием альтернативных источников энергии для создания микроклимата о технологии энергосбережения за счёт охлаждения для использования в условиях жаркого климата.

ВВЕДЕНИЕ

Сегодня во всем мире проявляется большой интерес к научным исследованиям по рациональному использованию нетрадиционной энергии и созданию энергоэффективных устройств. Высокоэффективные устройства для охлаждения воздуха в условиях жаркого климата, создание энергосберегающих систем микроклимата и вентиляции птицеводческих помещений, успешное решение проблем развития птицеводства в Узбекистане, разработка и внедрение современных вентиляционных устройств и эффективных систем микроклимата являются одними из приоритетных задач текущих проблем остается. За истекший период в рамках Стратегии развития по пяти приоритетным направлениям нашей страны принято более 4000 постановлений Президента Республики Узбекистан, направленных на коренное реформирование всех сфер государственной и общественной жизни. Также принят указ Президента «О мерах по ускорению внедрения возобновляемых источников энергии и энергосберегающих технологий в 2023 году» (УП-57, 16.02.2023).

МЕТОДЫ

Климатические условия Республики Узбекистан обычно способствуют развитию птицеводства в весенне-зимний периоды. При этом летом и осенью наблюдается повышение температуры наружного воздуха, что неизбежно вызывает отклонение параметров микроклимата птицефабрик от нормируемых параметров и приводит к снижению продуктивности птиц. Климат Узбекистана резко континентальный, характеризуется большой амплитудой суточных колебаний температуры наружного воздуха и относительно

низкой влажностью. Эти климатические особенности вызывают необходимость охлаждения и увлажнения воздуха в птицефабриках.

Анализ структуры потребления электроэнергии на производство продукции птицеводства показывает, что наибольшую долю в общих затратах составляет энергия, используемая для создания и поддержания оптимального микроклимата в птицеводческих помещениях. Его доля в зависимости от технологии содержания птицы составляет 34,5-36,8%, что сравнимо только с затратами энергии на приготовление кормосмесей. Поэтому одним из основных направлений снижения его себестоимости является разработка и внедрение энергосберегающего оборудования для создания и поддержания нормативного микроклимата в птицефабриках.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Одним из важных направлений энергосбережения в птицеводстве является анализ системы охлаждения с использованием солнечной энергии. Тепло от птицы эквивалентно примерно 4,3 миллионам тонн топлива. она составляет 0,3 млн т в летнее время и должна удаляться из помещения через вентиляционные системы. Расход электроэнергии на разработку систем охлаждения птицефабриках определяется по следующему выражению

$$N_{\text{вн}} = \frac{L \cdot P}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{\text{вн}} \cdot \eta_{\text{эл.дв}}}, \text{кВт} \quad (1)$$

Здесь: L-производительность вентиляции воздуха, м³/ч;

Суммарное давление, которое может создать P-вентилятор, кПа;

$\eta_{\text{вн}}$ - Коэффициент полезной работы вентилятора можно принять по современным конструкциям 0,75.

$\eta_{\text{эл.дв}}$ - Коэффициент полезной работы электродвигателя 0,95 можно принять в случаях, когда мощность более 1 кВт.

По выражению (1) определяем расчетную мощность вентилятора, используемого в птицефабриках в летний период года.

Для преодоления сопротивления вентилятора труб свежего воздуха и устройств подачи свежего воздуха. $P_n = 1.2 \text{ кПа}$ оцениваем, что:

$$N_{\text{вн.пн}} = \frac{342 \cdot 1200}{3600 \cdot 102 \cdot 0.75 \cdot 0.85} = 175 \text{ Вт}$$

(2)

(2) по выражению $P_y = 0.6 \text{ кПа}$ потребляемая мощность на работу всасывающего вентилятора при равенстве:

$$N_{\text{вн.пн}} = \frac{342 \cdot 600}{3600 \cdot 102 \cdot 0.75 \cdot 0.85} = 89 \text{ Вт} \quad (3)$$

Расход холода на охлаждение птичника определяется по следующей формуле:

$$Q_{x.пн} = L_{пн} \cdot P_{пн} \cdot c_p \cdot (t_n - t_{ок}) / 3.6 \text{Вт} \quad (4)$$

Перегрев вентилятора и воздухопроводов 1°C является. Тогда температура охлажденного воздуха

$$t_{ок} = t_n - 1 = 15 - 1 = 14^\circ\text{C} \quad (5)$$

Рассчитаем требуемый расход на охлаждение по выражению (4).

$$Q_{x.пн} = L_{пн} \cdot P_{пн} \cdot c_p \cdot (t_n - t_{ок}) / 3.6 = 342 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot (28 - 14) / 3.6 = 1596 \text{Вт} \quad (6)$$

Сравнительный показатель потребления электроэнергии при производстве холода в компрессорной холодильной машине

$$\eta_{x.м} = \frac{Q_{x.м}}{N_{x.м}}, \text{кВт/час} \quad (7)$$

Результаты расчета системы кондиционирования воздуха при проектировании птицефабриках $\eta_{x.м} = 2.4, \text{кВт/час}$

Степень покрытия дефицита энергии на обеспечение свежим воздухом птичников с помощью системы воздухообмена зависит от экономии электроэнергии, затрачиваемой на охлаждающие устройства. Для птицеводства в северных районах нашей страны этот дефицит может быть покрыт до 40-50 %, то есть применение тепло-обеспечивающих устройств является важным источником снижения затрат электроэнергии на отопление и вентиляции.

Известно, что солнечный луч можно рассматривать как электромагнитные волны. Согласно квантовой теории, электромагнитные волны рассматриваются как элементарные частицы-фотоны с нулевой массой. На основе обратного преобразования солнечной энергии в фотоэлектрическую, в результате взаимодействия световых фотонов с электронами некоторых металлов, электроны приобретают определенное количество энергии. Используя эту энергию, вы можете получать прямое электричество из солнечной энергии. Этот процесс называется явлением фотоэффекта.

Таким образом, в фотоэлементах энергия светового излучения преобразуется в электрическую энергию. Моно- или поликристаллический кремний впервые был использован в производстве фотогальванических элементов. В настоящее время ячейки из этого элемента составляют 80% систем, установленных в мире. Их коэффициент полезной работы 11÷15%. Если удастся увеличить коэффициент полезной работы фотоэлементов на 30-60%, коэффициент полезной работы выработки электроэнергии повысится еще больше. Для этого необходимо перекрыть пленки 4÷8 раз. В результате этих исследований мощность устройства будет увеличена, а стоимость производства резко снизится. Фотогальваническая

система производит постоянный ток, а с помощью инвертора постоянную ток, преобразует в переменного тока.

На рисунки-1 показаны схема получения электроэнергии от солнечных панелей.

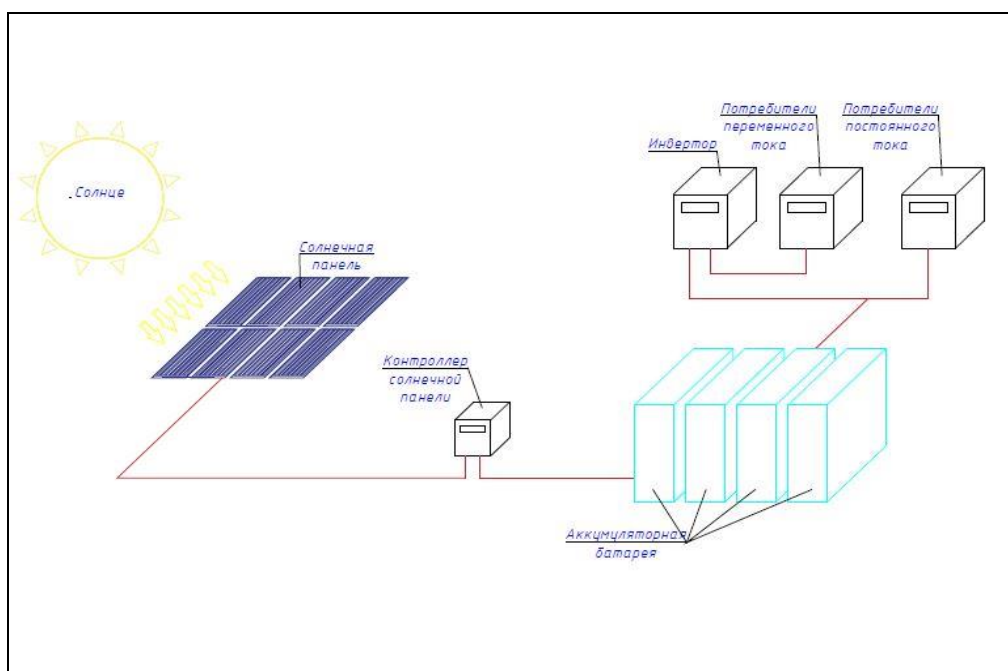


Рис.1. Схема получения электроэнергии от солнечных панелей.

ВЫВОДЫ

Оптимальные параметры воздуха в современных птицефабриках обеспечивают системы вентиляции и очистки воздуха. Однако традиционные системы и их оборудование более дорогие, энергоемки и сложны в эксплуатации, поэтому проблема разработки и проблемы использования простых, надежных, энергосберегающих систем и устройств для создания комфортного микроклимата зданий возрастает, а производительность птица продуктов остается актуальным. В этом направлении технология энергосбережения за счет охлаждения с использованием альтернативных источников энергии доказала свою пригодность для использования в условиях жаркого климата

Список литературы

1. Указ Президента УП-57 «О мерах по ускорению внедрения возобновляемых источников энергии и энергосберегающих технологий в 2023 году»
2. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М: Стройиздат 1982 г.312п
3. Бобоев СМ, Клейнер ИП, Худойкулов АИ. Вестник ТошГТУ. №1-2, Ташкент, 1998. С

84-88.

4. Бобоев С.М. Технологическая эффективность энергосберегающих аппаратов прямого охлаждения воздушным потоком. *Узбекский журнал нефть и газ* №2 Ташкент 1998г. С 41-49.
5. Богословский В.Н., Кокорин О.Я. Петров А. В. Кондиционирование воздуха холодоснабжение - М: Строи-издат 1985 г.368с.
6. СНиП 2.04.16-2018 «Устройства солнечного горячего водоснабжения»
7. Haley D.C. Evaporative cooling, now-anywhere //ASHRAE Trans. Symp. Pap. Calif., 19-22 jan. – 1986.-v. 92.-Pt.1B.-p.901-909.