
ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

**СТАЦИОНАРНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В АКТИВНОЙ
ТЕПЛОЗАЩИТНОЙ ОГРАЖДАЮЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ
С ТРУБЧАТЫМИ ТЕПЛООБМЕННЫМИ УСТРОЙСТВАМИ¹**

© 2025 г. М. С. Пурдин^а, *, Р. Магомедова^а

^аНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

*e-mail: PurdinMS@mpei.ru

Поступила в редакцию 03.10.2024 г.

После доработки 27.12.2024 г.

Принята к публикации 29.01.2025 г.

Активная теплозащитная ограждающая конструкция (АТОК) является новым видом систем поддержания температурного режима в зданиях и сооружениях, появившимся вслед за системами “теплого” пола и “теплых” стен. В работе обоснована актуальность исследования тепловых характеристик и практического применения АТОК, в состав которой входят трубчатые теплообменные устройства (ТТУ). Разработаны одномерное аналитическое и двумерное численное решения задачи теплообмена в АТОК. Для двумерного решения представлены численная схема, учитывающая сопряженный теплообмен между теплораспределяющим (ТРС) и теплоизолирующим (ТИС) слоями, и методика моделирования. Для верификации результатов проведены численные и аналитические расчеты и сравнение распределений температуры в теплораспределяющем слое одного из вариантов АТОК. Одномерное аналитическое решение хорошо согласуется с результатами двумерного численного расчета. Определены перепады температуры, возникающие в ТРС и на его поверхности, а также температурный перегрев ТТУ. Предложен способ расчета перегрева трубчатого теплообменного устройства для проведения практических вычислений. Выполнена оценка значения числа Био, при котором достигаются нормируемые параметры распределения температуры на внутренней поверхности теплозащитной конструкции. Сделан вывод, что благодаря применению АТОК с трубчатыми теплообменными устройствами температуру теплоносителя можно максимально приблизить к температуре внутри помещения. Это значит, что можно повысить эксергетическую и энергетическую эффективность систем теплоснабжения зданий и сооружений при незначительном увеличении тепловых потерь, особенно при использовании низкопотенциальных источников тепла, а также при его трансформации и аккумулировании. Представлены формулы для расчета шага расположения ТТУ, минимальной температуры ТРС и удельной мощности ТТУ.

Ключевые слова: активная теплозащитная ограждающая конструкция, теплоизоляция зданий и сооружений, тепловая защита зданий, низкотемпературное отопление, низкопотенциальные источники тепла

DOI: 10.56304/S004036362460112X

Для повышения теплотехнической и термодинамической эффективности систем отопления необходимо снижать температурный уровень теплоносителя и переходить к низкотемпературным системам отопления. Наиболее важно это делать в тех системах, в которых применяются трансформаторы тепла с низкопотенциальными источниками энергии, такими как грунтовые аккумуляторы тепла [1] и теплообменники. Нижним теоретическим пределом температуры теплоносителя является температура внутри помещения, по-

скольку из-за отсутствия разности температур тепло перестает поступать в помещение. При снижении температуры теплоносителя необходимо увеличивать площадь теплообмена отопительного прибора, этого без потери полезного объема помещения можно достичь, если установить трубопроводы с теплоносителем в стенах, полах и потолках. Эти ограждающие конструкции распределяют тепло по большой площади благодаря собственной теплопроводности.

В работе [2] проведено численное исследование влияния температуры “теплых” полов и стен (30–50°C) на ее распределение внутри помещения. Также показано, что обогреваемые стены со-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования России (гос. задание № FSWF-2023-0017).

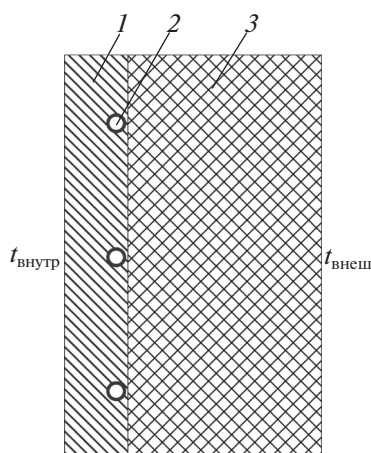


Рис. 1. Активная теплозащитная ограждающая конструкция.

1 – ТПС; 2 – ТТУ; 3 – ТИС

здают ощутимый градиент температуры воздуха в помещении, однако использовать их с температурой близкой к таковой внутри помещения не предлагается.

При совместном применении отдельных отопительных приборов и обогреваемых полов появляется возможность снизить температуру теплоносителя и полностью компенсировать тепловые потери зданий без значительного увеличения габаритов радиаторов [3]. В [4] показано, что благодаря использованию систем совместного отопления можно выровнять профиль температуры в помещении при сохранении требуемой скорости движения воздуха.

Теплообменные трубы в полах, стенах и потолках можно прокладывать по-разному [5] в зависимости от их назначения. Для поддержания требуемых условий в помещении наиболее выгодно размещать трубопровод в теплораспределяющем слое на некотором расстоянии от внутренней поверхности, а со стороны теплового воздействия покрывать его тепловой изоляцией. Для увеличения теплоаккумулирующей способности ограждающей конструкции полезно использовать фазоизменяемые материалы. В настоящее время разработан консервативный безусловно устойчивый численный метод [6], позволяющий моделировать процессы тепло- и массообмена с колеблющимися граничными условиями или тепловыделением при неопределенном условии Стефана, который можно применять для решения задач устойчивости тепловой защиты зданий с фазоизменяемыми материалами.

Температуры теплоносителя наиболее близкой к температуре внутри помещения можно достичь тогда, когда теплоноситель подогревает внутреннюю поверхность теплозащитной ограждающей

конструкции, а сама ограждающая конструкция становится активной [7] (рис. 1). Она состоит из теплораспределяющего слоя, трубчатого теплообменного устройства и теплоизолирующего слоя, и в ней объединяются конструктивные особенности и тепловые свойства обогреваемых полов, стен [8, 9] и потолков, которые являются наружным ограждением. Ограждаемое пространство с температурой $t_{\text{внутр}}$ находится со стороны теплораспределяющего слоя, а внешнее пространство, имеющее температуру $t_{\text{внеш}}$ и оказывающее тепловое воздействие, — со стороны теплоизолирующего слоя.

В летнее время АТОК также полезна для поддержания требуемого температурного режима в зданиях и сооружениях. Со стороны ограждаемого пространства температура поверхности стены может сохраняться на заданном уровне. Однако нужно контролировать температуру точки росы внутри и снаружи помещения, чтобы температура теплоносителя была всегда выше нее и конденсат не выпадал на поверхностях теплораспределяющего слоя.

Следует отметить, что под активной теплозащитной ограждающей конструкцией понимаются различные варианты конструкций стен с активными элементами, которые могут быть подвижными или неподвижными, содержать фазоизменяемые материалы и т.д. [10]. При этом они позволяют регулировать теплотехнические свойства ограждающей конструкции, такие как термическое сопротивление, паро- и воздухопроницаемость, градиент температуры на поверхности, температуру поверхности. В работе [7] рассмотрена активная теплозащитная ограждающая конструкция с трубчатыми теплообменными элементами. Преимуществом такой конструкции является максимальное расширение области комфортного пребывания людей внутри помещения, а недостатками — некоторое увеличение тепловых потерь через АТОК и большая суммарная протяженность трубной системы.

В [11] проведен обзор вариантов пассивных и активных теплозащитных конструкций, а также режимов их работы и способов регулирования.

Существуют примеры практической реализации зданий с активной теплозащитной ограждающей конструкцией [12], функционирующей совместно с солнечными коллекторами и грунтовым аккумулятором тепла, температура которого поддерживается в диапазоне от 30 до 50°C.

Из результатов численного моделирования [13] следует, что применение активных ограждающих конструкций с ТТУ для передачи тепла с южного фасада здания на северный позволяет сэкономить до 12,8% тепловой энергии на отопление здания, расположенного в г. Ухань (КНР).

Эксергетическая и энергетическая эффективность системы теплоснабжения повышается при снижении температуры теплоносителя вследствие уменьшения тепловых потерь в трубопроводах тепловых сетей, что приводит к более оптимальной работе источников: котельные могут работать с глубокой утилизацией тепла дымовых газов, тепловые насосы — с более высокими коэффициентами трансформации тепла, а ТЭЦ — отдавать в отбор тепло с более низкой температурой, повышая долю генерации. Существует большое число исследований, подтверждающих данные выводы, например [14], в котором не учтено дополнительное повышение эффективности генерации и утилизации тепла дымовых газов. Понижение температуры теплоносителя системы отопления позволяет снизить температуру обратной сетевой воды, повысить эксергетическую эффективность систем теплоснабжения [15] и проводить глубокую утилизацию тепла дымовых газов [16].

Для работы АТОК можно использовать низкопотенциальные вторичные источники тепла (вентиляционные выбросы различных производств, сточные воды, дымовые газы и др.), которыми часто пренебрегают из-за их небольшого температурного потенциала, при этом снижается потребление тепла от основных источников. Известно, что применение тепловых насосов малорентабельно в средней полосе России и более северных ее районах, что связано с высокой температурой теплоносителя в системе отопления и низким коэффициентом трансформации тепла (КТТ). Однако при снижении этой температуры и использовании грунтового теплообменника КТТ может увеличиваться до 5–6 [17], что значительно снижает срок окупаемости системы теплоснабжения с тепловым насосом.

Основная проблема при проектировании таких ограждающих конструкций заключается в отсутствии методики подбора шага расположения трубчатых теплообменных устройств внутри теплораспределяющего слоя, поэтому проведение аналитических и численных исследований АТОК весьма актуально.

Целью данной работы является исследование стационарного теплообмена в активной теплозащитной ограждающей конструкции, включающее в себя аналитическое и численное решения, их сопоставление, анализ полученных результатов и предложения по их практическому применению.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Расчетная область модели симметричного участка длиной x_1 активной тепловой защиты представлена на рис. 2. Принято допущение, что

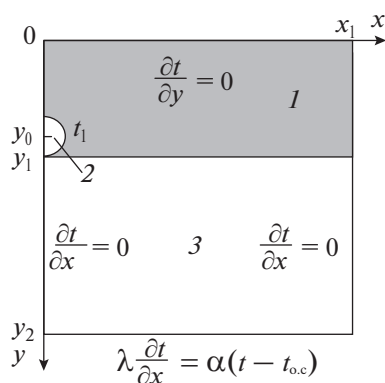


Рис. 2. Расчетная область модели активной тепловой защиты.
Обозначения см. рис. 1

тепловой поток, направленный внутрь помещения, пренебрежимо мал, так как температура в помещении близка к температуре ограждения. По оси x расчетная область ограничена линиями симметрии. Со стороны теплоизоляции происходит теплоотдача в окружающую среду.

В теплораспределяющем слое вплотную к наружной поверхности расположено трубчатое теплообменное устройство радиусом $(y_1 - y_0)$ с температурой t_1 . Теплораспределяющий слой со стороны окружающей среды покрыт теплоизолирующим слоем толщиной $(y_2 - y_1)$.

Поскольку уравнение энергии для теплопередачи через стену является линейным, то справедлив принцип суперпозиции, а результат общего решения может быть представлен суммой стационарного и нестационарного решений. Результаты стационарного решения более интересны для практики, так как позволяют получить основные тепловые характеристики АТОК (интегральные во времени), поэтому изучаются в первую очередь.

Решена двумерная сопряженная стационарная задача теплообмена с граничными условиями первого, второго и третьего рода. Ее решение зависит от температур ТТУ и окружающей среды, коэффициента теплоотдачи, толщин и теплопроводностей ТИС и ТРС, а также длины симметричного участка.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ

Стационарная задача может быть решена аналитически приближенно, когда стенка представляется в виде одномерного ребра с теплоизолированным концом, у которого тепловые потери происходят через ТИС. В этом случае уравнение теплопроводности имеет вид

$$y_1 \lambda_1 \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{1}{R_{\text{отр}}} (t - t_{0.c}), \quad (1)$$

где $R_{\text{огр}}$ – термическое сопротивление ограждения, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; t – температура, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{o.c}}$ – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$; x – координата вдоль ТРС, м; y_1 – толщина ТРС, м; λ_1 – теплопроводность ТРС, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Уравнение (1) в безразмерном виде:

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial X^2} - \text{Bi} \vartheta = 0, \quad (2)$$

где $\text{Bi} = \frac{x_1^2}{R_{\text{огр}} y_1 \lambda_1}$ – число Био; $X = \frac{x}{x_1}$ – безразмерная координата; $\vartheta = \frac{t - t_{\text{o.c}}}{t_1 - t_{\text{o.c}}}$ – безразмерная температура; t_1 – температура ТРС на оси ТТУ, $^{\circ}\text{C}$.

Граничные условия: $\vartheta_{X=0} = 1$ и $\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial X}\right)_{X=1} = 0$.

Уравнение (2) является линейным однородным дифференциальным уравнением второго порядка, и его можно решить подобно тому, как это сделано в [18] для охлаждаемого ребра при малых числах Би.

Характеристическое уравнение для (2) имеет вид

$$k^2 - \text{Bi} = 0,$$

откуда следует

$$k = \pm \sqrt{\text{Bi}}.$$

В силу линейности общее решение дифференциального уравнения может быть записано следующим образом:

$$\vartheta(X) = c_1 e^{\sqrt{\text{Bi}}X} + c_2 e^{-\sqrt{\text{Bi}}X}, \quad (3)$$

где c_1 и c_2 – некоторые константы, которые находятся из граничных условий.

При $X=0$ для граничного условия первого рода $c_1 + c_2 = 1$, при $X=1$ $\frac{\partial \vartheta}{\partial X} = \sqrt{\text{Bi}} c_1 e^{\sqrt{\text{Bi}}} - \sqrt{\text{Bi}} c_2 e^{-\sqrt{\text{Bi}}} = 0$. Отсюда следует, что $c_1 = \frac{e^{-\sqrt{\text{Bi}}}}{e^{\sqrt{\text{Bi}}} + e^{-\sqrt{\text{Bi}}}}$ и $c_2 = \frac{e^{\sqrt{\text{Bi}}}}{e^{\sqrt{\text{Bi}}} + e^{-\sqrt{\text{Bi}}}}$. После подстановки c_1 и c_2 в (3) получается формула

$$\vartheta(X) = \frac{e^{-\sqrt{\text{Bi}}(1-X)} + e^{\sqrt{\text{Bi}}(1-X)}}{e^{\sqrt{\text{Bi}}} + e^{-\sqrt{\text{Bi}}}} = \frac{\cosh[\sqrt{\text{Bi}}(1-X)]}{\cosh \sqrt{\text{Bi}}}. \quad (4)$$

Из решения (4) легко найти полезные для практики величины:

температуру в точке симметрии (минимальную)

$$\vartheta_{\min} = \vartheta_{X=1} = \frac{1}{\cosh \sqrt{\text{Bi}}}; \quad (5)$$

среднюю температуру

$$\vartheta_{\text{cp}} = \int_0^1 \frac{\cosh[\sqrt{\text{Bi}}(1-X)]}{\cosh \sqrt{\text{Bi}}} dX = \frac{\tanh \sqrt{\text{Bi}}}{\sqrt{\text{Bi}}}; \quad (6)$$

градиент температуры на левой границе

$$Q = \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial X}\right)_{X=0} = -\sqrt{\text{Bi}} \tanh \sqrt{\text{Bi}}. \quad (7)$$

Формула (4) имеет несколько недостатков, так как не учитывает неравномерность температурного поля, вызванную двумерностью исходной задачи и формой источника тепла. Однако она может быть использована для приближенных инженерных расчетов.

МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ

Для учета неравномерности температурного поля следует решать двумерную задачу с сопряжением тел, тогда уравнение теплопроводности принимает вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} \right) = 0, \quad (8)$$

где y – координата поперек ТРС, м; λ_x и λ_y – теплопроводность тел вдоль осей x и y , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Для аппроксимации дифференциального уравнения методом конечных разностей использован шаблон линейного уравнения

$$a_{0i,j} t_{i,j} = a_{1i,j} t_{i-1,j} + a_{2i,j} t_{i+1,j} + a_{3i,j} t_{i,j-1} + a_{4i,j} t_{i,j+1} + b_{i,j}, \quad (9)$$

где $a_1 - a_4$ и b – коэффициенты.

Для учета сопряжения тел перед расчетом задавался массив значений теплопроводности λ в соответствующих координатах центров ячеек расчетной сетки. Массив теплопроводности смещен на полшага вперед относительно каждой оси сетки (рис. 3). Так как использована ортогональная относительно осей сетка, то теплопроводность вдоль осей рассчитывалась как средняя взвешенная по следующим формулам:

$$\lambda_{xi,j} = \frac{\lambda_{i,j-1}(y_j - y_{j-1}) + \lambda_{i,j}(y_{j+1} - y_j)}{y_{j+1} - y_{j-1}},$$

$$\lambda_{yi,j} = \frac{\lambda_{i-1,j}(x_i - x_{i-1}) + \lambda_{i,j}(x_{i+1} - x_i)}{x_{i+1} - x_{i-1}}.$$

В результате аппроксимации уравнения (8) с помощью центрально-разностной безусловно

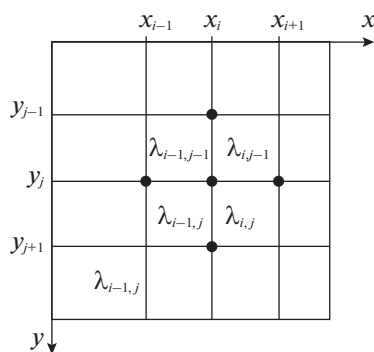


Рис. 3. Расчетная сетка

устойчивой схемы второго порядка точности [19] определены коэффициенты уравнения (9):

$$a_{0i,j} = \frac{2\lambda_{xi-1,j}}{(x_{i+1} - x_{i-1})(x_i - x_{i-1})} + \frac{2\lambda_{xi,j}}{(x_{i+1} - x_{i-1})(x_{i+1} - x_i)} + \frac{2\lambda_{yi,j-1}}{(y_{j+1} - y_{j-1})(y_j - y_{j-1})} + \frac{2\lambda_{yi,j}}{(y_{j+1} - y_{j-1})(y_{j+1} - y_j)};$$

$$a_{1i,j} = \frac{2\lambda_{xi-1,j}}{(x_{i+1} - x_{i-1})(x_i - x_{i-1})};$$

$$a_{2i,j} = \frac{2\lambda_{xi,j}}{(x_{i+1} - x_{i-1})(x_{i+1} - x_i)};$$

$$a_{3i,j} = \frac{2\lambda_{yi,j-1}}{(y_{j+1} - y_{j-1})(y_j - y_{j-1})};$$

$$a_{4i,j} = \frac{2\lambda_{xi,j}}{(x_{i+1} - x_{i-1})(x_{i+1} - x_i)}; \quad b_{i,j} = 0.$$

Граничные условия второго и третьего рода записывались в конечно-разностном виде после разложения в ряд Тейлора со вторым порядком точности.

Полученная система линейных уравнений решалась параллельно методом Гаусса – Зейделя с применением чисел двойной точности на двух процессорах Xeon E5-2680 v4, имеющих по 14 ядер. Число шагов по осям подбиралось таким образом, чтобы погрешность расчета по правилу Рунге составляла не более 0.10°C. При этом сгущение сетки проводилось в тех областях, где погрешность превышала заданную.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Решение задачи выполнено для значений исходных параметров, представленных далее:

Ширина участка симметрии x_1 , м 0.22

Толщина, м:

ТРС y_1 0.1

ТИС ($y_2 - y_1$) 0.2

стенки полиэтиленовой трубы $\delta_{тр}$ 0.002

Диаметр полиэтиленовой трубы $d_{тр}$, м 0.025

Теплопроводность, Вт/(м · К):

ТРС (бетон) $\lambda_{ТРС}$ 1.50

ТИС (минеральная вата) $\lambda_{ТИС}$ 0.05

стенки трубы (полиэтилен) $\lambda_{тр}$ 0.25

Коэффициент теплоотдачи на наружной

поверхности теплоизоляции α , Вт/(м² · К) 23

Температура, °C:

теплораспределяющего слоя t_1 26

окружающей среды $t_{o,c}$ -26

Число Био при таких значениях параметров

$$Bi = \frac{x_1^2}{\left(\frac{1}{\alpha} + \frac{y_2 - y_1}{\lambda_{ТИС}}\right) y_1 \lambda_1} = 0.08.$$

На рис. 4 показана расчетная сетка, на рис. 5 – распределение температуры в активной тепловой защите, полученное путем численного моделирования. Применение правила Рунге для подбора разбиений по осям $x \times y$ позволило сократить их число до 48 × 94, а весь расчет с автоматическим подбором шагов длился менее 7 мин.

На рис. 6 приведены распределения температур по координате x , полученные путем численного моделирования и аналитического решения. Из результатов численного моделирования следует, что средняя по внутренней поверхности температура ТРС $t_{cp, y=0} = 23.63^\circ\text{C}$, минимальная – $t_{min, y=0} = 23.11^\circ\text{C}$, максимальная – $t_{max, y=0} = 24.30^\circ\text{C}$;

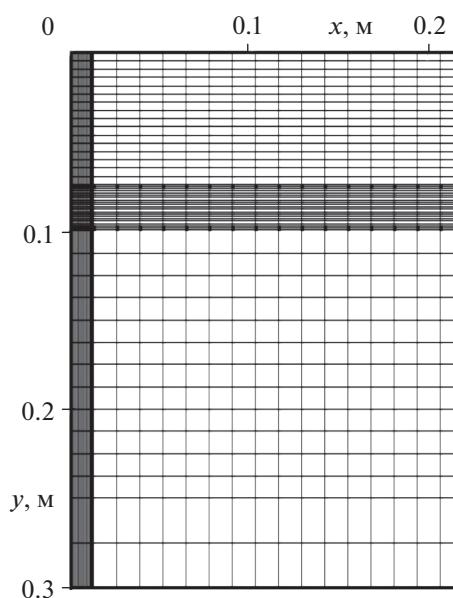


Рис. 4. Расчетная сетка численной модели активной теплозащитной ограждающей конструкции

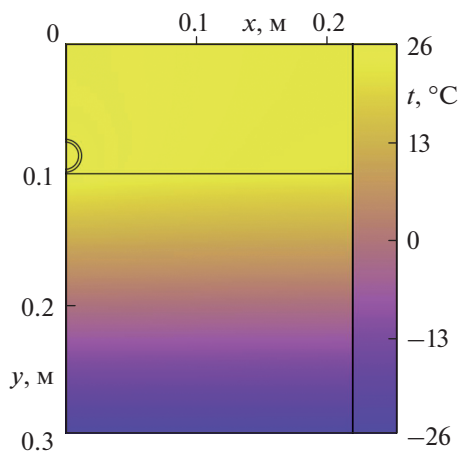


Рис. 5. Распределение температур в активной теплозащитной ограждающей конструкции

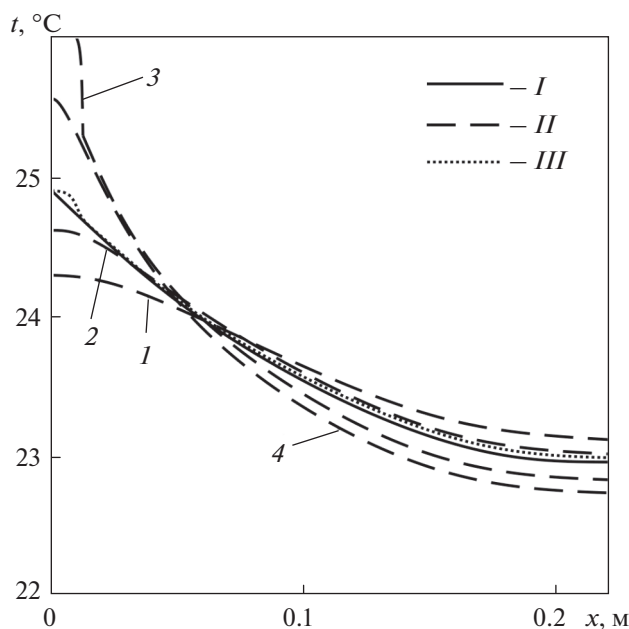


Рис. 6. Распределение температуры по ширине ТРС. I – аналитическое решение; II и III – численное решение; III – осредненная по толщине температура ТРС; y, м: 1 – 0; 2 – 0.05; 3 – 0.087 (центр ТТУ); 4 – 0.1

осредненная по сечению температура ТРС составила $t_{cp} = 23.62^\circ\text{C}$, минимальная осредненная по толщине – $t_{min} = 22.98^\circ\text{C}$, максимальная – $t_{max} = 24.90^\circ\text{C}$. Следует отметить, что $(t_{max} - t_{cp}) > (t_{cp} - t_{min})$ как для аналитического решения, так и для численного. Видно, что в масштабах полного перепада температур, который испытывала АТОК (от -26 до $+26^\circ\text{C}$), температура ТРС менялась слабо, а температурный профиль в ТИС вдоль оси x был практически равномерным, что характерно для $Bi \ll 1$.

Зная среднюю по сечению температуру, по формуле (6) можно определить максимальную температуру

$$\hat{t}_1 = \frac{\sqrt{Bi}(t_{cp} - t_{o.c.})}{\tanh \sqrt{Bi}} + t_{o.c.} = 24.90^\circ\text{C}.$$

Если максимальная температура $\hat{t}_1$ известна, то зависимость температуры от координаты довольно легко построить с использованием формулы (4). На рис. 6 видно, что аналитическая зависимость практически совпала с осредненной по толщине температурой, полученной при численном решении, максимальное расхождение составляет 0.07°C , а в среднем по ширине ТРС – 0.03°C . Различие меньше погрешности численного решения.

Минимальная температура $\hat{t}_{min}$ рассчитывается по формуле (5) следующим образом:

$$\hat{t}_{min} = \frac{\hat{t}_1 - t_{oc}}{\cosh \sqrt{Bi}} + t_{o.c.} = 22.94^\circ\text{C}.$$

Перепад температур по внутренней поверхности ТРС при численном моделировании составил 1.18°C , а при аналитическом решении – 1.97°C . Разница значений связана с тем, что ТТУ утеплена ближе к ТИС, а в ТРС температура распределяется довольно эффективно. Однако наибольшая разность температур (3.18°C) при численном моделировании достигается в продольном сечении, совпадающем с осью ТТУ, а перепад осредненной по толщине ТРС температуры составил 1.92°C . Расхождение аналитического и численного решений в наибольшей степени определяется сопротивлением стенки трубки ТТУ, а также ее формой. Перегрев ТТУ относительно максимальной осредненной по толщине ТРС температуры составляет 1.10°C , а относительно средней – 2.38°C .

Разность между температурой теплоносителя в ТТУ и средней температурой ТРС можно приближенно оценить по формуле $\Delta t \approx \Delta t_a + \Delta t_{tp}$, где $\Delta t_a = (1 - \vartheta_{cp})(\hat{t}_1 - t_{o.c.})$ – перегрев, полученный аналитически, $\Delta t_{tp} = \tilde{t}_1 - \hat{t}_1$ – перепад температур, учитывающий дополнительные сопротивления, $\tilde{t}_1$ – оценка температуры ТТУ, которую можно найти из формулы

$$\frac{\vartheta_{cp}(\hat{t}_1 - t_{o.c.})}{R_{огр}} = \frac{\tilde{t}_1 - t_{o.c.}}{R_\Sigma}, \quad (10)$$

где $R_\Sigma = \frac{1}{\alpha} + \frac{y_2 - y_1}{\lambda_{ТИС}} + \frac{x_1}{2\lambda_{ТРС}} \frac{4x_1}{\pi d_{тр} + 2x_1} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} \frac{2x_1}{\pi d_{тр}}$ – приведенная оценка сопротивления тепловому потоку между поверхностью ТТУ и окружающей средой, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Из (10) следует, что $\tilde{t}_1 = \frac{R_{\Sigma} \vartheta_{cp} (\hat{t}_1 - t_{o.c.})}{R_{огр}} + t_{o.c.}$.

Для заданных параметров $\Delta t_a = 1.31^\circ\text{C}$, $\Delta t_{тр} = 0.76^\circ\text{C}$, тогда $\Delta t \approx 2.07^\circ\text{C}$, а $\tilde{t}_1 = 25.69^\circ\text{C}$, что достаточно близко к полученному перегреву при численном моделировании ($t_1 = 26^\circ\text{C}$).

При проектировании активной теплозащитной ограждающей конструкции, т.е. при расчете толщины стен и изоляции, шага расположения ТТУ, важно знать значение числа Bi , которое следует получить путем решения обратной задачи, когда заданы температуры внутреннего и наружного воздуха, а также перепад температуры по внутренней поверхности ограждающей конструкции. Так как $(t_{max} - t_{cp}) > (t_{cp} - t_{min})$, то оценивать число Bi следует, исходя из того, что $\hat{t}_1 = t_{cp} + \Delta t_{max}$. В [20] указаны требования к максимальному перепаду между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции зданий и помещений. В частности, для наружных стен жилых помещений данный перепад должен составлять не более $\Delta t_{max} = 4^\circ\text{C}$. При равенстве средней температуры стены оптимальной температуре воздуха $t_{cp} = t_{внутр} = 22^\circ\text{C}$ по [21] и расчетной температуре наружного воздуха для Москвы $t_{o.c.} = -26^\circ\text{C}$ по [22] $\hat{t}_1 = 26^\circ\text{C}$ для аналитического решения, откуда $\vartheta_{cp} = \frac{t_{cp} - t_{o.c.}}{\hat{t}_1 - t_{o.c.}} = 0.923$. Из (6) можно найти $Bi = 0.254$.

При $\Delta t_{max} = 1^\circ\text{C}$ $\vartheta_{cp} = 0.980$ и $Bi = 0.0627$.

На рис. 7 представлены зависимости $Bi(\vartheta_{cp})$, $\vartheta_{min}(\vartheta_{cp})$ и $Q(\vartheta_{cp})$, полученные по формулам (6), (5) и (7), которые могут быть использованы для практических расчетов. Задав Δt_{max} , t_{cp} , $t_{o.c.}$ и $\hat{t}_1$, можно вычислить ϑ_{cp} , затем по диаграмме (см. рис. 7) определить Bi , ϑ_{min} и Q . Зная эти параметры стены, легко можно рассчитать основные характеристики АТОК по следующим формулам:

шаг расположения ТТУ, м,

$$x_1 = 2 \sqrt{Bi \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{y_2 - y_1}{\lambda_{тис}} \right) y_1 \lambda_1};$$

минимальную температуру поверхности стены, $^\circ\text{C}$,

$$t_{min} = \vartheta_{min} (\hat{t}_1 - t_{o.c.}) + t_{o.c.};$$

удельную мощность ТТУ, Вт/м,

$$q_l = Q \frac{\lambda_1 (\hat{t}_1 - t_{o.c.}) y_1}{x_1}.$$

На практике при таком обилии трубопроводов, которое необходимо при использовании

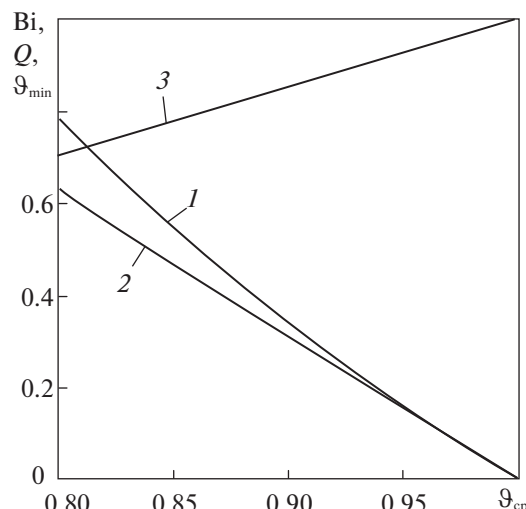


Рис. 7. Зависимости числа Био (1), градиента температуры (2) и минимальной температуры (3) от средней температуры ТРС

АТОК, возникает вопрос о затратах на прокачку теплоносителя. Теплоносителями могут быть вода, растворы гликолей, пары фреонов и т.д. Трубки могут быть соединены как последовательно, так и параллельно. Могут быть также расположены вертикально, тогда гидравлическое сопротивление будет близко к сопротивлению обычного стояка. Это повлияет на ту мощность, которая будет затрачиваться на перенос тепла теплоносителем, но ее значение будет определяться конструктивными решениями.

К примеру, для рассмотренной формы АТОК при численном моделировании тепловые потери с 1 м^2 активной теплозащитной ограждающей конструкции, толщина и теплопроводность теплоизолирующего слоя минеральной ваты которой равняются $(y_2 - y_1) = 0.2 \text{ м}$ и $\lambda_{тис} = 0.05 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, составили 164 Вт/м^2 . При шаге ТТУ $2x_1 = 0.44 \text{ м}$ и высоте фасада 60 м (20-этажное здание) на одну трубку приходилась тепловая мощность 4330 Вт . Расход воды G , имеющей плотность $\rho = 998 \text{ кг/м}^3$, при температурном перепаде 3°C составил 0.34 кг/с , а ее скорость в трубке внутренним диаметром 0.021 м была $v = 1 \text{ м/с}$, число Рейнольдса $Re = 21000$, коэффициент гидравлического сопротивления по формуле Альтшуля $\xi = 0.0264$, перепад давления $\Delta p_\xi = 38 \text{ кПа}$. При наличии четырех поворотов на каждом этаже общее их число равно 80. Перепад давления на местные сопротивления $\Delta p_m = 38 \text{ кПа}$. Общая мощность на прокачку $N = (\Delta p_m + \Delta p_\xi) G / \rho = 26.5 \text{ Вт}$, что составило 0.6% относительно тепловой мощности. При соединении трубок параллельно в верхней и нижней частях здания в общие коллекторы отношение мощностей для всех одинаково. При снижении

тепловой мощности системы и количественном регулировании отопления это отношение еще снизится. Значение мощности на прокачку является приемлемым для теплоэнергетических систем.

ВЫВОДЫ

1. Одномерное аналитическое решение задачи стационарного теплообмена в активной теплозащитной ограждающей конструкции с трубчатыми теплообменными устройствами хорошо согласуется с двумерным численным. Однако аналитическое решение не позволяет учесть дополнительные сопротивления, приводящие к перегреву трубчатого теплообменного устройства относительно средней температуры теплораспределяющего слоя. Предложенная формула для учета этого перегрева может быть полезна при проектировании АТОК.

2. Расположение трубчатых теплообменных устройств вблизи точки сопряжения теплораспределяющего и теплоизолирующего слоев не приводит к значительному росту тепловых потерь, так как суммарное сопротивление ограждающей конструкции уменьшается незначительно, а температура теплоносителя близка к температуре внутри помещения. Однако такой подход позволяет более равномерно распределить температуру по внутренней поверхности стены и защитить трубки от повреждения при штроблении или перфорировании стены изнутри. При этом проявляются два основных свойства активной тепловой защиты — максимальное приближение температуры теплоносителя к температуре воздуха внутри помещения и максимальное расширение области комфортного пребывания людей в этом помещении.

3. Для достижения нормируемых значений перепада температуры на внутренней поверхности ограждающей стены для жилых зданий Москвы должно выполняться условие $Bi < 0.254$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пурдин М.С., Гаряев А.Б. Исследование тепловых характеристик твердого изолированного цилиндрического аккумулятора теплоты // Вестник ЮУГУ. Сер.: Энергетика. 2023. Т. 23. № 2. С. 73–82.
2. Karabay H., Arici M., Sandik M. A numerical investigation of fluid flow and heat transfer inside a room for floor heating and wall heating systems // Energy Build. 2013. V. 67. P. 471–478. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.08.037>
3. Hasan A., Kurnitski J., Jokiranta K. A combined low temperature water heating system consisting of radiators and floor heating // Energy Build. 2009. V. 41. Is. 5. P. 470–479. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.11.016>
4. Sarbu I., Sebarchievici C. A study of the performances of low-temperature heating systems // Energy Effic. 2015. V. 8. P. 609–627. <https://doi.org/10.1007/s12053-014-9312-4>
5. Review of water-based wall systems: Heating, cooling, and thermal barriers / M. Krajčák, M. Arici, O. Sikula, M. Šimko // Energy Build. 2021. V. 253. P. 111476. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111476>
6. Purdin M.S. Numerical modelling method of heat exchange in heat accumulators with many phases and free phase boundaries movement // J. Phys.: Conf. Ser. 2020. V. 1683. Is. 5. P. 052001. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1683/5/052001>
7. Патент № RU2809426C1. Активная теплозащитная ограждающая конструкция / М.С. Пурдин. 11.12.2023.
8. Гершкович В.Ф. Метод теплового расчета теплых и прохладных стен // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. 2010. № 6. С. 50–51.
9. Токарева Е.В., Лачинов К.Р., Михеева О.В. Энергосберегающие системы отопления // Материалы XIII нац. конф. с междунар. участием “Современные проблемы и перспективы развития строительства, теплогазоснабжения и энергообеспечения”. Россия, Саратов, 20–21 апр. 2023 г. Саратов: Вавиловский ун-т, 2023. С. 82–90.
10. Adaptive dynamic building envelope integrated with phase change material to enhance the heat storage and release efficiency: A state-of-the-art review / P. Wang, Zh. Liu, X. Zhang, M. Hu, L. Zhang, J. Fan // Energy Build. 2023. V. 286. P. 112928. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.112928>
11. Yang Y., Chen S. Thermal insulation solutions for opaque envelope of low-energy buildings: A systematic review of methods and applications // Renewable Sustainable Energy Rev. 2022. V. 167. P. 112738. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112738>
12. Practical experience in the application of energy roofs, ground heat storages, and active thermal protection on experimental buildings / D. Kalús, D. Koudelková, V. Mučková, M. Sokol // Appl. Sci. 2022. V. 12. Is. 18. P. 9313. <https://doi.org/10.3390/app12189313>
13. Performance evaluation of an active pipe-embedded building envelope system to transfer solar heat gain from the south to the north external wall / J. Shen, Zh. Wang, Y. Luo, X. Jiang, H. Zhao, D. Cui, Zh. Tian // J. Build. Eng. 2022. V. 59. P. 105123. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2022.105123>
14. Оптимизация температурного графика централизованного теплоснабжения по критерию минимума затрат эксергии / Е.Э. Баймачев, Л.М. Манзарханова, М.В. Туфанова, А.И. Левицкий // Вестник ИргТУ. 2015. № 6 (101). С. 68–72.
15. Эксергетический анализ системы теплоснабжения с пониженной температурой обратной сетевой воды / А.В. Волков, А.С. Маленков, А.Я. Шелгинский, Н.Е. Кутько // Надежность и безопасность энергетики. 2018. Т. 11. № 3. С. 227–234. <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2018-11-3-227-234>
16. Кудинов А.А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. Ульяновск: УлГТУ, 2000.

17. Пурдин М.С., Юзюк В.В. Исследование эффективности двухступенчатого теплового насоса на изобутане // Материалы IV Междунар. конф. "Современные проблемы теплофизики и энергетики". Россия, Москва, 21–25 окт. 2024 г. М.: Изд-во МЭИ, 2024. С. 431–432.
18. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия, 1975.
19. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. М.: Изд-во МГУ, 1999.
20. СП 50.13330.2024. Тепловая защита зданий. М.: Рос. ин-т стандартизации, 2024.
21. СП 131.13330.2020. Строительная климатология. М.: М-во строительства и жилищно-коммунального хозяйства РФ, 2021.
22. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. М.: Стандартинформ, 2013.

Steady Heat Transfer in an Active Building Thermal Protection Envelope Equipped with Tubular Heat Transfer Devices

M. S. Purdin^{a, *} and R. Magomedova^a

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

*e-mail: PurdinMS@mpei.ru

Abstract—An active thermal protection envelope (ATPE) is a new kind of systems for maintaining temperature conditions in buildings and structures, which emerged after the “warm floor” and “warm walls” systems. The article substantiates the relevance of studying the thermal characteristics and practical application of an ATPE comprising tubular heat transfer devices (THTDs). A 1D analytical solution and a 2D numerical solution of the heat transfer problem in an ATPE are developed. For the 2D solution, a numerical scheme that takes into account conjugate heat transfer between the heat distribution layer (HDL) and thermal insulating layer (TIL), as well as the modeling procedure, are presented. For verifying the results, numerical and analytical calculations were carried out, and the temperature distributions in the heat distribution layer for one of the ATPE versions were compared. The 1D analytical solution is in good agreement with the 2D numerical calculation results. The temperature differences arising in the HDL and at its surface, as well as the THTD temperature overheating are determined. A tubular heat transfer device overheating calculation method for carrying out practical computations is proposed. The Biot number value at which the standardized temperature distribution parameters in the thermal protection structure are achieved is estimated. A conclusion is drawn that, owing the use of an ATPE equipped with tubular heat transfer devices, the indoor temperature can be approached closest to the heat carrier temperature. This means that the heat supply systems of buildings and structures can be made more efficient in exergetic and energy respects at the expense of insignificantly larger heat losses, especially in the case of using low-grade heat sources, and also during heat transformation and storage. Formulas for calculating the THTD placement pitch, minimal wall surface temperature, and THTD specific power are presented.

Keywords: active thermal protection envelope, thermal insulation of buildings and structures, thermal protection of buildings, phase change materials, heat transformation coefficient, low grade heat sources