
**ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ**

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ АДИАБАТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ В ПОМЕЩЕНИЯХ С ЛУЧИСТЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

© 2021 г. А. О. Шацков*, **

*Донбасская национальная академия строительства и архитектуры,
ул. Державина, д. 2, г. Макеевка, Донецкая область, 86123 Украина*

**e-mail: Reggie.88@mail.ru*

***e-mail: a.o.shatskov@donnasa.ru*

Поступила в редакцию 06.08.2020 г.

После доработки 10.12.2020 г.

Принята к публикации 23.12.2020 г.

Теплоснабжение с одновременным энергоресурсосбережением является одной из важнейших задач настоящего времени. Высокую эффективность показывают системы низкотемпературных электрических отопительных приборов инфракрасного излучения. Системы лучистого отопления имеют определенные преимущества перед традиционными системами отопления: возможность обогрева как всего помещения, так и отдельных зон; отсутствие массивных трубопроводов и воздухопроводов и затрат на транспортировку теплоносителя; отсутствие циркуляции пыли и загрязняющих веществ в обогреваемом помещении; возможность снижения температуры воздуха в обогреваемом помещении на 1–3°C, что обуславливается особенностями процессов теплообмена при использовании радиационного отопления и допускается строительными нормами. Тепловой комфорт в помещениях с лучистыми отопительными приборами создается благодаря повышению радиационной температуры внутренних поверхностей ограждающих конструкций при снижении температуры воздуха в помещении. При этом необходимо добиться соблюдения первого условия комфортности. Для того чтобы определить, выполняются ли эти требования и соответствуют ли они действующим строительным нормам, нужно разработать такую методику расчета теплообмена в помещении при лучистом отоплении, которая позволит учесть также и все многообразие конфигураций отопительных приборов. Важнейшими параметрами будут размеры и температура поверхности приборов, их количество и расположение в обслуживаемом помещении. Также необходимо учитывать геометрические параметры помещений, материал и излучательную способность внутренней поверхности ограждающих конструкций. В статье рассматриваются отопительные приборы для жилых и общественных зданий. В связи с небольшой высотой таких помещений для выполнения второго условия комфортности применяются приборы с температурой поверхности до 100°C. Разработанная методика имеет некоторые допущения, которые дают погрешность не более 5%.

Ключевые слова: температура поверхности, лучистый теплообмен, тепловой поток, излучательная способность, коэффициент лучеиспускания, низкотемпературное лучистое отопление жилых и общественных зданий, угловой коэффициент излучения, коэффициент конвективного теплообмена

DOI: 10.1134/S0040363621090083

В специализированной литературе указаны преимущества использования техники инфракрасного излучения для отопления жилых и общественных зданий [1–3], при этом отмечается, что такие системы отопления позволяют не только создать комфортные условия для человека [4, 5], но и снизить потребление энергии для отопления [4–6]. Возможности и перспективы использования лучистого отопления широко изучаются зарубежными исследователями, что находит свое отражение в материалах, публикуемых в специализированных изданиях [7–11].

Тем не менее, несмотря на преимущества использования лучистого отопления, отопительные приборы инфракрасного излучения не находят широкого применения на практике, в частности,

из-за отсутствия единой нормативной методики расчета и проектирования таких систем. Некоторые российские исследователи тщательно изучали вопросы лучистого теплообмена в помещениях с лучистыми отопительными приборами. При этом для расчета теплообмена применялись зональные методы вычислений [6, 12–15]. Следует отметить, что подобные методы расчета превосходно показывают себя при проектировании систем газового лучистого отопления производственных зданий. В жилых и общественных зданиях не допускается установка таких отопительных приборов, так как температура их поверхности превышает 100°C.

В справочной литературе приведены методики расчета теплообмена в помещениях с панельно-лучистым отоплением [16–18]. Однако такие ме-

тодики либо разрабатываются для систем отопления конкретных производителей [16], либо в них принимаются значительные упрощения из-за отсутствия способов расчета средних диффузных угловых коэффициентов [17, 18].

При эксплуатации зданий основным параметром служит тепловой режим помещений, от которого зависят ощущение теплового комфорта людей, нормальное протекание производственных процессов, состояние и долговечность как конструкции здания, так и его оборудования. Тепловая обстановка в помещении определяется совместным действием таких факторов, как температура, подвижность и влажность воздуха, наличие струйных течений, распределение параметров воздуха в плане и по высоте помещения, а также радиационным излучением окружающих поверхностей, которое зависит от их температуры, конфигурации и радиационных свойств [19–21]. Под действием конвективного и лучистого теплообмена и процессов массопереноса температуры воздуха и поверхностей в помещении взаимосвязаны и оказывают воздействие одна на другую [22, 23].

Для изучения формирования микроклимата, его динамики и способов воздействия на него нужно знать законы теплообмена в помещении [22, 23]. Температуры поверхностей в помещении неодинаковы. Обычно зимой и летом наружные ограждения и приборы систем отопления-охлаждения бывают более нагретыми или охлажденными по сравнению с внутренними стенами, которые имеют температуру, близкую к температуре воздуха в помещении. Между поверхностями происходит теплообмен излучением, подчиняющийся общим физическим закономерностям, пользоваться которыми в инженерных расчетах сложно. Лучистый теплообмен в помещении происходит в условиях ограниченного диапазона температур, определенных радиационных свойств поверхностей и их геометрического расположения [22, 23].

Теплообмен в помещении рассчитывают при установившемся режиме передачи тепла и тепловые потоки от греющей панели в помещение и из помещения наружу считают равными [17, 18].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Задачей расчета является определение температуры поверхности внутренних ограждений с учетом как лучистого теплообмена между отопительной панелью и остальными взаимно параллельными и перпендикулярными поверхностями, так и конвективного теплообмена между воздухом и ограждениями. Знание этих температур позволяет проверить соблюдение комфортной температурной обстановки, уточнить теплопотери помещения и тепловую мощность отопительной панели.

В помещении обычной конструкции имеются поверхности шести видов, участвующие в теплообмене: наружные стены, окна, пол, потолок, внутренние стены, отопительная панель. Эти поверхности можно сгруппировать следующим образом: наружные ограждения (источник тепловых потерь), внутренние ограждения (адиабатные) и отопительная панель (источник теплопоступлений).

Следует также отметить, что жилое помещение представляет собой замкнутую систему из N поверхностей конечных размеров. Для упрощения решения задачи теплообмена принимаются следующие допущения:

каждая поверхность системы – изотермическая; для неизотермических поверхностей это условие может быть достигнуто разделением поверхности на более мелкие зоны, в пределах которых температуру можно считать постоянной;

каждая поверхность системы представляет собой серое тело;

излучение, испускаемое каждой поверхностью, диффузно распределяется в полупространстве;

поверхностная плотность потока эффективно излучения одинакова во всех точках каждой из поверхностей системы; при этом угловые коэффициенты излучения не зависят от поверхностного распределения потоков излучения и их значений.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ АДИАБАТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Температура адиабатных поверхностей служит важным показателем работы системы лучистого отопления, так как температура воздуха внутри помещения при работе приборов инфракрасного излучения ниже, чем при работе конвективных отопительных приборов. Поэтому выполнения первого условия комфортности, определяющего такую область сочетаний температуры воздуха внутри помещения и радиационной температуры помещения, при которых человек, находясь в центре рабочей зоны, не испытывает ни перегрева, ни переохлаждения [20, 21], можно достичь повышением температуры только внутренних поверхностей ограждающих конструкций. Без методики расчета этой температуры невозможно определить, насколько эффективно работает система лучистого отопления.

Повышение температуры адиабатных поверхностей происходит вследствие лучистого теплообмена с отопительной панелью, являющейся источником тепла в помещении:

$$Q_{\text{п}} = \sigma \epsilon_{\text{п}} \epsilon_{\text{еа}} \left[\left(\frac{T_{\text{п}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{а}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \varphi_{\text{п-а}} F_{\text{а}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{п}}$ – тепловой поток от поверхности отопительной панели, Вт; σ – постоянная Стефана – Больцмана, равная примерно 5.67×10^{-8} Вт/(м² · К⁴); $\epsilon_{\text{п}}$ –

излучательная способность излучающей поверхности отопительной панели; ε_{ea} — излучательная способность внутренней (адиабатной) поверхности рассчитываемого внутреннего ограждения, численно равная излучательной способности внутренней поверхности наружного ограждения; $T_{\text{п}}^{\text{л}}$ — температура поверхности отопительной панели, К; $T_{\text{а}}^{\text{л}}$ — температура адиабатных поверхностей, К; $\varphi_{\text{п-а}}$ — средний диффузный угловой коэффициент излучения с поверхности панели на адиабатные поверхности; $F_{\text{а}}$ — суммарная площадь адиабатных поверхностей, м^2 ; индекс “л” обозначает лучистую составляющую теплообмена в помещении.

Поскольку любое жилое помещение представляет собой замкнутую систему лученепрозрачных поверхностей, то при расчете теплообмена можно применять свойство замыкаемости угловых коэффициентов [22–24], которое, в силу закона сохранения энергии для замкнутой системы, можно записать следующим образом:

$$\sum_{j=1}^n \varphi_{i-j} = 1.$$

Здесь φ_{i-j} — угловой коэффициент излучения с i -й поверхности на все j -е поверхности, участвующие в теплообмене.

Используя это свойство, расчет угловых коэффициентов можно значительно упростить и записать выражение (1) так:

$$Q_{\text{п}} = \sigma \varepsilon_{\text{еп}} \varepsilon_{\text{ea}} \left[\left(\frac{T_{\text{п}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{а}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] (1 - \varphi_{\text{п-x}}) F_{\text{а}},$$

где $\varphi_{\text{п-x}}$ — угловой коэффициент излучения с поверхности отопительной панели на поверхность наружного ограждения.

Таким образом, для расчета лучистого теплообмена в помещении достаточно определить угловой коэффициент излучения на поверхность наружного ограждения, что значительно упрощает вычисления.

Температура адиабатных поверхностей несколько выше температуры внутренней поверхности наружной ограждающей конструкции, поэтому результирующий тепловой поток между ними Q_x отличен от нуля и вычисляется по формуле

$$Q_x = \sigma \varepsilon_{\text{ea}}^2 \left[\left(\frac{T_{\text{а}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{x}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] F_x,$$

где F_x — площадь наружной ограждающей конструкции, м^2 ; $T_{\text{x}}^{\text{л}}$ — температура внутренней поверхности наружной ограждающей конструкции, К.

Конвективный теплообмен между отопительной панелью и воздухом внутри помещения определяется по выражению

$$Q_{\text{вн}} = \alpha_{\text{к}} (T_{\text{п}}^{\text{к}} - \theta_{\text{вн}}) F_{\text{п}}, \quad (2)$$

где $Q_{\text{вн}}$ — конвективный тепловой поток от поверхности отопительной панели; $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент конвективного теплообмена, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $T_{\text{п}}^{\text{к}}$ — температура поверхности панели, К; $\theta_{\text{вн}}$ — температура воздуха внутри помещения, К; $F_{\text{п}}$ — площадь панели, м^2 .

При температуре воздуха внутри помещения 20°C коэффициент конвективного теплообмена $\alpha_{\text{к}}$ для вертикальных поверхностей равен [25]

$$\alpha_{\text{к}} = 1.16 (\Delta T^{\text{к}})^{\frac{1}{3}},$$

где $\Delta T^{\text{к}} = T_{\text{п}}^{\text{к}} - \theta_{\text{вн}}$ — разность температур поверхности панели и воздуха внутри помещения, К.

Тогда формулу (2) можно представить следующим образом:

$$Q_{\text{вн}} = 1.16 (\Delta T^{\text{к}})^{\frac{4}{3}} F_{\text{п}}.$$

Потери тепла на нагрев приточного воздуха определяются по выражению (написание формулы приведено в соответствии с [25])

$$\begin{aligned} 0.278 G_{\text{пр}} \sigma (\theta_{\text{вн}} - T_{\text{н}}) &= \sum_{i=1}^N \int_{A_i} \alpha_{\text{кd}A_i} (T_{\text{d}A_i} - T_{\text{н}}) dA_i = \\ &= \sum_{i=1}^N \alpha_{\text{к}_i} (T_{\text{а}} - \theta_{\text{вн}}) F_{\text{a}i} + 1.16 (T_{\text{п}}^{\text{к}} - \theta_{\text{вн}})^{\frac{4}{3}} F_{\text{п}}, \end{aligned}$$

где $G_{\text{пр}}$ — массовый расход приточного воздуха, $\text{кг}/\text{с}$; $T_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха, К; A_i — площадь i -й поверхности помещения, м^2 ; $T_{\text{d}A_i}$ — температура i -й поверхности помещения, К; $\alpha_{\text{к}_i}$ — коэффициент конвективного теплообмена между i -й адиабатной поверхностью помещения и воздухом внутри помещения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $T_{\text{а}}$ — температура адиабатных поверхностей помещения, К; $F_{\text{a}i}$ — площадь i -й адиабатной поверхности, м^2 .

Коэффициент конвективного теплообмена вычисляется по формулам из [25] для различных поверхностей:

вертикальных

$$\alpha_{\text{к}} = 1.39 \left(\frac{\Delta T^{\text{к}}}{l} \right)^{\frac{1}{4}};$$

нагретых горизонтальных, обращенных вниз,

$$\alpha_{\text{к}} = 1.89 \left(\frac{\Delta T^{\text{к}}}{l} \right)^{\frac{1}{4}}; \quad (3)$$

нагретых горизонтальных, обращенных вверх,

$$\alpha_k = 0.971 \left(\frac{\Delta T^k}{l} \right)^{\frac{1}{4}}, \quad (4)$$

где l – определяющий размер поверхности в направлении потока воздуха, м.

Геометрические размеры пола и потолка в большинстве жилых и общественных зданий одинаковы. При установке отопительных приборов на стенах формулы (3) и (4) можно представить в виде

$$\alpha_k = 2.861 \left(\frac{\Delta T^k}{l} \right)^{\frac{1}{4}}.$$

Тепловой баланс для адиабатных поверхностей определяется по формуле

$$Q_{\text{п}} - Q_x - Q_a = 0$$

(где Q_a – суммарный конвективный тепловой поток от всех адиабатных поверхностей помещения, Вт) или

$$\begin{aligned} & \sigma \varepsilon_{\text{еп}} \varepsilon_{\text{еа}} \left[\left(\frac{T_{\text{п}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{а}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] (1 - \varphi_{\text{п-х}}) F_{\text{п}} - \sigma \varepsilon_{\text{еа}}^2 \times \\ & \times \left[\left(\frac{T_{\text{а}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{х}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] F_{\text{а}} - \sum \alpha_{k_i} (T_{\text{а}}^k - \theta_{\text{вн}}) F_i = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

В выражении (5) входными являются значения следующих параметров:

отопительной панели $\varepsilon_{\text{еп}}$, $T_{\text{п}}^{\text{л}}$, $F_{\text{п}}$, которые определяются по паспорту прибора;

наружного ограждения F_x , $\varepsilon_{\text{еа}}$, а также температуры его внутренней поверхности $T_x^{\text{л}}$, численно равной температуре воздуха внутри помещения [26];

геометрических параметров адиабатных поверхностей и значения их излучательной способности.

Перед началом расчета необходимо вычислить коэффициент конвективного теплообмена α_k для всех типов поверхностей, а также средний диффузный угловой коэффициент излучения с поверхности панели на наружное ограждение. После этого выражение (5) можно представить как уравнение 4-й степени для определения температуры адиабатных поверхностей.

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ С УЧЕТОМ ТЕПЛООБМЕНА С ЗАПОЛНЕНИЕМ СВЕТОВОГО ПРОЕМА

В некоторых жилых и общественных зданиях значительную часть наружного ограждения составляют заполнения световых проемов. Так как зачастую возле окон создается зона теплового дискомфорта даже при относительно высоких показателях термического сопротивления заполнения проема, как показано на рис. 1, то иногда может потребоваться расчет температурного ре-

жима помещения с учетом теплообмена через окна. Тогда тепловые потоки через наружное ограждение следует разделять на теплообмен через заполнение светового проема и через остальную часть наружной стены. Возникающие при этом тепловые потоки схематически изображены на рис. 2. При установке отопительной панели на наружном ограждении теплообмен излучением между панелью и наружным ограждением будет равен нулю (поз. 1 и 2 на указанной схеме).

Расчет температуры наружного ограждения значительно усложняется, так как, по сравнению с выражением (5), в линейном уравнении появляются два неизвестных – температуры поверхности окна и остальной части ограждения. При этом температура окна будет ниже температуры остальной части ограждения, следовательно, необходимо учитывать лучистый теплообмен между окном и внутренними стенами. Поэтому для расчета требуется составить систему из трех уравнений, в которой первое уравнение – это тепловой баланс оконного проема, второе – тепловой баланс адиабатных поверхностей, третье – тепловой баланс внутренней поверхности наружного ограждения без учета заполнения светового проема.

При установке отопительной панели на внутренней стене система уравнений выглядит следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} & \sigma \varepsilon_{\text{еп}} \varepsilon_{\text{ео}} \left[\left(\frac{T_{\text{п}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{о}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \varphi_{\text{п-о}} F_{\text{п}} + \sigma \varepsilon_{\text{ео}} \varepsilon_{\text{еа}} \times \\ & \times \left[\left(\frac{T_{\text{а}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{о}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \sum \varphi_{i-\text{o}} F_{ai} - \\ & - k_{\text{o}} F_{\text{o}} (T_{\text{o}}^{\text{л}} - T_{\text{н}}^{\text{л}}) + F_{\text{o}} \alpha_k (T_{\text{вн}}^{\text{л}} - T_{\text{o}}^{\text{л}}) = 0; \\ & \sigma \varepsilon_{\text{еп}} \varepsilon_{\text{еа}} \left[\left(\frac{T_{\text{п}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{а}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \times \\ & \times [1 - (\varphi_{\text{п-х}} + \varphi_{\text{п-о}})] F_{\text{п}} - \sigma \varepsilon_{\text{еа}} \varepsilon_{\text{ео}} \times \\ & \times \left[\left(\frac{T_{\text{а}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{о}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \sum \varphi_{i-\text{o}} F_{ai} - \sigma \varepsilon_{\text{еа}}^2 \times \\ & \times \left[\left(\frac{T_{\text{а}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{х}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \sum \varphi_{j-x} F_{ai} - \\ & - F_{\text{а}} \alpha_k (T_{\text{а}}^{\text{л}} - T_{\text{вн}}^{\text{л}}) = 0; \\ & \sigma \varepsilon_{\text{еп}} \varepsilon_{\text{еа}} \left[\left(\frac{T_{\text{п}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{х}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \varphi_{\text{п-х}} F_{\text{п}} + \sigma \varepsilon_{\text{еа}}^2 \times \\ & \times \left[\left(\frac{T_{\text{а}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{х}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \sum \varphi_{i-\text{o}} F_{ai} - \\ & - k_x F_x' (T_x^{\text{л}} - T_{\text{н}}^{\text{л}}) = 0, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

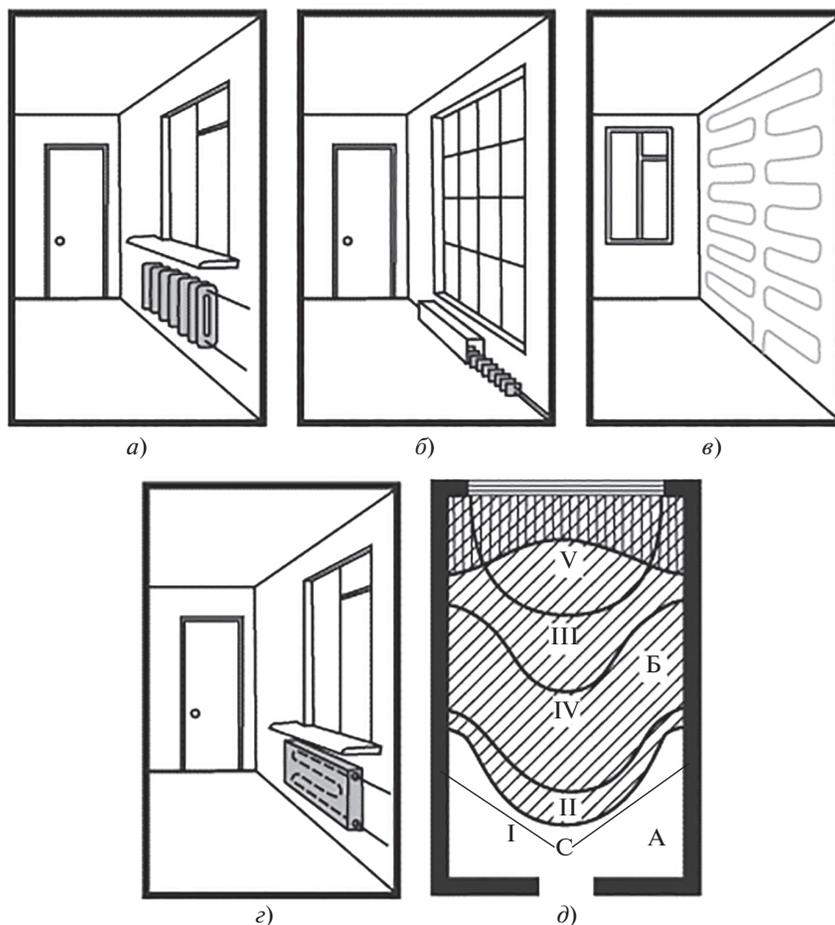


Рис. 1. Зона теплового дискомфорта.

a – радиатор; *б* – конвектор; *в* – панель в перегородке; *г* – подоконная панель; *д* – границы зон комфорта в помещении: при размещении радиаторов (I) и конвекторов (II) под окнами, нагревательных элементов по периметру внутренних стен (III) и в междуэтажных перекрытиях (IV), в стеновой панели (V); А – зона комфорта; Б – зона дискомфорта; С – стена помещения в плане с заливкой

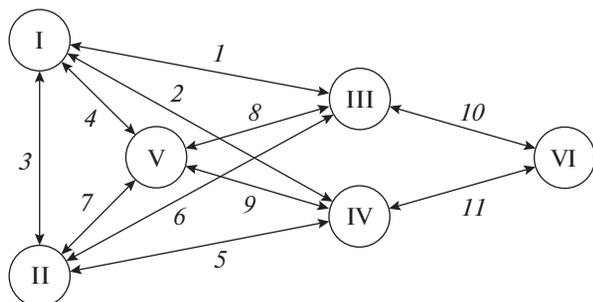


Рис. 2. Граф тепловых потоков в помещении.

I – отопительная панель; II – внутренние ограждения; III – заполнение светового проема; IV – наружное ограждение без учета заполнения светового проема; V – воздух внутри помещения; VI – наружный воздух; 1, 2, 3 – теплообмен излучением между отопительной панелью и остальными поверхностями; 4 – конвективный теплообмен между панелью и воздухом внутри помещения; 5, 6 – теплообмен излучением между внутренними и наружными ограждениями; 7 – конвективный теплообмен между внутренними ограждениями и воздухом в помещении; 8, 9 – конвективный теплообмен между наружными ограждениями и воздухом внутри помещения; 10, 11 – теплопередача через наружное ограждение

где T_o^l – температура поверхности окна, К; F_o – площадь окна, m^2 ; F_x^l – площадь поверхности наружного ограждения без учета площади заполнения светового проема, m^2 ; φ_{i-o} – угловой коэффициент излучения с i -й поверхности внутреннего ограждения на окно; F_{ai} – площадь i -й поверхности внутреннего ограждения, m^2 ; φ_{j-x} – угловой коэффициент излучения с j -й поверхности внутреннего ограждения на внутреннюю поверхность наружного ограждения; F_{aj} – площадь j -й поверхности внутреннего ограждения, m^2 ; $\varphi_{п-o}$ – угловой коэффициент излучения с поверхности отопительной панели на заполнение светового проема; $\varphi_{п-x}$ – угловой коэффициент излучения с поверхности отопительной панели на внутреннюю поверхность наружного ограждения; ϵ_{e_o} – излучательная способность поверхности заполнения светового проема; k_o – коэффициент теплопередачи через заполнение светового проема, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

k_x – коэффициент теплопередачи через наружное ограждение, Вт/(м² · К).

При установке отопительной панели на наружном ограждении имеем

$$\left. \begin{aligned} & \sigma \varepsilon_{e_o} \varepsilon_{e_a} \left[\left(\frac{T_a^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_o^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \times \\ & \times \sum \varphi_i F_i - k_o F_o (T_o^{\text{л}} - T_n^{\text{л}}) + \\ & + F_o \alpha_o (T_{\text{вн}}^{\text{л}} - T_o^{\text{л}}) = 0; \\ & \sigma \varepsilon_{e_{\text{п}}} \varepsilon_{e_a} \left[\left(\frac{T_{\text{п}}^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] F_{\text{п}} - \\ & - \sigma \varepsilon_{e_o} \varepsilon_{e_a} \left[\left(\frac{T_a^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_o^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \sum \varphi_{a-i} F_{a_i} - \\ & - \sigma \varepsilon_{e_a}^2 \left[\left(\frac{T_a^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_x^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \sum \varphi_{a-j} F_{a_j} - \\ & - F_{\text{вн}} \alpha_{\text{к}} (T_a^{\text{л}} - T_{\text{вн}}^{\text{л}}) = 0; \\ & \sigma \varepsilon_{e_a}^2 \left[\left(\frac{T_a^{\text{л}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_x^{\text{л}}}{100} \right)^4 \right] \times \\ & \times \sum \varphi_{a-j} F_{a_j} - k_x F_x' (T_{\text{вн}}^{\text{л}} - T_n^{\text{л}}) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Данные системы уравнений применимы для подавляющего большинства возможных конфигураций взаимного размещения отопительных панелей, наружного ограждения и заполнения светового проема. Для помещений с уникальными архитектурно-планировочными решениями может потребоваться корректировка представленных выражений.

ВЫВОДЫ

1. Несмотря на кажущуюся громоздкость систем уравнений, представленная методика определения температуры адиабатных поверхностей удобна в использовании, поскольку практически все переменные в уравнениях являются исходными параметрами при проектировании систем отопления.

2. При выведении полученных зависимостей использовалась температура внутренней поверхности наружного ограждения, являющаяся вместе с температурой воздуха нормируемой величиной. Тем не менее, следует разработать методику определения фактических значений этих температур. Тогда с помощью всех зависимостей можно будет проводить тщательный анализ эффективности работы систем низкотемпературного лучистого отопления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Краснощёк Б.Н.** Прирученное солнце: водяные потолочные панели лучистого отопления “Теплопанель” // Энергосбережение. 2017. № 1. С. 20–22.
2. **Волошин С.А.** Лучистые климатические системы. Особенности проектирования // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2013. № 2. С. 88–92. https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=5473
3. **Шумилов Р.Н., Толстова Ю.И., Поммер А.А.** Лучистое отопление – мифы и реальность // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2006. № 1. С. 56–58.
4. **Мордухович И.И., Гольченко Н.Ф., Ткаченко В.Б.** Лучистое отопление // Вестник Сумского нац. аграр. ун-та. 2015. № 10. С. 86–100.
5. **Чередник А.Д., Редько А.А.** Эффективность инфракрасных водяных отопительных панелей // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2014. № 6. Р. 69–76.
6. **Математическое моделирование сопряженного теплопереноса в системе с радиационным источником нагрева / Н.И. Куриленко, В.И. Максимов, Г.Я. Мамонтов, Т.А. Нагорнова // Науч.-техн. ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2012. № 2. С. 48–53.**
7. **Sattari S., Farhanieh B.** A parametric study on radiant floor heating system performance // Renewable Energy. 2006. V. 31. Is. 10. P. 1617–1626. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.09.009>
8. **Olesen B.W.** Radiant floor heating in theory and practice // ASHRAE J. 2002. V. 44. № 7. P. 19–24.
9. **Hu R., Niu J.L.** A review of the application of radiant cooling & heating systems in Mainland China // Energy Build. 2012. V. 52. P. 11–19. <http://www.doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.05.030>
10. **History of radiant heating & cooling systems. Part 1 / R. Bean, B.W. Olesen, K.W. Kim, W. Kwang // ASHRAE J. 2010. V. 52. № 1. P. 40–47.**
11. **Rheea K.N., Kim K.W.** A 50 year review of basic and applied research in radiant heating and cooling systems for the built environment // Build. Environ. 2015. V. 91. P. 166–190. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.03.040>
12. **Бухмиров В.В., Крупенников С.А., Солнышкова Ю.С.** Модификация зонального метода для решения задач радиационного теплообмена: основные положения // Вестник ИГЭУ. 2009. № 2. С. 61–63.
13. **Бухмиров В.В., Крупенников С.А., Солнышкова Ю.С.** Алгоритм расчета систем лучистого отопления помещений // Вестник ИГЭУ. 2010. № 4. С. 23–25.
14. **Бухмиров В.В., Солнышкова Ю.С., Пророкова М.В.** Экспериментальное исследование системы отопления с инфракрасными излучателями // Вестник ИГЭУ. 2011. № 3. С. 12–16.
15. **Бухмиров В.В., Солнышкова Ю.С.** Зональные методы расчета радиационного и сложного теплообмена. Иваново: ИГЭУ, 2012.
16. **Р НП “АВОК” 4.1.6-2009.** Рекомендации АВОК. Системы отопления с потолочными подвесными

- излучающими панелями. Утв. и введены в действие приказом президента НП “АВОК” от 28.09.2009. Дата введения 02.11.2009. М.: АВОК-Пресс, 2009.
17. **Сканави А.Н., Махов Л.М.** Отопление. М.: АСВ, 2002.
 18. **Богословский В.Н., Сканави А.Н.** Отопление. М.: Стройиздат, 1991.
 19. **Банхиди Л.** Тепловой микроклимат помещений: расчет комфортных параметров по теплоощущениям человека: пер. с венг. В.М. Беляева; под ред. В.И. Прохорова и А.Л. Наумова. М.: Стройиздат, 1981.
 20. **Fanger P.O.** Thermal comfort. N.Y.: McGraw Hill Book Co., 1973.
 21. **Богословский В.Н.** Строительная теплофизика. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1982.
 22. **Modest M.F.** Radiative heat transfer. 3rd ed. San Diego: Academic Press, 2013.
 23. **Lienhard IV J.H., Lienhard V J.H.** A heat transfer textbook. 5th ed. Cambridge, Massachusetts, USA: Phlogiston Press, 2003.
 24. **Табунщиков Ю.А., Бродач М.М.** Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. М.: АВОК-Пресс, 2002.
 25. **Михеев М.А.** Основы теплопередачи. М.: Госэнергоиздат, 1956.
 26. **Мачкаши А., Банхиди Л.** Лучистое отопление: пер. с венг. В.М. Беляева; под ред. В.Н. Богословского и Л.М. Махова. М.: Стройиздат, 1985.

Determining Temperature of Adiabatic Surfaces in Rooms with Radiant Heating

A. O. Shatskov*, **

Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture, Makeevka, Donetsk oblast, 86123 Ukraine

**e-mail: Reggie.88@mail.ru*

***e-mail: aoshatskov@donnasa.ru*

Abstract—One of the most important problems today is to solve heat-supply problems and simultaneously decide the problem of energy saving. Systems of low-temperature electric infrared heaters show high efficiency. Radiant heating systems have several advantages over traditional heating systems, like the possibility of heating both the entire room and separate zones, lack of massive pipelines and air ducts and the expenditure for heat-transfer agent transportation, and lack of dust and pollutant circulation in the heated room. Using radiant heating systems can also reduce air temperature in the heated room by 1–3°C due to features of heat-transfer processes when radiant heating is used and it is allowed by building standards. Thermal comfort in rooms with radiant heating devices is created by increase in the radiation temperature of the enclosing structures' internal surfaces with a simultaneous decrease in the internal air temperature. In this case, it is necessary to achieve compliance with the first thermal comfort conditions. In order to determine whether these requirements are met and whether they comply with the current building standards, it is necessary to develop a method for calculating heat transfer in rooms with radiant heating. It is necessary to develop a methodology that will take into account all the variety of heating device configurations. The most important parameters are the dimensions of the devices, the surface temperature, and their number and location in the serviced rooms. It is also necessary to take into account the geometric parameters of premises and the material and emittance of the inner surface of enclosing structures. Heating devices for residential and public buildings are considered in the article. Due to the low height of such premises, devices with surface temperatures up to 100°C are accepted for meeting the second thermal comfort condition. The developed method has a number of assumptions that gives an error not exceeding five percent.

Keywords: surface temperature, radiant heat transfer, heat flux, emittance