

УДК 62-6

АНАЛИЗ ДИАПАЗОНОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОВОГО ИНФРАКРАСНОГО ИЗЛУЧАТЕЛЯ

Борисов Борис Владимирович¹,
bvborisov@tpu.ru

Вяткин Александр Витальевич¹,
avv47@tpu.ru

Максимов Вячеслав Иванович¹,
elf@tpu.ru

Нагорнова Татьяна Александровна¹,
tania@tpu.ru

Салагаев Семен Олегович¹,
sos11@tpu.ru

¹ Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

Актуальность. Статья посвящена анализу систем обогрева помещений с использованием газового инфракрасного излучателя светлого типа. Для эффективного использования данных систем формулируются соответствующие рекомендации по их применению. Для чего проводится математический анализ динамики изменения во времени осредненных значений температур по объему помещения, по объему ограждающих конструкций (пол, потолок, стены), по объему локальной зоны, образованной временными ограждающими конструкциями (ширмами). Анализируется температурный режим локальной зоны, образованной временными ограждающими конструкциями в виде ширм. Определяются максимальные значения осредненных температур помещения и локальной зоны при различных режимах использования лучистого потока теплоты.

Цель: проанализировать методы и диапазоны повышения энергоэффективности систем отопления с использованием газового инфракрасного излучателя светлого типа.

Объект: система отопления с использованием газового инфракрасного излучателя светлого типа.

Методы: математическая модель процесса с использованием осредненных значений температур по объему помещения, по объему ограждающих конструкций (пол, потолок, стены), экспериментальное определение температурного поля, математическое моделирование на основе плоского двумерного подхода.

Результаты. Приводятся результаты расчетов динамики изменения осредненных значений температур воздуха помещения, ограждающих конструкций и воздуха локальной зоны, максимальных значений температур и динамики изменения во времени тепловых потоков, участвующих в процессе нагрева помещения. Приводится сравнительный анализ расчетов средней температуры помещения с экспериментальными измерениями температур и численным моделированием в плоской двумерной постановке. По результатам анализа формулируются предложения для повышения энергоэффективности систем отопления на основе газового инфракрасного излучателя.

Ключевые слова:

газовый инфракрасный излучатель, энергоэффективность, лучистый тепловой поток, конвективная теплоотдача, тепловые потери через ограждающие конструкции.

Введение

При проектировании энергоэффективных систем отопления с использованием газовых инфракрасных излучателей (ГИИ) [1–4] необходимо максимально использовать положительные стороны последних – обеспечение в помещении большого размера локальных зон с комфортным температурным режимом для жизнедеятельности человека [5–8]. Как правило, для численного моделирования условий создания таких зон требуется привлечение сложного математического аппарата и значительных временных ресурсов работы современных вычислительных систем [9–12]. Математическое моделирование динамики изменения усредненной по всему объему помещения температуры воздуха во времени затрачивает незначительные электронно-вычислительные ресурсы, определяет основные тенденции процесса обогрева помещения си-

стемой на основе ГИИ и помогает определить интегральные характеристики процесса нагрева помещения для выбора направления совершенствования систем обогрева в каждом конкретном случае на предварительном этапе ее проектирования.

Математическая модель процесса нагрева помещения с помощью ГИИ

При анализе рассматриваются механизмы теплопереноса, задействованные при обогреве:

1. Основной поток теплоты поступает в виде радиационного теплового потока от излучающей поверхности ГИИ и сопровождающего работу ГИИ потока теплоты, приходящей в виде энтальпии продуктов сгорания, поступающих в рассматриваемом случае ГИИ светлого типа непосредственно в атмосферу.

2. Перемещению теплоты вместе с массой в режиме вынужденной конвекции способствует наличие приточно-вытяжной вентиляции, необходимой для удаления из помещения продуктов сгорания, отмеченных выше при использовании ГИИ светлого типа. Предполагается, что втекать может холодный воздух извне, а истекать нагретый воздух помещения.
3. Радиационный поток, попадая на поверхность ограждающих конструкций (потолок, пол, стены), способствует их нагреву и теплопередаче наружу в окружающую помещению среду. Кроме того, на внутренних поверхностях этих конструкций осуществляется конвективный теплообмен с ближайшими слоями воздуха.
4. Объекты, полностью размещенные внутри помещения, после нагрева отдают падающий на них радиационный тепловой поток обтекающему их воздуху.
5. Перенос энтальпии [13, 14] потоками массы внутри помещения генерируется двумя механизмами: термогравитационной конвекцией в виде восходящих и нисходящих потоков, взаимодействующих с твердыми поверхностями, которые имеют разные температуры, и вынужденной конвекцией в результате работы системы вентиляции. Как показывают предварительные оценки и проведенное численное моделирование [1, 5, 6, 15], преобладающим механизмом в смешанной конвекции процесса отопления является термогравитационная составляющая.

Из приведенного выше анализа следует, что температурное поле внутри помещения является следствием сложных взаимодействующих процессов переноса теплоты и массы.

Для выбора основных параметров обогрева помещения на первом этапе проводится моделирование динамики изменения температуры воздуха и ограждающих конструкций на основе термодинамического (нульмерного, усредненного по всему объему) подхода. Полагается, что:

- 1) температура воздуха внутри помещения Tg объемом Vg и температура ограждающих конструкций Ts общим объемом Vs усредняются по этим объемам.
- 2) масса воздуха в помещении Mg не изменяется в процессе нагрева;
- 3) массовый поток истекающего из помещения воздуха соответствует постоянному потоку втекающего воздуха Gv ;
- 4) вследствие малого изменения температур в процессе прогрева теплофизические характеристики воздуха и материалов ограждающих конструкций постоянны;
- 5) коэффициент теплоотдачи между воздухом и внутренней поверхностью ограждающих конструкций значительных размеров αg рассчитывается по зависимости для турбулентного режима термогравитационной конвекции. Учитывается, что в этом случае αg не зависит от характерного размера

[16–21]. При этом αg , увеличивающийся на 30 % по горизонтальной, обращенной вверх поверхности пола, уравнивается αg , сокращающимся на 30 % по горизонтальной, обращенной вниз поверхности потолка [16–19]. Таким образом, αg по всей внутренней поверхности помещения полагается постоянным.

В соответствие со сделанными допущениями система уравнений для определения температур с соответствующими начальными условиями запишется следующим образом:

$$c_{p-g} Mg \frac{dTg}{d\tau} = Qg + Qgs + c_{p-g} Gv(Tv - Tg) - \alpha g(Tg - Ts)F_{\Sigma-s}, \quad (1)$$

$$\sum_i (c_{si} Ms_i) \frac{dT_s}{d\tau} = Qs + \alpha g(Tg - Ts)F_{\Sigma-s} - \sum_j [\alpha_{s-out-j} (Ts - Tout_j) F_{s-out-ji}], \quad (2)$$

$$Tg(0) = Ts(0) = Tn, \quad (3)$$

$$Qg = (1 - \eta_{GIE}) Q_{GIE}, \quad Qgs = \eta_{g-s} \eta_{GIE} Q_{GIE}, \\ Qs = (1 - \eta_{g-s}) \eta_{GIE} Q_{GIE}, \quad (4)$$

$$Mg = \frac{p_g Vg}{Rg Tg}, \quad \alpha g = 0,15 \lambda_g \left(\frac{g |Tg - Ts|}{Tg v_g^2} Pr_g \right)^{1/3}. \quad (5)$$

В системе уравнений (1)–(5) приняты следующие обозначения: τ , Tn , g , c_{p-g} , λg , $v g$, Pr_g , p_g , Rg – соответственно, время, начальная температура, ускорение свободного падения, а также удельная изобарная теплоемкость, коэффициент теплопроводности, кинематическая вязкость, число Прандтля, давление и удельная газовая постоянная воздуха; Gv , Tv – массовый расход и температура воздуха приточной вентиляции; c_{si} , Ms_i , $\alpha_{s-out-j}$, $Tout_j$, $F_{s-out-ji}$, $F_{\Sigma-s}$ – параметры для отдельных частей ограждающих конструкций, соответственно, удельная теплоемкость материала, масса, коэффициент теплоотдачи, температура воздуха с внешней поверхности и площадь внешней поверхности, а также суммарная площадь внутренней поверхности ограждающих конструкций; Q_{GIE} , Qg , Qs , Qgs – соответственно, мощность (тепловой поток) ГИИ; тепловой поток, попадающий от ГИИ напрямую в воздух с продуктами сгорания; лучистый тепловой поток, достигающий напрямую ограждающие конструкции; часть лучистого теплового потока, передающаяся от имеющихся внутри помещения объектов сразу в воздух; h_{GIE} , η_{g-s} – лучистый КПД и доля лучистого потока, передающаяся от имеющихся внутри помещения объектов сразу в воздух.

Результаты численного моделирования

Численный анализ процесса обогрева проводится для помещения и ГИИ, соответствующих тем, которые исследовались в работах [5, 6, 22–24]:

Рассматривается помещение размерами: ширина×длина×высота=5×10×4,4 м.

Пол, потолок и стены имеют одинаковую толщину – 0,1 м, изготовлены из одного и того же материала (бетон) с теплофизическими параметрами, представленными в табл. 1.

Таблица 1. Теплофизические свойства материалов ограждающих конструкций

Table 1. Thermophysical properties of building enclosing structures

Материал Material	Плотность (кг·м ⁻³) Density (kg·m ⁻³)	Теплоемкость (Дж/кг ⁻¹ ·К ⁻¹) Heat capacity (J/kg ⁻¹ ·K ⁻¹)
Бетон Concrete	2500	2400

В соответствие с выбранными размерами $V_g=220 \text{ м}^3$, $V_s=24,8 \text{ м}^3$, $T_n=283 \text{ К}$, $Q_{GIE}=5 \text{ кВт}$, $G_v=0,01 \text{ кг/с}$, $T_v=280 \text{ К}$, $p_g=0,1 \text{ МПа}$, $\alpha_{s_out_j}=10 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, $T_{out_j}=283 \text{ К}$. Для воздуха используются теплофизические параметры, представленные в табл. 2.

Таблица 2. Теплофизические свойства воздуха

Table 2. Thermophysical properties of the air

R_g , (Дж·кг ⁻¹ ·К ⁻¹) (J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	ρ_g , (кг·м ⁻³) (kg·m ⁻³)	c_{p_g} , (Дж·кг ⁻¹ ·К ⁻¹) (J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	$v_g \cdot 10^6$, (м ² ·с ⁻¹) (m ² ·s ⁻¹)	λ_g , (Вт·К ⁻¹ ·м ⁻¹) (W·K ⁻¹ ·m ⁻¹)	Prg
286,7	1,244*	1010	15,06	0,026	0,703

* – плотность определяется для начальной температуры.

* – density is determined for the initial temperature.

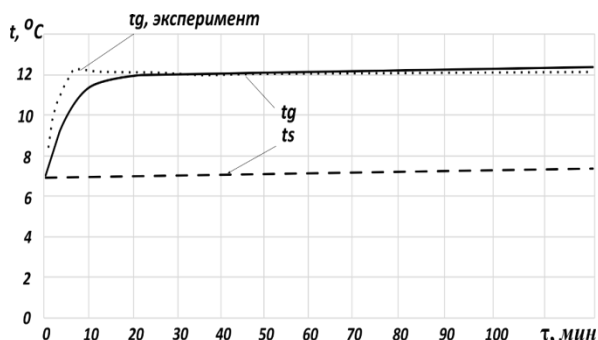


Рис. 1. Динамика изменения во времени температур газа t_g и ограждающих конструкций t_s

Fig. 1. Dynamics of change in time of gas temperature t_g and enclosing structures temperature t_s

На рис. 1 представлены результаты численного анализа в соответствии с представленной математической моделью нагрева помещения в виде зависимостей температур воздуха внутри помещения (t_g) и ограждающих конструкций (t_s). Как видно из анализа результатов на рис. 1, наиболее сильное изменение температуры воздуха наблюдается до 20 минуты. В это же время температура ограждающих конструкций медленно монотонно растет. Значительное различие в темпах роста t_g и t_s объясняется в большей степени разницей в объемных теплоемкостях воздуха ($\sim 1,26 \text{ кДж}\cdot\text{м}^{-3}\cdot\text{К}^{-1}$) и бетона ($6,0 \text{ МДж}\cdot\text{м}^{-3}\cdot\text{К}^{-1}$). Численное исследование, результаты которого опубликованы в [5, 22], по времени релаксации данного объема на нагрев достаточно хорошо совпадают с результатами, приведенными на рис. 1. Как представлено в [5, 6, 23, 24], к 30–40 минутам устанавливается каче-

ственная картина распределения температур и поле скоростей. Далее начинается очень медленный рост общего уровня температур. Данный рост температур поддерживается низким уровнем результирующего теплового потока ΣQ_g , динамика изменения которого во времени представлена на рис. 2. К 20 минуте он составил $\Sigma Q_g \approx 50 \text{ Вт}$, а к 30 снизился до $\Sigma Q_g \approx 17 \text{ Вт}$. Дальнейшее снижение происходило очень медленно. Изменение ΣQ_g соответствует характеру роста тепловых потерь теплоотдачи в ограждающие конструкции $|Q_{gsout}|$ (рис. 2), тогда как рост потерь за счет истечения нагретого воздуха через вентиляцию наружу $|Q_{gvout}|$ во времени практически не меняется (рис. 2).

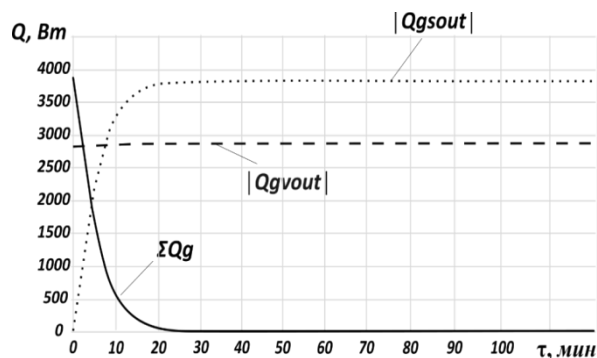


Рис. 2. Динамика тепловых потоков: суммарный в газ ΣQ_g , модуль уходящего с вентиляцией $|Q_{gvout}|$ и модуль уходящего с теплопередачей в ограждающие конструкции $|Q_{gsout}|$

Fig. 2. Heat flows dynamics: total heat flow to gas ΣQ_g , outgoing heat flow module with ventilation $|Q_{gvout}|$ and module of outgoing heat flow by heat transfer to enclosing structures $|Q_{gsout}|$

Существенное изменение $|Q_{gsout}|$ во времени определяется ростом $\Delta t = t_g - t_s$ за счет быстрого роста температуры воздуха и, как следствие, ростом коэффициента теплоотдачи помимо роста температурного напора Δt .

Медленное уменьшение суммарного теплового потока в воздух помещения (ΣQ_g) до примерно 3 Вт за счет роста общих тепловых потерь ($|Q_{gsout}| + |Q_{gvout}|$) продолжается более 67 часов. К этому времени температура воздуха приближается к максимальному значению (рис. 3). Как показывает анализ результатов расчетов, представленных на рис. 3, период сравнительно медленного изменения температуры помещения начинается при достижении ее значения $t_g \approx 0,7 \cdot t_{g_max}$ и сопровождается примерно постоянным значением $\Delta t = t_g - t_s$.

Для точной оценки максимальных значений температур воздуха в уравнениях (1), (2) полагаются равными нулю производные по температурам от времени. При этом если учитывать только тепловые потери за счет массообмена через вентиляцию, не учитывая тепловые потери в ограждающие конструкции, соотношение для максимальной температуры получится достаточно простое:

$$T_{g_ven} = \frac{Q_g + Q_{gs}}{c_{p_g} G_v} + T_v. \quad (6)$$

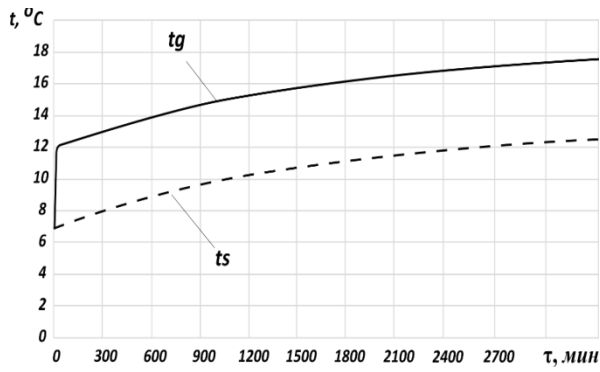


Рис. 3. Динамика изменения во времени температур газа t_g и ограждающих конструкций t_s

Fig. 3. Dynamics of change in time of gas temperature t_g and enclosing structures temperature t_s

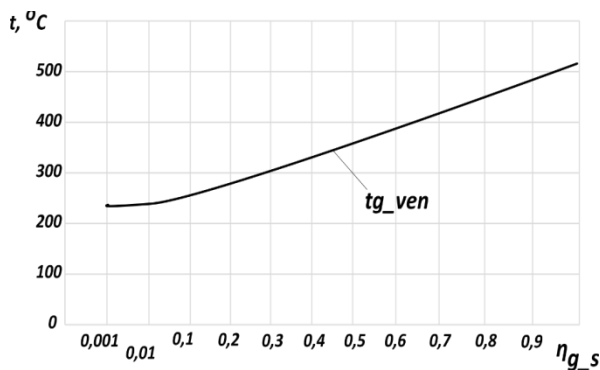


Рис. 4. Зависимость максимальной температуры газа при учете тепловых потерь только в результате массообмена через вентиляцию (6) t_{g_ven} от доли радиационного теплового потока, идущего непосредственно в газ η_{g_s}

Fig. 4. Dependence of the maximum gas temperature, taking into account heat losses only as a result of mass transfer through ventilation (6) t_{g_ven} on the fraction of the radiative heat flux going directly into the gas η_{g_s}

На рис. 4 представлены результаты расчета t_{g_ven} в зависимости от доли радиационного теплового потока, идущего непосредственно в газ η_{g_s} в соответствии с (6). Результаты оценки t_{g_ven} еще раз подтверждают необходимость учета тепловых потерь в ограждающие конструкции, для чего необходимо находить решение системы (7), обеспечивающее определение максимальных (стационарных) значений температур воздуха (t_{g_max}) и ограждающих помещения конструкций (t_{s_max}).

$$\begin{cases} Qg + Qgs + c_{p-g} Gv(Tv - Tg_max) - \\ - \alpha g (Tg_max - Ts_max) F_{\Sigma-s} = 0; \\ Qs + \alpha g (Tg_max - Ts_max) F_{\Sigma-s} - \\ - \sum_j [\alpha_{s_out-j} (Ts_max - Tout_j) F_{s_out-ji}] = 0, \end{cases} \quad (7)$$

Результаты расчета максимальных (стационарных) температур в зависимости от доли радиационного теплового потока, идущего непосредственно в газ η_{g_s} , представлены на рис. 5.

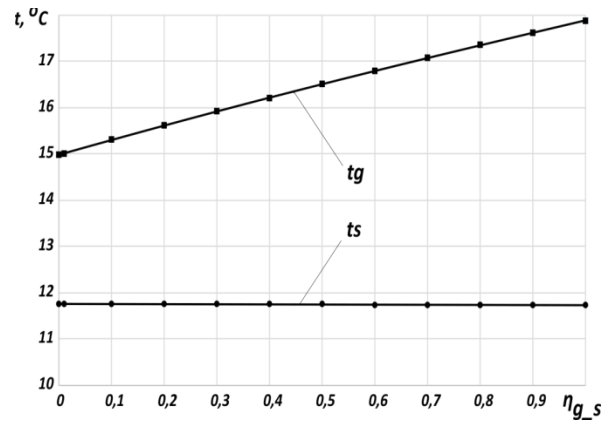


Рис. 5. Зависимость стационарных значений температур газа t_g и ограждающих конструкций t_s от доли радиационного теплового потока, идущего непосредственно в газ η_{g_s}

Fig. 5. Dependence of stationary values of gas temperatures t_g and enclosing structures t_s on the share of radiative heat flow going directly into the gas η_{g_s}

Таким образом, уменьшение тепловых потерь в пол, потолок и стены позволяет получать температуры локальных зон, лежащие в диапазоне от t_{g_max} до t_{g_ven} . Анализ проведенных расчетов в данной статье и в работах [5, 6, 22, 24] дает возможность определить подходы для создания комфортных условий жизнедеятельности в выбранных локальных областях помещения и сокращения времени достижения этих условий:

- 1) минимизация общих потерь теплоты путем уменьшения степени черноты поверхностей ограждающих конструкций помещения (стены, пол, потолок);
- 2) использование оборудования, размещенного внутри области, как объектов, которые в результате быстрого прогрева начинают отдавать большую часть падающего на них радиационного теплового потока воздуху путем конвективной теплоотдачи, то есть увеличение η_{g_s} ;
- 3) использование дополнительных теплоизоляционных материалов с высокими значениями степени черноты поверхностей на поверхности ограждающих конструкций в зоне высокой интенсивности падающего радиационного теплового потока для передачи большей доли лучистого теплового потока в воздух в ходе конвективной теплоотдачи, увеличивая η_{g_s} ;
- 4) сохранность теплого воздуха в выбранной области применением временных ограждений (ширм) позволяет исключить (или уменьшить) контакт наиболее теплого воздуха с ограждающими конструкциями и тем самым существенно сократить тепловые потери в них. При этом необходимо использовать поверхности этих ограждений тоже для увеличения η_{g_s} .

Создание относительно небольшой локальной зоны с благоприятными условиями для процессов нагрева позволит за счет небольшой тепловой инерционности сократить время достижения благоприятных стационарных температурных условий. Оценка степени достоверности сформулированного выше

утверждения 4 для простоты анализа проводится в соответствии со следующими допущениями:

1. Локальная зона отопления образуется бесконечно тонкими, непроницаемыми для потока массы и абсолютно прозрачными для радиационных потоков теплоты боковыми стенками.
2. Только внутри локальной зоны размещается поверхность, которая передает теплоту от лучистого потока окружаемому воздуху в результате теплообмена конвекцией.
3. Тепловые потоки, определяемые приходом высокоэнтальпийных продуктов сгорания и массообменом работающей вентиляции, непосредственно влияют на температуру помещения за исключением выделенной локальной зоны.
4. Более холодный воздух с температурой остального помещения притекает в рассматриваемый объем в количестве, соответствующем свободно-конвективному потоку вдоль боковых стенок и дна локальной области. Равное количество более нагретого воздуха удаляется через верхнее отверстие локальной области во внешний к нему объем помещения (рис. 7).
5. Параметры воздуха усредняются по рассматриваемым объемам.
6. Локальный объем выделенной зоны вследствие своих геометрических характеристик оказывает пренебрежимо малое влияние на тепловой режим ограждающих конструкций (пола, потолка и стен).

Математическая модель процесса нагрева помещения с помощью ГИИ при наличии в помещении локальной зоны, образованной временными ограждающими конструкциями в виде ширма

Сделанные допущения позволяют скорректировать систему (1)–(4) с помощью добавления уравнения для определения температуры Tg_lz воздуха, выделенного временными ограждающими конструкциями локального объема, массой Mg_lz и включения в уравнения соотношения, определяющего обмен массой между локальным выделенным объемом и остальным помещением Gg_lz :

$$c_{p_g} Mg \frac{dTg}{d\tau} = Qg + c_{p_g} Gv(Tv - Tg) - \alpha g(Tg - Ts)F_{\Sigma_s} + Qg_lz, \quad (8)$$

$$c_{p_g} Mg_lz \frac{dTg_lz}{d\tau} = Qgs - \alpha g(Tg_lz - Ts)F_{s_lz} - Qg_lz, \quad (9)$$

$$\sum_i (c_{si} Ms_i) \frac{dT_s}{d\tau} = Qs + \alpha g(Tg - Ts)F_{\Sigma_s} - \sum_j [\alpha_{s_out_j} (Ts - Tout_j) F_{s_out_ji}], \quad (10)$$

$$Qg_lz = c_{p_g} Gg_lz(Tg_lz - Tg), \quad (11)$$

$$Tg(0) = Ts(0) = Tg_lz(0) = Tn. \quad (12)$$

Для определенности величина η_{g_s} рассчитывается с использованием углового коэффициента φ_{Tb} для системы излучающих поверхностей, схематично

представленной на рис. 6, и степени черноты поверхности ϵ_{Tb} :

$$\eta_{g_s} = \varphi_{Tb} \epsilon_{Tb}. \quad (13)$$

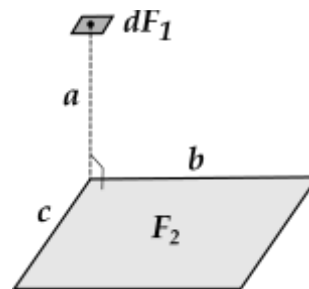


Рис. 6. Схема для определения углового коэффициента для системы ГИИ – горизонтальная панель (стол)

Fig. 6. Scheme for determining the angular coefficient for the system gas infrared heater (GIH) – horizontal panel (table)

Значение φ_{Tb} , в соответствии с [16–19], определяется соотношением:

$$\varphi_{Tb} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{B}{\sqrt{1+B^2}} \operatorname{ctg} \left(\frac{C}{\sqrt{1+B^2}} \right) + \frac{C}{\sqrt{1+C^2}} \operatorname{ctg} \left(\frac{B}{\sqrt{1+C^2}} \right) \right], \quad (14)$$

где $B=b/a$, $C=c/a$.

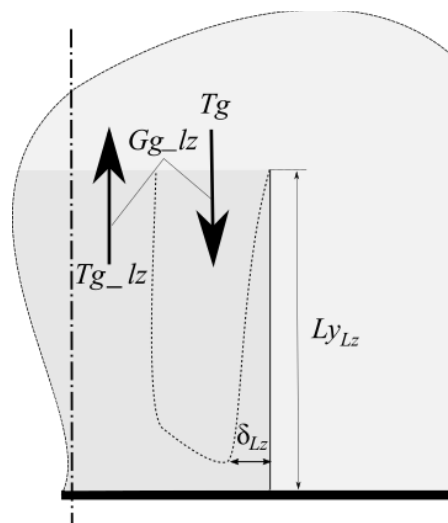


Рис. 7. Схема для определения параметров массообмена между выделенной локальной областью и остальным объемом помещения

Fig. 7. Scheme for determining the parameters of mass transfer between the selected local area and the premise volume

Считается, что за счет увлечения потока термогравитационной конвекции вдоль стенок, ограничивающих локальную область, сверху поступает воздух с температурой Tg , который вытесняет точно такую же массу воздуха с температурой Tg_lz из локального объема в общий объем помещения. Величина потока массы Gg_lz определяется с использованием значений плотности газа

ρ_g , средней скорости термогравитационного течения \bar{W} по толщине слоя, вовлеченного в конвекцию, δ_{Lz} и периметра локальной области в Π_{Lz} (рис. 7):

$$Gg_{-lz} = \rho_g \bar{W} \delta_{Lz} \Pi_{Lz}. \quad (15)$$

В соответствии с известным решением задачи Нуссельта, применяемым при моделировании свободной конвекции, пленочного кипения и конденсации относительно вертикальной поверхности, необходимые величины для (15) определяются в соответствии с соотношениями [21, 25–28]:

$$\bar{W} = \frac{\rho_g g \theta_{Lz} (\delta_{Lz})^2}{T_g \mu_g}, \quad \delta_{Lz} = 4,23 \sqrt[4]{\frac{\lambda_g T_g \mu_g L_{yLz}}{c_{p-g} (\rho_g)^2 g \theta_{Lz}}}. \quad (16)$$

С учетом (16) соотношение (15) записывается следующим образом:

$$Gg_{-lz} = 1,894 \sqrt[4]{\left(\frac{\lambda_g L_{yLz}}{c_{p-g}}\right)^3 \frac{(\rho_g)^2 g \theta_{Lz}}{T_g \mu_g}} \Pi_{Lz}. \quad (17)$$

В соотношениях (15)–(17) используются: плотность газа $\rho_g = \frac{p_g}{Rg \cdot Tg}$, температурный напор между локальной областью и остальным объемом помещения $\theta_{Lz} = |Tg_{-lz} - Tg|$, высота стен, ограничивающих локальную область L_{yLz} (рис. 7).

Результаты численного моделирования нагрева помещения при наличии огражденной ширмами локальной зоны

Для математического моделирования в соответствии с системой (8)–(12) и соотношениями (13)–(17) в использованном выше помещении непосредственно под ГИИ размещаются прозрачные стены для лучистого теплового потока, которые образуют локальный объем размерами: ширина (L_{yLx})×высота (L_{yLz})×глубина (L_{yLx})=3×2×2 м. В данном объеме непосредственно под ГИИ на расстоянии по высоте 2,2 м размещается горизонтальная поверхность размерами 1,2×1,0 м со степенью черноты 0,5, которая обеспечивает передачу части падающего на нее лучистого теплового потока путем конвективной теплоотдачи в локальный объем. В соответствии с (13), (14) $\eta_{g-s}=0,151$. Результаты математического моделирования представлены на рис. 8, 9.

Для сравнения на рис. 10 представлены результаты моделирования изменения температуры в помещении без выделения локального объема.

Как показывает анализ результатов, приведенных на рис. 8–10, возможность свободного обмена массой воздуха с остальным помещением привело к тому, что тепловая инерционность нагреваемой системы с появлением выделенной локальной зоны практически не изменилась. Это утверждение следует из того факта, что время существенного нарастания температуры воздуха остается постоянным. Но влияние выделения с помощью временных ограждающих конструкций объема воздуха проявляется в том, что температура этого объема возрастает до величины примерно на 3 °С больше за счет сокращения доли тепловых потерь в

ограждающие конструкции в данном объеме, так как непосредственно для данного объема эти потери обеспечиваются наличием пола. Существенно не изменились общие потери теплоты, поэтому величина и динамика изменения температуры общего помещения практически соответствует показателям расчетов для случая отсутствия выделенного локального объема.

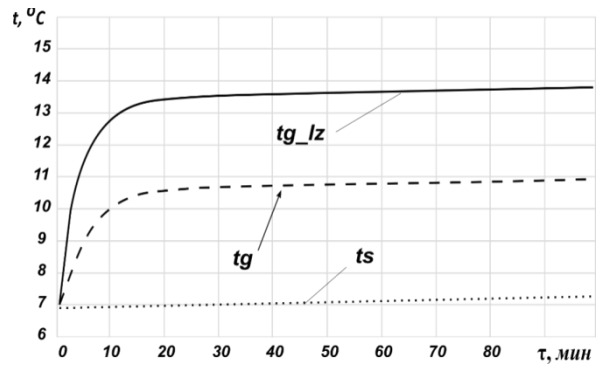


Рис. 8. Динамика изменения во времени температур газа tg_{new} , локального объема tg_{-lznew} и ограждающих конструкций ts_{new} . Начальный участок работы ГИИ

Fig. 8. Dynamics of change in time of gas temperature tg_{new} , local volume tg_{-lznew} and enclosing structures ts_{new} . The initial site of GIH operation

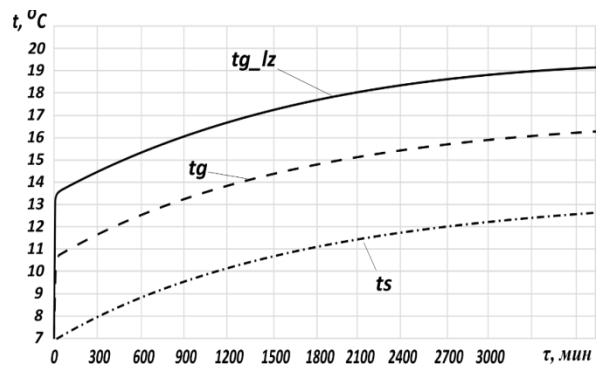


Рис. 9. Динамика изменения во времени температур газа в помещении tg , в локальном объеме tg_{-lz} и ограждающих конструкциях ts

Fig. 9. Dynamics of gas temperatures in the premise tg , local volume tg_{-lz} and enclosing structures ts change in time

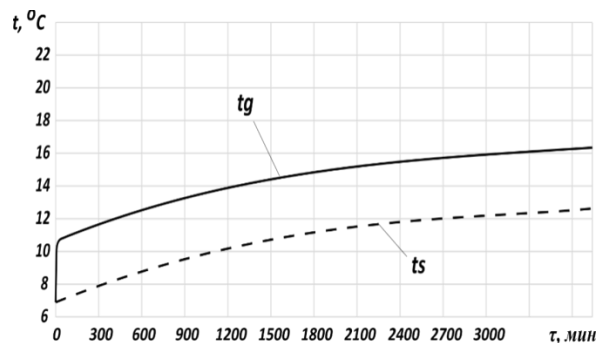


Рис. 10. Динамика изменения во времени температур газа tg и ограждающих конструкций ts

Fig. 10. Dynamics of change in time of gas temperatures tg and enclosing structures ts

На рис. 11, 12 представлена динамика тепловых потоков, которая обуславливает изменение температуры в областях (рис. 8, 9). Картина отопления дополняется постоянными значениями тепловых потоков, приходящих непосредственно в воздушную среду: в помещении ($Q_g=2150$ Вт), локальный объем ($Q_{gs}=430,97$ Вт).

До 13 минуты приход теплоты через вентиляцию больше, чем уход из помещения за счет большей температуры приходящего газа, поэтому на рис. 11, 12 реальные значения Q_{ven} отсчитываются с этого момента. Суммарный тепловой поток Q_{sum} изменяется значительно в первые 40 минут с 2160 до ~17 Вт. Далее изменение происходит медленно и к 60 часу падает до ~1,7 Вт. Таким образом, как и в случае отсутствия локальной области, время установления квазистационарного режима обогрева помещения составляет 30–40 минут.

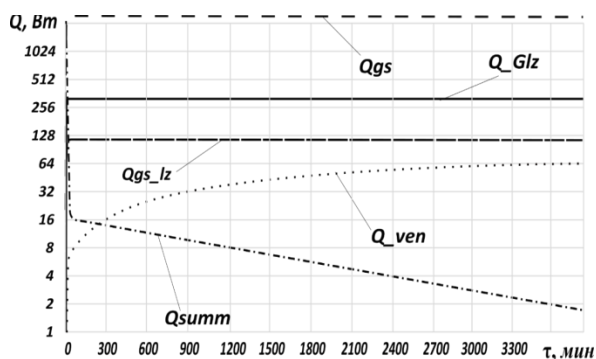


Рис. 11. Динамика тепловых потоков: суммарный в газ Q_{sum} , модуль уходящего с вентиляцией Q_{ven} , уходящего с теплопередачей в ограждающие конструкции в помещении Q_{gs} и локальной зоне Q_{gs_lz} , при теплообмене в результате массообмена локальной зоны и остального помещения Q_Glz

Fig. 11. Dynamics of heat flows: total heat flow into gas Q_{sum} , module of outgoing heat flow with ventilation Q_{ven} , outgoing heat flow by heat transfer to enclosing structures in the premise Q_{gs} and local zone Q_{gs_lz} , during heat transfer as a result of mass transfer of the local zone and the premise Q_Glz

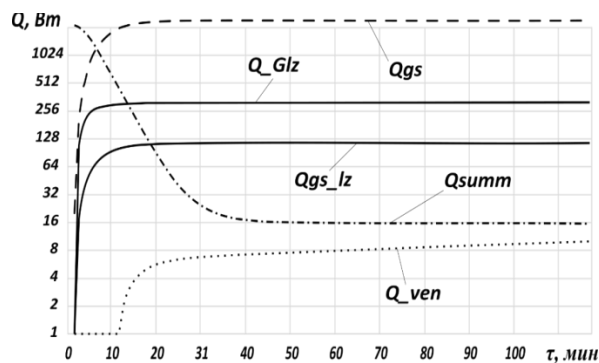


Рис. 12. Динамика тепловых потоков: суммарный в газ Q_{sum} , модуль уходящего с вентиляцией Q_{ven} , уходящего с теплопередачей в ограждающие конструкции в помещении Q_{gs} и локальной зоне Q_{gs_lz} , при теплообмене в результате массообмена локальной зоны и остального помещения Q_Glz . Начальный участок работы ГИИ

Fig. 12. Dynamics of heat flows: total heat flow into gas Q_{sum} , module of outgoing heat flow with ventilation Q_{ven} , outgoing heat flow by heat transfer to enclosing structures in the premise Q_{gs} and local zone Q_{gs_lz} , during heat transfer as a result of mass transfer of the local zone and the premise Q_Glz . The initial site of GIH operation

Представленные результаты удовлетворительно согласуются с результатами расчетов, полученных авторами данной статьи при моделировании обогрева рассматриваемого помещения в рамках нестационарного плоского двухмерного подхода [5, 6, 23, 24], представленных на рис. 13, 14. Как показывает анализ результатов, представленных в виде полей температур, установившихся в расчетах к 60 минуте обогрева (рис. 13), наличие только абсолютно прозрачных для теплового излучения временных ограждающих конструкций (ширм) крайне незначительно сказалось на изменении в сторону повышения средней по всему помещению температуры (рис. 13, а, б). В то же время наличие в локальной зоне излучающей горизонтальной поверхности (рис. 13, в) существенно изменило среднюю температуру этой локальной зоны и за счет массообмена повлияло, хоть и не так значительно, на среднюю температуру всего помещения.

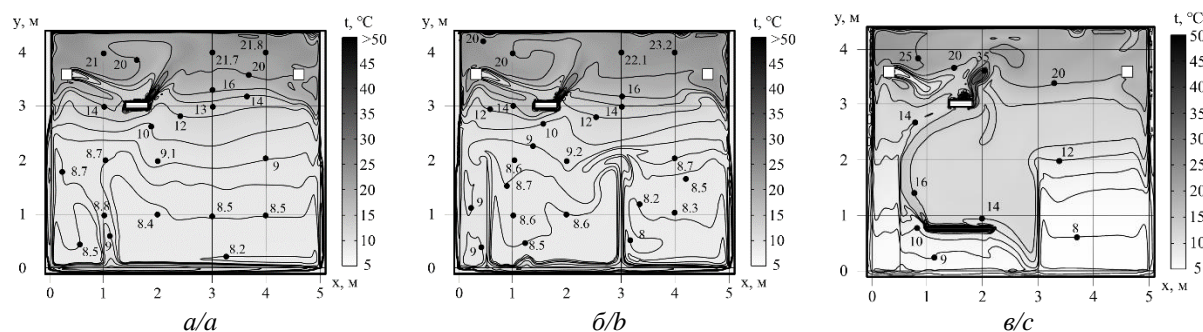


Рис. 13. Расчетные поля температуры, установившиеся к 60 минуте процесса обогрева в помещении: а) без ширм и стола; б) при наличии абсолютно прозрачных ширм, но без стола; в) при наличии абсолютно прозрачных ширм и стола внутри локальной зоны

Fig. 13. Estimated temperature fields established by the 60th minute of the heating process in the premise: а) without screens and a table; б) with absolutely transparent screens, but without a table; в) with absolutely transparent screens and a table inside the local area

Анализ приведенных на рис. 14 расчетных полей скоростей, соответствующих тем же условиям, что и для расчетных полей температур (рис. 13), показывает вполне очевидный факт существенного влияния на кинематику движения воздуха наличия ширм и стола. В отсутствие стола различие между температурами локальной зоны и остального помещения обуславливает незначительные скорости движения воздуха внутри локальной зоны, в то время как присутствие

существенно нагревающейся поверхности горизонтальной панели интенсифицирует процессы термогравитационной конвекции, а влияние вентиляционного потока воздуха способствует образованию обширной зоны рециркуляционного течения над поверхностью стола, сдвигающей поднимающийся поток к левой ширме, что не совсем соответствует схеме движения на рис. 7.

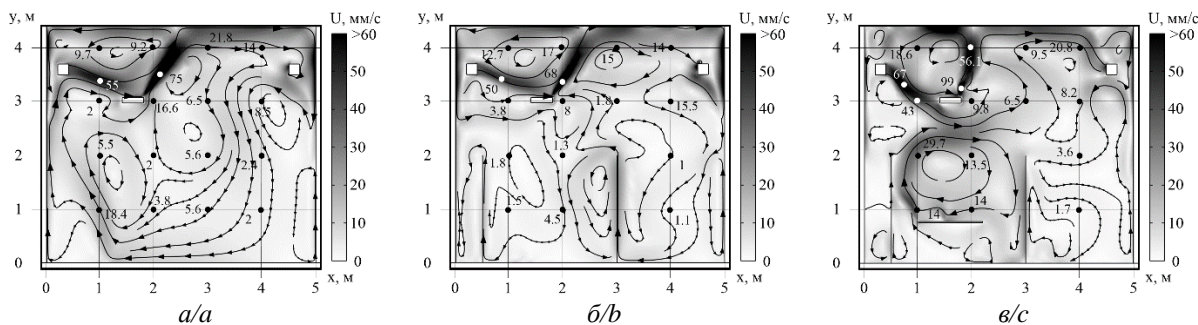


Рис. 14. Расчетные поля скорости, установившиеся к 60 минуте процесса обогрева в помещении: а) без ширм и стола; б) при наличии абсолютно прозрачных ширм, но без стола; в) при наличии абсолютно прозрачных ширм и стола внутри локальной зоны

Fig. 14. Estimated velocity fields established by the 60th minute of the heating process in the premise: a) without screens and a table; b) with absolutely transparent screens, but without a table; c) with absolutely transparent screens and a table inside the local area

Однако проведенные оценки массообменных потоков, определенных по соотношениям (16), (17), вполне удовлетворительно соответствуют расчетам, результаты которых приведены на рис. 14.

Заключение

Проведен анализ степени использования лучистого теплового потока от ГИИ для повышения энергоэффективности отопительных систем. Анализ проведен с использованием математического моделирования на основе 0D и 2D подходов. Для верификации результатов математического моделирования привлекаются обобщения температурных измерений темпов нагрева воздуха помещения. Изменение степени использования лучистого теплового потока от ГИИ достигается применением дополнительных излучающих поверхностей, передающих

с помощью конвективной теплоотдачи в окружающий их воздух помещения попадающую на них долю радиационного теплового потока от ГИИ, и образованием локальных зон теплового комфорта с помощью временных ограждающих конструкций в виде ширм. Определенные в процессе расчетов максимальные значения осредненных температур воздуха и локальных зон в зависимости от условий использования лучистого теплового потока от ГИИ и динамика достижения этих значений температур дают возможность при проектировании отопительных систем выбрать наиболее предпочтительный подход для получения максимально возможного уровня энергоэффективности.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского Научного Фонда (проект № 20-19-00226).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Повышение коэффициента полезного действия лучистой системы отопления с применением в качестве отопительных приборов «светлых» газовых инфракрасных излучателей / Н.И. Куриленко, М.Н. Чекардовский, Л.Ю. Михайлова, А.Н. Ермолаев // Инженерный вестник Дона. – 2015. – Т. 38. – № 4. – С. 73–82.
2. Редько А.Ф., Болотских Н.Н. Совершенствование систем отопления производственных помещений газовыми трубчатými инфракрасными нагревателями // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – Т. 74. – № 4. – С. 36–47.
3. Development of a new infrared heater based on an annular cylindrical radiant burner for direct heating applications / A. Maznoy, A. Kiryashkin, N. Pichugin, S. Zambalov, D. Petrov // Energy. – 2020. – V. 204. – Article number 117965.
4. A nano-photonic filter for near infrared radiative heater / H. Wang, S. Kaur, M. Elzouka, R. Prasher // Applied Thermal Engineering. – 2019. – V. 153. – P. 221–224.
5. Numerical modeling of heat transfer in a large room with a working gas infrared emitter / G.V. Kuznetsov, V.I. Maksimov, T.A. Nagornova, B.V. Borisov // Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – V. 1675. – Article number 012074.
6. Experimental and numerical study of heat transfer in production area heated by gas infrared source / G.V. Kuznetsov, N.I. Kurilenko, V.I. Maksimov, T.A. Nagornova // International Journal of Thermal Sciences. – 2020. – V. 154. – Article number 106396.
7. Экспериментальное исследование системы отопления с инфракрасными излучателями / В.В. Бухмиров, Ю.С. Солнышкова, М.В. Пророкова, Н.Н. Болотских // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2011. – № 3. – С. 12–16.
8. Fallah M., Medghalchi Z. Proposal of a new approach for avoiding anti-insulation in residential buildings by considering occupant's comfort condition // Thermal Science and Engineering Progress. – 2020. – V. 20. – Article number 100721.
9. Goyal S., Barooah P. A method for model-reduction of non-linear thermal dynamics of multi-zone buildings // Energy and Buildings. – 2012. – V. 47. – P. 332–340.
10. A real industrial building: modeling, calibration and Pareto optimization of energy retrofit / F. Ascione, N. Bianco, T. Iovane,

- G.M. Mauro, D.F. Napolitano, A. Ruggiano, L. Viscido // Journal of Building Engineering. – 2020. – V. 29. – Article number 101186.
11. Gourlis G., Kovacic I. Building information modelling for analysis of energy efficient industrial buildings – a case study // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2017. – V. 68. – P. 953–963.
 12. Kapp S., Choi J., Hong T. Predicting industrial building energy consumption with statistical and machine-learning models informed by physical system parameters // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2023. – V. 172. – Article number 113045.
 13. Model predictive approaches for cost-efficient building climate control with seasonal energy storage / S.O. Weber, M. Oei, M. Linder, M. Böhm, P. Leistner, O. Sawodny // Energy and Buildings. – 2022. – V. 270. – Article number 112285.
 14. Touretzky C.R., Baldea M. Nonlinear model reduction and model predictive control of residential buildings with energy recovery // Journal of Process Control. – 2014. – V. 24. – Iss. 6. – P. 723–739.
 15. Kurilenko N.I., Kurilenko E.Yu., Mamontov G.Ya. New approach to microclimate parameter selection for the production area with heat supply systems based on gas infrared radiators // EPJ Web of Conferences. – 2016. – V. 110. – Article number 01033
 16. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Справочник. – М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.
 17. Справочник по теплообменникам: В 2х т. / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоиздат, 1987. – 352 с.
 18. Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P. Fundamentals of heat and mass transfer. – USA: John Wiley & Sons, Incorporated, 2011. – 992 p.
 19. Григорьев В.А. и др. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник / под общ. ред. чл.-корр. АН СССР В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 512 с.
 20. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. – Киев: Техника, 1990. – 165 с.
 21. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
 22. Numerical analysis of the equipment position influence on the premises thermal regime under gas infrared emitter operation and mixed convection conditions / B.V. Borisov, G.V. Kuznetsov, V.I. Maksimov, T.A. Nagornova, A.V. Vyatkin // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – V. 2119. – Article number 012092.
 23. Thermal conditions of the local working area heated by a gas infrared heater under the mixed convection state / B.V. Borisov, V.I. Maksimov, T.A. Nagornova, A.V. Vyatkin // Journal of Physics: Conference Series. – 2022. – V. 2211. – Article number 012022.
 24. Анализ преимуществ систем обеспечения теплового режима локальных рабочих зон на основе газовых инфракрасных излучателей по сравнению с традиционными конвективными системами отопления / В.И. Максимов, Т.А. Нагорнова, Н.И. Куриленко, И.В. Волошко // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2021. – Т. 332. – № 9. – С. 128–141.
 25. Лабунцов Д.А. Физические основы энергетики. Избранные труды по теплообмену, гидродинамике, термодинамике. – М.: Изд-во МЭИ, 2000. – 388 с.
 26. Дж. Бэтчелор. Введение в динамику жидкости. – М.: Изд-во «Мир», 1973. – 760 с.
 27. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен. 2-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во МЭИ, 2005. – 550 с.
 28. Теория теплообмена / С.И. Исаев, И.А. Кожин, В.И. Кофанов и др. / под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Высшая Школа, 1979. – 495 с.

Поступила: 11.11.2022 г.

Дата рецензирования: 06.12.2022 г.

Информация об авторах

Борисов Б.В., доктор физико-математических наук, профессор НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Вяткин А.В., аспирант НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Максимов В.И., кандидат технических наук, доцент НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Нагорнова Т.А., кандидат технических наук, доцент НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Салагаев С.О., магистрант НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

UDC 62-6

ANALYSIS OF ENERGY EFFICIENCY INCREASING RANGES FOR GAS INFRARED HEATER

Boris V. Borisov¹,
bvborisov@tpu.ru

Alexander V. Vyatkin¹,
avv47@tpu.ru

Vyacheslav I. Maksimov¹,
elf@tpu.ru

Tatiana A. Nagornova¹,
tania@tpu.ru

Semen O. Salagaev¹,
sos11@tpu.ru

¹ National Research Tomsk Polytechnic University,
30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russia.

Relevance. The article is devoted to the analysis of space heating systems using a light-type gas infrared emitter. For the effective application of these systems, appropriate recommendations for their use are formulated. In this relation the authors carry out a mathematical analysis of the dynamics of changes in time of averaged temperature values by the volume of the room, by the volume of enclosing structures (floor, ceiling, walls), by the volume of the local zone formed by temporary enclosing structures (screens). The temperature regime of the local zone formed by temporary enclosing structures in the form of screens is analyzed. The maximum temperatures of the average temperatures of the room and the local zone are determined for various modes of using the radiant heat flux.

Purpose: to analyze methods and ranges for increasing the energy efficiency of heating systems using a high-intensity gas infrared heater.
Objects: heating system using high-intensity gas infrared heater.

Methods: mathematical model of the process using averaged temperatures over the premise volume, over the volume of enclosing structures (floor, ceiling, walls), experimental determination of the temperature field, mathematical modeling based on a two-dimensional approach.

Results. The paper introduces the calculations results of the temperatures average values dynamics of the premise air, enclosing structures and local zone air, the maximum values of temperatures and the dynamics in time of heat flows involved in premise heating. A comparative analysis of the average premise temperature calculations with experimental temperature measurements and numerical simulation in a two-dimensional formulation is given. Based on the results of the analysis, directions for increasing the energy efficiency of heating systems based on gas infrared heater are formulated.

Key words:

gas infrared heater, energy efficiency, radiant heat flux, convective heat transfer, heat loss through the enclosing structures.

This work is supported by the Russian Science Foundation (grant no. 20-19-00226).

REFERENCES

1. Kurilenko N.I., Chekardovskiy M.N., Mikhaylova L.Yu., Ermolaev A.N. Povyshenie koeffitsienta poleznogo deystviya luchistoy sistemy otopeniya s primeneniem v kachestve otopitelnykh priborov svetlykh gazovykh infrakrasnykh izluchateley [Increasing the efficiency of a radiant heating system with the use of «light» gas infrared emitters as heating devices]. *Inzhenerny vestnik Dona*, 2015, no. 4 (38), p. 73–82.
2. Redko A.F., Bolotskikh N.N. Sovershenstvovanie sistem otopeniya proizvodstvennykh pomeshcheniy gazovymi trubchatymi infrakrasnymi nagrevatelyami [Improving heating systems for industrial premises with gas tubular infrared heaters]. *Energoberezhenie. Energetika. Energoaudit*, 2010, vol. 74, no. 4, pp. 36–47.
3. Maznoy A., Kirdyashkin A., Pichugin N., Sergey Z., Petrov D. Development of a new infrared heater based on an annular cylindrical radiant burner for direct heating applications. *Energy*, 2020, vol. 204, Article number 117965.
4. Wang H., Kaur S., Elzouka M., Prasher R. A nano-photonic filter for near infrared radiative heater. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 153, pp. 221–224.
5. Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Borisov B.V. Numerical modeling of heat transfer in a large room with a working gas infrared emitter. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, vol. 1675, Article number 012074.
6. Kuznetsov G.V., Kurilenko N.I., Maksimov V.I., Nagornova T.A. Experimental and numerical study of heat transfer in production area heated by gas infrared source. *International Journal of Thermal Sciences*, 2020, vol.154, Article number 106396.
7. Bukhmirov V.V., Solnyshkova Yu.S., Prorokova M.V., Bolotskikh N.N. Experimental research of heating system with infrared emitters. *Bulletin of the Ivanovo State Power Engineering University*, 2011, no. 3, pp. 12–16. In Rus.
8. Fallah M., Medghalchi Z. Proposal of a new approach for avoiding Anti-Insulation in residential buildings by considering occupant's comfort condition. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2020, vol. 20, Article number 100721.
9. Goyal S., Baroah P. A method for model-reduction of non-linear thermal dynamics of multi-zone buildings. *Energy and Buildings*, 2012, vol. 47, pp. 332–340.
10. Ascione F., Bianco N., Iovane T., Mauro G.M., Napolitano D.F., Ruggiano A., Viscido L. A real industrial building: Modeling, calibration and Pareto optimization of energy retrofit. *Journal of Building Engineering*, 2020, vol. 29, Article number 101186.
11. Gourlis G., Kovacic I. Building information modelling for analysis of energy efficient industrial buildings – a case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, vol. 68, pp. 953–963.
12. Kapp S., Choi J., Hong T. Predicting industrial building energy consumption with statistical and machine-learning models in-

- formed by physical system parameters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2023, vol. 172, Article number 113045.
13. Weber S.O., Oei M., Linder M., Böhm M., Leistner P., Sawodny O. Model predictive approaches for cost-efficient building climate control with seasonal energy storage. *Energy and Buildings*, 2022, vol. 270, Article number 112285.
 14. Touretzky C.R., Baldea M., Nonlinear model reduction and model predictive control of residential buildings with energy recovery. *Journal of Process Control*, 2014, vol. 24, no. 6, pp. 723–739.
 15. Kurilenko N.I., Kurilenko E.Yu., Mamontov G.Ya. New approach to microclimate parameter selection for the production area with heat supply systems based on gas infrared radiators. *EPJ Web of Conferences*, 2016, vol. 110, Article number 01033.
 16. Wong H. *Osnovnye formuly i dannye po teploobmenu dlya inzhenerov* [Basic formulas and data on heat transfer for engineers]. Moscow, Atomizdat Publ., 1979. 216 p.
 17. *Spravochnik po teploobmennikam* [Handbook of heat exchangers]. Translated from English. Ed. by O.G. Martynenko. Moscow, Energoizdat Publ., 1987. 352 p.
 18. Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. USA, John Wiley & Sons, Incorporated, 2011. 992 p.
 19. Grigorev V.A. *Teoreticheskie osnovy teplotekhniki. Teplootekhnicheskiy eksperiment. Spravochnik* [Theoretical foundations of heat engineering. Thermal engineering experiment. Handbook]. Eds. V.A. Grigorev, V.M. Zorina. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1982. 512 p.
 20. Kulinchenko V.R. *Spravochnik po teploobmennym raschetam* [Handbook of heat transfer calculations]. Kiev, Tekhnika Publ., 1990. 165 p.
 21. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1975. 488 p.
 22. Borisov B.V., Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Vyatkin A.V. Numerical analysis of the equipment position influence on the premises thermal regime under gas infrared emitter operation and mixed convection conditions. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, vol. 2119, Article number 012092.
 23. Borisov B.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Vyatkin A.V. Thermal conditions of the local working area heated by a gas infrared heater under the mixed convection state. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022, vol. 2211, Article number 012022.
 24. Maksimov V.I., Nagornova T.A., Kurilenko N.I., Voloshko I.V. Advantage analysis of systems for ensuring local working zones thermal conditions based on gas infrared emitters in comparison with traditional convective heating systems. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2021, vol. 332, no. 9, pp. 128–141. In Rus.
 25. Labuncov D.A. *Fizicheskie osnovy energetiki. Izbrannye trudy po teploobmenu, gidrodinamike, termodinamike* [Physical foundations of energy. Selected works on heat transfer, hydrodynamics, thermodynamics]. Moscow, MPEI Publ. house, 2000. 388 p.
 26. Betchelor Dzh. *Vvedenie v dinamiku zhidkosti* [Introduction to fluid dynamics]. Moscow, Mir Publ., 1973. 760 p.
 27. Cvetkov F.F., Grigorev V.A. *Teplomassoobmen* [Heat and mass transfer]. Moscow, MPEI Publ. house, 2005. 550 p.
 28. Isaev S.I., Kozhinov I.A., Kofanov V.I. *Teoriya teploobmena* [Theory of heat transfer]. Ed. by A.I. Leontiev. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1979. 495 p.

Received: 11 November 2022.

Reviewed: 6 December 2022.

Information about the authors

Boris V. Borisov, Dr. Sc., professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

Alexander V. Vyatkin, postgraduate student, National Research Tomsk Polytechnic University.

Vyacheslav I. Maksimov, Cand. Sc., associate professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

Tatiana A. Nagornova, Cand. Sc., associate professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

Semen O. Salagaev, undergraduate, National Research Tomsk Polytechnic University.