

УДК 64-6

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ПОМЕЩЕНИИ С ГАЗОВЫМ ИНФРАКРАСНЫМ ИЗЛУЧАТЕЛЕМ, СИСТЕМОЙ ВОЗДУХООБМЕНА И ЛОКАЛЬНЫМ ОГРАЖДЕНИЕМ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ

© 2023 Б. В. Борисов, А. В. Вяткин, Г. В. Кузнецов, В. И. Максимов<sup>а</sup>,  
Т. А. Нагорнова

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет,  
ул. Ленина, 30, г. Томск 634050, Россия*

E-mail: elf@tpu.ru

Поступила в редакцию 08.08.2022 г.; после доработки 08.08.2022 г.;  
принята к публикации 29.09.2022 г.

Проведено математическое моделирование процессов теплопереноса в помещении с газовым инфракрасным излучателем, системой воздухообмена, горизонтальной панелью, имитирующей оборудование, и локальным ограждением. Решена система уравнений радиационного теплообмена, энергии и Навье — Стокса для воздуха и теплопроводности для твёрдых элементов. Полученные в результате моделирования поля температур и скоростей воздуха иллюстрируют возможность управления тепловым режимом локальной рабочей зоны при установке специального ограждения на её границе. Установлено, что изменяя высоту ограждения и материал, из которого он изготовлен, можно изменять локальные и средние температуры воздуха локальной рабочей зоны. Результаты выполненных численных исследований дают основания для вывода о том, что при варьировании параметров локальных ограждений возможно создание более комфортных температурных условий в локальной рабочей зоне при работе газовых инфракрасных излучателей в условиях достаточно интенсивного воздухообмена.

**Ключевые слова:** математическое моделирование, тепловой режим, газовый инфракрасный излучатель, объект теплоснабжения, конвективный теплоперенос.

DOI: 10.33048/SIBJIM.2023.26.102

### ВВЕДЕНИЕ

Созданию регламентных температурных условий в локальных рабочих зонах уделяется большое внимание во многих странах с достаточно разными климатическими условиями (см., например, [1, 2]). Набирают все большую популярность системы персонального комфорта [3, 4]. Индивидуальный обогрев может поддерживать или даже улучшать индивидуально воспринимаемый тепловой комфорт, в то же время обладая, что очень важно, значительным потенциалом энергосбережения [5]. Перспективны локальные обогреватели, в которых реализуются три механизма теплопереноса: кондуктивный, конвективный и лучистый нагревы [6]. Наиболее распространены конвективные и лучистые (инфракрасные) персональные обогреватели — нагнетатели тёплого воздуха и излучающие высокотемпературные поверхности [7, 8]. В качестве основных элементов в системах создания теплового комфорта в частично занятых производственных или крупногабаритных офисных помещениях несомненные преимущества имеют газовые инфракрасные излучатели (ГИИ) [9]. Но пока примеров создания эффективных систем управления тепловыми режимами локальных рабочих зон крупногабаритных произ-

---

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект 20-19-00226).

водственных помещений с использованием лучистой энергии известно немного (см., например, [10, 11]). Изучены достаточно детально только процессы переноса теплоты при работе систем лучистого нагрева (например, [12, 13]) в режиме естественной конвекции. Но использование ГИИ светлого типа, при работе которого в окружающую среду поступают продукты сгорания газа, требует использования системы воздухообмена, работа которой приводит к возникновению режима смешанной конвекции. Нагрев поверхностей тепловода обеспечивается главным образом лучистым переносом теплоты, источником которого является ГИИ [14]. Помещённое в зону влияния ГИИ оборудование также нагревается и вследствие конвективного теплообмена частично передаёт теплоту обтекающему его воздуху. Установлено [13], что при оценке параметров тепловых режимов локальных рабочих зон необходимо учитывать взаимное влияние сложных процессов радиационного теплопереноса и конвективного теплообмена, которые во многом оказывают существенное влияние на температурное поле объекта. Есть основания полагать, что, изменяя структуру конвективных потоков в помещении с локальной рабочей зоной, при дополнительных ограждениях можно изменять тепловой режим в такой зоне. Но выбор мест установки и основных характеристик таких дополнительных ограждений по результатам экспериментальных исследований очень трудоёмок и времязатратен. Предпочтительным является математическое моделирование процессов теплопереноса в такой сложной системе (основные ограждающие конструкции — газовый инфракрасный излучатель — оборудование — дополнительные ограждения) с целью анализа влияния дополнительных ограждений на характерные температуры локальной рабочей зоны. Пока таких моделей нет.

Целью работы является разработка математической модели и оценка по результатам математического моделирования масштабов влияния локального ограждения, расположенного в крупногабаритном помещении с работающим газовым инфракрасным излучателем и системой воздухообмена, на тепловой режим локальной рабочей зоны.

## 1. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА

Математическое моделирование проводилось в рамках двумерного приближения для области, схематично представленной на рис. 1. Рассматривалась замкнутая прямоугольная область, заполненная воздухом, с размещёнными в ней газовым инфракрасным излучателем, системой воздухообмена, горизонтальной панелью (имитирующей оборудование) и локальным ограждением (рис. 1).

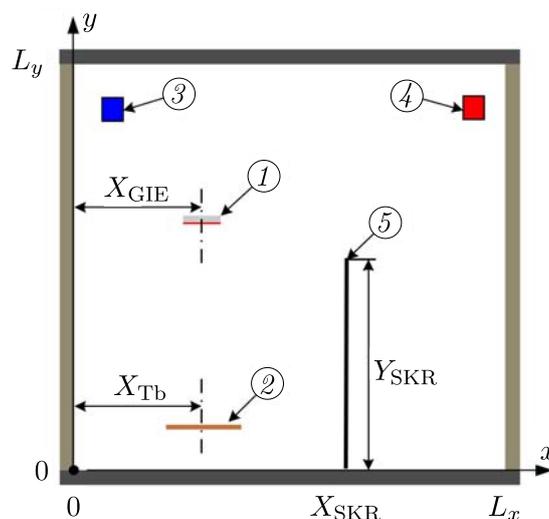


Рис. 1. Схема области решения задачи: ГИИ, газовый инфракрасный излучатель (1), панель (2), зона притока воздуха (3), зона оттока воздуха (4), локальное ограждение (5)

Обозначим через  $Lx_{\text{corner}}$ ,  $Ly_{\text{corner}}$ ,  $Lx_{\text{size}}$ ,  $Ly_{\text{size}}$  координаты левого нижнего угла фигуры (прямоугольника) и её размеры по оси  $OX$ ,  $OY$  соответственно. В табл. 1 приведены обозначения геометрических параметров.

Таблица 1

Обозначение геометрических параметров

Элементы системы	$Lx_{\text{corner}}$	$Ly_{\text{corner}}$	$Lx_{\text{size}}$	$Ly_{\text{size}}$
Пол	$-L_{\text{wall}}$	$-L_{\text{floor}}$	$Lx + 2 \cdot L_{\text{wall}}$	$L_{\text{floor}}$
Потолок	$-L_{\text{wall}}$	$Ly$	$Lx + 2 \cdot L_{\text{wall}}$	$L_{\text{ceiling}}$
Левая стена	$-L_{\text{wall}}$	0	$L_{\text{wall}}$	$Ly$
Правая стена	$Lx$	0	$L_{\text{wall}}$	$Ly$
ГИИ	$X_{\text{GIE}} - Lx_{\text{GIE}}/2$	$Y_{\text{GIE}}$	$Lx_{\text{GIE}}$	$Ly_{\text{GIE}}$
Горизонтальная панель	$X_{\text{Tb}} - Lx_{\text{Tb}}/2$	$Y_{\text{Tb}} - Ly_{\text{Tb}}$	$Lx_{\text{Tb}}$	$Ly_{\text{Tb}}$
Приточная вентиляция	$X_{\text{VL}}$	$Y_{\text{VL}}$	$Lx_{\text{VL}}$	$Ly_{\text{VL}}$
Вытяжная вентиляция	$X_{\text{VR}}$	$Y_{\text{VR}}$	$Lx_{\text{VR}}$	$Ly_{\text{VR}}$
Временное ограждение	$X_{\text{SKR}}$	$Y_{\text{SKR}}$	$Lx_{\text{SKR}}$	$Ly_{\text{SKR}}$

Конвективно-кондуктивный перенос теплоты в области, заполненной воздухом, описывался уравнением энергии [15]:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} + \rho c_p (\vec{u} \cdot \nabla) T = \nabla \cdot (\kappa \nabla T), \quad (1)$$

$$-L_{\text{wall}} \leq x \leq Lx + L_{\text{wall}}, \quad -L_{\text{floor}} \leq y \leq Ly + L_{\text{ceiling}},$$

$$(x, y) \notin \{X_{\text{GIE}} - Lx_{\text{GIE}}/2 \leq x \leq X_{\text{GIE}} + Lx_{\text{GIE}}/2, Y_{\text{GIE}} \leq y \leq Y_{\text{GIE}} + Ly_{\text{GIE}}\},$$

$$(x, y) \notin \{X_{\text{VL}} \leq x \leq X_{\text{VL}} + Lx_{\text{VL}}, Y_{\text{VL}} \leq y \leq Y_{\text{VL}} + Ly_{\text{VL}}\},$$

$$(x, y) \notin \{X_{\text{VR}} \leq x \leq X_{\text{VR}} + Lx_{\text{VR}}, Y_{\text{VR}} \leq y \leq Y_{\text{VR}} + Ly_{\text{VR}}\},$$

где  $\tau$  — время,  $\rho$  — плотность,  $T$  — температура,  $c_p$  — удельная изобарная теплоёмкость,  $\kappa$  — коэффициент теплопроводности.

Векторное поле скоростей воздуха  $\vec{u}$  определялось из решения системы уравнений движения и неразрывности несжимаемого газа в приближении Буссинеска [16]:

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial \tau} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = \nabla \cdot [-p\vec{I} + \vec{K}] + (\rho - \rho_0) \vec{g}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0, \quad (3)$$

$$0 \leq x \leq Lx, \quad 0 \leq y \leq Ly,$$

$$(x, y) \notin \{X_{\text{GIE}} - Lx_{\text{GIE}}/2 \leq x \leq X_{\text{GIE}} + Lx_{\text{GIE}}/2, Y_{\text{GIE}} \leq y \leq Y_{\text{GIE}} + Ly_{\text{GIE}}\},$$

$$(x, y) \notin \{X_{\text{Tb}} - Lx_{\text{Tb}}/2 \leq x \leq X_{\text{Tb}} + Lx_{\text{Tb}}/2, Y_{\text{Tb}} - Ly_{\text{Tb}} \leq y \leq Y_{\text{Tb}}\},$$

$$(x, y) \notin \{X_{\text{VL}} \leq x \leq X_{\text{VL}} + Lx_{\text{VL}}, Y_{\text{VL}} \leq y \leq Y_{\text{VL}} + Ly_{\text{VL}}\},$$

$$(x, y) \notin \{X_{\text{VR}} \leq x \leq X_{\text{VR}} + Lx_{\text{VR}}, Y_{\text{VR}} \leq y \leq Y_{\text{VR}} + Ly_{\text{VR}}\},$$

$$(x, y) \notin \{X_{\text{SKR}} \leq x \leq X_{\text{SKR}} + Lx_{\text{SKR}}, Y_{\text{SKR}} \leq y \leq Y_{\text{SKR}} + Ly_{\text{SKR}}\},$$

где  $p$ ,  $\vec{I}$  — давление и символ единичного тензора;  $\rho_0$ ,  $\vec{g}$  — начальная плотность и ускорение свободного падения;

$$\vec{K} = (\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \vec{u} + (\nabla \cdot \vec{u})^T) - 2/3(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \vec{u})\vec{I} - 2/3\rho k\vec{I}$$

— тензор напряжений вязкого трения с учётом турбулентной (на что указывает индекс Т) составляющей;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости. При моделировании турбулентного течения воздуха использовалась  $k - \varepsilon$  модель, в которой кинетическая энергия турбулентности  $k$  и скорость диссипации турбулентности  $\varepsilon$  для той же области определения системы (2), (3) описывались уравнениями [17, 18]

$$\rho \frac{\partial k}{\partial \tau} + \rho(\vec{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) (\nabla \cdot k) \right] + P_k - \rho\varepsilon, \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \rho(\vec{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) (\nabla \cdot \varepsilon) \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k + C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (5)$$

Из решения уравнений (4), (5) определяем  $\mu_T = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$ . Оператор  $P_k$ , входящий в (4), (5), имеет вид

$$P_k = \mu_T \left[ \frac{\nabla \cdot \vec{u}}{\nabla \cdot \vec{u} + (\nabla \cdot \vec{u})^T} - \frac{2(\nabla \cdot \vec{u})^2}{3} \right] - \frac{2\rho k \nabla \cdot \vec{u}}{3}.$$

В соответствии с общей теорией [17, 18] принимаем значения констант:  $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ .

Потоки излучения рассчитывались с использованием зональной модели [19] при прямом интегрировании потоков между всеми составляющими (Surface-to-Surface Radiation) замкнутой системы поверхностей при определяемых внутри этой системы угловых коэффициентах. Воздух считался диатермичной средой (абсолютно прозрачной для потока излучения) [19].

Локальное ограждение рассматривалось как плоскость, разделяющая область решения уравнений (1)–(5). Плотность кондуктивного теплового потока  $q_s$  определялась из системы уравнений [20]

$$\begin{aligned} q_s(-k\nabla T) |_{x=X_{\text{SCR}}^-} &= -k \frac{T |_{x=X_{\text{SCR}}^+} - T |_{x=X_{\text{SCR}}^-}}{Lx_{\text{SKR}}} = (-k\nabla T) |_{x=X_{\text{SCR}}^+}, \\ q_r |_{x=X_{\text{SCR}}^-} &= (1 - \rho_r - \tau_r)G |_{x=X_{\text{SCR}}^-} - J |_{x=X_{\text{SCR}}^-}, \\ q_r |_{x=X_{\text{SCR}}^+} &= (1 - \rho_r - \tau_r)G |_{x=X_{\text{SCR}}^+} - J |_{x=X_{\text{SCR}}^+}, \end{aligned}$$

где  $\rho_r$  и  $\tau_r$  — коэффициенты отражения и пропускания полагались одинаковыми для обеих поверхностей. Интегральные плотности тепловых потоков падающего  $G$  и эффективного  $J$  связывались соотношением  $J = \rho_r G + \varepsilon_r \sigma T^4$ , где  $\rho_r$ ,  $\varepsilon_r$ ,  $\sigma$  — соответственно считающаяся одинаковой для обеих поверхностей степень черноты и постоянная Стефана — Больцмана [19, 20].

Принято, что в начальный момент времени по всей области решения температура равна  $T_0$ , а воздух неподвижен:

$$T(0, x, y) = T_0, \quad \vec{u}(0, x, y) = 0, \quad -L_{\text{wall}} \leq x \leq L_x + L_{\text{wall}}, \quad -L_{\text{floor}} \leq y \leq L_y + L_{\text{ceiling}}.$$

Температура на нижней (излучающей) поверхности ГИИ во всё время работы оставалась постоянной:

$$T(\tau, x, y) = T_{\text{ГИИ}}, \quad \tau \geq 0, \quad X_{\text{ГИИ}} - Lx_{\text{ГИИ}}/2 \leq x \leq X_{\text{ГИИ}} + Lx_{\text{ГИИ}}/2, \quad y = Y_{\text{ГИИ}}.$$

На боковых поверхностях ГИИ задавалась определённая в выполненных ранее экспериментах температура  $T_{F \text{ГИИ}}$ :  $T(\tau, x, y) = T_{F \text{ГИИ}}$ ,  $\tau \geq 0$ :

$$\begin{aligned} (x, y) \in \{ &x = X_{\text{ГИИ}} - Lx_{\text{ГИИ}}/2, Y_{\text{ГИИ}} \leq y \leq Y_{\text{ГИИ}} + Ly_{\text{ГИИ}} \} \\ &\cup \{ x = X_{\text{ГИИ}} + Lx_{\text{ГИИ}}/2, Y_{\text{ГИИ}} \leq y \leq Y_{\text{ГИИ}} + Ly_{\text{ГИИ}} \}. \end{aligned}$$

В ходе экспериментальных исследований значение данной температуры практически не менялось и составляло в среднем  $T_{FGIE} = 315 \text{ К}$ .

На верхней границе ГИИ задавалась плотность теплового потока ( $q_{FGIE}$ ), учитывающая долю теплоты, полученной при сгорании газа  $\nabla T(\tau, x, y) = -q_{FGIE}/\lambda$ ,  $\tau > 0$ :

$$(x, y) \in \{X_{GIE} - Lx_{GIE}/2 \leq x \leq X_{GIE} + Lx_{GIE}/2, y = Y_{GIE} + Ly_{GIE}\}.$$

Значение  $q_{FGIE}$  определялось по номинальной тепловой мощности ( $Q_{VGIE}$ ), лучистого КПД ( $\eta_{rad}$ ) и площади верхней поверхности ГИИ ( $F_{UpGIE}$ ) в соответствии с соотношением  $q_{FGIE} = (1 - \eta_{rad})Q_{VGIE}/F_{UpGIE}$ .

Считалось, что за время работы ГИИ пол, потолок и стены не успевают прогреться на всю толщину, поверхности системы воздухообмена не участвуют в теплообмене, поэтому на перечисленных поверхностях для уравнения (1) использовано условие отсутствия теплообмена с внешней средой  $\nabla T(\tau, x, y) = 0$ ,  $\tau > 0$ :

$$(x, y) \in \{x = -L_{wall}, -L_{floor} \leq y \leq L_y + L_{ceiling}\} \cup \{x = -L_{wall}, -L_{floor} \leq y \leq L_y + L_{ceiling}\} \\ \cup \{-L_{wall} \leq x \leq L_x + L_{wall}, y = -L_{floor}\} \cup \{-L_{wall} \leq x \leq L_x + L_{wall}, y = L_y + L_{ceiling}\},$$

$$(x, y) \in \{x = X_{VL}, Y_{VL} \leq y \leq Y_{VL} + Ly_{VL}\} \cup \{x = X_{VL} + Lx_{VL}, Y_{VL} \leq y \leq Y_{VL} + Ly_{VL}\} \\ \cup \{X_{VL} \leq x \leq X_{VL} + Lx_{VL}, y = Y_{VL}\} \cup \{X_{VL} \leq x \leq X_{VL} + Lx_{VL}, y = Y_{VL} + Ly_{VL}\},$$

$$(x, y) \in \{x = X_{VR}, Y_{VR} \leq y \leq Y_{VR} + Ly_{VR}\} \cup \{x = X_{VR} + Lx_{VR}, Y_{VR} \leq y \leq Y_{VR} + Ly_{VR}\} \\ \cup \{X_{VR} \leq x \leq X_{VR} + Lx_{VR}, y = Y_{VR}\} \cup \{X_{VR} \leq x \leq X_{VR} + Lx_{VR}, y = Y_{VR} + Ly_{VR}\}.$$

Плотность теплового потока к поверхности  $q_{sol}$  складывалась из плотности кондуктивно-конвективного теплового потока к этой поверхности  $q_{gas}$  и плотности радиационного теплового  $q_{rad}$  от всех излучающих поверхностей  $q_{sol} = q_{gas} + q_{rad}$ ,  $\tau \geq 0$ :

$$(x, y) \in \{x = 0, 0 \leq y \leq L_y\} \cup \{x = L_x, 0 \leq y \leq L_y\} \cup \{0 \leq x \leq L_x, y = 0\} \\ \cup \{0 \leq x \leq L_x, y = L_y\} \cup \{x = X_{Tb} - Lx_{Tb}/2, Y_{Tb} - Ly_{Tb} \leq y \leq Y_{Tb}\} \\ \cup \{x = X_{Tb} + Lx_{Tb}/2, Y_{Tb} - Ly_{Tb} \leq y \leq Y_{Tb}\} \\ \cup \{X_{Tb} - Lx_{Tb}/2 \leq x \leq X_{Tb} + Lx_{Tb}/2, y = Y_{Tb} - Ly_{Tb}\} \\ \cup \{X_{Tb} - Lx_{Tb}/2 \leq x \leq X_{Tb} + Lx_{Tb}/2, y = Y_{Tb}\}.$$

В качестве граничных условий для системы уравнений (2), (3) на границах раздела газ-твёрдая поверхность приняты условия прилипания [15–18]  $\vec{u}(\tau, x, y) = 0$ ,  $\tau \geq 0$ :

$$(x, y) \in \{x = 0, 0 \leq y \leq L_y\} \cup \{x = L_x, 0 \leq y \leq L_y\} \\ \cup \{0 \leq x \leq L_x, y = 0\} \cup \{0 \leq x \leq L_x, y = L_y\},$$

$$(x, y) \in \{x = X_{Tb} - Lx_{Tb}/2, Y_{Tb} - Ly_{Tb} \leq y \leq Y_{Tb}\} \\ \cup \{x = X_{Tb} + Lx_{Tb}/2, Y_{Tb} - Ly_{Tb} \leq y \leq Y_{Tb}\} \\ \cup \{X_{Tb} - Lx_{Tb}/2 \leq x \leq X_{Tb} + Lx_{Tb}/2, y = Y_{Tb} - Ly_{Tb}\} \\ \cup \{X_{Tb} - Lx_{Tb}/2 \leq x \leq X_{Tb} + Lx_{Tb}/2, y = Y_{Tb}\},$$

$$(x, y) \in \{x = X_{GIE} - Lx_{GIE}/2, Y_{GIE} \leq y \leq Y_{GIE} + Ly_{GIE}\} \\ \cup \{x = X_{GIE} + Lx_{GIE}/2, Y_{GIE} \leq y \leq Y_{GIE} + Ly_{GIE}\}$$

$$\begin{aligned}
 & \cup \{X_{\text{GIE}} - Lx_{\text{GIE}}/2 \leq x \leq X_{\text{GIE}} + Lx_{\text{GIE}}/2, y = Y_{\text{GIE}} - Ly_{\text{GIE}}\} \\
 & \cup \{X_{\text{GIE}} - Lx_{\text{GIE}}/2 \leq x \leq X_{\text{GIE}} + Lx_{\text{GIE}}/2, y = Y_{\text{GIE}}\}, \\
 (x, y) \in & \{x = X_{\text{VL}}, Y_{\text{VL}} \leq y \leq Y_{\text{VL}} + Ly_{\text{VL}}\} \cup \{X_{\text{VL}} \leq x \leq X_{\text{VL}} + Lx_{\text{VL}}, y = Y_{\text{VL}}\} \\
 & \cup \{X_{\text{VL}} \leq x \leq X_{\text{VL}} + Lx_{\text{VL}}, y = Y_{\text{VL}} + Ly_{\text{VL}}\}, \\
 (x, y) \in & \{x = X_{\text{VR}} + Lx_{\text{VR}}, Y_{\text{VR}} \leq y \leq Y_{\text{VR}} + Ly_{\text{VR}}\} \cup \{X_{\text{VR}} \leq x \leq X_{\text{VR}} + Lx_{\text{VR}}, y = Y_{\text{VR}}\} \\
 & \cup \{X_{\text{VR}} \leq x \leq X_{\text{VR}} + Lx_{\text{VR}}, y = Y_{\text{VR}} + Ly_{\text{VR}}\}, \\
 (x, y) \in & \{x = X_{\text{SKR}}, 0 \leq y \leq Y_{\text{SKR}}\}.
 \end{aligned}$$

Вблизи твёрдых поверхностей, где вязкие эффекты преобладают над турбулентными, для (4), (5) применялся метод пристеночных функций [15–18].

В зоне притока воздуха

$$(x, y) \in \{x = X_{\text{VL}} + Lx_{\text{VL}}, Y_{\text{VL}} \leq y \leq Y_{\text{VL}} + Ly_{\text{VL}}\}$$

в соответствии с массовым расходом задавались нормальная составляющая скорости  $U_{\text{VEN}}$  и температура  $T_{\text{VEN}}$ , а в зоне оттока

$$(x, y) \in \{x = X_{\text{VL}} + Lx_{\text{VL}}, Y_{\text{VL}} \leq y \leq Y_{\text{VL}} + Ly_{\text{VL}}\}$$

задавалось значение давления, равное значению внешней атмосферы  $p_{\text{air}}$ .

Система уравнений (1)–(5) решалась методом конечных элементов в рамках модулей «Heat Transfer in Fluids» и «Turbulent Flow,  $k - \varepsilon$ » программной среды COMSOL Multiphysics. Параметры радиационного теплового потока определялись модулем «Surface-to-Surface Radiation». Тепловые потоки через дополнительное ограждение моделировались в рамках раздела «Heat Transfer in Films».

Перед проведением численных исследований процессов теплообмена в помещении с работающей системой ГИИ и воздухообмена созданный в среде COMSOL Multiphysics программный продукт прошёл этап верификации путём сравнения температурных полей, полученных в результате математического моделирования, и проведённых ранее физических экспериментов [14]. Расхождение значений температур составило не более 1.5 градуса, что говорит об адекватности разработанной модели процессов теплопереноса.

## 2. РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Моделирование проведено при следующих основных геометрических и энергетических параметрах:  $L_x = 5$  м,  $L_y = 4.4$  м,  $L_{\text{wall}} = L_{\text{floor}} = L_{\text{ceiling}} = 0.1$  м,  $T_0 = 283$  К, массовый расход воздуха в системе воздухообмена  $G_{\text{VEN}} = 2.22 \cdot 10^{-4}$  кг/(с·м<sup>3</sup>),  $T_{\text{VEN}} = 280$  К,  $Q_{\text{VGIE}} = 5$  кВт,  $\eta_{\text{rad}} = 0.57$ ,  $X_{\text{GIE}} = 2.95$  м,  $Lx_{\text{GIE}} = 0.4$  м,  $Ly_{\text{GIE}} = 0.2$  м,  $X_{\text{Тб}} = 1.6$  м,  $Y_{\text{Тб}} = 0.735$  м,  $Lx_{\text{Тб}} = 1.2$  м,  $Ly_{\text{Тб}} = 0.02$  м,  $Y_{\text{VL}} = Y_{\text{VR}} = 3.5$  м,  $X_{\text{SKR}} = 3$  м.

Для определения теплофизических параметров воздуха использовались аппроксимации из библиотеки материалов COMSOL Multiphysics, остальные соответствуют приведённым в табл. 2.

Математическое моделирование выполнено для нескольких вариантов геометрических размеров локального ограждения и отличающихся теплофизическими свойствами материала этого ограждения.

Варианты расчётов, результаты которых анализируются в статье, соответствуют табл. 3.

Типичные результаты расчётов представлены на рис. 2, 3. На этих рисунках два белых квадрата — это области ввода и вывода системы воздухообмена и один прямоугольник — это

Таблица 2

Теплофизические свойства материалов  
ограждающих конструкций и панели

Объект	Материал	Плотность (кг·м <sup>-3</sup> )	Теплоёмкость (Дж·кг <sup>-1</sup> ·К <sup>-1</sup> )	Теплопроводность (Вт·К <sup>-1</sup> ·м <sup>-1</sup> )	Степень черноты
Пол, потолок, стены	Бетон	2500	2400	1.55	0.3
Горизонтальная панель: верхняя поверхность (а), торцевые и нижняя поверхности (b)	Сосна	520	2300	0.2	0.5 <sup>a</sup> , 0.95 <sup>b</sup>
Локальное ограждение	Пластмасса	970	2500	0.27	$\epsilon_r$

Таблица 3

## Варианты расчётов

№	1	2	3	4	5	6
Воздухообмен	отсутствует	есть	есть	есть	есть	есть
$Y_{SKR}$ , м	отсутствует	есть	2	3	2	1
$\epsilon_r$	отсутствует	есть	0.1	0.1	0.95	0.95

область излучателя (см. рис. 1). Эти области исключены из моделирования и соответственно на рисунках они белые (для них нет значений, и в цветовой палитре — это белый цвет).

При отсутствии воздухообмена и дополнительного ограждения формируется температурное поле (рис. 2(a)) с ярко выраженной линией раздела на уровне горизонтальной панели. Этому во многом способствуют восходящие потоки тёплого воздуха от горизонтальной панели и нисходящие вдоль стен потоки охлаждённого воздуха (рис. 2(b)), которые и образуют две основных зоны рециркуляционного течения.

Работа системы воздухообмена с притоком более холодного воздуха способствует общему снижению температуры в области (рис. 2(c)), а втекающая масса воздуха опускается ниже горизонтальной панели (рис. 2(d)) и частично выравнивает температурное поле в левом нижнем углу помещения. Присутствие в зоне течения относительно прозрачного для радиационного потока ( $\epsilon_r = 0.1$ ) локального ограждения не даёт возможность холодному потоку воздуха поступать в локальную рабочую зону и охлаждать её (рис. 2(e, f)).

При этом средняя температура воздуха в локальной области в зоне влияния ГИИ повышается (рис. 4(a)).

Увеличение степени черноты локального ограждения приводит к повышению температуры его поверхности. В результате температура воздуха вокруг ограждения также увеличивается (рис. 3(a, c)). Образуется устойчивый циркуляционный вихрь нагретого воздуха в локальной рабочей зоне (рис. 3(b, d)).

Нагнетаемый системой воздухообмена воздух, смешиваясь с нагретым от ГИИ воздухом, полностью оттесняется к левой ограждающей конструкции (рис. 3(b, f)). Формируется нисходящий поток вдоль слабо прогреваемой левой стены и пола. Этот воздух затем поступает в нижнюю область локальной рабочей зоны. Средняя температура воздуха и перепад по высоте в локальной рабочей зоне при этом существенно увеличиваются (на два–шесть градусов) (рис. 4).

Увеличение высоты локального ограждения практически не влияет на структуру тече-

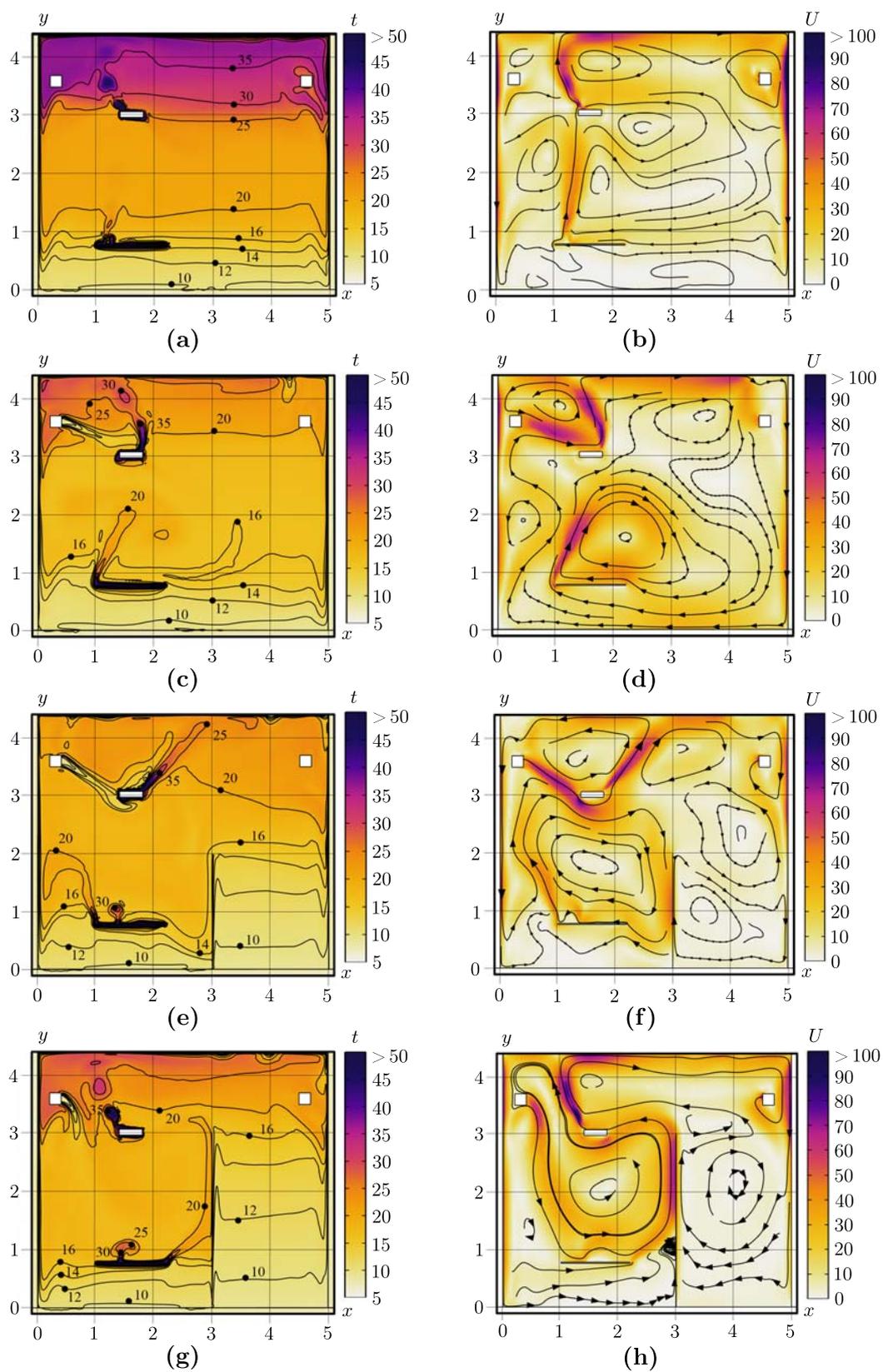


Рис. 2. Поля температур и скоростей при  $\tau = 120$  м для различных вариантов исходных данных: вариант 1 (a, b), вариант 2 (c, d), вариант 3 (e, f), вариант 4 (g, h)

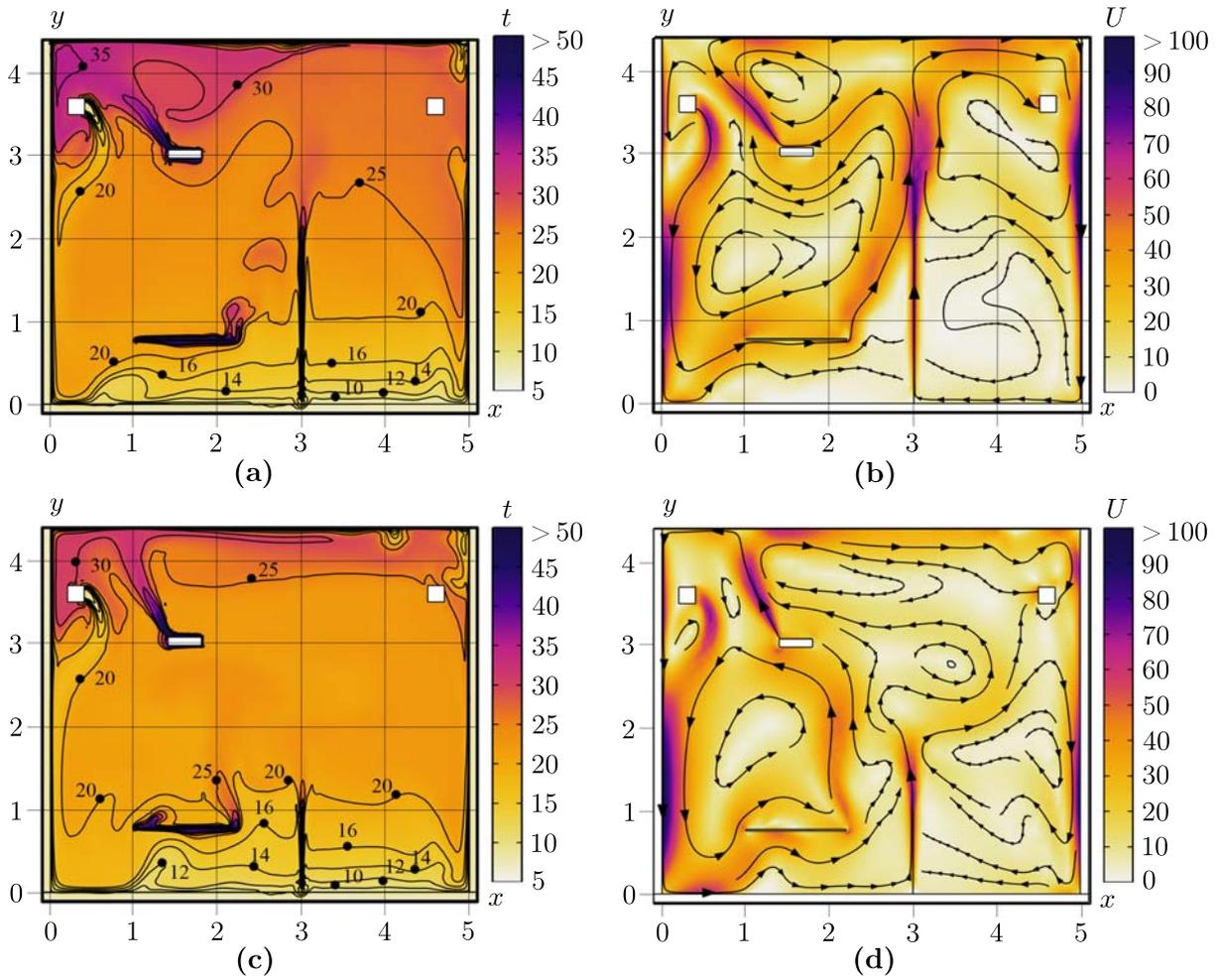


Рис. 3. Поля температур и скоростей при  $\tau = 120$  м для различных вариантов исходных данных: вариант 5 (а, б); вариант 6 (с, д)

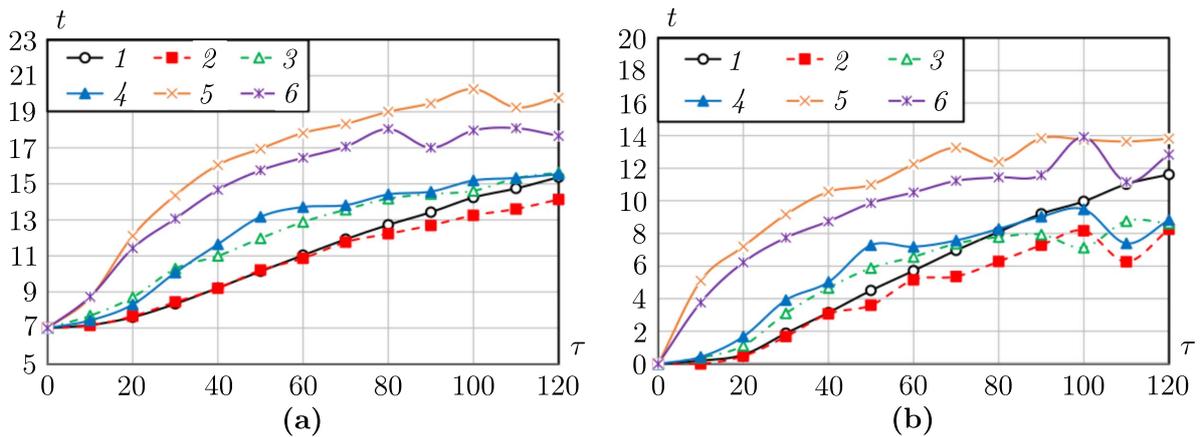


Рис. 4. Динамика изменения средней температуры (а) и перепада средних температур по высоте (б) в локальной рабочей зоне ( $2.2 < x < 3.0$  м;  $0.01 < y < 2.0$  м) во времени  $\tau$  (кривые 1–6 соответствуют вариантам исходных данных в табл. 3)

ния воздуха в помещении (рис. 3(д)), но за счёт увеличения площади нагреваемой поверхности, находящейся в зоне влияния ГИИ, увеличивается (на два градуса) средняя температура

в локальной рабочей зоне, а перепад средней температуры по высоте практически остаётся неизменным (менее одного градуса) (рис. 4).

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты проведённых численных исследований теплопереноса в помещении с газовым инфракрасным излучателем, системой воздухообмена и локальным ограждением показали, что при установке дополнительных ограждающих конструкций на границе локальной рабочей зоны и изменении радиационных параметров их поверхностей можно регулировать тепловой режим локальной рабочей зоны.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Zhang C., Pomianowski M., Heiselberg P.K., Yu T. A review of integrated radiant heating/cooling with ventilation systems: Thermal comfort and indoor air quality // *Energy and Buildings*. 2020. V. 223. Article 110094; <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110094>
2. Karmann C, Schiavon S, Bauman F. Thermal comfort in buildings using radiant vs. all-air systems: A critical literature review // *Building and Environment*. 2017. V. 111. P. 123–31; <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.10.020>
3. Song W, Zhang Z, Chen Z, Wang F, Yang B. Thermal comfort and energy performance of personal comfort systems (PCS): A systematic review and meta-analysis // *Energy and Buildings*. 2022. V. 256. Article 111747; <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111747>
4. Wang H., Li W., Wang J., Xu M., Ge B. Experimental study on local floor heating mats to improve thermal comfort of workers in cold environments // *Building and Environment*. 2021. V. 205. Article 108227; <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.108227>
5. Verhaart J., Vesely M., Zeiler W. Personal heating: effectiveness and energy use // *Building Research and Information*. 2015. V. 43, Is. 3. P. 346–354; <https://doi.org/10.1080/09613218.2015.1001606>
6. Tan J., Liu J., Liu W., Yu B., Zhang J. Performance on heating human body of an optimised radiant-convective combined personal electric heater // *Building and Environment*. 2022. V. 214. Article 108882; <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2022.108882>
7. Du C., Liu H., Li C., Xiong J., Li B., Li G., Xi Z. Demand and efficiency evaluations of local convective heating to human feet and low body parts in cold environments // *Building and Environment*. 2020. V. 171. Article 106662; <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.106662>
8. Oravec J., Sikula O., Krajcik M., Arici M., Mohapl M. A comparative study on the applicability of six radiant floor, wall, and ceiling heating systems based on thermal performance analysis // *J. Building Engng.* 2021. V. 36. Article 102133; <https://doi.org/10.1016/j.job.2020.102133>
9. Maznoy A., Kirdyashkin A., Pichugin N., Zambalov S., Petrov D. Development of a new infrared heater based on an annular cylindrical radiant burner for direct heating applications // *Energy*. 2020. V. 204. Article 117965; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117965>
10. Kavga A., Karanastasi E., Konstas I., Panidis Th. Performance of an infrared heating system in a production greenhouse // *IFAC Proc.* 2013. V. 46, Is. 18. P. 235–240; <https://doi.org/10.3182/20130828-2-SF-3019.00017>
11. Dudkiewicz E., Szalanski P. Overview of exhaust gas heat recovery technologies for radiant heating systems in large halls // *Thermal Sci. Engng. Progress*. 2020. V. 18. Article 100522; <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100522>
12. 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 // *Internat. J. Thermal Sci.* 2020. V. 154. Article 106396; <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106396>
13. Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Voloshko I.V., Gutareva N.Y., Kurilenko N.I. Experimental determination of the worker's clothing surface temperature during the ceramic gas heater operation // *Thermal Sci. Engng. Progress*. 2021. V. 22. Article 100851; <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.100851>

14. *Borisov B.V., Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Gutareva N.Y.* Numerical simulation of heat transfer in a large room with a working gas infrared emitter // *J. Phys. Conf. Ser.* 2020. V. 1675. Article 012074; DOI: 10.1088/1742-6596/1675/1/012074
15. *Bird B., Stewart W.E., Lightfoot E.N.* Transport Phenomena. J. Wiley & Sons, 2007.
16. *Tritton D.J.* Physical Fluid Dynamics. Clarendon Press, 1988.
17. *Wilcox D.C.* Turbulence Modeling for CFD. DCW Ind., 1998.
18. *Kuzmin D., Mierka O., Turek S.* On the implementation of the  $k - \varepsilon$  turbulence model in incompressible flow solvers based on a finite element discretization // *Internat. J. Comput. Sci. Math.* 2007. V. 1, N 2–4. P. 193–206; <https://www.researchgate.net/publication/228529803>
19. *Siegel R., Howell J.* Thermal Radiation Heat Transfer. N. Y.: Taylor & Francis, 2002.
20. *Haynes W.M.* Handbook of Chemistry and Physics 2015–2016. Boca Raton: Taylor & Francis, 2015.

UDC 64-6

**MATHEMATICAL MODELING OF HEAT TRANSFER IN A ROOM  
WITH A GAS INFRARED HEATER, AIR EXCHANGE SYSTEM  
AND LOCAL FENCE OF THE WORKING AREA**

© 2023 B. V. Borisov, A. V. Vyatkin, G. V. Kuznetsov, V. I. Maksimov<sup>a</sup>,  
T. A. Nagornova

*National Research Tomsk Polytechnic University,  
ul. Lenina 30, Tomsk 634050, Russia*

E-mail: elf@tpu.ru

Received 08.08.2022, revised 08.08.2022, accepted 29.09.2022

**Abstract.** Mathematical modeling of heat transfer processes in a room with a gas infrared heater, an air exchange system, a horizontal panel simulating equipment, and a local fence has been conducted. The system of equations of radiative heat transfer, energy and Navier—Stokes for air and thermal conductivity for solid elements were solved. The fields of temperatures and air velocities obtained as a result of modeling illustrate the possibility of controlling the thermal regime of a local working area when a special fence is installed at its border. It was found that by changing the height and the material of the fence, it is possible to change the local and average air temperatures of the local working area. The results give grounds for the conclusion that by varying the parameters of local fences, it is possible to create more comfortable temperature conditions in the local working area when gas infrared heaters operate under conditions of intense air exchange.

**Keywords:** mathematical modeling, thermal regime, gas infrared heater, heat supply object, convective heat transfer.

DOI: 10.33048/SIBJIM.2023.26.102

REFERENCES

1. Zhang C., Pomianowski M., Heiselberg P.K., Yu T. A review of integrated radiant heating/cooling with ventilation systems: Thermal comfort and indoor air quality. *Energy and Buildings*, 2020, Vol. 223, article 110094; <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110094>
2. Karmann C, Schiavon S, Bauman F. Thermal comfort in buildings using radiant vs. all-air systems: A critical literature review. *Building and Environment*, 2017, Vol. 111, pp. 123–31; <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.10.020>
3. Song W, Zhang Z, Chen Z, Wang F, Yang B. Thermal comfort and energy performance of personal comfort systems (PCS): A systematic review and meta-analysis. *Energy and Buildings*, 2022, Vol. 256, article 111747; <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111747>
4. Wang H., Li W., Wang J., Xu M., Ge B. Experimental study on local floor heating mats to improve thermal comfort of workers in cold environments. *Building and Environment*, 2021, Vol. 205, article 108227; <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.108227>
5. Verhaart J., Vesely M., Zeiler W. Personal heating: effectiveness and energy use. *Building Research and Information*, 2015, Vol. 43, Is. 3, pp. 346–354; <https://doi.org/10.1080/09613218.2015.1001606>
6. Tan J., Liu J., Liu W., Yu B., Zhang J. Performance on heating human body of an optimised radiant-convective combined personal electric heater. *Building and Environment*, 2022, Vol. 214, article 108882; <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2022.108882>

7. Du C., Liu H., Li C., Xiong J., Li B., Li G., Xi Z. Demand and efficiency evaluations of local convective heating to human feet and low body parts in cold environments. *Building and Environment*, 2020, Vol. 171, article 106662; <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.106662>
8. Oravec J., Sikula O., Krajcik M., Arici M., Mohapl M. A comparative study on the applicability of six radiant floor, wall, and ceiling heating systems based on thermal performance analysis. *J. Building Engrg.*, 2021, Vol. 36, article 102133; <https://doi.org/10.1016/j.job.2020.102133>
9. Maznoy A., Kirdyashkin A., Pichugin N., Zambalov S., Petrov D. Development of a new infrared heater based on an annular cylindrical radiant burner for direct heating applications. *Energy*, 2020, Vol. 204, article 117965; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117965>
10. Kavga A., Karanastasi E., Konstas I., Panidis Th. Performance of an infrared heating system in a production greenhouse. *IFAC Proc.*, 2013, Vol. 46, Is. 18, pp. 235–240; <https://doi.org/10.3182/20130828-2-SF-3019.00017>
11. Dudkiewicz E., Szalanski P. Overview of exhaust gas heat recovery technologies for radiant heating systems in large halls. *Thermal Sci. Engrg. Progress*, 2020, Vol. 18, article 100522; <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100522>
12. 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. *Internat. J. Thermal Sci.*, 2020, Vol. 154, article 106396; <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106396>
13. Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Voloshko I.V., Gutareva N.Y., Kurilenko N.I. Experimental determination of the worker's clothing surface temperature during the ceramic gas heater operation. *Thermal Sci. Engrg. Progress*, 2021, Vol. 22, article 100851; <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.100851>
14. Borisov B.V., Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Gutareva N.Y. Numerical simulation of heat transfer in a large room with a working gas infrared emitter. *J. Phys. Conf. Ser.*, 2020, Vol. 1675, article 012074; DOI: 10.1088/1742-6596/1675/1/012074
15. Bird B., Stewart W.E., Lightfoot E.N. *Transport Phenomena*. J. Wiley & Sons, 2007.
16. Tritton D.J. *Physical Fluid Dynamics*. Clarendon Press, 1988.
17. Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Ind., 1998.
18. Kuzmin D., Mierka O., Turek S. On the implementation of the  $k - \varepsilon$  turbulence model in incompressible flow solvers based on a finite element discretization. *Internat. J. Comput. Sci. Math.*, 2007, Vol. 1, No. 2–4, pp. 193–206; <https://www.researchgate.net/publication/228529803>
19. Siegel R., Howell J. *Thermal Radiation Heat Transfer*. N. Y.: Taylor & Francis, 2002.
20. Haynes W.M. *Handbook of Chemistry and Physics 2015–2016*. Boca Raton: Taylor & Francis, 2015.