

УДК 697.1:536.25

МОДЕЛИРОВАНИЕ МИКРОКЛИМАТА ОТАПЛИВАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Докт. техн. наук, проф. ДЯЧЕК П. И., асп. ЗАХАРЕВИЧ А. Э.

Белорусский национальный технический университет

Обеспечение требуемых параметров микроклимата в помещениях различного назначения является важной и актуальной задачей. От качества решения данной задачи зависят самочувствие и работоспособность людей и (или) качество производимой продукции.

На распределение параметров микроклимата в объеме отапливаемых помещений влияет множество факторов: температурные параметры окружающей среды, геометрические размеры помещений и теплотехнические характеристики их ограждений, наличие препятствий для движения воздуха в виде перегородок, мебели, оборудования и т. п.; тип, мощность и расположение отопительных приборов; параметры системы вентиляции; наличие внутренних стоков и источников теплоты и т. д. Большое количество параметров, оказывающих влияние на формирование микроклимата, определяет сложность и системность задачи, а также многообразие путей ее решения.

Одно из основных условий решения этой проблемы – изучение и системный анализ процессов переноса в отапливаемом помещении, рассматриваемом как комплекс, состоящий из множества активных и пассивных элементов: отопительных приборов, ограждений, воздушной среды помещения, человека и окружающих его предметов, средств производства и т. п.

Применяемые ныне нормативные методики теплотехнических расчетов и проектирования систем отопления основаны, главным образом, на использовании осредненных значений расчетных величин, рассматриваемых для установившихся режимов. Реальные процессы переноса являются нестационарными и переменными в пространстве. Таким образом, численное значение локальных и мгновенных параметров микроклимата остается за рамками анализа.

Наиболее эффективно и глубоко изучить данную проблему можно на основе численных экспериментов, основанных на решении дифференциальных уравнений, описывающих поведение изучаемой системы. Досто-

верность получаемых таким образом результатов доказана опытом исследований в различных областях науки и техники.

Сопряженный теплообмен в отопляемом помещении включает в себя три вида переноса энергии и вещества: конвекцию, теплопроводность и излучение. В современных отопляемых помещениях, предназначенных для пребывания людей, допустимо не учитывать влияние воздухопроницаемости ограждений на процессы теплопереноса. Также приемлемо в данном исследовании исключить из модели процессы диффузии влаги в ограждениях и конвективный перенос водяных паров в связи с пренебрежимо малым влиянием на теплообмен.

Применительно к отопляемым помещениям естественная конвекция играет значительную, а в ряде случаев и определяющую роль в формировании параметров микроклимата. Формируемые в процессе конвекции температурное и скоростное поля воздушной среды можно найти при решении системы дифференциальных уравнений, состоящей из уравнения Навье – Стокса, уравнения неразрывности и уравнений переноса теплоты в воздушной среде и ограждениях:

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + (\bar{w} \nabla) \bar{w} \right] = -\nabla p + \mu \nabla^2 \bar{w} + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \bar{w}) + \rho \bar{g}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{w}) = 0; \quad (2)$$

$$c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \bar{w} \nabla T \right) = \lambda \nabla^2 T + q_v. \quad (3)$$

Искомые функциями в (1)–(3) являются вектор скорости \bar{w} , давление p и температура T среды, в которой формируется конвекция. Остальные идентификаторы представляют: ρ – плотность; μ – динамическую вязкость; λ – теплопроводность; c – удельную теплоемкость; t – время; \bar{g} – ускорение свободного падения; q_v – объемный источник теплоты.

Относительно малые перепады температур, которые обычно имеют место в объемах отопляемых помещений, позволяют при решении оговоренной выше системы дифференциальных уравнений принять допущение Буссинеска – Обербека [1] и допустить, что коэффициенты μ , λ , c постоянны во времени и в пространстве для каждого характерного элемента системы. Главная идея данного приближения заключается в том, что зависимость плотности от температуры учитывается лишь в члене с объемной силой тяжести $\rho \bar{g}$, а в остальных случаях полагают $\rho = \rho_0 = \rho(T_0)$, где T_0 – некоторое значение из интервала изменения температуры в воздушной среде помещения.

Для учета турбулентного характера движения воздуха применена стандартная двухпараметрическая (k – ε)-модель [2, 3]. Ключевыми характеристиками в данной модели являются кинетическая энергия k и скорость диссипации ε энергии турбулентности.

Суть (k – ε)-модели, как и других подобных моделей, заключается в том, что дифференциальные уравнения переноса, составленные для условий

ламинарного течения, применяются также и в случае турбулентного движения среды. При этом в них вводятся осредненные по времени физические величины и используются эффективные коэффициенты переноса.

Эффективные коэффициенты вязкости и теплопроводности характеризуют суммарную интенсивность молекулярного и турбулентного переносов количества движения и тепловой энергии соответственно:

$$\mu_{\text{эф}} = \mu + \mu_{\text{T}}; \quad \lambda_{\text{эф}} = \lambda + \lambda_{\text{T}}, \quad (4)$$

где μ_{T} и λ_{T} – турбулентные коэффициенты переноса, являющиеся турбулентными аналогами соответствующих молекулярных коэффициентов.

Для определения μ_{T} и λ_{T} используют следующие выражения:

$$\mu_{\text{T}} = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon}; \quad \lambda_{\text{T}} = c \frac{\mu_{\text{T}}}{Pr_{\text{T}}}. \quad (5)$$

Поля кинетической энергии турбулентности k и скорости ее диссипации ε определяются из следующих уравнений переноса, записанных в тензорном виде для декартовых координат:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_{\text{T}}}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + G_b - \rho \varepsilon; \quad (6)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_{\text{T}}}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} (P_k + G_b) - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon). \quad (7)$$

Здесь

$$P_k = \mu_{\text{T}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}; \quad G_b = \beta g_i \frac{\mu_{\text{T}}}{Pr_{\text{T}}} \frac{\partial T}{\partial x_j}. \quad (8)$$

В уравнениях (5)–(8) приняты следующие значения модельных констант [2, 3]:

$$C_{\mu} = 0,09; \quad Pr_{\text{T}} = 0,85; \quad \sigma_k = 1; \quad \sigma_{\varepsilon} = 1,3; \quad C_{\varepsilon 1} = 1,44; \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92. \quad (9)$$

Аналитическое решение системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена в случае задач, имеющих прикладной характер, не представляется возможным. Более того, система весьма сложна даже для численного решения и анализа. В настоящее время (за исключением весьма упрощенных случаев) разработка алгоритмов и программных комплексов для решения трехмерных задач по силам только коллективам разработчиков. Кроме того, решение трехмерных задач предъявляет особые требования к вычислительной технике. Однако отдельные виды задач теплообмена могут быть решены для двумерной области без искажения сути явления и с погрешностью, приемлемой в инженерных приложениях. Поэтому в исследовательской работе часто ограничиваются решением двумерных задач. Этот подход принят и нами при решении поставленной задачи.

Таким образом, система уравнений конвекции в приближении Буссинеска – Обербека, учитывающая наличие турбулентности, для двумерного случая имеет вид:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu_{\text{эф}} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu_{\text{эф}} \frac{\partial u}{\partial y} \right); \quad (10)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu_{\text{эф}} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu_{\text{эф}} \frac{\partial v}{\partial y} \right) - [1 - \beta(T - T_0)]g; \quad (11)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0; \quad (12)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(a_{\text{эф}} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(a_{\text{эф}} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{q_v}{c\rho}. \quad (13)$$

Здесь u, v – проекции вектора усредненной скорости \bar{w} соответственно на ось x и y ; $a_{\text{эф}}$ – эффективный коэффициент температуропроводности; β – температурный коэффициент объемного расширения; $\nu_{\text{эф}}$ – эффективный коэффициент кинематической вязкости среды.

Для того чтобы решить представленную систему дифференциальных уравнений, их надо дополнить начальными и граничными условиями.

При решении плоских задач можно значительно упростить вычислительный процесс путем перехода к системе уравнений с применением в виде аргументов функции тока ψ и завихренности ω [1]:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu_{\text{эф}} \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu_{\text{эф}} \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) + \beta g \frac{\partial T}{\partial x}; \quad (14)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(a_{\text{эф}} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(a_{\text{эф}} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{q_v}{c\rho}; \quad (15)$$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} + \omega = 0. \quad (16)$$

Здесь

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} = u; \quad \frac{\partial \psi}{\partial x} = -v. \quad (17)$$

Уравнения (14)–(17) образуют систему уравнений плоской конвекции с неизвестными скалярными функциями $T = T(x, y, t)$, $\omega = \omega(x, y, t)$, $\psi = \psi(x, y, t)$. При рассмотрении турбулентного движения среды для нахождения турбулентных составляющих эффективных коэффициентов переноса необходимо дополнительно воспользоваться соотношениями соответствующей модели турбулентности.

С точки зрения численного анализа, удобно, что уравнения (T, ω, ψ) -системы близки по типу: каждое из них является эллиптическим по пространству; уравнения переноса завихренности (14) и теплоты (15) – пара-

болические по времени, а уравнение для функции тока (16) есть уравнение Пуассона [1].

Дифференциальное уравнение переноса теплоты в ограждениях и прочих твердых элементах системы получаем из уравнения (3), полагая скорость равной нулю. Для двумерной задачи, учитывая наличие различных материалов в составе ограждений, имеем

$$c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + q_v. \quad (18)$$

Кроме конвекции и теплопроводности, в рассматриваемой системе имеет место и радиационный перенос теплоты, особенно в случае применения отопительных приборов со значимой долей теплоотдачи излучением. Радиационный теплообмен может существенно влиять на характер распределения параметров микроклимата. В связи с тем, что воздух является смесью, состоящей главным образом из двухатомных газов, он не представляет преграды для теплового излучения, т. е. является диатермичным. Можно принять также, что тела в помещении образуют замкнутую систему серых поверхностей, которые диффузно излучают и отражают. Серыми поверхностями можно считать, если в системе не содержится существенно неоднородного по спектральному составу излучения, т. е. когда одновременно не рассматривается излучение от высокотемпературных источников (солнца) и тел с обычной комнатной температурой. Диффузно отражающими в расчетах допустимо считать даже поверхности с ярко выраженными зеркальными свойствами, если на данные поверхности падает хаотично ориентированное излучение [4].

Для расчета лучистого теплообмена в помещении нами применен метод сальдо, представленный в [4]. Для каждой поверхности замкнутой системы можно записать условие теплового баланса. Например, для k -й поверхности в виде

$$Q_k = q_k A_k = (q_{o,k} - q_{i,k}) A_k, \quad (19)$$

где Q_k – поток результирующего излучения; q_k – плотность потока результирующего излучения; A_k – площадь поверхности; $q_{o,k}$ и $q_{i,k}$ – плотности потоков эффективного и падающего излучений соответственно.

Следующее уравнение можно получить, исходя из того, что плотность потока эффективного излучения поверхности определяется суммой плотности потока собственного излучения и плотности потока отраженного излучения

$$q_{o,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + r_k q_{i,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + (1 - \varepsilon_k) q_{i,k}. \quad (20)$$

Здесь ε_k – степень черноты поверхности; σ – постоянная Стефана – Больцмана; T_k – абсолютная температура; r_k – коэффициент отражения.

Опуская промежуточные выкладки, приводим уравнения, используемые для расчета, к виду:

$$Q_k = A_k \frac{\varepsilon_k}{1 - \varepsilon_k} (\sigma T_k^4 - q_{o,k}); \quad (21)$$

$$Q_k = A_k \left(q_{o,k} - \sum_{j=1}^N F_{k-j} q_{o,j} \right), \quad (22)$$

где F_{k-j} – угловой коэффициент (доля энергии излучения, испускаемого k -й поверхностью, падающая на j -ю поверхность); N – количество поверхностей в замкнутой системе.

Уравнения (21) и (22) можно записать для каждой из N поверхностей в замкнутой системе. Это приводит к составлению $2N$ уравнений с таким же числом неизвестных. N неизвестных представляют и значения q_o . Остальные неизвестные в зависимости от условия для конкретной поверхности будут состоять из численных значений Q и T .

В разработанной программе реализована двумерная численная модель отапливаемого помещения, в которой учитываются процессы теплопередачи в ограждающих конструкциях с различным конструктивным решением, перенос теплоты в пограничном слое, формируемом на внутренней поверхности ограждений, особенности изменения параметров наружного воздуха, конвективный теплоперенос в свободном объеме помещения. Также программа включает в себя блок расчета радиационного теплообмена между поверхностями внутри помещения, оконными стеклами и окружающей средой.

В нашем исследовании для решения задач теплообмена в воздухе помещения и ограждающих конструкциях принят метод конечных разностей (МКР) [1, 5]. В соответствии с терминологией, принятой в [6], нами применен метод контрольных объемов (МКО), который в данном случае можно считать частным видом МКР. Суть МКО заключается в том, что расчетную область разбивают на некоторое число непересекающихся контрольных объемов таким образом, что каждая узловая точка содержится в одном контрольном объеме. Дифференциальное уравнение интегрируют по каждому контрольному объему. В результате находят дискретный аналог дифференциального уравнения, который выражает закон сохранения для рассматриваемой физической величины (масса, количество движения и энергия). Это свойство проявляется при любом числе узловых точек, а не только в предельном случае очень большого их числа. Таким образом, даже решение на грубой сетке удовлетворяет точным интегральным балансам [6].

Блок программы, отражающий теплопередачу в ограждающих конструкциях, реализует численное решение уравнения теплопроводности (18), на основании которого построена неявная конечно-разностная схема, обладающая свойствами абсолютной устойчивости и сходимости вычислительного процесса. Для решения применено расщепление задачи по пространственным переменным, что позволило использовать метод прогонки [5].

В местах сопряжения материалов с различными теплотехническими характеристиками реализовано условие сопряжения, которое в случае границы раздела, перпендикулярной оси x , имеет вид:

$$T_1|_{x=0} = T_2|_{x=0}; \quad (23)$$

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} \Big|_{x=0} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} \Big|_{x=0}, \quad (24)$$

где индексами 1 и 2 обозначены параметры, относящиеся к материалам типов 1 и 2 соответственно.

При расчете процессов конвективного переноса применен алгоритм, построенный на основе консервативной монотонной аппроксимации первого порядка дифференциальных операторов. Дифференциальные уравнения, представленные с помощью $(\psi-\omega)$ -аргументов, решаются итерационным методом Зейделя с применением параметров релаксации.

Для решения уравнения теплопроводности на наружных и внутренних поверхностях ограждений заданы граничные условия третьего рода, когда тепловой поток пропорционален разности температур:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha (T_{\text{пов}} - T_{\text{возд}}), \quad (25)$$

где α – коэффициент теплообмена; $T_{\text{пов}}$ – температура поверхности; $T_{\text{возд}}$ – то же омывающего воздуха.

На границе «ограждение – воздух помещения» коэффициент теплообмена в каждом узле определяется на основе локальных характеристик воздушного потока. При расчете температурного поля в воздухе помещения также используются граничные условия третьего рода.

Для определения поля скоростей на твердой поверхности применяется условие прилипания, которое для неподвижной поверхности имеет вид [1]:

$$v_n = 0; \quad v_s = 0. \quad (26)$$

Здесь v_s и v_n – касательная и нормальная составляющие вектора скорости на границе Γ . Из (17) и (26) следует:

$$\psi \Big|_{\Gamma} = \text{const}; \quad \frac{\partial \psi}{\partial n} \Big|_{\Gamma} = 0. \quad (27)$$

Первое выражение из условий (27) применяют в качестве граничного условия для функции тока, второе же служит для вычисления на границе Γ значений завихренности.

В случае турбулентного движения воздуха дополнительно используются граничные условия для кинетической энергии турбулентности k и скорости ее диссипации ε , которые при условии прилипания имеют вид [3]:

$$k \Big|_{\Gamma} = 0; \quad \varepsilon \Big|_{\Gamma} = \nu \frac{\partial^2 k}{\partial n^2} \quad \text{или} \quad \varepsilon \Big|_{\Gamma} = 2\nu \left(\frac{\partial k^{1/2}}{\partial n} \right)^2. \quad (28)$$

В нашей работе для удобства организации блока расчета лучистого теплообмена принято делить поверхности всех твердых тел, включая ограждения, отопительные приборы и т. п., на площадки конечных размеров, соответствующих размерам поверхностей граничных ячеек. Угловые коэффициенты F_{k-j} , необходимые для расчета теплообмена k -й и j -й поверх-

ностей, вычисляются по методу натянутых нитей [4]. При этом алгоритм предусматривает случай, когда площадки не видят друг друга из-за каких-либо препятствий, вследствие чего их взаимный лучистый теплообмен не возможен. Для всех случаев, когда площадки не могут обмениваться лучистой теплотой: $F_{k-j} = 0$.

Система линейных уравнений лучистого теплообмена, записанная на основе соотношений (21) и (22) для всех площадок соответствующей системы поверхностей, решается итерационным методом Зейделя.

Отопительные приборы реализованы в модели как распределенные в пространстве источники теплоты, по геометрии, месту расположения и другим характеристикам, подобные соответствующим реальным отопительным приборам. Например, главной отличительной чертой конвектора и радиатора является разное соотношение лучистой и конвективной долей теплоотдачи.

При решении нестационарной задачи на каждом временном слое последовательно рассчитываются все три вида переноса теплоты. При этом результат расчета одного вида теплообмена влияет на расчет граничных условий для остальных типов переноса.

Начальными условиями для расчетных величин служат значения, задаваемые исходя из характера задачи. Для массивов температур начальные значения удобно взять из диапазона изменения температуры на границах расчетной области. Что касается массивов, относящихся к расчету конвективного движения воздуха, оценить заранее характер течения, а также экстремальные значения параметров довольно трудно. Начальное заполнение таких массивов принято нулевым, что соответствует неподвижному воздуху. Поэтому расчетный период времени должен быть задан достаточно длительным, чтобы исключить влияние начальных условий на конечный результат.

Разработанная программа позволяет рассчитывать распределение параметров микроклимата в отапливаемых помещениях и осуществлять анализ полученных результатов.

Сеточная область принимается неравномерной, что обеспечивает повышение точности расчетов, особенно в области высокой неравномерности температуры и скорости воздушной среды. Размеры помещения, отдельных элементов ограждающих конструкций, характеристики отопительных приборов, условия теплообмена на границах твердых поверхностей и воздушной среды, теплофизические параметры, а также параметры алгоритма задаются пользователем.

Для визуализации результатов расчета и оценки параметров полей расчетных величин в программе имеются следующие возможности:

- построение изолиний полей расчетных величин. При этом пользователь может по желанию выводить на экран дисплея изолинии для любых значений из диапазона изменения величины, а также произвольно выбирать форму и цвет обозначений, идентифицирующих изолинии;
- представление полей расчетных величин в цвете;
- визуальное представление поля скорости в расчетной области в виде векторов, длина которых зависит от абсолютного значения w ;

- построение графиков изменения значений расчетных величин и некоторых других вспомогательных параметров.

Работу пользователя облегчают и следующие опции:

- возможность масштабирования полученных изображений;
- сохранение полученных таблиц, при желании их можно открывать для просмотра и редактирования в программе Excel;
- сохранение полученных изображений в распространенном графическом формате (.emf или .wmf). Это позволяет использовать широкие возможности Windows-совместимых программ для работы с графикой;
- вывод данных, параметров расчета и некоторых элементов анализа в окно специального компонента, содержимое которого можно сохранять в текстовом формате (.txt);
- наличие в нижней части окна программы строки состояния, в которой отражаются контекстно-зависимые подсказки;
- вывод контрольной информации через заданное количество итераций для анализа процесса расчета.

Цель проведения расчетов – определение влияния вида системы отопления на уровень теплового комфорта. На рис. 1–4 представлены результаты четырех вариантов расчета, осуществленных с использованием разработанной программы. Сплошные линии с подписями в прямоугольных рамках являются изотермами. Стрелки отражают поле скорости, их длина пропорциональна абсолютному значению скорости.

Размеры помещения составляют $5,8 \times 2,5(h)$ м. Геометрические и теплофизические характеристики ограждающих конструкций, граничные и начальные условия заданы одинаково для всех вариантов расчета.

Расчетная область размером и формой представляет вертикальный разрез по окну ограждающих конструкций и воздушной среды помещения. Вариант расчета № 1 представляет систему отопления с подоконной отопительной панелью. В варианте расчета № 2 рассматриваются последствия применения напольного отопления. В этих вариантах место расположения отопительных элементов в ограждениях схематически показано точками. Вариант расчета № 3 отражает применение в качестве отопительного прибора конвектора, а вариант № 4 – радиатора. Во всех случаях мощность отопительных приборов задана $Q_{tot} = 500$ Вт на 1 м ширины помещения (т. е. на $dz = 1$ м). Теплоотдача конвектора и радиатора состоит из лучистой конвективной частей. При этом конвективная доля у конвектора составляет 93 %, а у радиатора – 70 %.

Изображенная на рис. 1–4 расчетная область ограничена прямоугольной границей. В местах пересечения ограждений данной границей принято предположение об одномерном характере температурного поля на отсеченных гранях.

Теплообмен между внешними поверхностями ограждающих конструкций, наружным воздухом и воздухом смежных помещений задан с помощью граничных условий третьего рода по (25). Слева находится наружный воздух. Сверху – помещение верхнего этажа, снизу – подвал, справа – воздушный объем смежного помещения. Значения заданных температур воздуха приведены на рисунках. Коэффициенты теплообмена приняты: 23 Вт/(м²·К) на границе с наружным воздухом и 8,7 Вт/(м²·К) на осталь-

ных поверхностях, внешних по отношению к воздуху рассматриваемого помещения.

Наружная стена представляет собой трехслойную панель. Материал наружного и внутреннего слоев (железобетон, теплоизоляционный слой) – пенополистирол, оконной рамы и подоконника – древесина. Камеры стеклопакета представлены материалом с эквивалентными теплофизическими характеристиками. Материал верхнего перекрытия – железобетон. Материал нижнего перекрытия (над подвалом) имеет более низкий средний коэффициент теплопроводности, отражающий наличие дополнительной теплоизоляции, чтобы поддерживать температуру поверхности пола в пределах не ниже нормируемого значения в 16 °С. Материал стены, расположенной справа, – железобетон.

В данной серии расчетов учитывается лучистый теплообмен поверхностей внутри помещения, оконных стекол и окружающей среды. Степень черноты деревянных поверхностей задана 0,9; конвектора и радиатора – 0,95; стекла и остальных поверхностей внутри помещения – 0,94; наружной среды – 0,85.

Расчетный период времени задан равным 120 ч, шаг дискретизации по времени численного алгоритма – 12 мин.

Средние значения некоторых параметров микроклимата, полученные в ходе расчетов, представлены в табл. 1.

Таблица 1

Параметр	Значение для варианта			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Средняя температура воздуха, °С	22,00	20,46	17,68	18,79
Средняя температура поверхностей, обращенных в помещение, °С	20,68	20,69	13,80	16,02
Средняя подвижность воздуха, м/с	0,042	0,031	0,044	0,045

Проведем качественное сопоставление результатов, используя рис. 1–4. В первом варианте (рис. 1) воздух, нагреваясь у поверхности подоконной отопительной панели, поднимается вверх и встречается с охлажденным у поверхности окна потоком воздуха, который опускается вниз. Поток смеси далее движется вглубь комнаты. В отапливаемом помещении формируются два основных вихря. Более мелкий вихрь закручен против часовой стрелки и формируется воздухом, охлажденным на поверхности окна. Крупный вихрь (с циркуляцией по часовой стрелке) распространяет теплоту от подоконной отопительной панели по всей комнате. Положение изотерм в месте примыкания пола к наружной стене свидетельствует о том, что поверхность пола нагревается излучением поверхности отопительного прибора.

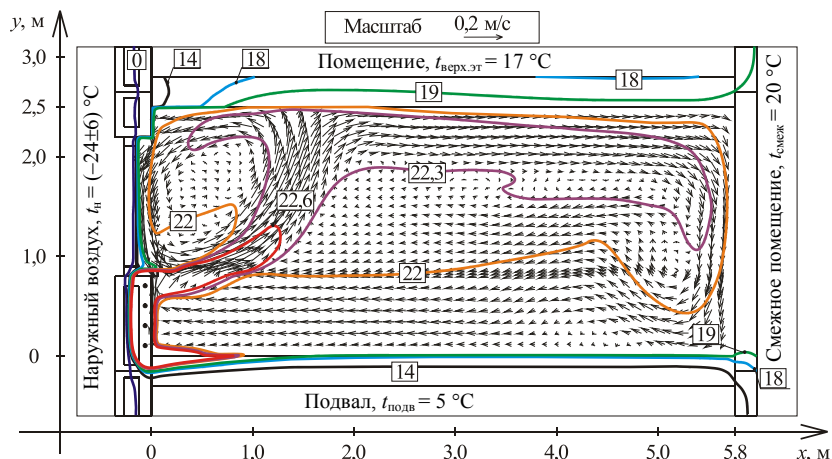


Рис. 1. Вариант расчета № 1 (отопительный прибор – подоконная отопительная панель)

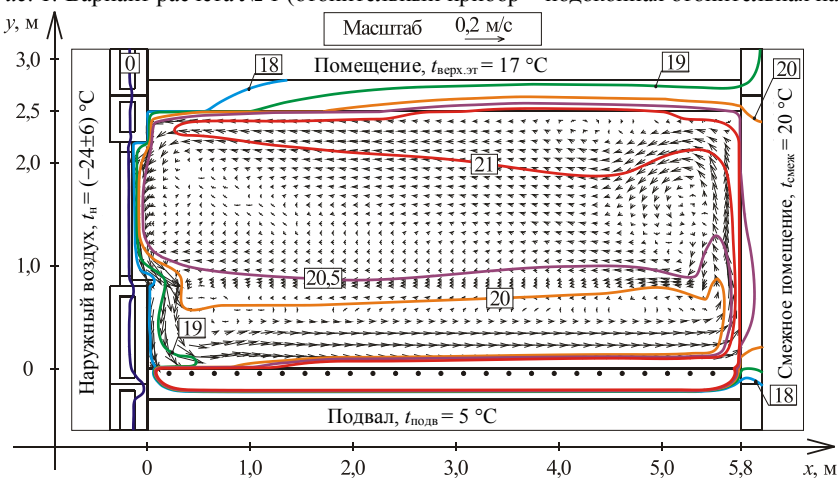


Рис. 2. Вариант расчета № 2 (напольное отопление)

Аналогично этому варианту формируются поля скоростей движения воздуха в случае применения в качестве отопительных приборов конвектора и радиатора (рис. 3 и 4).

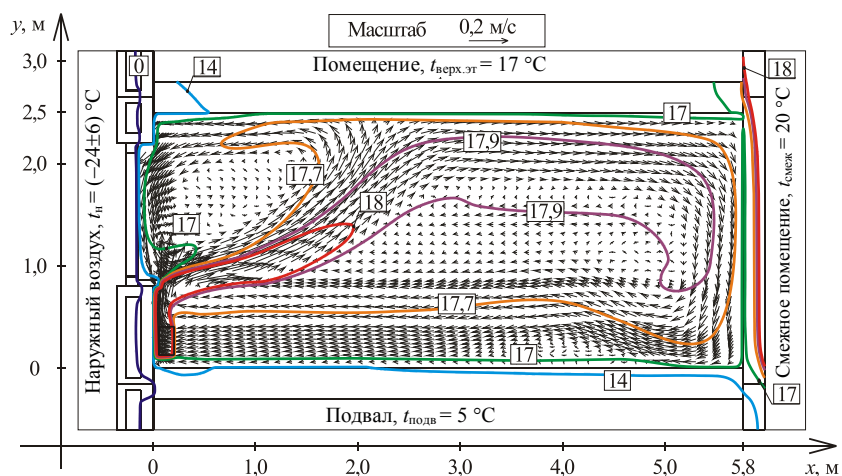


Рис. 3. Вариант расчета № 3 (отопительный прибор – конвектор)

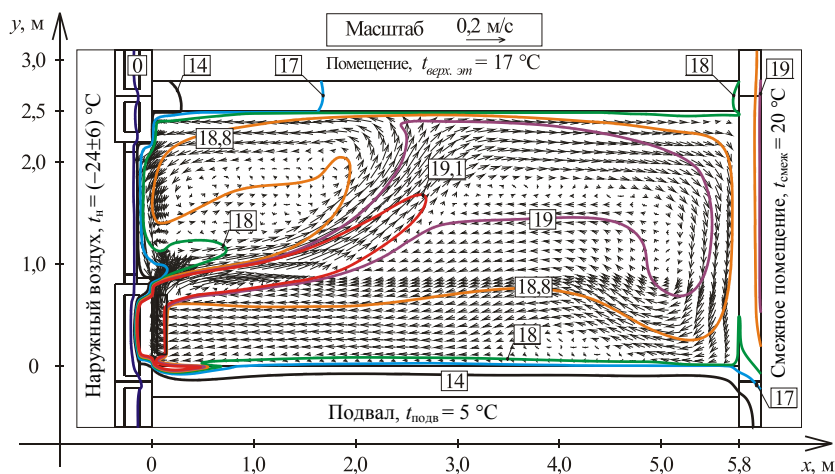


Рис. 4. Вариант расчета № 4 (отопительный прибор – радиатор)

Во втором варианте расчета (рис. 2) движение воздуха имеет отличительные особенности. В данном случае воздух, охлаждаемый окном и наружной стеной, не встречает препятствия в виде нагретого отопительным прибором потока воздушной среды. Нагрев его осуществляется далее поверхностью теплого пола, температура поверхности которого к тому же имеет ограничения. Таким образом, в помещении формируется только один вихрь с циркуляцией против часовой стрелки. Следует отметить, что предельно допустимое значение температуры поверхности пола, обусловленное санитарно-гигиеническими требованиями, составляет 26°C . В данном варианте на 70 % площади пола температура поверхности превышает допустимое значение, максимум же достигает 29°C . Долговременная эксплуатация системы отопления с повышенной температурой поверхности пола может привести к патологическим изменениям в системе кровоснабжения ног у пользователей помещения.

Во всех вариантах подвижность воздуха имеет низкое значение, характерное для естественной конвекции в помещениях такого типа.

Степень комфортности среды обитания человека в общем случае определяется следующими параметрами микроклимата: температурой и влажностью воздуха; температурой внутренних поверхностей, обращенных в помещение; скоростью движения воздуха. Для небольших помещений жилых и общественных зданий, характеризующихся отсутствием существенных влаговывделений, в большинстве случаев не предусматривается устройство систем кондиционирования воздуха и механических систем вентиляции. В этом случае средствами управления теплоощущениями людей остаются только два фактора: температура воздуха и средняя радиационная температура.

Напомним, что комфортное сочетание показателей микроклимата соответствует таким оптимальным метеорологическим условиям, при которых сохраняется тепловое равновесие, отсутствует напряжение в процессе терморегуляции [7]. В зависимости от физиологического и эмоционального состояния человека, его одежды, возраста, вида выполняемой работы и индивидуальных особенностей организма количество теплоты, теряемой в окружающую среду, может быть различным. В литературе имеются различные по виду, но подобные по характеру варианты теплового баланса.

Фангеру удалось составить подробную математическую модель теплообмена человека, решение которой удовлетворяло результатам как его собственных, так и зарубежных экспериментальных исследований [8]. Причем решение было доведено до инженерного использования в виде диаграмм комфорта.

Проанализируем комфортность параметров микроклимата для вариантов расчета, применяя диаграммы комфорта Фангера (рис. 5). В нашем случае можно использовать диаграммы, составленные для тепловой изоляции одежды $k = 0,5$ кло, теплопродукции человека q , соответствующей состоянию покоя или средней физической активности (т. е. от 60 до 120 Вт/м²).

На рис. 5а видно, что точки, характеризующие микроклимат для вариантов расчета № 1 и 2, находятся вне линии полного теплового комфорта (в рассматриваемой серии расчетов такой линией является $u < 0,1$ м/с). Данные точки лежат в области пониженных сочетаний радиационной температуры и температуры воздуха. Таким образом, эти варианты не обеспечивают комфорта в состоянии покоя. Человек при этом испытывает ощущение холода.

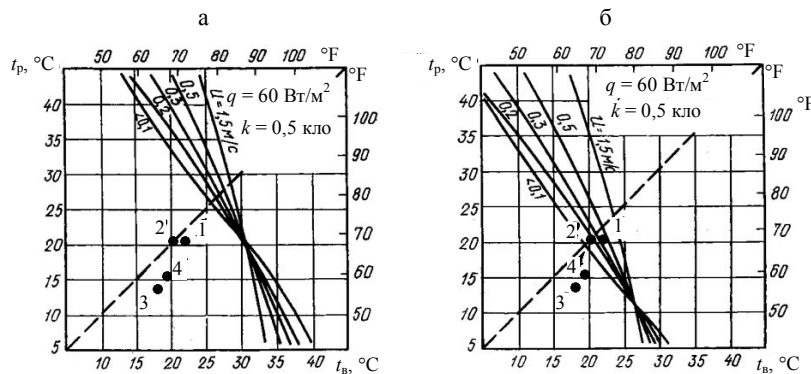


Рис. 5. Диаграммы комфорта Фангера: t_p – радиационная температура; t_v – температура воздуха; q – теплопродукция тела; u – скорость воздуха;
а – $q = 60$; б – 120 Вт/м²

При средней физической активности точки для вариантов расчета № 1 и 2 находятся вне линии $u < 0,1$ м/с уже в зоне повышенных параметров микроклимата (рис. 5б). То есть человек может испытывать легкий перегрев. При незначительном снижении физической активности будет достигнут полный тепловой комфорт.

Третий и четвертый варианты не обеспечивают тепловой комфорт ни в состоянии покоя, ни при средней физической активности. Разумеется, ощущение холода будет более сильным в состоянии покоя.

Добиться ощущения полного теплового комфорта в рассматриваемых вариантах можно, применив средства индивидуального автоматического регулирования, которые могли бы по заданному алгоритму изменить тепловую мощность отопительного прибора. Однако, как отмечалось ранее, не рекомендуется повышать температуру поверхности пола выше 26 °С. Напольное отопление малоприспособно для обеспечения теплового комфорта в отапливаемых помещениях, если человек находится в состоянии покоя.

ВЫВОД

Анализ результатов проведенных расчетов показывает, что тип отопительного прибора оказывает значительное влияние на распределение параметров микроклимата и уровень теплового комфорта в помещении.

Применение программ, моделирующих процессы переноса между отопительными приборами, ограждениями, человеком и оборудованием, для решения проблем обеспечения теплового комфорта и (или) требуемых технологических условий является перспективным направлением научных исследований [9]. Использование программ такого рода на этапе проектирования позволит с минимальными затратами подобрать эффективный и экономичный способ обеспечения микроклимата.

ЛИТЕРАТУРА

1. Берковский, Б. М. Вычислительный эксперимент в конвекции / Б. М. Берковский, В. К. Полевиков. – Минск: Университетское, 1988. – 167 с.
2. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю. А. Быстров [и др.]. – СПб.: Судостроение, 2005. – 392 с.
3. Ferziger, J. H. Computational Methods for Fluid Dynamics / J. H. Ferziger, Milovan Peric. – Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo: Springer, 2002. – 423 p.
4. Зигель, Р. Теплообмен излучением / Р. Зигель, Дж. Хауэлл; пер. с англ.; под ред. Б. А. Хрусталева. – М.: Мир, 1975. – 936 с.
5. Дульнев, Г. Н. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена: учеб. пособие для вузов / Г. Н. Дульнев, В. Г. Парфенов, А. В. Сигалов. – М.: Высш. шк., 1990. – 207 с.
6. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар; пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
7. Богословский, В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1982. – 415 с.
8. Банхиди, Л. Тепловой микроклимат помещений: расчет комфортных параметров по теплоощущениям человека / Л. Банхиди; пер. с венг. В. М. Беляева; под ред. В. И. Прохорова и А. Л. Наумова. – М.: Стройиздат, 1981. – 248 с.
9. Nilsson, H. O. Comfort climate evaluation with thermal manikin methods and computer simulation models / H. O. Nilsson, I. Holmer // Indoor Air. – 2003. – Vol. 13. – P. 28–37.

Представлена кафедрой
теплогазоснабжения
и вентиляции

Поступила 09.09.2008

УДК 532.5 + 621.181.7

АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ В ТУРБУЛЕНТНЫХ СМЕШИВАЮЩИХСЯ ОСЕВЫХ И ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ ПОТОКАХ