

## ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ, КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА, ГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ОСВЕЩЕНИЕ

УДК 628.8

*ДЕНИСИХИНА ДАРЬЯ МИХАЙЛОВНА, канд. физ.-мат. наук, доцент,  
denisikhina@mail.ru  
Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный  
университет,  
190005, г. Санкт-Петербург, ул. 2-я Красноармейская, 4*

### **ОЦЕНКА ТЕПЛООВОГО КОМФОРТА В ПОМЕЩЕНИЯХ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Создание эффективной схемы воздухораспределения непосредственно связано с возможностью достоверного прогнозирования параметров воздушной среды, формируемых принятой схемой. Для достоверного описания скоростных, температурных полей в объеме помещений необходимо привлечение методов математического моделирования, основанных на непосредственном решении дифференциальных уравнений Навье – Стокса.

Для оценки теплового комфорта, создаваемого в помещении системами вентиляции и кондиционирования воздуха, следует использовать параметр, отражающий тепловосприятие человека и определяемый на основе трехмерных полей теплофизических величин, получаемых в результате математического моделирования.

В работе показаны результаты математического моделирования микроклимата для трех различных схем воздухораспределения в помещении. Поля индекса комфортности Фангера, построенные по результатам моделирования с помощью написанного на языке C программного кода, позволили проанализировать три схемы воздухораспределения с точки зрения теплового комфорта, ими создаваемого.

**Ключевые слова:** микроклимат помещений; индекс комфортности PMV; воздухораспределение; математическое моделирование; уравнения Навье – Стокса.

*DARIA M. DENISIKHINA, PhD, A/Professor,  
denisikhina@mail.ru  
Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering,  
4, 2nd Krasnoarmeiskaya Str., 190005, St.-Petersburg, Russia*

## MATHEMATICAL SIMULATION OF ROOM CLIMATE PARAMETERS

The efficient air distribution is directly connected with the possibility of predicting the reliable air parameters. The reliable description of speed and temperature fields in the housing capacity is provided by the mathematical simulation methods based on Navier-Stokes differential equations.

To estimate the room climate provided by ventilation and air conditioning systems, the parameter reflecting heat sensitivity should be used. This parameter is detected using three-dimensional fields of thermophysical values obtained by mathematical simulation.

The paper presents results of room climate mathematical simulation for three different schemes of air distribution in a room. The Predicted Mean Vote obtained by mathematical simulation using C language software code allows analyzing three schemes of the air distribution for the room climate.

**Keywords:** room climate; Predicted Mean Vote; air distribution; numerical simulation; Navier-Stokes equations.

### Введение

Основное назначение систем вентиляции и кондиционирования воздуха – создание комфортного микроклимата в помещениях. При этом качество воздушной среды в конечном счете будет определяться возможностью правильного прогнозирования параметров микроклимата, формируемых принятой проектом схемой воздухораспределения.

В настоящее время все большую популярность при решении задач воздухораспределения приобретают методы математического моделирования [1–4], базирующиеся на численном решении дифференциальных уравнений сохранения. Данные методы позволяют рассчитать параметры воздушной среды (трехмерные поля температуры, скорости, влажности), которые будут формироваться в помещении при работе систем вентиляции и кондиционирования воздуха. При этом практическим выходом подобных расчетов должна стать информация о тепловом комфорте/дискомфорте в помещении, создаваемом тем или иным проектным решением.

Для такого рода оценки может быть использована функция комфортности PMV, введенная Оле Фангером и учитывающая влияние параметров микроклимата (температура, подвижность, влажность воздуха, температура ограждающих поверхностей [5]) на тепловой баланс человека [6].

Использование индекса комфортности Фангера в настоящее время является методом номер № 1 в оценке теплового комфорта [7, 8], войдя в нормативные документы различных стран<sup>1</sup>, а с относительно недавнего времени внедрено и в российский стандарт<sup>2</sup> [9]. В то же время параллельно идут разра-

<sup>1</sup> ISO 7730:2005. Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. International Organization for Standardization, Geneva, 2005. P. 52.

ANSI/ASHRAE Standard 55-2013. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. 2013.

<sup>2</sup> ГОСТ Р ИСО 7730–2009. Эргономика термальной среды. Аналитическое определение и интерпретация комфортности теплового режима с использованием расчета показателей PMV и PPD и критериев локального теплового комфорта. М. : Стандартинформ, 2011. 48 с.

ботки различных модификаций модели Фангера, исследования, посвященные влиянию нестационарности, климата [10], возможности индивидуального регулирования систем на теплоощущения человека [11].

Результатом математического моделирования распределенных параметров микроклимата, в отличие от инженерных методик, является многомерный массив данных (распределения скорости, температуры, давления, влагосодержания) в «каждой» точке объема. Поэтому для оценки теплового комфорта на основе результатов моделирования следует анализировать распределение функции PMV по объему рабочей зоны.

### 1. Индекс комфортности Фангера

Удельные теплотери человека в окружающую среду  $q_{total}$  при условии стационарности процесса [12]:

$$q_{total} = q_r + q_c + E_{sk} + E_{res} + C_{res}, \quad (1)$$

где  $q_c$ ,  $q_r$  – удельные теплотери человека за счет конвекции и излучения соответственно, Вт/м<sup>2</sup>;  $E_{sk}$  – удельные теплотери за счет испарения с кожи, которые являются комбинацией испарения влаги, выделяемой за счет терморегуляционных механизмов  $E_{rsw}$  (потоотделение) и за счет естественного диффузного влаговыделения  $E_{diff}$  ( $E_{sk} = E_{rsw} + E_{diff}$ );  $E_{res}$  – удельные скрытые теплотери при дыхании;  $C_{res}$  – удельные явные теплотери при дыхании.

Системы терморегуляции человека успешно решают задачу обеспечения теплового баланса (равенство выделяемого и отдаваемого им в окружающую среду тепла) в широком диапазоне внешних условий [13, 14], поэтому фактические теплотери человека будут равняться теплопроизводству (нарушение теплового баланса приводит к фатальным для человека последствиям):

$$q_{total} \equiv M - W, \quad (2)$$

где  $M$  – удельная (на единицу площади поверхности человека) выделяемая человеком метаболическая теплота, Вт/м<sup>2</sup>;  $W$  – удельная механическая работа, совершаемая человеком.

При этом необходимость напряжения терморегуляционных систем воспринимается человеком как ощущение дискомфорта в среде с неподходящими климатическими параметрами [13, 14].

Теплотери человека  $q_{total}^{комф}$  при фактических параметрах окружающей среды, но при условии, что он находится в состоянии теплового комфорта, достигаются при определенных значениях температуры поверхности кожи и величины испарения потоотделением, а именно [12]:

$$E_{rsw}^{комф} = 0,42[(M - W) - 58,15], \quad (3)$$

$$t_{sk}^{комф} = 35,7 - 0,0275(M - W). \quad (4)$$

То есть

$$q_{total}^{комф} = q_c \Big|_{t_{sk}=t_{sk}^{комф}} + q_r \Big|_{t_{sk}=t_{sk}^{комф}} + E_{rsW}^{комф} + E_{diff} + E_{res} + C_{res}. \quad (5)$$

Величина  $L = q_{total} - q_{total}^{комф}$  есть разница между фактическими теплопотерями человека, определяемыми уровнем физической нагрузки, и теплопотерями в окружающую среду с заданными параметрами микроклимата при условии отсутствия напряжения терморегуляционных функций организма.

Тогда с учетом того, что

$$q_c = f_{cl} \cdot h_c (t_{cl} - t_a), \quad (6)$$

$$q_r = 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4], \quad (7)$$

$$E_{diff} = 3,05 [5,73 - 0,007(M - W) - p_a], \quad (8)$$

$$E_{res} = 0,0173M(5,87 - p_a), \quad (9)$$

$$C_{res} = 0,0014M(34 - t_a), \quad (10)$$

$$t_{cl} = t_{sk} - R_{cl}(q_c + q_r) = 35,7 - 0,028(M - W) - R_{cl}(q_c + q_r), \quad (11)$$

где  $h_c$  – коэффициент конвективной теплоотдачи, определяемый в зависимости от преобладания свободной или вынужденной конвекции у поверхности человека [12, 15, 16];  $f_{cl}$  – коэффициент, учитывающий увеличение площади поверхности одетого человека и определяемый в зависимости от величины термического сопротивления одежды [12],  $t_{cl}$ ,  $t_a$  – температура поверхности одежды человека и температура окружающего воздуха соответственно, °C;  $R_{cl}$  – термическое сопротивление одежды, м<sup>2</sup>·°C/Вт.

$$\begin{aligned} L = q_{total} - q_{total}^{комф} &= (M - W) - (f_{cl} \cdot h_c (t_{cl} - t_a) + 3,96 \cdot 10^{-8} \times \\ &\times f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] + 0,42[(M - W) - 58,15] + \\ &+ 3,05 [5,73 - 0,007(M - W) - p_a] + \\ &+ 0,0173M(5,87 - p_a) + 0,0014M(34 - t_a). \end{aligned} \quad (12)$$

О. Фангер ввел индекс комфортности PMV, по сути, отражающий степень напряженности терморегуляционных функций организма, следующим образом:

$$PMV = (0,303 \cdot e^{-0,036M} + 0,028)L. \quad (13)$$

Вид множителя при функции  $L$  получен О. Фангером на основе анализа статистических данных восприятия качества микроклимата группой людей.

Напомним, что результатом математического моделирования являются распределения скорости, температуры, влажности по всему объему помещения. Тогда практическим результатом расчета будет картина распределения индекса комфортности PMV по всему объему помещения, в частности по объему рабочей зоны.

## 2. Метод исследования

Инструментом исследования в настоящей работе является гидродинамический вычислительный комплекс STAR-CCM+, основанный на численном решении трехмерных дифференциальных уравнений сохранения.

Уравнения, описывающие течение в объеме помещения (1) – (5), аналогичны [17].

Уравнение сохранения массы

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0, \quad (14)$$

уравнение сохранение импульса

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau} + \bar{\tau}_t) + \rho \vec{g}. \quad (15)$$

Тензор вязких напряжений  $\bar{\tau}$  определен с помощью реологического закона Ньютона

$$\bar{\tau} = \mu(\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} \bar{I}, \quad (16)$$

а тензор турбулентных напряжений  $\bar{\tau}_t$  – в соответствии с обобщенной гипотезой Буссинеска

$$\bar{\tau}_t = \mu_t(\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) - \frac{2}{3} \mu_t \nabla \cdot \vec{V} \bar{I} - \frac{2}{3} \rho k \bar{I}, \quad (17)$$

уравнение сохранения энергии

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla(\vec{V}[\rho E + p]) = \nabla(\vec{V}[\bar{\tau} + \bar{\tau}_t]) - \nabla(\bar{q} + \bar{q}_t), \quad (18)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха;  $\vec{V}$  – скорость потока;  $E$  – энергия потока;  $\bar{q}$ ,  $\bar{q}_t$  – молекулярная и турбулентная составляющие вектора плотности теплового потока;  $t$  – время.

Для нахождения характеристик турбулентности необходимо использование той или иной модели турбулентности [18]

## 3. Постановка задачи

Ниже в качестве примера показано распределение  $T$ ,  $V$  и индекса комфорта PMV по объему помещения при различных схемах воздухораспределения:

1. Подача настилающейся на потолок струей с помощью решетки АМН 300×150, Арктос (ВР № 1).

2. Подача закрученной струей с помощью вихревого диффузора OD-11-200, Hidria (ВР № 2).

3. Подача динамическим потоком с помощью воздухораспределителя ВГК 400×200, Арктос (ВР № 3).

Геометрия расчетной области представлена на рис. 1. Ширина помещения – 6 м.

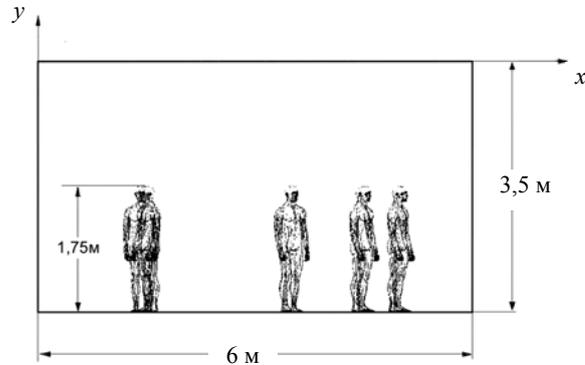


Рис. 1. Геометрия расчетной области

Приточный воздух подается в помещение с  $T = 21\text{ }^{\circ}\text{C}$  и расходом  $L = 300\text{ м}^3/\text{ч}$ . Общие явные тепловыделения от людей составляют 300 Вт.

Учет радиационного теплообмена при рассматриваемых тепловых нагрузках выполнен в соответствии с работой [17] путем задания источникового члена в объеме помещения.

Для проведения математического моделирования была построена конечнообъемная расчетная сетка размерностью 2,1 – 3 млн ячеек с измельчением в областях нахождения источников тепловыделений (людей), распространения приточных струй.

#### 4. Результаты и обсуждения

Для построения полей индекса комфортности Фангера авторами написан программный код на языке C, подключаемый к вычислительной среде STAR-CCM+ и использующий в качестве входных аргументов массивы физических величин, получаемых в результате моделирования.

Для настоящего исследования при расчете поля PMV по формулам (12) и (13) приняты значения теплопродукции человека  $M = 58,2\text{ Вт}/\text{м}^2$  и термического сопротивления одежды  $R_{cl} = 0,14\text{ м}^2\cdot^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ . Остальные параметры микроклимата непосредственно определялись в процессе математического моделирования в пакете STAR-CCM+.

Как видно из рис. 2 и 3, изменение как среднего, так и минимального значения PMV по высоте рабочей зоны оказывается наиболее заметным при вентиляции помещения по схеме ВР № 1, в то время как подача приточного воздуха по схемам ВР № 2 и ВР № 3 дает более равномерное распределение параметра PMV.

Согласно классификации помещений по качеству теплового комфорта (ГОСТ Р ИСО 7730–2009), если за определяющие величины принять средние

значения PMV, то все три варианта вентиляции помещения в рассматриваемом случае подпадают по параметру PMV под категорию *A* (самое высокое качество). Если оценивать не средние, а локальные значения параметра PMV, то все варианты будут определены как категория комфортности *B* по параметру PMV.

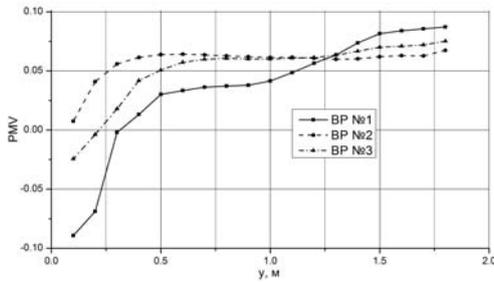


Рис. 2. Изменение среднего (по горизонтальному сечению) значения PMV по высоте рабочей зоны

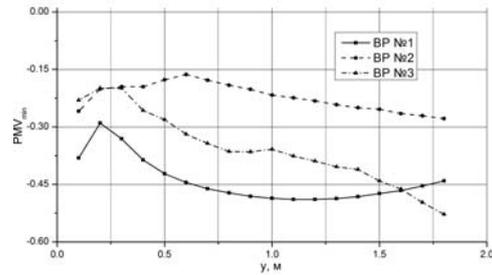


Рис. 3. Изменение минимального (по горизонтальному сечению) значения PMV по высоте рабочей зоны

Поля температуры, скорости и индекса комфортности, формирующиеся при различных способах подачи воздуха, представлены на рис. 4–13.

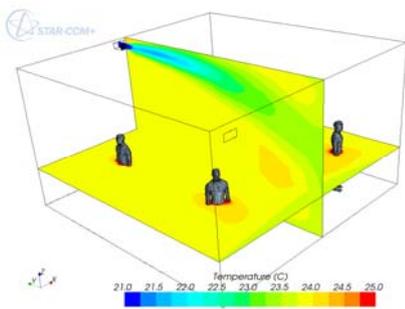


Рис. 4. Поле температуры. Схема ВР № 1

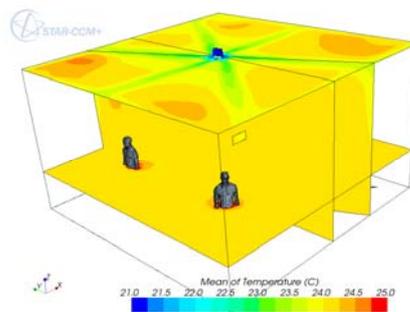


Рис. 5. Поле температуры. Схема ВР № 2

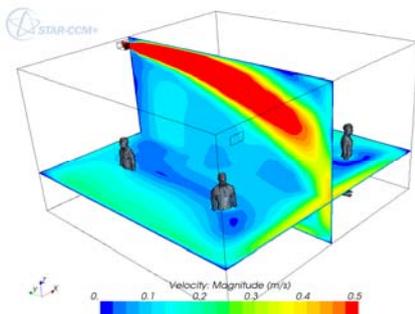


Рис. 6. Поле модуля скорости. Схема ВР № 1

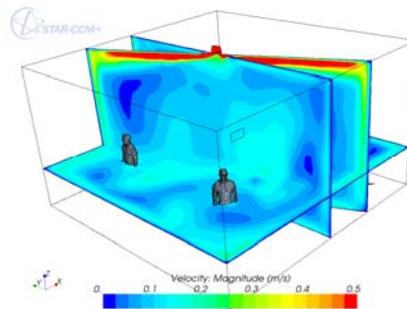


Рис. 7. Поле модуля скорости. Схема ВР № 2

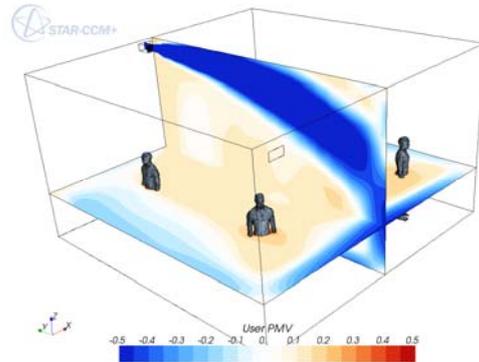


Рис. 8. Поле индекса комфортности Фангера. Схема ВР № 1

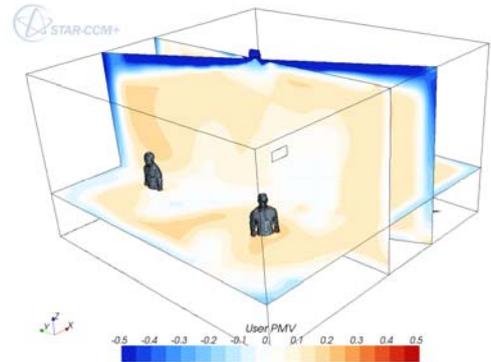


Рис. 9. Поле индекса комфортности Фангера. Схема ВР № 2

Как видно из представленных рисунков, при подаче воздуха по схеме ВР № 1 поле температуры в рабочей зоне равномерно, однако в распределении индекса комфортности PMV наблюдаются пониженные значения вблизи поверхности стен. Как видно из рис. 6, при данной схеме у стен формируется течение со скоростями до 0,4 м/с, в отличие от значения 0,1 в остальной части рабочей зоны. Повышенные скорости приводят к локальному понижению индекса комфортности. Таким образом, наблюдается одновременное влияние на теплоощущение человека скорости и температуры окружающей среды.

Из рис. 4–13 видно, что при подаче по схеме ВР № 2 температура в объеме помещения оказывается несколько выше (рис. 5), чем при остальных рассмотренных способах подачи воздуха (рис. 4 и рис. 10). Это объясняется тем, что, как видно из рис. 5, часть приточного потока попадает, распространяясь вдоль поверхности потолка, на вытяжную решетку, в результате ассимиляционная способность оказывается заниженной, что приводит к увеличению температуры в рабочей зоне.

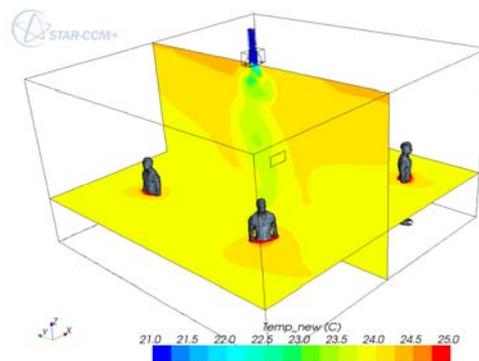


Рис. 10. Поле температуры. Схема ВР № 3

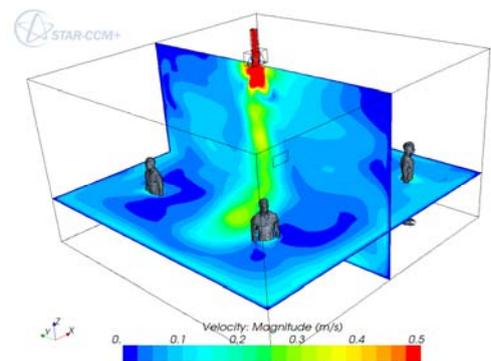


Рис. 11. Поле модуля скорости. Схема ВР № 3

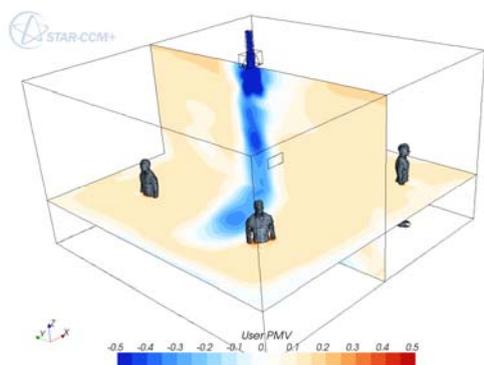


Рис. 12. Поле индекса комфортности Фангера.  
Схема ВР № 3

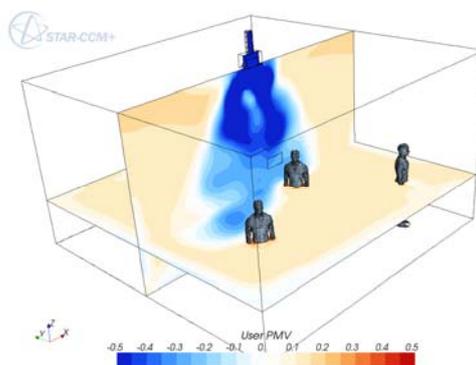


Рис. 13. Поле индекса комфортности Фангера.  
Схема ВР № 3

При подаче схемой ВР № 3 под воздухораспределителем формируется зона с локально пониженными значениями температуры и повышенными значениями скорости, что приводит к отклонению параметра PMV от нейтрального нулевого значения. Однако, несмотря на это, значения PMV лежат в диапазоне, обеспечивающем достаточно высокий уровень теплового комфорта среды.

Таким образом, наиболее равномерное распределение по рабочей зоне параметра PMV, отражающего теплоощущения человека, наблюдается для схем № 2 и № 3 и имеет наибольшие градиенты для схемы № 1.

Очевидно, что для задач, связанных с кондиционированием помещений при более существенных тепловых нагрузках, будут более сложные поля PMV, и отличия между различными схемами подачи воздуха станут существеннее.

### Заключение

Методы математического моделирования позволяют получать трехмерные распределения параметров микроклимата по объему помещения.

Раздельный анализ полей скорости и температуры затрудняет объективную интерпретацию результатов математического моделирования с точки зрения комфорта, создаваемого в помещении системами вентиляции и кондиционирования. Сравнение проектных решений следует вести, анализируя в том числе распределение индекса комфортности Фангера.

Анализ сопоставления трех вариантов подачи воздуха для вентиляции помещения показал, что в рассматриваемом случае все три схемы воздухораспределения позволяют достичь хорошего качества теплового комфорта воздушной среды. В то же время подача воздуха схемами ВР № 2 и ВР № 3 оказывается более эффективной с точки зрения равномерности полей индекса комфортности по объему рабочей зоны.

Оценка эффективности различных проектных решений методом математического моделирования распределенных параметров с последующим

расчетом поля индекса комфортности Фангера дает подробную информацию о тепловом комфорте в помещении, позволяет объективно сравнивать эффективность различных схем воздухораспределения.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Computational fluid dynamics in ventilation design / P.V. Nielsen, F. Allard, H.B. Awbi, L. Davidson, and A. Schälín // REHVA Guide Book 10. RHEVA. 2007.
2. Li, Y. CFD and Ventilation Research / Y. Li, P.V. Nielsen // *Indoor Air*. – 2011. – V. 21(6). – P. 442–453.
3. Comparison of air change efficiency, contaminant removal effectiveness and infection risk as IAQ indices in isolation rooms / J.M. Villafruela, F. Castro, J.F. José, J. Saint-Martin // *Energy and Buildings*. – 2013. – V. 57. – P. 210–219.
4. Rim, D. Ventilation effectiveness as an indicator of occupant exposure to particles from indoor sources / D. Rim, A. Novoselac // *Building and Environment*. – 2010. – V. 45. – P. 1214–1224.
5. Walikewitz, N. The difference between the mean radiant temperature and the air temperature within indoor environments: A case study during summer conditions / N. Walikewitz, B. Janicke, M. Langner, F. Meier, W. Endlicher // *Building and Environment*. – 2015. – V. 84. – P. 151–161.
6. Fanger, P.O. Calculation of thermal comfort: introduction of a basic comfort equation / P.O. Fanger // *ASHRAE Transactions*. – 1967. – V. 73(2). – II.4.1–III.4.20.
7. Hoof, J. Forty years of Fangers model of thermal comfort: comfort for all? / J. Hoof // *Indoor Air*. – 2008. – V. 18. – P. 182–201.
8. Uniformity of stratum-ventilated thermal environment and thermal sensation / Y. Cheng, M.L. Fong, T. Yao, Z. Lin, K.F. Fong // *Indoor Air*. – 2014. – V. 24. – P. 521–532.
9. Дударев, А.А. Микроклиматический комфорт и воздухораспределение: несколько шагов навстречу / А.А. Дударев, А.Г. Сотников // *Инженерные системы*. – 2013. – № 1. – С. 16–23.
10. Nguyen, A.T. An adaptive thermal comfort model for hot humid South-East Asia / A.T. Nguyen, M.K. Singh, S. Reiter // *Building and Environment*. – 2012. – V. 56. – P. 291–300.
11. Experimental study of the influence of anticipated control on human thermal sensation and thermal comfort / X. Zhou, Q. Ouyang, Y. Zhu, C. Feng, X. Zhang // *Indoor Air*. – 2014. – V. 24. – P. 171–177.
12. *ASHRAE Fundamentals Handbook 2013*, SI edition, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers. – Atlanta. – 2013.
13. Федорович, Г.В. Параметры микроклимата, обеспечивающие комфортные условия труда / Г.В. Федорович // *Безопасность и охрана труда*. – 2010. – № 1. – С. 75–79.
14. Тимофеева, Е.И. Экологический мониторинг параметров микроклимата / Е.И. Тимофеева, Г.В. Федорович. – М. : НТМ-Защита, 2005. – 212 с.
15. Najjaran, A. Determining Natural Convection Heat Transfer Coefficient of Human Body / A. Najjaran // *TSEST Transaction on Control and Mechanical Systems*. – 2012. – V. 1. – № 8. – P. 362–369.
16. Voelker, C. Measuring the human body's microclimate using a thermal manikin / C. Voelker, S. Maempel, O. Kornadt // *Indoor Air*. – 2014. – V. 24. – P. 567–579.
17. Денисихина, Д.М. Конвективно-радиационный теплообмен человека в задачах математического моделирования распределенных параметров микроклимата в помещениях / Д.М. Денисихина // *Вестник гражданских инженеров*. – 2014. – № 38(57). – С. 143–150.
18. Nonlinear eddy viscosity modeling and experimental study of jet spreading rates / C. Heschl, K. Inthavong, W. Sanz, J.Y. Tu // *Indoor Air*. – 2014. – V. 24. – P. 93–102.

#### REFERENCES

1. Nielsen P.V., Allard F., Awbi H.B., Davidson L., Schälín A. Computational fluid dynamics in ventilation design. REHVA Guide Book 10. RHEVA. 2007.

2. Li Y., Nielsen P.V. CFD and ventilation research. *Indoor Air*. 2011. V. 21(6). Pp. 442–453.
3. Villafriuela J.M., Castro F., José J.F., Saint-Martin J. Comparison of air change efficiency, contaminant removal effectiveness and infection risk as IAQ indices in isolation rooms. *Energy and Buildings*. 2013. V. 57. Pp. 210–219.
4. Rim D., Novoselac A. Ventilation effectiveness as an indicator of occupant exposure to particles from indoor sources. *Building and Environment*. 2010. V. 45. Pp. 1214–1224.
5. Walikewitz N., Janicke B., Langner M., Meier F., Endlicher W. The difference between the mean radiant temperature and the air temperature within indoor environments: A case study during summer conditions. *Building and Environment*. 2015. V. 84. Pp. 151–161.
6. Fanger P.O. Calculation of thermal comfort: introduction of a basic comfort equation. *ASHRAE Transactions*. 1967. V. 73(2). II.4.1–III.4.20
7. Hoof J. Forty years of Fangers model of thermal comfort: comfort for all? *Indoor Air*. 2008. V. 18. Pp. 182–201.
8. Cheng Y., Fong M. L., Yao T., Lin Z., Fong K. F. Uniformity of stratum-ventilated thermal environment and thermal sensation. *Indoor Air*. 2014. V. 24. Pp. 521–532.
9. Dudarev A.A., Sotnikov A.G. Mikroklimaticheskii komfort i vozdukhoraspredelenie: neskol'ko shagov navstretchu [Room climate and air distribution: a few steps forward]. *Inzhenernye Sistemy. AVOK – Severo-Zapad*. 2013. No. 1. Pp. 16–23. (rus)
10. Nguyen A. T., Singh M. K., Reiter S. An adaptive thermal comfort model for hot humid South-East Asia. *Building and Environment*. 2012. V. 56. Pp. 291–300.
11. Zhou X., Ouyang Q., Zhu Y., Feng C., Zhang X. Experimental study of the influence of anticipated control on human thermal sensation and thermal comfort. *Indoor Air*. 2014. V. 24. Pp. 171–177.
12. *ASHRAE Fundamentals Handbook 2013*, SI edition, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers. Atlanta. 2013.
13. Fedorovich G.V. Parametry mikroklimata, obespechivayushchie komfortnye usloviya truda [Room climate parameters for comfortable working conditions]. *Bezopasnost' i okhrana truda*. 2010. No. 1. Pp. 75–79. (rus)
14. Timofeeva E.I., Fedorovich G.V. Ekologicheskii monitoring parametrov mikroklimata [Environmental monitoring of room climate]. Moscow : NTM-Zashchita. 2005. 212 p. (rus)
15. Najjaran A. Determining natural convection heat transfer coefficient of human body. *TSEST Transaction on Control and Mechanical Systems*. 2012. V. 1. No. 8. Pp. 362–369.
16. Voelker C., Maempel S., Kornadt O. Measuring the human body's microclimate using a thermal manikin//*Indoor Air*. 2014. V. 24. Pp. 567–579.
17. Denisikhina D.M. Konvektivno-radiatsionnyi teploobmen cheloveka v zadachakh matematicheskogo modelirovaniya raspredelennykh parametrov mikroklimata v pomescheniyakh [Convective and radiative heat transfer of human body for mathematical simulation of room climate distribution parameters]. *Vestnik grazhdanskikh ingenerov*. 2014. No. 8. Pp. 143–150. (rus)
18. Heschl C., Inthavong K., Sanz W., Tu J.Y. Nonlinear eddy viscosity modeling and experimental study of jet spreading rates // *Indoor Air*. 2014. V. 24. Pp. 93–102.