

УДК 697.2

© В. А. Пухкал, канд. техн. наук, доцент
 © К. О. Суханов, магистрант
 © А. М. Гримитлин, д-р техн. наук, профессор
 (Санкт-Петербургский государственный
 архитектурно-строительный университет)
 E-mail: pva1111@rambler.ru, suhanov.kirill1993@mail.ru

© V. A. Pukhkal, PhD in Sci. Tech., Associate Professor
 © K. O. Sukhanov, undergraduate
 © A. M. Gritmitlin, Dr. Sci. Tech., Professor
 (Saint-Petersburg State University of Architecture
 and Civil Engineering)
 E-mail: pva1111@rambler.ru, suhanov.kirill1993@mail.ru

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕПЛООВОГО КОМФОРТА В ПОМЕЩЕНИЯХ С ПЛИНТУСНОЙ СИСТЕМОЙ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

INDOOR THERMAL COMFORT MAINTENANCE BY MEANS OF WATER SKIRTING BOARD HEATING SYSTEM

Определены требования к условиям теплового комфорта в обслуживаемой зоне помещений жилых и общественных зданий как сочетание на определенном уровне температуры внутреннего воздуха и средней радиационной температуры. Проведено исследование водяного конвектора плинтусного типа. С помощью вычислительного комплекса STAR-CCM+, основанного на численном решении трехмерных дифференциальных уравнений Навье–Стокса, произведен расчет течения воздуха, проходящего через теплообменный элемент плинтусного конвектора и настилающегося на поверхность внутренней стены помещения. Выполнена тепловизионная съемка поверхностей стены, пола и отопительного прибора. Проведено сравнение результатов расчета со значениями на термограммах. Построены профили температур на поверхностях стены и пола. Определены средние значения повышения температуры на поверхности стены и пола.

Ключевые слова: тепловой комфорт, температуры поверхностей, водяное плинтусное отопление.

The paper presents requirements for thermal comfort conditions in the serviced premises zones of residential and public buildings as a combination at the certain level of internal air temperature and average radiation temperature. There was carried out a testing study of water skirting convection heater performance. Using STAR-CCM+ software system based on the numerical solution of the three-dimensional differential equations of Navier – Stokes, there was carried out a calculation of airflow passing through the heat-exchange element of the skirting board convection heater adhering to inner wall. There was carried out a thermal-imaging survey of walls, floor and heating unit. The calculation results and thermograph data were compared. The temperature profiles of walls and floor surfaces were calculated. The average temperature increase on walls and floor surfaces were determined.

Keywords: thermal comfort, surface temperatures, water skirting board heating.

Введение

Комфортные ощущения человека в помещении определяются комплексом тепловых параметров воздуха и окружающих поверхностей. В качестве комплексного показателя используется результирующая температура помещения, равная [1], °С:

- при скорости движения воздуха до 0,2 м/с
- $$t_{su} = (t_p + t_r) / 2; \quad (1)$$

- при скорости движения воздуха от 0,2 до 0,6 м/с

$$t_{su} = 0,6t_p + 0,4t_r, \quad (2)$$

где t_{su} — результирующая температура помещения, °С; t_p — температура воздуха в помещении, °С; t_r — радиационная температура помещения, °С.

Радиационная температура, °С, определяется по зависимости

$$t_r = \sum t_i \varphi_{ч-i}, \quad (3)$$

где $\varphi_{ч-i}$ — коэффициенты облученности с поверхности человека в сторону окружающих его поверхностей, имеющих температуру t_i .

Приближенно значение t_r , °С, может быть определено как средневзвешенное значение

$$t_r = \frac{\sum F_i t_i}{\sum F_i}, \quad (4)$$

где F_i — площадь внутренней поверхности ограждений и отопительных приборов, m^2 ; t_i — температура внутренней поверхности ограждений и отопительных приборов, $^{\circ}C$.

Связь между t_r и t_p , $^{\circ}C$, для помещений жилых и общественных зданий выражается зависимостями [2]:

- в холодный период года

$$t_r = 1,57t_{su} - 0,057t_p \pm 1,5; \quad (5)$$

- в теплый период года

$$t_r = 1,5t_{su} - 0,5t_p \pm 1,5. \quad (6)$$

Условиям благоприятной эксплуатации помещений соответствуют следующие значения температуры помещения t_{su} :

- в холодный период года: при покое — $23^{\circ}C$; при легкой работе — $21^{\circ}C$; при работе средней степени тяжести — $18,5^{\circ}C$; при тяжелой работе — $16^{\circ}C$;

- в теплый период года: при покое или легкой работе — $26^{\circ}C$; при работе средней степени тяжести — $24^{\circ}C$; при тяжелой работе — $22^{\circ}C$.

Важный вывод, который можно сделать из вышеприведенных зависимостей, — состоянием комфорта в помещении можно управлять, изменяя не только температуру воздуха в помещении, но и радиационную температуру.

В качестве перспективных для дальнейших исследований и применения можно отметить системы водяного конвекторного плитусного отопления, позволяющие создать комфортные условия в холодный период года. Учитывая отсутствие опыта проектирования и эксплуатации таких систем, проведение исследований в этом направлении представляется актуальным.

Детальные исследования работы конвекторов плитусного типа не выполнялись. Как правило, производители отопительных приборов приводят только значения номинального теплового потока (при стандартных условиях испытаний), что и вызвало необходимость проведения исследований таких конвекторов.

При проектировании систем водяного отопления конвекторы плитусного типа размещаются по всей длине наружной стены (в соответствии с расчетом). Такое решение позволяет увеличить температуру наружных стен и обе-

спечить комфортные параметры микроклимата в помещении в холодный период года [1, 2].

Для исследований принят плитусный отопительный прибор конвекторного типа высотой 140 мм и шириной 30 мм, который устанавливается на наружные и внутренние стены по периметру помещения вместо плитуса. Внутри алюминиевого кожуха на кронштейнах закреплен нагревательный элемент (теплообменный модуль). Нагревательный элемент отопительного прибора состоит из двух медных труб наружным диаметром 13 мм и толщиной 1 мм и насаженных на них латунных пластин (длина оребренной части — 2 м).

Методы исследования

Инструментом исследования в настоящей работе является гидродинамический вычислительный комплекс STAR-CCM+, основанный на численном решении трехмерных дифференциальных уравнений сохранения [3–6].

Уравнение сохранения массы

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0. \quad (7)$$

Уравнение сохранения импульса

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau} + \bar{\tau}_t) + \rho \vec{g}. \quad (8)$$

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

$$\bar{\tau} = \mu(\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{V} \bar{I}, \quad (9)$$

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

$$\bar{\tau}_t = \mu_t(\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) - \frac{2}{3}\mu_t \nabla \cdot \vec{V} \bar{I} - \frac{2}{3}\rho k \bar{I}. \quad (10)$$

Уравнение сохранения энергии

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla(\vec{V}[\rho E + p]) = \nabla(\vec{V}[\bar{\tau} + \bar{\tau}_t]) - \nabla(\bar{q} + \bar{q}_t), \quad (11)$$

где ρ — плотность воздуха; \vec{V} — скорость потока; T — температура воздуха; t — время.

Для нахождения характеристик турбулентности необходимо использование той или иной модели турбулентности, например k - ε :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \left[\rho \vec{V} k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon; \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \left[\rho \vec{V} \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] = \\ = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}; \end{aligned} \quad (13)$$

$$P = \mu(\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) \cdot \nabla \vec{V}; \quad (14)$$

$$P_B = -\frac{1}{Sc_t} \frac{1}{\rho} \vec{g} \cdot \nabla \rho, \quad (15)$$

где k — кинетическая энергия турбулентности; ε — скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; μ_t — турбулентная вязкость; P — генерационный член; P_B — дополнительный генерационный член, учитывающий влияние сил плавучести на характеристики турбулентности; $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$ — полуэмпирические коэффициенты модели турбулентности.

Система уравнений (7)–(15) дополняется уравнениями радиационного теплообмена [6]:

$$\begin{aligned} \nabla(I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = \\ = a \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega', \end{aligned} \quad (16)$$

где \vec{r} — радиус-вектор; \vec{s} — вектор направления излучения; \vec{s}' — вектор рассеяния; a — коэффициент поглощения; σ_s — коэффициент рассеяния; I — полная интенсивность излучения, зависящая от радиус-вектора и направления излучения; Φ — фазовая функция, определяющая диаграмму рассеяния; Ω' — телесный угол; σ — постоянная Стефана–Больцмана $5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$.

Дифференциальные уравнения (7)–(16) являются нелинейными и не имеют общего аналитического решения. Решение данной системы возможно с помощью методов численного моделирования, заключающихся в замене непрерывных дифференциальных уравнений их разностными аналогами, для которых решение может быть получено в конечном числе точек расчетной сетки. После чего составляется система алгебраических уравнений, решаемая численными итерационными методами, например с помощью алгебраического многосеточного алгоритма AMG.

Результаты исследования

На рис. 1 представлена разработанная трехмерная модель конвектора плинтусного типа и теплообменного элемента, используемая при проведении численного исследования.

Основные параметры решаемой задачи:

- высота помещения 3 м;
- температура воздуха в помещении 20 °С;
- длина отопительного прибора 2 м;
- температура подаваемой в прибор воды 90 °С;
- расход воды 0,14 м³/ч.

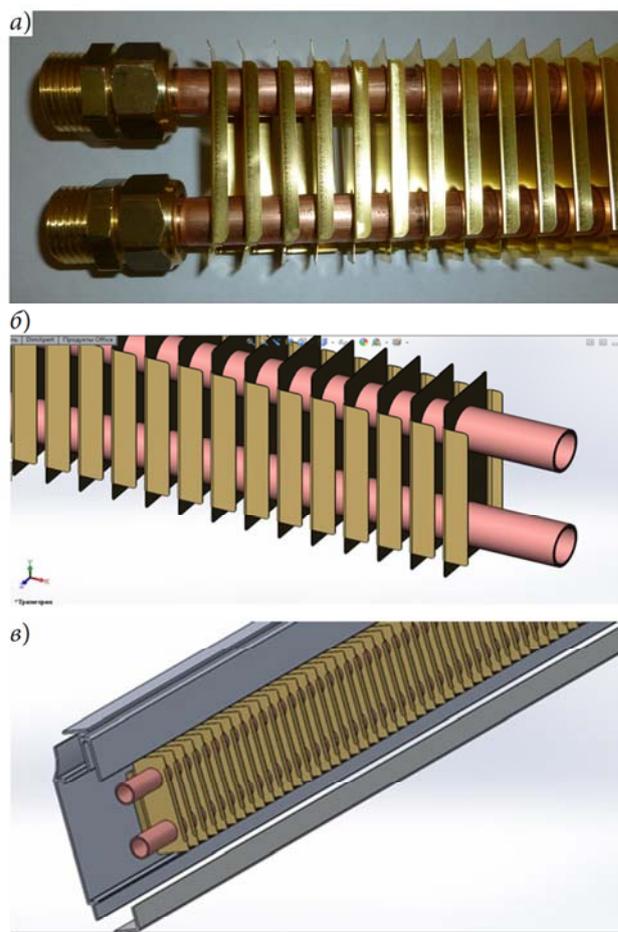


Рис. 1. Вид (а) и трехмерная модель (б, в) конвектора плинтусного типа

Для расчета была построена конечнообъемная расчетная сетка размерностью 20 млн ячеек, призматическими слоями у поверхностей стены и измельчением в местах примыкания к элементам «теплого плинтуса». Большое количество ячеек сетки связано со сложной геометрией теплообменного элемента.

При численном исследовании в программе Star-CCM+ получены следующие данные:

- распределение температур на поверхности теплообменного элемента — рис. 2;
- поле температур в вертикальном сечении помещения — рис. 3;
- поле температур внутренней поверхности стены и пола в помещении — рис. 4.

Выполнен анализ адекватности полученной математической модели, проведено ее сравнение с физической моделью плинтуса. Для этого проводилась тепловизионная съемка поверхности

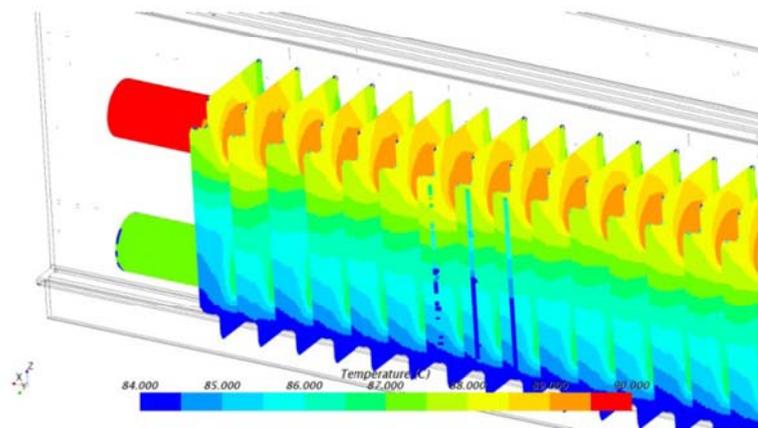


Рис. 2. Поля температур на поверхности теплообменного элемента

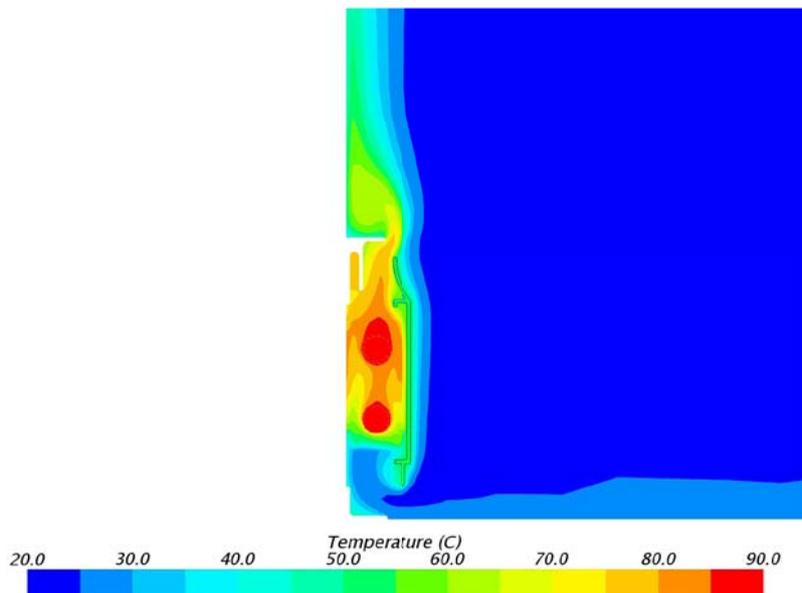


Рис. 3. Поле температуры в вертикальном сечении прибора

внутренней стены при работающей системе водяного плинтусного отопления (физической модели). Проведено сравнение термограмм с полем температур, полученным при математическом моделировании (рис. 5). Для удобства сравнения эти рисунки выполнены в одной цветовой гамме.

На снимках видно, что распределение температуры по поверхности стены на физической и математических моделях идентичны. Температура на поверхности плинтуса физической модели составляет 57,8 °С, математической модели — 56 °С.

Над плинтусом образуется восходящая конвективная струя, настилающаяся на ограждение

и повышающая ее температуру. График изменения температуры поверхности стенки над плинтусом при удельном тепловом потоке, равном 200 Вт/м длины плинтуса, приведен на рис. 5, а для пола — на рис. 6.

Анализ изменения температуры поверхности стенки, на которой размещен отопительный прибор, и пола в зависимости от расстояния от отопительного прибора позволяет сделать следующие выводы:

- конвективный тепловой поток над отопительным прибором повышает температуру ограждения в прилегающей зоне в среднем на

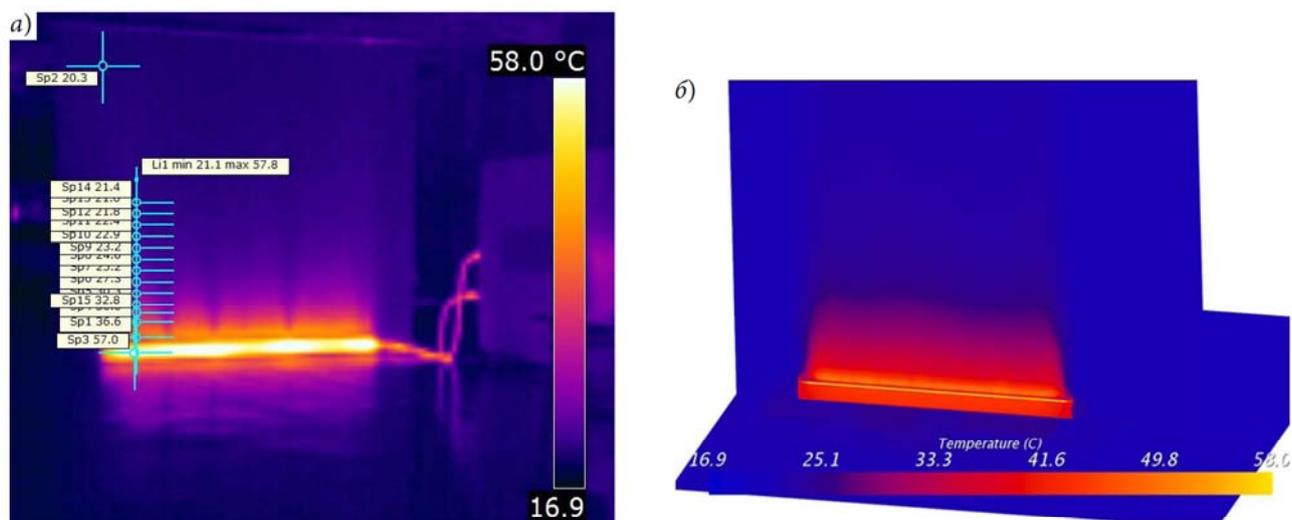


Рис. 4. Термограмма поверхности стены и пола помещения: а — физическая модель; б — численная модель

9 °С; зона повышенных температур достигает высоты 1,4 м;

- лучистый тепловой поток от отопительного прибора повышает температуру пола в прилегающей зоне в среднем на 8 °С; зона повышенных температур достигает 0,8 м.

Для наружной стены жилого здания размерами 3×3 м при температуре на поверхности

ограждения $t_r = t_p - \Delta t^H = 20 - 4 = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$ (здесь Δt^H — нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции [7], °С) при установке плинтусного отопительного конвектора температура поверхности стены составит $t_r = 20,2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

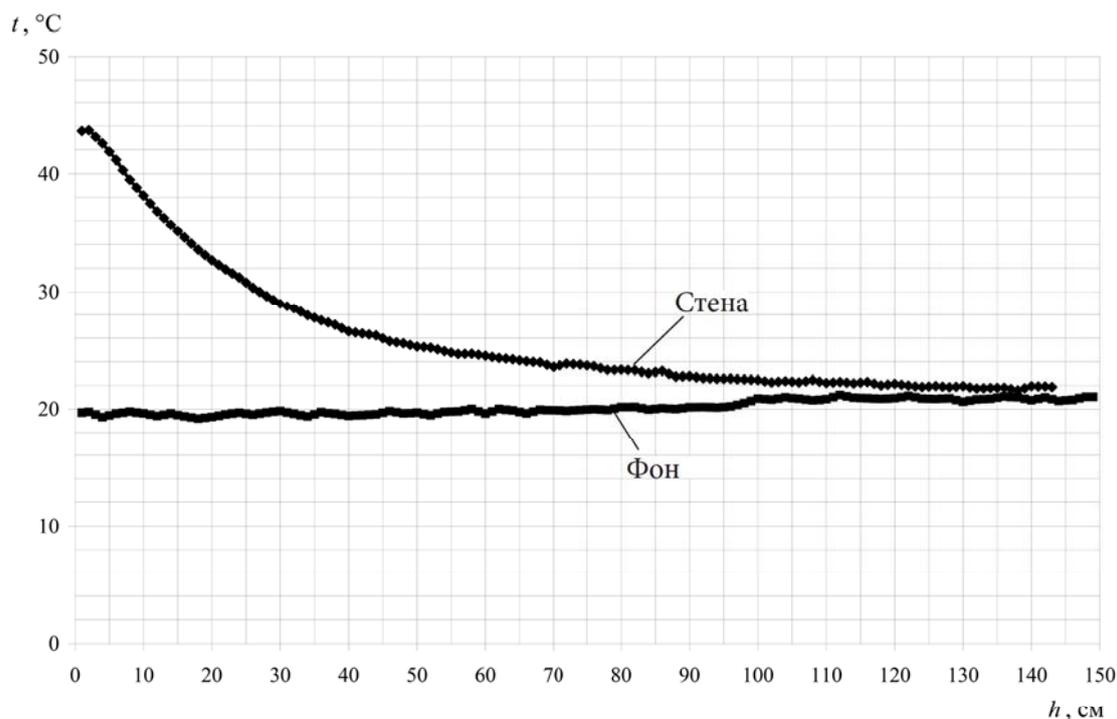


Рис. 5. Изменение температуры поверхности стены по высоте от плинтусного конвектора (h , см)

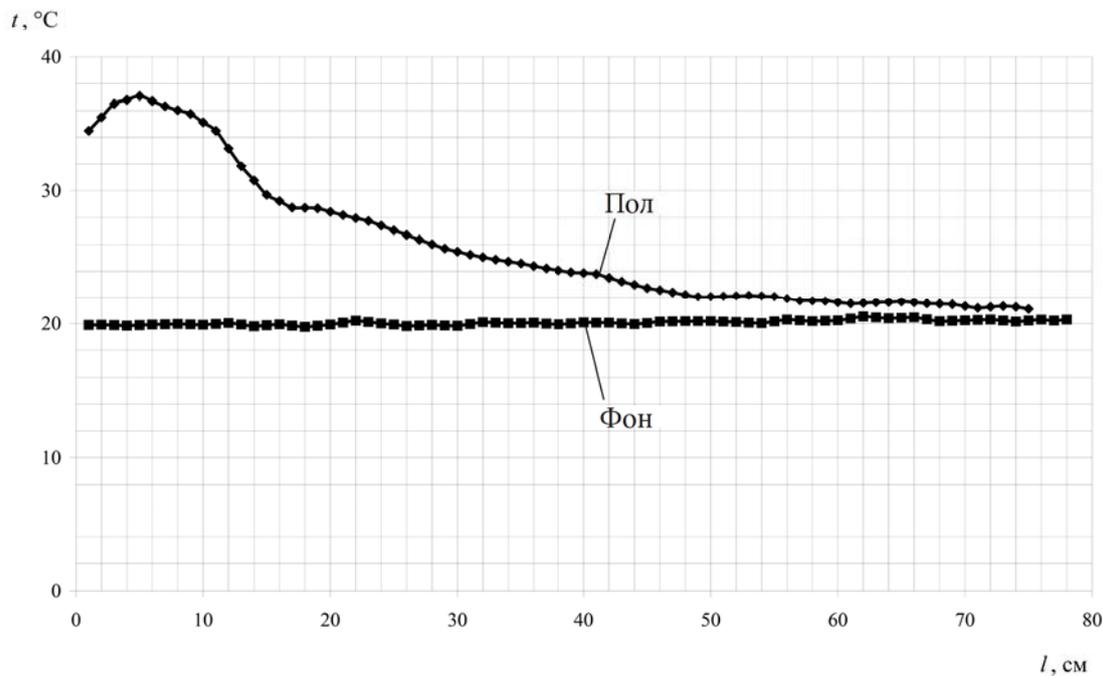


Рис. 6. Изменение температуры поверхности пола помещения по длине помещения от плинтусного конвектора

Заключение

1. Разработана трехмерная модель конвектора плинтусного типа и теплообменного элемента, позволяющая моделировать работу конвектора в помещении.

2. Проведены экспериментальные исследования на физической и численной моделях плинтусного конвектора. Установлено образование восходящего потока воздуха над конвектором, настилающегося на ограждение и повышающего его температуру. Вследствие радиационного теплообмена повышается также температура поверхности пола в зоне у конвектора.

3. Установлено, что при расчетных условиях наружного воздуха для проектирования систем отопления применение плинтусного конвектора позволяет повысить температуру ограждений (наружных и внутренних стен, на которых установлен конвектор, и пола) и результирующую температуру помещения для создания комфортных ощущений человека.

Библиографический список

1. ГОСТ 30494–2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. М.: Стандартинформ, 2013. 16 с.

2. Богословский В. Н. Тепловой режим здания. М.: Стройиздат, 1979. 248 с.

3. Ploskić A., Holmberg S. Heat emission from thermal skirting boards // Building and Environment. 2010. Vol. 45. № 5. P. 1123–1133.

4. Гримитлин А. М., Дацюк Т. А., Денисихина Д. М. Математическое моделирование в проектировании систем вентиляции и кондиционирования. СПб.: АВОК Северо-Запад, 2013. 192 с.

5. Денисихина Д. М. Особенности численного моделирования поведения воздушных потоков в объемах концертных и театральных залов // Интернет-журнал «Науковедение». 2014. № 3 (22). URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/81TVN314.pdf>

6. Chui E. H., Raithby G. D. Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method // Numerical Heat Transfer. 1993. Vol. 23. Part B. P. 269–288.

7. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02–2003. М.: Минрегион России, 2012. 96 с.

References

1. GOST 30494–2011. Zdaniya zhilye i obshchestvennye. Parametry mikroklimate v pomeshcheniyakh [GOST 30494–2011. Residential and public buildings. Microclimate parameters in premises.]. Moscow, Standartinform Publ., 2013, 16 p.

2. Bogoslovskiy V. N. *Teplovoy rezhim zdaniya* [Thermal mode of the building]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1979, 248 p.

3. Ploskić A., Holmberg S. Heat emission from thermal skirting boards. *Building and Environment*, 2010, vol. 45, no. 5, pp. 1123–1133.

4. Grititlin A. M., Datsyuk T. A., Denisikhina D. M. *Matematicheskoe modelirovanie v proektirovanii sistem ventilyatsii i konditsionirovaniya* [Mathematical modeling in designing of ventilation and conditioning systems]. Saint-Petersburg, AVOK Severo-Zapad Publ., 2013, 192 p.

5. Denisikhina D. M. *Osobennosti chislennogo modelirovaniya povedeniya vozdushnykh potokov v ob'emakh*

kontsertnykh i teatral'nykh zalov [Features of numerical modeling of air flows behavior in concert halls and lecture premises]. *Internet-zhurnal «Naukovedenie» – Online magazine "Science-studies"*, 2014, no. 3 (22). Available at: <http://naukovedenie.ru/PDF/81TVN314.pdf>

6. Chui E. H., Raithby G. D. Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method. *Numerical Heat Transfer*, 1993. Vol. 23, Pt. B, pp. 269–288.

7. SP 50.13330.2012. *Teplovaya zashchita zdaniy. Aktualizirovannaya redaktsiya SNIp 23-02-2003* [SP 50.13330.2012. Thermal protection of buildings. The revised edition of SNIp 23-02–2003]. Moscow, Minregion Rossii Publ., 2012, 96 p.