

## **Секция 6. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ**

*Председатель секции  
зав. кафедрой «Теоретические основы теплотехники»  
д.т.н., проф. В.В. Бухмиров  
Секретарь секции аспирант А.К. Гаськов*

*С. О. Филатов, асп.; рук. В. И. Володин, д. т. н., проф.  
(БГТУ, г. Минск)*

### **АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛООВОГО НАСОСА С ВЕРТИКАЛЬНЫМИ ГРУНТОВЫМИ ТЕПЛООБМЕННИКАМИ**

Одним из направлений энергосбережения является использование тепловых насосов (ТН) для утилизации низкопотенциальной теплоты грунта. При этом испаритель ТН соединен с грунтовыми теплообменниками, через которые теплота отводится от грунта.

Широкое распространение получают ТН с вертикальными грунтовыми теплообменниками (ВГТО). В настоящее время используются ВГТО с одной или двумя U-образными полиэтиленовыми трубами. Перспективно применение ВГТО с большим количеством труб. В работе анализируется энергетический эффект от применения в грунтовом ТН ВГТО с различным количеством труб с учетом их диаметров и компоновки. Исследование проводится численным моделированием. Объектом исследования является ТН с ВГТО (рисунок 1).

В ТН используется поршневой компрессор 1П10. Испаритель ТН – кожухотрубный теплообменник с сегментными перегородками с кипением в U-образных трубах 10 Ч 1 мм длиной 2 м, разбивка труб по вершинам правильных треугольников, количество труб – 40. Температура стенки скважины ВГТО принимается равной 4 °С, что соответствует некоторому среднегодовому квазистационарному режиму работы ТН. Температура конденсации принимается равной 40 °С. Принято допущение, что в конденсаторе происходит полная конденсация хладагента, а конструктивные особенности конденсатора не учитываются.

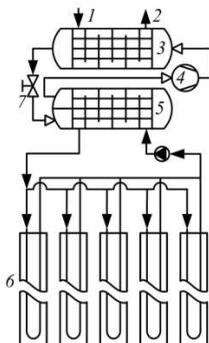


Рис. 1. Принципиальная схема системы теплоснабжения с ТН:

1 – теплоноситель из системы теплоснабжения; 2 – теплоноситель в систему теплоснабжения; 3 – конденсатор; 4 – компрессор; 5 – испаритель; 6 – ВГТО; 7 – регулирующий вентиль

ВГТО представляют собой 5 вертикальных скважин диаметром 160 мм и глубиной 50 м, в которых расположены U-образные полиэтиленовые трубы, пространство между трубами и стенками скважины заполняется бентонито-цементным заполнителем. Количество U-образных труб варьируется от 1 до 4 (рисунок 2). Общий расход теплоносителя в ВГТО составляет 0,8 кг/с, теплоноситель – водный раствор этиленгликоля.

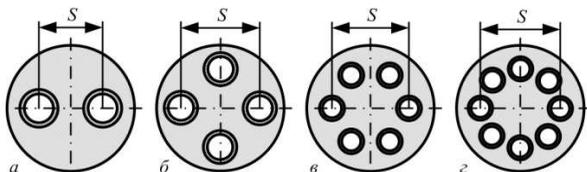


Рис. 2. Поперечные сечения исследуемых ВГТО:

а – с 1 U-образной трубой; б – с 2 U-образными трубами; в – с 3 U-образными трубами; з – с 4 U-образными трубами

Трубы в скважине располагаются по окружности на расстоянии друг от друга  $S$ . При этом трубы могут располагаться на максимальном расстоянии друг от друга  $S_{max}$  и соприкасаться со стенками скважины; на минимальном расстоянии  $S_{min}$  и соприкасаться друг с другом; на некотором среднем расстоянии друг от друга.

Для определения параметров совместной работы испарителя ТН и нескольких ВГТО используется метод, предложенный в работе [1], согласно которому температура теплоносителя на выходе из ВГТО  $t_1''$  для постоянной температуры поверхности скважины определяется как частный случай общего решения работы [2] по формуле:

$$t_1'' = At_1' + Bt_b, \quad (1)$$

где  $A, B$  – коэффициенты, зависящие от теплофизических свойств элементов ВГТО и теплоносителя, коэффициента теплоотдачи в трубах, расхода теплоносителя и количества труб;  $t_1'$  – температура теплоносителя на входе ВГТО,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_b$  – температура поверхности скважины,  $^{\circ}\text{C}$ .

Коэффициенты  $A$  и  $B$  в уравнении (1) определяются по методикам работ [1, 2]. Уравнение (1) дополняется уравнениями для испарителя:

$$Q = G_1 c_1 (t_1'' - t_1'), \quad (2)$$

$$Q = G_2 (h_2'' - h_2'), \quad (3)$$

$$Q = F \alpha_1 (t_{1\text{cp}} - t_{w1}), \quad (4)$$

$$G_2 dh_2 = (t_{w1} - t_2) dF \left/ \left( \frac{d_{\text{нар}}}{\alpha_2 d_{\text{вн}}} + \frac{d_{\text{нар}}}{2\lambda_w} \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} \right) \right., \quad (5)$$

где  $Q$  – тепловой поток, Вт;  $G_1$  – массовый расход промежуточного теплоносителя в испарителе, кг/с;  $G_2$  – массовый расход хладагента, кг/с;  $h_2'', h_2'$  – энтальпия хладагента на выходе и входе испарителя соответственно, Дж/кг;  $F$  – площадь наружной поверхности труб испарителя,  $\text{м}^2$ ;  $\alpha_1$  – средний коэффициент теплоотдачи теплоносителя в межтрубном пространстве,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $t_{1\text{cp}}$  – средняя температура теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{w1}$  – средняя температура наружной поверхности труб испарителя,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $h_2$  – энтальпия хладагента, Дж/кг;  $d_{\text{нар}}$  – наружный диаметр труб испарителя, м;  $\alpha_2$  – локальный коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб испарителя, м;  $\lambda_w$  – теплопроводность материала труб испарителя,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$ .

Коэффициенты теплоотдачи сред и режимы течения потока хладагента определяются по методикам работы [3]. В расчетах принят хладагент R134a. Паросодержание хладагента на входе в испаритель ТН рассчитывается из условия изоэнтальпийного расширения в терморегулирующем вентиле. Массовый расход хладагента:

$$G_2 = \lambda V_h \rho_2'', \quad (6)$$

где  $\lambda$  – коэффициент подачи компрессора;  $V_h$  – объем, описываемый поршнями компрессора в единицу времени,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\rho_2''$  – плотность хладагента на выходе испарителя (на входе в компрессор),  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Энтальпия хладагента после сжатия в компрессоре:

$$h_3' = h_2'' + (h_2'' - h_{3s}')/\eta_i, \quad (7)$$

где  $h_3'$  – энтальпия хладагента в конце реального сжатия в компрессоре

ре, Дж/кг;  $h_{3s}'$  – энтальпия хладагента в конце адиабатного сжатия в компрессоре, Дж/кг;  $\eta_i$  – внутренний индикаторный коэффициент полезного действия компрессора.

Потребляемая электрическая мощность компрессора:

$$N = G_2 (h_3' - h_2'') / \eta_{em}, \quad (8)$$

где  $\varepsilon_{em}$  – электромеханический КПД компрессора (0,85).

Теплопроизводительность ТН:

$$Q_c = G_2 (h_3' - h_3''), \quad (9)$$

Коэффициент трансформации ТН:

$$\varepsilon = Q_c / N. \quad (10)$$

Система уравнений (1)–(10) решается численно итеративным методом Ньютона. На основе предложенной численной модели проводился поверочный расчет исследуемой системы. Для каждого из ВГТО с учетом конструктивных ограничений варьировались типоразмеры труб из диапазона  $D_p$  Ч Д: 25 Ч 2,3, 32 Ч 3, 40 Ч 3,7, 50 Ч 4,6, 63 Ч 5,8 мм. При этом для каждого из диаметров определялись теплопроизводительность и коэффициент трансформации ТН при расстоянии между трубами ВГТО  $S_{av} = (S_{max} + S_{min})/2$ .

На рисунке 3 для каждого из рассматриваемых ВГТО показаны изменения  $Q_c$  и  $\varepsilon$  в зависимости от наружного диаметра труб ВГТО.

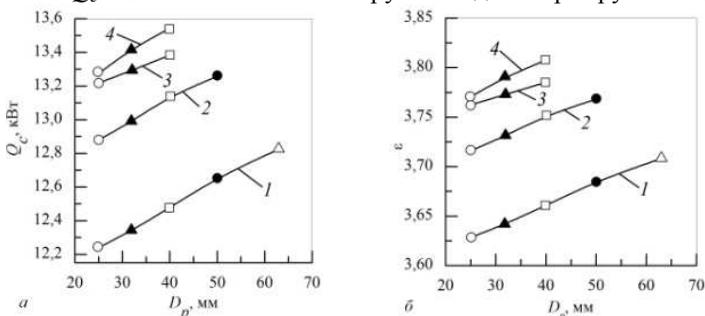


Рис. 3. Изменение теплопроизводительности (а) и коэффициента трансформации (б) ТН при использовании различных труб:

○ – 25 Ч 2,3 мм; ▲ – 32 Ч 3 мм; □ – 40 Ч 3,7 мм; ● – 50 Ч 4,6 мм; Δ – 63 Ч 5,8 мм. Кривые на графике соединяют расчетные точки для ТН с ВГТО: 1 – с одной U-образной трубой; 2 – с двумя U-образными трубами; 3 – с тремя U-образными трубами; 4 – с четырьмя U-образными трубами

Минимальными энергетическими показателями ( $\varepsilon = 3,63$ ,  $Q_c = 12,2$  кВт) обладал ТН с ВГТО с 1 U-образной трубой 25 Ч 2,3 мм. Максимальный коэффициент трансформации ( $\varepsilon = 3,81$ , увеличение на 5%) и теплопроизводительность ( $Q_c = 13,5$  кВт, увеличение на 11%)

ТН соответствовали ВГТО с 4 U-образными трубами 40 Ч 3,7 мм.

Дальнейшее увеличение количества труб ВГТО может привести к большему росту энергетических показателей ТН, что количественно можно оценить с помощью численного моделирования. Продолжением исследований в данной области является оценка роста энергетических показателей ТН при дальнейшем увеличении количества труб ВГТО, а также определение оптимального количества, диаметра и шага труб с учетом стоимости теплоносителя, труб и заполнителя скважины.

#### Библиографический список

1. Филатов С.О. Численное моделирование совместной работы утилизатора теплоты грунта с теплоприемником / С.О. Филатов, В. И. Володин // Труды БГТУ. Сер. III, Химия и технология неорганических веществ. – 2012. – №3. – С. 179–183.
2. Eskilson, P. Thermal analysis of heat extraction boreholes: Ph. D. thesis / P. Eskilson. – Lund: Lund Institute of Technology, 1987. – 267 p.
3. VDI-Wärmeatlas. – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 1445 p.

*С. О. Филатов, асп.; рук. В. И. Володин, д.т.н, проф.  
(БГТУ, г. Минск)*

## ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ МНОГОТРУБНЫХ ГРУНТОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Современным направлением в теплоэнергетике является использование возобновляемых источников энергии, одним из которых является энергия Земли в форме низкопотенциальной теплоты слоев грунта глубиной до 300 м. Для утилизации такой теплоты используются тепловые насосы с грунтовыми теплообменниками. Перспективными являются вертикальные грунтовые теплообменники (ВГТО), представляющие собой скважины с U-образными трубами. Пространство между стенками скважины и трубами заполняется бентонито-цементным раствором. В настоящее время методы теплового расчета ВГТО различных конструкций проработаны недостаточно.

Предлагается метод теплового расчета ВГТО с различным количеством U-образных труб. Метод основан на приведении общего решения работы [1] к частному решению для постоянной температуры по длине ВГТО. При этом температура теплоносителя на выходе равна:

$$t'' = A \cdot t' + B \cdot t_b, \quad (1)$$

где  $A$ ,  $B$  – коэффициенты;  $t'$  – температура теплоносителя на входе ВГТО, °С;  $t_b$  – температура стенки скважины ВГТО, °С.

Коэффициенты  $A$ ,  $B$ :

$$A = \frac{\cosh(\gamma H) + [\beta_{12}/\gamma - \delta] \sinh(\gamma H)}{\cosh(\gamma H) - [\beta_{12}/\gamma - \delta] \sinh(\gamma H)}, \quad (2)$$

$$B = \frac{(\beta_2 + \beta_1) \sinh(\gamma H)}{\gamma \cosh(\gamma H) + (\gamma\delta - \beta_{12}) \sinh(\gamma H)}, \quad (3)$$

где  $\gamma, \beta_{12}, \delta, \beta_1, \beta_2$  – коэффициенты;  $H$  – глубина скважины.

Коэффициенты в уравнениях (2), (3):

$$\beta_1 = \beta_2 = (R_1^\Delta Gc)^{-1} \quad (4)$$

$$\beta_{12} = (R_{12}^\Delta Gc)^{-1} \quad (5)$$

$$\beta = 0,5(\beta_2 - \beta_1)^{-1} \quad (6)$$

$$\gamma = \sqrt{0,25(\beta_1 + \beta_2)^2 + \beta_{12}(\beta_1 + \beta_2)} \quad (7)$$

$$\delta = [\beta_{12} + 0,5(\beta_1 + \beta_2)]/\gamma \quad (8)$$

где  $R_1^\Delta, R_{12}^\Delta$  – сопротивление теплопередаче между потоком теплоносителя и стенкой скважины, между восходящим и нисходящим потоками теплоносителя соответственно,  $m \cdot ^\circ C/Вт$ ;  $G$  – массовый расход теплоносителя,  $кг/с$ ;  $c$  – теплоемкость теплоносителя,  $Дж/(кг \cdot ^\circ C)$ .

Общее решение работы [1] и частный его случай, используемый в настоящей работе, исходят из допущения, что процесс теплопереноса в поперечном сечении ВГТО может быть описан эквивалентной электрической цепью по рисунку 1а. Для определения сопротивлений  $R_1^\Delta, R_{12}^\Delta$  предварительно определяются сопротивления цепи по рисунку 1б: сопротивление теплоотдаче в трубах  $R_c$ , термическое сопротивление труб  $R_p$ , термические сопротивления заполнителя при переносе теплоты от поверхности труб к поверхности скважины  $R_{g1}$  и между нисходящими и восходящими трубами  $R_{g12}$ . Узлам в схемах по рисунку 1 соответствуют температуры:  $t_b$  – температура поверхности скважины,  $^\circ C$ ;  $t_{p1}, t_{p2}$  – температура наружной поверхности нисходящих и восходящих труб соответственно,  $^\circ C$ ;  $t_1, t_2$  – температуры теплоносителя в нисходящих и восходящих труб соответственно,  $^\circ C$ .

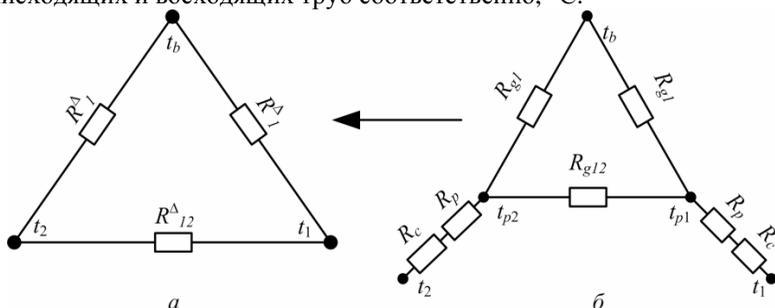


Рис. 1. Электротепловая аналогия процесса переноса теплоты в поперечном сечении ВГТО:

*a* – схема для общего решения работы [1]; *б* – схема для определения сопротивления теплопередаче.

$R_c$  рассчитывается в зависимости от коэффициента теплоотдачи в трубах при вынужденном движении жидкости;  $R_p$  определяется как термическое сопротивление цилиндрической стенки;  $R_{g1}$  и  $R_{g12}$  определяются по:

$$R_{g1} = 1/(\lambda_g \cdot f_1) \quad (9)$$

$$R_{g12} = 1/(\lambda_g \cdot f_{12}) \quad (10)$$

где  $\lambda_g$  – теплопроводность заполнителя скважины, Вт/(м·°С);  $f_1$  и  $f_{12}$  – коэффициенты формы, зависящие от  $d/D$  и  $s/D$ , где  $d$  – наружный диаметр труб, м;  $D$  – диаметр ВГТО, м;  $s$  – расстояние между трубами, м.

На рисунке 2 представлены поперечные сечения рассматриваемых ВГТО. Номограммы для определения  $f_1$  и  $f_{12}$  для ВГТО с различным количеством труб приведены на рисунках 3–6.

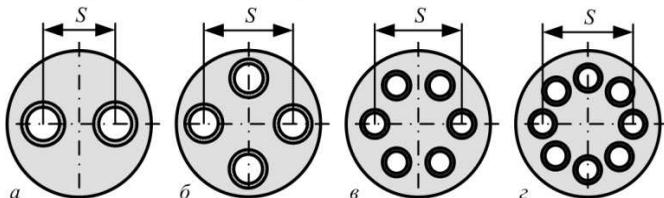


Рис. 2. Поперечные сечения исследуемых ВГТО:

*a* – с 1 U-образной трубой; *б* – с 2 U-образными трубами; *в* – с 3 U-образными трубами; *г* – с 4 U-образными трубами

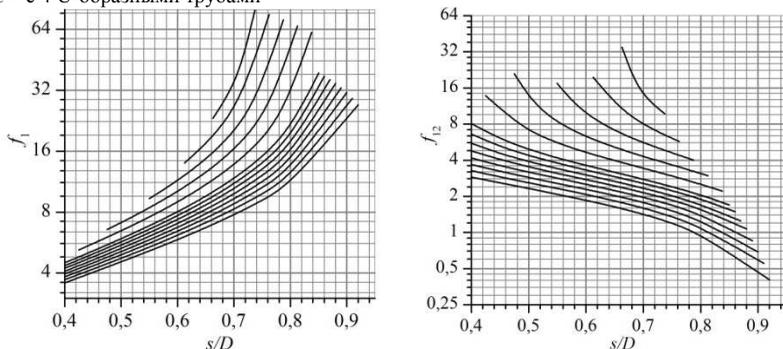


Рис. 3. Номограммы для определения  $f_1$  и  $f_{12}$  ВГТО с 4 U-образными трубами.

Каждая кривая соответствует относительному диаметру  $d/D$  из диапазона: 0,055; 0,065; 0,075; 0,085; 0,095; 0,105; 0,115; 0,125; 0,150; 0,175; 0,200; 0,225; 0,250. Чем выше расположена кривая, тем большему  $d/D$  из представленного диапазона она соответствует.

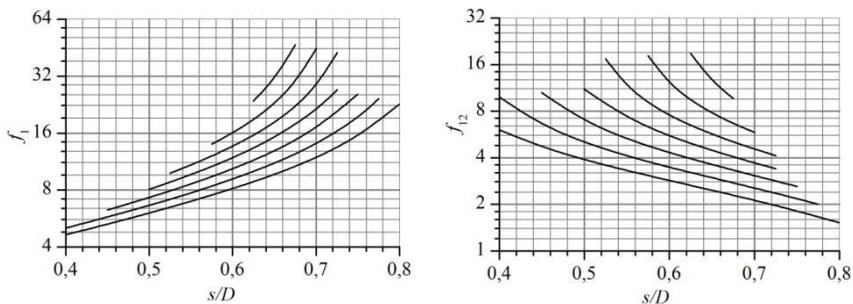


Рис. 4. Номограммы для определения  $f_1$  и  $f_{12}$  ВГТО с 3 U-образными трубами. Каждая кривая соответствует относительному диаметру  $d/D$  из диапазона: 0,15; 0,175; 0,2; 0,225; 0,25; 0,275; 0,3. Чем выше расположена кривая, тем большему  $d/D$  из представленного диапазона она соответствует.

По известным  $R_c$ ,  $R_p$ ,  $R_{g1}$  и  $R_{g12}$  определяются  $R_1^\Delta$ ,  $R_{12}^\Delta$ :

$$R_1^\Delta = R' / [R_{g1}R_{g12} + (R_c + R_p)(2R_{g1} + R_{g12})] \quad (11)$$

$$R_{12}^\Delta = R' / [R_{g1}R_{g12}] \quad (12)$$

$$R' = (R_c + R_p)^2(2R_{g1} + R_{g12}) + (R_c + R_p)R_{g12}(R_{g1} + R_{g12}) + (R_c + R_p)R_{g1}(R_{g1} + R_{g12}) + (R_{g1})^2R_{g12} \quad (13)$$

Результаты расчетов по предлагаемому методу незначительно отличались от результатов по методам-аналогам [1, 2] для ВГТО с 1 и 2 U-образными трубами. Для ВГТО с 3 и 4 U-образными трубами предлагаемый метод аналогов не имеет.

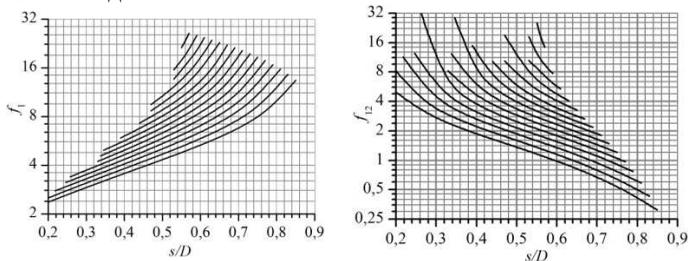


Рис. 5. Номограммы для определения  $f_1$  и  $f_{12}$  ВГТО с 2 U-образными трубами. Каждая кривая соответствует относительному диаметру  $d/D$  из диапазона: 0,10; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18; 0,20; 0,22; 0,24; 0,26; 0,28; 0,30; 0,32; 0,34; 0,36; 0,38. Чем выше расположена кривая, тем большему  $d/D$  из представленного диапазона она соответствует.

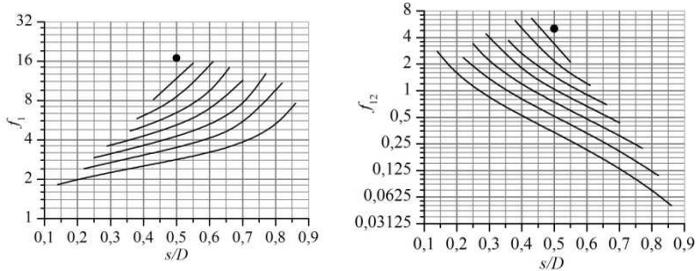


Рис. 6 Номограммы для определения  $f_1$  и  $f_{12}$  ВГТО с 1 U-образной трубой. Каждая кривая соответствует  $d/D$  из диапазона: 0,15; 0,175; 0,2; 0,225; 0,25; 0,275; 0,3; 0,5. Чем выше расположена кривая, тем большему  $d/D$  из представленного диапазона она соответствует, для  $d/D = 0,5$  возможно единственное  $s/D = 0,5$  (на графике в виде точки).

Направлением дальнейших исследований является расширение метода на ВГТО с большим количеством труб, что позволит в дальнейшем выбирать ВГТО с оптимальными конструктивными соотношениями.

#### Библиографический список

- 1 Eskilson, P. Thermal analysis heat extraction boreholes: Ph. D. Thesis / P. Eskilson. – Lund, – 1987. – 264 p.
2. Bauer, D. Zur thermischen Modellierung von Erdwärmesonden und Erdsonden-Wärmespeichern / D. Bauer. – Stuttgart, – 2011. – 134 p.

*А.М. Потапов, Л.М. Панов студ.; рук. И.М. Чухин к.т.н., доц.,  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## ЦИКЛ ПГУ С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ И ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТУ

Известно, что основной недостаток парогазовой установки с котлом-утилизатором (ПГУ с КУ) это ограничение температуры пара на входе в паровую турбину  $t_0$  величиной температуры газов на выходе из газовой турбины  $t_4$  [1, 2]. Авторы рассматривают возможность использования теплоты газа в камере сгорания (КС) газовой турбины (ГТУ) для перегрева пара паровой турбины (ПТУ) с целью увеличения КПД ПГУ. Схема такой ПГУ с КУ и пароперегревателем (ПП) в камере сгорания представлена на рис. 1, а ее цикл в  $T,s$ - диаграмме на рис.2.

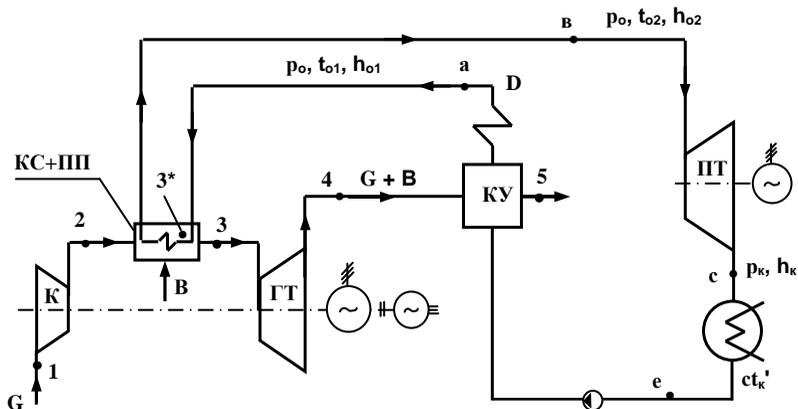


Рис. 1. Схема парогазовой установки с котлом-утилизатором и ППП в камере сгорания: К – компрессор; КС+ПП – камера сгорания с пароперегревателем; ГТ – газовая турбина; КУ – котел-утилизатор; ПТ – паровая турбина; G – расход воздуха; D – расход пара; B – расход топлива в КС

Газы, выходящие из газовой турбины (ГТ), осуществляют перегрев пара в котле-утилизаторе до температуры  $t_{01}$ , вторая ступень перегрева пара до температуры  $t_{02} > t_4$  осуществляется в камере сгорания ГТУ (КС+ПП). В такой схеме двойного перегрева пара нет ограничения по температуре перегретого пара, поэтому величина  $t_0$  может достигать значения  $550^\circ\text{C}$ . Одновременно с увеличением значения темпе-

ратуры  $t_0$  возможно увеличение значения давления пара  $p_0$  с сохранением допустимого значения влажности пара на выходе из турбины.

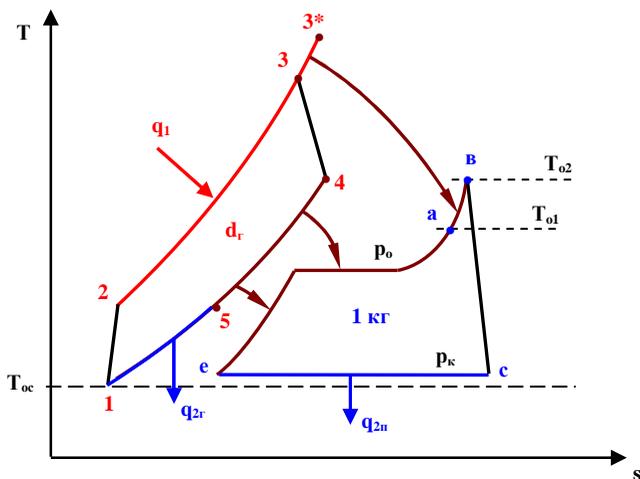


Рис. 2. Цикл ПГУ с КУ и ПП в камере сгорания в T,s- диаграмме

Анализ тепловой экономичности данной схемы выполнен при следующих исходных данных:

для ГТУ:  $t_1=20\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_3=1000\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_5=140\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\eta_k=0,85$ ,  $\eta_{гт}=0,88$ ;  
 для ПТУ в составе традиционной схемы ПГУ с КУ:  $p_0=30\text{ бар}$ ,  $t_0=440\text{ }^\circ\text{C}$ ,  
 $p_k=0,04\text{ бар}$ ,  $\eta_{пт}=0,88$ ,  $\eta_n=0,85$ ;  
 для ПТУ в составе схемы ПГУ с КУ и ПП в КС:  $p_0=60\text{ бар}$ ,  $t_{02}=540\text{ }^\circ\text{C}$ ,  
 $p_k=0,04\text{ бар}$ ,  $\eta_{пт}=0,88$ ,  $\eta_n=0,85$ .

Величину степени повышения давления воздуха в компрессоре  $v=p_2/p_1$  оптимизировали с учетом реальных температурных перепадов между газами и водяным паром в котле утилизаторе применительно к каждой схеме.

Основные результаты расчета тепловой экономичности традиционной схемы ПГУ с КУ приведены в табл.1, а схемы ПГУ с КУ и ПП в КС в табл.2.

Таблица 1. Результаты расчетов традиционного цикла ПГУ с КУ

| Величина | $v$ | $d_r$ | $l_{гту}$ | $p_0$ | $t_0$            | $l_{пту}$ | $l_{пгу}$ | $q_1^{пгу}$ | $\eta_l^{пгу}$ |
|----------|-----|-------|-----------|-------|------------------|-----------|-----------|-------------|----------------|
|          |     |       | кДж/кг    | бар   | $^\circ\text{C}$ | кДж/кг    | кДж/кг    | кДж/кг      | %              |
|          | 8   | 8,89  | 223,1     | 30    | 440              | 1049      | 3032,4    | 6254        | 48,48          |

**Таблица 2. Результаты расчетов цикла ПГУ с КУ и ПП в КС**

| Величина | $v$ | $d_r$ | $l_{гту}$ | $p_o$ | $t_{o1}$ | $t_{o2}$ | $l_{пту}$ | $l_{пгу}$ | $q_1^{пгу}$ | $\eta_i^{пгу}$ |
|----------|-----|-------|-----------|-------|----------|----------|-----------|-----------|-------------|----------------|
|          |     |       | кДж/кг    | бар   | °С       | °С       | кДж/кг    | кДж/кг    | кДж/кг      | %              |
|          | 12  | 10,3  | 214       | 60    | 380      | 540      | 1240      | 3440      | 6837        | 50,3           |

Обозначения величин, приведенных в таблицах:

- $v$  – степень повышения давления воздуха в компрессоре;
- $d_r$  – удельный расход газа на кг водяного пара в ПГУ;
- $l_{гту}$  – удельная работа ГТУ на кг газа;
- $l_{пту}$  – удельная работа ПТУ на кг водяного пара;
- $l_{пгу}$  – удельная работа ПГУ на кг водяного пара;
- $q_1^{пгу}$  – удельная подведенная теплота в цикл ПГУ на кг водяного пара;
- $\eta_i^{пгу}$  – внутренний абсолютный КПД цикла ПГУ.

На основании результатов расчетов, приведенных в таблицах, можно сделать следующие выводы:

- применение дополнительного перегрева пара в камере сгорания газовой турбины позволяет увеличить КПД ПГУ с КУ на 3,7 % (относительных);
- введение дополнительного перегрева пара в камере сгорания газовой турбины увеличивает оптимальное значение степени повышения давления воздуха в компрессоре (с 8 до 12);
- введение дополнительного перегрева пара в камере сгорания газовой турбины позволяет использовать ПТУ с максимальными значениями температуры пара перед турбиной (до 550 °С) и большими по сравнению с традиционной ПГУ с КУ давлениями пара  $p_o$  ( $p_o=60$  бар для ПГУ с КУ и ПП в КС против  $p_o=30$  бар для традиционной ПГУ с КУ)
- увеличение КПД цикла ПГУ с КУ и ПП в КС в основном объясняется увеличением тепловой экономичности парового контура ПГУ.

#### Библиографический список

1. **Чухин И.М.** Техническая термодинамика. Часть 2., учебн. пособие. – ИГЭУ, 2008, 228 с.
2. **Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н.** Газотурбинные и парогазовые установки электростанций. Учебн. пособие для вузов. – М.: Издательство МЭИ, 2002, 584 с.

*С.В. Груздев, Д.А. Медников студ.; рук. И.М. Чухин к.т.н., доц.,  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## **КОМБИНИРОВАННЫЙ ЦИКЛ АЭС С ГТУ НА НАСЫЩЕННОМ ВОДЯНОМ ПАРЕ**

Традиционная схема АЭС на насыщенном водяном паре включает сепаратор и пароперегреватель, необходимые для снижения влажности пара на выходе из турбины и увеличения ее удельной работы. Пароперегреватель в такой схеме термодинамически не рациональный регенеративный подогреватель, т.к. греющий пар не участвует в выработке полезной мощности [1, 2].

Авторы рассматривают возможность использования теплоты уходящих из газовой турбины (ГТУ) газов для перегрева пара, выходящего из части высокого давления (ЧВД) паровой турбины АЭС, с целью увеличения тепловой экономичности АЭС на насыщенном водяном паре и комбинированного цикла в целом. Схема такой комбинированной АЭС с ГТУ представлена на рис. 1.

Данная схема АЭС с ГТУ не нарушает режим работы ядерного реактора, он работает при тех же параметрах и расходе воды, что и автономная АЭС. При совместной работе АЭС и ГТУ отключается сепаратор-пароперегреватель, а перегрев пара, выходящего из ЧВД турбины, осуществляется в газопаровом перегревателе (ГПП) за счет теплоты уходящих газов ГТУ. В этом режиме работы АЭС с ГТУ отключается отбор пара на регенеративный подогреватель ( $\Pi_1$ ), а нагрев воды также ведется уходящими газами ГТУ в газоводяном подогревателе (ГВП). Перегрев пара в ГПП и нагрев воды в ГВП осуществляется до тех же температур, что и при автономном режиме АЭС.

Оценка тепловой экономичности данной схемы выполнена на примере серийного блока АЭС К-1000-65/3000 ЛМЗ с параметрами рабочего тела:  $p_0=6,4$  МПа,  $x_0=0,995$ ,  $x_{2i}=0,84$ ,  $x_c=0,99$ ,  $p_{\text{нп}}=0,5$  МПа,  $t_{\text{нп}}=263$  °С,  $p_k=0,004$  МПа,  $x_{ki}=0,93$  [2] и ГТУ с температурой газов перед турбиной  $t_{3i}=1000$  °С, температурой воздуха на входе в компрессор  $t_{2r}=20$  °С, температурой уходящих газов  $t_{4r}=140$  °С.

Степень повышения давления воздуха в компрессоре  $v=p_2/p_1$  оптимизировалась по критериям тепловой экономичности АЭС с ГТУ. Расчеты выполнены на 1 кг водяного пара и соответствующему ему удельному расходу газов  $d_r=G/D$ , где  $G$  и  $D$  расходы газового и водяного рабочих тел соответственно.

Основные результаты расчета тепловой экономичности автономно работающих циклов АЭС и ГТУ приведены в табл.1, а комбинированного цикла АЭС с ГТУ в табл.2.

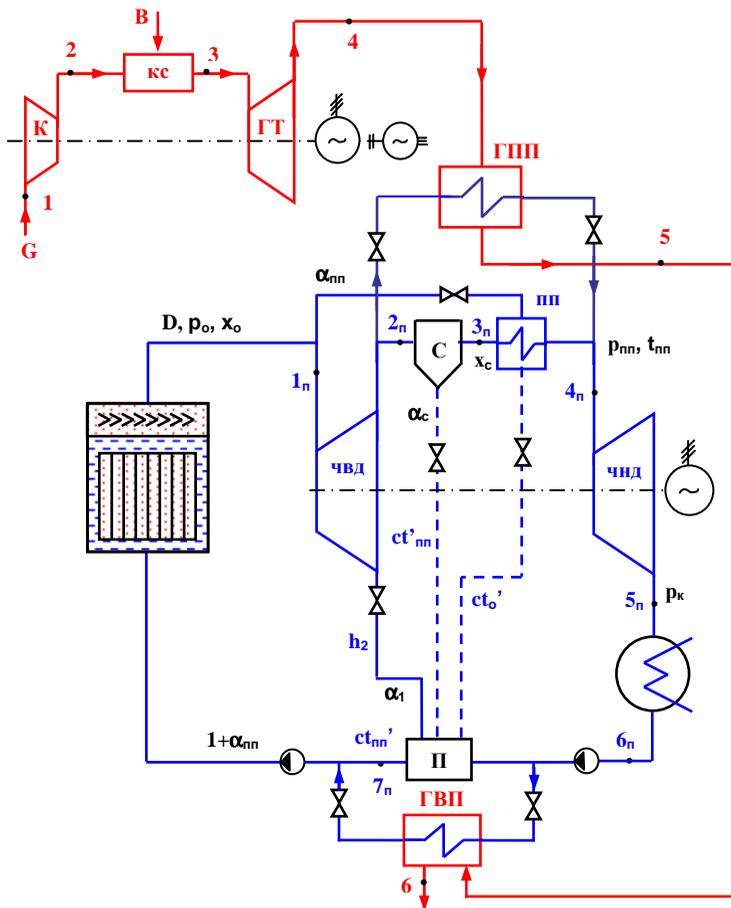


Рис. 1. Схема одноконтурной АЭС на насыщенном водяном паре при совместной работе АЭС с ГТУ:

С – сепаратор, ПП – паропаровой перегреватель, П<sub>1</sub> – регенеративный подогреватель, ГПШ – газопаровой перегреватель, ГВП – газовойдяной подогреватель, D – расход пара, G – расход газа

**Таблица 1. Результаты расчетов автономных циклов АЭС и ГТУ**

| АЭС | $b_1$ | $b_c$ | $b_{np}$ | $l^{вд}$ | $l^{нд}$ | $q_1$    | $l_r$     | $\eta_i$ |
|-----|-------|-------|----------|----------|----------|----------|-----------|----------|
|     |       |       |          | кДж/кг   | кДж/кг   | кДж/кг   | кДж/кг    | %        |
|     | 0,167 | 0,126 | 0,12     | 427,5    | 361,5    | 2388     | 789       | 33,04    |
| ГТУ | $v$   | $t_1$ | $t_2$    | $t_3$    | $t_4$    | $q_1$    | $l_{гту}$ | $\eta_i$ |
|     |       | °С    | °С       | °С       | °С       | кДж/кг   | кДж/кг    | %        |
|     | 8     | 20    | 293,4    | 1000     | 472,4    | 510,0159 | 235,2831  | 33,14    |

**Таблица 2. Результаты расчета цикла АЭС с ГТУ**

| АЭС с ГТУ         | $v$ | $d_r$ | $t_6$ | $q_1^{гту}$      | $l_{гту}$ | $l_r$            | $l_i$     | $\eta_i^{гту}$ |
|-------------------|-----|-------|-------|------------------|-----------|------------------|-----------|----------------|
|                   |     |       | °С    | кДж/кг           | кДж/кг    | кДж/кг           | кДж/кг    | %              |
|                   | 8   | 3,47  | 140   | 4850             | 816       | 1083             | 1899      | 39,16          |
| Пиковая АЭС с ГТУ | $v$ | $d_r$ | $t_6$ | $q_{1пик}^{гту}$ | $l_{гту}$ | $\Delta l_{гту}$ | $l_{пик}$ | $\eta_i^{пик}$ |
|                   |     |       | °С    | кДж/кг           | кДж/кг    | кДж/кг           | кДж/кг    | %              |
|                   | 8   | 3,47  | 140   | 2462             | 816       | 294              | 1110      | 45,1           |

Обозначения величин, приведенных в таблицах:

$\alpha_1, \alpha_{np}, \alpha_c$  – доли пара на регенеративный подогреватель  $P_1$ , пароперегреватель и выходящей из сепаратора влаги;

$v$  – степень повышения давления воздуха в компрессоре;

$d_r$  – удельный расход газов на кг пара в цикле АЭС с ГТУ;

$t_1, t_2, t_3, t_4, t_6$ , – температуры газового контура перед и за компрессором, перед и за газовой турбиной и уходящих газов, соответственно;

$l_{гту}$  – удельная работа ГТУ;

$l_i$  – удельная работа цикла АЭС с ГТУ;

$q_1$  – удельная теплота, подведенная к рабочим телам в соответствующем цикле;

$\eta_i$  – внутренние абсолютные КПД соответствующих циклов.

На основании результатов расчетов, приведенных в таблицах, можно сделать следующие выводы:

- Использование теплоты уходящих газов ГТУ для перегрева пара за ЧВД турбины АЭС вместо сепаратора-пароперегревателя с позиции увеличения тепловой экономичности АЭС целесообразно;
- Цикл АЭС с ГТУ, выполненный по предлагаемой схеме, будет иметь внутренний относительный КПД (39,16 %) на 18,5 % относительных больше, чем традиционный цикл АЭС (33,04 %);
- При использовании схемы АЭС с ГТУ в режиме покрытия пиковых электрических нагрузок ее тепловая экономичность (45,1 %) на 36 % относительных больше по сравнению с автономно работающей ГТУ (33,14 %);
- При выборе оптимального значения степени повышения давления воздуха в компрессоре ГТУ применительно к данной схеме необходи-

мо ориентироваться на максимальное значение работы ГТУ, а не на КПД.

#### Библиографический список

1. Чухин И.М. Техническая термодинамика. Часть 2., учебн. пособие. – ИГЭУ, 2008, 228 с.
2. Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции. – М.: Высшая школа, 1984 – 304 с.

*Р.Ю. Шлёнкин, студ.; рук. И. А. Козлова, к.т.н., доц.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

### РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Целью работы является расчетно-экспериментальное определение термодинамических свойств веществ при низких давлениях на примере атмосферного воздуха, основными компонентами которого являются сухой воздух (газовая смесь  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $Ar$ ) и водяной пар ( $H_2O$ ). В работе измерялась изобарная теплоемкость воздуха  $c_p$  методом проточного калориметра. Для уменьшения потерь тепла в окружающую среду электрический нагреватель размещен в центральной гильзе, а поток газа во внешних каналах служит для создания адиабатных условий на оболочке калориметра. Таким образом, реализуется принцип "самоулавливания" тепловых потерь. В стационарном режиме течения измеряли расход газа, количество подведенной от нагревателя теплоты и повышение температуры газа.. Для учета влияния влажности на определяемое значение  $c_p$  измеряли температуры "мокрого термометра" во входящем в установку воздухе.

Изобарную теплоемкость атмосферного воздуха  $c_{p, вл}$  вычисляли для нескольких режимов. Пренебрегая влагой, содержащейся в атмосферном воздухе, и считая его сухим, сравнили полученные значения с табличными данными [1].

Затем вычисляли теплоемкость сухого воздуха по формуле

$$c_{p, с.в.} = (1+d) c_{p, вл} - d c_{p, п},$$

где  $c_{p, п}$  – изобарная теплоемкость водяного пара [2];  $d$ , кг пара/кг сух. воздуха – влагосодержание. Расчёт термодинамических свойств воздуха ( $c_v$ ,  $k$ ,  $h$ ,  $u$ ,  $s$ ) производился по данным о его изобарной теплоемкости по формулам для идеального газа, предполагая, что  $c_p = \text{const}$ .

Двумя различными способами производился расчёт теплоемкости сухого воздуха по молекулярно-кинетической теории: учитывая лишь

поступательные и вращательные степени свободы молекулы газа и учитывая поступательные, вращательные и колебательные степени свободы. Для каждой компоненты смеси рассчитывались массовые доли и массовые изобарные теплоемкости. Суммирование колебательных составляющих осуществляется по характеристическим температурам для данной компоненты смеси. При вычислении теплоемкости воздуха учитывалось, что у молекулы  $\text{CO}_2$  одна характеристическая частота дважды вырождена, и потому соответствующий вклад в колебательную теплоемкость для  $\text{CO}_2$  был удвоен. Рассчитанную таким образом теплоемкость сравнивали с табличным значением [1].

Точность экспериментального определения изобарной теплоемкости атмосферного воздуха оценивалась по максимальной относительной погрешности измеренных значений удельной изобарной теплоемкости, которая в свою очередь складывается из относительной погрешности измерения электрического тока и напряжения, относительная погрешности измерения разности температур, относительной погрешности определения массового расхода воздуха.

Разработка может использоваться на занятиях со студентами энергетических специальностей.

#### Библиографический список

1. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства газов: Справочник. Изд. 4-е. М.: Энергоатомиздат, 1987. С. 27-55.
2. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. М.: Издательство МЭИ, 1999.168с.

*В.А. Гнедин, студ.; рук. И. А. Козлова, к.т.н., доц.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## РЕГУЛИРОВАНИЕ ТОЛЩИНЫ ПЛЕНКИ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

При проектировании конденсационных устройств, а также других теплотехнологических установок с жидкими пленками, могут потребоваться данные по толщинам пленок. Основная причина этого — необходимость расчета трения с учетом особой шероховатости, создаваемой волновыми возмущениями на поверхности пленок. Высота такой шероховатости и, следовательно, степень ее влияния на гидравлическое сопротивление определяется толщиной пленки.

Задавались аналитические выражения для толщины ламинарной гравитационной пленки и для ламинарной сдвиговой пленки. Функциональная связь между числом Рейнольдса турбулентной пленки и ее толщиной определялась численным анализом для гравитационной пленки и для сдвиговой пленки. Полученные результаты обобщаются с хорошей точностью простыми соотношениями, построенными методом интерполяции между асимптотами, в данном случае между пределами ламинарного и развитого турбулентного течения. Они пригодны для любых чисел Рейнольдса.

Цель расчетов — получить универсальные аппроксимации для толщины пленки, движущейся под действием обеих актуальных сил: гравитации и динамического воздействия газового потока (сдвига). Универсальные аппроксимации строятся методом интерполяции между асимптотами, в данном случае между пределами гравитационной и сдвиговой пленки. Толщина пленки — убывающая функция от действующих факторов (гравитации, сдвига). Обратная величина толщины пленки (гравитационной или сдвиговой) и выступает как мера соответствующего динамического эффекта — гравитации или сдвига. Суммирование этих эффектов с нужным знаком дает результирующее значение толщины пленки. При графическом представлении универсальной аппроксимации отчетливо проявляется кризисный эффект в случае противоположного действия сил. Толщина пленки обращается в бесконечность при определенных критических значениях параметров. Это явление называется «захлебыванием». Оно представляет серьезную опасность для противоточных пленочных установок поскольку означает радикальное нарушение циркуляции теплоносителей.

#### **Библиографический список**

1. **Солодов А.П.** Математические модели пленочной конденсации: учебное пособие/ А.П.Солодов. - М.: Издательский дом МЭИ, 2011.-120с.

*Р. А. Вилесов, студ.; рук. Т. Е. Созинова, к.т.н., доц.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ «ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ В УСЛОВИЯХ ПУЗЫРЬКОВОГО РЕЖИМА КИПЕНИЯ ВОДЫ»**

Кипением называется процесс интенсивного парообразования внутри объема жидкости, перегретой относительно температуры насыщения.

При кипении на твердой поверхности различают два основных режима кипения: пузырьковое и пленочное.

Пузырьковое кипение характеризуется, в отличие от пленочного кипения, большим коэффициентом теплоотдачи.

При повышении разности температур между рабочей средой и поверхностью нагрева возрастает коэффициент теплоотдачи, однако при превышении максимально допустимого температурного напора может произойти разрыв трубы и нарушение работы теплотехнической установки.

При увеличении давления среды коэффициент теплоотдачи возрастает, но неконтролируемое повышение давления может привести к разрыву стенок сосуда с рабочей средой.

Вода, особенно в состоянии насыщения, хорошо отводит тепловую энергию от поверхности нагрева. Положительным фактором в этом является шероховатость поверхности, но данные неровности на поверхности нагрева являются и потенциальными местами разрыва.

Изучение теплоотдачи при кипении – сложная задача. Основные проблемы, возникающие при исследовании теплоотдачи – термические флуктуации; гидравлические толчки; неравномерное движение среды в виду разности плотностей; теплоемкость, зависящая от концентрации солей и примесей в рабочей среде; состояние поверхностей нагрева; материал поверхности нагрева. Изменение одного из параметров приводит к непредсказуемым последствиям. Большинство известных эмпирических формул дают погрешность до 30%.

На кафедре ТОТ в 2004 году была введена в лабораторный практикум экспериментальная установка «Пузырьковое кипение». Эксплуатация физического стенда имеет свои особенности и сложности.

В 2012 году была разработана программа «ТМО\_ИТnК\_сОВ» (см. рис.) – имитационная модель, позволяющая проанализировать процесс теплоотдачи в условиях пузырькового кипения воды [1].

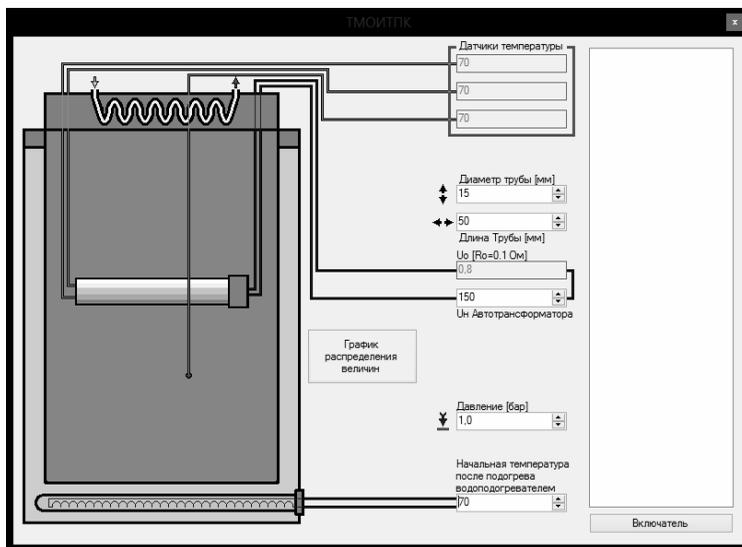


Рис.1. Окно лабораторного стенда

Приложение позволяет рассчитать коэффициент теплоотдачи при следующих параметрах:

- 1) Диаметр нагревателя: 5 ч 20мм;
- 2) Длина нагревателя: 50 ч 250мм;
- 3) Напряжение на нагревателе: 50 ч 250В;
- 4) Давление: 0,6 ч 80бар;
- 5) Начальная температура, до которой происходит предварительный нагрев воды: 70 ч 80°С.

Программа содержит в себе: теоретическое введение; входной тест; проверка расчета коэффициента теплоотдачи; выходной тест; редактор вопросов входного и выходного теста (для преподавателя).

Программа является зарегистрированным продуктом – свидетельство № 2013612279 от 20.02.2013 г. о регистрации авторских прав.

#### Библиографический список

1. **Вилесов Р.А.,** Созинова Т.Е. Разработка имитационной модели лабораторной работы «Исследование теплоотдачи в условиях пузырькового режима кипения воды» // Теплоэнергетика // Региональная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия-2012»: Материалы конференции. В 7 т. Т. 1, ч.2. – Иваново.: ФГБОУ ВПО Ивановский государственный энергетический университет им. В.И.Ленина, 2012. – с. 136-139.
2. **Теплопередача:** Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

*А. Х. Мухтаров, студ.; рук. Т. Е. Созинова, к.т.н., доц.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## **ТЕПЛООБМЕН ПРИ ПУЗЫРЬКОВОМ РЕЖИМЕ КИПЕНИЯ ВОДЫ В БОЛЬШОМ ОБЪЕМЕ**

Кипение – это процесс парообразования в объеме жидкости, которая имеет температуру выше температуры насыщения при данном давлении.

Процесс кипения сложен и многообразен. Наибольший практический интерес представляет кипение на твердой поверхности. Механизм теплообмена при кипении на твердой поверхности отличается от механизма теплоотдачи при конвекции однофазной жидкости из-за дополнительного переноса массы вещества и теплоты паровыми пузырями из пограничного слоя в объем кипящей жидкости [1].

Выделяют области пузырькового, переходного и пленочного режимов кипения. В теплоэнергетике реализуют пузырьковое кипение, которое имеет наибольший коэффициент теплоотдачи.

В нашей стране и за рубежом было проведено большое количество исследований теплообмена при пузырьковом кипении воды в большом диапазоне давлений при изменении различных параметров эксперимента. Было установлено, что коэффициент теплоотдачи не зависит от целого ряда факторов внешнего воздействия: изменения уровня гравитационного поля, вибрации, организации циркуляции кипящей жидкости, наложения электрических полей. На процесс теплообмена при кипении влияют так называемые «поверхностные условия»: материал твердой поверхности, состояние поверхности (наличия микротрещин и др.), условия смачиваемости и чистота поверхности. Выпадение налетов накипи или окислов на поверхности нагрева также оказывает влияние на интенсивность теплообмена [2].

С. С. Кутателадзе, В. М. Боришанский, Д. А. Лабунцов и др. пытались обобщить большой объем полученных данных по кипению однокомпонентной жидкости на твердой поверхности в большом объеме. На основании экспериментальных значений авторы получили обобщенные зависимости, позволяющие определить коэффициент теплоотдачи при кипении однокомпонентной жидкости [3]:

– формула С.С. Кутателадзе:

$$\frac{\bar{q} l_0}{\lambda} = 8,7 \cdot 10^{-4} \left( \frac{q_w l_0}{rc'' h'} \right)^{0,7} \left( \frac{h'}{a'} \right)^{0,35} \left( \frac{p}{\sqrt{y(c'-c'')g}} \right)^{0,7}; \quad (1)$$

– формула Д.А. Лабунцова:

$$\bar{\alpha} = 0,075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{c''}{c' - c''} \right)^{2/3} \right] \left( \frac{\lambda^2}{h' u T_s} \right)^{1/3} q_w^{2/3}; \quad (2)$$

– формула В.М. Боришанского:

$$\bar{\alpha} = 872 \frac{P_{кр}^{1/3}}{T_{кр}^{5/6} M^{1/6}} \left( \frac{p}{P_{кр}} \right)^{0,1} \left[ 1 + 4,64 \left( \frac{p}{P_{кр}} \right)^{1,16} \right] q_w^{2/3}. \quad (3)$$

Погрешность рассчитанных значений коэффициента теплоотдачи по выражению С.С.Кутателадзе – формуле (1) – по сравнению с экспериментальными данными составляет 30-40 % [3].

Лабунцовым Д.А. и другими исследователями было установлено, что целый ряд свойств вещества взаимосвязан полуэмпирическими соотношениями, что позволяет заменить одни физические свойства другими и получить простые соотношения для определения коэффициента теплоотдачи при кипении однокомпонентной жидкости.

Таким образом, Лобунцов Д.А. выражение (2) для диапазона давлений от 1 до 200 бар при кипении воды на твердой поверхности записывает как [2]:

$$\alpha = \frac{3,4 p^{0,18}}{1 - 0,0045 p} q^{2/3}, \quad (4)$$

где давление измеряется в барах, а  $q_w$  в Вт/м<sup>2</sup>.

В диапазоне давлений от 1 до 40 бар формулу (2) для кипения воды упрощают до следующего вида [4]:

$$\alpha = 3,0 q_w^{0,7} p^{0,15}, \quad (5)$$

где  $q_w$  и  $p$  – соответственно в Вт/м<sup>2</sup> и в бар.

В случае кипения воды на твердой поверхности в диапазоне давлений от 0,1 до 20 МПа формулу Боришанского В.М. – уравнение (3) – в свою очередь, можно записать как [3]

$$\alpha = 5 \left( p^{0,1} + 0,125 p^{1,25} \right) q_w^{2/3}, \quad (6)$$

где  $q_w$  и  $p$  – соответственно в Вт/м<sup>2</sup> и МПа.

В выражениях (4), (5) и (6) коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении зависит только от режимных параметров ( $q_w$  и  $p$ ).

В данной работе был проведен анализ значений коэффициента теплоотдачи, полученных в результате расчета по формулам (4), (5) и (6). Значения  $\alpha$  сравнивали с:

– экспериментальными данными кипения воды в большом объеме при атмосферном давлении на поверхностях, выполненных из разных материалов, полученные Д. А. Лабунцовым [2];

– опытными данными по кипению воды при разных значениях давления на поверхности горизонтальной трубы диаметром 5 мм [1];

– данными, полученными на лабораторном стенде кафедры ТОТ ИГЭУ «Исследование теплоотдачи при кипении».

Коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные по формулам (4) и (5), отличаются друг от друга, не смотря на то, что получены упрощением одного выражения Д.А. Лобунцова – формулы (2).

При атмосферном давлении точность расчета коэффициента теплоотдачи по той или иной формуле зависит от материала поверхности теплообмена: по формуле (4) наименьшая погрешность расчета  $\beta$  получена для случаев теплообмена на горизонтальных трубах, выполненных из никеля и хрома, а по формулам (5) и (6) – на горизонтальных трубах, выполненных из серебра и латуни.

Средние погрешности расчета коэффициента теплоотдачи в случае кипения воды на твердой поверхности при атмосферном давлении составляют: по формуле (4) – 14 %, по формуле (5) – 22 %, по формуле (6) – 15 %. Максимальная погрешность расчета  $\beta$  по формуле (4) не превышает 29 %; по формуле (5) – 50 %; по формуле (6) – 34 %.

С увеличением давления точность расчета коэффициента теплоотдачи по формуле (5) уменьшается и ниже точности определения  $\beta$  по формулам (4) и (6): при давлении 10 бар средняя погрешность расчета  $\beta$  по формуле (5) составляет 24 %, по формулам (4) и (6) – 10 %.

При давлении 100 бар средняя погрешность расчета по формулам (4) и (6) составляет 12-13 %, по формуле (5) – 42 %. Отметим, что выражение (5) было получено для диапазона давлений от 1 до 40 бар.

Максимальная погрешность определения  $\alpha$  по формулам (4) и (6) не превышает 30 % в интервале давлений от 1 бар до 200 бар и имеет сопоставимые друг с другом значения.

Отличия коэффициентов теплоотдачи, рассчитанных по формулам (4), (5) и (6), от экспериментальных данных, полученных на лабораторном стенде кафедры ТОТ, составляет от 6 до 75 %. Анализ результатов расчета  $\beta$  показывает, что значение погрешности расчета зависит от качества выполнения эксперимента (достижения стационарного состояния). В стационарном режиме относительная разность между опытным и рассчитанным коэффициентом теплоотдачи равна: 23,5 % – по формуле (4); 6,3 % – по формуле (5); 10,2 % по формуле (6).

#### Библиографический список

1. **Теоретические** основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В.Клименко и проф. В.М.Зорина.— 3-е изд., перераб. и доп.—М.: Изд-во МЭИ, 2001.— 564 с: ил. – (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн.2).

2. **Лабунцов Д. А.** Вопросы теплообмена при пузырьковом кипении жидкости [Текст] / Д.А. Лабунцов // Теплоэнергетика. –1971. – № 9. – С. 14-19.

3. **Теплообмен** в ядерных энергетических установках: Учебное пособие для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. / Б.С. Петухов, Л.Г. Генин, С.А.Ковалев, С.Л. Соловьев. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 548 с., ил.

4. **Теплопередача:** Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

*Ю.С. Зайцева, В.А. Курылёва студ.; рук. Д.В. Ракутина к.т.н., доц.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСТАНОВКИ ТЕПЛООТРАЖАЮЩИХ ЭКРАНОВ ЗА ОТОПИТЕЛЬНЫМИ ПРИБОРАМИ НА УМЕНЬШЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ**

Устанавливаемые в жилых и общественных зданиях отопительные приборы расходуют часть тепла на нагрев стены, расположенной непосредственно за ними. Это приводит к увеличению тепловых потерь через наружные ограждения здания. При этом если отопительный прибор установлен в нише, тепловые потери будут больше, поскольку тонкая задняя стенка обладает более низким сопротивлением теплопередаче.

Существенно снизить тепловые потери позволяет установка теплоотражающих экранов за отопительными приборами. Обычно такие экраны изготавливают из таких материалов как Пенофол, Изолон и т.п., обладающих низким коэффициентом теплопроводности (~ 0,05 Вт/м·°С) и высокими отражающими характеристиками. Такая изоляция представляет собой комбинированный материал, состоящий из слоя вспененного полиэтилена покрытого алюминиевой фольгой. При установке экрана за отопительным прибором теплозащитный слой способствует уменьшению тепловых потерь через стены, а фольга отражает идущее от нагревательного прибора тепловое излучение внутрь помещения. Рекомендуемая толщина такой изоляции 3 ч 5 мм [1]. При этом согласно [2] установка теплоотражающих экранов снижает потребление тепловой энергии на 2 ÷ 3 %.

В данной работе выполнено экспериментальное исследование влияния установки теплоотражающих экранов за отопительными приборами на уменьшение тепловых потерь.

Теплоотражающий экран был установлен за чугунным радиатором отопления, состоящим из 7 секций. В качестве теплоизоляционного материала был использован Пенофол толщиной 4 мм. Экран закрепили таким образом, чтобы его размеры со всех сторон превосходили раз-

меры отопительного прибора приблизительно на 20 см. Отражающий слой был обращен внутрь помещения.

В процессе эксперимента было выполнено измерение температуры стены за отопительным прибором без экрана и с экраном. Температуру измеряли в четырех точках с помощью измерителя температуры и плотности теплового потока ИТП-МГ4.03 «Поток». Абсолютная погрешность измерения температуры составила  $\pm 0,2$  °С.

Расчет тепловых потерь за радиатором выполнен по формулам теплопередачи через плоскую стенку. Относительное уменьшение тепловых потерь через наружные ограждения в результате установки теплоотражающего экрана можно найти по формуле:

$$\frac{Q_{\text{пот}}^{\text{экр}}}{Q_{\text{пот}}} = \frac{t_{\text{ст}}^{\text{экр}} - t_{\text{нар}}}{t_{\text{ст}} - t_{\text{нар}}},$$

где  $Q_{\text{пот}}^{\text{экр}}$ ,  $Q_{\text{пот}}$  – тепловой поток через стену за радиатором при наличии экрана и без него, Вт;  $t_{\text{ст}}^{\text{экр}}$ ,  $t_{\text{ст}}$  – температура стены за радиатором при наличии экрана и без него, °С;  $t_{\text{нар}}$  – температура наружного воздуха, °С.

В результате экспериментального исследования установлено, что установка теплоотражающего экрана позволяет уменьшить тепловые потери за радиатором на 10 ч 15 %. При этом относительно всей площади наружной стены это уменьшение составит 2 ч 3 %. Таким образом проведенное исследование полностью подтвердило цифры приведенные в [2].

Также был рассчитан экономический эффект от установки теплоотражающих экранов за отопительными приборами за счёт уменьшения потребления тепловой энергии на отопление здания при условии оснащения его устройствами автоматического регулирования подачи тепла. Для административного здания с годовым потреблением тепловой энергии на отопление 760 Гкал/год экономия финансовых средств составит около 30 тыс. руб. в год, при этом срок окупаемости данного мероприятия составит примерно 6 месяцев.

#### Библиографический список

1. **Установка теплоотражающих экранов за радиаторами отопления:** <http://energohelp.net>.
2. **Практическое пособие** по выбору и разработке энергосберегающих проектов. / Под ред. Данилова О.Л., Костюченко П.А. – М., 2006. – 668 с.

*И.С. Хохлов, И.А. Рябиков студ.; рук. Д.В. Ракутина к.т.н., доц.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## ОЦЕНКА ЭКОНОМИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ЗА СЧЁТ УСТАНОВКИ СОВРЕМЕННЫХ ОКОН

Тепловые потери через деревянные окна старого образца составляют около 25% от общих потерь тепла в жилых зданиях. Такие окна обладают низким термическим сопротивлением теплопередаче ( $R = 0,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$ ) и не соответствуют новым требованиям нормативных документов [1].

В настоящее время для изготовления окон используют одно- или двухкамерные стеклопакеты заключённые в каркас из деревянного, алюминиевого или пластмассового профиля. В стеклопакетах используют так называемые энергосберегающие стекла, предназначенные для уменьшения потерь тепла за счёт излучения. Это стекла с твердым К-покрытием (оксид олова) и с мягким И-покрытием (нанослой серебра и диэлектрика). Наносимые покрытия обеспечивают отражение теплового и ультрафиолетового излучения, при этом они прозрачны в видимой части спектра. Зимой тепло отражается от пленочного покрытия и возвращается обратно в дом. Летом стекло отражает внешний тепловой поток солнечных лучей и в помещении относительно прохладно.

Еще одним способом повышения энергетической эффективности современных окон является наполнение стеклопакетов инертными газами. При этом уменьшаются конвекционные потоки внутри стеклопакета, что приводит к снижению тепловых потерь.

Цель данной работы оценить уменьшение тепловых потерь через окна с разными типами стеклопакетов и определить экономию тепловой энергии на отопление после установки современных окон.

**Таблица 1. Результаты расчета уменьшения тепловых потерь и экономии тепловой энергии после установки современных окон**

| Тип стеклопакета      | Однокамерный<br>стеклопакет                            |                         |                        | Двухкамерный<br>стеклопакет                            |                         |                        |
|-----------------------|--|-------------------------|------------------------|--|-------------------------|------------------------|
|                       | $R,$<br>$\frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$ | $DQ_{\text{пот}},$<br>% | $DQ_{\text{те}},$<br>% | $R,$<br>$\frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$ | $DQ_{\text{пот}},$<br>% | $DQ_{\text{те}},$<br>% |
| простой               | 0,32   | 6,2                     | 1,5                    | 0,52   | 42,3                    | 10,3                   |
| с аргоном             | 0,34   | 11,8                    | 2,9                    | 0,55   | 45,5                    | 11,0                   |
| с К-стеклом           | 0,53   | 43,4                    | 10,5                   | 0,65   | 53,8                    | 13,1                   |
| с К-стеклом и аргоном | 0,59   | 49,2                    | 11,9                   | 0,72   | 58,3                    | 14,2                   |
| с И-стеклом           | 0,59   | 49,2                    | 11,9                   | 0,72   | 58,3                    | 14,2                   |
| с И-стеклом и аргоном | 0,66   | 54,5                    | 13,2                   | 0,80   | 62,5                    | 15,2                   |

Расчёт выполнен для трехкомнатной квартиры с четырьмя окнами расположенной в Ивановской области. Площадь остекления составляет 8,5 м<sup>2</sup>. Годовое потребление тепловой энергии на отопление квартиры 12,6 Гкал/год. В таблице 1 приведены значения термического сопротивления теплопередаче R для разных стеклопакетов и результаты расчета уменьшения тепловых потерь  $DQ_{\text{пот}}$  после замены деревянных окон старого образца на современные, а также значения относительной экономии тепловой энергии на отопление  $DQ_{\text{тс}}$ .

Анализ данных приведенных в таблице 1 показал, что однокамерный энергосберегающий стеклопакет снижает тепловые потери более чем на 45 % по отношению к обычному стеклопакету. При этом окна с однокамерным энергосберегающим стеклопакетом по теплоизоляционным характеристикам эффективнее окон с обычным двухкамерным стеклопакетом. Стоимость окна с двухкамерным стеклопакетом из обычного стекла примерно такая же как окна с однокамерным стеклопакетом с И-стеклом. Также из таблицы 1 видно, что стеклопакеты с И - стеклом более энергоэффективны, чем с К – стеклом, а наполнение стеклопакетов аргоном позволяет снизить тепловые потери на 3 - 6 %.

Экономия тепловой энергии на отопление после замены деревянных окон на современные составит от 10 до 15 % для разных стеклопакетов. Следует отметить, что экономия тепла может быть получена только в случае, если дом оснащен счётчиком тепловой энергии, а на отопительных приборах установлены терморегуляторы, позволяющие регулировать потребление тепловой энергии в ручном или автоматическом режиме.

В рамках данной работы также была проведена оценка срока окупаемости двухкамерных стеклопакетов с обычным стеклом. При тарифе на тепловую энергию 1500 руб./Гкал для трехкомнатной квартиры экономия финансовых средств составит около 2000 руб./год, а срок окупаемости окон будет равен ~ 26 лет. Срок службы стеклопакетов 30-35 лет. Таким образом покупка и установка современных окон это скорее вопрос личного комфорта и удобства, чем экономии тепловой энергии.

#### Библиографический список

1. **Практическое пособие** по выбору и разработке энергосберегающих проектов. / Под ред. Данилова О.Л., Костюченко П.А. – М., 2006. – 668 с.

*С.Н. Макаров, Н.А. Хан, студ.; рук.: Ю.С. Солнышкова, к.т.н.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БАЗЫ ДАННЫХ ИНФРАКРАСНЫХ ИЗЛУЧАТЕЛЕЙ**

Одним из основных этапов проектирования систем лучистого отопления здания является выбор типа и модели инфракрасных излучателей. Тип и количество нагревателей, а также их единичную мощность выбирают, исходя из задания на проектирование. Кроме этого необходимо определить значение суммарной мощности нагревателей [1], способных поддерживать заданную температуру воздуха в помещении в наиболее суровых условиях эксплуатации здания. Зачастую проектировщики, не имея возможности охватить весь перечень предлагаемых отопительных приборов, выбирают ближайший подходящий по единичной мощности нагреватель. При этом технические характеристики излучателей как правило не сравниваются.

На кафедре ТОТ ИГЭУ была разработана электронная база ИК-излучателей [2], оформленная в среде Microsoft Excel. База содержит около 400 моделей обогревателей различных производителей, предлагаемых к реализации на территории Российской Федерации. Нагреватели в базе ранжированы по источнику используемой энергии (газовые и электрические), по типу («светлые» с открытой горелкой и «темные» с закрытой горелкой) и по мощности. Однако использование данной базы на практике не совсем удобно, т.к. для поиска требуемого по проекту отопительного прибора следует открыть достаточно большое количество страниц (поиск осуществляется практически вручную), а для просмотра характеристик нагревателя необходимо соединение с интернетом, что не всегда возможно.

Наиболее удобным является представление базы нагревателей в среде Borland Delphi. База содержит окно исходных данных, где необходимо указать тип, диапазон мощности и источник энергии ИК-излучателя. После нажатия кнопки «Подобрать излучатель» появляется итоговое окно, содержащее перечень удовлетворяющих заданным условиям ИК-излучателей с указанием единичной мощности, габаритных размеров, температуры излучающей поверхности и стоимости в ценах 2013 года. База в любой момент может быть дополнена новым модельным рядом излучателей.

Данная база может быть полезно использована при проектировании систем лучистого отопления как производственных, так и общественных зданий.

**Библиографический список**

1. **Бухмиров В.В.** Алгоритм расчета систем лучистого отопления помещений [Текст] / В.В. Бухмиров, С.А. Крупенников, Ю.С. Солнышкова // Вестник ИГЭУ. – 2010. – Вып.4. – С. 23-25.
2. **Бухмиров В.В.** Электронная база инфракрасных излучателей. / В.В. Бухмиров, Ю.С. Солнышкова, Е.В. Павлычева. Свидетельство о государственной регистрации базы данных № 2012620131 от 30 января 2012 года.

*В.А. Дунаев, О.С. Сахарова, студ.; рук.: Ю.С. Солнышкова, к.т.н.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

**АВТОМАТИЗАЦИЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ  
ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ И  
ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ**

В инженерных задачах нередко возникает ситуация, когда необходимо определить тепловой поток или количество теплоты, теряемое за определенный промежуток времени телом известной геометрической формы и размеров. При этом крайне важной задачей является расчет коэффициента теплоотдачи при свободной или вынужденной конвекции. В большинстве типовых случаев (потери тепла трубопроводами, баками, стенами зданий) коэффициент теплоотдачи принимается равным нормативной величине. Однако при таком подходе к расчету учитывается только геометрия тел, все остальные немаловажные составляющие: размеры тела, ориентация относительно поверхности пола (земли), теплофизические свойства окружающей текучей среды, температура тела и окружающей среды не принимаются во внимание.

Для учета многочисленных факторов, влияющих на величину коэффициента теплоотдачи, используют критериальные зависимости, полученные по результатам серий экспериментов. Расчет проводят, переходя от безразмерных величин к размерным, основываясь на положениях теории подобия. Ряд основных зависимостей приведен на сайте [1].

Данная научная работа посвящена автоматизации расчета коэффициента теплоотдачи и производных от него величин (плотностей теплового потока, количества теплоты и др.). Расчет автоматизирован в среде Borland Delphi для естественной и вынужденной конвекции. За основу взяты критериальные уравнения, приведенные на сайте [1].

В программе возможно не только нахождение значения коэффициента пропорциональности в законе Ньютона и значений тепловых потоков, но также и построение зависимостей по результатам серии расчетов. Также можно сравнить результаты, полученные по формулам

разных авторов. Продукт будет полезен для инженеров, а также преподавателей, контролирующих знания студентов теплотехнических специальностей.

#### Библиографический список

1. <http://ispu.ru/node/8115> [Электронный ресурс] - дата обращения 01.03.2013.

*А.И. Погодин, В.А. Найдено, студ.;  
рук.: В.В. Бухмиров, д.т.н., проф.; Ю.С. Солнышкова, к.т.н.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

### **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ**

Лучистое отопление является альтернативой традиционному (водяному, воздушному, паровому) отоплению. В системах лучистого отопления производственных зданий используют высокотемпературные инфракрасные излучатели (ИКИ) различной мощности. Для крупных производственных зданий с большой высотой потолков применяют, в основном, газовые ИКИ (в силу высоких тарифов на электрическую энергию). В конструкции высокотемпературного газового ИКИ предусмотрен отражатель, направляющий излучаемую ИКИ тепловую энергию в рабочую зону помещения. Для электрических ИКИ, устанавливаемых в большинстве случаев в дополнение к существующей традиционной системе отопления, отражатель не применяют. Однако значительная часть тепловой энергии ИКИ уходит конвекцией за пределы рабочей зоны, расположенной над поверхностью излучателя. Для уменьшения конвективных тепловых потерь рассмотрим применение отражателей при электрическом лучистом отоплении.

Экспериментальное определение температур над поверхностью отражателя для газового ИКИ выполнено в диссертации [1]. При этом измерение тепловых потоков не проводилось.

В статье [2] было отмечено, что повышение степени черноты отражателя неоднозначно влияет плотность падающего теплового потока и, следовательно, температуру в рабочей зоне. С одной стороны, увеличение степени черноты отражателя уменьшает отраженный лучистый тепловой поток, уходящий в рабочую зону помещения и, следовательно, требуется больше лучистой энергии для создания заданных по условиям проектирования параметров микроклимата. С другой стороны, с повышением степени черноты увеличивается и поток собственного излучения отражателя, а значит, увеличивается поток падаю-

щего излучения. Увеличение степени черноты отражателя приводит также к увеличению тепловых потерь с наружной поверхности отражателя в окружающую среду.

На кафедре ТОТ ИГЭУ для электрического ИКИ фирмы Мистер Хит номинальной мощностью 1,1 кВт был изготовлен отражатель из алюминиевой фольги. Конструкция отражателя приведена на рис.1.

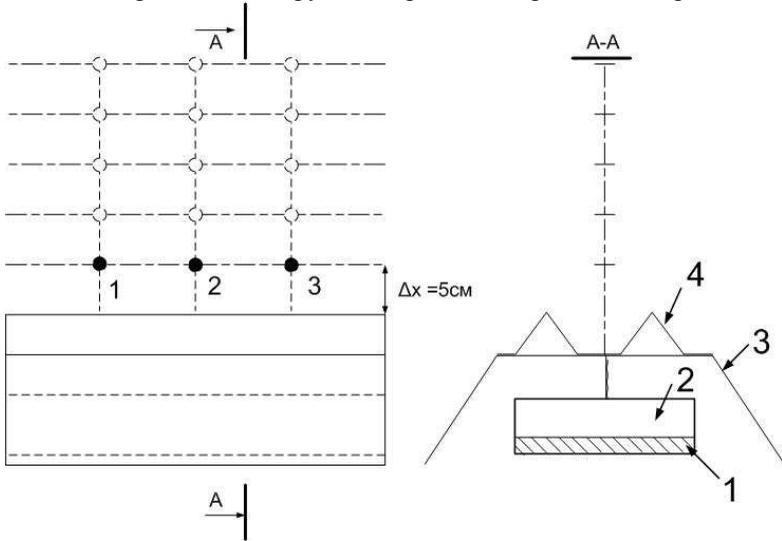


Рис.1. Конструкция отражателя для ИКИ:  
1 – Тэн; 2 – Корпус ИКИ; 3 – Отражатель; 4 – Ребра жесткости

Эксперимент проведен в лаборатории кафедры ТОТ ИГЭУ. Цель эксперимента - определение температур и тепловых потоков над поверхностью отражателя при работе одного инфракрасного нагревателя с различной степенью черноты отражателя. Эксперимент выполнен при разной мощности излучателя при отсутствии отражателя и с отражателем с зачерненной и не зачерненной фольгой. Температура воздуха над отражателем была измерена прибором ИТП МГ4, а плотность теплового потока – радиометром АРГУС 3.0. Контроль параметров проводили над поверхностью отражателя ИКИ на высотах 5, 10, 15, 20, 25 см и в трех сечениях по длине электрического нагревателя (см. рис.1). Также измеряли плотности падающего теплового потока и температуры на полу рабочей зоны.

Экспериментальные значения тепловых потоков и температур приведены на рис. 1 и рис. 2 соответственно.

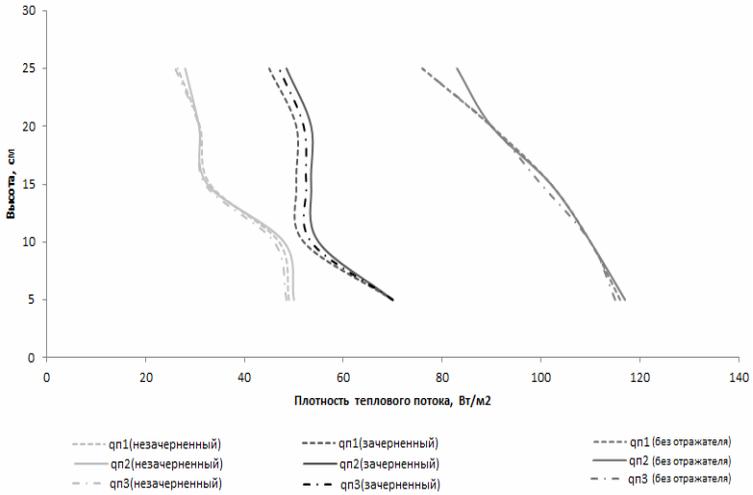


Рис. 2. Плотность теплового потока над отражателем:  
1, 2, 3 – точки по длине отражателя.

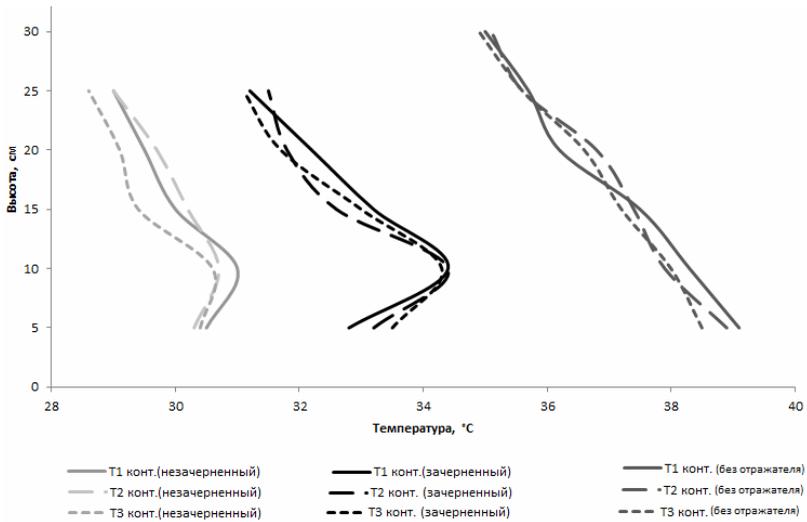


Рис.3. – Температура над ИКИ.

**Вывод.**

Установка отражателя уменьшает тепловые потоки падающего излучения на элементарную площадку расположенную над отражателем,

что приводит к увеличению тепловой энергии на отопление помещений. При это уменьшение степени черноты приводит к снижению температуры воздуха над отражателем и уменьшению тепловых потерь в окружающую среду.

#### Библиографический список

1. Михайлова Л.Ю. Разработка методики расчета радиационного отопления зданий производственного назначения [Текст] / Л.Ю. Михайлова // дисс. канд. техн. наук, Тюмень, 2006.
2. Бухмиров В.В. Теплообмен в системе «излучатель – отражатель – окружающая среда» [Текст] / В.В. Бухмиров, Ю.С. Солнышкова, А.Е. Курочкин // Повышение эффективности энергетического оборудования: Материалы VI Международ. науч.-практ. конф.: 6 – 8 декабря 2011 г. / Под ред. А.В. Мошкарин. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский государ. Энергетический университет им. В.И. Ленина», 2011. – С. 253 – 258.

*Родионов Г.А., асс.; рук. В.В. Бухмиров д.т.н., проф.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ПНЕВМОТРАНСПОРТА

В настоящее время актуальным является вопрос энергетической эффективности промышленного оборудования. Если в середине XX века оборудование выбиралось с точки зрения минимизации капитальных затрат и времени монтажа, то сегодня оборудование чаще выбирают по уровню эксплуатационных затрат.

Существует большое количество различных конструкций пневмонасосов, которые можно подразделить на следующие основные группы [1]:

1. пневмовинтовые насосы;
2. пневмокамерные насосы (малогабаритные);
3. пневмокамерные насосы (монжус);
4. пневмопушки;
5. эрлифты и пневмоподъемники;
6. струйные насосы;
7. аэрожелоба.

Для сравнения эффективности работы пневмонасосов были выбраны следующие параметры: производительность и удельное потребление сжатого воздуха на транспортировку сыпучего материала.

По производительности пневмонасосы располагаются (в порядке возрастания): струйные насосы, пневмопушки, пневмокамерные насосы (малогабаритные), пневмокамерные насосы (монжус), пневмовинтовые насосы, эрлифты и пневмоподъемники.

По удельным затратам сжатого воздуха (в порядке возрастания): эрлифты и пневмоподъемники, пневмопушки, пневмокамерные насосы (малогабаритные), пневмокамерные насосы (монжус), струйные насосы, пневмовинтовые насосы.

Анализ различных пневмонасосов по производительности и по удельным затратам сжатого воздуха позволяет сделать выбор оптимальной конструкции насоса для конкретного технологического процесса.

#### Библиографический список:

1. **Евтюков С.А.** Пневмотранспортное оборудование в строительной индустрии и строительстве / С.А. Евтюков, М.М. Шапунов С—Пб.: ДНК, 2005. 360 с.

*В.А. Найдено, студ.; рук. В.В. Бухмиров д.т.н., проф.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## ДИСПЕТЧЕРИЗАЦИЯ – ИНСТРУМЕНТ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

С выходом в свет закона № 261-ФЗ «Об энергосбережении...» [1] возникла проблема выбора энергосберегающих мероприятий (далее ЭСМ) и их технико-экономического обоснования. В настоящее время для практического использования предлагается большое количество отечественных и зарубежных решений в области энергосбережения. В связи с этим появилась необходимость разработки единой Базы энергосберегающих мероприятий (БЭСМ). БЭСМ создана на кафедре ТОТ ИГЭУ им. В.И. Ленина на платформе Microsoft Excel.

Уже имеющийся в стране опыт внедрения отдельных энергоэффективных проектов позволяет предложить организациям разной формы собственности типовые ЭСМ, положительно зарекомендовавшие себя на практике. Рассмотрим эффективное, на наш взгляд, энергосберегающее мероприятие - диспетчеризацию технологического процесса.

Что же такое диспетчеризация? Воспользуемся определением из Большого энциклопедического словаря [2]: «Диспетчеризация (от англ. dispatch - быстро выполнять) - централизация (концентрация) оперативного контроля и управления на энергетических, транспортных, промышленных и других предприятиях, основанная на применении современных средств передачи и обработки информации. Диспетчеризация обеспечивает согласованную работу отдельных звеньев управляемого объекта в целях повышения технико-экономических показателей, ритмичности работы, лучшего использования производственных мощностей».

В настоящее время, как правило, объекты теплоснабжения (котельные, ЦТП, ИТП, насосные станции), водоснабжения и водоотведения (те же насосные станции, водозаборные узлы, станции подъема, канализационно-насосные станции, очистные сооружения), газоснабжения (газорегуляторные пункты, шкафные распределительные пункты, станции катодной (химической) защиты, узлы учета) обслуживаются группой операторов, которые дежурят круглосуточно на предприятиях, или аварийными бригадами, периодически объезжающими закрепленные за ними территории. Штат операторов на объектах порой составляет более половины всех сотрудников предприятия, а аварии часто происходят именно по вине человеческого фактора - из-за неправильных действий или бездействия операторов.

Все вышеперечисленные факторы сводятся к значительным затратам на заработную плату персонала, создание для людей комфортных условий работы и устранение последствий аварий.

На рынке Российской Федерации наиболее популярными компаниями, предоставляющими комплекс услуг по поставке, проектированию, монтажу и наладке оборудования систем автоматизации и диспетчеризации, являются Инженерный Центр «ПромСервис», ООО «Промышленная автоматизация», ООО «ТЕРМОКУЛ», ООО «НЭКСТ ТЕХНОЛОДЖИС» и другие.

Специалисты отечественной компании ООО «НЭКСТ ТЕХНОЛОДЖИС» разрабатывают системы диспетчеризации и аварийного контроля RECON [3], которые состоят из:

- шкафов автоматики;
- системы связи;
- диспетчерского центра.

Шкаф автоматики содержит программируемый контроллер RECON, оснащенный модулями ввода-вывода и отображения. Контроллер обеспечивает функции сбора данных с определенного инженерного оборудования, управления ими и передачи информации в диспетчерский центр.

В качестве примера внедрения проекта рассмотрим разработку системы диспетчеризации и аварийного контроля RECON для объекта теплоснабжения – котельной мощностью до 25 Гкал/ч.

По данным компании ООО «НЭКСТ ТЕХНОЛОДЖИС» суммарные затраты на установку необходимого оборудования в котельной составят 150-190 тыс. руб. в зависимости от размеров комплекса сооружений и широты охватываемых параметров для автоматизации. Сокращение численности персонала с 12 человек со средней заработной платой 13700 руб. в месяц до 5 человек, средний оклад которых

составит 15755 руб. (с учетом индекса роста потребительских цен и повышения квалификации персонала, а, следовательно, и увеличения зарплаты) позволит сэкономить более 300 тыс. руб. Зависимость затрат на оплату труда от численности персонала представлена на рис. 1. Таким образом, окупаемость мероприятия только от экономии по заработной плате со страховыми отчислениями составит менее одного года.



Рис. 1. Сокращение затрат на заработную плату с учетом страховых взносов

Кроме экономического эффекта от снижения численности персонала после внедрения систем диспетчеризации, проект позволяет достичь следующих результатов [3]:

- повышение качества и эффективности оперативного управления за счет обеспечения диспетчерского и управленческого персонала оперативной информацией о текущем положении контролируемых систем;
- увеличение достоверности и повышение оперативности учета и контроля работы персонала и оборудования;
- экономия ресурсов при достижении необходимого качества работы системы;
- повышение производительности труда на предприятии и значительное улучшение условий труда сотрудников;
- повышение трудовой и технологической дисциплины персонала;

- объективная оценка деятельности служб и участков предприятия;
- планомерное техническое обслуживание и ремонт оборудования по его реальному техническому состоянию.

Таким образом, развитие технологий требует внедрения систем автоматического и диспетчерского контроля. Диспетчеризация, как инструмент энергосбережения, позволяет повысить эффективность предприятия, как с точки зрения экономики, так и безаварийности работы оборудования.

#### Библиографический список

1. **Федеральный закон № 261-ФЗ** «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» от 23.11.2009 г.
2. **Большой энциклопедический словарь** / [под ред. А. М. Прохорова]. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Большая Российская энциклопедия, 1997. - 1456 с.
3. **Электронный ресурс**. <http://www.nt-35.ru/dispatcherizaciya/dispkitp.html> (дата обращения 06.03.2013)

*М.В. Пророкова, асп., А.В. Данилов, инж.;  
рук. В.В. Бухмиров, д.т.н., проф  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХОПРОНИЦАЕМОСТИ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ВВОДИМОГО В ЭКСПЛУАТАЦИЮ МНОГОКВАРТИРНОГО ДОМА**

Процедура сдачи жилого дома в эксплуатацию предусматривает проведение на объекте ряда контрольных измерений с подготовкой паспорта БТИ и технического паспорта. Последний подразумевает определение теплотехнических характеристик здания и контроль их с точки зрения существующих норм. Одной их важнейших характеристик здания является воздухопроницаемость ограждающих конструкций.

Тепловые потери здания, а значит нагрузка на систему отопления и тепловая комфортность в помещениях, безусловно, зависят от теплотехнических характеристик стен и светопрозрачных ограждений. Использование материалов, имеющих низкий коэффициент теплопроводности, снижает тепловые потери здания. Но не только свойствами материала стен обусловлены утечки тепла. Огромное значение имеет герметичность здания. Иными словами, даже при очень большом сопротивлении теплопередаче ограждающих конструкций, но при нали-

чий щелей и трещин в изоляции, на стыках и примыканиях элементов наружных ограждений, теплота будет неизбежно уходить из помещений. Это будет сопровождаться сквозняками и промерзаниями. Контроль за местами непредусмотренной инфильтрации необходим, поскольку тепловая энергия является наиболее затратной статьей в расходах на энергообеспечение зданий.

Приёмка зданий Инспекцией государственного архитектурно-строительного надзора (ИГАСН) предусматривает осуществление выборочного контроля кратности воздухообмена не менее 3 помещений (квартир) или здания объемом не более 500 м<sup>3</sup> (при разности давлений 50 Па согласно п. 8 ГОСТ 31167 [1]) и при несоответствии данным нормам принятие мер по снижению воздухопроницаемости ограждающих конструкций по всему зданию (на основании СНИП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий» [2] согласно п. 5.1 ГОСТ 31167-2009 «Здания и сооружения. Методы определения воздухопроницаемости ограждающих конструкций в натуральных условиях» [1]).

В 2012 г. сотрудниками ИГЭУ было проведено измерение сопротивления теплопередаче и воздухопроницаемости ограждающих конструкций во вводимом в эксплуатацию многоквартирном доме по адресу г. Иваново, ул. Красных Зорь, д. 29/2 при помощи установки, изготовленной в соответствии с ГОСТ 31167 [1]. Фактическое значение сопротивления теплопередаче стен и светопрозрачных ограждений рассчитано по результатам измерения тепловых потоков через элементы ограждающих конструкций тепломером ИТП-МГ4.03/Х(У)“ПОТОК”. Результаты измерения указанных величин для одной из квартир обследуемого дома приведены в таблице 1.

**Таблица 1. Теплотехнические характеристики ограждающих конструкций квартиры № 128 вводимого в эксплуатацию дома**

| Параметр                       | Ед. изм.             | Фактическое значение | Нормативное значение | Проектное значение |
|--------------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|--------------------|
| Термическое сопротивление окон | м <sup>2</sup> ·К/Вт | 0,42                 | 0,54                 | 0,59               |
| Термическое сопротивление стен | м <sup>2</sup> ·К/Вт | 3,06                 | 3,23                 | 2,76               |
| Кратность воздухообмена        | 1/ч                  | 12,3                 | 4                    | 4                  |

Из таблицы 1 следует, что термическое сопротивление стен выше проектного значения, но ниже нормативного значения с точки зрения энергосбережения [3] на 5%, что говорит о высоких тепловых характеристиках элементов фасада здания. Однако кратность воздухообмена более, чем в три раза превышает нормативное значение. Согласно [4]

ограждающим конструкциям можно присвоить «очень высокий» класс воздухопроницаемости (таблица 2). Аналогичные результаты получены для всех обследованных помещений многоквартирного жилого дома.

**Таблица 2. Классы воздухопроницаемости ограждающих конструкций объекта**

| Кратность воздухообмена при $\Delta p = 50$ Па ( $n_{50}$ , ч <sup>-1</sup> ) | Наименование класса |
|---|---------------------|
| $n_{50} < 1$  | Очень низкая        |
| $1 \leq n_{50} < 2$   | Низкая              |
| $2 \leq n_{50} < 4$   | Нормальная          |
| $4 \leq n_{50} < 6$   | Умеренная           |
| $6 \leq n_{50} < 10$  | Высокая             |
| $10 \leq n_{50}$  | Очень высокая       |

Для помещений с «высоким» и «очень высоким» классом воздухопроницаемости необходимо принимать меры по снижению инфильтрации воздуха: уплотнять дверные и оконные проемы, следить за состоянием строительных швов на стыке строительных конструкций. Иначе для помещений будут характерны повышенные теплопотери и, как следствие, низкая температура воздуха.

Результаты измерений сопротивления теплопередаче и воздухопроницаемости ограждающих конструкций многоквартирного дома показали, что при строительстве и эксплуатации важно обращать внимание не только на выбор материалов с наименьшим коэффициентом теплопроводности, но и на качество строительных и монтажных работ.

#### Библиографический список

1. ГОСТ 31167 «Здания и сооружения. Методы определения воздухопроницаемости ограждающих конструкций в натуральных условиях»;
2. СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий»;
3. СНиП П-3-79\* «Строительная теплотехника»;
4. СП 23-101-2004 «Проектирование тепловой защиты зданий».

*А.Н. Чугунова, студ.;  
рук. А.К. Гаськов, асп.; В.В. Бухмиров д.т.н., проф.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## **СРАВНЕНИЕ СПОСОБОВ УТЕПЛЕНИЯ ФАСАДОВ ЗДАНИЙ**

Потери тепловой энергии через ограждающие конструкции (стены) зданий составляют не менее 40% [1]. Одним из способов снижения тепловых потерь является утепление фасадов здания.

В настоящее время наибольшее распространение получили два способа утепления фасадов зданий: а) технология навесного «вентилируемого» фасада, по которой между слоем тепловой изоляции из минераловатных плит, наносимой на поверхность стен, и облицовкой фасада остаётся воздушный вентиляционный зазор; б) технология «мокрого» фасада, по которой стены утепляются плитами из вспененного пенополистирола (пенопласта) различной толщины с последующим оштукатуриванием поверхности. К преимуществам перечисленных выше способов утепления фасадов зданий можно отнести следующие показатели: обеспечение высоких показателей тепло-, влаго- и звукоизоляции и повышение эстетического облика. К недостаткам же данных технологий относится высокая стоимость материалов и монтажа, необходимость проектных работ, нарушение режима воздухообмена ограждающих конструкций при внедрении мероприятия.

В настоящее время на рынке технологий по утеплению фасадов зданий появился новый способ – окраска стен тонкоплёночной теплозащитной краской с наполнителем из полых микросфер. Достоинством данной технологии является дешевизна материалов и работ, отсутствием необходимости проектных изысканий, высокими влагозащитными свойствами краски, а также эстетичным обликом окрашенных стен. Недостатком же данной технологии является относительно низкие показатели тепловой защиты.

Цель данной работы определение и сравнение экономической эффективности от внедрения двух способов утепления фасадов: технологии «вентилируемого» фасада и технологии утепления стен теплозащитной краской.

Расчёт выполнен на примере одного из образовательных учреждений Ярославской области. Исходные данные для расчёта следующие: расход тепловой энергии на отопление здания  $Q=1745,9$  Гкал/год, затраты на покупку тепловой энергии  $S=1051,9$  тыс.руб./год, площадь стен  $F=4047,3$  м<sup>2</sup>, средняя температура внутри помещений здания  $T_{вн}=18^{\circ}\text{C}$ , средняя температура окружающего воздуха за отопительный

сезон  $T_{нар} = -4^{\circ}\text{C}$ , продолжительность отопительного периода  $n = 221$  сут., средняя стоимость утепления квадратного метра стены по технологии «вентилируемого» фасада  $C_{вент} = 4000$  руб./ $\text{м}^2$ , средняя стоимость утепления квадратного метра стены по технологии окраски теплозащитной краской  $C_{окр} = 400$  руб./ $\text{м}^2$ , толщина минераловатной тепловой изоляции, наносимой на поверхность стен по технологии вентфасада  $d_{мв} = 50$  мм, коэффициент теплопроводности минеральной ваты  $\lambda_{мв} = 0,05$  Вт/м $\cdot^{\circ}\text{C}$ , толщина слоя теплозащитной краски  $d_{кр} = 3$  мм, коэффициент теплопроводности теплозащитной краски  $\lambda_{кр} = 0,02$  Вт/м $\cdot^{\circ}\text{C}$ .

Расчёт экономии тепловой энергии для сравниваемых способов утепления фасадов зданий проводился по формуле:

$$\Delta Q = \frac{F \cdot (T_{вн} - T_{нар})}{R_t + \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (1)$$

где  $F$ - площадь стен,  $\text{м}^2$ ;  $T_{вн}$ - температура внутри помещений здания,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{нар}$  - средняя температура окружающего воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $R_t$ - термическое сопротивление теплопередаче стен без тепловой изоляции,  $\text{м}^2 \cdot^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ ;  $\delta_i$ - толщина слоя изоляции по рассчитываемому способу утепления фасада, м;  $\lambda_i$ - коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала по рассчитываемому способу, Вт/м $\cdot^{\circ}\text{C}$ .

Годовая экономия денежных средств определяются пропорционально экономии тепловой энергии для сравниваемого способа утепления фасада. Капитальные затраты рассчитываются как произведение площади стен на стоимость утепления квадратного метра фасада по сравниваемому способу. Простой срок окупаемости рассчитывается как отношение капитальных затрат на утепление фасада здания к годовой экономии денежных средств от реализации мероприятия.

В таблице 1 приведены значения показателей эффективности внедрения рассматриваемых в работе технологий утепления фасадов.

**Таблица 1. Результаты расчета**

| Параметр  | Без утепления | По технологии вентфасада | По технологии окраски |
|---|---------------|--------------------------|-----------------------|
| Термическое сопротивление теплопередаче, $\text{м}^2 \cdot^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ | 0,581         | 1,581                    | 0,731                 |
| Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot^{\circ}\text{C}$               | 1,72          | 0,632                    | 1,367                 |
| Экономия денежных средств от реализации мероприятия, тыс. руб./год                    | -             | 382,2                    | 123,9                 |
| Капитальные затраты на реализацию мероприятия, тыс. руб.                              | -             | 16189,3                  | 1618,9                |
| Простой срок окупаемости проекта, лет   | -             | 42,4                     | 13,1                  |

Анализ данных приведенных таблице 1 показал, что при высоких значениях сэкономленной тепловой энергии технология «вентилируемых» фасадов уступает технологии окраски стен теплозащитной краской по экономическим показателям.

#### Библиографический список

1. **Практическое пособие** по выбору и разработке энергосберегающих проектов. /В семи разделах. Под общей ред. д.т.н. О.Л. Данилова, П.А. Костюченко – М., 2006. – 668 с.

*М.Г. Сулейманов, асп.; рук-ли В.В. Бухмиров, д.т.н., проф.,  
О.Б. Колибаба, к.т.н., доц.  
(ИГЭУ, г. Иваново)*

## ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОРИСТЫХ ТЕЛ

Современные композитные и пористые материалы широко применяются в промышленности, машиностроении, строительстве, поэтому определение их физических свойств является актуальной задачей.

Методы, которые используются для определения теплофизических свойств можно разделить на две группы: теоретические (расчетные) и экспериментальные методы, основанные на решении обратной задачи теории теплопроводности.

Широко распространенным и эффективным методом теоретического исследования является метод обобщенной проводимости, заключающийся в аналогии дифференциальных уравнений потоков тепла, электрической энергии, электрической и магнитной индукции. На основе принципа обобщенной проводимости, Максвелл [1] получил следующее выражения для определения эффективного коэффициента теплопроводности пористого тела:

$$\lambda_{\text{Э}} = \lambda_{\text{н}} \cdot \frac{\lambda_{\text{д}} + 2\lambda_{\text{н}} - 2(1-f) \cdot (\lambda_{\text{н}} - \lambda_{\text{д}})}{\lambda_{\text{д}} - 2\lambda_{\text{н}} + (1-f) \cdot (\lambda_{\text{н}} - \lambda_{\text{д}})}, \quad (1)$$

где  $\lambda_{\text{н}}$ ,  $\lambda_{\text{д}}$  - теплопроводность скелета и дисперсной (газа) фаз, соответственно;  $f$  – порозность материала.

Бургер [1] распространил решение Максвелла на эллипсоидальные частицы, а Эйкен рассмотрел случай, когда в дисперсном материале имеется несколько видов частиц различной формы.

Проблемам расчета процессов нагрева насыпных садов посвящены работы Л.А. Бровкина [2] и Н.Ю. Тайца [3]. Н.Ю. Тайц рекомендовал при нагреве черных металлов формулу:

$$\lambda_3 = \lambda_n \cdot \frac{1 - f^{k-1} \cdot (1 - \Lambda)}{1 - f^{k-1} \cdot (1 - \Lambda) \cdot (1 - f)}, \quad (2)$$

где  $K$  - коэффициент формы элемента слоя;  $\Lambda$  - относительный перенос тепла через пору без учета конвекции.

Бровкин Л.А. [2] для инженерных расчетов предлагал считать коэффициент эффективной теплопроводности по сумме проводимости тепла скелетом и порами:

$$\lambda_3 = \lambda_n \cdot [K_1 \cdot K_2 \cdot (1 - f) + \Lambda \cdot f], \quad (3)$$

где  $K_1, K_2$  – поправочные коэффициенты на удлинение траектории тепловых потоков при обтекании пор и на разрыв скелета в местах контакта отдельных элементов соответственно. Применение формулы затрудняется из-за невозможности расчетного определения зазора в контактах отдельных элементов.

Кирсанов Ю.А. [4] при решении задачи теплообмена пористого тела с однофазным теплоносителем предлагает принимать коэффициенты теплопроводности каркаса и теплоносителя в пористой структуре пропорциональными доле поперечного сечения; объемную теплоемкость – пропорциональной объемной доли, занимаемой теплоносителем или каркасом.

Светлов Д.О. и Исаев В.В. в своей работе [5] определяют коэффициент теплопроводности на основе макроквантового термодинамического метода, базирующегося на принципах квантовой физики относительно переноса субстанций и учении о непрерывности перехода от микро – к макромеханике:

$$\lambda_{эф} = \frac{2kTr^2}{\hbar} \cdot \left( \rho c_p K_r + \frac{2kT}{F_{эф} \cdot r \cdot k_v \cdot k_T \cdot \Delta T} \right), \quad (4)$$

где  $k_T$  и  $k_v$  – коэффициенты корректирующие температуру и объем макроячейки соответственно;  $F_{эф}$  – эффективная (смачиваемая) поверхность материала;  $r$  – радиус макроячейки;  $K_r$  – коэффициент релаксации;  $c_p$  – удельная теплоемкость;  $k$  – постоянная Больцмана. Недостатком формулы (4) является узкий диапазон ее использования, только для температур 77...273 К.

Одним из перспективных подходов к решению задачи определения эффективной теплопроводности является проведение расчетно-экспериментальных теплофизических исследований, основанных на обработке экспериментальных данных методами коэффициентных обратных задач теплопроводности (ОЗТ), когда по результатам измерения граничных условий и температуры во внутренних точках иссле-

дуемого тела требуется определить неизвестные эффективные теплофизические характеристики пористого тела.

В стационарных методах для определения коэффициента теплопроводности достаточно измерить тепловой поток через образец мелкопористого тела и перепад температур в двух его точках. Нахождение коэффициента теплопроводности осуществляется для отдельных значений температуры.

Нестационарные методы [6] подразделяются на методы, основанные на закономерностях начальной стадии развития теплового процесса, регулярного режима и квазистационарные методы.

Квазистационарные методы и методы монотонного разогрева позволяют в процессе проведения одного опыта на одном образце в любом интервале температур изучить процесс изменения теплофизических свойств исследуемого материала. Попытка распространения метода на большую часть начального периода нагрева образца сделана Л.А. Бровкиным [1].

Омельченко К.Г. [7] разработал метод определения зависимости  $\lambda_0(T)$ , основанный на численном решении ОЗТ при заданных граничных условиях.

В своей работе [8] по совершенствованию режимов работы термических печей Крылова О.Б. рассчитывает коэффициент теплопроводности насыпных садов по следующей формуле:

$$\lambda(T) = \lambda_0 \cdot \left( 1 + bT + \frac{1}{2} b^2 T^2 \right), \quad (5)$$

где  $\lambda_0$  – начальное значение коэффициента теплопроводности;  $b$  – поправочный коэффициент.

Численно-экспериментальному исследованию эффективного коэффициента теплопроводности композиционных материалов посвящены работы А.П. Трянина и О.М. Алифанова [1].

Брагински Л., Шкловер В. и Витц Г. в своей работе [9] по изучению свойств диоксида циркония предлагают следующее выражение для расчета коэффициента теплопроводности кристалла:

$$\lambda_{эф} = \lambda_n \cdot \left( 1 - \frac{4}{3} f - \frac{1}{9} f^2 \right), \quad (6)$$

На основе краткого обзора литературы можно сделать однозначный вывод о том, что в настоящее время не существует единого подхода и универсального метода определения эффективного коэффициента теплопроводности пористых и составных тел, поэтому решение данной проблемы требует ряда дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

### Библиографический список

1. **Л.Л. Васильев, С.А. Танаева.** Теплофизические свойства пористых материалов. Минск: Наука и техника, 1971. – 263 с.
2. **Бровкин Л.А.** Температурные поля тел при нагреве и плавлении в промышленных печах. Иваново: ИЭИ, 1973. – 364 с.
3. **Тайнц Н.Ю.** Технология нагрева стали. – М.: Metallurgizdat, 1962. – 568 с.
4. **Кирсанов А.Ю., Назипов Р.А., Данилов В.А.** Теплообмен пористого тела с однофазным потоком теплоносителя // Теплофизика высоких температур. 2011. т. 49, №2. с. 235-242.
5. **Светлов Д.О., Исаев В.В., Светлов Ю.В.** Эффективная теплопроводность материалов капиллярно-пористой и волокнистой структуры на основе макроквантового термодинамического метода // Технологии 21 века в легкой промышленности. 2012. вып. 6.
6. **Осипова В.А.** Экспериментальное исследование процессов теплообмена. – М: Энергия, 1969. – 392 с.
7. **Омельченко К.Г., Пчелкина В.Г.** Решение обратной задачи нелинейной теплопроводности по определению теплофизических характеристик // Инж. физич. журнал. 1975. т.29, №1. с. 95-98.
8. **Крылова О.Б.** Совершенствование режимов работы термических печей для нагрева насыпных садов: Дис. ... к-та техн. наук – Ленинград, 1988. – 212 с.
9. **Braginsky L., Shklover V., Witz G.** Thermal conductivity of porous structures // Physical review. 2007. Vol. 75.

