

УДК 697.1 (107,697.03:5(107))

Замалеев З.Х. – кандидат технических наук, доцент

E-mail: posohin@kgasu.ru

Валиуллин М.А. – кандидат технических наук, доцент**Казанский государственный архитектурно-строительный университет**

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

Гидравлические и теплотехнические характеристики бетонных отопительных приборов

Аннотация

В настоящее время в отопительной технике используется большая разновидность отопительных приборов, как металлических, так и малометаллических. Использование того или иного вида зависит от назначения помещения. Для помещений с высокими санитарно-гигиеническими требованиями используют бетонные отопительные приборы. При проектировании систем панельно-лучистого отопления с бетонными приборами необходимо знать их гидравлические и теплотехнические характеристики. В работе экспериментально определялись выше указанные характеристики. Полученные данные необходимы для проектировщиков и специалистов в области отопления.

Ключевые слова: бетонный прибор, коэффициент местного сопротивления, коэффициент затекания, коэффициент теплопередачи, плотность теплового потока.

Одним из основных конструктивных элементов панельно-лучистого отопления является бетонный отопительный прибор. Благодаря своим преимуществам (низкое значение удельной металлоемкости, высокое значение номинального теплового потока) этот прибор находит широкое применение при проектировании систем панельно-лучистого отопления. А это в свою очередь требует знание его гидравлических и теплотехнических характеристик.

При проведении гидравлического расчета системы отопления и для определения потерь давления необходимо иметь численные значения таких гидравлических характеристик как приведенный коэффициент местного сопротивления прибора (χ_{np}), узла ($\chi_{уз}$) и коэффициент затекания (α).

В работе были исследованы гидравлические характеристики приборного узла бетонной отопительной панели, конструкция которой рассмотрена в [1]. Испытания проводились на воздухе.

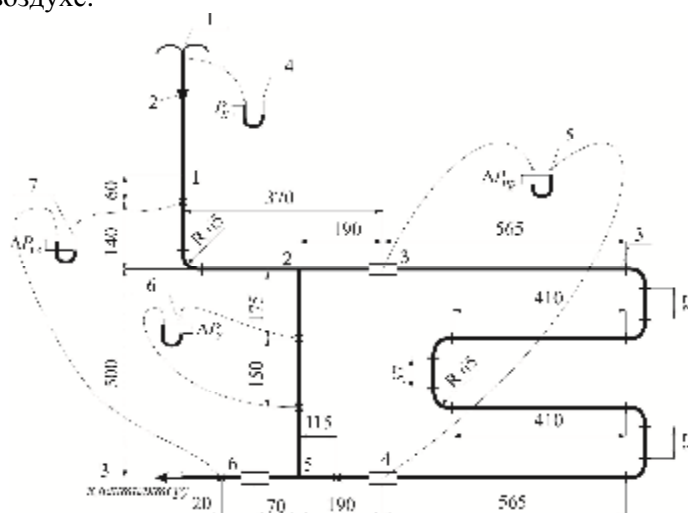


Рис. 1. Схема опытной установки

На рис. 1 представлена схема экспериментальной установки и конструкция приборного узла. Воздух входит в трубу через плавный коллектор 1 с диаметром патрубка 25 мм. Через конфузур 2 коллектор соединяется с испытуемым приборным узлом, откуда воздух отсасывается вентилятором 3. С помощью микроманометра 4 измеряется общий расход воздуха. Микроманометр 5 фиксирует потерю давления в приборе DP_{np} , микроманометр 7 служит для измерения давления в замыкающем участке $DP_{узл}$. Предварительная тарировка позволила установить связь между перепадом давления DP_3 и расходом воздуха, проходящим через замыкающий участок. В тарировочных опытах прибор к радиаторному узлу не присоединялся, а соответствующие концы заглушались. График зависимости расхода в замыкающем участке $L_{3,у}$ от перепада давления DP_3 приведен на рис. 2.

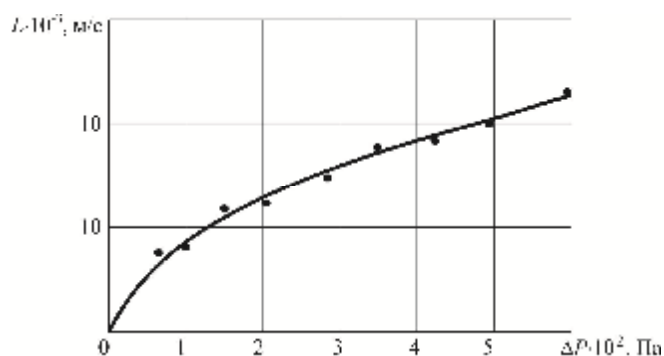


Рис. 2. Зависимость расхода в замыкающем участке от перепада давления

По измеренным значениям динамического давления в коллекторе находилась скорость воздуха в патрубке коллектора:

$$u_k = \sqrt{\frac{2P_k}{\rho}}, \tag{1}$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Скорость в стояке:

$$u_{cm} = u_k \frac{\rho_k d_k^2}{\rho_{cm} d_{cm}^2}, \tag{2}$$

где d_k, d_{cm} – соответственно диаметры коллектора и стояка.

По измеренным значениям потерь давления в приборном узле и самом приборе находились приведенные характеристики сопротивления:

$$\bar{\chi}_{узл} = \frac{2DP_{узл}}{\rho u_{cm}^2}, \tag{3}$$

$$\bar{\chi}_{np} = \frac{2DP_{np}}{\rho u_{np}^2}, \quad \bar{\chi}_p = \frac{2DP_p}{\rho u_{cm}^2}, \tag{4}$$

где u_{np} – скорость воздуха в приборе, м/с.

Поскольку расходы рабочего тела в стояке и в подводке к прибору связаны соотношением:

$$a L_{cm} = L_{np} \tag{5}$$

или

$$L_{np} = a u_{cm} d_{cm}^2 = u_{np} d_{np}^2, \tag{6}$$

где a – коэффициент затекания.

Тогда:

$$\frac{r u_{np}^2}{2} = a^2 \frac{r u_{cm}^2}{2} \frac{\alpha l}{\epsilon d_{np}} \frac{\delta}{\delta} \quad (7)$$

Так как $d_{cm} = d_{np}$, то:

$$\frac{r u_{np}^2}{2} = a^2 \frac{r u_{cm}^2}{2} \quad (8)$$

Значит:

$$x_{np} = a^2 \bar{x}_{np} \quad (9)$$

Известно, что потери давления на трение и в местных сопротивлениях зависят от числа Рейнольдса Re и шероховатости стенок трубы. Поскольку шероховатость в опытах натуральная, то остается соблюсти равенство чисел Re в натуре (вода при $t = 100^\circ\text{C}$) и в модели (воздух при $t = 20^\circ\text{C}$).

Диапазоны значений скоростей воды в теплопроводах системы отопления $u_w = 0,2, 0,8$ м/с. Зависимость кинематической вязкости воды от температуры устанавливается формулой Пуазейля:

$$v_w = \frac{1,78 \times 10^{-6}}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2} \quad (10)$$

При $t = 100^\circ\text{C}$ $v_w = 0,3 \times 10^{-6}$ м²/с минимальное значение числа Re :

$$Re_{\min} = \frac{u_w d_{cm}}{v_w} = \frac{0,2 \times 0,0216}{0,3 \times 10^{-6}} = 14400.$$

Максимальное:

$$Re_{\max} = \frac{0,8 \times 0,0216}{0,3 \times 10^{-6}} = 57600.$$

Выясним пределы изменения скоростей воздуха, при которых достигаются вычисленные выше значения чисел Re , одинаковые в натуре и в модели:

$$\frac{u_w d_{cm}}{v_w} = \frac{u_g d_{cm}}{v_g}, \quad (11)$$

где w, g – индексы воды и воздуха.

Отсюда следует:

$$u_g = u_w \frac{v_g}{v_w} \quad (12)$$

Имея в виду, что температура воздуха в помещении $t_g = 20^\circ\text{C}$, $v_g = 15 \times 10^{-6}$ м²/с, найдем:

$$u_g = u_w \frac{15 \times 10^{-6}}{0,3 \times 10^{-6}} = 50 u_w.$$

Соответственно значение скоростей воздуха, при которых проводились опыты, лежат в диапазоне $u_g = 10, 40$ м/с.

Опытные значения приведенных характеристик сопротивление $X_{np}, X_{уз}$ и коэффициента затекания для приборного узла представлены на рис. 3, 4, 5. На этих же рисунках нанесенные сплошные линии, построенные по результатам расчетов, выполненных по формулам, приведенным в [2].

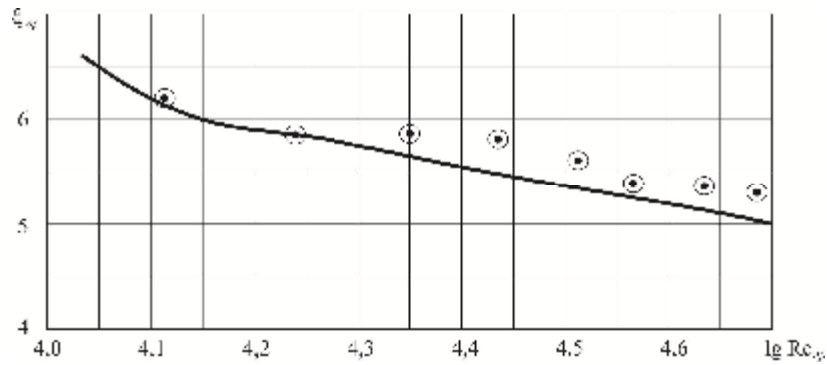


Рис. 3. Приведенный коэффициент местного сопротивления прибора:
 ● – опытные данные; — – расчетные по уравнению (13) [2]

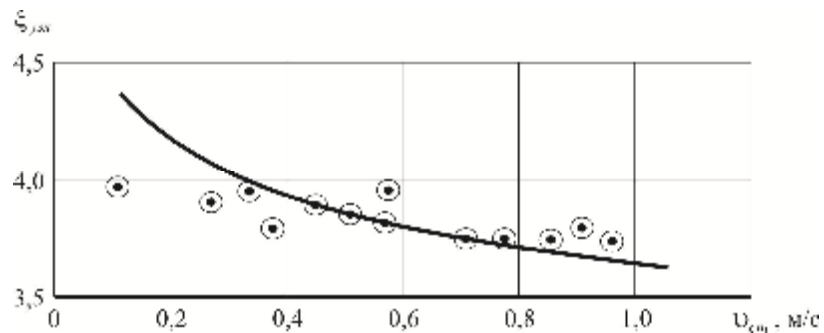


Рис. 4. Приведенный коэффициент местного сопротивления приборного узла:
 ● – опытные данные; — – расчетные по уравнению (14) [2]

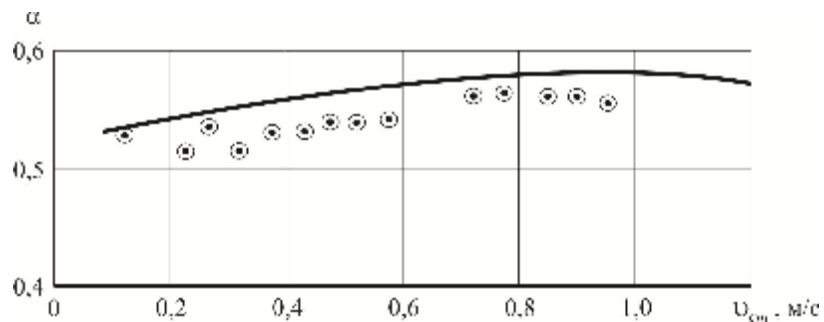


Рис. 5. Коэффициент затекания приборного узла:
 ● – опытные данные; — – расчетные по уравнению [2]

Приведенный коэффициент сопротивления потерь давления прибора, где есть прямые участки и шесть отводов, будет равен:

$$\chi_{np} = \frac{2DP_{np}}{\rho U_{np}^2} = \frac{l}{d_{np}} + 6\chi_{отв}, \quad (13)$$

где $l = 0,11 \frac{\alpha \kappa}{d_{np}} + 68 \frac{\delta}{Re_{np}^{0,25}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления трению;

$\kappa = 0,2$ – эквивалентная шероховатость; l – длина прямых участков змеевика прибора;
 $\chi_{отв}$ – коэффициент местного сопротивления отвода.

Приведенный коэффициент сопротивления узла $X_{уз}$ рассчитывается по формуле, в которой кроме линейных потерь и потерь в отводах, имеют место потери давления в тройниках на разделении и слиянии потоков:

$$X_{уз} = \frac{2DP_{уз}}{r u_{np}^2} = \frac{l}{d_{cm}} \left(\frac{\alpha_{cm}}{\xi u_{np}} \frac{\sigma^2}{\varnothing} + X_{oms} \frac{\alpha_{cm}}{\xi u_{np}} \frac{\sigma^2}{\varnothing} + X_{mp,np} + X_{mp,cl} + \frac{l}{d_{np}} + 6X_{oms} \right) \quad (14)$$

Допустимые расхождения опытных данных с аналитическими зависимостями говорят о применимости сделанных при выводе уравнений предположений и возможности использования этих зависимостей при практических расчетах.

Бетонные отопительные приборы отличаются, как известно [3] малой удельной металлоемкостью, а, следовательно, относительной дешевизной. Совершенствование конструкций бетонных отопительных приборов направлено на увеличение конвективной теплоотдачи наружных поверхностей путем устройства сквозных наклонных отверстий в самой панели.

Для проведения теплового расчета бетонных отопительных приборов необходимо иметь результаты теплотехнических испытаний. Было проведено исследование теплопередачи бетонного отопительного прибора на типичной для подобных экспериментов установке [4].

Эксперименты проводились при расходе воды через прибор $G_{np} = 90, 360$ кг/ч и температуре воды на входе в отопительный прибор 95 °С.

Коэффициент теплопередачи исследуемого отопительного прибора по результатам эксперимента определялся из совместного решения уравнения теплового баланса:

$$Q = G c_p D t \quad (15)$$

и уравнения теплопередачи:

$$Q = \kappa_{np} D t_{лог} F_{np}, \quad (16)$$

$$\kappa_{np} = \frac{c_p G_{np} D t}{D t_{лог} F_{np}}, \quad (17)$$

где c_p – удельная изобарная теплоемкость воды; G_{np} – расход теплоносителя через прибор;

$$D t_{лог} = \frac{(t_{ex} - t_e) - (t_{вых} - t_e)}{\ln \frac{t_{ex} - t_e}{t_{вых} - t_e}};$$

t_{ex} – температура воды на входе в отопительный прибор; $t_{вых}$ – температура воды на выходе из отопительного прибора; t_e – температура воздуха в климатической камере.

На рис. 6 представлены опытные и усредненные значения коэффициента теплопередачи в зависимости от $D t_{cp} = 0,5(t_{ex} - t_{вых}) - t_e$ для бетонного отопительного прибора с трапецидальными отверстиями при различных относительных расходах воды

$$\bar{G} = \frac{G_{np}}{360}.$$

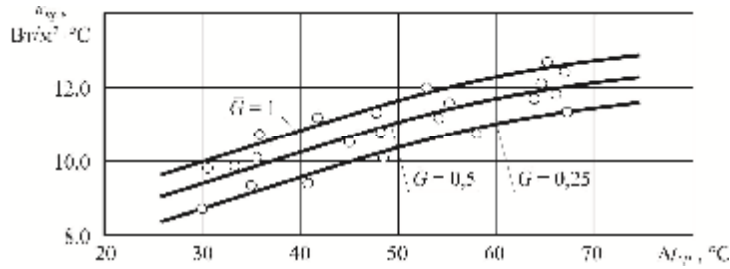


Рис. 6.

Термическое сопротивление теплопередаче отопительного прибора определяется по формуле:

$$R_{np} = \frac{1}{\kappa_{np}} = R_e + R_m + R_n, \tag{18}$$

где R_{np} – термическое сопротивление теплопередаче от теплоносителя через стенку прибора к воздуху помещения; $R_e = 1/a_e$ – сопротивление теплообмену на внутренней поверхности стенки прибора; a_e – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности прибора $[a_e = \frac{Nu_{ж} \lambda_{ж}}{d_1} \frac{\alpha}{\epsilon} + 1,77 \frac{d}{R} \frac{\delta}{\delta} = 1450 \text{ Вт/м}^2\text{Ж}]$, [5];

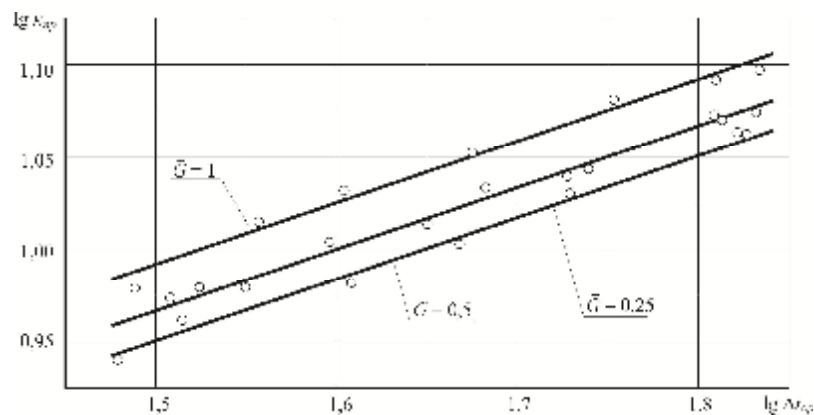
$R_m = \frac{1}{2pl} \ln \frac{e_2}{e_1} \times \frac{s}{d} \frac{\alpha}{\epsilon} \frac{h}{s} \frac{\delta}{\delta} = 0,245 \text{ м}^2\text{Ж/Вт}$ – термическое сопротивление массива бетона, [6, 7]; $R_n = 1/a_n$ – термическое сопротивление на наружной поверхности прибора; $a_n = a_k + a_l$ – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности, который может быть представлен в виде суммы коэффициентов конвективного a_k и лучистого a_l теплообмена ($a_l = 5,65 \text{ Вт/м}^2$; $a_k = 10,95 \text{ Вт/м}^2\text{Ж}$, [8]).

Расчеты по вышеперечисленным соотношениям κ_{np} показывают хорошую сходимость с полученными экспериментальными значениями κ_{np} .

На рис. 7 показана последовательность обработки опытных данных, в результате которой была получена следующая эмпирическая зависимость:

$$\kappa_{np} = 3,18 (D_{cp})^{0,325} \frac{\alpha G_{np} \delta^{0,065}}{\epsilon 360 \delta}. \tag{19}$$

Согласно зависимости (18) номинальный коэффициент теплопередачи $\kappa_{ном} = 12,65 \text{ Вт/м}^2\text{Ж}$ ($D_{cp} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_{np} = 360 \text{ кг/ч}$), номинальная плотность теплового потока $q_{ном} = 885 \text{ Вт/м}^2$ ($q_{ном} = \kappa_{ном} \times 70$), тепловое напряжение металла $N = 1,91 \text{ Вт/кгЖ}$.



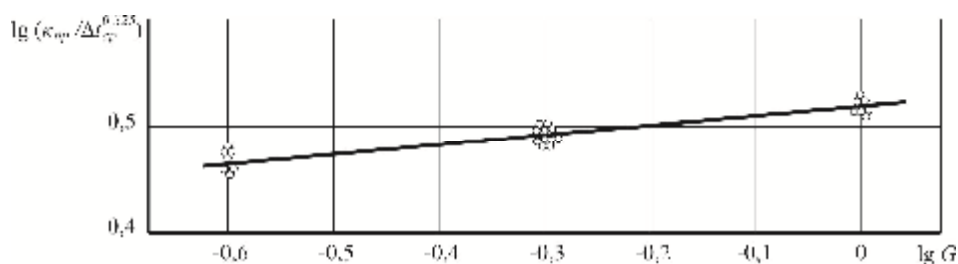


Рис. 7.

В таблице приведены основные теплотехнические характеристики различных видов отопительных приборов.

Таблица

Отопительный прибор	Удельная металлоемкость, кг/кВт	$q_{ном}$, кВт/м ²	Тепловое напряжение металла, Вт/кг×С
Радиаторы чугунные	43,1	0,79	0,29±0,36
Радиаторы стальные	21	0,73	0,55±0,8
Конвекторы с кожухом	13	0,357	0,8±1,3
Конвекторы без кожуха	8,6	0,42	0,8±1,3
Бетонный отопительный прибор	6,75	0,885	1,91

Сравнение по этим характеристикам исследованного бетонного отопительного прибора с другими видами показывает его достаточную конкурентоспособность.

Список библиографических ссылок

1. Изготовление бетонных отопительных приборов: пат. 2068159 Рос. Федерация. № 93008752/06; заявл. 16.02.1993; опубл. 20.10.1996. Бюл. № 41. – 3 с.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
3. Блочный отопительный прибор: пат. 2135899 Рос. Федерация. № 93008752/06; заявл. 17.06.1997; опубл. 27.08.1999. Бюл. № 6. – 3 с.
4. Методика определения номинального теплового потока отопительных приборов при теплоносителе воде. – М.: НИИ Сантехники, 1984. – 26 с.
5. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
6. Ральчук И.Г. Паровые системы отопления с греющими бетонными панелями. – Киев: Госстройиздат, 1955. – 20 с.
7. Ливчак И.Ф. Системы отопления с бетонными отопительными панелями. – М.: Госстройиздат, 1956. – 144 с.
8. Богословский В.Н., Сканава А.Н. Отопление. – М.: Стройиздат, 1991. – 735 с.
9. Гилязов Д.Г., Валиуллин М.А. Исследование гидравлических характеристик приборных узлов из медных труб // Известия КГАСУ, 2011, № 1 (15) – С. 127-131.

Zamaleev Z.Kh. – candidate of technical sciences, associate professor

E-mail: posohin@kgasu.ru

Valiullin M.A. – candidate of technical sciences, associate professor

Kazan State University of Architecture and Engineering

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

Hydraulic and heat engineering characteristics of heaters made of concrete

Resume

Heaters from concrete are widely used in radiant panel heating systems, because they meet strict to sanitary, architectural requirements, have good thermal characteristics and have a high value of the thermal stress of the metal.

For the designing of such heating systems it is necessary to have data on the hydraulic and thermal characteristics of concrete heaters, which have a cross-cutting holes of trapezoidal forms. These data are necessary for conducting a hydraulic calculation of system heating and thermal calculation of heating appliances.

Specific resistance and the inflow coefficient for the node of heater in the real range of flow rates were experimentally determined in this work. The comparison of the obtained experimental data with the calculated data shows good convergence.

Dependence of the heat transfer coefficient from the coolant flow rate in the radiator and the temperature difference was obtained in the thermal tests.

The results obtained can be used in the designing of radiant panel heating systems.

Keywords: concrete radiator, the coefficient of local resistance, wicking coefficient, the coefficient of heat transfer, heat flux density.

Reference list

1. Production of concrete heaters: the patent 2068159 Russian Federation. № 93008752/06; It is declared 16.02.1993; it is published 20.10.1996. The bulletin № 41. – 3 p.
2. Idelchik I.E. Handbook of hydraulic resistance. – M.: Mashinostroyeniye, 1975. – 559 p.
3. Block heater: the patent 2135899 Russian Federation. № 93008752/06; It is declared 17.06.1997; it is published 27.08.1999. The bulletin № 6. – 3 p.
4. Method of determining the rated thermal flow heater with water heating medium. – M.: NII Santechniki, 1984. – 26 p.
5. Isachenko V.P., Osipova V.A., Suhomel A.S. Heat transfer. – M.: Energoizdat, 1981. – 416 p.
6. Ralchuk I.G. Steam heating system with heating concrete panels. – Kiev: Gosstroizdat, 1955. – 20 p.
7. Livchak I.F. Heating system with concrete heating panels. – M.: Gosstroizdat, 1956. – 144 p.
8. Bogoslovskij V.N., Skanavi A.N. Heating. – M.: Stroyizdat, 1991. – 735 p.
9. Gilyazov D.G., Valiullin M.A. Study of hydraulic characteristics of heating appliances made of copper tubes // News of the KSUAE, 2011, № 1 (15). – P. 127-131.