

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕМЕННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО И ТЕПЛОВОГО РЕЖИМОВ ПРИБОРНЫХ УЗЛОВ ОДНОТРУБНЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Канд. техн. наук, доцент кафедры ТТСuВ КНУСА
Милейковский В.А.

Вступление

Данная статья является второй из серии работ по теплогидравлическому моделированию однотрубных систем отопления. Первая статья [1] опубликована в Данфосс INFO № 3-4, 2012.

Повышение энергоэффективности отопления подразумевает прежде всего подачу теплоты в каждое помещение в соответствии с его потребностью. Большинство систем отопления многоэтажных зданий пост-советских государств являются однотрубными вертикальными с верхней или нижней разводкой подающей магистрали и нижней (П-образные и Т-образные стояки) разводкой обратной магистрали. Редко применялась опрокинутая циркуляция с верхней разводкой обратной магистрали. При этом использовались две схемы движения теплоносителя в отопительном приборе: сверху-вниз и снизу-вверх (на подъемных частях П-образных стояков и при опрокинутой циркуляции). При движении теплоносителя снизу-вверх отмечались жалобы на затрудненный запуск отопительного прибора даже в промытой системе (отсутствие засоров): после включения системы отопления в стояке проходит горячий теплоноситель, а отопительный прибор несколько часов остается холодным. Задержка прогрева происходит из-за действия естественного давления, возникающего от остывшего теплоносителя в отопительном приборе. Это давление противодействует насосному давлению, а, следовательно, затрудняет циркуляцию через прибор. Такая работа отопительного прибора наблюдается и при регулировании пропусками системы отопления, и при регулировании отопительного прибора терморегулятором либо другой арматурой ручного действия, если не предприняты в системе соответствующие конструктивные и режимные мероприятия.

Замена однотрубных систем отопления двухтрубными, в которых возможно более эффективное регулирование, нуждается в существенных капитальных затратах, что финансово затруднительно для жителей и организаций, которые хотят термомодернизировать свои здания. Поэтому целесообразно искать пути эффективной и малозатратной модернизации однотрубных систем отопления. Для этого необходимо провести ревизию знаний по однотрубным системам и уже на современном уровне реализовать те возможности их регулирования, на которые ранее указывали теоретики, но которые не были осуществлены из-за отсутствия надежных средств регулирования.

Современные средства моделирования позволяют многограннее подойти к происходящим процессам в системе отопления, учесть все влияющие факторы на ее эффективность, рассчитать и рассмотреть однотрубную

систему в ее переменном реальном режиме, а не квазипостоянном, что делалось последнее столетие. Так, в работе [1] рассмотрен переменный гидравлический режим однотрубной вертикальной системы отопления. Установлено взаимовлияние гидравлических режимов стояков, не оборудованных автоматическими регуляторами (стабилизаторами) расхода. Результат – разбалансировка системы отопления вплоть до остановки и опрокидывания циркуляции в отдельных стояках.

Естественное давление на первом этапе моделирования однотрубной системы учитывалось в стояках косвенным методом, что привело к существенному занижению негативных эффектов. Для более точного учета естественного давления в системе необходимо рассмотреть работу приборных узлов системы с учетом действия гравитационных сил.

1. Принципы тепло-гидравлического моделирования приборных узлов однотрубных вертикальных систем водяного отопления

1.1. Расчет остывания воды в отопительных приборах и трубопроводах

Средний температурный напор отопительного прибора, °С (ф-ла (9.5) справочника [2]):

$$\Delta t_{cp} = 0,5(t_{вх} + t_{вых}) - t_{в}, \quad (1)$$

где $t_{вх}$ – температура воды на входе в отопительный прибор, °С; $t_{вых}$ – температура воды на выходе из отопительного прибора, °С; $t_{в}$ – температура внутреннего воздуха, °С. Из уравнения (1) температура теплоносителя на выходе:

$$t_{вых} = 2(t_{в} + \Delta t_{cp}) - t_{вх}. \quad (2)$$

Фактическую теплопередачу отопительного прибора или трубопровода $Q_{пр}$, Вт, определяют по известной формуле:

$$Q_{пр} - \Delta Q = c_w G(t_{вх} - t_{вых})/3,6, \quad (3)$$

где c_w – средняя теплоемкость воды в отопительном приборе или трубопроводе, кДж/(кг×°С), причем для воды [2] $c_w = 4,19$ (кг×°С); G – расход воды в отопительном приборе или трубопроводе, кг/ч; 3,6 – переводной коэффициент (точное значение); ΔQ – избыточная теплота, поступающая от дополнительных источников, Вт. Этот параметр используют для отопительных приборов со встроенными теплоэлектронагревателями. Если дополнительная теплота отводится, то $\Delta Q < 0$.

Теплопередачу отопительного прибора при нормативных условиях (при которых производят испытания) определяют согласно ф-ле (9.11) справочника [2] (анализ данных табл. II.22 приложения II справочника [2] показал возможность использования этой формулы для трубопроводов):

$$Q_{н.т.} = Q_{нр.н}/\varphi_{к}, \quad (4)$$

где $Q_{н.т.}$ – теплопередача отопительного прибора или трубопровода при нормативных условиях: для отопительных приборов (секций) установочной мощности $Q_{н.у.}$, Вт, и для трубопровода длиной ℓ , м (при удельной теплопередаче $q_{н.т.}$, Вт/м (табл. 1), на 1 пог. м), соответственно:

$$Q_{н.т.} = Q_{н.у.} N\beta_2\beta_3\beta_5/\beta_4, \quad (5)$$

$$Q_{н.т.} = q_{н.т.}\ell; \quad (6)$$

Таблица 1. Интерполированные данные для расчета теплопотерь неизолированных трубопроводов при нормативном температурном напоре $\Delta t_n = 70$ °С.

Трубопровод	Наружный диаметр d_n , мм	Данные для расчета теплопотерь при положении трубопровода					
		горизонтальное			вертикальное		
		$q_{тр.н}$, Вт/м	n	отклонение, %	$q_{тр.н}$, Вт/м	n	отклонение, %
dy15	21,3	77,3	0,278	2,81	59	0,307	3,11
dy20	26,8	94,2	0,274	3,20	74,9	0,357	3,85
dy25	33,5	114,2	0,284	2,80	92,9	0,317	2,54
dy32	42,3	139,5	0,276	1,89	116,6	0,302	2,14
dy40	48	155	0,274	2,01	131,8	0,327	2,00
dy50	60	189,3	0,272	1,92	165,7	0,31	2,49

Примечание. Для приведенных в данной таблице диаметров трубопроводов можно пользоваться формулами:
 горизонтальное положение трубопровода (погрешность до 3,2 %):
 $q_{тр.н} = 11,07 + 3,188d_s - 0,00314d_s^2$; $n = 0,2752$;
 вертикальное с отклонением до 2,8 %, кроме $d_s = 15$ мм (3,42 %) и $d_s = 20$ мм (4,2 %):
 $q_{тр.н} = (((0,622(d_s/10) - 9,92)(d_s/10) + 56,94)(d_s/10) - 111,26)(d_s/10) + 121$;
 $n = 0,2752$.

N – количество секций, для несекционных отопительных приборов $N = 1$; β_2 – коэффициент учета непродуктивных теплопотерь за приборного участка ограждающей конструкции (табл. 9.5 справочника [2]); β_3 – коэффициент учета количества секций в приборе (стр. 47 справочника [2]); β_4 – коэффициент учета способа установки отопительного прибора (табл. 9.12 справочника [2]); β_5 – коэффициент учета степени черноты краски, которой окрашивается отопительный прибор. Коэффициент введен автором на основании табл. 9.6 справочника [2], в которой приведено изменение в процентах теплопередачи при окраске отопительного прибора. Если обозначить это изменение ϵ , то

$$\beta_5 = 1 + 0,01\epsilon_5; \quad (7)$$

$Q_{нр.н}$ – теплопередача отопительного прибора или трубопровода при условии, что теплоноситель не остывает до температуры окружающей среды; $\varphi_{к}$ – комплексный коэффициент приведения нормативной теплопередачи к расчетным условиям (ф-ла (9.3) справочника [2]):

$$\varphi_{к.с.} = (\Delta t_{ср}/\Delta t_n)^{1+n} (G/G_n)^p b\Psi_c; \quad (8)$$

Δt_n – нормативный перепад температур, °С, который принимают по каталогам отопительных приборов. Для отопительных приборов производства СССР [2] $\Delta t_n = 70$ °С. Для трубопроводов при получении табл. 1 принято то же значение $\Delta t_n = 70$ °С; G_n – нормативный расход воды в отопительном приборе, кг/ч, который принимают по каталогам отопительных приборов. Для отопительных приборов производства СССР [2] $G_n = 360$ кг/ч. Для трубопроводов можно принять любое значение G_n , поскольку степень $p = 0$; b – коэффициент учета барометрического давления (табл. 9.1 справочника [2]). Его аппроксимируют линейной зависимостью:

$$b = a_b(P_0/1013,3) + b_b, \quad (9)$$

а коэффициенты аппроксимации a_b и b_b приведены в табл. 2; Ψ – коэффициент учета направления движения воды снизу-вверх по ф-ле (9.6) справочника [2]:

$$\Psi = 1 - a(t_{вх} - t_{вых}), \quad (10)$$

a – коэффициент, учитывающий движение теплоносителя снизу-вверх, зависящий от вида прибора, приведен на стр. 43-44 справочника [2]; n – экспериментальный показатель в степени перепада температур, определяемый для отопительных приборов по табл. 9.2 справочника [2]. Для трубопроводов этот показатель определяется по табл. 1;

Таблица 2. Коэффициенты аппроксимации поправки b .

Тип отопительного прибора	Коэффициент аппроксимации		Отклонение аппроксимации	
	a_b	b_b	абсолютное $\times 10^{-3}$	относительное, %
Радиатор стальной панельный однорядный	0,33776	0,662	0,68	0,068
Радиатор двухрядный и секционный чугунный	0,4306	0,5693	0,3	0,028
Конвектор без кожуха, труба ребристая, «Коралл»	0,4644	0,5357	0,4	0,038
Конвектор с кожухом	0,575	0,424	1,2	0,12
Трубопровод	0	0	0	0

p – экспериментальный показатель степени расхода теплоносителя, определяемый для отопительных приборов по табл. 9.2 справочника [2], а для трубопроводов $p = 0$; c – экспериментальный коэффициент, определяемый по табл. 9.2 справочника [2]. Для трубопроводов и всех отопительных приборов, кроме радиаторов чугунных и стальных с параллельными каналами (аналогичными РСВ) $c = 1$.

Считаем, что теплоноситель в отопительном приборе или трубопроводе не остывает до температуры окружающей среды, а вся поверхность участвует в теплопередаче. Тогда $Q_{нр} = Q_{нр.н}$. Подставляя формулы (1), (2), (3), (4), (8) и (10) получаем уравнение:

$$f(\Delta t_{ср}) = \Theta \Delta t_{ср}^{1+n} - (2a\Theta \Delta t_{ср}^{1+n} + 1)(t_{вх} - t_{в} - \Delta t_{ср}) - 1,8\Delta Q = 0, \quad (11)$$

где константа

$$\Theta = 1,8 Q_{н.м.} b c / c_e G^{1-p} G_{и}^p \Delta t_{и}^{1+n} > 0. \quad (12)$$

Определяем диапазон изоляции корня уравнения (11) по физическому смыслу. Случай охлаждения теплоносителя ниже температуры окружающей среды с отрицательным ΔQ не характерен для систем отопления и поэтому не рассматривается. Если отопительный прибор или трубопровод покрыть идеальной теплоизоляцией и исключить теплообмен с окружающей средой, то по формулам (2) и (3) получим максимальное значение температурного напора:

$$\Delta t_{cp,max} = t_{ex} - t_e + 1,8 \Delta Q / c_e G_{np}. \quad (13)$$

Температура воды не может опуститься ниже температуры окружающей среды. Поэтому минимальное значение температурного напора:

$$\Delta t_{cp,min} = 0,5(t_{ex} + t_e) - t_e = (t_{ex} - t_e)/2. \quad (14)$$

Условие отсутствия переохлаждения теплоносителя ниже температуры окружающей среды находится либо из формулы (3) при $Q_{np} = 0$, либо из формул (13) и (14), при условии $\Delta t_{cp,max} \geq \Delta t_{cp,min}$:

$$\Delta Q \geq - c_e G_{np} (t_{ex} - t_e) / 3,6. \quad (15)$$

Если в диапазоне $\Delta t_{cp,min} \dots \Delta t_{cp,max}$ не существует корня уравнения (11), то в отопительном приборе или трубопроводе теплоноситель охлаждается до температуры окружающей среды. В отопительном приборе высотой h , м, охлажденный теплоноситель с большей плотностью занимает нижнюю часть высотой $h_{н}$, м, которая не отдает теплоту. Доля высоты отопительного прибора $h_{н}/h$, в которой теплообмен не происходит, может быть оценена через долю теплоты, передаваемую отопительным прибором, от теплоты, отдаваемой всей поверхностью прибора $Q_{np}/Q_{np,n}$:

$$h_{н}/h = 1 - (Q_{np}/Q_{np,n}). \quad (16)$$

Если дополнительная теплота $\Delta Q = 0$, то при

$$a > (1+n)/n \quad (17)$$

функция $f(\Delta t_{cp})$ уравнения (11) монотонно возрастает. Ее вторая производная положительна, если выполняется условие:

$$\begin{aligned} \text{при } a \Delta t_{cp,max} > 1 & \quad n < 2a \Delta t_{cp,max} / (a \Delta t_{cp,max} - 1); \\ \text{при } a \Delta t_{cp,max} \leq 1 & \quad \text{всегда } f''(\Delta t_{cp}) > 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Оба условия, (17) и (18), справедливы для всех приведенных в справочнике [2] отопительных приборов и трубопроводов. Поэтому наиболее быстрое и простое по реализации численное решение осуществляется методом Ньютона [3]. Принимаем первое приближение $\Delta t_{cp,0} = \Delta t_{cp,max}$. Следующие приближения:

$$\begin{aligned} \Delta t_{cp,i+1} &= \Delta t_{cp,i} - (f(\Delta t_{cp,i})/f'(\Delta t_{cp,i})) = \\ &= \Delta t_{cp,i} - \frac{f(\Delta t_{cp,i})}{\Theta(2a(\Delta t_{cp,i}(2+n) - (1+n)(t_{ex} - t_e)) + 1+n) \Delta t_{cp,i} + 1}. \end{aligned} \quad (19)$$

Если $\Delta Q \neq 0$, то желательно проверить приближение $\Delta t_{cp,1}$. Если оно выходит за промежуток от деления корня, то принимаем $\Delta t_{cp,1} = \Delta t_{cp,min}$ и продолжаем расчет по формуле (19).

Расчет завершен, когда $f(\Delta t_{cp}) < \Delta$, где Δ – допустимая погрешность.

1.2. Гидравлический расчет приборного узла однотрубной системы отопления

Рассмотрим приборный узел однотрубного вертикального стояка, оборудованный автоматическим терморегулятором на верхней подводке (рис. 1).

Точка 1 соответствует врезке верхней подводки в стояк, 2 – присоединению ее к отопительному прибору, 3 – оси нижнего отверстия отопительного прибора, 4 – оси врезки нижней подводки в стояк. Для движения теплоносителя снизу-вверх точка 9 соответствует верхнему сечению замыкающего участка. При движении сверху-вниз параметры теплоносителя в ней соответствуют точке 1.

Обозначим $G_{СТ}$ – расход теплоносителя в стояке, кг/ч, $G_{оп}$ – расход теплоносителя, подаваемого или забираемого из отопительного прибора верхней подводкой, кг/ч, G_3 – расход в замыкающем участке, кг/ч, t_{ex} и ρ_{ex} – соответственно, температура, °С, и плотность, кг/м³, теплоносителя на входе в приборный узел, t_i и ρ_i – температура, °С, и плотность, кг/м³, теплоносителя в точке i . Диаметр, м, подводок обозначаем d_n , а замыкающего участка – d_3 . Расстояние, м, между осями присоединения отопительного прибора составляет h .

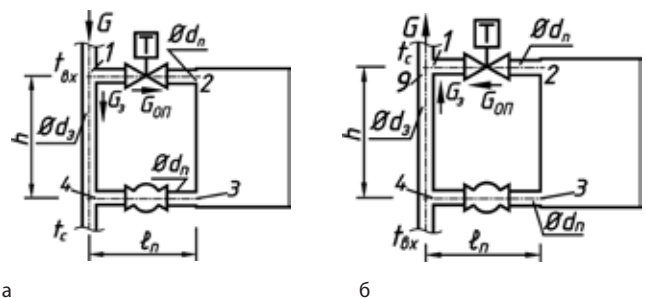


Рис. 1. Схема приборного узла при движении теплоносителя: а – сверху-вниз; б – снизу-вверх

Естественное циркуляционное давление определено по формуле (10.11) справочника [2]:

$$\Delta p_e = \Sigma h_i (\gamma_{i+1} - \gamma_i) = g \Sigma h_i (\rho_{i+1} - \rho_i), \quad (20)$$

где h_i – вертикальное расстояние между условным центром охлаждения (серединой) i -го участка и центром нагрева, γ_{i+1} и γ_i – удельный вес, Н/м³ (произведение плотностей, кг/м³, соответственно, ρ_{i+1} и ρ_i , и ускорения свободного падения g , м/с²) на конце и в начале i -го

участка. Эта формула справедлива, если как отдельные участки рассматривать подводки, замыкающий участок, теплоотдающую и теплонеотдающую (при наличии такой) части отопительного прибора.

Схема предусматривает два циркуляционных кольца для приборного узла:

- большое циркуляционное кольцо (БЦК) системы отопления: ИТП (теплогенератор) – приборный узел – ИТП (теплогенератор);
- малое циркуляционное кольцо (МЦК) 1-2-3-4-1: центр нагрева – нижняя точка нижней подводки.

С учетом формулы (20) при движении теплоносителя сверху-вниз:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{МЦК}} &= (\rho_2 - \rho_{\text{вх}})g(h + d_n) + 0,5(\rho_3 - \rho_2)g(h + h_n + d_n) - \\ &\quad - 0,5(\rho_4 - \rho_{\text{вх}})g(h + d_n) = \\ &= g((\rho_2 + \rho_3 - \rho_{\text{вх}} - \rho_4)(h + d_n) + \\ &\quad + [(\rho_3 - \rho_2)h(Q_{\text{нр,н}} - Q_{\text{нр}})/Q_{\text{нр,н}}])/2; \end{aligned} \quad (21)$$

при движении теплоносителя снизу-вверх:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{МЦК}} &= (\rho_1 - \rho_2)g(h + d_n) + 0,5(\rho_2 - \rho_3)g(h + h_n + d_n) - \\ &\quad - 0,5(\rho_9 - \rho_{\text{вх}})g(h + d_n) = \\ &= g((2\rho_1 + \rho_{\text{вх}} - \rho_2 - \rho_3 - \rho_9)(h + dn) + \\ &\quad + [(\rho_2 - \rho_3)h(Q_{\text{нр,н}} - Q_{\text{нр}})/Q_{\text{нр,н}}])/2. \end{aligned} \quad (22)$$

Выражение в квадратных скобках является поправкой на теплонеотдающую часть отопительного прибора. Оно равно нулю, если вся площадь поверхности отопительного прибора отдает теплоту. Если $Q_{\text{нр,н}} = Q_{\text{нр}} = 0$, то неопределенность 0/0 с физической точки зрения раскрывается как 0, поскольку весь отопительный прибор не работает.

Гидравлический расчет выполнен методом характеристик сопротивления, описанным в статье журнала Данфосс INFO №3-4 2011 г. [1] согласно справочнику [2].

Записываем уравнение равенства суммарного естественного циркуляционного давления потерям давления в циркуляционном кольце. Если подводки не полностью перекрыты, то для МЦК:

$$\Delta p_{12} + \Delta p_{23} + \Delta p_{34} - \Delta p_{41} = \pm \Delta p_{\text{МЦК}}, \quad (23)$$

где Δp_{ij} – потери давления на участке между точками i и j со знаком плюс независимо от направления движения теплоносителя. Здесь и далее верхний знак соответствует движению теплоносителя сверху-вниз, а нижний – снизу-вверх.

Также используем уравнение баланса теплоносителя в тройнике верхней подводки:

$$G_{\text{ОП}} + G_3 = G_{\text{СТ}}. \quad (24)$$

Переходим к удельным характеристикам сопротивления:

$$S_{ij} = \Delta p_{ij}/G_{ij}^2 \quad (25)$$

и вводим понятие характеристик циркуляционного давления:

$$S_{\text{Ц}} = \Delta p_{\text{МЦК}}/G_{\text{см}}^2; S_{\text{СЦК}} = \Delta p_{\text{СЦК}}/G_{\text{см}}^2. \quad (26)$$

Из уравнений (23)..(26) получаем главный коэффициент затекания в отопительный прибор:

$$\alpha_z = G_{\text{ОП}}/G_{\text{СТ}} = (S_3 + (\pm S_{\text{Ц}}(S_3 - S_0) - S_0 S_3^{1/2})/(S_3 - S_0), \quad (27)$$

$$\alpha_z(S_3 = S_0) = (S_0 \pm S_{\text{Ц}})/2S_0, \quad (28)$$

где S_0 – суммарная характеристика сопротивления отопительного прибора и подводок:

$$S_0 = S_{\text{ВП}} + S_{\text{ОП}} + S_{\text{НП}}; \quad (29)$$

$S_3, S_{\text{ВП}}, S_{\text{НП}}, S_{\text{ОП}}$ – характеристики сопротивления, соответственно, замыкающего участка, верхней и нижней подводок (с учетом, соответственно, входа и выхода из отопительного прибора), и отопительного прибора без учета входа и выхода (для радиаторов близка к нулю).

Если не учитывать циркуляционное давление МЦК (как это часто делается при проектировании отопления), приняв $S_{\text{Ц}} = 0$, из уравнений (27) и (28) имеем базовый коэффициент затекания.

$$\alpha_0 = (S_3 - (S_0 S_3)^{1/2})/(S_3 - S_0) = 1 / (1 + (S_0/S_3)^{1/2}). \quad (30)$$

Условие устойчивой циркуляции $0 < \alpha_z \leq 1$. Согласно уравнению (27) для схемы движения сверху-вниз имеем:

$$\alpha_z \leq 1 \text{ при } S_{\text{Ц}} \leq S_0. \quad (31)$$

Если $S_{\text{Ц}} > S_0$, то увеличение коэффициента затекания более единицы будет обозначать изменение направления движения теплоносителя в замыкающем участке. Охлажденный теплоноситель попадет в замыкающий участок, циркуляционное давление уменьшится и коэффициент затекания останется равным единице. Для движения теплоносителя снизу-вверх:

$$\alpha_z < 0 \text{ при } S_{\text{Ц}} < S_3. \quad (32)$$

Если $S_{\text{Ц}} \geq S_3$, то нулевой или отрицательный коэффициент затекания будет обозначать аварию – неработающий отопительный прибор. При этом во всем отопительном приборе теплоноситель имеет температуру окружающей среды $t_{\text{в}}$, °С, и соответствующую плотность $\rho_{\text{в}}$, кг/м³. Тогда согласно зависимости (22) и условию (32) без учета остывания в замыкающем участке, получаем условие невозможности аварийного режима отопительного прибора:

$$(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{вх}})g(h + d_n) < S_3 G_{\text{см}}^2 = \Delta p_{3,0}, \quad (33)$$

где $\Delta p_{3,0}$ – потери давления в замыкающем участке при $\alpha = 0$, когда весь расход теплоносителя в стояке проходит через замыкающий участок. Условие (33) действительно при любой конфигурации и комплектации замыкающего участка, в том числе, при наличии дополнительных местных сопротивлений на нем. Это условие обязательно при

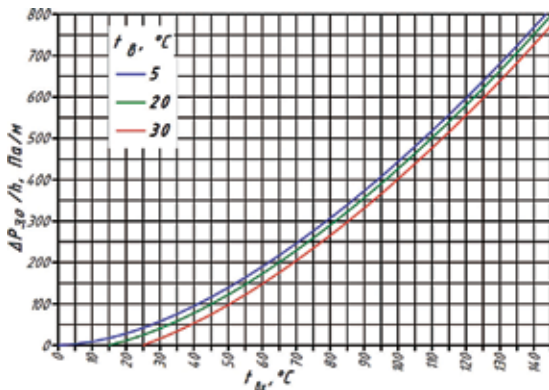


Рис. 2. Минимальные удельные потери давления замыкающего участка на погонный метр его длины.
проектировании и реконструкции однотрубных систем отопления (рис. 2).

1.3. Местные сопротивления элементов однотрубных приборных узлов

Применяемые терморегуляторы для однотрубных систем отопления имеют повышенную пропускную способность, $\text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{бар}^{1/2})$:

$$k_v = Q_v / \Delta P^{1/2}, \quad (34)$$

где Q_v – расход теплоносителя, $\text{м}^3/\text{ч}$, а ΔP – потери давления, бар (1 бар = 100000 Па). Преимуществом использования пропускной способности k_v вместо коэффициента местного сопротивления ζ является упрощение инженерных зависимостей. Вместо формулы Вейсбаха для потерь давления местного сопротивления, Па, в трубопроводе с площадью сечения ω , м^2 :

$$\Delta p = \zeta \rho v^2 / 2 = \zeta G^2 / (25920000 \rho \omega^2) \quad (35)$$

имеем $\Delta P = (Q_v / k_v)^2 = (G / \rho k_v)^2$. Поэтому производители из ЕС указывают именно k_v в качестве характеристики своего оборудования.

Недостатком использования пропускной способности k_v является ее изменение в одном и том же местном сопротивлении при изменении плотности проходящей жидкости (газа), а также, различие ее значения для геометрически подобных местных сопротивлений при больших скоростях. Пропускная способность одного и того же местного сопротивления различна на подающем и обратном трубопроводе системы отопления. Она меняется при качественном регулировании (изменении температуры теплоносителя) системы отопления. И тем более, при применении одних и тех же местных сопротивлений для отопления, холодного и горячего водоснабжения пропускная способность должна быть пересчитана. Поэтому для математического моделирования предпочтение отдается безразмерному коэффициенту местного сопротивления ζ . Этот коэффициент не зависит от плотности среды (для отопления с достаточной точностью можно применять даже значения, используемые для систем вентиляции) и одинаковый для геометрически подобных местных сопротивлений при больших скоростях.

Из формул (34) и (35) после преобразований имеем для внутреннего диаметра трубопровода D_a , мм, или d_a , м:

$$\zeta = 0,648 \pi^2 D_a^4 / (k_v^2 \rho) = 6,40 D_a^4 / (k_v^2 \rho) = 6,48 \cdot 10^{11} \pi^2 d_a^4 / (k_v^2 \rho) = 6,40 \cdot 10^{12} d_a^4 / (k_v^2 \rho); \quad (36)$$

$$k_v = (0,648 / \rho \zeta)^{1/2} \pi D_a^2 = 2,53 D_a^2 / (\rho \zeta)^{1/2} = (6,48 \cdot 10^{11} / \rho \zeta)^{1/2} \pi d_a^2 = 2530000 D_a^2 / (\rho \zeta)^{1/2}. \quad (37)$$

Для терморегуляторов RA-G компании Данфосс (рис. 3,а,б) по уравнению (36) при испытательной температуре воды 20 °С имеем коэффициенты местного сопротивления, приведенные в табл. 3. Для борьбы с остаточной теплопередачей отопительного прибора по причине стратификации потока в нижней подводке при закрытой верхней подводке Данфосс предлагает устанавливать дроссель обратного потока (рис. 3,в), а для увеличения коэффициента затекания – устанавливать байпасный дроссель (рис. 3.г) на замыкающем участке. Результаты расчета коэффициента местного сопротивления внесены в табл. 3.

Используя формулы (1)...(37), создана электронная таблица для LibreOffice Calc. Отдельно рассмотрены приборные узлы при движении теплоносителя сверху-вниз и снизу-вверх.

2. Результаты тепло-гидравлического моделирования приборных узлов однотрубных вертикальных систем водяного отопления

Рассмотрим модернизированные стандартизированные радиаторные узлы со смещенным замыкающим участком (табл. 4), а также – нестандартные с осевым и смещенным замыкающим участком. Будем рассматривать чугунный отопительный прибор MC-140 с 4 секциями. Наименьшая длина подводки составляет 120 мм. Не унифицированные узлы могут иметь значительно большую длину подводок и (или) осевой замыкающий участок. В разделе 10.6.1 справочника [2] приведено ограничение длины подводок до 1,5 м, а на практике встречаются подводки большей длины – до 2...3 м. Чем длиннее подводки, тем больше их сопротивление по длине и меньше влияние терморегулятора на коэффициент затекания теплоносителя в отопительный прибор.

2.1. Искривление расходной характеристики терморегулятора

Рассмотрим по отдельности влияние различных факторов на искривление расходной характеристики терморегулятора в приборном узле. Поскольку расходная характеристика терморегулятора рассчитана на наилучшие условия регулирования, то ее искривление негативно сказывается на точности поддержания температуры помещения. В двухтрубных системах отопления искривление характеристики определяется авторитетом клапана, то есть долей его потерь давления в потерях давления части циркуляционного кольца между точками с постоянным давлением [8]. Рекомендуемые значения авторитета



Рис. 3. Арматура Данфосс для однотрубных приборных узлов: а – термостатический клапан RA-G прямой; б – то же угловой; в – дроссель обратного потока, г – байпасный дроссель.

термостатического клапана – более 0,5.

В однотрубных системах происходит взаимодействие больших и малых циркуляционных колец с переменным циркуляционным давлением последних, поэтому определение авторитета клапана не является тривиальной задачей. В данной работе мы воспользуемся ориентировочным эквивалентным авторитетом термостатического клапана от искривляющего фактора, производящим такое же максимальное процентное отклонение расхода в двухтрубных системах от идеальной расходной характеристики в пределах хода штока 10...90 % по рис. 3.8 и 3.11 работы [8]. Эквивалентные авторитеты от независимых факторов должны перемножаться. Поэтому, чем они меньше, тем меньше у инженеров остается возможностей подбора оборудования. Если эквивалентный авторитет меньше 0,5, то возможность подбора оборудования практически отсутствует.

Рассмотрим схему 2 табл. 4, где влияние различных факторов наиболее существенно.

2.1.1. Влияние температуры и расхода теплоносителя

В двухтрубных системах отопления влияние терморегулятора на расход воды в отопительном приборе определяется его полным авторитетом, то есть соотношением сопротивления регулирующего отверстия к сопротивлению части циркуляционного кольца, в которой поддерживается постоянный перепад давления. В однотрубных системах на расходную характеристику регулятора влияет изменение циркуляционного давления МЦК, вызванное изменением средней температуры теплоносителя. Предположим, что расход в стояке стабилизирован автоматическим регулятором. В противном случае расчет на данном этапе невозможен. При качественном регулировании температура теплоносителя меняется на протяжении отопительного периода. В стояках она уменьшается по ходу теплоносителя, что приводит к деформации расходной характеристики терморегуляторов. Наиболее сильное влияние терморегулятора соответствует наименьшему сопротивлению подводов, т. е. схеме 2 табл. 3. Температуру окружающей среды примем равной 20 °С.

Примем расчетные расходы G теплоносителя: 300 кг/ч (получены достаточно малые деформации расходных характеристик), 180 кг/ч (пример 10.1 справочника [2] для трехэтажного здания), 60 кг/ч (в три раза меньше, чем в примере 10.11) и 10 кг/ч (практически перекрытый стояк). Результаты расчетов (рис. 4, 5) представлены в виде кривых относительных главных коэффициентов затекания α_z , отнесенных к его значению без терморегулятора $\alpha_{z, без}$. При изменении температуры теплоносителя на входе от 20 °С до 90 °С определено относительное изменение коэффициента затекания (табл. 5):

- при $G = 300$ кг/ч – искривление является допустимым;
- при $G = 180$ кг/ч – искривление является допустимым при движении теплоносителя сверху-вниз;
- при $G = 60$ кг/ч и $G = 10$ кг/ч – для движения теплоносителя сверху-вниз искривление недопустимо велико, а для

Таблица 3. Характеристики элементов однотрубных приборных узлов при различной зоне пропорциональности термостатического клапана X_p, K .

d_p , мм	Код заказа	Форма	$k_v, m^3/(ч \cdot бар^{1/2})$, (числитель), ζ (знаменатель) при X_p, K					Δp_{max} , кПа
			0,5	1,0	1,5	2,0	макс. открыт	
Термостатический клапан Danfoss RA-G* [4] (макс. рабочее давление $p_p = 1,6$ МПа, испытательное давление $p_u = 2,5$ МПа)								
15	013G1675	П	0,51/1240	0,94/366	1,35/178	1,63/122	2,30/61,2	20
	013G1676	У	0,54/1110	1,07/283	1,61/125	2,06/76,3	4,30/17,5	20
20	013G1677	П	0,54/3510	1,07/894	1,61/395	2,06/241	3,81/70,5	20
	013G1678	У	0,57/3150	1,11/831	1,16/760	2,20/211	5,01/40,8	20
25	013G1679	П	0,57/7690	1,16/1860	1,71/854	2,27/485	4,58/119	16
	013G1680	У	0,59/7180	1,27/1550	1,77/797	2,41/430	5,50/82,6	16
Дроссель обратного потока Danfoss* [5] ($p_p = 1,0$ МПа, $p_u = 1,6$ МПа)								
15	013L1925					4,54/15,7		—
20	013L1926					8,06/15,8		—
25	013L1927					17,0/8,64		—
Байпасный дроссель Danfoss* [5] ($p_p = 1,0$ МПа, $p_u = 1,6$ МПа)								
15	013L1915					6,80/7,00		—
20	013L1916					15,1/4,49		—
Шайба диаметром отверстия d_o в трубопроводе внутреннего диаметра d_i [6] ф-лы (VII-16) и (VII-17)								
$\zeta = ((n - 1) (0,57n - 1,1) / (n(0,67 - 0,57n)))^2, n = (d_o/d_i)^2$								
Шибер высотой просвета h в трубопроводе внутреннего диаметра d [7].								
Аппроксимация данных табл. 22.34 для круглого сечения с отклонением 3,35 %								
$\zeta = ctg^4(2,394(h/d)^4 - 6,063(h/d)^3 + 5,243(h/d)^2 - 2,788(h/d));$ при $(h/d) > 0,9$ ζ умножается на поправку $1 - (10(h/d) - 9)^2$.								

* – Максимальная температура 120 °С; П – прямая; У – угловая.

Таблица 4. Схемы стандартизированных радиаторных узлов.

Кран до модернизации	Узел с чугунным радиатором	Узел со стальным радиатором $d_y = 15$	Узел со стальным радиатором $d_y = 20$
Проходной КРП	<p>Схема 1</p>	<p>Схема 3</p>	<p>Схема 5</p>
Трехходовой КРТ	<p>Схема 2</p>	<p>Схема 4</p>	<p>Схема 6</p>

Примечание. Красным цветом показана удаляемая арматура, а зеленым цветом обозначена устанавливаемая арматура при модернизации системы отопления.

движения теплоносителя снизу-вверх расчет невозможен.

Неустойчивость схемы движения снизу-вверх поясняется наличием положительной обратной связи через естественное давление МЦК. При закрывании терморегулятора коэффициент затекания в отопительный прибор уменьшается. При уменьшении расхода в отопительном приборе увеличивается разность температур теплоносителя, а значит, возрастает естественное циркуляционное давление.

В случае движения теплоносителя сверху-вниз увеличение естественного давления увеличивает коэффициент затекания в отопительный прибор, то есть противодействует регулятору. Это – аналог отрицательной обратной связи, которая, как известно из автоматики, стабилизирует режим работы. В случае же движения теплоносителя снизу-вверх рост естественного давления вызывает падение коэффициента затекания, содействуя регулятору. Это – аналог положительной обратной связи, которая в системах автоматики усиливает помехи.

При движении теплоносителя снизу-вверх необходимо подавлять положительную обратную связь путем снижения температуры t_{ex} и возрастания сопротивления МЦК (увеличения потерь давления замыкающего участка).

Обратим внимание на то, что при коэффициенте местного сопротивления терморегулятора свыше 50...100 кривизна всех кривых на рис. 4 стабилизируется. То есть применение терморегуляторов с очень низким коэффициентом местного сопротивления приводит к большим искажениям расходных характеристик.

Для проверки перестроим рис. 4 и 5, приняв отношение коэффициентов затекания $\alpha_c/\alpha_{c,2}$, где $\alpha_{c,2}$ – коэффициент затекания в отопительный прибор при зоне пропорциональности $X_p = 2K$ (рис. 6, 7). Поскольку угловые терморегуляторы не применяют при реконструкции вертикальных однотрубных систем, выполним расчет

для прямых терморегуляторов. Коэффициент местного сопротивления его для $d_y = 15$ составляет 122 (табл. 3). При увеличении расхода до 60 кг/ч при движении теплоносителя сверху-вниз все расчетные точки на рис. 6 сливаются в одну кривую, что показывает незначительность искажения характеристик (табл. 5) от температуры и расхода теплоносителя. При движении теплоносителя снизу-вверх даже при расходе 180 кг/ч наблюдается значительная деформация характеристики (табл. 5) при температуре теплоносителя на входе 80...90 °С.

Из рис. 4...7 и табл. 5 можно сделать вывод о повышении деформации характеристик при низких коэффициентах местного сопротивления термостатических клапанов – ниже 60.

2.1.2. Влияние дросселя обратного потока и увеличения длин подводов

Рассмотрим влияние дополнительных элементов на искривление расходной характеристики термостатического клапана. Для борьбы со стратификацией потока компанией Данфосс предлагается дроссель обратного потока (рис. 3в), имеющий на $d_y = 15$ и $d_y = 20$ мм коэффициент местного сопротивления, соответственно, 15,7 и 15,8.

Это сопротивление достаточно велико и составляет 25,7 % сопротивления терморегулятора в открытом состоянии или 12,9 % его сопротивления при $X_p = 2K$. Расчет влияния (табл. 6, рис. 8) показывает допустимость применения дросселя совместно с термостатическим клапаном RA-G и несовместимость его с терморегулятором меньшего сопротивления.

Аналогичным является влияние увеличения длины подводов. Отличие состоит в том, что эквивалентный

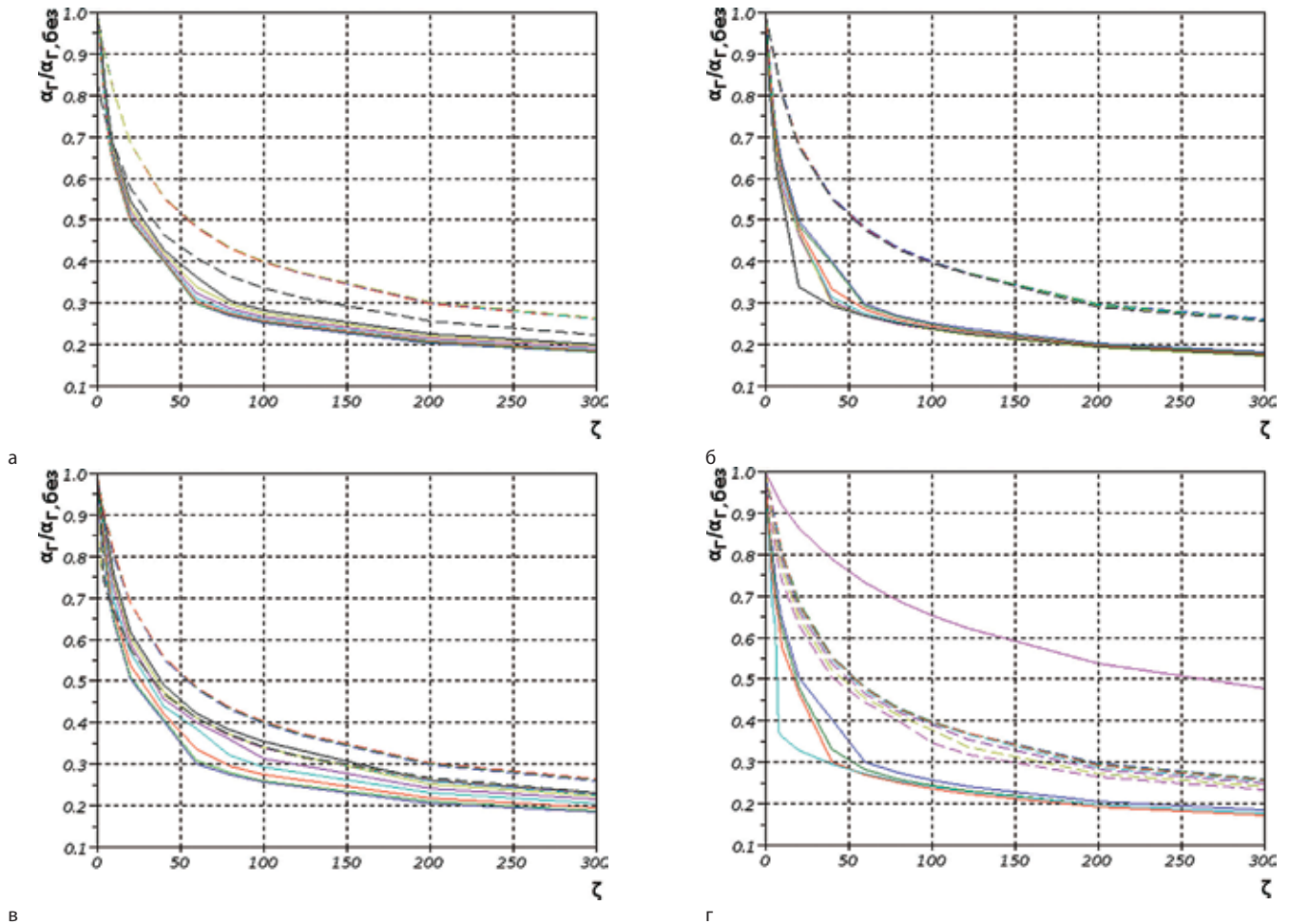


Рис. 4. Относительная характеристика терморегуляторов для узла по схеме 2: а – движение теплоносителя сверху-вниз, $G = 300$ кг/ч; б – движение теплоносителя снизу-вверх, $G = 300$ кг/ч; в – движение теплоносителя сверху-вниз, $G = 180$ кг/ч; г – движение теплоносителя снизу-вверх, $G = 180$ кг/ч. Температура теплоносителя на входе $t_{вх}$ обозначена цветами: синий – 20 °С; зеленый – 40 °С; красный – 60 °С; голубой – 80 °С; пурпурный – 90 °С (для движения теплоносителя снизу-вверх); фиолетовый – 100 °С; коричневый – 120 °С; чёрный – 140 °С; сплошная линия – без байпасного дросселя, пунктир – с байпасным дросселем.

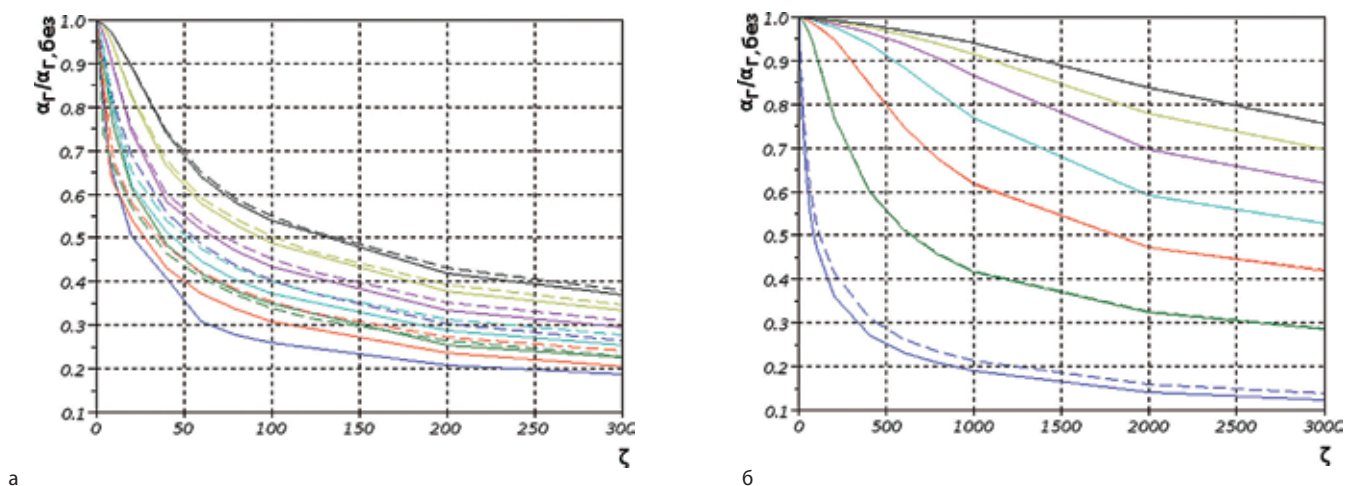


Рис. 5. Относительная характеристика терморегуляторов для узла по схеме 2 при движении теплоносителя сверху-вниз и расходе: а – $G = 60$ кг/ч; б – $G = 10$ кг/ч. Цветовые обозначения и линии см. рис. 4.

коэффициент местного сопротивления подводов нелинейно зависит от расхода. Результаты расчетов для случаев длины подводов 120 мм (наименьшая среди стандарт-

ных узлов табл. 4, см. рис. 4, 5), 320 мм (наибольшая из них), 910 мм (промежуточная) и 1500 мм (наибольшая рекомендованная в работе [2] на стр. 81) приведены в табл. 5.

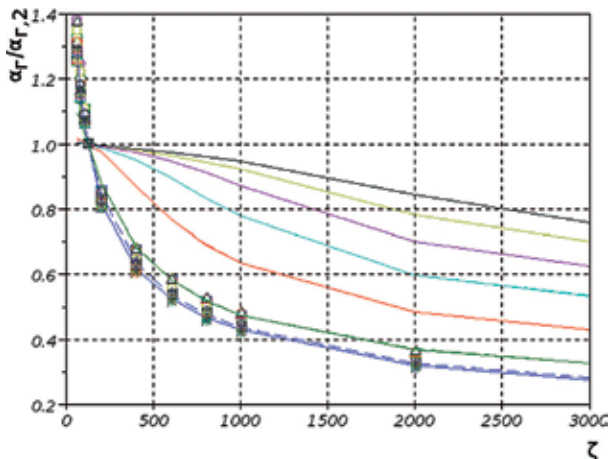


Рис. 6. Относительная характеристика терморегуляторов для узла по схеме 2, отнесенная к зоне пропорциональности 2К, при движении теплоносителя сверху-вниз и расходе: линии – $G = 10$ кг/ч; \square – $G = 60$ кг/ч; \circ – $G = 180$ кг/ч; Δ – $G = 300$ кг/ч; с байпасным дросселем при расходе: пунктирные линии – $G = 10$ кг/ч; $+$ – $G = 60$ кг/ч; \times – $G = 180$ кг/ч; $*$ – $G = 300$ кг/ч. Цветовые обозначения см. рис. 4.

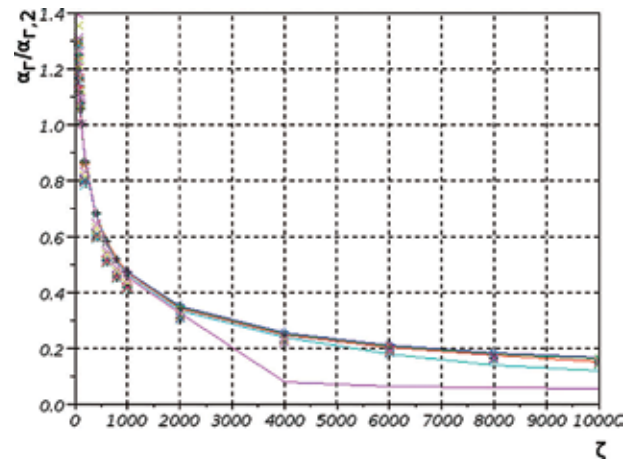


Рис. 7. Относительная характеристика терморегуляторов для узла по схеме 2, отнесенная к зоне пропорциональности 2К, при движении теплоносителя снизу-вверх и расходе: линии – $G = 180$ кг/ч, $*$ – $G = 300$ кг/ч; с байпасным дросселем при расходе: \times – $G = 180$ кг/ч, $+$ – $G = 300$ кг/ч. Цветовые обозначения см. рис. 4.

Таблица 5. Искривление относительной характеристики терморегулятора, %, (числитель) и ориентировочный эквивалентный авторитет терморегулятора по рис. 3.8 и 3.11 работы [8] (знаменатель) под действием изменения температуры теплоносителя на входе от 20 до 90 °С: верхняя строка – без байпасного дросселя, нижняя – с байпасным дросселем.

Расход G, кг/ч	10	60	180	300
движение теплоносителя				
Характеристика отнесена к коэффициенту затекания при нулевом сопротивлении терморегулятора				
Сверху-вниз	428/0 363/0	57/0,4 30/0,7	30/0,7 18/0,8	8/0,9 2/0,9
Снизу-вверх	Ошибка	Ошибка	166/0,2 5/0,9	23/0,7 1/0,9
Характеристика отнесена к коэффициенту затекания при сопротивлении открытого терморегулятора $\zeta = 61,2$				
Сверху-вниз	195/0,1 186/0,1	12/0,8 17/0,8	12/0,8 5/0,9	4/0,9 2/0,9
Снизу-вверх	Ошибка	Ошибка	67/0,4 4/0,9	4/0,9 1/0,9
Характеристика отнесена к коэффициенту затекания при зоне пропорциональности терморегулятора 2К: $\zeta = 122$				
Сверху-вниз	136/0,2 129/0,2	10/0,8 15/0,8	6/0,9 5/0,99	4/0,9 2/0,9
Снизу-вверх	Ошибка	Ошибка	69/0,4 3/0,9	4/0,9 1/0,9

Различные стандартные узлы при расходе теплоносителя 180 кг/ч и при малом сопротивлении терморегулятора дают существенную (до 81 %) разницу расходных характеристик. Но при применении терморегуляторов с коэффициентом местного сопротивления свыше 60 и при движении теплоносителя сверху-вниз получено расхождение не более 12 % во всем диапазоне рекомендуемых длин подводов – до 1500 мм, что не является существенным. Дальнейшее повышение коэффициента местного сопротивления до 122 приводит к незначительной деформации – в пределах погрешности расчетов – до 5 %. Направление движения теплоносителя не влияет на эти процентные значения.

Таблица 6. Искривление относительной характеристики терморегулятора, %, (числитель) и ориентировочный эквивалентный авторитет терморегулятора по рис. 3.8 и 3.11 работы [8] (знаменатель) по причине добавления дросселя обратного потока (верхняя строка) и удлинения подводов до 320 мм (вторая строка), 910 (третья строка) и 1500 мм (четвертая строка) при температурах подающего теплоносителя 20 и 90 °С (большее значение).

Расход G, кг/ч	10	180	300
движение теплоносителя			
Отнесена к коэффициенту затекания без терморегулятора			
Сверху-вниз	28/0,7 33/0,7 125/0,2 225/0,1	81/0,3 5/0,9 22/0,7 45/0,5	83/0,3 5/0,9 28/0,7 46/0,5
Снизу-вверх	Ошибка	81/0,3 5/0,9 22/0,7 45/0,5	122/0,2 5/0,9 28/0,7 46/0,5
То же при сопротивлении открытого терморегулятора $\zeta = 61,2$			
Сверху-вниз	8/0,9 13 58 98	12/0,8 1/0,9 5/0,9 9/0,9	9/0,9 1/0,9 3/0,9 6/0,9
Снизу-вверх	Ошибка	8/0,9 1/0,9 5/0,9 9/0,9	8/0,9 1/0,9 3/0,9 6/0,9
То же при зоне пропорциональности терморегулятора 2К: $\zeta = 122$			
Сверху-вниз	4/0,9 9/0,9 42/0,5 69/0,4	4/0,9 1/0,9 3/0,9 5/0,9	4/0,9 1/0,9 2/0,9 3/0,9
Снизу-вверх	Ошибка	4/0,9 1/0,9 3/0,9 5/0,9	4/0,9 1/0,9 2/0,9 3/0,9

2.1.3. Влияние байпасного дросселя

С целью увеличения коэффициента затекания в отопительный прибор Данфосс предлагает применять байпасный дроссель, устанавливаемый на замыкающий участок (рис. 3г). Внутри он представляет собой два резьбовых соединяемых фитинга, с коротким каналом внутри следующего меньшего диаметра.

Увеличение коэффициента затекания согласно [8] приводит к повышению эффективности регулирования. Проверим, происходит ли стабилизация расходной характеристики терморегулятора при изменении температуры теплоносителя (рис. 4 и 5, табл. 5). Действительно, наблюдается уменьшение деформации расходной характеристики. Особенно существенно уменьшается деформация при движении теплоносителя снизу-вверх, что показывает высокую эффективность дросселя при данном направлении движения теплоносителя.

При движении теплоносителя сверху-вниз для режимов с наибольшей деформацией характеристики дроссель незначительно уменьшает эту деформацию (без дросселя

428 %, с дросселем – 363 %). При режимах с незначительной деформацией характеристик дроссель уменьшает эту деформацию в 2...4 раза (при 8 % – без дросселя имеем 2 % – с дросселем). С учетом возрастания потерь давления дроссель нельзя считать эффективным средством уменьшения деформации расходной характеристики терморегулятора при движении теплоносителя сверху-вниз.

Для удешевления узла обвязки зачастую ищут альтернативные более простые дросселирующие устройства. Для этого применяют диафрагмы (шайбы) с такими же диаметрами отверстий, как и у дросселя Данфосс. Коэффициент местного сопротивления стандартного байпасного дросселя (см. табл. 3) составляет: для $d_y = 15$ мм $\zeta = 7,00$, а для $d_y = 20$ мм $\zeta = 4,49$. Чтобы диафрагма имела такой же коэффициент местного сопротивления согласно [6] (см. уравнение в табл. 3), необходим диаметр отверстия, соответственно, $d_o = 9,9$ мм и $d_o = 14,1$ мм, что в пределах погрешности ручного изготовления диафрагмы соответствует диаметру внутреннего трубопровода дросселя (10 мм и 15 мм). Поэтому диафрагму допустимо применять вместо данного дросселя для удешевления узла обвязки.

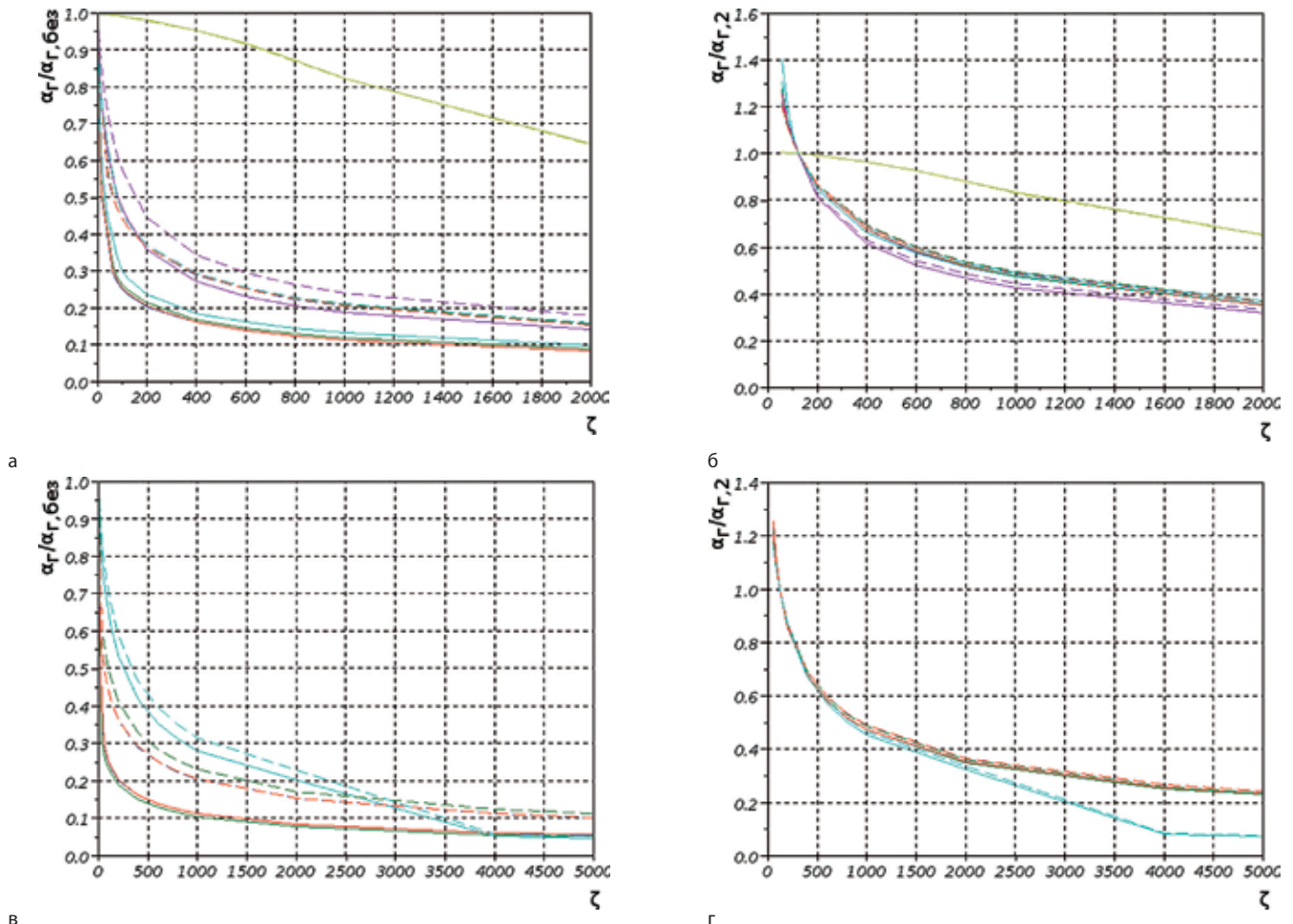


Рис. 8. Относительная характеристика терморегуляторов для узла по схеме 2: а – при движении теплоносителя сверху-вниз и отнесенная к коэффициенту затекания без терморегулятора; б – то же, отнесенная к зоне пропорциональности 2К; в – при движении теплоносителя снизу-вверх и отнесенная к коэффициенту затекания без терморегулятора; г – то же, отнесенная к зоне пропорциональности 2К: синий – $G = 300$ кг/ч, $t_{ex} = 20$ °С; зеленый – $G = 300$ кг/ч, $t_{ex} = 90$ °С; красный – $G = 180$ кг/ч, $t_{ex} = 20$ °С; голубой – $G = 180$ кг/ч, $t_{ex} = 90$ °С; фиолетовый – $G = 10$ кг/ч, $t_{ex} = 20$ °С; коричневый – $G = 10$ кг/ч, $t_{ex} = 90$ °С; сплошные линии – длина подводов 120 мм с дросселем обратного потока, пунктир – то же при длине подводов 1500 мм без дросселя.

Применение диафрагмы предполагает ее ручное изготовление, полное разрезание замыкающего участка, точную установку ее, чтобы отверстие было соосным с трубопроводом, и обваривание по периметру трубопровода.

Соосная установка требует высокой квалификации монтажника, что является редкостью в наше время. Преимуществом дросселя Данфосс является самоцентрировка отверстия и возможность его установки без проведения сварочных работ, что особенно важно для помещений, в которых выполнены дорогостоящие отделочные работы. Поэтому, хотя диафрагма меньше стоит, но стоимость ее установки значительно превышает стоимость установки стандартного байпасного дросселя.

Для удешевления узла обвязки иногда предлагают использование шибера (традиционно применявшегося в системах вентиляции) в качестве дросселирующего устройства. В замыкающем участке делают пропилы приблизительно пополам, в полученную щель вставляют пластину, после чего ее обваривают. В табл. 3 приведена аппроксимационная формула коэффициента местного сопротивления шибера. При высоте просвета, равной половине диаметра, имеем $\zeta = 2,1$, что значительно ниже коэффициента местного сопротивления байпасного дросселя Данфосс. Подставив в эту формулу коэффициент местного сопротивления байпасного дросселя Данфосс, получим требуемую высоту просвета h : для $d_y = 15$ мм $h = 5,1$ мм, для $d_y = 20$ мм $h = 8$ мм. Столь незначительные просветы могут быть перекрыты наплывами от сварки, что приведет к неработоспособности стояка. Для пропилки трубопровода с такой точностью по месту ручным инструментом требуется высочайший класс монтажника. Поэтому данный вид дросселирующего устройства не допустим в качестве байпасного.

2.1.4. Выводы

1. Если коэффициент местного сопротивления терморегуляторов выше 60...100, то деформации его расходной характеристики являются несущественными при изменении температуры, установке дросселя обратного потока или изменении длины подводки.
2. Байпасный дроссель несущественно стабилизирует расходную характеристику при схеме движения теплоносителя сверху-вниз и эффективно стабилизирует ее при движении теплоносителя снизу-вверх.
3. Вместо байпасного дросселя допустимо применение диафрагмы (шайбы). Применение шибера может привести к неработоспособности стояка.

2.2. Влияние различных факторов на значение коэффициента затекания теплоносителя в отопительный прибор

2.2.1. Анализ изменения коэффициента затекания под действием различных факторов

Рассмотрим по отдельности влияние различных факторов на коэффициент затекания теплоносителя в ото-

пительный прибор.

Влияние расхода теплоносителя на коэффициент затекания исследовано в работе [9] (рис. 8.5 работы [9]). При этом отсутствует указание на температуру теплоносителя. Показано, что при увеличении расхода теплоносителя коэффициент затекания существенно убывает, если теплоноситель движется сверху-вниз, и возрастает, если движение теплоносителя осуществляется снизу-вверх. Причиной такого изменения является уменьшение перепада температур теплоносителя в отопительном приборе, приводящее к росту средней температуры, а значит, падению естественного циркуляционного давления малого циркуляционного кольца. В этом случае очевидно существенное влияние температуры теплоносителя на входе. Даже при подаче холодного теплоносителя (пуск системы) коэффициент затекания не будет постоянным, поскольку гидравлические сопротивления зависят от расхода. Однако в этом случае направление движения теплоносителя не будет оказывать влияния на коэффициент затекания.

При выполнении работы [9] вычислительная техника не достигла такого распространения и степени совершенства, чтобы просчитать достаточно различных вариантов, поэтому исследователи ограничились одной температурой теплоносителя, которая не была приведена. На рис. 9 приведены аналогичные рис. 8.5 работы [9] графики при различных температурах теплоносителя.

Из рис. 9,а видно, что замена осевых замыкающих участков смещенными при движении теплоносителя сверху-вниз приводит к существенному увеличению коэффициента затекания только при низких температурах теплоносителя – 20...40 °С. При этом форма кривых принципиально не отличается. Поэтому такая замена рекомендуется только при снижении параметров теплоносителя, сопровождающимся нехваткой поверхности отопительного прибора. Эти два условия выполняются на практике крайне редко.

При движении теплоносителя снизу-вверх замена осевого замыкающего участка смещенным приводит к существенному падению критического расхода, при котором $\alpha = 0$. Это особенно важно при регулировании расхода в стояке по температуре обратного теплоносителя.

Снижение температуры теплоносителя и повышение расхода уменьшает изменение коэффициента затекания при колебаниях расхода теплоносителя в стояке, что повышает точность регулирования теплоотдачи отопительных приборов.

Установка байпасного дросселя (рис. 9,б) на замыкающем участке при движении теплоносителя сверху-вниз повышает коэффициент затекания, но не меняет принципиально форму кривых. Это целесообразно только при недостаточной поверхности отопительных приборов после модернизации системы и снижении параметров теплоносителя, что на практике бывает крайне редко. Но при движении теплоносителя снизу-вверх увеличение сопротивления замыкающего участка позволяет существенно уменьшить критический расход в соответствии с условием (33) или рис. 2.

При увеличении длины подводок (рис. 9,в) при движении теплоносителя сверху-вниз происходит несуществен-

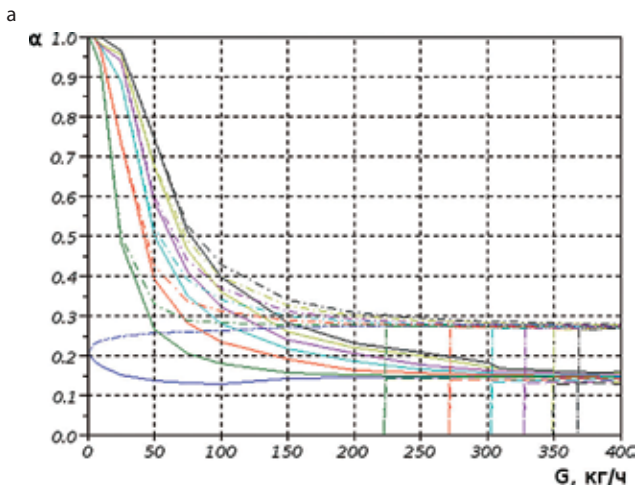
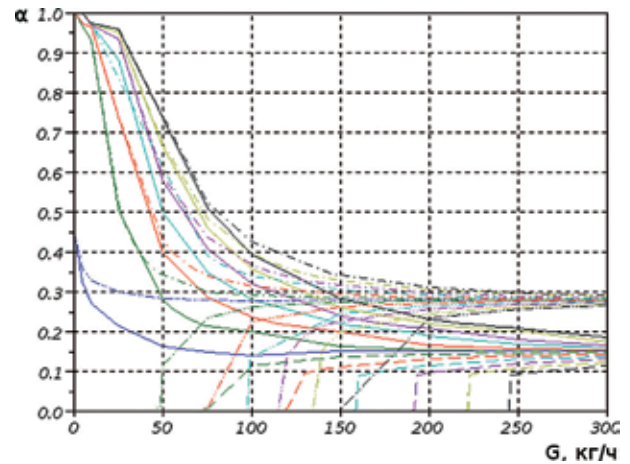
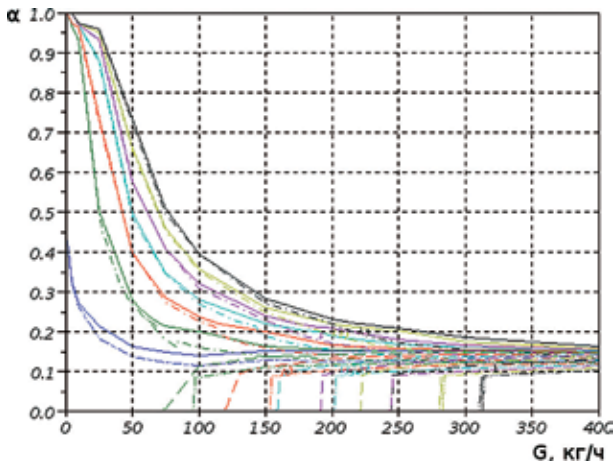


Рис. 9. Изменение коэффициента затекания в отопительный прибор для приборного узла с полностью открытым термостатическим клапаном ($\zeta = 61,2$) при изменении расхода: а – при длине подводок 120 мм, смещенном замыкающем участке и движении теплоносителя сверху-вниз (сплошные линии), то же снизу-вверх (пунктир), то же при осевом замыкающем участке и движении теплоносителя снизу-вверх (штрих-пунктир), то же снизу-вверх (двойной штрих-пунктир); б – влияние байпасного дросселя для приборного узла с длиной подводок 120 мм со смещенным замыкающим участком без байпасного дросселя при движении теплоносителя сверху-вниз (сплошные линии), то же снизу-вверх (пунктир), то же, но с байпасным дросселем при движении теплоносителя сверху-вниз (штрих-пунктир), то же снизу-вверх (двойной штрих-пунктир); в – влияние байпасного дросселя для приборного узла с длиной подводок 810 мм, значения типов линий аналогичны рис. 9,б: вертикальные линии на графике являются сносками концов кривых. Цветовые обозначения см. рис. 4.

ное уменьшение коэффициентов затекания без изменения характера кривых. При движении теплоносителя снизу-вверх рис. 9,в показывает рост критического расхода с увеличением длины подводок. Действительно, у подводок коэффициент местного сопротивления двух тройников приборного узла с изменением коэффициента затекания меняется неодинаково (табл. II.13 и II.15 приложения II справочника [2]). Тройники на ответвление при слиянии потоков и коэффициентах затекания меньших 0,2...0,3 (табл. II.13 приложения II справочника [2]) имеют отрицательное сопротивление за счет эжекции. Для тройников на проход (при смещенном замыкающем участке) или на

б

ответвлении при разделении потоков (при осевом замыкающем участке) коэффициент местного сопротивления лавинообразно возрастает. Так же возрастают и другие коэффициенты местного сопротивления на подводках. Поэтому при стремлении коэффициента затекания к нулю имеем достаточно сложную картину, которая из-за отсутствия данных при $\alpha < 0,1$ не может быть точно промоделирована. Однако увеличение длины подводок негативно влияет на данную схему. При длине 0,8 м байпасный дроссель недостаточно эффективен. Установка более существенных сопротивлений значительно повысит коэффициент затекания, что приведет к избытку поверхности нагревательных приборов при реконструкции. Поэтому рекомендуется, при возможности, укоротить подводки путем перестановки замыкающего участка как можно ближе к отопительному прибору.

Рис. 9 показывает значительное падение критического сопротивления при уменьшении температуры теплоносителя на входе. Но такое снижение температуры приведет к росту требуемого расхода теплоносителя. Это усилит стабилизацию работы приборного узла при движении теплоносителя снизу-вверх и уменьшит вероятность задержки запуска отопительных приборов после закрытия и последующего открытия терморегуляторов.

В следующей статье приведем результаты моделирования эффекта стратификации потока в обратной подводке, возникающего при перекрытой или почти перекрытой верхней подводке. Стратификация в нижней подводке под воздействием внутрирадиаторного естественного давления приводит к расслоению движения внутри этой подводки: в верхней ее части поток направлен в отопительный прибор, а в нижней части – из отопительного прибора. Таким образом, при полностью закрытой верхней подводке остаточная теплопередача отопительного прибора может достигать 30 % от теплопередачи при полностью открытой верхней подводке. И это при условии, что терморегулятор закрыт, а, значит, помещение не нуждается в теплоте, следовательно, – потребитель будет переплачивать за отопление и ощущать дискомфорт.

2.2.2. Выводы

1. При модернизации однотрубных вертикальных систем отопления при движении теплоносителя сверху-

- вниз замена осевого замыкающего участка смещенным и установка байпасного дросселя рекомендуется только в случае недостаточной поверхности отопительного прибора. При движении теплоносителя снизу-вверх, установка байпасного дросселя рекомендуется всегда, поскольку получаем более стабильную работу приборного узла.
- Увеличение длины подводок оказывает существенное негативное влияние только при движении теплоносителя снизу-вверх. При этом по возможности рекомендуется перенести замыкающий участок ближе к отопительному прибору.
 - Рекомендуется снижение параметров теплоносителя и соответствующее увеличение расхода, что повышает стабильность работы приборных узлов.

- Дьяконов В. П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ: Справочник. – М.: Наука. гл. ред. физ.-мат. лит., 1989.– 240 с.
- Клапан терморегулирующий с повышенной пропускной способностью типа RA-G [Электронный ресурс]: Техническое описание / Danfoss.– [Электрон. текстовые и граф. дан.] (1 файл:962503 байтов).– 7. [Нордборг].: Danfoss, 2010.– Систем. требования: [требуется программа просмотра файлов pdf]. Режим доступа: http://ru.heating.danfoss.com/PCMPDF/VDSXR150_RA_G_2010.pdf: Загл. с титул. экрана.– В нижнем колонтитуле номер VDSXR150.
- Новая арматура для повышения эффективности работы радиаторного терморегулятора [Электронный ресурс] / Danfoss.– [Электрон. текстовые и граф. дан.].– [Нордборг]: Danfoss, 2012.– Режим доступа: <http://ru.heating.danfoss.com/xxNewsx/b8564eb6-b754-4ad2-8256-9ee08a70ce70.html> .– Загл. с титул. экрана.
- Альтшуль А. Д. Киселев П. Г. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1964.– 274 с.
- Внутренние санитарно-технические устройства. В 3-х ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2 / Б. В. Баркалов, Н. Н. Павлов, С. С. Амирджанов и др.; под ред. Н. Н. Павлова и Ю. И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп.– М.:Стройиздат, 1990.– 416 с.
- Пырков В. В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика.– К.: ДП «Таки справы», 2010.– 304 с.
- Богословский В. Н., Сканава А. Н. Отопление: Учеб. для вузов.– М.: Стройиздат, 1991.– 735 с.

Литература

- Математическое моделирование переменного гидравлического режима однотрубных вертикальных систем водяного отопления // Данфосс INFO, №3-4, 2011.– С. 25-30.
- Внутренние санитарно-технические устройства. В 3-х ч. Ч. I. Отопление / В. Н. Богословский, Б. А. Крупнов, А. Н. Сканава и др.; под ред. И. Г. Староверова и Ю. И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.:Стройиздат, 1990.– 344 с.



Новости литературы

Уважаемые читатели! Предлагаем Вашему вниманию новую литературу, а также обновленные версии предыдущих изданий:



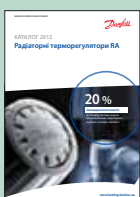
Флайер
«Установите за несколько секунд и наслаждайтесь годами!»



Флайер
«Сезон 2012 терморегуляторов «Данфосс» відкрито!»



Флайер
«Системы напольного отопления. Распределительный коллектор с узлом смешивания.»



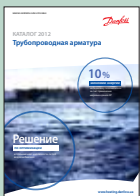
Каталог
«Радиаторні терморегулятори RA – 2012»



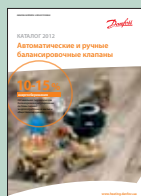
Каталог
«Тепловая автоматика «Данфосс» – 2012»



Каталог
«Альбом принципиальных схем блочных тепловых пунктов «Данфосс» – 2012»



Каталог
«Трубопроводная арматура – 2012»



Каталог
«Автоматические и ручные балансировочные клапаны – 2012»



Брошюра
«Стремитесь к интеллектуальным решениям и сокращайте свои расходы»



Справочник монтажника
«Радиаторные терморегуляторы, запорные клапаны и принадлежности к ним. Электроотопление – 2012»