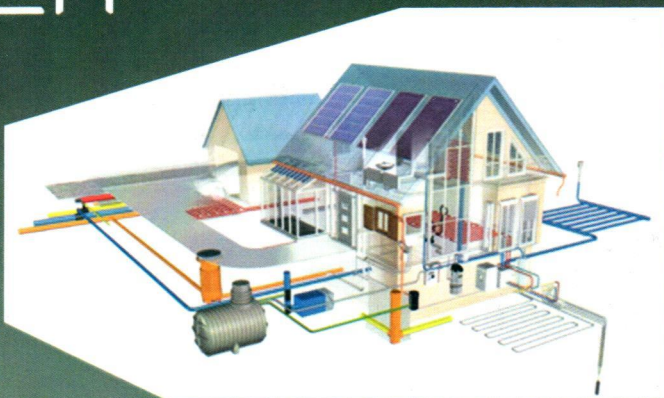
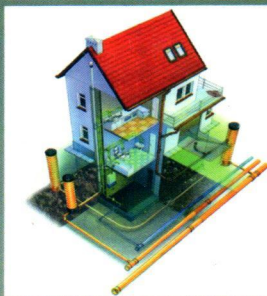
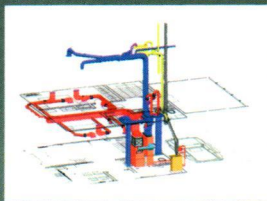


О.Д. САМАРИН

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ



О.Д. Самарин

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ



Издательство Ассоциации строительных вузов

Москва

2014

УДК 697.1:628.1
ББК 31.3:38.7
С 17

Рецензенты:

инженер, главный специалист по отоплению, вентиляции
и кондиционированию воздуха *О.Н. Дорошенко*;
инженер, главный специалист по теплоснабжению *В.В. Воронаев*.

Самарин О.Д.

Гидравлические расчеты инженерных систем: Справоч. пособие. – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2014. – 112 с.

ISBN 978-5-4323-0014-0

В книге рассмотрены основные понятия, касающиеся гидравлического режима инженерных систем зданий – отопления, вентиляции, холодного и горячего водоснабжения. Приведены способы инженерного расчета потерь давления в системах водяного отопления, вентиляционных и водопроводных сетях, ориентированные на применение электронных таблиц Excel с максимальным сокращением потребности в дополнительных справочных материалах. Изложены методы аналитического определения коэффициентов местных сопротивлений тройников в системах отопления и вентиляции. Представлены рекомендации по вычислению расчетного расхода воды для внутреннего водопровода с заданной обеспеченностью без использования табличных данных. Рассмотрен упрощенный алгоритм расчета воздухораспределения в помещениях и подбора приточных устройств, пригодный для использования при проектировании вентиляционных систем. Изложение сопровождается примерами расчетов по предлагаемым методикам, а также необходимыми схемами, справочными таблицами и номограммами. Издание может быть полезно для выполнения курсовых и дипломных проектов студентам, обучающимся по программе бакалавриата по направлению 270800 «Строительство» (профили «Теплогазоснабжение и вентиляция», «Водоснабжение и водоотведение» и др.), а также инженерам для выполнения проектных работ.

УДК 697.1:628.1
ББК 31.3:38.7

ISBN 978-5-4323-0014-0

© Самарин О.Д., 2014
© Издательский дом АСВ, 2014

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время постепенно расширяется применение различного рода программных комплексов и автоматизированных систем для конструирования и расчета инженерных систем зданий и подбора необходимого оборудования. Однако математические модели, положенные в основу таких программ, не всегда отличаются достаточной точностью и учетом всех основных факторов, влияющих на результат расчета, а также не всегда известна непосредственно математическая основа этих моделей, что затрудняет проверку их соответствия действительному характеру процессов, протекающих в инженерных системах. Кроме того, в ряде случаев необходимо быстрое проведение ориентировочных расчетов по различным вариантам предварительных проектных решений. Наконец, потребности учебного процесса по подготовке квалифицированных бакалавров-инженеров по направлению «Строительство» также предусматривают умение студентов осуществлять ручные расчеты инженерных систем. При этом, поскольку гидравлические или аэродинамические расчеты обычно осуществляются в табличной форме, наиболее целесообразной является разработка методик, ориентированных на использование стандартного табличного процессора Excel.

В то же время для создания законодательной базы, позволяющей решать проблемы по оперативному внедрению новых инженерных решений и технологий, в том числе и в области проектирования инженерных систем зданий, а также для устранения законодательных препятствий для бизнеса, реализующего инновационные проекты, 27 декабря 2002 г. Президентом РФ был утвержден Федеральный закон № 184-ФЗ «О техническом регулировании» (ЗТР) с последующими изменениями от 2007 и 2009 гг.

Во исполнение правительственной программы по разработке технических регламентов на основе ЗТР был принят Федеральный закон № 384-ФЗ «Технический регламент «О безопасности зданий и сооружений»» (ТР БЗС). Он был подписан Президентом РФ 30 декабря 2009 г. и вступил в силу с 1 июля 2010 г. В соответствии с Законом о техническом регулировании, ТР БЗС относится к обязательным документам, содержащим исключительно требования безопасности, защиты жизни и здоровья людей, растений и животных, охраны окружающей среды и предотвращения введения потребителей в заблуждение. Такие документы «с учетом степени риска при-

чинения вреда устанавливают минимально необходимые требования, обеспечивающие безопасность (промышленную, пожарную, механическую и т.д.), а также единство измерений» (ст. 7 ЗТР). При этом перечень действующих национальных стандартов и сводов правил, а также их частей, в результате применения которых на обязательной основе обеспечивается соблюдение требований ТР БЗС, в соответствии с ч. 3 ст. 42 ТР БЗС утверждается распоряжением Правительства РФ. Такое постановление № 1047-р было принято 21 июня 2010 г. Все остальные документы (национальные стандарты, утверждаемые национальным органом стандартизации – Росстандартом; своды правил, утверждаемые иными органами исполнительной власти, при отсутствии национальных стандартов, а также стандарты организаций). Они являются документами добровольного применения.

Таким образом, основную концепцию ЗТР можно свести к тому, что основная задача технических норм – показать, как НЕЛЬЗЯ проектировать, строить и эксплуатировать здания (технические регламенты) и как МОЖНО это делать (все остальные документы). Поэтому в настоящее время производится пересмотр нормативной базы в области строительства для приведения ее в соответствие с изменившимися требованиями законодательства, а именно во исполнение ч. 6 ст. 6 ТР БЗС, где содержится указание о необходимости такого пересмотра для документов, содержащих обязательные требования, не реже чем раз в пять лет. Подробнее об этом будет сказано в дальнейшем. Одновременно в процессе пересмотра для реализации концепции ЗТР и ТР БЗС из нормативов исключаются положения, которые по своему смыслу не могут являться обязательными, а носят только справочный характер или содержат методики тех или иных расчетов, которые в принципе могут иметь различные варианты, предлагаемые разными авторами.

Следует иметь, однако, в виду, что в СНИПах и ГОСТах, если они разработаны удачно и соответствуют современному уровню развития науки и техники, ничего плохого нет, ибо они содержат надежные, апробированные решения и рекомендации, основанные на опыте производства и строительства. Но это не означает, что нельзя и как-то по-другому, если кому-то удастся предложить лучший вариант, разумеется, в рамках соблюдения требований безопасности. Другое дело, что это повышает ответственность разработчиков научных, проектных и производственных решений, а схема страхования рисков от такого рода деятельности у нас в стране еще должным образом не отработана [1].

В этой связи существенно расширяются возможности по разработке, принятию и использованию документов, соответствующих концепции оптимального нормирования, особенно если учесть, что в соответствии с ЗТР добровольные нормы могут быть признаны обязательными для контрагентов по договору между заказчиком и подрядчиком. Перечисленные обстоятельства позволяют пользоваться любыми методами и данными, не противоречащими ТР БЗС и требованиям документов, входящих в обязательный перечень. Это расширяет возможности применения альтернативных методик, что прямо допускается уже упомянутой ст. 6 ТР БЗС и существенным образом используется в рекомендациях, изложенных в данной книге.

Автор благодарит рецензентов О.Н. Дорошенко и В.В. Воробьева, а также старшего преподавателя кафедры инженерного оборудования МАрхИ Н.А. Шонину за ценные замечания, высказанные ими в процессе подготовки рукописи.

ГЛАВА 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

1.1. Определение потерь давления на трение и коэффициентов местных сопротивлений

В практике проектирования систем водяного отопления удельные потери давления на трение R , Па/м, для достаточно часто применяемых до настоящего времени трубопроводов из стальных водогазопроводных труб по ГОСТ 3262 [2] определяются по величине скорости воды w , м/с, и по условному диаметру трубопровода D_y , мм. Это можно сделать по табл. II.1 [3] или по номограмме (рис. 1), разработанной по данным этой таблицы. Следует только иметь в виду, что по физическим соображениям номограмма должна составляться относительно внутреннего диаметра d_b , который можно определить по величине D_y и толщине стенки с использованием данных [2], что и сделано на рис. 1.

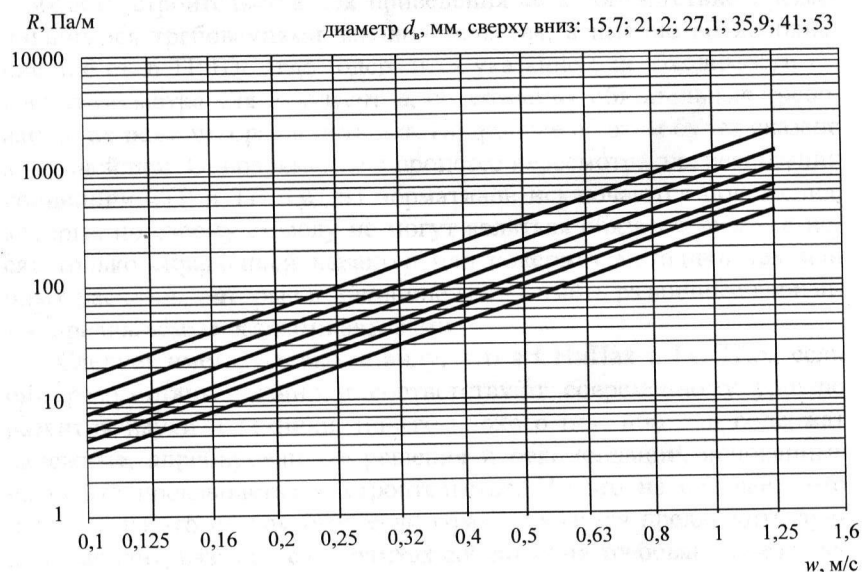


Рис. 1. Удельные потери давления на трение R , Па/м, для стальных обычных водогазопроводных труб по ГОСТ 3262

Соответствие между D_y и d_b можно определить по табл. 1.

Таблица 1

Трубы стальные водогазопроводные по ГОСТ 3262 (обыкновенные)

Условный диаметр D_y , мм	Наружный диаметр d_n , мм	Толщина стенки δ , мм	Внутренний диаметр d_b , мм
10	17	2,2	12,6
15	21,3	2,8	15,7
20	26,8	2,8	21,2
25	33,5	3,2	27,1
32	42,3	3,2	35,9
40	48	3,5	41
50	60	3,5	53
65	75,5	4	67,5

В табл. II.1 [3] значения R приведены с достаточно подробным шагом по w , в среднем 0,01 м/с, а на при $w < 0,2$ м/с даже ниже. Тем не менее может потребоваться вычисление удельных потерь для промежуточных скоростей. Для этого требуется интерполяция таблицы. Однако если расчет проводится с применением ЭВМ, например с использованием электронных таблиц Excel, что очень удобно, так как гидравлический расчет трубопроводов всегда записывается в табличной форме, целесообразно иметь простую и в то же время достаточно точную формулу для R .

Нетрудно видеть, что изображенная в логарифмических координатах номограмма представляет собой набор прямых линий. Это означает, что величина R должна находиться в степенной зависимости от параметров w и d_b . Таблица хорошо аппроксимируется формулой (1) [4, 5], дающей для наиболее употребительного в практике проектирования диапазона скоростей 0,1–1,25 м/с и диаметров в пределах 10–50 мм погрешность не более 1–3 %, а при крайних значениях данных параметров – не более 4–5 %, что также заведомо находится в области обычной погрешности инженерных расчетов.

$$R = 5 \cdot 10^4 \cdot \frac{w^{1,9}}{d_b^{1,32}}, \text{ Па/м.} \quad (1)$$

Нетрудно заметить, что выражение (1) весьма напоминает как по форме, так и по уровню показателей степени при w и d_b известные зависимости [6] для потерь давления в трубах, используемых в систе-

мах внутреннего водопровода. Это говорит о принципиальном сходстве режима течения воды в системах отопления и водоснабжения – в обоих случаях он является переходным между режимом гидравлической гладкости и зоной квадратичного сопротивления. Поэтому, в частности, показатель степени при w , равный 1,9, имеет промежуточное значение между величиной 1,75, характерной для гладких труб (по Блазиусу), и 2,0, соответствующей квадратичной области. В принципе формулу (1) можно применять не только для обыкновенных, но и для любых других водогазопроводных труб, только нужно подставлять в нее соответствующую величину d_b по ГОСТ 3262 [2]. Соответствующая табл. П.1 приведена в приложении.

При известном расходе воды G , кг/ч, на участке трубопровода наиболее целесообразный диаметр участка можно оценить как

$$d_{op} = 0,75\sqrt{G}, \text{ мм.} \quad (1a)$$

Это соответствует скорости воды около 0,6 м/с. По значению d_{op} принимается ближайший стандартный диаметр D_y и соответствующий ему d_b по табл. 1.

Кроме потерь на трение в системах водяного отопления большую роль играют местные потери давления. Как известно, они пропорциональны динамическому давлению $P_d = \rho w^2/2$, где ρ – плотность воды, равная примерно 972 кг/м³ при характерной для систем водяного отопления температуре +80 °С [3]. Коэффициенты пропорциональности ζ , называемые коэффициентами местного сопротивления (КМС), для различных элементов систем отопления обычно определяются по таблицам, имеющимся, в частности, в [3] и в ряде других источников. Наибольшую сложность при этом вызывает поиск КМС для тройников, поскольку в этом случае необходимо принимать во внимание вид тройника (на проход, на ответвление, на растекание или на противоток), а также отношение расходов воды, кг/с, на проходе $G_{прох}$ или в ответвлении $G_{отв}$ к расходу в стволе $G_{ств}$. Для тройников на ответвление нужно учитывать еще и направление потока воды (деление или слияние потоков) и отношение диаметра ответвления $d_{отв}$, мм, к диаметру ствола $d_{ств}$. В руководстве [3] соответствующие данные приведены в табл. П.15 для тройников на проход и табл. П.13 – для всех остальных. Следует иметь в виду, что каждый тройник или крестовина соединяют два соседних участка, но относятся они к тому из этих участков, у которого расход воды меньше.

Схема движения воды во всех типах тройников и соответствующие условные обозначения приведены на рис. 2.

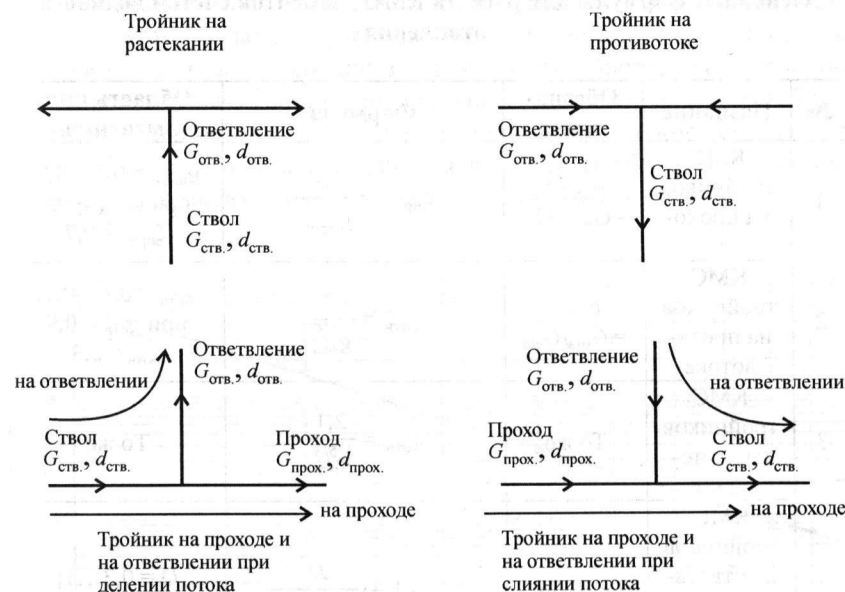


Рис. 2. Схема движения воды в тройниках для выбора КМС и условные обозначения

Однако при малых относительных расходах на проходе или в ответвлении КМС меняются весьма резко, поэтому в этой области рассматриваемые таблицы вручную интерполируются с трудом и со значительной погрешностью. Кроме того, в случае использования электронных таблиц Excel опять-таки желательно иметь формулы для непосредственного вычисления КМС через отношения расходов и диаметров. При этом такие формулы должны быть, с одной стороны, достаточно простыми и удобными для проектирования и использования в учебном процессе, но в то же время не должны давать погрешность, превышающую обычную точность инженерного расчета.

В табл. 2 [4, 5] приведены результаты аппроксимации табл. П.13 и П.15 [3] методом наименьших квадратов. Общий вид зависимостей выбирался исходя из физических соображений с учетом удобства пользования полученными выражениями при обеспечении допустимого отклонения от табличных данных.

Таблица 2

Основные формулы для расчета КМС элементов систем водяного отопления

№	Название	Обозначения	Формула	Область применения
1	КМС тройников на проходе	$g_{\text{прох}} = G_{\text{прох}}/G_{\text{ств}}$	$\zeta_{\text{прох}} = \frac{0,6}{g_{\text{прох}}^2}$	$g_{\text{прох}} = 0,1 \dots 0,9$; при $g_{\text{прох}} > 0,9$ $\zeta_{\text{прох}} = 0,7$
2	КМС тройников на противотоке	$g_{\text{отв}} = G_{\text{отв}}/G_{\text{ств}}$	$\zeta_{\text{отв}} = \frac{2}{g_{\text{отв}}^{1,5}}$	$g_{\text{отв}} = 0,1 \dots 0,9$; при $g_{\text{отв}} > 0,9$ $\zeta_{\text{отв}} = 2,3$
3	КМС тройников на растекании	То же	$\zeta_{\text{отв}} = \frac{2,1}{g_{\text{отв}}^{5/3}}$	То же
4	КМС тройников на ответвлении при делении потока	$D = d_{\text{отв}}/d_{\text{ств}}$	$\zeta_{\text{отв}} = 1,4 \cdot \frac{D^2}{g_{\text{отв}}^{0,9(D+1)}}$	$D = 0,3 \dots 1$; $g_{\text{отв}} = 0,1 \dots 0,7$
5	То же	То же	$\zeta_{\text{отв}} = 2,1 \cdot D^2$	$D = 0,3 \dots 1$; $g_{\text{отв}} > 0,7$
6	КМС тройников на ответвлении при слиянии потоков	То же	$\zeta_{\text{отв}} = 2,5 - \frac{2 - 1,8 \cdot D}{g_{\text{отв}}^{(3,33 \cdot D - 0,77)}}$	$D = 0,3 \dots 1$; $g_{\text{отв}} = 0,1 \dots 1$
7	То же	То же	$\zeta_{\text{отв}} = 2,25 \cdot D^{2/3}$	$D = 0,3 \dots 1$; $g_{\text{отв}} > 0,7$

Погрешность формул для КМС составляет 5...10 % (максимально до 15). Несколько более высокие отклонения может давать выражение п. 6 для тройников на ответвлении при слиянии потоков, но и здесь это можно считать удовлетворительным с учетом сложности изменения сопротивления в таких элементах. Во всяком случае, характер зависимости КМС от влияющих на него факторов здесь от-

ражается очень хорошо. При этом полученные соотношения не требуют никаких иных исходных данных, кроме уже имеющихся в таблице гидравлического расчета. В самом деле, в ней в явном виде должны быть указаны и расходы воды, и диаметры на текущем и соседнем участках, входящие в перечисленные формулы. Особенно это упрощает вычисления при использовании электронных таблиц Excel. О точности полученных зависимостей можно судить по рис. 3. Точками показаны значения по табл. П.15 [3], а сплошной линией – аппроксимация по формуле п. 1 табл. 2 [4, 5].

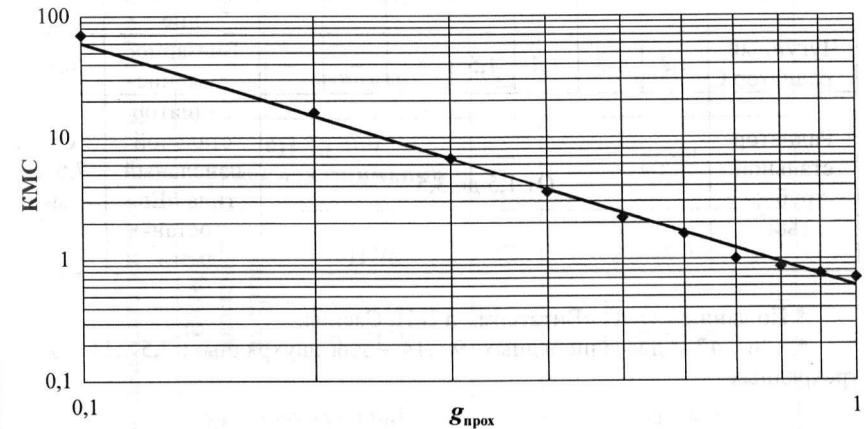


Рис. 3. Зависимость КМС тройников на проходе от величины $g_{\text{прох}}$

Применение рассмотренных формул позволяет отказаться от интерполяции таблиц при сохранении точности, требуемой для инженерных расчетов, и непосредственно вычислять удельное сопротивление трубопроводов при скоростях воды в пределах 0,1–1,25 м/с и любых диаметрах вплоть до D_y 50. Кроме того, формулы дают возможность легко определять также КМС тройников всех типов при самых разнообразных соотношениях диаметров и расходов воды в стволе и ответвлениях. Этого вполне достаточно для проектирования систем водяного отопления в большинстве жилых и общественных зданий.

Ориентировочные значения КМС для некоторых других местных сопротивлений по данным табл. П.11 и П.12 [3] приведены в табл. 3.

Таблица 3

Усредненные значения КМС для некоторых сопротивлений

Сопротивление	КМС							Сопротивление	КМС
	D _y 10	D _y 15	D _y 20	D _y 25	D _y 32	D _y 40	D _y 50		
Отвод 90°	0,9	0,8	0,6	0,5	0,5	0,4	0,3	Грязевик	10
Скоба 180°	2,5	2,0	1,2	0,6	0,4			Задвижка	0,5
Вентиль	20	16	10	9	9	8	7	Внезапное расширение	1
Чугунный радиатор	1,2	1,3	1,4	1,5	—	—	—	Внезапное сужение	0,5
Радиатор стальной трубчатый*	От 1,5 до 3,5							Радиатор стальной панельный типа «Евродарт»*	От 7,5 и выше**

* По данным ООО «Витатерм» и В.И. Сасина.

** 26...47 – для однорядных; 9...14 – для двухрядных; 7,5...11 – для трехрядных.

Ниже приведена форма таблицы гидравлического расчета системы водяного отопления (табл. 4), составленная с учетом использования перечисленных зависимостей для d_{op} , R и КМС тройников и приспособленная к вычислениям с помощью Excel, а также комментарии по ее заполнению.

Расход воды (колонка 4) вычисляется по формуле

$$G = \frac{0,86Q}{t_r - t_o} \beta_1 \beta_2, \quad (2)$$

где Q находится в колонке 2; t_r и t_o – температура воды соответственно в подающей и обратной магистралях системы отопления, °C. Для предварительных расчетов, особенно при проектировании двухтрубных систем отопления, можно принять $t_o = 70$ °C при зависимом или 65° при независимом подключении системы отопления к тепловой сети, а $t_r = 95$ °C, кроме детских садов, яслей и больниц, где

Таблица 4

Форма таблицы гидравлического расчета системы отопления

№ уч-ка	Тепловая нагрузка участка Q, Вт	Длина участка L, м	Расход воды G, кг/ч	Диаметр тру- бопровода, мм			Скорость воды w, м/с	Потери давления на трение		Динамическое давле- ние P _д , Па	КМС				Местные потери Z, Па	Полные потери на участке R + Z, Па
				d _{доп}	D _y	d _н		Тройники	Прочие		Σξ					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
	По схеме	По схеме	Формула (2)	√G/5,0	По табл. 1	По табл. 1	Формула (3)	Формула (1)	Произв. кол. 3 и 9	rw ² /2	См. табл. 2	По табл. 3 и по [3]	Сумма кол. 12 и 13	Σξ·P _д	Сумма кол. 10 и 15	

нужно принимать $t_r = 85^\circ\text{C}$. Поскольку для каждой конкретной системы разность $(t_r - t_o)$ постоянна для всех участков, а в других системах она может отличаться, целесообразно для величины $(t_r - t_o)$ выделить отдельную ячейку в таблице Excel, чтобы при необходимости можно было заменить ее значение – тогда G автоматически будут перевычисляться во всей колонке. β_1 – коэффициент, учитывающий добавочные потери теплоты через ограждения; β_2 – коэффициент учета округления тепловой мощности отопительных приборов.

Актуализированная редакция СНиП «Отопление, вентиляция и кондиционирование» – СП 60.13330.2012 [7] не регламентирует определенные значения β_1 и β_2 , поэтому справочно их можно принимать, как и ранее, например, по данным [3] (см. также табл. П2 и П2а приложения).

Скорость воды (колонка 8) определяется через расход (колонка 4) и внутренний диаметр трубопровода (колонка 7):

$$w = \frac{4G}{3600\pi d_v^2 \rho} \cdot 10^6 = \frac{G}{0,0009\pi d_v^2 \rho} \quad (3)$$

Здесь множитель 10^6 появляется, поскольку d_v измеряется в миллиметрах.

Таким образом, большинство колонок таблицы связаны между собой определенными формулами, что позволяет при использовании Excel получить значения сразу целого столбца. Это относится и к формулам для КМС из табл. 2, поскольку исходные данные для используемых в них отношений $g_{\text{прох}} = G_{\text{прох}}/G_{\text{ств}}$, $g_{\text{отв}} = G_{\text{отв}}/G_{\text{ств}}$ и $D = d_{\text{отв}}/d_{\text{ств}}$ тоже содержатся в таблице гидравлического расчета: G – в колонке 4, а d – в колонке 7, причем, поскольку по определению тройник относится к участку с меньшим расходом, $G_{\text{прох}}$, $G_{\text{отв}}$ и $d_{\text{отв}}$ берутся для рассматриваемого участка, а $G_{\text{ств}}$ и $d_{\text{ств}}$ – для предыдущего (на участках до расчетного отопительного прибора, т.е. на подающих трубопроводах) или для следующего – на участках после расчетного прибора, т.е. на обратных трубопроводах. При этом требуется привлечение минимального числа справочных данных – практически только по стандартным диаметрам трубопроводов и КМС прочих сопротивлений, кроме тройников.

Значения Q определяются так: на первом и последнем участках системы (от распределительного коллектора РКСО и до сборного коллектора СКСО) нагрузка равна нагрузке всей системы – сумме

тепловых нагрузок всех стояков или ветвей. Вдоль подающей магистрали в вертикальных системах нагрузка каждого следующего участка получается из нагрузки предыдущего вычитанием нагрузки очередного стояка, а вдоль обратной – наоборот, прибавлением (см. п. 1.4). Для этажных ветвей горизонтальных двухтрубных систем вычитается или прибавляется нагрузка приборов, расположенных на ветви (см. п. 1.5). Таким образом, вдоль подающей магистрали нагрузки и диаметры уменьшаются, а вдоль обратной – возрастают.

Значения КМС на участках записываются по форме, представленной в табл. 5.

Таблица 5

Ведомость КМС системы водяного отопления

№ уч-ка	Местные сопротивления	ξ	$\Sigma\xi$
1	1.		
	2.		
2	1.		
	2.		
И т.д.			

1.2. Особенности расчета систем водяного отопления с применением автоматических терморегуляторов, полимерных труб и антифризов

В современных системах водяного отопления на подводках к отопительным приборам обычно устанавливаются автоматические терморегуляторы (термоклапаны) для индивидуального регулирования теплоотдачи приборов в зависимости от колебаний температуры воздуха в помещении под действием тепlopоступлений. Принципиальная схема конструкции клапана показана на рис. 4. Большинство термоклапанов имеют предварительную настройку на несколько позиций, что позволяет использовать их для первичной наладки и гидравлической увязки системы. Конечно, при этом в процессе функционирования системы и работы терморегуляторов расход воды через прибор непрерывно будет меняться, а вместе с этим будет колебаться и сопротивление регуляторов. Но расчет системы ведется для наиболее неблагоприятного режима, т.е. на наибольший расход при максимально открытом клапане, насколько это позволяет принятая настройка.

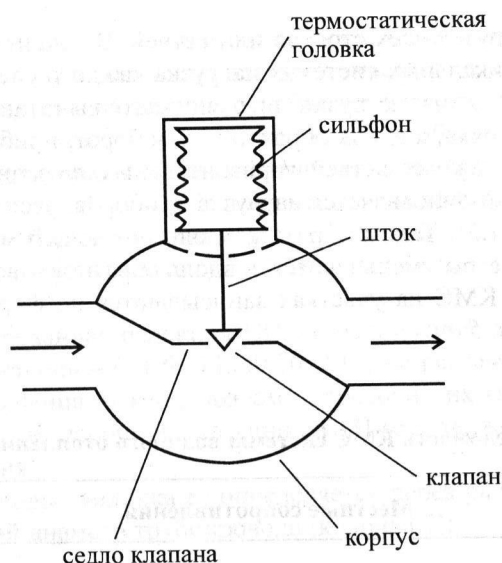


Рис. 4. Принципиальная схема конструкции автоматического терморегулятора для систем водяного отопления

Такой регулятор является пропорциональным, прямого действия, устанавливается на подающей подводке. В сильфоне находится вещество, значительно расширяющееся при небольшом нагревании, как правило, это легкокипящая жидкость. Если температура воздуха в помещении повышается, жидкость закипает, объем сильфона увеличивается, и его дно вместе со штоком перемещается вниз. Это приводит к прикрытию клапана и уменьшению расхода воды через отопительный прибор, что снижает его теплоотдачу до тех пор, пока температура воздуха не снизится до исходного уровня. При охлаждении помещения пары в сильфоне конденсируются, он сжимается, шток поднимается и клапан приоткрывается. Расход теплоносителя через прибор возрастает, его теплоотдача увеличивается, и помещение вновь нагревается.

Чтобы конвективная струя нагретого воздуха, возникающая над подводкой, не искажала работу регулятора, его устанавливают так, чтобы термостатическая головка была направлена не вверх, а вперед — в сторону помещения. Существуют и регуляторы непрямого действия с выносным датчиком температуры, который в данном случае можно располагать в любом нужном месте помещения, с электронным контроллером и механическим приводом клапана. Наличие

клапанов учитывается в таблице гидравлического расчета следующим образом. На основном циркуляционном кольце после участка, соответствующего расчетному отопительному прибору, в следующей строке указываются потери в клапане $\Delta P_{\text{кл}}$, Па. Они определяются по его гидравлической характеристике исходя из расчетного расхода воды через прибор G , кг/ч, при некоторой промежуточной настройке (обычно 3–5) так, чтобы величина $\Delta P_{\text{кл}}$ лежала в пределах 4–10 кПа (рис. 5, слева), и учитываются в общей сумме потерь по кольцу. При увязке второстепенных колец номер настройки определяется по характеристике исходя из требуемых для полной увязки потерь на клапане и расхода G . Принимается настройка, соответствующая линии на характеристике, ближайшей к получаемой рабочей точке (рис. 5, справа). Расстояние по вертикали от рабочей точки до принятой линии составит остаточную невязку, которая должна лежать в допустимых для данного типа системы пределах ($\pm 5\%$ для попутных систем и $\pm 15\%$ для тупиковых). Примеры характеристики для наиболее употребительных клапанов Danfoss $D_y 10$ и 15 показаны на рис. 6, а для более современных — на рис. 6.1.

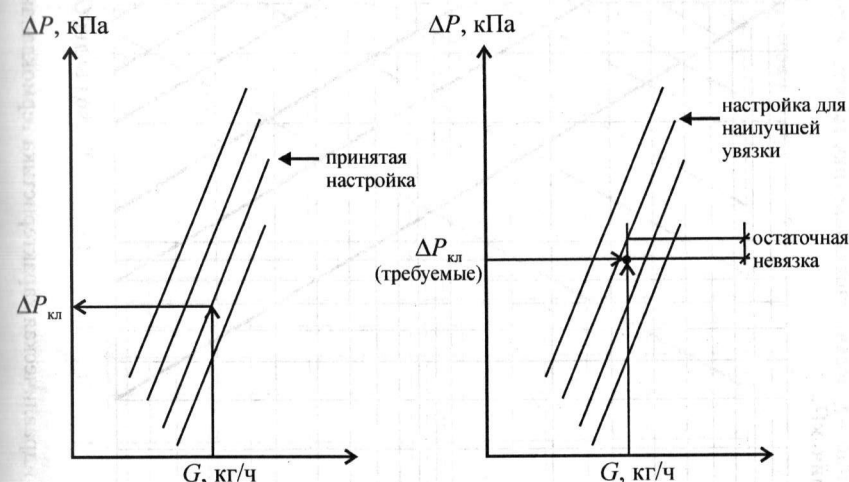


Рис. 5. Правила пользования гидравлической характеристикой термклапана

Использование термклапанов повышает гидравлическую устойчивость системы отопления, поскольку при этом увеличивается доля потерь давления в стояках по сравнению с потерями в магистральных.

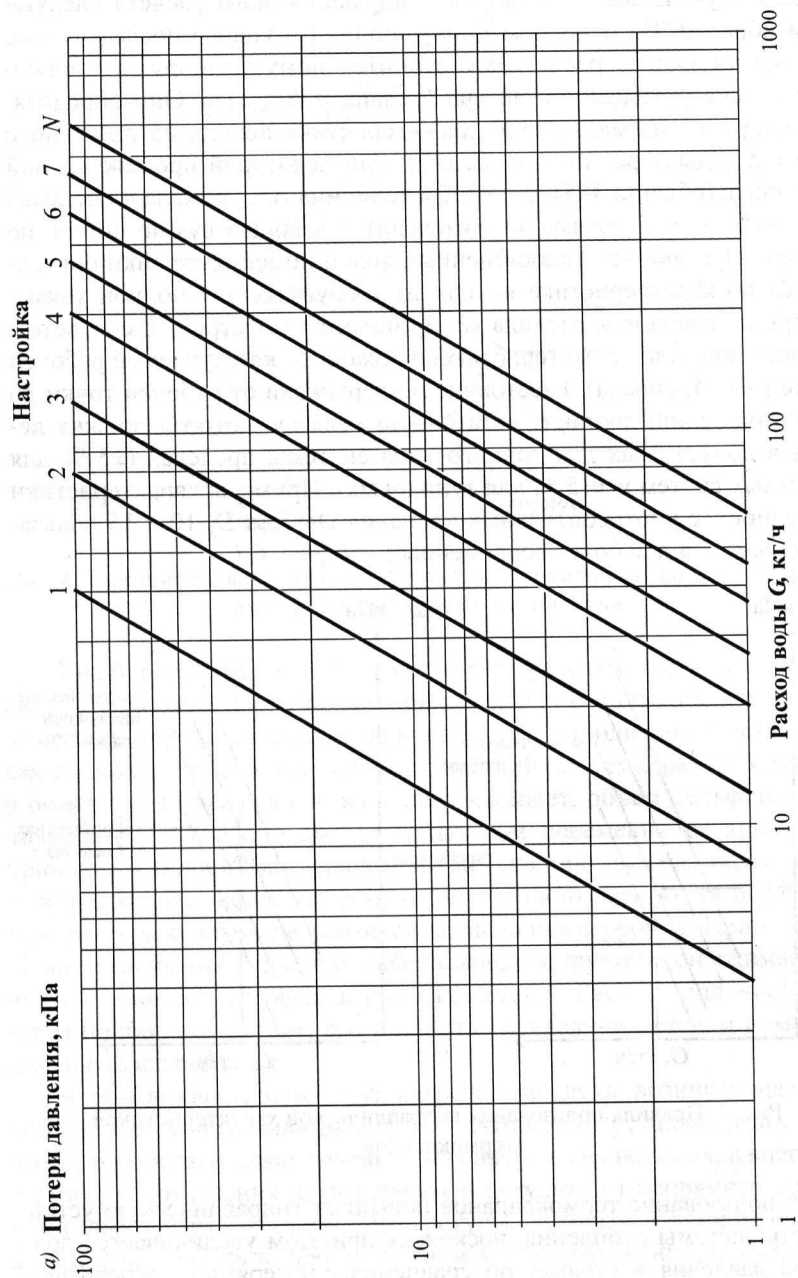


Рис. 6, а. Гидравлическая характеристика термодопластана RTD-N 15 с предварительной настройкой

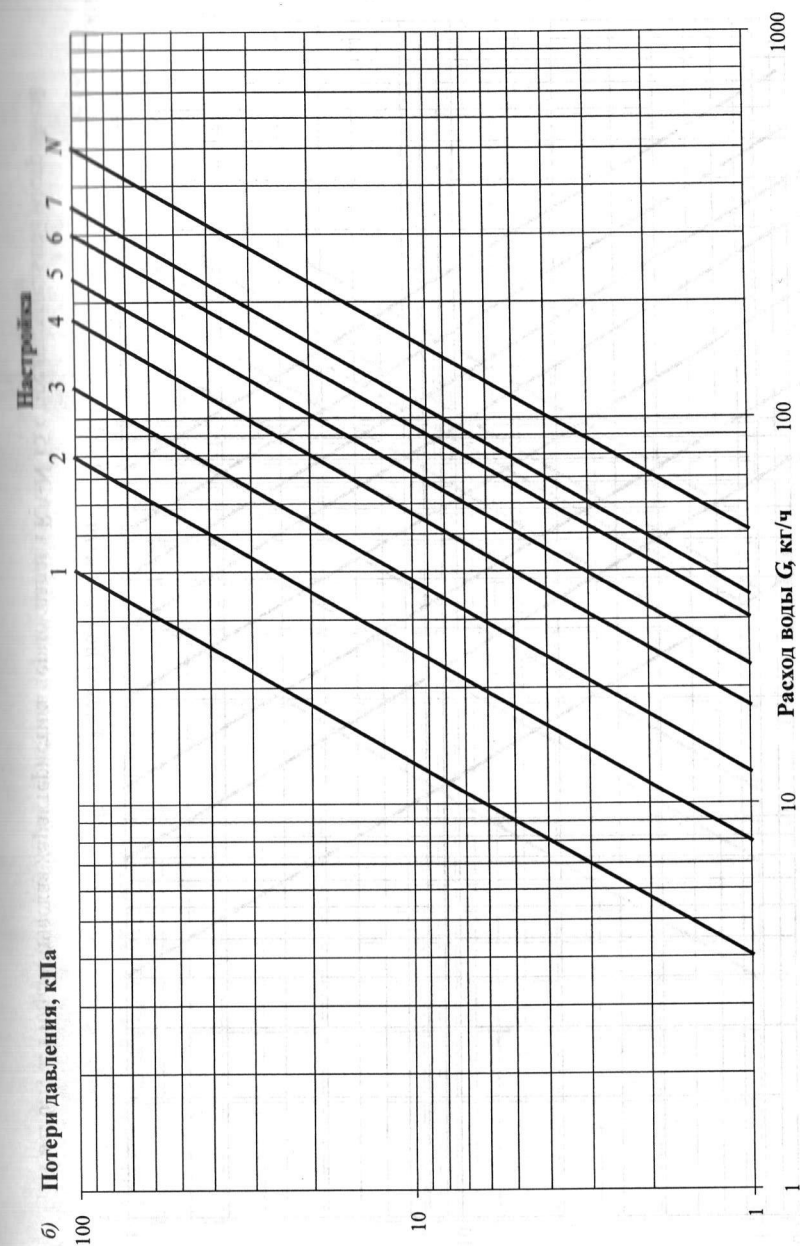


Рис. 6, б. Гидравлическая характеристика термодопластана RTD-N 10 с предварительной настройкой

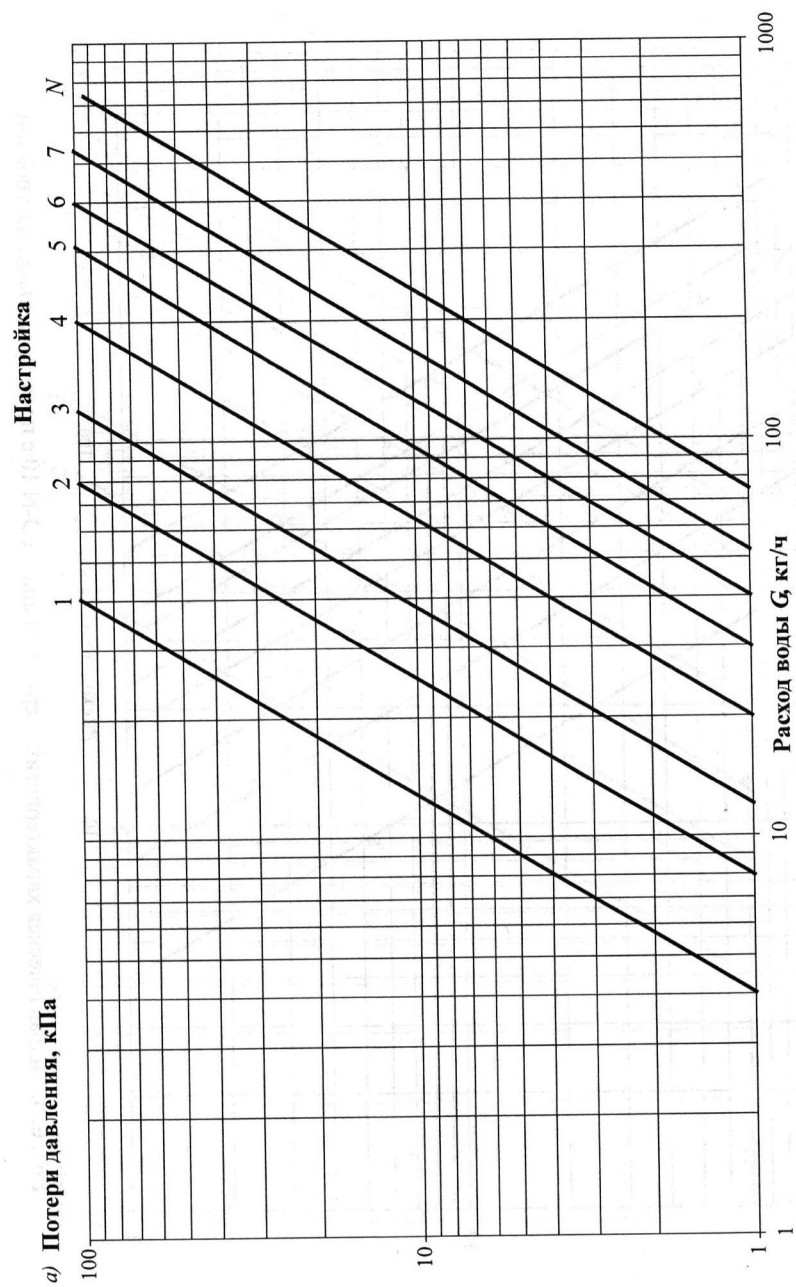


Рис. 6.1, а. Гидравлическая характеристика термодоплапана RA-N 15 с предварительной настройкой

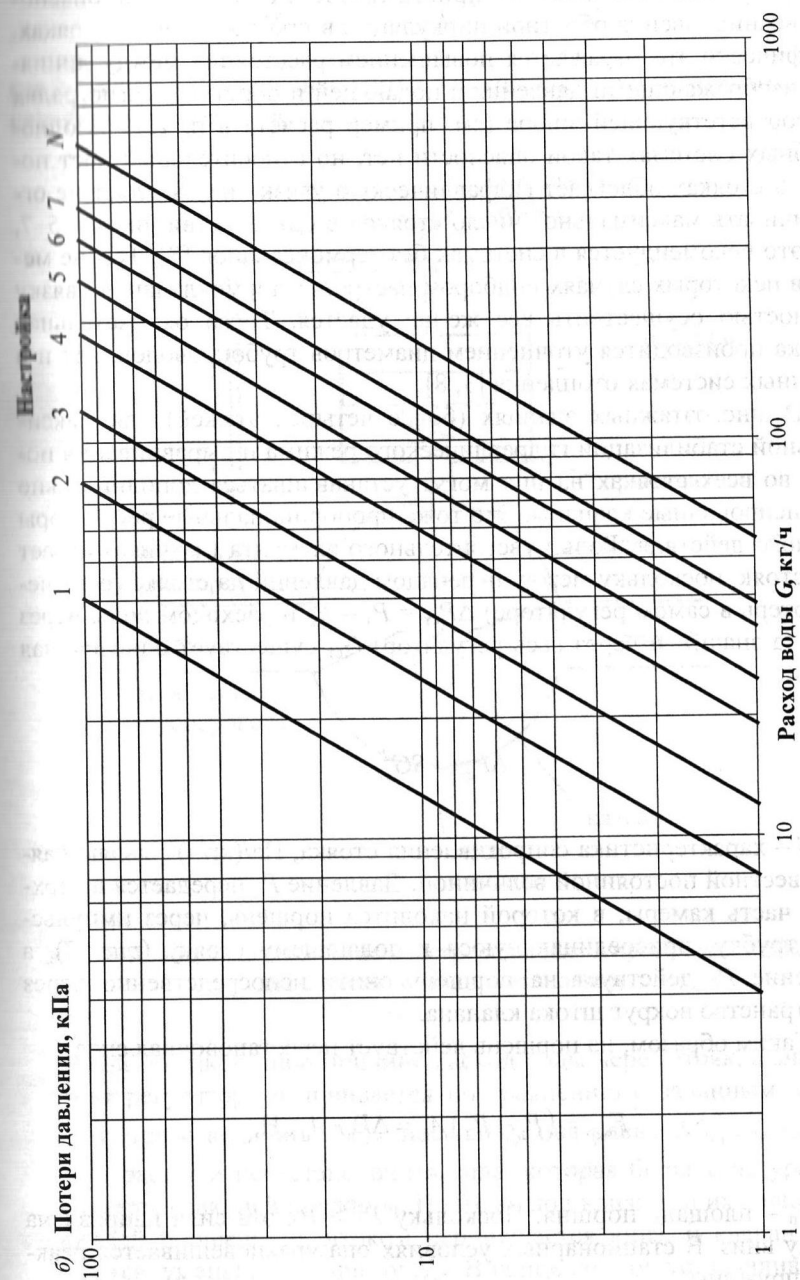


Рис. 6.1, б. Гидравлическая характеристика термодоплапана RA-N 10 с предварительной настройкой

В двухтрубных системах это приводит еще и к устранению опасности возникновения обратной циркуляции в промежуточных стояках. Графически это отражается повышением расстояния между линиями, изображающими давления в подающей и обратной магистралях на соответствующей эпюре (см. пример расчета в п. 1.4). В однотрубных системах такой опасности нет, но относительный рост потерь в стояках облегчает гидравлическую увязку и позволяет не ограничивать максимальное число стояков в одной ветви числом 5–7, как это рекомендуется в системах без термодисбалансов [8]. Тем не менее в некоторых случаях подбором настройки термодисбалансов увязку полностью осуществить все же не удастся. Тогда окончательная увязка производится уточнением диаметров трубопроводов, как и в обычных системах отопления [3, 8].

В многоэтажных зданиях (более четырех этажей) для максимальной стабилизации гидравлического режима и выравнивания потерь во всех стояках на них могут устанавливаться дополнительно балансирующие клапаны. Это тоже пропорциональные регуляторы прямого действия. Роль чувствительного элемента (датчика) играет сам стояк, поскольку между перепадом давлений на стояке (без учета потерь в самом регуляторе) $\Delta P_{ст} = P_1 - P_2$ и расходом воды через него (а значит, и через весь регулятор) $G_{ст}$ существует однозначная связь:

$$\Delta P_{ст} = S G_{ст}^2,$$

где S – характеристика сопротивления стояка, $\text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2$, являющаяся известной постоянной величиной. Давление P_1 передается в верхнюю часть камеры, в которой находится поршень, через импульсную трубку, присоединяющуюся к подающему стояку (рис. 7), а давление P_2 действует на поршень снизу непосредственно через пространство вокруг штока клапана.

Таким образом, на поршень действует перестановочная сила

$$F_{пер} = (P_1 - P_2) A_{п} = \Delta P_{ст} \cdot A_{п} \cdot H,$$

где $A_{п}$ – площадь поршня. Поскольку $P_1 > P_2$, эта сила направлена сверху вниз. В стационарных условиях она уравнивается реакцией пружины

$$F_{упр} = -kx,$$

где k – жесткость пружины, $\text{Н}/\text{м}$; x – смещение поршня относительно начального положения, м .

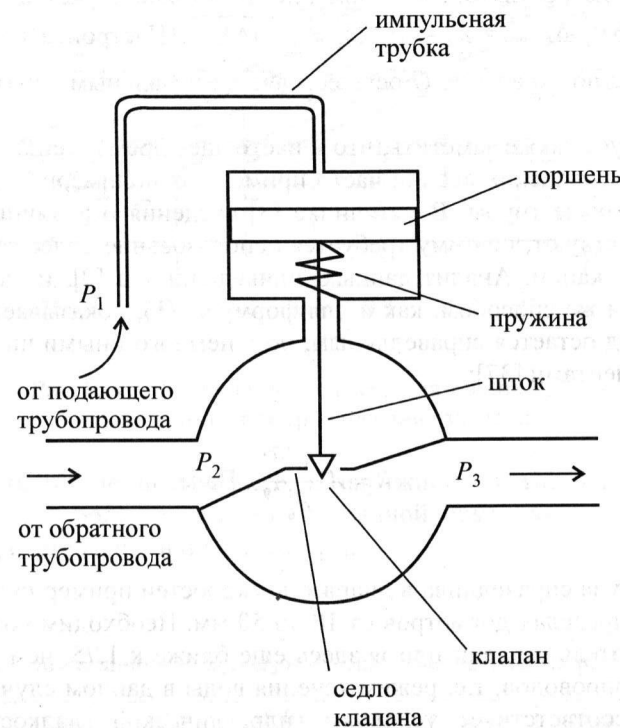


Рис. 7. Принципиальная схема конструкции балансирующего клапана для системы водяного отопления

Если по какой-либо причине расход воды через стояк, а значит, и через регулятор увеличивается по сравнению с заданным, сразу повышается и величина $\Delta P_{ст}$, поскольку она равна $S G_{ст}^2$. Следовательно, растет и перестановочная сила, которая больше не уравнивается реакцией пружины. Поэтому под влиянием их равновесия поршень со штоком перемещается вниз, и клапан прикрывается, уменьшая величину $G_{ст}$. В конце концов устанавливается

новое положение равновесия, потому что при смещении поршня вниз происходит сжатие пружины и ее реакция возрастает до тех пор, пока не уравнивает перестановочную силу.

Подбор регулятора осуществляется по его собственной расходной характеристике k_v , связывающей величину G с перепадом давления на регуляторе в целом (т.е. на стояке с учетом потерь в регуляторе), $\Delta P_{\text{рег}} = P_1 - P_3$: $k_v = G / \sqrt{\Delta P_{\text{рег}}}$. Настройка регулятора на конкретное значение G осуществляется начальным сжатием пружины.

Следует также заметить, что в настоящее время в системах отопления гражданских зданий часто применяют полимерные и металлопластиковые трубы. В источнике [3] сведения о величине R для них отсутствуют, поэтому требуется использование более современных публикаций. Анализ данных, приведенных в [9], и выполненный таким же способом, как и для формулы (1), показывает, что ее общий вид остается справедливым, но с немного иными числовыми коэффициентами [37]:

$$R = A \cdot \frac{w^{1,79}}{d_b^{1,29}}, \text{ Па/м.} \quad (1b)$$

Формула справедлива в диапазоне скоростей примерно от 0,2 до 2,5 м/с в пределах диаметров от 10 до 50 мм. Необходимо отметить, что показатель степени при w здесь еще ближе к 1,75, чем у стальных трубопроводов, т.е. режим течения воды в данном случае практически соответствует условиям гидравлической гладкости. Это вполне объяснимо меньшей величиной шероховатости полимерных труб [4]. Параметр A несколько отличается для различных типов пластиковых трубопроводов. Его среднее значение составляет $3,2 \cdot 10^4$ с возможными отклонениями $\pm 12,5\%$. Таким образом, при прочих равных условиях гидравлическое сопротивление пластиковых и металлопластиковых труб меньше, чем у стальных, примерно на треть (точнее, на величину от 28 до 44 %). Нужно только иметь в виду, что стандартные значения d_b у таких труб при одном и том же наружном диаметре заметно отличаются у разных производителей [9], поэтому при расчетах их следует принимать непосредственно по каталогам. По аналогии с рис. 1 для среднего значения A можно составить номограмму (рис. 8).

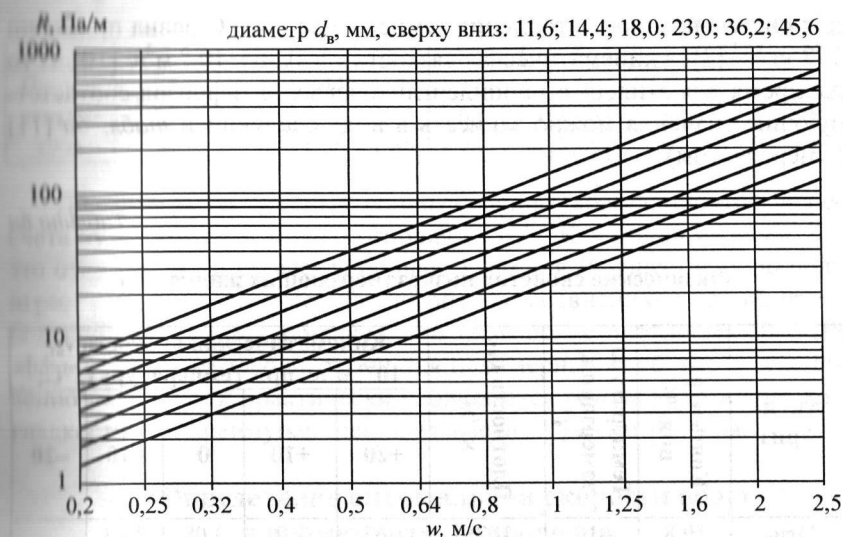


Рис. 8. Удельные потери давления на трение R , Па/м, для полимерных труб (средние значения)

Соответствие внутреннего и наружного диаметров (который здесь играет роль условного) для данной номограммы показано в табл. 6, составленной по данным [9].

Таблица 6

Соотношение между d_n и d_b для номограммы на рис. 8

d_n , мм	11,6	14,4	18,0	23,0	28,8	36,2	45,6
d_b , мм	16	20	25	32	40	50	63

Подчеркнем все же, что для различных типов полимерных и металлополимерных труб при равных d_n значения d_b могут быть не вполне одинаковыми, главным образом из-за различий в толщине стенки.

При использовании низкотемпературных жидкостей (антифризов), что характерно в основном для систем холодоснабжения, но встречается и в системах отопления, изменение удельных потерь давления на трение можно оценить исходя из соотношения плотностей и кинематических вязкостей соответствующей жидкости и воды [38]. Как отмечалось в п. 1.1, плотность воды ρ при характерной

для систем водяного отопления температуре +80 °С равна примерно 972 кг/м³ [3], а кинематическая вязкость $\nu = 0,365 \cdot 10^{-6}$ м²/с [10]. В то же время для этилен- и пропиленгликолевых антифризов соответствующие значения можно записать в виде следующей табл. 6а [11] (с пересчетом).

Таблица 6а

Физические свойства низкотемпературных жидкостей

Антифриз	Концентрация, %	Температура замерзания, °С	Плотность ρ_a , кг/м ³	Кинематическая вязкость ν_a , 10 ⁻⁶ м ² /с, при температурах, °С:				
				+20	+10	0	-10	-20
Этиленгликоль	19,8	-10	1025	1,63	2,2	3,08	3,83	
	35	-21	1045	2,34		4,6	7,32	11,3
	46,4	-33	1060	3,24		6,47	10,2	17,3
Пропиленгликоль	25	-10	1038	2,42	3,43	5,25	8,86	
	39	-20	1048	4,07	6,11	10,3	20,1	43,9
	54	-40	1070	7,01	11,7	21,2	43,9	103

Очевидно, поправочный коэффициент к величине R , даваемый формулами (1) или (1б), будет равен отношению $(\rho_a/\rho)(\nu_a/\nu)^{2-n}$, где n – показатель степени при скорости в выражениях (1) и (1б). Значения этого коэффициента приведены в табл. 6б.

Таблица 6б

Поправочные коэффициенты к формулам для R при использовании антифризов

Антифриз	Концентрация, %	Поправочный коэффициент к (1) при температурах, °С:					Поправочный коэффициент к (1б) при температурах, °С:				
		+20	+10	0	-10	-20	+20	+10	0	-10	-20
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Этиленгликоль	19,8	1,22	1,26	1,31	1,33		1,44	1,54	1,65	1,73	
	35	1,29		1,39	1,45	1,52	1,59		1,83	2,02	2,21
	46,4	1,36		1,45	1,52	1,60	1,72		1,99	2,19	2,45

Окончание табл. 6б

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Пропиленгликоль	25	1,29	1,34	1,39	1,47		1,59	1,71	1,87	2,09	
	39	1,37	1,43	1,51	1,61	1,74	1,79		2,17	2,50	2,95
	54	1,48	1,56	1,65	1,78	1,94	2,05		2,58	3,01	3,60

Для потерь на местных сопротивлениях коэффициентом пересчета будет служить только отношение ρ_a/ρ . Как видно из табл. 6а, это отношение также всегда больше 1, но для R существенную роль играет еще и рост вязкости антифриза по сравнению с водой, что в большинстве случаев заметнее, чем повышение плотности. Данный эффект особенно ярко выражен для полимерных труб, где n существенно меньше 2, и практически наблюдается режим гидравлической гладкости, т.е. преимущественно вязкостный режим течения.

1.3. Определение оптимальной скорости воды и диаметра трубопроводов

Формула (1а) для оптимального диаметра трубопроводов получена при наиболее целесообразной скорости воды, равной примерно 0,6 м/с. Это значение получается из технико-экономического расчета. Он основан на том, что при уменьшении диаметров сокращаются их стоимость ($K_{тр}$) из-за уменьшения массы металла, но увеличиваются затраты на электроэнергию ($\mathcal{E}_{эл}$) для привода насосов вследствие возрастания потерь давления при движении теплоносителя. Поэтому существует некоторый оптимальный диаметр и соответствующая ему скорость воды, при которых величина совокупных дисконтированных затрат (СДЗ) за расчетный срок оказывается наименьшей [12].

Удельная мощность, необходимая для перемещения теплоносителя через 1 пог. м трубопровода, определяется по следующей формуле [8]:

$$N_{уд} = \frac{k \cdot R \cdot G}{3600 \cdot \rho \cdot \eta_{нас}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт/м.} \quad (4)$$

Здесь, помимо уже использованных обозначений, k – коэффициент учета потерь на местных сопротивлениях, который при их доле в общей сумме, равной 0,35, составит $1/(1 - 0,35) = 1,54$; $\eta_{нас}$ – коэффициент полезного действия циркуляционного насоса. Для насосов с «мокрым ротором» его среднее значение близко к 0,2–0,25.

Затраты, связанные с потреблением электроэнергии системой отопления, вентиляции или кондиционирования воздуха (В и КВ), вычисляются по выражению [8], с некоторыми изменениями:

$$\mathcal{E}_{\text{эл}} = Z_p \cdot N_{\text{раб}} \cdot N_{\text{уст}} \cdot C_{\text{эл}}, \text{ руб./г.}; \quad (5)$$

где Z_p – продолжительность работы отопительного или вентиляционного оборудования в течение суток, ч; $N_{\text{раб}}$ – число рабочих дней в году, определяемое по режиму работы объекта; $N_{\text{уст}}$ – установочная мощность оборудования (электродвигателей насосов, вентиляторов и компрессоров), кВт; $C_{\text{эл}}$ – стоимость электроэнергии, руб./(кВт·ч), принимаемая в зависимости от типа потребителя по данным поставщика.

Если теперь выразить скорость воды через ее расход и диаметр трубопровода по формуле (3) и подставить в соотношение для $N_{\text{уд}}$ с учетом зависимостей (1) и (5) получаем формулу для эксплуатационных затрат на электроэнергию для привода насоса, отнесенных к 1 пог. м:

$$\mathcal{E}_{\text{эл}} = B \cdot \frac{G^{2,9} \cdot C_{\text{эл}}}{\eta_{\text{нас}} \cdot d_{\text{вн}}^{5,12}}, \text{ руб./г.}, \quad (6)$$

где $B = 7,4 \cdot z_{\text{от}} \cdot 10^{-5}$ – коэффициент, получающийся из постоянных величин, входящих в выражения для $\mathcal{E}_{\text{эл}}$, R и $N_{\text{уд}}$. Поскольку система отопления работает круглосуточно в течение отопительного периода, в выражении (5) принимаем $z_p = 24$ ч и $N_{\text{раб}} = z_{\text{от}}$, где $z_{\text{от}}$ – продолжительность отопительного периода в районе строительства по данным [13].

Капитальные затраты на трубопроводы и арматуру будут пропорциональны массе расходуемого металла, а значит, тоже будут зависеть от диаметра трубопровода. В данном случае эта зависимость опять-таки будет нелинейной, поскольку с ростом $d_{\text{в}}$ несколько увеличивается и толщина стенки трубы. Аппроксимация данных [2] дает для массы 1 пог. м обыкновенных водогазопроводных труб соотношение $m_{\text{уд}} = 0,046 \cdot d_{\text{вн}}^{1,17}$, кг/м, откуда получаем:

$$K_{\text{тр}} = C_{\text{тр}} \cdot 0,046 \cdot d_{\text{в}}^{1,17} \cdot 10^{-3}, \text{ руб.}, \quad (7)$$

где $C_{\text{тр}}$ – стоимость труб в расчете на 1 т массы металла с учетом повышающего коэффициента на монтаж и наладку, равного примерно 1,5–1,6.

Совокупные дисконтированные затраты, приведенные к концу расчетного срока T , г., вычисляются по выражению [12, 14]:

$$\begin{aligned} \text{СДЗ} = & K \cdot (1 + p/100)^T + \\ & + \mathcal{E} \cdot \left[(1 + p/100)^T - 1 \right] \cdot (100/p), \text{ руб.}, \end{aligned} \quad (8)$$

где K – капитальные единовременные затраты, руб., и \mathcal{E} – суммарные годовые эксплуатационные затраты, руб./г., для рассматриваемого варианта; p – норма дисконта, %. Она учитывает упущенную выгоду от того, что средства в размере K вложены в устройство инженерных систем вместо размещения под проценты в банке. В расчетах ее можно принимать на уровне не ниже ставки рефинансирования Центрального банка России. По состоянию на середину 2013 г. она равна 8,25 % годовых. Величина p связана с текущей величиной этой ставки, а также с коммерческими рисками капиталовложений.

Подставляем соотношения для $K_{\text{тр}}$ и $\mathcal{E}_{\text{эл}}$ в (8), вычисляем производную $d(\text{СДЗ})/d(d_{\text{в}})$ и приравниваем ее нулю, откуда после некоторых преобразований для оптимального значения $d_{\text{в}}$ находим [12]:

$$d_{\text{в.опт}} = 1,37 \cdot G^{0,46} \cdot \left(\frac{z_{\text{от}} \cdot C_{\text{эл}} \cdot \left[(1 + p/100)^T - 1 \right] \cdot (100/p)}{\eta_{\text{нас}} \cdot C_{\text{тр}} \cdot (1 + p/100)^T} \right)^{0,16}, \text{ мм.} \quad (9)$$

Принимая $z_{\text{от}} = 205$ сут по данным [13] для Москвы, $C_{\text{тр}} = 50\,000 \cdot 1,5 = 75\,000$ руб./т по среднерыночным ценам 2013 г., $\eta_{\text{нас}} = 0,22$, $C_{\text{эл}} = 4$ руб./(кВт·ч) по прогнозу ОАО «Мосэнергосбыт» для нерегулируемого рынка электроэнергии и $p = 10$ % годовых по рекомендации [15], для $T = 5$ лет (предельный срок для малозатратных и быстрокупаемых мероприятий) находим: $d_{\text{в.опт}} = 1,05 \cdot G^{0,46}$, что, например, для $G = 100$ кг/ч дает значение 8,73 мм (примерно D_{y10} или даже D_{y8}). Для сравнения отметим, что расход 100 кг/ч при перепаде температуры в системе отопления в $95 - 65 = 30$ °C соответствует тепловой нагрузке $Q = 1,163 \cdot 100 \cdot 30 = 3490$ Вт.

Анализ формулы (9) показывает, что стоимость энергетических ресурсов и суровость климатических условий оказывают повышающее воздействие на оптимальный диаметр, а стоимость материала – понижающее. Для данной задачи к увеличению $d_{\text{в.опт}}$ приводит еще

и снижение КПД насоса, потому что это вызывает рост фактического потребления электроэнергии, а это равносильно увеличению тарифа $C_{эл}$.

Выражая оптимальную скорость воды через ее расход и оптимальный диаметр трубопровода, получаем следующую зависимость:

$$w_{\text{опт}} = 0,194 \cdot G^{0,08} \cdot \left(\frac{\eta_{\text{нас}} \cdot C_{\text{тр}} \cdot (1 + p/100)^T}{z_{\text{от}} \cdot C_{\text{эл}} \cdot [(1 + p/100)^T - 1] \cdot (100/p)} \right)^{0,32}, \text{ м/с, (10)}$$

или для г. Москвы при $T = 5$ лет $w_{\text{опт}} = 0,31 \cdot G^{0,08}$, что в условиях рассматриваемого примера дает значение около 0,44 м/с. В других районах строительства разница с полученным результатом будет не слишком значительна, поскольку продолжительность отопительного периода входит в (10) в малой степени, равной только 0,32. Таким образом, при увеличении тепловой нагрузки участка и соответствующем возрастании расхода воды ее оптимальная скорость тоже должна повышаться и при $G = 1000$ кг/ч ($Q = 35$ кВт) будет составлять уже 0,52 м/с.

Заметим, что в квадратичном режиме сопротивления, когда удельные потери давления на трение связаны с w^2 , а не $w^{1,9}$, как в нашем случае, оптимальная скорость уже не будет зависеть от G , а величина $d_{\text{в.опт}}$ будет строго пропорциональна \sqrt{G} . Формула, представленная в п. 1.1, а именно $d_{\text{в.опт}} = 0,75 \cdot \sqrt{G}$, получена именно из таких соображений при $w_{\text{опт}}$ около 0,6 м/с. Как видно из проведенных расчетов, данная скорость оказывается несколько завышенной, а диаметр – заниженным, во всяком случае, при малых тепловых нагрузках.

На рис. 9 представлена зависимость $w_{\text{опт}}$ от G при $T = 5$ лет. Видно, что при росте расхода величина $w_{\text{опт}}$ действительно приближается к 0,6 м/с и затем даже начинает превышать ее, так что такое значение можно рассматривать как некоторое среднее при больших G .

1.4. Пример гидравлического расчета вертикальной двухтрубной системы водяного отопления

Рассмотрим пример гидравлического расчета с использованием перечисленных в п. 1.1 и 1.2 формул и рекомендаций для системы водяного отопления, схема которой приведена на рис. 10. Система вер-

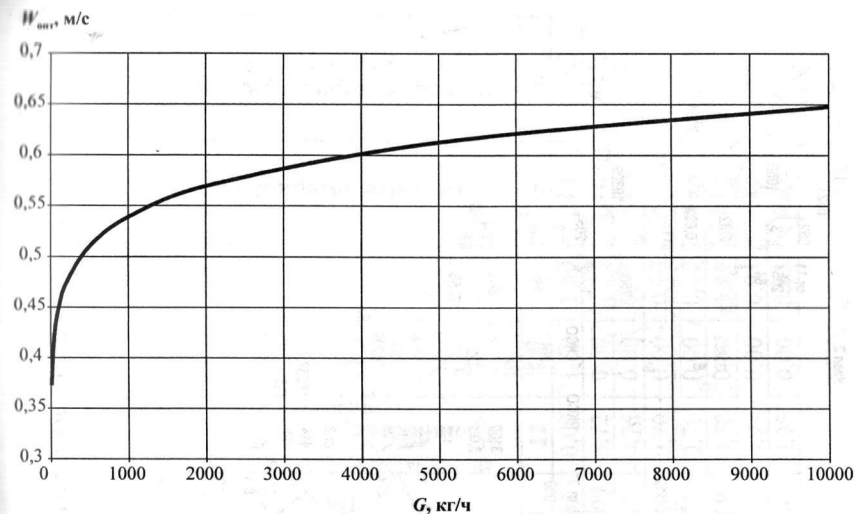


Рис. 9. Зависимость оптимальной скорости воды в трубопроводах системы отопления $w_{\text{опт}}$ от расхода воды G

тикальная двухтрубная с нижней разводкой магистралей и попутным движением теплоносителя в них. В качестве отопительных приборов использованы стальные панельные радиаторы с боковым подключением. Тепловая нагрузка приборов $Q_{\text{пр}}$, Вт, указана над приборами, а нагрузка стояков $Q_{\text{ст}}$ (сумма значений $Q_{\text{пр}}$ на стояке) – под номерами стояков. В системе предусмотрены две ветви, обслуживающие верхнюю и нижнюю части здания. Расчетной является нижняя ветвь как имеющая более высокую тепловую нагрузку. Поэтому основное циркуляционное кольцо проводим именно через эту ветвь – сначала по подающей магистрали, затем через стояк 5 (средний в ветви), после чего вдоль обратной. Расчет основного кольца представлен в табл. 7 и 8, первого второстепенного через стояк 11 (первый в ветви) – в табл. 7а и 8а, а второго второстепенного через стояк 1 (последний в ветви) – в табл. 7б и 8б. В первых двух случаях циркуляционные кольца проведены через нижние приборы стояков, поскольку там возникает минимальное гравитационное давление. На стояке 5 присоединение приборов двустороннее, поэтому кольцо проводится через тот из нижних приборов, у которого нагрузка больше. На стояке 1 прибор имеется только на 2-м этаже, и это обстоятельство учитывается расчетом разности естественных гравитационных давлений при увязке.

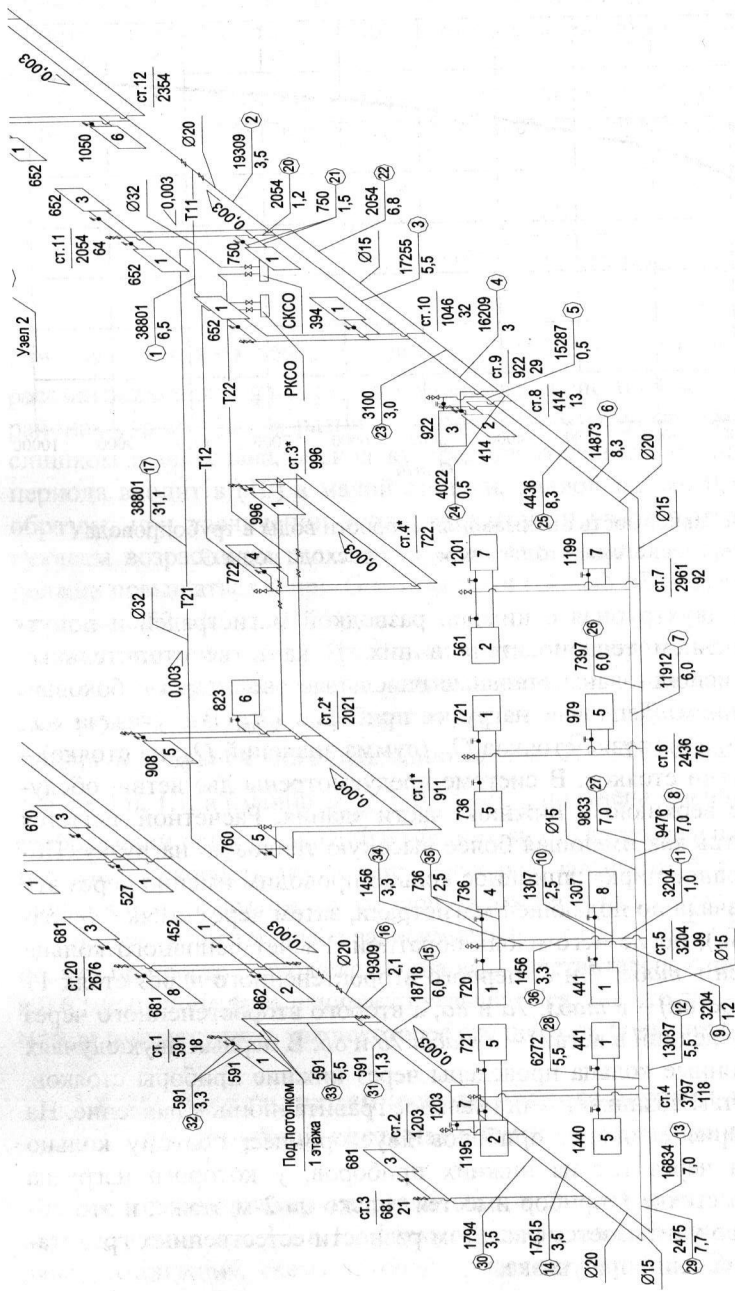


Рис. 10. Фрагмент схемы вертикальной двухтрубной системы отопления (к примеру расчета)

Таблица 7

Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца (через стояк 5) для системы, представленной на рис. 10

№ уч-ка	Тепловая нагрузка участка Q , Вт	Длина участка l , м	Расход воды G , кг/ч	Диаметр тру- бопровода, мм			Скорость воды w , м/с	Потери давления на трение		Динамическое давление P_d Па	КМС			Местные потери Z , Па		Полные потери на участке $R_l + Z$, Па
				d_{op}	D_y	d_n		R , Па/м	R_l , Па		Тройники	Прочие	Σ			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
1	38 801	6,5	1203	26,01	32	35,9	0,340	57	370	56,03	0,00	1,50	1,50	84,0	453,7	
2	19 309	3,5	598	18,35	20	21,2	0,485	224	784	114,09	6,72	0,50	7,22	823,7	1607,8	
3	17 255	5,5	535	17,34	20	21,2	0,433	181	995	91,11	0,75	0,00	0,75	68,5	1063,5	
4	16 209	3	502	16,81	20	21,2	0,407	161	482	80,40	0,70	0,00	0,70	56,3	538,2	
5	15 287	0,5	474	16,33	20	21,2	0,384	144	72	71,51	0,70	0,00	0,70	50,1	121,9	
6	14 873	8,3	461	16,10	20	21,2	0,373	136	1132	67,69	0,70	0,60	1,30	88,0	1220,4	
7	11 912	6	369	14,41	20	21,2	0,299	89	537	43,42	0,94	0,00	0,94	40,6	577,5	
8	9476	7	294	12,85	15	15,7	0,434	270	1887	91,36	0,95	0,00	0,95	86,6	1974,1	

Окончание табл. 7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
9	3204	1,2	99	7,47	15	15,7	0,147	34	41	10,44	10,99	2,50	13,49	140,9	182,1
10	1307	2,5	41	4,77	15	15,7	0,060	6	16	1,74	8,08	3,50	11,58	20,1	35,8
10'	1307	—	41	4,77	15	15,7	Термоклапан RTD-N 15, настройка 5								2300
11	3204	1	99	7,47	15	15,7	0,147	34	34	10,44	-5,52	2,50	-3,02	-31,5	2,9
12	13037	5,5	404	15,08	15	15,7	0,596	494	2719	172,92	1,00	0,00	1,00	173,0	2891,9
13	16834	7	522	17,13	20	21,2	0,422	173	1208	86,72	0,70	0,60	1,30	112,7	1321,1
14	17515	3,5	543	17,47	20	21,2	0,440	186	651	93,88	0,70	0,00	0,70	65,7	717,2
15	18718	6	580	18,06	20	21,2	0,470	211	1267	107,22	0,70	0,00	0,70	75,1	1342,1
16	19309	2,1	598	18,35	20	21,2	0,485	224	470	114,09	5,70	0,50	6,20	707,1	1177,5
17	38801	31,1	1203	26,01	32	35,9	0,340	57	1769	56,03	0,00	3,00	3,00	168,1	1936,9
														Сумма	19465
														Сумма	8016 (к табл.7а)
														Сумма	8793 (к табл.7б)

Таблица 7а

Гидравлический расчет второстепенного циркуляционного кольца (через стояк 11) для системы, представленной на рис. 10

№ уч-ка	Тепловая нагрузка участка Q, Вт	Длина участка l, м	Расход воды G, кг/ч	Диаметр трубопровода, мм			Скорость воды w, м/с	Потери давления на трение		Динамическое давление P _д , Па	КМС			Местные потери Z, Па	Полные потери на участке Rl + Z, Па
				d _в	D _г	d _н		R, Па/м	R _л , Па		Тройники	Прочие	Σ		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
20	2054	1,2	64	5,98	15	15,7	0,094	15	18	4,29	32,14	2,5	34,64	148,7	166,4
21	750	1,5	23	3,62	15	15,7	0,034	2	3	0,57	9,16	3,5	12,66	7,2	10,5
21'	750	—	23	3,62	15	15,7	Термоклапан RTD-N 15, настройка 3								4000
22	2054	6,8	64	5,98	15	15,7	0,094	15	100	4,29	1,37	3,30	4,67	20,0	120,4
23	3100	3	96	7,35	15	15,7	0,142	32	97	9,78	1,01	0	1,01	9,9	106,7
24	4022	0,5	125	8,37	15	15,7	0,184	53	26	16,46	0,73	0	0,73	12,0	38,5
25	4436	8,3	137	8,79	15	15,7	0,203	64	529	20,02	1,67	0,8	2,47	49,4	578,5
26	7397	6	229	11,36	15	15,7	0,338	168	1011	55,67	1,06	0	1,06	59,0	1069,5
27	9833	7	305	13,09	15	15,7	0,450	289	2025	98,37	1,05	0	1,05	103,8	2128,6
														Сумма	8219

Суммарные потери давления ΔP_{20-27} на участках второстепенного кольца 20–27 сравниваем с суммарными потерями ΔP_{3-11} параллельно включенных участков основного кольца 3–11 (см. рис. 10). По табл. 7 величина ΔP_{3-11} равна 8016 Па. Тогда остаточная невязка составляет $100 \cdot (\Delta P_{20-27} - \Delta P_{3-11}) / \Delta P_{3-11} = 100 \cdot (8219 - 8016) / 8016 = 2,5 \%$. Это меньше допустимой величины 5 % для попутной схемы движения теплоносителя, поэтому увязка второстепенного кольца осуществлена.

Заметим, что в данном примере для наилучшей увязки оказалось необходимым использовать более высокий (5-й) номер настройки термоклапана у прибора на основном кольце соответственно с более низкими потерями давления, поскольку при другом сочетании настроек качества увязки добиться не удается. Таким образом, в системах отопления с термоклапанами гидравлическая увязка производится подбором настроек клапанов на всех кольцах, а не только на второстепенных. Тем не менее для облегчения увязки конструкцию системы нужно предусматривать максимально симметричной – тепловые нагрузки отдельных стояков должны быть как можно ближе друг к другу. То же самое касается и нагрузок ветвей системы.

Таблица 7б

Гидравлический расчет второстепенного циркуляционного кольца (через стояк 1) для системы, представленной на рис. 10

№ участка	Тепловая нагрузка участка Q , Вт	Длина участка l , м	Расход воды G , кг/ч	Диаметр трубопровода, мм			Скорость воды w , м/с		Потери давления на трение		Динамическое давление P_d , Па	КМС			Местные потери Z , Па	Полные потери на участке $R_l + Z$, Па
				d_{op}	D_y	d_v			R , Па/м	R_l , Па		Тройники	Прочие	ΣZ		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
28	6272	5,5	194	10,46	10	12,6	0,446	380	2088	96,48	1,37	0	1,37	132,1	2220,2	
29	2475	7,7	77	6,57	10	12,6	0,176	65	500	15,02	3,85	0,9	4,75	71,4	571,0	
30	1794	3,5	56	5,59	10	12,6	0,127	35	123	7,89	1,14	0	1,14	9,0	132,2	
31	591	11,3	18	3,21	10	12,6	0,042	4	48	0,86	7,83	3,2	11,03	9,4	57,7	

Окончание табл. 7б

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
32	591	3,3	18	3,21	10	12,6	0,042	4	14	0,86	2,30	3,5	5,80	5,0	19,1
32'	591	–	18	3,21	10	12,6		Термоклапан RTD-N 10, настройка 2							
33	591	5,5	18	3,21	10	12,6	0,042	4	23	0,86	–15,2	5,20	–10,0	–8,6	14,9
														Сумма	8615

Суммарные потери давления ΔP_{20-27} на участках второстепенного кольца 28–33 сравниваем с суммарными потерями ΔP_{9-15} параллельно включенных участков основного кольца 9–15 (см. рис. 10), к которым в данном случае необходимо добавить разность естественных гравиационных давлений для 1-го и 2-го этажей. Это вызвано тем, что расчетный прибор в увязываемом кольце находится не на 1-м, а на 2-м этаже, поэтому естественное давление для него больше, что увеличивает располагаемый перепад давлений. По табл. 7 величина ΔP_{9-15} равна 8793 Па. Расчетная разность гравиационных давлений для двухтрубной системы $\Delta(\Delta P_e)$ равна $0,4 \cdot 6,3 \Delta h(t_r - t_o) = 0,4 \cdot 6,3 \cdot 3,3 \cdot (95 - 65) = 250$ Па [3], [8]. Здесь $\Delta h = 3,3$ м – разность отметок центров отопительных приборов на 1-м и 2-м этажах, равная высоте этажа. Тогда остаточная невязка составляет $100 \cdot (\Delta P_{28-33} - \Delta P_{9-15} - \Delta(\Delta P_e)) / \Delta P_{9-15} = 100 \cdot (8615 - 8793 - 250) / 8793 = -4,9$ %. Как и в первом случае, это меньше допустимой величины 5 % для попутной схемы движения теплоносителя, поэтому увязка второго второстепенного кольца также осуществлена. Однако здесь остаточная невязка все же больше и близка к максимально возможной, кроме того, для увязки требуется установка термоклапана со второй настройкой, что рекомендуется только в исключительных случаях из-за возможности шумообразования и зарастания накипью. Уточнение увязки за счет варьирования диаметров также весьма затруднительно из-за малых расходов воды. Данные обстоятельства показывают, что для увязки нежелательно брать стояки нетиповой конструкции или малонагруженные, но в данном случае конструкция системы не позволяет принять иные варианты. Эпюра давлений в магистралях для проверки располагаемого перепада давлений по промежуточным стоякам во избежание опрокидывания циркуляции представлена на рис. 11.

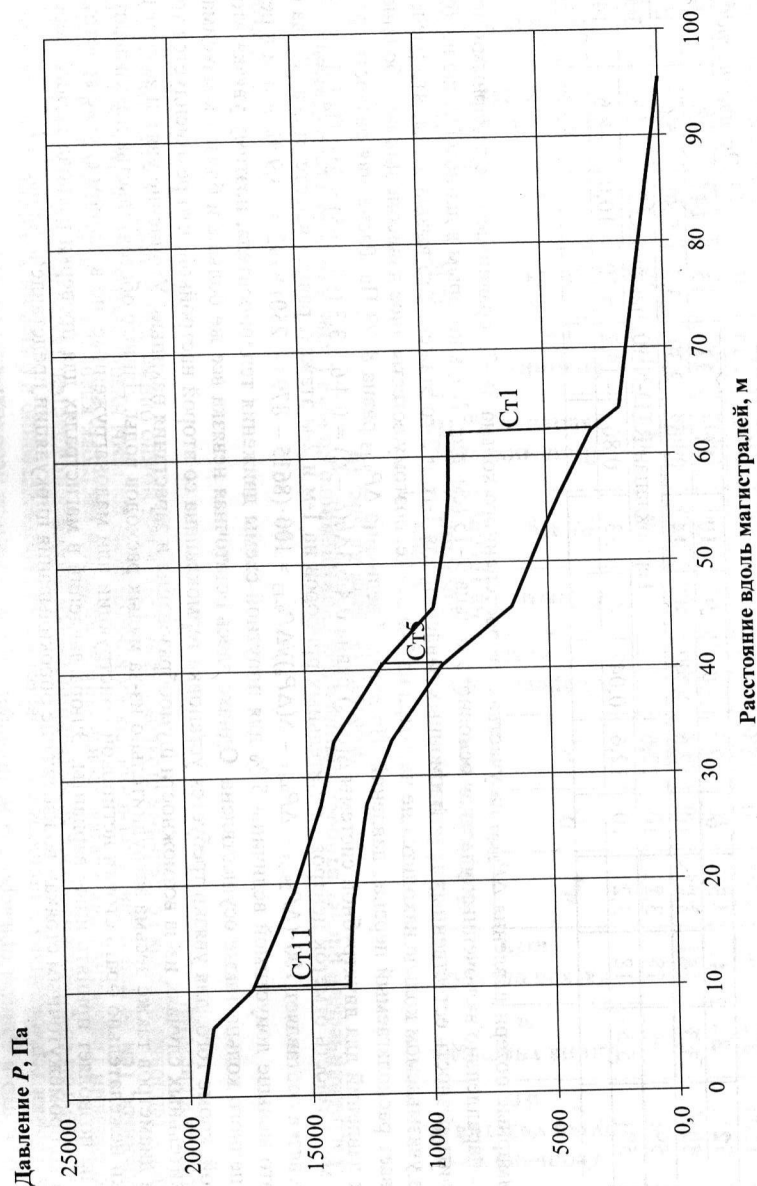


Рис. 11. Эпюра давлений в магистралях системы отопления по результатам гидравлического расчета (табл. 7-7б)

Видно, что линии, изображающие давление в подающей и обратной магистралях, проходят практически параллельно на достаточном расстоянии друг от друга, за исключением участков, прилегающих к стояку 1. Таким образом, обратной циркуляции в промежуточных стояках не будет, а располагаемые перепады давлений во всех случаях довольно близки, что облегчает настройку термклапанов.

Таблица 8

Ведомость КМС к табл. 7

№ уч-ка	Местные сопротивления	ξ	$\Sigma \xi$
1	2	3	4
1	1. Шаровой кран	0,5	1,5
	2. Два отвода $90^\circ D_{y32}$	$2 \times 0,5$	
2	1. Тройник на растекании, $g_{отв} = 598/1203 = 0,5$		
	2. Шаровой кран	0,5	
3	Тройник на проходе, $g_{прох} = 535/598 = 0,89$	0,75	0,75
4	То же, $g_{прох} = 502/535 = 0,94$	0,7	0,7
5	То же, $g_{прох} = 474/502 = 0,94$	0,7	0,7
6	1. Тройник на проходе, $g_{прох} = 461/474 = 0,97$	0,7	1,3
	2. Отвод $90^\circ D_{y20}$	0,6	
7	Тройник на проходе, $g_{прох} = 369/461 = 0,8$	0,94	0,94
8	То же, $g_{прох} = 294/369 = 0,79$	0,95	0,95
9	1. Тройник на ответвлении при делении потока, $g_{отв} = 99/294 = 0,34$; $D = 15/15 = 1$	10,99	13,49
	2. Шаровой кран	0,5	
	3. Скоба D_{y15}	2,0	
10	1. Крестовина на ответвлении при делении потока, $g_{отв} = 41/99 = 0,41$; $D = 15/15 = 1$	7,69	11,58
	2. Радиатор стальной типа РСВ	3,0	
	3. Шаровой кран на обратной подводке	0,5	
	4. Крестовина на ответвлении при слиянии потоков, $g_{отв} = 41/99 = 0,41$; $D = 15/15 = 1$	0,39	
11	1. Тройник на ответвлении при слиянии потоков, $g_{отв} = 99/294 = 0,34$; $D = 15/15 = 1$	-5,52	-3,02
	2. Шаровой кран	0,5	
	3. Скоба D_{y15}	2,0	
12	Тройник на проходе, $g_{прох} = 404/522 = 0,77$	1,0	1,0
13	1. Тройник на проходе, $g_{прох} = 522/543 = 0,96$	0,7	1,3
	2. Отвод $90^\circ D_{y20}$	0,6	
14	Тройник на проходе, $g_{прох} = 543/580 = 0,94$	0,7	0,7

1	2	3	4
15	То же, $g_{\text{прох}} = 580/598 = 0,97$	0,7	0,7
16	1. Тройник на противотоке, $g_{\text{отв}} = 598/1\ 203 = 0,5$	5,7	6,2
	2. Шаровой кран	0,5	
17	1. Пять отводов $90^\circ D_v\ 32$	$5 \times 0,5$	3,0
	2. Шаровой кран	0,5	

* Крестовины рассматриваются как соответствующие тройники.

Таблица 8а

Ведомость КМС к табл. 7а

№ уч-ка	Местные сопротивления	ξ	$\Sigma \xi$
20	1. Тройник на ответвлении при делении потока, $g_{\text{отв}} = 64/598^* = 0,11$; $D = 15/20 = 0,75$	32,14	34,64
	2. Шаровой кран	0,5	
	3. Скоба $D_v\ 15$	2,0	
21	1. Крестовина** на ответвлении при делении потока, $g_{\text{отв}} = 23/64 = 0,36$; $D = 15/15 = 1$	9,49	12,66
	2. Радиатор стальной типа РСВ	3,0	
	3. Шаровой кран на обратной подводке	0,5	
	4. Крестовина** на ответвлении при слиянии потоков, $g_{\text{отв}} = 23/64 = 0,36$; $D = 15/15 = 1$	-0,33	
22	1. Шаровой кран	0,5	4,67
	2. Скоба $D_v\ 15$	2,0	
	3. Отвод $90^\circ D_v\ 15$	0,8	
	4. Тройник на проходе, $g_{\text{прох}} = 64/96 = 0,67$	1,37	
23	Тройник на проходе, $g_{\text{прох}} = 96/125 = 0,77$	1,01	1,01
24	То же, $g_{\text{прох}} = 125/137 = 0,91$	0,73	0,73
25	1. Тройник на проходе, $g_{\text{прох}} = 137/229 = 0,6$	1,67	2,47
	2. Отвод $90^\circ D_v\ 15$	0,8	
26	Тройник на проходе, $g_{\text{прох}} = 229/305 = 0,76$	1,06	1,06
27	То же, $g_{\text{прох}} = 305/404^{***} = 0,75$	1,05	1,05

* 598 кг/ч – расход на участке 2 (см. табл. 7), поскольку по схеме (см. рис. 10) предыдущим вдоль подающей магистрали перед участком 20, относящимся к первому второстепенному кольцу, является участок 2 основного кольца.

** Крестовины рассматриваются как соответствующие тройники, как и в табл. 8.

*** 404 кг/ч – расход на участке 12 (см. табл. 7), поскольку по схеме (см. рис. 10) следующим вдоль обратной магистрали после участка 27, относящегося к первому второстепенному кольцу, является участок 12 основного кольца.

Ведомость КМС к табл. 7б

№ уч-ка	Местные сопротивления	ξ	$\Sigma \xi$
28	Тройник на проходе, $g_{\text{прох}} = 194/305^* = 0,68$	1,37	1,37
29	То же, $g_{\text{прох}} = 77/194 = 0,4$	3,85	4,75
	Отвод $90^\circ D_v\ 10$	0,0	
30	Тройник на проходе, $g_{\text{прох}} = 56/77 = 0,73$	1,14	1,14
31	1. То же, $g_{\text{прох}} = 18/56 = 0,32$	5,53	11,03
	2. Шаровой кран	0,5	
	3. Три отвода $90^\circ D_v\ 10$	$3 \times 0,9$	
	4. Тройник на ответвлении при делении потока (у спускного вентиля), $g_{\text{отв}} = 18/18 = 1$; $D = 10/10 = 1$	2,3	
32	1. Тройник на ответвлении при делении потока (у воздухоотводчика), $g_{\text{отв}} = 18/18 = 1$; $D = 10/10 = 1$	2,3	5,8
	2. Радиатор стальной типа РСВ	3,0	
	3. Шаровой кран на обратной подводке	0,5	
33	1. Шаровой кран	0,5	-10,0
	2. Скоба $D_v\ 15$	2,0	
	3. Три отвода $90^\circ D_v\ 10$	$3 \times 0,9$	
	4. Тройник на ответвлении при слиянии потоков, $g_{\text{отв}} = 18/598^{***} = 0,03$; $D = 10/20 = 0,5$	-15,2	

* 284 кг/ч – расход на участке 8 (см. табл. 7), поскольку по схеме (см. рис. 10) предыдущим вдоль подающей магистрали перед участком 20, относящимся к первому второстепенному кольцу, является участок 2 основного кольца.

** Крестовины рассматриваются как соответствующие тройники, как и в табл. 8.

*** 598 кг/ч – расход на участке 16 (см. табл. 7), поскольку по схеме (см. рис. 10) следующим вдоль обратной магистрали после участка 33, относящегося ко второму второстепенному кольцу, является участок 16 основного кольца. Поскольку $g_{\text{отв}} < 0,1$, в формулу п. 6 табл. 2 подставляем $g_{\text{отв}} = 0,1$.

1.5. Пример гидравлического расчета горизонтальной двухтрубной системы водяного отопления

Для сравнения с п. 1.4 рассмотрим также пример гидравлического расчета горизонтальной двухтрубной системы водяного ото-

пления, схема которой приведена на *рис. 12*. Система с нижней разводкой магистралей и попутным движением теплоносителя в них в пределах этажных ветвей и с объединением частей системы, обслуживающих разные фасады здания, по тупиковой схеме. Поэтому данную систему нельзя отнести однозначно к тупиковой или попутной, вследствие чего, в частности, эпюра циркуляционного давления для систем такого типа обычно не строится, поскольку имеет сложный вид и в то же время малоинформативна. В качестве отопительных приборов использованы стальные панельные радиаторы с нижней подключением.

Основное циркуляционное кольцо проводим через часть системы, обслуживающую левый по плану фасад, поскольку она имеет наибольшую тепловую нагрузку. В отличие от вертикальной двухтрубной системы здесь за расчетное выбираем направление через этажную ветвь ВЕРХНЕГО (в данном случае третьего) этажа. В пределах этой ветви основное кольцо идет сначала по подающему трубопроводу, затем через расчетный средний прибор, а после него – по обратной магистрали. В рассматриваемой системе все приборы в пределах этажной ветви находятся в одном помещении (именно для зданий с большими по площади помещениями и целесообразна горизонтальная система), поэтому приборы имеют одинаковую тепловую нагрузку (см. схему), а значит, и одинаковые настройки термодатчиков. Гидравлическая увязка в таких системах может производиться либо для этажных ветвей на других этажах с учетом возникающей разности естественных гравитационных давлений, либо для частей системы, обслуживающих другие фасады. В обоих случаях увязка осуществляется на условиях, принятых для тупиковых систем и с соответствующей допустимой относительной невязкой $\pm 15\%$.

В данном примере для увязки выбрана ветвь, обслуживающая нижний по плану фасад. Более детально ее схема показана на *рис. 13*. Результаты расчета основного циркуляционного кольца представлены в *табл. 9* и *10*, а второстепенного – в *табл. 9а* и *10а*. В рассматриваемых условиях сопротивление термодатчика при увязке необходимо устанавливать на значительно большем уровне, чем у расчетного прибора основного кольца, из-за гораздо меньшей протяженности увязываемой ветви и, следовательно, существенно более низких потерь давления в трубопроводах. В то же время, поскольку ветви между собой соединяются по тупиковой схеме, допустимая невязка оказывается выше, а процесс подбора настройки клапана – проще.

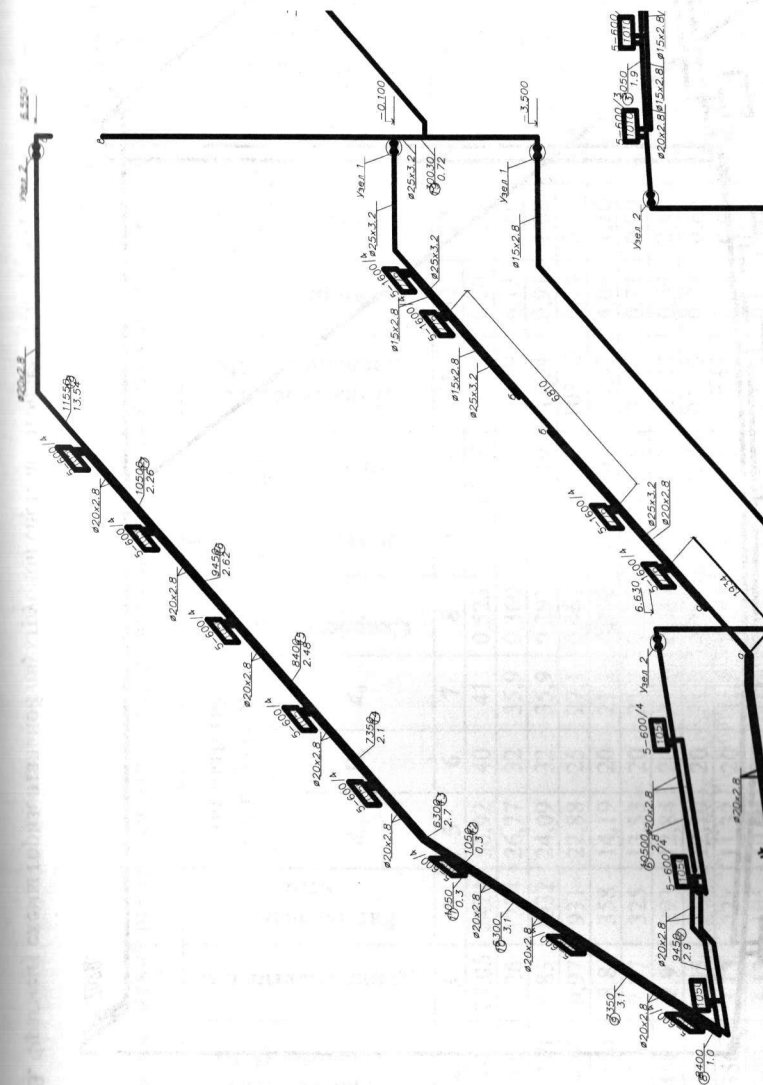


Рис. 12. Фрагмент схемы горизонтальной двухтрубной системы отопления (к примеру расчета)

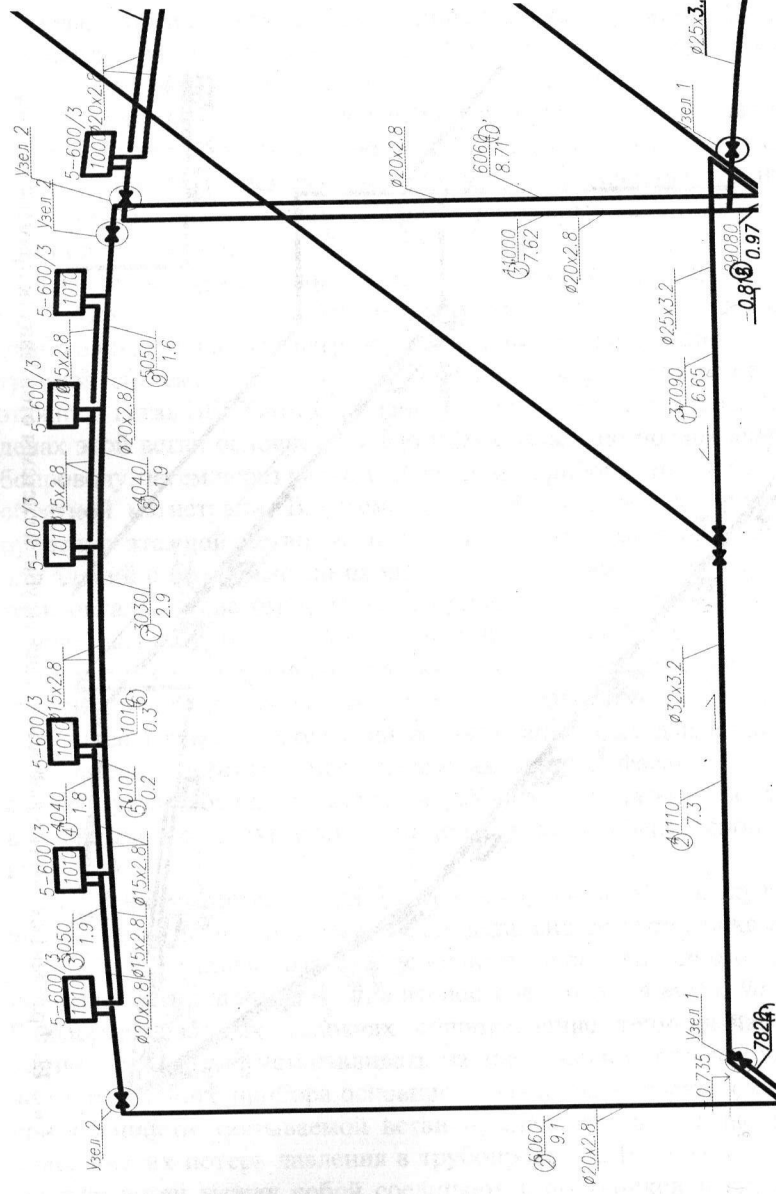


Рис. 13. Фрагмент схемы горизонтальной двухтрубной системы отопления (к примеру расчета, продолжение)

Таблица 9

Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца для системы, представленной на рис. 12

№ участка	Тепловая нагрузка участка Q, Вт	Длина участка l, м	Расход воды G, кг/ч	Диаметр трубопровода, мм			Скорость воды w, м/с		Потери давления на трение		Динамическое давление P _д , Па	КМС			Местные потери Z, Па	Полные потери на участке Rl + Z, Па
				d _в	D _г	d _п			R, Па/м	Rl, Па		Тройники	Прочие	Σξ		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
1	78 200	29,05	2424	36,92	40	41	0,525	109	3169	133,77	0,00	1,30	1,30	173,9	3343,3	
2	41 110	7,26	1274	26,77	32	35,9	0,360	63	461	62,89	6,13	0,50	6,63	417,1	878,0	
3	33 290	9,85	1032	24,09	32	35,9	0,291	43	419	41,24	0,91	1,00	1,91	79,0	497,7	
4	30 030	0,97	931	22,88	25	27,1	0,461	147	143	103,35	0,74	0,00	0,74	76,2	219,3	
5	11 550	8,8	358	14,19	20	21,2	0,290	84	743	40,82	4,06	1,10	5,16	210,5	953,1	
6	10 500	2,77	325	13,53	20	21,2	0,263	70	195	33,74	0,73	0,00	0,73	24,5	219,5	
7	9450	2,9	293	12,84	20	21,2	0,237	58	167	27,33	0,74	2,40	3,14	85,8	253,0	
8	8400	1,05	260	12,10	20	21,2	0,211	46	48	21,59	0,76	0,60	1,36	29,4	77,7	
9	7350	3,13	228	11,32	20	21,2	0,184	36	112	16,53	0,78	0,00	0,78	13,0	124,9	
10	6300	3,13	195	10,48	20	21,2	0,158	27	83	12,15	0,82	0,00	0,82	9,9	93,4	

Окончание табл. 9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
11	1050	0,2	33	4,28	15	15,7	0,048	4	1	1,12	15,21	3,00	18,21	20,4	21,2
11'	1050	—	33	4,28	15	15,7	Термоклапан RTD-N 15, настройка 4								2800
12	1050	0,32	33	4,28	15	15,7	0,048	4	1	1,12	-13,3	0,50	-12,8	-14,3	-13,0
13	6300	2,69	195	10,48	20	21,2	0,158	27	72	12,15	0,82	0,00	0,82	9,9	81,7
14	7350	2,1	228	11,32	20	21,2	0,184	36	75	16,53	0,78	0,00	0,78	13,0	88,0
15	8400	2,48	260	12,10	20	21,2	0,211	46	114	21,59	0,76	0,00	0,76	16,4	130,7
16	9450	2,62	293	12,84	20	21,2	0,237	58	151	27,33	0,74	0,00	0,74	20,2	171,2
17	10 500	2,26	325	13,53	20	21,2	0,263	70	159	33,74	0,73	0,00	0,73	24,5	183,6
18	11 550	13,54	358	14,19	20	21,2	0,290	84	1143	40,82	4,06	1,70	5,76	235,0	1377,5
19	30 030	0,72	931	22,88	25	27,1	0,461	147	106	103,35	1,73	0,00	1,73	178,5	284,7
20	33 290	33,91	1032	24,09	32	35,9	0,291	43	1442	41,24	0,91	1,50	2,41	99,6	1541,2
21	41 110	3,17	1274	26,77	32	35,9	0,360	63	201	62,89	5,25	1,00	6,25	392,9	594,1
22	78 200	23,16	2424	36,92	40	41	0,525	109	2527	133,77	0,00	1,30	1,30	173,9	2700,7
														Сумма	16 622
														Сумма 3-20	9701 (к табл. 9а)

Таблица 9а

Гидравлический расчет первого второстепенного циркуляционного кольца для системы, представленной на рис. 12-13

№ участка	Тепловая нагрузка участка Q, Вт	Длина участка l, м	Расход воды G, кг/ч	Диаметр трубопровода, мм			Скорость воды v, м/с	Потери давления на трение		Динамическое давление P _д , Па	КМС			Местные потери Z, Па	Полные потери на участке Rl + Z, Па
				d _{оп}	D _y	d _в		R, Па/м	Rl, Па		Тройники	Прочие	Σξ		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1'	7820	1,1	242	11,68	20	21,2	0,196	40	44	18,71	6,20	0,50	6,70	125,4	169,6
2	6060	9,1	188	10,28	20	21,2	0,152	25	225	11,24	3,21	0,60	3,81	42,8	268,3
3'	5050	1,9	157	9,38	20	21,2	0,127	18	33	7,80	0,86	0,00	0,86	6,7	40,0
4'	4040	1,8	125	8,39	15	15,7	0,185	53	96	16,61	0,94	0,00	0,94	15,6	111,6
5'	1010	0,2	31	4,20	15	15,7	0,046	4	1	1,04	19,50	3,00	22,50	23,4	24,1
5''	1010	—	31	4,20	15	15,7	Термоклапан RTD-N 15, настройка 3								7000
6'	1010	0,32	31	4,20	15	15,7	0,046	4	1	1,04	-1,10	0,50	-0,60	-0,6	0,6
7'	3030	2,9	94	7,27	15	15,7	0,139	31	90	9,34	1,07	0,00	1,07	10,0	99,6
8'	4040	1,9	125	8,39	15	15,7	0,185	53	101	16,61	0,94	0,00	0,94	15,6	117,0
9'	5050	1,6	157	9,38	20	21,2	0,127	18	28	7,80	0,86	0,00	0,86	6,7	34,8
10'	6060	8,71	188	10,28	20	21,2	0,152	25	216	11,24	2,11	1,10	3,21	36,1	251,9
11'	7820	27,56	242	11,68	20	21,2	0,196	40	1108	18,71	-5,17	1,70	-3,47	-64,9	1043,6
														Сумма	9161

Суммарные потери давления $\Delta P_{1'-11'}$ на участках второстепенного кольца 1' – 11' сравниваем с суммарными потерями ΔP_{3-20} параллельно включенных участков основного кольца 3–20 (см. рис. 12–13). По табл. 9 величина ΔP_{3-20} равна 10 701 Па. Тогда остаточная невязка составляет $100 \cdot (\Delta P_{1'-11'} - \Delta P_{3-20}) / \Delta P_{3-20} = 100 \cdot (9161 - 9701) / 9701 = -5,6 \%$. Это по абсолютной величине меньше допустимого значения 15 % для тупиковой схемы соединения ветвей, поэтому увязка второстепенного кольца осуществлена.

Таблица 10

Ведомость КМС к таблице 9

№ уч-ка	Местные сопротивления	ξ	$\Sigma \xi$
1	2	3	4
1	1. Шаровой кран 2. Два отвода 90° D_{y40}	0,5 2×0,4	1,3
2	1. Тройник на растекании, $g_{отв} = 1274/2424 = 0,53$ 2. Шаровой кран	6,13 0,5	6,63
3	1. Шаровой кран 2. Тройник на проходе, $g_{прох} = 1032/1274 = 0,81$ 3. Отвод 90° D_{y32}	0,5 0,91 0,5	1,91
4	Тройник на проходе, $g_{прох} = 931/1032 = 0,9$	0,74	0,74
5	1. Тройник на проходе, $g_{прох} = 358/931 = 0,38$ 2. Отвод 90° D_{y20} 3. Шаровой кран	4,06 0,6 0,5	5,16
6	Тройник на проходе, $g_{прох} = 325/358 = 0,91$	0,73	0,73
7	1. Тройник на проходе, $g_{прох} = 293/325 = 0,9$ 2. Четыре отвода 90° D_{y20}	0,74 4×0,6	3,14
8	1. Тройник на проходе, $g_{прох} = 260/293 = 0,89$ 2. Отвод 90° D_{y20}	0,76 0,6	1,36
9	Тройник на проходе, $g_{прох} = 228/260 = 0,88$	0,78	0,78
10	Тройник на проходе, $g_{прох} = 195/228 = 0,86$	0,82	0,82
11	1. Тройник на ответвлении при делении потока, $g_{отв} = 33/195 = 0,17$; $D = 15/20 = 0,75$ 2. Радиатор стальной типа РСВ	15,21 3,0	18,21
12	1. Тройник на ответвлении при слиянии потоков, $g_{отв} = 33/195 = 0,17$; $D = 15/20 = 0,75$ 2. Шаровой кран	-13,3 0,5	-12,8

Окончание табл. 10

1	2	3	4
13	Тройник на проходе, $g_{прох} = 195/228 = 0,86$	0,86	0,86
14	То же, $g_{прох} = 228/260 = 0,88$	0,78	0,78
15	То же, $g_{прох} = 260/293 = 0,89$	0,76	0,76
16	То же, $g_{прох} = 293/325 = 0,9$	0,74	0,74
17	То же, $g_{прох} = 325/358 = 0,91$	0,73	0,73
18	1. Тройник на проходе, $g_{прох} = 358/931 = 0,38$ 2. Два отвода 90° D_{y20} 3. Шаровой кран	4,06 2×0,6 0,5	5,76
19	Тройник на ответвлении при слиянии потоков, $g_{отв} = 931/1032 = 0,9$; $D = 25/32 = 0,78$	1,73	1,73
20	1. Тройник на проходе, $g_{прох} = 1032/1274 = 0,81$ 2. Два отвода 90° D_{y32} 3. Шаровой кран	0,91 2×0,5 0,5	2,41
21	1. Тройник на противотоке, $g_{отв} = 1274/2424 = 0,53$ 2. Два шаровых крана	5,25 2×0,5	6,25
22	1. Шаровой кран 2. Два отвода 90° D_{y40}	0,5 2×0,4	1,3

Таблица 10а

Ведомость КМС к табл. 9а

№ уч-ка	Местные сопротивления	ξ	$\Sigma \xi$
1'	1. Тройник на ответвлении при делении потока, $g_{отв} = 242/1274^* = 0,19$; $D = 20/32 = 0,63$ 2. Шаровой кран	6,2 0,5	6,7
2'	1. Тройник на растекании, $g_{отв} = 188/242 = 0,78$ 2. Отвод 90° D_{y20}	3,21 0,6	3,81
3'	Тройник на проходе, $g_{прох} = 157/188 = 0,84$	0,86	0,86
4'	То же, $g_{прох} = 125/157 = 0,8$	0,94	0,94
5'	1. Тройник на ответвлении при делении потока, $g_{отв} = 31/125 = 0,25$; $D = 15/20 = 0,75$ 2. Радиатор стальной типа РСВ	19,5 3,0	22,5
6'	1. Тройник на ответвлении при слиянии потоков, $g_{отв} = 31/125 = 0,25$; $D = 15/20 = 0,75$ 2. Шаровой кран	-1,1 0,5	-0,6
7'	Тройник на проходе, $g_{прох} = 94/125 = 0,75$	1,07	1,07

1	2	3	4
8'	То же, $g_{\text{прох}} = 125/157 = 0,8$	0,94	0,94
9'	То же, $g_{\text{прох}} = 157/188 = 0,84$	0,86	0,86
10'	1. Тройник на ответвлении при слиянии потоков, $g_{\text{отв}} = 188/242 = 0,78$; $D = 20/20 = 1$	2,11	3,21
	2. Отвод $90^\circ D_{\text{в}} 20$	0,6	
	3. Шаровой кран	0,5	
11'	1. Тройник на ответвлении при слиянии потоков, $g_{\text{отв}} = 242/1274^{**} = 0,19$; $D = 20/32 = 0,63$	-5,17	-3,47
	2. Два отвода $90^\circ D_{\text{в}} 20$	2×0,6	
	3. Шаровой кран	0,5	

* 1274 кг/ч – расход на участке 2 (см. табл. 9), поскольку по схеме (см. рис. 12–13) предыдущим вдоль подающей магистрали перед участком 1', относящимся к первому второстепенному кольцу, является участок 2 основного кольца.

** 1274 кг/ч – расход на участке 21 (см. табл. 9), поскольку по схеме (см. рис. 12–13) следующим вдоль обратной магистрали после участка 11', относящегося к первому второстепенному кольцу, является участок 21 основного кольца.

ГЛАВА 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВНУТРЕННЕГО ВОДОПРОВОДА

2.1. Расчет расходов воды и потерь давления в трубопроводах

При определении расходов воды в системах холодного и горячего водоснабжения с целью их гидравлического расчета и подбора основного оборудования, в первую очередь повысительных и циркуляционных насосов, а также водоподогревателей, пользуются вероятностно-статистическим подходом [12–13]. Это неизбежно, поскольку водопотребление, особенно в системах хозяйственно-питьевого водопровода, носит ярко выраженный стохастический характер со значительными колебаниями в течение суток и по дням недели. В действовавшем ранее документе [18] имелось приложение 4, в котором приведены таблицы значений коэффициента α к секундному или часовому расходу воды для диктующего прибора в зависимости от числа водоразборных устройств N , установленных на рассчитываемом участке водопроводной сети, и вероятности их действия P . В большинстве случаев значения P оказываются меньше 0,1, поэтому необходимо использовать табл. 2 этого приложения, где в качестве основного параметра для определения α принято произведение NP .

С точки зрения теории вероятности это представляется наиболее обоснованным, поскольку по своему смыслу величина NP представляет собой не что иное, как математическое ожидание числа одновременно включенных приборов, т.е. его среднее значение [18]. В этом случае обеспеченность расхода воды, соответствующего такому количеству включений, т.е. вероятность того, что фактический расход не превысит произведения расхода воды одним прибором на параметр NP , равна 0,5. В то же время коэффициент α показывает число одновременно действующих водоразборных устройств m (деленное на 5) с обеспеченностью 0,9973 по отклонению от среднего [17], т.е. $(1 + 0,9973)/2 = 0,99865$ по абсолютной продолжительности возможного перерыва в водоснабжении (см. пояснения к формуле (14). Ясно, что тогда $m > NP$, что и подтверждается при анализе приложения 4 [18].

Однако использование справочных таблиц и номограмм как источника данных достаточно удобно лишь при ручных расчетах. В настоящее же время в связи со все большим распространением

вычислительной техники становится целесообразным получение формул, позволяющих определять необходимые параметры аналитически. Особенно это касается расчетов, выполняемых в табличной форме, к которым как раз и относится гидравлический расчет водопроводных сетей. В этом случае при применении, например, электронных таблиц Excel удастся одновременно обработать массив данных, размещенных в целой колонке таблицы. Это было бы весьма полезно как в практике проектирования, так и с точки зрения упрощения учебного процесса. Дело в том, что, как показывает практика преподавания, в современных условиях с учетом имеющегося у студентов опыта пользования ЭВМ именно расчет по формулам оказывается более доступным для понимания и реализации в курсовых и дипломных проектах, нежели обращение к таблицам из нормативных и справочных документов.

Структуру аналитического выражения для α в зависимости от NP можно получить из следующих соображений. В самом деле, поскольку на процесс включения и выключения водоразборных приборов влияет множество разнообразных независимых факторов, по центральной предельной теореме теории вероятности [19] число одновременно действующих устройств, по крайней мере при большом их количестве, должно иметь распределение, близкое к нормальному. Это будет действительно так, даже несмотря на то, что сама вероятность включения отдельного прибора P , как мы уже отмечали, обычно достаточно мала – менее 0,1. Однако произведение NP в принципе может быть сколь угодно большим, поэтому пуассоновское приближение в данном случае не соответствует наблюдаемому характеру распределения искомой случайной величины m , так как оно справедливо только при $NP < 10$.

В действительности, хотя число приборов в системе и велико, все же оно остается конечным. Поэтому на самом деле в рассматриваемом случае имеет место биномиальная схема. Тем не менее в соответствии с локальной теоремой Муавра–Лапласа [19] такая схема в предельном случае будет давать распределение, эквивалентное нормальному с математическим ожиданием NP и среднеквадратическим отклонением $\sigma = \sqrt{NP(1-P)}$. Поскольку мы рассматриваем случай, когда $P < 0,1$, практически без потери точности, но с существенным упрощением вычислений можно положить $(1-P) \rightarrow 1$, откуда $\sigma \approx \sqrt{NP}$. Для такой случайной величины обеспеченность 0,9973 достигается при превышении ее математического ожидания

на величину 3σ . Поэтому, принимая во внимание, что $m = 5\alpha$, получаем выражение

$$\alpha = 0,2 \cdot (NP + 3\sqrt{NP}). \quad (11)$$

Данное равенство должно выполняться тем точнее, чем больше значение NP . Сопоставление результатов вычислений по формуле (11) с данными табл. 2 приложения 4 [18] показывает, что относительная погрешность (11) в области $NP > 100$ не превышает 0,5 %, что заведомо лежит в пределах точности инженерного расчета. Если $NP < 100$, начинает сказываться влияние фактической конечности числа испытаний, приводящее к отклонению вероятности, рассчитываемой для биномиальной схемы, от ее предельного уровня, соответствующего нормальному распределению. Точный учет такого отклонения связан с использованием очень сложных формул, включающих, в частности, специальную гамма-функцию от нецелочисленного аргумента, возникающую в биномиальном распределении при попытке придать ему непрерывность. Последнее необходимо, поскольку по своему физическому смыслу расход воды в трубопроводах не может быть полностью дискретным: он способен непрерывно меняться от нуля до некоторой максимальной величины, связанной с параметром NP , который также, в принципе, может иметь любое значение. Поэтому это отклонение проще всего учесть, если ввести в соотношение (11) дополнительный поправочный множитель A . Значение A получается делением данных табл. 2 [18] на величину, вычисляемую с помощью (11) при том же произведении NP . Если теперь построить график зависимости $A = f(NP)$, можно заметить, что ее аналитическое выражение должно наилучшим образом описываться функцией вида $A = B + C/\sqrt{NP}$. Коэффициенты B и C определяются методом наименьших квадратов с некоторой последующей коррекцией, необходимой для того, чтобы при $NP = 100$ получить $A = 1$, т.е. чтобы обеспечить в этой точке стыковку результатов, даваемых формулой (11) с учетом и без учета поправки A . При этом погрешность аппроксимации несколько возрастает, но все же она не превышает ± 2 %, что также заведомо соответствует точности инженерного расчета. В этом случае зависимость для A будет иметь следующий вид:

$$A = 0,979 + \frac{0,21}{\sqrt{NP}}. \quad (11a)$$

Формулы (11)–(11а) были опубликованы автором в работе [20]. При $NP < 0,015$ нужно принимать $m = 1$ и соответственно $\alpha = 0,2$, потому что по физическому смыслу в работающем водопроводе минимальное количество действующих водоразборных приборов не может быть меньше 1. О качестве аппроксимации формулами (11)–(11а) можно судить по рис. 14 и 15 [20].

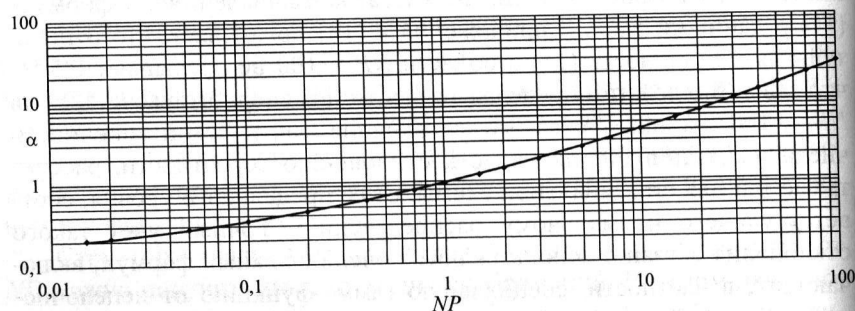


Рис. 14. Зависимость коэффициента α от произведения NP (линия — по табл. 2) [18], точки — по формуле (11) с поправкой A по формуле (11а)

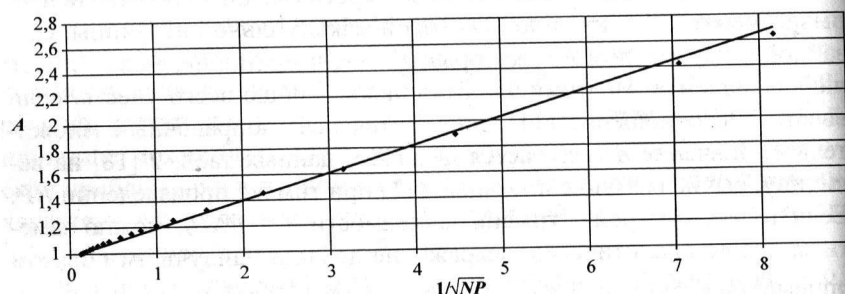


Рис. 15. Зависимость поправочного коэффициента A в формуле (11а) от $1/\sqrt{NP}$ (точки — расчет, линия — аппроксимация по выражению (11а))

Однако на практике может оказаться, что на самом деле $P > 0,1$ и одновременно $N < 200$. Особенно это характерно для многих общественных и производственных зданий с малым водопотреблением, т.е. там, где системы холодного и горячего водоснабжения играют не технологическую (как, например, в банях, бассейнах и т.п.), а исключительно санитарно-гигиеническую роль. В таком режиме для определения α документ [18] предписывает пользоваться табл. 1

приложения 4. Анализируя эту таблицу, можно получить зависимость для поправки A в виде (12а), а в основной формуле для α уже нельзя считать, что $(1-P) \rightarrow 1$:

$$\alpha = 0,2 \left(NP + 3\sqrt{NP(1-P)} \right) \cdot A, \quad (12)$$

$$A = 1,04 - B \cdot \ln(N)/N, \quad (12a)$$

$$\text{где } B = 0,9 \cdot \ln(P) + 1,27.$$

Данные выражения дают хорошую точность при $N = 4 \dots 100$ и $P = 0,1 \dots 0,5$ и были также опубликованы автором в работе [20].

Если проанализировать поведение коэффициента A в формуле (12а) при $N \rightarrow \infty$, легко видеть, что здесь A изменяется монотонно и в пределе стремится к 1,04. Такой множитель можно рассматривать как поправку, компенсирующую среднее для используемого диапазона P отклонение величины α от значения, вычисляемого в предположении, что $(1-P) \rightarrow 1$, когда под знаком квадратного корня в формуле (12) остается только произведение NP . Это как раз уже соответствует условиям табл. 2 приложения 4 [18], относящейся к области $N > 200$. Следовательно, выражение для A отражает реальный характер влияния числа включенных приборов на расход воды. В то же время соотношение для B при $P \rightarrow 0$ формально дает $B \rightarrow -\infty$, что, конечно, лишено физического смысла. Поэтому данную зависимость следует оценивать как чисто аппроксимационную, хотя и достаточно адекватно отражающую изменение B в зависимости от P при P от 0,1 до 0,5. Ее график представлен на рис. 16 [21].

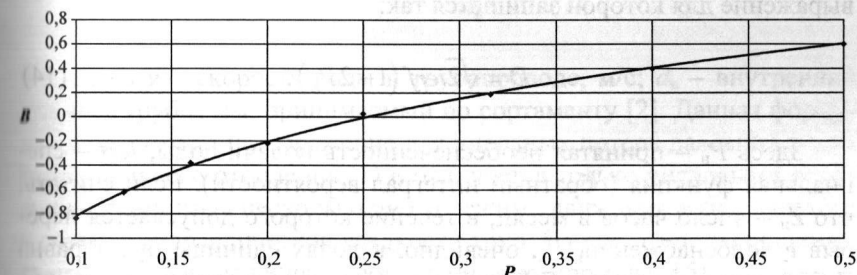


Рис. 16. Зависимость коэффициента B в формуле (12а) от вероятности действия приборов P (точки — численный расчет, кривая — по выражению (12а))

Таким образом, мы получили достаточно простые и точные соотношения для коэффициента α , необходимого при определении секундных и часовых расходов воды на участках систем холодного и горячего водоснабжения. Соответствующие формулы обоснованы с точки зрения теории вероятности и пригодны для инженерных расчетов, а также удобны для применения в учебном процессе, особенно с использованием электронных таблиц Excel.

Сам расчетный расход воды на участке водопроводной сети при этом вычисляется по следующей формуле [18]:

$$q = 5\alpha q_0, \quad (13)$$

где q_0 – максимальный секундный или часовой расход воды (холодной, горячей или суммарный) диктующим водоразборным прибором, л/с или л/ч. Коэффициент α можно вычислять по выражениям (11)–(11а) или (12)–(12а) в зависимости от P . Заметим, что в актуализированной версии [18] – СП 30.13330.2012 [22] расчет величины α и вообще принцип расчета q жестко не регламентируется, что и дает возможность пользоваться полученными здесь зависимостями.

Рассмотрим теперь, что будет, если принять другую обеспеченность расчетного расхода. В настоящее время это весьма актуально, поскольку вполне обоснованной представляется точка зрения, что эта обеспеченность должна зависеть от класса жилья (экономическое, бизнес, элитное и т.д.) и вытекающих из этого различных требований к надежности водоснабжения. Из теории вероятности следует [19], что в этом случае должен меняться числовой коэффициент перед квадратным корнем из \sqrt{NP} или $\sqrt{NP(1-P)}$. В общем случае вместо 3 этот коэффициент будет равен некоторой величине D , выражение для которой запишется так:

$$D = \sqrt{2ierf(1-2P_n)}. \quad (14)$$

Здесь P_n – принятая необеспеченность подачи воды, $ierf$ – специальная функция (обратный интеграл вероятности). Если считать, что Z_n – число часов в месяц, в течение которого допускается перерыв в водоснабжении, P_n , очевидно, в долях единицы будет равна $Z_n/720$, или в процентах $Z_n/7,2$. Данный вопрос был рассмотрен автором также в работе [20]. При этом, однако, для определения D необходимо пользоваться таблицами интеграла вероятности, например,

из [19]. В реально представляющем интерес диапазоне P_n от 0,075 до 0,44 %, что соответствует возможной необеспеченности от 0,55 до 3,2 часа в месяц, можно представить результат в виде графика [20], представленного на рис. 17.

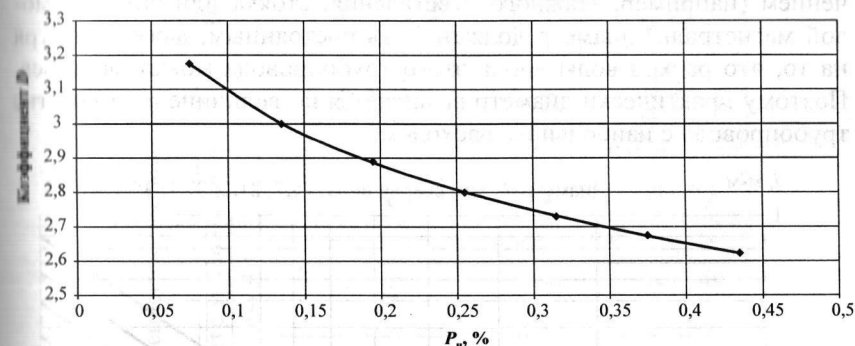


Рис. 17. Зависимость коэффициента D в формуле (14) от необеспеченности подачи воды P_n

Однако основной целью любого гидравлического расчета, в том числе и водопроводной сети, является определение потерь давления или напора с целью подбора насоса, а значения расходов воды на участках являются лишь исходными данными. С помощью упрощенной формулы, приведенной в руководстве [6], для удельных потерь напора на трение, т.е. гидравлического уклона, в стальных обыкновенных водогазопроводных трубах можно получить выражение

$$i = 8,41 \cdot \frac{v^{1,76}}{d_b^{1,3}}, \text{ м/м.} \quad (15)$$

Здесь v – скорость воды в трубопроводе, м/с; d_b – внутренний диаметр трубы, мм, принимаемый по сортаменту [2]. Данная формула очень похожа на выражение для удельных потерь давления в системах водяного отопления (1) и отличается только числовыми коэффициентами из-за несколько иного режима движения воды, близкого к области гидравлической гладкости труб. На рис. 18 показана номограмма для определения i , составленная по формуле (15).

Так же как и для системы отопления, ориентировочный диаметр можно выбрать исходя из рекомендуемой скорости воды до 1 м/с:

$$d_{op} = 36\sqrt{q}, \text{ мм.} \quad (15a)$$

Следует только иметь в виду, что с конструктивной точки зрения в пределах трубопровода с постоянным функциональным назначением (например, этажного ответвления, стояка или внутридомовой магистрали) диаметр должен быть постоянным, даже несмотря на то, что расход воды вдоль этого трубопровода может меняться. Поэтому практически диаметр выбирается по величине q на участке трубопровода с наибольшим расходом.

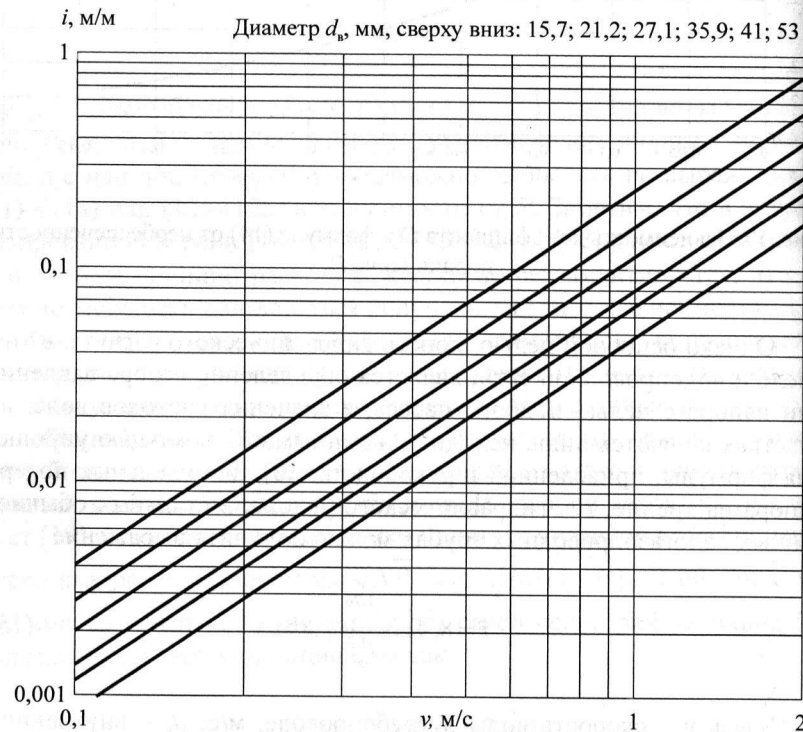


Рис. 18. Гидравлический уклон i , м/м, для стальных обыкновенных неновых водогазопроводных труб по ГОСТ 3262

Ниже приведена форма таблицы гидравлического расчета внутреннего водопровода, составленная с учетом использования перечисленных зависимостей для d_{op} , α и i и приспособленная к вычислениям с помощью Excel (табл. 11), а также комментарии по ее заполнению.

Таблица 11

Форма таблицы гидравлического расчета внутреннего водопровода

№ участка	Длина участка l , м	Число приборов N	Вероятность действия приборов P	Произведение NP	Коэффициент α	Расход воды на участке q , л/с	Диаметр трубопровода, мм			Скорость воды v , м/с	Потери напора, м	
							d_{op}	D_y	d_a		На ед. длины i	По всей длине H , м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	По схеме	По схеме	Ф-ла (17)	Произвед. кол. 3 и 4	Ф-лы (11)–(11а) или (12)–(12а)	$5\alpha q_0$	$36\sqrt{q}$	По табл. 1	По табл. 1	Ф-ла (16)	Ф-ла (15)	Произвед. кол. 2 и 12

Скорость воды (колонка 11) вычисляется через расход воды на участке (колонка 7) и внутренний диаметр трубопровода (колонка 10):

$$v = \frac{4q}{\pi d_B^2} \cdot 10^3, \text{ м/с.} \quad (16)$$

Так же как и в системе отопления, здесь множитель $10^3 = 10^6/1000$ появляется, поскольку d_B измеряется в миллиметрах. Здесь 1000 – коэффициент для перевода расхода из л/с в м³/с.

Вероятность действия водоразборных приборов вычисляется по формуле [18]

$$P = \frac{Q_{hr} U}{3600 q_o N}. \quad (17)$$

Здесь U – общее число потребителей; N – общее число водоразборных приборов; Q_{hr} (или $q_{hr,u}$) – расход воды (холодной, горячей или суммарный) одним потребителем в час максимального водопотребления, л/ч. Поскольку внутренний водопровод рассчитывается на секундные расходы воды, в данном случае в качестве q_o нужно подставлять именно секундный, а не часовой расход воды прибором. То же самое касается и формулы (13) для расчетного расхода на участке.

Таким образом, как и для системы водяного отопления, большинство колонок таблицы связано между собой определенными формулами, что позволяет при использовании Excel получить значения сразу целого столбца. При этом требуется привлечение минимального числа справочных данных – практически только по стандартным диаметрам трубопроводов и исходным данным для расчета величины P .

2.2. Определение оптимальной скорости воды и диаметра трубопроводов

Так же как и для систем водяного отопления, покажем, что оптимальное значение диаметра трубопроводов, вычисляемое по выражению (15а) и соответствующее скорости воды около 1 м/с, получается путем технико-экономического расчета [12].

Как и в п. 1.3, удельная мощность, необходимая для перемещения воды через 1 пог. м трубопровода, определяется по следующей формуле [8], с учетом несколько иных обозначений, принятых в водоснабжении:

$$N_{уд} = \frac{9,81 k \cdot i \cdot q}{\eta_{нас}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт/м.} \quad (18)$$

Здесь q – расход воды в трубопроводе, л/с; k – коэффициент учета потерь на местных сопротивлениях, который при их доле в общей сумме, равной примерно 0,2, составит $1/(1 - 0,2) = 1,25$; $\eta_{нас}$ – коэффициент полезного действия повысительного насоса; $9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения. Для насосов систем водоснабжения его можно принять примерно 0,7.

Если теперь выразить скорость воды через ее расход и диаметр трубопровода по выражению (16) и подставить в соотношение для $N_{уд}$, с учетом (5) получаем формулу для эксплуатационных затрат на электроэнергию для привода насоса, отнесенных к 1 пог. м:

$$\mathcal{E}_{эл} = B \cdot \frac{q^{2,76} \cdot C_{эл}}{\eta_{нас} d_{вн}^{4,82}}, \text{ руб./г.,} \quad (19)$$

где $B = 9,03 \cdot 10^5$ – коэффициент, получающийся из постоянных величин, входящих в выражения для $\mathcal{E}_{эл}$ (5), i и $N_{уд}$; $C_{эл}$ – тариф на электроэнергию, руб./(кВт·ч). Считаем, что система водоснабжения функционирует круглосуточно в течение всего года, поэтому при расчете $\mathcal{E}_{эл}$ принимаем рабочее время оборудования в размере 24 часов в сутки и годовую продолжительность работы, равную 365 сут. Данное выражение аналогично использованному для систем водяного отопления (6) и отличается только числовыми коэффициентами.

Капитальные затраты на трубопроводы и арматуру будут выражаться таким же образом, как и для системы отопления (см. п. 1.2).

Подставляем соотношения для $K_{тр}$ и $\mathcal{E}_{эл}$ вместо K и \mathcal{E} в формулу для СДЗ (8), вычисляем производную $d(\text{СДЗ})/d(d_B)$ и приравняем ее нулю, откуда после некоторых преобразований для оптимального значения d_B находим [12]:

$$d_{B, \text{опт}} = 152 \cdot q^{0,46} \cdot \left(\frac{C_{эл} \cdot [(1 + p/100)^T - 1] \cdot (100/p)}{\eta_{нас} C_{тр} \cdot (1 + p/100)^T} \right)^{0,167}, \text{ мм.} \quad (20)$$

Принимая для условий Москвы $C_{тр} = 50\,000 \cdot 1,5 = 75\,000$ руб./т по среднерыночным ценам 2013 г., $C_{эл} = 4$ руб./(кВт·ч) по прогнозу ОАО «Мосэнергосбыт» для нерегулируемого рынка электроэнергии, $\eta_{нас} = 0,7$ и $p = 10\%$, как и в п. 1.3, для $T = 5$ лет находим: $d_{в.опт} = 39 \cdot q^{0,46}$, что, например, для $q = 1$ л/с дает значение 39 мм (примерно D_{y40}). Полученное выражение достаточно близко к формуле (15а).

Анализ формулы (20) показывает, что, как и в системах отопления, стоимость энергетических ресурсов оказывает повышающее воздействие на оптимальный диаметр водопроводных труб, а стоимость материала – понижающее. Для данной задачи к увеличению $d_{в.опт}$ приводит еще и снижение КПД насоса, потому что это вызывает рост фактического потребления электроэнергии, а это равносильно увеличению тарифа $C_{эл}$.

Выражая оптимальную скорость воды через ее расход и оптимальный диаметр трубопровода, получаем для q в л/с следующую зависимость:

$$v_{опт} = 0,0551 \cdot q^{0,08} \cdot \left(\frac{\eta_{нас} C_{тр} \cdot (1 + p/100)^T}{C_{эл} \cdot [(1 + p/100)^T - 1] \cdot (100/p)} \right)^{0,333}, \text{ м/с}, \quad (21)$$

или для г. Москвы при $T = 5$ лет $v_{опт} = 0,83 \cdot q^{0,08}$, что в условиях рассматриваемого примера дает значение 0,83 м/с. При других расходах разница с полученным результатом будет не слишком значительна, поскольку расход входит в (21) в малой степени, равной только 0,08. Таким образом, при увеличении расчетного числа m одновременно действующих водоразборных приборов на участке и соответствующем возрастании расхода воды ее оптимальная скорость тоже должна повышаться и при $q = 36$ л/с (что соответствует примерно $m = 200$) будет составлять уже 1,11 м/с.

Заметим, что в квадратичном режиме сопротивления, когда удельные потери давления на трение связаны с v^2 , а не $v^{1,76}$, как в нашем случае, оптимальная скорость уже не будет зависеть от q , а величина $d_{в.опт}$ будет строго пропорциональна \sqrt{q} . На рис. 19 представлена зависимость $v_{опт}$ от q при $T = 5$ лет.

Видно, что при росте расхода величина $v_{опт}$ действительно составляет около 1 м/с. То обстоятельство, что для водопровода $v_{опт}$ несколько выше, чем для систем отопления, в основном связано со значительно большим КПД используемых насосов.

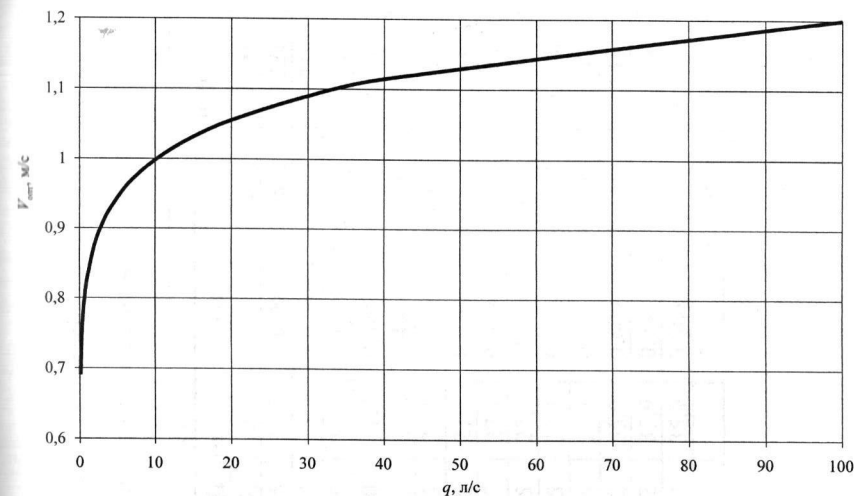


Рис. 19. Зависимость оптимальной скорости воды в трубопроводах внутреннего водопровода $v_{опт}$ от расхода воды q

2.3. Пример гидравлического расчета внутреннего водопровода холодной воды

Рассмотрим пример гидравлического расчета с использованием перечисленных в п. 2.1 формул и рекомендаций для внутреннего водопровода, схема которого приведена на рис. 20. Система запроектирована для 8-этажного одноквартирного жилого дома типа «башня» с общим числом жителей $U = 108$ чел. На каждом этаже имеется по четыре квартиры, оборудованные умывальниками, мойками и ваннами с душем, а также унитазами (см. рис. 20). Таким образом, общее число водоразборных приборов $N = 8 \cdot 4 \cdot 4 = 128$. Помимо холодного в здании предусматривается и централизованное горячее водоснабжение. Для такого типа зданий и санитарного оборудования табл. 2.1 и 2.2 [16] и приложения 2 и 3 [18] дают (см. также табл. ПЗ и П4 приложения): $q_0^c = 0,18$ л/с для диктующего прибора – ванной на верхнем этаже; $Q_{hr}^c = 5,6$ л/ч.

Тогда по формуле (17) $P = \frac{5,6 \cdot 108}{3600 \cdot 0,18 \cdot 128} = 0,00729$. Здесь $P <$

$< 0,1$, поэтому для расчета α используем формулы (11)–(11а). Результаты расчета приведены в табл. 12.

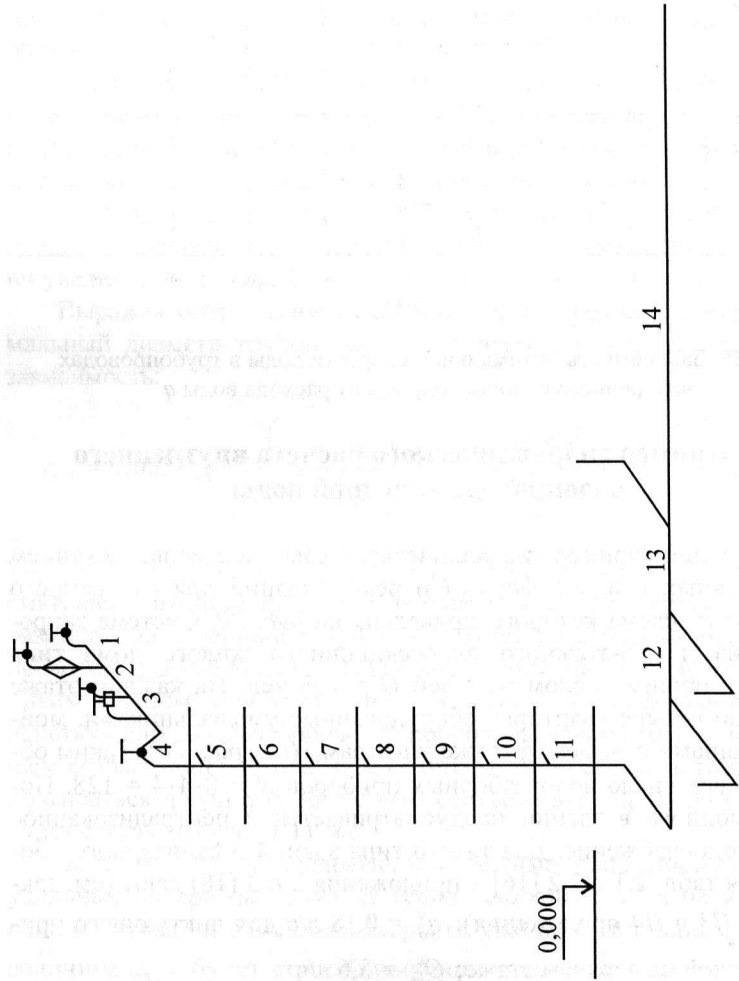


Рис. 20. Пример схемы внутреннего водопровода холодной воды (к примеру расчета)

Гидравлический расчет внутреннего водопровода для системы, представленной на рис. 20

№ уч-ка	l, м	N	P	NP	α	q, л/с	Диаметр грубо- провода, мм			v, м/с	Потери напора, м	
							$d_{\text{гп}}$	D_v	d_b		i	H, м
1	1,2	1	0,0073	0,007	0,2	0,18	15,27	15	15,7	1,0186	0,2675	0,321
2	0,8	2	0,0073	0,015	0,2	0,18	15,27	15	15,7	1,0186	0,2675	0,214
3	0,8	3	0,0073	0,022	0,223	0,201	16,14	15	15,7	1,1376	0,3287	0,263
4	2,5	4	0,0073	0,029	0,239	0,215	16,69	20	21,2	0,6852	0,0885	0,2212
5	3,3	8	0,0073	0,058	0,289	0,26	18,36	25	27,1	0,4906	0,0342	0,113
6	3,3	12	0,0073	0,087	0,329	0,296	19,59	25	27,1	0,5582	0,0433	0,1428
7	3,3	16	0,0073	0,117	0,364	0,327	20,59	25	27,1	0,6167	0,0519	0,1712
8	3,3	20	0,0073	0,146	0,395	0,355	21,45	25	27,1	0,6694	0,0603	0,1989
9	3,3	24	0,0073	0,175	0,424	0,381	22,22	25	27,1	0,718	0,0685	0,2262
10	3,3	28	0,0073	0,204	0,45	0,405	22,91	25	27,1	0,7634	0,0767	0,2532
11	4,8	32	0,0073	0,233	0,476	0,428	23,55	25	27,1	0,8064	0,0849	0,4073
12	4,0	64	0,0073	0,467	0,647	0,583	27,49	32	35,9	0,6097	0,0347	0,1387
13	4,0	96	0,0073	0,7	0,79	0,711	30,36	32	35,9	0,7437	0,0499	0,1996
14	10	128	0,0073	0,933	0,917	0,825	32,70	32	35,9	0,8635	0,0657	0,6573
											Сумма H	3,53

Таким образом, суммарные потери напора на трение составляют 3,53 м, а с учетом потерь на местные сопротивления, принимаемые для хозяйственно-питьевых водопроводов равными 30 % от потерь на трение, общие потери напора равны $\Delta H = 1,3 \cdot 3,53 = 4,59$ м.

Для сравнения рассмотрим, какие получаются результаты для здания с аналогичной планировкой, но 16-этажного. В этом случае $U = 2 \cdot 108 = 216$ чел., $N = 2 \cdot 128 = 256$, $Q_{hr}^c = 9,1$ л/ч, поскольку теперь в здании более 12 этажей [16, 18] или по табл. П4 приложения.

Отсюда по формуле (17)

$$P = \frac{9,1 \cdot 216}{3600 \cdot 0,18 \cdot 256} = 0,0118.$$

Здесь по-прежнему $P < 0,1$, поэтому для расчета α используем формулы (11)–(11а). Результаты расчета приведены в табл. 12а.

С учетом потерь на местные сопротивления общие потери напора равны $\Delta H = 1,3 \cdot 4,62 = 6,01$ м. Но здесь уже необходимо проверить величину напора у водоразборных приборов 1-го этажа. Он складывается из геометрической высоты $H_r = 3,3 \cdot 15 + 1,5 = 51$ м, где 1,5 – разность отметок диктующего и наиболее низко расположенного прибора в пределах квартиры, м; 3,3 – высота этажа от пола до пола, м; величины ΔH и свободного напора у диктующего прибора $H_{св}$. Для ванны с душем $H_{св} = 3$ м по табл. 2.1 [16] или приложению 2 [18] (для большинства других водоразборных приборов в жилых зданиях $H_{св} = 2$ м). В качестве ΔH в данном случае необходимо учитывать потери на участках с 1 по 18, т.е. лежащих выше присоединения квартирной разводки 1-го этажа. По табл. 12а с учетом местных сопротивлений получаем $\Delta H = 3,41$ м. Тогда $\sum H = 51 + 3,41 + 3 = 57,41 < 60$ м – предельной величины по условиям нормальной работы большинства водоразборных приборов. Существуют, однако, приборы и арматура и с более высоким рабочим напором, чем 60 м, и если такое оборудование предусматривается в проекте, $\sum H$ может быть выше. Если бы стояк был принят $D_y 25$, как в табл. 12 для 8-этажного здания, то величина ΔH_{1-18} была бы равна 8,64 м, а $\sum H = 62,64$ м > 60 . Таким образом, здесь необходимо принимать диаметр стояка больше наиболее целесообразного с технико-экономической точки зрения, а скорость воды – соответственно меньше оптимальной по условиям прочности водоразборных приборов. Для более высоких зданий потребуется уже вертикальное зонирование водопровода [16].

Гидравлический расчет внутреннего водопровода для здания в 16 этажей

№ уч-ка	l, м	N	P	NP	α	q, л/с	Диаметр трубопровода, мм			v, м/с	Потери напора, м	
							$d_{оп}$	D_y	$d_{в}$		i	H, м
1	1,2	1	0,0118	0,012	0,2	0,18	15,27	15	15,7	1,0186	0,2675	0,321
2	0,8	2	0,0118	0,024	0,228	0,205	16,30	15	15,7	1,1588	0,3403	0,2722
3	0,8	3	0,0118	0,036	0,252	0,226	17,11	15	15,7	1,2815	0,4129	0,3304
4	2,5	4	0,0118	0,047	0,272	0,245	17,82	20	21,2	0,7801	0,1123	0,2807
5	3,3	8	0,0118	0,095	0,338	0,305	19,88	32	35,9	0,3187	0,0108	0,0356
6	3,3	12	0,0118	0,142	0,391	0,352	21,36	32	35,9	0,3684	0,014	0,0461
7	3,3	16	0,0118	0,19	0,437	0,393	22,57	32	35,9	0,4118	0,017	0,0562
8	3,3	20	0,0118	0,237	0,479	0,431	23,63	32	35,9	0,451	0,0201	0,0662
9	3,3	24	0,0118	0,284	0,517	0,466	24,58	32	35,9	0,4872	0,0231	0,0762
10	3,3	28	0,0118	0,332	0,553	0,498	25,40	32	35,9	0,5213	0,0261	0,0861
11	3,3	32	0,0118	0,379	0,588	0,529	26,18	32	35,9	0,5536	0,0291	0,096
12	3,3	36	0,0118	0,427	0,621	0,559	26,92	32	35,9	0,5845	0,0321	0,106
13	3,3	40	0,0118	0,474	0,652	0,587	27,58	32	35,9	0,6142	0,0352	0,116
14	3,3	44	0,0118	0,521	0,683	0,614	28,21	32	35,9	0,6429	0,0382	0,1261
15	3,3	48	0,0118	0,569	0,712	0,641	28,82	32	35,9	0,6706	0,0413	0,1362
16	3,3	52	0,0118	0,616	0,741	0,667	29,40	32	35,9	0,6976	0,0444	0,1464
17	3,3	56	0,0118	0,664	0,769	0,692	29,95	32	35,9	0,7239	0,0475	0,1567
18	3,3	60	0,0118	0,711	0,796	0,716	30,46	32	35,9	0,7496	0,0506	0,1671
19	4,8	64	0,0118	0,758	0,823	0,74	30,97	32	35,9	0,7748	0,0538	0,2583
20	4	128	0,0118	1,517	1,198	1,078	37,38	40	41	0,858	0,0544	0,2175
21	4	192	0,0118	2,275	1,521	1,369	42,12	40	41	1,0891	0,0847	0,3387
22	10	256	0,0118	3,033	1,816	1,635	46,03	40	41	1,3007	0,1189	1,1886
											Сумма H	4,62

2.4. Пример гидравлического расчета внутреннего водопровода горячей воды

Расчет водоразборных трубопроводов в принципе выполняется так же, как и для холодного водопровода, за исключением следующей особенности, связанной с наличием циркуляционной линии, в связи с чем в период наибольшего водоразбора из диктующего стояка часть воды в него может поступать из других стояков по кольцевой перемычке (рис. 21). Это позволяет, помимо прочего, сократить диаметры водоразборных стояков. Однако из-за этого обычно считается [16], что весь водоразбор осуществляется из точки, находящейся на высоте примерно 0,4 от начала стояка. При этом вся нижняя часть стояка считается одним участком, расход в котором составляет 0,7 от максимального расхода, вычисленного исходя из величины NP по формулам (11)–(13) для N , относящегося ко всему стояку (участок 11 табл. 12). Кроме того, необходимо учитывать зарастание трубопроводов отложениями, за счет чего уменьшается величина d_v . Это уменьшение можно принять по табл. 13 [16].

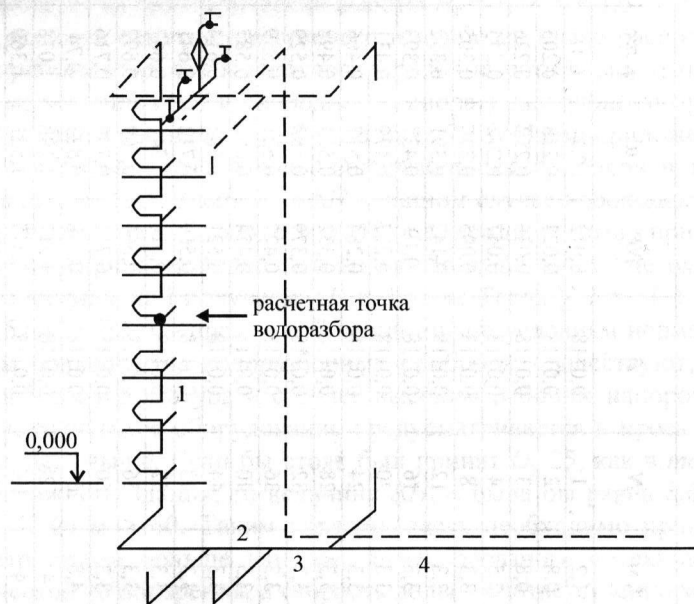


Рис. 21. Пример схемы внутреннего водопровода горячей воды (к примеру расчета)

Таблица 13

Снижение внутреннего диаметра трубопроводов по ГОСТ 3262 за счет зарастания

Условный диаметр D_y , мм	Внутренний диаметр d_v , мм	Снижение диаметра Δd_v , мм
15	15,7	3,6
20	21,2	3,8
25	27,1	4,0
32	35,9	4,2
40	41	4,3
50	53	4,5
65	67,5	4,6

Таким образом, при расчете скорости воды по формуле (16) и удельных потерь давления по выражению (15) вместо величины d_v следует подставлять разность ($d_v - \Delta d_v$). Кроме того, если, как это чаще всего бывает, полотенцесушители присоединяются к водоразборному стояку (см. рис. 21), необходимо учитывать их длину вместе с подводками при определении расчетной длины участка в пределах стояка. В большинстве конструкций в пределах одного этажа при этом добавляется около 2 м.

Рассмотрим пример расчета для здания, использованного в п. 2.3. Схема системы водопровода горячей воды представлена на рис. 21. Для такого типа зданий и санитарного оборудования табл. 2.1 и 2.2 [18] дают (см. также табл. П2 и П3 приложения): $q_o^h = 0,18$ л/с для диктующего прибора – ванной на верхнем этаже; $Q_{hr}^h = 10$ л/ч. Значение U по-прежнему равно 108, а число приборов здесь будет меньше, чем для холодного водопровода: $N = 8 \cdot 4 \cdot 3 = 96$, поскольку горячая вода подводится только к мойкам, ваннам и умывальникам, т.е. в каждой квартире предусматриваются по три прибора для горячей воды.

Тогда по формуле (17)

$$P = \frac{10 \cdot 108}{3600 \cdot 0,18 \cdot 96} = 0,0174,$$

т.е. значительно выше, чем для холодной воды, но все же меньше 0,1.

Соответственно диаметры водоразборных стояков и магистралей горячей воды, как правило, должны быть больше, чем холодной, но для стояков это частично компенсируется их кольцеванием. Результаты расчета приведены в табл. 14.

Гидравлический расчет внутреннего водопровода для системы, представленной на рис. 21

№ уч-ка	L, м	N	P	NP	α	q, л/с	Диаметр трубо- провода, мм			v, м/с	Потери напора, м	
							d_{op}	D_y	d_s^{**}		i	H, м
1	20,7	24	0,0174	0,417	0,614	0,386*	26,75	25	23,1	0,9210	0,1228	2,542
2	4	48	0,0174	0,833	0,864	0,777	31,73	32	31,7	0,9845	0,0915	0,366
3	4	72	0,0174	1,25	1,074	0,967	35,40	32	31,7	1,2252	0,1345	0,538
4	10	96	0,0174	1,667	1,265	1,138	38,40	40	36,7	1,0758	0,0884	0,884
											Сумма H	4,33

* С учетом понижающего коэффициента 0,7.

** С учетом заращения по табл. 13.

Таким образом, действительно диаметр стояка требуется такой же, как и для холодного водопровода (см. табл. 12), т.е. $D_y 25$. Суммарные потери напора на трение составляют 4,33 м, а с учетом потерь на местные сопротивления, принимаемые для систем с полотенцесушителями на водоразборных стояках в размере 50 % от потерь на трение, общие потери напора равны $\Delta H = 1,5 \cdot 4,33 = 6,495$ м.

Часто также используется понятие коэффициента часовой неравномерности потребления горячей воды K_h [16], с помощью которого можно определить требуемый расход через нормативное среднесуточное водопотребление. Это бывает нужно главным образом не столько для расчета водопроводной сети, сколько при подборе теплообменного оборудования в ЦТП или ИТП, поэтому здесь речь идет в основном не о секундных, а о часовых расходах. Для параметра K_h нетрудно записать выражение, исходя из правил вычисления расходов воды в соответствии с [16, 18] с учетом формул (12)–(12а):

$$K_h = K_{np} \frac{q_{hr,u}^h}{q_{hr,m}^h}, \quad (21a)$$

$$\text{где } K_{np} = A \left(1 + 3 \sqrt{\frac{1-P}{NP}} \right).$$

Здесь $q_{hr,u}^h$ – расход горячей воды на одного потребителя в час наибольшего водопотребления, л/ч; $q_{hr,m}^h$ – средний расход горячей воды в час на одного потребителя за неделю отопительного периода, л/ч; $q_{hr,m}^h = q_{um}^h / 24$, где q_{um}^h – средний за неделю отопительного периода расход горячей воды в сутки на одного потребителя, л/сут. Величина A в этом случае вычисляется по формуле (11а) или (12а) в зависимости от величины P .

В качестве примера применения полученных зависимостей рассмотрим расчет расходов воды в системе ГВС для здания административного назначения с числом сотрудников $U = 100$. В соответствии с данными [16, 18] здесь $q_{hr,u}^h = 2$ л/ч, $q_{um}^h = 5$ л/сут, откуда $q_{hr,m}^h = 5/24 = 0,2083$ л/ч. При этом произведение $q_{hr,u}^h U = 2 \cdot 100 = 200$ л/ч, а часовой расход горячей воды одним санитарно-техническим прибо-

ром (диктующим) $q_{o,hr} = 60$ л/ч. Пусть $N = 15$ – лежит в пределах от 4 до 100. Тогда часовая вероятность действия диктующего водоразборного прибора $P_{hr} = q_{hr,u}^h U / (q_{o,hr} N) = 200 / (60 \cdot 15) = 0,222$ [16, 18] находится в диапазоне от 0,1 до 0,5. Следовательно, можно воспользоваться выражениями (12)–(12а). Тогда находим $NP = 15 \cdot 0,222 = 3,33$,

$$B = 0,9 \cdot \ln(0,222) + 1,27 = -0,0837,$$

$$A = 1,04 + 0,0837 \cdot \ln(15)/15 = 1,055,$$

откуда в конечном счете определяем

$$\alpha = 0,2 \cdot 1,055 \cdot \left(3,33 + 3\sqrt{3,33 \cdot (1 - 0,222)} \right) = 1,72.$$

Табл. 1 приложения 4 [18] дает для этих условий величину α на уровне около 1,74, что с учетом ошибки интерполяции табличных значений можно считать очень хорошим совпадением – относительная погрешность составляет всего 1 %. Теперь вычисляем коэффициент часовой неравномерности:

$$K_h = 1,055 \cdot \left(1 + 3\sqrt{\frac{1 - 0,222}{3,33}} \right) \cdot \frac{2}{0,2083} = 2,58 \cdot 9,6 = 24,77;$$

часовой расход горячей воды:

$$Q_{hr}^h = 5\alpha q_{o,hr} = K_h q_{hr,m}^h U = 5 \cdot 1,723 \cdot 60 =$$

$$= 24,77 \cdot 0,2083 \cdot 100 = 516 \text{ л/ч [16, 18], или } 0,516 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Заметим, что полученный результат в $K_{np} = 2,58$ раза больше предельного уровня $q_{hr,u}^h U = 200$ л/ч, который имел бы место при неограниченном увеличении N . В самом деле, по своему смыслу при $N \rightarrow \infty$ соответствующий коэффициент неравномерности $K_h^\infty = q_{hr,u}^h / q_{hr,m}^h$ или в условиях рассматриваемого примера $K_h^\infty = 2/0,2083 = 9,6$, а множитель K_{np} в формуле (21а) как раз и представляет собой поправку, учитывающую конечное число приборов. Рассмотренный пример также был опубликован в работе [20].

ГЛАВА 3. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

3.1. Определение потерь давления на трение

В практике проектирования вентиляционных сетей удельные потери давления на трение R , Па/м, для наиболее часто применяемых стальных воздуховодов определяются по величине скорости воздуха v , м/с, и по диаметру воздуховода d (или для прямоугольных каналов – по эквивалентному диаметру $d_{эв}$), мм. Это можно сделать по табл. 22.15 [23] или по номограмме (рис. 22), составленной по данным этой таблицы.

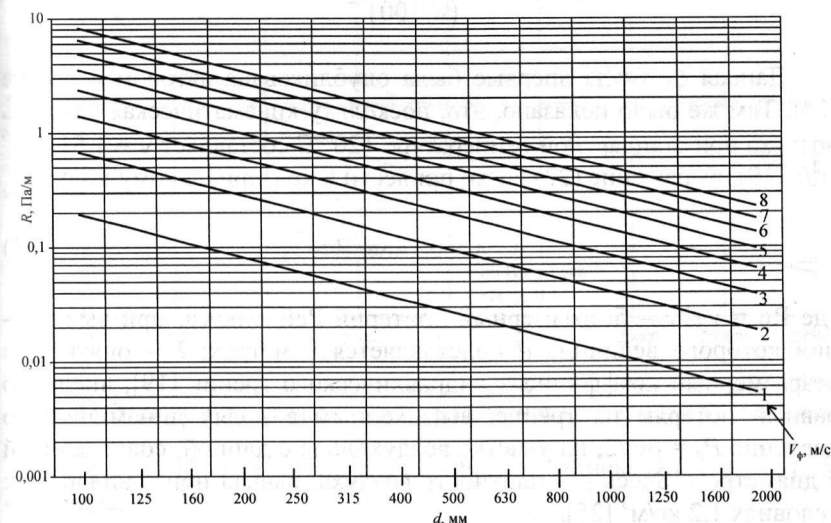


Рис. 22. Номограмма для аэродинамического расчета круглых воздуховодов из стали

Тем не менее может потребоваться вычисление удельных потерь для промежуточных скоростей. Для этого требуется интерполяция таблицы. Вообще говоря, ее шаг по скорости достаточно мелкий, в среднем 0,5 м/с, а на при $v < 2$ м/с даже ниже. Однако если расчет проводится с применением ЭВМ, например с использованием электронных таблиц Excel, что очень удобно, так как аэродинамический расчет воздуховодов всегда записывается в табличной форме, целесообразно иметь простую и в то же время достаточно точную формулу для R .

Нетрудно видеть, что, как и для потерь в трубопроводах систем отопления, изображенная в логарифмических координатах номограмма представляет собой набор прямых линий. Это означает, что величина R должна находиться в степенной зависимости от параметров v и d . Таблица хорошо аппроксимируется формулой (22), дающей для наиболее употребительного в общественных зданиях диапазона скоростей 3–6 м/с и диаметров в пределах 315–800 мм погрешность не более 1–2 %, а при крайних значениях данных параметров – не более 4–5 %, что также заведомо находится в области обычной погрешности инженерных расчетов.

$$R = \frac{0,195 \cdot v^{1,8}}{(d/100)^{1,2}}, \text{ Па/м.} \quad (22)$$

Данная формула впервые была опубликована автором в работе [24]. Там же было показано, что, поскольку кинематическая вязкость воздуха при стандартной температуре +20 °С составляет $\nu = 1,51 \cdot 10^{-5}$ м²/с [19], выражение (22) легко привести к критериальному виду:

$$\lambda = 0,1888/Re^{0,2}, \quad (23)$$

где $Re = v \cdot d / \nu$ – безразмерный критерий Рейнольдса, при вычислении которого величина d подставляется в метрах; λ – опять-таки безразмерный коэффициент гидравлического трения [19], численно равный потерям на трение, выраженным в долях динамического давления $P_d = \rho v^2 / 2$, на участке воздухопровода с длиной, совпадающей с диаметром. Здесь ρ – плотность воздуха, равная при стандартных условиях 1,2 кг/м³ [25].

В соотношении (23) в явном виде не входит шероховатость стенок. Это заставляет считать, что стальные воздухопроводы при обычных диаметрах и скоростях воздуха являются гидравлически гладкими. Иначе говоря, хотя в [23] и указано конкретное значение абсолютной эквивалентной шероховатости $k_s = 0,1$ мм, практически никакой роли в аэродинамическом сопротивлении она не играет. В то же время числа Рейнольдса при этом могут быть значительными, например, для $v = 6$ м/с и $d = 0,5$ м получаем $Re = 2 \cdot 10^5$. Это лежит за пределами применимости известной формулы Блазиуса для гладких труб [25] ($Re < 10^5$):

$$\lambda = 0,3164/Re^{0,25}. \quad (24)$$

Собственно говоря, вид выражения (23) при сравнении с (24) показывает, что зависимость коэффициента трения от числа Re для стальных воздухопроводов более слабая, чем по Блазиусу, поскольку степень при величине Re меньше. На рис. 23 приведены графики изменения λ в рассматриваемом диапазоне Re по Блазиусу (сплошная линия), по более точной формуле Прандтля–Никурадзе [25], пригодной, в отличие от (24), для всей области движения в гладких трубах (пунктирная линия), и по соотношению (23) – штрихпунктирная линия.

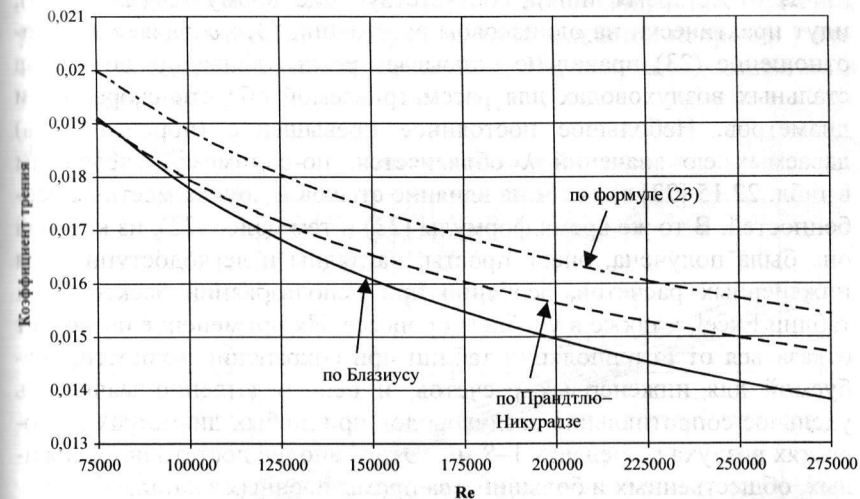


Рис. 23. Зависимость коэффициента гидравлического трения от числа Re

Формула Прандтля–Никурадзе обычно записывается в следующем виде:

$$1/\sqrt{\lambda} = 2 \cdot \lg(Re\sqrt{\lambda}) - 0,8. \quad (25)$$

Видно, что с ростом числа Рейнольдса расхождение между значениями, получаемыми по выражениям (24) и (25), постепенно возрастает и достигает 12 %. Такого же порядка будет погрешность, если использовать универсальную формулу Альтшуля [23]:

$$\lambda = 0,11(k_s/d + 68/Re)^{0,25}. \quad (26)$$

Заметим, что выражение (26) в явном виде содержит величину эквивалентной шероховатости k_s . Однако, как показано в [26], при

$Re \cdot (k_s/d) < 10$ имеет место область гидравлической гладкости. Легко вычислить, что для стальных воздухопроводов это будет наблюдаться при $v < 1,5$ м/с, но и при скоростях порядка 5–7 м/с, характерных для систем механической вентиляции, данное соотношение оказывается в пределах всего 35–45, что отличается от граничного значения, равного 10, менее чем на порядок, поэтому фактически влияние шероховатости не выходит за пределы точности инженерного расчета. В таких же пределах находится и погрешность самой табл. 22.15 [23].

В то же время линии, соответствующие формулам (23) и (25), идут практически на одинаковом расстоянии. Это означает, что соотношение (23) правильно описывает режим движения воздуха в стальных воздухопроводах для рассматриваемой области скоростей и диаметров. Небольшое постоянное превышение (порядка 5 %) даваемых ею значений λ объясняется, по-видимому, введенным в табл. 22.15 [23] запасом на влияние стыков и других местных особенностей. В то же время формулы (23) и тем более (22), из которой она была получена, очень просты, наглядны и легкодоступны для инженерных расчетов, особенно при использовании электронных таблиц Excel, а также в учебном процессе. Их применение позволяет отказаться от интерполяции таблиц при сохранении точности, требуемой для инженерных расчетов, и непосредственно вычислять удельное сопротивление воздухопроводов при любых диаметрах и скоростях воздуха в пределах 1–8 м/с. Этого вполне достаточно для жилых, общественных и большинства промышленных зданий.

Полные потери давления на трение для всего участка, получаются умножением удельных потерь R на длину участка l , Rl , Па. Если применяются воздухопроводы или каналы из других материалов, необходимо ввести поправку на шероховатость $\beta_{ш}$ по табл. 15. Она зависит от абсолютной эквивалентной шероховатости материала воздухопровода k_s (табл. 16) и величины $v_{ф}$.

Таблица 15

Значения поправки $\beta_{ш}$ [23]

$v_{ф}, \text{ м/с}$	$\beta_{ш}$ при значениях $k_s, \text{ мм}$			
	1	1,5	4	10
3	1,32	1,43	1,77	2,2
4	1,37	1,49	1,86	2,32
5	1,41	1,54	1,93	2,41
6	1,44	1,58	1,98	2,48
7	1,47	1,61	2,03	2,54

Таблица 16

Абсолютная эквивалентная шероховатость материала воздухопроводов [23]

Материал	Сталь, винипласт	Фанера	Шлако-алебастр	Шлако-бетон	Кирпич	Штукатурка по сетке
$k_s, \text{ мм}$	0,1	0,12	1	1,5	4	10

Для стальных воздухопроводов $\beta_{ш} = 1$. Более подробные значения $\beta_{ш}$ можно найти в табл. 22.12 [23]. С учетом данной поправки уточненные потери давления на трение $R/\beta_{ш}$, Па, получают умножением Rl на величину $\beta_{ш}$.

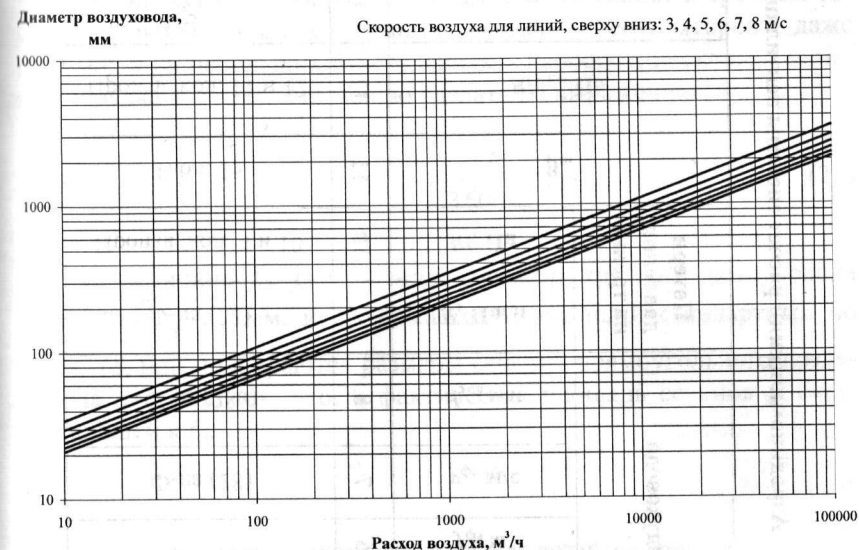


Рис. 24. Номограмма для выбора ориентировочного диаметра воздухопроводов для различных скоростей воздуха

3.2. Последовательность расчета, вычисление КМС и подбор вентилятора

Ниже приведена форма таблицы аэродинамического расчета системы вентиляции, составленная с учетом использования перечисленных зависимостей для $d_{ор}$, R и КМС тройников и приспособленная к вычислениям с помощью Excel (табл. 17), а также комментарии по ее заполнению.

Аэродинамический расчет системы вентиляции

№ уч-ка	1	2	м ³ /ч	Расчетный расход L	Размеры воздуховода						Потери давления на трение		β _ш	R/β _ш , Па	P _л , Па	13	14	15	16	17	18	Сумма кол. 12 и 17	Произв. кол. 13 и 16	Сумма кол. 14 и 15	Табл. 20 и [23]	Ф-лы (29), (30) и [23]	$\frac{v_{\phi}^2}{\rho_{\phi} \cdot 2}$	Произв. кол. 11 и 12	Табл. 15	Произв. кол. 4 и 10	Ф-ла (22)	Ф-ла (28а)	Ф-ла (28)	Ф-ла (27)	Ф-ла (27а)	По схеме	По схеме																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																
					L, м	d или a×b мм	f _{оп} , м ²	f _ф , м ²	v _ф , м/с	d _{экв} мм	R, Па/м	Rl, Па																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																									
		2																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			

Таким образом, как и для системы водяного отопления, большинство колонок таблицы связаны между собой определенными формулами, что позволяет при использовании Excel получить значения сразу целого столбца. При этом требуется привлечение минимального числа справочных данных – практически только по стандартным диаметрам воздуховодов и КМС некоторых местных сопротивлений, кроме тройников.

Расходы L на каждом участке системы определяются от конечных точек системы последовательным суммированием навстречу движению воздуха. Далее для каждого участка первоначально определяется ориентировочная площадь сечения воздуховода на участке f_{op} исходя из рекомендуемой скорости воздуха v_{op} , которая в системах механической вентиляции общественных зданий в среднем составляет около 6 м/с (на головных участках у вентиляторов – даже до 8 м/с, а на небольших ответвлениях – наоборот, несколько меньше, порядка 4–5 м/с). Это можно сделать по выражению

$$f_{op} = \frac{L}{3600v_{op}}, \text{ м}^2. \quad (27)$$

По величине f_{op} вычисляется диаметр круглого воздуховода $d = 1000\sqrt{4f_{op}/\pi}$, мм, и принимается ближайший стандартный по табл. 18, или подбираются размеры сечения прямоугольного воздуховода $a \times b$, мм, так, чтобы фактическая площадь сечения f_{ϕ} была ближайшей к f_{op} .

Таблица 18

Стандартные диаметры круглых воздуховодов [23]

Основные, мм	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000
Промежуточные, мм	110	140	180	225	280	355	450	560	710	900	1120

Продолжение табл. 18

Основные, мм	1250	1600	2000
Промежуточные, мм	1120	1400	1800

В частности, при $v_{op} = 6$ м/с можно получить выражение

$$d = 7,7\sqrt{L}, \text{ мм.} \quad (27a)$$

Можно также воспользоваться номограммой для быстрого подбора диаметров, показанной на *рис. 24*. После выбора диаметра круглого или размеров сечения прямоугольного воздуховода уточняется скорость воздуха:

$$v_{\phi} = \frac{L}{3600 \cdot f_{\phi}}, \text{ м/с.} \quad (28)$$

Для круглых воздуховодов $f_{\phi} = (d/1000)^2 \frac{\pi}{4} = 0,78 \cdot (d/1000)^2$, для прямоугольных $f_{\phi} = (a/1000) \cdot (b/1000)$ м². Для прямоугольных воздуховодов вычисляется эквивалентный диаметр по скорости, мм:

$$d_{\text{экв}} = \frac{2ab}{a+b}. \quad (28a)$$

Далее по величине v_{ϕ} и d (или $d_{\text{экв}}$) определяются удельные потери давления на трение R , Па/м, по номограмме на *рис. 22* или по формуле (22).

Затем определяют динамическое давление на участке $P_d = \rho_v \frac{v_{\phi}^2}{2}$, Па. Здесь ρ_v – плотность воздуха при стандартных условиях $\rho_v = 1,2$ кг/м³.

Далее на участке выявляют местные сопротивления, определяют коэффициенты местного сопротивления (КМС) ξ и вычисляется сумма КМС на данном участке ($\Sigma\xi$). Все местные сопротивления заносят в ведомость по следующей форме (*табл. 19*).

Таблица 19

Ведомость КМС системы вентиляции

№ уч-ка	Местные сопротивления	ξ	$\Sigma\xi$
1	1.		
	2.		
2	1.		
	2.		
И т.д.			

В колонку «местные сопротивления» записывают названия сопротивлений (отвод, тройник, крестовина, колено, решетка, воздухоораспределитель, зонт и т.д.), имеющих на данном участке. Кроме того, отмечаются их количество и характеристики, по которым для этих элементов определяют значения КМС. Например, для круглого отвода это угол поворота и отношение радиуса поворота к диаметру воздуховода r/d , для прямоугольного отвода – угол поворота и размеры сторон воздуховода a и b . Для боковых отверстий в воздуховоде или канале (например, в месте установки воздухозаборной решетки) – отношение площади отверстия к сечению воздуховода $f_{отв}/f_o$. Для тройников и крестовин на проходе учитывается отношение площади сечения прохода и ствола f_n/f_c и расхода в ответвлении и в стволе L_o/L_c , для тройников и крестовин на ответвлении – отношение площади сечения ответвления и ствола f_n/f_c и опять-таки величина L_o/L_c . Следует иметь в виду, что каждый тройник или крестовина соединяют два соседних участка, но относятся они к тому из этих участков, у которого расход воздуха L меньше. Различие между тройниками и крестовинами на проходе и на ответвлении связано с тем, как проходит расчетное направление. Это показано на *рис. 25*. Здесь расчетное направление изображено жирной линией, а направления потоков воздуха – тонкими стрелками. Кроме того, подписано, где именно в каждом варианте находится ствол, проход и ответвление тройника для правильного выбора отношений f_n/f_c , f_o/f_c и L_o/L_c .

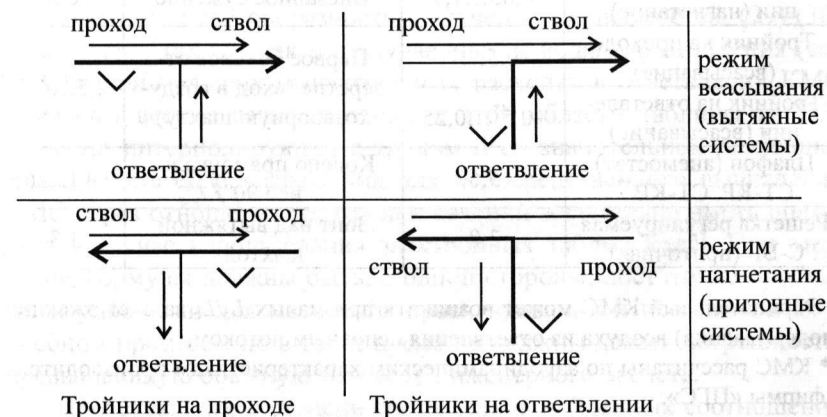


Рис. 25. Схема расчета тройников

Отметим, что в приточных системах вентиляции расчет ведется обычно против движения воздуха, а в вытяжных – вдоль этого движе-

ния. Участки, к которым относятся рассматриваемые тройники, обозначены галочками. То же самое относится и к крестовинам. Как правило, хотя и не всегда, тройники и крестовины на проходе появляются при расчете основного направления, а на ответвлении возникают при аэродинамической увязке второстепенных участков (см. ниже). При этом один и тот же тройник на основном направлении может учитываться как тройник на проход, а на второстепенном – как на ответвление с другим коэффициентом. КМС для крестовин принимаются в таком же размере, как и для соответствующих тройников.

Примерные значения ξ [23] для часто встречающихся сопротивлений приведены в табл. 20.

Таблица 20

Значения ξ некоторых местных сопротивлений

Наименование сопротивления	КМС (ξ)	Наименование сопротивления	КМС (ξ)
Отвод круглый 90°, $r/d = 1$	0,21	Решетка нерегулируемая РС-Г (вытяжная или воздухозаборная)**	2,9
Отвод прямоугольный 90°	0,3...0,6		
Тройник на проходе (нагнетание)	0,25...0,4	Внезапное расширение	1
Тройник на ответвлении (нагнетание)	0,65...1,9	Внезапное сужение	0,5
Тройник на проходе (всасывание)	0,5...1	Первое боковое отверстие (вход в воздухозаборную шахту)	2,5...4,5
Тройник на ответвлении (всасывание)	-0,5*...0,25		
Плафон (анемостат) СТ-КР, СТ-КВ**	5,6	Колено прямоугольное 90°/45°	1,2/0,8
Решетка регулируемая РС-ВГ (приточная)**	3,8	Зонт над вытяжной шахтой	1,3

* Отрицательный КМС может возникать при малых L_o/L_c за счет эжекции (подсасывания) воздуха из ответвления основным потоком.

** КМС рассчитаны по аэродинамическим характеристикам производителя – фирмы «ПГС».

Более подробные данные для КМС указаны в табл. 22.16–22.43 [23]. Для наиболее часто встречающихся местных сопротивлений – тройников на проходе (унифицированных узлов ответвлений) – КМС можно приближенно вычислить также по формулам:

$$\zeta_{\text{прит}}^{\text{прох}} = 0,41 + f_n' \left[25 \cdot (L_o' - 0,2)^4 - 0,25 \right] \text{ при } L_o' \leq 0,7 \text{ и } f_n' \geq 0,5 \quad (29)$$

– для тройников при нагнетании (приточных);

при $\frac{L_o}{L_c} \leq 0,4$ можно пользоваться упрощенной формулой

$$\zeta_{\text{прит}}^{\text{прох}} \approx 0,425 - 0,25 f_n';$$

$$\zeta_{\text{прит}}^{\text{выт}} = (0,2 + 1,7 \cdot f_n') \cdot \left[0,35 - 0,25 \cdot f_o' + 2,4 \cdot (L_o' - 0,2)^2 / f_o' \right] \quad (30)$$

– для тройников при всасывании (вытяжных).

Здесь $L_o' = \frac{L_o}{L_c}$, $f_o' = \frac{f_o}{f_c}$ и $f_n' = \frac{f_n}{f_c}$.

Перечисленные формулы были впервые опубликованы автором в работе [27]. Кроме того, в данном разделе использованы материалы руководства [28]. Как и в случае системы отопления, все необходимые данные для расчета КМС также имеются в таблице расчета: L_o, f_o (или f_n) – на рассматриваемом участке, а L_c и f_c – на следующем (именно на следующем, поскольку в системах вентиляции нумерация участков всегда ведется в сторону увеличения расхода). Необходимость и целесообразность получения зависимостей (29)–(30) объясняется так же, как и в случае систем водяного отопления (см. п. 1.1): при больших относительных расходах в ответвлении КМС меняются весьма резко, поэтому в этой области таблицы из [23] вручную интерполируются с трудом и со значительной погрешностью. Кроме того, выражения для непосредственного вычисления КМС через отношения расходов и сечений желательнее иметь опять-таки в случае использования электронных таблиц Excel. При этом такие формулы должны быть, с одной стороны, достаточно простыми и удобными для массового проектирования и использования в учебном процессе, но в то же время не должны давать погрешность, превышающую обычную точность инженерного расчета.

Представление о степени соответствия найденных соотношений и исходных значений КМС дает рис. 26 [27], где показаны результаты обработки табл. 22.37 [23] для КМС унифицированных тройников (узлов ответвлений) на проход круглого и прямоугольного сечения при нагнетании. Примерно такая же картина получается и для

аппроксимации табл. 22.38 [23] с помощью формулы (30). Заметим, что, хотя в последнем случае речь идет о круглом сечении, нетрудно убедиться, что выражение (30) достаточно удачно описывает и данные табл. 22.39, относящиеся уже к прямоугольным узлам.

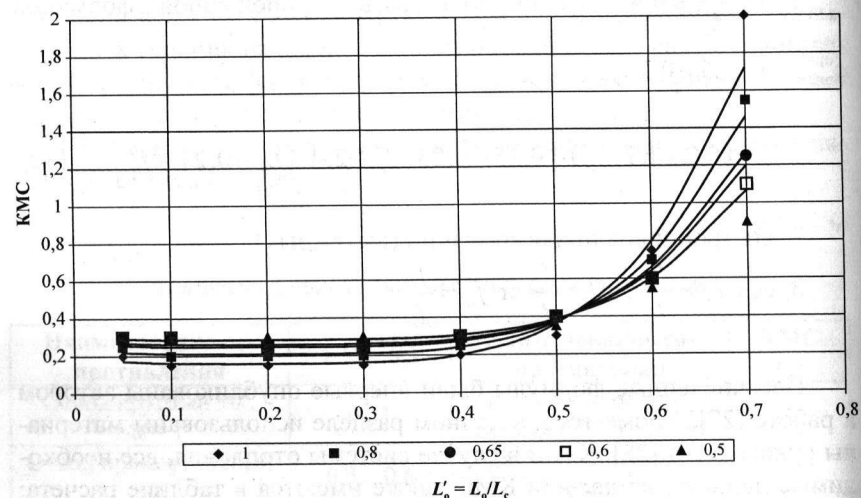


Рис. 26. Зависимость КМС унифицированных приточных тройников от величины $L'_0 = L_0/L_c$ при различных значениях параметра $f'_n = f_n/f_c$ (указаны у маркеров). Сплошные линии — аппроксимация по формуле (29), маркеры — данные [23]

Погрешность формул для КМС в основном составляет 5...10 % (максимально до 15). Несколько более высокие отклонения может давать выражение (30) для тройников при всасывании, но и здесь это можно считать удовлетворительным с учетом сложности изменения сопротивления в таких элементах. Во всяком случае, характер зависимости КМС от влияющих на него факторов здесь отражается очень хорошо.

После расчета величины $\Sigma \xi$ вычисляются потери давления на местных сопротивлениях $Z = \Sigma \xi \cdot P_d$, Па, и суммарные потери давления на участке $R/\beta_{ш} + Z$, Па.

Когда расчет всех участков основного направления закончен, значения $R/\beta_{ш} + Z$ для них суммируют и определяют общее сопротивление сети $\Delta P_{сети} = \Sigma(R/\beta_{ш} + Z)$.

После расчета основного направления производят увязку одного-двух ответвлений. Если система обслуживает несколько этажей, для увязки можно выбрать поэтажные ответвления на промежуточных этажах. Если система обслуживает один этаж, увязываются ответвления от магистрали, не входящие в основное направление. Расчет увязываемых участков производят в той же последовательности, что и для основного направления, и записывают в таблицу по той же форме. Увязка считается выполненной, если сумма потерь давления $\Sigma(R/\beta_{ш} + Z)$ вдоль увязываемых участков отклоняется от суммы $\Sigma(R/\beta_{ш} + Z)$ вдоль параллельно присоединенных участков основного направления на величину не более чем $\pm 10\%$. Параллельно присоединенными считаются участки вдоль основного и увязываемого направлений от точки их разветвления до конечных воздухораспределителей. Если схема выглядит так, как показано на рис. 27 (основное направление выделено жирной линией), то увязка направления 2 требует, чтобы величина $R/\beta_{ш} + Z$ для участка 2 равнялась величине $R/\beta_{ш} + Z$ для участка 1, полученной из расчета основного направления, с точностью $\pm 10\%$. Увязка достигается подбором диаметров круглых или размеров сечений прямоугольных воздухопроводов на увязываемых участках, а если это невозможно, установкой на ответвлениях дроссель-клапанов или диафрагм.

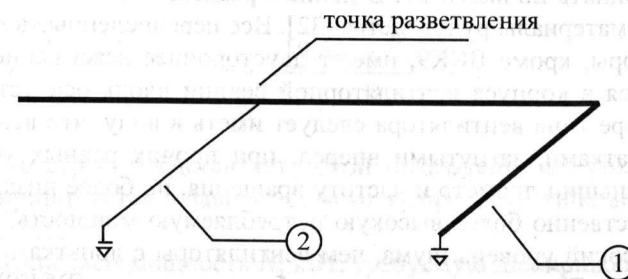


Рис. 27. Фрагмент схемы системы вентиляции с выбором ответвления для увязки

Подбор вентилятора следует проводить по каталогам производителя. Давление вентилятора P_v , Па, равно сумме потерь давления в вентиляционной сети по основному направлению, определенной при аэродинамическом расчете системы вентиляции, и сумме потерь давления в элементах вентиляционной установки (воздушном клапане, фильтре, воздухонагревателе, шумоглушителе и т.п.), с запа-

сом 10 %. Производительность вентилятора по воздуху L_b , м³/ч, равна расходу воздуха на головном участке вентиляционной сети (на выхлопе из вентилятора) с запасом 5 %. Ориентировочно выбор можно сделать по безразмерным параметрам – габаритности и быстроходности [29]. Для этого можно пользоваться следующим алгоритмом, представляющим собой модификацию метода, изложенного в [30]:

– находим параметр δ (диаметр относительного отверстия)

$$\delta = \sqrt{\frac{L_b}{\sqrt{P_b}}}; \quad (31)$$

– вычисляем диаметр рабочего колеса D , мм, по формуле

$$D = D_s \cdot \delta, \text{ мм}, \quad (31a)$$

где параметр D_s представляет собой показатель габаритности выбранного типа вентилятора. Для часто применяемых вентиляторов, размещаемых в каркасно-панельных установках, в первую очередь типа КЦКП, значения D_s были рассчитаны по данным [31], и их можно принять по табл. 21. В данном разделе использованы также частично материалы руководства [32]. Все перечисленные в табл. 21 вентиляторы, кроме ВСК9, имеют двустороннее всасывание и располагаются в корпусе вентиляторной секции вдоль оси установки. При выборе типа вентилятора следует иметь в виду, что вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, при прочих равных условиях имеют меньший диаметр и частоту вращения, но более низкий КПД и соответственно более высокую потребляемую мощность, а также более высокий уровень шума, чем вентиляторы с лопатками, загнутыми назад. Вентиляторы типа «свободное колесо» (ВСК9) имеют относительно более высокий диаметр и более низкий КПД, но из-за расположения рабочего колеса перпендикулярно оси установки соответствующая вентиляторная секция будет иметь меньшую длину. После этого выбирается вентилятор с ближайшим стандартным диаметром колеса D_n в соответствии с табл. 22 с учетом диапазона диаметров, для которого выпускаются вентиляторы выбранного типа. Если вентилятор с принятым значением D_n не производится, необходимо выбрать другой тип. При малых диаметрах (250 мм и менее) следует принимать ближайший больший диаметр;

Таблица 21

Параметры D_s и n_s вентиляторов

Тип вентилятора	ADH	RDH	GXLF	GXLB	TLZ	THLZ	ВСК9
Лопатки	Вперед	Назад	Вперед	Назад	Вперед	Назад	Назад
Диапазон диаметров, мм	160–1000	180–1000	140–710	220–1250	160–1000	180–450	355–1400
D_s	19,1	24,8	20,3	25,83	22,84	25,17	31,9
n_s	73,5	99	69	91	63	99	85

Таблица 22

Возможные стандартные диаметры вентиляторов D_n , мм

160	180	200	225	250	280	315	355	400	450
500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400

– определяем необходимую частоту вращения рабочего колеса n , мин⁻¹, по формуле

$$n = \frac{10,83 \cdot n_s D_s \sqrt{P_b}}{D_n}. \quad (32)$$

Параметр n_s представляет собой показатель быстроходности и также принимается в зависимости от выбранного типа вентилятора по табл. 21;

– вычисляем мощность N , кВт, требуемую для привода вентилятора, по формуле

$$N = \frac{L_b \cdot P_b \cdot 10^{-6}}{3,6 \eta_b \eta_{\text{пер}}}, \quad (33)$$

где η_b – КПД вентилятора, принимаемый в зависимости от типа и диаметра по табл. 23, также рассчитанной по данным [31]; $\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи. В значения η_b введен некоторый запас, т.е. указаны значения, сниженные примерно на 2 % по сравнению с максимально

возможными для соответствующего диаметра, для учета возможности некоторого несовпадения D и D_n и, следовательно, отклонения режима работы вентилятора от оптимального. Поскольку предусматривается клиноременная передача, $\eta_{\text{пер}} = 0,95$, кроме вентиляторов ВСК9, которые устанавливаются на одной оси с электродвигателем, поэтому здесь $\eta_{\text{пер}} = 1$, а требуемая частота вращения достигается частотным регулированием;

– подбираем электродвигатель по величине установочной мощности $N_y = kN$, кВт, где k – коэффициент запаса, принимаемый по табл. 24 [23]. При этом необходимо, чтобы синхронная частота вращения двигателя была не менее величины n .

Таблица 23

КПД вентиляторов

Диаметр колеса, мм	КПД						
	ADH	RDH	GXLf	GXLb	TLZ	THLZ	ВСК9
630 и выше	0,66	0,81	0,69	0,82	0,69	–	0,63
450–560	0,64	0,78	0,67	0,8	0,65	0,77	0,61
315–400	0,62	0,75	0,64	0,77	0,63	0,75	0,58
225–280	0,57	0,73	0,6	0,73	0,60	0,72	–
200 и менее	0,49	0,64	0,57	–	0,54	0,69	–

Таблица 24

Коэффициенты запаса мощности

N , кВт	k
До 0,5	1,5
0,51–1	1,3
1,01–2	1,2
2,01–5	1,15
Более 5	1,1

3.3. Определение оптимальной скорости воздуха и диаметра воздухопроводов

Так же как и для систем водяного отопления, покажем, что оптимальное значение диаметра трубопроводов, вычисляемое по выражению (27а) и соответствующее скорости воздуха около 6 м/с, получается путем технико-экономического расчета [12].

Как и в п. 1.3, удельная мощность, необходимая для перемещения воздуха через 1 пог. м воздуховода, может быть определена по такой же формуле, как и в случае теплопроводов систем отопления и теплоснабжения, с соответствующими поправками, связанными с изменением перемещаемой среды и с конструктивными особенностями системы:

$$N_{\text{уд}} = \frac{k \cdot R \cdot L}{3600 \cdot \eta_{\text{вент}}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт/м.} \quad (34)$$

Здесь, кроме уже использованных обозначений, k – коэффициент учета потерь на местных сопротивлениях, который при их доле в общей сумме, равной примерно 0,75, составит $1/(1 - 0,75) = 4$; $\eta_{\text{вент}}$ – коэффициент полезного действия вентилятора. Для обычно используемых радиальных вентиляторов низкого и среднего давления одностороннего и двустороннего всасывания среднее значение $\eta_{\text{вент}}$ можно принимать в размере около 0,7.

Если теперь выразить скорость воздуха через его расход и диаметр воздуховода по формуле (28) и подставить в соотношение для $N_{\text{уд}}$, с учетом зависимости (5) получаем формулу для эксплуатационных затрат на электроэнергию для привода вентилятора, отнесенных к 1 пог. м:

$$\mathcal{E}_{\text{эл}} = B \cdot \frac{L^{2,8} \cdot C_{\text{эл}} \cdot z_p \cdot N_{\text{раб}}}{\eta_{\text{вент}} \cdot d_{\text{эв}}^{4,8}}, \text{ руб./г.,} \quad (35)$$

где $B = 3,92$ – коэффициент, получающийся из постоянных величин, входящих в выражения для $\mathcal{E}_{\text{эл}}$, R и $N_{\text{уд}}$. В отличие от системы отопления системы В и КВ, как правило, действуют не круглосуточно, но чаще всего круглогодично или по крайней мере за исключением нерабочих дней, поэтому значения z_p и $N_{\text{раб}}$ должны приниматься исходя из действительного режима работы систем. Данная зависимость также аналогична соотношениям (6) и (19) для трубопроводов систем отопления и водопровода, но с другими числовыми коэффициентами.

Капитальные затраты на воздухопроводы с комплектующими будут пропорциональны поверхности воздуховода, а значит, тоже будут зависеть от диаметра. В данном случае, в отличие от систем отопле-

ния, эта зависимость в первом приближении будет все-таки линейной, поскольку удельная поверхность 1 пог. м связана с $d_{\text{экв}}$ для круглых воздуховодов очевидным соотношением $F_{\text{уд}} = \pi \cdot d \cdot 10^{-3}$ (в данном случае $d_{\text{экв}} = d$). Отсюда для капитальных затрат получаем:

$$K_{\text{вв}} = C_{\text{вв}} \cdot \pi \cdot d \cdot 10^{-3}, \text{ руб.}, \quad (35)$$

где $C_{\text{вв}}$ – стоимость воздуховодов с комплектующими в расчете на 1 м² поверхности воздуховода с учетом повышающего коэффициента на монтаж и наладку, равного примерно 1,5–1,6.

Подставляем соотношения для $K_{\text{тр}}$ и $\mathcal{E}_{\text{эл}}$ в выражение для СДЗ (8), вычисляем производную $d(\text{СДЗ})/d(d)$ и приравниваем ее нулю, откуда после некоторых преобразований для оптимального значения d находим [12]:

$$d_{\text{опт}} = 4,25 \cdot L^{0,482} \times \left(\frac{z_p \cdot N_p \cdot C_{\text{эл}} \cdot [(1 + p/100)^T - 1] \cdot (100/p)}{\eta_{\text{вент}} \cdot C_{\text{вв}} \cdot (1 + p/100)^T} \right)^{0,172}, \text{ мм.} \quad (37)$$

Принимая $N_p = 365$ сут, $z_p = 12$ ч, $C_{\text{вв}} = 500 \cdot 1,5 = 750$ руб./м² по среднерыночной цене для спиральных воздуховодов по состоянию на 2013 г., $\eta_{\text{вент}} = 0,7$, $C_{\text{эл}} = 4$ руб./(кВт·ч) – прогноз ОАО «Мосэнергосбыт» для нерегулируемого рынка электроэнергии, и $p = 10$ % годовых, как в предыдущих примерах, для $T = 5$ лет находим: $d_{\text{опт}} = 9,77 \cdot L^{0,482}$. Данное выражение достаточно близко к приведенной в п. 3.1 формуле (27а).

Анализ зависимости (37) приводит к аналогичным результатам, что и для выражений (9) и (20), относящихся к системам водяного отопления и внутреннего водопровода, только показатель степени при расходе воздуха значительно ближе к 0,5, что позволяет предположить гораздо более слабую зависимость оптимальной скорости воздуха от воздухопроизводительности, чем в системах отопления и теплоснабжения, что и будет показано ниже. Для данной задачи к повышению $d_{\text{опт}}$ приводит еще и увеличение значений N_p и z_p , потому что это тоже вызывает рост фактического потребления электроэнергии.

Выражая оптимальную скорость воздуха через его расход и оптимальный диаметр воздуховода, получаем следующую зависимость:

$$v_{\text{опт}} = 19,6 \cdot L^{0,037} \times \left(\frac{\eta_{\text{вент}} \cdot C_{\text{вв}} \cdot (1 + p/100)^T}{z_p \cdot N_{\text{раб}} \cdot C_{\text{эл}} \cdot [(1 + p/100)^T - 1] \cdot (100/p)} \right)^{0,344}, \text{ м/с} \quad (38)$$

или для г. Москвы при $T = 5$ лет $v_{\text{опт}} = 3,71 \cdot L^{0,037}$, что, например, для $L = 5000$ м³/ч дает величину около 5,1 м/с. При увеличении расхода оптимальная скорость также постепенно возрастает и приближается к рекомендованному в п. 3.1 уровню в 6 м/с, так что его можно рассматривать как некоторый предельный для большой воздухопроизводительности. Заметим, однако, что при использовании других значений параметров, входящих в формулу (38), получаемые данные будут варьироваться в достаточно узких пределах, поскольку показатели степени при переменных и их комплексах невелики, так что порядок результата сохраняется.

На рис. 28 представлена зависимость $v_{\text{опт}}$ от L при $T = 5$ лет.

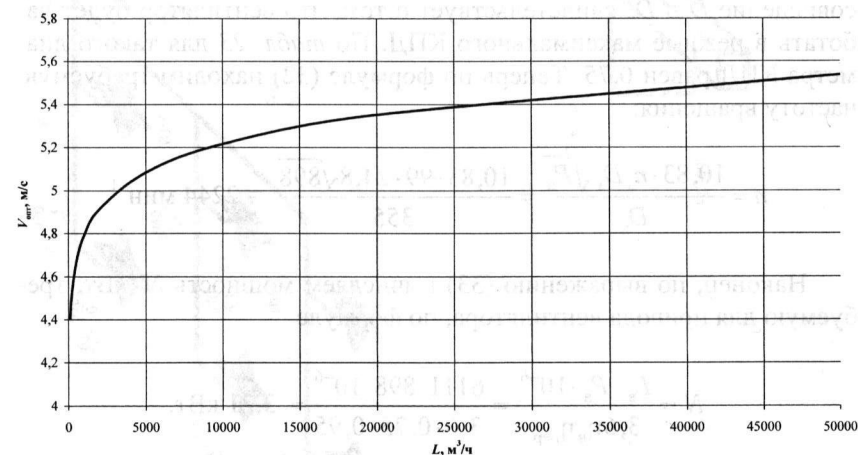


Рис. 28. Зависимость оптимальной скорости воды в воздуховодах систем механической вентиляции $v_{\text{опт}}$ от расхода воздуха L

3.4. Пример аэродинамического расчета системы приточной вентиляции

Рассмотрим пример аэродинамического расчета с использованием перечисленных в п. 3.1–3.2 формул и рекомендаций для системы приточной механической вентиляции, обслуживающей зрительный зал кинотеатра, схема которой приведена на *рис. 29*. Расход воздуха на каждом участке указан над выноской с номером участка, а длина участка – под выноской. Результаты расчета сводим в *табл. 25–26*.

Из *табл. 25* следует, что суммарные потери давления по основному направлению вентиляционной сети (от наиболее удаленного воздухораспределителя) равны $\Delta P_c = \sum(Rl + Z) = 211,48$ Па. По результатам подбора вентиляционного оборудования суммарные потери давления в нем равны $\Delta P_{об} = 605$ Па, тогда давление вентилятора $P_B = 1,1(\Delta P_c + \Delta P_{об}) = 1,1(211,48 + 605) = 898$ Па. Производительность вентилятора по воздуху $L_B = 1,05L_4$ (на 4-м участке) $= 1,05 \cdot 5820 = 6111$ м³/ч. Тогда по формуле (31) диаметр относительного отверстия $\delta = \sqrt{\frac{L_B}{\sqrt{P_B}}} = \sqrt{\frac{6111}{\sqrt{898}}} = 14,28$.

Выбираем тип вентилятора RDH, для него по *табл. 21* $D_s = 24,8$, $n_s = 99$. Отсюда по выражению (31а) требуемый диаметр колеса $D = D_s \cdot \delta = 24,8 \cdot 14,28 = 354$ мм. По *табл. 22* ему соответствует ближайший стандартный диаметр $D_n = 355$ мм. Практически полное совпадение D и D_n свидетельствует о том, что вентилятор будет работать в режиме максимального КПД. По *табл. 23* для такого диаметра КПД равен 0,75. Теперь по формуле (32) находим требуемую частоту вращения:

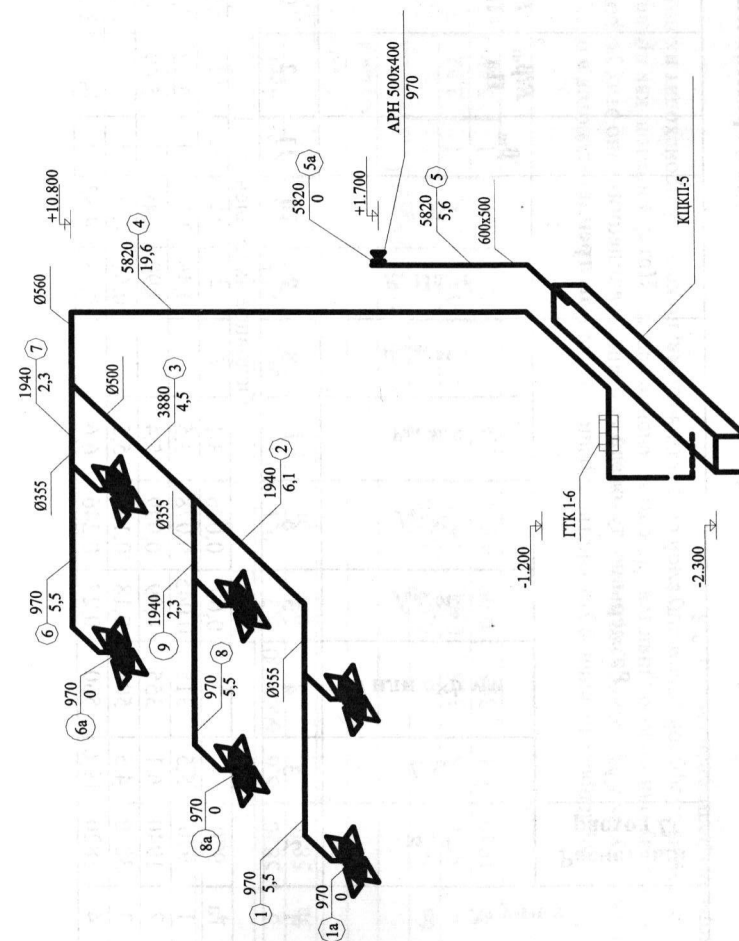
$$n = \frac{10,83 \cdot n_s \cdot D_s \cdot \sqrt{P_B}}{D_n} = \frac{10,83 \cdot 99 \cdot 24,8 \cdot \sqrt{898}}{355} = 2244 \text{ мин}^{-1}.$$

Наконец, по выражению (33) вычисляем мощность N , кВт, требуемую для привода вентилятора, по формуле

$$N = \frac{L_B \cdot P_B \cdot 10^{-6}}{3,6 \eta_B \eta_{пер}} = \frac{6111 \cdot 898 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,95} = 3,21 \text{ кВт}.$$

По *табл. 24* для такой N коэффициент запаса равен 1,15, откуда мощность двигателя $N_y = 1,15 \cdot 3,21 = 3,7$ кВт.

Рис. 29. Пример схемы системы приточной вентиляции (к мере расчета)



Примечание. Отметка решетки воздухозабора +1,200 соответствует рекомендуемому расположению решетки воздухозабора на высоте 2 м над уровнем земли, поскольку в данном случае высота пола 1-го этажа над грунтом составляет 0,8 м, откуда $1,2 = 2 - 0,8$.

Аэродинамический расчет системы вентиляции, представленной на рис. 29

№ участка	Расчетный расход L	Размеры воздуховода						Потери давления на трение		$\beta_{ш}$	$R/\beta_{ш}$ Па	$P_{ш}$ Па	КМС				$Rl + Z$, Па
		L , м	d или $a \times b$ мм	$f_{оп}$, м ²	$f_{ф}$, м ²	$v_{ф}$, м/с	$d_{экв}$, мм	R , Па/м	Rl , Па				Тройники		Прочие	$\Sigma \xi$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Основное направление																	
1a	970	—	—	0,09*	0,086	3,1	—	—	—	—	—	5,89	—	1,4	1,4	8,25	8,25
1	970	5,5	315	0,045	0,078	3,5	—	0,46	2,52	1	2,52	7,16	0,4	0,21	0,61	4,37	6,89
2	1940	6,1	355	0,09	0,099	5,4	—	0,90	5,49	1	5,49	17,78	0,35	1,31	1,66	29,51	35,00
3	3880	4,5	500	0,18	0,196	5,5	—	0,61	2,74	1	2,74	18,14	1,3	0,00	1,3	23,59	26,32
4	5820	19,6	560	0,27	0,246	6,6	—	0,73	14,33	1	14,33	25,91	0,00	1,05	1,05	27,21	41,54

Окончание табл. 25

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
5	5820	5,6	600×500	0,27	0,3	5,4	545	0,53	2,96	1,5	4,44	17,42	0,00	3,48	3,48	60,62	65,06
5a	5820	—	—	0,4*	0,4	4,0	—	—	—	—	—	9,80	—	2,9	2,9	28,42	28,42
Сумма по основному направлению																	
Сумма по основному направлению 211,48																	
Сумма 1a-2 (к увязке ответвления 1)																	
Увязка ответвления 1																	
6a	970	—	—	0,09*	0,086	3,1	—	—	—	—	—	5,89	—	1,4	1,4	8,25	8,25
6	970	5,5	315	0,045	0,078	3,5	—	0,46	2,52	1	2,52	7,16	0,4	0,21	0,61	4,37	6,89
7	1940	6,1	355	0,09	0,099	5,4	—	0,90	5,49	1	5,49	17,78	1,36	0,25	1,61	28,62	34,12
Сумма по ответвлению 1 49,26																	

* Воздухораспределительное устройство и решетка воздухозабора выделяются в отдельные участки с нулевой длиной, поскольку их КМС относится к скорости воздуха в живом сечении именно этих устройств, а не воздуховода или канала, к которому они присоединяются. При этом сечение решеток и анемостатов, как правило, не совпадает с сечением воздухопроводов из-за другой рекомендуемой скорости воздуха, по которой происходит их подбор. Подробнее о выборе воздухохораспределителей см. в п. 3.5.

Ведомость КМС к табл. 25

№ уч-ка	Местные сопротивления	ξ	$\Sigma \xi$
Основное направление			
1а	Воздухораспределитель 4АПР 600×600	1,4	1,4
1	1. Отвод 90° штампованный $r/d = 1$	0,21	0,61
	2. Тройник на проходе (нагнетание) $L_o/L_c = 970/1940 = 0,5$; $f_n/f_c = 0,078/0,099 = 0,79$	0,4	
2	1. Тройник на проходе (нагнетание) $L_o/L_c = 1940/3880 = 0,5$; $f_n/f_c = 0,099/0,196 = 0,51$	0,35	1,66
	2. Отвод 90° штампованный $r/d = 1$	0,21	
	3. Дроссель-клапан $n = 1$, $\alpha = 20^\circ$	1,1	
3	Тройник на ответвлении (нагнетание) $L_o/L_c = 3880/5820 = 0,67$; $f_o/f_c = 0,196/0,246 = 0,8$	1,3	1,3
4	Отвод 90° штампованный $r/d = 1$; 5 шт	$5 \times 0,21$	1,05
5	Первое боковое отверстие $F_{отв}/F_o = 0,4/0,3$	2,28	3,48
	Колено прямоугольное 90°	1,2	
5а	Воздухозаборная решетка	2,9	2,9
Ответвление 1			
6а	Воздухораспределитель 4АПР 600×600	1,4	1,4
6	1. Отвод 90° штампованный $r/d = 1$	0,21	0,61
	2. Тройник на проходе (нагнетание) $L_o/L_c = 970/1940 = 0,5$; $f_n/f_c = 0,078/0,099 = 0,79$	0,4	
7	1. Тройник на ответвлении (нагнетание) $L_o/L_c = 1940/5820 = 0,33$; $f_o/f_c = 0,099/0,246 = 0,4$	1,36	1,61
	2. Дроссель-клапан $n = 4$, $\alpha = 10^\circ$	0,25	

Невязка по ответвлению 1 составляет $100 \cdot (49,26 - 50,14)/50,14 = -1,76\%$, следовательно, ответвление считается увязанным.

3.5. Инженерный метод расчета воздухораспределения в помещении

Подбор воздухораспределительных устройств, определение их типа и количества необходимо не только для обеспечения необходимых параметров внутреннего микроклимата (температуры и подвижности) в обслуживаемой зоне помещения и в точках входа в нее приточных струй, но и для конструирования вентиляционных сетей и их аэродинамического расчета. Дело в том, что от числа и размещения воздухораспределителей зависит конфигурация вентиляци-

онной сети, а от их типоразмеров – аэродинамическое сопротивление. Поэтому, вообще говоря, расчет воздухораспределения должен предшествовать аэродинамическому. В дальнейшем изложении использованы материалы издания [33].

Настилающиеся струи

Настилающаяся струя распространяется вдоль поверхности, ее ось параллельна поверхности и находится от нее на расстоянии, примерно равному радиусу воздуховыпускного отверстия.

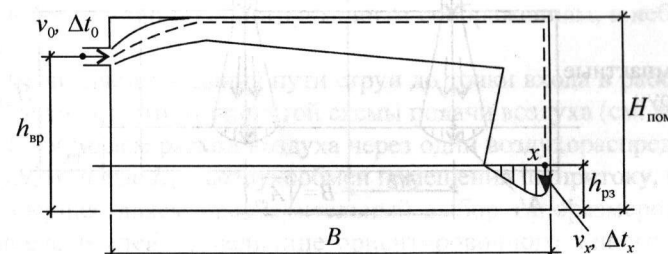


Рис. 30. Расчетная схема воздухораздачи настилающейся струей

Обычно пренебрегают несовпадением оси настилающейся струи с поверхностью и определяют расчетную длину пути струи до точки входа в рабочую зону как $x = B + (H_{\text{пом}} - h_{\text{рз}})$, где $H_{\text{пом}}$ – высота помещения, м; $h_{\text{рз}}$ – высота рабочей зоны, равная 2 м, если люди в помещении стоят, и 1,5 м, если сидят; B – глубина помещения от стены до стены в направлении развития струи, м. При выпуске струи в помещение прилипание к потолку наступает не только при размещении выпуска непосредственно у потолка, но и на некотором расстоянии от него, если выполняется условие $h_{\text{вп}} > 0,65H_{\text{пом}}$, где $h_{\text{вп}}$ – высота воздухораспределителя над полом, м (рис. 30). Используются настилающиеся струи главным образом для вентиляции небольших помещений в общественных зданиях.

Веерные струи

Веерные струи являются разновидностью настилающихся, но они растекаются вдоль поверхности в разных направлениях от выпуска. Как правило, воздухораспределители в этом случае размещаются у потолка. Струя растекается по потолку, встречается с соседними, смыкается с ними и опускается в рабочую зону.

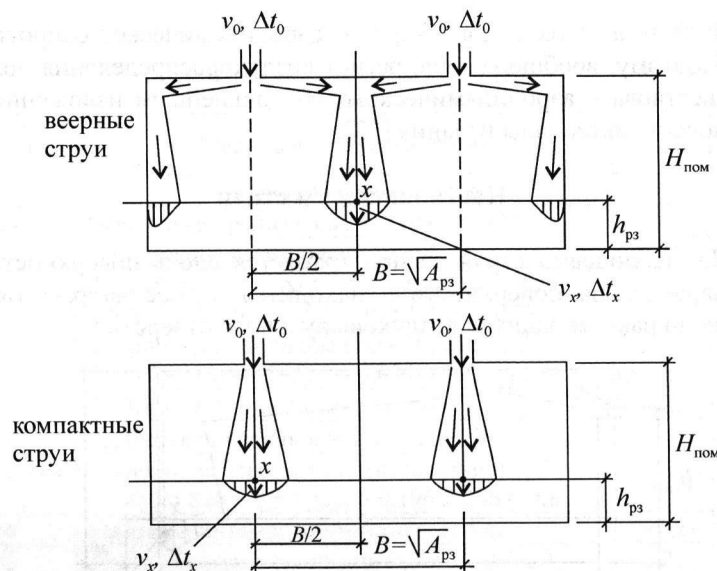


Рис. 31. Расчетные схемы воздухоподдачи веерными и компактными струями

В этом случае длину пути струи до точки входа в рабочую зону можно определять по выражению $x = B/2 + (H_{\text{пом}} - h_{\text{рз}})$, где B – расстояние между соседними воздухораспределителями (сторона ячейки), м (рис. 31). Применяется такая схема обычно для вентиляции помещений большой площади с повышенными требованиями к равномерности воздухораспределения.

Компактные струи

Подача воздуха компактными струями используется, как правило, в высоких помещениях при $H_{\text{пом}} = 5 \dots 15$ м, главным образом в промышленных зданиях. Тогда длина пути струи до точки входа в рабочую зону для вертикальных струй вычисляется по формуле $x = H_{\text{пом}} - h_{\text{рз}}$ (см. рис. 31).

Алгоритм расчета

Рассматривается упрощенный вариант расчета. Более полная методика приведена, например, в [23, 34] и других источниках.

1. Выбираем схему подачи воздуха (см. рис. 30–31) и тип воздухораспределителя.

2. Находим число воздухораспределителей N . При подаче компактными и веерными струями $N = A_{\text{пл}}/A_{\text{рз}}$, где $A_{\text{рз}}$ – площадь пола, приходящаяся на одну струю (площадь ячейки). Величина $A_{\text{рз}}$ вычисляется как B^2 (поскольку по определению $B = \sqrt{A_{\text{рз}}}$), причем оптимальное значение $B = C(H_{\text{пом}} - h_{\text{рз}})$.

Коэффициент C равен 1,25...3,3 для веерных струй и 1,25...2 для компактных. При подаче воздуха настилающимися струями число воздухораспределителей выбирается обычно по конструктивным соображениям, в небольших помещениях $N = 1$.

3. Вычисляем x – длину пути струи до точки входа в рабочую зону, м, в зависимости от принятой схемы подачи воздуха (см. выше).

4. Определяем расход воздуха через один воздухораспределитель $L_0 = L_{\text{п}}/N$, м³/ч, где $L_{\text{п}}$ – воздухообмен помещения по притоку, м³/ч.

5. Осуществляем предварительный выбор типоразмеров воздухораспределителей по величине ориентировочного живого сечения для прохода воздуха $A_{\text{ор}} = \frac{L_0}{3600v_{\text{ор}}}$, м². Здесь $v_{\text{ор}}$ – рекомендуемая

скорость воздуха в живом сечении, м/с. Для небольших помещений ее можно принимать в пределах 1,5–2 м/с, для высоких она может быть и больше. Затем по каталогу подбирается воздухораспределитель рассматриваемого типа с ближайшим фактическим сечением $A_{\text{факт}}$ и определяются для него параметры m и n (скоростной и температурный коэффициенты), после чего уточняется величина

$v_0 = \frac{L_0}{3600A_{\text{факт}}}$ – фактическая скорость воздуха на выпуске, м/с.

6. Проверяем скорость на оси струи v_x в точке входа в рабочую зону, отклонение температуры от температуры рабочей зоны Δt_x в этой же точке и условие прилипания струи к потолку по следующим формулам:

$$v_x = \frac{mv_0\sqrt{A_{\text{факт}}}}{x} k_n k_{\text{con}}, \text{ м/с}; \quad \Delta t_x = \frac{n\Delta t_0\sqrt{A_{\text{факт}}}}{x} \frac{k_n}{k_{\text{con}}}, ^\circ\text{C}.$$

Параметр Δt_0 представляет собой абсолютную величину разности температуры воздуха в рабочей зоне и температуры притока: $\Delta t_0 = |t_{\text{в}} - t_{\text{п}}|$.

$k_n = \sqrt[3]{1 \pm (x/H)^2}$ – коэффициент неизотермичности. Здесь

$H = \frac{5,45 m v_o \sqrt[4]{A_{\text{факт}}}}{\sqrt{n \Delta t_o}}$ – геометрическая характеристика струи, м. Знак

«—» в формуле для k_{con} принимается для нагретых струй, направленных вниз, и для охлажденных, направленных вверх, когда гравитационные силы препятствуют развитию струи, а знак «+» – для нагретых струй, направленных вверх, и для охлажденных, направленных вниз, когда гравитационные силы разгоняют струю.

$k_{\text{con}} = f\left(\frac{x}{m \sqrt{A_{\text{рз}}}}\right)$ – коэффициент стеснения (принимается по

справочным данным).

Вычисленные значения v_x и Δt_x сравнивают с максимально допустимыми. Если $v_x > v_{\text{доп}}$, увеличивают $A_{\text{факт}}$, подбирая другой типоразмер воздухоораспределителя, а если $\Delta t_x > \Delta t_{\text{доп}}$, необходимо $A_{\text{факт}}$ уменьшить.

7. Проверяем условие прилипания струи. Для настилающихся струй оно соблюдается, если $x < 0,5H$, а для веерных при $C/2 < 0,4H$.

Пример расчета для помещения, обслуживаемого системой, рассмотренной в п. 3.4.

Исходные данные:

$L_{\text{п}} = 5820 \text{ м}^3/\text{ч}$ – по расчету воздухообмена; $H_{\text{пом}} = 10,3 \text{ м}$ – по разрезу здания; $h_{\text{рз}} = 1,5 \text{ м}$ (поскольку люди в помещении сидят); $A_{\text{пл}} = 15,22 \cdot 9,9 = 150,7 \text{ м}^2$ – по плану этажа.

Предусматриваем подачу воздуха веерными струями через регулируемые многодиффузорные плафоны квадратного сечения.

Вычисляем требуемый размер B при минимальном $C = 1,25$:

$$B = C(H_{\text{пом}} - h_{\text{рз}}) = 1,25(10,3 - 1,5) = 11 \text{ м};$$

тогда $N = A_{\text{пл}}/B^2 = 150,7/11^2 = 1,25 \approx 1$, но из конструктивных соображений принимаем $N = 6$ (три ряда по два). Это будет подтверждено дальнейшим расчетом.

Потолок помещения разбиваем на прямоугольные ячейки, в центре каждой из которых размещается воздухоораспределитель. Таким образом, длина ячейки равна $15,22/3 = 5,07 \text{ м}$, ширина – $9,9/2 =$

$= 4,95$. Следовательно, за расчетную ширину ячейки принимаем меньшую из этих величин, т.е. $4,95 \text{ м}$.

Расчетная длина струи:

$$x = B/2 + (H_{\text{пом}} - h_{\text{рз}}) = 4,95/2 + (10,3 - 1,5) = 11,28 \text{ м}.$$

Расход воздуха на один воздухоораспределитель: $L_o = L_{\text{п}}/N = 5820/6 = 970 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Принимаем рекомендуемую скорость воздуха в живом сечении $v_{\text{ор}} = 3 \text{ м/с}$, поскольку высота помещения $H_{\text{пом}} > 6 \text{ м}$.

Ориентировочное живое сечение для прохода воздуха

$$A_{\text{ор}} = \frac{L_o}{3600 v_{\text{ор}}} = \frac{970}{3600 \cdot 3} = 0,089 \text{ м}^2.$$

Выбираем плафоны марки 4АПН 600×600 («Арктос»). Их характеристики: $A_{\text{факт}} = 0,086 \text{ м}^2$ – по каталогу; $m = 2,5$; $n = 3$ по табл. 17.6 [23].

Фактическая скорость на выпуске

$$v_o = \frac{L_o}{3600 A_{\text{факт}}} = \frac{970}{3600 \cdot 0,086} = 3,1 \text{ м/с}.$$

Величину Δt_o принимаем для холодного периода, поскольку проверку условия $v_x < v_{\text{доп}}$ также следует проводить для этого периода, поскольку v_o , а значит, и v_x в течение года постоянны, а $v_{\text{доп}}$ по ГОСТ 30494 [35] в холодный период меньше, и условие $v_x < v_{\text{доп}}$ в этом случае выполнить сложнее. Тогда $\Delta t_o = 1 \text{ °C}$ по расчету воздухообмена в помещении.

Геометрическая характеристика струи:

$$H = \frac{5,45 m v_o \sqrt[4]{A_{\text{факт}}}}{\sqrt{n \Delta t_o}} = \frac{5,45 \cdot 2,5 \cdot 3,1 \cdot \sqrt[4]{0,086}}{\sqrt{3 \cdot 1}} = 13,2 \text{ м}.$$

Коэффициент неизотермичности $k_n = \sqrt[3]{1 + (x/H)^2} = \sqrt[3]{1 + (11,28/13,2)^2} = 1,2$. Принимаем знак «плюс», поскольку температура притока в холодный период ниже температуры внутренне-

го воздуха, а подача осуществляется сверху вниз. Коэффициент стеснения k_{con} в данном случае можно считать равным 1 [23].

Скорость на оси струи в точке входа ее в рабочую зону:

$$v_x = \frac{mv_o \sqrt{A_{факт}}}{x} k_n k_{con} = \frac{2,5 \cdot 3,1 \sqrt{0,086}}{11,28} 1,1 \cdot 1 = 0,22 \text{ м/с} < v_{доп} = 0,2 \cdot 1,2 = 0,24 \text{ м/с}.$$

Здесь $v_{норм} = 0,2$ м/с – оптимальное значение подвижности воздуха для холодного периода в целом по рабочей зоне по ГОСТ 30494 [35]; 1,2 – повышающий коэффициент для перехода от $v_{норм}$ к $v_{доп}$ при оптимальных условиях по прил. Б [7], когда струя входит в рабочую зону основным участком. В допустимых условиях значение этого коэффициента составляет 1,4, если в помещении люди заняты легкой работой, и 1,8 – при работе средней тяжести или тяжелой. Если струя входит в рабочую зону начальным участком, то во всех случаях данный коэффициент по прил. Б [7] равен 1. В нашем примере длина начального участка равна $m \sqrt{A_{факт}} = 2,5 \sqrt{0,089} = 0,73 \text{ м} \ll x = 11,28 \text{ м}$, следовательно, струя входит в рабочую зону действительно основным участком.

Значение $v_{норм} = 0,2$ м/с принимается для всех общественных зданий, кроме помещений, где люди находятся в полураздетом виде (5-я категория по [35]) – раздевалки, процедурные кабинеты, кабинеты врачей и т.п.), ванн, душевых и жилых зданий, где $v_{норм} = 0,15$ м/с. Допустимые значения $v_{норм}$ для указанных типов зданий по [35] составляют соответственно 0,3 и 0,2 м/с.

Отклонение температуры в струе от температуры в рабочей зоне

$$\Delta t_x = \frac{n \Delta t_o \sqrt{A_{факт}}}{x} \frac{k_n}{k_{con}} = \frac{3 \cdot 1 \sqrt{0,086}}{11,28} \frac{1,1}{1} = 0,086 \text{ °С} < \Delta t_{доп} = \Delta t_2 = 1,5 \text{ °С (по прил. В [14] для жилых, общественных и административно-бытовых зданий, если } t_n < t_b).$$

Проверяем условие прилипания струи $B/2 < 0,4H$: $4,95/2 = 2,28 < 0,4 \cdot 13,2 = 5,28$ – условие безотрывного течения струи выполнено, следовательно, выбранный тип воздухораспределительного устройства и схема их размещения обеспечивают нормируемые параметры воздуха в обслуживаемой зоне помещения.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Трубы стальные водогазопроводные по ГОСТ 3262 [2] (легкие и усиленные)

Условный диаметр D_y , мм	Легкие		Усиленные	
	Толщина стенки δ , мм	Внутренний диаметр $d_{вс}$, мм	Толщина стенки δ , мм	Внутренний диаметр $d_{вс}$, мм
10	2,0	13,0	2,8	11,4
15	2,5	16,3	3,2	14,9
20	2,5	21,8	3,2	20,4
25	2,8	27,9	4,0	25,5
32	2,8	36,7	4,0	34,3
40	3,0	42,0	4,0	40,0
50	3,0	54,0	4,5	51,0
65	3,2	69,1	4,5	66,5

Примечание. Наружный диаметр зависит только от D_y (см. табл. 1).

Таблица П2

Коэффициент учета дополнительного теплового потока устанавливаемых отопительных приборов за счет округления сверх расчетной величины [36] (справочно)

Шаг номенклатурного ряда отопительных приборов, кВт	Коэффициент β_1	
	1	2
0,12		1,02
0,15		1,03
0,18		1,04

1	2
0,21	1,06
0,24	1,08
0,30	1,13

Примечание. Для отопительных приборов помещения с номинальным тепловым потоком более 2,3 кВт следует принимать вместо коэффициента β_1 коэффициент β_1' , определяемый по формуле $\beta_1' = 0,5 (1 + \beta_1)$.

Таблица П2а

Коэффициент учета дополнительных потерь теплоты отопительными приборами, расположенными у наружных ограждений [36] (справочно)

Отопительный прибор	Коэффициент β_2 при установке прибора	
	у наружной стены, в том числе под световым проемом	у остекления светового проема
Рadiator:		
чугунный секционный	1,02	1,07
стальной панельный	1,04	1,10
Конвектор:		
с кожухом	1,02	1,05
без кожуха	1,03	1,07

Примечание. В актуализированной версии [36] – документе [7] таблицы для коэффициентов β_1 и β_2 не приводятся.

Таблица П3

Секундный расход воды санитарными приборами по [18] (справочно)

Санитарные приборы	Секундный расход воды, л/с		
	общий q_0^{tot}	холодной q_0^c	горячей q_0^h
Умывальник, рукомойник с водоразборным краном	0,1	0,1	–
То же со смесителем	0,12	0,09	0,09
Раковина, мойка инвентарная с водоразборным краном и колонка лабораторная водоразборная	0,15	0,15	–
Мойка (в том числе лабораторная) со смесителем	0,12	0,09	0,09
Мойка (для предприятий общественного питания) со смесителем	0,3	0,2	0,2
Ванна со смесителем (в том числе общим для ванн и умывальника)	0,25	0,18	0,18
Унитаз со смывным бачком	0,1	0,1	–
Унитаз со смывным краном	1,4	1,4	–

Примечание. В актуализированной редакции [18] – документе [22] приводятся данные только по среднечасовым расходам.

Нормы расхода воды потребителями по [18] (справочно)

Водопотребители	Измеритель	Норма расхода воды, л в час наибольшего водопотребления	
		общая (в т.ч. горячей) $q_{hr,u}^{tot}$	горячей $q_{hr,u}^h$
1	2	3	4
Жилые дома квартирного типа: с водопроводом и канализацией без ванн с газоснабжением	1 житель	6,5	—
с водопроводом, канализацией и ваннами с водонагревателями, работающими на твердом топливе	То же	7	—
с водопроводом, канализацией и ваннами с газовыми водонагревателями	"	8,1	—
с быстрослужащими газовыми нагревателями и многоточечным водоразбором	"	10,5	—
с быстрослужащими газовыми нагревателями и многоточечным водоразбором	"	13	—
централизованным горячим водоснабжением, оборудованные умывальниками, мойками и душами	"	12,5	7,9
с сидячими ваннами, оборудованными душами	"	14,3	9,2
с ваннами длиной от 1500 до 1700 мм, оборудованными душами	"	15,6	10
высотой св. 12 этажей с централизованным горячим водоснабжением и повышенными требованиями к их благоустройству	1 житель	20	10,9
Административные здания	1 работающий	4	2

Окончание табл. П4

1	2	3	4
Общеобразовательные школы с душевыми при гимнастических залах и столовыми, работающими на полуфабрикатах	1 учащийся и 1 преподаватель в смену	3,1	1
Магазины: продовольственные	1 работающий в смену (20 м ² торгового зала)	37	9,6
промтоварные	1 работающий в смену	4	2
Кинотеатры	1 место	0,5	0,2
Больницы с общими ваннами и душевыми	1 койка	8,4	5,4
Учебные заведения (в том числе высшие и средние специальные) с душевыми при гимнастических залах и буфетами, реализующими готовую продукцию	1 учащийся и 1 преподаватель	2,7	1,2

Примечания: 1) в актуализированной редакции [18] – документе [22] приводятся данные только по суточным расходам;

2) расход холодной воды $q_{hr,u}^c$ равен разности $q_{hr,u}^{tot} - q_{hr,u}^h$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самарин О.Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. – М.: Изд-во АСВ, 2014. – 296 с.
2. ГОСТ 3262-75 (1994). Трубы стальные водогазопроводные. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1994.
3. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 1. Отопление / Под ред. И.Г. Старовойта и Ю.И. Шиллера. – М.: Стройиздат, 1990. – 344 с.
4. Самарин О.Д. О расчете потерь давления в элементах систем водяного отопления // «СОК». – 2007. – № 2. – С. 36–38.
5. Махов Л.М., Самарин О.Д. О расчете потерь давления в элементах систем водяного отопления // Вестник МГСУ. – Спецвыпуск 2/2009. – С. 439–443.
6. Шевелев Ф.А., Шевелев А.Ф. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб. – М.: Стройиздат, 1995. – 172 с.
7. СП 60.13330.2012. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование». – М.: Минрегион России, 2012.
8. Сканин А.Н., Махов Л.М. Отопление. – М.: АСВ, 2006. – 576 с.
9. Власов Г.С. Металлополимерные и полипропиленовые трубы. Оборудование для санитарно-технических систем. – М.: Изд-во ООО «ИН-САЙД-МЕДИА», 2000. – 200 с.
10. Теория тепломассообмена / Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ, 1997. – 684 с.
11. Латышева Л.Ю., Смирнов С.В. Антифриз «ЭКОСОЛ» – новый безопасный шаг России в страну тепла и холода // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. – 2001. – № 7. – С. 14–15.
12. Самарин О.Д. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. – М.: АСВ, 2011. – 128 с.
13. СП 131.13330.2012. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* «Строительная климатология». – М.: Минрегион России, 2013.
14. Гагарин В.Г. Экономический анализ повышения уровня теплоснабжения ограждающих конструкций зданий // Строительные материалы. – 2008. – № 8. – С. 41–47.
15. Дмитриев А.Н., Табуничиков Ю.А., Ковалев И.Н., Шилкин Н.В. Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2005. – 120 с.
16. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 2. Водопровод и канализация / Под ред. И.Г. Старовойта и Ю.И. Шиллера. – М.: Стройиздат, 1990. – 248 с.
17. Ионин А.А. и др. Теплоснабжение. – М.: Стройиздат, 1982. – 336 с.
18. СНиП 2.04.01-85*. Внутренний водопровод и канализация зданий. – М.: ГУП ЦПП, 2000.
19. Мацкевич И.П., Свирид Г.П. Высшая математика: Теория вероятностей и математическая статистика. – Минск: Вышэйшая школа, 1993. – 271 с.
20. Самарин О.Д. Определение расчетных расходов воды и коэффициентов часовой неравномерности ее потребления в системах холодного и горячего водоснабжения // Вестник МГСУ. – Спецвыпуск 2/2009. – С. 526–534.
21. Самарин О.Д. О расчете расхода воды в системах холодного и горячего водоснабжения при малом числе водоразборных приборов // Интернет-ресурс «Информационная система по теплоснабжению, РосТепло.ру», <http://www.rosteplo.ru/>. Дата обращения: 01.08.2010.
22. СП 30.13330.2012. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003 «Внутренний водопровод и канализация зданий». – М.: Минрегион России, 2012.
23. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2 / Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.
24. Самарин О.Д. О режиме движения воздуха в стальных воздуховодах // «СОК». – 2006. – № 7. – С. 90–91.
25. Теория тепломассообмена / Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 684 с.
26. Альтикуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1987. – 416 с.
27. Самарин О.Д. Расчет местных сопротивлений в системах вентиляции // «СОК». – 2012. – № 2. – С. 68–70.
28. Самарин О.Д. Проектирование и расчет систем вентиляции. Методические указания к выполнению курсового проекта для студентов заочного отделения специальности 270109 «Теплогазоснабжение и вентиляция». – М.: МГСУ, 2012. – 31 с.
29. Дячек П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Изд-во АСВ, 2012. – 432 с.
30. Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.
31. Интернет-ресурс <http://veza.ru>. Дата обращения: 06.08.2013.
32. Самарин О.Д. Подбор оборудования приточных вентиляционных установок (кондиционеров) типа КЦКП. Методические указания к выполнению курсовых и дипломных проектов для студентов специальности 270109 «Теплогазоснабжение и вентиляция». – М.: МГСУ, 2009. – 32 с.
33. Самарин О.Д. Основы обеспечения микроклимата зданий. – М.: Изд-во АСВ, 2014. – 208 с.
34. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.
35. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – М.: Росстандарт, 2012.
36. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: ГУП ЦПП, 2004.
37. Самарин О.Д. Расчет потерь напора в полимерных трубах // Сантехника. – 2014. – № 1. – С. 22–23.
38. Самарин О.Д. Потери давления в трубопроводах для низкозамерзающих жидкостей. // «СОК». – 2014. – № 2. – С. 44–45.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
Глава 1. Гидравлический расчет системы водяного отопления.....	6
1.1. Определение потерь давления на трение и коэффициентов местных сопротивлений.....	6
1.2. Особенности расчета систем водяного отопления с применением автоматических терморегуляторов, полимерных труб и антифризов.....	15
1.3. Определение оптимальной скорости воды и диаметра трубопроводов.....	27
1.4. Пример гидравлического расчета вертикальной двухтрубной системы водяного отопления	30
1.5. Пример гидравлического расчета горизонтальной двухтрубной системы водяного отопления	41
Глава 2. Гидравлический расчет внутреннего водопровода.....	51
2.1. Расчет расходов воды и потерь давления в трубопроводах.....	51
2.2. Определение оптимальной скорости воды и диаметра трубопроводов.....	60
2.3. Пример гидравлического расчета внутреннего водопровода холодной воды	63
2.4. Пример гидравлического расчета внутреннего водопровода горячей воды	68
Глава 3. Аэродинамический расчет систем вентиляции.....	73
3.1. Определение потерь давления на трение	73
3.2. Последовательность расчета, вычисление КМС и подбор вентилятора.....	77
3.3. Определение оптимальной скорости воздуха и диаметра воздуховодов	88
3.4. Пример аэродинамического расчета системы приточной вентиляции	92
3.5. Инженерный метод расчета воздухораспределения в помещении.....	96
Приложение	103
Список литературы.....	108

Для заметок

Справочное пособие

Олег Дмитриевич Самарин

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

Компьютерная верстка: *Е.В. Орлов*

Редактор: *В.Ш. Мерзлякова*

Дизайн обложки: *Т.А. Негророва*

Лицензия ЛР № 0716188 от 01.04.98.

Подписано к печати 01.07.14. Формат 60х90/16.

Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.

Усл. 7 п.л. Заказ №

Издательство Ассоциации строительных вузов (АСВ)

129337, Москва, Ярославское шоссе, 26, отдел реализации – оф. 511
тел., факс: (499)183-56-83, e-mail: iasv@mgsu.ru, <http://www.iasv.ru/>