

2. Конспект лекций (теоретический материал)

ОТОПЛЕНИЕ

1. Реконструкция системы отопления

Реконструкция системы отопления, т. е. частичная или полная замена ее элементов, их конструктивная модернизация, осуществляется в связи с физическим износом системы, различного рода технологическими изменениями, вызванными назначением и объемом здания или условиями работы системы, ее моральным старением и другими причинами.

Износ системы водяного и парового отопления при длительной эксплуатации происходит под воздействием внутренней, а иногда и внешней коррозии. Вследствие отложения взвешенных частиц и образования накипи повышается гидравлическое сопротивление теплопроводов, отопительных приборов, ухудшаются их теплотехнические свойства. Этим же процессам подвержены оборудование систем (теплообменники, баки, воздухоотборники, грязевики и пр.) и запорно-регулирующая арматура.

Исследованиями систем водяного отопления, проведенными в условиях их эксплуатации, установлено заметное различие в изменении потерь давления в системах в течение многолетней эксплуатации в зависимости от качества теплоносителя. Оценить это изменение можно по формуле

$$\Delta p_z / \Delta p_p = 0,6 + a z^{0,38}, \quad (13.5)$$

где Δp_z , Δp_p - потери давления в системе отопления, соответственно, через z лет эксплуатации и расчетные; a - коэффициент, зависящий от качества теплоносителя ($a=0,17$ для деаэрированной воды при содержании кислорода в ней до $0,1$ мг/л и $a=0,65$ для недеаэрированной и смешанной воды при содержании кислорода 10 мг/л).

В начале эксплуатации потери давления в новой системе водяного отопления составляют около 60% расчетных. Расчетные потери давления достигаются в системах, питаемых недеаэрированной водой, практически в первый год эксплуатации, а в системах, работающих на деаэрированной воде, через $8 \dots 10$ лет эксплуатации.

Повышение потерь давления в системе приводит к уменьшению расхода теплоносителя, к гидравлической и тепловой разрегулировке системы отопления и снижению теплоотдачи ее элементов.

Срок службы отдельных элементов системы отопления не одинаков. Долговечность систем зависит от вида и качества используемого теплоносителя, условий их работы. Срок службы систем водяного отопления возрастает при их теплоснабжении от ТЭЦ и тепловых станций, когда проводятся умягчение и деаэрация воды, по сравнению с теплоснабжением от местных котельных. Особенности работы системы парового отопления, более интенсивные процессы коррозии, происходящие в ней, ставят ее на последнее место по долговечности среди других систем. Наиболее долговечной считают систему воздушного отопления (за исключением воздухонагревателей).

Срок службы системы отопления зависит и от материала, из которого сделаны ее элементы, его качества. Например, коррозионные процессы, особенно в стальных отопительных приборах и деталях, быстро понижают их прочность. Важно и качество изготовления самих элементов, проведения сборочных и монтажных работ.

Решение о частичной или полной замене элементов системы отопления принимают после специального обследования, в ходе которого проводят гидравлическое и тепловое испытания системы, определяют расход теплоносителя в системе в целом и ее отдельных узлах, соответствие теплоотдачи элементов расчетной. Состояние металла в системе оценивают путем иссле-

дования образцов, извлеченных путем частичной разборки или вырезки.

Проектируя реконструкцию системы отопления, стремятся сохранить те ее элементы, которые мало изменили свои свойства в процессе эксплуатации. К ним относятся чугунные радиаторы и ребристые трубы, которые при качественной ежегодной промывке практически не подвержены коррозии. Относительно долго служат и те элементы системы, которые выполнены из медных сплавов и неметаллических материалов.

При реконструкции систем отопления с использованием существующих стальных труб эквивалентную шероховатость их внутренней поверхности принимают: для воды и пара - 0,5, конденсата - 1,0 мм.

Реконструкцию системы отопления часто проводят по причинам, не связанным непосредственно с ее состоянием. Так, полную замену системы осуществляют при капитальном ремонте, связанном с **перепланировкой здания**. При этом иногда принимают принципиально новое схемное решение системы с заменой устаревших конструкций, использованием нового оборудования, обеспечением автоматизации. В новом проекте учитывают возможные изменения теплотрат на отопление помещений.

В производственных и коммунальных зданиях конструкция системы отопления может изменяться вследствие изменения технологических процессов, теплового режима помещений, а также назначения здания в целом.

Полная реконструкция системы отопления требуется при замене теплоносителя, например, при переходе от пара к воде.

Изменение условий теплоснабжения здания (изменение температуры, давления теплоносителя) вызывает реконструкцию теплового ввода и местного теплового пункта. Больших затрат требует, в частности, перевод системы водяного отопления с зависимой на независимую схему присоединения к тепловой сети. При этом дополнительно устанавливают теплообменники, циркуляционные и подпиточные насосы, расширительный бак, новые контрольно-измерительные приборы, приборы автоматизации, запорно-регулирующую арматуру. Каких-либо дополнительных изменений непосредственно в системе отопления обычно не требуется.

Повышение требований к тепловому комфорту в зданиях, качеству работы инженерного оборудования со снижением эксплуатационных затрат, в том числе экономией тепловой энергии, также вызывает необходимость реконструкции системы отопления. Неспособность системы отопления удовлетворять возросшим требованиям называют ее **моральным старением**. Качество устаревшей системы повышают путем частичной модернизации отдельных узлов и деталей, оснащения ее средствами управления и диспетчерского контроля.

Одной из причин реконструкции может быть **изменение условий эксплуатации** системы отопления. Например, переход от постоянного теплового режима помещений здания к переменному с прерывистым отоплением. При этом изменяют мощность системы отопления, ее конструкцию, схемное решение, вводят новое оборудование.

Новую систему отопления в настоящее время проектируют, предусматривая возможность ее реконструкции или модернизации в будущем. Например, разделяют систему водяного отопления на пофасадные части для оснащения в будущем приборами автоматического регулирования. Предусматривают возможность замены обычного элеватора элеватором с регулируемым соплом или смесительным насосом, перехода к независимой схеме присоединения к тепловой сети.

В системах воздушного отопления автоматизируют действие отопительных агрегатов и воздушно-тепловых завес, центральных систем, в том числе регулирование распределения воздуха по каналам и воздуховодам.

В зданиях старой постройки реконструкция системы отопления, как правило, связана с конструктивными изменениями (например, с перекладкой магистральных труб). Учет этих затрат, а также стоимости нового автоматизированного оборудования часто приводит к выводу об экономической нецелесообразности реконструкции морально устаревшей системы. Окончательное решение и выбор варианта реконструкции в этом случае увязывают с экономической целесообразностью реконструкции всего здания в целом.

Частичную реконструкцию системы отопления может вызвать какой-либо внутренний де-

фект, который нельзя устранить путем ремонта. Например, при выходе из строя замонотиченных в строительные конструкции греющих элементов приходится устанавливать новые отопительные приборы непосредственно в обогреваемых помещениях, присоединяя их к существующей системе.

В редких случаях, в условиях особенно суровых зим, реконструкция вызывается последствиями аварий, особенно при неправильной эксплуатации систем отопления.

2. Насосное оборудование систем водяного отопления

2.1. Циркуляционный насос системы водяного отопления

Общим для всех схем, изображенных на рис. 2.1, является применение насоса для искусственного побуждения движения воды в системе отопления. В первых двух схемах (см. рис. 2.1, а, б) циркуляционный насос включают непосредственно в магистрали системы отопления здания. В зависимых схемах (см. рис. 2.1, в, г) циркуляционный насос помещают на тепловой станции, и он создает давление, необходимое для циркуляции воды, как в наружных теплопроводах, так и в местной системе отопления.

Насос, действующий в замкнутых кольцах системы отопления, заполненных водой, не поднимает, а только перемещает воду, создавая циркуляцию, и поэтому называется **циркуляционным**. В отличие от циркуляционного насоса насос в системе водоснабжения перемещает воду, поднимая ее к точкам разбора. При таком использовании насос называют **повысительным**.

В процессах заполнения и возмещения потери (утечки) воды в системе отопления циркуляционный насос не участвует. Заполнение происходит под воздействием давления в наружных теплопроводах, в водопроводе или, если этого давления недостаточно, с помощью специального **подпиточного** насоса.

До последнего времени циркуляционный насос включался, как правило, в обратную магистраль системы отопления для увеличения срока службы деталей, взаимодействующих с горячей водой. Прежде всего, это относилось к общепромышленным насосам. Вообще же для создания циркуляции воды в замкнутых кольцах местоположение циркуляционного насоса безразлично. При необходимости несколько понизить гидравлическое давление в теплообменнике или котле насос может быть включен и в подающую магистраль системы отопления, если его конструкция рассчитана на перемещение более горячей воды. Все современные бесфундаментные насосы обладают этим свойством и устанавливаются чаще всего после теплогенератора (теплообменника).

Мощность циркуляционного насоса определяется количеством перемещаемой воды и развиваемым при этом давлением.

Количество воды, подаваемой насосом за данный промежуток времени, отнесенное к этому промежутку (обычно к 1 ч), называют **подачей** насоса L_n , м³/ч. В технике отопления объемную подачу насосом горячей воды заменяют массовым **расходом** G_n , кг/ч, не зависящим от температуры воды:

$$G_n = \rho L_n, \quad (2.5)$$

где ρ - средняя плотность воды в системе отопления, кг/м³.

Для циркуляционного насоса, включенного в общую магистраль, расход перемещаемой воды G_n равен общему расходу воды в системе отопления G_c , т. е.

$$G_n = G_c. \quad (2.6)$$

Общий расход воды G_c , кг/с, составляет

$$G_c = Q_c / (c(t_r - t_o)), \quad (2.7)$$

где Q_c - тепловая мощность системы отопления, Вт; c - удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг·°C); t_r и t_o - расчетная температура, соответственно, подающей и обратной воды в системе отопления, °C.

На практике пользуются расходом воды, перемещаемым в течение 1 ч. И общий расход воды в системе отопления G_c , кг/ч, определяют по преобразованной формуле (2.7) при $c=4187$ Дж/(кг·°C)

$$G_c = 0,86Q_c / (t_r - t_o) . \quad (2.7, a)$$

Циркуляционным давлением насоса называют создаваемое насосом повышение давления в потоке воды, необходимое для преодоления сопротивления ее движению в системе отопления, в которую он включен. Циркуляционное давление насоса обозначают Δp_n и выражают в ньютонах на квадратный метр (Н/м²) или, что одно и то же, в паскалях (Па). В отличие от циркуляционного давления напор насоса обозначают буквой H и выражают в метрах (м). Численно циркуляционное давление как удельная энергия, сообщаемая насосом воде в системе отопления (отнесенная к единице объема, перемещаемого в 1 с), равняется разности полного гидравлического давления при выходе воды из нагнетательного патрубка и при входе во всасывающий патрубок насоса

$$\Delta p_n = p_{\text{наг}} - p_{\text{вс}} + (\rho(w_{\text{наг}}^2 - w_{\text{вс}}^2) / 2) + \rho g(h_{\text{наг}} - h_{\text{вс}}) , \quad (2.8)$$

где $p_{\text{наг}}$ и $p_{\text{вс}}$ - гидростатическое давление в потоке воды, Па; $w_{\text{наг}}$ и $w_{\text{вс}}$ - скорость потока воды, м/с; $(h_{\text{наг}} - h_{\text{вс}})$ - разность уровней выхода и входа воды в насос, м (индекс “наг” относится к нагнетательному, индекс “вс” - к всасывающему патрубку насоса).

Практически циркуляционное давление насоса считают равным разности гидростатического давления в нагнетательном и всасывающем патрубках

$$\Delta p_n = p_{\text{наг}} - p_{\text{вс}} , \quad (2.8, a)$$

пренебрегая различием в $w_{\text{наг}}$ и $w_{\text{вс}}$, $h_{\text{наг}}$ и $h_{\text{вс}}$.

Возможны три случая определения необходимого значения Δp_n .

В вертикальной системе насосного водяного отопления всегда действует, помимо давления, создаваемого насосом, естественное циркуляционное давление (Δp_e). Следовательно, если потери давления при циркуляции воды в системе известны (обозначим их Δp_c), то необходимое циркуляционное давление насоса Δp_n должно составить

$$\Delta p_n = \Delta p_c - \Delta p_e . \quad (2.9)$$

В этом **первом случае** определения значения Δp_n по формуле (2.9) потери давления при циркуляции воды в системе отопления Δp_c получают из гидравлического расчета. Как известно, потери зависят от скорости движения воды в трубах, для которой существует предел повышения, связанный с экономическим и акустическим ограничениями.

Экономия капитальных вложений в систему, связанная с уменьшением диаметра труб при повышении скорости, целесообразна до определенного предела (около 1,5 м/с в жилых зданиях) - пока она перекрывает увеличение эксплуатационных затрат на электроэнергию, расходуемую насосом.

Акустическое ограничение скорости связано с возникновением шума при движении воды через арматуру систем отопления, недопустимого во многих зданиях по их назначению (например, в жилых зданиях) . Поэтому в СНиП установлена предельно допустимая скорость

движения воды в трубах систем отопления, связанная с назначением здания и видом применяемой в системе арматуры.

Следовательно, проводя гидравлический расчет при скорости движения воды в трубах, равной или близкой к предельно допустимой, можно получить бесшумную, достаточно экономичную по капитальным затратам систему. Затем, определив потери давления в ней (включая потери в трубах и оборудовании теплового пункта), найти значение Δp_n по формуле (2.9).

Во **втором случае** значение Δp_n можно получить, заранее выбрав типоразмер насоса. Тогда, добавив к нему естественное циркуляционное давление Δp_e , определяют исходное значение (расчетное) циркуляционного давления для проведения гидравлического расчета.

Оба эти случая применимы к схемам системы водяного отопления, изображенным на рис. 2.1, а, б, которые имеют собственные циркуляционные насосы.

Возможен и **третий случай**, относящийся к зависимым схемам присоединения систем отопления, приведенным на рис. 2.1, в, г. В этом случае значение Δp_n фактически задается, как разность давления в наружных теплопроводах в месте ввода их в здание.

Здесь, в частности, возможно присоединение системы к наружным теплопроводам через водоструйный элеватор. При его использовании давление Δp_n определяется по формуле (2.20).

Ранее в практических расчетах для выбора значения Δp_n , Па, использовали соотношение

$$\Delta p_n = 100 \Sigma l, \quad (2.10)$$

в котором принимается средняя потеря давления 100 Па на 1 м длины основного циркуляционного кольца системы отопления (длина кольца Σl , м). Относилось это, в основном, к зависимому, прежде всего, элеваторному присоединению систем отопления к городской тепловой сети. В современных условиях эту величину можно считать сильно заниженной. Используемое в настоящее время оборудование позволяет увеличить насосное давление в 6-8 раз.

Выбор насосного давления по формуле (2.10) предопределяет понижение скорости движения воды в трубах не менее, чем в 3 раза против предельно допустимой. Это не только увеличивает металлоемкость и стоимость системы (вследствие увеличения диаметра труб), но и приводит к отрицательным явлениям при действии системы отопления - нарушению гидравлического режима и понижению тепловой устойчивости. Поэтому соотношение (2.10) следует применять только для системы отопления с водоструйным элеватором, работающим при высоком значении коэффициента смещения (§ 2.5).

В системах отопления применяют **специальные циркуляционные насосы**, перемещающие значительное количество воды и развивающие сравнительно небольшое давление. Это бесшумные горизонтальные лопастные насосы центробежного, осевого или диагонального типа, соединенные в единый блок с электродвигателями и закрепляемые непосредственно на трубах (рис. 2. 8). Вал двигателя с рабочим колесом насоса, а также ротор двигателя вращаются в подшипниках с водяной смазкой.

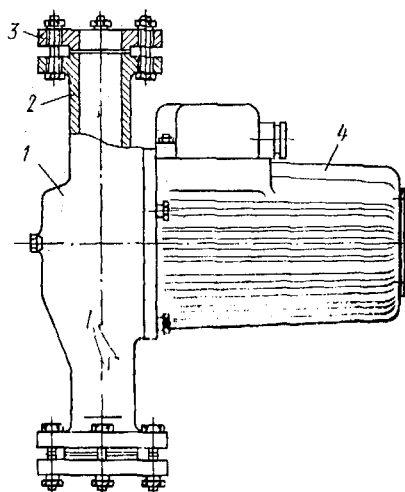


Рис. 2. 8. Специальный бесфундаментный циркуляционный насос

Каждый насос обладает собственной, только ему присущей характеристикой, получаемой в процессе стендовых испытаний опытного образца при определенной частоте вращения электродвигателя. Характеристика выражает зависимость между расходом насоса G_n и соответственно циркуляционным давлением Δp_n , КПД η_n и мощностью насоса N_n (рис. 2. 9).

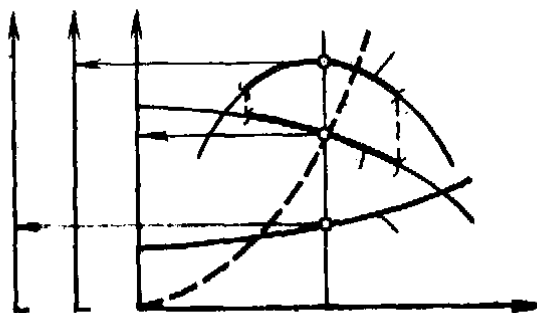


Рис. 2. 9. Рабочая характеристика водяного насоса

По **характеристикам насоса** можно отметить постепенное уменьшение циркуляционного давления и увеличение потребляемой мощности по мере возрастания расхода, а также существование максимального значения КПД при определенном расходе воды, перемещаемой насосом (точка Б). Часть кривой изменения Δp_n , соответствующая высоким значениям КПД (отмечена на рис. 2.11 жирной линией), носит название рабочего отрезка характеристики насоса. Для обеспечения расчетных параметров, бесшумности и экономии электроэнергии при действии насоса рекомендуется при его выборе ориентироваться на одну из точек в пределах рабочего отрезка характеристики. Все такие точки также называются **рабочими**.

Рабочая точка А представляет собой точку пересечения рабочего отрезка характеристики насоса с характеристикой системы отопления, выражаемой параболой (пунктирная линия). Насос при расходе воды $G_n = G_c$ (см. формулу (2.6)) создает в рабочей точке А определенное циркуляционное давление Δp_n , действует с максимальным КПД η_n (точка Б) и обладает мощностью N_n (точка В). На рисунке изображен идеальный случай, когда насос не только действует с максимальным КПД, но и создает циркуляционное давление $\Delta p_n = \Delta p_c$ (без учета естественного циркуляционного давления в системе отопления - см. формулу (2.9)).

При отсутствии бесфундаментных насосов для создания циркуляции в системах водяного отопления применяли высоконапорные центробежные насосы общепромышленного назначения. Высоконапорный насос уступает бесфундаментному по ряду монтажных и эксплуатационных показателей. Его необходимо устанавливать на фундамент, он создает излишний шум, вызывает вибрацию труб и строительных конструкций, при его применении возрастает расход электроэнергии, требуется обводная труба для сохранения циркуляции воды при остановке.

Центробежные насосы общепромышленного назначения часто не подходят по каталожным показателям для систем отопления. Приходится искусственно изменять развиваемое ими давление для обеспечения необходимого расхода воды в системе. На рис. 2.10 показан случай применения в системе отопления насоса, создающего давление $\Delta p_n > \Delta p_c$. Характеристика системы, проведенная через точку Б с известными координатами G_c и Δp_c (пунктирная линия 2), пересекает характеристику насоса 1 в рабочей точке В. В этих условиях насос будет перемещать воду с расходом $G_n = G_c$ ($> G_c$), развивать давление $\Delta p_n = \Delta p_c$ ($> \Delta p_c$) и увеличивать расход электроэнергии.

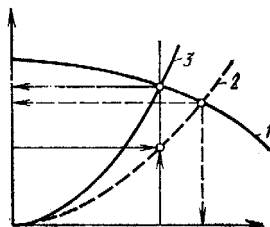


Рис. 2. 10. Рабочая характеристика промышленного насоса

Значительное увеличение расхода воды в системе отопления против расчетного нежелательно, так как при этом в нем, помимо возрастания расхода электроэнергии, возникнет гидравлическое и тепловое разрегулирование. Поэтому путем введения дополнительного сопротивления, выраженного на рисунке 2.12 ординатой А-Б (в виде, например, диафрагмы между фланцами задвижки у насоса или трубной вставки малого диаметра), характеристику системы отопления следует изменить таким образом, чтобы получить новую рабочую точку А (в месте пересечения новой характеристики системы 3 с характеристикой насоса 1). В точке А расход насоса равен расчетному расходу воды в системе ($G_n = G_c$), а давление насоса соответствует потерям давления в ней после регулирования. Более целесообразен в этом случае гидравлический перерасчет системы отопления с увеличением потерь давления в стояках.

В систему отопления включают два одинаковых циркуляционных насоса, действующих попеременно: при работе одного из них второй находится в резерве. Присоединение труб к циркуляционным насосам различно для бесфундаментных и общепромышленных насосов. Во втором случае необходимо дополнительное оборудование: обводная труба с задвижкой, нормально закрытой, виброизолирующие вставки (резиновые длиной около 1 м, армированные спиральной проволокой), неподвижные опоры, препятствующие осевому растяжению резиновых вставок. Фундаменты общепромышленных насосов и электродвигателей также снабжают виброизолирующими прокладками и опорами.

Задвижки (или отключающие краны) до и после обоих насосов (действующего и бездействующего) постоянно открыты, особенно, если предусмотрено автоматическое переключение насосов (например, после непрерывного суточного действия). Обратный клапан препятствует циркуляции воды через бездействующий насос (предотвращает, как говорят, работу насоса “на себя”).

Легко монтируемые бесфундаментные насосы иногда устанавливают в системе отопления по одному. При этом резервный насос хранят на складе близ теплового пункта и оборудуют сигнализацию о состоянии циркуляции воды в системе.

Мощность насоса пропорциональна произведению секундной подачи на создаваемое циркуляционное давление. Мощность электродвигателя $N_э$, Вт, определяется с учетом КПД насоса η_n и необходимого запаса мощности k по формуле

$$N_э = kL_n\Delta p_n / (3600\eta_n), \quad (2.11)$$

где L_n – подача насоса, м³/ч; Δp_n – давление насоса, Па (Н/м²).

Коэффициент запаса k , учитывающий пусковой момент, получает наибольшее значение (до 1,5) при минимальной мощности электродвигателя.

2.5. Смесительная установка системы водяного отопления

Смесительную установку (смесительный насос или водоструйный элеватор) применяют в системе отопления для понижения температуры воды, поступающей из наружного подающего теплопровода, до температуры, допустимой в системе t_r . Понижение температуры происходит при смешении высокотемпературной воды t_1 с обратной (охлажденной до температуры t_0) водой местной системы отопления (см. рис. 2.1, в).

Смесительную установку используют также для местного качественного регулирования теплопередачи отопительных приборов системы, дополняющего центральное регулирование на тепловой станции. При местном регулировании путем автоматического изменения по заданному температурному графику температуры смешанной воды в обогреваемых помещениях поддерживаются оптимальные тепловые условия. Кроме того, исключается перегревание помещений, особенно в осенний и весенний периоды отопительного сезона. При этом сокращается расход тепловой энергии.

Высокотемпературная вода подается в точку смешения под давлением в наружном теплопроводе, созданным сетевым циркуляционным насосом на тепловой станции. Количество высокотемпературной воды G_1 при известной тепловой мощности системы отопления Q_c будет тем меньше, чем выше температура t_1

$$G_1 = Q_c / (c(t_1 - t_0)), \quad (2.12)$$

где t_1 – температура воды в наружном подающем теплопроводе, °С.

Поток охлажденной воды, возвращающейся из местной системы отопления, делится на два: первый в количестве G_0 направляется к точке смешения, второй в количестве G_1 – в наружный обратный теплопровод. Соотношение масс двух смешиваемых потоков воды – охлажденной G_0 и высокотемпературной G_1 называют **коэффициентом смешения**

$$u = G_0 / G_1. \quad (2.13)$$

Коэффициент смешения может быть выражен через температуру воды (с использованием формул (2.7) и (2.12))

$$u = G_0 / G_1 = (G_c - G_1) / G_1 = (G_c / G_1) - 1 = ((t_1 - t_0) / (t_r - t_0)) - 1 = (t_1 - t_r) / (t_r - t_0). \quad (2.14)$$

Например, при температуре воды $t_1=150$, $t_r=95$ и $t_0=70$ °С коэффициент смешения смесительной установки $u = (150 - 95) / (95 - 70) = 2,2$. Это означает, что на каждую единицу массы высокотемпературной воды должно подмешиваться 2,2 единицы охлажденной воды.

Смешение происходит в результате совместного действия двух аппаратов: циркуляционного сетевого насоса на тепловой станции и смесительной установки (насоса или водоструйного элеватора) в отапливаемом здании.

Смесительный насос можно включать в перемычку Б-А между обратной и подающей магистралями (рис. 2.11, а), в обратную (рис. 2.11, б) или подающую магистраль (рис. 2.11, в) системы отопления. На рисунке показаны регуляторы температуры и расхода воды для местного качественно-количественного регулирования системы отопления в течение отопительного сезона.

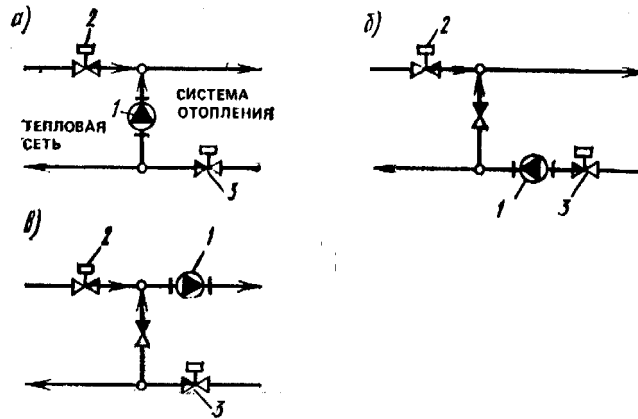


Рис. 2. 11. Варианты установки смесительного насоса в схеме теплового пункта

Смесительный насос, включенный в перемычку, подает в точку смешения А воду, повышая ее давление до давления высокотемпературной воды. Таким образом, в точку смешения поступают два потока воды в результате действия двух различных насосов – сетевого (на теплоисточнике) и местного (смесительного), включенных параллельно. Насос на перемычке действует в благоприятных температурных условиях (при температуре $t_0 \leq 70^\circ \text{C}$) и перемещает меньшее количество воды, чем насос на обратной или подающей магистрали ($G_0 < G_c$),

$$G_n = G_0, \text{ где } G_0 = G_c - G_1. \quad (2.15)$$

Насос на перемычке, обеспечивая смешение, не влияет на величину циркуляционного давления для местной системы отопления, которая определяется разностью давления в точках присоединения системы к наружным теплопроводам. Эпюра изменения давления в системе и в перемычке Б-А между магистралями в этом случае изображена на рис. 2.12, а. Показано постепенное (условно равномерное) понижение давления в направлении движения воды в подающей (наклонная линия Т1) и обратной (наклонная линия Т2) магистралях, падение давления в системе отопления (сплошная вертикальная линия) и его возрастание под действием насоса в перемычке (пунктирная линия) до давления в точке А.

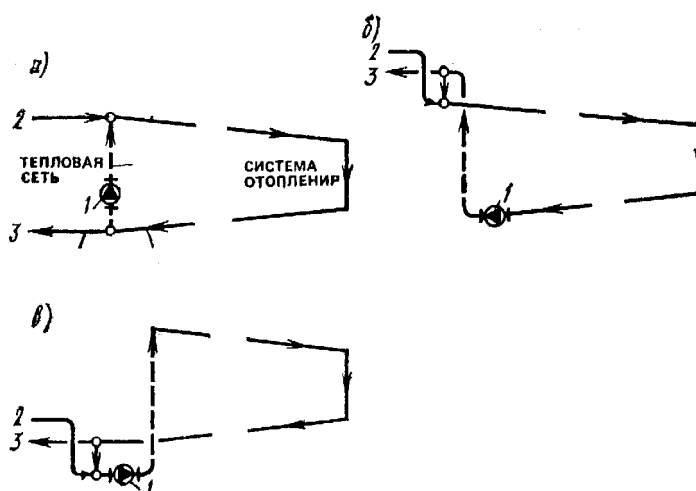


Рис. 2.12. Эпюры изменения давления в различных схемах смесительной установки

Смесительный насос включают непосредственно в магистраль системы отопления, когда разность давления в наружных теплопроводах недостаточна для обеспечения расчетного расхода воды в системе. Насос при этом, обеспечивая помимо смешения необходимую циркуляцию воды, становится **циркуляционно-смесительным**.

Насос на обратной или подающей магистрали (см. рис. 2.11, б, в) перемещает всю воду, циркулирующую в системе ($G_n = G_c$ по выражению (2.6)), при температуре t_o или t_r . Включение насоса в общую магистраль системы отопления позволяет увеличить циркуляционное давление в ней до необходимой величины независимо от разности давления в наружных теплопроводах. Условия смешения воды аналогичны: в точку А (см. рис. 2.11) поступают два потока воды (G_1 и G_o) также в результате действия двух насосов - сетевого и местного - с той лишь разницей, что насосы включаются последовательно (по направлению движения воды).

Изменение циркуляционного давления при действии системы отопления с циркуляционно-смесительным насосом, включенным в общую обратную магистраль, показано на рис. 2.12, б. Как видно, давление в системе ниже давления в наружных теплопроводах. Данная схема может быть выбрана после проверки, не вызовет ли понижение давления вскипания воды или подсоса воздуха в отдельных местах системы. Насос повышает давление воды до давления в наружном обратном теплопроводе. Давление в точке смешения А должно быть ниже давления в точке Б (устанавливается с помощью регулятора температуры - см. рис. 2.11).

Насос, включаемый в общую подающую магистраль, предназначен не только для смешения и циркуляции, но и для подъема воды в верхнюю часть системы отопления высокого здания. Смесительный насос в этом случае становится еще и **циркуляционно-повысительным**. Изменение гидравлического давления в этом случае изображено на рис. 2.12, в.

Смесительных насосов, как и циркуляционных, устанавливают обычно два с параллельным включением в теплопровод. Действует всегда один из насосов, второй - резервный.

Смешение воды может осуществляться и без местного насоса. В этом случае смесительная установка оборудуется водоструйным элеватором.

Водоструйный элеватор получил распространение как дешевый, простой и надежный в эксплуатации аппарат. Он сконструирован так, что подсасывает охлажденную воду для смешения с высокотемпературной водой и передает часть давления, создаваемого сетевым насосом на тепловой станции, в систему отопления для обеспечения циркуляции воды.

Водоструйный элеватор (рис. 2.13) состоит из конусообразного сопла, через которое со значительной скоростью протекает высокотемпературная вода при температуре t_1 в количестве G_1 , камеры всасывания, куда поступает охлажденная вода при температуре t_o в количестве G_o , смесительного конуса и горловины, где происходит смешение и выравнивание скорости движения воды, и диффузора.

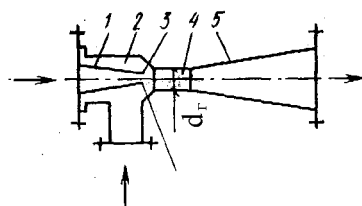


Рис. 2.12. Водоструйный элеватор

Вокруг струи воды, вытекающей из отверстия сопла с высокой скоростью, создается зона пониженного давления, благодаря чему охлажденная вода перемещается из обратной магистрали системы в камеру всасывания. В горловине струя смешанной воды движется с меньшей, чем в отверстии сопла, но еще со значительной скоростью. В диффузоре при постепенном увеличении площади поперечного сечения по его длине гидродинамическое (скоростное) давление падает, а гидростатическое - нарастает. За счет разности гидростатического давления в конце диффузора и в камере всасывания элеватора создается циркуляционное давление, необходимое для действия системы отопления.

Одним из недостатков водоструйного элеватора является низкий КПД. Достигая наивысшего значения (43 %) при малом коэффициенте смешения и особой форме камеры всасывания, КПД стандартного элеватора при высокотемпературной воде практически близок к 10 %. Следовательно, в этом случае разность давления в наружных теплопроводах на вводе в здание должна не менее, чем в 10 раз превышать циркуляционное давление $\Delta p_{\text{ц}}$, необходимое для циркуляции воды в системе отопления. Это условие значительно ограничивает давление, передаваемое водоструйным элеватором в систему из наружной тепловой сети.

Другой недостаток элеватора - прекращение циркуляции воды в системе отопления при аварии в наружной тепловой сети, что ускоряет охлаждение отапливаемых помещений и замерзание воды в системе.

Еще один недостаток элеватора - постоянство коэффициента смешения, исключающее местное качественное регулирование (изменение температуры t_r) системы отопления. Понятно, что при постоянном соотношении в элеваторе между G_0 и G_1 температура t_r , с которой вода поступает в систему отопления, определяется уровнем температуры t_1 , поддерживаемым на тепловой станции для всей системы теплоснабжения, и может не соответствовать теплотребности конкретного здания. Для устранения этого недостатка применяют автоматическое регулирование площади отверстия сопла элеватора. Схема водоструйного элеватора с регулируемым соплом дана на рис. 2.14. Такие элеваторы позволяют в определенных пределах изменять коэффициент смешения для получения воды с температурой t_r , необходимой для местной системы отопления, т. е. осуществлять требуемое качественно-количественное регулирование.

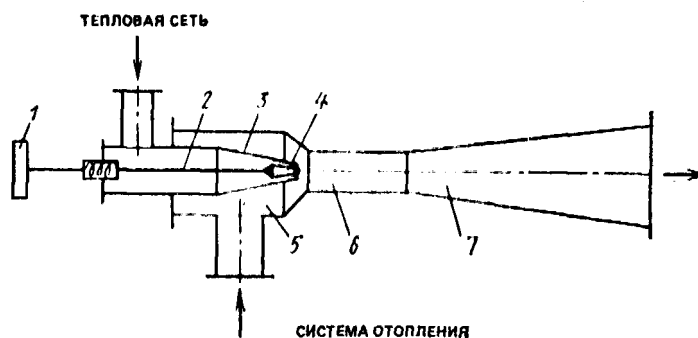


Рис. 2. 14. Водоструйный элеватор с регулируемым соплом

Водоструйные элеваторы различаются по диаметру горловины d_r (например, элеватор № 1 имеет $d_r=15$ мм, № 2 - 20 мм и т. д.). Для использования одного и того же корпуса элеватора при различных давлениях и расходе воды сопло (см. рис. 2.16) делают сменным.

Диаметр горловины водоструйного элеватора d_r , см, вычисляют по формуле

$$d_r = 1,55 G_c^{0,5} / \Delta p_n^{0,25}, \quad (2.16)$$

где G_c - расход воды в системе отопления, т/ч, по формуле (2.7, а); Δp_n - насосное циркуляционное давление для системы, кПа, полученное по формуле (2.9).

Например, для подачи в систему отопления 16 т/ч воды при циркуляционном давлении 9 кПа потребуется элеватор с $d_r = 1,55 \cdot 4 / 1,73 = 3,6$ см.

После выбора стандартного элеватора, имеющего диаметр горловины, ближайший к полученному по расчету, определяют диаметр сопла d_c , см, по формуле, приведенной в справочниках, или исходя из приблизительной зависимости

$$d_c = d_r / (1 + u). \quad (2.17)$$

При известном диаметре сопла d_c , см, находят необходимую для действия элеватора разность давления в наружных теплопроводах при вводе их в здание Δp_t , кПа:

$$\Delta p_t = 6,3 G_1^2 / d_c^4, \quad (2.18)$$

где G_1 - расход высокотемпературной воды, т/ч, по формуле (2.12).

Изменение давления и расхода в процессе эксплуатации, не предусмотренное расчетом, вызывает разрегулирование системы отопления, т. е. неравномерную теплоотдачу отдельных отопительных приборов. Для его устранения перед водоструйным элеватором (см. рис. 2.4) устанавливают регулятор расхода.

Из последней формулы видно, что вслед за изменением по какой-либо причине Δp_t в наружных теплопроводах изменяется и расход G_1 , а также расход воды в системе G_c , связанный с расходом G_1 через коэффициент смешения элеватора u (из выражения (2.14)):

$$G_c = (1 + u) G_1. \quad (2.19)$$

При применении элеватора часто приходится определять располагаемую разность давления Δp_n для гидравлического расчета системы отопления, исходя из разности давления в наружных теплопроводах Δp_t в месте присоединения ответвления к проектируемому зданию. Насосное циркуляционное давление Δp_n , передаваемое элеватором в систему отопления, можно рассчитать в этом случае по формуле

$$\Delta p_n = 0,75(\Delta p_t - \Delta p_{отв}) / (1 + 2u + 0,21u^2), \quad (2.20)$$

где $\Delta p_{отв}$ – потери давления в ответвлении от точки присоединения к наружным теплопроводам до элеватора.

В настоящее время шире стали применять насосные смесительные установки, учитывая их преимущества перед элеваторами. Некоторое увеличение капитальных вложений и эксплуатационных затрат, связанное с применением смесительных насосов, компенсируется улучшением теплового режима помещений и экономией тепловой энергии, расходуемой на отопление.

2.6. Расширительный бак системы водяного отопления

Внутреннее пространство всех элементов системы отопления (труб, отопительных приборов, арматуры, оборудования и т. д.) заполнено водой. Получающийся при заполнении объем воды в процессе эксплуатации системы претерпевает изменения: при повышении температуры воды он увеличивается, при понижении температуры – уменьшается. Соответственно изменяется внутреннее гидравлическое давление. Однако эти изменения не должны отражаться на работоспособности системы отопления и, прежде всего, не должны приводить к превышению предела прочности любых ее элементов. Поэтому в систему водяного отопления вводится дополнительный элемент – расширительный бак.

Расширительный бак может быть открытым, сообщающимся с атмосферой, и закрытым, находящимся под переменным, но строго ограниченным избыточным давлением.

В крупных системах водяного отопления группы зданий расширительные баки не устанавливаются, а гидравлическое давление регулируется при помощи постоянно действующих подпиточных насосов. Эти насосы также возмещают обычно имеющие место потери воды через неплотные соединения труб, в арматуре, приборах и других местах систем. Поэтому расширительные баки применяют в системах водяного отопления одного или нескольких зданий при их тепловой мощности, ограниченной 6 МВт, когда потери воды еще не вызывают постоянного действия подпиточных насосов на тепловой станции.

Основное назначение расширительного бака – прием прироста объема воды в системе, образующегося при ее нагревании. При этом в системе поддерживается определенное гидравлическое давление. Кроме того, бак предназначен для восполнения убыли объема воды в системе при небольшой утечке и при понижении ее температуры, для сигнализации об уровне воды в системе и управления действием подпиточных устройств. Через открытый бак удаляется вода в водосток при переполнении системы. В отдельных случаях открытый бак может служить воздухоотделителем и воздухоотводчиком.

Расширительные баки имеют ряд недостатков. Они громоздки, в связи с чем затрудняется их размещение в зданиях и увеличиваются бесполезные теплопотери в системах отопления. При открытых баках возможно (при излишнем охлаждении воды в них) поглощение воздуха из атмосферы, что вызывает внутреннюю коррозию стальных труб и приборов. Требуется также прокладка в зданиях специальных соединительных труб.

Открытый расширительный бак (рис. 2.15) размещают над верхней точкой системы (на расстоянии не менее 1 м) в чердачном помещении или в лестничной клетке и покрывают тепловой изоляцией. Иногда (например, при отсутствии чердака) устанавливают неизолированный бак в специальном утепленном боксе (будке) на крыше здания. Однако при этом повышается стоимость монтажа, увеличиваются теплопотери (вследствие развития поверхности охлаждения) и, как следствие, абсорбция воздуха водой.

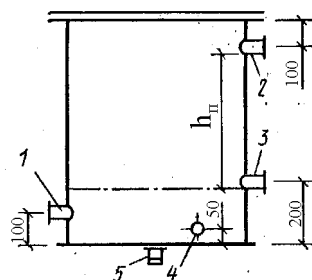


Рис. 2. 15. Открытый расширительный бак

Баки изготавливают цилиндрическими из листовой стали, сверху их снабжают люком для осмотра и окраски. В корпусе бака имеется несколько патрубков. Расширительный патрубок предназначен для присоединения расширительной трубы, по которой вода поступает в бак. Патрубок у дна бака - для циркуляционной трубы, через которую отводится охладившаяся вода, обеспечивая ее циркуляцию в баке. Также имеются патрубок для контрольной (сигнальной) трубы (обычно D_{y20}) и патрубок для соединения бака с переливной трубой (D_{y32}), сообщающейся с атмосферой.

Соединительные трубы открытого расширительного бака показаны на рис. 2.16. В насосной системе отопления расширительную и циркуляционную трубы присоединяют к общей обратной магистрали, как правило, близ всасывающего патрубка циркуляционного насоса на расстоянии l (рис. 2.16, а) не менее 2 м для надежной циркуляции воды через бак.

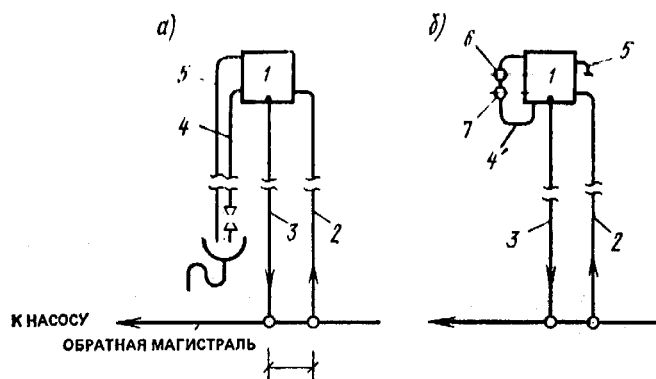


Рис. 2.16. Присоединение открытого расширительного бака к системе отопления

Контрольную трубу выводят к раковине в тепловом пункте и снабжают запорным краном. Вытекание воды при открывании крана должно свидетельствовать о наличии воды в баке, а, следовательно, и в системе (уровень воды не должен быть ниже показанного на рис. 2.15 штрих-пунктирной линией). В малоэтажных зданиях короткая контрольная труба надежно обеспечивает сигнализацию о наличии или отсутствии воды в расширительном баке. В многоэтажных зданиях вместо длинной контрольной трубы, искажающей информацию о действительном уровне воды в системе, устанавливают на расширительном баке два реле уровня, соединенных последовательно (рис. 2.16, б) с баком. Реле нижнего уровня предназначено для сигнализации (светом или звуком) об опасном падении уровня воды в баке, а также для включения подпиточной установки (клапана или насоса). Реле верхнего уровня служит для прекращения подпитки системы отопления.

Переливную трубу, как и контрольную, в малоэтажных зданиях выводят к раковине в тепловом пункте (см. рис. 2.16, а). В крупных зданиях переливную трубу отводят к ближайшему водосточному стояку.

Полезный объем расширительного бака, ограниченный высотой $h_{\text{п}}$ (см. рис. 2.15), должен соответствовать приросту - увеличению объема воды, заполняющей систему отопления, при ее нагревании до средней расчетной температуры. Изменение объема воды при нагревании в не-большом температурном интервале определяется по уравнению Гей-Люссака

$$V_t = V_o(1 + \beta t) .$$

Отсюда увеличение объема воды в системе отопления ΔV_c , м³ (л), может быть выражено формулой

$$\Delta V_c = \beta \Delta t V_c , \quad (2.21)$$

где V_c - объем воды в системе при начальной температуре, м³ (л), который вычисляют в зависимости от объема воды в основных элементах системы отопления, приходящегося в среднем на единицу ее тепловой мощности; Δt - изменение температуры воды от начальной до средней расчетной, °C; β - среднее значение коэффициента объемного расширения воды ($\beta=0,0006$ 1/°C).

Полезный объем расширительного бака $V_{\text{пол}}$, м³ (л), соответствующий увеличению объема воды в системе ΔV_c , определяют по формуле

$$V_{\text{пол}} = k V_c , \quad (2.22)$$

где $k = \beta \Delta t$ (табл. 2.1).

Таблица 2.1. Объемное расширение воды, нагреваемой в системе отопления (в долях первоначального объема)

Наполнение системы водой	Температура воды при наполнении, °C	Расчетная температура горячей воды в системе, °C			
		95	105	130	135-150
Из водопровода	5	0,045	0,051	0,07	0,084
Из тепловой сети	40-45	0,024	0,027	0,035	0,042

Общий объем воды в системе отопления при начальной температуре V_c , м³ (л), определяют по формуле

$$V_c = \Sigma V_i Q_c , \quad (2.23)$$

где ΣV_i – суммарный объем воды, м³(л)/кВт, в отдельных элементах системы отопления (отопительных приборах, калориферах, трубах, котлах), приходящийся на 1 кВт ее расчетной тепловой мощности (дан в Справочнике проектировщика [10] в зависимости от расчетной температуры горячей воды); Q_c – расчетная тепловая мощность системы водяного отопления, кВт.

Например, в насосной системе отопления с местной котельной и конвекторами с кожухом тепловой мощностью 232 кВт полезный объем расширительного бака при $t_r=95$ °C, вычисленный по формулам (2.22) и (2.23), составит $V_{\text{пол}} = 0,045(0,65 + 6,9 + 2,6)232 = 106$ л.

Полезный объем бака в значительной степени зависит от вида отопительных приборов. Наибольшим он будет при использовании чугунных радиаторов глубиной 90 мм (в нашем при-

мере его потребуется увеличить до 234 л). Кроме того, на объем бака влияет вид выбранной системы отопления. Так, для однотрубной системы насосного водяного отопления с конвекторами требуется открытый расширительный бак, имеющий полезный объем примерно в 3 раза меньший, чем для двухтрубной системы с радиаторами. Это объясняется сокращением вместимости не только отопительных приборов, но и труб уменьшенной длины.

Закрытый расширительный бак с воздушной или газовой (если используется азот или другой инертный газ, отделенный от воды мембраной) “подушкой” герметичен. Это способствует уменьшению коррозии элементов системы отопления и может обеспечить в широком диапазоне переменное давление в системе.

На рис. 2.17, а изображена установка в помещении теплового центра закрытого бака без мембраны с регулируемым избыточным давлением. Давление в баке поддерживается либо сжатым воздухом от специального компрессора (вариант 1), либо инертным газом из баллона со сжатым газом (вариант 2). Действие компрессора автоматизируется.

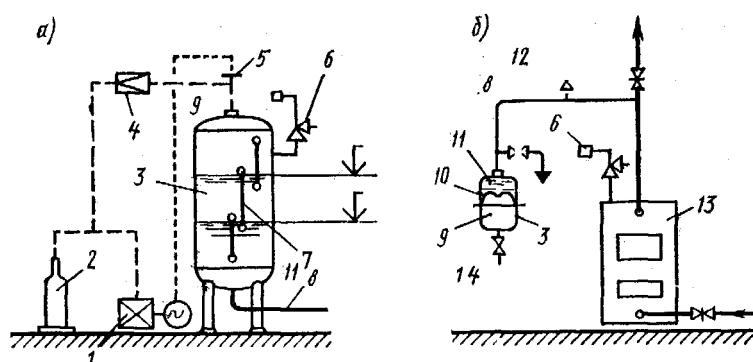


Рис. 2. 17. Закрытый расширительный бак

На рис. 2.17, б дана установка закрытого расширительного бака с упругой мембраной, разделяющей две среды - воду и инертный газ. Присоединение бака показано после котла, как это принято в зарубежной практике, когда циркуляционный насос включается в подающую магистраль системы отопления. Начальное давление газа в баке может быть и атмосферным, и избыточным. В последнем случае мембрана до нагревания воды в системе отопления прилегает к стенкам той половины бака, которая после нагревания будет заполняться водой.

При нагревании избыток объема воды поступает в бак, сжимая воздух или газ, находящийся в нем (вода действует подобно поршню). При этом повышается давление, как в баке, так и в системе отопления в целом. Если объем бака или воздуха (газа) в нем окажется слишком мал, давление в низших точках системы может превысить максимально допустимое. В связи с этим потребуется во избежание аварии сбросить часть воды из системы через предохранительный клапан (показан на рис. 2.20).

С другой стороны, при понижении температуры воды давление в высших точках системы может оказаться ниже минимально необходимого для предупреждения таких недопустимых явлений, как вскипание воды или подсос воздуха из атмосферы. Следовательно, объем закрытого расширительного бака строго обусловлен допустимым диапазоном изменения гидравлического давления в системе. Объем бака зависит также от объема и расчетной температуры воды в системе, от давления циркуляционного насоса и места включения насоса в теплопровод по отношению к теплообменнику и точке присоединения бака (§ 7.2).

Полезный объем закрытого расширительного бака определяют по формуле

$$V_{\text{пол}} = \Delta V_c / ((p_a / p_{\text{мин}}) - (p_a / p_{\text{макс}})) , \quad (2.24)$$

где ΔV_c – увеличение объема воды в системе при нагревании, определяемое по формуле (2.21); p_a - абсолютное давление в баке до первого поступления воды (в том числе атмосферное давле-

ние); $p_{\min}$ - абсолютное давление в баке при наполнении системы водой (минимально необходимое давление воды в баке при минимальном уровне - см. рис. 2. 17, а); $p_{\max}$ - абсолютное давление в баке при повышении температуры воды до расчетной и заполнении бака водой (максимально допустимое давление воды в баке при максимальном уровне - см. рис. 2. 17, а)

Минимально необходимое давление воды в закрытом расширительном баке равно гидростатическому давлению p_2 на уровне установки бака с некоторым запасом $p_{\text{верх}}$ для создания избыточного давления в верхней точке системы отопления, которое позволит избежать подсоса воздуха из атмосферы или вскипания воды (особенно, если $t_r > 100^\circ\text{C}$):

$$p_{\min} = p_a + p_2 + p_{\text{верх}}. \quad (2.25)$$

Максимально допустимое давление воды в баке при обычном присоединении его к обратной магистрали системы перед всасывающим патрубком циркуляционного насоса (рис. 2.18) принимают в зависимости от рабочего давления $p_{\text{раб}}$, допустимого для элементов системы отопления в низшей ее точке (например, для чугунного котла), уменьшенного на сумму давления насоса Δp_n и гидростатического давления p_1 , связанного с расстоянием h_1 от уровня воды в баке до низшей точки системы:

$$p_{\max} = p_a + p_{\text{раб}} - (\Delta p_n + p_1). \quad (2.26)$$

Объем закрытого расширительного бака при начальном давлении в нем, равном атмосферному, получается больше объема открытого бака. Использование сжатого воздуха (инертного газа) для повышения давления p_a сверх атмосферного (для “зарядки” бака) позволяет уменьшить объем закрытого бака. Объем бака уменьшается также при переносе его в верхнюю часть здания и присоединении там к магистрали системы отопления.

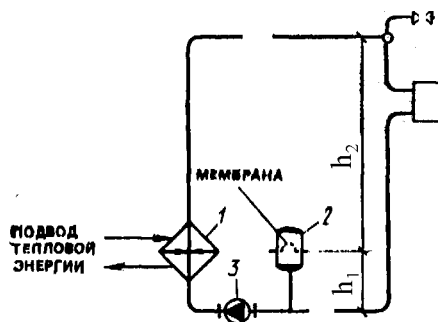


Рис. 2. 18. Схема присоединения закрытого расширительного бака

Современная конструкция бака представляет собой стальной цилиндрический сосуд, разделенный на две части резиновой мембраной. Одна часть предназначена для воды системы отопления, вторая заполнена в заводских условиях инертным газом (обычно азотом) под давлением. Бак может быть установлен непосредственно на пол котельной или теплового пункта, а также закреплен на стене (например, при стесненных условиях в помещении).

Место присоединения закрытого расширительного бака к теплопроводам выбирают с учетом сохранения его гидравлической связи с действующей частью системы при нормальном использовании клапанов и прочей запорной арматуры в другой отключаемой части системы отопления.

3. Отопительные приборы

3.1. Коэффициент теплопередачи отопительного прибора

Тепловой поток от теплоносителя - воды или пара - передается в помещение через стенку отопительного прибора.

Интенсивность теплопередачи характеризуют **коэффициентом теплопередачи** $k_{пр}$, который выражает плотность теплового потока на внешней поверхности стенки, отнесенную к разности температуры разделенных стенкой теплоносителя и воздуха отапливаемого помещения. Термин “плотность” в данном случае применяется для теплового потока, передаваемого через единицу площади внешней поверхности отопительного прибора.

Коэффициент теплопередачи прибора $k_{пр}$, Вт/(м²·°C), численно равен величине, обратной сопротивлению теплопередаче $R_{пр}$ от теплоносителя через стенку прибора в помещение:

$$k_{пр} = 1 / R_{пр} . \quad (3.6)$$

Величина $R_{пр}$ складывается из сопротивления теплообмену R_b на внутренней поверхности стенки прибора, термического сопротивления стенки $R_{ст}$ и сопротивления теплообмену R_n на внешней поверхности прибора $A_{пр}$:

$$R_{пр} = R_b + R_{ст} + R_n . \quad (3.7)$$

Процесс теплопереноса от теплоносителя в помещение осуществляется: от теплоносителя к стенке прибора - конвекцией и теплопроводностью, через стенку - только теплопроводностью, а от стенки в помещение - конвекцией, радиацией и теплопроводностью. В сложном случае теплопередачи основным явлением в большинстве случаев является конвекция.

Коэффициент конвективного теплообмена в слое воздуха (снаружи) значительно меньше, чем в слое воды или пара (внутри прибора), поэтому сопротивление внешнему теплообмену R_n для отопительного прибора сравнительно велико. Следовательно, для увеличения теплового потока необходимо развивать внешнюю поверхность отопительного прибора. В приборах это выполняют созданием специальных выступов, приливов и оребрения. Однако при этом уменьшается коэффициент теплопередачи.

Рассмотрим слагаемые выражения (3.7) применительно к отопительному прибору с более развитой площадью внешней поверхности $A_{пр}$ по сравнению с площадью внутренней поверхности A_b .

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности, отнесенное к площади внешней поверхности прибора, т. е. к расчетному измерителю (отношение площадей равно $A_{пр}/A_b$), составляет

$$R_b = (1 / \alpha_b)(A_{пр} / A_b) . \quad (3.8)$$

Коэффициент теплообмена на внутренней поверхности прибора α_b изменяется в широких пределах в зависимости от вида теплоносителя. Наибольших значений он достигает при паре. При воде его значение зависит в основном от скорости движения воды и ее температуры.

Для конвекторов коэффициент теплообмена в прямых гладких трубах малого диаметра на внутренней поверхности стенки определяется прежде всего режимом течения воды. На рис. 3.13 представлена зависимость сопротивления теплообмену от расхода теплоносителя в трубах. Можно установить, что с увеличением расхода воды сопротивление заметно уменьшается (коэффициент внутреннего теплообмена α_v возрастает), а затем при расходе воды более 200 кг/ч остается практически неизменным.



Рис. 3. 13. Зависимость сопротивления теплообмену от расхода теплоносителя в трубах

При движении воды в изогнутых трубах (отводах, змеевиках) возникает центробежная сила, вызывающая так называемую вторичную циркуляцию, вследствие чего теплоперенос усиливается. Поэтому значение коэффициента внутреннего теплообмена в изогнутых трубах выше, чем в прямых.

На численном примере для чугунного секционного радиатора с отношением $A_{пр}/A_v=1,3$ сопоставим значения сопротивлений, входящих в формулу (3.7).

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности стенки радиатора найдем при скорости движения воды около 0,001 м/с (ламинарный режим течения), когда $\alpha_v \approx 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, по формуле (3.8):

$$R_v = (1 / 60)1,3 = 0,022 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт} .$$

Термическое сопротивление стенки чугунного и стального отопительного прибора без учета загрязнения, окраски и специального оребрения его внешней поверхности составляет

$$R_{ст} = (\delta_{ст} / \lambda_{ст})(A_{пр} / A_v) . \quad (3.9)$$

Термическое сопротивление стенки вместе с сопротивлением теплообмену на внутренней поверхности стенки обуславливают снижение температуры наружной поверхности приборов по сравнению с температурой теплоносителя. Из рис. 3.14 видно, что в средней по высоте части чугунного секционного радиатора температура поверхности отличается от температуры теплоносителя не менее, чем на $7 \dots 8 ^\circ\text{C}$.

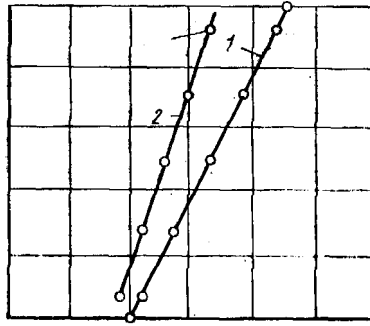


Рис. 3. 14. Распределение температуры теплоносителя по высоте отопительного прибора

Продолжая начатый пример, определим сопротивление стенки чугунного радиатора при ее средней толщине 4 мм. По формуле (3.9)

$$R_{ст} = (0,004 / 50)1,3 = 0,0001 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт} .$$

Видно, что термическое сопротивление металлической стенки пренебрежимо мало по сравнению с сопротивлением теплообмену на ее поверхности. Этот вывод не относится к бетонному панельному радиатору, где термическое сопротивление слоя бетона заметно увеличивает общее сопротивление теплопередаче прибора. Это сопротивление слоя бетона зависит от нескольких факторов: диаметра греющих труб d_b , расстояния между ними - шага труб s , глубины заложения труб в бетон h , теплопроводности массива бетона λ_m .

Для бетонных приборов с трубчатыми греющими элементами принято определять термическое сопротивление массива бетона R'_m , отнесенное к 1 м трубы, при теплопроводности бетона $\lambda_m=1,0 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$. В специальной литературе даны также значения R'_m , отнесенные к 1 м крайней и одиночной трубы в бетонной панели. Термическое сопротивление массива прибора при теплопроводности бетона, отличающейся от единицы, вычисляют по формуле

$$R_m = (R'_m / \lambda_m)s , \quad (3.10)$$

где s - шаг труб, м, численно равный площади наружной поверхности, соответствующей 1 м средней трубы в приборе.

Сопротивление теплообмену на внешней поверхности прибора определяют по формуле

$$R_H = 1 / \alpha_H , \quad (3.11)$$

где α_H - коэффициент теплообмена на наружной поверхности, который может быть представлен в виде суммы коэффициентов конвективного α_K и лучистого α_L теплообмена, т. е.

$$\alpha_H = \alpha_K + \alpha_L . \quad (3.12)$$

Теплообмен конвекцией при свободном движении воздуха зависит от разности температуры нагретой поверхности и температуры окружающего воздуха, а также от общей подвижности воздуха в помещении.

В нашем примере при свободном движении воздуха ($t_b=20\text{ }^{\circ}\text{C}$) у гладкой вертикальной поверхности радиатора и температуре воды $t_{вх}=95\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{вых}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\alpha_k = 1,66(t_{пов} - t_b)^{0,33} = 6,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}) .$$

Теплоперенос излучением зависит от материала и формы приборов, размеров, температуры и взаимного расположения отопительных приборов и поверхности ограждений помещения.

Для чугунного радиатора с гладкой поверхностью, принимая приведенный коэффициент излучения $C_{пр}=5,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ и коэффициент облученности $\varphi=0,5$, получим

$$\alpha_l = bC_{пр}\varphi = 1,3 \cdot 5,1 \cdot 0,5 = 3,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}) .$$

Коэффициент облученности φ здесь принят равным 0,5, так как для двухколончатых секционных радиаторов характерно, что в помещение попадает около 50 % излучения (остальное поглощается близко расположенными, взаимно закрывающими друг друга секциями).

В результате сопротивление теплообмену на внешней поверхности радиатора по формулам (3.11) и (3.12) составит

$$R_n = 1 / (6,6 + 3,3) = 0,1 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт} .$$

Сравнивая полученное значение сопротивления со значением сопротивления теплообмену на внутренней поверхности радиатора ($R_b=0,022$), убеждаемся, что R_n примерно в 4,5 раза превышает R_b . Несмотря на приблизительность проделанных расчетов (расчеты проделаны для плоской стенки), можно установить, что значение коэффициента теплопередачи $k_{пр}$ (формулы (3.6) и (3.7)) для металлических отопительных приборов с гладкой поверхностью определяется в основном значением коэффициента теплообмена на их внешней поверхности α_n . У неметаллических приборов $k_{пр}$ зависит также от теплопроводности материала стенок и степени неравномерности температуры их поверхности.

Для металлических отопительных приборов со специально ребренной внешней поверхностью - конвекторов, ребристых труб - доля теплоотдачи излучением составляет всего 5...10 % общего теплового потока, попадающего в помещение. Поэтому значение коэффициента теплообмена на внешней поверхности α_n таких отопительных приборов, а вслед за ним и значение коэффициента теплопередачи $k_{пр}$, будут всегда существенно ниже значений аналогичных коэффициентов для приборов с гладкой поверхностью.

Для примера приведем средние значения коэффициента теплообмена на внешней поверхности α_n , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, в расчетных температурных условиях действия систем водяного отопления:

для вертикальных бетонных панельных радиаторов ...11,5

для чугунных секционных радиаторов 10

для конвекторов с кожухом 7

Итак, величина теплового потока от теплоносителя в вертикальных отопительных приборах в помещение определяется в основном интенсивностью теплообмена на внешней их поверхности и прежде всего теплообмена конвективного. Этим объясняется, что значения коэффициента теплопередачи отопительных приборов относят к единице площади внешней их поверхности и к разности температуры теплоносителя t_t и температуры окружающего воздуха t_b (а не температуры помещения t_n).

Коэффициент теплопередачи каждого вновь разрабатываемого отопительного прибора не рассчитывают аналитически, а устанавливают опытным путем без разделения теплового потока на части, выражающие теплопередачу конвекцией и излучением. Так поступают, зная о наличии многих факторов, влияющих на коэффициент $k_{пр}$ прямо или косвенно и затрудняющих точное его вычисление расчетным путем. Рассмотрим эти факторы, разделив их на основные, определяющие величину $k_{пр}$, и второстепенные, влияющие на его величину в сравнительно узких пределах.

Основными факторами, определяющими величину $k_{пр}$, являются:

- вид и конструктивные особенности, приданные типу прибора при его разработке;
- температурный напор при эксплуатации прибора.

Вид отопительного прибора позволяет заранее судить о возможной величине коэффициента теплопередачи. На рис. 3.15 для основных видов приборов показаны области значений коэффициента теплопередачи при одних и тех же температурных условиях ($t_t - t_b = 70^\circ\text{C}$). Как видим, для гладкотрубных приборов характерны сравнительно высокие, для секционных радиаторов - средние, для конвекторов и ребристых труб - низкие значения коэффициента теплопередачи.

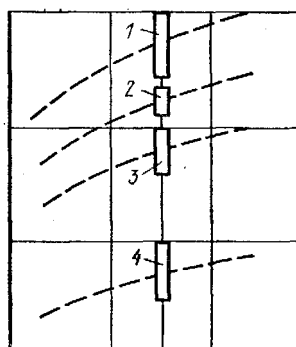


Рис. 3. 15. Области значений коэффициента теплопередачи для различных отопительных приборов

В пределах каждой области значение коэффициента теплопередачи $k_{пр}$ изменяется в зависимости от конструктивных особенностей прибора того или иного типа следующим образом.

Для гладкотрубных приборов $k_{пр}$ уменьшается при увеличении диаметра и числа параллельных труб. Это объясняется уменьшением интенсивности конвективного теплообмена на поверхности верхней части прибора, омываемой воздухом, подогревшимся внизу. Кроме того, взаимным экранированием поверхностей труб, расположенных близко друг к другу, вследствие чего в помещение попадает только часть излучения.

Для бетонных отопительных панелей $k_{пр}$ зависит от их положения (горизонтального или вертикального) в помещении и уменьшается по мере увеличения высоты и длины приборов.

Уменьшение $k_{пр}$ ребристых труб по сравнению с гладкостенными приборами объясняется

падением температуры поверхности по длине ребра и взаимным экранированием поверхности смежных ребер, обращенных друг к другу. Коэффициент теплопередачи уменьшается также с увеличением числа ребристых труб, помещенных одна над другой (как и для гладких труб).

У секционных радиаторов по тем же причинам на величину $k_{пр}$ влияют форма и число колонок в секции, расстояние между смежными секциями, глубина и высота секции (чем выше секция, тем ниже $k_{пр}$), а также число секций.

У конвекторов $k_{пр}$ зависит также от толщины, высоты и шага ребер нагревателя. Наибольшее значение $k_{пр}$ получено, например, при расстоянии около 6 мм между ребрами размерами 50x100 мм.

Вторым основным фактором, определяющим величину $k_{пр}$ в эксплуатационных условиях, является температурный напор Δt , т. е. разность температуры теплоносителя t_T и температуры окружающего прибор воздуха t_B :

$$\Delta t = t_T - t_B. \quad (3.13)$$

При этом наибольшему температурному напору соответствует наивысшее значение коэффициента теплопередачи (пунктирные линии на рис. 3.16).

Температуру теплоносителя воды принято вычислять при экспериментах как среднеарифметическую между температурой воды, входящей и выходящей из прибора, т. е. $t_T = t_{ср}$, хотя в действительности средняя температура воды в приборе ниже среднеарифметической. Поэтому температурный напор, вычисляемый при среднеарифметическом значении температуры воды, т. е. $\Delta t_{ср} = (t_{ср} - t_B)$ является относительной расчетной величиной, принимаемой при испытаниях, а затем и при определении необходимой площади нагревательной поверхности конкретного прибора.

Результаты экспериментов по определению коэффициента теплопередачи для каждого нового отопительного прибора обрабатывают в виде эмпирических зависимостей:

для теплоносителя – пара

$$k_{пр} = m \Delta t_H^n; \quad (3.14)$$

для теплоносителя воды

$$k_{пр} = m \Delta t_{ср}^n G_{отн}^p, \quad (3.15)$$

где m , n , p - экспериментальные числовые показатели, выражающие влияние конструктивных и гидравлических особенностей прибора на его коэффициент теплопередачи; Δt_H - разность температуры при теплоносителе паре, принимаемая в соответствии с формулой (3.13), исходя из температуры насыщенного пара $t_{нас}$ в приборе:

$$\Delta t_H = t_{нас} - t_B; \quad (3.16)$$

$\Delta t_{ср}$ - разность температуры при теплоносителе воде, принимаемая, как сказано выше, исходя из температуры воды, входящей $t_{вх}$ и выходящей $t_{вых}$ из прибора

$$\Delta t_{cp} = t_{cp} - t_b = 0,5(t_{bx} + t_{bых}) - t_b; \quad (3.17)$$

$G_{отн}$ - относительный расход воды в приборе, связывающий изменение коэффициента теплопередачи с гидравлическим режимом в приборе и степенью равномерности температурного поля на его внешней поверхности.

Относительный расход воды - это отношение действительного расхода воды в конкретном приборе к номинальному расходу, принятому при тепловых испытаниях образцов приборов. В настоящее время при испытании образцов приборов за такой расход принят расход воды 360 кг/ч (0,1 кг/с), поэтому

$$G_{отн} = G_{пр} / 360. \quad (3.18)$$

Ранее испытания каждого вида приборов проводились при различном номинальном расходе воды (например, для радиаторов был принят расход 17,4 кг/(ч·м²), для конвекторов - 300 кг/ч).

Получаемые значения коэффициента теплопередачи при $t_t - t_b = 70$ °С, расходе воды 360 кг/ч (0,1 кг/с) и расчетном атмосферном давлении 1013,3 гПа называют номинальными. Для секционного радиатора, например, номинальный коэффициент теплопередачи равен 10,9 Вт/(м²·°С).

Среди **второстепенных факторов**, влияющих на коэффициент теплопередачи приборов систем водяного отопления, прежде всего, укажем на расход воды $G_{пр}$, включенный в формулу (3.15). В зависимости от расхода воды изменяются скорость движения w и режим течения воды в приборе, т. е. условия теплообмена на его внутренней поверхности. Кроме того, изменяется равномерность температурного поля на внешней поверхности прибора.

На равномерность температурного поля на внешней поверхности отопительных приборов отражается также направление движения воды внутри прибора, связанное с местами ее подвода и отведения, т. е. способ соединения приборов с теплопроводами.

Способ соединения приборов или их нагревательных элементов с трубами, изменяющий условия подачи, растекания, внутренней циркуляции, слияния и отведения потоков теплоносителя, называют схемой присоединения.

Все схемы присоединения приборов к трубам систем отопления разделены на три группы. Радиаторы чугунные секционные и стальные панельные выделены в первую группу, конвекторы с кожухом - в третью, остальные приборы с трубчатыми нагревательными элементами отнесены ко второй группе.

На рис. 3.16 представлены три основные схемы присоединения секционных и панельных радиаторов. Наиболее равномерной и высокой температура поверхности радиаторов получается при схеме присоединения “сверху-вниз” (схема 1), когда нагретая вода подводится к верхней пробке радиатора, а охлажденная вода отводится от нижней пробки. Поэтому значение коэффициента теплопередачи будет в этом случае всегда выше, чем при движении воды “снизу-вниз” (схема 2) и особенно “снизу-вверх” (схема 3 на рис. 3.16).

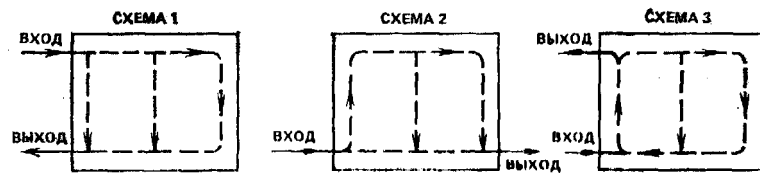


Рис. 3. 16. Основные схемы присоединения радиаторов к трубам

Для схем присоединения конвекторов без кожуха, ребристых и гладких труб характерны параллельное и последовательное по движению воды соединение отдельных нагревательных элементов при расположении их в один-четыре яруса по высоте и в один-два ряда по глубине. Две из них показаны на рис. 3.5: с последовательным соединением (рис. 3.5, а) и с попарным параллельно-последовательным соединением нагревательных элементов (рис. 3.5, б) при расположении их в четыре яруса.

В схемах присоединения для конвекторов с кожухом возможны горизонтальное и вертикальное расположение труб нагревателя, а также последовательное и параллельное движение воды по трубам. На рис. 3.6, а показан, например, нагреватель с горизонтально расположенными трубами в конвекторе «Комфорт-20». В более современной конструкции конвектора «Универсал-20» малой глубины (100 мм) трубы в нагревателе помещены по вертикали, что вызывает понижение номинального коэффициента теплопередачи до $5,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. В конвекторе «Универсал-С» средней глубины (160 мм) греющие трубы расположены по две в горизонтальной и вертикальной плоскостях, что приводит к дальнейшему уменьшению значения номинального коэффициента теплопередачи до $4,93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

На коэффициент теплопередачи влияют также следующие второстепенные факторы.

Скорость движения воздуха у внешней поверхности прибора. При установке прибора у внутреннего ограждения $k_{\text{пр}}$ повышается за счет усиления циркуляции воздуха в помещении (см. рис. 3.9, в). Также повышается $k_{\text{пр}}$ при увеличении высоты кожуха конвекторов.

Конструкция ограждения прибора. Коэффициент теплопередачи уменьшается при переносе свободно установленного прибора в нишу стены (см. рис. 3.12, б). Декоративное ограждение прибора, выполненное без учета теплотехнических требований, может значительно уменьшить $k_{\text{пр}}$ (см. рис. 3.12, а).

Расчетное значение атмосферного давления, установленное для места расположения здания. При пониженном давлении по сравнению с номинальным (1013,3 гПа) коэффициент теплопередачи также понижается вследствие уменьшения плотности воздуха. Так, при расчетном давлении 970 гПа поправочный коэффициент к $k_{\text{пр}}$ составит 0,98.

Окраска прибора. Состав и цвет краски могут несколько изменять коэффициент теплопередачи. Краски, обладающие высокой излучательной способностью, увеличивают теплоотдачу прибора, и наоборот. Например, окраска цинковыми белилами повышает теплопередачу чугунного секционного радиатора на 2,2 %, нанесение алюминиевой краски, растворенной в нитролаке, уменьшает ее на 8,5 %. Влияние окраски связано также с конструкцией прибора. Нанесение алюминиевой краски на поверхность панельного радиатора - прибора с повышенным излучением - снижает теплопередачу на 13 %. Окраска конвекторов и ребристых труб незначительно влияет на их теплопередачу.

На значении коэффициента теплопередачи сказываются также качество обработки внешней поверхности, загрязненность внутренней поверхности, наличие воздуха в приборах и другие эксплуатационные факторы.

3.2. Плотность теплового потока отопительного прибора

В зависимости от значения коэффициента теплопередачи и размеров отопительного прибора изменяется его общий тепловой поток. Величина общего теплового потока обусловлена его поверхностной плотностью, т. е. значением удельного теплового потока, передаваемого от теплоносителя через 1 м² площади прибора в окружающую среду.

Формулы для определения поверхностной плотности теплового потока $q_{пр}$, Вт/м², передаваемого через 1 м² площади отопительных приборов, напишем в виде произведения коэффициента теплопередачи на разность температуры, используя уравнения (3.14) и (3.15).

При теплоносителе паре

$$q = k_{пр} \Delta t_n = (m \Delta t_n^n) \Delta t_n = m \Delta t_n^{1+n}, \quad (3.19)$$

при теплоносителе воде

$$q = k_{пр} \Delta t_{ср} = (m \Delta t_{ср}^n G_{отн}^p) \Delta t_{ср} = m \Delta t_{ср}^{1+n} G_{отн}^p. \quad (3.20)$$

В формуле (3.20) разность температуры $\Delta t_{ср} = t_{ср} - t_b$. Выведем формулу для определения $t_{ср}$ в однотрубных системах водяного отопления, когда при последовательно соединенных приборах обычно известна температура воды, входящей в прибор $t_{вх}$, а температура воды, выходящей из него, $t_{вых}$ зависит от расхода воды в приборе $G_{пр}$. Отнимая от температуры $t_{вх}$ половину $\Delta t_{пр}$ (понижение температуры воды в приборе) и выражая $\Delta t_{пр}$ через тепловую мощность $Q_{пр}$ и расход воды $G_{пр}$, получим

$$t_{пр} = t_{вх} - 0,5 \Delta t_{пр} = t_{вх} - 0,5 Q_{пр} \beta_1 \beta_2 / (c G_{пр}), \quad (3.21)$$

где $Q_{пр}$ - тепловая мощность отопительного прибора; β_1 - поправочный коэффициент, учитывающий теплопередачу через дополнительную площадь (сверх расчетной) приборов, принятых к установке (для радиаторов и конвекторов $\beta_1=1,03 \dots 1,08$, для ребристых труб $\beta_1=1,13$); β_2 - поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные тепловые потери вследствие размещения отопительных приборов у наружных ограждений (см. § 3.1, при установке у наружной стены секционного радиатора или конвектора типов КН и КО - $\beta_2=1,02$, конвектора КА - 1,03, панельного радиатора - 1,04).

Если $G_{пр}$ выражен в кг/ч, то в числитель в формуле (3.21) вводят множитель 3,6 для перевода Вт в кДж/ч (при удельной массовой теплоемкости воды $c=4,187$ кДж/(кг·°С)).

В двухтрубных системах водяного отопления за температуру воды, входящей в каждый прибор, принимают начальную температуру горячей воды в системе t_r , за температуру воды, выходящей из каждого прибора, - конечную температуру охлажденной воды в системе t_o . Тогда средняя температура воды в приборах (исходя из формулы (3.17)):

$$t_{ср} = 0,5(t_{вх} + t_{вых}) = 0,5(t_r + t_o), \quad (3.22)$$

где t_r - расчетная (соответствующая температуре наружного воздуха, расчетной для отопления в данной местности) температура горячей воды, поступающей в систему отопления; t_o - расчет-

ная температура охлажденной (обратной, как ее часто называют) воды, уходящей из системы.

Плотность теплового потока приборов, включающая в себя коэффициент теплопередачи, зависит от тех же основных и второстепенных факторов, как и коэффициент теплопередачи. Поэтому на практике для упрощения расчетов определяют сразу с учетом всех факторов плотность теплового потока прибора $q_{пр}$ по формуле (3.19) или (3.20), не вычисляя коэффициента теплопередачи.

Значения плотности теплового потока позволяют сравнивать приборы и судить о теплотехнической эффективности того или иного типа отопительных приборов. Для этого при тепловых испытаниях устанавливают так называемую номинальную плотность теплового потока $q_{ном}$. Исходя из $q_{ном}$ каждой марки или секции прибора, определяют в зависимости от их площади номинальный тепловой поток $Q_{ном}$, кВт, как показатель для планирования и учета объема производства приборов.

Номинальную плотность теплового потока $q_{ном}$, Вт/м², получают для стандартных условий работы прибора в системе водяного отопления, когда средняя разность температуры, как уже известно, $\Delta t_{ср}=70$ °С и расход теплоносителя воды в приборе составляет 360 кг/ч (0,1 кг/с).

В этих стандартных условиях относительный расход воды в приборе $G_{отн}=1,0$ по формуле (3.18). Стандартная разность температуры при теплоносителе воде, выбранная за расчетную для сравнения теплотехнических показателей отопительных приборов, установлена по формуле (3.17):

$$\Delta t_{ср} = 0,5(105 + 70) - 18 = 69,5 \approx 70 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

когда температура входящей в прибор воды $t_{вх}=105$ °С, выходящей $t_{вых}=70$ °С и температура воздуха в помещении $t_{в}=18$ °С (расчетная температура внутреннего воздуха в наиболее представительном отапливаемом помещении – рядовой жилой комнате жилого здания).

Для сравнения приведем значения номинальной плотности теплового потока $q_{ном}$, Вт/м², некоторых типов отопительных приборов (по данным НИИ санитарной техники):

радиатор чугунный секционный типа МС-90-108.....	790
радиатор стальной панельный типа РСВ.....	730
радиатор чугунный секционный типа М-140А0.....	595
конвектор с кожухом типа «Универсал-20».....	357
ребристая чугунная труба.....	388

Видно значительное теплотехническое преимущество радиаторов по сравнению с конвекторами.

Если известен номинальный тепловой поток прибора (с учетом схемы его присоединения к трубам), то расчетная плотность теплового потока $q_{пр}$, Вт/м², в конкретных условиях работы его в системе отопления составит:

для теплоносителя пара при заданной разности температур Δt_n

$$q_{пр} = q_{ном}(\Delta t_n / 70)^{1+n}; \quad (3.23)$$

для теплоносителя воды при заданных разности температуры Δt_{cp} и расходе воды $G_{пр}$

$$q_{пр} = q_{ном}(\Delta t_{cp} / 70)^{1+n}(G_{пр} / 360)^p. \quad (3.24)$$

Значения экспериментальных числовых показателей n и p приведены в справочной литературе, например, в [10].

3.3. Тепловой расчет отопительных приборов

Тепловой расчет приборов заключается в определении площади внешней нагревательной поверхности каждого прибора, обеспечивающей необходимый тепловой поток от теплоносителя в помещение. Расчет проводится при температуре теплоносителя, устанавливаемой для условий выбора тепловой мощности приборов. Для теплоносителя пара это температура насыщенного пара при заданном его давлении в приборе. Для теплоносителя воды - максимальная средняя температура воды в приборе, связанная с ее расходом.

Тепловая мощность прибора, т. е. его расчетная теплоотдача $Q_{пр}$, определяется, как известно, теплопотребностью помещения за вычетом теплоотдачи теплопроводов, проложенных в этом помещении.

Площадь теплоотдающей поверхности зависит от принятого вида прибора, его расположения в помещении и схемы присоединения к трубам. Эти факторы отражаются на значении поверхностной плотности теплового потока прибора.

Если поверхностная плотность теплового потока прибора $q_{пр}$, Вт/м² (см. § 3.6) известна, то теплоотдача отопительного прибора $Q_{пр}$, Вт, должна быть пропорциональна площади его нагревательной поверхности

$$Q_{пр} = q_{пр}A_p. \quad (3.25)$$

Отсюда расчетная площадь A_p , м², отопительного прибора независимо от вида теплоносителя

$$A_p = Q_{пр} / q_{пр}, \quad (3.26)$$

где $Q_{пр}$ - требуемая теплоотдача прибора в рассматриваемое помещение, определяемая в соответствии с формулой (3.1):

$$Q_{пр} = Q_n - \beta_{тр}Q_{тр}; \quad (3.27)$$

Q_n - теплопотребность помещения, Вт; $Q_{тр}$ - суммарная теплоотдача проложенных в пределах помещения нагретых труб стояка (ветви) и подводов, к которым непосредственно присоединен прибор, а также транзитного теплопровода, если он имеется в помещении, Вт; $\beta_{тр}$ - поправочный коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи теплопроводов, полезную для поддержа-

ния заданной температуры воздуха в помещении ($\beta_{\text{тр}}$ составляет при прокладке труб: открытой - 0,9, скрытой в глухой борозде стены - 0,5, замоноличенной в тяжелый бетон - 1,8 (возрастание теплоотдачи обгоняется увеличением площади теплоотдающей поверхности)).

Суммарную теплоотдачу теплопроводов $Q_{\text{тр}}$, Вт, находят по формуле

$$Q_{\text{тр}} = \sum k_{\text{тр}} \pi d_{\text{н}} l (t_{\text{т}} - t_{\text{в}}), \quad (3.28)$$

где $k_{\text{тр}}$, $d_{\text{н}}$, l – соответственно коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C), наружный диаметр, м, и длина, м, отдельных теплопроводов; $t_{\text{т}}$ и $t_{\text{в}}$ – соответственно температура теплоносителя и воздуха в помещении, °C.

Теплоотдачу теплопроводов можно определить приближенно по формуле

$$Q_{\text{тр}} = q_{\text{в}} l_{\text{в}} + q_{\text{г}} l_{\text{г}} \quad (3.29)$$

с использованием таблиц в справочной литературе, где даны значения $q_{\text{в}}$ и $q_{\text{г}}$ - теплоотдачи 1 м соответственно вертикально и горизонтально проложенных труб, Вт/м, определяемые исходя из их диаметра и разности температуры ($t_{\text{т}} - t_{\text{в}}$); $l_{\text{в}}$ и $l_{\text{г}}$ - длина соответственно вертикальных и горизонтальных теплопроводов в пределах помещения, м.

Ранее в СССР вычисления по формуле (3.26) и измерение теплоотдающей поверхности всех отопительных приборов проводились в условных единицах площади - эквивалентных квадратных метрах (экм). Эквивалентным квадратным метром считали площадь нагревательной поверхности прибора с теплоотдачей 506 Вт (435 ккал/ч) при разности средней температуры теплоносителя и воздуха ($t_{\text{т}} - t_{\text{в}}$) = 64,5 °C и относительном расходе теплоносителя воды в приборе $G_{\text{отн}}=1,0$. Отопительным приборам, имеющим коэффициент теплопередачи выше, чем коэффициент теплопередачи эталонного радиатора (ранее выпускавшегося секционного радиатора типа Н-136), т. е. гладкотрубным приборам и панельным радиаторам, присваивалось измерение площади в экм, превышающих по величине их физическую площадь в м². Напротив, площадь теплотехнически малоэффективных приборов (конвекторов, ребристых труб) измерялась в экм, меньших по величине, чем их площадь в м². Двойное измерение площади отопительных приборов - в условных экм и физических м² - заменено в 1984 г. измерением площади нагревательной поверхности только в квадратных метрах.

После определения расчетной площади нагревательной поверхности прибора по каталогу приборов подбирается ближайший торговый его размер (число секций или марка панельного радиатора, длина конвектора, ребристой или гладкой трубы). При этом фактическая площадь принятого к установке прибора получается, как правило, больше расчетной (это заранее учитывается в теплоотдаче прибора и расходе теплоносителя введением среднестатистического повышающего коэффициента β_1 - см. формулу (3.21)).

Длина секционных радиаторов зависит от числа секций, составляющих приборы.

Число секций радиаторов определяют по формуле

$$N = (A_{\text{р}} / a_1)(\beta_4 / \beta_3), \quad (3.30)$$

где a_1 - площадь одной секции, м^2 , типа радиатора, принятого к установке в помещении; β_4 - поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении (см. § 3.4 и рис. 3.12, при открытой установке $\beta_4=1,0$, при установке с декоративной решеткой следует обеспечивать $\beta_4 \leq 1,10$); β_3 - поправочный коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе ($\beta_3=1,0$ при $A_p=2,0 \text{ м}^2$), который для радиаторов типа М-140 вычисляется по формуле

$$\beta_3 = 0,97 + 0,06 / A_p . \quad (3.31)$$

Секционные радиаторы проходят тепловые испытания при площади прибора около $2,0 \text{ м}^2$, т. е. в составе семи - восьми секций, поэтому полученное значение коэффициента теплопередачи справедливо только для радиаторов именно таких размеров. При меньшем числе секций коэффициент теплопередачи относительно повышается благодаря влиянию усиленного теплового потока крайних секций, торцы которых свободны для теплообмена излучением с помещением, поэтому размеры радиатора могут быть несколько сокращены. При большем числе секций влияние крайних секций на коэффициент теплопередачи уменьшается, и размеры радиатора должны быть несколько увеличены.

Для типов радиаторов с площадью одной секции $0,25 \text{ м}^2$ (в том числе для эталонного радиатора) коэффициент β_3 определяют по формуле

$$\beta_3 = 0,92 + 0,16 / A_p . \quad (3.32)$$

Расчетное число секций по формуле (3.30) редко получается целым. При выборе целого числа секций радиатора допускают уменьшение расчетной площади A_p не более чем на 5 % (но не более чем на $0,1 \text{ м}^2$). Так поступают с целью ограничения отклонения от расчетной температуры в помещении (обычно приемлемо понижение на 1°C в гражданских и на 2°C в производственных зданиях). Поэтому, как правило, к установке принимают большее ближайшее число секций.

Если в наружной стене имеется подоконная ниша, то длина радиатора должна быть меньше ее длины, по крайней мере, на 400 мм при прямой подводке труб (600 мм - при подводке с уткой). Лишние секции выделяют в самостоятельный радиатор.

Длина стальных панельных радиаторов определяется размерами выпускаемых марок, а не получается в результате набора стандартных элементов, как при расчете секционных радиаторов. Для увеличения площади прибора, если это необходимо, отдельные марки одноблочных панельных радиаторов (н

апример, типа РСВ или РСГ) могут объединяться в блоки, включающие две параллельно расположенные панели.

Если к установке предназначен панельный радиатор определенной площади $a_1, \text{м}^2$, то число таких радиаторов, размещаемых в помещении открыто,

$$N = A_p / a_1 . \quad (3.33)$$

При применении двухрядных блоков их расчетную площадь A_p увеличивают, принимая соответственно пониженный коэффициент теплопередачи по сравнению с коэффициентом для однорядной установки радиатора.

Длина конвекторов с кожухом также определяется размерами выпускаемых полностью готовых приборов. Например, напольные конвекторы типа «Ритм» выпускаются с длиной кожуха 1000 и 1500 мм. Настенные конвекторы типов «Комфорт-20» и «Универсал-20» различных марок отличаются по длине одна от другой на 100 мм (типа «Универсал-С» - на 50 мм).

Число элементов конвекторов без кожуха или ребристых труб в ярусе по вертикали и в ряду по горизонтали определяют по формуле

$$N = A_p / (na_1), \quad (3.34)$$

где n - число ярусов и рядов элементов, составляющих прибор; a_1 - площадь одного элемента конвектора или одной ребристой трубы принятой длины, m^2 .

Предполагаемое число ярусов и рядов элементов, а также схему соединения их между собой следует заранее учитывать при определении расчетной площади прибора (с последующей проверкой).

Длина греющей трубы l , м, в ярусе или в ряду гладкотрубного прибора составит

$$l = A_p \beta_4 / (na_1), \quad (3.35)$$

где β_4 - поправочный коэффициент, учитывающий наличие декоративного укрытия труб (см. пояснение к формуле (3.30)); n - число ярусов или рядов греющих труб, составляющих прибор; a_1 - площадь 1 м открытой горизонтальной трубы принятого диаметра, m^2/m .

При округлении дробного расчетного числа элементов или приборов до целого числа допустимо, как и для радиаторов, уменьшать A_p не более чем на 5 % (но не более чем на 0,1 m^2).

3.4. Регулирование теплопередачи отопительных приборов

Теплопотребности помещений, выявленные в расчетных условиях, определяют площадь отопительных приборов. Площадь является постоянной характеристикой каждого установленного прибора. Между тем, известно, что расчетные условия наблюдаются при отоплении зданий далеко не всегда. В течение отопительного сезона изменяется температура наружного воздуха, на здания эпизодически воздействуют ветер и солнечная радиация, тепловыделения в помещениях неравномерны. Поэтому для поддержания теплового режима помещений на заданном уровне необходимо в процессе эксплуатации регулировать теплопередачу отопительных приборов.

Эксплуатационное регулирование теплового потока отопительных приборов может быть качественным и количественным.

Качественное регулирование достигается изменением температуры теплоносителя, подаваемого в систему отопления. Качественное регулирование по месту осуществления может быть центральным, проводимым на тепловой станции, и местным, выполняемым в тепловом пункте здания. В жилищном строительстве проводят также групповое регулирование в центральных тепловых пунктах (ЦТП).

Местное качественное регулирование должно дополнять центральное регулирование, которое проводится с ориентацией на некоторое обезличенное здание в районе действия станции. Кроме того, оно может нарушаться по различным причинам, в том числе из-за необходимости обеспечивать нагревание воды в системе горячего водоснабжения. При местном регулировании учитывают особенности каждого здания, системы отопления и даже ее отдельной части.

В системе парового отопления пределы качественного регулирования ограничены и такое регулирование, как правило, не проводится.

Количественное регулирование теплопередачи приборов осуществляется изменением количества теплоносителя (воды или пара), подаваемого в систему или прибор. По месту проведения оно может быть не только центральным и местным, но и индивидуальным, т. е. выполняемым у каждого отопительного прибора.

Центральное и местное регулирование в системах парового отопления - количественное: при изменении температуры наружного воздуха меняется количество пара, поступающего в систему, или пар подается с большим или меньшим перерывом. В первом случае проводится так называемое пропорциональное регулирование, во втором - регулирование "пропусками" (теплоноситель подается периодически). В системах парового отопления применяют также индивидуальное количественное регулирование теплопередачи приборов.

В системах водяного отопления центральное и местное качественное регулирование также дополняется местным и индивидуальным количественным регулированием теплопередачи приборов. При индивидуальном количественном регулировании теплопередача водяного прибора изменяется вследствие изменения средней температуры воды в нем, теплопередача парового прибора - из-за отклонения температуры конденсата от температуры пара.

Таким образом, в процессе эксплуатации паровых систем отопления осуществляется только количественное регулирование, водяных систем отопления - качественно-количественное регулирование теплопередачи приборов.

Эксплуатационное регулирование теплопередачи приборов может быть автоматизировано. Местное автоматическое регулирование в тепловом пункте здания обычно проводят, ориентируясь на изменение температуры наружного воздуха (этот способ регулирования называют "по возмущению"). Индивидуальное автоматическое регулирование теплопередачи прибора происходит при отклонении температуры воздуха в помещении от заданного уровня (регулирование "по отклонению").

Для индивидуального автоматического регулирования применяют регуляторы температуры прямого и косвенного действия (термоклапаны).

Для индивидуального ручного регулирования теплопередачи приборов служат краны и вентили. Ручное регулирование теплопередачи радиаторов и конвекторов эффективно в том случае, когда доля отключаемой нагревательной поверхности составляет не менее 0,5 (для бетонных панелей 0,7).

При паровом отоплении для ручного регулирования применяют вентили с золотником, шлифованным к поверхности седла (без прокладки). В системах отопления с высокотемпературной водой используют краны вентильного типа с золотником, также без прокладки.

Конструкцию регулирующего крана выбирают в зависимости от вида системы водяного отопления. В двухтрубных системах применяют краны индивидуального регулирования, отвечающие двум требованиям: они имеют повышенное гидравлическое сопротивление и допускают проведение монтажно-наладочного (первичного) и эксплуатационного (вторичного) количественного регулирования. Эти краны называют кранами "двойной регулировки".

В одноконтурных системах водяного отопления используют краны индивидуального регулирования, обладающие незначительным гидравлическим сопротивлением. Эти краны не имеют приспособлений для осуществления первичного регулирования и являются кранами только

эксплуатационного (вторичного) регулирования.

Для индивидуального ручного регулирования теплопередачи приборов применяют также воздушные клапаны в кожухе конвекторов (см. рис. 3.6, *а*). Воздушным клапаном в конвекторе регулируется количество воздуха, циркулирующего через нагреватель конвектора. Достоинством этого способа регулирования, так называемого регулирования “по воздуху”, является сохранение постоянного расхода теплоносителя в отопительных приборах.

При индивидуальном количественном регулировании теплопередача прибора изменяется постепенно - прибор обладает тепловой инерцией, причем охлаждается прибор медленнее, чем нагревается ($z_{\text{охл}} > z_{\text{нагр}}$). Наибольшей тепловой инерцией характеризуются, как известно, бетонные панели. Так как тепловая инерция стальных радиаторов и конвекторов меньше инерции чугунных радиаторов и, тем более, бетонных панелей, то и процесс регулирования их теплопередачи будет ускорен. Например, для стальных панельных радиаторов остаточная теплопередача через 1 ч после их выключения составляет примерно 15 % начальной. Это вдвое меньше, чем для чугунных радиаторов (30 %), а полный тепловой поток в течение первого часа после выключения, соответственно, 45 и 60 %. Следовательно, регулирование теплопередачи отопительных приборов тем эффективнее и быстрее отражается на температуре помещений, чем меньше масса теплоносителя в приборах и самих приборах.

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

4.1. Основные положения гидравлического расчета системы водяного отопления

Система водяного отопления представляет собой разветвленную закольцованную сеть труб и приборов, заполненных водой. Вода в течение отопительного сезона находится в постоянном кругообороте. По трубам – теплопроводам – нагретая вода распределяется по отопительным приборам, охлажденная в приборах вода собирается воедино, нагревается в теплообменнике и вновь направляется к приборам. Теплопроводы предназначены для доставки и передачи в каждое помещение обогреваемого здания необходимого количества тепловой энергии. Так как теплопередача происходит при охлаждении определенного количества воды, требуется выполнить гидравлический расчет системы.

Гидравлический расчет проводится в соответствии с законами гидравлики. Расчет основан на следующем **принципе**: при установившемся движении воды действующая в системе разность давления (насосного и естественного) полностью расходуется на преодоление гидравлического сопротивления движению.

Правильный гидравлический расчет предопределяет работоспособность системы отопления. Точный расчет системы связан с решением большого числа нелинейных уравнений. Решение упрощается при выполнении требований СНиП применять трубы по имеющемуся сортаменту. В этих условиях гидравлический расчет заключается в подборе по сортаменту площади поперечного сечения (диаметра) труб, достаточной для подачи нужного количества воды в приборы системы. Потери давления при перемещении требуемого количества воды по трубам принятого диаметра определяют гидравлическое сопротивление системы.

Гидравлическое сопротивление системы, как установлено ранее, должно соответствовать действующей разности давления, а в расчетных условиях циркуляции воды – расчетному циркуляционному давлению.

Гидравлический расчет выполняют по пространственной **схеме системы отопления**, вычерчиваемой обычно в аксонометрической проекции. На схеме системы выявляют циркуляционные кольца, делят их на участки и наносят тепловые нагрузки. В циркуляционное кольцо могут быть включены один (двухтрубная система) или несколько (однотрубная система) отопитель-

ных приборов, теплогенератор или теплообменник, а также побудитель циркуляции теплоносителя в насосной системе отопления.

Участком называют трубу или трубы с одним и тем же расходом теплоносителя. Последовательно соединенные участки, образующие замкнутый контур циркуляции воды через теплогенератор (теплообменник), составляют **циркуляционное кольцо** системы.

Тепловая нагрузка прибора (точнее прибора с прилегающим этажестояком) принимается равной расчетным теплотерям помещений Q_p (за вычетом тепlopоступлений, если они имеются).

Тепловая нагрузка участка $Q_{уч}$ составляется из тепловых нагрузок приборов, обслуживаемых протекающей по участку водой:

$$Q_{уч} = \Sigma Q_p. \quad (4.1)$$

Для участка подающего теплопровода тепловая нагрузка выражает запас теплоты в протекающей горячей воде, предназначенной для последующей (на дальнейшем пути воды) теплопередачи в помещения. Для участка обратного теплопровода – потери теплоты протекающей охлажденной водой при теплопередаче в помещения (на предшествующем пути воды). Тепловая нагрузка участка предназначена для определения расхода воды на участке в процессе гидравлического расчета.

Расход воды на участке $G_{уч}$ при расчетной разности температуры воды в системе $t_r - t_o$ по аналогии с формулой (3.7) с учетом дополнительной теплоподачи в помещения

$$G_{уч} = Q_{уч} \beta_1 \beta_2 / (c(t_r - t_o)), \quad (4.2)$$

где $Q_{уч}$ – тепловая нагрузка участка, найденная по формуле (4.1); β_1, β_2 – поправочные коэффициенты, учитывающие дополнительную теплоподачу в помещения (см. пояснения к формуле (3.21)); c – удельная массовая теплоемкость воды, равная 4,187 кДж/(кг·°C).

Для получения расхода воды на участке в кг/ч тепловую нагрузку в Вт следует выразить в кДж/ч, т. е. умножить на (3600/1000)=3,6.

Тепловая нагрузка системы отопления в целом равна сумме тепловых нагрузок всех отопительных приборов (теплотер помещений). По общей теплопотребности для отопления здания определяют **расход воды в системе отопления** (см. формулу (3.7))

$$G_c = Q_c / (c(t_r - t_o)) = \Sigma Q_p \beta_1 \beta_2 / (c(t_r - t_o)) \quad (4.3)$$

(пояснения – см. формулу (4.2)).

Гидравлический расчет связан с тепловым расчетом отопительных приборов и труб. Требуется многократное повторение расчетов для выявления действительных расхода и температуры воды, необходимой площади приборов. Для этого используют ЭВМ. При расчете вручную сначала выполняют гидравлический расчет системы, принимая средние значения коэффициента местного сопротивления (КМС) приборов, затем – тепловой расчет труб и приборов.

Если в системе применяют конвекторы, в конструкцию которых входят трубы D_y15 и D_y20 , то для более точного расчета предварительно определяют длину этих труб, а после гидравлического расчета с учетом потерь давления в трубах приборов, уточнив расход и температуру воды, вносят поправки в размеры приборов.

При гидравлическом расчете потери давления на каждом участке $\Delta p_{уч}$, P_a , циркуляционных колец системы отопления определяют по формуле Дарси-Вейсбаха, известной из курса гидравлики

$$\Delta p_{уч} = (\lambda / d_b) l_{уч} (\rho w^2 / 2) + \Sigma \zeta_{уч} (\rho w^2 / 2), \quad (4.4)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, определяющий в долях гидродинамического давления ($\rho w^2 / 2$, Па) линейную потерю гидростатического давления на длине трубы, равной ее внутреннему диаметру d_v , м; l – длина участка, м; $\Sigma \zeta_{\text{уч}}$ – сумма КМС на участке, выражающая местные потери гидростатического давления в долях гидродинамического давления (значения КМС приведены в справочной литературе); ρ и w – соответственно средняя плотность, кг/м³, и скорость движения, м/с, воды на участке.

По формуле (4.4) находят падение гидростатического давления в потоке воды вследствие **линейной потери** (первое слагаемое) при трении о стенки трубы и **местных сопротивлений** (второе слагаемое) из-за деформации потока в фасонных частях, арматуре и приборах.

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от режима движения жидкости (ламинарного или турбулентного) в трубах и приборах систем отопления.

При **ламинарном** движении воды коэффициент гидравлического трения по формуле Пуазейля с поправкой на шероховатость труб (действительная в диапазоне изменения числа Рейнольдса от 300 до 7000)

$$\lambda = (64 / \text{Re})(1 + 4(d_v / k_s)^{0,8}), \quad (4.5)$$

где Re – число Рейнольдса ($\text{Re} = wd_v / \nu$); k_s – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности труб (в системах водяного отопления принимают $k_s=0,2$ мм).

При **турбулентном** движении воды в трубах (во всей области турбулентного режима от гидравлически гладких до вполне шероховатых труб) наиболее часто (с учетом зарубежной практики) используют формулу Колбрука (в отечественной практике применяют также формулу А. Д. Альтшуля)

$$1 / (\lambda^{0,5}) = -2 \lg(2,51 / (\text{Re} \lambda^{0,5}) + k_s / (3,7d_v)). \quad (4.6)$$

Турбулентное движение воды наблюдается в современных насосных системах (особенно однетрубных) многоэтажных зданий. Ламинарное движение встречается в чугунных отопительных приборах и в трубах систем с естественной циркуляцией воды малоэтажных зданий.

Коэффициент гидравлического трения дополнительно возрастает при малой скорости движения в связи со значительным охлаждением воды в трубах.

Коэффициент местного сопротивления (КМС) ζ зависит в основном от геометрической формы препятствий движению (арматура, приборы, воздухоборники, грязевики, коллекторы и т. п.), изменения направления движения и расхода воды (в тройниках, крестовинах, отводах, скобах, утках, калачах и других фасонных частях).

Значения КМС, как правило, определяют опытным путем, и при гидравлических расчетах насосных систем отопления усредняют (хотя известно, что ζ увеличивается под влиянием вязкости при малой скорости движения воды). Для тройников и крестовин находят по отдельности значения КМС для прямых проходов и ответвлений, отнесенные к гидродинамическому давлению в потоках до их слияния или после деления в этих фасонных частях, т.е. к участкам с меньшим расходом воды. Например, КМС равностороннего тройника при делении потока воды пополам составляют на проходе 2,2, на ответвлении 5,4. При слиянии равных потоков – соответственно 2,2 и 2,0. Число 2,0 означает, что потеря гидростатического давления при слиянии бокового потока с прямым равна двум единицам гидродинамического давления, причем последнее подсчитано по значению скорости движения воды в боковом ответвлении.

4.2. Способы гидравлического расчета системы водяного отопления

Гидравлический расчет системы водяного отопления выполняют различными способами. Рассмотрим наиболее распространенные из них.

Первый способ гидравлического расчета – **по удельной линейной потере давления**, когда подбирают диаметр труб при равных (или, как иногда говорят, постоянных) перепадах темпе-

ратуры воды во всех стояках и ветвях $\Delta t_{ст}$, соответствующих расчетному перепаду температуры воды во всей системе Δt_c

$$\Delta t_{ст} = \Delta t_c, \quad (4.7)$$

причем $\Delta t_c = t_c - t_o$.

Предварительно вычисляют расход воды на каждом участке по формуле (4.2). Потери давления на трение и местные сопротивления на участке определяют отдельно по преобразованной формуле (4.4)

$$\Delta p_{уч} = (\lambda / d_b)(\rho w^2 / 2)l_{уч} + \sum \zeta_{уч}(\rho w^2 / 2) = Rl_{уч} + Z, \quad (4.8)$$

где $R = (\lambda / d_b)(\rho w^2 / 2)$ – удельная потеря давления на трение на длине 1 м, Па/м; $Z = \sum \zeta_{уч}(\rho w^2 / 2)$ – потери давления на местные сопротивления, Па.

Потери давления в циркуляционном кольце системы: при последовательном соединении N участков

$$\Delta p_{общ} = \sum_{i=1}^N (Rl_{уч} + Z)_i, \quad (4.9)$$

т.е. равны сумме потерь давления на участках, составляющих кольцо; при параллельном соединении двух участков, стояков или ветвей

$$\Delta p_i = \Delta p_j, \quad (4.10)$$

т.е. потери давления на параллельно соединенных участках, стояках или ветвях равны.

Второй способ гидравлического расчета – по характеристикам сопротивления и проводимостям, когда устанавливают распределение потоков воды в циркуляционных кольцах системы и получают неравные (употребляют также термины: переменные, скользящие) перепады температуры воды в стояках и ветвях

$$\Delta t_{ст} \geq \Delta t_c. \quad (4.11)$$

При этом допускают отклонение $\Delta t_{ст}$ на ± 7 °С (при t_r до 115 °С) и ограничивают минимальную температуру воды, уходящей из стояков и ветвей в расчетных условиях, 60 °С. Предварительно выбирают диаметр труб на каждом участке с учетом допустимой скорости движения воды и конструктивных соображений.

Потери давления на трение и местные сопротивления на участке определяют совместно по преобразованной формуле (4.4)

$$\Delta p_{уч} = ((\lambda / d_b)l_{уч} + \sum \zeta_{уч})(\rho w_{уч}^2 / 2) = (A_{уч}((\lambda / d_b)l_{уч} + \sum \zeta_{уч}))G_{уч}^2 = S_{уч}G_{уч}^2, \quad (4.12)$$

где $w_{уч} = 4G_{уч} / (3600\pi d_b^2)$ – скорость движения воды, м/с; $G_{уч}$ – расход воды на рассчитываемом участке, кг/ч; $A_{уч}$ – удельное гидродинамическое давление на участке, Па/(кг/ч)², возникающее при расходе воды 1 кг/ч, которое вычисляется по формуле (после подстановки значения числа π и преобразования)

$$A_{уч} = 6,25 / (10^8 \rho d_b^4); \quad (4.13)$$

$S_{уч}$ – характеристика гидравлического сопротивления участка, Па/(кг/ч)², выражающая потери давления на участке при единичном расходе воды (1 кг/ч), которая определяется по формуле (см. формулу (4.12))

$$S_{уч} = A_{уч}((\lambda / d_b)l_{уч} + \sum \zeta_{уч}). \quad (4.14)$$

Потери давления на участке могут быть найдены помимо формулы (4.12), т.е. по зависимости $\Delta p_{уч} = S_{уч}G_{уч}^2$, еще и исходя из проводимости участка

$$\Delta p_{\text{уч}} = (G_{\text{уч}} / \sigma_{\text{уч}})^2, \quad (4.15)$$

где $\sigma_{\text{уч}}$ – **проводимость** участка, кг/(ч·Па^{0,5}), показывающая расход воды при единичной потере давления на участке (1 Па).

Проводимость связана с характеристикой сопротивления зависимостью

$$\sigma = 1 / S^{0,5}. \quad (4.16)$$

*Характеристика сопротивления может быть получена как для отдельного участка, так и для нескольких участков, соединенных между собой последовательно или параллельно. Общая характеристика гидравлического сопротивления **последовательно соединенных** N участков (при одинаковых расходах теплоносителя на всех участках)*

$$S_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^N S_i, \quad (4.17)$$

т. е. равна сумме характеристик сопротивления участков.

*Общая характеристика гидравлического сопротивления **параллельно соединенных** двух участков (характеристика сопротивления так называемого узла)*

$$S_{\text{уз}} = 1 / (\sigma_1 + \sigma_2)^2 = 1 / (1 / S_1^{0,5} + 1 / S_2^{0,5})^2, \quad (4.18)$$

т.е. характеристика сопротивления узла параллельных участков равняется обратной величине квадрата суммы проводимостей участков, его составляющих (при условии равенства естественных циркуляционных давлений, действующих в кольцах, включающих параллельно соединенные участки).

В данном случае проводимости участков – σ_1 и σ_2 . При включении в узел третьего параллельного участка с характеристикой сопротивления S_3 (проводимостью σ_3) в формулу (4.18) вводится третье слагаемое в скобки знаменателя – σ_3 (или $1 / S_3^{0,5}$).

Характеристики сопротивления узлов, соединенных последовательно с участками, суммируют с характеристиками сопротивления этих участков по формуле (4.17). Следовательно, характеристика сопротивления однотрубного стояка, состоящего из последовательно соединенных приборных узлов и участков

$$S_{\text{ст}} = \sum S_{\text{уч}} + \sum S_{\text{уз}}. \quad (4.19)$$

В сложные узлы могут объединяться параллельно соединенные и стояки и ветви системы для получения S_c – характеристики сопротивления системы. Тогда потери давления в системе Δp_c при известном расходе воды G_c могут быть найдены по формуле, аналогичной формуле (4.12):

$$\Delta p_c = S_c G_c^2. \quad (4.20)$$

Гидравлический расчет по первому способу раскрывает физическую картину распределения сопротивлений в системе, но выполняется с невязками потерь давления в смежных циркуляционных кольцах. Вследствие этого на практике после окончания монтажных работ требуется проводить пусконаладочное регулирование системы во избежание нарушения расчетного распределения воды по отопительным приборам.

Гидравлический расчет по второму способу применяют при повышенной скорости движения воды в системе, когда возможно использование постоянных значений коэффициентов λ и ζ . В результате расчета определяются действительные значения расхода и температуры воды в ветвях, стояках и приборах системы отопления.

Известны также способы гидравлического расчета систем отопления по приведенным длинам и по динамическим давлениям, основанные также на формуле (4.4).

Приведенные длины участков включают дополнительные длины труб, эквивалентные по потерям давления потерям на участках в местных сопротивлениях ($l_{пр} = l_{уч} + l_{экв}$). Способ приведенных длин применяется при гидравлических расчетах систем парового отопления высокого давления и наружных теплопроводов.

При гидравлическом расчете по динамическим давлениям ($p_{дин} = \rho w^2 / 2$), наоборот, к КМС участков прибавляют дополнительные КМС, эквивалентные по потерям давления линейным потерям на участках ($\Sigma \zeta_{пр} = \Sigma \zeta_{уч} + \Sigma \zeta_{экв}$). Способ динамических давлений целесообразно применять для расчета систем водяного отопления с короткими участками и многочисленными местными сопротивлениями.

4.3. Гидравлический расчет системы водяного отопления по удельной линейной потере давления

Расчет начинают с основного циркуляционного кольца системы.

Основным считают циркуляционное кольцо, в котором расчетное циркуляционное давление Δp_p , приходящееся на единицу длины кольца Σl , имеет наименьшее значение, т. е.

$$\Delta p_1 = \Delta p_p / \Sigma l = \min . \quad (4.21)$$

В вертикальной однетрубной системе – это кольцо через наиболее нагруженный стояк из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или также через наиболее нагруженный стояк, но из средних стояков при попутном движении воды в магистральных. В вертикальной двухтрубной системе – это кольцо через нижний отопительный прибор наиболее нагруженного из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или наиболее нагруженного из средних стояков при попутном движении воды в магистральных.

В горизонтальной однетрубной системе многоэтажного здания основное циркуляционное кольцо выбирают по меньшему значению Δp_1 (см. выражение (4.21)) в двух циркуляционных кольцах через ветви на верхнем и нижнем этажах. Так же поступают при расчете системы с естественной циркуляцией воды, сравнивая значения Δp_1 в циркуляционных кольцах через отопительные приборы, находящиеся на различных расстояниях от теплового пункта.

При выборе диаметра труб в циркуляционном кольце исходят из принятого расхода воды и среднего ориентировочного значения удельной линейной потери давления $R_{ср}$, Па/м, определяемого по формуле (считая потери давления на трение равными 65 % Δp_p)

$$R_{ср} = 0,65 \Delta p_p / \Sigma l , \quad (4.22)$$

где Σl – общая длина последовательно соединенных участков, составляющих основное циркуляционное кольцо, м.

Гидравлический расчет проводят на ЭВМ или вручную, используя вспомогательные таблицы, составленные при усредненной плотности воды $\rho_{ср}$ с учетом зависимости коэффициента гидравлического трения от режима движения воды по формулам (4.5) и (4.6). Для примера ниже приведены выборки из этих таблиц (табл. 4.1 и 4.2).

Потери давления в основном циркуляционном кольце, состоящем из N последовательно соединенных участков, рассчитанные рассмотренным выше способом по формуле (4.9)

$$\sum_{i=1}^N (R l_{уч} + Z)_i = (0,9 \dots 0,95) \Delta p_p , \quad (4.23)$$

т. е. они должны быть меньше расчетного циркуляционного давления Δp_p на 5...10 % (запас, учитывающий дополнительные потери давления вследствие отступления от проекта при монтаже системы).

**Таблица 4.1. Удельные линейные потери давления R , Па/м
($t_r=95\dots105\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_o=70\text{ }^{\circ}\text{C}$, $k_s=0,2\text{ мм}$)**

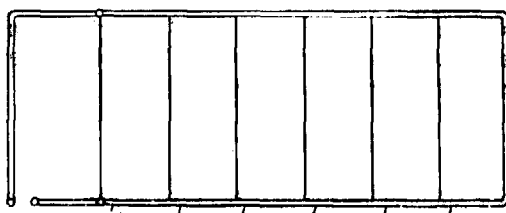
Потери давления R , Па/м	Расход G , кг/ч (над чертой), и скорость движения воды w , м/с (под чертой), в стальных легких водогазопроводных трубах диаметром условного прохода, мм						
	10	15	20	25	32	40	50
140	<u>128</u> 0,273	<u>236</u> 0,321	<u>519</u> 0,393	<u>1007</u> 0,466	<u>2099</u> 0,561	<u>3009</u> 0,611	<u>5878</u> 0,726
150	<u>132</u> 0,283	<u>245</u> 0,332	<u>538</u> 0,407	<u>1044</u> 0,483	<u>2175</u> 0,581	<u>3118</u> 0,636	<u>6090</u> 0,752

Таблица 4.2. Потери давления в местных сопротивлениях Z , Па

Скорость движения воды w , м/с	Сумма коэффициентов местных сопротивлений						
	1	2	3	4	5	6	7
0,320	50,0	100	150	200	250	300	350
0,325	51,6	103	155	206	258	310	361
0,330	53,2	106	159	213	266	319	373

На рис. 4.1 двойными линиями показаны участки основных циркуляционных колец систем отопления с тупиковым (рис. 4.1, а) и попутным (рис. 4.1, б) движением воды в магистралях. Цифрами 1-7 отмечены точки присоединения соответствующих стояков к подающей магистрали, цифрами 1'-7' – к обратной магистрали.

а)



б)

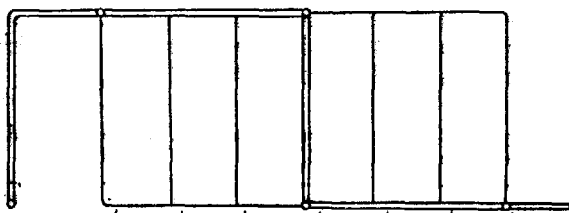


Рис. 4. 1. Выбор основного циркуляционного кольца для различных схем систем отопления

Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца системы с **тупиковым движением воды** дает возможность установить изменение давления по всей длине подающих и обратных магистралей. После расчета строят эпюру циркуляционного давления в магистральных. По горизонтали наносят длину участков магистралей и отмечают номера стояков. По вертикали откладывают потери давления на участках магистралей и в стояке (стояк 7 на рис. 4.1), входящем в основное циркуляционное кольцо (рис. 4. 2). Падение циркуляционного давления по длине каждого участка магистралей считают равномерным (изображено на рисунке наклонными сплошными линиями). Общие потери давления на всех участках стояка 7 выражены вертикальным отрезком 7-7'.

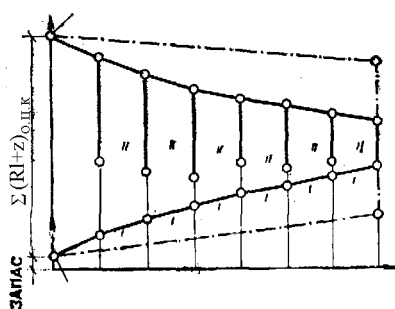


Рис. 4. 2. Эпюры распределения давления при тупиковой схеме системы отопления

По эпюре выявляют располагаемое циркуляционное давление в точках присоединения к магистральям промежуточных стояков (стояков 1-6 на рис. 4.2), входящих по второстепенные циркуляционные кольца, к расчету которых переходят после расчета основного циркуляционного кольца.

Второстепенные циркуляционные кольца состоят из общих участков основного кольца (уже рассчитанных) и дополнительных (не общих) еще не рассчитанных участков. Их гидравлический расчет проводится с увязкой потерь давления. Термин “увязка” означает получение равенства потерь давления на параллельно соединенных дополнительных участках какого-либо второстепенного кольца и не общих участках основного кольца (согласно формуле (4.10)). Следовательно, в каждом новом кольце рассчитываются только дополнительные (не общие) участки, в данном случае – только промежуточные стояки. Для увязки потери давления в любом промежуточном стояке должны равняться располагаемому циркуляционному давлению $\Delta p_{p.ст.}$, фактически заданному в результате расчета основного кольца (на эпюре выражено разностью давления в точках присоединения стояка к магистральям).

Таким образом, гидравлический расчет второстепенных циркуляционных колец в системе с тупиковым движением воды в магистральных сводится к расчету промежуточных стояков с получением равенства:

$$\Sigma(Rl + Z)_{ст} = \Delta p_{p.ст.}, \quad (4.24)$$

где $\Delta p_{p.ст.}$ – располагаемое циркуляционное давление, полученное в результате расчета основного циркуляционного кольца.

Следовательно, располагаемое циркуляционное давление $\Delta p_{p.ст.}$ должно быть равно потерям давления (уже известным) на участках основного кольца, замыкающих рассматриваемый стояк. Таким образом, для двухтрубной системы

$$\Delta p_{p.ст} = \Sigma(Rl + Z)_{осн}; \quad (4.25)$$

для однетрубной системы

$$\Delta p_{p.ст} = \Sigma(Rl + Z)_{осн} + (\Delta p_{е.вт} - \Delta p_{е.осн}), \quad (4.26)$$

т. е. с поправкой на разность естественного циркуляционного давления во второстепенном $\Delta p_{е.вт}$ и основном $\Delta p_{е.осн}$ кольцах.

Например, для стояка 1 (см. рис. 4.1, а) по формуле (4.25)

$$\Delta p_{p.ст.1} = \Sigma(Rl + Z)_{1-7'-1'}.$$

В системах с тупиковым движением воды затруднительно при ограниченном сорimente труб достигнуть выполнения равенства по формуле (4.24). Поэтому при определении потерь давления в промежуточных стояках допускают невязку до 15 % с располагаемым циркуляционным давлением.

На рис.4.2 показано, что потери давления в циркуляционных кольцах различной длины не одинаковы. Наибольшие потери давления имеют место в основном циркуляционном кольце через дальний от теплового пункта (и наиболее нагруженный) стояк 7, наименьшие – во второстепенном кольце через ближний стояк 1. Избыток циркуляционного давления – невязка (изображенный на рисунке ординатой $1'-1''$), вызовет, если он превышает $0,15\Delta p_{p.ст.1}$ недопустимое перераспределение количества воды, протекающей в магистралях и стояках. В результате возникнет горизонтальное разрегулирование системы с отклонением от расчетных расхода и температуры воды, а также теплопередачи приборов.

Во избежание разрегулирования системы потери давления (гидравлическое сопротивление) во всех циркуляционных кольцах можно привести в соответствие с расчетным циркуляционным давлением путем поглощения избытка давления дросселирующими диафрагмами на стояках. Ее диаметр d_d , мм, определяется по формуле

$$d_d = 3,5(G_{ст}^2 / \Delta p_d)^{0,25}, \quad (4.27)$$

где $G_{ст}$ – расчетный расход воды в стояке, кг/ч; Δp_d – избыток давления, который необходимо поглотить диафрагмой, Па (например, для стояка 1 на рис. 4.1 согласно рис. 4.2 $\Delta p_d = \Delta p_{1'-1''}$).

Применение диафрагмы должно быть крайней мерой для увязки стояков системы отопления, так как в месте ее установки (обычно у отключающего крана на входе воды в стояк) возможен засор системы. В связи с этим диаметр диафрагмы должен быть не менее 3 мм.

В соответствии с современными технологиями для целей гидравлической увязки применяют специальные балансировочные клапаны. Установленные на стояках, они автоматически обеспечивают располагаемое давление и, соответственно, расчетный расход воды в них.

Возможен и другой, более рациональный путь: используя второй способ гидравлического расчета, вычисляют действительные расход и температуру обратной воды в каждом стояке и вносят исправления в расчетную площадь отопительных приборов. Для этого по располагаемому циркуляционному давлению $\Delta p_{p.ст}$ определяют перепад температуры воды в стояках $\Delta t_{ст}$ по формуле

$$\Delta t_{ст} = Q_{ст}\beta_1\beta_2 / (c\sigma_{ст}\Delta p_{p.ст}^{0,5}), \quad (4.28)$$

где $\sigma_{ст}$ – проводимость стояка, кг/(ч·Па^{0,5}), вычисляемая по формулам (4.16) и (4.19).

При гидравлическом расчете системы отопления с попутным движением воды в магистралях эпюру циркуляционного давления строят после расчета не только основного, но и еще двух второстепенных циркуляционных колец – через ближний и дальний (от теплового пункта) стояки. Гидравлический расчет второстепенных колец, как уже известно, сводится к расчету только дополнительных (не общих) участков, не входящих в основное кольцо. При этом увязываются потери давления в параллельно соединенных участках второстепенного и основного колец по формулам (4.24)–(4.26). Например, для расчета дополнительных участков, относящихся к второстепенному циркуляционному кольцу через стояк 1 (см. рис. 4.1, б), по формуле (4.25)

$$\Delta p_{p.ст.1} = \Sigma(Rl + Z)_{1-4'-1'},$$

а через стояк 7

$$\Delta p_{p.ст.7} = \Sigma(Rl + Z)_{4'-7'-1'}.$$

В системах с попутным движением воды сравнительно легко при одинаковой длине циркуляционных колец (это их отличительный признак) добиться выполнения равенства по формуле (4.24). Поэтому невязка при расчете допустима не более $\pm 5\%$.

На рис. 4.3 показана эпюра циркуляционного давления в системе отопления, построенная после гидравлического расчета трех циркуляционных колец через средней, ближний и дальний стояки (на рисунке показаны невязки расчета $4'-4''$ и $4-4''$). Незначительные потери давления в стояках (на рисунке это вертикальные отрезки 1-1', 2-2' и т. д.), характерны для двухтрубной системы.

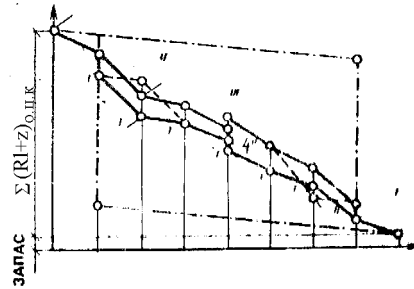


Рис. 4. 3. Эпюра распределения давления при попутной схеме системы отопления

Давление в подающей магистрали должно быть больше, чем в обратной. Обратное соотношение давления в магистралях вызовет циркуляцию охлажденной воды через отопительные приборы (“обратную” циркуляцию или “опрокидывание” циркуляции). Это недопустимое явление станет возможным в стояке 2, если давление в точке 2' обратной магистрали в результате ошибочного выбора диаметра двух участков магистрали, прилегающих к точке 2, повысится до давления 2'' или в стояке 6, если давление в точке 6 подающей магистрали понизится до давления 6'. На рисунке пунктиром показано изменение давления в участках магистралей, вызывающее “обратную” циркуляцию воды через отопительные приборы стояков 2 и 6. Опасность “опрокидывания” циркуляции воды в стояках систем с попутным движением ее в магистралях подчеркивает необходимость выполнения гидравлического расчета таких систем с невязкой не более $\pm 5\%$.

Гидравлический расчет промежуточных стояков (стояки 2, 3, 5, 6 на рис. 4.1, б), входящих во второстепенные циркуляционные кольца, подобен расчету аналогичных стояков в системе с тупиковым движением воды (см. формулу (4.24)).

Для надежного сохранения расчетной пропорциональности распределения воды между стояками в течение отопительного сезона, т.е. для обеспечения горизонтальной устойчивости системы, потери давления в стояках (или ветвях) должны преобладать: их необходимо принимать не менее 70 % общей потери давления в рассчитываемом кольце. Эпюры циркуляционного давления, при относительно низком сопротивлении магистралей и высоком сопротивлении стояков схематично показаны штрихпунктирными линиями на рис. 4.2 и 4.3. Подобный вид сравнительно легко можно придать эпюре вертикальной однострунной системы отопления многоэтажного здания, уменьшая диаметр стояков. В двухтрубной системе для этого потребуется увеличить гидравлическое сопротивление подводов ко всем отопительным приборам. Это делается путем установки на подводках регулировочных кранов с повышенным гидравлическим сопротивлением (например, типа КРДШ, см. § 5.4). Последнее, кроме того, способствует повышению вертикальной тепловой устойчивости двухтрубных стояков.

После гидравлического расчета основного и второстепенных циркуляционных колец вертикальной системы отопления выполняют дополнительные гидравлические расчеты отдельных стояков и малых циркуляционных колец.

При гидравлическом расчете стояков **вертикальной однострунной системы** каждый стояк рассматривается как один общий расчетный участок. Если применяются унифицированные приборные узлы, то потери давления в них определяются по суммам КМС, приведенным в справочной литературе. Лишь для нетиповых стояков в отдельных случаях приходится рассчитывать распределение потоков воды в трубных узлах, состоящих из неравных по диаметру и

длине параллельных участков. В таких случаях (рис. 4.4) предварительно находятся расходы воды G_1 и G_2 в параллельных участках (или их отношение, если общий расход не известен), используя зависимость расхода воды от проводимости участков

$$G_1 / G_2 = \sigma_1 / \sigma_2, \quad (4.29)$$

где σ_1 и σ_2 – проводимости гидравлически параллельных участков между точками А и Б (см. рис. 4.4), $\text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5})$, определяемые по формуле (4.16).

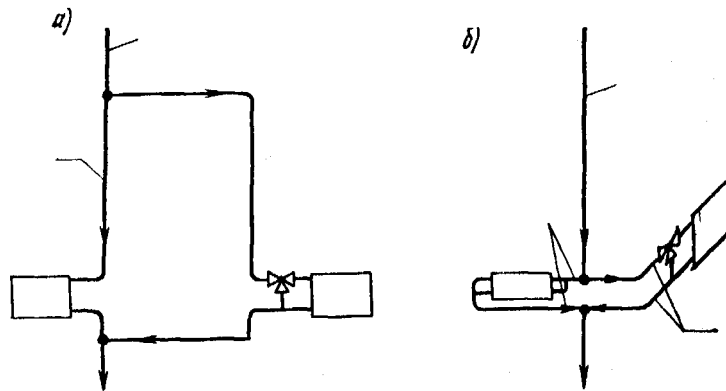


Рис. 4. 4. Схемы гидравлически параллельных участков однетрубного стояка

При гидравлическом расчете однетрубных стояков с замыкающими участками количество воды, затекающее в отопительные приборы, рассчитывается отдельно по формуле (4.29) или принимается по значению коэффициента затекания воды, указанному в справочной литературе.

Отношение расходов воды в приборе $G_{\text{пр}}$ и в стояке $G_{\text{ст}}$ называют **коэффициентом затекания воды** в прибор

$$\alpha = G_{\text{пр}} / G_{\text{ст}}. \quad (4.30)$$

Следует стремиться к повышению коэффициента затекания воды: чем больше α , тем выше будет средняя температура воды в приборе и меньше его площадь.

Значение коэффициента затекания воды зависит, прежде всего, от направления движения и расхода воды в стояках: при движении воды сверху вниз α возрастает по мере сокращения ее расхода, при движении воды снизу вверх – уменьшается (рис. 4.5). Поэтому в последнем случае устанавливают некоторый минимальный расход воды в стояке, при котором еще целесообразно применение замыкающих участков у приборов ($G_{\text{мин}}$ на рис. 4.5). Например, если диаметр труб стояка, замыкающих участков и подводов равен 15 мм, то при расходе воды менее 200 $\text{кг}/\text{ч}$ следует переходить к однетрубному стояку проточному или с трехходовыми кранами и обходными участками.

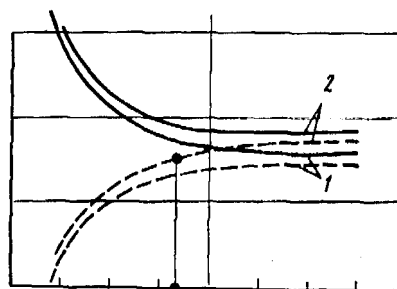


Рис. 4. 5. Изменение коэффициента затекания в приборном узле

Значения коэффициента затекания воды повышаются в следующих случаях: при смещении замыкающего участка от оси стояка (см. рис. 4.5), увеличении диаметра и сокращении длины подводов к прибору, уменьшении диаметра замыкающего участка. Вследствие последнего, например, можно сократить $G_{\text{мин}}$ до 150-170 кг/ч, если замыкающий участок имеет диаметр 15 мм при диаметре труб стояка и подводов 20 мм.

При гидравлическом расчете **подводов к приборам однетрубных стояков с замыкающими участками** располагаемое циркуляционное давление, действующее в малом циркуляционном кольце, определяется по формуле

$$\Delta p_{p.\text{мал}} = \Sigma(Rl + Z)_{з.у} \pm \Delta p_{e.\text{мал}}, \quad (4.31)$$

где $\Sigma(Rl + Z)_{з.у}$ - потери давления в замыкающем участке, известные из гидравлического расчета стояка; $\Delta p_{e.\text{мал}}$ - естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце по формуле (7.30) или (7.30, а); знак плюс соответствует движению воды в стояке сверху вниз, знак минус - снизу вверх.

Если при гидравлическом расчете стояка коэффициент затекания воды α выбран правильно, то потери давления в подводах к приборам должны равняться $\Delta p_{p.\text{мал}}$ по формуле (4.31), т. е. будет достигнута увязка действующих давлений. В противном случае находят путем повторных расчетов фактические значения α , необходимые для уточнения площади приборов.

4.4. Гидравлический расчет системы водяного отопления по характеристикам сопротивления и проводимостям

Расчет по характеристикам сопротивления и проводимостям применяют при проектировании **насосных однетрубных** систем отопления.

При гидравлическом расчете вертикальных однетрубных систем многоэтажных зданий, состоящих из однотипных по конструкции стояков, практически допустимо не считаться с различиями в значениях естественного циркуляционного давления в отдельных кольцах. Тогда при известных диаметре и длине труб распределение потоков воды между стояками будет определяться их проводимостью.

Точные значения потокораспределения в однетрубной системе между стояками и приборами получают, если гидравлический расчет выполнен при скорости движения воды в трубах 0,8 м/с и более. Если же гидравлический расчет по характеристикам сопротивления и проводимостям сделан при скорости движения воды 0,3-0,8 м/с, то в действительности в такой системе фактический расход воды будет несколько меньше расчетного (на 5-10 %). Это произойдет вследствие больших потерь давления (из-за фактического увеличения коэффициентов гидравлического трения и местного сопротивления). Чтобы уменьшения расхода воды не происходило, гидравлический расчет рекомендуется выполнять не для легких, а для обыкновенных водогазопроводных труб, т. е. для труб с несколько уменьшенным внутренним диаметром. Тогда в однетрубной системе, смонтированной, как требуют СНиП, из легких труб, действительный расход воды будет достаточно близок к расчетному.

Рассмотрим гидравлический расчет по характеристикам сопротивления и проводимостям **вертикальной однетрубной системы отопления с тупиковым движением воды в магистралях.**

При расчете возможны, как известно, различные исходные положения: в одном случае давление, создаваемое циркуляционным насосом, Δp_n - известно, т. е. может считаться заданным, в другом - Δp_n не известно. Давление Δp_n фактически задано при известном типоразмере используемого насоса, а также при зависимом присоединении системы отопления к наружным теплопроводам, когда известна разность давления воды в подающем и обратном теплопроводах в месте их ввода в здание.

Давление Δp_n не задано при местном теплоснабжении системы отопления, а также при независимом ее присоединении к наружным теплопроводам, хотя и в этом случае типоразмер циркуляционного насоса может быть выбран до гидравлического расчета системы и тогда Δp_n также может считаться заданным.

1. Основной случай: Δp_n - задано.

Гидравлический расчет начинают с основного циркуляционного кольца, для которого определяют R_{cp} по формуле (4.22).

Для выбора диаметра труб на каждом участке находят расчетное значение **удельной характеристики сопротивления**, $\text{Па}/(\text{м}(\text{кг/ч})^2)$:

$$S_{уд.р} = R_{cp} / G_{op}^2, \quad (4.35)$$

где R_{cp} - средние удельные линейные потери давления, $\text{Па}/\text{м}$; G_{op} - ориентировочный расход воды на участке, кг/ч , вычисленный по формуле (4.2).

Диаметр труб назначают, сопоставляя расчетные значения $S_{уд.р}$ с величинами $S_{уд.тр}$ для стандартных диаметров труб, найденными по формуле

$$S_{уд.тр} = A_{уч} \lambda / d_v, \quad (4.36)$$

где $A_{уч}$ - удельное гидродинамическое давление, $\text{Па}/(\text{кг/ч})^2$.

При выборе диаметра принимают: для стояков - ближайший меньший диаметр, для магистралей - ближайший больший диаметр труб (чтобы увеличить потери давления в стояках относительно потерь в магистралях).

Гидравлический расчет проводят, используя вспомогательную таблицу (табл. 10.7 в Справочнике проектировщика [10]), составленную при усредненных значениях плотности воды ρ_{cp} и коэффициента гидравлического трения λ .

При гидравлическом расчете вертикальной однотрубной системы по характеристикам сопротивления и проводимостям допустимо, как известно, отклонение перепада температуры воды в стояках в пределах до $\pm 7^\circ\text{C}$ от принятого перепада для системы. На этом основании при тупиковом движении воды в магистралях найдено, что потери давления в ближнем и дальнем от теплового пункта стояках (в стояках 1 и 7 на рис. 4.1, а) могут отличаться приблизительно на 20 %. Следовательно, для увязки циркуляционного давления в системе примерно 30 % потерь давления в дальнем стояке должно быть израсходовано на участках магистралей между крайними стояками. Остальная часть расчетного циркуляционного давления может быть потеряна на участках магистралей между тепловым пунктом и ближним к нему стояком. Тогда эпюра циркуляционного давления примет вид, изображенный штрихпунктирными линиями на рис. 4.2.

Потери давления в дальнем стояке, входящем в основное циркуляционное кольцо, определяют по его характеристике сопротивления, задаваясь расходом воды в нем, соответствующим несколько большему перепаду температуры (в пределах 7°C) по сравнению с принятым для системы. При вычислении характеристики сопротивления стояка характеристики сопротивления отдельных узлов находятся по проводимости участков, составляющих каждый узел (см. формулу (4.18)).

При известной проводимости участков, составляющих приборный узел, можно установить значение **коэффициента затекания** воды в отопительный прибор.

Преобразовав формулу (4.29), получим выражение для определения коэффициента затекания воды в один из участков узла, состоящего из двух параллельно соединенных участков:

$$\alpha_1 = G_1 / G_{общ} = \sigma_1 / (\sigma_1 + \sigma_2) = 1 / (1 + \sigma_2 / \sigma_1) \quad (4.37, а)$$

или через характеристики сопротивления

$$\alpha_1 = 1 / (1 + (S_1 / S_2)^{0.5}) . \quad (4.37, б)$$

В более общем случае - при параллельном соединении нескольких участков - знаменатели формул (4.37) составляются из проводимостей или характеристик сопротивления всех участков, входящих в узел.

После гидравлического расчета дальнего (последнего) стояка переходят к расчету предпоследнего стояка (стояка 6 на рис. 4.1, а). Потери давления в этом стояке должны быть равны потерям давления в уже рассчитанном последнем стояке, если пренебречь различием в значениях естественного циркуляционного давления (см. второе слагаемое в формуле (4.26)). Исходя из $\Delta p_{ст}$, выбрав диаметр труб предпоследнего стояка и вычислив характеристику сопротивления, находят расход и перепад температуры воды в нем. Если перепад температуры отличается от принятого для системы не более, чем на $\pm 7^\circ\text{C}$ (при большем отклонении изменяют диаметр труб предпоследнего стояка), то переходят к расчету прилегающих парных участков магистралей. Сумма расходов воды в двух стояках определяет расход воды на прилегающих участках магистралей (5-6 и 5'-6' на рис. 4.1, а). По расходу выбирают их диаметр и находят потери давления.

Обобщим последовательность гидравлического расчета вертикальной однетрубной системы водяного отопления с тупиковым движением воды в магистралях при заданном насосном давлении Δp_n :

- а) определяют расчетное циркуляционное давление Δp_p с включением в него Δp_e , вычисленного для среднего стояка при $\Delta t_{ст} = \Delta t_c$;
- б) находят $R_{ср}$ в основном циркуляционном кольце через наиболее удаленный и нагруженный стояк (тупиковый стояк);
- в) рассчитывают расход воды в тупиковом стояке при условии, что $\Delta t_{ст} > \Delta t_c$ на $3-5^\circ\text{C}$;
- г) вычисляют $S_{уд.р}$ для тупикового стояка;
- д) выбирают диаметр труб тупикового стояка $d_{ст}$ при условии $S_{уд.тр} > S_{уд.р}$;
- е) определяют $S_{ст}$ для тупикового стояка;
- ж) находят потери давления $\Delta p_{ст}$ в тупиковом стояке;
- з) вычисляют для предпоследнего стояка $S_{ст}$, $G_{ст}$, $\Delta t_{ст}$ исходя из $\Delta p_{ст}$;
- и) рассчитывают $\Delta p_{маг}$ в парных участках магистралей, прилегающих к предпоследнему стояку, выбрав $d_{маг}$ при условии $S_{уд.тр} < S_{уд.р}$;
- к) определяют для системы в целом G_c и Δp_c , продолжая расчет по п.п. з) и и) остальных стояков и участков магистралей.

Необходимость дальнейших уточняющих расчетов выявляется при сопоставлении полученных значений G_c и Δp_c с исходными (заданными) величинами G_c (по формуле (4.3)) и Δp_p . Если они достаточно близки (расхождение не превышает 5-10 %), то определяют уточненное значение насосного циркуляционного давления по формуле (3.9) и на этом гидравлический расчет заканчивают.

При значительном расхождении с исходными данными дальнейшие уточняющие расчеты могут проводиться в двух направлениях в зависимости от предъявляемых требований.

А. Если потребуется потери давления в системе Δp_c привести в соответствие с расчетным циркуляционным давлением Δp_p (с запасом 10 %), то в зависимости от их соотношения необходимо будет пересчитать и расход воды в системе. Новый расчетный расход воды G_p в этом случае определяют по формуле

$$G_p = G_c (0,9 \Delta p_p / \Delta p_c)^{0.5} . \quad (4.38)$$

Этот расчетный расход воды в системе G_p не будет равен исходному расходу G_c , поэтому конечная температура обратной воды в системе будет отличаться от обычной (например, от 70°C). При изменении общего расхода воды в системе изменится и расход воды на всех ее участках пропорционально коэффициенту

$$k_p = G_p / G_c' . \quad (4.39)$$

Установив действительный расход воды на участках, пересчитывают перепады температуры воды в стояках и переходят к определению площади отопительных приборов.

Б. Если необходимо сохранить исходный расход вода в системе G_c , то расход воды на всех ее участках следует изменить пропорционально коэффициенту

$$k_G = G_c / G_c' . \quad (4.40)$$

Тогда действительные потери давления в системе Δp_c при расходе воды G_c составят:

$$\Delta p_c = k_G^2 \Delta p_c' . \quad (4.41)$$

Потери давления в системе Δp_c по формуле (4.41) будут отличаться от расчетного циркуляционного давления Δp_p . Площадь отопительных приборов и в этом случае вычисляют после пересчета перепадов температуры воды в стояках и уточнения ее расхода.

Последовательность гидравлического расчета системы отопления в случае, если Δp_n не задано, остается такой же, как в первом случае за исключением первоначальных действий по определению удельной характеристики сопротивления $S_{уд.р}$, необходимой для выбора диаметра труб. Вместо этого диаметр труб, как уже сказано, назначают, используя условие $w_{тр} \leq w_{пред}$, т. е. что скорость движения воды в них $w_{тр}$ не должна превышать предельно допустимой $w_{пред}$ по акустическому ограничению.

Порядок гидравлического расчета вертикальной однотрубной системы водяного отопления с тупиковым движением вода в магистралях поясним в этом случае на примере.

При гидравлическом расчете **вертикальной однотрубной системы отопления с попутным движением воды в магистралях** расчет начинают с одного из крайних стояков - дальнего или ближнего к тепловому пункту. Начав, например, с ближнего стояка, задаются расходом воды, диаметром труб и находят потери давления в нем. Далее определяют потери давления на участке обратной магистрали и участке подающей магистрали, причем расход воды на участке принимают равным разности заданного общего расхода на участке А-1 и расхода в стояке 1.

Располагаемый перепад давления в стояке 2 рассчитывают как сумму потерь давления в стояке 1 и на участке 1'-2' за вычетом потери давления на участке 1-2 подающей магистрали. Вычислив, как в примере 4.11, расход и перепад температуры воды в стояке 2, переходят к расчету потерь давления на прилегающих участках 2-3 и 2'-3' магистралей и т. д. до дальнего стояка 7 (см. рис. 4.1, б).

Общие потери давления в системе с попутным движением воды определяют как сумму потерь давления на всех последовательно соединенных участках, включая любой стояк и участки общих магистралей (участки А-1 и 7'-Б на рис. 4.1, б). Потери давления в параллельно соединенных частях системы увязывают с пересчетом расходов воды.

1. Основное вентиляционное оборудование.

Вентиляторы.

Служат для перемещения воздуха по вентиляционной системе от и к обслуживаемым помещениям.

Классификация:

1. по конструктивному исполнению
 - радиальные (центробежные) - осевые
2. по давлению
 - низкого (до 1 кПа) - среднего (1-3 кПа) - высокого (до 12 кПа)
3. по условиям эксплуатации
 - вентиляторы общего назначения для перемещения чистого или малозапыленного воздуха и неагрессивных газовоздушных сред с температурой до 80 С.
 - вентиляторы из нержавеющей стали
 - вентиляторы коррозионностойкие из титановых сплавов, полиэтилена высокой плотности – для газовоздушных сред с агрессивными примесями.
 - вентиляторы взрывозащищенные из алюминия и алюминиевых сплавов с покрытием графитонаполненным полиэтиленом - для перемещения газопаровоздушных смесей не содержащих взрывчатых веществ, липких и волокнистых материалов с запыленностью $< 10 \text{ мг/м}^3$ и температурой $< 60 \text{ С}$
 - взрывозащищенные, коррозионностойкие из разнородных металлов – перемещение взрывоопасных смесей, загрязненных примесями агрессивных газов.
4. по схеме соединения с двигателем
 - с двигателем на одной оси
 - с клиноременной передачей
5. по вращению
 - левого (против часовой со стороны всасывающего патрубка)
 - правого

вентилятор подбирают по аэродинамическим характеристикам выражающим зависимость между $L \text{ м}^3/\text{ч}$, $P \text{ Па}$, числом оборотов n .

Устройства очистки воздуха.

Очистка приточного воздуха производится в следующих целях:

- для уменьшения запыленности воздуха, подаваемого в вентилируемые здания, если концентрация пыли в районе расположения здания или вблизи места забора воздуха превышает ПДК.
- Для защиты теплообменников, оросительных устройств, приборов автоматики и другого оборудования от запыления.
- Для защиты от загрязнения ценной внутренней отделки и оборудования.
- Для поддержания в помещениях заданной чистоты воздуха.

Фильтры, в зависимости от размера частиц, которые ими можно уловить, разделяют на 3 класса.

В зависимости от способа улавливания пыли очистка приточного воздуха: осуществляется в фильтрах пористых и электрических.

Пористые фильтры, в которых применяется фильтрующий материал, делятся на:

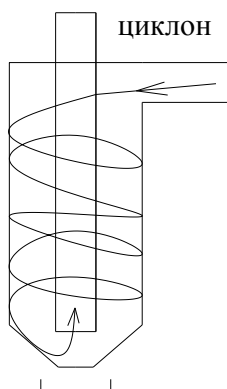
- Сухие – с ручной периодической очисткой и
- Смоченные - самоочищающимися.

В качестве фильтрующего материала используется латунная или стальная сетка, винипластовая сетка, пенополиуретан, стекловолокно, ткань из ультратонких волокон для тонкой очистки.

Очистка вытяжного воздуха осуществляется в зависимости от качественного и количественного состава пыли по одноступенчатой и многоступенчатой схеме при помощи инерционных пылеуловителей (сухих и мокрых), фильтров бумажных и тканевых и электрофильтров.

Наиболее распространенные инерционные пылеуловители – циклоны и скрубберы. Для повышения эффективности очистки иногда применяется вода для смыва пыли со стенок.

В электрофильтрах воздух ионизируется в электрическом поле. Частицы пыли получившие заряд притягиваются к электроду с противоположным зарядом. Осевшая пыль удаляется встряхиванием или промыванием в зависимости от конструкции.

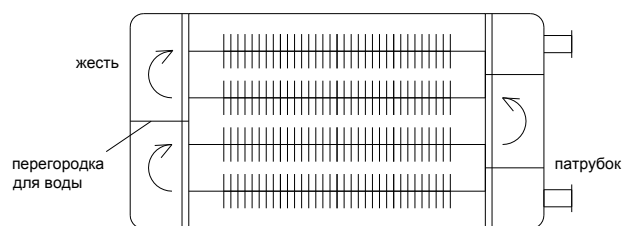


бункер для пыли

Оборудование для тепловлажностной обработки воздуха.

Калориферы.

Для нагрева воздуха используют устройства называемые калориферы. состоят из кожуха и оребренных трубок.



По виду теплоносителя:

- Паровые
- водяные

По движению теплоносителя калориферы подразделяются на:

- одноходовые
- многоходовые.

По виду теплопередающих пластин:

- пластинчатые
- спиральнонавивные

В зависимости от материала используемого для изготовления калориферов различают: стальные

биметаллические.

Биметаллические - со спирально-накатным оребрением могут быть одноходовыми с вертикальным расположением трубок и многоходовыми с горизонтальным. Пластинчатые- изготавливаются только многоходовыми с горизонтальным расположением.

При т/н воде следует применять многоходовые калориферы и их последовательное соединение по теплоносителю. Допускается параллельное соединение по т/н рядов калориферов, расположенных последовательно по ходу воздуха. При т/н паре рекомендуется применять одноходовые калориферы.

Характеристики: f_n -поверхность нагрева, m^2 ; f_b - площадь живого сечения для прохода воздуха, m^2 ; (f_r - геометрические размеры, m^2), f_t -живое сечение для теплоносителя, m^2 ,

$$(v_p)_B = G_B * 3600 / (f_b \text{ (или } f_r) \text{) - Массовая скорость воздуха, кг/м}^2\text{с} \quad (G_B = \rho_B * L_B)$$

$$w_T = G_T / \rho_T * L_T \text{- скорость теплоносителя} \quad G_T = Q_k / c_w (\tau_1 - \tau_2)$$

Блоки увлажнения

Для поддержания относительной влажности в помещении на заданном уровне необходимо предусмотреть увлажнение наружного воздуха до состояния приточного.

Способы увлажнения воздуха:

- Способ механического распыления воды в потоке воздуха
- Способ основанный на испарении воды со смоченной поверхности
- Способ образования тумана путем введения насыщенного пара в поток воздуха
- Способ создания тумана с использованием ультразвуковых колебаний

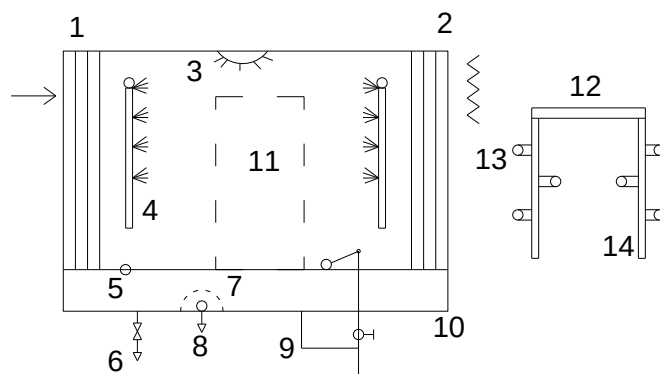
К устройствам механического распыления относят форсуночные камеры орошения, камеры орошения с воздушно-водяным распылением, камеры орошения с водяным распылением.

В форсуночных камерах орошения вода распыляется через форсунки, при этом образуются капли воды которые контактируют с воздухом. Форсунки с диаметром сопла 8-10 мм называют форсунками грубого распыла. При их применении возможно не только охлаждение и увлажнение, но и охлаждение и осушку. Для полного увлажнения и осушки необходимо определенное время контакта воды и воздуха, что приводит к соответствующей длине камеры и установке каплеуловителя.

Форсуночная камера состоит из:

- 1 –воздухораспределитель, 2 –каплеуловитель,
- 3 – лампа, 4 – стояк с форсунками, 5 – переливная труба, 6 – спускная труба, 7 – фильтр, 8 – к насосу, 9 – трубопровод для ускоренного заполнения поддона, 10 – поддон, 11 – дверь,
- 12 – коллектор, 13 – форсунки, 14 – стояк.

Форсуночные камеры оснащены широкофакельными форсунками с равномерным распределением воды по окружности распы-



ла.. Оросительная система камер состоит из двух рядов стояков.

Камеры изготавливают в двух исполнениях:

1. первый ряд по ходу воздуха имеет большую плотность установки форсунок
2. форсунки установлены с одинаковой плотностью в каждом ряду, равной плотности,

установки, форсунок первого ряда камеры орошения исполнения 1.

Подачу разбрызгиваемой воды можно предусматривать в один или два ряда стояков:

- 1) в первый по ходу воздуха ряд (однорядные прямоточные камеры)
- 2) во второй по ходу воздуха ряд (однорядные противоточные камеры)
- 3) в два ряда (двух рядные камеры)

преимущества:

1. теплотехническая универсальность (позволяющая осуществлять все возможные процессы ТМО)
2. частичная очистка от пыли
3. малое аэродинамическое сопротивление
4. простота конструкции

Недостатки

1. необходимость распыления воды питьевого качества
2. вынос солей жесткости в помещение
3. бо́льшие расходы и давление воды по сравнению с аппаратами с орошаемой насадкой. Большой расход воды на промывку системы.
4. бо́льшая трудоемкость в связи с обслуживанием поддонов и форсунок (чистота и засорение)
5. большие габариты, большая металлоемкость.
6. ограничения по скорости движения воздуха
7. возможность размножения бактерий в поддоне из-за недостаточной скорости воды в поддоне
8. дополнительные затраты энергии на распыление и перекачку воды
9. необходимость в значительных площадях для размещения вспомогательных трубопроводов.

В камерах орошения с воздушно-водяным распылением к форсункам одновременно подводится и вода и сжатый воздух, вода при этом распыляется в виде мельчайших капель. Для капель воды образующихся в потоке сжатого воздуха характерна большая длина пробега, что связано с увеличением габаритов установки. Поэтому струю воды направляют в сторону противоположную потоку обрабатываемого воздуха.

преимущества:

1. меньше энергопотребление по сравнению с паровым увлажнением.
2. отсутствие стоячей воды и подключение к системе питьевого водопровода (значит не требуется специальной обработки воды)
3. высокая надежность и большой срок службы
4. простое техническое обслуживание

Недостатки

1. Необходим компрессор или сеть сжатого воздуха на объекте
2. большое расстояние для полного испарения капель

В камерах орошения водяного распыления диаметр сопла форсунок 0,15-0,2 мм. используется только для адиабатного увлажнения воздуха (т.е. для осушки не используется так как при распылении холодной воды происходит нагрев капель которые затем испаряются и увлажняют воздух).

преимущества:

1. используется для адиабатного увлажнения (значит экономия воды и электроэнергии)
2. не используется дополнительное оборудование (компрессор)

3. меньше минеральных загрязнений вносится с воздухом в помещение.
4. высокое качество обрабатываемого воздуха (отсутствие микроорганизмов и грибов)
5. меньше энергопотребление по сравнению с паровым увлажнением.
6. ниже уровень шума по сравнению с воздушно-водяным распылением.

Недостатки

1. требуется специальная обработка воды и установка для этой обработки.
2. высокое давление воды.

Способ основанный на испарении воды реализуется в блоках сотового увлажнения которые относятся к

воздухоохладителям с орошаемыми насадками.

Орошаемые насадки (слои) служат для развития площади поверхности контакта между воздухом и водой.

Виды насадок:

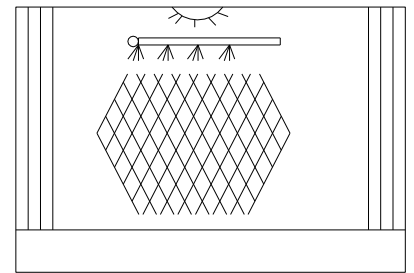
- регулярной структуры (пластинчатые, сотовые);
- нерегулярной структуры (ленты, сетки, волокна);
- неподвижные;
- вращающиеся.

преимущества блоков сотового увлажнения:

1. малое энергопотребление по сравнению с другими блоками увлажнения
2. компактная конструкция (так как отсутствуют капли воды и нет необходимости в требуемой длине для испарения капель)
3. не требуется специальная обработка воды.
4. очистка от пыли
5. малое аэродинамическое сопротивление
6. возможные скорости бо'льшие, чем в других блоках

Недостатки

1. вынос солей жесткости в помещение
2. бо'льшие расходы воды которая используется только на 15-30 %.
3. возможность размножения бактерий в поддоне из-за недостаточной скорости воды в поддоне
4. регулирование путем отключения кассет



Блок парового увлажнения предназначен для увлажнения паром, который получают в электрическом парогенераторе. При обработке высокотемпературным паром погибают болезнетворные микроорганизмы, поэтому этот способ увлажнения считается самым гигиеничным.

В воде находятся два электрода при прохождении тока через слой воды происходит ее (нагревание ввиду большого коэффициента сопротивления и) кипение .

Воздуховоды

Распределение воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха осуществляется сетью воздуховодов, которые должны отвечать определенным требованиям: обеспечивать пропускную способность для прохождения необходимого объема воздуха; иметь минимальное сопротивление и потери; обеспечивать по скоростному режиму нормативные шумовые характеристики, занимать минимальное пространство.

Классификация:

1. по плотности: класса П и класса Н (в зависимости от статического давления у вентилятора, категории помещения, наличия в транспортируемом воздухе вредных или пахучих веществ)

2. по скорости потока воздуха и рабочему давлению: низкоскоростные ($v < 13$ м/с), высокоскоростные ($13 < v < 25$ м/с). низкого давления (до 900 Па), среднего (900-1700 Па), высокого (1700-3000 Па)
3. рабочему давлению: низкого давления (до 900 Па), среднего (900-1700 Па), высокого (1700-3000 Па)

4. материал

металлические – изготавливаются из листовой оцинкованной, нержавеющей или черной стали. Сечение: круглое, прямоугольное. По конструкции: прямошовные (прямоуг, кругл) и спиральные (кругл) (спирально-навивные, спирально-сварные). При толщ металла 0,5-1,2 шов фальцевый, более 1,2 мм – сварной. Шов прямоугольного воздуховода располагается обычно на прямолинейной части воздуховода. Новые технологии позволяют располагать его непосредственно на сгибе воздуховода, и он играет роль ребра жесткости. Круглые воздуховоды по расходу металла более экономичны, но прямоугольные лучше вписываются в интерьер. Соединяются: на фланцах, бандажах, нипелях.

Неметаллические: изготавливают из: полиэтилена, стеклопластика, винипласта и др. Воздуховоды из полиэтилена изготавливают сваркой двух полос полиэтилена. Преимущества воздуховодов из ПВХ меньше потери давления.

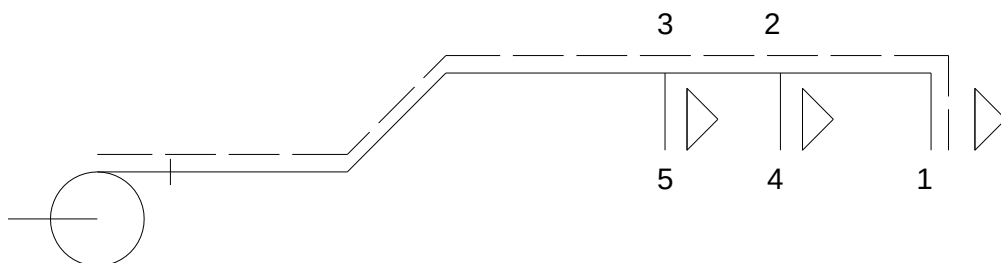
Гибкие воздуховоды: из многослойной ламинированной алюминиевой фольги и полиэфирной пленки и спирального проволочного стального каркаса. Большое аэродинамическое сопротивление.

Вентиляционные каналы могут устраиваться: в кирпичных стенах (изготавливаются из специальных вентиляционных блоков), в пустотах внутренних стен, в виде приставных каналов у внутренних стен и перегородок (изготавливаются из блоков или плит – шлакогипсовых и шлакобетонных, бетонных, шлакобетонных пустотелых)

Аэродинамический расчет.

Сводится к определению размеров поперечного сечения (из соображений рекомендуемой скорости движения воздуха на участке), а также потерь давления на отдельных участках и в системе в целом.

1. систему разбивают на участки и определяют расход воздуха на каждом из них.
2. определяют наиболее протяженную ветвь.



3. нумеруют участки основного расчетного пути
4. определяют площадь поперечного сечения $f_p = \frac{L_p}{v}$, где v – рекомендуемая скорость воздуха, до 8 м/с. Рассчитанное значение площади поперечного сечения округляют до фактических нормируемых значений.
5. определяют фактическую скорость.
6. определяют потери давления $\Delta P_{\text{возд}} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}}$

а. определяют потери давления на трение: $\Delta P_{mp} = \lambda_{mp} \frac{1}{d} \frac{\rho v^2}{2}$, λ_{tr} – коэффициент

сопротивления трению, по формуле Альтшуля $\lambda_{mp} = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{K}{d} \right)^{0,25}$ Где, K – высота высту-

пов шероховатости (абсолютная шероховатость).

В инженерных расчетах: $\Delta P_{mp} = R \cdot l$, l – длина участка; R – удельные потери давления на трение, определяется по номограммам и таблицам, где учтена $K=0,1$. если у стенки воздуховода K не равно 0,1 тогда: $R_{ш}=R \cdot \beta_{ш}$, где $\beta_{ш}$ – коэффициент учета шероховатости.

б. Определяют потери давления на местные сопротивления.

$\Delta P_m = \xi \rho \frac{v^2}{2}$, где ξ – коэффициент местного сопротивления.

$\sum \xi \cdot P_o = Z$ - потери давления в местных сопротивлениях на расчетном участке.

Таким образом: $\Delta P_{возд} = Rl + Z$.

7. подбирают вентилятор исходя из требуемой производительности системы и потерь давления в воздуховодах и оборудовании: $\Delta P_{сисг} = (\Delta P_{сисг} + \Delta P_{оборуд}) \cdot 1,1$

осуществляют увязку ответвлений сети воздуховодов: невязка = $\frac{\Delta P_{5-3}^{факт} - \Delta P_{1-3}}{\Delta P_{1-3}} 100\% < 10\%$

в системах естественной вентиляции потери давления сравнивают с располагаемым давлением:

$$\Delta P_{ест} = 9,81 \cdot H (\rho_n - \rho_e)$$

Пример 1. Расчёт вытяжной системы с механическим побуждением гражданского здания.



Рис. 10. Аксонометрическая схема вытяжной вентиляционной системы.

Исходные данные. Требуется рассчитать вытяжную систему вентиляции гражданского здания, удаляющую воздух из технических помещений. Объём вытяжки из каждого помещения -- $400 \text{ м}^3/\text{ч}$. Каналы проложены во внутренних кирпичных стенах. Вытяжка производится канальным вентилятором. Высота этажа – 3 м, толщина междуэтажного перекрытия – 0,3 м. расстояние между осями вертикальных каналов – 0,4 м.

Особенности конструирования каналов вентиляционной системы. Во внутренних стенах практически можно использовать каналы 2 – х размеров: 140х140 мм и 270х140 мм. Поэтому аэро-

динамическая увязка производится выбором живого сечения жалюзийной решётки. позволяет отказаться от устройства горизонтального канала под потолком для размещения нескольких жалюзийных решёток, заменив её одной высокой, ширина которой близка к ширине вертикального канала в толще стены. При аэродинамической увязке живое Предварительно назначаем сечения каналов участков 1 2 и 3 равным 270х140 мм, а 4а – 140х140 мм. Сечение сборного ка-

нала принимаем равным 220х350 мм.(участки 4б, 5, 6. Для обеспечения аэродинамической увязки на участках 1, 2, 3 устанавливаем алюминиевые решётки 300х400 мм с площадью живого сечения 0,0918 м².

Предварительный расчёт.

Определение расчётной длины участков. В расчётную длину участка входят расстояния от оси вытяжной решётки до потолка – 0,5 м и расстояние от чердачного перекрытия до оси сборного короба. Расход на участках 7 и 8 – 800 м³/ч.. Расстояние от поверхности чердачного перекрытия до оси короба – 175 мм. Ниже приводятся длины участков:

Участок 1. $0,5 + 3 \times 3 + 0,3 \times 4 + 0,175 = 10,875$ м

Участок 2. $0,5 + 3 \times 2 + 0,3 \times 3 + 0,175 = 7,575$ м

Участок 3. $0,5 + 3 \times 1 + 0,3 \times 2 + 0,175 = 4,275$ м

Участок 4а. $0,5 + 0,3 + 0,175 = 0,975$ м

Участки 4б = 5 = 6 = 0,4 м

Участок 7 – 1 м

Участок 8 – 3,5 м

Главное расчётное направление состоит из участков 1, 7, 8.

Перечень местных сопротивлений.

Главное расчётное направление.

Перечень местных сопротивлений на участке 1:

вход в решётку, потери на вход рассчитываются отдельной строкой в таблице;

колесо с острыми кромками 90°;

внезапное сужение с 300х140 мм до 270х140 мм;

тройник на ответвлении.

Решётка размером 300х400 мм с площадью живого сечения 0,0918 м²

Перечень местных сопротивлений на участке 7:

колесо с острыми кромками;

внезапное расширение

Перечень местных сопротивлений на участке 8:

зонт

Направление через участки 2 и 7, соединённые параллельно с участком 1.

Перечень местных сопротивлений на участке 2:

вход в решётку, потери на вход рассчитываются отдельной строкой в таблице;

колесо с острыми кромками 90°;

внезапное сужение с 300х140 мм до 270х140 мм;

тройник на ответвлении.

Решётка размером 300х400 мм с площадью живого сечения 0,0918 м²

Перечень местных сопротивлений на участке 6:

тройник на проход

Решётка размером 300х400 мм с площадью живого сечения 0,0918 м²

Направление через участки 3 и 5, соединённые параллельно с участком 2.

Перечень местных сопротивлений на участке 3:

вход в решётку, потери на вход рассчитываются отдельной строкой в таблице

колесо с острыми кромками 90°;

внезапное сужение с 300х140 мм до 270х140 мм;

тройник на ответвлении.

Решётка размером 300х400 мм с площадью живого сечения 0,0918 м²

Перечень местных сопротивлений на участке 5:

тройник на проход

Решётка размером 300х400 мм с площадью живого сечения 0,0918 м²

Направление через участки 4а и 4б, соединённые параллельно с участком 2.

Перечень местных сопротивлений на участке 4а.

вход в решётку, потери на вход рассчитываются отдельной строкой в таблице;
колено с острыми кромками 90°;

внезапное расширение с 270х140 мм до 220х350 мм;

Решётка размером 300х400 мм с площадью живого сечения 0,0918 м²

Перечень местных сопротивлений на участке 4б:

тройник на проход

Решётка размером 300х200 мм с площадью живого сечения 0,0459 м²

Результаты аэродинамического расчёта и значения коэффициентов местного сопротивления участков представлены в таблицах 11 и 12.

Расчётный напор вентилятора определяют равным потерям по главному расчётному направлению с коэффициентом запаса 1,15:

$$\Delta p = 1,15 \cdot 90,1477 = 103,7 \text{ Па.}$$

Расчётный расход принимается с запасом в 10%, $L_{\text{расч}} = 1,1 \cdot 1600 = 1760 \text{ м}^3/\text{ч}$. К установке принимаем канальный вентилятор ВКП-74-11-6д. В каталогах на характеристике канальных вентиляторов обычно отсутствуют кривые коэффициентов полезного действия, вентиляторы поставляются с электродвигателем необходимой мощности, поэтому расчёт требуемой мощности не выполняется.

Пример 2. Расчёт вытяжной системы вентиляции многоэтажного здания с вертикальным сборным каналом, выполненной из вентиляционных панелей.

Исходные данные. Рассчитать систему вытяжной вентиляции кухонь, оборудованных электрическими плитами, многоэтажного жилого дома. Объём вытяжки из кухонь составляет 60 м³/ч. Высота этажа от пола до потолка составляет 2,7 м, толщина междуэтажного перекрытия – 0,3 м, Расстояние от центра вытяжной решётки до потолка – 0,3 м. Расстояние от пола до оси присоединения ответвления составляет 2 м. Высота вытяжных каналов от чердачного перекрытия до устья шахты – 3 м. Длина ответвления 0,3 + 0,3 + 2,7 + 0,3 + 2 = 5,6 м. Расстояние от устья шахты до кромки зонта принято равным 200 мм.

К установке приняты решётки с монтажной регулировкой 2 – х размеров: 120х200 мм и 200х200 мм.

Величины площади живого сечения пластмассовых решёток с вкладышем.

Размер, мм	№№ вкладыша	Живое сечение, м ²	Скорость, м/с, при расходе м ³ /ч.				
			25	50	60	75	90
120х200	0	0,018	0,37	0,77	0,93	1,16	1,39
	1	0,0162	0,43	0,86	1,03	1,27	1,54
	2	0,0144	0,48	0,96	1,16	1,45	1,74
	3	0,0125	0,55	1,1	1,32	1,65	1,98
	4	0,0108	0,64	1,29	1,54	1,93	2,31

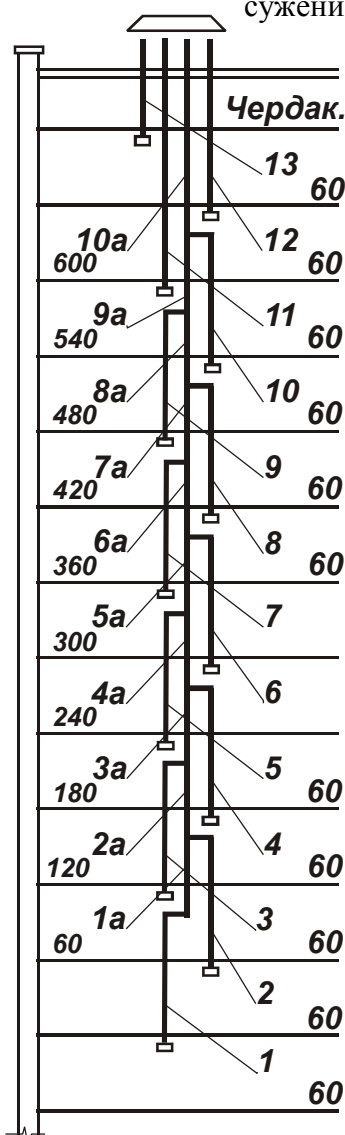
	5	0,009	0,77	1,54	1,86	2,31	2,78
200x200	0	0,030	0,23	0,46	0,56	0,69	0,83
	1	0,027	0,26	0,52	0,62	0,77	0,93
	2	0,024	0,29	0,58	0,69	0,87	1,04
	3	0,021	0,33	0,66	0,79	0,99	1,19
	4	0,018	0,37	0,77	0,93	1,16	1,39
	5	0,015	0,46	0,92	1,11	1,39	1,67

Решение.

В представленной на рис. 5 схеме вентиляции 13 – ти этажного здания последние три этажа: 13 – й, 12 – й и 11 – й вентилируются индивидуальными каналами, диаметр которых определяется специальным расчётом. Часть здания с 1 – го по 10 – й этаж вентилируется системой каналов, состоящих из ответвлений, вентилирующих кухни, объединяющихся вертикальным сборным каналом, через который загрязнённый воздух удаляется в атмосферу.

Конструкция вентиляционного канала, положенная в основу вычисления коэффициентов местных сопротивлений на входе воздуха в канал: решётка вставляется в отверстие в стенке панели, размер отверстия равен минимальным размерам жалюзийной решётки. На уровне решётки в панели отформована камера в виде параллелепипеда, ширина равна минимальной ширине решётки, глубина равна диаметру канала, а высота – минимальной высоте решётки. Сверху имеется вход в канал круглого сечения в виде внезапного сужения, в зависимости от диаметра канала.

Местные сопротивления независимых каналов 13 – го, 12 – го и 11 – го этажей: вход в жалюзийную решётку $\zeta = 1,8$, отнесен к скорости в живом сечении решётки; колено; внезапное сужение, вытяжной зонт.



Ответвления ниже лежащих этажей имеют сопротивления: : вход в жалюзийную решётку $\zeta = 1,8$, отнесен к скорости в живом сечении; колено; внезапное сужение, колено, тройник на ответвлении. Коэффициент местного сопротивления участка 10а вертикального сборного канала – зонт. Прочих участков вертикального сборного канала – тройник на проход.

12 эт . В примере приняты следующие названия и обозначения элементов тройников:

- 11 эт • участок сборного вертикального канала **после** слияния потоков -- «ствол»; маркируется номером соответствующего участка вертикального сборного канала.
- 10 эт • участок сборного вертикального канала **до** слияния потоков -- «проход»; маркируется номером соответствующего участка сборного воздуховода;
- 9 эт • участок ответвления, присоединённый к вертикальному сборному каналу – «ответвление, маркируется номером ответвления.

Тройнику в целом присваивается цифровое обозначение в последовательности: «ствол – проход – ответвление». Например, при подборе сечений каналов, обслуживающих 10 – й этаж, тройник расчётного направления для ответвления будет обозначен как **10а-9а-10**, для 9 – го этажа – **9а-8а-9** и т.д.

Аэродинамический расчёт каналов системы состоит из 2 – х частей: определение диаметров индивидуальных

1 эт

каналов 13 – го, 12 – го и 11 – й, затем – прочей ниже расположенной части здания.

Результаты расчёта индивидуальных каналов.

Вычисляем диаметры индивидуальных каналов 13 – го, 12 – го и 11 – го этажей.

Этаж 13. Расстояние от оси решётки до устья шахты $H = 0,3 + 0,3 + 3,0 = 3,6$ м. Расчётное гравитационное давление. $\Delta p = g \cdot H \cdot (\rho_{+5} - \rho_{+18}) = 9,81 \cdot 3,6 \cdot (1,27 - 1,213) = 2,013$ Па.

Вытяжная решётка 200х200 мм без вкладыша, живое сечение $0,03 \text{ м}^2$, диаметр канала 155 мм. Канал выполняется индивидуально, вне вентиляционной панели. Запас давления – 2,56%.

Этаж 12. Расстояние от оси решётки до устья шахты $H = 0,3 + 0,3 + 3,0 + (0,3 + 2,7) = 6,6$ м. Расчётное гравитационное давление $\Delta p = 9,81 \cdot 6,6 \cdot (1,27 - 1,213) = 3,69$ Па. Вытяжная решётка 200*200 мм с вкладышем

Рис. 5. Схема вытяжной гравитационной

системы вентиляции с вертикальным

сборным каналом

№2, живое сечение $0,024 \text{ м}^2$, диаметр канала 140 мм. Запас давления – (-1,03)%.

Этаж 11. Расстояние от оси решётки до устья шахты $H = 0,3 + 0,3 + 3,0 + 2 \cdot (0,3 + 2,7) = 9,6$ м. Расчётное гравитационное давление. $\Delta p = 9,81 \cdot 9,6 \cdot (1,27 - 1,213) = 5,368$ Па. Вытяжная решётка 200х200 мм с вкладышем №2, живое сечение $0,024 \text{ м}^2$, диаметр канала 135 мм. Запас давления – 4,53%.

Результаты расчёта ответвлений и участков вертикального сборного канала.

Длина участка сборного вертикального канала от точки присоединения ответвления 10 до устья: $3,0 + 0,3 + 2,7 + 0,3 + 1,0 = 7,3$ м. Для нижележащих этажей длина участка, обслуживающего один этаж сборного вертикального канала -- 3,0 м.

Результаты аэродинамического расчёта представлены в таблице 7 и тексте.

Прирост расчетного давления для каждого последующего нижележащего этажа равен:

$$\Delta p = 9,81 \cdot 3,0 \cdot (1,27 - 1,213) = 1,6775 \text{ Па}$$

Этаж 10.

Разность отметок центра вытяжной вентиляционной решётки и устья сборного вертикального канала $H = 0,3 + 0,3 + 3,0 + 3 \cdot (0,3 + 2,7) = 12,6$ м. Расчётное гравитационное давление: $\Delta p = 9,81 \cdot 12,6 \cdot (1,27 - 1,213) = 7,04554$ Па.

Диаметр ответвления 10 – 135 мм и решётка 120х200 мм без вкладыша и живым сечением $0,018 \text{ м}^2$. Тройник 10а-9а-10 «на ответвление».

Участок 10а. Сборный канал имеет размеры 200х600 мм или $0,12 \text{ м}^2$. Длина канала 7,3 м. Местное сопротивление – зонт.

Этаж 9.

Участки 9 и 9а в общей точке соединены параллельно с ответвлением 10. Поэтому расчётное давление равно потерям на участке 10 плюс потери в вытяжной решётке и дополнительное гравитационное давление:

$$0,929784 + 3,547712 + 1,6775 = 6,154996 \text{ Па}$$

Диаметр ответвления 9 – 135 мм и решётка 120х200 мм с вкладышем №3 и живым сечением $0,0125 \text{ м}^2$. Тройник 9а-8а-9 «на ответвление».

Участок 9а. Сборный канал имеет размеры 200х600 мм или $0,12 \text{ м}^2$. Длина канала 3 м. Расход воздуха в канале – $540 \text{ м}^3/\text{ч}$, местное сопротивление – тройник 10а-9а-10 «на проход».

Участок 8.

Участки 8 и 8а в общей точке соединены параллельно с ответвлением 9. Поэтому расчётное давление равно потерям на участке 9 плюс потери в вытяжной решётке и дополнительное гравитационное давление.

С целью аэродинамической увязки приходится заменить типоразмер вентиляционной панели. Диаметр ответвления 8 – 125 мм и решётка 120х200 мм с вкладышем №1 и живым сечением 0,0162 м². Тройник 8а-7а-8 «на ответвление».

Участок 8а. Сборный канал имеет размеры 200х400 мм или 0,08 м² Длина канала 3 м. Расход воздуха в канале – 480 м³/ч, местное сопротивление – тройник 9а-8а-9 «на проход». В связи с изменением поперечного сечения в новом типоразмере панели возникает новое местное сопротивление – внезапное расширение с 400х200 до 600х200.

Участок 7.

Участки 7 и 7а в общей точке соединены параллельно с ответвлением 8. Поэтому расчётное давление равно потерям на участке 8 плюс потери в вытяжной решётке и дополнительное гравитационное давление:

Диаметр ответвления 7 – 125 мм и решётка 120х200 мм с вкладышем №2 и живым сечением 0,0144 м². Тройник 7а-6а-7 «на ответвление».

Участок 7а. Сборный канал имеет размеры 200х400 мм или 0,08 м² Длина канала 3 м.

Расход воздуха в канале – 420 м³/ч, местное сопротивление – тройник 8а-7а-8 «на проход».

Участок 6.

Участки 6 и 6а в общей точке соединены параллельно с ответвлением 7. Поэтому расчётное давление равно потерям на участке 7 плюс потери в вытяжной решётке и дополнительное гравитационное давление:

Диаметр ответвления 6 – 125 мм и решётка 120х200 мм с вкладышем №3 и живым сечением 0,0125 м². Тройник 6а-5а-6 «на ответвление».

Участок 6а. Сборный канал имеет размеры 200х400 мм или 0,08 м² Длина канала 3 м.

Расход воздуха в канале – 360 м³/ч, местное сопротивление – тройник 7а-6а-7 «на проход».

Участок 5.

Участки 5 и 5а в общей точке соединены параллельно с ответвлением 6. Поэтому расчётное давление равно потерям на участке 6 плюс потери в вытяжной решётке и дополнительное гравитационное давление:

Диаметр ответвления 5 – 125 мм и решётка 120х200 мм с вкладышем №3 и живым сечением 0,0125 м². Тройник 5а-4а-5 «на ответвление».

Участок 5а. Сборный канал имеет размеры 200х400 мм или 0,08 м² Длина канала 3 м.

Расход воздуха в канале – 300 м³/ч, местное сопротивление – тройник 6а-5а-6 «на проход».

Участок 4.

Участки 4 и 4а в общей точке соединены параллельно с ответвлением 5. Поэтому расчётное давление равно потерям на участке 5 плюс потери в вытяжной решётке и дополнительное гравитационное давление:

Диаметр ответвления 4 – 125 мм и решётка 120х200 мм с вкладышем №4 и живым сечением 0,0108 м². Тройник 4а-3а-4 «на ответвление».

Участок 4а. Сборный канал имеет размеры 200х400 мм или 0,08 м² Длина канала 3 м.

Расход воздуха в канале – 240 м³/ч, местное сопротивление – тройник 5а-4а-5 «на проход».

Участок 3.

С целью аэродинамической увязки каналов нижележащих этажей заменим типоразмер вентиляционной панели с сборным коробом 200х200 мм и диаметром канала ответвления 120 мм.

Участки 3 и 3а в общей точке соединены параллельно с ответвлением 4. Поэтому расчётное давление равно потерям на участке 4 плюс потери в вытяжной решётке и дополнительное гравитационное давление:

Диаметр ответвления 3 – 120 мм и решётка 120х200 мм с вкладышем №2 и живым сечением 0,0144 м². Тройник 3а-2а-3 «на ответвление».

Участок 3а. Сборный канал имеет размеры 200х200 мм или 0,04 м². Длина канала 3 м.

Расход воздуха в канале – 180 м³/ч, местное сопротивление – тройник 4а-3а-4 «на проход» и внезапное расширение с 200х200 на 200х400 мм.

Участок 2.

Участки 2 и 2а в общей точке соединены параллельно с ответвлением 3. Поэтому расчётное давление равно потерям на участке 3 плюс потери в вытяжной решётке и дополнительное гравиационное давление:

Диаметр ответвления 2 – 120 мм и решётка 120x200 мм с вкладышем №2 и живым сечением 0,0144 м². Тройник 2а-1а-2 «на ответвление».

Участок 2а. Сборный канал имеет размеры 200x200 мм или 0,04 м² Длина канала 3 м.

Расход воздуха в канале – 120 м³/ч, местное сопротивление – тройник 3а-2а-3 «на проход».

Участок 1.

Ответвление присоединяется к вертикальному каналу. В месте присоединения имеется колено с острыми кромками и внезапное расширение.

Диаметр ответвления 1 – 120 мм и решётка 120x200 мм с вкладышем №4 и живым сечением 0,0108 м².

Участок 1а. Сборный канал имеет размеры 200x200 мм или 0,04 м² Длина канала 3 м. Расход воздуха в канале – 60 м³/ч, местное сопротивление – тройник на проход, внезапное расширение. По результатам расчёта для вентилирования 10 – ти этажей здания необходимо применить 3 типоразмера вентиляционных панелей:

- сечение вертикального сборного канала 600x200 мм и ответвление диаметром 135 мм для 10 и 9 – го этажей;
- сечение вертикального сборного канала 400x200 мм и ответвление диаметром 125 мм для вентиляции части здания с 8 – го по 4 – й этаж;
- сечение вертикального сборного канала 200x200 мм и ответвление диаметром 120 мм для вентиляции части здания с 3 – го по 1 – й этаж;

Результаты расчёта представлены в таблице 7. Коэффициенты местного сопротивления участков в таблице 8.

Воздухонагреватели (калориферы).**Последовательность подбора воздухонагревателя с теплоносителем «вода».**

1.Определение необходимой площади фронтального сечения калориферной группы:

$$f_{\text{фр.}} = \frac{L \rho_e}{3600(v\rho)}$$

L – объёмный часовой расход воздуха, м³/час;

ρ_e – плотность воздуха, кг/м³;

$v\rho$ – массовая скорость движения воздуха в фронтальном сечении, кг/(сек.м²), принимается в пределах 4....5 кг/м²/с.;

По величине $f_{\text{фр}}$ подбираются тип и типоразмер калорифера с площадью фронта, ближайшей к вычисленному значению. При больших расходах воздуха приходится устанавливать параллельно несколько калориферов в количестве $n_{\text{фр.}}$. В результате становится известной фактическая площадь фронтального сечения $f_{\text{фр.}}^{\text{факт.}}$. К параллельной установке нескольких калориферов малого размера приходится прибегать с целью получения необходимой величины запаса поверхности нагрева.

2. Вычисляется фактическая величина массовой скорости для принятой площади фронтального сечения $f_{фр}^{факт}$

$$\cdot (v\rho)_{факт.} \frac{L\rho_v}{3600 f_{фр.}^{факт.}}$$

3. Расход теплоты для нагревания воздуха

$$Q' = G c (t_k - t_n)$$

или

$$Q = 0,278 Q'$$

где Q' - расход тепла для нагревания воздуха. кДж/ч; Q - то же, Вт; 0.278 - коэффициент перевода кДж/ч в Вт; G - массовое количество нагреваемого воздуха, кг/ч, равное $L\rho$ [здесь L - объемное количество нагреваемого воздуха. м³/ час; ρ - плотность воздуха (при температуре t_k). кг/м³; c — удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг °С) t_k - температура воздуха после калорифера, °С; t_n - температура воздуха до калорифера, °С.

4. Расход теплоносителя через калорифер или группу калориферов, кг/час:

$$G_w = \frac{Q'}{c_w (t_z - t_0)}$$

c_w — удельная теплоёмкость воды, кДж/кг °С;

t_z и t_0 параметры теплоносителя, °С.

5. Скорость движения воды по трубкам калорифера, м/сек:

$$w = \frac{G_w}{3600 \rho_w f_{мп.}}$$

ρ_w — плотность воды в калориферной группе, для расчётных параметров (150-70) °С составляет 951 кг/м³, что соответствует средней температуре теплоносителя в 110 °С.

$f_{мп}$ — площадь живого сечения трубок одного хода калорифера, м².

Комментарий. Следует иметь в виду, что формула для скорости в калорифере определяет скорость движения теплоносителя по трубкам при последовательном протекании теплоносителя через каждый калорифер группы. В случае иной схемы обвязки, при параллельном присоединении к трубопроводу хотя бы части приборов калориферной группы величина живого сечения трубок калорифера может составить $2 f_{тр}$ и более, что приведёт к снижению скорости воды. Не следует также стремиться увеличивать скорость движения теплоносителя по трубкам более 0,2 м/с. Превышение этого предела не приводит к заметному увеличению коэффициента теплопередачи, но гидравлическое сопротивление возрастает значительно.

6. Вычисляется коэффициент теплопередачи калорифера по соответствующей формуле или принимается по таблице.

7. Необходимая площадь поверхности нагрева калориферной группы, м², определяется по формуле:

$$F_{мп.} = \frac{(1,1-1,2) Q}{K (t_{ср.м.} - t_{ср.в.})}$$

где Q - расход тепла для нагревания воздуха. Вт; K - коэффициент теплопередачи калорифера. Вт/(м² °К); $t_{ср.м.}$ - средняя температура теплоносителя, °С; $t_{ср.в.}$ - средняя температура нагреваемого воздуха, проходящего через калорифер. °С, равная $(t_n + t_k)/2$.

Если теплоносителем служит пар, то средняя температура теплоносителя $t_{\text{ср.т}}$ равна температуре насыщения при соответствующем давлении пара.

Коэффициент запаса 1,1 - 1,2 учитывает потери тепла вследствие охлаждения воздуха в воздуховодах.

7. Количество калориферов в калориферной группе определяется из соотношения:

$$N_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} / F_{\text{к}}$$

$F_{\text{к}}$ – поверхность нагрева одного калорифера, м^2

Комментарий. Величина $N_{\text{тр}}$ округляется до целого числа, но общее количество калориферов в группе $N_{\text{факт}}$ должно быть кратным количеству калориферов, установленных по фронту, $n_{\text{фр}}$. Поэтому фактическое количество калориферов может быть равным: $1n_{\text{фр}}$; $2n_{\text{фр}}$ и т.д. Указанное условие обеспечивает одинаковое аэродинамическое сопротивление калориферной группы по фронту и одинаковую нагрузку по воздуху каждого калорифера. С этой же целью, не следует монтировать в одной калориферной группе калориферы различных типов, аэродинамическое сопротивление которых может быть различным.

8. Вычисляется фактическая тепловая производительность калориферной группы:

$$Q_{\text{факт}} = K' (t_{\text{ср.т}} - t_{\text{ср.в}}) N_{\text{факт}} F_{\text{к}}$$

$$Q_{\text{факт}} = K (t_{\text{ср.т}} - t_{\text{ср.в}}) N_{\text{факт}} F_{\text{к}}$$

K' и K – коэффициенты теплопередачи калориферов, соответственно, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C})$ и $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

9. Необходимо иметь запас фактической тепловой производительности в размере (10 – 15)%, который вычисляется как

$$\frac{Q' - Q_{\text{факт}}}{Q'} \times 100$$

10. Вычисляется величина аэродинамических потерь в калориферной группе как:

$$\Delta p_{\text{вр.гр}} = B (v_{\text{р}})^q n$$

n – количество рядов калориферов по ходу движения воздуха.

11. Вычисляется гидравлическое сопротивление группы последовательно соединённых по теплоносителю калориферов:

$$\Delta p_{\text{w,m}} = C (w)^s m$$

m – количество последовательно соединённых калориферов, через которые проходит поток теплоносителя.

Отдельные калориферы соединяются друг с другом трубопроводами, которые могут иметь местные сопротивления, поэтому сопротивление калориферной группы складывается из гидравлических потерь в калориферах $\Delta p_{\text{w,m}}$ и гидравлического сопротивления обвязки $\Sigma(Rl + z)$

обвязки

$$\Delta p_{\text{группы}} = \Delta p_{\text{w,m}} + \Sigma(Rl + z)_{\text{обвязки}}$$

Пример 3. Подобрать калориферную установку для нагревания $46000 \text{ м}^3/\text{час}$ для следующих условий: расчётная температура наружного воздуха по параметрам Б – $t_{\text{г}} = -28^\circ\text{C}$, темпера-

тура притока $t_{\text{приток}} = +20^\circ\text{C}$; теплоноситель – перегретая вода с $t_z = 150^\circ\text{C}$ и $t_o = 70^\circ\text{C}$. Вентилятор установлен после калориферной группы. Поэтому плотность воздуха может быть принята равной $1,2 \text{ кг/м}^3$

1. Задавшись массовой скоростью, равной $4,5 \text{ кг/(сек} \cdot \text{м}^2)$, определяем необходимую площадь фронтального сечения калориферной группы:

$$f_{\text{фр}}^{\text{мп}} = \frac{\rho L}{3600(v\rho)} = \frac{1,2 \cdot 46000}{3600 \cdot 4,5} = 3,407 \text{ м}^2$$

2. Принимаем к установке 2 калорифера по фронту стальных, пластинчатых марки КВБ – П – 01УЗ, имеющему теплоотдающую поверхность $F_k = 78,8 \text{ м}^2$, площадью фронтального сечения $f_{\text{фр}} = 1,668 \text{ м}^2$, площадью поперечного сечения трубок для прохода теплоносителя $f_{\text{мп}} = 0,0032 \text{ м}^2$.

3. Определяем фактическую массовую скорость в калориферной группе, приняв к установке 2 калорифера по фронту:

$$v\rho = \frac{\rho \cdot L}{3600 \cdot n_{\text{фр}} f_{\text{фр}}} = \frac{1,2 \cdot 46000}{3600 \cdot 2 \cdot 1,668} = 4,596 \text{ кг/м}^2 \text{ сек}$$

4. Расход теплоты для подогрева воздуха:

$$Q' = 46000 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (20 + 28) = 2662848 \text{ кДж/час,}$$

$$Q = 0,278 \cdot 2662848 = 740271,7 \text{ Вт.}$$

5. Расход теплофикационной воды, кг/час:

$$G = \frac{Q'}{c_w \cdot (T_z - T_o)} = \frac{2662848}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 7949,7$$

6. Принимаем параллельное соединение калориферов по теплоносителю, что обеспечит одинаковую среднюю температуру теплоносителя в каждом из калориферов. Скорость воды в трубках калориферов при условии параллельного соединения калориферов по воде и средней плотности воды 951 кг/м^3 :

$$w = \frac{G}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_{\text{хода}}} = \frac{7949,75}{3600 \cdot 951 \cdot 2 \cdot 0,0032} = 0,3628 \text{ м/сек}$$

7. Коэффициент теплопередачи калорифера

$$K = 26,9 \cdot 4,596^{0,405} \cdot 0,3628^{0,129} = 43,774 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

8. Требуемая поверхность нагрева:

$$F_{\text{мп}} = \frac{Q}{K(T_{\text{теплоносит}}^{\text{ср}} - t_{\text{возд}}^{\text{ср}})} = \frac{740271,7}{43,774 \left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{20 + (-28)}{2} \right)} = 148,3 \text{ м}^2.$$

9. Принимаем к установке 2 калорифера по фронту и в 1 ряд по ходу движения воздуха с общей поверхностью нагрева

$$F_{\text{факт}} = 78,8 \cdot 2 = 157,6 \text{ м}^2.$$

10. Фактическая теплопроизводительность калориферной группы составит:

$$Q_{\text{факт}} = 43,774 \cdot 157,6 \cdot \left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{20 - 28}{2} \right) = 786461,2 \text{ Вт.}$$

11. Запас по теплопроизводительности составит:

$$\frac{786461,2 - 740271,7}{740271,7} \cdot 100 = 6,2\%.$$

что является вполне допустимой величиной.

12. Окончательно устанавливаются 2 калориферов КВБ – П – 01УЗ, последовательно в 1 ряд и параллельно по фронту 2 шт. Теплоноситель подводится параллельно к 2 калориферам, обеспечивая одинаковую среднюю температуру в них.

13. Аэродинамическое сопротивление калориферов при однорядной установке составляет

$$\Delta P = 7,76(v\rho)^{1,63} = 7,76 \cdot 4,596^{1,63} = 93,2 \text{ Па}$$

14. Гидравлическое сопротивление одного калорифера по данным таблицы 11.19 [3] при скорости воды в трубках 0,3628 м/с равно 2,153 кПа. К установке принято 2 калорифера, соединённых последовательно по воде, поэтому гидравлическое сопротивление группы воздухонагревателей составит 4,306 кПа.

Пример 4. Подобрать калориферную установку для нагревания 53600 м³/час для следующих условий: расчётная температура наружного воздуха по параметрам Б – $t_e = -35^\circ\text{C}$, температура притока $t_{\text{приток}} = +21^\circ\text{C}$; теплоноситель – перегретая вода с $t_z = 150^\circ\text{C}$ и $t_o = 70^\circ\text{C}$. Вентилятор установлен после калориферной группы. Поэтому плотность воздуха может быть принята равной 1,2 кг/м³

Для калориферов выбранного типа данные о коэффициентах теплопередачи, аэродинамическом и гидравлическом сопротивлении справочная литература приводит в табличной форме.

1. Задавшись массовой скоростью, равной 4,5 кг/(сек · м²), определяем необходимую площадь фронтального сечения калориферной группы:

$$f_{\text{фр}}^{\text{мп}} = \frac{\rho L}{3600(v\rho)} = \frac{1,2 \cdot 53600}{3600 \cdot 4,5} = 3,97 \text{ м}^2$$

2. Принимаем к установке биметаллические со спирально – накатным оребрением калориферы марки КСкЗ – 10 – 02АХЛЗ в количестве 6 – ти штук по фронту, имеющему теплоотдающую поверхность $F_k = 28,66 \text{ м}^2$, площадь фронтального сечения $f_{\text{фр}} = 0,581 \text{ м}^2$, площадью поперечного сечения трубок для прохода теплоносителя $f_{\text{мп}} = 0,000846 \text{ м}^2$.

3. Определяем фактическую массовую скорость в калориферной группе, приняв к установке 2 калорифера по фронту:

$$v\rho = \frac{\rho \cdot L}{3600 \cdot n_{\text{фр}} f_{\text{фр}}} = \frac{1,2 \cdot 53600}{3600 \cdot 6 \cdot 0,581} = 5,125 \text{ кг/м}^2 \text{ сек}$$

4. Расход теплоты для подогрева воздуха:

$$Q' = 53600 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (21 + 35) = 3684571 \text{ кДж/час},$$

$$Q = 0,278 \cdot 2662848 = 1024310,8 \text{ Вт}.$$

5. Расход теплофикационной воды, кг/час:

$$G = \frac{Q'}{c_w \cdot (T_z - T_o)} = \frac{3684571}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 11000 \text{ кг/ч}$$

6. Принимаем параллельное соединение калориферов размещённых по фронту по теплоносителю, что обеспечит одинаковую среднюю температуру теплоносителя в каждом из калориферов. Скорость воды в трубках калориферов при условии параллельного соединения калориферов по воде и средней плотности воды 951 кг/м³:

$$w = \frac{G}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_{\text{хода}}} = \frac{11000}{3600 \cdot 951 \cdot 6 \cdot 0,000846} = 0,633 \text{ м/сек}$$

7. Коэффициент теплопередачи калорифера по данным таблицы II.7 составляет $55,09 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

8. Требуемая поверхность нагрева:

$$F_{тр} = \frac{Q}{K(T_{теплоносит}^{cp} - t_{возд}^{cp})} = \frac{1024310,8}{55,09 \left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{21 + (-35)}{2} \right)} = 158,9 \text{ м}^2.$$

9. Принимаем к установке 6 калориферов по фронту и в 1 ряд по ходу движения воздуха с общей поверхностью нагрева

$$F_{факт} = 28,66 \cdot 6 = 171,96 \text{ м}^2.$$

10. Фактическая теплопроизводительность калориферной группы составит:

$$Q_{факт} = 55,09 \cdot 171,96 \cdot \left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{20 - 35}{2} \right) = 1108373,3 \text{ Вт}.$$

11. Запас по теплопроизводительности составит:

$$\frac{1108373,3 - 1024310,8}{1024310,8} \cdot 100 = 8,2\%.$$

что является вполне допустимой величиной.

12. Окончательно устанавливаются 6 калориферов КСкЗ – 10 – 02АХЛЗ, последовательно в 1 ряд и параллельно по фронту 6 шт. Теплоноситель подводится параллельно к 6 калориферам, обеспечивая одинаковую среднюю температуру в калориферах.

13. Аэродинамическое сопротивление калориферов при однорядной установке по таблице II.7 [3] составляет

$$\Delta P = 140,8 \text{ Па}$$

14. Гидравлическое сопротивление одиночного калорифера, кПа, согласно таблицы II.8 [3] равно 6,6 кПа. Полное сопротивление обвязки равно приведенному сопротивлению одиночного калорифера плюс сопротивление сети трубопроводов, подводящего теплоноситель к калориферам с установленной на нём запорно – регулирующей температурой.

Пример 5.

Исходные данные. Определить количество ячеек фильтра типа ФяРБ, которое необходимо установить в приточную камеру для очистки приточного воздуха в объёме $12900 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Решение.

1. Определяем требуемое количество ячеек, исходя из номинальной производительности:

$$n = \frac{L}{L_{расч}} = \frac{12900}{1540} = 8,4$$

2. Фактическое, принимаемое к установке количество ячеек должно соответствовать конструкции панели, в которую они должны быть установлены. Панель типа Ус39А3 позволяет установить 9 ячеек (3х3). Окончательно принимаем к установке 9 ячеек фильтра ФяРБ и панель Ус39А3.

Аналогично с вышеизложенным определяется количество панелей фильтра сверхтонкой очистки ФяЛ и других фильтров ячейкового типа.

Комментарий. Не следует экономить на количестве ячеек фильтров, увеличение их количества позволит увеличить время между двумя регенерациями.

- тройник на проход;
- поворот на 90° с острыми углами;
- потери по длине;

участок 5

- разветвление;
- поворот на 90° с острыми углами;
- потери по длине;

участок 6

- поворот с закруглёнными углами;
- потери по длине.

Пояснения к пункту 1 таблицы акустического расчёта.

Распределение уровней звукового давления по расчётным среднегеометрическим частотам производится с помощью формулы:

$$L_{p, \text{окт}} = (L_{\text{вв}} + 20 \lg p_v + 10 \lg Q + \delta) - \Delta L_1 + \Delta L_2$$

$L_{\text{вв}}$ -- отвлечённый уровень шума, дБ, зависящий от типа и конструкции вентилятора; δ -- поправка на увеличение шумности вентилятора при отклонении его фактического КПД от максимального. По условиям задачи вентилятор работает с максимальным значением коэффициента полезного действия, поэтому поправка $\delta = 0$.

По условиям примера приточная камера оборудуется вентилятором В.Ц4-75 №12,5, поэтому величина характеристики $L_{\text{вв}} = 33$ дБ. Поскольку вычисления производятся в таблице, удобно сначала вычислить часть формулы, содержащуюся в скобках, внести её во все колонки расчётной таблицы, туда же поместить величины ΔL_1 и ΔL_2 , а затем произвести окончательные расчёты.

1. Октавный уровень звуковой мощности, излучаемый в приточный воздуховод нагнетательным отверстием вентилятора.

$$L_p = \dot{L} + 20 \lg p_v + 10 \lg Q + \delta$$

Согласно табл. 12.2 с.254 [2] для нагнетательного отверстия $\dot{L} = 30$; поскольку вентилятор работает с максимальным коэффициентом полезного действия, $\eta = \eta_{\text{макс.}}$, то $\delta = 0$.

$$L_p = 30 + 20 \lg 1400 + 10 \lg (52800/3600) = 103,94 \text{ дБ.}$$

2. Значение L_p должно быть преобразовано в значения уровней звуковой мощности по расчётным среднегеометрическим частотам октавной полосы. Этой цели служат поправки ΔL_1 и ΔL_2 . Расчёт уровней звукового давления для расчётных среднегеометрических частот производится по формуле:

$$L_{p, \text{окт}} = L_p - \Delta L_1 + \Delta L_2$$

ΔL_1 -- поправка, учитывающая распределение звуковой мощности вентилятора по октавным полосам частот в зависимости от типа вентилятора и частоты вращения его рабочего колеса, дБ; принимается по данным табл. 12.3.

В примере подача воздуха производится вентилятором В.Ц 4-75 № 12,5 с частотой вращения 800 об/мин.

ΔL_2 -- поправка, учитывающая акустическое влияние присоединения воздуховода к вентилятору и определяемая по табл. 12.4.

В рассматриваемом примере приточный воздуховод присоединяется к выхлопному отверстию вентилятора В.Ц4-76 №12,5, имеющего размеры 875х875 мм. Согласно пояснений к таблице 12.4 поправки выбираются в зависимости от корня квадратного из площади поперечного сечения воздуховода, присоединённого в выхлопному отверстию вентилятора. Действующими нормами предписывается проводить акустический расчёт по 9 –ти среднегеометрическим октавным полосам. Но в существующей справочно – нормативной литературе ΔL_1 и ΔL_2 , данные по шумоглушителям приведены только для 8 – ми октавных полос, поэтому расчёт выполнен для этого случая.

2. Пояснения к пункту 2 таблицы акустического расчёта.

Человек сформировался в условиях воздействия звуковой среды, поэтому после установки шумоглушителя некоторый уровень звукового давления в помещении должен оставаться. Величина допустимого уровня звукового давления зависит от назначения помещения и приведена в таблице 12.1 [2].

Если бы сеть воздуховодов, по которой воздух подаётся в помещение, отсутствовала или была незначительной потяжённости, расчётные уровни звукового давления по расчётным среднегеометрическим частотам для подбора шумоглушителя равнялись бы разности уровня звукового давления вентилятора и расчётных уровней звукового давления в помещении. Но в нашем случае сеть воздуховодов имеется, и в ней происходит гашение звукового давления: на прямых участках, в плавных поворотах, в тройниках. Звук отражается от жалюзийной решетки или открытого приточного отверстия, гасится в помещении вследствие рассеивания пропорционально квадрату расстояния от центра решётки до расчётной точки и поглощения звукового давления ограждающими конструкциями, мебелью и т.д.

2. Пояснения к пункту 3 таблицы акустического расчёта.

Участок 21.

Снижение уровня звукового давления в результате отражения звука, в нашем случае, от воздухораспределителя определяется по данным таблицы 12.18 в зависимости от величины корня квадратного из площади поперечного сечения воздуховода или решётки. В примере воздух в помещение подаётся через решётку РР – 3 размером 200х200 мм. Потери по октавным уровням выбираем из таблицы 12.18 по строке, соответствующей 200 мм.

Снижение уровня звукового давления в поворотах происходит путём отражения звука и до и после поворота. В качестве определяющего размера воздуховода принимается размер стороны воздуховода, относительно которой происходит изгиб. Согласно приведенного рисунка на участке 21 такой стороной являются 350 мм. Значения затухания для воздуховода приходится определять интерполяцией в графе «До и после поворота».

Участок 22.

Снижение уровня звукового давления по длине воздуховода. В дополнение к рассмотренным случаям, на участке 22 имеют место потери вследствие генерирования звуковыми волнами вибрации стенок металлических воздуховодов. Потери определяются по таблице 12.14 по величине гидравлического диаметра. В нашем случае в этом повороте происходит изменение поперечного сечения воздуховода, которое не учитываем и для примера определяем его по поперечному сечению на входе в вертикальный канал:

$$d_v = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 350 \cdot 320}{350 + 320} = 334,3 \text{ мм}$$

Снижение уровня звукового давления в тройнике учитывается лишь в ответвлении. Поскольку тройник главного расчётного направления работает на проход, потери звукового давления принимаются равными нулю.

Снижение уровня звукового давления в месте внезапного сужения или расширения поперечного сечения воздуховода зависит от критического размера сечения воздуховода по направлению движения воздуха и отношения F_1/F_2 . F_1 и F_2 поперечные сечения воздуховода по направлению распространения звука. В нашем случае

$$m_n = \frac{F_1}{F_2} = \frac{350 \cdot 500}{350 \cdot 320} = 1,563$$

Предельные значения критического размера представлены в таблице 12.17, принимаются по большему размеру 1 – го сечения воздуховода по ходу распространения звука. В нашем примере – 500 мм.

Сопоставляя это значение с величинами, представленными в таблице 12.17, получим, что для среднегеометрических частот октавных полос 63, 125, 250, 500 дБ оно меньше критического и должно определяться по формуле 12.17:

$$\Delta L_p = 10 \lg \frac{(m_n + 1)^2}{4m_n}$$

Проведя вычисления, получим для указанных выше частот – 0,215 дБ

Для частот 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц – по формуле 12.19, так как $m_n > 1$:

$$\Delta L_p = 10 \lg m_n$$

Потери уровня звукового давления 4,09 дБ.

Участок 19.

Выполнен из металла. Тройник работает на проход, поэтому потери звукового давления в нём не учитываются. Имеются небольшие потери вследствие вибрации стенок воздуховода.

Участок 5.

Выполнен из металла, имеют место потери по длине и в боковом ответвлении тройника. Гидравлический диаметр равен 888,9 мм

На входе в участок по ходу распространения звуковых волн имеется тройник, в котором происходит гашение шума. Вычисления производятся по формуле:

$$\Delta L_p = 10 \lg \left[\frac{\Sigma F_{oms,i} (m_n + 1)^2}{F_{oms,i} \cdot 4m_n} \right]$$

Величины, входящие в формулу:

F – площадь поперечного сечения ответвления $0,35 \times 0,5 = 0,175 \text{ м}^2$

$F_{отв,i}$ – площадь поперечного сечения на входе в тройник $0,8 \times 1 = 0,8 \text{ м}^2$

$\Sigma F_{отв,i}$ – площадь поперечного сечения всех сечений тройника: $0,45 \times 0,6 + 0,8 + 0,175 = 1,245 \text{ м}^2$

Величина m_n равна: $m_n = \frac{F}{\Sigma F_{oms,i}} = \frac{0,175}{1,245} = 0,14$. Вычисляем потерю уровня звукового давления:

$$\Delta L_p = 10 \lg \left[\frac{\Sigma F_{oms,i} (m_n + 1)^2}{F_{oms,i} \cdot 4m_n} \right] = 10 \lg \frac{1,245 \cdot (0,14 + 1)^2}{0,8 \cdot 4 \cdot 0,14} = 5,577 \text{ дБ}$$

Поскольку воздушный поток поворачивает на 90 градусов, дополнительно учитываются потери в прямоугольном повороте 350х500

Участок 6.

Величины, входящие в формулу:

F – площадь поперечного сечения ответвления $0,8 \times 1 = 0,8 \text{ м}^2$

$F_{\text{отв.}i}$ – площадь поперечного сечения на входе в тройник $1,25 \times 1,25 = 1,563 \text{ м}^2$

$\Sigma F_{\text{отв.}i}$ – площадь поперечного сечения всех сечений тройника: $0,8 + 0,8 + 1,563 = 3,163 \text{ м}^2$

Величина m_n равна:
$$m_n = \frac{F}{\Sigma F_{\text{отв.}i}} = \frac{0,8}{3,163} = 0,253.$$

Вычисляем потерю уровня звукового давления:

$$\Delta L_p = 10 \lg \left[\frac{\Sigma F_{\text{отв.}i} (m_n + 1)^2}{F_{\text{отв.}i} \cdot 4 m_n} \right] = 10 \lg \frac{3,163 \cdot (0,253 + 1)^2}{1,563 \cdot 4 \cdot 0,253} = 3,14 \text{ дБ}$$

Поскольку воздушный поток поворачивает на 90 градусов, дополнительно учитываются потери в прямоугольном повороте 1250x1250.

Потери звукового давления на 1 п.м. шумоглушителя по табл. 17.16 Справочника проектировщика 1977 г. для различных октавных полос.

Толщина средней пластины 400 мм и расстояние между пластинами 400 мм, эффект шумоглушения 1 п.м.:

63 дБ – 2,5 дБ/п.м.

125 – 6,5 дБ/п.м.

250 – 11,0 дБ/п.м.

500 – 11,5 дБ/п.м.

1000 – 10,5 дБ/п.м.

2000 – 8,0 дБ/п.м.

4000 – 7,0 дБ/п.м.

8000 – 7,0 дБ/п.м.

Требуемая длина шумоглушителя для среднегеометрических частот октавных полос:

63 дБ $12,728/2,5 = 5,1 \text{ м}$

125 дБ $27,367/6,5 = 4,21 \text{ м}$

250 дБ $33,139/11 = 3,01 \text{ м}$

500 дБ $27,568/11,5 = 2,4 \text{ м}$

1000 дБ $16,929/10,5 = 1,61 \text{ м}$

2000 дБ $13,929/8 = 1,74 \text{ м}$

4000 дБ $9,929/7 = 1,42 \text{ м}$

8000 дБ $7,929/7 = 1,13 \text{ м}$

Принимаем к установке пластинчатый шумоглушитель из пластин толщиной 400 мм и расстоянием между пластинами 400 мм.

ПУСКОНАЛАДОЧНЫЕ РАБОТЫ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Основные положения

После выполнения монтажных работ происходит сдача вентиляционных систем заказчику для их последующей эксплуатации, оформляемая соответствующими документами. Сдаче в эксплуатацию предшествует *обкатка* смонтированных систем, *технические испытания* с целью определения фактических параметров их работы и *наладка*, имеющая целью обеспечить проектные параметры работы или требуемый санитарно-гигиенический эффект в вентилируемых помещениях. В случае приемки вновь смонти-

рованных систем испытания поводят после окончания монтажно-строительных и отделочных работ до установки или при частичном монтаже технологического оборудования. Эти работы проводятся также после капитального ремонта вентиляционных систем, при котором производится частичная или полная замена воздуховодов и вентиляционного оборудования.

Обкатка должна подтвердить работоспособность смонтированных систем, отсутствие в них дефектов. Проводится визуальный осмотр воздуховодов, проверяется соответствие смонтированных систем запроектированным. При обкатке вентиляторных агрегатов подлежат проверке отсутствие задевания колесом кожуха на малых оборотах и при рабочей частоте вращения, соответствие фактического напряжения по фазам электродвигателей номинальному. По результатам обкатки составляются акты на сеть воздуховодов, смонтированное вентиляционное оборудование и выполненные работы по обкатке. Эти документы являются основанием для поведения следующего этапа работ: техническим испытаниям и наладке, которые могут производиться либо соответствующим отделом фирмы, производившей проектные и монтажные работы, либо могут быть переданы специализированной организации.

Технические испытания подразделяются на *обычные и испытания на обеспечение расчетных параметров воздуха в помещении* в течение года. Обычными испытаниями выявляют соответствие фактических параметров работы систем проектным показателям: фактическую тепловую производительность калориферов, ее соответствие проектным данным, обеспечение системами притока и вытяжки в обслуживаемые помещения в соответствии с проектом. Испытания на обеспечение расчетных параметров воздуха в помещении определяют способность смонтированных систем обеспечивать расчетные параметры воздушной среды в обслуживаемых помещениях в пределах всего расчетного диапазона температур наружного воздуха. Обычные испытания проводят всегда перед сдачей систем в эксплуатацию. Испытания на обеспечение расчетных параметров воздуха производят для помещений с высокими требованиями к параметрам воздушной среды, преимущественно кондиционируемым. В помещениях производственных предприятий подобные испытания производятся в случае, если отклонения параметров внутреннего воздуха от расчетных приводит невозможности получения продукции необходимого качества.

Если вентиляционные системы не обеспечивают проектных показателей работы, производится их наладка. По окончании наладки составляются технические паспорта на каждую вентиляционную установку, которые вместе с рабочими чертежами и другой необходимой документацией передаются заказчику.

Испытания вентиляционного агрегата заключаются в определении величины подачи, полного давления и частоты вращения рабочего колеса вентилятора.

Подача вентилятора - расход перемещаемого воздуха - определяется как средняя величина расходов на всасывании и нагнетании.

$$L_{cp} = \frac{L_{вс} + L_{наг}}{2}. \quad (21.1)$$

Для определения *расхода воздуха* в воздуховоде выбирают прямой участок постоянного сечения, отстоящий от ближайшего местного сопротивления на расстоянии не менее 8-ми калибров от ближайшего местного сопротивления.

Полное давление, развиваемое вентилятором, определяется как разность полных давлений после вентилятора (нагнетание) и до вентилятора (всасывание):

$$P_n = P_{n,наг} - P_{n,всас}. \quad (21.2)$$

Частота вращения электродвигателей и рабочего колеса вентилятора определяют тахометром.

При испытании *калориферов* определяют их действительную тепловую мощность, расход нагреваемого воздуха, разность температур воздуха до и после калорифера и его аэродинамическое сопротивление. Действительная тепловая производительность калориферов по результатам натурных испытаний определяется по формулам:

$$Q' = c_e G (t_k - t_n), \quad (21.3)$$

$$Q = 0,278 Q',$$

где Q' - теплопроизводительность калорифера, кДж/ч; Q - то же, Вт; G - массовый расход воздуха, кг/ч; c_e - удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); t_k - температура воздуха, выходящего из калорифера, °С; t_n - температура воздуха (холодного) перед калорифером, °С.

Аэродинамическое сопротивление калорифера определяется как разность статических давлений до и после калорифера.

При испытании *фильтров* и *пылеуловителей* определяется расход очищаемого воздуха, эффективность и аэродинамическое сопротивление, а также *фактическую воздушную нагрузку* на единицу площади фильтрующей поверхности.

Фактическая удельная нагрузка $L_{уд}^{факт}$, м³/ч на 1 м², равна:

$$L_{уд}^{факт} = \frac{L_{очищ}}{A_{фильтр}}, \quad (21.4)$$

где $L_{очищ}$ - расход очищаемого от пыли воздуха, м³/ч; $A_{фильтр}$ - площадь фильтрующей поверхности, м².

Эффективность E , %, равна процентному отношению разности концентраций частиц до C_n и после фильтра C_k к концентрации частиц до фильтра, мг/м³:

$$E = \frac{C_n - C_k}{C_n} \cdot 100, \quad (21.5)$$

Плотность смонтированной сети воздуховодов можно проверить сравнением фактической подачи воздуха вентилятором с суммой расходов по приточным или вытяжным устройствам. Если подача вентилятора превышает сумму расходов по этим устройствам, сеть воздуховодов или каналов не имеет надлежащей плотности. Этот дефект подлежит устранению.

Выполненные замеры часто свидетельствуют, что фактические параметры работы вентиляционных установок в той или иной степени не соответствуют проектным. Характерным является несоответствие величин объемов притока и вытяжки в отдельных помещениях проектным значениям. Причины тому различные:

- несоответствие фактической характеристики вентилятора приведенной в каталоге;
- невозможность аэродинамической увязки ответвлений при помощи стандартных диаметров воздуховодов;
- ошибки в расчетах по подбору диаметров воздуховодов;
- несоответствия аэродинамических характеристик оборудования вентиляционных камер, приведенным в каталоге;
- в случае расчета систем при помощи компьютера причиной ошибок может быть применение некорректно составленных программ.

Сопоставление фактической подачи вентиляторов вентиляционных систем может привести к следующим результатам:

- 1) подача вентилятора соответствует проектной;
- 2) подача вентилятора меньше проектной;
- 3) подача вентилятора больше проектной.

В случае первого варианта приступают к непосредственному регулированию сети воздуховодов. Во втором случае перед регулировочными работами необходимо обеспечить равенство фактической подачи расчетной. Это можно сделать путем замены вентиляционного агрегата или увеличением частоты вращения рабочего колеса смонтированного вентилятора. Если вентагрегат имеет клиноременную передачу, шкив на валу электродвигателя заменяют на шкив большего диаметра. При этом надо иметь в виду, что увеличение потребляемой мощности возрастает в третьей степени относительно повышения частоты вращения рабочего колеса вентилятора и мощности установленного электродвигателя может оказаться недостаточной для новых условий работы.

Необходимую частоту вращения (рис. 21.1) определяют следующим образом:

- 1) определяют фактические расходы $L_{факт}$ потеря давления в сети $\Delta p_{факт}$;
- 2) по фактическим расходу и потере давления вычисляется характеристика сопротивления $K_{i, факт}$ как

$$K_{i, факт} = \Delta p_{факт} / L_{факт}^2. \quad (21.6)$$

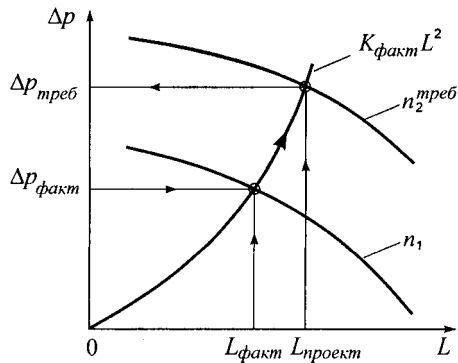


Рис. 21.1. К определению требуемой частоты вращения рабочего колеса вентилятора для достижения проектной подачи в условиях $L_{\text{проект}} > L_{\text{факт}}$

В этом случае фактическая зависимость давления от расхода описывается выражением:

$$\Delta p = K_{i, \text{факт}} L^2; \quad (21.7)$$

1) подставив в формулу (21.7) величину проектного расхода $L_{\text{проект}}$ получим величину давления, которое должен обеспечить вентилятор, чтобы по смонтированной сети воздухопроводов перемещалось проектное количество воздуха:

$$\Delta p_{\text{треб}} = K_{i, \text{факт}} L_{\text{проект}}^2; \quad (21.8)$$

2) на характеристику вентилятора наносят точку с координатами $L_{\text{проект}}$ и $\Delta p_{\text{треб}}$, которая позволит определить требуемую частоту вращения.

Изменив частоту вращения вентилятора, можно приступить собственно к регулированию сети воздухопроводов.

В графической форме изложенный выше расчет представлен на рис. 21.2.

В третьем случае, как и в первом, можно сразу приступить к регулированию сети воздухопроводов. Превышение фактической подачи над проектной свидетельствует обычно о завышенных сечениях воздухопроводов. Это обстоятельство может быть использовано для снижения потребления электроэнергии путем *качественного регулирования* системы вентиляции. Заключается оно в снижении давления, развиваемого вентилятором до необходимой величины путем в уменьшении частоты вращения рабочего колеса.

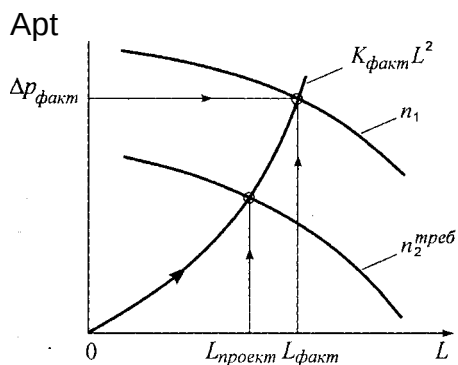


Рис. 21.2. К определению требуемой частоты вращения рабочего колеса вентилятора для достижения проектной подачи в условиях $L_{\text{проект}} < L_{\text{факт}}$

Если вентилегрегат выполнен в исполнении 1 изменение частоты вращения возможно осуществить с помощью достаточно дорогого тиристорного регулятора, что может сделать нерентабельным качественное регулирование. В этом случае применяют *количественное регулирование*, которое состоит в приведении фактической характеристики сети воздухопроводов к проектной путем увеличения сопротивления ответвлений сети с помощью диафрагм, устанавливаемых на ответвлениях сети воздухопроводов, в местах, указываемых на рабочих чертежах. Если такие места не предусмотрены, установка производится в фланцевые соединения между двумя прокладками. Обычная диафрагма выполняется из куска листовой стали, форма которого аналогична поперечному сечению воздуховода. В центре листа имеется отверстие определенного диаметра, который и определяет величину аэродинамического сопротивления. В последнее время для регулирования вентиляционных систем на ответвлениях устанавливаются дроссель-клапаны. Недостаток подобного регулирования - возможность разрегулировки в случае случайного изменения положения заслонки.

В системах пневмотранспорта и аспирации, перемещающих запыленный воздух или дисперсный материал, регулирование аэродинамических сопротивлений производится *конусными* диафрагмами. Подбор диафрагм можно производить по данным, имеющимся в справочной литературе, либо с помощью специальных компьютерных программ.

Испытания на обеспечение расчетных параметров воздуха в помещении производятся после обычных технических испытаний и пусконаладочных работ, позволяющих обеспечить расчетные возду-хообмены в помещении. Измеряются и проверяются, соответствуют ли нормативным значениям:

- фактические значения температуры, и скорости движения воздуха как приточного, так и на постоянных рабочих местах;
- концентрации вредных паров и газов в воздухе рабочей зоны;
- величины температуры, допустимых запыленности и загазованности приточного воздуха и концентрации вредных веществ в выбрасываемом в атмосферу воздуха.

Проверка эффективности вентиляции должна проводиться как в теплое, так и в холодное время года.

Если состояние воздушной среды остается неудовлетворительным, - это означает, что проект выполнен с серьезными ошибками. По результатам испытаний проводится повторное проектирование с внесением необходимых изменений в смонтированную систему вентиляции.

Испытания *аэрации* проводятся при составлении воздушного, теплового балансов помещения или для определения поступления в воздух вредных веществ. Расход воздуха, кг/ч, через проем определяется как

$$L = 3600 v_{cp} A_{\text{проема}},$$

где v_{cp} - средняя скорость воздуха в рабочем проеме, м/с; $A_{\text{проема}}$ - площадь открытого проема, м².

Скорость воздуха в проемах аэрационного фонаря или оконных проемах фрамуг измеряются крыльчатыми или электроанемометрами в нескольких точках с последующим осреднением. Если по каким-то причинам средняя скорость не может быть определена, ограничиваются определением скорости в центре фрамуг. Составленные балансы позволяют судить об эффективности вентиляционных систем и, в ряде случаев, уточнить фактическое поступление вредных веществ в воздух помещения.