

КОНТРОЛИРУЮЩИЕ И БАЛАНСИРОВОЧНЫЕ КЛАПАНЫ В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ И ОХЛАЖДЕНИЯ

(Перепечатано с сокращениями из журнала «Польский инсталлятор» № 6-10/2007, научное редактирование – Пырк В.В.)

Требования, функциональность и подбор

В настоящее время проектировщики, имея большой выбор различных типов регулирующих клапанов, зачастую сталкиваются с дилеммой: а что же лучше. В данной статье предоставлена возможность обсудить правильность проектных решений по обеспечению регулирования систем отопления и охлаждения. Кроме того, читателю даны рекомендации, вытекающие из предоставленных определяющих факторов.

Уменьшение энергопотребления и одновременное обеспечение высокой степени комфорта помещений являются основополагающими задачами, на которых сосредотачивают внимание при проектировании современных систем. Однако, на практике это не всегда достигается. Одна из самых распространенных причин тому – проектирование (подбор) отдельных элементов систем (чиллеров, фанкойлов, регулирующих клапанов, балансировочных клапанов и т. д.) осуществляется без учета того факта, что все эти элементы взаимодействуют друг с другом. Следствие такого подхода – вместо желаемого результата возникают всевозможные неожиданные сюрпризы в «поведении системы», типичными проявлениями которых могут быть:

- значительное колебание температуры воздуха в регулируемых помещениях;
- шум, появляющийся в системе;
- синдром низкой температуры обратки (низкая производительность чиллеров);
- избыточные потоки тепло- либо холодоносителя в системе;
- высокие эксплуатационные затраты

- (на перекачку тепло- либо холодоносителя);
- дополнительные непредусмотренные эксплуатационные расходы;
- быстрый износ регулирующих клапанов и их приводов (кавитация, двухпозиционное регулирование);
- необходимость частой перенастройки системы;
- недостаточный обогрев (охлаждение) помещений, обслуживаемых основным циркуляционным кольцом.

Контроль и балансировка. Указания по проектированию

Принимая во внимание вышеуказанные недостатки, необходимым является комплексный анализ системы как единого целого с учетом взаимодействия всех ее элементов, оказывающих существенное влияние на комфорт и расход энергии, в том числе и электрической. Так, если рассмотреть типовую систему охлаждения, то она состоит из важнейших элементов:

- чиллера, являющегося источником холода;
 - насосов совместно с системой распределения;
 - конечных потребителей (TU – Terminal Unit), таких как: фанкойлы (FCU), вентиляционные агрегаты (AHU), потолочные балки);
 - контролирующих клапанов (CV – Control Valve);
 - балансировочных клапанов (BV – Balancing Valve);
 - элементов управления.
- Аналогично для системы отопления:
- источника теплоты, например, котла;
 - насосов совместно с системой распределения;

- конечных потребителей (TU), например, радиаторов;
- контролирующих клапанов, например, терморегуляторов (CV);
- балансировочных клапанов (BV).

Положительным результатом работы системы является ее правильная гидравлическая балансировка, обеспечивающая расчетные расходы у каждого конечного потребителя (TU) при открытых контролирующих клапанах (CV). Это требование очень часто не учитывается! Самые лучшие контролирующие клапаны не в состоянии регулировать должным образом, если для них не обеспечен требуемый расход тепло- либо холодоносителя.

Классической и частой ошибкой строительного процесса является распределение выполнения работ между разными исполнителями. В случае неудовлетворительной работы системы (как правило, это обнаруживается на завершающем этапе работ при измерении температуры воздуха в регулируемых помещениях) претензии адресуют наладчикам системы. На самом же деле причина состоит в изначально несоответствующем проектировании: непредусмотренной возможности балансировки системы, небезопасности условий работы клапанов... Отсюда и начинаются так называемые «разборки» (сценарий которых мы опустим в данной статье).

Важным является применение в системах не только BV, но и выбор их типа, а также их установка в требуемом месте! Предположим, что правильно рассчитан тепловой баланс, на основании которого подобраны конечные потребители (отопления либо охлаждения) с учетом соответствующей разницы



температуры теплоносителя ΔT на входе и выходе. На основании известных тепло- или холодогрузок определяются с выбором системы распределения тепло- или холодоносителя, принимая во внимание некоторые предпосылки, такие как: максимально допустимые скорости в трубопроводах, допустимые потери давления на погонный метр трубопровода (эти критерии, как правило, задают на первом этапе расчетов с использованием компьютерных расчетных программ) и др.

Затем выбирают контролирующие (CV) и балансировочные (BV) клапаны (рис. 1). В первую очередь определяют тип проектируемой системы: с постоянным или переменным гидравлическим режимом.

Система с постоянным гидравлическим режимом, если в ее распределительных трубопроводах поддерживается постоянный расход (100 %) независимо от изменения нагрузки конечных потребителей. Этого достигают применением как трехходовых (рис. 2 и 3) контролирующих клапанов с перепускными участками, так и двухходовых контролирующих клапанов с замыкающими участками в узлах обвязки конечных потребителей. Если система не имеет каких-либо контролирующих клапанов, ее также относят к системе с постоянным режимом – проточно-нерегулируемая система.

Недостатки систем с постоянным гидравлическим режимом

Повсеместное применение систем с постоянным гидравлическим режимом осталось в прошлом. Основными причинами таких перемен послужили отрицательные их свойства:

- высокие эксплуатационные затраты, связанные с затратами на прокачку тепло- или холодоносителя;
- большие потери теплоты в системах отопления (теплопритоки в системах охлаждения) по причине высокой (низкой) температуры в обратке;
- все та же необходимость традиционного подбора клапанов с

Функциональное различие контролирующих и балансировочных клапанов

Не вникая на этом этапе в тонкости схемы (рис. 1), стоит обратить внимание на применение двух функционально различных клапанов. А именно: контролирующих клапанов (CV — Control Valves) и балансировочных клапанов (BV – Balancing Valves). Иногда, от непонимания, по-прежнему встречаются проекты, в которых не применяют BV, а функцию гидравлической балансировки возлагают на CV. Однако, традиционные контролирующие клапаны категорически не могут быть применены для этой цели. Требуются клапаны с большим диапазоном управляемости 1:200 или же комбинированные клапаны, независимые от изменения давления.

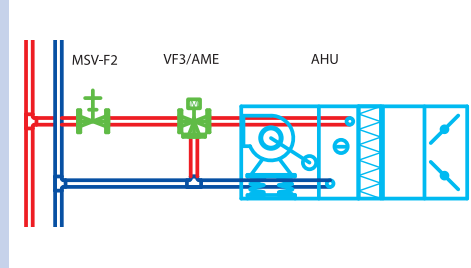


Рис. 1. Функциональное отличие клапанов контроля и балансировки

CV – контролирующий клапан (VF3/AME) предназначен для регулирования температуры

BV – балансировочный вентиль (MSV-F2) предназначен для гидравлической балансировки системы

последующей их настройкой (для MBV – Manual Balancing Valve и частично регуляторов расхода AFBV – Automatic Flow Balancing Valve);

- необходимость проведения наладки (балансировки) системы на основании измерения расхода (трудоемкие методы с малой степенью точности);
- сложность оптимизации работы насоса (требуется применение компенсационного метода балансировки с MBV, что приводит к необходимости использования дополнительных MBV больших диаметров на ветках, стояках, у насоса – так называемых вентилей-партнеров);

- отсутствие существенных преимуществ в капитальных затратах по причине необходимости использования большого количества ручных балансировочных вентилей. Общая стоимость такой системы может быть даже выше, чем системы с автоматическими балансировочными клапанами. На стоимость, как правило, влияют дорогие вентили больших диаметров в больших системах, например, $d_v = 250; 300$ и т. д.

Существенным является также ошибочное сопоставление инвесторами (проектировщиками) системы лишь по стоимости клапанов. MBV с AFBV в то время, когда необходимо сопоставлять общую

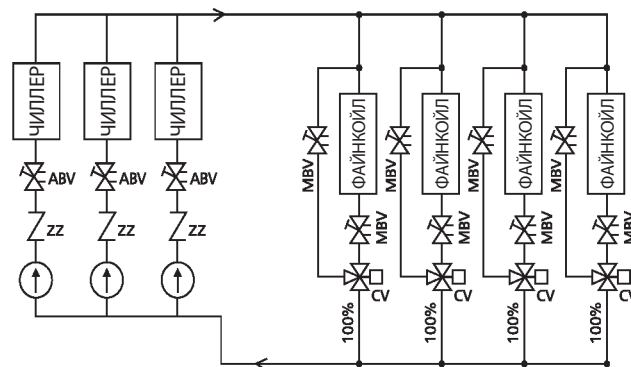


Рис. 2. Система с постоянным гидравлическим режимом:

BV – балансировочный клапан (А – автоматический клапан, М – ручной вентиль), CV – контролирующий клапан (трехходовой), ZZ – обратный клапан

инвестиционную стоимость вариантов проектных решений с той или иной запорно-регулирующей арматурой.

Прежде всего, независимо от создаваемого гидравлического режима, необходимо знать распределение давления в системе. Именно пренебрежение этой информацией зачастую приводит к неудовлетворительной работе системы. Эпюру давления (рис. 3) получают путем сложения потерь давления в элементах системы (подающие и обратные трубопроводы, узел обвязки конечного потребителя...) основного циркуляционного кольца. Эпюра показывает, что конечные потребители в циркуляционных кольцах находятся в различных гидравлических условиях. Перепад давления на них увеличивается по мере приближения к насосу. С практической точки зрения это означает, что расход теплоносителя у ближайших к насосу потребителей будет больше, чем у последних потребителей. Следовательно, для обеспечения нормальной работы системы, необходимо распределить расходы по потребителям, т. е. сбалансировать систему. Для этой цели применяют специальную регулируемую арматуру на стояках либо приборных ветках (рис. 4 и 5):

- ручные балансировочные вентили (MBV);
- автоматические балансировочные клапаны (ABV: AFBV, PBV, PIBCV).

Балансировка системы ручными балансировочными вентилями (MBV – Manual Balancing Valves)

Ручные балансировочные вентили повсеместно применяли на протяжении нескольких десятилетий, поэтому мы опустим их подробное описание. Обратим лишь внимание на некоторые менее известные факты, которые имеют большое значение для верной балансировки и работы системы. Применяя в системе (рис. 2) ручные балансировочные вентили (рис. 6), следует знать, что:



Рис. 3. Распределение напора насоса

- трудоемкая балансировка ручными вентилями измерительным методом зачастую не гарантирует необходимой точности. Основная предпосылка балансировки – это достижение расхода на уровне точности $\pm 10\%$;
- ручные балансировочные вентили, так же как и контролирующие клапаны, требуют гидравлических расчетов не только пропускной способности k_{vs} , но и авторитета;
- балансировочные вентили, как правило, не отвечают критериям авторитетов. Они работают, в основном, с низкими значениями авторитетов, т. е. – в двухпозиционном режиме «открыто–закрыто»;
- оптимизация работы насоса с такими вентилями является на практике сложной и требует соответствующего количества вентилей и наладчиков, имеющих опыт в проведении наладки;
- необходимость применения до-

рогостоящих вентилей большого диаметра на стояках и магистральных трубопроводах (так называемые вентили-партнеры);

- для конечных потребителей, у которых большие потери давления (свыше 20 % от располагаемого давления системы), необходимо установить дополнительные балансировочные вентили на байпасах для уравнивания потерь давления обводных участков и конечных потребителей;
 - необходимость применения сервоприводов соответствующей мощности для трехходовых клапанов (давление закрытия – 3 бар);
 - каждое последующее конструктивное изменение характеристик системы (модернизация) требует новой балансировки;
 - необходимо осуществлять наладку системы по истечении определенного периода ее эксплуатации вследствие изменения сопротивления системы от зарастания, коррозии, загрязнения...
- Ручные балансировочные вентили (MBV) характеризуют следующими особенностями:
- предварительной настройкой путем вращения маховика;
 - возможностью визуального считывания предварительной настройки на шкале настроек;
 - блокировкой предварительной настройки;
 - наличием измерительных ниппелей;
 - наличием спускного крана;
 - запорной функцией.

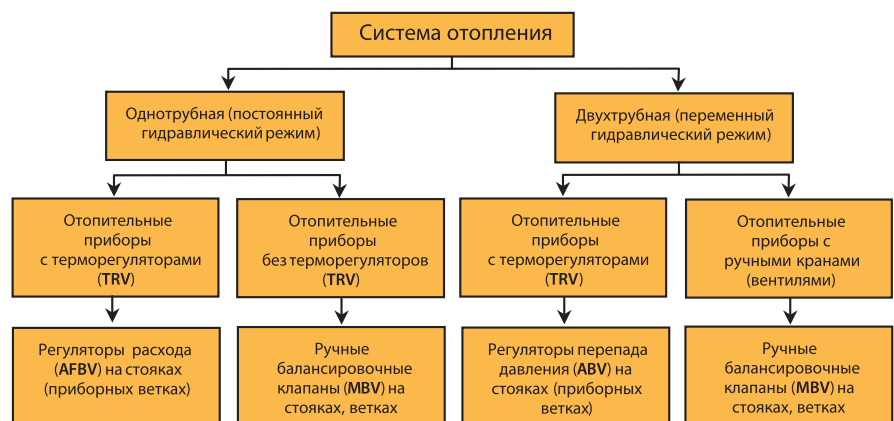


Рис. 4. Применяемость балансировочных клапанов в системе отопления

В принципе, все вентили, предлагаемые на рынке, имеют большинство вышеуказанных признаков. Дополнительно стоит обратить внимание на вариант вентилей со встроенной расходомерной диафрагмой. Эта отличительная черта вентиля принципиальным образом улучшает точность измерения и упрощает наладку системы во всем диапазоне предварительных настроек вентиля.

Измерительные ниппели MBV предназначены для измерения потерь давления и определения расхода. Через них осуществляется также измерение температуры жидкости. В традиционных балансировочных вентилях потери давления измеряют путем отбора импульсов давления между входом и выходом вентиля. В этом случае точность измерения изменяется и зависит от предварительной настройки вентиля: существенно ухудшается с приближением затвора вентиля к седлу. Так, при открытии вентиля менее чем на 40 % погрешность определения расхода превышает 10 % (рис. 7). Попросту, для вентиля с максимальной настройкой 3,2 при настройках ниже 1,2 погрешность измерения будет выше 10 %!

Очень распространенной ошибкой проектирования является применение именно малых настроек: 20...30 % или даже ниже максимальной величины хода штока. Погрешность измерения, которую мы можем ожидать в этом случае, будет более 12...14 %.

Для вентилей со встроенной расходомерной диафрагмой измерение потерь давления осуществляется по иному: не на входе и выходе вентиля, а на входе и выходе встроенной в вентиль расходомерной диафрагмы. При этом точность измерения не зависит от настройки вентиля и является постоянной во всем диапазоне настроек. Анализируя вышеуказанные особенности, можно утверждать следующее:

- для традиционных балансировочных вентилей не следует выбирать настройки менее чем 40 % от максимального значения, чтобы

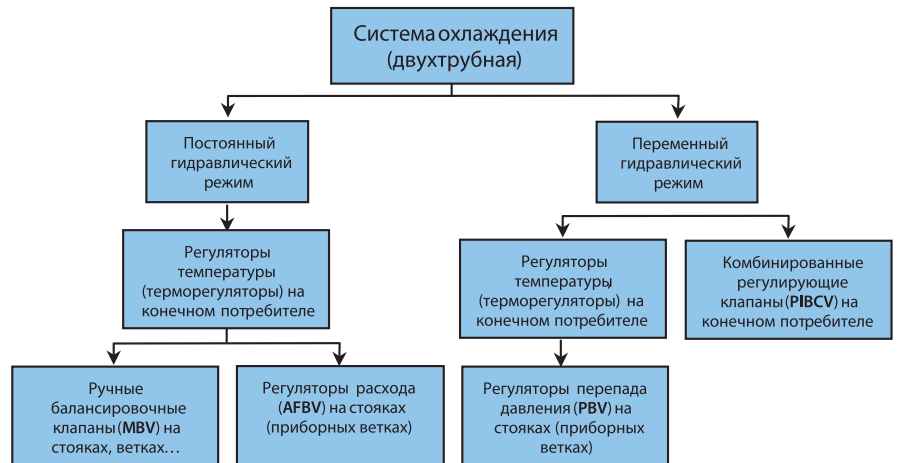


Рис. 5. Применяемость балансировочных клапанов в системе охлаждения

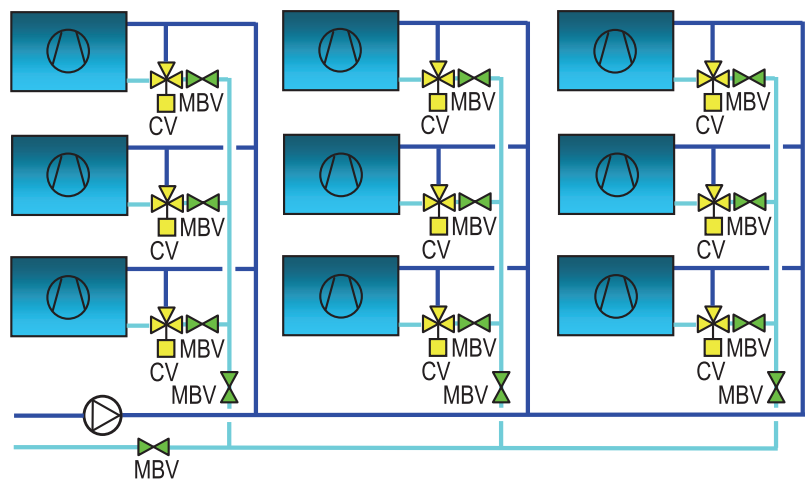


Рис. 6. Требуемая расстановка ручных балансировочных клапанов (MBV) в системе с постоянным гидравлическим режимом

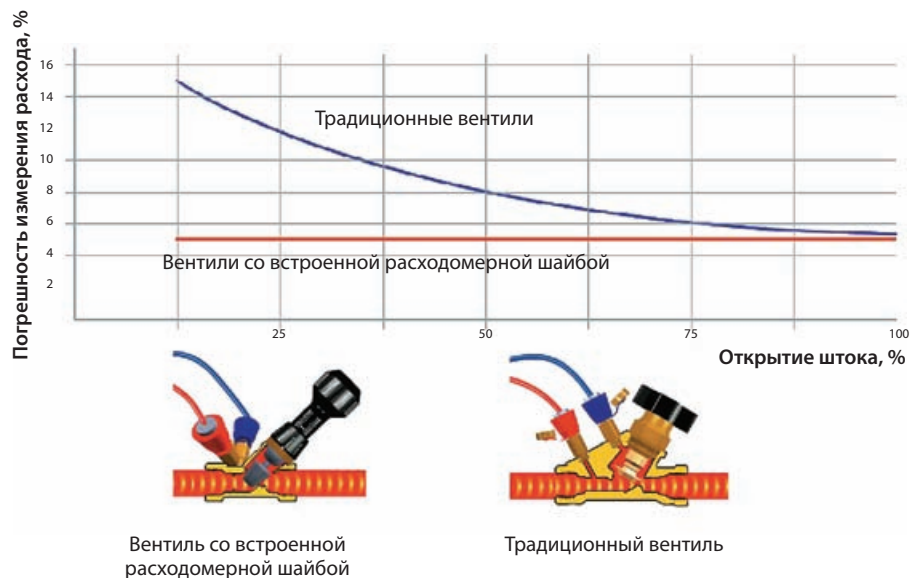


Рис. 7. Точность измерения расхода в различных балансировочных вентилях

обеспечить погрешность измерения менее 10 %;

- для клапанов со встроенной расходомерной диафрагмой вышеуказанная рекомендация не является обязательной, поскольку во всем режиме настроек гарантированная точность измерения равна 5 %;
- настройка ручного балансировочного вентиля в основном циркуляционном кольце должна быть определена при минимальной потере давления, гарантирующей возможность проведения точного измерения, т. е. – 3 кПа. Более высокое значение потерь давления обеспечивает более точное измерение, но с точки зрения экономии энергии не является оптимальным (увеличиваются затраты на перекачку тепло- либо холодоносителя).

Балансировка автоматическими клапанами (тип – стабилизатор расхода AFBV – Automatic Flow Balancing Valves)

Система с такими клапанами самобалансируется автоматически. В этом случае, в отличие от схемы на рис. 6, нет необходимости в применении клапанов на стояках или основных трубопроводах. Балансировка сводится к обеспечению расчетных расходов непосредственно у конечных потребителей (рис. 8). Из многообразия клапанов выделяют два типа автоматических ограничителей расхода, имеющих конструктивные отличия.

AFBV – тип со вставкой и диафрагмой (так называемый картридж – Cartridge)

Принцип действия такого клапана основан на изменении его пропускной способности k_v в противовес изменению потерь давления ΔP . Т. е. понижение ΔP автоматически влечет за собой увеличение k_v , обеспечивая постоянство расхода:

$$Q = k_v \sqrt{\Delta P} \Rightarrow \text{const.}$$

Клапаны AFBV подбирают по требуемому расходу. Для этого выбира-

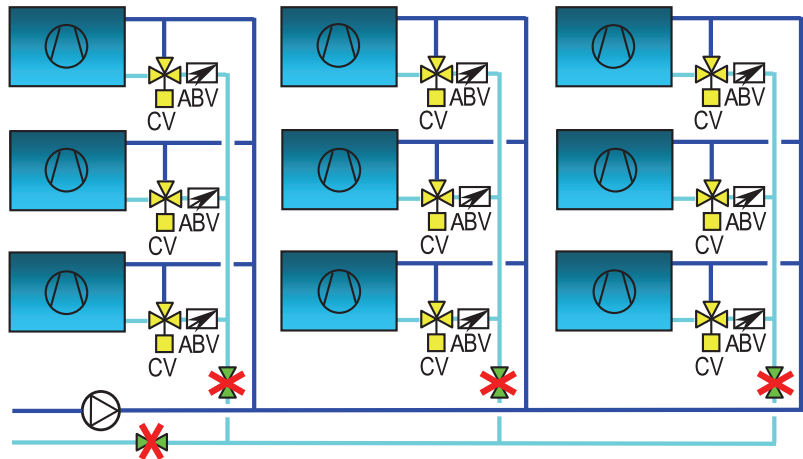


Рис. 8. Требуемая расстановка автоматических балансировочных клапанов (ограничителей расхода типа AFBV) в системе с постоянным гидравлическим режимом

ют тип вставки и размер диафрагмы на основании известного расчетного расхода. В металлических вставках изменение расхода можно осуществлять либо путем замены диафрагмы во вставке, либо путем замены самой вставки. В пластиковых вставках нет возможности замены диафрагмы, поэтому расчетный расход таких клапанов обеспечивают только заменой вставки определенного типа. В обоих случаях изменение расхода приводит к необходимости опорожнения системы и разгерметизации клапана с целью замены вставки либо диафрагмы.

Эту группу клапанов относят к клапанам прямого действия (self action valves). На них необходимо потерять определенное давление для обеспечения стабилизации требуемого расхода. В случае, если давление меньше требуемого, эти клапаны просто не выполняют своей функции, и расход через клапан остается неопределенным и всегда меньшим, чем требуемый. К сожалению, для этих клапанов нет возможности определения единого минимально допустимого значения потерь давления во всем диапазоне их типоразмеров. Оно изменяется от 7 до 48 кПа и зависит от диаметра клапана, вида вставки и диафрагмы. Это является дополнительным неудобством при проектировании в случае использования разных диаметров клапанов и разных вставок. Кроме того, услож-

няет выбор основного циркуляционного кольца и подбор насоса. Относительно высокие требования по минимальной потере давления (свыше 30 кПа) влияют на эксплуатационную стоимость (стоимость перекачки тепло- либо холодоносителя).

В то же время, эти клапаны имеют широкий диапазон работы с точки зрения максимально-допустимых потерь давления (до 400 кПа на всех типах металлических вставок; до 210 кПа – для вставок из искусственных материалов).

Визуальное определение значения расхода на этих клапанах невозможно из-за конструктивного отсутствия градуировки. Поэтому значение расхода необходимо указывать на идентификационных картах (бирках) вручную, например, при монтаже. Кроме этого, на таких клапанах невозможно проверить расход инструментальными методами. Имеющиеся измерительные ниппели предназначены исключительно для измерения потерь давления. Тем не менее, клапаны характеризуются относительно большой точностью регулировки, составляющей 5 %.

Эксплуатационным недостатком данных клапанов считают их чувствительность к загрязнению, особенно для диафрагм малых расходов. Рекомендуется промывка системы до установки вставок, а также рекомендуется применение фильтров.

AFBV – комбинированные клапаны, независимые от перепада давления, с автоматической функцией балансировки (PIBCV)

Эти клапаны также обеспечивают постоянный расход независимо от перепада давления. Однако, их принцип действия совершенно отличается от описанного выше. А именно, благодаря поддержанию постоянства потерь давления на затворе клапана с помощью встроенной мембраны, обеспечивается постоянный расход независимо от колебаний давления в системе

$$Q = k_v(\text{const}) \times \sqrt{\Delta P(\text{const})} \Rightarrow \text{const.}$$

Обеспечение постоянного расхода достигается благодаря встроенному в клапан мембранному регулятору постоянного перепада давления (рис. 9), который, в свою очередь, поддерживает заданные потери давления ($P_2 - P_3$) независимо от колебаний давления P_1 . Клапаны этого типа также относятся к группе клапанов прямого действия. Но из-за другой конструкции требуемые минимальные потери давления значительно меньше (например, 16 kPa) и не зависят от настройки расхода на клапане.

Как правило, эти клапаны характеризуются плавным и широким диапазоном настроек, выраженным в процентах от максимальной величины. Это облегчает подбор клапанов. Однако, после обеспечения минимальных потерь давления в системе следует проверить: находится ли клапан в пределах минимального расхода для данного типоразмера. Производители вышеуказанных решений, как правило, предлагают клапаны AFBV с возможностью визуального считывания значения расхода на шкале настроек, а также оснащенных в базовой комплектации измерительными ниппелями, предназначенными для проверки минимально допустимых потерь давления на клапане для гарантии стабильности поддержания расхода. Кроме того, наличие измерительной функции делает возможным проведение быстрой оптимизации

работы насоса на основании изменений только в основном циркуляционном кольце.

Главные характеристики клапанов типа AFBV (тип PIBCV):

- возможность плавной настройки расхода (без необходимости «спуска» воды из системы и разгерметизации клапана для замены диафрагмы и т. п.);
- минимально допустимые потери давления, влияющие на эксплуатационные затраты (чем они меньше, тем лучше);
- максимально допустимый перепад давления, при котором клапан поддерживает постоянный расход в пределах допустимой погрешности (чем больше, тем лучше; это имеет существенное значение для значительно разветвленных систем с высоким напором насоса);
- возможность визуального считывания значения настроенного расхода;
- запорная функция непосредственно на клапане;
- возможность осуществления замеров (наличие измерительных ниппелей).

Почему применяют системы с переменным гидравлическим режимом?

Исследования, проведенные во многих странах, заключающиеся в замене систем с постоянным гидравлическим режимом на системы с переменным режимом, подтвердили целесообразность таких действий. При этом получена эксплуатационная экономия (так называемый pay-back time, т. е. возврат вложенных затрат в течение

от 1 года до 4 лет). Кроме того, достигнут лучший тепловой комфорт, что косвенным образом также влияет на повышение производительности труда, а также удовлетворение пользователя. Подробный экономический анализ выходит за рамки настоящей статьи, поэтому мы сосредоточимся на технических аспектах решений, применяемых в системах с переменным гидравлическим режимом.

Системы, в распределительных трубопроводах которых изменяется расход в зависимости от изменения нагрузки конечных потребителей, называют **системами с переменным гидравлическим режимом**. Основным их преимуществом является снижение эксплуатационных инвестиций и одновременное повышение теплового комфорта (равномерное распределение температуры в здании). В то же время переменный гидравлический режим приводит к возникновению «новых» проявлений системы, которые отсутствовали в системах с постоянным режимом. Это требует знания определенных подходов и навыков. Понимание происходящих гидравлических процессов является существенным фактором правильного проектирования и работы таких систем.

Для того, чтобы превратить систему охлаждения с постоянным гидравлическим режимом (рис. 2) в систему с переменным гидравлическим режимом, необходимо заменить трехходовые контролируемые клапаны на двухходовые (рис. 10). Кроме того, в системе следует установить частотное регулирование скорости вращения насосов (VLT) по сигналу давления от преобразователя давления DP, располагаемого в основном циркуляционном кольце (в данном случае – последний потребитель). В дополнение необходимо сделать байпас с перепускным клапаном, управляемым сигналом FL, для обеспечения минимального требуемого расхода холодоносителя в источнике холода (чиллере).

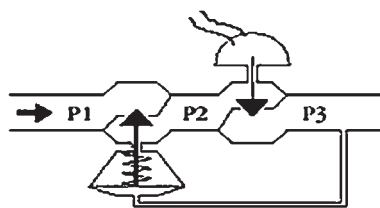


Рис. 9. Принципиальная схема комбинированного клапана (PIBCV)

Балансировка и регулировка систем охлаждения с переменным гидравлическим режимом – вероятные ошибки и их устранение

Для начала следует, так же как и для системы с постоянным гидравлическим режимом, проанализировать распределение давления в системе, поскольку оно является источником многих проблем и зачастую неудовлетворительной работы. Как и в системах с постоянным гидравлическим режимом, мы вновь сталкиваемся с известной нам уже задачей – необходимостью обеспечения нормальной работы системы – распределения расходов по потребителям при помощи балансировочных клапанов (рис. 3). Теперь в циркуляционном кольце необходимо учитывать потери давления в контролирующем (CV) и балансировочном (BV) клапанах. На этом этапе проектирования принимаются некоторые предпосылки, которые влияют на правильность работы системы. Поэтому этой части мы посвятим немного больше внимания.

При известном требуемом расходе (определенном на основании теплового баланса) и после выбора типа оборудования, зная его характеристику, определяем потери давления у конечного потребителя $\Delta P_{\text{потребителя}}$ (рис. 11), а также потери давления в основном циркуляционном кольце (подводящих и обратных трубопроводах с учетом местных потерь давления $\Delta P_{\text{труб}}$).

В каждой подводке к конечному потребителю применены два

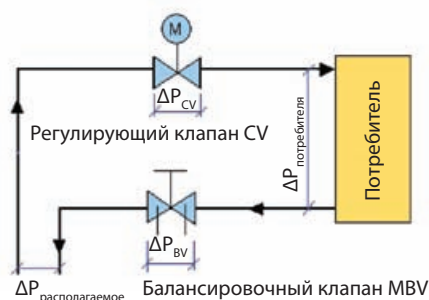


Рис. 11. Понижения давления в регулируемом циркуляционном кольце

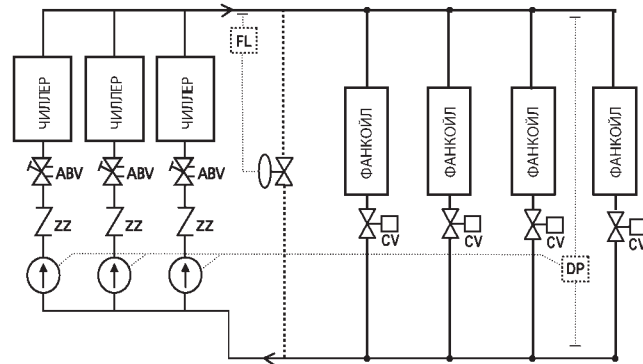


Рис. 10. Система с переменным гидравлическим режимом:

ABV – балансировочный клапан;
CV – контролирующий клапан (двухходовой);
ZZ – обратный клапан

клапана: контролирующий (CV) и балансировочный (MBV), которые следует устанавливать с целью обеспечения правильной работы системы. В основном циркуляционном кольце для MBV следует принять потери давления, равные 3 кПа (ΔP_{BV}). Безусловно, можно применить больший перепад давления (это не влияет на правильность выбора клапана), но в итоге на столько же увеличится напор насоса и, как следствие, возрастут эксплуатационные затраты. Зная теперь поэлементные потери давления в циркуляционном кольце, такие как: $\Delta P_{\text{потребителя}}$, $\Delta P_{\text{труб}}$, ΔP_{MBV} их необходимо просуммировать. Получаем располагаемые потери давления $\Delta P_{\text{располагаемое}}$, к которым следует также прибавить потери давления на контролирующем клапане ΔP_{CV} .

Практикуемые способы подбора контролирующего клапана

На этом этапе применяют различные способы подбора клапана, такие как:

- подбор CV по потере давления ΔP_{CV} равной не менее 0,4...0,5 от $\Delta P_{\text{располагаемое}}$;
- подбор CV по потере давления ΔP_{CV} равной понижению давления у потребителя $\Delta P_{\text{потребителя}}$;
- подбор диаметра CV по диаметру трубопровода у потребителя либо на один типоразмер меньше;
- подбор диаметра CV не менее чем половина диаметра подводки к потребителю.

Некоторые из этих способов являются следствием либо частным случаем теории регулирующего клапана, незнание которой может привести к нежелательным последствиям. Знание же теории делает возможной быструю проверку правильного подбора клапана при помощи нескольких упрощенных принципов. Другие способы – ни что иное, как неверное упрощение проектирования. Итак, каковым является правильный ход действий?

Какие параметры влияют на правильное регулирование?

Чтобы ответить на этот вопрос, следует проанализировать расходные характеристики клапанов. Расходная характеристика клапана – это зависимость между его степенью открытия и пропускаемым расходом. При 100 % открытии клапана мы получаем 100 % расход. При постоянном перепаде давления на клапане, уменьшение степени его открытия изменяет расход по определенной зависимости. Например, для 50 % открытия получено 50 % изменения расхода (линейная характеристика на рис. 12) при авторитете клапана $A = 1$. Однако, характеристика клапана может быть изначально сформирована по иному закону (логарифмическому), и эта пропорция уже будет иной. Определяющими являются конструктивные особенности клапана. Ниже приведены наиболее распространенные рас-

ходные характеристики клапана:

- логарифмическая характеристика;
- линейная характеристика.

Говоря о расходных характеристиках клапана, следует помнить, что производители определяют ее при соответствующих условиях, а именно: при авторитете $A = 1$! Это означает, что на клапане теряется все располагаемое давление, чего на практике не бывает.

Напоминание: авторитет клапана определяет отношение потерь давления на полностью открытом клапане к располагаемому давлению регулируемого участка.

Применение ручных балансировочных клапанов (MBV)

Итак, вернемся к схеме на рис. 11. Имея данные о потере давления в циркуляционном кольце ($\Delta P_{\text{потребителя}}, \Delta P_{\text{труб}}, \Delta P_{\text{BV}}$), принимаем, например, авторитет контролирующего клапана $A_{CV} = 0,5$. Следовательно, потери давления на клапане должны равняться потере давления в циркуляционном кольце. Например, если сумма $\Delta P_{\text{потребителя}} + \Delta P_{\text{труб}}$, а также ΔP_{BV} составляет 80 кПа, то для достижения $A_{CV} = 0,5$ потери давления ΔP_{CV} на контролирующем клапане также должны составлять 80 кПа. Тогда напор насоса следует принимать 160 кПа. Как показывает пример, обеспечение традиционным способом авторитета контролирующего клапана значительным образом

Рабочая расходная характеристика клапана и ее влияние на регулирование

Рабочая расходная характеристика контролирующего клапана зависит от того, какую часть давления напора насоса мы теряем на этом клапане. В качестве примера на рис. 12 представлено искажение линейной характеристики CV при изменении авторитета клапана. Если, например, авторитет регулирующего клапана A_{CV} равен 0,5, это означает, что понижение давления на CV составляет 50 % от располагаемого давления, предназначенного для данного регулируемого контура. Когда на CV теряется всего лишь 20 % от располагаемого давления, т. е. $A_{CV} = 0,2$, то при таком низком авторитете по причине искажения характеристики следует, что открытие клапана на 50 % приведет к 78 % пропуску максимального расхода! А 50 % максимального расхода будет проходить всего лишь при 20 % открытии клапана. Это указывает на весьма нестабильное регулирование, результатом которого являются значительные колебания температуры, постоянная работа привода клапана и т. д. Резюме: чтобы избежать искажения характеристики контролирующего клапана, следует на нем терять как можно больше от располагаемого давления системы! Чем выше авторитет CV, тем лучше регулирование. Идеальные условия для CV достижимы тогда, когда авторитет достигает единицы. На практике это возможно, когда контролирующий клапан снабжен индивидуальным регулятором перепада давления.

влияет на напор насоса. При этом авторитет ручного балансировочного вентиля, определяемый путем деления ΔP_{BV} (3 кПа) на 160 кПа, составит $A_{\text{BV}} = 0,02$. Это означает, что расходная характеристика вентиля будет двухпозиционной (открыто-закрыто – красные линии на рис. 12), т. е. вентили в системе будут с малыми настройками и иметь большую погрешность регулирования расхода.

Таким образом, мы определили располагаемое давление системы в основном циркуляционном кольце, однако следует обратить внимание на то, что остальные регулируемые кольца, расположены ближе к насосу (рис. 3). При этом у потребителей появляются избытки давления. Их, как правило, устраняют также ба-

лансировочными клапанами. Ранее часто для этого применяли MBV – ручные балансировочные клапаны. Однако, подобное решение является всего лишь полумерой. В данном случае мы имеем дело с системой с переменным гидравлическим режимом, а ручные балансировочные вентили не способны балансировать переменные потоки, т. е. не выполняют поставленную задачу. Ручные вентили подбирают по формуле:

$$k_{vBV} = \frac{Q_{\text{расч}}}{\sqrt{\Delta P_{\text{BV}}}}$$

По пропускной способности k_{vBV} вентиля определяют его условный диаметр. Затем по номограммам находят его настройку, соответствующую гасимому давлению ΔP_{BV} при требуемом расчетном расходе $Q_{\text{расч}}$. Поскольку мы имеем дело с переменным гидравлическим режимом, то при каждом изменении расхода Q у потребителя возникает необходимость корректировки настройки балансировочных вентилей. Безусловно, с практической точки зрения, перенастраивать систему невозможно. Гидравлическая балансировка системы в этом случае осуществляется косвенно – терморегулятором (CV) по температуре воздуха помещений, т. е. с дополнительными энергозатрата-

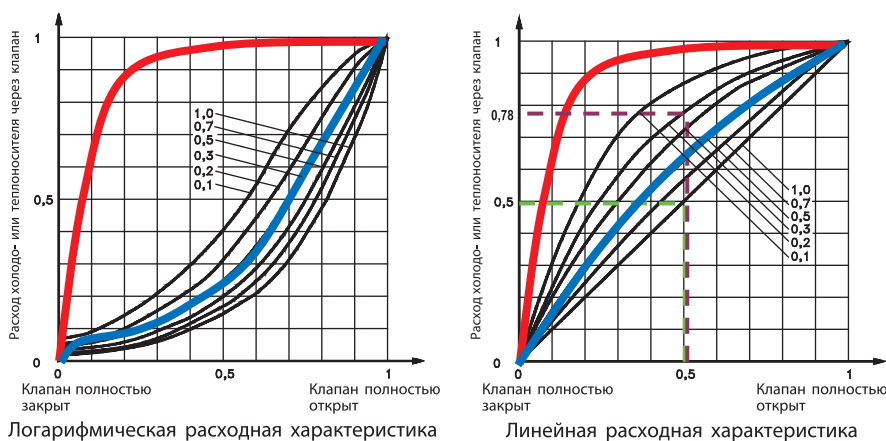


Рис. 12. Расходные характеристики клапана

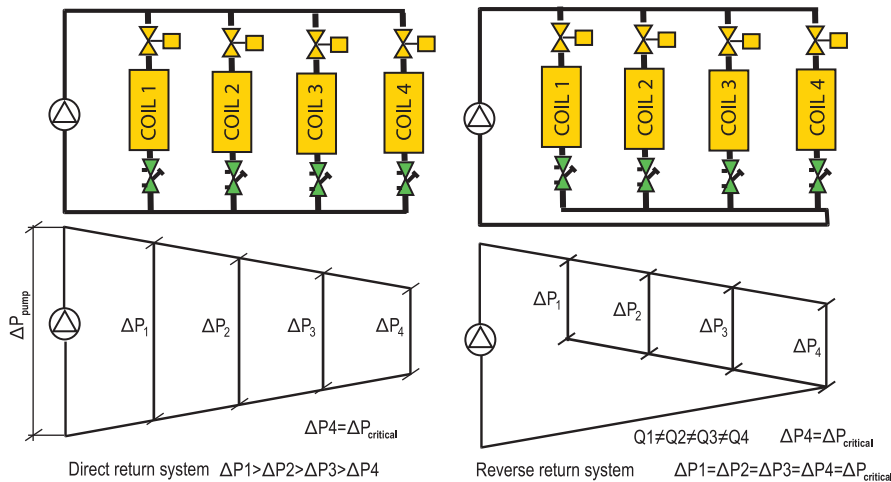


Рис. 13. Распределение давления в двухтрубной тупиковой системе и системе Тишельмана

ми и ухудшением теплового комфорта.

Подводя итог, можно отметить, что ручной балансировочный клапан выполняет свою функцию (обеспечение гидравлического баланса) только в номинальных условиях, то есть в ситуации, когда все CV в расчетном режиме. Каждое изменение положения затвора контролирующего клапана CV приводит к нарушению распределения давления и возникновению перетоков от одного потребителя к другому и, как результат, к неравномерному распределению температуры воздуха в здании, шумообразованию, кавитации и т. д.

Система Тишельмана (система с попутным движением теплоносителя) – только для постоянного гидравлического режима

Анализируя схему (рис. 10) и распределение давления у конечных потребителей (рис. 3), напрашивается решение, которое иногда пытаются применять проектировщики в системах с переменным гидравлическим режимом. Это повсеместно известная система Тишельмана, так называемая reverse return system (система с попутным движением теплоносителя). Принято считать, что в этой системе распределение давления для каждого потребителя является равным. Поэтому в 50-е

годы эта система начала широко применяться из-за простоты технического решения, позволяющего обеспечить в различных регулируемых кольцах одинаковые потери давления, и значительно упрощенного подбора контролирующих клапанов. Достигается это одинаковостью длины циркуляционных колец (рис. 13). При этом считалось, что в системе Тишельмана все потребители находятся в равных условиях, а циркуляционные кольца самобалансируют расход потребителей. Но, эта система предназначена для постоянного гидравлического режима (например, с трехходовыми контролирующими клапанами (рис. 14) и для потребителей с одинаковой нагрузкой.

У системы Тишельмана при переменном гидравлическом режиме возникают те же процессы перераспределения, что и в тупиковой двухтрубной системе (рис. 15). Кроме того, как правило, в системе Тишельмана конечные потребители имеют зачастую различные нагрузки. Это требует применения дополнительных балансировочных клапанов так же, как и в тупиковой системе.

Балансировочными клапанами в системе Тишельмана могут быть как ручные вентили (MBV), так и автоматические ограничители расхода (AFBV). Либо – многофункциональные вентили типа AV-QM, которые

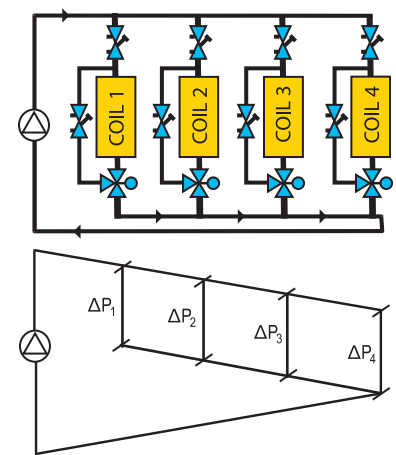


Рис. 14. Система Тишельмана с постоянным гидравлическим режимом. Регулирование трехходовыми клапанами (потребители с разной нагрузкой требуют балансировки системы при помощи ручных балансировочных вентилях; в некоторых случаях требуются дополнительные вентили и на байпасах)

совмещают функции контролирующего и балансировочного клапанов. Необходимо обратить внимание на то, что в случае отсутствия обводных участков у конечных потребителей мы получаем систему с переменным гидравлическим режимом. Следовательно, отключение какого-либо потребителя в системе приводит к перераспределению давления между остальными потребителями. Аналогичные проблемы возникают и в системе с постоянным гидравлическим режимом при наличии обводных участков и трехходовых клапанов, когда проектно не обеспечен этот постоянный режим, что часто происходит на практике.

Пример: система охлаждения гостиницы (400 номеров) с использованием фанкойлов (FCU), оснащенных контролирующими клапанами с двухпозиционным регулированием (on/off). При так называемой 50 % «нагрузке» осуществляется отключение половины FCU. При этом совершенно изменяются условия работы остальных (неотключенных) фанкойлов. Здесь мы имеем дело с явлением избы-

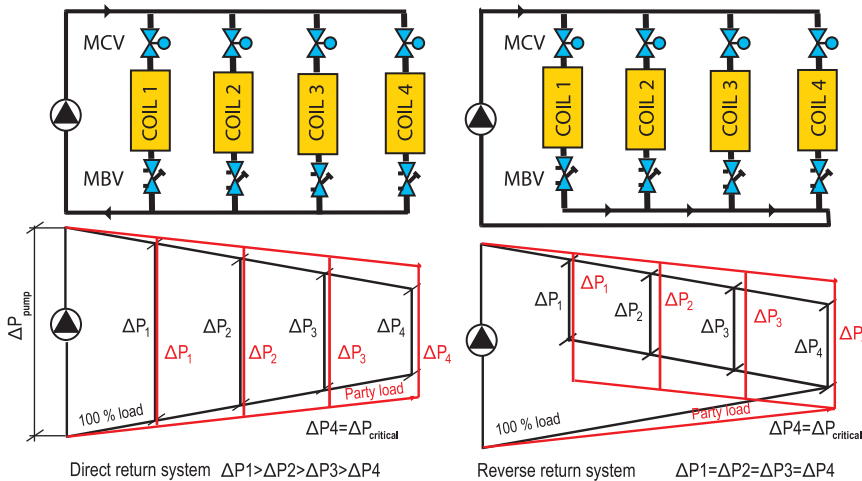


Рис. 15. Перераспределение давления в двухтрубной тупиковой системе и системе Тишельмана

точных перетоков холодоносителя со всеми нежелательными и энергозатратными последствиями для пользователя. Анализ этого явления выходит за рамки настоящей статьи, но целесообразно знать некоторые факты, которые могут стать неожиданностью для многих проектировщиков. В вышеуказанном случае – отключении половины фанкойлов – теоретически проектировщики ожидают расход холодоносителя у оставшихся потребителей на уровне 50 % от общего расхода. Фактический же общий расход может достигать 69...78 % общего расхода в зависимости от отношения потерь давления в регулируемых контурах к общему располагаемому давлению, а также от удаленности выключенных потребителей (ближних либо дальних)! Экономический анализ эксплуатационных затрат оставляем без комментариев.

Почему возникает явление избыточных перетоков?

Это может объяснить очень упрощенный анализ перераспределения давления при нерасчетных расходах (рис. 15). Для каждого потока, меньшего от расчетного, потери давления в трубопроводах системы и ручных балансировочных вентилей значительно уменьшаются (показано уменьшением угла наклона красных линий) по

сравнению с проектными значениями (эпюра обозначена черными линиями). Это приводит к возникновению дополнительных избытков давления у остальных открытых (работающих) потребителей. Увеличение перепада давления (ΔP – красного цвета) приводит к избыточным потокам у конечных потребителей. Похожее явление также наблюдается в тупиковой двухтрубной системе.

Прежде, чем мы выберем систему Тишельмана, следует знать, что:

- она предназначена для постоянного гидравлического режима;
- она не требует балансировки только в случае одинаковой нагрузки конечных потребителей;
- для конечных потребителей с разной нагрузкой необходимо устанавливать дополнительные ручные балансировочные вентили на байпасах;
- для устранения возникновения избыточных перетоков рекомендуется применение автоматических ограничителей расхода;
- она требует дополнительного (третьего) трубопровода для балансировки обратным трубопроводом;
- ее необходимо точно рассчитать, поскольку система гидравлически увязывается сопротивлением трубопроводов (длиной, диаметром);

- рекомендуется особо внимательный контроль монтажа (изменение диаметра всего лишь нескольких метров трубопровода может стать причиной разбалансировки).

Необходим регулятор перепада давления

Итак, как мы видим, что система Тишельмана не решает поставленную задачу. Поэтому возвращаемся к эпюре (рис. 3) с учетом полученных знаний: необходимо устранять избытки давления у конечных потребителей, возникающие не только вследствие их удаленности от насоса, но и вследствие их регулирования контролирующими клапанами (терморегуляторами). Отсюда и становятся понятными последующие рекомендации, направленные на решение таких задач. Традиционно это осуществляют автоматическими балансировочными клапанами – регуляторами перепада давления (рис. 16), которые в системах с переменным гидравлическим режимом выполняют следующие функции:

- сохранение постоянного перепада давления для каждого регулируемого участка независимо от места его расположения (получаем так называемые отдельные подсистемы с индивидуальным гидравлическим режимом);
- существенное улучшение условий работы контролирующих клапанов путем обеспечения на них значительно более высоких авторитетов. Кроме этого, подбор контролирующего клапана с более высоким авторитетом не влечет увеличения напора насоса, что значительно уменьшает затраты на перекачку;
- устранение избыточных перетоков между регулируемыми участками (подсистемами);
- обеспечение равномерного распределения температуры воздуха в помещениях;
- упрощение запуска системы без необходимости ее балансировки;
- увеличение системы без ее гидравлической разбалансировки.

На рис. 16 кроме автоматических балансировочных клапанов показаны и ручные балансировочные вентили. Последние предназначены для увязки конечных потребителей между собой в пределах регулируемого участка (подсистемы). Эту задачу могут выполнять также терморегуляторы со встроенными дросселями. Но, в любом случае, внутри регулируемого участка не устраняются перетоки, хотя они и значительно уменьшены регуляторами перепада давления за счет устранения перетоков от других регулируемых участков (т. е. устранены перетоки между стояками). Перетоками внутри регулируемого участка можно пренебречь, если он неразветвленный (например, в квартирной ветке системы отопления). В разветвленных регулируемых участках, в которых регулятор перепада давления «обслуживает», например, свыше восьми конечных потребителей, проблемы перетоков становятся ощутимыми, а авторитеты контролируемых клапанов уменьшаются. Идеальным решением было бы применение индивидуального регулятора перепада давления для каждого контролирующего клапана.

Все-таки лучше PIBCВ

Воплощением идеального контроля и балансировки в настоящее время является новое поколение комбинированных клапанов, популярно называемых PIBCВ (Pressure Independent Balancing Control Valve) (рис. 17). Это можно перевести как независимый от перепада давления автоматический контролируемый клапан. Он выполняет несколько функций: контроль и балансировку. В системе с этими клапанами не требуются больше никакие клапаны, тем более больших диаметров, что уменьшает инвестиционные затраты. Клапаны типа PIBCВ осуществляют контроль и балансировку непосредственно у конечного потребителя, устраняя перетоки между конечными потребителями.

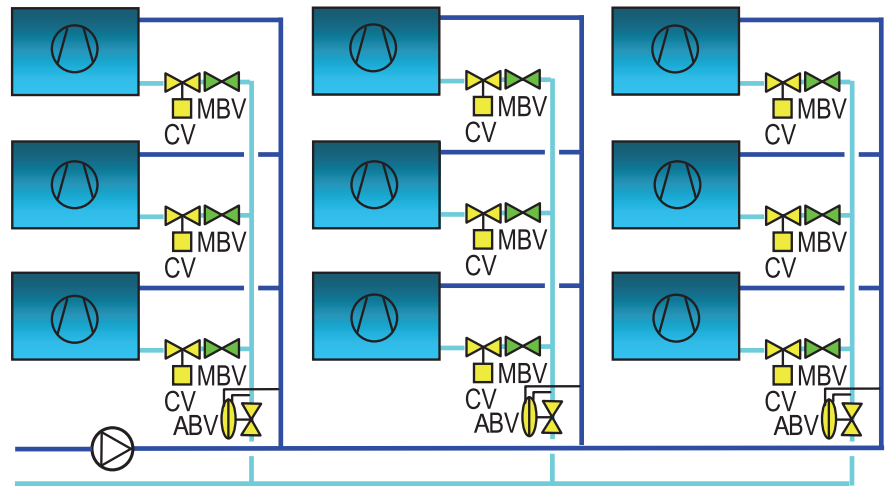


Рис. 16. Требуемая расстановка ручных (MBV) и автоматических балансировочных клапанов (ABV типа регулятор перепада давления) в системе с переменным гидравлическим режимом

Основные характеристики клапанов нового поколения PIBCВ:

- обеспечение идеальных условий контроля независимо от месторасположения конечного потребителя в системе;
- авторитет контролирующей составляющей клапана равен 1 – т. е. расходная характеристика клапана не искажается (встроенный регулятор перепада давления в клапане исключает необходимость расчета и проверки авторитета клапана);
- возможность использования только одного клапана для каждого конечного потребителя (нет необходимости в каких-либо дополнительных балансировочных клапанах на стояках, ответвлениях и т. д. (рис. 18) и одновременно, благодаря меньшему количеству клапанов, уменьшается стоимость монтажа и инвестиционные затраты (не нужны клапаны больших диаметров на стояках, ветвях и т. д.);
- встроенная функция автоматического ограничения установленного расхода – балансировка системы происходит автоматически (нет необходимости в наладке системы при помощи сложных измерительных процедур). Изменение расхода происходит без необходимости опорожнения системы и легко может быть осуществлено в процессе ее работы;

- упрощенный подбор – подбор клапана происходит на основании сведений о требуемом расходе. Диаметр клапана подбирают после проверки нахождения требуемого расхода в диапазоне «минимального – максимального» расхода для данного диаметра клапана.

Сравнение работы контролируемых клапанов: типового и PIBCВ

Оба клапана (рис. 19) подобраны для поддержания расхода 150 л/ч у конечного потребителя при перепаде давления 30 кПа. Такой расход холодоносителя обеспечивает комфортную температуру воздуха в помещении, контролируемую комнатным терморегулятором. Сравнительный тест проведен при

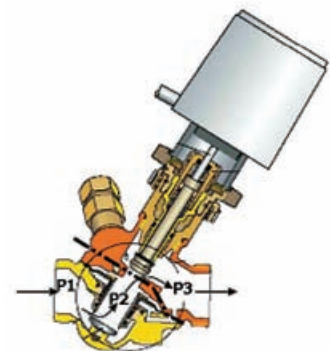


Рис. 17. Клапан PIBCВ нового поколения. Обозначения P1, P2 и P3 см. на рис. 9

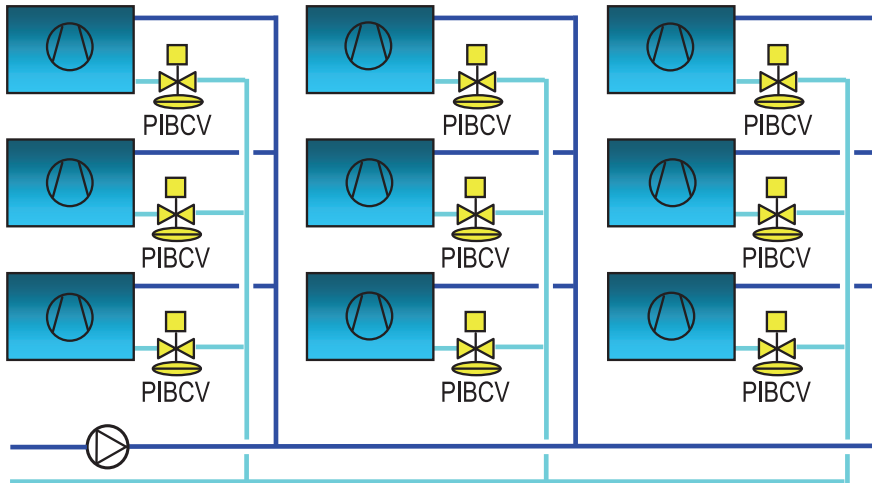


Рис. 18. Требуемая расстановка комбинированных автоматических клапанов (PIBCVCV) – контролирующих клапанов, независимых от перепада давления

переменных условиях: изменении перепада давления на клапанах. Перепад давления увеличивали вплоть до 400 кПа, симулируя столь высоким значением удаленность клапанов от насосов в системе и изменение перепада давления вследствие переменных потоков (рассмотренный ранее пример отключения части потребителей). Типовой клапан (голубой цвет) подвергается значительной осцилляции, постоянно пытается удержать расчетный расход для обеспечения требуемой комфортной температуры воздуха в помещении. Увеличение перепада давления вследствие переменных гидравлических условий вызывает повышенный расход теплоносителя. В свою очередь, увеличение расхода приводит к понижению температуры воздуха в помещении. На такую ситуацию реагирует комнатный терморегулятор, подавая на контролирующий клапан сигнал, и клапан начинает закрываться. Поскольку потери давления на клапане значительно больше, чем при расчетных условиях, осцилляции потока могут возрастать даже в несколько раз! Это приводит к колебанию температуры в помещении (понижение комфорта и увеличение эксплуатационных затрат), постоянной работе привода и, безусловно, к сокращению его «времени жизни».

Работа клапана типа PIBCVCV пред-

ставлена на графике оранжевой осцилляцией. Благодаря встроенному регулятору перепада давления мембранного типа внутри клапана, потери давления на контролирующей составляющей клапана, расположенной в верхней его части (рис. 17), являются постоянными ($\Delta P_{CV} = P_2 - P_3 = \text{const}$) и независимыми от изменения давления в системе. Таким образом, расход постоянен и зависит только от сигнала комнатного терморегулятора. Осцилляции потока остаются неизменными в широком диапазоне колебаний давления в системе вплоть до 400 кПа и автоматически гасимыми на клапане!

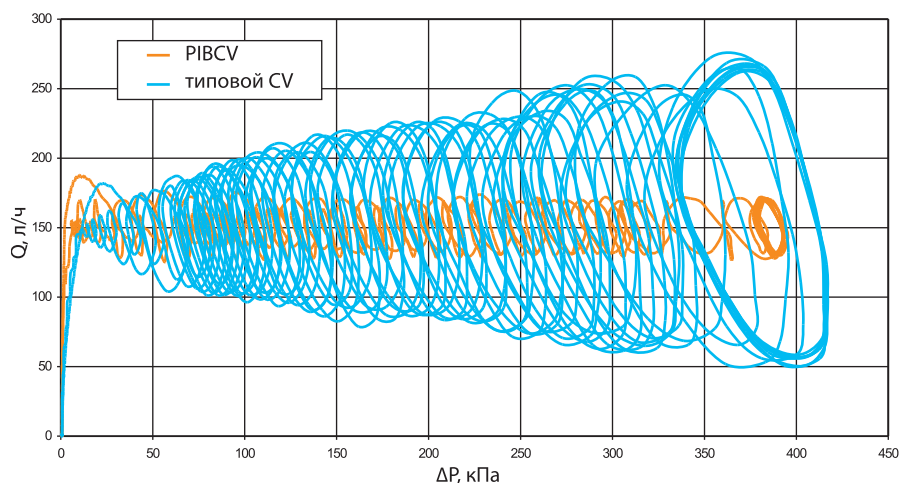


Рис. 19. Сравнение контролирующих клапанов в обеспечении заданного (150 л/ч) расхода: типового двухходового (CV) и PIBCVCV. Оба клапана управляются электроприводом с постоянным сигналом (модулированным, тип АМЕ)

Это обеспечивает сохранение высокого уровня теплового комфорта при низких эксплуатационных затратах вследствие устранения описанного ранее явления избыточных перетоков теплоносителя.

Системы с постоянным и с переменным гидравлическим режимом. Сравнение эксплуатационных затрат

В заключение статьи о разных решениях регулирования систем отопления и охлаждения представим сравнение эксплуатационных затрат по трем типовым решениям (рис. 20). Сопоставление проведено только по инвестиционным затратам на эти системы и эксплуатационным затратам на перекачку теплоносителя. При этом не учтены другие аспекты, такие как: эффективность работы агрегатов (чиллеров), обеспечение теплового комфорта в помещениях, расход электроэнергии фанкойлами и т. д.

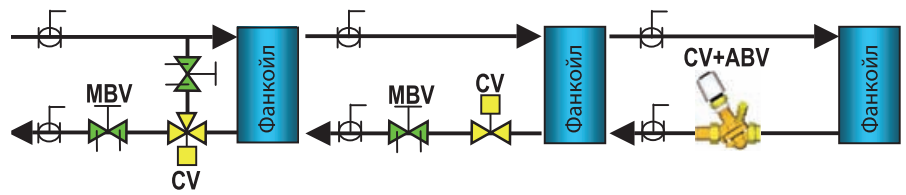
Описание объекта сравнения

Сопоставление проведено для системы охлаждения существующей гостиницы. Исходные данные:

- 15-этажное здание, 10 стояков;
- расстановка ручных балансировочных клапанов в соответствии со схемой на рис. 21;

- общий расход холодоносителя – 215 м³/ч;
- напор насоса – 250 kPa;
- мощность насоса – 20,1 kW; насос принят:
 - вариант 1 – нерегулируемый по причине наличия постоянного гидравлического режима;
 - вариант 2 – с преобразователем частоты по постоянному перепаду давления;
 - вариант 3 – с преобразователем частоты по пропорциональному перепаду давления.
- количество фанкойлов (FCU) – 941 шт.;
- стоимость электроэнергии – 0,0835 €/кВт•ч;
- степень использования номеров гостиницы на основании статистических данных:
 - 100 % – 6 % времени эксплуатации;
 - 75 % – 15 % времени эксплуатации;
 - 50 % – 35 % времени эксплуатации;
 - 25 % – 44 % времени эксплуатации.

Для вышеуказанных исходных данных рассчитаны затраты на перекачку холодоносителя по характеристикам насосов для вариантов 2 и 3 (рис. 22). Поскольку в варианте 1 применена схема с постоянным гидравлическим режимом, то для него анализ затрат при различной заселенности не проводится, т. к. в этом случае расход холодоносителя постоянен, а затраты на его перекачку – самые высокие. Затраты на перекачку рассчитаны при различной степени использования (заселения) номеров гостиницы. Для иных типов зданий, например, офисных, можно принять почасовое использование отдельных помещений в зависимости от времени работы арендаторов. Потребление электрической энергии рассчитано на основании характеристик насоса и данных о переменном расходе, являющемся следствием изменения нагрузки (степени использования номеров) конечных потребителей. Расчеты представлены в таблице. Для упрощения принято, что гос-



Вариант 1

с постоянным гидравлическим режимом; CV – контролирующий трехходовой клапан; MBV – ручной балансировочный вентиль

Вариант 2

с переменным гидравлическим режимом; CV – контролирующий двухходовой клапан; MBV – ручной балансировочный вентиль

Вариант 3

с переменным гидравлическим режимом; CV+ABV – многофункциональный клапан типа PIBCV

Рис. 20. Сравнимые варианты систем

тинича используется в течение 365 дней в году и конечные потребители (фанкойлы в номерах) работают в течение 24 часов в сутки.

Вариант 1. Общие годовые затраты на перекачку составляют 14 707 евро, затраты в перерасчете на один клапан – 15,62 евро. Напоминание: изменение нагрузки конечных потребителей в такой системе не влияет на изменение расхода. Таким образом, следует учитывать, что затраты в такой системе являются самыми высокими.

Вариант 2. Общие годовые затраты на перекачку составляют 11 616 евро. Затраты в перерасчете на один клапан – 12,34 евро. Экономия по сравнению с вариантом 1 – 26 %. Напоминание: ручные балансиро-

вочные клапаны (MBV) не устраняют избыточные перетоки между конечными потребителями и не обеспечивают соответствующей балансировки системы при переменном гидравлическом режиме.

Вариант 3. Общие годовые затраты на перекачку составляют 6778 евро. Затраты в перерасчете на один клапан – 7,20 евро. Экономия по сравнению с вариантом 1 – 117 %. Экономия по сравнению с вариантом 2 – 71 %. Клапаны типа PIBCV, благодаря автоматической функции балансировки, а также возможности индивидуальной стабилизации давления для контроля температуры, обеспечивают отличные условия работы во всем режиме изменений расхода, и благодаря

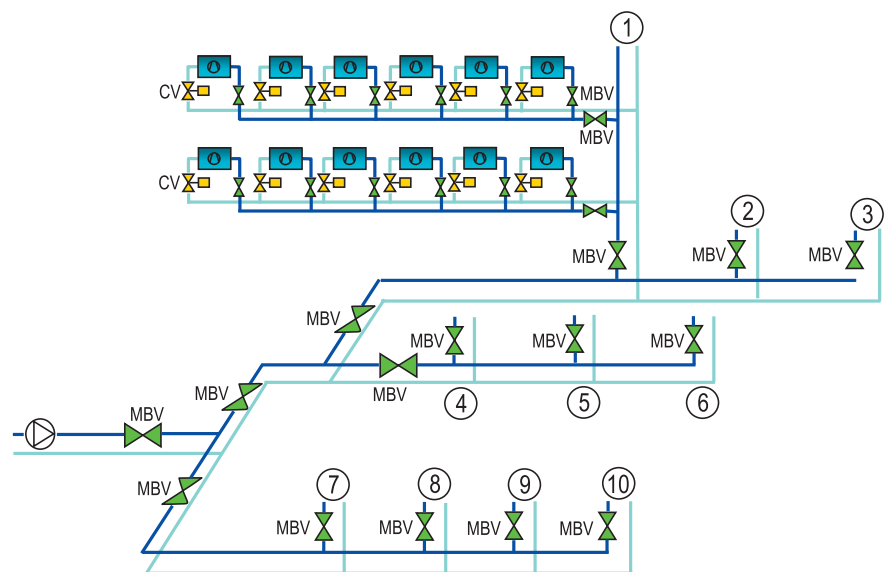


Рис. 21. Схема расстановки ручных балансировочных клапанов для варианта 1 и варианта 2

этому – минимальные эксплуатационные затраты.

Инвестиционные затраты

Система запроектирована при максимальной скорости потока: в горизонтальных трубопроводах 2,2 м/с, в стояках 1,5 м/с. Ручные балансировочные клапаны установлены с возможностью обеспечения наладки системы по компенсационному методу с целью оптимизации работы насоса. В вариантах 1 и 2 количество, тип и диаметры ручных балансировочных вентилей приняты одинаковыми в соответствии со схемой на рис. 21. В варианте 3 отсутствуют эти балансировочные вентили из-за ненужности. Для всех вариантов выбраны термоприводы типа on/off с целью сопоставления вариантов по минимальным инвестиционным затратам, а также из-за довольно большого разнообразия контролируемых клапанов и приводов.

Вариант 2 проанализирован по двум подвариантам: 2А – с контролирующими клапанами RAC и 2Б – с VZ2. Для варианта 2 специально применены два совершенно разных типа контролируемых клапанов: хороший (вариант 2А) и улучшенный (вариант 2Б). Разница в капитальных затратах является следствием разницы в стоимости клапанов, вызванной конструктивными особенностями клапанов и отличием технических характеристик, таких как допустимый перепад давления и т. д.

Сравнение осуществлено по ценам в прайс-листе фирмы «Данфосс» от 1.06.07 г. Затраты представлены на рис. 23. К общей стоимости клапанов (капитальные затраты) добавлены затраты на монтаж и наладку. Разница затрат на монтаж и наладку вызвана количеством устанавливаемых клапанов. В варианте 3 установлены клапаны только у фанкойлов, в то время как в варианте 1 и 2 еще и на стояках, магистральных ветвях и у насоса. Для упрощения, в вариантах 1 и 2 в учет взята только единоразовая наладка при запуске системы. В действительности, ее осуществляют ежегодно из-за изме-

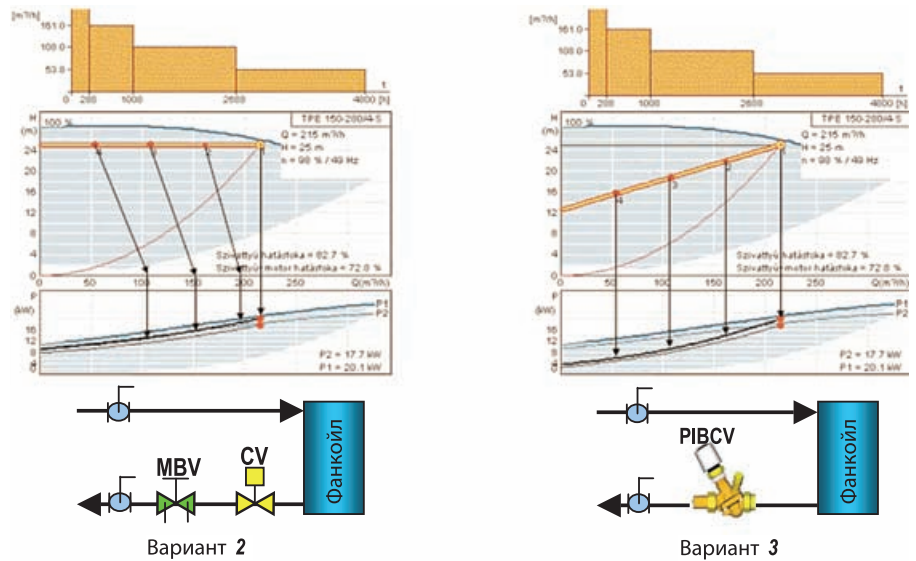


Рис. 22. Алгоритм определения затрат электроэнергии на перекачку холодоносителя для вариантов 2 и 3 по продолжительности заселенности номеров гостиницы

Таблица 1. Расчет затрат на перекачку холодоносителя в пересчете на один фанкойл

Заселенность гостиницы, %	Расход холодоносителя, м³/ч	Электропотребление насоса, кВт·ч	Заселенность за год, %	Заселенность за год, день	Заселенность за год, час	Годовой расход электроэнергии кВт·ч/год
Вариант 1						
100	215,00	20,10	6,00	21	504	10 130
75	215,00	20,10	15,00	54	1296	26 049
50	215,00	20,10	35,00	127	3048	61 264
25	215,00	20,10	44,00	163	3912	78 631
Сумма			100,00	365	8760	176 074
Общие затраты на перекачку						14 707
Затраты электроэнергии за год на один фанкойл, €/FCU						15,62
Вариант 2						
100	215,00	20,10	6,00	21	504	10 130
75	215,00	19,20	15,00	54	1296	24 883
50	215,00	16,30	35,00	127	3048	49 682
25	215,00	13,90	44,00	163	3912	54 376
Сумма			100,00	365	8760	139 071
Общие затраты на перекачку						11 616
Затраты электроэнергии за год на один фанкойл, €/FCU						12,34
Вариант 3						
100	215,00	20,10	6,00	21	504	10 130
75	215,00	14,70	15,00	54	1296	19 051
50	215,00	9,31	35,00	127	3048	28 376
25	215,00	6,03	44,00	163	3912	23 589
Сумма			100,00	365	8760	81 146
Общие затраты на перекачку						6778
Затраты электроэнергии за год на один фанкойл, €/FCU						7,2

нения гидравлических параметров системы. Затраты, связанные с монтажом и запуском системы, приняты по минимальному уровню средне-европейских расценок – 10 евро/ч. В качестве примера: в высокоразвитых странах ЕС эти затраты составляют 20...30 евро/ч.

Капитальные затраты (стоимость клапанов) варианта 1 – 111144 евро, варианта 3 – 112606 евро. Как видим, разница незначительна, хотя в варианте 3 применены контролирующие клапаны в несколько раз превышающие по стоимости трехходовые клапаны варианта 1 (напоминание: в варианте 3 не нужны ручные балансировочные клапаны на стояках, ветках и у насоса). Капитальные затраты для вариантов 2 более привлекательны и зависят от типа используемых клапанов. Это вызвано прежде всего тем, что двухходовые клапаны дешевле трехходовых.

Каждый вариант проектного решения требует индивидуального расчета затрат по причине их существенного различия. Так, с учетом затрат на монтаж и запуск системы, может случиться (как в данном примере), что общие инвестиционные затраты вариантов с более дешевыми клапанами оказываются выше (варианты 1 и 2 Б в сравнении с вариантом 3). Общим подходом является следующая закономерность: чем разветвлённее система и чем больше здание, тем выше общие инвестиционные затраты в системе с ручными балансировочными вентилями: увеличивается количество вентилей на стояках и ветках, увеличивается их диаметр и, следовательно, стоимость, затраты на установку и наладку.

Если система с централизованным управлением, так называемым BMS (Building Management System), тогда с целью обеспечения соответствующего регулирования (надлежащего теплового комфорта) для нее изначально применяют контролирующие клапаны высокого качества с хорошими приводами (регулирование модулированным сигналом), как, например, в вариан-

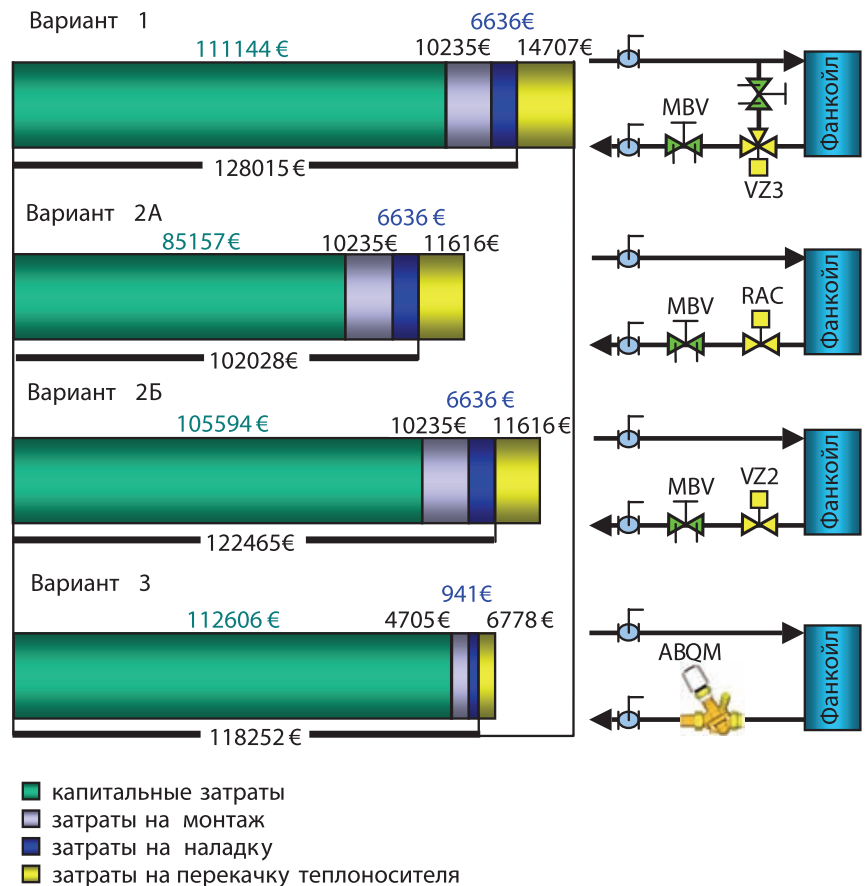


Рис. 23. Сопоставление затрат

те 3. Для менее «требовательных» объектов, где изначально предполагаются более низкие условия теплового комфорта (более слабое регулирование) следует помнить о дополнительных затратах, таких как количество рекламаций, стоимость сервисного обслуживания, низкий комфорт (значительное отклонение температуры), которые не были учтены в данной работе.

Таким образом, в проекте могут быть изначально ошибочно приняты более дешевые клапаны. Но уже на следующем этапе строительства – монтаже и наладке системы существенно возрастают затраты. Кроме того, при этом ошибочно не приняты во внимание эксплуатационные затраты.

Использование нового поколения клапанов, таких как многофункциональные комбинированные типа PIBCV, создают новые возможности:

- для проектировщиков – более простое проектирование: легкий подбор клапанов без необходимости проведения кропотливых расчетов по гидравлической вязке циркуляционных колец;
- для инвесторов, монтажных и наладочных организаций – уменьшение инвестиционных затрат, уменьшение затрат на монтаж и автоматический запуск системы;
- для пользователей – низкие эксплуатационные затраты и очень высокое качество регулирования.

Ознакомиться с гидравлической нестабильностью системы с попутным движением теплоносителя (система Тишельмана) можно на гидравлическом стенде «Системы обеспечения микроклимата» в фильме за 2009 г. по ссылке: <http://www.danfoss.com/Ukraine/BusinessAreas/Heating/Downloads/Downloads+on+demostand+films.htm>.