

Математическое моделирование гидравлических режимов балансировки и управления подсистемой нагревания и охлаждения-осушения воздуха в СКВ и СВ¹

Д.т.н., профессор А.Г. Сотников*,
НП «АВОК-Северо-Запад»;
магистрант А.П. Русаков,

ГОУ Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий

Ключевые слова: давление; расход; характеристика; балансировка; управление; клапан; плунжер; режим; модель; график; зависимость; *запирание*; *шунтирование*; нелинейность.

Основной характеристикой, получаемой и анализируемой в модели, является БРХ – **балансировочно-регулирующая характеристика** (график) смешения в узле в зависимости от сочетания многих факторов: обвязки, перемычек, расположения соответствующих клапанов, давлений ($P_1, P_2, P_{нас}$) и других параметров, представляемая в виде:

$$\bar{G}_{W_{см}} = G_W / G_{W_{см}} = \frac{t_{W_{см}} - t_{W_{к}}}{t_{W_{н}} - t_{W_{к}}} = f(\bar{h}, n, \bar{p}, s, \zeta, \dots), \quad (6)$$

где $\bar{h} = 0 \dots 1$ – относительное положение плунжера трехходового регулирующего клапана, $n = 0 \dots 10$ – число оборотов балансировочного клапана, $\bar{p} = 0,01 \dots 10$ – относительное давление воды в подсистеме, s – относительное сопротивление клапана в долях от располагаемого давления $P_1 - P_2 + P_{нас}$, ζ – КМС клапана данной конструкции.

В частном случае при $\bar{h} = \text{const}$, а $n = \text{var}$ характеристику одсистемы называют **балансировочной**, а в другом частном случае при $\bar{h} = \text{var}$, а $n = \text{const}$ – **регулирующей** характеристикой подсистемы. При разных перемычках формула (6) трансформируется (см. рис. 1), в нее подставляют разные индексы и температуры воды.

Для получения балансировочно-регулирующей характеристики (БРХ) подсистемы в разных режимах работы создана ее математическая модель, предложены методы обработки и обобщения данных. После этого выполнены расчеты в разных режимах использования перемычек, позволившие определить все режимные параметры при заданных положениях балансировочных и регулирующего клапанов, соотношения давлений в сети и насоса, конструкции арматуры и начальных условий (рис. 8).

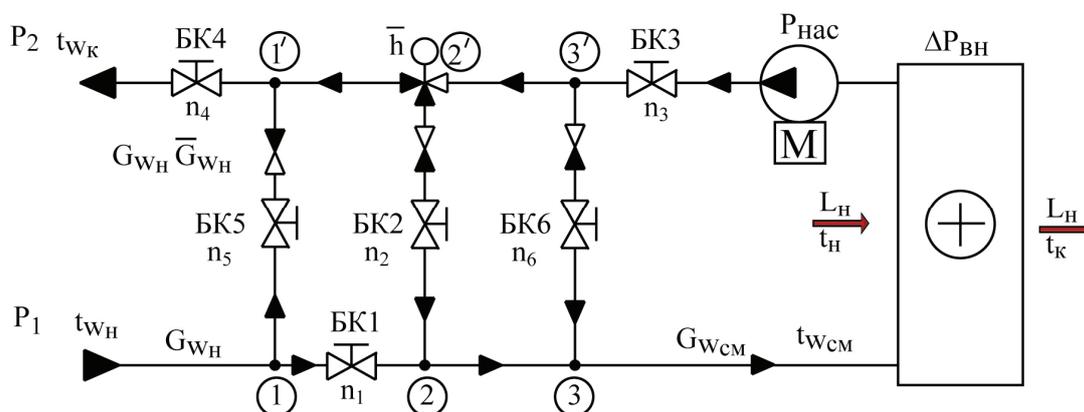


Рисунок 8. Упрощенная схема узла нагревания с нумерацией всех балансировочных клапанов

¹ Начало статьи – см. № 1, 2011. Нумерация формул и рисунков в этой статье продолжает принятую нумерацию в первой части.

При создании модели приняты следующие допущения:

- в модели рассматриваются установившиеся режимы течения воды;
- начальные условия для точек измерения параметров горячей ($P_1, t_{\text{гн}}$) и обратной ($P_2, t_{\text{обк}}$) воды приняты независимыми от фактического расхода горячей воды в подсистеме;
- скорость воды в трубопроводах обвязки принята невысокой, длина труб – малой, вследствие чего гидравлическое сопротивление труб считается пренебрежимо малым по сравнению с сопротивлением аппарата и арматуры, и поэтому его не учитывают ($\Delta P_{\text{тр}} \ll P_{\text{нас}}$);
- расход воздуха через аппарат принят известным и постоянным;
- коэффициент эффективности аппарата $\theta_B = f(G_B, G_{\text{всм}})$ принят постоянным и не зависящим от расхода воды при его незначительном изменении.

Для построения математической модели приняты следующие положения и зависимости:

- схема обвязки воздухонагревателя имеет разное число перемычек, разное расположение по отношению к основной (2 – 2') и разное число балансировочных клапанов; в процессе рассмотрения некоторые элементы могут исключаться из схемы;
- во всех узлах алгебраическая сумма расходов воды равна нулю;
- для параллельных полуколец циркуляции принято условие равенства сопротивлений этих полуколец;
- для рассматриваемой системы выбран воздухонагреватель с эффективностью $\theta_B = 0,4$, перепад давления на воздухонагревателе зависит от расхода воды и аппроксимирован степенной функцией $\Delta P_{\text{BH}} = a G_{\text{всм}}^b$;
- перепад давления, создаваемый насосом, зависит от расхода воды по формуле (3);
- в качестве балансировочных клапанов приняты многооборотные клапаны Danfoss, их характеристики представлены на рис. 7;
- значения k_v балансировочных клапанов определяются в зависимости от их диаметра d_v , степени открытия (числа оборотов n) и аппроксимированы многочленами вида $k_{vs} = f(d_v, n)$;
- перепады давлений на каждом из балансировочных клапанов определяются по зависимости $\Delta P_{\text{ок}} = 100(G_W/k_{vs})^2$, кПа;
- в качестве трехходового принят клапан с протечкой, его КМС при разных положениях плунжера приведен на рис. 6;
- перепад давления, кПа, и условный расход k_{vs} приняты связанными с коэффициентами сопротивления трехходового клапана по формуле (5) и определяются на проход и поворот по уравнению Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{рег.кл}} = \left(\frac{G_{\text{всм}}}{F_{\text{см}}} \right)^2 \frac{\rho_W \zeta(\bar{h})}{2}, \quad (7)$$

- все текущие параметры воды и воздуха приняты переменными, но для упрощения рассмотрения модели некоторые начальные параметры зафиксированы.

Для определения относительного расхода воды \bar{G}_W учитывают температуры воды, см. формулу (6). Если требуется определить положение трехходового клапана, то задаются относительным расходом воды \bar{G}_W .

Для уменьшения числа переменных, упрощения обработки опытных данных и возможности их обобщения введены следующие комплексы.

Относительный перепад давления $\bar{p} = (P_1 - P_2) / P_{\text{нас}} = 0 \dots \infty$ есть отношение перепада давлений на границах данной подсистемы к давлению насоса. В одном крайнем случае при $\bar{p} \rightarrow \infty$ циркуляционный насос отсутствует или не влияет на циркуляцию, подмешивание воды не происходит и аппарат управляется расходом воды. В другом крайнем случае при $\bar{p} \rightarrow 0$ перепад давлений в теплосети очень мал, внешняя вода не поступает к узлу нагревания и аппарат работает на циркулирующей воде, которая при включенном вентиляторе быстро остывает.

Во всех остальных реальных случаях при $\bar{p} = 0,01 \dots 10$ к аппарату поступает смесь горячей и рециркуляционной воды, но наблюдается эффект *запирания* (см. далее). В частности, вода с большим давлением в определенных режимах *не пускает* другую воду с меньшим давлением, и процесс смешения не происходит. Последнее обстоятельство, не описанное в литературе по ОВ-технике, отличает реальную

Сотников А.Г., Русаков А.П. Математическое моделирование гидравлических режимов балансировки и управления подсистемой нагревания и охлаждения-осушения воздуха в СКВ и СВ

систему от той, которую обычно рассматривают. Все это вместе приводит к существенному искажению регулировочной характеристики трехходового клапана по сравнению с его собственной (без сети), его коэффициента передачи $k_{\bar{G}_w - \bar{h}} = d\bar{G}_w / d\bar{h}$ и в целом процесса управления.

В узлах (тройниках) такой системы при открытых переключках вместо трех расходов воды: внешней, рециркуляционной и их смеси, – рассматривают **относительный расход воды на проход** (формула (6)). **Относительное сопротивление трехходового регулирующего клапана** s в принятых обозначениях давления \bar{p} определялось как $s = \Delta P_{кл} / ((\bar{p} + 1)P_{нас})$ и в исследованиях составляло $s > 0,8$.

Все рассмотренные режимы, отличающиеся используемыми и закрытыми переключками, балансировочными клапанами, относительным давлением \bar{p} и другими условиями, представлены на сводной блок-схеме исследований (рис. 9).

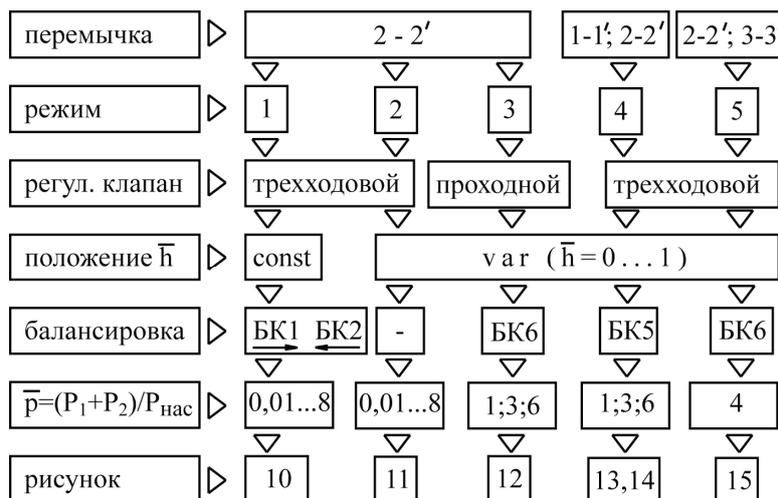


Рисунок 9. Сводная блок-схема исследований в рамках задачи о математическом моделировании гидравлических режимов балансировки и управления подсистемы нагрева и охлаждения-осушения воздуха в СКВ и СВ

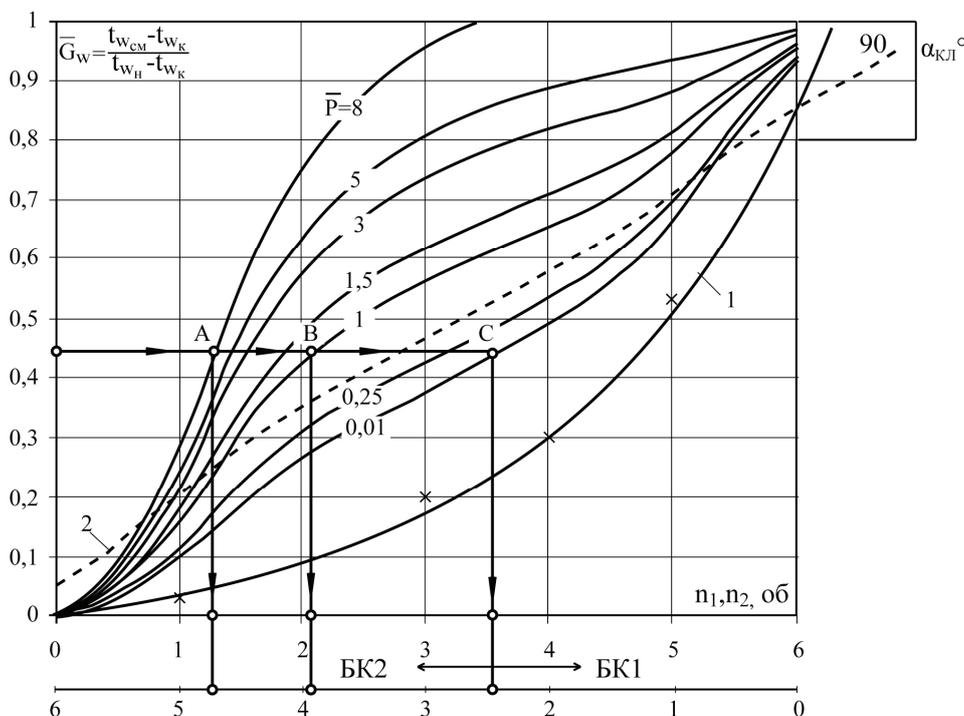


Рисунок 10. Балансировочная характеристика узла – зависимость относительного расхода воды \bar{G}_{w2} от относительного перепада давлений $\bar{p} = 0,01 \dots 8$ и оппозитной (встречной) балансировки узла клапанами BK1 и BK2. Регулирующий клапан находится в промежуточном положении $\bar{h} = 0,7$, его собственная характеристика без учета сети – линия 1, пунктирная линия 2 – собственная регулировочная характеристика оппозитных воздушных клапанов наружного и рециркуляционного воздуха центральных кондиционеров, испытанных без сети [17]

Ключ: при требуемом по условиям нагрева воздуха относительном расходе воды $\bar{G}_{w2} = 0,45$ и разном $\bar{p} = 8; 1$ и $0,01$ балансировочные клапаны BK1 и BK2 находятся в разных положениях

Режим 1. В этом режиме балансировка (рис. 10) производится оппозитно (встречно) только клапанами БК1 и БК2, клапаны БК3 и БК4 приняты полностью открытыми, перемычки 1 – 1' и 3 – 3' закрыты, трехходовой клапан зафиксирован в положении $\bar{h} = 0,7$. Такой режим в известном смысле имитирует работу трехходового регулирующего клапана, поэтому зависимости для этих случаев оказались достаточно похожими (рис. 10, 11).

На основе исследований этого режима можно сделать вывод, что относительный перепад давлений очень сильно влияет на характеристику узла. В частности, при большом значении $\bar{p} = 8$ отмечается *запирание*, когда $\bar{G}_w = 1$, т. е. горячая вода не пускает на подмешивание обратную. Эта характеристика является криволинейной, хотя при $\bar{p} = 0,25 \dots 1,5$ кривизна выражена меньше.

Режим 2. В данном режиме (рис. 11, а) исследуется регулировочная характеристика узла при *обычном* управлении трехходовым водяным клапаном, $n = const$, анализируется ее кривизна, явление *запирания* при разных значениях $\bar{p} = 0,01 \dots 8$. Для сравнения на рис. 11, б приведена регулировочная характеристика круглого одностворчатого дроссельного воздушного клапана при его разном относительном сопротивлении: $\zeta_{p,y} = \Delta P_{кл}(\alpha) / P_{дин}$. Очевидна аналогия гидравлических и аэродинамических характеристик, несмотря на существенное различие конструкции этих устройств. Обращаем внимание читателя, что положение регулирующего органа на рис. 11, а соответствует горизонтальной оси, а на рис. 11, б – вертикальной, т. е. эти рисунки повернуты один относительно другого на 90° , что нужно учитывать при сравнении и анализе.

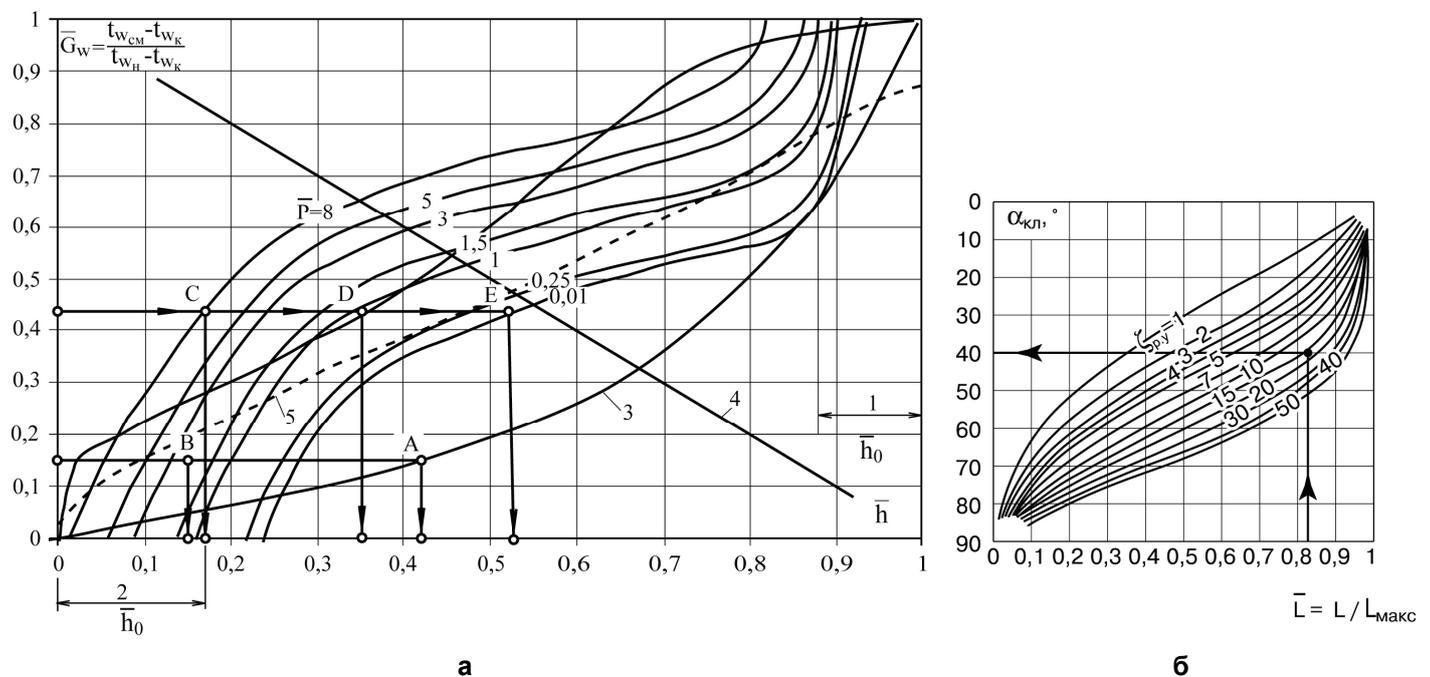


Рисунок 11. Сравнительные регулировочные характеристики трехходового водяного и круглого воздушного клапана:

а – влияние относительного перепада давлений $\bar{p} = 0,01 \dots 8$ на регулировочную характеристику узла нагревания: 1, 2 – зона *запирания* горячей водой обратной воды и наоборот; 3, 4 – собственная характеристика трехходового клапана на проход и на поворот; 5 – собственная регулировочная характеристика оппозитных воздушных клапанов наружного и рециркуляционного воздуха центральных кондиционеров, испытанных без сети [17].

Ключ: в конкретном режиме нагревания воздуха $t_{wн} = 67^\circ\text{C}$, $t_{wсм} = 45^\circ\text{C}$, $t_{wк} = 30^\circ\text{C}$, чему соответствует относительный расход воды $\bar{G}_{wсм} = (45 - 30) / (67 - 30) = 0,45$. Для этого случая при $\bar{p} = 8$ в точке **С** положение плунжера $\bar{h} = 0,17$, при $\bar{p} = 1$ в точке **Д** — $\bar{h} = 0,35$, при $\bar{p} = 0,01$ в точке **Е** — $\bar{h} = 0,53$.

Таким образом, положение плунжера \bar{h} существенно меняется в зависимости от относительного давления \bar{p} ;

б – влияние относительного сопротивления проходного створчатого воздушного клапана и угла поворота его створки на его регулировочную характеристику $\bar{L} = L / L_{расч} = f(\alpha_{кл}, \zeta_{p,y})$

Рассмотренный режим является основным для работы трехходового клапана, поэтому выводы, которые можно сделать из рис. 11, а, являются наиболее важными для процесса управления. Прежде всего отмечаются криволинейность регулировочной характеристики и эффекты *запирания* на участках 1 и 2 рис. 11, а, зависящие от величины \bar{p} . В частности, при малом \bar{p} обратная вода не пускает горячую, при большом \bar{p} , наоборот, горячая вода не пускает обратную. В этих случаях процесс управления температурой воды перед аппаратом не происходит. Совместные явления *запирания* меньше выражены, если $\bar{p} \approx 1$. Наблюдаемые на практике колебания давления в сети негативно отражаются на регулировочной характеристике узла нагревания, требуется стабилизация перепада давлений P_1-P_2 или периодическая балансировка.

Режим 3. В этом режиме моделируется БРХ при управлении проходным клапаном на участке 2' – 3' (вместо трехходового), и одновременно с этим происходит балансировка клапаном БК6 (рис. 12).

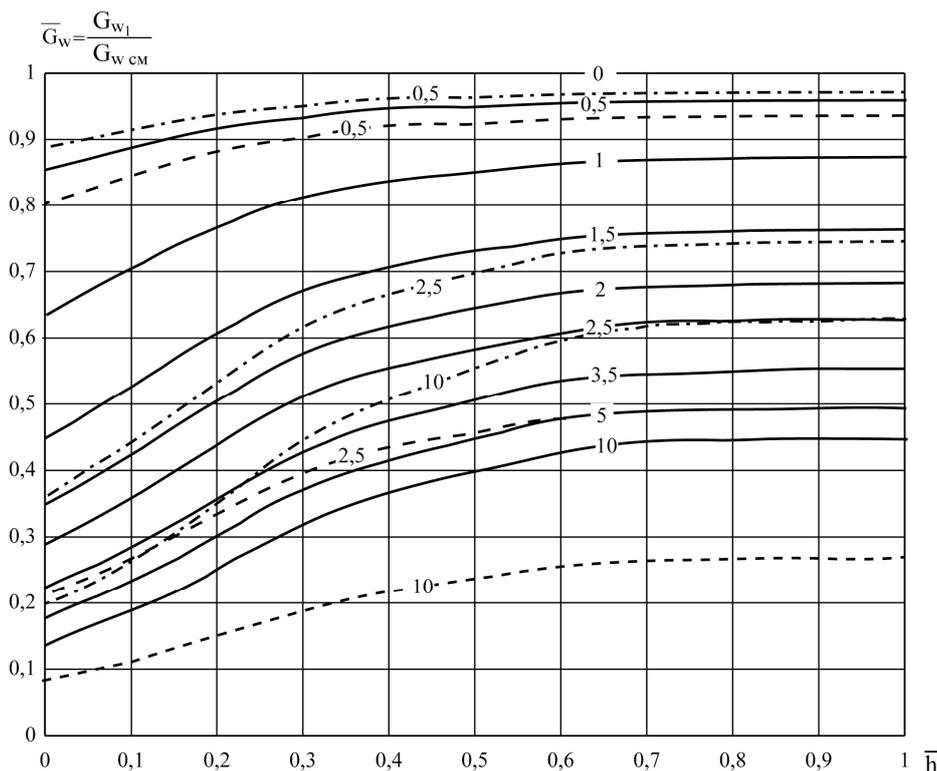


Рисунок 12. Балансирующе-регулирующая характеристика (БРХ) узла нагревания при разных значениях $\bar{p}=1, 3, 6$, одновременном управлении проходным водяным клапаном и балансировке узла балансирующим клапаном БК6 на перемычке 3 – 3':
пунктир – $\bar{p}=1$; сплошная – $\bar{p}=3$; штрихпунктир – $\bar{p}=6$

Из графика следует, что проходным клапаном можно управлять в гораздо более узком диапазоне расходов, чем трехходовым. Характеристики заметно сдвигаются при изменении относительного перепада давлений. Отмечается, что при таком управлении расход воды меняется очень сильно (почти в 8 раз), что, безусловно, влияет на эффективность процесса нагревания. В силу этих особенностей данная схема управления не рекомендуется к использованию.

Режим 4. В данном режиме моделируется БРХ при управлении трехходовым клапаном на перемычке 2 – 2' и управлении (*шунтировании* воды) клапаном БК5 на перемычке 1 – 1'. На рис. 13 и 14 показано влияние перепуска воды балансирующим клапаном БК5 на работу трехходового клапана. Остальные клапаны зафиксированы в некоторых конкретных промежуточных положениях. Заметим здесь, что *шунтирование* как параллельный узлу перепуск воды предпочтительнее, чем дросселирование, когда одновременно меняются расход, сопротивление, а главное, КМС узла. В частности, изменение этого расхода требуется при пусконаладочных работах и, возможно, при обслуживании системы и появлении достаточных колебаний перепада давления в сети теплоснабжения.

Как видно на характеристиках (рис. 13 и 14), за счет открытия клапана БК5 увеличивается расход обводимой горячей воды по перемычке 1 – 1', что по законам гидравлики приводит к перераспределению потоков в узле 2. Это влияет на балансирующие характеристики трехходового клапана.

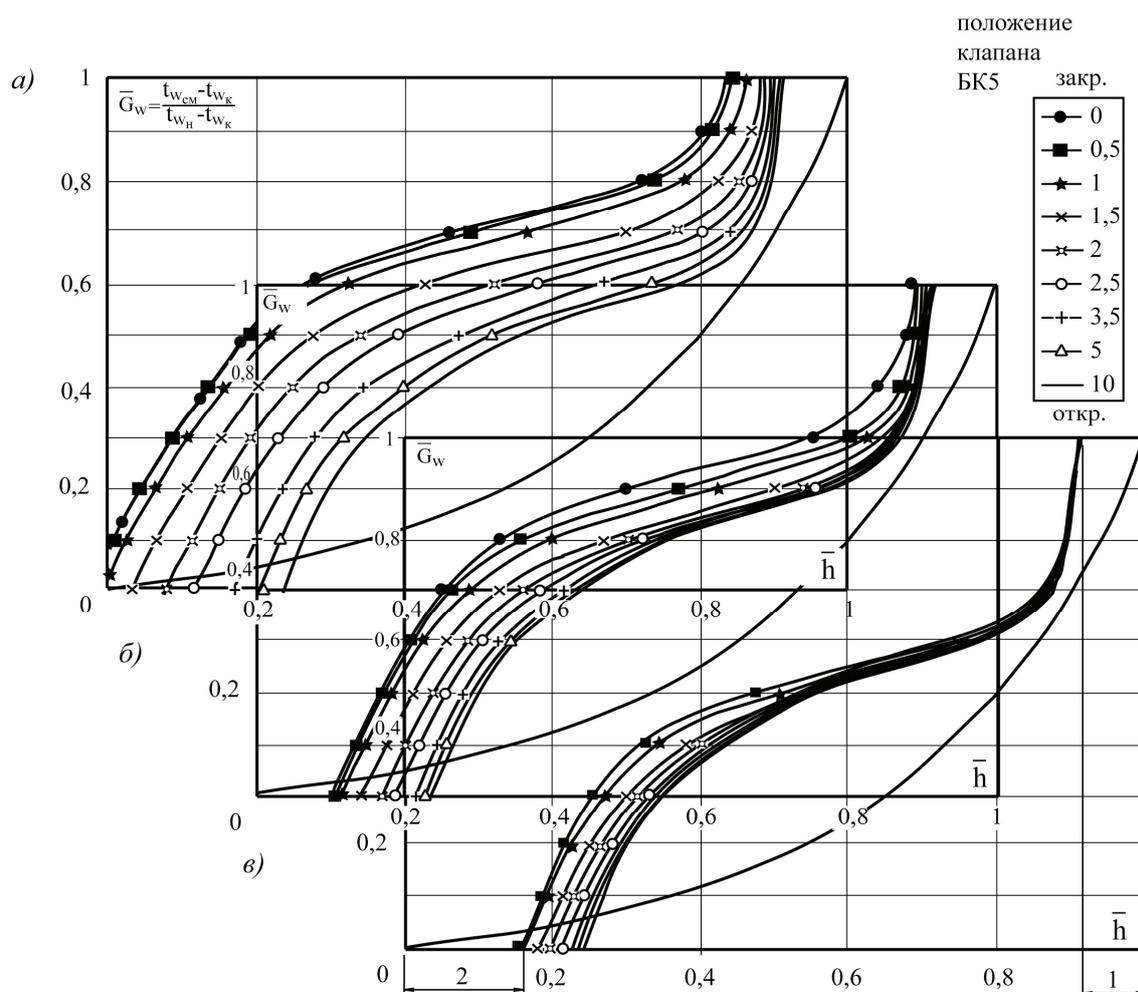


Рисунок 13. Балансировочно-регулирующая характеристика (БРХ) узла нагревания при разных значениях $\bar{p} = 1, 3, 6$, одновременном управлении трехходовым водяным клапаном и балансировке узла *шунтирующим* балансировочным клапаном BK5 на перемычке 1 – 1':
1, 2 – режимы, где обнаружен эффект *запирания* потока (один поток не пускает другой);
а – при $\bar{p} = 6$; б – при $\bar{p} = 3$; в – при $\bar{p} = 1$

На основе анализа полученных зависимостей для этого режима можно сделать такие выводы.

- Влияние балансировки на перемычке 1 – 1' тем сильнее, чем выше относительный перепад давления в системе. При малых относительных перепадах давления ($\bar{p} < 3$) регулирование перемычкой возможно только в небольших пределах. В таких случаях применять подобный метод является нецелесообразным. При больших же относительных перепадах давления в системе ($\bar{p} > 3$), соответствующих высоким перепадам давления в сети теплоснабжения, подобное регулирование возможно в достаточно широких пределах, что делает вполне возможным использование этой перемычки для балансирования системы.
- При открытии балансировочного клапана BK5 (рис. 14) расход воды по перемычке постепенно увеличивается. При достаточно небольшом открытии клапана расход воды меняется значительно, далее (в данном примере – после 3,5 оборотов) расход воды меняется слабо. При открытии трехходового клапана увеличивается расход горячей воды, подаваемой в аппарат, и в связи с этим уменьшается расход горячей воды по перемычке 1 – 1'. Таким образом, суммарное потребление горячей воды из сети в процессе работы трехходового клапана (при открытии клапана BK5 на $n=1,5$ и более оборотов) остается примерно на одном уровне, в отличие от системы без перемычки 1 – 1', где потребление горячей воды равно расходу горячей воды через аппарат. В целом, потребление горячей воды в рассматриваемом случае выше.

Температура воды, возвращаемой в сеть, находится на уровне гораздо более высоком, чем при использовании схемы без перемычки 1 – 1'. При положении трехходового клапана вблизи закрытия на проход в систему теплоснабжения возвращается вода почти той же температуры, что и горячая, а при других положениях трехходового клапана обратная вода из аппарата смешивается с горячей водой в близких пропорциях, что также дает весьма высокий температурный уровень. Таким образом, при использовании воды от котельной эта схема является приемлемой, поскольку более высокая температура обратной воды приветствуется. В случае, когда вода поступает от ТЭЦ, данная схема нежелательна, поскольку при возвращении воды выше определенной температуры ($t_{wk} > 0,5t_{wh}$) начисляется штраф.

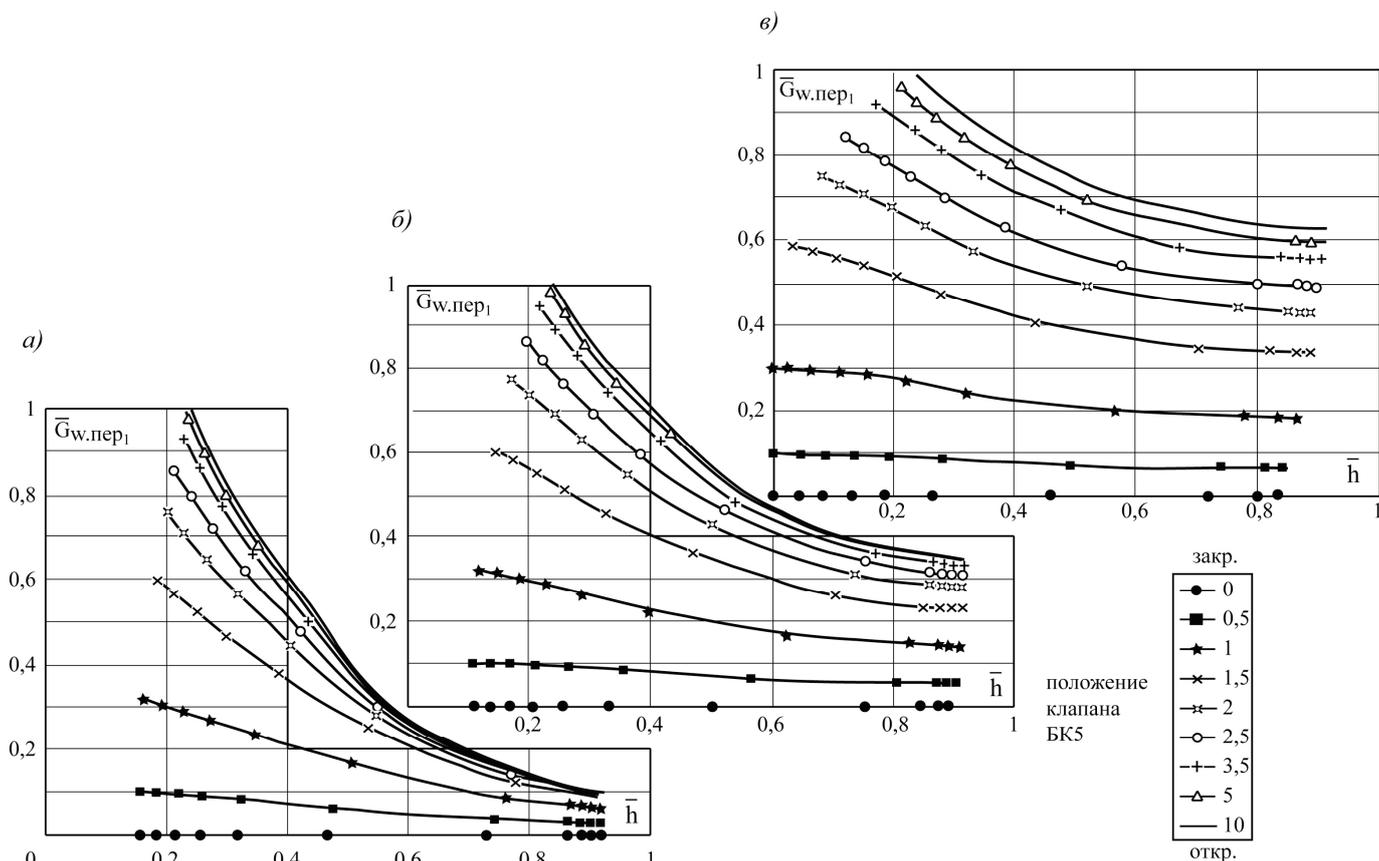


Рисунок 14. Балансировочно-регулирующая характеристика (БРХ) – зависимость относительного расхода воды $\bar{G}_{w.perp1}$ при одновременном управлении трехходовым водяным клапаном и балансировке узла шунтирующим балансировочным клапаном БК5 на перемычке 1 – 1'; а – при $\bar{p} = 1$; б – при $\bar{p} = 3$; в – при $\bar{p} = 6$

Режим 5. Балансировочно-регулирующая характеристика узла нагревания (рис. 15) при управлении трехходовым клапаном и балансировке клапаном БК6 на перемычке 3 – 3'. Этой перемычкой пользуются, чтобы перепустить по ней часть охлажденной воды, тем самым уменьшить расход воды на подмешивание по основной перемычке 2 – 2' и, главное, отодвинуть плунжер регулирующего клапана от положения, близкого к закрытию. В этом случае эффект смешения потоков в двух параллельных перемычках описывается зависимостью

$$\bar{G}_{wсм} = \frac{t_{wсм} - t_{wk}}{t_{wh} - t_{wk}} = \bar{G}_{w2} \bar{G}_{w3}, \tag{8}$$

то есть общий коэффициент смешения равен произведению частных коэффициентов смешения в этих перемычках.

Кроме описанных возможны другие обвязки и режимы как объекты исследований. Они относятся к специальным решениям управления несколькими аппаратами при их последовательной установке по воздуху и последовательно-параллельной обвязке по воде. Такие схемы рекомендуют применять, если дневной и ночной режимы работы нагревателя существенно отличаются. Это имеет место в объектах, где в рабочее время имеют место теплоизбытки и нагревают наружный воздух, а в нерабочее – нагревают

рециркуляционный воздух в режиме воздушного отопления помещения. Пример таких схем и обвязок без использования насоса можно найти в [11, 19, 20], они показаны на рис. 16.

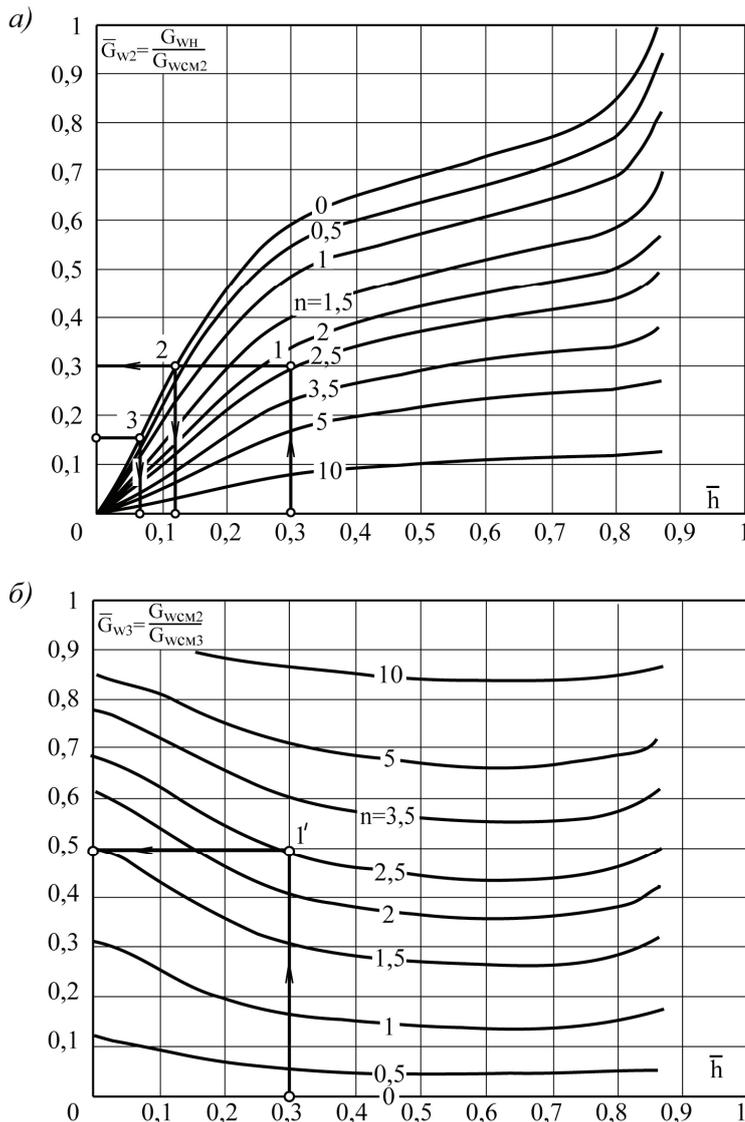


Рисунок 15. Балансировочно-регулирующая характеристика (БРХ) относительного расхода воды $\bar{G}_{wпер1}$ при одновременном управлении трехходовым водяным клапаном и балансировке узла шунтирующим балансировочным клапаном БК6 на перемычке 3 – 3'; а — зависимость изменения \bar{G}_{w2} ; б — зависимость изменения \bar{G}_{w3}
 Ключ: для нагревания воздуха в промежуточном режиме требуется обеспечить $\bar{G}_{wCM} = 0,15$, чему при закрытом клапане БК6 (точка 3) соответствует относительное положение плунжера $\bar{h} = 0,06$ ($h=1,2$ мм), что считаем опасным для возникновения автоколебаний в системе управления. Чтобы исключить это явление, приоткроем клапан БК6 на $n=2,5$ оборота, тогда для точки 1 получаем $\bar{G}_{w2} = 0,3$, $\bar{h} = 0,3$ ($h=6$ мм), а на рис. 15,б в точке 1' получаем $\bar{G}_{w3} = 0,5$, в итоге произведение коэффициентов смешения $\bar{G}_{w2}\bar{G}_{w3} = 0,3 \cdot 0,5 = 0,15$, то есть равно требуемому по условиям, а регулирующий клапан будет отодвинут от положения закрытия, что исключит автоколебания

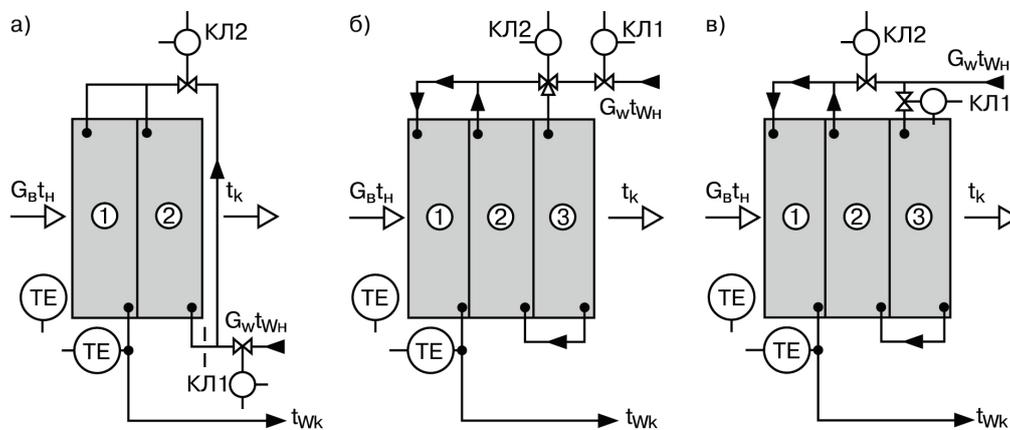


Рисунок 16. Сложные схемы обвязки и управления нескольких последовательно установленных по воздуху аппаратов: а – схема с управляемым обводом теплоносителя и двумя оппозитно управляемыми проходными клапанами; б – схема с двумя оппозитно управляемыми проходным и трехходовым клапанами; в – схема с двумя проходными оппозитно управляемыми клапанами на параллельных потоках

Общие выводы по результатам проведенных исследований.

1. Рассмотренные варианты балансировки и управления подсистемой нагревания и охлаждения-осушения, не рассмотренные в литературе, и полученные зависимости объясняют основные случаи гидравлической балансировки узлов на фоне управления ими.
2. Все характеристики представлены тремя видами: регулировочной, балансировочной и совмещенной БРХ. Отмечена аналогия с регулировочными характеристиками одиночного воздушного клапана, а также при смешении воздушных потоков оппозитной парой воздушных клапанов в центральных кондиционерах, несмотря на существенное различие их конструкций.
3. Математическая модель и методика обработки данных позволили выявить влияние основных факторов: числа перемычек, конкретных характеристик арматуры, относительного перепада давлений и др.
4. Полученные закономерности, описываемые как *запирание*, *шунтирование*, нелинейности и др. являются важными факторами, влияющими на работу регулируемой подсистемы, методику пуско-наладочных работ и эксплуатацию.

Литература:

1. Петитжен Р. Балансировка гидравлических контуров / Пер. со шведск. Швеция: TA Hydronics AB, 1999. 52 с.
2. Жадин С. И., Сенатов И. Г. Пути совершенствования воздухонагревателей СКВ / Обзорная информация. Выпуск 2. М. : ВНИИИС, 1985. 96 с.
3. Зингерман И. И. Исследование и основы расчета регулируемых воздухонагревателей СКВ и В : Автореферат диссертации. Л. : ЛИТЛП им. С.М.Кирова, 1975. 24 с.
4. Краснов Ю. С. Системы вентиляции и кондиционирования, рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке. М. : Термокул, 2004. 373 с.
5. Лебедев Н. И. Гидравлическая увязка первичных и вторичных контуров в системах отопления и холодоснабжения // С. О. К. 2004. №12. URL: <http://c-o-k.ru/showtext/?id=856&from=online¶ms=num%3D12> (дата обращения: 15.02.2010).
6. Минин В. Е. Поверхностные воздухонагреватели / СПбГУНиПТ. СПб., 2001. 128 с.
7. Михайлов С. А. Защита калориферов от замерзания // В кн.: Наладка и проектирование СПВ и КВ. М. : ЦБТИ, 1963. С. 68–79.
8. Пырков В. В. Особенности расчета систем отопления и охлаждения с регулирующими клапанами // С. О. К. №12. 2005. URL: <http://c-o-k.ru/showtext/?id=1238&from=online¶ms=num%3D12> (дата обращения: 15.02.2010).
9. Пырков В. В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения, теория и практика. Киев : Таки справы, 2010. 299 с.
10. СНиП 2.04.05-91*(2000). Отопление, вентиляция и кондиционирование. М. : 2000.
11. Сотников А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. Т. 1. СПб. : АТ-Publishing, 2006. 506 с.
12. Стрижонко О. Г. Качество автоматической защиты калориферов // Водоснабжение и санитарная техника. 1985. №1. С. 9–11.
13. Таранов П. С. Золотая книга руководителя. Ч. III. Социальные закономерности неясной природы. М. : Гранд, 1998. 478 с.
14. Фролов А. М. Предварительный выбор и преднастройка балансировочных вентилялей // С. О. К. 2009. №12. URL: <http://c-o-k.ru/showtext/?id=2399&from=online¶ms=num%3D12> дата обращения: 15.02.2010).
15. Хейфец Д. И. Регулирование теплопроизводительности калориферов СКВ // В кн.: КВ в промышленных и общественных зданиях. М. : Госстройиздат. 1962. С. 48–57.
16. Хейфец Д. И. Регулирование теплообменных аппаратов СКВ. Научное сообщение / Проектпромвентиляция, ЦБТИ. М., 1967. 32 с.
17. Щекин И. Р., Шмыгуль О. П. Регулировочные характеристики смесительных камер центральных кондиционеров // Сборник трудов ВНИИКондиционер. Вып. 6. Харьков, 1977. С. 18-25.
18. Junker V. Klimaregelung / Grundlagen Praxis der Projektierung. München. 1984. 239 p.
19. Грудзинский М. М., Ливчак В. И. Работа калориферных установок в системах круглогодичного кондиционирования // Водоснабжение и санитарная техника. 1971. № 7. С. 27–31.
20. Automatic control. Honeywell. SI Editor. Printed in USA. 1989. 412 p.

**Анатолий Геннадиевич Сотников, Санкт-Петербург, Россия
Тел. моб.: +7(921)347-33-92; эл. почта: asotnikov2005@yandex.ru*