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

Д.т.н., профессор А.Г. Сотников*,
НП «АВОК-Северо-Запад»;
магистр А.П. Русаков,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий

Ключевые слова:

Нагревание и охлаждение-осушение – основные процессы обработки воздуха в СКВ и СВ. Они отличаются сложностью и разнообразием режимов работы аппаратов, управления ими, а воздухонагреватель – еще и повышенной аварийностью. Общепризнано, что по этому показателю, не всегда понятному и плохо объяснимому специалистами, нагревание – «ахиллесова пята» нашей специальности. На основании законов теории вероятности можно оценить соответствующий ущерб в масштабах страны. Он пропорционален общему числу водяных нагревателей – по крайней мере это сотни тысяч; вероятности замерзания воды в трубках и выхода такого аппарата из строя – оценим его за год величиной p=0,2…0,5 и затратами на ремонт или замену аппарата, составляющими в среднем около 10 тыс. руб. При перемножении этих величин можно получить годовую сумму национального ущерба в год, достигающую миллиардов рублей.

Ситуацию крайне осложняет повсеместное недостаточное понимание, а то и пренебрежение постоянно происходящими процессами перераспределения расходов, давлений и температур воды и нагреваемого воздуха при управлении и балансировке этих узлов. Налицо одновременность аэродинамических, гидравлических и тепловых процессов в подсистеме нагрева или охлаждения, отягощаемая массообменном при осушении воздуха. К воздухоохладителям этот материал относится в том случае, когда аппаратом управляют переменной температурой воды перед ним. Переход на казалось бы безаварийное насосное решение и схему с подмешиванием, постоянный расход воды и постоянная скорость воды в трубках устраняет одни причины, однако, как показала практика, полностью не спасает от этой беды.

При достаточном количестве разных публикаций на основные вопросы отвечают далеко не все, тем более что замерзание воды в трубках, как и многие аварии в технике – явление многофакторное [3, 7, 11, 16]. В общем случае замерзание воды или хотя бы опасность замерзания является сложным стохастическим явлением, и поэтому его можно описывать известным законом американского инженер-капитана Э. Мэрфи [13], открытого им еще в 1949 г., а точнее четвертым следствием из него, гласящим: «…*если четыре причины возможных неприятностей заранее устранены, то всегда найдется пятая*…». Впрочем, об этом говорят и другие законы: расширенный закон Мэрфи, следствие Франсдика, расширение закона Мэрфи, сделанное Гаттузо и др.

Традиционная надежда на защиту не всегда верна, т.к. в автоматизации принято, что защита должна работать лишь в *аварийных* по замерзанию ситуациях. Это стечение обстоятельств требует своего точного объяснения и формализации в виде неравенств. К тому же система защиты, как это доказано ведущими специалистами [3, 11], должна работать в разных алгоритмах в рабочее и нерабочее время. Большой процент инженеров – «*варягов*», пришедших из других специальностей и укрепившихся в нашей профессии, с одной стороны, укрепляет и расширяет возможности, а с другой – требует серьезного обучения и переподготовки. Подводя итог изложенному, подчеркнем самое главное – работа подсистемы нагревания и охлаждения требует досконально изучить ее *изнутри*, с учетом всех тонкостей и безаварийности.

Массовый интерес и первые публикации, например [7, 12, 15, 16 и др.], появились еще в 60-х–70-х гг. XX в. с началом серийного выпуска отечественных центральных секционных кондиционеров, сначала КД, потом КТ и КТЦ. В то далекое от нашей эпохи время процессом управляли проходным клапаном, т.е. расходом воды через аппарат. Эти публикации, подготовленные опытными инженерами-наладчиками, отражали проблемы безаварийной работы и управления нагревателем. Тогда не было ни циркуляционных насосов, ни трехходовых клапанов, ни балансировочной арматуры, ни надежных и точных приборов контроля. В гидравлическом отношении эта схема, не имевшая ни контуров, ни перемычек, была очень проста, состояла из одного участка и не требовала специального моделирования. Несмотря на множество факторов, **основная физическая причина замерзания воды** в таких схемах, как описано И. И. Зингерманом [3], а также [2, 6, 7, 12 и др.] и представлено в книге [11], была связана со снижением скорости воды в трубках (v_W<0,2 м/с), ламинарным режимом движения (Re<2300), отсутствием перемешивания, локальным переохлаждением воды, что было отмечено в СНиП [10] как мера обеспечения безаварийной работы аппарата.

Современные методы испытания и балансировки, описанные позже в [4, 5, 8, 9, 14] и др., относятся к другим решениям узлов управления. Эти схемы с подмешиванием, циркуляционным насосом, трехходовым клапаном и одной или несколькими перемычками (рис. 1) появились в России в середине 90-х г. и стали основными. Характеристики регулирующих клапанов и балансировочной аппаратуры описаны в каталогах и статьях [1, 5, 8, 9, 14], но без учета совместной работы этих устройств в сложной схеме (рис. 1). Аналогичные зависимости для воздушных смесительных клапанов центральных кондиционеров описаны в [17]. Других заметных публикаций на эту тему в основных отечественных журналах – «АВОК», «С.О.К.», «Инженерные системы» и др. – нами не обнаружено. Поэтому актуальным остался главный вопрос о работе, балансировке и управлении подсистемой нагрева в условиях внешних возмущений и колебаний давления.

Целью данных исследований[1] является моделирование процессов и изучение влияния количественных характеристик и параметров в подсистеме нагревания и охлаждения СКВ при балансировке этой подсистемы с помощью различных балансировочных клапанов и управлении трехходовым клапаном. Процессы балансировки и управления рассмотрены на примере обвязки водяного воздухонагревателя СКВ. Кроме того, изучено влияние на рассматриваемые балансировочные характеристики различных режимных параметров, как то: перепада давлений в сети теплоснабжения, давления, создаваемого насосом, их соотношения, различных температур воды, режимов, приводящих к автоколебаниям. Результатом работы является получение балансировочных и регулировочных характеристик рассматриваемой подсистемы в наиболее общем виде при различных условиях работы и их дальнейший анализ.

Для достижения этой цели в процессе исследования решались следующие задачи:

- создание математической модели гидравлических режимов в подсистеме нагревания воздуха с разным числом перемычек;
- выбор минимального числа режимных параметров, достаточного для определения состояния подсистемы, при этом давления в сети и расходы воды в узлах приводятся каждый к одной относительной величине;
- анализ основных зависимостей, отражающих влияние переменных давлений в процессе балансировки при различной конструкции (числе перемычек) подсистемы, анализ таких эффектов, как *нелинейность характеристики*, *запирание*, *шунтирование*, *автоколебания* и др.*;*
- анализ регулировочных характеристик трехходового клапана в разных условиях и при разных возмущениях.

Практическая значимость работы авторами представляется следующим образом. Из-за сильного несовпадения давлений с расчетными и их колебаний в сети теплоснабжения при пуско-наладочных работах и в процессе эксплуатации, требуется гидравлическая балансировка данной подсистемы. Поскольку такая обвязка применяется практически во всех центральных кондиционерах и приточных вентиляционных установках, вопрос балансировки стоит повсеместно. Конечно, в последнее время появляются автоматические балансировочные клапаны, позволяющие добиваться требуемых расходов теплоносителя при любых условиях, однако они все еще достаточно дороги и устанавливаются только ограниченно, остальные же системы требуют ручной балансировки. С другой стороны, в целях экономии узлы управления часто не имеют даже минимального числа измерительных приборов – термометров и манометров.

Методы проведения испытаний и балансировки одиночных клапанов с теоретической стороны описаны достаточно, например, в источниках [1,4, 8, 9, 14], однако наладчиков гораздо сильнее интересует практическая сторона вопроса в реально работающей системе со всеми ее взаимосвязями. Данное исследование позволит получить наглядные балансировочные характеристики рассматриваемой подсистемы в наиболее общем виде, что поможет более правильно представить процесс балансировки подсистемы.

Общая схема моделируемой подсистемы с максимально возможным числом перемычек показана на рис. 1. Отсутствие той или иной перемычки равнозначно полному закрытию соответствующего клапана на ней, когда $\zeta=\infty$, иначе $k_{vs}=0$. Все узлы (тройники) на ней обозначены цифрами, одна из которых без штриха показана на подающей линии, и она же со штрихом – на обратной. **Первая** перемычка (1 – 1') служит для *шунтирования* – перепуска части горячей воды с избыточным давлением мимо узла управления. Это повышает температуру обратной воды, что для ТЭЦ нежелательно. **Вторая** перемычка (2 – 2') является основной и всегда используемой, на ней установлен трехходовой регулирующий клапан, показанный условно так, как недопустимо при монтаже – его исполнительный механизм находится в нижнем положении. **Третья** перемычка (3 – 3') является дополнительной, *шунтирующей* регулирующий клапан и используемой в режимах, когда опасно замерзание воды в режиме автоколебаний в системе регулирования при плунжере $\overline{h}_{им} < 0,1,$ находящимся вблизи закрытия.

[1] Основная работа по моделированию выполнена в период практики магистра в июле-декабре 2010 г. в ООО «Инженерные технологии».

На схеме рис. 1 показаны все основные элементы подсистемы: аппарат, насос с двигателем, трехходовой регулирующий клапан, балансировочные и обратные клапаны, трубопроводы, фильтр для воды, термометры, манометры, датчики регулирования и защиты от замерзания. Балансировочные клапаны используются при наладке и ручной подрегулировке, трехходовой клапан постоянно работает от контроллера. В кружках показаны температуры воды на разных участках сети в случае, когда открыты все три перемычки. Кроме того, на схеме у каждого существенного элемента показан условный график его характеристики, что нужно для наладки и эксплуатации подсистемы (более подробно эти характеристики описаны ниже).

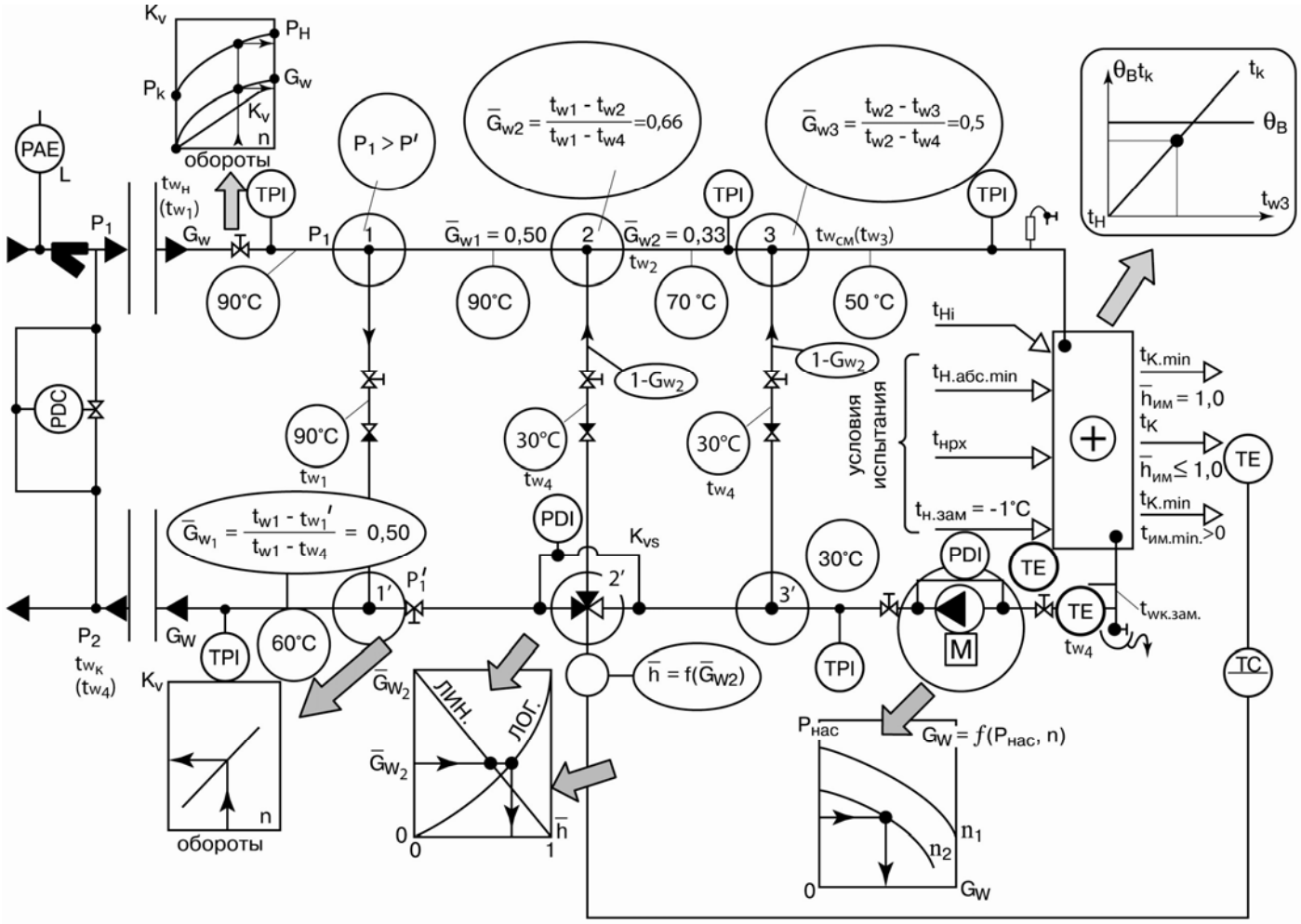

Рисунок 1. Общая схема моделируемой подсистемы с максимально возможным числом перемычек и указанием основных элементов подсистемы и их обозначением, принятом в данной работе: $\bar{G}_{W_1}$, $\bar{G}_{W_2}$, $\bar{G}_{W_3}$ **- относительные расходы внешней (горячей) воды на проход в узлах (тройниках) 1', 2 и 3;** $1-\bar{G}_W$ **– коэффициент подмешивания охлажденной (рециркуляционной) воды**

Эпюры давлений и температур в подсистеме нагревания, показанные на рис. 2, поясняют для простейшего случая – использования одной перемычки – одновременно происходящие процессы гидравлики и теплообмена при движении жидкости через препятствия, работе арматуры, смешивании потоков и отдаче водой теплоты нагреваемому воздуху в аппарате. На схеме видно, что по мере движения воды ее давление падает, однако циркуляционный насос повышает давление, обеспечивая подмешивание воды. Температура воды меняется при смешении потоков и падает в аппарате при передаче теплоты воздуху. Условие движения воды по перемычке в заданном направлении обеспечивается, если давление в ее начале больше, чем в конце. *Запирание* – эффект, когда один поток с большим давлением *не пускает* на смешение в тройнике или клапане другой поток с меньшим давлением. Этот эффект требует специального изучения при моделировании, что описано ниже. *Автоколебания* – эффект работы объекта управления совместно с САР, когда плунжер регулирующего клапана находится вблизи закрытия (*стучит*).

Основным возмущением в гидравлических режимах являются эксплуатационные колебания начального перепада давлений P_1-P_2, что влияет как на балансировку, так и на работу трехходового регулирующего клапана. Эпюра давлений воды и уравнения, лежащие в ее основе, используются при математическом моделировании гидравлических режимов и изучении перераспределения расходов на участках и по перемычкам при балансировке и управлении.

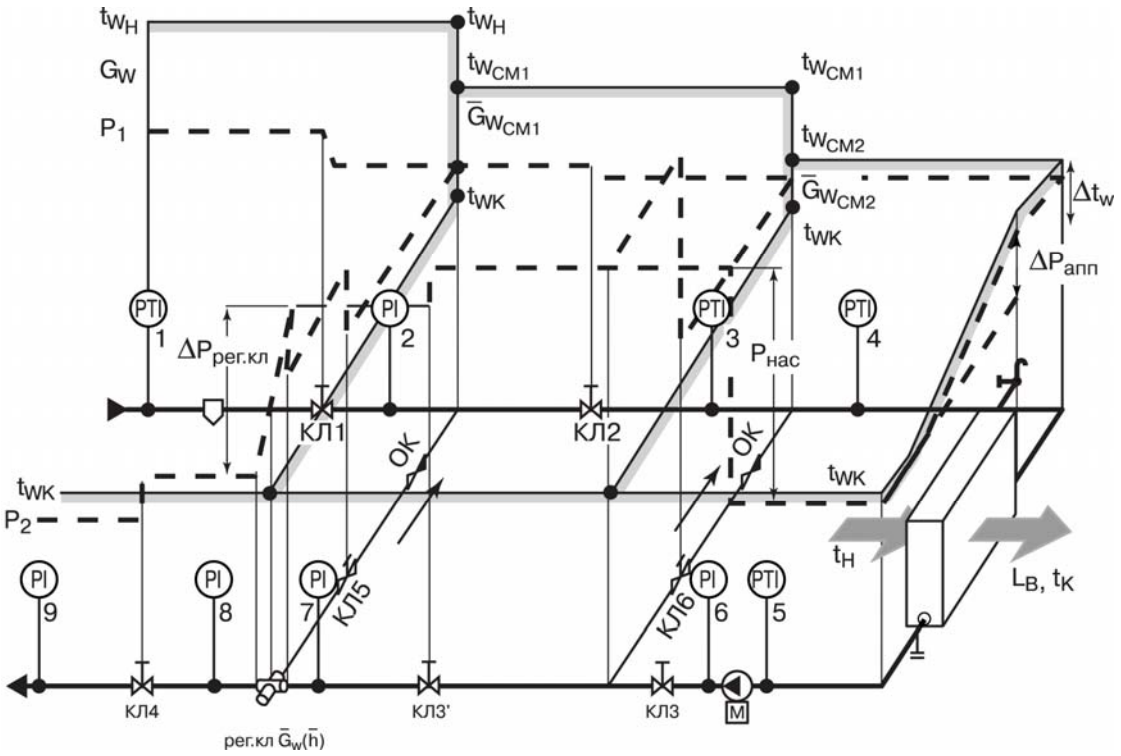

Рисунок 2. Эпюра распределения температур и давлений воды в схеме управления поверхностным аппаратом в простейшем случае – использовании одной перемычки

Сводная номограмма для анализа годовых режимов работы и управления воздухонагревателями (рис. 3), описанная в книге [10], позволяет получить простое решение единственной и главной задачи о взаимосвязи положения регулирующего клапана $\overline{h} = h / h_{\max}$ с условиями нагрева: температурами t_H, t_K, $t_{W.H}$, $t_{W.см}$ и эффективностью конкретного аппарата $\theta_{B.см}=f(G_B,\ G_{W.см},\ kF)$. Эта задача требует совместного последовательного анализа работы всей подсистемы по схеме:

Исходные данные (G_B, t_H, t_K, t_{W_H}) **→ типоразмер аппарата (*F*) и его характеристики (*k*, $\theta_{B.см}$, θ_W) → насос с электродвигателем → трубопроводы, арматура → относительное сопротивление регулирующего клапана в сети (s), часто называемое ventilautorität (нем.) [18] → водяной регулирующий клапан (k_{vs}, d_y) → тип плунжера (линейный, логарифмический) и его относительное положение ($\overline{h}$)**

Такая постановка задачи позволяет *проиграть* и сравнить с фактическими любые ситуации по условиям работы подсистемы в целом от *входа* до *выхода*, в частности, узнать, в каком положении будет находиться в том или ином случае плунжер водяного клапана. **Эта информация имеет важнейшее значение вообще и в частности в проблеме замерзания воды и срабатывания аварийной защиты.** Такое может случиться, если при отрицательной t_H плунжер окажется вблизи закрытия. Находясь, например, на расстоянии 1…2 мм от седла, он под действием контроллера начинает работать в релейном режиме (автоколебания). Садясь на седло, плунжер перекрывает доступ внешней (горячей) воде, циркулирующая вода быстро остывает [11], температура t_{W_K} падает ниже уставки датчика защиты, и последняя отключает двигатель приточного вентилятора. К сожалению, такие ситуации могут возникать многократно, особенно если регулирующий клапан имеет излишнее сечение или плунжер «на проход» имеет линейную характеристику, особенно при *s*<0,5.

Методика оценки переходного температурного режима при остывании воды в трубке воздухонагревателя и закрытом плунжере водяного регулирующего клапана без протечки поясняется примером 5.14 [11]. Учитывая, что данных для расчета тепловой инерции оребренной трубки мы не нашли, в

нем использовано представление об инерционности гладкой трубки, заполненной движущейся рециркуляционной или неподвижной водой.

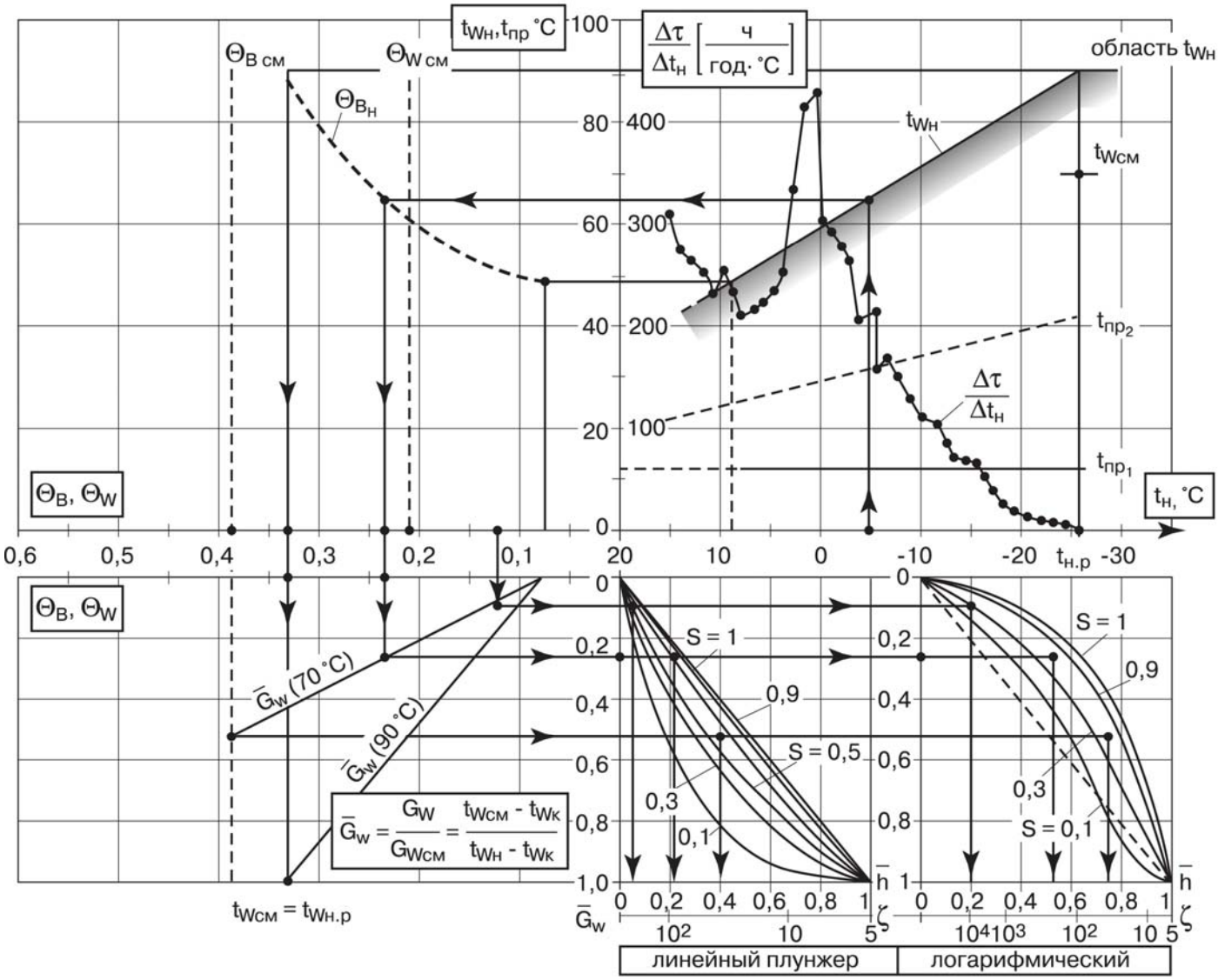

Рисунок 3. Сводная номограмма для анализа годовых режимов работы и управления воздухонагревателем: первый квадрант – исходные данные для анализа годовых режимов: t_H, t_K, $t_{W.H}$; второй квадрант – эффективность процесса нагревания воздуха $\theta_{B.H}$, $\theta_{B.см}$ и охлаждения воды $\theta_{W.см}$; третий квадрант – относительный расход внешней горячей воды $\bar{G}_W$ в долях от общего расхода воды через аппарат;

четвертый квадрант – характеристики положения плунжера $\bar{h}$ с линейной и логарифмической характеристиками плунжера на проход и коэффициент местного сопротивления ζ клапана на проход.

Ключ: для аппарата с расходами G_B=8 кг/с, $G_{W.см}$=3,6 кг/с, эффективностью $\theta_{B.см}$=0,39, $\theta_{W.см}$=0,21 определим положение логарифмического и линейного плунжера на проход при s=0,7 для таких условий: t_H=-5ºС, t_K=12ºС, $t_{W.H}$=65ºС, $\theta_{B.H}$=[12-(-5)]/[65-(-5)]=0,24. Для случая, когда в расчетном режиме $t_{W.см}$=70ºС и $\bar{G}_{W.p} = 0,50$ по графику рис. 3 получаем, что при s=0,7 и линейном плунжере его относительное положение $\bar{h} = 0,22,$ а при логарифмическом - $\bar{h} = 0,53.$ Как следует из анализа этих цифр, в данном режиме линейный, а особенно логарифмический плунжер будут в положении, далеком от закрытия, а значит замерзание воды не опасно. Совершенно другой результат можно получить в случае аварийного повышения температуры в теплосети при t_H=0ºС, t_K=12ºС, $t_{W.H}$=100ºС, тогда требуемая эффективность $\theta_{B.H}$=0,10, а положение линейного плунжера будет $\bar{h} = 0,07,$ т.е. вблизи закрытия. (Более подробно данный расчет см. в примере 5.11 [11]).

Кратко рассмотрим предлагаемую сводную номограмму для анализа годовых режимов всей подсистемы нагревания (рис. 3) [11]. Она представлена в четырех квадрантах. **В первом квадранте** расчеты и построения проводятся относительно температуры наружного воздуха t_H. На ее вертикальной оси отложена плотность ($d\tau/dt_H$) повторяемости (для Санкт-Петербурга), напоминающая о высокой повторяемости наружных температур при t_H>−5°С и малой – при более низких температурах. По вертикальной оси откладывают, кроме того, температуры (t_{W_H}, t_K). Температура воды в теплосети может меняться по графику либо достаточно произвольно (график теплосети не соблюдается). Температура приточного воздуха может быть постоянной или меняться, например для СКВ (СВ), работающей в режиме воздушного отопления.

Во втором квадранте по сочетанию t_{W_H}, t_H и t_K откладывают значение $\theta_{B_H} = (t_K - t_H)/(t_{W_H} - t_H)$ по отношению к t_{W_H}. Поскольку последняя произвольно меняется и принимает разные значения, то и эффективность θ_{B_H} может быть любой. Поэтому эффективность аппарата по воде $\theta_{W_H} = \theta_{B_H} G_B c_B / G_W c_W$ тоже переменна. Если эффективность относить к $t_{W_{см}}$ (перед аппаратом), то при $G_B = const$ и $G_{W_{см}} = const$ эта эффективность постоянна (см. линии $\theta_{B_{см}}$ и $\theta_{W_{см}}$) во втором квадранте рис. 3. На основе величин $\theta_{B_H}, \theta_{W_H}$ и $\theta_{B_{см}}$ определяют неизвестные $t_{W_{см}}$ и t_{W_K} в данном режиме.

В третьем квадранте определяют относительный расход внешней воды: $\overline{G}_W = (t_{W_{см}} - t_{W_K})/(t_{W_H} - t_{W_K})$. Если график теплосети соблюдается, то $\overline{G}_W$ определяют линейной зависимостью. При этом может быть по-разному выбрана $t_{W_{см}}$, например, равной t_{W_H} (в расчетном режиме). Такое решение нельзя признать обдуманным, т.к. плунжер будет полностью открыт. Между тем в процессе эксплуатации могут появиться причины, требующие повышения $t_{W_{см}}$ против выбранной, т.е. *запаса*. Например, при увеличении расхода нагреваемого воздуха, загрязнении поверхности аппарата, ухудшении теплопередачи (*k*), снижении температуры теплоносителя ниже графика и пр. С учетом этого и требований ТЭЦ к t_{W_K} желательно принимать в расчетном режиме $t_{W_{см}}$ ниже, чем t_{W_H}, на 10…20°С.

В четвертом квадранте приводятся характеристики трехходового регулирующего клапана с линейным или логарифмическим плунжером (на проход) и при разных значениях относительного сопротивления клапана *s*. Линейная характеристика $\overline{G}_W(h)$ при $s \to 0$ искривляется (увеличивается прикрытие плунжера), логарифмическая – при $s \to 0$ спрямляется. Чем меньше степень открытия плунжера $\overline{h}$ при данном значении $\overline{G}_W$, тем больше опасность срабатывания защиты (при t_H<3°С). Вышеописанная методика анализа достаточно проста и пояснена примером 5.33 [11]. Однако надо учитывать, что в такой простой методике не удалось учесть особенности гидравлических режимов при переменных перепадах давлений. Это явление описано далее, и оно существенно меняет характеристики управления аппаратом. Далее рассмотрим основные элементы подсистемы и их технические характеристики в наиболее общем виде как основу моделирования[2].

Поверхностные аппараты имеют разные типоразмеры, конструкцию оребрения, производителей, поверхность нагрева и разные формы связи расходных и температурных характеристик сред: аналитические, графические, табличные и компьютерные. Обобщение этих разнообразных зависимостей возможно только на основе известных из теории теплопередачи зависимостей. В частности, при перекрестном движении воздуха и воды в отдельной трубке эффективность аппарата любого типа при условии W_B<W_W определяется из выражения:

$$\theta_{B.см} = \frac{t_K - t_H}{t_{W.см} - t_H} = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp\left(-NTU\frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)\right]\frac{1}{W_{\min}/W_{\max}}\right\}, \quad (1)$$

где *W* – водяной эквивалент, кВт/°С, для воздуха – $W_B = G_B c_B$, для воды – $W_W = G_W c_W$; *NTU* – число единиц переноса, $NTU = kF/G_B c_B = \Delta t_B / \Delta t_{ср.лог}$, где *k* и *F* – величины, как правило, неизвестные.

[2] Данное исследование является эффективным продолжением магистерской работы О.А. Иванова (2009 г.)

Данная зависимость справедлива при $W_B/W_W<1$. Для конкретного использования зависимостей типа (1) предложены соответствующие графики (рис. 4) [6, 11 и др.]. Дополнительно к этому для учета общего однонаправленного или встречного движения воды и воздуха в аппарате вводятся поправочные коэффициенты. Неизвестное произведение *kF* в этом случае удобно определять из выражения:

$$NTU = \frac{kF}{G_B c_B} = -\frac{\ln\left[1+\ln\left(1-\theta_B\right)W_{\min}/W_{\max}\right]}{W_{\min}/W_{\max}}. \qquad (2)$$

Гидравлическая характеристика аппарата, т.е. зависимость его сопротивления от скорости воды или ее расхода, можно аппроксимировать выражением $\Delta P_{апп} = aG_W^n$ с показателем степени *n*=1…2, определяемым режимом движения воды в трубке и в аппарате на основе данных каталогов производителей оборудования.

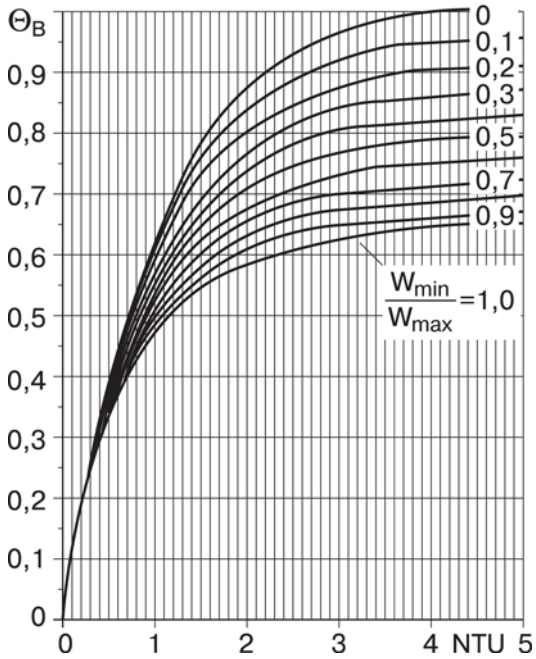

Рисунок 4,*а*. Графики функции $\theta_B=f(NTU, W_{\min}/W_{max})$ для перекрестной схемы движения воздуха и воды в трубке при $W_B>W_W$ (один поток перемешивается, второй – не перемешивается)

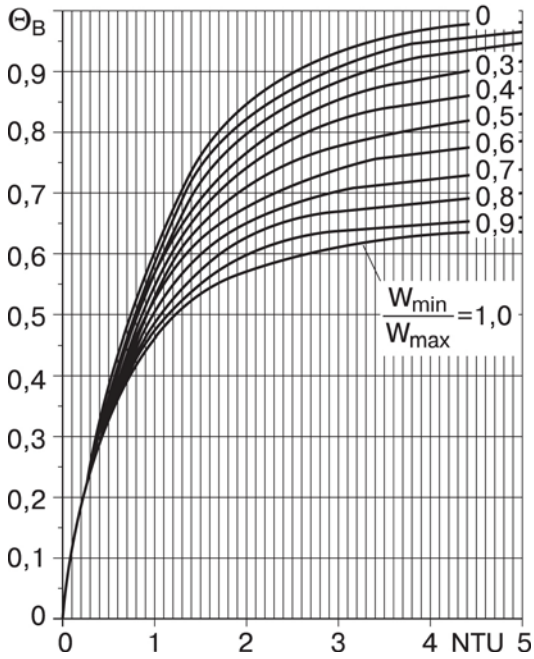

Рисунок 4,*б*. Графики функции $\theta_B=f(NTU, W_{\min}/W_{max})$ для перекрестной схемы при $W_B<W_W$ (один поток перемешивается, второй – не перемешивается)

Циркуляционный насос имеет обычно падающую характеристику, зависящую от его конструкции, числа оборотов и других параметров (рис. 5). Характеристика насоса как зависимость его давления от производительности при данной частоте вращения колеса записывается в виде:

$$P_{нас} = P_0 - a_1 G_{W_{см}} - a_2 G_{W_{см}}^2, \qquad (3)$$

где a_1 и a_2 – аппроксимирующие коэффициенты.

Трехходовой регулирующий клапан имеет характеристику – зависимость относительного расхода воды на проход $\overline{G}_W = G_W / G_{W.см}$ от относительного положения плунжера $\overline{h}$, - показанную на рис. 6. Эту зависимость можно аппроксимировать формулой:

$$\overline{h} = 0{,}29 \ln \overline{G}_W + 1. \qquad (4)$$

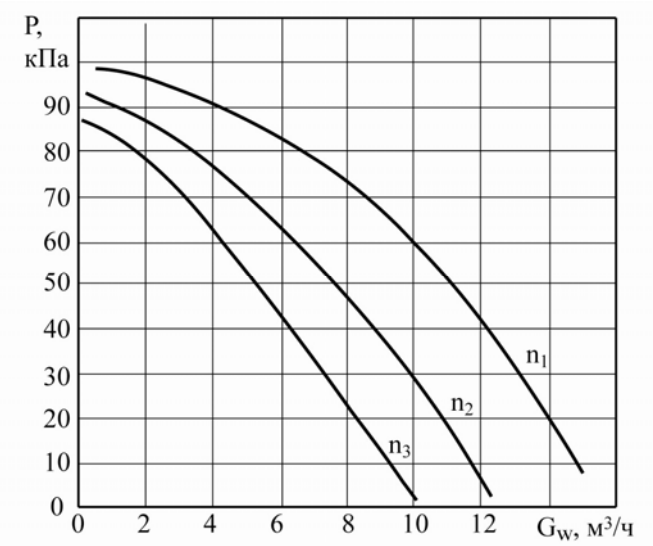

Рисунок 5. Характеристика рециркуляционного насоса одного из производителей в зависимости от числа оборотов

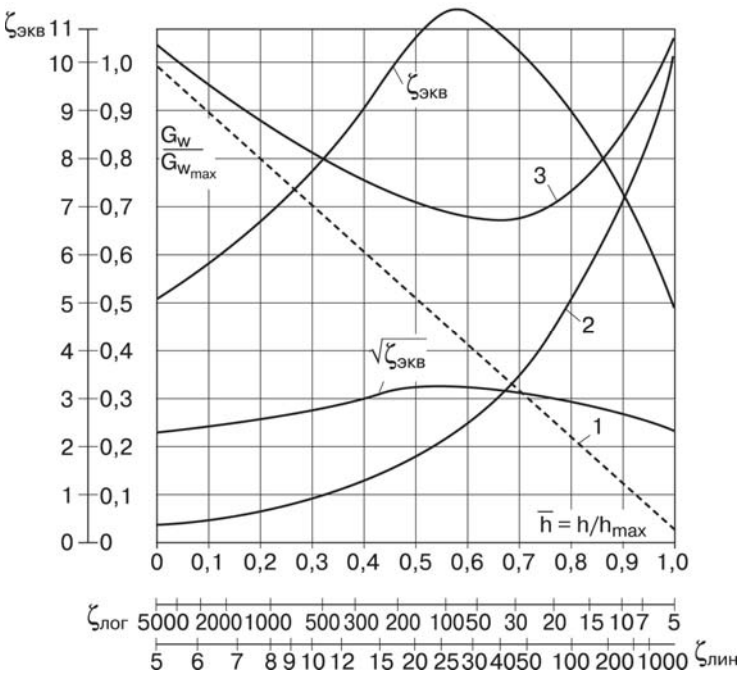

Рисунок 6. Зависимость относительного расхода воды от положения плунжера на проход и на поворот для трехходового регулирующего клапана и его КМС

Перепад давлений на клапане можно выразить через коэффициент его сопротивления $\zeta_{кл}$ или через условный расход воды через клапан k_{vs}, которые зависят от относительного положения плунжера $\bar{h}$ следующим образом:

$$k_{vs}(\bar{h}) \approx 1,26 d_y^2 / \sqrt{\zeta_{кл}(\bar{h})\rho_W}, \qquad (5)$$

где d_y – в мм, k_{vs} – в м^3/ч, ρ_W – плотность воды, кг/м^3.

Балансировочные клапаны применяются для регулировки расходов воды в процессе наладки и эксплуатации и в условиях изменения давления воды. Их конструкции различаются, а регулировочные характеристики $k_{vs}(n)$, где n – число оборотов, некоторых производителей показаны на рис. 7.

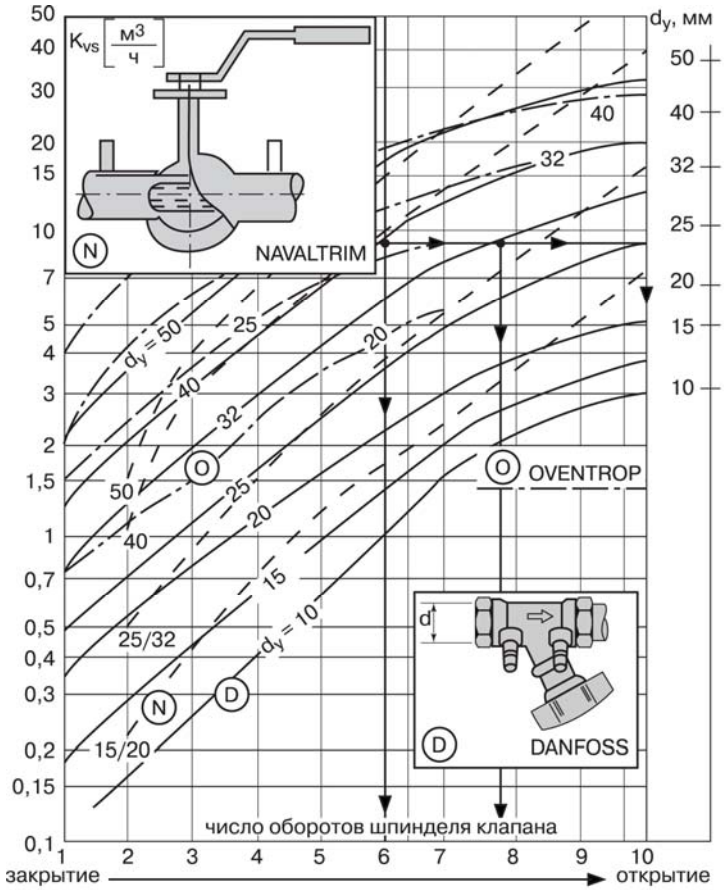

Рисунок 7. Сводная номограмма регулировочных характеристик ручных балансировочных клапанов разных производителей:

- **сплошные линии – многооборотные клапаны MSV-2650 *Danfoss* d_y=10…50 мм; k_{vs} – условный расход воды через клапан при $\Delta P_{кл}$=100 кПа в зависимости от числа оборотов шпинделя (максимальное рабочее давление) P_{max}=2000 кПа, максимальная рабочая температура 120ºС, минимальная рабочая температура – минус 10ºС);**
- **пунктир – поворотные в пределах 90º клапаны *Navaltrim*, Германия;**
- **штрихпунктир – многооборотный клапан *Oventrop*, Германия.**

Ключ: Выбрать типоразмер ручного балансировочного клапана MSV-2650 *Danfoss* и расчетное положение его шпинделя, чтобы "погасить" избыточное давление $\Delta P_{кл}$=5 кПа при расчетном расходе воды G_W=2 м^3/ч на участке трубопровода d_y=25 мм при v=1,0 м/с. Вычисляем условный расход воды через клапан: $k_{vs} = G_W / \sqrt{\Delta P_{кл}} = 2/\sqrt{0,05} = 9$ м^3/ч. Для этих условий можно установить такие балансировочные клапаны: d_y=40 мм (открыт на шесть оборотов шпинделя), d_y=32 мм (открыт на восемь оборотов) или d_y=25 мм (открыт на десять оборотов). Из выбранных диаметров клапана останавливаемся на d_y=25 мм, совпадающим с диаметром трубы

Трубопроводы и их гидравлические характеристики в данной работе не учитываются в силу малой длины, умеренной скорости и малого сопротивления по сравнению с другими элементами схемы.

(Окончание в №2(20), Инженерно-строительного журнала)

Литература:

1. Балансировка гидравлических контуров. Руководство. 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.
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.
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. : AT-Publishing, 2006. 506 с.
12. Стрижонок 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 вентилей // С. О. К. 2009. №12.
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 B. Klimaregelung / Grundlagen Praxis der Projektierung. München. 1984. 239 p.

**Анатолий Геннадиевич Сотников, Санкт-Петербург, Россия*

Тел. моб.: 8(921)347-33-92; эл. почта: asotnikov2005@yandex.ru