



Мода распределения, т.е. значение d_n [кг/кг], соответствующее наибольшей плотности повторяемости, определяется как:

$$Mod = \exp[\ln(d_{n, \text{ср.год}}) - \sigma_{\ln(d_{n2})}]. \quad (2)$$

Среднеквадратическое отклонение влагосодержания d_n [кг/кг] равно:

$$\sigma_{d_n} = d_{n, \text{ср.год}} \sqrt{\exp(\sigma_{\ln d_n}^2) - 1} \approx d_{n, \text{ср.год}} \sigma_{\ln d_n}. \quad (3)$$

Поясним данную методику определения характерных значений годового распределения влагосодержания следующим кратким примером.

Пример 2

Определить основные характеристики годового распределения влагосодержания в Москве (55° с.ш., 37° в.д.), если по рис. 1 в точке с этими координатами при интерполяции $\ln(d_{n, \text{ср.год}}) = -5,5$, а $\sigma_{\ln(d_n)} = 0,58$. Среднегодовое влагосодержание наружного воздуха в Москве [кг/кг] определяется по формуле (1):

$$d_{n, \text{ср.год}} = \exp[\ln(d_{n, \text{ср.год}}) + 0,5\sigma_{\ln(d_{n2})}] = \exp(-5,5 + 0,5 \times 0,582) = \exp(-5,33),$$

поэтому после потенцирования:

$$d_{n, \text{ср.год}} = 0,0048 \text{ кг/кг} = 4,8 \text{ г/кг}.$$

Мода распределения, т.е. значение d_n [кг/кг], соответствующее наибольшей плотности повторяемости, по (2) равна:

$$Mod = \exp[\ln(d_{n, \text{ср.год}}) - \sigma_{\ln(d_{n2})}] = \exp(-5,5 - 0,5 \times 0,582) = \exp(-5,67),$$

поэтому после потенцирования:

$$Mod = 0,0035 \text{ кг/кг} = 3,5 \text{ г/кг}.$$

Величина среднеквадратического отклонения влагосодержания d_n [г/кг] по формуле (3) равна:

$$\begin{aligned} \sigma_{d_n} &= d_{n, \text{ср.год}} \sqrt{\exp(\sigma_{\ln d_n}^2) - 1} \approx \\ &\approx d_{n, \text{ср.год}} \sigma_{\ln d_n} = \\ &= 0,0048 \times 0,58 \times 103 = 2,8 \text{ г/кг}. \end{aligned}$$

Расчетное влагосодержание наружного воздуха $d_{n,p}$ в данном пункте в зависимости от обеспеченности p определяют из выражения для центрированного и нормированного аргумента $\bar{d}_{n,p}$ при логарифмически нормальном распределении после потенцирования (определение величины по его логарифму):

$$\bar{d}_{n,p}(p) = \frac{\ln(d_{n,p}(p)) - \ln(d_{n, \text{ср.год}})}{\sigma_{\ln d_n}}, \quad (4)$$

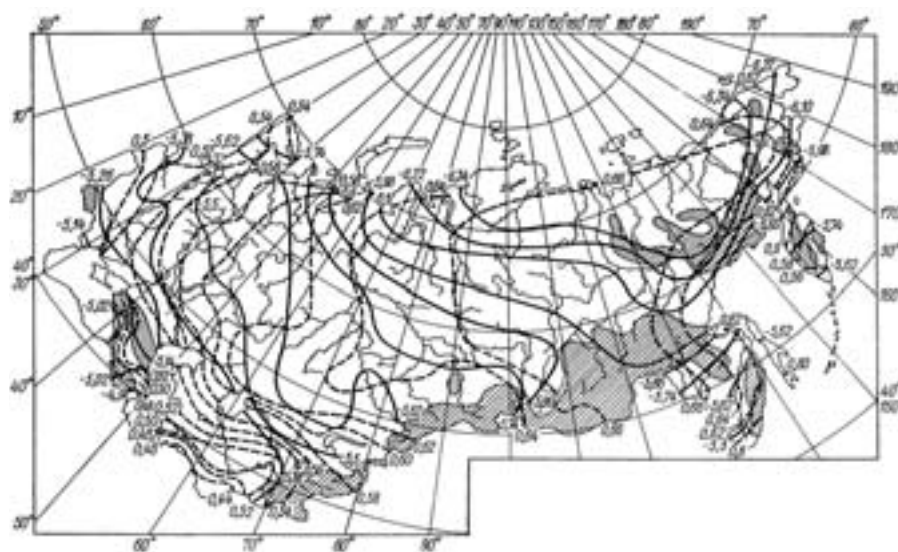
где при $p = 0,95$ $\bar{d}_{n,p} = 1,65$; при $p = 0,96$ $\bar{d}_{n,p} = 1,75$; при $p = 0,97$ $\bar{d}_{n,p} = 1,88$; при $p = 0,98$ $\bar{d}_{n,p} = 2,05$; при $p = 0,99$ $\bar{d}_{n,p} = 2,33$; а максимум, близкий к абсолютному, при $p = 0,999$ соответствует $\bar{d}_{n,p} = 3,09$. Поясним эту методику расчетом.

Пример 3

Определить влагосодержание наружного воздуха в Санкт-Петербурге, если расчетная температура и энтальпия наружного воздуха при обеспеченности $p_1 = 0,99$ равны: $t_{n,p} = 24,6^\circ\text{C}$, $i_{n,p} = 51,5$ кДж/кг, а при обеспеченности $p_2 = 0,95$ равны: $t_{n,p} = 20,4^\circ\text{C}$, $i_{n,p} = 48,4$ кДж/кг. По результатам определения найти обеспеченность (вероятность неперевышения) этого влагосодержания. Определяем влагосодержание при заданных расчетных температуре и энтальпии:

$$d_{n,p1} = \frac{i_{n,p} - c_v t_{n,p}}{i_{\text{пара}}} = \frac{51,5 - 1 \times 24,6}{2,5} = 10,8 \text{ г/кг},$$

$$d_{n,p2} = \frac{i_{n,p} - c_v t_{n,p}}{i_{\text{пара}}} = \frac{48,4 - 1 \times 20,4}{2,5} = 11,1 \text{ г/кг},$$



❖ Рис. 1. Карта-схема территории Российской Федерации и других государств бСССР с изолиниями параметров логарифмически-нормального закона распределения влагосодержания наружного воздуха (сплошные — изолинии $\ln(d_{n, \text{ср.год}})$; пунктирные — изолинии $\sigma_{\ln(d_n)}$, высокогорные районы, где невозможна интерполяция — заштрихованы)

Предлагаемая методика нормирования основана на многолетних исследованиях годовых распределений влагосодержания наружного воздуха в разных городах и их обобщении

Для средней из вычисленных величин $d_{n,p} = 11$ г/кг = 0,011 кг/кг определяем обеспеченность:

$$\ln(d_{n,p}) = 2,3 \lg(d_{n,p}) = 2,3 \times \lg(0,011) = 2,3 \times (-2 + 0,08) = 2,3 \times (-1,92) = -4,4.$$

Нормированное и центрированное значение этой величины:

$$\begin{aligned} \bar{d}_{n,p}(p) &= \frac{\ln(d_{n,p}(p)) - \ln(d_{n, \text{ср.год}})}{\sigma_{\ln d_n}} = \\ &= \frac{-4,4 - (-5,5)}{0,53} = 2,08, \end{aligned}$$

чему по таблицам или графику интегральной функции нормального распределения соответствует обеспеченность $p \approx 0,98$.

Для максимального упрощения инженерного расчета при любых возможных комбинациях величин $\ln(d_{n, \text{ср.год}})$ и $\sigma_{\ln(d_n)}$, характерных для территории России, при обеспеченности $p = 0,95$ и $p = 0,99$ по параметрам А и Б, соответственно, разработана и ниже приводится номограмма (рис. 2). Различие параметров А и Б следует связать с требованиями к точности соблюдения микроклимата над зеркалом воды или льдом. Например, для центров плавания и катков, где проводятся российские и международные соревнования и чемпионаты, при жестком нормировании температуры и влажности воздуха сле-

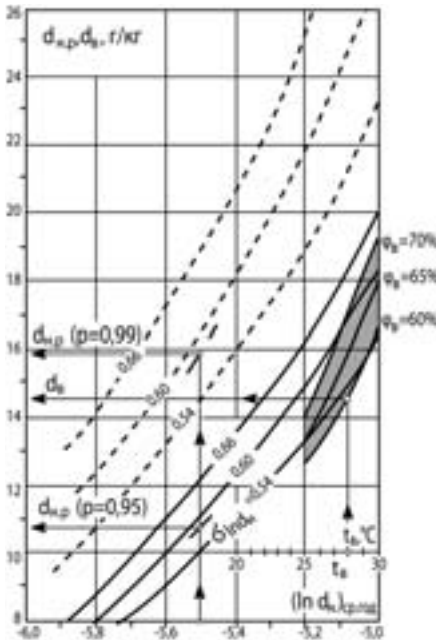


Рис. 2. Номограмма для определения расчетного влагосодержания наружного воздуха в произвольном пункте при известных параметрах логнормального закона его распределения с параметрами $\ln(d_{н.ср.год})$ и $\sigma_{\ln(d_n)}$ (при обеспеченности $p = 0,99$ (параметры Б) — **пунктир** и $p = 0,95$ (параметры А) — **сплошные**; линии для определения влагосодержания d_v [г/кг] для известных температуры $t_B = 25-30^\circ\text{C}$ и относительной влажности воздуха $\varphi_{в,макс} = 60-70\%$ в бассейне)

дует принимать более высокую обеспеченность $p = 0,99$, если эти мероприятия приходится на июль-август, в остальных случаях и для обычных бассейнов достаточно обеспеченность $p = 0,95$. Вторым параметром состояния, который следует нормировать, является расчетная температура наружного воздуха по параметрам А или Б. Искомую расчетную энтальпию в этом случае определяют по формуле:

$$i_{н.р.т} = c_v t_{н.р.т}(p) + i_{пара} d_{н.р.т}(p).$$

Поясним данную предлагаемую методику определения расчетного влагосодержания наружного воздуха следующим кратким примером.

Пример 4

Определить расчетное влагосодержание наружного воздуха для проектирования систем вентиляции бассейна в Москве (56° с.ш., 37° в.д.) при обеспеченности $p_1 = 0,99$ и $p_2 = 0,95$.

Определить расчетный перепад влагосодержаний $\Delta d_p = d_v - d_{н.р.т}$ для вычисления воздухообмена, если параметры воздуха в бассейне заданы $t_B = 28^\circ\text{C}$, $\varphi_{в,макс} = 65\%$, чему соответствует влагосодержание $d_{в,макс} = 15,6$ г/кг (при барометрическом давлении $P_{бар} = 101$ кПа).

По карте (рис. 1) находим параметры распределения влагосодержания в городе Москва $\ln(d_{н.ср.год}) = -5,5$, а $\sigma_{\ln(d_n)} = 0,58$. По графику рис. 2 в соответствии с построениями, показанными стрелками, получаем:

- при $p_1 = 0,99$ — $d_{н.р.т} = 15,9$ г/кг,
- при $p_2 = 0,95$ — $d_{н.р.т} = 10,8$ г/кг.

Последнюю цифру можно принять как расчетную для выбора воздухообмена при использовании наружного воздуха. В этом случае расчетная разность влагосодержаний $\Delta d_p = d_{в,макс} - d_{н.р.т}$ в городе Москва оказывается равной

$$\Delta d_p = 15,6 - 10,8 = 4,8 \text{ г/кг},$$

тогда как при обеспеченности $p_1 = 0,99$ она отсутствует и для поддержания требуемой влажности необходимо механическое осушение наружного или рециркуляционного воздуха.

Для того, чтобы решить, какой воздух — наружный или рециркуляционный — в данный момент следует обрабатывать с целью его максимального осушения, нужно вычислить для наружного состояния комплекс:

$$\theta_{осуш.н} = \frac{i_{пара}(d_n - d_k)}{i_n - i_k}, \quad (5)$$

где d_n, d_k, i_n, i_k — начальное и конечное влагосодержание и энтальпия наружного воздуха в процессе его охлаждения-осушения в испарителе холодильной машины. Числитель выражения (5) соответствует холоду, расходуемому на осушение наружного воздуха, знаменатель — разности энтальпий охлаждаемого-осушаемого наружного воздуха, т.е. общему расходу холода. Такой же комплекс вычисляют для рециркуляционного воздуха. Например, при параметрах рециркуляционного воздуха в бассейне $t_p = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_p = 70\%$ и $P_{бар} = 101$ кПа, $t_{p,p} = 24^\circ\text{C}$, $d_p = 19,2$ г/кг, $i_p = 78$ кДж/кг, состоянии воздуха у поверхности испарителя $t_\varphi = 8^\circ\text{C}$ и $i_\varphi = 25$ кДж/кг, перепада энтальпий в испарителе:

$$\Delta i = \frac{Q_x}{G_{пр}} = 30 \text{ кДж/кг},$$

конечном состоянии воздуха $t_k = 17^\circ\text{C}$, $d_k = 12$ г/кг этот комплекс равен:

$$\theta_{осуш.р} = \frac{2,5(19,2 - 12)}{78 - 48} = 0,58.$$

Годовой алгоритм функционирования такой системы предполагает разные процессы его обработки: нагревание или охлаждение-осушение и последующее нагревание наружного или рециркуляционного воздуха и требует специального описания в зависимости от применяемых технических средств.

Для центров плавания и катков, где проводятся российские и международные соревнования, при жестком нормировании температуры и влажности воздуха следует принимать более высокую обеспеченность

Выводы

1. Существующая методика нормирования наружных расчетных параметров для проектирования СВ и СКВ [5] предполагает объекты с тепло- или с тепло-влажновыделениями, регламентируя температуру и энтальпию наружного воздуха в теплый/холодный периоды года.
2. Для объектов с влаговыведениями и необходимостью осушения воздуха следует нормировать по заданной обеспеченности в первую очередь расчетное влагосодержание наружного воздуха в теплый период года, а также его расчетную температуру, по которым легко определить расчетную энтальпию наружного воздуха, зависящую от названных параметров.
3. Данная предложенная методика определения расчетного влагосодержания наружного воздуха для проектирования систем вентиляции и осушения воздуха водных объектов и катков в произвольном пункте страны основана на:
 - многолетних исследованиях распределения этого параметра, выполненных в ГГО им. А.И. Воейкова, описываемого логарифмически-нормальным законом;
 - картировании (или таблицах) параметров годового распределения влагосодержания наружного воздуха по территории России и стран бывшего СССР;
 - учете заданной обеспеченности поддержания относительной влажности воздуха $p = 0,95$, $p = 0,99$ или другой и объяснении примера. •

1. Проектирование бассейнов / Справочное пособие к СНиП 2.08.02-89 — М., 1991.
2. СП 31-113-2004. Бассейны для плавания. — М., 2005.
3. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции / Теория, техника и проектирование на рубеже столетий. — СПб.: АТ-Publishing, т. I/II (ч. 1/2), 2005/(2006/2007).
4. Сотников А.Г. Проблемные вопросы вентиляции водных объектов / В кн. «Вентиляция, отопление, теплогазоснабжение промышленных и общественных зданий». — СПб.: АВОК Северо-Запад, 2003.
5. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. — М.: Госстрой России, 2004.
6. Сотников А.Г., Кобышева Н.В., Ницис В.Э. Определение годовых расходов тепла, холода и воды в СКВ и вентиляции // Холодильная техника, №7/1982.
7. Сотников А.Г., Кобышева Н.В., Ницис В.Э. Определение годовых расходов тепла, холода и воды СКВ на основе аппроксимации одномерных распределений параметров наружного воздуха / Труды Международного симпозиума «Строительная климатология», ч. I. — М., 1982.

О нагреве воздуха и проблеме расчетов

Продолжаем тему, поднятую в предыдущих номерах С.О.К. о нагреве воздуха, воздухонагревателях и проблемах, связанных с их расчетом, управлением и безаварийной эксплуатацией

7. Хотел бы с Вашей помощью разобраться с характеристиками воздухонагревателей и воздухоохладителей. Каждая фирма-производитель этих теплообменников для «своего» оборудования приводит тепло-, гидро- и аэродинамические характеристики без указания поверхности аппарата и его коэффициента теплопередачи. Все они по-разному представлены, что крайне затрудняет понимание, сравнение и обобщение. На практике я испытывал теплообменники неизвестного производителя без каких-либо характеристик, как бы «инкогнито». В связи с этим у меня возникает вопрос — поддается ли это многообразие какому-либо обобщению, и если да, то как это делается?

Это очень интересный для понимания, я бы сказал, даже философский вопрос. Разобраться вам будет, может быть, не очень просто, т.к. потребуется ознакомиться с новыми, часто неизвестными

понятиями и терминами. Конечно, обобщение, о котором вы спрашиваете, возможно и давно известно в теории. Для этого достаточно открыть серьезную книгу по теплопередаче в аппаратах, например, водовоздушных, и тогда вы увидите соответствующие формулы (к сожалению, они достаточно сложны и здесь не приводятся) и графики. Общий вид формул для любого теплообменника не зависит от его конструкции, типа обрешетки, поверхности контакта и др. факторов и сводится к зависимости типа:

$$\theta_B = f\left(\frac{W_{\min}}{W_{\max}}, NTU\right), \quad (1)$$

где все вышеназванные величины (θ_B , NTU) или отношение (W_{\min}/W_{\max}) могут быть определены через четыре заданные в проекте или замеренные на объекте температуры: $t_{w,cm}$, $t_{w,k}$, t_n и t_k . Величину $W = cG$ называют водяным эквивалентом, относят ее к воздуху и воде и характеризуют ей общую теплоем-



:: ТЭНовый элемент воздушного нагревателя

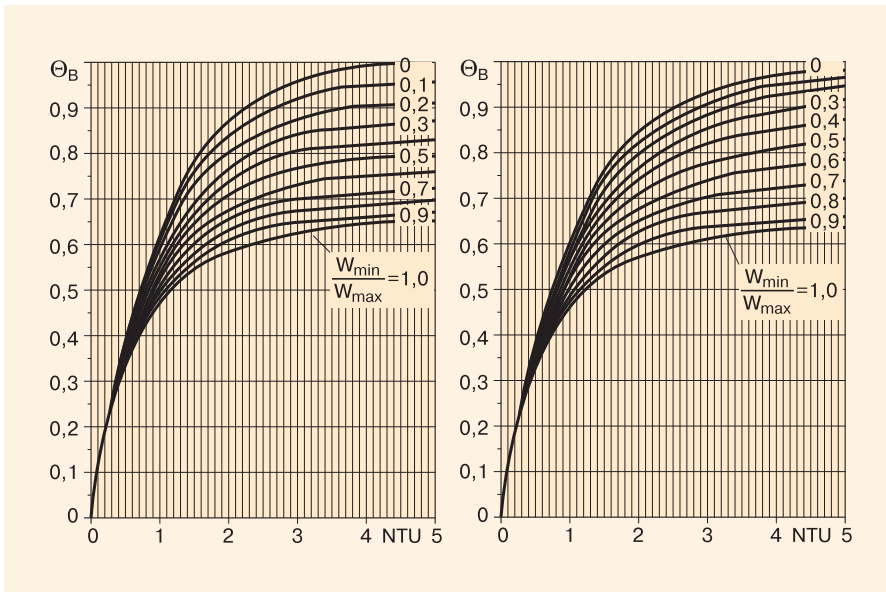


Рис. 1. Графики зависимости $\Theta_{\text{в}} = f(W_{\text{min}}/W_{\text{max}}, NTU)$ для перекрестной схемы движения воздуха и воды в случае, когда один поток (воздуха) перемешивается, слева, а другой (воды) — не перемешивается, справа (а — при $W_{\text{в}} > W_{\text{в}}$; б — при $W_{\text{в}} < W_{\text{в}}$)

кость среды, кВт/°С. Величину NTU называют числом единиц переноса и определяют комплексом:

$$NTU = \frac{kF}{c_{\text{в}} G_{\text{в}}} = \frac{t_{\text{к}} - t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{м}}} \times \ln \left(\frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right) \approx \frac{2(t_{\text{к}} - t_{\text{н}})}{\Delta t_{\text{с}} \left(1 + \frac{\Delta t_{\text{м}}}{\Delta t_{\text{с}}} \right)}$$

где kF — обычно неизвестное произведение коэффициента теплопередачи аппарата на его поверхность, кВт/°С, этот комплекс характеризует передачу теплоты, отнесенную к 1 °С среднелогарифмической разности температур; $\Delta t_{\text{с}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ — соответственно, большая и меньшая разность температур воды и воздуха на входе и выходе аппарата. Например, при подаче горячей воды со стороны входящего наружного воздуха $\Delta t_{\text{с}} = t_{\text{в,см}} - t_{\text{н}}$, а $\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{в,к}} - t_{\text{к}}$. При условии:

$$\frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{м}}} < 2,$$

справедливо последнее равенство (2).

Графики (их всего четыре) отличаются условиями, для которых они построены, а именно, взаимным направлением движения воздуха в аппарате и воды в трубке: однонаправленным, встречным (противоточным) или перекрестным. Для теплообменников СКВ и СВ характерно перекрестное движение с поправкой на противоток или параллельный ток, которой в практической работе можно пренебречь. Для этого случая графики зависимостей приведены на рис. 1, а более подробно в книге [1] или другой фундаментальной книге по теплопереда-

че в аппаратах. Главное, чтобы вы точно представляли, что Вам известно, и что вы хотите по этим графикам определить, особенно для незнакомого аппарата (без «шилдика»). Например, по замеренным четырем температурам воздуха и воды и одному из расходов (воздуха или воды) можно найти другой неизвестный расход и комплекс kF . Возможен пересчет характеристик аппарата на другой, увеличенный или уменьшенный расход воздуха, но в предположении, что коэффициент теплопередачи аппарата при этом изменится незначительно.

8. Как правильно проводить испытание аппарата в любых промежуточных условиях, определить его характеристики и фактическую эффективность, не дожидаясь (или не дождавшись) расчетной зимней температуры или расчетной летней энтальпии наружного воздуха?

Ваш вопрос весьма актуален для наладчиков, особенно для получения объективной теплотехнической характеристики аппарата. Раньше такой характеристикой был коэффициент теплопередачи, но более правильным является коэффициент эффективности $\Theta_{\text{в}}$. Его можно определить в произвольных условиях испытаний, когда наружная температура, температура теплоносителя перед аппаратом и конечная температура воздуха далеки от расчетных и образуют произвольную комбинацию. В своем сочетании они определяют эффективность процесса нагревания или охлаждения. При испытаниях нужно фикси-

ровать положение плунжера водяного регулирующего клапана — полностью открыт или в промежуточном положении. Расходы воздуха и воды должны соответствовать расчетным или быть близким к ним.

Положительным нужно считать результат испытания, когда эффективность аппарата, определенная по фактическим замерам температур, больше или равна проектной. Поясним эту методику примером. Пусть по проекту воздухонагреватель в режиме на Севере должен обеспечить при $t_{\text{н,расч}} = -40^\circ\text{C}$ и $t_{\text{в,см}} = t_{\text{в,н}} = 90^\circ\text{C}$ (клапан полностью открыт) конечную температуру $t_{\text{к}} = 20^\circ\text{C}$. Этому сочетанию температур соответствует расчетная эффективность процесса нагревания:

$$\Theta_{\text{в,расч}} = \frac{20 - (-40)}{90 - (-40)} = 0,46.$$

Положительным нужно считать такой результат испытания, когда эффективность аппарата, определенная по фактическим замерам температур, больше или равна проектной

Испытания проводили при расходах воздуха и воды, близких к проектным, при температуре $t_{\text{н}} = 2^\circ\text{C}$ и полностью открытом клапане, и получили $t_{\text{в,см}} = t_{\text{в,н}} = 73^\circ\text{C}$ и $t_{\text{к}} = 20^\circ\text{C}$, чему соответствует фактическая эффективность:

$$\Theta_{\text{в,факт}} = \frac{34 - 2}{73 - 2} = 0,45,$$

что близко к расчетной эффективности с учетом погрешности замеров. В этом случае работу аппарата можно считать соответствующей проекту. В других случаях, когда фактическая эффективность оказывается ниже проектной, нужно искать причину такого несоответствия, например, загрязнение аппарата, завышенный расход воздуха, устранить ее, а если потребуется — увеличить расход циркулирующей воды, в крайнем случае, поставить дополнительный теплообменник.

9. Все схемы управления нагревателями очень похожи, включают одни и те же элементы и кажется, что этому нет никакой альтернативы. Неужели неизвестны какие-то другие, более оригинальные и надежные схемы обвязки и управления, и если такие есть, то как они устроены и как работают?

Конечно есть. Одну из таких схем мы опишем ниже. Необходимость ее разработки, по мнению авторов [2], была вызвана комплексом причин:

- несоблюдением графика теплоносителя и заниженной теплоотдачей установленных аппаратов;
- необходимостью большого и переменного нагрева приточного воздуха в системах воздушного отопления, зависящего от солнечной радиации и температуры $t_{н}$, режима работы объекта, сменяющегося малым нагревом;
- снижением в процессе нетрадиционного управления температуры обратной воды ниже 20–30°C, приводящей к срабатыванию автоматической защиты от замерзания и другими причинами.

В связи с этими обстоятельствами МНИИТЭП предложены схемы (рис. 2), обеспечивающие необходимые пределы эффективного управления, хотя указаний об опытной проверке таких схем не обнаружено.

В схеме на рис. 2а, например, максимальная теплопроизводительность достигается при последовательно-противоточной схеме, когда клапан КЛ-1 полностью открыт, а клапан КЛ-2 закрыт. В промежуточных положениях оппозитно-управляемых клапанов КЛ-1 и КЛ-2 в первый аппарат поступает переменная пропорция смеси воды после второго аппарата и байпасируемой воды. Минимальная теплопроизводительность достигается при полном открытии КЛ-2 и сильном прикрытии КЛ-1 (последний имеет логарифмический плунжер, поэтому вблизи закрытия относительный расход воды значительный, рис. 3). Выбирая сечение клапана с данным соотношением

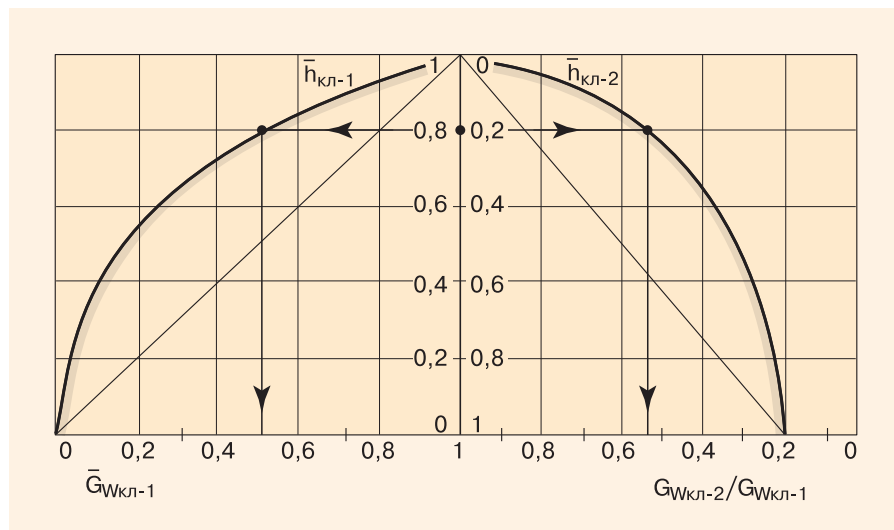


Рис. 3. График для определения относительного расхода воды через второй нагреватель при известном относительном расходе воды через основной клапан КЛ-1 и оппозитно-управляемых водяных регулирующих клапанах (КЛ-1 с логарифмической характеристикой, КЛ-2 с линейной характеристикой) — данные М.М. Грудзинского, В.И. Ливчака (МНИИТЭП). Ключ — при $h_{кл-1} = 0,8$ и $h_{кл-2} = 0,2$, $G_{W_{кл-1}} = 0,5$, $G_{W_{кл-2}}/G_{W_{кл-1}} = 0,54$

ем S , можно добиться зависимости $\theta_{в}(h)$, близкой к линейной, несмотря на нелинейность графика $\theta_{в}(G_{W})$. Клапан КЛ-2 подбирают с линейной характеристикой плунжера и малым S . Усилить эффект отключения обводимых секций можно уменьшением перемещения плунжера КЛ-2 по сравнению с КЛ-1, при этом клапан КЛ-2 будет полностью открываться, тогда как плунжер основного клапана КЛ-1 пройдет лишь 20–30% от всего перемещения. Поверхность нагрева первого аппарата рассчитывают на теплоотдачу при сокращении относительной нагрузки, а последующих — из расчета обеспечения натопа при расчетных теплопотерях.

Представление о режимах работы воздухонагревателя, управляемого по схеме на рис. 2, при байпасировании воды и двух оппозитно-работающих водяных регулирующих клапанах можно получить из графика (рис. 3). На левой части горизонтальной оси отложен относительный расход воды $G_{W_{кл-1}}$ через основной

В схеме на рис. 2а, например, максимальная теплопроизводительность достигается при последовательно-противоточной схеме, когда клапан КЛ-1 полностью открыт, а клапан КЛ-2 закрыт

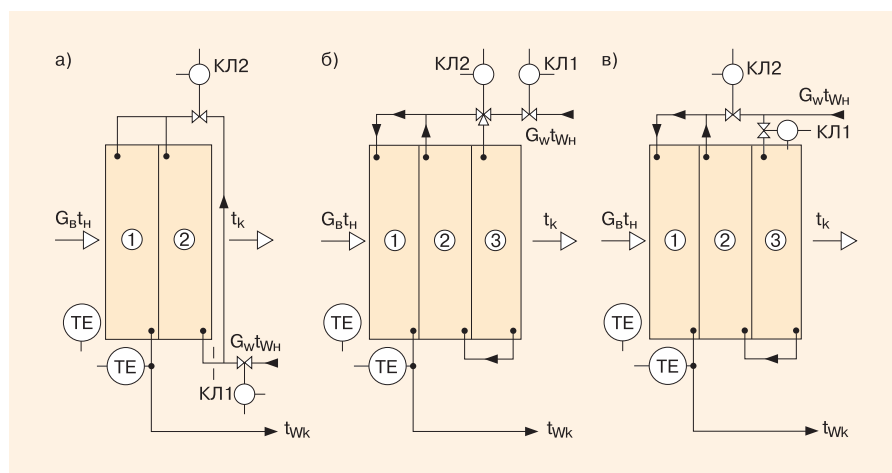


Рис. 2. Сложные схемы обвязки и управления несколькими последовательно установленными по воздуху аппаратами (а — схема с управляемым обводом теплоносителя и двумя оппозитно-управляемыми проходными клапанами; б — схема с двумя оппозитно-управляемыми проходными и трехходовым клапанами; в — схема с двумя проходными оппозитно-управляемыми клапанами на параллельных потоках; ТЕ — датчики автоматической защиты аппаратов от замерзания воды, по данным МНИИТЭП)

клапан КЛ-1 (при $S_{кл-1} = 0,70$), а в правой части — отношение расхода воды через клапан КЛ-2 к расходу через КЛ-1 (при $S_{кл-2} = 0,1$). Относительный расход воды при полностью открытом клапане КЛ-2 принят 0,2. На вертикальной оси определяют положение плунжеров клапанов при их противоположном (оппозитном) перемещении. Обеспечение необходимого отношения расходов через клапаны достигается установкой диафрагмы на трубопроводе к байпасируемому аппарату.

1. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции / Теория, техника и проектирование на рубеже столетий. — СПб.: АТ-Publishing; т. I/II (ч. 1/2), 2005/(2006/2007).
2. Грудзинский М.М., Ливчак В.И. Работа калориферных установок в системах круглогодичного кондиционирования // Водоснабжение и санитарная техника, №7/1971.