

сжатого воздуха от точки I' действительный теплоперепад в детандере должен быть увеличен на величину $\Delta I = I_1' - I_1$, следовательно, срабатываемый перепад давлений при $t_1 = t_1'$ также должен быть больше, что приведет к увеличению давления и затрат энергии на сжатие воздуха в компрессоре.

Оценка эффективности предлагаемого способа по результатам проведенных испытаний показывает, что затраты энергии на привод установки при комбинированном способе на 11% меньше, чем при генерации тумана в турбодетандере с теми же параметрами, только конденсационным способом.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Адлер М. В., Соколов Ю. Е. К вопросу об образовании тумана на выходе из воздушного турбодетандера.— Изв. вузов. Энергетика, 1968, № 9. [2]. Адлер М. В., Соколов Ю. Е., Ятчени И. А. Исследование дисперсности влаги в малоразмерном радиальном турбодетандере, работающем на влажном воздухе.— Изв. вузов. Энергетика, 1970, № 9. [3]. Бондарев И. Т., Ярошенко В. М. Влияние влажности воздуха на процессы расширения в детандерах турбохолодильных машин.— Холодильная техника, 1976, № 9. [4]. Грин Х., Лейн В. Аэрозоли, пыли, дымы и туманы.— Л.: Химия, 1969. [5]. Давыдов А. Б., Прохоров В. И. Результаты экспериментального исследования центростремительного детандера для систем кондиционирования.— Научн. труды НИИ Сантехники, вып. 18.— М.: Стройиздат, 1966. [6]. Дитякин Ю. Ф., Клячко Л. А., Новиков Б. В., Ягодкин В. Л. Распыливание жидкостей.— М.: Машиностроение, 1977. [7]. Прохоров В. И. Системы кондиционирования с воздушными холодильными машинами.— М.: Стройиздат, 1980. [8]. Прохоров В. И. Новый способ измерения влажности воздуха.— Холодильная техника, 1968, № 6. [9]. Слободянюк Л. И., Бубенцова Т. П. Теоретическое исследование движения капель влаги в проточной части компрессоров судовых ГТД.— Тр. Николаевского кораблестроительного ин-та, 1972, вып. 60.

УДК 697.34

О ПРИМЕНЕНИИ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ, НЕЗАВИСИМО ПРИСОЕДИНЕННЫХ К ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

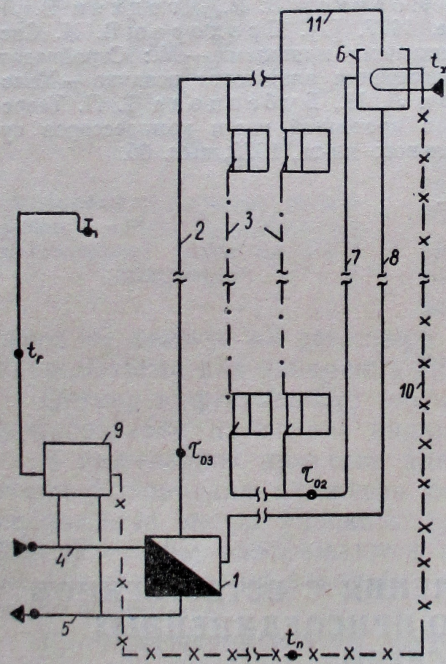
Ю. Л. ЛИПОВКА, Л. П. РОХЛЕЦОВ

Красноярский политехнический институт
Новосибирский ордена Трудового Красного Знамени инженерно-строительный институт имени В. В. Куйбышева

Для повышения надежности тепловых сетей необходимо осуществлять взаимное резервирование всех магистралей и источников теплоснабжения. Эффективное же использование резервных связей станет возможным при переходе на независимую высокоманевренную систему [1]. Здесь каждая система отопления работает при своих тепловых

и гидравлических режимах, а тепловая сеть получает полную свободу маневрирования давлениями, температурами и расходами. Однако применение независимых систем с индивидуальными тепловыми пунктами (ИТП) требует установки маломощных бесфундаментных циркуляционных насосов, бесшумность работы которых [2] еще не является гарантией того, что возникновение шума в системе исключается вообще.

В работах [3, 4] показана целесообразность устройства ИТП с гравитационными системами отопления, но величина естественного циркуляционного давления в таких системах невелика. Имеются различные предложения относительно ее увеличения. Так, в работе [5] предлагалось использовать облегченные стальные штампованные нагревательные приборы, позволяющие значительно снизить температуру воды, выходящей из системы отопления, не повышающие стоимости системы. С этой же целью предлагалась система панельного отопления, позволяющая повысить температуру воды, подаваемой в отопительные приборы, до 115—130°C без снижения ее гигиенических качеств с одновременным понижением температуры воды после системы до 45—60°C [6]. В статье [7] предложена комбинированная схема независимой системы отопления и горячего водоснабжения, которая дает возможность увеличить гравитационное давление в системе отопления.



Известно, что действующее в гравитационной системе давление было бы больше, если бы охлаждение воды происходило только за счет отдачи тепла трубопроводами, по которым вода движется вниз. Всякое охлаждение в опускном трубопроводе выше центра нагрева увеличивает P_e в системе отопления тем больше, чем точка охлаждения выше центра нагрева. Учитывая отмеченное, особенностью предлагаемой схемы (рисунок) является включение емкостного теплообменника в начале опускного стояка. Система отопления и горячего водоснабжения содержит отопительный подогреватель 1, главный подающий стояк 2, стояки с нагревательными приборами 3, подающий 4 и обратный 5 трубопроводы теплосети, емкостный теплообменник 6, подъемный 7 и опускной 8 стояки, подогреватель горячего водоснабжения второй ступени 9, трубопроводы холодной воды 10 и воздушную петлю 11.

Емкостный теплообменник является подогревателем горячего водоснабжения первой ступени и выполняет функции расширительного сосуда. Совпадение направлений движения воздуха и теплоносителя с последующим выходом в расширительный сосуд через воздушную петлю наряду с соблюдением правильных уклонов труб способствует надежному воздухоудалению из системы отопления.

Определим увеличение действующего давления в системе. Очевидно, что общее естественное давление в системе можно рассматривать как сумму двух величин: естественного давления, возникающего из-за охлаждения воды в контуре с отопительными стояками ΔP_e^I и давле-

ния, возникающего вследствие остывания воды в расширительном сосуде и в опускном стояке после теплообменника:

$$\Delta P_e = \Delta P_e^I + \Delta P_e^{II}. \quad (1)$$

Первое слагаемое в формуле (1) определяется как сумма естественных циркуляционных давлений, создаваемых охлаждением воды в нагревательных приборах $\Delta P_{e. пр}^I$ и трубах системы отопления $\Delta P_{e. тр}$.

Циркуляционное давление в вертикальной однетрубной проточной и проточно-регулируемой системе отопления с верхней разводкой находится как разность гидростатических давлений в отопительном и главном стояках. Обозначив среднее уменьшение плотности при увеличении температуры воды на 1°C через β

$$\beta = \frac{\rho_0 - \rho_T}{\tau_{03} - \tau_{02}}, \quad (2) \quad \text{получим } \Delta P_{e. пр}^I = \beta g \left(\Delta \tau_0 h_1 + \frac{h_{эт} \sum_{i=1}^{n-1} \sum Q_i}{c G_{ст}} \right), \quad (3)$$

где $\Delta \tau_0 = \tau_{03} - \tau_{02}$ — перепад температур в системе отопления; ρ_0, ρ_T — плотности воды при температурах соответственно τ_{02} и τ_{03} ; h_1 — расстояние от центра нагрева до нижнего нагревательного прибора, м; $\sum Q_i$ — суммарная тепловая мощность всех отопительных приборов на стояке до рассматриваемого участка, считая по направлению движения воды, Вт; n и $h_{эт}$ — число и высота этажей. $\Delta P_{e. тр}^I$ может быть определено по формуле [8]:

$$\Delta P_{e. тр}^I = g \sum_1^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i), \quad (4)$$

где N — число участков; h_i — высота расположения условного центра охлаждения или нагревания каждого участка над плоскостью, проходящей через центр нагревания, м; ρ_{i+1}, ρ_i — плотности воды на концах участка, кг/м^3 . Значение второго слагаемого в (1) определяется по выражению (4).

В качестве примера сопоставим две системы отопления 9-этажного здания. Первая представляет собой систему, выполненную по однетрубной схеме с верхней разводкой и расчетными температурами 95 и 70°C ; вторая — предлагаемая система. Тепловая мощность отопительных приборов $Q_i = 1000$ Вт; $\beta = 0,64$ $\text{кг/м}^3 \cdot \text{K}$; $h_{эт} = 3$ м; $h_1 = 2$ м. Расчеты, проведенные для этих условий по вышеприведенным формулам показывают, что включение теплообменника в контур системы отопления увеличивает естественное циркуляционное давление до 80% .

Поскольку емкостный теплообменник выполняет одновременно функции приема объема расширяющейся воды и воздухоудаления, конструктивным отличием схемы его включения является то, что нагреваемая (водопроводная) вода проходит внутри трубок змеевика. Принятое решение обеспечивает малое гидравлическое сопротивление по тракту греющей воды. Необходимая поверхность нагрева змеевиков емкостных подогревателей определяется выражением

$$F_{зм} = (1,1 - 1,2) \frac{Q_{расч}}{k \Delta t}, \quad (5)$$

где расчетная тепловая производительность первой ступени подогревателя, $Q_{г}^I$, находится по формуле

$$Q_{г}^I = Q_{расч} = Q_{г}^m \frac{t_n - t_x}{t_r - t_x}, \quad (6)$$

расчетная разность температур теплоносителя и нагреваемой воды

$$\Delta t = \frac{\tau_{02} + \tau'_{02}}{2} - \frac{t_x + t_n}{2}, \quad (7)$$

где t_n — температура водопроводной воды после теплообменника, °С; τ_{02} , τ'_{02} — температуры воды в системе отопления на входе и выходе из теплообменника, °С; Q_r^M — максимальный часовой расход тепла на горячее водоснабжение, Вт.

Предлагаемое включение теплообменника позволяет увеличить естественное циркуляционное давление в системе отопления на 80% и расширить радиус действия гравитационной системы отопления при централизованном теплоснабжении.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Копьев С. Ф. Развитие систем централизованного теплоснабжения в СССР.— Теплоэнергетика, 1976, № 1. [2]. Makenzen E. Geräuschproblem im Pumpen — Heizung — Anlagen. "Haustechnische Rundschau", 1970, N 4. [3]. Ливчак И. Ф., Ливчак В. И., Великанов В. П. и др. Применение систем отопления с естественной циркуляцией, независимо присоединенных к централизованному теплоснабжению.— Водоснабжение и санитарная техника, 1972, № 9. [4]. Рекомендации по проектированию и эксплуатации систем отопления с естественной циркуляцией воды.— М.: ОНТИ АКХ, 1976. [5]. Красовский Б. М., Глушков В. Д. О дальнейшем совершенствовании техники отопления и теплоснабжения.— Водоснабжение и санитарная техника, 1971, № 5. [6]. Туркин В. П., Тыщенко Ю. Д., Лапшин Л. В. К вопросу применения систем отопления с естественной циркуляцией, независимо присоединенных к централизованному теплоснабжению.— Водоснабжение и санитарная техника, 1975, № 5. [7]. Рохлецов Л. П., Липовка Ю. Л. Устройство для теплоснабжения.— Авт. свид. № 636452. БИ № 45, 1978. [8]. Каменев П. Н., Сканави А. Н., Богословский В. Н. Отопление и вентиляция. Ч. 1. Отопление.— М.: Стройиздат, 1975.

УДК 628.067.1

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСЛОЙНЫХ ВОДООЧИСТНЫХ ФИЛЬТРОВ С ПОМОЩЬЮ МЕТОДА УПЛОТНЕНИЯ

С. С. ЗАХАРЬЯН

Ереванский политехнический институт имени К. Маркса

Многослойный фильтр представляет собой колонну из последовательно расположенных слоев загрузки из материалов различной плотности ρ_i с различной крупностью зерен d_i (рис. 1). Если более «легкий» крупнозернистый материал уложить в верхнем слое, а мелкозернистый материал с большей плотностью — в нижнем, это позволит осуществить фильтрацию в направлении убывающей крупности зерен без перемешивания слоев при промывках (рис. 1). Вода с концентрацией взвеси c_1 осветляется, проходя через фильтр, до некоторого значения c_{n+1} .

В основу методики расчета процесса фильтрования, используемой в настоящей работе, положена теория технологического моделирования [1], согласно которой решение системы дифференциальных уравнений,