

А. П. Сафонов

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ТЕПЛОФИКАЦИИ И ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

Издание третье, переработанное

Допущено Министерством высшего
и среднего специального
образования СССР в качестве
учебного пособия для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Промышленная теплоэнергетика»



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1985

ББК 31.38

С 21

УДК 697.34/075.8

Рецензент кафедры ПГЭС МЭИ

Сафонов А. П.

С21 Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям: Учеб. пособие для вузов.—3-е изд., перераб.— М.: Энергоатомиздат, 1985. — 232 с., ил.

В пер.: 65 к. 12 500 экз.

Приведены примеры и контрольные задачи по вопросам энергетической эффективности теплофикации, теплового потребления и режимов отпуска теплоты, гидравлического и теплового расчетов, теплофикационного оборудования ТЭЦ, тепловых пунктов и сетей. Все примеры снабжены подробными решениями. В начале каждой главы приведены основные расчетные формулы. Предыдущее издание вышло в 1968 г. При подготовке третьего издания устаревшие задачи заменены новыми.

Предназначен для студентов теплотехнических специальностей энергетических вузов и факультетов.

230301000-462
С 051(01)-85 — 156-85

ББК 31.38
6С9.4

© Энергоатомиздат, 1985

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к третьему изданию	4
Глава первая. Энергетическая эффективность теплофикации	5
Глава вторая. Тепловое потребление	15
Глава третья. Системы теплоснабжения	32
Глава четвертая. Режимы регулирования централизованного теплоснабжения	36
Глава пятая. Гидравлический расчет тепловых сетей	64
Глава шестая. Гидравлический режим тепловых сетей	90
Глава седьмая. Теплофикационное оборудование ТЭЦ	117
Глава восьмая. Оборудование тепловых пунктов	123
Глава девятая. Оборудование тепловых сетей	145
Глава десятая. Тепловой расчет	161
Глава одиннадцатая. Эксплуатация тепловых сетей	180
Глава двенадцатая. Технико-экономический расчет систем теплоснабжения	188
Приложения	220
Список литературы	231

ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ

Второе издание учебного пособия «Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям» вышло в 1968 г. Значительное развитие науки и техники теплофикации и тепловых сетей за период, прошедший после выхода в свет второго издания, потребовало внесения в книгу соответствующих изменений. Структура нового издания учебного пособия соответствует структуре пятого издания учебника проф. Е. Я. Соколова «Теплофикация и тепловые сети», предназначенного для студентов теплотехнических специальностей энергетических вузов и факультетов.

Третье издание учебного пособия подверглось значительной переработке в соответствии с содержанием указанного пятого издания учебника, в том числе: в примерах вместо турбин с начальным давлением 3,5 и 9 МПа приведены теплофикационные турбины с начальным давлением 13 МПа; даны примеры итерационных расчетов температурных и гидравлических режимов с использованием ЭВМ «Наири-2»; приведены примеры по резервированию магистральных тепловых сетей и определению времени замерзания воды в трубопроводе при аварии; технико-экономические расчеты проведены с учетом новых стоимостных показателей.

В третьем издании книги все численные примеры приведены в единицах СИ.

Конечные результаты тепловых расчетов, связанных с проектированием и эксплуатацией тепловых сетей, даны также в тепловых единицах, основанных на калории.

Одновременно было исключено несколько устаревших задач. Наряду с этим были сохранены некоторые оригинальные типы переработанных задач из учебного пособия Б. Л. Шифринсона и автора [6].

В работе над первой главой книги принимала участие канд. техн. наук И. А. Сафонова.

Автор выражает глубокую благодарность сотрудникам кафедры ПГЭС Московского энергетического института: доктору техн. наук, профессору Е. Я. Соколову и канд. техн. наук А. В. Извекову, рецензировавшим рукопись, за внимательный просмотр и ценные замечания. Автор выражает также особую признательность канд. техн. наук А. В. Извекову за большой труд по редактированию книги.

Автор

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИИ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Расход условного топлива на выработку теплоты на ТЭЦ или в районной котельной, кг,

$$B_T = b_T^T Q, \quad (1.1)$$

где Q — количество отпущенной потребителям теплоты, ГДж; b_T^T — удельный расход условного топлива на выработку теплоты, кг/ГДж.

Удельный расход условного топлива на выработку теплоты на ТЭЦ или в районной котельной без учета потерь теплоты во внутренних коммуникациях, кг/ГДж,

$$b_T^T = \frac{10^6}{29\,300 \eta_k} = \frac{34,1}{\eta_k}, \quad (1.2)$$

где η_k — КПД котельной ТЭЦ или районной котельной.

Расход условного топлива на выработку электрической энергии по теплофикационному $B_{т.э}$ и конденсационному $B_{р.э}$ циклам, кг:

$$B_{т.э} = b_T^э \mathcal{E}_T = b_T^э \mathcal{E}_T Q_T; \quad (1.3)$$

$$B_{р.э} = b_K^э \mathcal{E}_K, \quad (1.4)$$

где $b_T^э$ и $b_K^э$ — удельные расходы условного топлива на выработку электрической энергии по теплофикационному и конденсационному циклам, кг/(кВт·ч); $\mathcal{E}_T$ и $\mathcal{E}_K$ — выработка электрической энергии по теплофикационному (на тепловом потреблении) и конденсационному циклам, кВт·ч; $\mathcal{E}_T$ — удельная комбинированная выработка электрической энергии на тепловом потреблении, кВт·ч/ГДж; Q_T — количество теплоты, отпущенное из отбора турбин на внешнее тепловое потребление, ГДж.

Удельная комбинированная выработка электрической энергии на тепловом потреблении, кВт·ч/ГДж,

$$\mathcal{E}_T = \mathcal{E}_0 + \mathcal{E}_{в.т} = \mathcal{E}_0(1 + e_T) = \frac{278 H_T \eta_0 \eta_{эм}(1 + e_T)}{h_T - h_{к.т}}, \quad (1.5)$$

где $\mathcal{E}_0$ и $\mathcal{E}_{в.т}$ — удельная комбинированная выработка электрической энергии на базе внешнего и внутреннего (за счет регенеративного подогрева конденсата теплофикационной установки) теплового потребления, кВт·ч/ГДж; $e_T = \mathcal{E}_{в.т}/\mathcal{E}_0$ — относительная выработка электрической

энергии за счет регенеративного подогрева конденсата; H_T — изоэнтروпный перепад пара в турбине от начальных параметров до давления в отборе, кДж/кг; h_T , $h_{к.т}$ — энтальпия пара в отборе турбины и конденсата этого пара, кДж/кг; η_{oi} — внутренний относительный КПД турбины; $\eta_{эм} = \eta_m \eta_T$ — электрохимический КПД установки; η_m и η_T — механический КПД турбины и КПД генератора.

Относительная выработка электрической энергии за счет регенеративного подогрева конденсата по формуле Е. Я. Соколова

$$e_T = \frac{H_p(h_{п.в} - h_{к.т})}{H_T(h_p - h_{п.в})}, \quad (1.6)$$

где h_p — энтальпия пара условного регенеративного отбора, кДж/кг; $h_{п.в}$ и $h_{к.т}$ — энтальпия питательной воды и конденсата пара из отбора, кДж/кг; H_p — изоэнтропный перепад для потока пара условного регенеративного отбора, кДж/кг; H_T — изоэнтропный перепад для потока пара, поступающего в отбор турбины, кДж/кг.

Для расчета показателей паротурбинных установок с промежуточным перегревом пара в формулы (1.5) и (1.6) следует подставлять сумму $H_T = H_T' + H_T''$. Первое слагаемое H_T' — это изоэнтропный перепад от состояния пара перед турбиной до давления перед промежуточным перегревателем. Второе слагаемое H_T'' — изоэнтропный перепад от состояния за промежуточным перегревателем до давления в теплофикационном отборе.

Удельные расходы условного топлива на выработку электрической энергии в теплофикационном цикле $b_T^э$ и конденсационном цикле с учетом регенерации $b_K^э$, кг/(кВт·ч):

$$b_T^э = \frac{0,123}{\eta_{к.с} \eta_{эм}}; \quad (1.7)$$

$$b_K^э = \frac{0,123}{\eta_{к.с} \eta_i^P \eta_{эм}}, \quad (1.8)$$

где $\eta_{к.с}$ — КПД котельной электрической станции (ТЭЦ или КЭС); η_i^P — внутренний абсолютный КПД конденсационной выработки с учетом регенерации.

Внутренний абсолютный КПД конденсационной выработки без учета регенерации η_i и с учетом регенерации η_i^P :

$$\eta_i = \frac{H_K \eta_{oi}}{h_0 - h_K}; \quad (1.9)$$

$$\eta_i^P = \frac{\eta_i (1 + e_K)}{1 + e_K \eta_i}, \quad (1.10)$$

где H_K — изоэнтропный перепад конденсационного потока пара, кДж/кг; h_0 и h_K — энтальпии пара перед турбиной и конденсата после

конденсатора, кДж/кг; e_k — отношение выработки электрической энергии за счет регенеративного подогрева конденсата после конденсатора к чисто конденсационной выработке.

Значение e_k можно подсчитывать по формуле (1.6), в которой H_t следует заменить изобарным перепадом конденсационного потока пара H_k , а величину $h_{k,t}$ — энтальпией конденсата после конденсатора h_k . Формулы (1.6) и (1.9) можно использовать при наличии промежуточного перегрева. Для этого вместо H_k следует подставлять сумму $H_k' + H_k''$. Первое слагаемое H_k' — это изобарный перепад от состояния пара перед турбиной до давления перед промперегревателем, второе H_k'' — это изобарный перепад от состояния за промперегревателем до давления в конденсаторе. Кроме того, в знаменатель формулы (1.9) следует добавлять $\Delta h_{п,п}$ — повышение энтальпии пара в промежуточном перегревателе.

ПРИМЕРЫ

Пример 1.1. Определить удельную (отнесенную на 1 ГДж и на 1 Гкал теплоты, выработанной на станции) экономию условного топлива при теплофикации по сравнению с раздельной схемой энергоснабжения промышленного предприятия, имеющего технологическую тепловую нагрузку.

Определить также относительную экономию топлива при теплофикации (отношение экономии топлива при теплофикации к расходу топлива при раздельной схеме энергоснабжения).

Теплофикационный вариант: — ТЭЦ с начальными параметрами пара $p_0 = 13$ МПа¹ и $t_0 = 555$ °С, противодействие турбин $p_n = 0,7$ МПа, температура питательной воды $t_{п,в} = 230$ °С, температура конденсата $t_{к,т} = 100$ °С, внутренний относительный КПД турбин ТЭЦ $\eta_{oi} = 0,82$ и электромеханический КПД $\eta_{эм} = 0,97$.

Вариант с раздельной схемой энергоснабжения: КЭС с начальными параметрами пара $p_0 = 24$ МПа и $t_0 = 540$ °С, параметры пара после промежуточного перегрева $p_{п,п} = 4$ МПа и $t_{п,п} = 540$ °С, потеря давления в промежуточном перегревателе $\Delta p_{п,п} = 0,5$ МПа, давление в конденсаторе $p_k = 0,004$ МПа, температура питательной воды $t_{п,в} = 260$ °С, внутренний относительный КПД турбин КЭС $\eta_{oi} = 0,84$, электромеханический КПД $\eta_{эм} = 0,98$, КПД котельной КЭС и ТЭЦ $\eta_{к.с} = 0,9$ и КПД промышленной котельной $\eta_{р.к} = 0,82$.

Потерей теплоты внутренних трубопроводов ТЭЦ, КЭС и котельной пренебречь. Выработку электроэнергии ТЭЦ и КЭС, а также КПД тепловых сетей в обоих вариантах считать одинаковыми. Приведенные выше КПД являются средними².

¹ Здесь и далее в данной главе приведено абсолютное давление пара перед турбиной, противодействие турбины и давление в отборе турбин.

² Это условие относится также к последующим примерам.

Решение. Энтальпии пара перед турбинами ТЭЦ, питательной воды и конденсата с производства: $h_0=3490$ кДж/кг; $h_{п.в}=990$ кДж/кг, $h_{к.т}=419$ кДж/кг.

Изоэнтروпный перепад для турбин ТЭЦ и энтальпия пара, поступающего на производство: $H_T=760$ кДж/кг; $h_T=h_0-H_T\eta_{oi}=3490-760\cdot 0,82=2867$ кДж/кг.

Параметры пара условного регенеративного отбора для ТЭЦ: $t_p=0,5(t_{п.в}+t_{к.т})=0,5(230+100)\approx 165^\circ\text{C}$; $p_p=0,7$ МПа; $H_p=760$ кДж/кг;

$$h_p=h_0-H_p\eta_{oi}=3490-760\cdot 0,82=2867 \text{ кДж/кг.}$$

Относительная выработка электрической энергии за счет регенеративного подогрева конденсата на ТЭЦ

$$e_T = \frac{H_p(h_{п.в} - h_{к.т})}{H_T(h_p - h_{п.в})} = \frac{760(990 - 419)}{760(2867 - 990)} = 0,304.$$

Удельная комбинированная выработка электрической энергии на тепловом потреблении

$$\begin{aligned} \varepsilon_T &= \frac{278 H_T \eta_{oi} \eta_{эм} (1 + e_T)}{(h_T - h_{к.т})} = \frac{278 \cdot 760 \cdot 0,82 \cdot 0,97 (1 + 0,304)}{2867 - 419} = \\ &= 89,5 \text{ кВт} \cdot \text{ч/ГДж} = 375 \text{ кВт} \cdot \text{ч/Гкал.} \end{aligned}$$

Удельные расходы условного топлива на выработку электрической энергии и теплоты на ТЭЦ:

$$\begin{aligned} b_{T^э} &= \frac{0,123}{\eta_{к.с} \eta_{эм}} = \frac{0,123}{0,9 \cdot 0,97} = 0,141 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}; \\ b_{T^т} &= \frac{34,1}{\eta_{к.с}} = \frac{34,1}{0,9} = 37,9 \text{ кг/ГДж,} \end{aligned}$$

или

$$b_{T^т} = \frac{143}{\eta_{к.с}} = \frac{143}{0,9} = 159 \text{ кг/Гкал.}$$

Для варианта с раздельной схемой энергоснабжения энтальпия пара (перед турбиной и после промперегревателя), конденсата в конденсаторе и питательной воды на КЭС: $h_0=3335$ кДж/кг; $h_{п.п}=3550$ кДж/кг; $h_k=121$ кДж/кг; $h_{п.в}=1135$ кДж/кг.

Изоэнтропные перепады от состояния пара перед турбиной до давления на входе в промперегреватель и от состояния пара после промперегревателя до давления в конденсаторе, а также повышение энтальпии в промежуточном перегревателе: $H'_k=445$ кДж/кг; $H_k''=1350$ кДж/кг; $H_k=H'_k+H''_k=445+1350=1795$ кДж/кг; $\Delta h_{п.п}=660$ кДж/кг.

Параметры пара и изоэнтروпный перепад условного регенеративно-го отбора турбин КЭС: $t_p = 0,5(t_{п.в} + t_k) = 0,5(260 + 29) \approx 145^\circ\text{C}$; $p_p = 0,416$ МПа; $H'_k = 445$ кДж/кг; $H''_{к.р} = 600$ кДж/кг;

$$H_p = H'_k + H''_{к.р} = 445 + 600 = 1045 \text{ кДж/кг};$$

$$h_p = h_{п.п} - H''_{к.р} \eta_{0i} = 3550 - 600 \cdot 0,84 = 3046 \text{ кДж/кг}.$$

Отношение выработки электрической энергии за счет регенеративного подогрева конденсата на КЭС к чисто конденсационной выработке

$$e_k = \frac{H_p(h_{п.в} - h)}{H_k(h_p - h_{п.в})} = \frac{1045(1135 - 121)}{1795(3046 - 1135)} = 0,309.$$

Внутренние абсолютные КПД конденсационных турбин КЭС без учета и с учетом регенерации:

$$\eta_i = \frac{H_k \eta_{0i}}{h_0 + \Delta h_{п.п} - h_k} = \frac{1795 \cdot 0,84}{3335 + 660 - 121} = 0,389;$$

$$\eta_i^p = \frac{\eta_i(1 + e_k)}{1 + e_k \eta_i} = \frac{0,389(1 + 0,309)}{1 + 0,309 \cdot 0,389} = 0,455.$$

Удельные расходы условного топлива на выработку электрической энергии на КЭС и теплоты в промышленной котельной:

$$b_{к^3} = \frac{0,123}{\eta_{к.с} \eta_i^p \eta_{эм}} = \frac{0,123}{0,9 \cdot 0,455 \cdot 0,98} = 0,307 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

$$b_p^T = \frac{34,1}{\eta_{р.к}} = \frac{34,1}{0,82} = 41,6 \text{ кг/ГДж},$$

или

$$b_p^T = \frac{143}{\eta_{р.к}} = \frac{143}{0,82} = 174,4 \text{ кг/Гкал}.$$

Экономия условного топлива при теплофикации по сравнению с отдельной схемой энергоснабжения, отнесенная к единице выработанной теплоты (1 ГДж и 1 Гкал):

$$\text{за счет комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ} \\ (B_{р.э} - B_{т.э})/Q_T = (b_{к^3} - b_{т^3}) \varepsilon_T = (0,307 - 0,141) 89,5 = 14,8 \text{ кг/ГДж},$$

или

$$(B_{р.э} - B_{т.э})/Q_T = (b_{к^3} - b_{т^3}) \varepsilon_T = (0,307 - 0,141) 375 = 62 \text{ кг/Гкал};$$

за счет более экономичной выработки теплоты на ТЭЦ

$$(B_{р.т} - B_{т.т})/Q_T = b_p^T - b_{т^T} = 41,6 - 37,9 = 3,7 \text{ кг/ГДж},$$

или

$$(B_{р.т} - B_{т.т})/Q_T = b_p^T - b_{т^T} = 174,4 - 159 = 15,4 \text{ кг/Гкал};$$

за счет обоих указанных факторов

$$(B_p - B_T)/Q_T = 14,8 + 3,7 = 18,5 \text{ кг/ГДж},$$

или

$$(B_p - B_T)/Q_T = 62 + 15,4 = 77,4 \text{ кг/Гкал}.$$

Суммарная экономия условного топлива при теплофикации по сравнению с отдельной схемой энергоснабжения, отнесенная к полно-

му расходу условного топлива при отдельной схеме энергоснабжения,

$$(B_p - B_T) / B_p = \frac{(B_D - B_T) / Q_T}{b_K^3 \alpha_T + b_p^T} = 18,5 / 69,1 = 0,268.$$

Отметим, что проведенный сравнительный расчет не учитывал в рассматриваемых вариантах различия в потерях электроэнергии в электрических сетях, в потерях теплоты в тепловых сетях и в расходах электроэнергии на собственные нужды.

Пример 1.2. На ТЭЦ установлены две турбины ПТ-50/60-130/7 с начальными параметрами пара $p_0 = 13$ МПа и $t_0 = 555^\circ\text{C}$, давлением пара в промышленном отборе $p_{\text{п}} = 0,7$ МПа, средним давлением пара в отопительном отборе $p_T = 0,09$ МПа и давлением в конденсаторе $p_K = 0,005$ МПа. Температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 230^\circ\text{C}$. Годовая выработка электрической энергии на ТЭЦ $\mathcal{E} = 700 \cdot 10^6$ кВт·ч/год.

Годовая выработка теплоты на ТЭЦ с паром промышленных отборов давлением 0,7 МПа $Q_1 = 3\,500\,000$ ГДж/год $= 835\,300$ Гкал/год, с паром отопительных отборов давлением 0,09 МПа $Q_2 = 1\,800\,000$ ГДж/год $= 429\,600$ Гкал/год, выработка теплоты водогрейными паровыми котлами ТЭЦ $Q_3 = 300\,000$ ГДж/год $= 71\,600$ Гкал/год. Суммарная годовая выработка теплоты на ТЭЦ $Q = 5\,600\,000$ ГДж/кг $= 1\,336\,500$ Гкал/год.

Конденсат от потребителей пара и от сетевых подогревателей с температурой $t_{\text{к.т1}} = t_{\text{к.т2}} = 96^\circ\text{C}$ полностью возвращается на ТЭЦ.

Определить годовой расход условного топлива на ТЭЦ. При расчете принять КПД энергетических котлов ТЭЦ $\eta_{\text{к.с}} = 0,9$, КПД пиковых водогрейных котлов $\eta_{\text{к.п}} = 0,86$, внутренний относительный КПД турбин $\eta_{0\text{т}} = 0,82$ и электромеханический КПД $\eta_{\text{эм}} = 0,98$.

Потерей теплоты во внутренних трубопроводах ТЭЦ пренебречь.

Решение. Энтальпии пара, конденсата, питательной воды и изоэнтропные перепады: $h_0 = 3490$ кДж/кг; $h_{\text{к.т1}} = h_{\text{к.т2}} = 402$ кДж/кг; $h_{\text{к}} = 138$ кДж/кг; $h_{\text{п.в}} = 990$ кДж/кг; $H_{\text{т1}} = 760$ кДж/кг; $H_{\text{т2}} = 1100$ кДж/кг; $H_{\text{т.к}} = 1465$ кДж/кг; $h_{\text{т1}} = h_0 - H_{\text{т1}}\eta_{0\text{т}} = 3490 - 760 \cdot 0,82 = 2867$ кДж/кг; $h_{\text{т2}} = h_0 - H_{\text{т2}}\eta_{0\text{т}} = 3490 - 1100 \cdot 0,82 = 2588$ кДж/кг; $h_{\text{к}} = h_0 - H_{\text{т.к}}\eta_{0\text{т}} = 3490 - 1465 \cdot 0,82 = 2289$ кДж/кг.

Параметры пара условного регенеративного отбора турбин ТЭЦ (для подогрева конденсата промышленного и отопительного отборов): $t_{\text{р1}} = t_{\text{р2}} = 0,5(t_{\text{п.в}} + t_{\text{к.т1}}) = 0,5(230 + 96) = 163^\circ\text{C}$; $p_{\text{р1}} = p_{\text{р2}} = 0,67$ МПа; $H_{\text{р1}} = H_{\text{р2}} = 765$ кДж/кг; $h_{\text{р1}} = h_{\text{р2}} = h_0 - H_{\text{р1}}\eta_{0\text{т}} = 3490 - 765 \cdot 0,82 = 2863$ кДж/кг.

Относительная выработка электрической энергии за счет регенеративного подогрева конденсата паром отборов:

$$e_{\text{т1}} = \frac{H_{\text{р1}}(h_{\text{п.в}} - h_{\text{к.т}})}{H_{\text{т1}}(h_{\text{р1}} - h_{\text{п.в}})} = \frac{765(990 - 402)}{760(2863 - 990)} = 0,316;$$

$$e_{\text{т2}} = \frac{H_{\text{р2}}(h_{\text{п.в}} - h_{\text{к.т}})}{H_{\text{т2}}(h_{\text{р2}} - h_{\text{п.в}})} = \frac{765(990 - 402)}{1100(2863 - 990)} = 0,218.$$

Удельная комбинированная выработка электрической энергии на тепловом потреблении производственного и отопительного отборов:

$$\mathcal{E}_{T1} = \frac{278 H_{T1} \eta_{0i} \eta_{эм} (1 + e_T)}{h_{T1} - h_{K,T1}} = \frac{278 \cdot 760 \cdot 0,82 \cdot 0,98 (1 + 0,316)}{2867 - 402} = 90,6 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{ГДж};$$

$$\mathcal{E}_{T2} = \frac{278 H_{T2} \eta_{0i} \eta_{эм} (1 + e_T)}{H_{T1} - h_{K,T1}} = \frac{278 \cdot 1100 \cdot 0,82 \cdot 0,98 (1 + 0,218)}{2588 - 402} = 137 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{ГДж}.$$

Годовая выработка электроэнергии на тепловом потреблении и по конденсационному циклу на ТЭЦ:

$$\mathcal{E}_T = \mathcal{E}_{T1} Q_1 + \mathcal{E}_{T2} Q_2 = 90,6 \cdot 3,5 \cdot 10^6 + 137 \cdot 1,8 \cdot 10^6 = 564 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{год};$$

$$\mathcal{E}_{K,T} = \mathcal{E} - \mathcal{E}_T = 700 \cdot 10^6 - 564 \cdot 10^6 = 136 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{год}.$$

Параметры пара условного регенеративного отбора для подогрева конденсационного потока ТЭЦ: $t_p = 0,5 (t_{п.в} + t_k) = 0,5 (230 + 32) = 131^\circ \text{C}$; $p_p = 0,279 \text{ МПа}$; $H_p = 920 \text{ кДж/кг}$; $h_p = h_0 - H_p \eta_{0i} = 3490 - 920 \cdot 0,82 = 2736 \text{ кДж/кг}$.

Значения $e_{K,T}$, η_i и η_i^p для конденсационной выработки:

$$e_{K,T} = \frac{H_p (h_{п.в} - h_k)}{H_{T,K} (h_p - h_{п.в})} = \frac{920 (990 - 138)}{1465 (2736 - 990)} = 0,306;$$

$$\eta_i = \frac{H_k \eta_{0i}}{h_0 - h_k} = \frac{1465 \cdot 0,82}{3490 - 138} = 0,358;$$

$$\eta_i^p = \frac{\eta_i (1 + e_{K,T})}{1 + e_{K,T} \eta_i} = \frac{0,358 (1 + 0,306)}{1 + 0,306 \cdot 0,358} = 0,421.$$

Удельные расходы условного топлива на выработку электрической энергии по теплофикационному и конденсационному циклам:

$$b_{T^3} = \frac{0,123}{\eta_{K,c} \eta_{эм}} = \frac{0,123}{0,9 \cdot 0,98} = 0,14 \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{ч});$$

$$b_{K,T}^3 = \frac{0,123}{\eta_{K,c} \eta_i^p \eta_{эм}} = \frac{0,123}{0,9 \cdot 0,421 \cdot 0,98} = 0,331 \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Удельные расходы условного топлива на выработку теплоты в энергетических и пиковых водогрейных котлах ТЭЦ:

$$b_{T^*} = 34,1 / \eta_{K,c} = 34,1 / 0,9 = 37,9 \text{ кг} / \text{ГДж} = 159 \text{ кг} / \text{Гкал};$$

$$b_{п,T^*} = 34,1 / \eta_{п,T} = 34,1 / 0,86 = 39,7 \text{ кг} / \text{ГДж} = 166 \text{ кг} / \text{Гкал}.$$

Годовой расход условного топлива на ТЭЦ на выработку электрической энергии, на выработку теплоты и суммарный:

$$B_{T,3} = b_{T,3} \mathcal{E}_T + b_{K,T,3} \mathcal{E}_{K,T} = 0,14 \cdot 564 \cdot 10^6 + 0,331 \cdot 136 \cdot 10^6 = 124 \cdot 10^6 \text{ кг} / \text{год};$$

$$B_{T,T^*} = b_{T,T^*} (Q_1 + Q_2) + b_{п,T,T^*} Q_{T,п} = 37,9 \cdot 10^6 (3,5 \cdot 10^6 + 1,8 \cdot 10^6) + 39,7 \cdot 0,3 \cdot 10^6 = 213 \cdot 10^6 \text{ кг} / \text{год};$$

$$B_T = B_{T,3} + B_{T,T^*} = 124 \cdot 10^6 + 213 \cdot 10^6 = 337 \cdot 10^6 \text{ кг} / \text{год}.$$

Пример 1.3. Для предыдущего примера определить абсолютную, удельную (на 1 ГДж и 1 Гкал теплоты, отпущенной потребителям) и относительную экономию топлива при теплофикации по сравнению с раздельной схемой энергоснабжения. Для раздельной схемы энергоснабжения значения $b_{к^э}$ и $b_{р^т}$ для КЭС и районной (промышленной) котельной взять из примера 1.1. Чтобы учесть дополнительные потери электрической энергии в электрических сетях при раздельной схеме энергоснабжения, выработку электрической энергии на КЭС принять на 7 % больше, чем на ТЭЦ.

Сравнительный расчет провести при одинаковом отпуске теплоты потребителям в обоих вариантах. Для тепловых сетей (водяных и паровых) от ТЭЦ принять $\eta_{с.р}^{ТЭЦ} = 0,94$ и от районной (промышленной) котельной $\eta_{с.т^p.к} = 0,96$.

Решение. Из примера 1.2 для варианта теплофикации имеем: $\mathcal{E} = 700 \cdot 10^6$ кВт·ч/год; $Q_t = 5,6 \cdot 10^6$ ГДж/год; $B_{т.э} = 124 \cdot 10^6$ кг/год; $B_{т.т} = 213 \cdot 10^6$ кг/год; $B_t = B_{т.э} + B_{т.т} = 337 \cdot 10^6$ кг/год.

Для варианта с раздельной схемой энергоснабжения принимаем: $b_{к^э} = 0,307$ кг/(кВт·ч) и $b_{р^т} = 41,6$ кг/ГДж (см. пример 1.1).

Выработка электрической энергии на КЭС

$$\mathcal{E}_k = 1,07\mathcal{E} = 1,07 \cdot 700 \cdot 10^6 = 749 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год.}$$

Отпуск теплоты (в виде воды и пара) потребителям и выработка теплоты районной (промышленной) котельной

$$Q_n = Q_t \eta_{с.т}^{ТЭЦ} = 5,6 \cdot 10^6 \cdot 0,94 = 5,26 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год;}$$

$$Q_p = Q_n / \eta_{с.т^p.к} = 5,26 \cdot 10^6 / 0,96 = 5,48 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год.}$$

Годовой расход условного топлива на выработку электрической энергии на КЭС и теплоты в районной котельной, а также суммарный:

$$B_{р.э} = b_{к^э} \mathcal{E}_k = 0,307 \cdot 749 \cdot 10^6 = 230 \cdot 10^6 \text{ кг/год;}$$

$$B_{р.т} = b_{р^т} Q_p = 41,6 \cdot 5,48 \cdot 10^6 = 228 \cdot 10^6 \text{ кг/год;}$$

$$B_p = B_{р.э} + B_{р.т} = 230 \cdot 10^6 + 228 \cdot 10^6 = 458 \cdot 10^6 \text{ кг/год.}$$

Абсолютная экономия условного топлива от комбинированной выработки электрической энергии за счет централизации теплоснабжения и суммарная:

$$\Delta B_a = B_{р.э} - B_{т.э} = 230 \cdot 10^6 - 124 \cdot 10^6 = 106 \cdot 10^6 \text{ кг/год;}$$

$$\Delta B_t = B_{р.т} - B_{т.т} = 228 \cdot 10^6 - 213 \cdot 10^6 = 15 \cdot 10^6 \text{ кг/год;}$$

$$\Delta B = \Delta B_a + \Delta B_t = 106 \cdot 10^6 + 15 \cdot 10^6 = 121 \cdot 10^6 \text{ кг/год.}$$

Суммарная экономия топлива относительная и удельная:

$$\Delta B / B_p = \frac{121 \cdot 10^6}{458 \cdot 10^6} = 0,264;$$

$$\Delta B / Q_n = \frac{121 \cdot 10^6}{5,26 \cdot 10^6} = 23 \text{ кг/ГДж} = 96,2 \text{ кг/Гкал.}$$

Проведенные расчеты показывают, что в рассматриваемом случае экономия топлива получается в основном за счет комбинированной выработки электрической энергии.

Пример 1.4. На промышленном предприятии были проведены специальные работы и организовано использование теплоты отработавшего пара молотов и прессов на нужды отопления и горячего водоснабжения в количестве $Q = 10^6$ ГДж/год. До реконструкции предприятия указанные нужды обеспечивались промышленной котельной установкой с КПД $\eta_k = 0,85$.

Определить экономию условного топлива от использования теплоты указанных вторичных энергоресурсов.

Решение. Удельная экономия условного топлива от использования вторичных ресурсов

$$\Delta b = 34,1 / \eta_k = 34,1 / 0,85 = 40,1 \text{ кг/ГДж.}$$

Суммарная годовая экономия условного топлива

$$\Delta B = \Delta b Q = 40,1 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 40\,100 \text{ т/год.}$$

Пример 1.5. Определить экономию условного топлива от использования указанного в примере 1.4 количества вторичных энергоресурсов при условии, что на предприятии нагрузка отопления и горячего водоснабжения до реконструкции теплоснабжения покрывалась от ТЭЦ. При расчете принять КПД котельной $\eta_{k,c} = 0,89$, удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении $\varepsilon_T = 120$ кВт·ч/ГДж и разность удельных расходов условного топлива на выработку электроэнергии на КЭС и ТЭЦ $b_k - b_T = 0,2$ кг/(кВт·ч).

Решение. Удельная экономия условного топлива

$$\Delta b = b_T - \Delta b_{\varepsilon} = \frac{34,1}{\eta_{k,c}} - (b_k - b_T) \varepsilon_T = \frac{34,1}{0,89} - 0,2 \cdot 120 = 14,3 \text{ кг/ГДж}$$

Суммарная годовая экономия условного топлива

$$\Delta B = \Delta b Q = 14,3 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 14\,300 \text{ т/год.}$$

Сопоставление полученных результатов с результатами предыдущего примера показывает, что использование вторичных энергетических ресурсов при теплоснабжении предприятия от ТЭЦ дает экономию топлива в 2,8 раза меньше, чем при теплоснабжении его от промышленной котельной.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 1.6. Район города с годовым полезным потреблением теплоты в виде воды $Q_n = 10 \cdot 10^6$ ГДж/год от индивидуальных (домовых) котельных с КПД $\eta_{k,n} = 0,6$ намечено перевести на теплоснабжение от

районных котельных с КПД $\eta_{к.р}=0,8$ при КПД тепловых сетей $\eta_c=0,95$.

Определить абсолютную годовую, относительную (по отношению к расходу топлива в индивидуальных котельных) и удельную (на единицу теплоты, выработанной в районной котельной) экономию условного топлива.

О т в е т.

$$\Delta B = B_{\pi} - B_{к.р} = 121 \cdot 10^6 \text{ кг/год};$$

$$\frac{\Delta B}{B_{\pi}} = 0,213; \quad \frac{\Delta B}{Q_p} = 11,5 \text{ кг/ГДж}.$$

Задача 1.7. Решить задачу 1.6 при условии, что теплоснабжение от индивидуальных котельных будет переведено на теплоснабжение от ТЭЦ, оборудованной турбинами с теплофикационным отбором и начальными параметрами пара $p_0 = 13$ МПа и $t_0 = 555^\circ\text{C}$.

Среднее за год давление пара в теплофикационном отборе $p_T = 0,09$ МПа, давление пара в конденсаторе $p_k = 0,005$ МПа, температура конденсата после сетевых подогревателей $t_T = 96^\circ\text{C}$ и температура питательной воды $t_{п.в} = 230^\circ\text{C}$. При расчете принять: внутренний относительный КПД турбин на ТЭЦ $\eta_{0i} = 0,82$; электромеханический КПД $\eta_{эм} = 0,97$, КПД паровых котлов станции (ТЭЦ и КЭС) $\eta_{к.с} = 0,9$; КПД пиковых водогрейных котлов $\eta_{к.п} = 0,86$; КПД тепловой сети от ТЭЦ $\eta_{с.т} = 0,94$. Выработка электрической энергии на ТЭЦ $\mathcal{E} = 1200 \cdot 10^6$ кВт·ч/год.

Отпущенное из отборов турбин количество теплоты составляет 75 % общего отпуска теплоты от ТЭЦ. Для варианта с раздельной схемой энергоснабжения удельный расход условного топлива на выработку электрической энергии на КЭС взять из примера 1.1.

При варианте с раздельной схемой энергоснабжения выработку электрической энергии принять на 7 % выше, чем на ТЭЦ.

О т в е т. $\Delta B = 363 \cdot 10^6$ кг/год; $\Delta B/B_{\pi} = 0,377$, $\Delta B/Q_{\pi} = 36,3$ кг/ГДж.

Задача 1.8. Тепловые потребители районной котельной в летний период времени были переведены на снабжение теплотой от ТЭЦ по специальному соединительному теплопроводу. Это позволило на ТЭЦ дополнительно выработать электрическую энергию на тепловом потреблении и одновременно на то же значение сократить выработку электрической энергии по конденсационному циклу на КЭС.

Определить экономию условного топлива по энергосистеме за счет указанного мероприятия, если полезный отпуск теплоты у потребителей районной котельной за рассматриваемый летний период составил $Q = 600\,000$ ГДж.

При расчете принять следующие исходные данные: удельный расход условного топлива на единицу теплоты, отпущенной от районной котельной, $b_{pT} = 40,6$ кг/ГДж и от ТЭЦ $b_{T\tau} = 40,3$ кг/ГДж; удельный расход условного топлива на отпущенную электрическую энергию при

выработке ее на тепловом потреблении на ТЭЦ $b_{т^э}=0,16$ кг/(кВт·ч) и по конденсационному циклу на КЭС $b_{к^э}=0,34$ кг/(кВт·ч); удельная выработка электрической энергии нетто на тепловом потреблении $\varepsilon_{т^э}=145$ кВт·ч/ГДж; для летнего периода КПД тепловой сети районной котельной $\eta_{с.к}=0,86$ и КПД тепловой сети ТЭЦ $\eta_{с.т^э}=0,85$.

О т в е т. $\Delta B=18\,000$ т.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Теплопотери через наружные ограждения, Вт (Дж/с):

$$Q_{т}=(\Sigma kF\psi)(t_{в}-t_{н}), \quad (2.1)$$

или

$$Q_{т}=q_0V(t_{в}-t_{н}), \quad (2.2)$$

где F — поверхность отдельных наружных ограждений здания, m^2 ; k — коэффициент теплопередачи отдельных наружных ограждений здания, $Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$; $t_{н}$ — температура наружного воздуха, $^\circ C$; $t_{в}$ — температура внутреннего воздуха помещений, $^\circ C$; ψ — поправочный коэффициент на расчетный перепад температур для верхнего и нижнего горизонтальных ограждений (для стен и окон $\psi=1$); V — наружный объем здания, m^3 ; q_0 — удельные тепловые потери теплопередачей через наружные ограждения здания, $Вт/(m^3 \cdot ^\circ C)$.

Тепловая нагрузка отопления

$$Q_0=Q_{т}+Q_{н}-Q_{тв}, \quad (2.3)$$

где $Q_{н}$ — теплопотери инфильтрацией из-за поступления холодного воздуха в помещение через неплотности наружных ограждений; $Q_{тв}$ — внутренние тепловыделения.

Тепловая нагрузка вентиляции, Вт,

$$Q_{в}=mV_{в}c_{в}(t_{в}-t_{н}), \quad (2.4)$$

или

$$Q_{в}=q_{в}V(t_{в}-t_{н}), \quad (2.5)$$

где $V_{в}$ — вентилируемый объем здания, m^3 ; m — кратность обмена воздуха, $1/с$, $c_{в}$ — объемная теплоемкость воздуха, $Дж/(m^3 \cdot ^\circ C)$; $q_{в}$ — удельная тепловая нагрузка вентиляции, $Вт/(m^3 \cdot ^\circ C)$; V — объем здания.

Тепловая нагрузка горячего водоснабжения средненедельная для зимнего периода, Вт,

$$Q_{г.р.н}=\frac{\alpha Mc(t_{г}-t_{х})}{n_c}, \quad (2.6)$$

где M — число жителей, чел.; a — средненедельный расход горячей воды на человека в сутки, кг/(сут·чел); t_x — температура холодной (водопроводной) воды (для зимы $t_x=5^\circ\text{C}$); t_r — температура нагретой воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, $^\circ\text{C}$; c — теплоемкость воды, Дж/(кг· $^\circ\text{C}$); n_c — расчетная длительность подачи теплоты на горячее водоснабжение, с/сут.

Тепловая нагрузка горячего водоснабжения средняя за сутки максимального потребления и максимальная, Вт:

$$Q_{\text{Г.ср.с}} = \kappa_{\text{н}} Q_{\text{Г.ср.н}}; \quad (2.7)$$

$$Q_{\text{Г.м}} = \kappa_{\text{н}} \kappa_{\text{с}} Q_{\text{Г.ср.н}}, \quad (2.8)$$

где $\kappa_{\text{н}}$ — коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты; $\kappa_{\text{с}}$ — коэффициент суточной неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления.

ПРИМЕРЫ

Пример 2.1. Определить удельные теплотопотери и расчетные теплотопотери через наружные ограждения здания длиной 86 м, шириной 14 м и высотой 20 м.

Коэффициент остекления (отношение поверхности окон к общей поверхности вертикальных наружных ограждений) $\varphi=0,2$. Коэффициенты теплопередачи стен, окон, потолка и пола: $k_{\text{ст}}=1,20$ Вт/(м²· $^\circ\text{C}$); $k_{\text{ок}}=3,23$ Вт/(м²· $^\circ\text{C}$); $k_{\text{пт}}=0,90$ Вт/(м²· $^\circ\text{C}$); $k_{\text{пл}}=0,77$ Вт/(м²· $^\circ\text{C}$). Коэффициенты снижения расчетной разности температур для стен, окон, потолка и пола: $\psi_{\text{ст}}=\psi_{\text{ок}}=1$; $\psi_{\text{пт}}=0,8$; $\psi_{\text{пл}}=0,6$. Температура внутреннего воздуха $t_{\text{в.р}}=18^\circ\text{C}$, а расчетная для отопления температура наружного воздуха $t_{\text{н.о}}=-25^\circ\text{C}$.

Решение. Поверхности стен, окон, потолка и пола: $F_{\text{ст}}=(86+14)2\cdot 20\cdot 0,8=3200$ м²; $F_{\text{ок}}=(86+14)2\cdot 20\cdot 0,2=800$ м²; $F_{\text{пт}}=F_{\text{пл}}=86\cdot 14=1204$ м².

Наружный объем здания

$$V=86\cdot 14\cdot 20=24\,080 \text{ м}^3.$$

Удельные теплотопотери теплопередачей через наружные ограждения здания

$$\begin{aligned} q_0 &= \frac{\sum kF\psi}{V} = \\ &= \frac{(1,2\cdot 3200 + 3,23\cdot 800 + 0,9\cdot 1204\cdot 0,8 + 0,77\cdot 1204\cdot 0,7)}{24\,080} = \\ &= 0,326 \text{ Вт}/(\text{м}^3\cdot^\circ\text{C}) = 0,280 \text{ ккал}/(\text{м}^3\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}). \end{aligned}$$

Расчетные теплотопотери теплопередачей через наружные ограждения здания

$$\begin{aligned} Q_{\text{т}}' &= q_0 V (t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.о}}) = 0,326\cdot 24\,080 (18 - (-25)) = 337\,000 \text{ Вт} = \\ &= 0,337 \text{ МВт} = 0,290 \text{ Гкал/ч}. \end{aligned}$$

(Напомним, что 1 Вт=1 Дж/с и 1 МВт=1 МДж/с.)

Пример 2.2. Для здания, указанного в примере 2.1, определить внутренние тепловыделения, теплопотери за счет инфильтрации и расчетную нагрузку отопления. Для определения внутренних тепловыделений принять объемный коэффициент здания $K_{об}=V/F_{ж}=6,4 \text{ м}^3/\text{м}^2$ ($F_{ж}$ — жилая площадь, м^2), а удельные тепловыделения (на 1 м^2 жилой площади) $q_{тв}=20 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Для определения отношения теплопотерь инфильтрацией к теплопотерям теплопередачей через наружные ограждения воспользоваться приближенной формулой

$$\mu = Q_{и}/Q_{т} = b \sqrt{2gL \left(1 - \frac{T_{н}}{T_{в}}\right) + K_{аэп}(\omega\beta)^2},$$

где $Q_{и}$ — теплопотери инфильтрацией, Вт; $Q_{т}$ — теплопотери теплопередачей через наружные ограждения, Вт; H — высота здания, м; $L \approx 0,25H$ — расчетная высота для среднего этажа здания ($L=0,25 \cdot 20=5 \text{ м}$); $T_{в}=273+t_{в}$ и $T_{н}=273+t_{н}$ — температура внутреннего и наружного воздуха, К; ω — скорость ветра, м/с ($\omega=5 \text{ м/с}$); $K_{аэп}=0,6$; β — поправочный коэффициент, учитывающий несовпадение во времени принятых в расчете скорости ветра и температуры наружного воздуха (по СНиП для европейской части СССР $\beta=0,6$); b — постоянная величина ($b=0,035 \text{ с/м}$ при $\rho_{н}=1,42 \text{ кг}/\text{м}^3$ и коэффициенте воздухопроницаемости окон для наиболее простого уплотнения их притворов); $\rho_{н}$ — плотность воздуха при температуре $t_{н}$, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Решение. Из примера 2.1 имеем

$$V=24\,080 \text{ м}^3 \text{ и } Q'_{т}=0,337 \text{ МВт.}$$

Жилая площадь здания

$$F_{ж}=V/K_{об}=24\,080/6,4=3760 \text{ м}^2.$$

Внутренние тепловыделения

$$Q_{тв}=q_{тв}F_{ж}=20 \cdot 3760=75\,200 \text{ Вт.}$$

Теплопотери инфильтрацией в долях от $Q'_{т}$

$$\mu = 0,035 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 5 \left(1 - \frac{248}{291}\right) + 0,6(5 \cdot 0,6)^2} = 0,156.$$

Теплопотери инфильтрацией при $t_{н.о}=-25^\circ\text{C}$

$$Q'_{и}=\mu Q'_{т}=0,156 \cdot 337\,000=52\,600 \text{ Вт.}$$

Тепловая нагрузка отопления

$$Q'_{о}=Q'_{т}+Q'_{и}-Q_{тв}=337\,000+52\,600-75\,200=314\,400 \text{ Вт.}$$

* Величина μ определена по формуле Е. Я. Соколова [1], в которую введены аэродинамический коэффициент $K_{аэп}$ и поправочный коэффициент β .

Приведенный расчет показывает, что расчетные теплопотери инфильтрацией не особенно сильно отличаются от внутренних тепловыделений. В связи с этим для упрощения в дальнейших расчетах по определению тепловой нагрузки отопления жилых зданий будем принимать $Q'_{\text{н}} \approx Q_{\text{тв}}$ и $Q'_{\text{о}} = Q'_{\text{т}}$. При $t_{\text{н}} > t_{\text{н.о}}$ разницу в значениях $Q_{\text{н}}$ и $Q_{\text{тв}}$ для упрощения расчетов также учитывать не будем.

Пример 2.3. Для здания, рассмотренного в примерах 2.1 и 2.2, определить зимнюю тепловую нагрузку горячего водоснабжения средненедельную, среднюю за сутки максимального потребления и максимальную. При расчете принять: обеспеченность жилой площадью $f_{\text{ж}} = 10 \text{ м}^2/\text{чел}$; средненедельный расход воды за сутки на 1 человека $a = 105 \text{ кг}/(\text{сут} \cdot \text{чел})$ (см. приложение 3); температуру холодной (водопроводной) воды для зимнего периода $t_{\text{х}} = 5^\circ\text{C}$; температуру нагретой местной воды $t_{\text{г}} = 60^\circ\text{C}$; коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты $\kappa_{\text{н}} = 1,2$; коэффициент суточной неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления $\kappa_{\text{с}} = 1,83$.

Определить также тепловую нагрузку горячего водоснабжения для летнего периода при температуре холодной воды $t_{\text{х.л}} = 15^\circ\text{C}$ и коэффициенте, учитывающем снижение летнего расхода воды на горячее водоснабжение за счет миграции жителей, $\varphi_{\text{л}} = 0,8$.

Решение. Из примера 2.2 известно $F_{\text{ж}} = 3760 \text{ м}^2$. Число жителей здания

$$M = F_{\text{ж}}/f_{\text{ж}} = 3760/10 = 376 \text{ чел.}$$

Тепловые нагрузки горячего водоснабжения для зимнего периода средненедельная, средняя за сутки максимального потребления и максимальная:

$$Q_{\text{г.н}}^{\text{ср.н}} = \frac{aMc(t_{\text{г}} - t_{\text{х}})}{n_{\text{с}}} = \frac{105 \cdot 376 \cdot 4190(60 - 5)}{3600 \cdot 24} = 105\,000 \text{ Вт} = 0,105 \text{ МВт} = 0,0903 \text{ Гкал/ч};$$

$$Q_{\text{г.н}}^{\text{ср.с}} = \kappa_{\text{н}} Q_{\text{г.н}}^{\text{ср.н}} = 1,2 \cdot 0,105 = 0,126 \text{ МВт} = 0,108 \text{ Гкал/ч};$$

$$Q_{\text{г.н}}^{\text{м}} = \kappa_{\text{н}} \kappa_{\text{с}} Q_{\text{г.н}}^{\text{ср.н}} = 1,2 \cdot 1,83 \cdot 0,105 = 0,231 \text{ МВт} = 0,199 \text{ Гкал/ч}.$$

Отношение нагрузок горячего водоснабжения в зимний период к расчетной отопительной нагрузке:

$$\rho_{\text{ср.н}} = Q_{\text{г.н}}^{\text{ср.н}}/Q'_{\text{о}} = 0,105/0,337 = 0,312;$$

$$\rho_{\text{ср.с}} = Q_{\text{г.н}}^{\text{ср.с}}/Q'_{\text{о}} = 0,126/0,337 = 0,374;$$

$$\rho_{\text{м}} = Q_{\text{г.н}}^{\text{м}}/Q'_{\text{о}} = 0,231/0,337 = 0,685.$$

Тепловые нагрузки горячего водоснабжения для летнего периода:

$$Q_{\text{г.л}}^{\text{ср.н}} = \frac{a\varphi_{\text{л}}Mc(t_{\text{г}} - t_{\text{х.л}})}{n_{\text{с}}} = \frac{105 \cdot 0,8 \cdot 376 \cdot 4190(60 - 15)}{3600 \cdot 24} = 68\,700 \text{ Вт} = 0,0687 \text{ МВт};$$

$$Q_{\text{г.л}}^{\text{ср.с}} = \kappa_{\text{н}} Q_{\text{г.л}}^{\text{ср.н}} = 1,2 \cdot 0,0687 = 0,0824 \text{ МВт};$$

$$Q_{\text{г.л}}^{\text{м}} = \kappa_{\text{н}} \kappa_{\text{с}} Q_{\text{г.л}}^{\text{ср.н}} = 1,2 \cdot 1,83 \cdot 0,0687 = 0,151 \text{ МВт}.$$

Пример 2.4. Определить годовые расходы теплоты на отопление, горячее водоснабжение и суммарный для здания, рассмотренного в примерах 2.1 и 2.3. Средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_{н.ср} = -3,2^\circ\text{C}$, длительность этого периода $n_o = 4920 \text{ ч} = 17,7 \cdot 10^6 \text{ с}$. Полная длительность работы тепловой сети за год $n = 8400 \text{ ч} = 30,2 \cdot 10^6 \text{ с}$, т. е. длительность летнего периода $n_{л} = 30,2 \cdot 10^6 - 17,7 \cdot 10^6 = 12,5 \cdot 10^6 \text{ с}$.

Решение. Средняя за отопительный период нагрузка отопления определяется пересчетом:

$$Q_o^{ср} = Q_o' \frac{t_{в.р} - t_{н.ср}}{t_{в.р} - t_{н.о}} = 0,337 \frac{(18 + 3,2)}{(18 + 25)} = 0,166 \text{ МВт.}$$

Годовой расход теплоты на отопление

$$Q_o^{год} = Q_o^{ср} n_o = 0,166 \cdot 17,7 \cdot 10^6 = 2940 \cdot 10^3 \text{ МДж/год} = \\ = 2940 \text{ ГДж/год} = 701 \text{ Гкал/год.}$$

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение подсчитывается для зимнего и летнего периода отдельно

$$Q_r^{год} = Q_r^{ср.н} n_o + Q_r^{ср.л} (n - n_o) = 0,105 \cdot 17,7 \cdot 10^6 + 0,0687 \cdot 12,5 \cdot 10^6 = \\ = 2720 \cdot 10^3 \text{ МДж/год} = 2720 \text{ ГДж/год} = 649 \text{ Гкал/год.}$$

Суммарный годовой расход теплоты

$$Q^{год} = Q_o^{год} + Q_r^{год} = 2940 + 2720 = 5660 \text{ ГДж/год} = \\ = 1350 \text{ Гкал/год.}$$

Пример 2.5. Построить годовой график продолжительности отопительной нагрузки. Расчетная нагрузка при температуре наружного воздуха $t_{н.о} = -25^\circ\text{C}$ и внутренней температуре $t_{в.р} = 18^\circ\text{C}$ составляет $Q'_o = 10 \text{ МВт (МДж/с)}$.

Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха, равной или ниже рассматриваемой, принять по табл. 2.1 (для условий г. Москвы).

Таблица 2.1

Среднесуточные температуры наружного воздуха, $^\circ\text{C}$	Ниже -30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
Продолжительность периода состояния, ч	18	47	172	418	905	1734	3033	4920

Пользуясь графиком, подсчитать годовой расход теплоты на отопление, а также коэффициент использования максимума отопительной нагрузки за отопительный период.

Решение. Тепловая нагрузка отопления при произвольной температуре наружного воздуха может быть определена из зависимости $Q_o = Q_o' \frac{t_{в.р} - t_n}{t_{в.р} - t_{н.о}} = 10 \left(\frac{18 - t_n}{43} \right)$. Эта зависимость линейная и для построения графика $Q_o = f(t_n)$ достаточно знать две точки. Одна

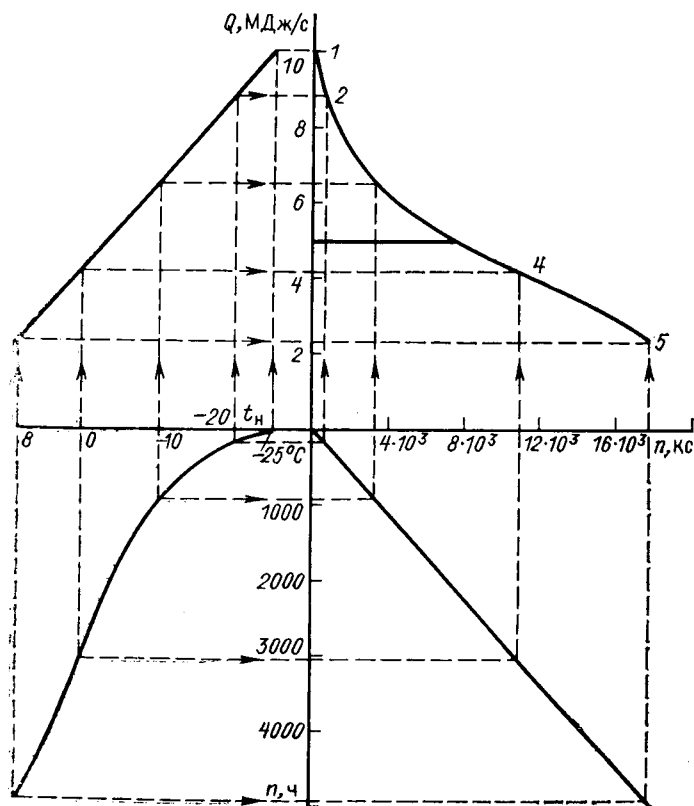


Рис. 2.1. К примеру 2.5

из них при $t_{н.о} = -25^\circ\text{C}$ известна из заданных условий, $Q'_o = 10$ МДж/с. Другую при $t_n = 8^\circ\text{C}$ (начало и конец отопительного периода) находим: $Q_o = 10 \left(\frac{18 - 8}{43} \right) = 2,33$ МДж/с. Наносим эти точки в верхнем левом квадранте (рис. 2.1) и проводим прямую линию.

В нижнем левом квадранте по данным табл. 2.1 строим график $n = f(t_n)$, где n — число часов отопительного периода, когда температура наружного воздуха равна рассматриваемому произвольному значению t_n или ниже его.

В нижнем правом квадранте проводим вспомогательную прямую для перевода часов в секунды, т. е. производим графическое умножение на 3600. Значение времени n в секундах (или килосекундах) откладываем на оси абсцисс графика $Q=f(n)$, размещенного в верхнем правом квадранте.

Построение графика $Q=f(n)$ начинаем с переноса на его ось ординат расчетной тепловой нагрузки ($Q'_o=10$ МДж/с) с графика $Q=f(t_n)$ при $n \approx 0$. В результате получаем точку 1.

Далее задаемся температурой наружного воздуха $t_n=-20^\circ\text{C}$ и определяем для нее по графику $Q=f(t_n)$ тепловую нагрузку $Q=8,84$ МДж/с, а по графику $n=f(t_n)$ — продолжительность периода стояния температуры наружного воздуха $t_n=-20^\circ\text{C}$ и ниже ($n=172$ ч). Проводим горизонтальную линию до вспомогательной прямой и откладываем результат на оси абсцисс графика $Q=f(n)$ ($n=3600 \times 172=0,62 \cdot 10^6$ с $=0,62 \cdot 10^3$ кс). По величинам $Q=8,84$ МДж/с и $n=0,62 \cdot 10^3$ кс наносим на графике $Q=f(n)$ точку 2. Аналогично находятся точки 3, 4 и 5 при температурах наружного воздуха $-10, 0$ и $+8^\circ\text{C}$. Соединяя кривой найденные точки, получаем график $Q=f(n)$.

При построении графика $Q=f(n)$ можно обойтись без двух нижних квадрантов, если значения времени n из табл. 2.1 в секундах (килосекундах) непосредственно откладывать на оси абсцисс этого графика.

Находим площадь, ограниченную кривой $Q=f(n)$, и осями координат графика, которая равна 1090 мм². Поскольку масштаб оси ординат 1 мм $=0,2$ МДж/с, а оси абсцисс 1 мм $=400$ кс, то масштаб площади графика составит 1 мм² $=0,2 \cdot 400 \cdot 10^3=80 \cdot 10^3$ МДж $=80$ ГДж.

Следовательно, годовой отпуск теплоты

$$Q^{\text{год}}=1090 \cdot 80=87\,200 \text{ ГДж/год.}$$

Средняя нагрузка за отопительный период

$$Q_{\text{ср}}=Q^{\text{год}}/n_o=87\,200 \cdot 10^3/4920 \cdot 3600=4,92 \text{ МДж/с.}$$

Коэффициент использования максимума тепловой нагрузки за отопительный период

$$\nu=Q_{\text{ср}}n_o/Q'_on_o=Q_{\text{ср}}/Q'_o=4,92/10=0,492.$$

Пример 2.6. Тепловая нагрузка (по примеру 2.5) покрывается теплотой вторичных энергоресурсов и от котельной. Тепловая мощность вторичных энергоресурсов равна 50% расчетной тепловой нагрузки. Котельная работает только при низких температурах наружного воздуха. Определить годовой расход теплоты вторичных энергоресурсов.

Решение. Суммарный годовой расход теплоты (см. пример 2.5) $Q^{\text{год}}=87\,200$ ГДж/год. Для определения количества теплоты, отпущенной за год за счет вторичных энергоресурсов, проводим на графе-

ке $Q=f(n)$ горизонтальную линию с ординатой, равной тепловой мощности вторичных энергоресурсов $Q_x=0,5 \cdot 10=5$ МДж/с (рис. 2.1). Площадь графика ниже этой линии $f_x=940$ мм² будет в масштабе соответствовать количеству теплоты, отпущенной за год за счет вторичных энергоресурсов, $Q_x^{\text{год}}=940 \cdot 80=75\,200$ ГДж/год. Остальная часть нагрузки в количестве $87\,200-75\,200=12\,000$ ГДж/год покрывается от котельной.

Таким образом, для отопительной нагрузки при относительной тепловой мощности вторичных энергоресурсов $\alpha=Q_x/Q'_0=0,5$ и ниже относительный годовой отпуск теплоты за счет этих ресурсов составит $\bar{Q}^{\text{год}}=Q_x^{\text{год}}/Q^{\text{год}}=75\,200/87\,200=0,862$, т. е. 86,2% общего годового расхода теплоты.

Пример 2.7. На основе графика продолжительности отопительной нагрузки примера 2.5 построить интегральный график $\alpha_{\text{год}}=f(\alpha)$, где $\alpha=Q_i/Q'$ — отношение тепловой нагрузки источника Q_i к расчетной нагрузке района Q' ; $\alpha_{\text{год}}=Q_i^{\text{год}}/Q^{\text{год}}$ — отношение количества теплоты, отпускаемой за отопительный сезон источником, имеющим расчетную производительность Q_i , к суммарному расходу теплоты за сезон $Q^{\text{год}}$.

Решение. Из примера 2.5 известно, что $Q'=10$ МДж/с и площадь всего графика продолжительности отопительной нагрузки $f=1090$ мм². Всю площадь этого графика разбиваем горизонтальными линиями, отвечающими отопительным нагрузкам 2, 4, 6, 8, 10 МДж/с.

Указанные нагрузки можно выразить в относительных величинах. Например, $Q_i=2$ МДж/с соответствует относительная отопительная нагрузка $\alpha=Q_i/Q'=2/10=0,2$. Вычисляем площадь при $Q_i=2$ МДж/с, которая составит $f_i=443$ мм². Следовательно, для $\alpha=Q_i/Q'=0,2$ получаем $\alpha_{\text{год}}=Q_i^{\text{год}}/Q^{\text{год}}=443/1090=0,406$. Аналогичные расчеты приводим для других значений и результаты сводим в табл. 2.2.

Т а б л и ц а 2.2

Q_i , МДж/с	$\alpha = Q_i/10$	f_i , мм ²	$\alpha_{\text{год}} = f_i/1090$
2	0,2	443	0,406
4	0,4	828	0,760
6	0,6	1013	0,929
8	0,8	1075	0,986
10	1,0	1090	1,000

На основании полученных данных строим интегральный график $\alpha_{\text{год}}=f(\alpha)$ (рис. 2.2).

Пример 2.8. Для группы одинаковых цехов предприятия, в которых имеются внутренние тепловыделения, определить расчетную (максимальную) мощность котельной Q'_k для отопления рассматриваемых

зданий, температуру наружного воздуха $t_{н.х.}$, при которой необходимая внутренняя температура поддерживается только за счет внутренних тепловыделений (т. е. температуру наружного воздуха, при которой начинается отопительный период в рассматриваемом случае), годовой отпуск теплоты на отопление, длительность работы котельной и коэффициент использования ее максимальной мощности.

Данные для расчета следующие: наружный объем всех зданий $V=200\,000\text{ м}^3$; удельные теплопотери за счет теплопередачи через наружные ограждения $q_o=0,5\text{ Вт}/(\text{м}^3\times^\circ\text{C})$; доля теплопотерь вследствие инфильтрации по отношению к теплопотерям за счет теплопередачи $\mu=0,15$; отношение внутренних тепловыделений к расчетным суммарным теплопотерям за счет теплопередачи и инфильтрации $\beta=Q_{тв}/(Q'_т+Q'_н)=0,3$; расчетная внутренняя температура $t_{в.р}=16^\circ\text{C}$; расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_{н.о}=-25^\circ\text{C}$. Для определения годового отпуска теплоты котельной

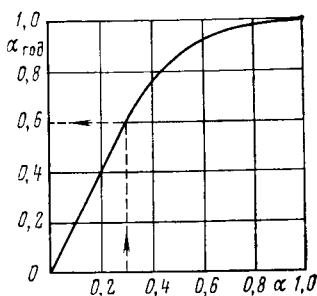


Рис. 2.2. К примеру 2.7

использовать интегральный график $\alpha_{год}=f(\alpha)$ (рис. 2.2 к примеру 2.7), а для определения длительности работы котельной в течение отопительного периода — график $n_{год}=f(t_{н.х.})$ (рис. 2.1 к примеру 2.5). Коэффициент использования максимума тепловой нагрузки $Q'_т+Q'_н$ за отопительный период ($n_o=4920\text{ ч}$) $\nu_o=0,492$.

Решение. Теплопотери за счет теплопередачи через наружные ограждения при расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t_{н.о}=-25^\circ\text{C}$

$$Q'_т=q_o V(t_{в.р}-t_{н.о})=0,5\cdot 200\,000(16+25)=4,1\cdot 10^6\text{ Вт}=4,1\text{ МДж/с}=3,53\text{ Гкал/ч.}$$

Расчетные теплопотери за счет теплопередачи через наружные ограждения и за счет инфильтрации

$$Q'_т+Q'_н=Q'_т(1+\mu)=4,1(1+0,15)=4,72\text{ МДж/с}=4,06\text{ Гкал/ч.}$$

Величина внутренних тепловыделений

$$Q_{тв}=(Q'_т+Q'_н)\beta=4,72\cdot 0,3=1,42\text{ МДж/с}=1,22\text{ Гкал/ч.}$$

Расчетная мощность отопительной котельной для покрытия отопительной нагрузки указанных зданий

$$Q'_к=Q'_o=Q'_т+Q'_н-Q_{тв}=4,72-1,42=3,3\text{ МДж/с}=2,84\text{ Гкал/ч.}$$

Температуру наружного воздуха $t_{н.х}$, при которой необходимая внутренняя температура поддерживается только за счет внутренних тепловыделений, находим из выражения

$$q_0 V (t_{в.р} - t_{н.х}) (1 + \mu) = Q_{тв}$$

(так как $Q_k = 0$).

Из последнего выражения определяем

$$t_{н.х} = t_{в.р} - \frac{Q_{тв}}{q_0 V (1 + \mu)} = 16 - \frac{1,42 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 20000 (1 + 0,15)} = +3,7^\circ \text{C}.$$

Годовой расход теплоты на компенсацию теплопотерь за счет теплопередачи и инфильтрации при отсутствии внутренних тепловыделений

$$Q_{т.и}^{\text{год}} = (Q_o' + Q_k') v_o n_o = 4,72 \cdot 0,492 \cdot 4920 \cdot 3600 = 41,1 \cdot 10^6 \text{ МДж/год} = \\ = 41100 \text{ ГДж/год} = 9800 \text{ Гкал/год}.$$

Для определения годового покрытия нагрузки за счет внутренних тепловыделений $Q_{тв}^{\text{год}}$ воспользуемся интегральным графиком (рис. 2.2 к примеру 2.7). При $\alpha = Q_{тв} / (Q_o' + Q_k') = 0,3$ по интегральному графику находим $\alpha_{\text{год}} = 0,6$. Следовательно, $Q_{тв}^{\text{год}} = Q_{т.и}^{\text{год}} \alpha_{\text{год}} = 41000 \cdot 0,6 = 24700 \text{ ГДж/год} = 5890 \text{ Гкал/год}$.

Годовой отпуск теплоты на отопление от котельной составит

$$Q_{\text{кот}}^{\text{год}} = Q_{т.и}^{\text{год}} - Q_{тв}^{\text{год}} = 41100 - 24700 = 16400 \text{ ГДж/год} = \\ = 3910 \text{ Гкал/год}.$$

Длительность работы котельной в отопительном периоде (от $t_n = +3,7^\circ \text{C}$ до $t_n = -25^\circ \text{C}$) по графику $n = f(t_n)$ (рис. 2.1 к примеру 2.5) составит $n_k = 4100 \text{ ч} = 14,8 \cdot 10^6 \text{ с}$.

Коэффициент использования максимальной мощности котельной за полный период работы котельной n_k

$$\eta = \frac{Q_{\text{кот}}^{\text{год}}}{Q_k' n_k} = \frac{16400 \cdot 10^3}{3,3 \cdot 14,8 \cdot 10^6} = 0,336.$$

Пример 2.9. Определить расчетную тепловую нагрузку и годовой расход теплоты на вентиляцию общественного здания. Определить также кратность обмена воздуха при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления.

Данные для расчета следующие: наружный объем здания $V = 20000 \text{ м}^3$; отношение вентилируемого объема к наружному $V_v/V = 0,5$; расчетная температура наружного воздуха для вентиляции $t_{н.в} = -14^\circ \text{C}$, а для отопления $t_{н.о} = -25^\circ \text{C}$; температура внутреннего воздуха $t_{в.р} = 18^\circ \text{C}$; средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_{н.ср} = -3,2^\circ \text{C}$; продолжительность отопительного периода 205 сут; число часов работы вентиляции в сутки 16 ч; нормальная кратность обмена воздуха $m = 1,2 \text{ 1/ч}$ (при $t_n \geq t_{н.в}$).

Для приближенного определения годового расхода теплоты на вентиляцию использовать интегральный график, приведенный на рис. 2.2.

Решение. Удельная тепловая нагрузка вентиляции при кратности обмена воздуха $m=1,2$ $1/\text{ч}=1,2/3600$ $1/\text{с}$

$$q_v = mc_v V_v / V = \frac{1,2}{3600} 1260 \cdot 0,5 = 0,21 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Расчетная тепловая нагрузка вентиляции

$$Q'_v = q_v V (t_{v.p} - t_{н.в}) = 0,21 \cdot 20\,000 (18 + 14) = 134\,000 \text{ Вт} = 0,134 \text{ МВт (МДж/с)} = 0,115 \text{ Гкал/ч}.$$

Поскольку при $t_{н.о} = -25^\circ\text{С}$ тепловая нагрузка вентиляции будет той же, т. е. $Q'_v = Q_v$,

$$m'c_v V_v (t_{v.p} - t_{н.о}) = mc_v V (t_{v.p} - t_{н.в}),$$

кратность обмена воздуха при $t_{н.о} = -25^\circ\text{С}$ составит

$$m' = m \frac{(t_{v.p} - t_{н.в})}{(t_{v.p} - t_{н.о})} = \frac{1,2(18 + 14)}{3600(18 + 25)} = \frac{0,89}{3600} 1/\text{с} = 0,89 1/\text{ч}.$$

Для расчета годового расхода теплоты на вентиляцию вначале допускаем, что последняя работает по отопительному графику (без излома в точке $t_{н.в} = -14^\circ\text{С}$) при длительности работы за год $n_v = 205 \cdot 16 = 3280$ ч $= 11,8 \cdot 10^6$ с. В этом случае условный годовой расход теплоты на вентиляцию составит

$$Q_{в.у}^{\text{год}} = q_v V (t_{v.p} - t_{н.в}^{\text{ср}}) n_v \cdot 10^{-6} = 0,21 \cdot 20\,000 (18 + 3,2) 11,8 \cdot 10^6 \cdot 10^{-6} = 1050 \cdot 10^3 \text{ МДж/год} = 1050 \text{ ГДж/год}.$$

Поскольку в последнем случае работа вентиляции рассматривается как работа отопления, для определения действительного годового расхода теплоты на вентиляцию можно воспользоваться интегральным графиком $\alpha_{\text{год}} = f(\alpha)$ и ввести в расчет поправочный множитель, учитывающий влияние «срезки» графика.

В нашем случае относительная нагрузка

$$\alpha = \frac{t_{v.p} - t_{н.в}}{t_{v.p} - t_{н.о}} = \frac{18 + 14}{18 + 25} = 0,74.$$

Для $\alpha = 0,74$ по графику $\alpha_{\text{год}} = f(\alpha)$ (рис. 2.2) находим отношение действительного годового расхода теплоты на вентиляцию $Q_v^{\text{год}}$ к условному (возможному) годовому расходу теплоты при работе вентиляции по отопительному графику $\alpha_{\text{год}} = Q_v^{\text{год}} / Q_{в.у}^{\text{год}} = 0,975$.

Действительный годовой расход теплоты на вентиляцию

$$Q_v^{\text{год}} = Q_{в.у}^{\text{год}} \alpha_{\text{год}} = 1050 \cdot 10^3 \cdot 0,975 = 1024 \cdot 10^3 \text{ МДж/год} = 1024 \text{ ГДж/год} = 244 \text{ Гкал/год}.$$

Пример 2.10. Для района города новой застройки с жилой площадью $F_{\text{ж}}=1$ млн. м^2 определить по укрупненным показателям суммарную тепловую нагрузку отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, а также годовой расход теплоты всех указанных видов теплопотребления.

Построить годовой график продолжительности тепловой нагрузки.

Исходные данные для расчета следующие: расчетная температура наружного воздуха для отопления $t_{\text{н.о}}=-25^\circ\text{C}$, а для вентиляции $t_{\text{н.в}}=-14^\circ\text{C}$; средняя за отопительный период температура наружного воздуха $t_{\text{н.ср}}=-3,2^\circ\text{C}$; обеспеченность жилой площадью $f_{\text{ж}}=9 \text{ м}^2/\text{чел.}$

При расчете принять укрупненный показатель максимальной отопительной нагрузки на 1 м^2 жилой площади по СНиП II-36-73 $q=140 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})=163 \text{ Вт}/\text{м}^2$ (см. приложение 1) с коэффициентом, учитывающим нагрузку отопления общественных зданий района города, $k_{\text{общ}}=0,25$ и коэффициентом, учитывающим тепловую нагрузку вентиляции общественных зданий района, $k_{\text{в}}=0,4$ (отнесено к отопительной нагрузке общественных зданий).

Средненедельный расход воды на горячее водоснабжение на одного жителя за сутки принять $a_{\text{ж}}=110 \text{ л}/\text{сут}$ по жилым зданиям и дополнительно $a_{\text{общ}}=20 \text{ л}/\text{сут}$ по общественным зданиям. Данные о длительности стояния температур наружного воздуха взять из табл. 2.1 (см. пример 2.5). Длительность работы вентиляции $16 \text{ ч}/\text{сут}$ и $205 \cdot 16=3280 \text{ ч}/\text{год}$.

Решение. Расчетная отопительная нагрузка жилых и общественных зданий района города

$$Q'_{\text{о}}=q_{\text{о}}F_{\text{ж}}(1+k_{\text{общ}})=163 \cdot 10^6(1+0,25)=204 \cdot 10^6 \text{ Вт}=204 \text{ МДж}/\text{с}=175 \text{ Гкал}/\text{ч}.$$

Расчетная тепловая нагрузка вентиляции общественных зданий

$$Q'_{\text{в}}=k_{\text{в}}k_{\text{общ}}q_{\text{о}}F_{\text{ж}}=0,4 \cdot 0,25 \cdot 163 \cdot 10^6=16,3 \cdot 10^6 \text{ Вт}=16,3 \text{ МДж}/\text{с}=14 \text{ Гкал}/\text{ч}.$$

Число жителей района города

$$M=F_{\text{ж}}/f_{\text{ж}}=106/9=111\,000 \text{ чел.}$$

Средненедельная тепловая нагрузка горячего водоснабжения жилых и общественных зданий для зимнего периода при $t_{\text{г}}=60^\circ\text{C}$ и $t_{\text{х}}=5^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} Q_{\text{г.н}}^{\text{ср.н}} &= (a_{\text{ж}} + a_{\text{общ}})Mc(t_{\text{г}} - t_{\text{х}})/n_{\text{с}} = \\ &= \frac{(110 + 20)111\,000 \cdot 4190(60 - 5)}{24 \cdot 3600} = 38,5 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 38,5 \text{ МДж}/\text{с} = \\ &= 33,1 \text{ Гкал}/\text{ч}. \end{aligned}$$

Суммарная расчетная нагрузка района города

$$Q' = Q'_o + Q'_в + Q_{г.ср} = 204 + 16,3 + 38,5 = 258,8 \text{ МДж/с} = 222 \text{ Гкал/ч.}$$

Летняя тепловая нагрузка горячего водоснабжения при $\varphi_{л} = 0,8$ и $t_{х.л} = 15^\circ\text{C}$

$$Q_{г.л}^{ср.л} = Q_{г.ср.л}^{ср.л} \frac{(t_{г.л} - t_{х.л})}{(t_{г.л} - t_{х.л})} = \frac{38,5 \cdot 0,8 (60 - 15)}{60 - 5} = 25,2 \text{ МДж/с} = 21,7 \text{ Гкал/ч.}$$

Средняя за отопительный период нагрузка отопления

$$Q_o^{ср} = Q_o' \frac{t_{в.р} - t_n^{ср}}{t_{в.р} - t_{н.о}} = 204 \frac{(18 + 21,2)}{(18 + 25)} = 101 \text{ МДж/с.}$$

Годовой расход теплоты на отопление при $n_o = 4920 \text{ ч} = 17,7 \cdot 10^6 \text{ с}$

$$Q_o^{год} = Q_o^{ср} n_o = 101 \cdot 4920 \cdot 3600 = 1790 \cdot 10^6 \text{ МДж/год} = 1790 \cdot 10^3 \text{ ГДж/год.}$$

Средняя за отопительный период нагрузка вентиляции при работе ее по отопительному графику (без излома графика при $t_{в.в} = -14^\circ\text{C}$)

$$Q_v^{ср} = Q_v' \frac{t_{в.р} - t_n^{ср}}{t_{в.р} - t_{н.о}} = 16,3 \frac{18 + 3,2}{18 + 25} = 8,04 \text{ МДж/с.}$$

Годовой расход теплоты на вентиляцию при длительности ее работы в год $n_v = 3280 \text{ ч} = 12 \cdot 10^6 \text{ с}$ (см. пример 2.9)

$$Q_v^{год} = Q_v' n_v \alpha_{год} = 8,04 \cdot 12 \cdot 10^6 \cdot 0,975 = 94 \cdot 10^6 \text{ МДж/год} = 94 \cdot 10^3 \text{ ГДж/год.}$$

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение при длительности зимнего периода $n_o = 4920 \text{ ч} = 17,7 \cdot 10^6 \text{ с}$ и летнего периода $n_{л} = 8400 - 4920 = 3480 \text{ ч} = 12,5 \cdot 10^6 \text{ с}$

$$Q_{г.год} = Q_{г.ср.л}^{ср.л} n_o + Q_{г.л}^{ср.л} n_{л} = 38,5 \cdot 17,7 \cdot 10^6 + 25,2 \cdot 12,5 \cdot 10^6 = 996 \cdot 10^6 \text{ МДж/год} = 996 \cdot 10^3 \text{ ГДж/год.}$$

Суммарный годовой расход теплоты района города

$$Q_{год} = Q_o^{год} + Q_v^{год} + Q_{г.год} = 1790 \cdot 10^6 + 94 \cdot 10^6 + 996 \cdot 10^6 = 2880 \cdot 10^6 \text{ МДж/год} = 2880 \cdot 10^3 \text{ ГДж/год} = 687 \cdot 10^6 \text{ Гкал/год.}$$

Примечание. При уточненных расчетах суммарного годового отпуса теплоты от источника теплоснабжения необходимо учитывать тепловые потери трубопроводами тепловой сети.

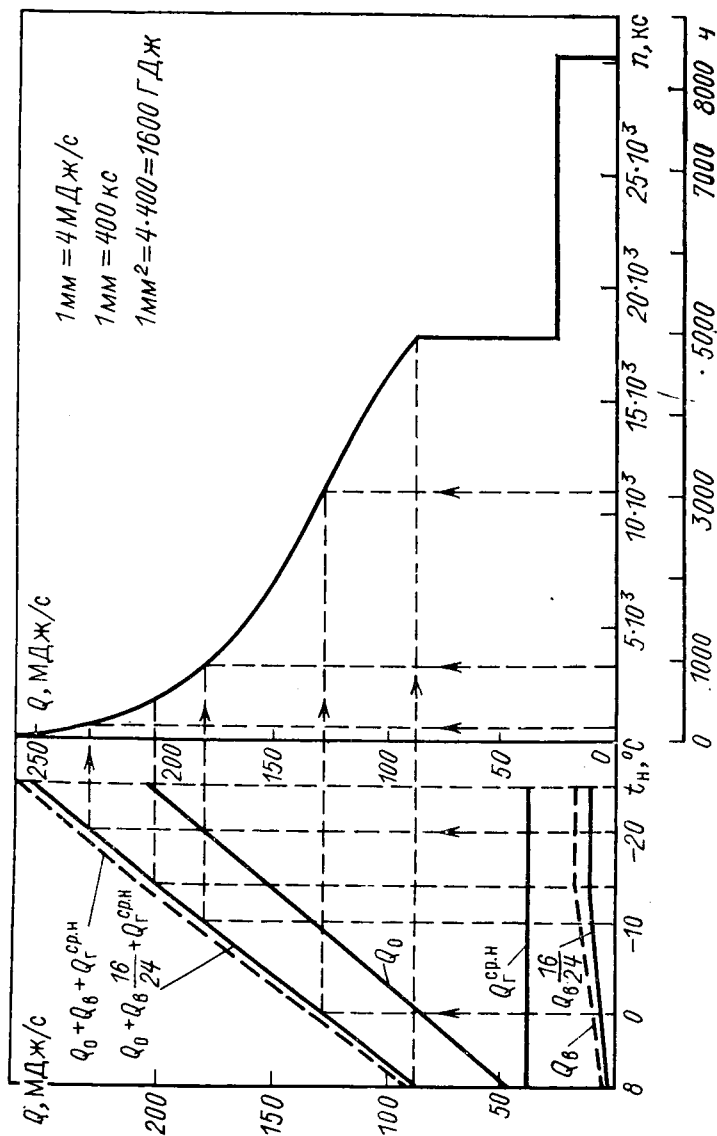


Рис. 2.3. К примеру 2.10

Перед построением графика продолжительности тепловой нагрузки (рис. 2.3) строится график тепловой нагрузки в зависимости от температуры наружного воздуха. Для этого рассчитываются тепловые нагрузки каждого вида теплопотребления при трех характерных температурах наружного воздуха: $t_n=8^\circ\text{C}$ (начало отопительного периода), $t_n=t_{n,v}=-14^\circ\text{C}$ (расчетная температура наружного воздуха для вентиляции) и $t_{n,o}=-25^\circ\text{C}$ (расчетная температура наружного воздуха для отопления). Результаты расчета сводим в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Тепловая нагрузка, МДж/с	Температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$		
	+8	-14	-25
Отопление	47,4	151,8	204,0
$Q_o = Q_o' \frac{t_{в.р} - t_n}{t_{в.р} - t_{н.о}} = 204 \frac{18 - t_n}{18 - 25}$			
Вентиляция с учетом длительности суточной работы 16 ч,	3,4	10,9	10,9
$Q_v = Q_v' \frac{(t_{в.р} - t_n) 16}{(t_{в.р} - t_{н.в}) 24} = 16,3 \frac{(18 - t_n) 16}{(18 + 14) 24}$ (при $t_n \leq -14^\circ\text{C}$ $Q_v = 16,3 \frac{16}{24} = 10,9$ МДж/с)			
Горячее водоснабжение, $Q_{г.ср.н}$	38,5	38,5	38,5
Всего	89,3	201,2	253,4

По суммарной нагрузке $Q = Q_o + Q_v \frac{16}{24} + Q_{г.ср.н}$ и продолжительности стояния температур t_n и ниже (табл. 2.1 в примере 2.4) строим график продолжительности тепловой нагрузки $Q = f(n)$. Для удобства на оси абсцисс n откладываем килосекунды и одновременно часы. Масштаб оси ординат 1 мм = 4 МДж/с, масштаб оси абсцисс 1 мм = 400 кс, масштаб площади 1 мм² = 4·400 = 1600 ГДж. Площадь графика составляет 18 000 мм², что соответствует годовому расходу теплоты $Q_{год} = 18\,000 \cdot 1600 = 2880 \cdot 10^3$ ГДж/год, т. е. тому значению, которое было получено аналитическим расчетом.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 2.11. Решить пример 2.1 для случая, когда длина здания будет равна его ширине, а высота и наружный объем останутся прежними.

Ответ. $q_0=0,244 \text{ Вт}/(\text{м}^3\cdot^\circ\text{С})=0,21 \text{ ккал}/(\text{м}^3\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{С})$ и $Q_0'=0,253 \text{ МВт}=0,218 \text{ Гкал/ч}$. Таким образом, переход от обычной удлиненной конфигурации здания в плане к квадратной приводит к уменьшению расчетной отопительной нагрузки здания на 25 %.

Задача 2.12. Определить удельные теплопотери 10 жилых зданий с общим наружным объемом $150\,000 \text{ м}^3$ и больницы с наружным объемом $10\,000 \text{ м}^3$, а также расчетную нагрузку отопления для группового теплового пункта (ГТП), к которому присоединены эти здания. Расчетная температура наружного воздуха $t_{н,о}=-28^\circ\text{С}$. Расчетная внутренняя температура жилых зданий 18°С , а больницы 20°С .

Определить также расход теплоты на отопление указанных зданий за январь и за год, если средняя температура наружного воздуха января $-11,8^\circ\text{С}$, а отопительного периода $-4,4^\circ\text{С}$ при длительности этого периода 5210 ч.

Для определения удельных теплопотерь, $\text{Вт}/(\text{м}^3\cdot^\circ\text{С})$, жилых зданий и больницы воспользоваться эмпирической зависимостью

$$q_0 = 1,52/V_{зд}^{0,125},$$

где $V_{зд}$ — наружный объем здания, м^3 .

Ответ. $q_{0,ж}=0,456 \text{ Вт}/(\text{м}^3\cdot^\circ\text{С})=0,392 \text{ ккал}/(\text{м}^3\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{С})$; $q_{0,б}=0,488 \text{ Вт}/(\text{м}^3\cdot^\circ\text{С})=0,423 \text{ ккал}/(\text{м}^3\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{С})$; $Q_0'=3,38 \text{ МВт}=2,91 \text{ Гкал/ч}$; $Q_{0,мес}=5800 \text{ ГДж/мес}=1384 \text{ Гкал/мес}$; $Q_{0,год}=31\,000 \text{ ГДж/год}=7390 \text{ Гкал/год}$.

Задача 2.13. Определить коэффициент использования за отопительный период максимума отопительной нагрузки ν для Иркутска при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления $t_{н,о}=-38^\circ\text{С}$ и средней температуре наружного воздуха за отопительный период $t_{н,ср}=-8,9^\circ\text{С}$.

Определить ту же величину для Киева при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления -21°С и средней температуре наружного воздуха за отопительный период $-1,1^\circ\text{С}$. Внутренняя температура $t_{в,р}=18^\circ\text{С}$.

Ответ. Для Иркутска $\nu=Q_{0,год}/Q_0'n_0=(t_{в,р}-t_{н})/(t_{в,р}-t_{н,о})=0,48$; для Киева $\nu=0,489$. Приведенный расчет показывает, что для различных климатических поясов значение ν меняется относительно мало.

Задача 2.14. Определить расчетную тепловую нагрузку и годовой расход теплоты на вентиляцию для условий, приведенных в примере 2.12. Расчетная температура наружного воздуха для вентиляции -16°С . Удельную тепловую нагрузку вентиляции больницы принять по приложению 2, а число часов работы вентиляции в сутки 16 ч.

Ответ. $Q_{в}'=0,126 \text{ МВт}=0,108 \text{ Гкал/ч}$; $Q_{в,год}=1040 \text{ ГДж/год}=248 \text{ Гкал/год}$.

Задача 2.15. Для условий примера 2.12 определить средненедельную тепловую нагрузку горячего водоснабжения в зимний и летний периоды, а также годовой расход теплоты на горячее водоснабжение по ГТП.

При расчете принять: температуру холодной воды зимой $t_x = 5^\circ\text{C}$ и летом $t_{x,л} = 15^\circ\text{C}$; температуру воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, $t_r = 60^\circ\text{C}$; норму обеспеченности жилой площадью $f_{ж} = 9 \text{ м}^2/\text{чел}$; объемный коэффициент жилых зданий $K_{об} = V/F = 6,4 \text{ м}^3/\text{м}^2$; коэффициент, учитывающий снижение летнего расхода воды на горячее водоснабжение жилых зданий за счет миграции жителей $\phi_{л} = 0,8$; длительность годовой работы систем горячего водоснабжения $n = 8400 \text{ ч}$.

Норму средненедельного расхода местной воды на горячее водоснабжение за сутки выбрать по СНиП П-34-76 (см. приложение 3), причем для жилых зданий принять эту норму максимальной.

Ответ. $Q_{г.ср.н} = 0,917 \text{ МВт} = 0,789 \text{ Гкал/ч}$; $Q_{г.л}^{ср.н} = 0,62 \text{ МВт} = 0,537 \text{ Гкал/ч}$; $Q_{г.год} = 24\,100 \text{ ГДж/год} = 5750 \text{ Гкал/год}$.

Задача 2.16. Для города с населением 500 000 чел. определить расчетную максимальную тепловую нагрузку источника теплоты и годовой расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение (без учета промышленности). Расчет произвести по укрупненным показателям, приведенным в СНиП П-36-73 (см. приложение 1). Исходные данные для расчета следующие: расчетная температура наружного воздуха для отопления $t_{н.о} = -30^\circ\text{C}$, а для вентиляции $t_{н.в} = -18^\circ\text{C}$; средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_{н.ср} = -5,7^\circ\text{C}$; длительность отопительного периода $n_o = 5230 \text{ ч}$, а годовая длительность работы систем горячего водоснабжения $n_r = 8400 \text{ ч}$; продолжительность суточной работы вентиляции 16 ч; температура холодной воды зимой $t_x = 5^\circ\text{C}$, а летом $t_{x,л} = 15^\circ\text{C}$; температура нагретой местной воды $t_r = 60^\circ\text{C}$; коэффициент, учитывающий нагрузку отопления общественных зданий города, $k_{общ} = 0,25$; коэффициент, учитывающий тепловую нагрузку вентиляции общественных зданий, $k_v = 0,4$ (доля от тепловой нагрузки отопления общественных зданий); средненедельный суточный расход воды на горячее водоснабжение на одного жителя (с учетом нагрузки горячего водоснабжения общественных зданий) $a = 130 \text{ л/сут}$. При расчете учесть коэффициент охвата зданий города централизованным теплоснабжением 0,8.

Для определения годового расхода теплоты на вентиляцию использовать методику расчета, приведенную в примерах 2.9 и 2.10.

Ответ. $Q' = 953 \text{ МВт} = 820 \text{ Гкал/ч}$; в том числе $Q_{г.ср.н} = 139 \text{ МВт} = 119 \text{ Гкал/ч}$; $Q_{г.год} = 11,4 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год} = 2,72 \cdot 10^6 \text{ Гкал/год}$.

СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Расход теплоты, передаваемой по водяному теплопроводу, B_1 :
при закрытой системе теплоснабжения

$$Q = Gc(\tau_1 - \tau_2); \quad (3.1)$$

при открытой системе теплоснабжения

$$Q = G_1c(\tau_1 - t_x) - G_2c(\tau_2 - t_x). \quad (3.2)$$

Расход теплоты, передаваемой по паропроводу при неполном возврате конденсата,

$$Q = G(h - ct_x) - G_Kc(\tau_K - t_x). \quad (3.3)$$

Здесь G — расход теплоносителя, кг/с; G_1, G_2 — расходы воды в подающем и обратном (при движении воды в сторону ТЭЦ) трубопроводах, кг/с; G_K — количество возвращаемого конденсата, кг/с; c — теплоемкость воды, Дж/(кг·°С); τ_1, τ_2 — температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах, °С; h — энтальпия пара, Дж/кг; t_x — температура исходной холодной воды, °С; τ_K — температура конденсата, °С.

ПРИМЕРЫ

Пример 3.1. Потребителю отпущена теплота $Q = 1$ ГДж в виде сухого насыщенного пара с абсолютным давлением 0,5 МПа. Определить массу отпущенного пара, если от потребителя будет полностью возвращен конденсат с температурой $\tau_K = 100$ °С.

Определить также массу отпущенного пара, если от потребителя будет возвращено 50 % конденсата. При расчете принять, что температура холодной воды у источников теплоснабжения и потребителя $t_x = 10$ °С.

Решение. По таблицам для водяного пара находим $h = 2748$ кДж/кг. Масса отпущенного пара при полном возврате конденсата и $Q = 1$ ГДж = 10^6 кДж

$$G = \frac{Q}{h - c\tau_K} = \frac{10^6}{2748 - 4,19 \cdot 100} = 429 \text{ кг} = 0,429 \text{ т.}$$

Массу отпущенного пара для случая частичного возврата конденсата ($G_K = 0,5G$) и $Q = 1$ ГДж находим из уравнения

$$\begin{aligned} Q &= G(h - ct_x) - G_Kc(\tau_K - t_x); \\ G &= \frac{Q}{h - ct_x - 0,5c(\tau_K - t_x)} = \\ &= \frac{10^6}{2748 - 4,19 \cdot 100 - 0,5 \cdot 4,19(100 - 10)} = 397 \text{ кг} = 0,397 \text{ т.} \end{aligned}$$

Пример 3.2. Решить пример 3.1 в единицах, основанных на калории, если потребителю отпущена теплота $Q=1$ Гкал и от него будет полностью возвращен конденсат.

Решение. По таблицам для водяного пара находим $h=656$ ккал/кг. Масса отпущенного пара при $Q=1$ Гкал $=10^6$ ккал

$$G = Q / (h - c_{\text{тк}}) = \frac{10^6}{(656 - 1 \cdot 100)} = 1800 \text{ кг} = 1,8 \text{ т.}$$

Пример 3.3. Определить расходы сетевой воды у потребителя горячего водоснабжения при присоединении его по параллельной схеме к закрытой тепловой сети и к открытой сети.

Максимальный расход теплоты составляет $Q=1$ МВт $=1000$ кВт $=1000$ кДж/с. В обоих вариантах при расчетных условиях температура воды в подающем трубопроводе $t_1=70^\circ\text{C}$. Температура воды после подогревателя горячего водоснабжения $t_{r2}=30^\circ\text{C}$. При варианте открытой тепловой сети часть воды на горячее водоснабжение отбирается из обратного трубопровода после системы отопления с температурой $t_{o2}=41,7^\circ\text{C}$. Температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, поддерживается $t_r=60^\circ\text{C}$ при температуре холодной воды $t_x=5^\circ\text{C}$.

Решение. Расход сетевой воды при закрытой системе с подогревателем, присоединенным параллельно по отношению к отопительной установке,

$$G_r = \frac{Q_{rM}}{c(t_1 - t_{r2})} = \frac{10^3}{4,19(70 - 30)} = 5,97 \text{ кг/с} = 21,5 \text{ т/ч.}$$

Общий расход сетевой воды из подающего и обратного трубопроводов при открытой системе

$$G_r = \frac{Q_{rM}}{c(t_r - t_x)} = \frac{10^3}{4,19(60 - 5)} = 4,34 \text{ кг/с} = 15,6 \text{ т/ч.}$$

Расход воды из подающего G_{r1} и обратного G_{r2} трубопроводов определяем из уравнения теплового и материального балансов смешения потоков:

$$G_{r1} = G_r \frac{t_r - t_{o2}}{t_1 - t_{o2}} = 4,34 \frac{60 - 41,7}{70 - 41,7} = 2,81 \text{ кг/с} = 10,1 \text{ т/ч};$$

$$G_{r2} = G_r - G_{r1} = 4,34 - 2,81 = 1,53 \text{ кг/с} = 5,5 \text{ т/ч.}$$

Пример 3.4. Решить пример 3.3, если максимальный расход теплоты составляет $Q_{rM}=1$ Гкал/ч.

Решение выполнить в единицах, основанных на калориях.

Решение. Расходы воды:
при закрытой системе

$$G_r = \frac{Q_{rM}}{c(t_1 - t_{r2})} = \frac{10^6}{1 \cdot (70 - 30)} = 25000 \text{ кг/ч} = 6,94 \text{ кг/с};$$

при открытой системе

$$G_r = \frac{Q_r^M}{c(t_r - t_x)} = \frac{10^6}{1 \cdot (60 - 5)} = 18\,200 \text{ кг/ч} = 5,05 \text{ кг/с};$$

$$G_{r1} = G_r \frac{t_r - \tau_{02}}{\tau_1 - \tau_{02}} = 18\,200 \frac{60 - 41,7}{70 - 41,7} = 11\,800 \text{ кг/ч} = 3,28 \text{ кг/с},$$

$$G_{r2} = G_r - G_{r1} = 5,05 - 3,28 = 1,77 \text{ кг/с}.$$

Пример 3.5. Определить количество теплоты, аккумулированной в воде с температурой $t=150^\circ\text{C}$, заполняющей трубопровод с внутренним диаметром $d=514$ мм и длиной $l=1$ км, и сравнить его с количеством теплоты, аккумулированной в сухом насыщенном паре с температурой насыщения $\tau=150^\circ\text{C}$, находящемся в таком же трубопроводе.

Отсчет количества аккумулированной теплоты вести от температуры холодной водопроводной воды $t_x=10^\circ\text{C}$.

Решение. По таблицам для водяного пара и приложению 2 находим: $c_v=4,3$ кДж/(кг $\cdot^\circ\text{C}$); $\rho_v=918$ кг/м³; $h=2746$ кДж/кг; $\rho_n=2,55$ кг/м³.

Объем трубопровода

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{3,14 \cdot 0,514^2}{4} 1000 = 207 \text{ м}^3.$$

Масса воды в трубопроводе $G_v = V \rho_v = 207 \cdot 918 = 190\,000$ кг.

Количество теплоты, аккумулированной в воде,

$$Q_v = G_v c_v (t - t_x) = 190\,000 \cdot 4,3 (150 - 10) = 114 \cdot 10^6 \text{ кДж} = 27,2 \text{ Гкал}.$$

Масса пара в трубопроводе

$$G_n = V \rho_n = 207 \cdot 2,55 = 528 \text{ кг}.$$

Количество теплоты, аккумулированной в паре,

$$Q_n = G_n (h - c t_x) = 528 (2746 - 4,19 \cdot 10) = 1,43 \cdot 10^6 \text{ кДж} = 1,43 \text{ ГДж} = 0,34 \text{ Гкал}.$$

Таким образом, количество теплоты, аккумулированной в воде, в 78 раз больше, чем в паре.

Пример 3.6. Какая масса теплоносителя теряется в секунду через образовавшееся при аварии отверстие сечением $f=1$ см² в стенке трубопровода?

Задачу решить для водяной сети с температурой воды $t < 100^\circ\text{C}$ ($\rho_v \approx 1000$ кг/м³ или $v_v = 0,001$ м³/кг) и для паропровода насыщенного пара.

В обоих вариантах избыточное давление теплоносителей принять $p_{изб} = 0,4$ МПа и коэффициент расхода отверстия $\mu = 1$.

Решение. Расход вытекающей воды при $p_{изб} = p - p_0 = 0,4 \cdot 10^6$ Па.

$$G_v = 1,41 f \sqrt{\frac{p - p_0}{v_v}} = 1,41 \cdot 0,0001 \sqrt{\frac{0,4 \cdot 10^6}{0,001}} = 2,82 \text{ кг/с} = 10,2 \text{ т/ч}.$$

Расход пара, выходящего из трубопровода, определяем по формуле для критического истечения при начальных параметрах пара $p_n \approx 0,4 + 0,1 = 0,5$ МПа и $v_n = 0,375$ м³/кг

$$G_n = 0,65 \sqrt{p_n / v_n} = 0,65 \cdot 0,0001 \sqrt{0,5 \cdot 10^6 / 0,375} = 0,075 \text{ кг/с.}$$

Приведенный расчет показывает, что при принятых условиях утечка воды будет примерно в 37 раз больше утечки пара.

Пример 3.7. Для химического завода в качестве теплоносителя, обогревающего аппараты, в которых происходят высокотемпературные процессы, намечено применить водяной пар или пар высококипящего органического теплоносителя даутерма [эвтектическая смесь 26,5 % дифенила (C_6H_5)₂ и 73,5 % дифенилоксида (C_6H_5)₂O].

Какие минимальные давления для указанных двух теплоносителей должны быть приняты, если процесс в технологических аппаратах протекает при температуре $t = 270^\circ\text{C}$. Перепад между температурой насыщения пара (водяного или даутерма) и температурой процесса в аппарате принять 10°C .

Зависимость между температурой и абсолютным давлением насыщенного пара даутерма характеризуется следующими данными:

Температура, $^\circ\text{C}$	260	270	280	290	300
Давление, МПа	0,103	0,131	0,163	0,195	0,233

Решение. Минимальная температура насыщенного пара $t_n = 270 + 10 = 280^\circ\text{C}$. Для водяного пара по таблицам находим соответствующее температуре насыщения $t_n = 280^\circ\text{C}$ абсолютное давление $p = 6,49$ МПа. Для даутерма по приведенной таблице находим соответствующее температуре насыщения $t_n = 280^\circ\text{C}$ абсолютное давление $p = 0,163$ МПа. Следовательно, давление в технологическом аппарате при применении даутерма почти в 40 раз меньше, чем при применении водяного пара.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 3.8. Потребителю горячего водоснабжения отпущен 1 ГДж теплоты. Температура горячей воды $t_r = 60^\circ\text{C}$, а температура исходной холодной воды $t_x = 10^\circ\text{C}$. Какое количество воды было отпущено потребителю?

Ответ. $G = 4,77$ т.

Задача 3.9. Определить количество теплоты, аккумулированной (считая от 10°C) в воде с температурой 180°C , заполняющей транзитный теплопровод диаметром 1392 мм и длиной 20 км. Определить также возможную продолжительность работы теплопровода за счет аккумулированной в воде теплоты, если расход теплоты составляет 1500 МВт.

Ответ. $Q = 21\,700$ ГДж; $n = 4$ ч.

Задача 3.10. Высотное здание имеет систему отопления высотой 142 м.

Какое избыточное давление испытывали бы радиаторы нижнего этажа при применении водяной системы отопления ($\rho_v=995 \text{ кг/м}^3$) без разбивки на технические зоны и при применении паровой системы отопления с избыточным давлением пара в верхней точке 0,02 МПа?

Ответ. При воде $p=1,39 \text{ МПа}$, при паре $p=0,0202 \text{ МПа}^*$.

Задача 3.11. По однетрубному теплопроводу подается теплота в виде горячей воды с температурой 60°C при температуре исходной холодной воды на ТЭЦ $t_x=10^\circ\text{C}$.

Определить, во сколько раз увеличатся средняя скорость и потери давления в том же трубопроводе, если по нему пустить насыщенный пар со средним абсолютным давлением 0,6 МПа, обеспечивая отпуск теплоты в том же количестве, что и при горячей воде. В этом случае температуру конденсата условно принять равной температуре исходной холодной воды $t_x=10^\circ\text{C}$.

Потери напора теплоносителя (воды и пара) в трубопроводе ($\delta H = \delta p / g \rho$ м) пропорциональны квадрату объемного расхода теплоносителя.

Ответ. $w_{\text{п}}/w_{\text{в}}=24,4$; $\delta p_{\text{п}}/\delta p_{\text{в}}=2,45$.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

РЕЖИМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Тепловая нагрузка теплообменного аппарата, Вт,

$$Q = W_{\text{п}}(\tau_1 - \tau_2) = W_{\text{в}}(t_1 - t_2) = kF\Delta t = \varepsilon W_{\text{м}} \nabla, \quad (4.1)$$

где $W_{\text{п}} = c_{\text{п}} G_{\text{п}}$ и $W_{\text{в}} = c_{\text{в}} G_{\text{в}}$ — эквиваленты расхода первичного и вторичного теплоносителей, Дж/(с·°C) или Вт/°C; $c_{\text{п}}$ и $c_{\text{в}}$ — теплоемкости первичного и вторичного теплоносителей, Дж/(кг·°C); $G_{\text{п}}$ и $G_{\text{в}}$ — массовый расход первичного и вторичного теплоносителей, кг/с; τ_1 и τ_2 — температуры первичного теплоносителя на входе в теплообменный аппарат и на выходе из него, °C; t_1 и t_2 — температуры вторичного теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата и на входе в него, °C; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C); F — площадь поверхности нагрева, м²; Δt — температурный напор в теплообменном аппарате, °C; ε — безразмерная удельная тепловая нагрузка; $W_{\text{м}}$ — меньший эквивалент расхода теплоносителя, Дж/(с·°C); $\nabla = \tau_1 - t_2$ — максимальная разность температур теплоносителей, °C.

* Давления избыточные.

Относительная тепловая нагрузка

$$\bar{Q} = Q/Q', \quad (4.2)$$

где Q' — максимальная тепловая нагрузка, Вт.

Относительная нагрузка системы отопления

$$\bar{Q}_o = \frac{Q_o}{Q_o'} = \frac{W_o(\tau_{o1} - \tau_{o2})}{W_o'(\tau_{o1}' - \tau_{o2}')} = \frac{t_{в} - t_{н}}{t_{в.р} - t_{н.о}}, \quad (4.3)$$

где $t_{в}$ и $t_{в.р}$ — текущее и расчетное значения температуры воздуха внутри отапливаемых помещений, °C; $t_{н}$ и $t_{н.о}$ — температуры наружного воздуха текущая и расчетная для проектирования отопления, °C; Q_o и Q_o' — текущая и расчетная (при температуре $t_{н.о}$) нагрузки отопительных установок, Вт; W_o и W_o' — текущее и расчетное значения эквивалентов расхода сетевой воды на отопление, Вт/°C; τ_{o1} и τ_{o1}' — текущее и расчетное значения температуры сетевой воды в подающем трубопроводе систем отопления, °C; τ_{o2} и τ_{o2}' — то же в обратном трубопроводе, °C.

Безразмерная удельная тепловая нагрузка системы отопления по Е. Я. Соколову

$$\varepsilon = \varepsilon_o = \frac{1}{\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{1}{\omega}}, \quad (4.4)$$

где u — коэффициент смешения элеватора; ω — режимный коэффициент.

Режимный коэффициент ω :

$$\omega = \frac{k_o F}{W_o} = \frac{k_o' F}{W_o'} \frac{\bar{Q}_o^{0,2}}{\bar{W}_o} = \frac{\delta \tau_o' \bar{Q}_o^{0,2}}{\Delta t_o'}, \quad (4.5)$$

где F — площадь поверхности нагрева отопительных приборов, м²; k_o , k_o' — коэффициент теплопередачи отопительного прибора при любом режиме и при расчетном режиме, Вт/(м²·°C); $\delta \tau_o' = \tau_{o1}' - \tau_{o2}'$ — разность температур сетевой воды на отопительном вводе при расчетном режиме, °C; $\Delta t_o' = (\tau_{o3}' - \tau_{o2}')/2 - t_{в.р}$ — температурный напор отопительного прибора при расчетном режиме, °C; τ_{o3}' — температура воды в подающем стояке отопительной системы при расчетном режиме, °C.

Уравнение Е. Я. Соколова для расчета эквивалента расхода воды и расхода воды на вентиляцию

$$\left. \begin{aligned} \alpha \left(\frac{W_{п}}{W_{в}} \right) - \beta \left(\frac{W_{п}}{W_{в}} \right)^{0,85} - 0,5 &= 0; \\ \alpha &= \frac{\tau_1 - \tau_2}{t_1 - t_2} - 0,5; \\ \beta &= \frac{\Delta t''' W_{м}''}{Q_{в}''} \left(\frac{W_{п}''}{W_{м}''} \right)^{0,15} \left(\frac{W_{в}''}{W_{м}''} \right)^{0,5} \left(\frac{W_{в}}{W_{м}''} \right)^{0,35}, \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

где $Q_{в}''$ — расход теплоты на вентиляцию¹ (тепловая нагрузка вентиляционных калориферов) при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования вентиляции $t_{н.в}$, Вт.

Обозначения остальных величин даны в формуле (4.1).

Упрощенная формула Е. Я. Соколова для определения ε для противоточных водо-водяных подогревателей

$$\varepsilon = \frac{1}{0,35 \frac{W_M}{W_G} + 0,65 + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_M}{W_G}}} \leq 1, \quad (4.7)$$

где Φ — параметр секционного водо-водяного подогревателя, значение которого для данного подогревателя практически постоянно, $\Phi = kF / \sqrt{W_{п} W_{в}}$.

Уточненные экспоненциальные уравнения² для расчета производительности противоточных водо-водяных подогревателей

$$Q = \varepsilon W_{п} \nabla = \varepsilon G_{п c_{п}} \nabla;$$

$$\varepsilon = (1 - e^z) / \left(1 - \frac{G_{п}}{G_{в}} e^z \right); \quad (4.8)$$

$$z = \left(\frac{G_{п}}{G_{в}} - 1 \right) \frac{kF}{G_{п c_{п}}} \quad (\text{вспомогательная величина})$$

или

$$z \approx \Phi \left(\frac{G_{п}}{G_{в}} - 1 \right) / \sqrt{\frac{G_{п}}{G_{в}}}.$$

Уравнение характеристики отопительных установок Е. Я. Соколова

$$\bar{Q}_0 = \frac{\tau_{01} - t_{н}}{t_{в.п} - t_{н.о} + \frac{\Delta t_0'}{\bar{Q}_0^{0,2}} + \frac{\delta \tau_0' - 0,59'}{\bar{W}_0}}, \quad (4.9)$$

где $\theta' = \tau_{03}' - \tau_{02}'$ — перепад температур воды в отопительной системе в расчетном режиме, °С.

Температуры воды при качественном регулировании нагрузки воздушных систем отопления:

$$\tau_{01} = t_{в.п} + (\tau_{01}' - t_{в.п}) \bar{Q}_0; \quad (4.10)$$

$$\tau_{02} = t_{в.п} + (\tau_{02}' - t_{в.п}) \bar{Q}_0. \quad (4.11)$$

¹ Здесь и ниже величины, соответствующие расчетной температуре для проектирования вентиляции, отмечены двумя штрихами.

² Уравнения составлены так, что при любых соотношениях теплообменивающихся сред в исходную формулу для определения Q входит расход первичной (сетевой) воды — $G_{п}$, а в формулу для определения ε входит отношение $G_{п}/G_{в}$. В связи с этим необходимо иметь в виду, что при $G_{п}/G_{в} > 1$ значения ε по формуле (4.8) будут отличны от значений ε по формуле (4.7) в книге Е. Я. Соколова [1]. Предлагаемый вид формулы (4.8) особенно удобен при проведении расчетов на ЭВМ и микрокалькуляторах.

Температуры воды при любом режиме регулирования нагрузки водяных систем отопления и зависимой схеме их присоединения:

$$\tau_{01} = t_{в.п} + \Delta t_o' \bar{Q}_o^{0,8} + (\delta \tau_o' - 0,5\theta') \bar{Q}_o / \bar{G}_o; \quad (4.12)$$

$$\tau_{02} = t_{в.п} + \Delta t_o' \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5\theta' \bar{Q}_o / \bar{G}_o; \quad (4.13)$$

$$\tau_{03} = t_{в.п} + \Delta t_o' \bar{Q}_o^{0,8} + 0,5\theta' \bar{Q}_o / \bar{G}_o, \quad (4.14)$$

где $\bar{G}_o = G_o / G'_o$ — отношение текущего и расчетного расходов сетевой воды на отопление (относительный расход воды на отопление).

Относительный расход или относительный эквивалент расхода воды в сети удобно описывать эмпирическим уравнением Е. Я. Соколова $\bar{G}_o = \bar{W}_o = \bar{Q}_o^m$.

При качественном регулировании отопления $m=1$ и $\bar{G}_o=1$; при качественно-количественном регулировании $m=0,33$ и $\bar{G}_o = \bar{Q}_o^{0,33}$.

Относительный расход сетевой воды при количественном регулировании отопительных систем ($\tau_{01} = \tau'_{01} = \text{const}$)

$$\bar{G}_o = \frac{G_o}{G'_o} = \bar{W}_o = \frac{\bar{Q}_o}{1 + \frac{\Delta t_o'}{\delta \tau_o' - 0,5\theta'} (1 - \bar{Q}_o^n)}. \quad (4.15)$$

При водяной системе отопления $n=0,8$; при воздушной системе отопления $n=1$.

Число часов ежесуточной работы отопительных установок при регулировании пропусками для $t_n > t_{н.н}$ ($t_{н.н}$ — температура наружного воздуха, соответствующая точке «излома» температурного графика)

$$n = 24 \frac{t_{в.п} - t_n}{t_{в.п} - t_{н.н}}. \quad (4.16)$$

Доля расхода воды на горячее водоснабжение из подающего трубопровода при открытой системе теплоснабжения

$$\beta = W_{г.н} / W_r = (t_r - \tau_2) / (\tau_1 - \tau_2), \quad (4.17)$$

где $W_{г.н}$, W_r — эквиваленты расхода воды на горячее водоснабжение из подающего трубопровода и общего при открытой системе теплоснабжения, Вт/°С; t_r — температура горячей воды в системе горячего водоснабжения, °С.

Относительный расход воды на отопление при постоянном расходе воды в подающем трубопроводе открытой системы теплоснабжения, любом расходе теплоты на отопление Q_o и балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_{г.н}$

$$\bar{G}_o = \frac{G_o}{G'_o} = \bar{W}_o = \frac{1 - \frac{0,5\rho_r\theta'}{t_r - t_x}}{1 + \frac{(t_r - t_{в.п})\rho_r\theta}{(t_r - t_x)\bar{Q}_o} - \frac{\Delta t_o'}{(t_r - t_x)} \frac{\rho_r\theta}{\bar{Q}_o^{0,2}}}, \quad (4.18)$$

где t_x — температура холодной воды, °C; $\rho_r = Q_r/Q'_o$ — отношение балансовой нагрузки горячего водоснабжения к расчетной отопительной нагрузке.

При $\tau_2 > t_r$ в формуле (4.17) следует принимать $t_r = \tau_2$.

Отношение расхода сетевой воды на отопление в открытой системе теплоснабжения при наличии водоразбора к расходу сетевой воды на отопление при отсутствии водоразбора и при свободном располагаемом напоре на коллекторах станции

$$\bar{G}_o = \bar{W}_o = \frac{\alpha}{\sqrt{\bar{S}_n \left(1 + \beta \frac{G_r}{G_o}\right)^2 + \bar{S}_3 + \bar{S}_o \left[1 - (1 - \beta) \frac{G_r}{G_o}\right]^2}}; \quad (4.19a)$$

$$\beta = \frac{\bar{W}_o}{\delta \tau_o'} \left(\frac{t_r - t_{в.р}}{\bar{Q}_o} - \frac{\Delta t_o'}{Q_o^{0,2}} \right) + \frac{0,5}{1 + u}, \quad (4.195)$$

где $\bar{G}_o = \bar{W}_o = G_o/G'_o = W_o/W'_o$; $G_r/G_o = \rho_r \delta \tau_o' / (t_r - t_x)$; G_o, G'_o — расход воды на отопление при наличии водоразбора и при его отсутствии, кг/с; W_o, W'_o — эквиваленты расхода воды на отопление при тех же условиях, Вт/°C; $\rho_r = Q_r/Q'_o$ — доля тепловой нагрузки горячего водоснабжения от тепловой расчетной нагрузки отопления; $\alpha^2 = H_{от}/H'_{от}$ — отношение располагаемого напора на коллекторах станции (при поддержании на станции постоянного напора $\alpha^2 = 1$); G_r — расход воды на горячее водоснабжение, кг/с; S_n, S_3, S_o, S — сопротивления подающей линии, элеваторного узла, обратной линии и суммарное; $\bar{S}_n = S_n/S$, $\bar{S}_3 = S_3/S$, $\bar{S}_o = S_o/S$ — относительные сопротивления подающей линии, элеваторного узла и обратной линии.

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах для рассматриваемого случая определяются по формулам (4.12) и (4.13)

ПРИМЕРЫ

Пример 4.1. При расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t_{н.о} = -32^\circ\text{C}$ температура воды в подающем трубопроводе отопительной сети $\tau'_{o1} = 150^\circ\text{C}$ и в обратном $\tau'_{o2} = 70^\circ\text{C}$. Расчетная внутренняя температура отапливаемых помещений $t_{в.р} = 18^\circ\text{C}$.

Определить температуру воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети при $t_n = -7^\circ\text{C}$, если эта сеть работает по графику центрального качественного регулирования воздушных систем отопления, когда коэффициент теплопередачи нагревательных приборов (калориферов) можно считать не зависящим от температуры воды.

Решение. Относительная тепловая нагрузка при $t_n = -7^\circ\text{C}$

$$\bar{Q}_o = Q_o/Q'_o = (t_{в.р} - t_n) / (t_{в.р} - t_{н.о}) = (18 + 7) / (18 + 32) = 0,5.$$

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_{\text{н}} = -7^\circ\text{C}$

$$\tau_{01} = t_{\text{в.п}} + (\tau'_{01} - t_{\text{в.п}}) \bar{Q}_0 = 18 + (150 - 18) 0,5 = 84^\circ\text{C};$$

$$\tau_{02} = t_{\text{в.п}} + (\tau'_{02} - t_{\text{в.п}}) \bar{Q}_0 = 18 + (70 - 18) 0,5 = 44^\circ\text{C}.$$

Пример 4.2. Решить пример 4.1 для случая, когда к тепловой сети подключены системы водяного отопления, у которых коэффициент теплопередачи нагревательных приборов изменяется с изменением температуры воды.

На отопительных вводах установлены элеваторы, работающие с коэффициентом смешения $u = 2,2$.

Решение. Расчетная температура воды в подающем стояке отопительной системы

$$\tau'_{03} = \frac{\tau'_{01} + u \tau'_{02}}{1 + u} = \frac{150 + 2,2 \cdot 70}{1 + 2,2} = 95^\circ\text{C}.$$

Расчетные температурные перепады в отопительной системе и сети, температурный напор в нагревательных приборах отопительной системы:

$$\theta' = \tau'_{03} - \tau'_{02} = 95 - 70 = 25^\circ\text{C};$$

$$\delta \tau'_0 = \tau'_{01} - \tau'_{02} = 150 - 70 = 80^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_0 = 0,5 (\tau'_{03} + \tau'_{02}) - t_{\text{в.п}} = 0,5 (95 + 70) - 18 = 64,5^\circ\text{C}.$$

Относительная тепловая нагрузка при $t_{\text{н}} = -7^\circ\text{C}$ $\bar{Q}_0 = 0,5$ (см. пример 4.1).

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_{\text{н}} = -7^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} \tau_{01} &= t_{\text{в.п}} + \Delta t'_0 \bar{Q}_0^{0,8} + (\delta \tau'_0 - 0,5 \theta') \bar{Q}_0 = \\ &= 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} + (80 - 0,5 \cdot 25) 0,5 = 88,8^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

$$\tau_{02} = t_{\text{в.п}} + \Delta t'_0 \bar{Q}_0^{0,8} - 0,5 \theta' \bar{Q}_0 = 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot 0,5 = 48,8^\circ\text{C}.$$

Таким образом, при $t_{\text{н}} = -7^\circ\text{C}$ и прочих равных условиях температура воды в подающем трубопроводе сети при водяных системах отопления должна быть на $4,8^\circ\text{C}$ выше, чем при воздушных системах отопления.

Пример 4.3. Построить график температур воды в подающем и обратном трубопроводах отопительной тепловой сети, а также в подающем трубопроводе водяных отопительных систем при центральном качественном регулировании ($\bar{G}_0 = 1$).

При расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{н.о}} = -25^\circ\text{C}$ температура воды в подающем трубопроводе сети $\tau'_{01} = 150^\circ\text{C}$, в подающем трубопроводе отопительных систем $\tau'_{03} = 95^\circ\text{C}$ и в обратном трубопроводе сети $\tau'_{02} = 70^\circ\text{C}$. Внутренняя температура помещений $t_{\text{в}} = t_{\text{в.п}} = 18^\circ\text{C}$.

$\bar{Q}_0$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$\tau_{02}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{03}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{01}, ^\circ\text{C}$
0	+18	18	18	18
0,2	+8,6	33,3	38,3	49,3
0,4	+0,8	44,0	54,0	76,0
0,6	-7,8	53,5	68,5	101,5
0,8	-16,4	62,0	82,0	126,0
1,0	-25	70,0	95,0	150,0

Решение. $\theta' = \tau'_{03} - \tau'_{02} = 95 - 70 = 25 ^\circ\text{C}$; $\delta\tau' = \tau'_{01} - \tau'_{02} = 150 - 70 = 80 ^\circ\text{C}$; $\Delta t' = 0,5(\tau'_{03} + \tau'_{02}) - t_{в.р} = 0,5(95 + 70) - 18 = 64,5 ^\circ\text{C}$; $\tau_{01} = t_{в.р} + \Delta t' \bar{Q}_0^{0,8} + (\delta\tau' - 0,5\theta') \bar{Q}_0 = 18 + 64,5 \bar{Q}_0^{0,8} + (80 - 0,5 \cdot 25) \bar{Q}_0 = 18 + 64,5 \bar{Q}_0^{0,8} + 67,5 \bar{Q}_0$; $\tau_{03} = t_{в.р} + \Delta t' \bar{Q}_0^{0,8} + 0,5\theta' \bar{Q}_0 = 18 + 64,5 \bar{Q}_0^{0,8} + 12,5 \bar{Q}_0$;

$$\tau_{02} = t_{в.р} + \Delta t' \bar{Q}_0^{0,8} - 0,5\theta' \bar{Q}_0 = 18 + 64,5 \bar{Q}_0^{0,8} - 12,5 \bar{Q}_0.$$

Задаваясь несколькими значениями $\bar{Q}_0$, определяем по приведенным формулам значения τ_{02} , τ_{03} и τ_{01} , а также температуры наружного воздуха, соответствующие принятым значениям $\bar{Q}^*$,

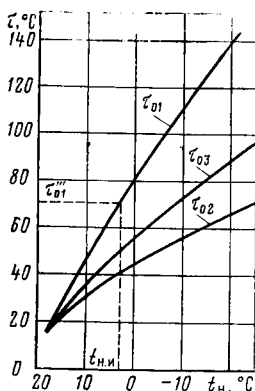


Рис. 4.1. К примеру 4.3

$$t_n = t_{в.р} - (t_{в.р} - t_{н.о}) \bar{Q}_0 = 18 - (18 + 25) \bar{Q}_0 = 18 - 43 \bar{Q}_0.$$

Результаты расчета сводим в табл. 4.1.

По табличным данным производим построение температурного графика (рис. 4.1).

Примечание. При расчетных температурах наружного воздуха на отопление, отличных от $t_{н.о} = -25 ^\circ\text{C}$, в приведенной таблице следует лишь изменить температуры t_n , которые находят по формуле $t_n = t_{в.р} - (t_{в.р} - t_{н.о}) \bar{Q}_0$ для принятых $\bar{Q}_0$ и нового значения $t_{н.о}$.

Пример 4.4. Тепловая сеть при низких температурах наружного воздуха работает по графику качественного регулирования водяных систем отопления, приведенному на рис. 4.1 (при $t_{н.о} = -25 ^\circ\text{C}$, $\tau'_{01} = 150 ^\circ\text{C}$, $\tau'_{03} = 95 ^\circ\text{C}$, $\tau'_{02} = 70 ^\circ\text{C}$, $t_{в.р} = 18 ^\circ\text{C}$), а при высоких температурах наружного воздуха (от $t_{н.н}$ и выше) переходит на работу с постоянной температурой воды в подающем трубопроводе сети $\tau_{01} = \tau''_{01} =$

* Можно также задаваться несколькими значениями t_n и определять $\bar{Q}_0 = (t_{в.р} - t_n) / (t_{в.р} - t_{н.о})$, а затем τ_{02} , τ_{03} и τ_{01} .

$=70^{\circ}\text{C}$. Регулирование отпуска теплоты на отопление при $t_n > t_{н.н}$ производится изменением расхода воды.

Определить относительный расход воды, а также температуры воды τ_{02} и τ_{03} при $t_n = +10^{\circ}\text{C}$. Изменением коэффициента смешения элеватора при изменении расходов пренебречь.

Решение. Пересечение кривой $\tau_{01} = f(t_n)$ (рис. 4.1) с горизонтальной линией $\tau_{01} = \tau''_{01} = 70^{\circ}\text{C}$ определяет температуру наружного воздуха $t_{н.н} = +2,8^{\circ}\text{C}$, при которой начинается количественное регулирование.

В связи с этим температуру наружного воздуха $t_{н.н} = +2,8^{\circ}\text{C}$ и соответствующие ей температуры воды по рис. 4.1 $\tau''_{01} = 70^{\circ}\text{C}$, $\tau''_{03} = 50,5^{\circ}\text{C}$ и $\tau''_{02} = 41,7^{\circ}\text{C}$ принимаем за расчетные. Тогда относительная тепловая нагрузка при $t_n = +10^{\circ}\text{C}$ будет равна:

$$\bar{Q} = Q/Q'' = (t_{в.р} - t_n) / (t_{в.р} - t_{н.н}) = \\ = (18 - 10) / (18 - 2,8) = 0,526.$$

Коэффициент смешения элеватора

$$u = \frac{\tau'_{01} - \tau'_{03}}{\tau'_{03} - \tau'_{02}} = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2,2.$$

Величины $\delta\tau''_0$, θ''' и $\Delta t'''$ при $t_{н.н} = 2,8^{\circ}\text{C}$:

$$\delta\tau''_0 = \tau''_{01} - \tau''_{02} = 70 - 41,7 = 28,3^{\circ}\text{C};$$

$$\theta''' = \tau''_{03} - \tau''_{02} = 50,5 - 41,7 = 8,8^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t''' = 0,5(\tau''_{03} + \tau''_{02}) - t_{в.р} = 0,5(50,5 + 41,7) - 18 = 28,1^{\circ}\text{C}.$$

Относительный расход воды при $t_n = +10^{\circ}\text{C}$

$$\bar{G} = \frac{G}{G'''} = \frac{G}{G'} = \frac{\bar{Q}}{1 + \frac{\Delta t'''(1 - \bar{Q}^{0,8})}{\delta\tau''_0 - 0,5\theta'''}} = \\ = \frac{0,516}{1 + \frac{28,1(1 - 0,526^{0,8})}{28,3 - 0,5 \cdot 8,8}} = 0,357.$$

Температура воды τ_{02} и τ_{03} при $t_n = +10^{\circ}\text{C}$:

$$\tau_{02} = \tau_{01} - (\tau'_{01} - \tau'_{02}) \frac{\bar{Q}}{G} = 70 - (70 - 41,7) \frac{0,526}{0,357} = 28,3^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{03} = \frac{\tau_{01} + \tau_{02}u}{1 + u} = \frac{70 + 28,3 \cdot 2,2}{1 + 2,2} = 41,3^{\circ}\text{C}.$$

Пример 4.5. Определить температуры воды в подающем и обратном трубопроводах отопительной тепловой сети и расход сетевой воды при температуре наружного воздуха $t_n = +10^\circ\text{C}$ и качественно-количественном регулировании.

При расчетной температуре наружного воздуха $t_{n,0} = -25^\circ\text{C}$ принять: $\tau'_{o1} = 150^\circ\text{C}$, $\tau'_{o3} = 95^\circ\text{C}$ и $\tau'_{o2} = 70^\circ\text{C}$. При расчете также принять $t_b = t_{b,p} = 18^\circ\text{C}$ и $\bar{G}_0 = \bar{Q}_0^{0,33}$.

Решение. Относительная тепловая нагрузка при $t_n = 10^\circ\text{C}$

$$\bar{Q}_0 = \frac{t_{b,p} - t_n}{t_{b,p} - t_{n,0}} = \frac{18 - 10}{18 + 25} = 0,186.$$

Относительный расход сетевой воды при $t_n = 10^\circ\text{C}$

$$\bar{G}_0 = \bar{Q}_0^m = 0,186^{0,33} = 0,574.$$

Значения $\delta\tau'_o$, θ' и $\Delta t'$:

$$\delta\tau'_o = \tau'_{o1} - \tau'_{o2} = 150 - 70 = 80^\circ\text{C};$$

$$\theta' = \tau'_{o3} - \tau'_{o2} = 95 - 70 = 25^\circ\text{C};$$

$$\Delta t' = 0,5(\tau'_{o3} + \tau'_{o2}) - t_b = 0,5(95 + 70) - 18 = 64,5^\circ\text{C}.$$

Температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_n = 10^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} \tau_{o1} &= t_b + \Delta t' \bar{Q}_0^{0,8} + (\delta\tau'_o - 0,5\theta') \bar{Q}_0 / \bar{G}_0 = \\ &= 18 + 64,5 \cdot 0,186^{0,8} + (80 - 0,5 \cdot 25) 0,186 / 0,574 = 56,7^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{o2} &= t_b + \Delta t' \bar{Q}_0^{0,8} - 0,5\theta' \bar{Q}_0 / \bar{G}_0 = \\ &= 18 + 64,5 \cdot 0,186^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot 0,186 / 0,574 = 30,7^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Следовательно, при качественно-количественном регулировании снижается относительный расход сетевой воды, но повышается температура τ_{o1} и понижается температура τ_{o2} по сравнению с графиком качественного регулирования ($\bar{G}_0 = 1$).

Пример 4.6. Система отопления рассчитана на работу от тепловой сети с температурами воды в подающем трубопроводе $\tau'_{o1} = 150^\circ\text{C}$, в подающем стояке $\tau'_{o3} = 95^\circ\text{C}$ и в обратном трубопроводе $\tau'_{o2} = 70^\circ\text{C}$ при температуре наружного воздуха $t_{n,0} = -25^\circ\text{C}$ и расчетной температуре внутреннего воздуха $t_{b,p} = 18^\circ\text{C}$.

Определить температуру внутреннего воздуха помещений и температуру воды в обратном трубопроводе, если при $t_{n,0} = -25^\circ\text{C}$ и нормальном расходе воды температура воды в подающем трубопроводе будет поддерживаться $\tau_{o1} = 140^\circ\text{C}$, т. е. на 10°C ниже нормальной.

Решение. Для определения $\bar{Q}_0$ из уравнения (4.9) предварительно задаем $\bar{Q}_0 = 0,94$ в правой части уравнения

$$\begin{aligned} \bar{Q}_0 &= \frac{\tau_{o1} - t_n}{t_{b,p} - t_{n,0} + \Delta t' / \bar{Q}_0^{0,2} + (\delta\tau'_o - 0,5\theta') / \bar{G}_0} = \\ &= \frac{140 + 25}{18 - 25 + 64,5 / 0,94^{0,2} + (80 - 0,5 \cdot 25) / 1} = 0,94. \end{aligned}$$

Поскольку полученное значение $\bar{Q}_0$ совпадает с предварительно принятым, дальнейшего уточнения не производим.

Внутренняя температура

$$t_{\text{в}} = t_{\text{н}} + (t_{\text{в.п}} - t_{\text{н.о}}) \bar{Q}_0 = -25 + (18 + 25) 0,94 = 15,4^\circ \text{C}.$$

Температура воды в обратном трубопроводе

$$\tau_{02} = \tau_{01} - \delta \tau'_0 \bar{Q}_0 = 140 - 80 \cdot 0,94 = 64,8^\circ \text{C}.$$

Таким образом при $t_{\text{н}} = t_{\text{н.о}}$ снижение τ_{01} на 10°C вызывает снижение $t_{\text{в}}$ на $2,6^\circ \text{C}$.

Пример 4.7. Решить предыдущий пример для случая, когда температура воды в подающем трубопроводе нормальная, а расход воды составляет 80% нормального.

Решение. Задаемся предварительно $\bar{Q}_0 = 0,9$ и подставляем это значение в правую часть уравнения (4.9)

$$\begin{aligned} \bar{Q}_0 &= \frac{\tau_{01} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в.п}} - t_{\text{н.о}} + \Delta t' / \bar{Q}_0^{0,2} + (\delta \tau'_0 - 0,59') / \bar{G}_0} = \\ &= \frac{150 + 25}{18 + 25 + 64,5 / 0,9^{0,2} + (80 - 0,5 \cdot 25) / 0,8} = 0,906. \end{aligned}$$

Это значение $\bar{Q}_0$ близко к предварительно принятому, поэтому полученное значение $\bar{Q}_0$ не уточняем.

Внутренняя температура

$$t_{\text{в}} = t_{\text{н}} + (t_{\text{в.п}} - t_{\text{н.о}}) \bar{Q}_0 = -25 + (18 + 25) 0,906 = 14^\circ \text{C}.$$

Температура воды в обратном трубопроводе

$$\tau_{02} = \tau_{01} - \delta \tau'_0 \bar{Q}_0 / \bar{G}_0 = 150 - 80 \cdot 0,906 / 0,8 = 59,4^\circ \text{C}.$$

Пример 4.8. Расчетные параметры отопительной установки при $t_{\text{н.о}} = -30^\circ \text{C}$ и нормальной поверхности нагрева отопительных приборов следующие: $t_{\text{в.п}} = 18^\circ \text{C}$, $\tau'_{01} = 150^\circ \text{C}$, $\tau'_{03} = 95^\circ \text{C}$ и $\tau'_{02} = 70^\circ \text{C}$.

Определить расход сетевой воды (в долях от нормального), необходимый для поддержания расчетной температуры внутреннего воздуха при $t_{\text{н.о}} = -30^\circ \text{C}$, если установленная поверхность нагрева отопительных приборов в каждом помещении здания составляет 90% нормальной ($\mu = F / F_{\text{н}} = 0,9$). Влиянием изменения коэффициента теплопередачи отопительных приборов при нарушении температурного режима пренебречь.

Решение. Коэффициент смешения

$$u = \frac{\tau'_{01} - \tau'_{03}}{\tau'_{03} - \tau'_{02}} = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2,2.$$

Тепловая нагрузка при нормальной и пониженной поверхностях нагрева отопительных приборов согласно (4.1)

$$Q'_{\text{о}} = \epsilon'_{\text{о.н}} G'_{\text{н}} c (\tau'_{\text{о1}} - t_{\text{в.п}}) = \epsilon'_{\text{о}} G' c (\tau'_{\text{о1}} - t_{\text{в.п}}), \quad (\text{а})$$

где $\epsilon'_{\text{о.н}}$ и $G'_{\text{н}}$ — безразмерная удельная тепловая нагрузка и расход сетевой воды при нормальной поверхности нагрева отопительных приборов; $\epsilon'_{\text{о}}$ и G' — те же величины при пониженной поверхности нагрева.

После преобразования с учетом формулы (4.4) получаем

$$\left(\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{\bar{G} G' c}{\mu k F_{\text{н}}} \right) G'_{\text{н}} = \left(\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{G'_{\text{н}} c}{k F_{\text{н}}} \right) \bar{G} G'_{\text{н}}, \quad (\text{б})$$

где $\bar{G} = G' / G'_{\text{н}}$.

С другой стороны,

$$Q'_{\text{о}} = G'_{\text{н}} c (\tau'_{\text{о1}} - \tau'_{\text{о2}}) = k F_{\text{н}} (\tau'_{\text{пр}} - t_{\text{в.п}}),$$

откуда

$$\frac{G'_{\text{н}} c}{k F_{\text{н}}} = \frac{\tau'_{\text{пр}} - t_{\text{в.п}}}{\tau'_{\text{о1}} - \tau'_{\text{о2}}}, \quad (\text{в})$$

где $\tau'_{\text{пр}} = 0,5(\tau'_{\text{о3}} + \tau'_{\text{о2}}) = 0,95(95 + 70) = 82,5^\circ\text{С}$. Решая совместно уравнения (б) и (в), находим расход сетевой воды в долях от расчетного

$$\begin{aligned} \bar{G} = \frac{G'}{G'_{\text{н}}} &= \frac{\frac{0,5 + u}{1 + u}}{\frac{0,5 + u}{1 + u} - \left(\frac{1}{\mu} - 1 \right) \frac{\tau'_{\text{пр}} - t_{\text{в.п}}}{\tau'_{\text{о1}} - \tau'_{\text{о2}}}} = \\ &= \frac{\frac{0,5 + 2,2}{1 + 2,2}}{\frac{0,5 + 2,2}{1 + 2,2} - \left(\frac{1}{0,9} - 1 \right) \frac{82,5 - 18}{150 - 70}} = 1,12. \end{aligned}$$

Температура воды $\tau'_{\text{о2}}$ при $\bar{G} = 1,12$

$$\tau'_{\text{о2}} = \tau'_{\text{о1}} - \frac{\tau'_{\text{о1}} - \tau'_{\text{о2}}}{\bar{G}} = 150 - \frac{(150 - 70)}{1,12} = 78,5^\circ\text{С}.$$

Пример 4.9. При расчетной температуре наружного воздуха для проектирования вентиляции $t_{\text{н.в}} = -20^\circ\text{С}$ температура воды в подающем трубопроводе $\tau'_{\text{1}} = 130^\circ\text{С}$, а после калориферов $\tau'_{\text{в2}} = 70^\circ\text{С}$. Температура внутреннего воздуха помещений $t_{\text{в.п}} = 18^\circ\text{С}$. Регулирование качественное по вентиляционной нагрузке.

Определить температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при температурах наружного воздуха $t_{\text{н}} = +10^\circ\text{С}$ и $t_{\text{н.о}} = -32^\circ\text{С}$.

Определить также кратность обмена воздуха при $t_{н.о} = -32^\circ\text{C}$ в долях от нормальной.

В пределах постоянного расхода теплоты вентиляция работает с рециркуляцией при постоянном расходе воздуха через калориферы и постоянной температуре воздуха перед калориферами.

Решение. Относительный расход теплоты на вентиляцию при $t_{н.о} = +10^\circ\text{C}$

$$\overline{Q_a} = \frac{t_{в.р} - t_{н.в}}{t_{в.р} - t_{н.в}} = \frac{18 - 10}{18 + 20} = 0,21.$$

Температуры воды τ_1 и $\tau_{в2}$ при $t_{н.о} = +10^\circ\text{C}$:

$$\tau_1 = t_{в.р} + (\tau'_1 - t_{н.в}) \overline{Q_v} = 10 + (130 + 20) 0,21 = 41,5^\circ\text{C};$$

$$\tau_{в2} = t_{н.в} + (\tau''_{в2} - t_{н.в}) \overline{Q_v} = 10 + (70 + 20) 0,21 = 28,9^\circ\text{C}.$$

Температуры воды при $t_{н.о} = -32^\circ\text{C}$ $\tau'_1 = \tau''_1 = 130^\circ\text{C}$ и $\tau'_{в2} = \tau''_{в2} = 70^\circ\text{C}$. V_v — вентилируемый объем. Кратность обмена воздуха при $t_{н.о} = -32^\circ\text{C}$ m' в долях от нормальной m'' находим из уравнения:

$$\frac{Q_v'}{Q_v''} = \frac{m' V_v (t_{в.р} - t_{н.о})}{m'' V_v (t_{в.р} - t_{н.в})} = 1;$$

$$\frac{m'}{m''} = \frac{t_{в.р} - t_{н.в}}{t_{в.р} - t_{н.о}} = \frac{18 + 20}{18 + 32} = 0,76.$$

Пример 4.10. Построить график температур воды после вентиляционных калориферов и график расхода воды для них. Температура воды в подающем трубопроводе при $t_{н.о} = +10 + 2,8^\circ\text{C}$ поддерживается постоянной и равной $\tau_1 = 70^\circ\text{C}$, а при $t_{н.о} < +2,8^\circ\text{C}$ температура воды в подающем трубопроводе поддерживается по графику качественного регулирования отопления при $\tau'_1 = 150^\circ\text{C}$ для $t_{н.о} = -25^\circ\text{C}$ (см. примеры 4.3 и 4.4). При расчетной температуре наружного воздуха для вентиляции $t_{н.в} = -15^\circ\text{C}$ температура воды в обратном трубопроводе после вентиляционных калориферов равна температуре воды после систем отопления, т. е. $\tau_{в2}'' = \tau_{о2}'' = 60,6^\circ\text{C}$. Температура внутреннего воздуха помещений $t_{в.р} = 18^\circ\text{C}$.

Регулирование вентиляционной нагрузки при $t_{н.о} = +2,8 + 15^\circ\text{C}$ — качественное, а в диапазонах постоянной температуры воды в подающем трубопроводе и постоянного расхода теплоты ведется изменением количества сетевой воды при постоянном расходе воздуха через калориферы за счет рециркуляции.

Решение. График температур воды в подающем трубопроводе строим по данным примеров 4.3 и 4.4. По этому графику при $t_{н.о} = t_{н.в} = -15^\circ\text{C}$ находим температуру воды в подающем трубопроводе $\tau'_1 = 122^\circ\text{C}$.

Температуру воды после калориферов и расход сетевой воды определяем отдельно для каждого диапазона температур наружного воздуха.

Расчет производится для произвольной величины расчетной тепловой нагрузки Q_B'' , например $Q_B'' = 1 \text{ МДж/с} = 1000 \text{ кДж/с}$.

Определяем при $t_{н,в} = -15^\circ\text{C}$ значения эквивалентов расхода теплообменивающихся сред и меньшее из них W_B'' , $W_{п''}$, W_M'' и основной режимный коэффициент калорифера ω_{oc} :

$$W_B'' = \frac{Q_B''}{t_{в,п} - t_n} = \frac{1000}{18 + 15} = 30,3 \text{ кДж/(с} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$W_{п''} = \frac{Q_B''}{\tau_1' - \tau_{в2}''} = \frac{1000}{122 - 60,6} = 16,3 \text{ кДж/(с} \cdot ^\circ\text{C)} = W_M'';$$

$$\omega_{oc} = \frac{Q_B''}{\Delta t'' W_M''} = \frac{1000}{\left(\frac{122 + 60,6}{2} - \frac{18 - 15}{2} \right) 16,3} = 0,683.$$

Диапазон температур наружного воздуха от -25 до -15°C . Для $t_n = -25^\circ\text{C}$ известно $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$; $t_1 = t_{в,п} = 18^\circ\text{C}$; $t_2 = t_{н,в} = -15^\circ\text{C}$; $W_B = W_B'' = 30,3 \text{ кДж/(с} \cdot ^\circ\text{C)}$.

Находим коэффициенты α и β :

$$\alpha = \frac{\tau_1 - t_2}{t_1 - t_2} - 0,5 = \frac{150 + 15}{18 + 15} - 0,5 = 4,5;$$

$$\beta = \frac{1}{\omega_{oc}} \left(\frac{W_{п''}}{W_M''} \right)^{0,15} \left(\frac{W_B'}{W_M''} \right)^{0,5} \left(\frac{W_B}{W_M''} \right)^{0,35} =$$

$$= \frac{1}{\omega_{oc}} \left(\frac{W_B''}{W_M''} \right)^{0,85} = \frac{1}{0,683} \left(\frac{30,3}{16,3} \right)^{0,85} = 2,48.$$

Решаем уравнение

$$\alpha \frac{W_{п}}{W_B} - \beta \left(\frac{W_{п}}{W_B} \right)^{0,85} - 0,5 = 0;$$

$$4,5 \left(\frac{W_{п}}{W_B} \right) - 2,48 \left(\frac{W_{п}}{W_B} \right)^{0,85} - 0,5 = 0.$$

Последнее уравнение решаем методом последовательного приближения. Уравнение удовлетворяется при $W_{п}/W_B = 0,32$.

Эквивалент расхода воды и температура воды в обратном трубопроводе

$$W_{п} = 0,32 W_B = 0,32 \cdot 30,3 = 9,7 \text{ кДж/(с} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$\tau_{в2} = \tau_1 - \frac{Q_B}{W_{п}} = 150 - \frac{1000}{9,7} = 46,9^\circ\text{C}.$$

Относительный расход сетевой воды (первичного теплоносителя)

$$\frac{G_{п}}{G_{п''}} = \frac{W_{п}}{W_M''} = \frac{W_{п}}{W_{п''}} = \frac{9,7}{16,3} = 0,595.$$

Аналогично находим те же величины при $t_n = -20^\circ\text{C}$: $\tau_1 = 135,7^\circ\text{C}$; $\alpha = 4,067$; $\beta = 2,48$; $W_n/W_b = 0,406$; $W_n = 12,3 \text{ кДж}/(\text{с}\cdot^\circ\text{C})$; $\tau_{b2} = 54,4^\circ\text{C}$;

$$\frac{W_n}{W_n''} = \frac{G_n}{G_n''} = 0,755.$$

Результаты расчета сводим в табл. 4.2.

Таблица 4.2

$t_n, ^\circ\text{C}$	$\tau_1, ^\circ\text{C}$	$\tau_{b2}, ^\circ\text{C}$	G_n/G_n''
-25	150	46,9	0,595
-20	135,7	54,4	0,75
-15	122	63,6	1,0

Диапазон температур наружного воздуха от -15 до $+2,8^\circ\text{C}$. В данном диапазоне температур принимаем температуру воды после калорифера равной температуре воды после систем отопления при качественном регулировании по графику $\tau_{o2} = f(t_n)$ из примера 4.3 и сводим результаты в табл. 4.3.

Таблица 4.3

$t_n, ^\circ\text{C}$	$\tau_1, ^\circ\text{C}$	τ_{b2}	G_n/G_n''
-15	122	63,6	1,0
-10	107,7	55,6	1,0
-5	93,2	50,4	1,0
0	18,4	44,9	1,0
+2,8	70	41,7	1,0

Диапазон температур наружного воздуха от $+2,8$ до $+10^\circ\text{C}$. Для $t_n = t_2 = 5^\circ\text{C}$ известно $\tau_1 = 70^\circ\text{C}$; $t_1 = t_{b.p} = 18^\circ\text{C}$; $W_n'' = 16,3 \text{ кДж}/(\text{с}\cdot^\circ\text{C})$; $W_b'' = 30,3 \text{ кДж}/(\text{с}\cdot^\circ\text{C})$.

Находим тепловую нагрузку при $t_n = 5^\circ\text{C}$

$$Q_b = Q_b'' \frac{t_{b.p} - t_n}{t_{b.p} - t_{n.b}} = 1000 \frac{18 - 5}{18 - 15} = 394 \text{ кДж}/(\text{с}\cdot^\circ\text{C}).$$

Находим коэффициенты α и β :

$$\alpha = (\tau_1 - t_2) / (t_1 - t_2) - 0,5 = (70 - 5) / (18 - 5) - 0,5 = 4,5;$$

$$\beta = 2,48.$$

Решаем уравнение

$$\alpha \frac{W_n}{W_b} - \beta \left(\frac{W_n}{W_b} \right)^{0,85} - 0,5 = 0;$$

$$4,5 \frac{W_n}{W_b} - 2,48 \left(\frac{W_n}{W_b} \right)^{0,85} - 0,5 = 0.$$

Таблица 4.4

$t_n, ^\circ\text{C}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$\tau_{в2}, ^\circ\text{C}$	G_n/G''_n
2,8	70	41,7	1,0
5	70	29,5	0,597
10	70	11,5	0,255

Уравнение удовлетворяется при $W_n/W_b=0,321$, откуда эквивалент расхода воды и температура воды в обратном трубопроводе $W_n=0,321 W_b=0,321 \cdot 30,3=9,73$ кДж/(с·°C)

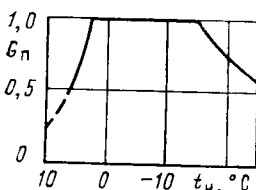
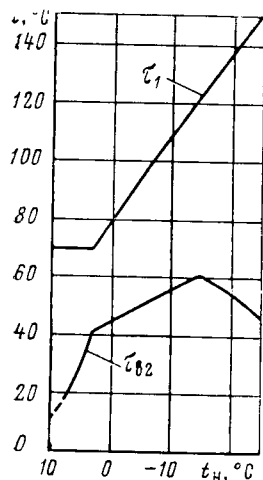


Рис. 4.2. К примеру 4.10

$$\tau_{в2} = \tau_1 - \frac{Q_b}{W_n} = 70 - \frac{394}{9,73} = 29,5 ^\circ\text{C}.$$

Относительный расход воды

$$\frac{G_n}{G''_n} = \frac{W_n}{W''_n} = \frac{9,73}{16,3} = 0,597.$$

Аналогично определяем $\tau_{в2}$ и G_n/G''_n при $t_n = +10 ^\circ\text{C}$, учитывая при этом, что $\tau_{в2} \geq t_{в.р.}$ Результаты расчета для всего диапазона температур сводим в табл. 4.4.

По приведенным в табл. 4.2—4.4 данным строим графики $\tau_{в2}=f(t_n)$ и $G_n=G_n/G''_n=f(t_n)$ (рис. 4.2).

Пример 4.11. Противоточный водоводяной подогреватель системы горячего водоснабжения в период максимального расхода местной воды имеет производительность $Q_r^M=1$ МДж/с=1000 кДж/с при температурах сетевой воды $\tau_1=70 ^\circ\text{C}$ и $\tau_{r2}=30 ^\circ\text{C}$. Температура местной входящей в подогреватель воды $t_x=5 ^\circ\text{C}$ и выходящей $t_r=60 ^\circ\text{C}$. Установки отопления и горячего водоснабжения включены по параллельной схеме.

Во сколько раз снизится производительность подогревателя и какова будет температура сетевой воды после него в случае одновременного снижения в 2 раза расходов местной и сетевой воды при неизменной температуре воды в подающем трубопроводе?

Решение. Эквиваленты расходов воды при максимальном режиме

$$W_n^M = Q_r^M / (\tau_1 - \tau_{r2}) = 1000 / (70 - 30) = 25 \text{ кДж/(с·°C)};$$

$$W_b^M = Q_r^M / (t_r - t_x) = 1000 / (60 - 5) = 18,2 \text{ кДж/(с·°C)} = W_m^M.$$

После снижения расходов воды в 2 раза их эквиваленты составят

$$W_{\Pi}=0,5W_{\Pi}^M=0,5\cdot 25=12,5 \text{ кДж/(с}\cdot^{\circ}\text{C)};$$

$$W_B=0,5W_B^M=0,5W_M^M=0,5\cdot 18,2=9,1 \text{ кДж/(с}\cdot^{\circ}\text{C)}.$$

Так как после снижения расходов воды отношение их эквивалентов остается неизменным, т. е.

$$W_B/W_{\Pi}=W_M/W_6=W_M^M/W_6^M,$$

то безразмерная удельная тепловая нагрузка также остается неизменной, т. е. $\varepsilon=\varepsilon^M$.

Производительность подогревателя в новых условиях составит

$$Q_R=\varepsilon W_M(\tau_1-t_x)=\varepsilon^M(0,5W_M^M)(\tau_1-t_x)=0,5Q_R^M=0,5\cdot 1000=500 \text{ кДж/с},$$

т. е. снизится в 2 раза.

Температура сетевой воды за подогревателем при новом режиме

$$\tau_{r2}=\tau_1-(Q_R/W_{\Pi})=70-\frac{500}{12,5}=30^{\circ}\text{C}.$$

Таким образом, при заданных условиях температура за подогревателем не изменилась.

Положение о пропорциональном снижении производительности подогревателя и постоянстве температуры сетевой воды за ним при неизменной температуре сетевой воды в подающем трубопроводе изложено в общем виде в учебнике Е. Я. Соколова [1].

Пример 4.12. Решить предыдущий пример для случая, когда расход местной воды снижается в 2 раза при неизменном расходе сетевой воды.

Решение. Из предыдущего примера известно: $Q_R^M=1000 \text{ кДж/с}$; $W_{\Pi}^M=W_{\Pi}=W_6=25 \text{ кДж/(с}\cdot^{\circ}\text{C)}$; $W_B^M=W_M^M=18,2 \text{ кДж/(с}\cdot^{\circ}\text{C)}$; $W_B=W_M=9,1 \text{ кДж/(с}\cdot^{\circ}\text{C)}$.

Температурный напор в подогревателе при максимальной нагрузке

$$\Delta t^M = \frac{(\tau_{r2}-t_x) - (\tau_1-t_r)}{\ln \frac{\tau_{r2}-t_x}{\tau_1-t_r}} = \frac{(30-5) - (70-60)}{\ln \frac{30-5}{70-60}} = 16,4^{\circ}\text{C}.$$

Параметр подогревателя

$$\Phi = \frac{kF}{\sqrt{W_{\Pi}^M W_B^M}} = \frac{Q_R^M}{\Delta t^M \sqrt{W_{\Pi}^M W_B^M}} = \frac{1000}{16,4 \sqrt{25 \cdot 18,2}} = 2,86.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка подогревателя при сниженном расходе местной воды, т. е. при $W_M/W_6=9,1/25=0,364$,

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{1}{0,35 \frac{W_M}{W_6} + 0,65 + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_M}{W_6}}} = \\ &= \frac{1}{0,35 \cdot 0,364 + 0,65 + \frac{1}{2,86} \sqrt{0,364}} = 1,01. \end{aligned}$$

Так как $\varepsilon \leq 1$, то принимаем $\varepsilon=1$.

Тепловая производительность подогревателя при новых условиях

$$Q_r = \varepsilon W_m (\tau_1 - t_x) = 1,9,1 (70 - 5) = 592 \text{ кДж/с.}$$

Температура сетевой и местной воды на выходе из подогревателя

$$\tau_{r2} = \tau_1 - \frac{Q_r}{W_{\Pi}} = 70 - \frac{592}{25} = 46,3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_r = t_x + \frac{Q_r}{W_B} = 5 + \frac{592}{9,1} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Пример 4.13. Определить относительный (по отношению к максимальному) расход сетевой воды $\bar{G}_r$ и температуру сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения, включенного по параллельной схеме, при температуре воды в подающем трубопроводе $\tau_1 = 150^{\circ}\text{C}$ и максимальной нагрузке подогревателя. Расчетные параметры подогревателя при $t_{\Pi, \text{н}}$ взять из примеров 4.11 и 4.12.

Решение. Из примеров 4.11 и 4.12 известно: $\tau_1''' = 70^{\circ}\text{C}$; $\tau_{r2}''' = 30^{\circ}\text{C}$; $t_x = 5^{\circ}\text{C}$; $t_r = 60^{\circ}\text{C}$; $\Phi = 2,86$.

Для расчета принимаем любую производительность подогревателя, например $Q_{rM} = 1 \text{ МДж/с} = 1000 \text{ кДж/с}$. В этом случае расчетные эквиваленты расхода воды составят:

$$W_{\Pi M} = 25 \text{ кДж/(с}\cdot^{\circ}\text{C)} \text{ и } W_{BM} = 18,2 \text{ кДж/(с}\cdot^{\circ}\text{C)}$$

(см. пример 4.11).

Задаемся при $\tau_1 = 150^{\circ}\text{C}$ температурой сетевой воды после подогревателя $\tau_{r2} = 10^{\circ}\text{C}$. Тогда

$$W_{\Pi} = Q_{rM} / (\tau_1 - \tau_{r2}) = 1000 / (150 - 10) = 7,14 \text{ кДж/(с}\cdot^{\circ}\text{C)} = W_M;$$

$$\frac{W_M}{W_0} = W_{\Pi} / W_{BM} = 7,14 / 18,2 = 0,392;$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{1}{0,35 \frac{W_M}{W_0} + 0,65 + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_M}{W_0}}} = \\ &= \frac{1}{0,35 \cdot 0,392 + 0,65 + \frac{1}{2,86} \sqrt{0,392}} = 1. \end{aligned}$$

Находим уточненное значение τ_{r2} из уравнения

$$W_{\Pi} (\tau_1 - \tau_{r2}) = \varepsilon W_{\Pi} (\tau_1 - t_x):$$

$$\tau_{r2} = \tau_1 - \varepsilon (\tau_1 - t_x) = 150 - 1 (150 - 5) = 5^{\circ}\text{C.}$$

Уточненное значение W_{Π} и W_{Π} / W_{Π}''' :

$$W_{\Pi} = Q / (\tau_1 - \tau_{r2}) = 1000 / (150 - 5) = 6,897 \text{ кДж/с.}$$

Принимаем последние значения τ_{r2} и W_{Π} за окончательные, поскольку последующие уточнения не изменяют полученных значений.

Искомый относительный расход $\bar{G}_r$ равен отношению эквивалентов расхода:

$$\bar{G}_r = G_n / G_n''' = W_n / W_n''' = 6,897 / 25 = 0,276.$$

При расчете по более точной формуле (4.8) значения искомых величин составят $\tau_{r2} = 10,8^\circ\text{C}$ и $G_n / G_n''' = 0,286$ (см. пример. 4.14).

Пример 4.14. Построить график температур воды после противоточных водо-водяных подогревателей горячего водоснабжения $\tau_{r2} = f(t_n)$ и график расхода сетевой воды для них $\bar{G}_r = G_n / G_n''' = f(t_n)$ при графике температур воды в подающем трубопроводе тепловой сети с $\tau_1' = 150^\circ\text{C}$ при $t_n' = -25^\circ\text{C}$, как в примере 4.4.

Подогреватели горячего водоснабжения включены по параллельной схеме. При минимальной температуре воды в подающем трубопроводе $\tau_1''' = 70^\circ\text{C}$ (при $t_n''' = +2,8^\circ\text{C}$) температура сетевой воды после подогревателей $\tau_{r2}''' = 30^\circ\text{C}$. Температура местной воды до подогревателей $t_x = 5^\circ\text{C}$, после подогревателей поддерживается постоянной $t_r = 60^\circ\text{C}$ путем изменения расхода сетевой воды автоматическим регулятором. Параметр подогревателей принять по данным примера 4.12.

График построить для максимальной тепловой нагрузки горячего водоснабжения при всех значениях t_n . Пример решить с использованием ЭВМ «Наири» и уравнений (4.8).

Решение. Параметр подогревателя принимаем $\Phi = 2,86$ (см. пример 4.12). В этом случае величины Φ , t_x и t_r являются постоянными.

Температуру сетевой воды в подающем трубопроводе τ_1 при $t_n \leq 2,8^\circ\text{C}$ определяем для отопительной нагрузки по формуле, приведенной в примере 4.3. Для решения поставленной задачи необходимо совместное решение следующей системы уравнений (алгоритм решения задачи):

$$\begin{aligned} \bar{Q}_0 &= (18 - t_n) / (18 - t_{n,0}); \\ \tau_1 &= 18 + 64,5 \bar{Q}_0^{0,8} + 67,5 \bar{Q}_0; \\ g &= G_n / G_n = (t_r - t_x) / (\tau_1 - \tau_{r2}) \text{ при } G_n = \text{const}; \\ z &= \Phi(g - 1) / \sqrt{g}; \\ \varepsilon &= (1 - e^z) / (1 - g e^z); \\ \tau_{r2} &= \tau_1 - (\tau_1 - t_x) \varepsilon; \\ \bar{G}_r &= G_n / G_n''' = (\tau_1''' - \tau_{r2}''') / (\tau_1 - \tau_{r2}). \end{aligned}$$

Составим перечень соответствия обозначений величин, принятых в литературе, и обозначений тех же величин в языке программирования:

Символы, принятые в литературе	Φ	t_x	t_r	τ_1'''	τ_{r2}'''	t_n	τ_1	τ_{r2}^n	τ_{r2}	
Символы автокода . .	l_1	l_3	l_4	l_5	l_6	t_0	t_1	t_4	t_5	
Символы, принятые в литературе . . .	$\overline{Q}_0$			g	z	ε	b	n	k	$\overline{G}_r$
Символы автокода . .	x			g	z	e	b	n	k	v

Определить τ_{r2} , а затем $\bar{G}_r$ и g можно путем последовательного приближения. Для этого можно задаться ориентировочно искомой $\tau_{r2}^n = 20^\circ\text{C}$ при всех значениях t_n , после чего можно организовать цикл расчета на ЭВМ методом итерации по алгоритму. При расчете задаемся также допустимой погрешностью расчета

$$n = |\delta| = \tau_{r2} - \tau_{r2}^n.$$

Расчет начинаем с температуры наружного воздуха $t_0 = -25^\circ\text{C}$. После определения τ_{r2} с заданной степенью точности $|\delta| = 0,05^\circ\text{C}$ присваиваем t_n новое значение на 5°C больше предыдущего и производим расчет τ_{r2} для новых условий.

Число произведенных итераций обозначим через k .

Программа расчета τ_{r2} на ЭВМ «Наири-2»:

ап

$$i = 7 \sqcup lt$$

$$1 \sqcup \text{допустим } l_1 = 2,86 \sqcup l_3 = 5 \quad l_4 = 60 \quad l_5 = 70 \sqcup l_6 = 30$$

$$2 \sqcup \text{допустим } t_0 = -25$$

$$3 \sqcup \text{вычислим } x = (18 - t_0)/43$$

$$4 \sqcup \text{вычислим } t_1 = 18 + 64,5 \sqcup \exp(0,8 \sqcup \ln x) + 67,5x$$

$$5 \sqcup \text{допустим } t_4 = 20 \sqcup k = 0$$

$$6 \sqcup \text{вычислим } g = (l_4 - l_3)/(t_1 - t_4)$$

$$7 \sqcup \text{вычислим } z = l_1(g - 1)/\sqcup \sqrt{g}$$

$$8 \sqcup \text{вычислим } e = (1 - \sqcup \exp z)/(1 - g \sqcup \exp z)$$

$$9 \sqcup \text{вычислим } t_5 = t_1 - (t_1 - l_3)e$$

$$10 \sqcup \text{вычислим } b = t_5 - t_4$$

$$11 \sqcup \text{допустим } n = |\delta|$$

$$12 \sqcup \text{вычислим } t_4 = t_5$$

$$13 \sqcup \text{вставим } k = k + 1$$

$$14 \sqcup \text{если } n - 0,05 \geq 0 \text{ идти к } 6$$

$$15 \sqcup \text{вычислим } v = (l_3 - l_6)/(t_1 - t_5)$$

$$16 \sqcup \text{печатаем с 1 знаком } t_0 \sqcup t_1 \sqcup t_5 \sqcup k$$

$$17 \sqcup \text{печатаем с 3 знаками } v \sqcup g$$

$$18 \sqcup \text{вычислим } t_0 = t_0 + 5$$

$$19 \sqcup \text{если } t_0 \leq 0 \text{ идти к } 3$$

$$20 \sqcup \text{кончаем}$$

$$t_0 = -25 \quad t_1 = 150,0 \quad t_5 = 10,8 \quad \kappa = 5$$

$$v = 0,286 \quad g = 0,143$$

$$t_0 = -20 \quad t_1 = 136,1 \quad t_5 = 12,4 \quad \kappa = 5$$

$$v = 0,322 \quad g = 0,161$$

$$t_0 = -15 \quad t_1 = 122,0 \quad t_5 = 14,5 \quad \kappa = 6$$

$$v = 0,372 \quad g = 0,186$$

$$t_0 = -10 \quad t_1 = 107,7 \quad t_5 = 17,4 \quad \kappa = 6$$

$$v = 0,443 \quad g = 0,221$$

$$t_0 = -5 \quad t_1 = 93,2 \quad t_5 = 21,3 \quad \kappa = 9 \quad v = 0,556 \quad g = 0,278$$

$$t_0 = 0 \quad t_1 = 78,4 \quad t_5 = 26,6 \quad \kappa = 30$$

$$v = 0,772 \quad g = 0,386$$

На основании полученных данных строим график температур и расхода сетевой воды (рис. 4.3).

Пример 4.15. Произвести расчет графиков температур и относительного расхода воды на горячее водоснабжение при смешанной схеме присоединения отопления и горячего водоснабжения. Сеть работает по графику качественного регулирования отопительной нагрузки. Расчет графика произвести для средней нагрузки горячего водоснабжения при $\rho_{ср} = Q_{гср}/Q_o' = 0,25$ при коэффициенте нагрузки горячего водоснабжения $\kappa = 1$. При расчете использовать ЭВМ «Наири-2». Константы: $t_v = t_{в.р} = 18^\circ\text{C}$; $t_{н.о} = -25^\circ\text{C}$; $\delta t_o' = 80^\circ\text{C}$; $t_x = 5^\circ\text{C}$; $t_r = 60^\circ\text{C}$; $\tau_1''' = 70^\circ\text{C}$; $\tau_{o2}''' = 41,7^\circ\text{C}$; параметры теплообменников верхней и нижней ступеней $\Phi_1 = 1,0$; $\Phi_2 = 2,86$.

Решение. Для решения поставленной задачи необходимо совместное решение следующей системы уравнений:

$$\bar{Q}_o = (t_{в.р} - t_n) / (t_{в.р} - t_{н.о}) = (18 - t_n) / 43;$$

$$\tau_1 = 18 + 64,5 \bar{Q}_o^{0,8} + 67,5 \bar{Q}_o \quad (\text{см. пример 4.13});$$

$$\tau_{o2} = \tau_1 - \delta \tau_o' \bar{Q}_o;$$

$$\tau_{r2} = 30^\circ\text{C} \quad \text{и} \quad t_{п} = \tau_{o2} - 5$$

(предварительно задаемся);

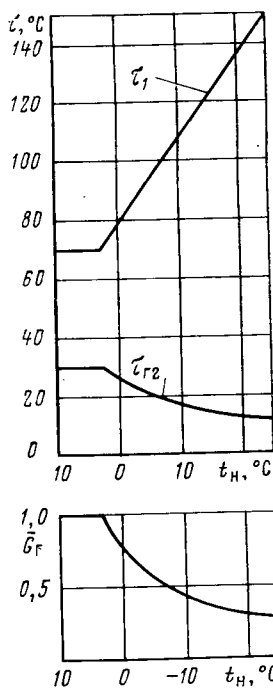


Рис. 4.3. К примеру 4.14

$$g_2 = G_{r2}/G_{r.m} = (t_r - t_{\Pi}^n) / (\tau_1 - \tau_{r2}^n);$$

$$g_1 = G_1/G_{r.m} = g_0 + g_2 = \frac{t_r - t_x}{\delta \tau_0 \rho_{cp} \kappa} + g_2;$$

$$z_1 = \Phi_1(g_1 - 1)/V_{g1}^-;$$

$$z_2 = \Phi_2(g_2 - 1)/V_{g2}^-;$$

$$\varepsilon_1 = (1 - e^{z_1}) / (1 - g_1 e^{z_1});$$

$$\varepsilon_2 = (1 - e^{z_2}) / (1 - g_2 e^{z_2});$$

$$\tau_c = (\tau_{02} g_0 + \tau_{r2} g_2) / g_1;$$

$$t_{\Pi} = t_x + (\tau_c - t_x) g_1 \varepsilon_1;$$

$$\tau_{r2} = \tau_1 - (\tau_1 - t_{\Pi}) \varepsilon_2.$$

Проверяем погрешность $\delta = \tau_{r2} - \tau_{r2}^n$. Допустимое значение погрешности принимаем $n = |\delta| \leq 0,05^\circ\text{C}$. Если $n > 0,05^\circ\text{C}$, то расчет вновь повторяем. После достижения требуемой точности в определении τ_{r2} вычисляем относительные расходы сетевой воды на горячее водоснабжение (по отношению к относительному расходу воды).

Ниже приведена таблица соответствия:

Символы, принятые

в литературе . . Φ_1 Φ_2 t_x t_r $\delta \tau_0'$ ρ_{cp} κ τ_1''' τ_{r2}''' t_{Π}

Символы автокода . . l_1 l_2 l_3 l_4 l_5 l_6 l_7 l_8 l_9 t_0

Символы, принятые

в литературе . . τ_1 τ_{02} τ_{r2}^n τ_{r2} τ_c τ_2 t_{Π}^n t_{Π} $\overline{Q}_0$ g_0

Символы автокода . . t_1 t_2 t_4 t_5 t_6 t_7 t_8 t_9 x g_0

Символы, принятые

в литературе . . g_1 g_2 z_1 z_2 ε_1 ε_2 $\overline{G}_r$ b n

Символы автокода . . $\overline{g}_1$ $\overline{g}_2$ z_1 z_2 e_1 e_2 v b n

ап

Программа

$$i = 9 \sqcup lt$$

$$j = 3 \sqcup g \sqcup e \sqcup z$$

$$1 \sqcup \text{допустим } l_1 = 1 \sqcup l_2 = 2,86 \sqcup l_3 = 5 \sqcup l_4 = 60 \sqcup l_5 = 80 \sqcup l_6 = \\ = 0,25 \sqcup l_7 = 1 \sqcup l_8 = 70 \sqcup l_9 = 41,7$$

$$2 \sqcup \text{допустим } t_0 = -25$$

$$3 \sqcup \text{вычислим } x = (18 - t_0) / 43$$

$$4 \sqcup \text{вычислим } t_1 = 18 + 64,5 \sqcup \exp(0,8 \sqcup \ln x) + 67,5 x$$

- 5 ☐ вычислим $t_2 = t_1 - 80 \times$
- 6 ☐ вычислим $t_4 = t_2 \square \square t_8 = t_2 - 5$
- 7 ☐ вычислим $g_2 = (l_4 - t_8) / (t_1 - t_4) \square \square g_0 = (l_4 - l_3) / l_5 l_6 l_7$
- 8 ☐ вычислим $g_1 = g_0 + g_2$
- 9 ☐ вычислим $z_1 = l_1(g_1 - 1) / \square \sqrt{g_1} \square \square z_2 = l_2(g_2 - 1) / \square \sqrt{g_2}$
- 10 ☐ вычислим $e_1 = (1 - \square \exp z_1) / (1 - g_1 \square \exp z_1) \square \square$
 $e_2 = (1 - \square \exp z_2) / (1 - g_2 \square \exp z_2)$
- 11 ☐ вычислим $t_6 = (t_2 c_0 + t_4 g_2) / g_1$
- 12 ☐ вычислим $t_9 = l_3 + (t_6 - l_3) g_1 e_1$
- 13 ☐ вычислим $t_5 = t_1 - (t_1 - t_9) e_2$
- 14 ☐ вычислим $b = t_5 - t_4$
- 15 ☐ допустим $n = |b|$
- 16 ☐ вычислим $t_4 = t_5$
- 17 ☐ если $n - 0,05 \geq 0$ идти к 7
- 18 ☐ вычислим $v = g_2 l_5 l_6 l_7 / (l_4 - l_3)$
- 19 ☐ печатаем с 3 знаками $t_0 \square t_1 \square t_2 \square t_5$
- 20 ☐ печатаем с 3 знаками $t_6 \square t_7 \square t_9 \square v$
- 21 ☐ вычислим $t_0 = t_0 + 5$
- 22 ☐ если $t_0 \leq 0$ идти к 3
- 23 ☐ кончаем

исполним 1

Пример 4.16. В закрытой тепловой сети с последовательным включением двухступенчатых подогревателей горячего водоснабжения применено центральное качественное регулирование по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

Определить температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети t_1 и t_2 при температуре наружного воздуха $t_{н,к} = +2,8^\circ\text{C}$, когда по расчетному температурному графику для отопления $\tau_{o1}''' = 70^\circ\text{C}$ и $\tau_{o2}''' = 41,7^\circ\text{C}$.

Отношение средней нагрузки горячего водоснабжения к максимальной нагрузке отопления по сети составляет $\rho_{ср} = Q_{гср} / Q_o' = 0,2$, а поправочный (балансовый) коэффициент к средней нагрузке горячего водоснабжения для компенсации небаланса теплоты на отопление, вызываемого неравномерностью суточного графика горячего водоснабжения, $\kappa^6 = Q_{г6} / Q_{гср} = 1,2$. Температуры местной воды до и после подогревателя горячего водоснабжения $t_x = 5^\circ\text{C}$ и $t_r = 60^\circ\text{C}$.

Определить также температуры сетевой воды t_1 и t_2 при температуре наружного воздуха $t_n = -25^\circ\text{C}$, когда по расчетному температурному графику для отопления $\tau_{o1} = 150^\circ\text{C}$ и $\tau_{o2} = 70^\circ\text{C}$.

Расчетный недогрев воды в нижней ступени принять $\tau_{o2}''' - t_n''' = 5^\circ\text{C}$.

Решение. Расчет проводим для отношения балансовой нагрузки горячего водоснабжения к максимальной нагрузке отопления $\rho_6 = \kappa_6 \rho_{cp} = 1,2 \cdot 0,2 = 0,24$. Расход сетевой воды при различных t_n принимаем постоянным и равным расходу воды на отопление. Температура местной воды после нижней ступени подогревателя

$$t_n''' = \tau_{o2}''' - 5 = 41,7 - 5 = 36,7^\circ\text{C}.$$

Суммарный перепад температур сетевой воды в нижней и верхней ступенях подогревателя горячего водоснабжения:

$$\delta = \frac{Q_{\Gamma}^6}{G_o' c} = \frac{Q_{\Gamma}^6 (\tau_{o1}' - \tau_{o2}')}{Q_o'} = \rho_6 (\tau_{o1}' - \tau_{o2}') = 0,24 (150 - 70) = 19,2^\circ\text{C}.$$

Перепад температуры сетевой воды в нижней и верхней ступенях при $t_{n,н} = +2,8^\circ\text{C}$:

$$\delta_n''' = \frac{\delta Q_n^6}{Q_{\Gamma}^6} = \frac{\delta (t_n''' - t_x)}{t_{\Gamma} - t_x} = \frac{19,2 (36,7 - 5)}{60 - 5} = 11,1^\circ\text{C};$$

$$\delta_b''' = \delta - \delta_n''' = 19,2 - 11,1 = 8,1^\circ\text{C}.$$

Температура воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_n = -25^\circ\text{C}$:

$$\tau_1' = \tau_{o1}' + \delta_b = 70 + 8,1 = 78,1^\circ\text{C};$$

$$\tau_2' = \tau_{o2}' - \delta_n' = 41,7 - 11,1 = 30,6^\circ\text{C}.$$

Поскольку производительность нижней ступени подогревателя $Q_n^6 = \varepsilon G_{\Gamma} c (\tau_{o2} - t_x)$ (здесь ε и G_{Γ} — постоянные величины), то перепады температуры сетевой воды в нижней и верхней ступенях при $t_{n,о} = -25^\circ\text{C}$

$$\delta_n' = \delta_n''' \frac{Q_n^6}{Q_n'''^6} = \delta_n''' \frac{\tau_{o2}' - t_x}{\tau_{o2}''' - t_x} = 11,1 \frac{(70 - 5)}{(41,7 - 5)} = 19,7^\circ\text{C}.$$

фактически $\delta_n' = 19,2^\circ\text{C}$.

Таким образом, при $t_{n,о} = -25^\circ\text{C}$ весь подогрев местной воды при Q_{Γ}^6 будет осуществлен в нижней ступени ($\delta_b' = 0$).

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_{n,о} = -25^\circ\text{C}$:

$$\tau_1 = \tau_{o1}' + \delta_b = 150 + 0 = 150^\circ\text{C};$$

$$\tau_2 = \tau_{o2}' - \delta_n' = 70 - 19,2 = 50,8^\circ\text{C}.$$

Пример 4.17. В открытой тепловой сети применено центральное количественное регулирование по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения, при котором расход воды в подающем трубопроводе поддерживается постоянным и равным расходу воды на отопление.

При расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t_{н.о} = -26^\circ\text{C}$ температуры воды по нормальному графику для отопления $\tau_{о1}' = 150^\circ\text{C}$, $\tau_3' = 95^\circ\text{C}$ и $\tau_{о2}' = 70^\circ\text{C}$.

Отношение среднего расхода теплоты на горячее водоснабжение к расчетному расходу теплоты на отопление $\rho_{г.ср} = Q_{г.ср} / Q_o = 0,273$. Поправочный (балансовый) коэффициент к средней нагрузке горячего водоснабжения для компенсации небаланса теплоты на отопление, вызываемого неравномерностью суточного графика горячего водоснабжения, $\kappa_6 = 1,1$. Температуры холодной водопроводной воды $t_x = 5^\circ\text{C}$ и воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, $t_r = 60^\circ\text{C}$.

Определить относительный расход воды на отопление и температуры воды в подающем и обратном трубопроводах τ_1 и τ_2 при температуре наружного воздуха $t_n = +7^\circ\text{C}$, если $t_{в.р} = 18^\circ\text{C}$.

Решение. Величины θ , $\tau_{пр}'$ и $\Delta t'$ при $t_{н.о} = -25^\circ\text{C}$: $\theta' = \tau_{о3}' - \tau_{о2}' = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$; $\tau_{пр} = 0,5(\tau_{о3}' + \tau_{о2}') = 0,5(95 + 70) = 82,5^\circ\text{C}$; $\Delta t' = \tau_{пр}' - t_{в.р} = 82,5 - 18 = 64,5^\circ\text{C}$.

Относительный расход теплоты на отопление при $t_n = +7^\circ\text{C}$:

$$\bar{Q}_o = \frac{t_{в} - t_n}{t_{в.р} - t_{н.о}} = \frac{18 - 7}{18 + 26} = 0,25.$$

Отношение балансового расхода теплоты на горячее водоснабжение к расчетному расходу теплоты на отопление

$$\rho_g^6 = \kappa_6 \rho_{г.ср} = 1,1 \cdot 0,273 = 0,3.$$

Относительный расход воды на отопление

$$\begin{aligned} \bar{G}_o &= \frac{1 - 0,5 \frac{\rho_g^6 \theta'}{t_r - t_x}}{1 + \frac{(t_r - t_{в.р})}{(t_r - t_x)} \frac{\rho_g^6}{\bar{Q}_o} - \frac{\Delta t'_0 \rho_g^6}{(t_r - t_x) \bar{Q}_o^{0,2}}} = \\ &= \frac{1 - \frac{0,5 \cdot 0,3 \cdot 25}{60 - 5}}{1 + \frac{(60 - 18) \cdot 0,3}{(60 - 5) 0,25} - \frac{64,5 \cdot 0,3}{(60 - 5) 0,25^{0,2}}} = 0,64. \end{aligned}$$

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_n = +7^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\tau_1 &= t_{\text{в.п}} + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} \left(\delta\tau' + \Delta t' \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o^{0,2}} - 0,5\theta' \right) = \\ &= 18 + \frac{0,25}{0,64} \left(80 + \frac{64,5 \cdot 0,64}{0,25^{0,2}} - 0,5 \cdot 25 \right) = 65,7^\circ\text{C};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\tau_2 &= t_{\text{в.п}} + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} \left(\Delta t' \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o^{0,2}} - 0,5\theta' \right) = \\ &= 18 + \frac{0,25}{0,64} \left(\frac{64,5 \cdot 0,64}{0,25^{0,2}} - 0,5 \cdot 25 \right) = 34,4^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Пример 4.18. В открытой тепловой сети применено качественно-количественное регулирование при постоянной разности напоров на коллекторах станции, т. е. $\alpha=1$.

Расчетные параметры отопительных систем тепловой сети при отсутствии водоразбора: $t_{\text{н.о}} = -25^\circ\text{C}$; $\tau_{\text{o1}}' = 150^\circ\text{C}$; $\tau_{\text{o2}}' = 70^\circ\text{C}$; $\delta\tau' = 80^\circ\text{C}$; $\theta' = 25^\circ\text{C}$; $\Delta t' = 64,5^\circ\text{C}$; $t_{\text{в.п}} = 18^\circ\text{C}$.

Типовое отношение нагрузок горячего водоснабжения и отопления $\rho_{\text{г.ср}} = Q_{\text{г.ср}}/Q_o' = 0,25$. Параметры воды, используемой для горячего водоснабжения, $t_x = 5^\circ\text{C}$ и $t_r = 60^\circ\text{C}$. Распределение относительных гидравлических сопротивлений в системе теплоснабжения (подающий трубопровод, элеватор, обратный трубопровод) $\bar{S}_\Pi = \bar{S}_o = 0,4$ и $\bar{S}_3 = 0,2$.

Определить относительный расход воды на отопление, а также температуры воды τ_1 и τ_2 при $t_{\text{н.о}} = -25^\circ\text{C}$ при наличии условно постоянной средней нагрузки горячего водоснабжения. Определить также относительные расходы воды на горячее водоснабжение G_r/G_o' , в подающем трубопроводе $\bar{G}_1 = G_1/G_o'$ и в обратном $\bar{G}_2 = G_2/G_o'$ (G_o' — расход сетевой воды на отопление при отсутствии водоразбора).

Решение. Определяем относительный расход воды на отопление при $\bar{Q}_o = 1$. Принимаем $t_r = \tau_2 = 70^\circ\text{C}$. Так как $\tau_2 > 60^\circ\text{C}$, весь расход воды на горячее водоснабжение осуществляется из обратного трубопровода.

Доля водоразбора из подающего трубопровода

$$\beta = t_r - \tau_2 / (\tau_1 - \tau_2) = 70 - 70 / (150 - 70) = 0.$$

Предварительное значение величины G_r/G_o :

$$G_r/G_o = \rho_{\text{г.ср}} \delta\tau_o' / (t_r - t_x) = 0,25 \cdot 80 / (70 - 5) = 0,308.$$

Отношение расходов воды

$$\begin{aligned}\bar{G}_o = \bar{W}_o &= \frac{\alpha}{\sqrt{\bar{S}_\Pi \left(1 + \beta \frac{G_r}{G_o} \right)^2 + \bar{S}_3 + \bar{S}_o \left[1 - (1 - \beta) \frac{G_r}{G_o} \right]^2}} = \\ &= \frac{1}{\sqrt{0,4(1 + 0)^2 + 0,2 + 0,4(1 - 0,308)^2}} = 1,12.\end{aligned}$$

Температуры сетевой воды τ_1 и τ_2 при условно-постоянной средней нагрузке горячего водоснабжения:

$$\begin{aligned}\tau_1 &= t_{в.р} + \Delta t_o' \bar{Q}_o^{0,8} + (\delta\tau_o - 0,5\theta') \bar{Q}_o / \bar{G}_o = \\ &= 18 + 64,5 \cdot 10^{0,8} + \frac{(80 - 0,5 \cdot 25) 1}{1,12} = 142,8 \text{ } ^\circ\text{C}; \\ \tau_2 &= t_{в.р} + \Delta t_o' \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5\theta' \bar{Q}_o / \bar{G}_o = \\ &= 18 + 64,5 \cdot 10^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot 1 / 1,12 = 71,3 \text{ } ^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Поскольку значение τ_2 близко к принятому ранее значению, дальнейший пересчет τ_2 не производим.

Отношение расходов воды на горячее водоснабжение и отопление

$$\bar{G}_r = \frac{G_r}{G_o'} = \frac{Q_r^{cp} (\tau_{o1}' - \tau_{o2}')}{Q_o' (t_r - t_x)} = \frac{0,25(150 - 70)}{71,3 - 5} = 0,301.$$

Относительные расходы воды в подающем и обратном трубопроводах

$$\begin{aligned}\bar{G}_1 &= \bar{G}_o = 1,12; \\ \bar{G}_2 &= \bar{G}_1 - \bar{G}_r = 1,12 - 0,301 = 0,819.\end{aligned}$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 4.19. Тепловая сеть работает по графику качественного регулирования для воздушного отопления. При расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.о} = -30 \text{ } ^\circ\text{C}$ температуры воды в подающем и обратном трубопроводах составляют $\tau_1' = 130 \text{ } ^\circ\text{C}$ и $\tau_{o2}' = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Определить температуры воды τ_1 и τ_{o2} при $t_n = -7 \text{ } ^\circ\text{C}$, если температура внутреннего воздуха поддерживается $t_{в.р} = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$.

О т в е т. $\tau_1 = 73 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\tau_{o2} = 43 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Задача 4.20. Решить предыдущую задачу для случая присоединения к тепловой сети только водяных систем отопления при условии, что температура внутреннего воздуха $t_{в.р} = 18 \text{ } ^\circ\text{C}$ и коэффициент смешения элеваторов на вводах $u = 1,4$.

Определить также температуру воды в подающем трубопроводе отопительной системы τ_{o3} при $t_n = -7 \text{ } ^\circ\text{C}$.

О т в е т. $\tau_1 = 76,6 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\tau_{o3} = 59,8 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\tau_{o2} = 47,8 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Задача 4.21. Открытая тепловая сеть с нагрузкой отопления и горячего водоснабжения в период низких температур наружного воздуха работает по графику качественного регулирования водяных систем отопления, а в период высоких температур наружного воздуха переходит на работу с постоянной температурой воды в подающем трубопроводе сети $\tau_1 = \tau_1''' = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$.

При расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t_{н.о} = -30 \text{ } ^\circ\text{C}$ и температуре внутреннего воздуха $t_{в.р} = 18 \text{ } ^\circ\text{C}$ температуры воды равны $\tau_1' = 130 \text{ } ^\circ\text{C}$ и $\tau_{o3}' = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$ и $\tau_{o2}' = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Определить температуру наружного воздуха $t_{н.и}$, при которой меняется метод регулирования отопительных систем, и соответствующие температуры τ_{02} и τ_{03} .

О т в е т: $t_{н.и} = +2,2^\circ\text{C}$; $\tau_{02}''' = 41,2^\circ\text{C}$; $\tau_{03}''' = 49,4^\circ\text{C}$.

Задача 4.22. Для условий задачи 4.21 определить относительный расход воды на отопление (по отношению к расчетному на отопление), а также температуры воды в подающем и обратном трубопроводах отопительных систем при температуре наружного воздуха $t_n = +10^\circ\text{C}$, если при постоянной температуре воды в подающем трубопроводе сети $t_1 = 60^\circ\text{C}$ будет применен метод количественного регулирования водяных систем отопления.

О т в е т. $\bar{G} = 0,284$; $\tau_{03} = 40,5^\circ\text{C}$; $\tau_{02} = 26,6^\circ\text{C}$.

Задача 4.23. Определить необходимую длительность работы отопительных систем в течение суток и средний относительный расход воды на отопление по тепловой сети при температуре наружного воздуха $t_n = +10^\circ\text{C}$, если регулирование отпуска теплоты на отопление при температурах наружного воздуха $t_n \geq +2,2^\circ\text{C}$ осуществляется местными пропусками при постоянной температуре воды в подающем трубопроводе и постоянном расходе сетевой воды каждой системы.

О т в е т. $n = 12,1$ ч/сут;

$$\bar{G}_{0\text{ср}} = G_{0\text{ср}}/G_0' = 0,506.$$

Задача 4.24. Решить пример 4.8 при условии, что поверхность нагрева отопительных приборов установлена на 10 % выше нормальной.

О т в е т. $\bar{G} = G'/G_n' = 0,92$.

Задача 4.25. Определить температуру воды после вентиляционных калориферов и относительный расход сетевой воды на вентиляцию при температуре наружного воздуха $t_n = -30^\circ\text{C}$, когда температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети поддерживается $t_1 = 130^\circ\text{C}$. При расчетной температуре наружного воздуха для вентиляции $t_{н.в} = -15^\circ\text{C}$ температура воды в подающем трубопроводе $t_1'' = 98,6^\circ\text{C}$ и температурный перепад в калориферах $\tau_1'' - \tau_{в2} = 40^\circ\text{C}$.

При температурах наружного воздуха ниже $t_{н.в}$ постоянный расход теплоты на вентиляцию поддерживается путем изменения расхода сетевой воды. Расход воздуха через калориферы, а также температура воздуха перед калориферами поддерживаются постоянными за счет рециркуляции $t_1 = t_{н.в} = -15^\circ\text{C}$. Температура внутреннего воздуха $t_{в.п} = 18^\circ\text{C}$.

О т в е т. $\tau_{в2} = 45,2^\circ\text{C}$; $\bar{G} = 0,472$.

Задача 4.26. Для вентиляционных установок с расчетными параметрами, приведенными в задаче 4.25, определить температуру воды после калориферов при температуре наружного воздуха $t_{н.и} = -2,1^\circ\text{C}$ (точка «излома» температурного графика), если в диапазоне температур наружного воздуха от $t_{н.в} = -15^\circ\text{C}$ до $t_n = t_{н.и} = -2,1^\circ\text{C}$ применено

качественное регулирование. При температуре наружного воздуха $t_{н.и} = -2,1^\circ\text{C}$ температура воды в подающем трубопроводе $t_1 = 70^\circ\text{C}$.

Ответ. $\tau_{в2}''' = 45,6^\circ\text{C}$.

Задача 4.27. Для вентиляционных установок с расчетными параметрами, приведенными в задачах 4.25 и 4.26, определить температуру воды после вентиляционных калориферов и относительный расход воды при температуре наружного воздуха $t_{н.и} = +5^\circ\text{C}$. В диапазоне температур наружного воздуха от $t_{н.и} = -2,1^\circ\text{C}$ до $t_{н.и} = +5^\circ\text{C}$ температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети поддерживается постоянной и равной $\tau_1 = \tau_1''' = 70^\circ\text{C}$, а регулирование отпуска теплоты на вентиляцию осуществляется путем изменения количества сетевой воды при постоянном расходе наружного воздуха через калориферы.

Температуру воды после калориферов $\tau_{в2}'''$ при $t_{н.и} = -2,1^\circ\text{C}$ принять по данным задачи 4.26.

Ответ. $\tau_{в2} = 27,5^\circ\text{C}$; $\bar{G} = 0,371$.

Задача 4.28. Подогреватели горячего водоснабжения, присоединенные к двухтрубной тепловой сети по параллельной схеме, рассчитаны на максимальную тепловую нагрузку при температуре воды в подающем трубопроводе тепловой сети $\tau_1''' = 70^\circ\text{C}$ и температуре воды за подогревателями $\tau_{г2}''' = 30^\circ\text{C}$.

Определить температуру сетевой воды после подогревателей $\tau_{г2}$ и относительный расход сетевой воды через них $\bar{G}^м$ при температуре воды в подающем трубопроводе $\tau_1' = 130^\circ\text{C}$ и максимальной нагрузке горячего водоснабжения. Температура водопроводной воды до подогревателя $t_x = 5^\circ\text{C}$, а после подогревателя температура местной воды поддерживается постоянной и равной $t_r = 60^\circ\text{C}$ автоматически путем изменения расхода сетевой воды. Определить также относительный расход сетевой воды при средней нагрузке горячего водоснабжения, если коэффициент часовой неравномерности нагрузки горячего водоснабжения $\kappa_q = 2$.

При расчете принять, что относительный коэффициент теплопередачи подогревателя и относительные расходы воды (сетевой и местной) связаны зависимостью $\bar{k} = \sqrt{\bar{G}_r \bar{G}_{г.м}}$.

Ответ. $\tau_{г2} = 12,7^\circ\text{C}$; $\bar{G}^м = G^м / (G^м)''' = 0,34$; $G^{ср} / (G^м)''' = 0,17$.

Задача 4.29. Решить пример 4.18 для температуры наружного воздуха $t_{н.и} = +6^\circ\text{C}$.

Ответ. $\bar{G}_1 = 1,196$; $\bar{G}_0 = 0,862$; $\bar{G}_2 = 0,832$; $\tau_1 = 62,1^\circ\text{C}$; $\tau_2 = 36,8^\circ\text{C}$.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Падение давления в горизонтальном трубопроводе, Па,

$$\delta p = \delta p_{\text{л}} + \delta p_{\text{м}} = R_{\text{л}}(l + l_3) = R_{\text{л}}l(1 + \alpha), \quad (5.1)$$

где $\delta p_{\text{л}} = R_{\text{л}}l$ — линейное падение давления, Па; $\delta p_{\text{м}}$ — падение давления в местных сопротивлениях, Па; $R_{\text{л}}$ — удельное линейное падение давления, Па/м; l — длина трубопровода, м; l_3 — эквивалентная длина местных сопротивлений, м; α — коэффициент местных потерь давления.

Удельное линейное падение давления, Па/м,

$$R_{\text{л}} = \frac{\lambda \omega^2 \rho}{2l} = \frac{0,8125 \lambda G^2}{d^5 \rho}. \quad (5.2)$$

Предельное число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{пр}} = 568 \frac{d}{k_3}. \quad (5.3)$$

При $2300 < \text{Re} < \text{Re}_{\text{пр}}$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (5.4)$$

При $\text{Re} \geq \text{Re}_{\text{пр}}$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d} \right)^{0,25}. \quad (5.5)$$

В последнем случае

$$R_{\text{л}} = \frac{A_{\text{R}} G^2}{d^{5,25} \rho}. \quad (5.6)$$

Здесь d — внутренний диаметр трубопровода, м; λ — коэффициент гидравлического трения; ω — скорость теплоносителя, м/с; G — массовый расход теплоносителя, кг/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; g — ускорение свободно падающего тела, 9,81 м/с²; k_3 — абсолютная эквивалентная шероховатость трубопровода, м; A_{R} — постоянный коэффициент для заданного значения k_3 .

Падение давления в местных сопротивлениях, Па,

$$\delta p_{\text{м}} = \Sigma \xi \frac{\omega^2 \rho}{2} = 0,8125 \Sigma \xi \frac{G^2}{d^4 \rho}, \quad (5.7)$$

где $\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Эквивалентная длина местных сопротивлений, м,

$$l_3 = \frac{\Sigma \xi d}{\lambda}. \quad (5.8)$$

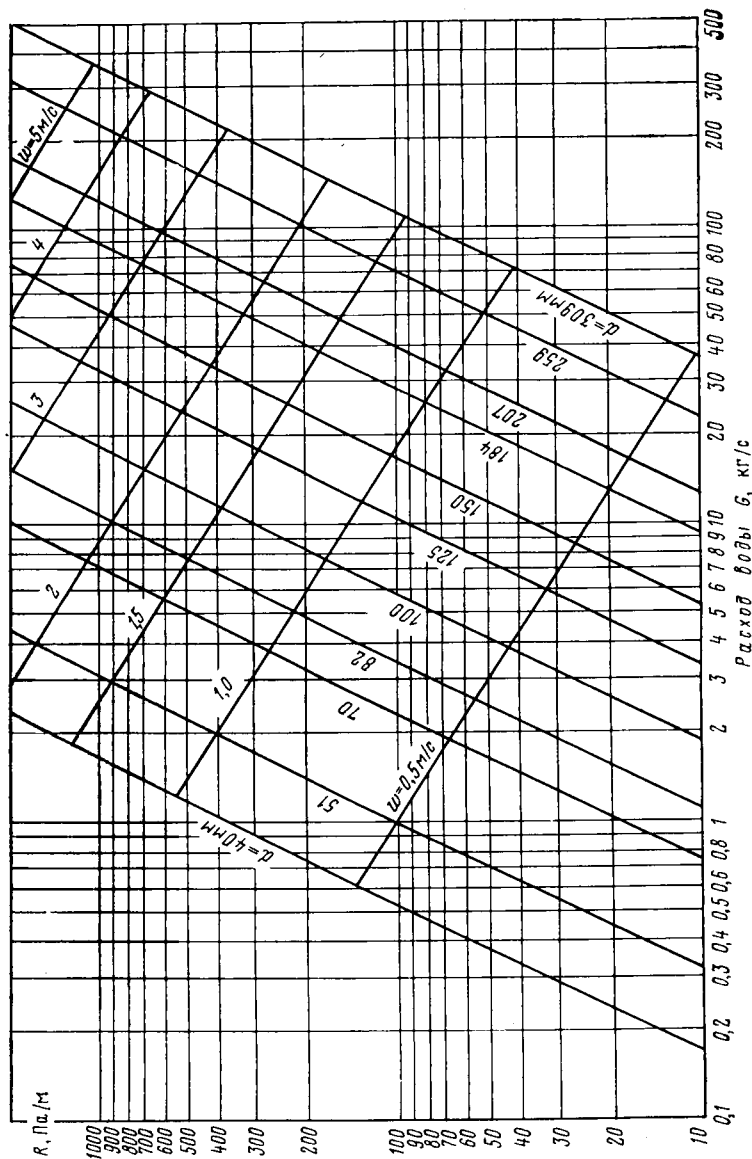


Рис. 5.1. Номограмма для гидравлического расчета конденсаторов ($k_s = 1$ мм, $\rho = 975$ кг/м³)

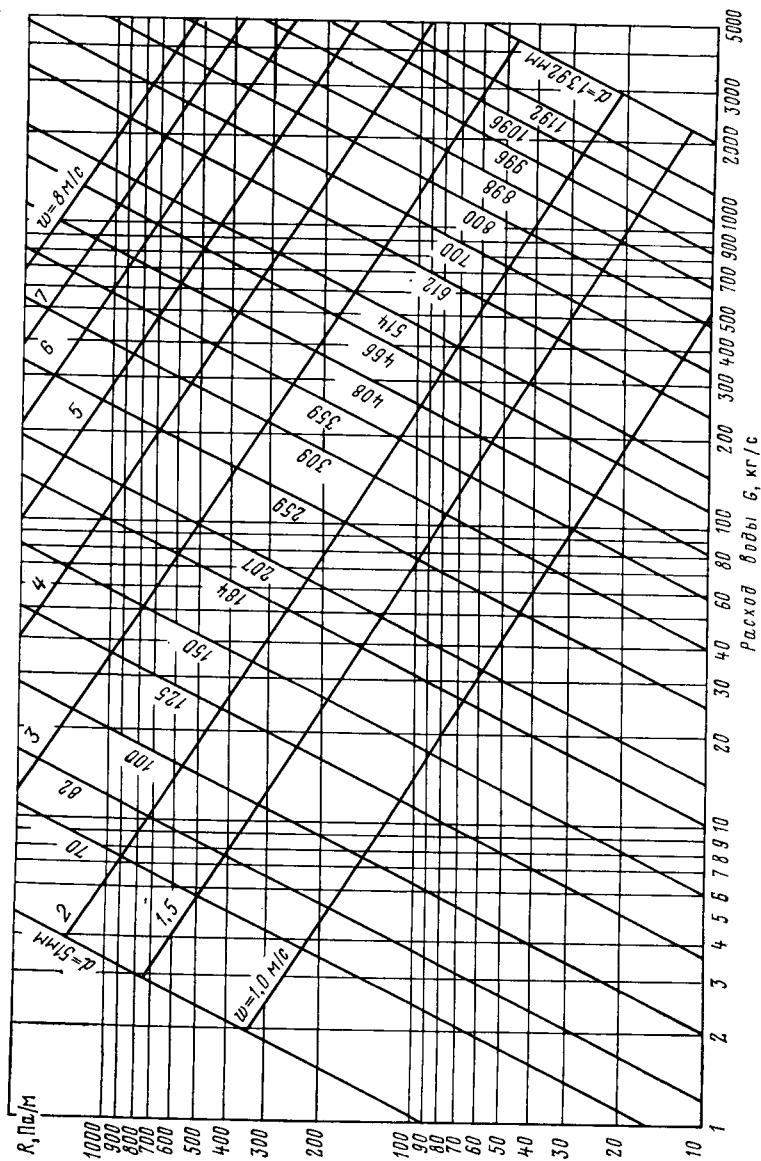


Рис. 5.2. Номограмма для гидравлического расчета водоводов ($k_3=0,5$ мм, $\rho=975$ кг/м³)

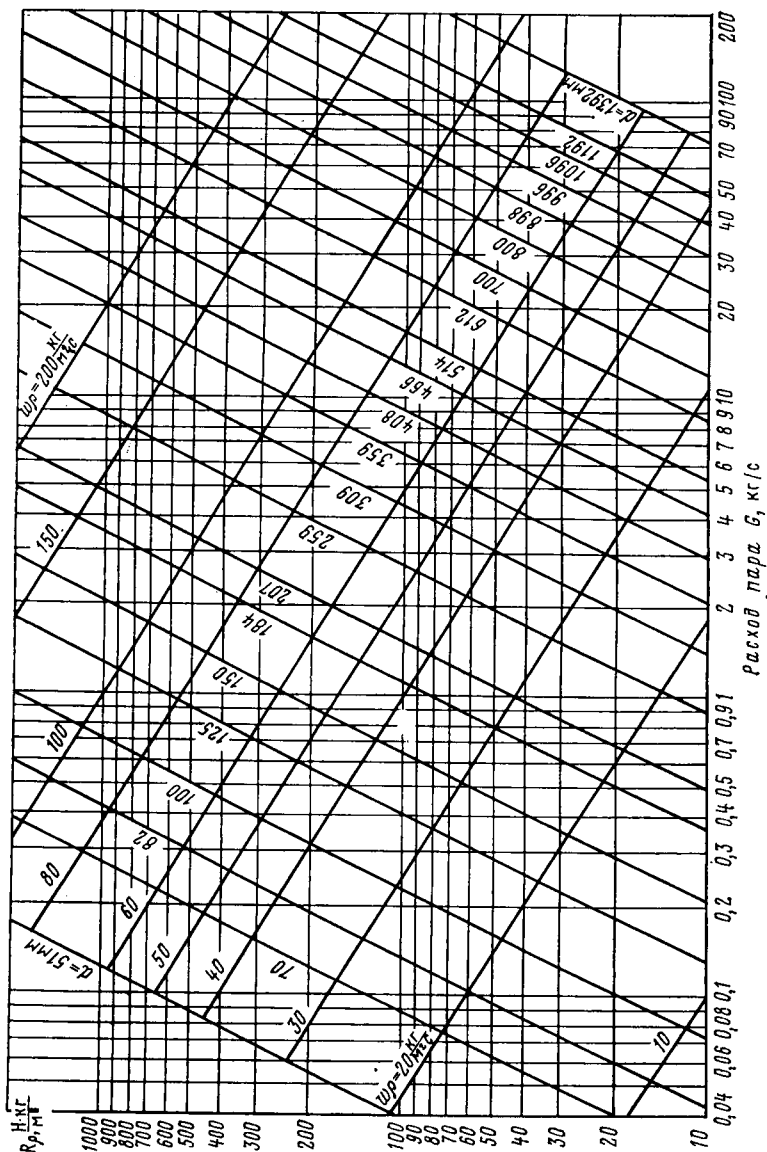


Рис. 5.3. Номограмма для гидравлического расчета паропроводов ($k_a = 0,2$ мм)

По формуле (5.6) построены номограммы для гидравлического расчета конденсаторопроводов при $k_a=1$ мм (рис. 5.1), водоводов при $k_a=0,5$ мм (рис. 5.2) и паропроводов при $k_a=0,2$ мм (рис. 5.3).

ПРИМЕРЫ

Пример 5.1. Определить предельную скорость воды в трубопроводах, выше которой линейное падение давления практически подчиняется квадратичному закону. При расчете принять температуру воды 75°C и эквивалентную шероховатость трубопровода $k_a=0,5$ мм.

Решение. Линейное падение давления в трубопроводах практически подчиняется квадратичному закону, когда число Рейнольдса достигает предельного значения, определяемого следующим выражением:

$$\text{Re}_{\text{пр}} = 568 \frac{d}{k_a}.$$

Кинематическая вязкость воды при $t=75^\circ\text{C}$ (по приложению 4) $\nu=0,391 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Предельная скорость воды в трубопроводах

$$w_{\text{пр}} = 568 \frac{\nu}{k_a} = \frac{568 \cdot 0,391 \cdot 10^{-6}}{0,0005} = 0,444 \text{ м/с}.$$

Пример 5.2. Определить удельное линейное падение давления для воды с температурой $t=75^\circ\text{C}$, проходящей по трубопроводу $d=100$ мм со скоростью $w=0,2$ м/с. Эквивалентная шероховатость трубопровода $k_a=0,5$ мм.

Решение. Кинематическая вязкость и плотность воды (по приложению 4) $\nu=0,391 \cdot 10^{-6}$ м²/с и $\rho=975$ кг/м³. Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu} = \frac{0,2 \cdot 0,1}{0,391 \cdot 10^{-6}} = 51\,100.$$

Предельное число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{пр}} = 568 \frac{d}{k_a} = \frac{568 \cdot 0,1}{0,0005} = 113\,500.$$

Поскольку $2300 < \text{Re} < \text{Re}_{\text{пр}}$, то коэффициент гидравлического трения определяем по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_a}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0005}{0,1} + \frac{68}{51\,100} \right)^{0,25} = 0,031.$$

Удельное линейное падение давления

$$R_{\text{л}} = \frac{\lambda w^2 \rho}{2d} = \frac{0,031 \cdot 0,2^2 \cdot 975}{2 \cdot 0,1} = 6,04 \text{ Па/м}.$$

Если при расчете в формуле (5.4) не учитывать второго члена, т. е. воспользоваться формулой (5.5), то значение коэффициента гид-

равлического трения составит $\lambda=0,0293$ и соответственно $R_{\lambda}=5,71$ Па/м. Таким образом, в этом случае погрешность расчета составит примерно 6 %.

Пример 5.3. Решить предыдущий пример, если скорость воды будет $w=2$ м/с.

Решение. Число Рейнольдса

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,1}{0,391 \cdot 10^{-6}} = 511\,000.$$

Предельное число Рейнольдса $Re_{пр}=113\,500$ (см. пример 5.2). Поскольку $Re > Re_{пр}$, коэффициент гидравлического трения определяем по формуле Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0005}{0,1} \right)^{0,25} = 0,0293.$$

Удельное линейное падение давления

$$R_{\lambda} = \frac{\lambda w^2 \rho}{2d} = \frac{0,0293 \cdot 2^2 \cdot 975}{2 \cdot 0,1} = 569 \text{ Па/м}.$$

Пример 5.4. По трубопроводу с внутренним диаметром $d=514$ мм и длиной $l=1000$ м подается вода в количестве $V=0,35$ м³/с = 1260 м³/ч с температурой 75 °С и избыточным давлением в начальной точке $p_1=0,8$ МПа. Отметка оси трубопровода в его конечной точке на 8 м выше отметки начальной точки. Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi=10$.

Определить полный напор (сумма геометрического, пьезометрического и динамического напоров) и сумму геометрического и пьезометрического напоров в начальной и конечной точках трубопровода, а также давление в конечной точке. При расчете эквивалентную шероховатость принять $k_0=0,5$ мм.

Решение. Скорость воды

$$w = \frac{4V}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,35}{3,14 \cdot 0,514^2} = 1,69 \text{ м/с}.$$

Поскольку $w > w_{пр}$, коэффициент гидравлического трения определяем по формуле Б. Л. Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0005}{0,514} \right)^{0,25} = 0,0194.$$

Эквивалентная длина местных сопротивлений и приведенная длина

$$l_3 = \frac{\Sigma \xi d}{\lambda} = \frac{10 \cdot 0,514}{0,0194} = 265 \text{ м}.$$

$$l_{\pi} = l + l_3 = 1000 + 265 = 1265 \text{ м}.$$

Удельное линейное падение давления при $\rho=975$ кг/м³ (для $t=75$ °С)

$$R_{\lambda} = \frac{\lambda w^2 \rho}{2d} = \frac{0,0194 \cdot 1,69^2 \cdot 975}{2 \cdot 0,514} = 52,6 \text{ Па/м}.$$

Потери напора при $g\rho=9,81\cdot 975=9570$ Н/м³

$$\delta H = \frac{R_{\text{л}} l_{\text{п}}}{\rho g} = \frac{52,6 \cdot 1265}{9570} = 6,96 \text{ м}^*.$$

Отметку начальной точки трубопровода принимаем равной нулю ($z=0$). Полный напор в начале и конце трубопровода

$$H_1 = p/\rho g + z_1 + w_1^2/2g = \frac{800\,000}{9570} + 0 + \frac{1,69^2}{2 \cdot 9,81} = 83,6 + 0 + 0,15 = 83,75 \text{ м};$$

$$H_2 = H_1 - \delta H = 83,75 - 6,96 = 76,79 \text{ м}.$$

Давление в конце трубопровода при $w=w_1=w_2$ $p_2=p_1 - \delta H \rho g - (z_2 - z_1) \rho g = 800\,000 - 6,96 \cdot 9570 - (8 - 0) 9570 = 0,657 \cdot 10^6$ Па = 0,657 МПа.

Сумма геометрического и пьезометрического напоров в начале и конце трубопровода:

$$p_1/\rho g + z_1 = \frac{800\,000}{9570} + 0 = 83,6 \text{ м};$$

$$p_2/\rho g + z_2 = \frac{657\,000}{9570} + 8 = 76,65 \text{ м}.$$

Как видно из приведенного примера, скоростной напор играет незначительную роль и при расчете им обычно пренебрегают.

Пример 5.5. Определить давление в конце трубопровода с внутренним диаметром $d=0,259$ м, по которому пропускается пар в количестве $G=2,78$ кг/с = 10 т/ч с начальными параметрами $p_1=0,6$ МПа (абс.) и $t_1=220$ °С ($\rho_1=2,66$ кг/м³).

Эквивалентная шероховатость трубопровода $k_s=0,2$ мм.

Удельные тепловые потери с учетом местных потерь $q=160$ Вт/м.

Остальные данные по трубопроводу взять из примера 5.4.

Решение. Из примера 5.4: $l=1000$ м, $\Sigma \xi=10$.

Величина $R_{\text{л}\rho}$ (по номограмме, рис. 5.3):

$$R_{\text{л}\rho}=99 \text{ Па} \cdot \text{кг/м}^4.$$

Удельное падение давления пара в начале трубопровода

$$R_{\text{л}} = \frac{R_{\text{л}\rho}}{\rho} = \frac{99}{2,66} = 37,2 \text{ Па/м}.$$

Приближенное значение падения давления в паропроводе при $l_{\text{п}}=l+l_s=1000+112 \cdot 1,26=1141$ м (см. пример 5.4 и приложение 5)

$$\delta p = R_{\text{л}} l_{\text{п}} = 37,2 \cdot 1141 = 42\,400 \text{ Па}.$$

* В данном примере и далее напор и потери напора выражаются в метрах столба теплоносителя.

Приближенное значение абсолютного давления в конце паропровода при горизонтальной его прокладке

$$p_2 = p_1 - \delta p = 600\,000 - 42\,400 = 557\,600 \text{ Па.}$$

Тепловые потери паропровода

$$Q = ql = 160 \cdot 1000 = 160\,000 \text{ Вт.}$$

Падение температуры пара при движении его в паропровode и конечная температура пара при средней теплоемкости $c = 2156 \text{ Дж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$

$$\delta\tau = \frac{Q}{Gc} = \frac{160\,000}{2,78 \cdot 2156} = 27^\circ\text{C.}$$

Для пара $p_2 = 0,5576 \text{ МПа}$ и $\tau_2 = 220 - 27 = 193^\circ\text{C}$, $\rho_2 = 2,62 \text{ кг/м}^3$.

Средняя плотность пара

$$\rho = (\rho_1 + \rho_2) / 2 = (2,66 + 2,62) / 3 = 2,64 \text{ кг/м}^3.$$

Среднее значение удельного линейного падения давления

$$R_{\text{л}} = 99 / 2,64 = 37,5 \text{ Па/м.}$$

Уточненное значение падения давления и конечного давления

$$\delta p = R_{\text{л}} l_{\text{п}} = 37,5 \cdot 1141 = 42\,800 \text{ Па и } p_2 = 600\,000 - 42\,800 = 557\,200 \text{ Па.}$$

Конечное давление пара, если пренебречь изменением скорости пара, но учесть изменение отметок оси паропровода:

$$p_2 = p_1 - \delta p - (z_2 - z_1) / g \rho = 600\,000 - 42\,800 - 8 \cdot 9,81 \cdot 2,64 = 557\,000 \text{ Па} = 0,557 \text{ МПа.}$$

Из приведенного примера видно, что для паропроводов значение $(z_2 - z_1) / g \rho$ ничтожно мало по сравнению с p и δp , поэтому при расчете паропроводов им пренебрегают.

Пример 5.6. Определить давление в конце паропровода, указанного в примере 5.5, если по нему будет пропускаться пар в количестве $G = 5,56 \text{ кг/с} = 20 \text{ т/ч}$.

Потери теплоты паропроводом $Q = 160\,000 \text{ Вт}$ (см. пример 5.5). Задачу решить, пользуясь точной формулой, учитывающей изменение плотности по длине трубопровода, и формулой при неизменной плотности пара, принимая его по состоянию в начале паропровода.

Решение. Параметры пара в начале паропровода:

$$p_1 = 0,6 \text{ МПа; } \rho_1 = 2,66 \text{ кг/м}^3; T_1 = 273 + 220 = 493 \text{ К.}$$

Падение температуры пара

$$\delta\tau = Q / Gc = 160\,000 / (5,56 \cdot 2156) = 14^\circ\text{C.}$$

Конечная и средняя температуры пара при $\tau_2 = 220 - 14 = 206^\circ\text{C}$:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} = \frac{220 + 206}{2} = 213^\circ\text{C;}$$

$$T_{\text{ср}} = 273 + 213 = 486 \text{ К.}$$

Величина $R_1\rho_1$ (по номограмме, рис. 5.3):

$$R_1\rho_1=396 \text{ Па} \cdot \text{кг/м}^4.$$

Удельное линейное падение давления пара в начале паропровода

$$R_1=R_1\rho_1/\rho_1=396/2,66=149 \text{ Па/м}.$$

Конечное давление по точной формуле

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - \frac{2R_1 T_{\text{ср}} l_{\text{п}}}{p_1 T_1}} =$$

$$= 600\,000 \sqrt{1 - \frac{2 \cdot 149 \cdot 486 \cdot 1141}{600\,000 \cdot 493}} = 398\,600 \text{ Па} = 0,3986 \text{ МПа}.$$

Конечное давление по приближенной формуле

$$p_2 = p_1 - R_1 l_{\text{п}} = 600\,000 - 149 \cdot 1141 = 430\,000 \text{ Па} = 0,43 \text{ МПа}.$$

Таким образом, в рассматриваемом примере падение давления пара, подсчитанное по приближенной формуле и начальным параметрам пара, занижено примерно на 17 % по сравнению с падением давления, подсчитанным по точной формуле.

Пример 5.7. Определить, во сколько раз при одинаковом расходе воды возрастет падение давления в трубопроводе диаметром $d=359$ мм и длиной $l=2000$ м, если условная высота выступов шероховатости за время длительной эксплуатации увеличится с $k_1=0,2$ мм до $k_2=2$ мм. Сумма коэффициентов местных сопротивлений трубопровода составляет $\Sigma \xi=10$.

Решение. Коэффициенты гидравлического трения при k_1 и k_2 :

$$\lambda_1 = (k_1/d)^{0,25} = 0,11 (0,0002/0,359)^{0,25} = 0,0169;$$

$$\lambda_2 = (k_2/d)^{0,25} = 0,11 (0,002/0,359)^{0,25} = 0,030.$$

Падения давления при k_1 и k_2 , Па:

$$\delta p_1 = \frac{\lambda_1 \omega^2 (l + l_{\Sigma 1}) \rho}{2d}; \quad \delta p_2 = \frac{\lambda_2 \omega^2 (l + l_{\Sigma 2}) \rho}{2d}.$$

Отношение падений давления

$$\frac{\delta p_2}{\delta p_1} = \frac{\lambda_2 (l + l_{\Sigma 2})}{\lambda_1 (l + l_{\Sigma 1})} = \frac{\lambda_2 \left(l + \frac{\Sigma \xi d}{\lambda_2} \right)}{\lambda_1 \left(l + \frac{\Sigma \xi d}{\lambda_1} \right)} = \frac{\lambda_2 l + \Sigma \xi d}{\lambda_1 l + \Sigma \xi d} =$$

$$= \frac{0,03 \cdot 2000 + 10 \cdot 0,359}{0,0169 \cdot 2000 + 10 \cdot 0,359} = 1,7.$$

Пример 5.8. Определить пропускную способность конденсатопровода диаметром $d=150$ мм и длиной $l=1000$ м, по которому конденсат подается в конденсатный бак, находящийся на отметке $z_2=18$ м. Конденсатный насос, установленный на отметке $z_1=0$, создает напор $H=30$ м. Конденсатопровод имеет следующее количество местных сопротивлений: задвижек 4 шт., обратных клапанов поворотных 1 шт., водометов 1 шт., гнутых колен 6 шт. с $r=3d$, П-образных компенсаторов 12 шт. с $r=3d$. При расчете эквивалентную шероховатость принять $k_s=1$ мм.

Решение. Эквивалентная длина местных сопротивлений (приложение 5 с учетом поправочного множителя для $k_s=1$ мм)

$$l_3 = (2,11 \cdot 4 + 9,7 + 8,58 + 2,28 \cdot 6 + 10,8 \cdot 12) 0,84 = 143 \text{ м.}$$

Приведенная длина

$$l_{\Sigma} = l + l_3 = 1000 + 143 = 1143 \text{ м.}$$

Потеря напора

$$\delta H = H_1 - (z_2 - z_1) = 30 - (18 - 0) = 12 \text{ м.}$$

Удельное линейное падение давления при $g\rho=9,81 \cdot 975=9570 \text{ Н/м}^3$

$$R_{\Sigma} = \frac{\delta H \rho g}{l_{\Sigma}} = \frac{12 \cdot 9570}{1143} = 100 \text{ Па/м.}$$

Пропускная способность конденсатопровода по номограмме (рис. 5.1) с учетом поправочного множителя для $k_s=1$ мм или по формуле

$$G = A_G \cdot d^{2,625} R_{\Sigma}^{0,5} = 246 \cdot 0,152^{2,625} \cdot 100^{0,5} = 16,9 \text{ кг/с} = 60,9 \text{ т/ч.}$$

Пример 5.9. По паропроводу диаметром $d/d_H=207/219$ мм и длиной $l=1200$ м, проложенному в непроходном канале, передается со станции сухой насыщенный пар с начальным абсолютным давлением $p_1=0,6$ МПа. Конечное абсолютное давление пара у потребителя поддерживается постоянным и равным $p_2=0,5$ МПа путем регулирования нагрузки.

Определить расход пара (без образовавшегося конденсата) при нормальном режиме.

Определить также расход пара при аварийном режиме, когда конечный участок паропровода длиной 20 м вследствие аварии находящегося рядом водопровода начал омываться водой со средней температурой $t=15^\circ\text{C}$. При аварийном режиме для поддержания нормальной величины конечного давления потребитель вынужден был вести у себя регулирование путем отключения части нагрузки.

Паропровод имеет следующее количество местных сопротивлений: задвижек — 2 шт., гнутых колен с $r=3d$ — 6 шт., П-образных компенсаторов с $r=3d$ — 16 шт. Нормальные удельные линейные тепловые потери паропровода $q=135$ Вт/м, а местные тепловые потери составляют 25 % линейных. При расчете принять, что на аварийном участке

изоляция полностью разрушена и коэффициент теплопередачи голого трубопровода, омываемого водой, $k=1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Решение. Нормальный режим. Нормальные полные тепловые потери

$$Q_{\text{т.п}}' = 1,25ql = 1,25 \cdot 135 \cdot 1200 = 203\,000 \text{ Вт.}$$

Нормальное количество конденсирующегося пара при средней величине скрытой теплоты парообразования $r=2100 \text{ кДж/кг}$

$$G_{\text{к}} = Q_{\text{т.п}}'/r = \frac{203\,000}{2100 \cdot 10^3} = 0,097 \text{ кг/с.}$$

Эквивалентная и приведенная длины (при $k_a=0,2 \text{ мм}$ по приложению 5)

$$l_a = (2,9 \cdot 2 + 3,4 \cdot 6 + 16,1 \cdot 16) 1,26 = 358 \text{ м;}$$

$$l_{\text{п}} = l + l_a = 1200 + 358 = 1558 \text{ м.}$$

Линейное удельное падение давления

$$R_{\text{л}} = \frac{p_1 - p_2}{l_{\text{п}}} = \frac{(0,6 - 0,5) 10^6}{1558} = 64,2 \text{ Па/м.}$$

Средняя плотность пара ($p_{\text{ср}}=0,55 \text{ МПа}$) $\rho_{\text{ср}}=2,87 \text{ кг/м}^3$. Средний расход пара в паропроводе при нормальном режиме и расход пара у потребителя:

$$G_{\text{ср}} = A_G d^{2,625} (R_{\text{л}} \rho_{\text{ср}})^{0,5} = 9,65 \cdot 0,207^{2,625} (64,2 \cdot 2,87)^{0,5} = 2,08 \text{ кг/с} = 7,52 \text{ т/ч;}$$

$$G_2 = G_{\text{ср}} - 0,5 G_{\text{к}} = 2,08 - 0,5 \cdot 0,097 = 2,03 \text{ кг/с} = 7,3 \text{ т/ч.}$$

Аварийный режим. Нормальные тепловые потери на неповрежденном начальном участке

$$Q''_{\text{т.п.н}} = 1,25q(l - l_a) = 1,25 \cdot 135(1200 - 20) = 199\,000 \text{ Вт.}$$

Поверхность паропровода, омываемого водой,

$$F_a = \pi d_{\text{н}} l_a = 3,14 \cdot 0,219 \cdot 20 = 13,8 \text{ м}^2.$$

Тепловые потери на аварийном участке при конечной температуре пара $\tau_{\text{н2}}=151^\circ\text{С}$

$$Q''_{\text{т.п.а}} = k F_a (\tau_{\text{н2}} - t) = 1200 \cdot 13,8 (151 - 15) = 2,25 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

Количество образовавшегося конденсата на начальном участке и на аварийном участке:

$$G''_{\text{к}} = Q''_{\text{т.п.а}}/r = 0,199 \cdot 10^6 / (2100 \cdot 10^3) = 0,0948 \text{ кг/с} = 0,34 \text{ т/ч;}$$

$$G_{\text{к.а}} = Q''_{\text{т.п.а}}/r = 2,25 \cdot 10^6 / (2100 \cdot 10^3) = 1,07 \text{ кг/с} = 3,86 \text{ т/ч.}$$

Средний расход пара при аварийном режиме останется прежним (так как R не меняется). Расход пара у потребителя

$$G_2 = G_{\text{ср}} - 0,5 G''_{\text{к}} - G_{\text{к.а}} = 2,08 - 0,5 \cdot 0,0948 - 1,07 = 0,963 \text{ кг/с} = 3,47 \text{ т/ч.}$$

Таким образом, расход пара у потребителя при аварийном режиме снижается примерно в 2 раза.

Пример 5.10. Для обогрева нефтепровода проложен в общей изоляционной рубашке с ним паропровод — спутник с внутренним диаметром $d=50$ мм и длиной $l=2000$ м. Весь поступивший в паропровод-спутник пар в количестве $G=0,0833$ кг/с $=300$ кг/ч с начальными параметрами $p_1=0,6$ МПа (абс.) и $t=180^\circ\text{C}$ полностью в нем конденсируется и отводится.

Определить давление в конце паропровода-спутника. При расчете коэффициент местных потерь давления принять $\alpha=0,1$, а эквивалентную шероховатость труб $k_s=0,2$ мм.

При расчете использовать точную формулу для определения падения давления в паропроводе (см. пример 5.6), подставив в нее вместо R_1 величину $R_1/3$, что учитывает снижение расхода пара по длине паропровода вследствие конденсации.

Решение. При $G=0,0833$ кг/с $=300$ кг/ч и $d=50$ мм $R_1 \rho_1 = 498$ Па $\cdot$ кг/м⁴.

Плотность пара в начале паропровода

$$\rho_1 = 2,926 \text{ кг/м}^3.$$

Удельное линейное падение давления

$$R_1 = 498/2,926 = 170 \text{ Па/м.}$$

Средняя температура пара (примем конечную температуру 150°C)

$$t_{\text{ср}} = 165^\circ\text{C} \text{ или } T_{\text{ср}} = 273 + 165 = 438 \text{ К.}$$

Конечное давление пара в паропроводе-спутнике

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - \frac{2R_1(1+\alpha)T_{\text{ср}}l}{3\rho_1 T_1}} = 600\,000 \sqrt{1 - \frac{2 \cdot 170(1+0,1)438}{3 \cdot 600\,000 \cdot 453}} 2000 = 464\,000 \text{ Па} = 0,464 \text{ МПа.}$$

Пример 5.11. Определить диаметр однотрубного транзитного тепलोпровода длиной $l=30$ км для подачи воды $G=1110$ кг/с и произвести проверочный расчет. Допустимое падение давления на трение и местные сопротивления (при условно горизонтальном профиле местности) $\delta p=0,67$ МПа. Сумма коэффициентов местных сопротивлений на 1 м длины $\Sigma \xi/l=0,0053$. При расчете эквивалентную шероховатость принять $k_s=0,5$ мм, плотность воды $\rho=975$ кг/м³.

Решение. Коэффициент местных потерь давления при $A^B_\alpha = 3,82$ [1]

$$\alpha = A^B_\alpha \frac{\Sigma \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{V \delta p / l}} = 3,82 \cdot 0,0353 \sqrt{\frac{1110}{0,67 \cdot 10^6 / 30\,000}} = 0,31.$$

Допустимое линейное удельное падение давления

$$R_\pi = \frac{\delta p}{l(1 + \alpha)} = \frac{0,67 \cdot 10^6}{30\,000(1 + 0,31)} = 17,0 \text{ Па/м.}$$

Внутренний диаметр трубопровода при $A^B_d = 0,117$

$$d = A^B_d \frac{G^{0,38}}{R_\pi^{0,19}} = 0,117 \frac{1110^{0,38}}{17^{0,19}} = 0,985 \text{ м.}$$

Округляем диаметр до стандартного $d = 0,996$ м и производим проверочный расчет $l_0 = 0,0053 \cdot 30\,000 \cdot 60,8 = 9670$ м (см. приложение 5)

$$l_\pi = l + l_0 = 30\,000 + 9670 = 39\,670 \text{ м;}$$

$$R_\pi = A^B_R \frac{G^2}{d^{5,25}} = \frac{13,62 \cdot 10^{-6} \cdot 1110^2}{0,966^{5,25}} = 17 \text{ Па/м.}$$

$$\delta p = R_\pi l_\pi = 17 \cdot 39\,670 = 0,674 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,674 \text{ МПа.}$$

Пример 5.12. Определить диаметр конденсатопровода длиной $l = 200$ м, пропускающего смесь конденсата и пара в количестве $G_{см} = 1,08$ кг/с $= 3,9$ т/ч из пароприемников в закрытый сборный конденсатный бак. Абсолютное давление в пароприемниках $p_0 = 0,3$ МПа, после конденсационных горшков за пароприемниками $p_1 = 0,15$ МПа и в сборном баке $p = 0,13$ МПа. Конденсационные горшки и сборный бак находятся на одном уровне. Конденсат выходит из пароприемников с переохлаждением на 10°C . Коэффициент местных потерь давления принять $\alpha = 0,1$, а эквивалентную шероховатость $k_0 = 1,0$ мм. Удельные линейные потери теплоты конденсатопроводом q принять равными 80 Вт/м, а долю местных потерь теплоты $0,25$.

Решение. Температура насыщения пара в пароприемниках ($p_0 = 0,3$ МПа) $t_{н,0} = 133^\circ\text{C}$.

Температура конденсата, выходящего из пароприемников,

$$t_{н1} = 133 - 10 = 123^\circ\text{C}.$$

Энтальпия образовавшегося пара за конденсационными горшками ($p = 0,15$ МПа) $h_1 = 2693$ кДж/кг и температура насыщения его $t_{н1} = 111^\circ\text{C}$.

Массовую долю пара вторичного вскипания x_1 в смеси конденсата и пара за конденсационными горшками находим из теплового баланса:

$$ct_{н1} = x_1 h_1 + (1 - x_1) ct_{н1},$$

откуда

$$x_1 = \frac{c(t_{н1} - t_{к1})}{h_1 - ct_{к1}} = \frac{4,19(123 - 111)}{2693 - 4,19 \cdot 111} = 0,0225.$$

Потери теплоты по длине конденсатопровода

$$Q_{т.п} = 1,25ql = 1,25 \cdot 80 \cdot 200 = 20\,000 \text{ Вт} = 20 \text{ кВт} = 20 \text{ кДж/с}.$$

Температура, которая была бы в конце конденсатопровода при отсутствии парообразования,

$$t_{к2} = t_{н1} - \frac{Q_{т.п}}{Gc} = 123 - \frac{20}{1,08 \cdot 4,19} = 118,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Массовая доля пара в смеси в конце конденсатопровода при $p_2 = 0,13 \text{ МПа}$, $t_{н2} = 106,6 \text{ }^\circ\text{C}$ и $h_2 = 2684 \text{ кДж/кг}$

$$x_2 = \frac{c(t_{к2} - t_{н2})}{h_2 - ct_{н2}} = \frac{4,19(118,6 - 106,6)}{2684 - 4,19 \cdot 106,6} = 0,0223.$$

Средняя массовая доля пара в смеси

$$x_{ср} = 0,5(0,0225 + 0,0223) = 0,0224.$$

Средняя плотность смеси конденсата и пара при $\rho_k = 951 \text{ кг/м}^3$ и $\rho_n = 0,794 \text{ кг/м}^3$ (для $p_{ср} = 0,14 \text{ МПа}$) *

$$\rho_{ср} = \frac{1}{\frac{1 - x_{ср}}{\rho_k} + \frac{x_{ср}}{\rho_n}} = \frac{1}{\frac{1 - 0,0224}{951} + \frac{0,0224}{0,794}} = 34,2 \text{ кг/м}^3.$$

Допустимое линейное удельное падение давления в конденсатопроводе

$$R_l = \frac{\delta p}{(1 + \alpha)l} = \frac{(0,15 - 0,13)10^6}{(1 + 0,1)200} = 90,9 \text{ Па/м}.$$

Диаметр конденсатопровода

$$d = A_d \frac{G^{0,38}}{(R_l \rho_{ср})^{0,19}} = \frac{0,448 \cdot 1,08^{0,38}}{(90,9 \cdot 34,2)^{0,19}} = 0,1 \text{ м}.$$

Если расчет вести без учета парообразования, то диаметр конденсатопровода составил бы

$$d = \frac{0,448 \cdot 1,08^{0,38}}{(90,9 \cdot 951)^{0,19}} = 0,0533 \text{ м}.$$

* При расчете конденсатопровода по средней плотности не учитываются разные скорости паровой и жидкой фаз, и поэтому данный метод не может претендовать на большую точность.

Таким образом, при наличии парообразования диаметр конденсаторного трубопровода в 1,88 раза больше по сравнению с конденсаторным, где отсутствует парообразование*.

Пример 5.13. Выбрать диаметры труб для участков двухтрубной отопительной водяной сети, а затем определить действительные потери напора на участках и произвести построение графика напоров (пьезометрического графика).

Длины участков сети и расходы воды у потребителей приведены на рис. 5.4. Помимо задвижек, указанных на схеме сети, на каждые 100 м трубопроводов сети в среднем установлено по одному сальнико-

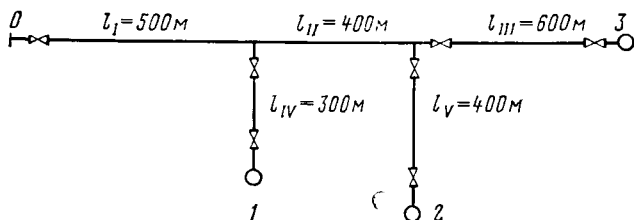


Рис. 5.4. К примеру 5.13:

$G_1=83,3$ кг/с=300 т/ч; $G_2=55,6$ кг/с=200 т/ч; $G_3=27,8$ кг/с=100 т/с

вому компенсатору и по сварному трехшовному колену. Потери напора в сетевых водоподогревателях и коммуникациях станции $\delta H_{ст}=12$ м, а потери напора в элеваторах на абонентских вводах $\delta H_a=15$ м. Расход воды у потребителей 1—3 $G_1=83,3$ кг/с=300 т/ч; $G_2=55,6$ кг/с=200 т/ч; $G_3=27,8$ кг/с=100 т/ч.

Удельные линейные потери давления по длине главной магистрали (от станции до наиболее удаленного абонента) для предварительного расчета принять $R_n=80$ Па/м.

Напор в обратном трубопроводе перед насосами станции $H_0=20$ м, высота зданий 20 м, плотность воды $\rho=975$ кг/м³, $g\rho=9,81 \cdot 975=9570$ Н/м³. Средний для сети коэффициент местных потерь напора при предварительном расчете принять по формуле $\alpha=0,019 \sqrt{G}$.

Решение. Расчет главной магистрали. Наиболее удаленным от станции будет абонент 3, поэтому главной магистралью будет магистраль 0—3.

Суммарный расход воды на станции

$$Q_b=83,3+55,6+27,8=166,7 \text{ кг/с}=600 \text{ т/ч.}$$

Средний коэффициент местных потерь напора

$$\alpha=0,019 \sqrt{G_I}=0,019 \sqrt{166,7} \approx 0,25.$$

* Парообразование можно предотвратить, увеличив абсолютное давление после конденсационного горшка до $p=0,225$ МПа с соответствующим увеличением давления в сборном баке. Этого же можно достигнуть путем переохлаждения конденсата до температуры 106 °С.

По значениям $G_I=166,7$ кг/с и $R_{\text{л}}=80$ Па/м определяем по номограмме (см. рис. 5.2) предварительный диаметр трубы для участка I $d_I=360$ мм. Аналогично определяем диаметры для участков II и III.

Полученный для участка I диаметр трубы округляем до стандартного $d_I=359$ мм. Действительное удельное линейное падение давления (по номограмме) $R_I=82,4$ Па/м.

Эквивалентная длина участка I* (по приложению 5)

Задвижки	5,07 · 1=5,07
Сварные колена (трехшовные)	10,1 · 5=50,5
Сальниковые компенсаторы	5,07 · 5=25,35
	l _{эI} =81 м

Приведенная длина участка I

$$l_{\text{пI}}=500+81=581 \text{ м.}$$

Действительное падение давления на участке I (в одном направлении)

$$\delta p_I = R_I l_{\text{пI}} = 82,4 \cdot 581 = 47\,870 \text{ Па}$$

или

$$\delta H_I = \frac{\delta p_I}{\rho g} = \frac{47\,870}{9570} = 5 \text{ м.}$$

Аналогично рассчитываем другие участки главной магистрали и результаты сводим в табл. 5.1, где также приведена суммарная потеря напора от станции до конца участков.

Таблица 5.1

Участок	G, кг/с	l, м	Предварительный расчет			Окончательный расчет						
			δH , м	R, Па/м	d, мм	d, мм	R, Па/м	l _э , м	l _п , м	δp , Па	δH , м	$\Sigma \delta H$, м
Главная магистраль:												
I	166,7	500	—	80,0	360	359	82,4	81	581	47 870	5,00	5,00
II	83,3	400	—	80,0	280	309	45,2	59	459	20 800	2,17	7,17
III	27,8	600	—	80,0	183	183	76,0	54	654	49 740	5,20	12,37
Ответвления:												
IV	83,3	300	7,37	188,0	237	259	115,0	77	377	43 360	4,53	9,53
V	55,6	400	5,20	99,1	230	259	51,0	73	473	24 130	2,52	9,69

Расчет ответвлений. Потеря напора на участке IV (определяем из условия равенства потерь напора от станции до любой конечной точки тепловой сети) $\delta H_{IV}=12,37-5=7,37$ м. Удельное линейное падение давления для участка IV

$$R_{IV} = \frac{\delta H_{IV} \rho g}{l_{IV}(1 + \alpha)} = \frac{7,37 \cdot 9570}{300(1 + 0,25)} = 188 \text{ Па/м.}$$

* Длина участка берется до ответвления в конце участка.

По $G_{IV}=83,3$ кг/с и $R_{IV}=188$ Па/м определяем предварительный диаметр трубы $d_{IV}=237$ мм и округляем его до стандартного $d_{IV}=259$ мм. Действительное удельное линейное падение давления $R_{IV}=115$ Па/м.

Эквивалентная длина участка IV

Тройник (ответвление, $G_2/G = 0,5$)	39,1·1=39,1
Задвижки	3,6·2=7,2
Сальниковые компенсаторы	3,36·3=10,1
Сварные колена (трехшовные)	6,73·3=20,2
	77 м

Приведенная длина $l_{п IV}=300+77=377$ м.

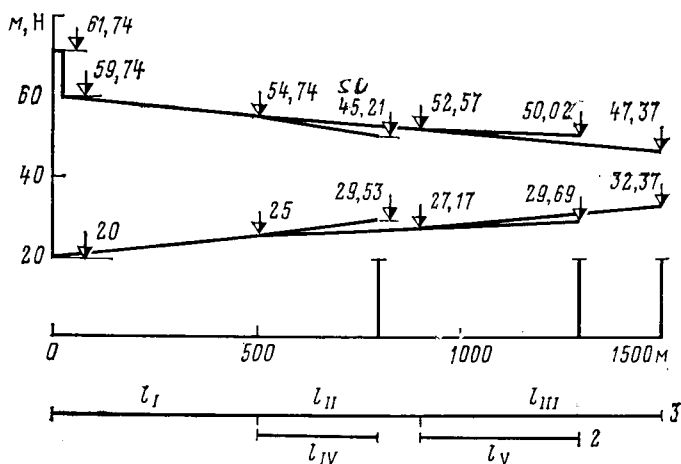


Рис. 5.5. К примеру 5.13

Действительная потеря давления и напора на участке IV:

$$\delta p_{IV} = R_{IV} l_{п IV} = 115 \cdot 377 = 43\,360 \text{ Па};$$

$$\delta H_{IV} = \frac{\delta p_{IV}}{\rho g} = \frac{43\,360}{9570} = 4,53 \text{ м.}$$

Суммарная потеря напора от станции до абонента I

$$\Sigma \delta H = \delta H_I + \delta H_{IV} = 5,0 + 4,53 = 9,53 \text{ м.}$$

Аналогично рассчитываем участок V.

Результаты расчета сводим в табл. 5.1. На основании данных расчета строим график напора (пьезометрический график) (рис. 5.5) *.

* На данном графике по оси ординат отложен напор в м ст. теплоносителя ($\rho=975$ кг/м³), наряду с этим иногда по оси ординат откладывают давления в м вод. ст. (напор при $\rho=1000$ кг/м³).

Пример 5.14. Определить диаметры труб участков паровой сети и действительные давления пара у потребителей.

Длины участков сети, размещение задвижек, абсолютные давления пара и расход пара у потребителей 1, 2 приведены на рис. 5.6. На всех участках сети установлены П-образные компенсаторы ($r=2d$) че-

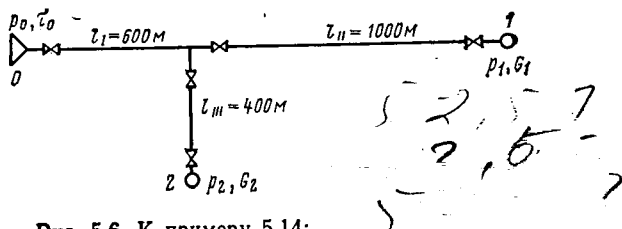


Рис. 5.6. К примеру 5.14:

$p_0=0,7$ МПа; $\tau_0=240^\circ\text{C}$; $p_1=0,55$ МПа; $G_1=6,67$ кг/с;
 $p_2=0,6$ МПа; $G_2=3,33$ кг/с

рез каждые 100 м. Эквивалентная шероховатость труб паропровода $k_3=0,2$ мм.

При предварительном расчете падение давления по длине главной магистрали принять равномерным, средний коэффициент местных потерь давления всей сети подсчитать по формуле $\alpha = 0,19 \sqrt{G_I}$ и падение температуры пара по длине паропровода принять 2°C на 100 м. При окончательном расчете для определения падения температуры * принять следующие удельные тепловые потери на 1 м паропровода с учетом дополнительных местных потерь при разности температур между паром τ и окружающей средой t_0 , равной 1°C :

$$d=259 \text{ мм} — q_{уд}=1,24 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$d=309 \text{ мм} — q_{уд}=1,4 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$d=359 \text{ мм} — q_{уд}=1,54 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$d=408 \text{ мм} — q_{уд}=1,56 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Решение. Суммарный расход пара $G_I=6,67+3,33=10$ кг/с = 36 т/ч, средний коэффициент местных потерь давления

$$\alpha = 0,19 \sqrt{10} = 0,6.$$

Расчет главной магистрали. Для выбора главной магистрали проверям направление, на котором удельное падение давления будет минимальным.

* Уточнение падения температуры пара при расчетах часто не производится.

Удельное падение давления на направлениях 0—1 и 0—2:

$$\frac{p_0 - p_1}{l_{0,1}} \frac{(0,7 - 0,55) 10^6}{600 + 1000} = 93,8 \text{ Па/м};$$

$$\frac{p_0 - p_2}{l_{0,2}} \frac{(0,7 - 0,6) 10^6}{600 + 400} = 100 \text{ Па/м}.$$

Поскольку удельное падение давления на направлении 0—1 является минимальным, это направление является главной магистралью.

Определяем предварительно падение давления на участках I и II.

$$\delta p_I = 93,8 \cdot 600 = 56\,200 \text{ Па};$$

$$\delta p_{II} = 93,8 \cdot 1000 = 93\,800 \text{ Па}.$$

Удельное линейное падение давления на участках I и II:

$$R_I = R_{II} = \frac{p_0 - p_1}{(l_I + l_{II})(1 + \alpha)} = \frac{(0,7 - 0,55) 10^6}{(600 + 1000)(1 + 0,6)} = 58,6 \text{ Па/м}.$$

Определяем предварительно среднее значение абсолютного давления и температуры пара на участках I и II:

$$p_I \approx 0,7 - \frac{0,056}{2} = 0,672 \text{ МПа};$$

$$t_I = 240 - \frac{2,6}{2} = 234 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$p_{II} \approx 0,7 - 0,056 - \frac{0,094}{2} = 0,591 \text{ МПа};$$

$$t_{II} = 240 - 2,6 - \frac{2,10}{2} = 218 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По средним давлениям и температурам пара определяем предварительно среднюю плотность пара на участках I и II: $\rho_I = 2,89 \text{ кг/м}^3$ и $\rho_{II} = 2,66 \text{ кг/м}^3$.

Находим $R\rho$ для участков I и II:

$$R_I \rho_I = 58,6 \cdot 2,89 = 169 \text{ Па} \cdot \text{кг/м}^4;$$

$$R_{II} \rho_{II} = 58,6 \cdot 2,66 = 156 \text{ Па} \cdot \text{кг/м}^4.$$

По G и $R\rho$ определяем (по номограмме рис. 5.3) предварительно диаметры труб для участков I и II: $d_I = 384 \text{ мм}$ и $d_{II} = 330 \text{ мм}$.

Округляем диаметры труб до стандартных размеров: $d_I = 408 \text{ мм}$ и $d_{II} = 359 \text{ мм}$.

По G и d определяем (по номограмме рис. 5.3) действительное значение $R\rho$ для участков I и II:

$$R_I \rho_I = 120,5 \text{ (Па} \cdot \text{кг/м}^4);$$

$$R_{II} \rho_{II} = 105 \text{ (Па} \cdot \text{кг/м}^4).$$

Эквивалентная длина участков I и II (по приложению 5 с учетом поправочного коэффициента 1,26 на эквивалентную шероховатость $k_s = 0,2$ мм):

Участок I

Задвижка	$5,94 \cdot 1,26 = 7,5$
I-образные компенсаторы	$49,5 \cdot 1,26 \cdot 6 = 374$
	$l_{\text{эI}} = 382$ м

Участок II

Тройник (проход $G_1/G = 0,67$)	$0,85 \cdot 1,26 = 1,07$
П-образные компенсаторы	$42,2 \cdot 1,26 \cdot 10 = 532$
Задвижки	$5,07 \cdot 1,26 \cdot 2 = 12,8$
	$l_{\text{эII}} = 546$ м

Приведенная длина участков I и II:

$$l_{\text{пI}} = 600 + 382 = 982 \text{ м};$$

$$l_{\text{пII}} = 1000 + 546 = 1546 \text{ м}.$$

Проводим первое уточнение падения давления и среднего абсолютного давления пара на участках I и II:

$$\delta p_I = \frac{(R_I \rho_I)}{\rho_I} l_{\text{пI}} = \frac{120,5}{2,89} 982 = 41\,000 \text{ Па} = 0,041 \text{ МПа};$$

$$\delta p_{\text{II}} = \frac{(R_{\text{II}} \rho_{\text{II}})}{\rho_{\text{II}}} l_{\text{пII}} = \frac{105}{2,66} 1546 = 60\,800 \text{ Па} = 0,061 \text{ МПа};$$

$$p_I = p_0 - \frac{\delta p_I}{2} = 0,7 - \frac{0,041}{2} = 0,68 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{II}} = p_0 - \frac{\delta p_{\text{II}}}{2} = 0,7 - 0,041 - \frac{0,061}{2} = 0,628 \text{ МПа}.$$

Потери теплоты на участках I и II:

$$Q_I = q_{\text{уд I}} (\tau_I - t_0) = 1,56 (234 - 5) 600 = 214\,000 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{II}} = q_{\text{уд II}} (\tau_{\text{II}} - t_0) = 1,54 (218 - 5) 1000 = 328\,000 \text{ Вт}.$$

Уточняем значения падения температуры пара и средней температуры пара на участках I и II при $c \approx 2,14$ кДж/(кг·°C):

$$\delta \tau_I = \frac{Q_I}{G_I c} = \frac{214}{10 \cdot 2,14} = 10 \text{ °C};$$

$$\delta \tau_{\text{II}} = \frac{Q_{\text{II}}}{G_{\text{II}} c} = \frac{328}{6,67 \cdot 2,14} = 23 \text{ °C};$$

$$\tau_I = \tau_0 - \frac{\delta \tau_I}{2} = 240 - \frac{10}{2} = 235 \text{ °C};$$

$$\tau_{\text{II}} = \tau_0 - \delta \tau_I - \frac{\delta \tau_{\text{II}}}{2} = 240 - 10 - \frac{23}{2} = 218 \text{ °C}.$$

Участок	$G, \text{ кг/с}$	Предварительный расчет							
		$l, \text{ м}$	$\delta p, \text{ Па}$	$R, \text{ Па/м}$	$p_{\text{ср}}, \text{ МПа}$	$t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$R_p, \text{ Па}\cdot\text{кг/м}^4$	$d, \text{ мм}$
Главная магистраль: I II	10,00	600	56 200	58,6	0,672	234	2,89	169	384
	6,67	1000	93 800	58,6	0,597	218	2,66	156	330
Ответвление III	3,33	1600 400	150 000 59 400	93	0,6297	226	2,75	256	236

Уточняем среднюю плотность пара на участках I и II: $\rho_I = 2,92 \text{ кг/м}^3$ и $\rho_{II} = 2,79 \text{ кг/м}^3$.

Действительное удельное линейное падение давления на участках I и II:

$$R_I = R_{I\rho_I}/\rho_I = 1205/2,92 = 41,3 \text{ Па/м};$$

$$R_{II} = R_{II\rho_{II}}/\rho_{II} = 105/2,79 = 37,6 \text{ Па/м}.$$

Действительное падение давления пара на участках I и II:

$$\delta p_I = R_I l_{II} = 41,3 \cdot 982 = 40 600 \text{ Па};$$

$$\delta p_{II} = R_{II} l_{II} = 37,6 \cdot 1546 = 58 100 \text{ Па}.$$

Действительные абсолютные давления пара в конце участка I и у потребителя I:

$$p_{I\kappa} = p_0 - \delta p_I = 700 000 - 40 600 = 659 400 \text{ Па} = 0,6594 \text{ МПа};$$

$$p_I = p_{I\kappa} - \delta p_{II} = 659 400 - 58 100 = 601 300 \text{ Па} = 0,6013 \text{ МПа}.$$

Поскольку при полученных значениях $p_{I\kappa}$ и p_I средние давления пара на участках будут мало отличаться от принятых после первого уточнения, дальнейшего пересчета не производим.

Результаты расчета сводим в табл. 5.2.

Расчет ответвления III. Располагаемый перепад давлений

$$\delta p_{III} = p_{I\kappa} - p_2 = 659 400 - 600 000 = 59 400 \text{ Па}.$$

Допускаемое удельное линейное падение давления

$$R_{III} = \frac{\delta p_{III}}{l_{III} (1 + \alpha)} = \frac{59 400}{400(1 + 0,6)} = 93 \text{ Па/м}.$$

Таблица 5.2

Окончательный расчет									Давление в конце участка p , МПа
d , мм	R_p , Па·кг/м ⁴	l_9 , м	l_{II} , м	p_{cp} , МПа	τ_{cp} , °C	ρ , кг/м ³	R , Па/м	Δp , Па	
408	120,5	382	982	0,68	235	2,92	41,3	40 600	0,6594
359	105	546	1546	0,628	218	2,79	37,6	58 100	0,6013
259	145	248	648	0,6423	222	2,84	51	33 100	0,6263

Средние параметры пара на участке:

$$p_{III} = 0,6594 - \frac{0,0594}{2} = 0,6297 \text{ Па};$$

$$\tau_{III} = 240 - 10 - \frac{2,4}{2} = 226 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средняя плотность пара

$$\rho_{III} = 2,75 \text{ кг/м}^3.$$

Величина R_p

$$R_{IIIp_{III}} = 93 \cdot 2,75 = 256 \text{ Па} \cdot \text{кг/м}^4.$$

По значениям $G=3,33 \text{ кг/с}$ и $R_{IIIp_{III}}=256 \text{ Па} \cdot \text{кг/м}^4$ определяем (по номограмме) предварительно диаметр трубы

$$d_{III} = 236 \text{ мм}.$$

Округляем диаметр трубы до стандартного размера $d_{III}=259 \text{ мм}$.

Действительная величина R_p (по номограмме) при $G=3,33 \text{ кг/с}$ и $d=259 \text{ мм}$ $R_{IIIp_{III}}=145 \text{ Па} \cdot \text{кг/м}^4$.

Эквивалентная длина (по приложению 5 с поправочным коэффициентом 1,26)

Тройник (ответвление $G_1/G=0,33$)	78 · 1,26 = 98
Задвижка	3,6 · 1,26 · 2 = 9
П-образные компенсаторы	28 · 1,26 · 4 = 141

$$l_{9III} = 248 \text{ м}$$

Приведенная длина

$$l_{пIII} = 400 + 248 = 648 \text{ м}.$$

Уточненное падение давления и среднее давление пара:

$$\delta p_{III} = \frac{R_{III} \rho_{III}}{\rho_{III}} l_{III} \frac{14,5}{2,75} 648 = 34\,200 \text{ Па} = 0,0342 \text{ МПа};$$

$$p_{III} = 0,6594 - \frac{0,0342}{2} = 0,6423 \text{ МПа},$$

Потери теплоты

$$Q_{III} = q_{уд III} (\tau_{III} - t_0) l_{III} = 1,24 (226 - 5) 400 = 109\,600 \text{ Вт}.$$

Уточненное падение температуры пара и средняя температура пара:

$$\delta \tau_{III} = \frac{Q_{III}}{G_{III} c} = \frac{109\,600}{3 \cdot 33 \cdot 2130} = 16 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\tau_{III} = 240 - 10 - \frac{16}{2} = 222 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Уточненная плотность пара

$$\rho_{III} = 2,84 \text{ кг/м}^3.$$

Действительное удельное линейное и полное падение давления на участке:

$$R_{III} = \frac{R_{III} \rho_{III}}{\rho_{III}} = \frac{145}{2,84} = 51 \text{ Па/м};$$

$$\delta p_{III} = R_{III} l_{III} = 51 \cdot 648 = 33\,100 \text{ Па}.$$

Действительное абсолютное давление пара у потребителя 2

$$p_2 = p_{III} - \delta p_{III} = 659\,400 - 33\,100 = 626\,300 \text{ Па} = 0,6263 \text{ МПа}.$$

Результаты расчета сводим в табл. 5.2.

Пример 5.17. От ТЭЦ в район теплового потребления намечено проложить две параллельные двухтрубные магистрали (каждая магистраль включает подающий и обратный трубопроводы). Эти параллельные магистрали разделяются секционированными задвижками на $n=4$ секции. Каждая секция блокируется перемычками, которые позволяют отключить один любой трубопровод секции в случае его повреждения, причем все остальные секции поврежденной магистрали остаются в работе.

При проектировании данных двух параллельных магистралей без учета резервирования необходимые внутренние диаметры труб составляют $d_n=0,996 \text{ м}$.

Определить необходимый диаметр труб магистралей с учетом резервирования, когда при аварийном отключении одной секции будет

обеспечена такая же подача воды по подающим (или обратным) магистральям, как и при диаметре труб $d_b=0,996$ м.

Решение. Коэффициент резервирования по расчетному диаметру

$$k_d^p = \left(\frac{n+2}{n} \right)^{0,19} = \left(\frac{4+2}{4} \right)^{0,19} = 1,08.$$

Внутренний диаметр труб с учетом резервирования

$$d'_b = d_b k_d^p = 0,996 \cdot 1,08 \approx 1,08 \text{ м.}$$

Принимаем $d'_b = 1,096$ м.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 5.18. При испытании водяного двухтрубного транзитного теплопровода манометры, установленные на подающем и обратном трубопроводах в начальной точке (на станции), показывали давление соответственно 0,87 и 0,39 МПа. В то же самое время манометры, установленные на подающем и обратном трубопроводах в конечной точке, показывали соответственно 0,39 и 0,29 МПа.

Определить превышение отметки конечной точки теплопровода над начальной, приняв потери напора от трения и в местных сопротивлениях одинаковыми в подающем и обратном трубопроводах. При расчете принять $\rho=989$ кг/м³.

О т в е т. $z_2 - z_1 = 30,4$ м.

Задача 5.19. По двухтрубному теплопроводу диаметром $d=259$ мм с длиной трассы $l=1100$ м к потребителю подается вода в количестве $V=0,0833$ м³/с = 300 м³/ч.

Определить давление воды в подающем p_1 и обратном p_2 трубопроводах на тепловом пункте потребителя, если в начальной точке теплопровода давление воды по манометру в подающем трубопроводе составляет $p'_1=0,7$ МПа, а в обратном $p'_2=0,31$ МПа.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для каждой трубы теплопровода составляет $\Sigma \xi = 11,6$. Конечная точка теплопровода (тепловой пункт потребителя) ниже начальной на 14 м.

При расчете принять плотность воды $\rho=1000$ кг/м³ и эквивалентную шероховатость $k_s=0,5$ мм.

О т в е т. $p_1=0,7$ МПа; $p_2=0,585$ МПа.

Задача 5.20. Во время испытания подающего трубопровода диаметром $d=408$ мм и длиной $l=2000$ м при расходе воды $V=0,278$ м³/с = 1000 м³/ч ($\rho=1000$ кг/м³) манометр в начале трубопровода показывал давление $p_1=0,883$ МПа, а манометр в конце трубопровода $p_2=0,687$ МПа.

При статическом состоянии ($V=0$) показания указанных манометров соответственно составляли $p_1=0,245$ МПа и $p_2=0,343$ МПа.

Определить, во сколько раз фактическое падение давления больше расчетного при $k_a=0,5$ мм. Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi=20$.

Ответ. $\delta p_{\phi}/\delta p_p=1,07$.

Задача 5.21. Во сколько раз уменьшится пропускная способность водяного трубопровода диаметром 259 мм и длиной 1000 м, если с течением времени абсолютная шероховатость возрастет с 0,2 до 1,0 мм. Сумма коэффициентов местных сопротивлений составляет $\Sigma \xi=8$.

Ответ. $G_1/G_2=1,2$.

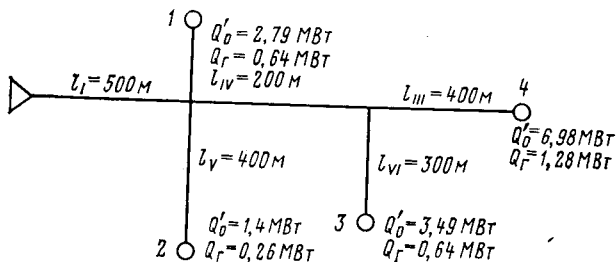


Рис. 5.7. К задаче 5.22

Задача 5.22. Выбрать диаметры труб и определить действительные потери напора на участках двухтрубной водяной тепловой сети с непосредственным разбором воды на горячее водоснабжение. Для подающей линии принят отопительный температурный график.

Длины участков сети, расчетные расходы теплоты у потребителей 1—4 на отопление Q'_{0i} и средние расходы теплоты на горячее водоснабжение $Q_{r,i}$ (у потребителей установлены баки-аккумуляторы) приведены на рис. 5.7.

Расчетный перепад температур сетевой воды для отопления $\delta t'_{0i}=60^\circ\text{C}$, а для горячего водоснабжения $\delta t_r'''=t_r-t_x=55^\circ\text{C}$.

Напор, создаваемый насосом, 40 м, из которых 12 м теряется на станции. У потребителей на вводе должна быть разность напоров не менее 10 м. Коэффициент (долю) местных потерь напора для всех участков сети при предварительном и окончательном расчетах принять $\alpha=0,16$.

Эквивалентная шероховатость труб $k_a=0,5$ мм. Разбор воды на горячее водоснабжение при расчетных условиях осуществляется из подающей линии.

Диаметры подающих и обратных труб на участках принять одинаковыми. Плотность воды принять $\rho=975 \text{ кг/м}^3$.

Ответ. См. табл. 5.3.

Таблица 5.3

Участок		Расход воды				Диаметр <i>d</i> , мм	Потеря напора δp , м	
		подающей		обратной			подающая	обратная
		кг/с	т/ч	кг/с	т/ч			
Расчетная	магистраль:							
I		70,6	254	58,3	210	2×259	4,97	3,4
II		50	180	41,7	150	2×259	2,5	1,73
III		33,3	120	27,8	100	2×207	2,87	2,0
IV		13,9	50	11,1	40	2×125	3,55	2,27
Ответвления:								
V		6,67	24	5,5	20	2×100	5,2	3,63
VI		16,7	60	13,9	50	2×150	2,9	2,02

Задача 5.23. Для приведенной к задаче 5.22 схемы и нагрузок тепловой сети выбрать диаметры труб и определить падение давления на участках сети при применении в качестве теплоносителя пара с начальным давлением $p=0,392$ МПа и температурой 155°C .

К потребителям пар должен приходить с давлением не менее $p_n=0,235$ МПа. Падение температуры пара для участков I, II, III принять 2°C на каждые 100 м, а для участков IV, V— 4°C на каждые 100 м.

Конденсат от нагревательных приборов возвращается полностью с температурой 100°C .

Коэффициент (долю) местных потерь давления для всех участков принять $\alpha=0,2$ и эквивалентную шероховатость труб $k_s=0,2$ мм.

Ответ. См. табл. 5.4.

Таблица 5.4

Участок	Расход пара		Диаметр d , мм	Падение давления δp , Па	Абсолютное давление в конце участка, МПа
	кг/с	т/ч			
Расчетная магистраль:					
I	7,64	27,5	359	41 500	0,3505
II	5,42	19,5	309	52 000	0,2985
III	3,61	13,0	259	55 100	0,2434
Ответвления:					
IV	1,5	5,4	150	69 100	0,2914
V	0,722	2,6	125	91 300	0,2592
VI	1,806	6,5	207	32 500	0,2660

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Потеря напора, м

$$\delta H = SV^2, \quad (6.1)$$

где V — расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$; S — сопротивление участка трубопровода или сети, $\text{м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$.

Сопротивление участка трубопровода

$$S = \frac{A_s(l + l_s)}{d^{5,25}}, \quad (6.2)$$

где l , l_s — длина трубопровода и эквивалентная длина местных сопротивлений, м; d — внутренний диаметр трубопровода, м; A_s — постоянный коэффициент, зависящий от абсолютной эквивалентной шероховатости трубопровода и от системы единиц.

Проводимость участка трубопровода или сети, $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^{0,5})$,

$$a = 1/\sqrt{S}. \quad (6.3)$$

Суммарное сопротивление S трех последовательно соединенных участков с сопротивлениями S_1 , S_2 , S_3 :

$$S = S_1 + S_2 + S_3. \quad (6.4)$$

Суммарная проводимость a трех параллельно соединенных участков с проводимостями a_1 , a_2 , a_3 :

$$a = a_1 + a_2 + a_3. \quad (6.5)$$

Приближенное уравнение рабочего участка характеристики центробежного насоса при постоянной частоте вращения

$$H = H_0 - S_0 V^2, \quad (6.6)$$

где H_0 и H — напор насоса при подаче $V_0 = 0$ и при $V \neq 0$, м; S_0 — условное внутреннее сопротивление насоса, $\text{м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$.

Мощность насоса при номинальном режиме и при расходах воды, отличных от номинального ($\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$), кВт:

$$N_n = g V_n H_n / \eta_n; \quad (6.7)$$

$$N = N_n \left[x + \frac{V}{V_n} (1 - x) \right], \quad (6.8)$$

где N_n и N — мощность насоса в номинальном и отличном от номинального режимах, кВт; V_n — подача насоса в номинальном режиме, $\text{м}^3/\text{с}$; H_n — напор насоса в том же режиме, м; η_n — КПД насоса в номинальном режиме; $x = N_x / N_n$ — коэффициент холостого хода; N_x — мощность насоса при холостом ходе, кВт.

ПРИМЕРЫ

Пример 6.1. Подача (расход) воды со станции в тепловую сеть составляет $V'=0,4 \text{ м}^3/\text{с}=1440 \text{ м}^3/\text{ч}$ при разности напоров на коллекторах станции $\Delta H'=100 \text{ м}$.

Определить расход воды V , если разность напоров на коллекторах станции будет снижена до $\Delta H=50 \text{ м}$ за счет частичного прикрытия задвижки на нагнетательном патрубке насоса. Положение запорных органов у потребителей и на трубопроводах сети за пределами коллекторов станции остается неизменным.

Решение. Поскольку сопротивление сети S при двух указанных режимах остается неизменным,

$$S=\Delta H'/V'^2=\Delta H/V^2.$$

Из этого равенства находим

$$V=V' \sqrt{\Delta H/\Delta H'}=0,4 \sqrt{50/100}=0,283 \text{ м}^3/\text{с}=1020 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 6.2. Определить пропускную способность транзитного двух-трубного теплопровода длиной (в двух направлениях) $l_1=2000 \text{ м}$ с внутренним диаметром труб $d_1=309 \text{ мм}$, на конце которого имеется перемычка длиной $l_2=1 \text{ м}$ с внутренним диаметром $d_2=100 \text{ мм}$. На перемычке установлена задвижка, причем эта задвижка при расчете принимается полностью открытой.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений трубопровода в двух направлениях $\Sigma \xi_1=20$ и перемычки вместе с задвижкой $\Sigma \xi_2=4,5$. Разность напоров на коллекторах станции $\Delta H=50 \text{ м}$. Эквивалентная шероховатость труб $k_s=0,5 \text{ мм}$.

Решение. Для $d_1=309 \text{ мм}$ и $d_2=100 \text{ мм}$ эквивалентные длины при $\xi=1$ соответственно составляют 14 и 3,4 м (см. приложение 5).

Эквивалентные длины трубопровода при $\Sigma \xi_1=20$ и перемычки при $\Sigma \xi_2=4,5$

$$l_{s1}=14 \cdot 20=280 \text{ м}; \quad l_{s2}=3,4 \cdot 4,5=15,3 \text{ м}.$$

Приведенные длины трубопровода и перемычки

$$l_{п1}=l_1+l_{s1}=2000+280=2280 \text{ м};$$

$$l_{п2}=l_2+l_{s2}=1+15,3=16,3 \text{ м}.$$

Удельные сопротивления трубопровода и перемычки (по приложению 6), $\text{с}^2/\text{м}^6$, $s_1=0,6477$; $s_2=241,9$.

Сопротивления трубопроводов в обоих направлениях и перемычки:

$$S_1=s_1 l_{п1}=0,6477 \cdot 2280=1480 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_2=s_2 l_{п2}=241,9 \cdot 16,3=3940 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Суммарное сопротивление

$$S = S_1 + S_2 = 1480 + 3940 = 5420 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Пропускная способность $V = \sqrt{\Delta H/S} = \sqrt{50/5420} = 0,096 \text{ м}^3/\text{с} = 346 \text{ м}^3/\text{ч}.$

Пример 6.3. Схема ответвления водяной тепловой сети с одним потребителем изображена на рис. 6.1. На этом же рисунке изображен

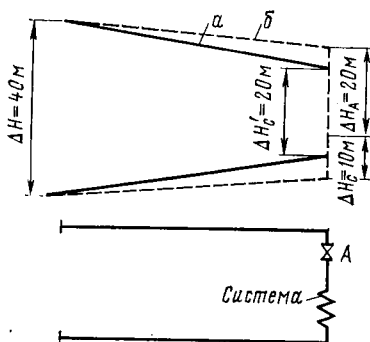


Рис. 6.1. К примеру 6.3:

a — первый режим работы; *б* — второй режим работы (частично прикрыта задвижка *A*)

график напоров (пьезометрический график) ответвления для режима работы с полностью открытой задвижкой *A*, когда потеря напора в системе потребителя составляет 20 м, а расход воды 0,1 м³/с (1-й режим). При данном режиме потери напора в подающем и обратном трубопроводах ответвления составляют по 10 м.

Определить расходы воды и потери напора для каждого элемента ответвления (подающего и обратного трубопроводов, задвижки), если после некоторого прикрытия задвижки *A* и соответствующего снижения расхода

воды потеря напора в системе потребителя составит 10 м (2-й режим).

Разность напоров в месте присоединения ответвления к основной магистрали при обоих режимах остается постоянной и равной 40 м.

Решение. Сопротивления подающего (обратного) трубопровода и системы потребителя определяем по данным 1-го режима:

$$S_{\Pi} = S_o = \frac{\delta H_{\Pi'}}{V'^2} = \frac{10}{0,1^2} = 1000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_c = \frac{\delta H_c'}{V'^2} = \frac{20}{0,1^2} = 2000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Расход воды при 2-м режиме

$$V = \sqrt{\delta H_c/S_c} = \sqrt{10/2000} = 0,0707 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потери напора в трубопроводах (подающем и обратном) и в задвижке *A* при 2-м режиме:

$$\delta H_{\Pi} = \delta H_o = S_{\Pi} V^2 = 1000 \cdot 0,0707^2 = 5 \text{ м};$$

$$\delta H_A = 40 - 2 \cdot 5 - 10 = 20 \text{ м}.$$

На основании полученных данных построен график напоров для режима работы отвлечения (штриховые линии на рис. 6.1).

Пример 6.4. Схема водяной сети с двумя потребителями изображена на рис. 6.2. Там же сплошными линиями изображен график напоров при нормальном режиме воды у каждого потребителя

$$V'_1 = V'_2 = 0,05 \text{ м}^3/\text{с} = 180 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Определить коэффициент гидравлической устойчивости системы потребителя 2, а также расход воды у потребителя 2 и степень изменения расхода воды потребителя 2 при выключении потребителя 1.

Построить также график напоров для нового режима. Для обоих режимов напор, создаваемый насосом на станции, принимают постоянным и равным $H=40 \text{ м}$.

Авторегуляторы на вводах потребителей отсутствуют. Диаметры подающих и обратных трубопроводов участков равны.

Решение. Коэффициент гидравлической устойчивости системы потребителя 2

$$U = V'_2 / V'_2_{\text{макс}} = \sqrt{\Delta H'_2 / H} = \sqrt{10/40} = 0,5.$$

сопротивление подогревателя и коммуникации станции, участков I—II трубопроводов (подающего и обратного отдельно) сети и потребителя для нормального режима ($V'_1 = V'_2 = 0,05 \text{ м}^3/\text{с} = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$):

$$S_{\text{ст}} = \Delta H'_{\text{ст}} / V'^2_{\text{ст}} = 10/0,1^2 = 1000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{\text{Iп}} = S_{\text{Iо}} = \delta H'_{\text{Iп}} / V'^2_{\text{Iп}} = (30-20)/2 \cdot 0,1^2 = 500 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{\text{IIп}} = S_{\text{IIо}} = \delta H'_{\text{IIп}} / V'^2_{\text{IIп}} = (20-10)/2 \cdot 0,05^2 = 2000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_2 = \delta H'_2 / V'^2_2 = 10/0,05^2 = 4000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Полное сопротивление сети при выключении потребителя 1

$$\begin{aligned} S &= S_{\text{ст}} + S_{\text{Iп}} + S_{\text{IIп}} + S_2 + S_{\text{IIо}} + S_{\text{Iо}} = \\ &= 1000 + 500 + 2000 + 4000 + 2000 + 500 = 10\,000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6. \end{aligned}$$

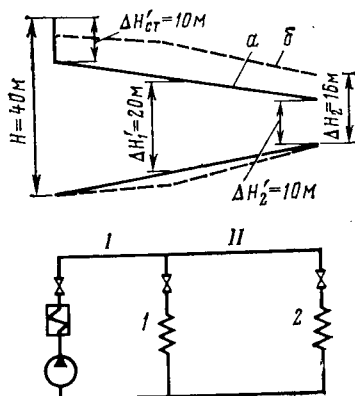


Рис. 6.2. К примеру 6.4:

a — расчетный режим при работе потребителей 1 и 2; *б* — режим при выключении потребителя 2

Расход воды на станции при новом режиме
 $V = V_I = V_{II} = V_2 = \sqrt{\Delta H / S} = \sqrt{40 / 10000} = 0,0632 \text{ м}^3/\text{с} = 227,5 \text{ м}^3/\text{ч}$

Степень изменения расхода воды у потребителя 2

$$\varphi = V_2 / V'_2 = 0,0632 / 0,05 = 1,264.$$

Потери напора на участках при новом режиме:

$$\Delta H_{\text{ст}} = S_{\text{ст}} V^2 = 1000 \cdot 0,0632^2 = 4 \text{ м};$$

$$\delta H_{I \text{ п}} = \delta H_{I \text{ о}} = 500 \cdot 0,0632^2 = 2 \text{ м};$$

$$\delta H_{II \text{ п}} = \delta H_{II \text{ о}} = 2000 \cdot 0,0632^2 = 8 \text{ м};$$

$$\delta H_2 = 4000 \cdot 0,0632^2 = 16 \text{ м}.$$

По полученным данным строим график напоров при выключенно потребителе 1 (штриховые линии на рис. 6.2).

Пример 6.5. Решить предыдущий пример при условии увеличении напора, создаваемого насосом станции, до $H=60 \text{ м}$, и одновременного увеличения потерь напора у потребителей 1 и 2 до $\delta H_1=40 \text{ м}$ и $\delta H_2=30 \text{ м}$ (за счет увеличения сопротивлений вводов).

Напор, создаваемый насосом на станции, при расчете принять постоянным при обоих режимах.

Решение. Коэффициент гидравлической устойчивости системы потребителя 2

$$\gamma = \sqrt{\delta H'_2 / H} = \sqrt{30 / 60} = 0,707.$$

Сопротивления участков и всей сети:

$$S_{\text{ст}} = 1000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5; S_{I \text{ п}} = S_{I \text{ о}} = 500 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5;$$

$$S_{II \text{ п}} = S_{II \text{ о}} = 2000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5 \text{ (см. пример 6.4);}$$

$$S_2 = \delta H_2 / V'^2_2 = 30 / 0,05^2 = 12000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5;$$

$$S = S_{\text{ст}} + 2S_{I \text{ п}} + 2S_{II \text{ п}} + S_2 = 1000 + 500 \cdot 2 + 2000 \cdot 2 + 12000 = 18000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5.$$

Расход воды на станции при новом режиме

$$V = \sqrt{\Delta H / S} = \sqrt{60 / 18000} = 0,0578 \text{ м}^3/\text{с} = 208 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Степень изменения расхода воды у потребителя 2

$$\varphi = V_2 / V'_2 = 0,0578 / 0,05 = 1,156.$$

Сравнивая полученные результаты с результатами предыдущего примера, видим, что повышение разности напоров у потребителей сравнительно с потерями напора в трубопроводах сети снижает значение колебания расхода воды у потребителей.

Пример 6.6. Решить пример 6.4 с учетом характеристики двух параллельно работающих на станции насосов. Характеристика каждого из указанных насосов описывается уравнением

$$H = H_0 - S_0 V^2 (H_0 = 47 \text{ м}, S_0 = 2800 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5).$$

В расчете учесть, что после выключения потребителя 1 положение регулирующих вентилей на станции остается неизменным, т. е. сопротивление коммуникаций станции остается постоянным ($S_{от} = \text{const}$).

Решение. Коэффициент гидравлической устойчивости

$$y = \sqrt{H_2'/H_0} = \sqrt{10/47} = 0,46.$$

Полное сопротивление сети при выключенном потребителе 1 $S = 10\,000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$ (см. пример 6.4). Внутреннее сопротивление параллельно включенных n насосов ($n=2$)

$$S_{о\text{пар}} = S_0/n^2 = 2800/2^2 = 700 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Для определения расхода воды V приравняем потери напора в сети напору, создаваемому насосами при расходе воды V :

$$H_0 - S_{о\text{пар}} V^2 = S V^2,$$

откуда искомый расход воды на станции

$$V = V_2 = \sqrt{H_0/(S + S_{о\text{пар}})} = \sqrt{47/(10\,000 + 700)} = 0,0663 \text{ м}^3/\text{с} = 239 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Напор, создаваемый насосами,

$$H = H_0 - S_{о\text{пар}} V^2 = 47 - 700 \cdot 0,0663^2 = 43,9 \text{ м}.$$

Степень изменения расхода воды у потребителя 2

$$\varphi = V_2/V'_2 = 0,0663/0,05 = 1,326.$$

Следовательно, учет характеристики насосов в рассматриваемом случае приводит к увеличению степени изменения расхода воды у невыключенного потребителя по сравнению с примером 6.4.

Пример 6.7. Схема водяной сети с тремя потребителями и график напоров для нее при нормальном режиме, когда расход воды у каждого потребителя составляет $V'_1 = V'_2 = V'_3 = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$, приведены на рис. 6.3.

Определить расходы воды у потребителей и построить график напоров при отключении потребителя 2.

При расчете принять, что напор, создаваемый насосом станции, для обоих режимов остается постоянным и равным 40 м.

Решение. Определяем сопротивления отдельных участков сети (участков I—III) и проводимости потребителей 1—3 по известным значениям $\delta H'$ и V' для нормального режима (табл. 6.1).

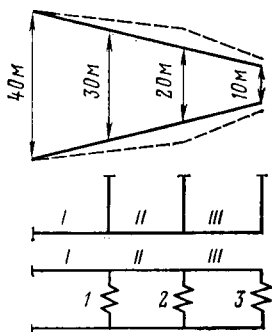


Рис. 6.3. К примеру 6.7

Таблица 6.1

Участок	$V', \text{ м}^3/\text{с}$	$\delta H', \text{ м}$	$S = \delta H' / V'^3, \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^6$	$a = V' / \sqrt{\delta H'}, \text{ м}^2 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5})$
I	0,3	10	111	0,0182
II	0,2	10	250	
III	0,1	10	1000	
1	0,1	30	3000	
2	0,1	20	2000	
3	0,1	10	1000	

Сопротивления и проводимости участков сети после отключения потребителя 2

$$S_{II,3} = S_{II} + S_{III} + S_3 = 250 + 1000 + 1000 = 2250 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^6;$$

$$a_{II,3} = 1 / \sqrt{S_{II,3}} = 1 / \sqrt{2250} = 0,0210 \text{ м}^2 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5});$$

$$a_{I,3} = a_1 + a_{II,3} = 0,0182 + 0,0210 = 0,0392 \text{ м}^2 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5});$$

$$S_{I,3} = 1 / a_{I,3}^2 = 1 / 0,0392^2 = 652 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^6.$$

Суммарное сопротивление сети после отключения потребителя 2

$$S_{I,3} = S_I + S_{I,3} = 111 + 652 = 763 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^6.$$

Суммарный расход воды после отключения потребителя 2

$$V = \sqrt{\Delta H / S_{I,3}} = \sqrt{40 / 763} = 0,229 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Расход воды у потребителей 1 и 3:

$$V_1 = V \sqrt{S_{1,3} / S_1} = 0,229 \sqrt{652 / 3000} = 0,107 \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$V_3 = V - V_1 = 0,229 - 0,107 = 0,122 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Потери напора на участках сети и у потребителей:

$$\delta H_1 = S_1 V_1^2 = 3000 \cdot 0,107^2 = 34,3 \text{ м};$$

$$\delta H_{II} = 250 \cdot 0,122^2 = 3,7 \text{ м};$$

$$\Delta H_2 = \Delta H_1 - \delta H_{II} = 34,3 - 3,7 = 30,6 \text{ м};$$

$$\Delta H_3 = 1000 \cdot 0,122^2 = 14,9 \text{ м}.$$

По найденным значениям строим график напоров для нового режима (штриховые линии на рис. 6.3).

Пример 6.8. Схема водяной тепловой сети с участками I, II и график напоров к ней при нормальной работе потребителей 1, 2 с расходом воды у каждого $V'_1 = V'_2 = 0,03 \text{ м}^3/\text{с} = 108 \text{ м}^3/\text{ч}$ изображены на

чертеже сплошными линиями (рис. 6.4).

Определить расходы воды и потери напора по отдельным участкам тепловой сети, если в месте отклонения к потребителю 1 будет открыта задвижка на перемычке диаметром $d=50$ мм.

Перемычка имеет длину $l=1$ м, сумму коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi=4,5$ и эквивалентную шероховатость $k_s=0,5$ мм.

Разность напоров в начальной точке сети при любых режимах поддерживается постоянной и равной $\Delta H=50$ м.

Авторегуляторы на вводах потребителей отсутствуют.

Решение. Находим сопротивления и проводимости участков сети по данным нормального режима (табл. 6.2).

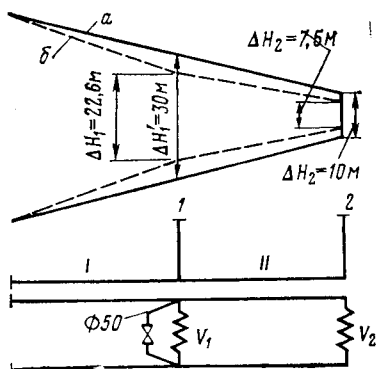


Рис. 6.4. К примеру 6.8:
а — расчетный режим; б — режим при открытой перемычке

Таблица 6.2

Уча- сток	$V', \text{ м}^3/\text{с}$	$\delta H', \text{ м}$	$S=\delta H'/V'^2, \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$	$a=V'\sqrt{\delta H'}, \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^{0,5})$	Примечание
I	0,06	20	$0,556 \cdot 10^4$	—	Подающий и обрат- ный трубопрово- ды вместе
II	0,03	20	$2,22 \cdot 10^4$	—	
1	0,03	30	—	$5,48 \cdot 10^{-3}$	
1-2	0,03	30	—	$5,48 \cdot 10^{-3}$	

Эквивалентная длина, сопротивление и проводимость перемычки:

$$l_0=4,5 \cdot 1,44=6,5 \text{ м};$$

$$S_n=s(l+l_0)=9200(1+6,5)=6,9 \cdot 10^4 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$a_n=1/\sqrt{S_n}=1/\sqrt{6,9 \cdot 10^4}=3,81 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Суммарная проводимость перемычки и участков I и II.2

$$a_{n2}=a_n+a_1+a_{II,2}=3,81 \cdot 10^{-3}+5,48 \cdot 10^{-3}+5,48 \cdot 10^{-3}=14,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Сопротивление всей сети

$$S=S_I+S_{n,2}=S_I+\frac{1}{a_{n,2}^2}=0,556 \cdot 10^4+\frac{10^6}{14,77^2}=1,014 \cdot 10^4 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Расход воды на станции и участке I

$$V = V_I = V \sqrt{\Delta H / S} = V \sqrt{50 / 1,014 \cdot 10^4} = 0,0702 \text{ м}^3/\text{с} = 253 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Разность напоров у потребителя 1

$$\Delta H_I = \Delta H - S_I V_I^2 = 50 - 0,556 \cdot 10^4 \cdot 0,0702^2 = 22,6 \text{ м}.$$

Расходы воды у потребителей (1 и 2) и по перемычке:

$$V_1 = V_2 = a_1 \sqrt{\Delta H_I} = 5,48 \cdot 10^{-3} \sqrt{22,6} = 0,0261 \text{ м}^3/\text{с} = 94 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{II} = a_{II} \sqrt{\Delta H_I} = 3,81 \cdot 10^{-3} \sqrt{22,6} = 0,018 \text{ м}^3/\text{с} = 65 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Разность напоров у потребителя 2

$$\Delta H_2 = \Delta H_I - S_{II} V_{II}^2 = 22,6 - 2,22 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0261^2 = 7,5 \text{ м}.$$

График напоров для работы сети с открытой перемычкой изображен штриховыми линиями на рис. 6.4.

Пример 6.9. График напоров для двухтрубной водяной сети с параллельной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения при расчетном режиме изображен на чертеже (рис. 6.5). Водяная сеть имеет магистральные участки I—III и ответвления 1, 2. Расчетный расход воды у каждого абонента составляет $V'_1 = V'_2 = V'_3 = 100 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0278 \text{ м}^3/\text{с}$, из которых на отопление идет $V'_{o1} = V'_{o2} = V'_{o3} = 70 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0194 \text{ м}^3/\text{с}$ и на горячее водоснабжение $V'_{г1} = V'_{г2} = V'_{г3} = 30 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0084 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определить расходы воды на отопление указанных абонентов при отключении водоподогревателей горячего водоснабжения от сети. Регуляторы расхода воды перед элеваторами отсутствуют. Разность на-

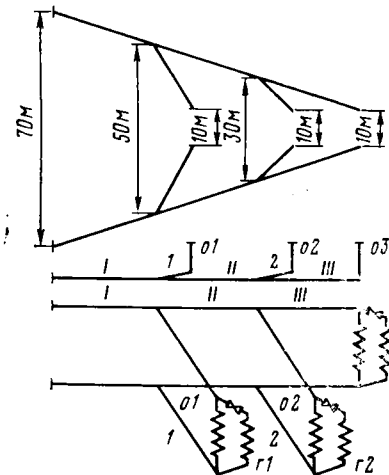


Рис. 6.5. К примеру 6.9

поров на выводах со станции при любых режимах остается постоянной $\Delta H = 70 \text{ м}$. При расчете использовать размерности: V , $\text{м}^3/\text{ч}$; H , м ; S , $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^6$, и a , $\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^{0,5})$.

Решение. По данным нормального режима работы определяем сопротивление магистральных участков сети (подающих и обратных трубопроводов вместе), ответвлений и абонентов (отдельно для отопления). Результаты расчета сводим в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Участок	$V', \text{ м}^3/\text{ч}$	$\delta H', \text{ м}$	$S = \delta H' / V'^2, \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6$
Магистральный участок:			
I	300	20	$2,22 \cdot 10^{-4}$
II	200	20	$5 \cdot 10^{-4}$
III	100	20	$20 \cdot 10^{-4}$
Ответвление:			
1	100	40	$40 \cdot 10^{-4}$
2	100	20	$20 \cdot 10^{-4}$
Отопительные потребители 01, 02 и 03	70	10	$20,4 \cdot 10^{-4}$

Определяем сопротивления и проводимости участков сети при отключении подогревателей горячего водоснабжения.

Проводимость участков III.03, 2.02 и их суммарная проводимость:

$$a_{III.03} = a_{2.02} = 1 / \sqrt{S_{III} + S_{03}} = 1 / \sqrt{20 \cdot 10^{-4} + 20,4 \cdot 10^{-4}} = 15,7 \text{ м}^3 / (\text{ч} \cdot \text{М}^{0,5});$$

$$a_{2.03} = a_{III.03} + a_{2.02} = 15,7 + 15,7 = 31,4 \text{ м}^3 / (\text{ч} \cdot \text{М}^{0,5}).$$

Проводимость участков II.03 (от точки после ответвления 1), 1.01 и их суммарная проводимость:

$$a_{II.03} = 1 / \sqrt{S_{II} + \frac{1}{a_{2.03}^2}} = 1 / \sqrt{5 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{31,4^2}} = 25,7 \text{ м}^3 / (\text{ч} \cdot \text{М}^{0,5});$$

$$a_{1.01} = 1 / \sqrt{S_1 + S_{01}} = 1 / \sqrt{40 \cdot 10^{-4} + 20,4 \cdot 10^{-4}} = 12,8 \text{ м}^3 / (\text{ч} \cdot \text{М}^{0,5});$$

$$a_{1.03} + a_{II.03} + a_{1.01} = 25,7 + 12,8 = 38,5 \text{ м}^3 / (\text{ч} \cdot \text{М}^{0,5}).$$

Сопротивление всей сети

$$S = S_1 + \frac{1}{a_{1.03}^2} = 2,22 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{38,5^2} = 8,97 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6.$$

Расход воды на станции

$$V = \sqrt{\Delta H / S} = \sqrt{70 / (8,97 \cdot 10^{-4})} = 279 \text{ м}^3 / \text{ч} = 0,0775 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$, у отопительных потребителей и на участках магистрали:

$$V_{01} = V \sqrt{\frac{S_{1.03}}{S_{1.01}}} = V \frac{a_{1.01}}{a_{1.03}} = 279 \frac{12,8}{38,5} = 93 \text{ м}^3 / \text{ч} = 0,0258 \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$V_{02} = V \sqrt{\frac{S_{1.03}}{1} \frac{S_{2.03}}{S_{II.03}} \frac{1}{S_{2.02}}} = V \frac{a_{2.02} a_{II.03}}{a_{1.03} a_{2.03}} = 279 \frac{15,7 \cdot 25,7}{38,5 \cdot 31,4} = 93 \text{ м}^3 / \text{ч} = 0,0258 \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$V_{03} = 279 - 2 \cdot 93 = 93 \text{ м}^3 / \text{ч} = 0,0258 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Таким образом, отключение подогревателей горячего водоснабжения вызвало увеличение расхода воды у отопительных потребителей на 33%.

Пример 6.10. Решить пример 6.9 при условии, что вместо подогревателей горячего водоснабжения имеется непосредственный водоразбор из подающей линии у потребителя.

График напоров и расходы воды на отопление и горячее водоснабжение для нормального режима работы принять теми же, что и в примере 6.9.

Потери напора в подающей и обратной линиях при работе горячего водоснабжения условно принять одинаковыми (за счет соответствующего подбора диаметров труб для подающих и обратных линий).

Решение. По данным для нормального режима работы определяем сопротивления участков (табл. 6.4).

Таблица 6.4

Участок	Подающая линия			Обратная линия			Суммарное сопротивление S , м·ч ² /м ⁶
	V' , м ³ /ч	$\delta H'$, м	S , м·ч ² /м ⁶	V' , м ³ /ч	$\delta H'$, м	S , м·ч ² /м ⁶	
I	300	10	$1,11 \cdot 10^{-4}$	210	10	$2,26 \cdot 10^{-4}$	$3,37 \cdot 10^{-4}$
II	200	10	$2,5 \cdot 10^{-4}$	140	10	$5,1 \cdot 10^{-4}$	$7,6 \cdot 10^{-4}$
III	100	10	$10 \cdot 10^{-4}$	70	10	$20,4 \cdot 10^{-4}$	$30,4 \cdot 10^{-4}$
Отвѣтвления:							
1	100	20	$20 \cdot 10^{-4}$	70	20	$40,8 \cdot 10^{-4}$	$60,8 \cdot 10^{-4}$
2	100	10	$10 \cdot 10^{-4}$	70	10	$20,4 \cdot 10^{-4}$	$30,4 \cdot 10^{-4}$
Отопительные потребители	—	—	—	—	—	—	$20,4 \cdot 10^{-4}$
01, 02, 03							

Определяем сопротивления и проводимость участков сети при прекращении разбора воды на горячее водоснабжение.

Проводимость участков III.03, 2.02 и их суммарная проводимость:

$$a_{III.03} = a_{2.02} = 1/\sqrt{S_{III} + S_{03}} = 1/\sqrt{30,4 \cdot 10^{-4} + 20,4 \cdot 10^{-4}} = \\ = 14 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^{0,5});$$

$$a_{2.03} = a_{III.03} + a_{2.02} = 14 + 14 = 28 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Проводимость участков II.03, I.01 и их суммарная проводимость:

$$a_{II.03} = \frac{1}{\sqrt{S_{II} + \frac{1}{a_{2.03}^2}}} = \frac{1}{\sqrt{7,6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{28^2}}} = 22,1 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^{0,5});$$

$$a_{I.01} = \frac{1}{\sqrt{S_I + S_{01}}} = \frac{1}{\sqrt{60,8 \cdot 10^{-4} + 20,4 \cdot 10^{-4}}} = 11,1 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^{0,5});$$

$$a_{I.03} = a_{II.03} + a_{I.01} = 22,1 + 11,1 = 33,2 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Сопротивление всей сети

$$S = S_I + \frac{1}{a_{I.03}^2} = 3,37 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{33,2^2} = 12,5 \cdot 10^{-4} \text{ м} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^6.$$

Расход воды на станции и у отопительных потребителей:

$$V = \sqrt{\frac{\Delta H}{S}} = \sqrt{\frac{70}{12,5 \cdot 10^{-4}}} = 237 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0658 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{01} = \sqrt{\frac{S_{I.03}}{S_{I.01}}} = V \frac{a_{I.01}}{a_{I.03}} = 273 \frac{11,1}{33,2} = 79 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0219 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\begin{aligned} V_{02} &= V \sqrt{\frac{S_{I.03}}{1} \frac{S_{2.03}}{S_{II.03}} \frac{1}{S_{2-02}}} = V \frac{a_{2.02} a_{II.03}}{a_{I.03} a_{2.03}} = \\ &= \frac{237 \cdot 14 \cdot 22,1}{33,2 \cdot 28} = 79 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0219 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Таким образом, прекращение разбора воды на горячее водоснабжение вызывает увеличение расхода воды у отопительных потребителей на 12,8%, т. е. меньше, чем при схеме с подогревателями горячего водоснабжения.

Пример 6.11. Двухтрубная закрытая неавтоматизированная водяная сеть имеет две одинаковые магистрали (0-1-2-3-4 и 0-5-6-7-8) (1—8) и резервную перемычку (3-7) между ними на случай аварии (рис. 6.6).

Длина каждого магистрального участка тепловой сети и перемычки составляет 500 м, а диаметры трубопроводов равны:

$$d_I = d_{II} = d_V = d_{VI} = 514 \text{ мм};$$

$$d_{III} = d_{VII} = d_{II} = 408 \text{ мм}; \quad d_{IV} = d_{VII} = 309 \text{ мм}.$$

Расходы воды каждого ответвления (1—8) при нормальном режиме составляют:

$$V_1 = V_2 = V_3 = V_4 = V_5 = V_6 = V_7 = V_8 = 0,1 \text{ м}^3/\text{с} = 360 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

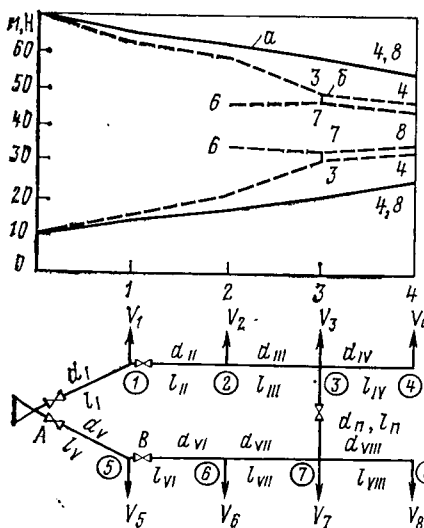


Рис. 6.6. К примеру 6.11:

a — график напоров для расчетного режима; *b* — график напоров для аварийного режима

Определить расходы воды для каждого ответвления тепловой сети, если участок 0-5 2-й магистрали будет отключен задвижками А и Б вследствие аварии на нем, а питание ответвлений 6, 7 и 8 2-й магистрали будет обеспечено через перемычку от 1-й магистрали.

Построить также график напоров для 1-й магистрали при нормальном и аварийном режимах и для 2-й магистрали в аварийном режиме.

При расчете принять эквивалентную шероховатость труб $k_s = 0,5$ мм, а коэффициент местных потерь напора $\alpha = 0,3$. Разность напоров на коллекторах станции при нормальном и аварийном режиме считать постоянной и равной $\Delta H = 60$ м, напор в обратном коллекторе 10 м.

Решение. Находим сопротивление отдельных магистральных участков и перемычки (подающей и обратной труб вместе), принимая удельное сопротивление по приложению 6:

$$\begin{aligned} S_I &= S_{II} = S_V = S_{VI} = s_{lI} (1 + \alpha) 2 = \\ &= 0,0448 \cdot 500 \cdot 1,3 \cdot 2 = 58,2 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^6; \\ S_{III} &= S_{VII} = S_{II} = s_{lIII} l_{III} (1 + \alpha) 2 = \\ &= 0,151 \cdot 500 \cdot 1,3 \cdot 2 = 196 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^6; \\ S_{IV} &= S_{VIII} = s_{lIV} l_{IV} (1 + \alpha) 2 = \\ &= 0,648 \cdot 500 \cdot 1,3 \cdot 2 = 842 \text{ м} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^6. \end{aligned}$$

Нормальный режим. Расходы воды на магистральных участках при нормальном режиме работы:

$$\begin{aligned} V_I &= V_V = 0,1 \cdot 4 = 0,4 \text{ м}^3 / \text{с} = 1440 \text{ м}^3 / \text{ч}; \\ V_{II} &= V_{VI} = 0,1 \cdot 3 = 0,3 \text{ м}^3 / \text{с} = 1080 \text{ м}^3 / \text{ч}; \\ V_{III} &= V_{VII} = 0,1 \cdot 2 = 0,2 \text{ м}^3 / \text{с} = 720 \text{ м}^3 / \text{ч}; \\ V_{IV} &= V_{VIII} = 0,1 \text{ м}^3 / \text{с} = 360 \text{ м}^3 / \text{ч}. \end{aligned}$$

Потери напора на магистральных участках при нормальном режиме работы:

$$\begin{aligned} \delta H_I &= \delta H_V = S_I V_I^2 = 58,2 \cdot 0,4^2 = 9,31 \text{ м}; \\ \delta H_{II} &= \delta H_{VI} = S_{II} V_{II}^2 = 58,2 \cdot 0,3^2 = 5,24 \text{ м}; \\ \delta H_{III} &= \delta H_{VII} = S_{III} V_{III}^2 = 196 \cdot 0,2^2 = 7,84 \text{ м}; \\ \delta H_{IV} &= \delta H_{VIII} = S_{IV} V_{IV}^2 = 842 \cdot 0,1^2 = 8,42 \text{ м}. \end{aligned}$$

Разности напоров (располагаемые напоры) в местах ответвлений при нормальном режиме работы:

$$\Delta H_1 = \Delta H_5 = \Delta H - \delta H_I = 60 - 9,31 = 50,69 \text{ м};$$

$$\Delta H_2 = \Delta H_5 = \Delta H_1 - \delta H_{II} = 50,69 - 5,24 = 45,45 \text{ м};$$

$$\Delta H_3 = \Delta H_7 = \Delta H_2 - \delta H_{III} = 45,45 - 7,84 = 37,61 \text{ м};$$

$$\Delta H_4 = \Delta H_8 = \Delta H_3 - \delta H_{IV} = 37,61 - 8,42 = 29,19 \text{ м}.$$

На основании полученных данных строим график напоров 1-й магистрали для нормального режима (график *a* на рис. 6.6).

Проводимости ответвлений:

$$a_1 = a_5 = V_1 / \sqrt{\Delta H_1} = 0,1 / \sqrt{50,69} = 0,0140 \text{ м}^3 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5});$$

$$a_2 = a_6 = V_2 / \sqrt{\Delta H_2} = 0,1 / \sqrt{45,45} = 0,0148 \text{ м}^3 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5});$$

$$a_3 = a_7 = a_{IV,4} = a_{VIII,8} = V_3 / \sqrt{\Delta H_3} = 0,1 / \sqrt{37,61} = 0,0163 \text{ м}^3 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Аварийный режим. Проводимость участков 2-й магистрали при аварийном режиме:

$$a_{VII,6} = \frac{1}{\sqrt{S_{VII} + \frac{1}{a_6^2}}} = 1 / \sqrt{196 + (1/0,0148^2)} = \\ = 0,0145 \text{ м}^3 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5});$$

$$a_{6,7,8} = a_{VII,6} + a_7 + a_{VIII,8} = 0,0145 + 0,0163 + 0,0163 = \\ = 0,0471 \text{ м}^3 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Проводимость участков 2-й магистрали вместе с перемычкой:

$$a_{п.6,8} = \frac{1}{\sqrt{S_{п} + (1/a_{6-7-8}^2)}} = 1 / \sqrt{196 + (1/0,0471^2)} = \\ = 0,0393 \text{ м}^3 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Проводимость участков сети от точки 3 (включая ответвление 3) до конечных точек

$$a_{3,6} = a_3 + a_{IV,4} + a_{п.6,8} = 0,0163 + 0,0163 + \\ + 0,0393 = 0,0719 \text{ м}^3 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Проводимость участков сети от точки 2 до конечных точек

$$a_{2,6} = a_2 + a_{III,6,8} = a_2 + \frac{1}{\sqrt{S_{III} + (1/a_{3,6,8}^2)}} = \\ = 0,0148 + \frac{1}{\sqrt{196 + (1/0,0719^2)}} = 0,0655 \text{ м}^3 / (\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Проводимость участков сети от точки 1 до конечных точек

$$a_{1.6} = a_1 + a_{II.6} = a_1 + \frac{1}{\sqrt{S_{II} + (1/a_{2.6}^2)}} =$$

$$= 0,014 + \frac{1}{\sqrt{58,2 + (1/0,0655^2)}} = 0,0724 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Проводимость всей сети при аварийном режиме

$$a = \frac{1}{\sqrt{S_I + (1/a_{1.6}^2)}} = \frac{1}{\sqrt{58,2 + (1/0,0724^2)}} = 0,0634 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Расходы воды при аварийном режиме:

$$V = a \sqrt{\Delta H} = 0,0634 \sqrt{60} = 0,491 \text{ м}^3/\text{с} = 1767 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_I = V \sqrt{\frac{S_{1.6}}{S_I}} = V \frac{a_1}{a_{1.6}} = 0,491 \frac{0,014}{0,0724} = 0,095 \text{ м}^3/\text{с} = 342 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{II} = V_I - V_1 = 0,491 - 0,095 = 0,396 \text{ м}^3/\text{с} = 1425 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_2 = V_{II} \sqrt{\frac{S_{2.6}}{S_2}} = V_{II} \frac{a_2}{a_{2.6}} = 0,396 \frac{0,0148}{0,0655} = 0,089 \text{ м}^3/\text{с} = 320 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{III} = V_{II} - V_2 = 0,396 - 0,089 = 0,307 \text{ м}^3/\text{с} = 1105 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_3 = V_4 = V_{III} \sqrt{\frac{S_{3.6}}{S_3}} = V_{III} \frac{a_3}{a_{3.6}} = 0,307 \frac{0,0163}{0,0719} = 0,068 \text{ м}^3/\text{с} = 245 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\pi} = V_{III} - (V_3 + V_4) = 0,307 - (0,068 + 0,068) = 0,171 \text{ м}^3/\text{с} =$$

$$= 615 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_7 = V_8 = V_{\pi} \sqrt{\frac{S_{6.7.8}}{S_7}} = V_{\pi} \frac{a_7}{a_{6.7.8}} =$$

$$= 0,171 \frac{0,0163}{0,0471} = 0,059 \text{ м}^3/\text{с} = 212 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_6 = V_{\pi} - (V_7 + V_8) = 0,171 - (0,059 + 0,059) =$$

$$= 0,053 \text{ м}^3/\text{с} = 191 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Потери напора на участках (в подающей и обратной трубах вместе):

$$\delta H_I = S_I V_I^2 = 58,2 \cdot 0,491^2 = 14,0 \text{ м};$$

$$\delta H_{II} = S_{II} V_{II}^2 = 58,2 \cdot 0,396^2 = 9,1 \text{ м};$$

$$\delta H_{III} = S_{III} V_{III}^2 = 196 \cdot 0,307^2 = 18,5 \text{ м};$$

$$\delta H_{IV} = S_{IV} V_{IV}^2 = 842 \cdot 0,068^2 = 3,9 \text{ м};$$

$$\delta H_{\pi} = S_{\pi} V_{\pi}^2 = 196 \cdot 0,171^2 = 5,7 \text{ м};$$

$$\delta H_{VII} = S_{VII} V_{VII}^2 = 196 \cdot 0,053^2 = 0,6 \text{ м};$$

$$\delta H_{VIII} = S_{VIII} V_{VIII}^2 = 842 \cdot 0,059^2 = 2,9 \text{ м}.$$

На основании полученных данных строим график напоров при аварийном режиме (график б на рис. 6.6).

Пример 6.12. Для двухтрубной неавтоматизированной водяной сети с участками I—III и потребителями 1—3 график напоров для нормального режима работы и схема изображены на рис. 6.7. Нормальный расход воды у всех потребителей одинаков и равен:

$$V'_1=V'_2=V'_3=0,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определить расходы воды, которые должны быть установлены у каждого из потребителей при пуске сети, если включение их осуществлять последовательно с конца сети (начиная с потребителя 3). Расходы воды у каждого потребителя при пуске должны быть установлены с таким расчетом, чтобы после включения последнего потребителя (потребитель 1) у каждого потребителя установился нормальный расход воды. Разность напоров на выводах со станции при всех режимах остается постоянной и равной 40 м.

Решение. По данным для нормального режима определяем сопротивления магистральных участков сети (табл. 6.5). Одновременно определяем те проводимости, которые должны быть созданы у каждого потребителя путем регулирования задвижкой, чтобы без дальнейших подрегулировок обеспечить нормальный режим работы сети после включения всех потребителей.

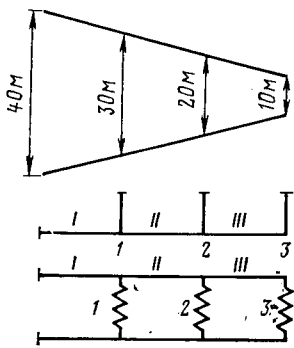


Рис. 6.7. К примеру 6.12

Таблица 6.5

Уч асток	V' , м ³ /с	$\Delta H'$, м	S , м·с ² /м ⁶	a , м ³ /(с·м ^{0,5})	Примечание
I	0,3	10	111	—	Подающий и обратный трубопроводы вместе
II	0,2	10	250	—	
III	0,1	10	1000	—	
1	0,1	30	—	0,0183	
2	0,1	20	—	0,0224	
3	0,1	10	1000	0,0316	
III.3	0,1	20	2000	0,0224	

Включение потребителя 3. Сопротивление всей сети после включения потребителя 3

$$S=S_I+S_{II}+S_{III}+S_3=$$

$$=111+250+1000+1000=2361 \text{ м·с}^2/\text{м}^6.$$

Расход воды, который должен быть установлен у абонента 3 при его включении,

$$V_3 = \sqrt{\frac{\Delta H}{S}} = \sqrt{\frac{40}{2361}} = 0,13 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Включение потребителя 2. Суммарная проводимость участков III.3 и участка 2 после дополнительного включения потребителя 2

$$a_{2.3} = a_{\text{III.3}} + a_2 = 0,0224 + 0,0224 = 0,0448 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Сопrotивление всей сети после включения потребителя 2

$$S = S_I + S_{II} + 1/a_{2.3}^2 = 111 + 250 + 1/0,0448^2 = 859 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Расход воды на станции после включения потребителя 2

$$V = \sqrt{\Delta H/S} = \sqrt{40/859} = 0,216 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воды, который должен быть установлен у потребителя 2 при его пуске,

$$V_2 = V \sqrt{\frac{S_{2.3}}{S_2}} = V \frac{a_2}{a_{2.3}} = 0,216 \frac{0,0224}{0,0448} = 0,108 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Включение потребителя 1. Расход воды, который должен быть установлен у потребителя 1 при его включении,

$$V_1 = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 6.13. Головная часть водяной тепловой сети состоит из двух параллельно включенных (подающей и обратной) магистралей. Трубопроводы одной магистрали имеют внутренний диаметр

$d_1 = 408$ мм и длину $l_1 = 1000$ м, а другой — диаметр $d_2 = 309$ мм и длину $l_2 = 800$ м.

Схема подающих трубопроводов приведена на рис. 6.8.

Определить, как распределяются потоки воды между магистралями, если общий расход воды $V = 0,25 \text{ м}^3/\text{с} = 900 \text{ м}^3/\text{ч}$.

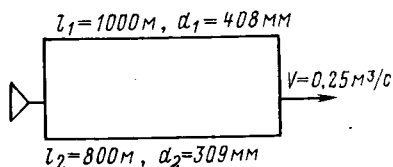


Рис. 6.8. К примеру 6.13

Коэффициент местных потерь напора для обоих трубопроводов один и тот же.

Решение. При решении рассматриваем только подающие или обратные трубопроводы, так как они одинаковы.

Потери напора в трубопроводах каждой магистрали будут одинаковы

$$\delta H = \frac{A_R V_1^2 l_1 (1 + \alpha)}{d_1^{5,25}} = \frac{A_R V_2^2 l_2 (1 + \alpha)}{d_2^{5,25}}.$$

Из последнего равенства находим отношение расходов воды:

$$\begin{aligned} V_1/V_2 &= (d_1/d_2)^{2,625} (l_2/l_1)^{0,5} = \\ &= (0,408/0,309)^{2,625} (800/1000)^{0,5} = 1,85 \end{aligned}$$

или

$$V_1 = 1,85 V_2.$$

Выражаем суммарный расход воды через расход V_2

$$V = V_1 + V_2 = 1,85 V_2 + V_2 = 2,85 V_2.$$

Находим расход воды в трубопроводе каждой магистрали:

$$V_2 = 0,25/2,85 = 0,0877 \text{ м}^3/\text{с} = 316 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_1 = V - V_2 = 0,25 - 0,0877 = 0,1623 \text{ м}^3/\text{с} = 584 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 6.14. Для двухтрубной кольцевой водяной сети с одинаковым на всех участках диаметром $d=514$ мм определить расходы воды на участках и разность напоров в точке водораздела. Длины участков подающих трубопроводов и расходы воды в точках ответвлений приведены на рис. 6.9.

Напор, создаваемый насосами на станции, равен 60 м. При расчете коэффициент местных потерь напора принять $\alpha=0,30$, а эквивалентную шероховатость труб $k_s=0,5$ мм.

Расчет выполнить с использованием ЭВМ.

Решение. Находим сопротивления подающего и обратного трубопроводов для отдельных участков кольца¹ при $k_s=0,5$ мм (приложение 6):

$$\begin{aligned} S_1=S_3=S_4=S_6 &= sl_1(1+\alpha)2 = \\ &= 0,04478 \cdot 500 \cdot 1,3 \cdot 2 = 58,2 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5; \end{aligned}$$

$$S_2=S_5 = sl_2(1+\alpha) = 0,04478 \cdot 1000 \cdot 1,3 \cdot 2 = 116,4 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5.$$

Решение данной задачи производим методом итераций.

Сделаем предположение, что точка водораздела находится на участке $i=4$, и определяем расход воды на участках для данного случая. Расход воды на i -м участке кольца принимаем положительным, если направление расхода воды в нем совпадает с направлением

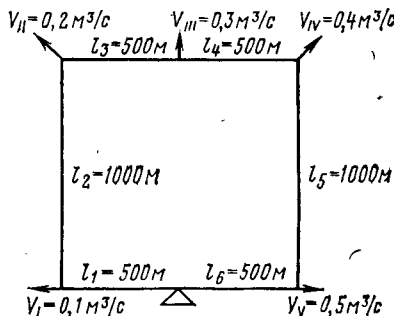


Рис. 6.9. К примеру 6.14

¹ Поскольку в данном примере расчет выполняется на ЭВМ «Найри-2», участки колец обозначены арабскими цифрами, а не римскими, как это было принято в примерах с ручным счетом.

ем часовой стрелки. Если расход воды на участке кольца направлен против часовой стрелки, то этот расход воды принимаем отрицательным. В результате получаем: $V_1=0,3+0,2+0,1=0,6$ м³/с; $V_2=0,3+0,2=0,5$ м³/с; $V_3=0,3$ м³/с; $V_4=0$; $V_5=-0,4$ м³/с; $V_6=-0,4-0,5=-0,9$ м³/с.

Для первоначально принятых значений расходов воды для каждого i -го участка V_i определяем вспомогательные значения $a_i = S_i |V_i|$ и $x = \sum_{i=1}^6 a_i$, а затем невязку потери напора для всего кольца

$$\delta H = \sum_{i=1}^6 a_i V_i = \sum_{i=1}^6 S_i |V_i| V_i.$$

Вычисляем увязочный расход воды

$$\delta V = \delta H / 2x = \delta H \left/ \left(2 \sum_{i=1}^6 S_i |V_i| \right) \right|.$$

Находим уточненный расход воды на каждом участке

$$V'_i = V_i - \delta V.$$

После этого расчет δH и δV (а также вспомогательных значений a_i и x) повторяем до тех пор, пока увязочный расход воды $|\delta V|$ будет меньше заданного предела. Число итераций обозначим k .

Для решения рассматриваемой итерационной задачи останавливаемся на ЭВМ «Наири-2» и составляем таблицу соответствия обозначений в языке программирования *ап* обычным обозначениям в формулах:

Символы в формулах	S_i	V_i	a_i	ΔH_i	x	δH	δV	$\delta V_{\text{пр}}$
Символы языка <i>ап</i>	$\uparrow s_i$	g_i	a_i	v_i	x	y	b	n

Допустимый увязочный расход воды принимаем равным 0,0002 м³/с, т. е. 0,013% суммарного расхода воды.

Программа

ап

$i = 6 \downarrow \text{авgs}$

1 $\downarrow$ допустим $i = 1$

2 $\downarrow$ введем $s_i \downarrow g_i$

3 $\downarrow$ вставим $i = i + 1$

4 $\downarrow$ если $i - 6 \leq 0$ идти к 2

5 допустим $b = 0 \downarrow k = 0$

6 ☐ допустим $x = 0$ ☐ $y = 0$

7 ☐ допустим $i = 1$

8 ☐ вычислим $g_i = g_i - 6$

9 ☐ вычислим $p = g_i$

10 ☐ допустим $e = |p|$

11 ☐ вычислим $a_i = s_i e$

12 ☐ вычислим $v_i = a_i g_i$

13 ☐ вычислим $x = x + a_i$ ☐ $y = y + v_i$

14 ☐ вставим $i = i + 1$

15 ☐ если $i - 6 \leq 0$ идти к 8

16 ☐ вставим $k = k + 1$

17 ☐ вычислим $b = y/2x$

18 ☐ допустим $n = |b|$

19 ☐ если $n - 0,002 \geq 0$ идти к 6

20 ☐ допустим $i = 1$

21 ☐ печатаем с 4 знаками g_i ☐ v_i ☐ k

22 ☐ вставим $i = i + 1$

23 ☐ если $i - 6 \leq 0$ идти к 21

24 ☐ кончаем

исполним 1

58,2 ☐ 0,6 ☐ 116,4 ☐ 0,5 ☐ 58,2 ☐ 0,3 ☐ 58,2 ☐ 0 ☐ 116,4 ☐
☐ -0,4 ☐ 58,2 ☐ -0,9

$$g_1 = 0,6250 \quad v_1 = 22,7344 \quad k = 2$$

$$g_2 = 0,5250 \quad v_2 = 32,0827 \quad k = 2$$

$$g_3 = 0,3250 \quad v_3 = 6,1474 \quad k = 2$$

$$g_4 = 0,0250 \quad v_4 = 0,0364 \quad k = 2$$

$$g_5 = -0,3750 \quad v_5 = -16,3688 \quad k = 2$$

$$g_6 = -0,8750 \quad v_6 = -44,5594 \quad k = 2$$

Водораздел находится в точке ответвления к потребителю 4.

Потери напора от станции до ответвления 4

$$\Delta H_{0,4} = 22,73 + 32,08 + 6,04 = 60,86 \text{ м.}$$

Определяем разность напоров в месте подключения к кольцу ответвления 4 (точка водораздела)

$$\Delta H_4 = 60 - 27,1 = 32,9 \text{ м.}$$

Пример 6.15. Определить расходы воды на участках I—V закрытой двухтрубной тепловой сети, питаемой от двух ТЭЦ (рис. 6.10). Вычислить также разность напоров в точке водораздела сети. Задачу решить ручным методом.

Расходы воды у абонентов I—4: $V_1=0,2 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_2=0,15 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_3=0,2 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_4=0,25 \text{ м}^3/\text{с}$.

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 = 0,2 + 0,15 + 0,2 + 0,25 = 0,8 \text{ м}^3/\text{с} = 2880 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Сопротивления участков магистрали: $S_I=160 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5$; $S_{II}=400 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5$; $S_{III}=1500 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5$; $S_{IV}=3500 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5$; $S_V=250 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^5$.

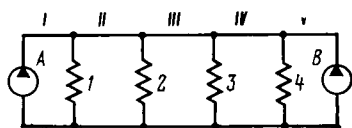


Рис. 6.10. К примеру 6.15

Разности напоров на коллекторах станций: $\Delta H_A=120 \text{ м}$ и $\Delta H_B=100 \text{ м}$; $\Delta H=\Delta H_A-\Delta H_B=20 \text{ м}$.

Решение. Предварительно принимаем водораздел в точке ответвления к абоненту 3 и задаемся следующими расходами воды из

условия удовлетворения первому уравнению Кирхгофа: $V_I=0,45 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{II}=0,25 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{III}=0,1 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{IV}=-0,1 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_V=-0,35 \text{ м}^3/\text{с}$.

Расходы воды и потери напора в сети считаем от станции А положительными, а от станции В — отрицательными.

Проверяем невязку напора (1-я итерация).

$$\begin{aligned} \delta H &= S_I V_I^2 + S_{II} V_{II}^2 + S_{III} V_{III}^2 - \\ &- S_{IV} V_{IV}^2 - S_V V_V^2 - \Delta H = 160 \cdot 0,45^2 + 400 \cdot 0,25^2 + \\ &+ 1500 \cdot 0,1^2 - 3500 \cdot 0,1^2 - 250 \cdot 0,35^2 - 20 = -13,2 \text{ м}. \end{aligned}$$

Вычисляем вспомогательную величину

$$\begin{aligned} x &= \sum_{i=1}^5 S_i |V_i| = 160 \cdot 0,45 + 400 \cdot 0,25 + 1500 \cdot 0,1 + \\ &+ 3500 \cdot 0,1 + 250 \cdot 0,35 = 660 \text{ м} \cdot \text{с}/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Находим увязочный расход воды

$$\delta V = \Delta H / 2x = -13,2 / 2660 = -0,01 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определяем новые расходы воды на участках магистрали $V'_I = V - \delta V = 0,45 + 0,01 = 0,46 \text{ м}^3/\text{с}$; $V'_{II} = 0,25 + 0,01 = 0,26 \text{ м}^3/\text{с}$; $V'_{III} = 0,1 + 0,01 = 0,11 \text{ м}^3/\text{с}$; $V'_{IV} = -0,1 + 0,01 = -0,099 \text{ м}^3/\text{с}$; $V'_V = -0,35 + 0,01 = -0,34 \text{ м}^3/\text{с}$.

Вновь находим невязку напора, увязочный расход воды и уточненные расходы воды аналогично предыдущему (2-я итерация): $\delta H' = -3,9 \text{ м}$; $x = 705 \text{ м} \cdot \text{с}/\text{м}^3$; $\delta V' = -0,0028 \text{ м}^3/\text{с}$; $V''_I = 0,4628 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$V'''_{II}=0,2628 \text{ м}^3/\text{с}; V'''_{III}=0,1128 \text{ м}^3/\text{с}; V'''_{IV}=-0,0962 \text{ м}^3/\text{с}; V'''_V=-3372 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Последующая проверка показывает, что невязка напора составляет всего $-0,2$ м, поэтому найденное потокораспределение является достаточно точным. Водораздел находится в точке ответвления к абоненту 3.

Разность напоров в точке водораздела

$$\begin{aligned} \Delta H_3 &= \Delta H_B - S_V V^2_V - S_{IV} V^2_{IV} = \\ &= 100 - 250 \cdot 0,3372^2 - 3500 \cdot 0,0962^2 = 39,2 \text{ м}. \end{aligned}$$

Пример 6.16. Схема водяной сети с участками *I*, *II* и группами потребителей (*1*, *2*) и с насосной подстанцией на обратной магистрали изображена на рис. 6.11, а пьезометрический график при нормальном режиме на рис. 6.12 (сплошные линии). При нормальном режиме работы разность напоров подающей и обратной магистралей в местах присоединения к ним ответвлений для каждой группы потребителей равна 25 м, а расход воды в каждом ответвлении $V'_1=V'_2=0,5 \text{ м}^3/\text{с}=1800 \text{ м}^3/\text{с}$. При этом же режиме напор, со-

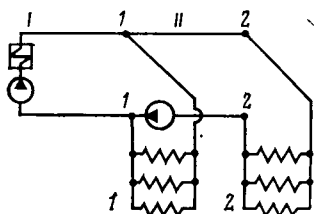


Рис. 6.12. К примеру 6.16:

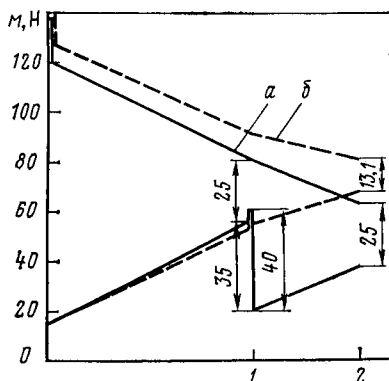


Рис. 6.12. К примеру 6.16:

а — расчетный режим (при работе насосной подстанции); *б* — режим при остановленной насосной подстанции

здаваемый насосами на станции, составляет 120 м, из которых 15 м теряется в коммуникациях станции, а напор, создаваемый насосами на подстанции, 40 м, из которых 5 м теряется в коммуникациях подстанции. Потери в коммуникациях станции и подстанции условно отнесены к подающим трубопроводам.

Определить расход воды в каждой из двух групп потребителей и построить пьезометрический график для аварийного режима работы, когда насосы на подстанции останавливаются. Характеристика насосной станции имеет вид $H=H_{0.ст}-S_{0.ст}V^2$ ($H_{0.ст}=190$ м, $S_{0.ст}=70 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$) и насосной подстанции — $H_н=H_{0.н}-S_{0.н}V^2$ ($H_{0.н}=45$ м, $S_{0.н}=20 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$). Потери напора на участках тепловой сети принять

по пьезометрическому графику (рис. 6.12). Положение регулирующих вентилей на станции и подстанции остается неизменным.

Решение. Сопротивления коммуникаций станции, участков I и II (подающих и обратных трубопроводов вместе), потребителей 1 и 2, а также коммуникаций подстанции:

$$S_{с\tau} = \delta H'_{с\tau} / V'^2 = 15/1^2 = 15 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_I = \delta H'_I / V'^2_I = 80/1^2 = 80 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{II} = \delta H_{II} / V'^2_{II} = 35/0,5^2 = 140 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_1 = S_2 = \Delta H'_1 / V'^2_1 = 25/0,5^2 = 100 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{\Pi} = \delta H'_{\Pi} / V'^2_{\Pi} = 5/0,5^2 = 20 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Проводимость групп потребителей 1 и 2

$$a_1 = a_2 = \frac{V'_1}{V \Delta H'_1} = \frac{0,5}{V \sqrt{25}} = 0,1 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}).$$

Суммарная проводимость двух параллельно включенных групп потребителей с учетом внутреннего сопротивления насосной подстанции

$$\begin{aligned} a_{1,2} &= a_1 + \frac{1}{\sqrt{S_{\Pi} + S_{II} + S_2 + S_{o,\Pi}}} = \\ &= 0,1 + \frac{1}{\sqrt{20 + 140 + 100 + 20}} = 0,16 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^{0,5}). \end{aligned}$$

Сопротивление всей сети с учетом внутреннего сопротивления насосов станции

$$\begin{aligned} S &= S_{o,с\tau} + S_{с\tau} + S_I + S_{1,2} = S_{o,с\tau} + S_{с\tau} + S_I + 1/a_{1,2}^2 = \\ &= 70 + 15 + 80 + 1/0,16^2 = 204 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6 \end{aligned}$$

Расход воды на станции

$$V = \sqrt{H_{o,с\tau} / S} = \sqrt{190 / 204} = 0,965 \text{ м}^3/\text{с} = 3474 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Напор, создаваемый насосами станции,

$$H = H_{o,с\tau} - S_{o,с\tau} V^2 = 190 - 70 \cdot 0,965^2 = 124,8 \text{ м}.$$

Разность напоров на выводах со станции

$$H_{с\tau} = H - S_{с\tau} V^2 = 124,8 - 15 \cdot 0,965^2 = 110,8 \text{ м}.$$

Разность напоров у 1-й группы потребителей

$$\Delta H_1 = \Delta H_{с\tau} - S_I V^2_1 = 110,8 - 80 \cdot 0,965^2 = 36,4 \text{ м}.$$

Расход воды 1-й и 2-й групп потребителей:

$$V_1 = \sqrt{\frac{\Delta H_1}{S_1}} = \sqrt{\frac{36,4}{100}} = 0,603 \text{ м}^3/\text{с} = 2167 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_2 = V_{II} = V - V_1 = 0,965 - 0,603 = 0,362 \text{ м}^3/\text{с} = 1307 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Потери напора в трубопроводах участка II, во 2-й группе потребителей и в перемычке П (в остановленном насосе с $S_{0.н}$):

$$\delta H_{II} = S_{II} V^2_2 = 140 \cdot 0,362^2 = 18,3 \text{ м};$$

$$\delta H_2 = S_2 V^2_2 = 100 \cdot 0,362^2 = 13,1 \text{ м};$$

$$\delta H_{\Pi} = S_{\Pi} V^2_2 = 20 \cdot 0,362^2 = 2,6 \text{ м}.$$

На основании полученных данных производим построение графика напоров при остановленном насосе на подстанции (штриховые линии на рис. 6.12).

Пример 6.17. Для водяной тепловой сети на ТЭЦ установлен насос типа 10-НМК×2-545 с номинальной мощностью $N_{\Pi} = 510$ кВт при номинальном расходе воды $V_{\Pi} = 1000 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,278 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определить мощность насоса для случая, когда путем регулирования задвижкой на нагнетательном патрубке насоса расход воды будет снижен до $V = 600 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,167 \text{ м}^3/\text{с}$.

Коэффициент холостого хода насоса $x = 0,43$.

Решение. Мощность насоса при снижении расхода воды задвижкой

$$N = \left[x + (1 - x) \frac{V}{V_{\Pi}} \right] N_{\Pi} = \\ = \left[0,43 + (1 - 0,43) \frac{600}{1000} \right] 510 = 394 \text{ кВт}.$$

Пример 6.18. Решить пример 6.17 для случая снижения подачи насоса путем уменьшения частоты вращения. Дополнительную потерю энергии при регулировании частотой вращения не учитывать¹.

Решение. При регулировании числом оборотов мощность насоса и его производительность связаны следующей зависимостью:

$$V/V_{\Pi} = \sqrt[3]{N/N_{\Pi}},$$

откуда находим

$$N = (V/V_{\Pi})^3 N_{\Pi} = (600/1000)^3 510 = 110 \text{ кВт}.$$

Сравнивая полученные результаты с результатами предыдущего примера, видим, что регулирование подачи насоса частотой вращения значительно эффективнее, чем регулирование задвижкой.

Пример 6.19. В транзитном трубопроводе при нормальном режиме давление воды составляет $p_1 = 1$ МПа, а скорость воды $w_1 = 2$ м/с. Определить давление гидравлического удара при мгновенном частичном прикрытии клапана, вызвавшем снижение расхода воды в 2 раза. При расчете скорость звука в воде принять $a = 1000$ м/с.

¹ Если учитывать потери при регулировании частотой вращения, то зависимость мощности от расхода будет примерно квадратичная.

Решение. Скорость воды после частичного прикрытия клапана уменьшается пропорционально расходу воды и составит $w_2=1$ м/с.

Изменение скорости воды при частичном прикрытии клапана

$$\Delta w = w_1 - w_2 = 2 - 1 = 1 \text{ м/с.}$$

Давление гидравлического удара

$$p_y = a \Delta w \rho = 1000 \cdot 1 \cdot 1000 = 10^6 \text{ Па} = 1 \text{ МПа.}$$

Суммарное максимальное давление при гидравлическом ударе

$$p_c = p + p_y = 1 + 1 = 2 \text{ МПа.}$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 6.20. Длина трассы транзитного двухтрубного водяного теплопровода — $l_1=1000$ м, диаметр труб — $d_1=408$ мм. На конце трубопровода установлена перемычка диаметром $d_2=207$ мм и длиной $l_2=1,5$ м для проведения испытаний по определению потери напора.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений трубопровода (в одном направлении) $\Sigma \xi_1=15$ и перемычки при полностью открытой задвижке — $\Sigma \xi_2=5$.

Определить необходимую разность напоров на выводах со станции, при которой обеспечивается расход воды $V=1400$ м³/ч = $=0,389$ м³/с, и потерю напора в перемычке при указанном расходе воды.

Эквивалентную шероховатость принять 0,5 мм.

Ответ. Разность напоров на выводах со станции $\Delta H=94,5$ м. Потеря напора в перемычке $\delta H_{\text{п}}=35,3$ м.

Задача 6.21. Схема тепловой сети с подогревателем горячего водоснабжения *A* и группой отопительных потребителей *B* приведена на рис. 6.13. На том же рисунке приведен график напоров при работе одних отопительных потребителей (потребитель *A* отключен). Разность напоров на выводах со станции — $\Delta H'=60$ м, разность напоров в месте присоединения потребителя *A* к сети составляет 50 м, а расход воды на станции $V'=400$ м³/ч = $0,111$ м³/с.

Определить расход воды у потребителя *A* после его включения, если известно, что в этом случае расход воды на станции возрастает до 500 м³/ч = $0,139$ м³/с при неизменной разности напоров на выводах станции и неизменном сопротивлении отопительных потребителей.

Ответ. $V_A=123$ м³/ч = $0,0342$ м³/с.

Задача 6.22. Схема ответвления водяной сети к абоненту с непосредственным разбором воды для горячего водоснабжения приведена на рис. 6.14. На том же рисунке приведен график напоров при

разборе воды на горячее водоснабжение из подающей линии $V'_r = 10 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,00278 \text{ м}^3/\text{с}$ и расходе воды на отопление $V_o = 30 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,00833 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определить расход воды на отопление при прекращении разбора воды на горячее водоснабжение. Разность напоров в месте присоединения

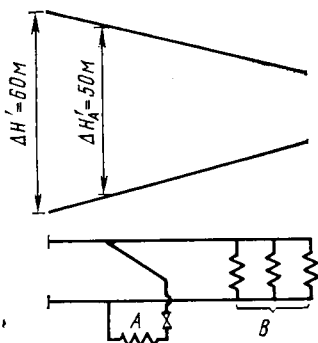


Рис. 6.13. К задаче 6.21

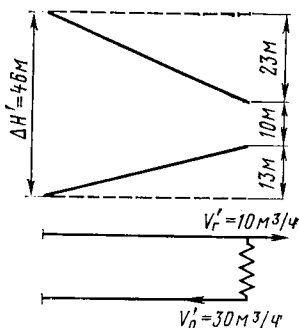


Рис. 6.14. К задаче 6.22

единения ответвления к магистрали при обоих режимах остается постоянной $\Delta H = 46 \text{ м}$.

Ответ. $V_o = 34 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,00944 \text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 6.23. Решить пример 6.9 при условии, что потери напора в абонентских установках (отопление и горячее водоснабжение) для нормального режима следующие: $\Delta H_{o1} = \Delta H_{r1} = 20 \text{ м}$, $\Delta H_{o2} = \Delta H_{r2} = 15 \text{ м}$ и $\Delta H_{o3} = \Delta H_{r3} = 10 \text{ м}$.

Соответственно уменьшаются сопротивления ответвлений 1 и 2.

Ответ. $V_{o1} = 81,9 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0228 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{o2} = 86,6 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0241 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{o3} = 96,5 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0268 \text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 6.24. Решить пример 6.12 для случая пуска сети путем последовательного включения потребителей, начиная от станции.

Ответ. $V_1 = 0,113 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_2 = 0,123 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_3 = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 6.25. Как распределится расход воды в двух параллельно соединенных подающих трубопроводах с диаметрами $d_1 = 309 \text{ мм}$ и $d_2 = 408 \text{ мм}$ одинаковой длины? Коэффициенты местных потерь напора в обоих трубопроводах равны.

Ответ. $V_2/V_1 = 2,07$.

Задача 6.26. Схема транзитного двухтрубного дальнего теплопровода с длиной трассы $l = 16 \text{ км}$ и внутренним диаметром труб $d = 1000 \text{ мм}$ приведена на рис. 6.15. На этом же рисунке приведен график напоров для нормального режима теплопровода.

В месте присоединения транзитного теплопровода к городской закрытой водяной сети установлена насосная подстанция на транзитном обратном трубопроводе, снижающая давление в обратном

трубопроводе городской сети на 40 м. Расход воды при работе насосной подстанции составляет $V=4000 \text{ м}^3/\text{ч}=1,1111 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определить расход воды в транзитном теплопроводе и избыточные давления в месте присоединения транзитного теплопровода к

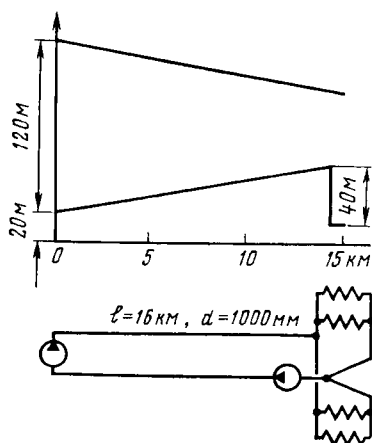


Рис. 6.15. К задаче 6.26

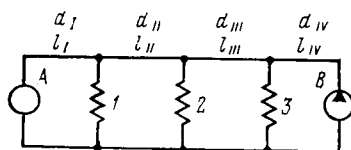


Рис. 6.16. К задаче 6.27

Расходы воды у абонентов 1—3: $V_1=600 \text{ м}^3/\text{ч}=0,1667 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_2=200 \text{ м}^3/\text{ч}=0,0555 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_3=400 \text{ м}^3/\text{ч}=0,1111 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$V = V_1 + V_2 + V_3 = 1200 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,3333 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Разности напоров на коллекторах станции: $\Delta H_A=120 \text{ м}$; $\Delta H_B=100 \text{ м}$.

При расчете принять коэффициент местных потерь напора $\alpha=0,25$ и эквивалентную шероховатость труб $k_s=0,5 \text{ мм}$.

Ответ. $V_I=874 \text{ м}^3/\text{ч}=0,2428 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{II}=274 \text{ м}^3/\text{ч}=0,0761 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{III}=74 \text{ м}^3/\text{ч}=0,0206 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{IV}=326 \text{ м}^3/\text{ч}=0,0906 \text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 6.28. Определить расход электроэнергии на перекачку 1 т сетевой воды насосом с напором $H=80 \text{ м}$. Насос работает при номинальном расходе воды и имеет КПД $\eta_n=0,65$. Коэффициент полезного действия электродвигателя $\eta_{эд}=0,93$.

Ответ. $\varepsilon=0,36 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{т}$.

Задача 6.29. Определить расход электроэнергии на перекачку 1 т сетевой воды насосом, указанным в задаче 6.28, при условии работы его с подачей, равной половине номинальной.

Снижение подачи насоса осуществлено прикрытием задвижки на нагнетательном патрубке насоса.

Коэффициент холостого хода насоса $x=0,4$.

О т в е т. $\varepsilon=0,504$ кВт·ч/т.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ТЕПЛОФИКАЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭЦ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Площадь поверхности нагрева теплообменных аппаратов, m^2 ,

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}, \quad (7.1)$$

где Q — производительность аппарата, Вт; k — коэффициент теплопередачи, Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$); Δt — температурный напор, $^\circ C$.

Температурный напор при противотоке и прямотоке

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)}, \quad (7.2)$$

где Δt_6 , Δt_m — большая и меньшая разность температур между первичным и вторичным теплоносителями на концах теплообменника.

Коэффициент теплопередачи поверхностных аппаратов, чистых и с учетом загрязнения:

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (7.3)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (7.4a)$$

или

$$k = k_0 \beta, \quad (7.46)$$

где k_0 , k — коэффициенты теплопередачи аппаратов при чистой и загрязненной поверхности теплообмена, Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$); α_1 , α_2 — коэффициенты теплоотдачи между первичным и вторичным теплоносителями и стенкой, Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$); $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$, δ_3/λ_3 — термическое сопротивление стенки трубок и слоя загрязнения; $\delta_{ст}$, δ_3 — толщины стенки трубки и слоя загрязнения, м; $\lambda_{ст}$, λ_3 — теплопроводность стенки

трубки и слоя загрязнения, Вт/(м·°C); $\beta = \frac{1}{1 + k_0 \frac{\delta_3}{\lambda_3}}$ — коэффициент

Число Григулля для конденсата при вертикальных подогрева-

$Z = A_1 H (\tau_n - t_{ст})$.
 цидент, учитывающий загрязнение поверхности.
 телях¹ (7.5)

Коэффициенты теплоотдачи от конденсирующегося пара, Вт/(м²×
 ×°C) [4]:

горизонтальные трубки (пар снаружи трубок) $Z < 3900$

$$\alpha = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m d_n (\tau_n - t_{ст})}}; \quad (7.6)$$

вертикальные трубки $Z < 2300$

$$\alpha = \frac{A_3}{[H (\tau_n - t_{ст})]^{0.22}}; \quad (7.7)$$

вертикальные трубки $Z > 2300$

$$Re_n = \left[253 + 0,069 \frac{Pr^{0.75}}{Pr_{ст}^{0.25}} (Z - 2300) \right]^{4/3}; \quad (7.8)$$

$$\alpha = \frac{Re_n}{A_4 H (\tau_n - t_{ст})}. \quad (7.9)$$

Здесь d_n — наружный диаметр трубок, м; m — приведенное число рядов трубок по вертикали для горизонтального подогревателя; H — расчетная высота трубок вертикального подогревателя, м; τ_n — температура насыщения пара, °C; $t_{ст}$ — температура стенки, °C; Re_n — критерий Рейнольдса для конденсата при τ_n ; Pr , $Pr_{ст}$ — критерий Прандтля для конденсата при τ_n и $t_{ст}$; A_1 — A_4 — температурные множители в формулах (7.5)—(7.7) и (7.9) (см. приложение 9).

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении воды вдоль трубок, Вт/(м²·°C),

$$\alpha = A_5 \frac{w^{0.8}}{d^{0.2}}, \quad (7.10)$$

где w — скорость воды, м/с; d — диаметр трубки, м; A_5 — температурный множитель (см. приложение 9).

Основные конструктивные размеры поверхностных теплообменных аппаратов:

$$n_0 = \frac{4V_\tau}{\pi d_B^2}; \quad (7.11)$$

¹ Для горизонтальных подогревателей в формуле (7.5) величину H следует заменить величиной $m d_n$.

$$l_z = \frac{F}{\pi l n_0}; \quad (7.12)$$

$$D = 1,13a \sqrt{\frac{n_0 z \sin \gamma}{\psi}}, \quad (7.13)$$

где n_0 — число трубок в одном ходе; V_T — объемный расход теплоносителя в трубках, м³/с; w_T — скорость теплоносителя в трубках, м/с; d_B — внутренний диаметр трубок, м; l — длина одного хода воды, м; z — число ходов; D — внутренний диаметр корпуса, м; ψ — коэффициент использования трубной решетки; γ — угол между осями трубной системы; a — шаг трубок, м.

ПРИМЕРЫ

Пример 7.1. Сетевой подогреватель теплофикационной установки ТЭЦ должен подогревать воду в количестве 288 кг/с = 1039 т/ч от $t_1 = 70^\circ\text{C}$ до $t_2 = 116^\circ\text{C}$ паром $p = 0,245$ МПа* ($\tau_H = 126,8^\circ\text{C}$). Требуется выбрать пароводяной сетевой вертикальный подогреватель из серии ПСВ. При расчете загрязнение поверхности нагрева учесть понижающим коэффициентом $\beta = 0,8$.

Решение. Из таблицы (см. приложение 7) выбираем для проверки типоразмер ПСВ-315-14-23 со следующими данными одного корпуса: площадь поверхности нагрева $F = 315$ м²; число ходов — 2; диаметр латунных трубок $d_H/d_B = 19/17,5$ мм; число трубок $n = 1144$ шт.; площадь живого сечения для прохода воды $f = 0,137$ м²; расчетная высота трубок (расстояние между соседними перегородками) $H = 1,61$ м [5].

Необходимая тепловая производительность подогревателя

$$Q = Gc(t_2 - t_1) = 288 \cdot 4190(116 - 70) = 55,6 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 47,7 \text{ Гкал/ч.}$$

Температурный напор

$$\begin{aligned} \Delta t &= \frac{(\tau_H - t_1) - (\tau_H - t_2)}{\ln \frac{\tau_H - t_1}{\tau_H - t_2}} = \\ &= \frac{(126,8 - 70) - (126,8 - 116)}{\ln \frac{126,8 - 70}{126,8 - 116}} = 27,7^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

Средняя температура воды

$$t = \tau_H - \Delta t = 126,8 - 27,7 = 99,1^\circ\text{C.}$$

Средняя плотность воды (по приложению 2) $\rho = 959$ кг/м³.

* Здесь и далее в данной главе указаны абсолютные давления пара в подогревателях.

Средняя температура стенки

$$t_{сг} = 0,5(\tau_n + t) = 0,5(126,8 + 99,1) \approx 113^\circ\text{C}.$$

Число Григулля Z для конденсата (по приложению 9 при $\tau_n = 126,8^\circ\text{C}$ $A_1 = 78$ л/(м·град) и $A_3 = 13\,930$)

$$Z = A_1 H (\tau_n - t_{сг}) = 78 \cdot 1,61 (126,8 - 113) = 1730.$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара при $Z < 2300$

$$\alpha_n = \frac{A_3}{[H(\tau_n - t_{сг})]^{0,22}} = \frac{13\,930}{[1,61(126,8 - 113)]^{0,22}} = 7036 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Скорость и коэффициент теплоотдачи воды (по приложению 9 при $t = 99,1^\circ\text{C}$ $A_5 = 2840$):

$$w = \frac{G}{f\rho} = \frac{288}{0,137 \cdot 959} = 2,19 \text{ м/с};$$

$$\alpha_b = A_5 \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}} = 3300 \frac{2,19^{0,8}}{0,0175^{0,2}} = 13\,840 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Расчетный коэффициент теплопередачи при $\lambda_{сг} = 105 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{сг}}{\lambda_{сг}} + \frac{1}{\alpha_b}} = \frac{0,8}{\frac{1}{7036} + \frac{0,0075}{105} + \frac{1}{13\,840}} = 3605 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Необходимая площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{55,5 \cdot 10^6}{3605 \cdot 27,7} = 556 \text{ м}^2.$$

Окончательно выбираем два последовательно включенных по воде подогревателя ПСВ-315-14-23. Выбранные таким образом подогреватели будут иметь некоторый запас в площади поверхности нагрева.

Пример 7.2. Определить действительные значения производительности подогревателя, выбранного в примере 7.1, и конечной температуры нагретой сетевой воды.

Расход сетевой воды остается прежним, т. е. $G = 288 \text{ кг/с}$ и $W = Gc = 288 \cdot 4190 = 1,207 \cdot 10^6 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot ^\circ\text{C})$.

Решение. Из примера 7.1 имеем: $k = 3605 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $F = 2 \times 315 = 630 \text{ м}^2$.

Величины ω и ϵ :

$$\omega = \frac{kF}{W} = \frac{3605 \cdot 630}{1\,207\,000} = 1,88;$$

$$\epsilon = 1 - e^{-\omega} = 1 - e^{-1,88} = 0,847.$$

Производительность установки

$$Q = \varepsilon W (\tau_{\text{н}} - t_1) = 0,847 \cdot 1\,207\,000 (126,8 - 70) = 58,1 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 50 \cdot 10^6 \text{ Гкал/ч.}$$

Действительная конечная температура нагретой воды

$$t_2 = t_1 + \frac{Q}{Gc} = 70 + \frac{58,1 \cdot 10^6}{1\,207\,000} = 118,2^\circ \text{C.}$$

При использовании упрощенной зависимости Е. Я. Соколова получаем:

$$\varepsilon = \frac{1}{0,65 + \frac{1}{\omega}} = \frac{1}{0,65 + \frac{1}{1,88}} = 0,846;$$

$$Q = \varepsilon W (\tau_{\text{н}} - t_1) = 0,846 \cdot 1,207 \cdot 10^6 (126,8 - 70) = 58 \cdot 10^6 \text{ Вт};$$

$$t_2 = t_1 + \frac{Q}{W} = 70 + \frac{58 \cdot 10^6}{288 \cdot 4190} = 118,1^\circ \text{C.}$$

Таким образом, расчет по приближенной зависимости дает в рассматриваемом случае ничтожно малую погрешность.

Пример 7.3. На ТЭЦ с турбиной Т-105/120-130-2 установлены нижняя и верхняя ступени сетевых подогревателей типов ПСГ-2300-2-8-1 и ПСГ-2300-3-8-1 с площадью поверхности нагрева каждого $F=2300 \text{ м}^2$.

Определить температуры сетевой воды после каждого сетевого подогревателя при расходе этой воды $G=1250 \text{ кг/с}$ и ее начальной температуре $t_1=74^\circ \text{C}$. При расчете принять температуру насыщения пара в нижнем сетевом подогревателе $\tau_{\text{н.н}}=105^\circ \text{C}$, а в верхнем — $\tau_{\text{н.в}}=120^\circ \text{C}$. Коэффициент теплопередачи подогревателей допускается определять по упрощенной эмпирической зависимости

$$k = k_{\text{н}} \sqrt{G/G_{\text{н}}},$$

где $k_{\text{н}}$ — коэффициент теплопередачи подогревателей при номинальном расходе воды (условно $k_{\text{н}}=2800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{C)}$); $G_{\text{н}}=1250 \text{ кг/с}$; k — коэффициент теплопередачи подогревателей при произвольном расходе воды G .

Решение. Поскольку $G=G_{\text{н}}$,

$$k = k_{\text{н}} = 2800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{C)}.$$

Эквивалент расхода воды $W = Gc = 1250 \cdot 4190 = 5,24 \cdot 10^6 \text{ Дж/(с} \cdot ^\circ \text{C)}$.

Режимный коэффициент подогревателей

$$\omega_{\text{н}} = \omega_{\text{в}} = \frac{kF}{W} = \frac{2800 \cdot 2300}{5,24 \cdot 10^6} = 1,23.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка нижнего и верхнего сетевых подогревателей

$$\epsilon_n = \epsilon_v = 1 - e^{-\omega} = 1 - e^{-1,23} = 1 - 0,292 = 0,708.$$

Производительность нижней ступени сетевого подогревателя

$$Q_n = \epsilon_n W (\tau_{n,n} - t_1) = 0,708 \cdot 5,24 \cdot 10^6 (105 - 74) = \\ = 115 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 98,9 \text{ Гкал/ч.}$$

Температура сетевой воды за нижней ступенью сетевого подогревателя

$$t_{2n} = t_1 + \frac{Q_n}{W} = 74 + \frac{115 \cdot 10^6}{5,24 \cdot 10^6} = 96^\circ \text{C.}$$

Производительность верхней ступени сетевого подогревателя и суммарная

$$Q_v = \epsilon_v W (\tau_{n,v} - t_{2n}) = 0,708 \cdot 5,24 \cdot 10^6 (120 - 96) = \\ = 89 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 76,5 \text{ Гкал/ч.}$$

$$Q = Q_n + Q_v = 115 \cdot 10^6 + 89 \cdot 10^6 = 204 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 175,4 \text{ Гкал/ч.}$$

Температура сетевой воды за верхней ступенью сетевого подогревателя

$$t_{2v} = t_{2n} + \frac{Q_v}{W} = 96 + \frac{89 \cdot 10^6}{5,24 \cdot 10^6} = 113^\circ \text{C.}$$

При расчете ϵ по приближенной формуле Е. Я. Соколова получаем:

$$\epsilon_n = \epsilon_v = \frac{1}{0,65 + \frac{1}{\omega}} = \frac{1}{0,65 + \frac{1}{1,23}} = 0,684;$$

$$Q_n = 0,684 \cdot 5,24 \cdot 10^6 (105 - 74) = 111 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

$$t_{2n} = 74 + \frac{111 \cdot 10^6}{5,24 \cdot 10^6} = 95,2^\circ \text{C.}$$

$$Q_v = 0,684 \cdot 5,24 \cdot 10^6 (120 - 95,2) = 88,9 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

$$t_{2v} = 95,2 + \frac{88,9 \cdot 10^6}{5,24 \cdot 10^6} = 112,2^\circ \text{C.}$$

Следовательно, при определении Q погрешность приближенной формулы в рассматриваемом случае не превышает 3,5%.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 7.4. Определить производительность вертикального сетевого подогревателя типа ПСВ-500-14-23 и температуру сетевой воды за ним при ее расходе $G=475 \text{ кг/с}=1710 \text{ т/ч}$. Площадь сечения для

прохода сетевой воды $f=0,226 \text{ м}^2$ и число трубок $d_n/d_a=19/17,5 \text{ мм}$, $n=1830$ шт.

Все прочие данные принять из примера 7.1.

Ответ. $Q=94,5 \text{ МВт}=81,3 \text{ Гкал/ч}$, $t_2=117,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 7.5. Решить пример 7.3 при расходе сетевой воды $G=900 \text{ кг/с}$.

Ответ. $Q_n=89,5 \text{ МВт}=77 \text{ Гкал/ч}$; $t_2=97,7 \text{ }^\circ\text{C}$; $Q_a=64,4 \text{ МВт}=55,4 \text{ Гкал/ч}$; $t_{2n}=114,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Уравнение характеристики водоструйного элеватора, предложенное Е. Я. Соколовым,

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_1}{f_3} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_1}{f_{n2}} u^2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_1}{f_3} (1 + u)^2 \right], \quad (8.1)$$

где Δp_p , Δp_c — располагаемый перепад давлений рабочего потока и перепад давлений, создаваемый элеватором, Па; f_1 , f_3 — площади живого выходного сечения сопла и сечения цилиндрической камеры смещения, м^2 ; $f_{n2}=f_3-f_1$ — площадь живого сечения инжестируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смещения, м^2 ; u — коэффициент инжекции элеватора; φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 — коэффициенты скорости сопла, цилиндрической камеры смещения, диффузора, входного участка камеры смещения.

Оптимальный диаметр камеры смещения, м,

$$d_3 = 5/\sqrt[4]{S_c}, \quad (8.2)$$

где $S_c=\Delta p_c/V^2_c$ — сопротивление отопительной системы, $\text{Па}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6$; V_c — объемный расход смешанной воды, $\text{м}^3/\text{с}$.

Диаметр выходного сечения сопла элеватора, м, при $\varphi_1=0,95$; $\varphi_2=0,975$; $\varphi_3=0,9$; $\varphi_4=0,925$ **

$$d_1 = \frac{d_3}{(1 + u) \sqrt{0,64 \cdot 10^{-3} S_c d_3^4 + 0,61 - 0,4n \left(\frac{u}{1 + u} \right)^2}}, \quad (8.3)$$

где $n=f_3/f_{n2}$.

* Для удобства расчетов в ряде случаев под сопротивлением системы отопления понимают $S_*=\Delta p_c/G^2_c$, т. е. отношение падения давления, Па, в этой системе к массовому расходу смешанной воды, кг/с , в квадрате. Соотношение между S_c и S_* (при $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$) следующее: $S_c=10^6 S_*$.

** По данным испытаний Теплосети Мосэнерго для применяемых в эксплуатации элеваторов коэффициенты скорости φ_3 и φ_4 оказываются ниже приведенных. При использовании коэффициентов скорости Теплосети Мосэнерго постоянные коэффициенты в формуле (8.3) будут иными.

Потеря давления в рабочем сопле элеватора, Па,

$$\Delta p_p = \frac{\rho_p V_p^2}{2 \varphi_1^2 f_1^2} = \frac{G_p^2}{2 \varphi_1^2 f_1^2 \rho_p}, \quad (8.4)$$

где V_p — объемный расход рабочей воды через сопло, м³/с; $G_p = V_p \rho_p$ — массовый расход рабочей воды через сопло, кг/с; ρ_p — плотность рабочей воды, кг/м³.

Расход смешанной воды, кг/с или м³/с,

$$G_c = (1 + u) G_p; \quad (8.5)$$

$$V_c = (1 + u) V_p.$$

Использованы также формулы, приведенные в гл. 7.

ПРИМЕРЫ

Пример 8.1. Произвести тепловой и конструктивный расчет отопительного пароводяного подогревателя горизонтального типа, а также определить потери напора при движении воды в трубках по следующим данным: производительность подогревателя $Q = 1,163 \times 10^6$ Вт = $1 \cdot 10^6$ ккал/ч; абсолютное давление сухого насыщенного пара $p = 2,94$ МПа = 3 кгс/см² ($t_n = 133$ °С); температура конденсата, выходящего из подогревателя, $t_k = t_n$; температура воды при входе в подогреватель $t_1 = 70$ °С, а при выходе из него $t_2 = 95$ °С. При расчете принять: скорость воды в трубках $w = 1$ м/с; плотность воды $\rho = 1000$ кг/м³; число ходов воды $z = 2$; наружный диаметр латунных труб 16 мм при толщине стенки $\delta = 1$ мм.

Загрязнение поверхности учесть дополнительным тепловым сопротивлением $\delta_3/\lambda_3 = 0,00013$ м²·°С/Вт.

Решение. Расход воды

$$G = \frac{Q}{c(t_2 - t_1)} = \frac{1,163 \cdot 10^6}{4190(95 - 70)} = 11,1 \text{ кг/с} = 40 \text{ т/ч}$$

или

$$V = 0,0111 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Число трубок в одном ходе и корпусе:

$$n_0 = \frac{4V}{\pi d_b^2} = \frac{4 \cdot 0,0111}{1,3 \cdot 14 \cdot 0,014^2} = 72 \text{ шт};$$

$$n = zn_0 = 72 \cdot 2 = 144 \text{ шт}.$$

Принимая шаг трубы $a = 25$ мм, угол между осями трубной системы $\gamma = 60^\circ$ и коэффициент использования трубной решетки $\psi = 0,7$, определяем диаметр корпуса

$$D = 1,13a \sqrt{\frac{n \sin \gamma}{\psi}} = 1,13 \cdot 0,025 \sqrt{\frac{144 \sin 60^\circ}{0,7}} = 0,378 \text{ м}.$$

Принимаем для корпуса подогревателя трубу диаметром 426/414 мм.

Приведенное число трубок в вертикальном ряду

$$m \approx \sqrt[n]{n} = \sqrt[144]{144} = 12 \text{ шт.}$$

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{\tau_n - t_1}{\tau_n - t_2}} = \frac{95 - 70}{\ln \frac{133 - 70}{133 - 95}} = 49,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура воды и стенки:

$$t = \tau_n - \Delta t = 133 - 49,4 = 83,6 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ср}} = 0,5(t + \tau_n) = 0,5(83,6 + 133) = 108,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

В рассматриваемом случае критерий Z получается меньше критического ($Z_{\text{кр}}=3900$), что указывает на ламинарный режим течения пленки конденсата, для которого коэффициент теплоотдачи от пара к стенке может быть определен по преобразованной формуле Лабунцова [5] (при $\tau_n=133 \text{ } ^\circ\text{C}$ по приложению 9 $A_2=9494$)

$$\alpha_n = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m(t(\tau_n - t_{\text{ср}}))}} = \frac{9494}{\sqrt[4]{12 \cdot 0,016(133 - 108,3)}} = 6420 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде (при $t=83,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ по приложению 9 $A_5=3094$)

$$\alpha_{\text{в}} = A_5 \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}} = 3094 \frac{1^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 7269 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{C)}.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{6420} + \frac{0,001}{105} + 0,00013 + \frac{1}{7269}} = 2314 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Уточненное значение температуры стенки трубок

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_n \alpha_n + t_{\text{в}} \alpha_{\text{в}}}{\alpha_n + \alpha_{\text{в}}} = \frac{133 \cdot 7269 + 83,6 \cdot 6420}{7269 + 6420} = 110 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Поскольку уточненное значение $t_{\text{ср}}$ мало отличается от принятого для предварительного расчета, пересчета k не производим.

Площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{1,163 \cdot 10^6}{2314 \cdot 49,4} = 10,2 \text{ м}^2.$$

Длина трубок и длина хода воды

$$l = \frac{F}{\pi dn} = \frac{10,2}{3,14 \cdot 0,015 \cdot 144} = 1,51 \text{ м};$$

$$L = lz = 1,51 \cdot 2 = 3,02 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса для воды $t = 83,6^\circ\text{C}$ с $\nu = 0,352 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,014}{0,352 \cdot 10^{-6}} = 39\,800.$$

Коэффициент гидравлического трения для латунных трубок с учетом их загрязнения $k_s = 0,2 \text{ мм}$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0002}{0,014} + \frac{68}{39\,800} \right)^{0,25} = 0,0391.$$

Коэффициенты местных сопротивлений приведены ниже:

На входе в камеру	1,5 · 1 = 1,5
На входе в трубки	1,0 · 2 = 2,0
На выходе из трубок	1,0 · 2 = 2,0
При повороте на 180°	2,5 · 1 = 2,5
На выходе из камеры	1,5 · 1 = 1,5

$$\Sigma \xi = 9,5$$

Потеря напора в подогревателе

$$\delta H = \left(\frac{\lambda L}{d} + \Sigma \xi \right) \frac{w^2}{2g} = \left(\frac{0,0391 \cdot 3,02}{0,014} + 9,5 \right) \frac{1^2}{2 \cdot 9,81} \approx 0,94 \text{ м}.$$

Пример 8.2. Выбрать типоразмер отопительного секционного водо-водяного подогревателя по ОСТ 34-588-68, а также определить число секций и потери напора со стороны сетевой и местной воды.

Производительность подогревателя $Q = 2,326 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 2 \times 10^6 \text{ ккал/ч}$; температура сетевой воды при входе в подогреватель $t_1 = 150^\circ\text{C}$ и при выходе $t_2 = 80^\circ\text{C}$; температура нагреваемой воды при входе в подогреватель $t_1 = 70^\circ\text{C}$ и при выходе $t_2 = 95^\circ\text{C}$. При предварительном расчете скорость нагреваемой воды (между трубками) принять $w_{\text{мт}} = 0,8 \text{ м/с}$. Влияние загрязнения поверхности нагрева подогревателя и снижение коэффициента теплопередачи при низких температурах воды¹ учесть пониженным значением коэффициента $\beta = 0,65$.

¹ Расчет можно вести также для точки «излома» температурного графика при нормальном значении β .

Решение. Расходы сетевой (в трубках) и нагреваемой (между трубками) воды (при $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$):

$$G_M = G_T = \frac{Q}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{2,326 \cdot 10^6}{4190(150 - 80)} = 7,94 \text{ кг/с};$$

$$V_T = 0,00794 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$G_6 = G_{MT} = \frac{Q}{c(t_2 - t_1)} = \frac{2,326 \cdot 10^6}{4190(95 - 70)} = 22,2 \text{ кг/с};$$

$$V_{MT} = 0,0222 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Площадь проходного сечения межтрубного пространства

$$f_{MT} = V_{MT}/w_{MT} = 0,0222/0,8 = 0,0278 \text{ м}^2.$$

Выбираем подогреватель по ОСТ 34-588-68 с наружным диаметром корпуса 273 мм, числом латунных трубок $16/14-n=109$ шт. площадью проходного сечения трубок $f_T=0,0168 \text{ м}^2$, площадью проходного сечения межтрубного пространства $f_{MT}=0,0308 \text{ м}^2$, сопротивление одной секции трубного пространства $S_T=1,82 \cdot 10^3 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$ и межтрубного пространства $S_{MT}=1,17 \cdot 10^3 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$.

Скорость воды в трубках и между трубками:

$$w_T = \frac{V_T}{f_T} = \frac{0,00794}{0,0168} = 0,473 \text{ м/с};$$

$$w_{MT} = \frac{V_{MT}}{f_{MT}} = \frac{0,0222}{0,0308} = 0,72 \text{ м/с}.$$

Эквивалентный диаметр для межтрубного пространства

$$d_3 = \frac{4f_{MT}}{P} = \frac{4 \cdot 0,0308}{3,14(0,016 \cdot 109 + 0,259)} = 0,0197 \text{ м}.$$

Средняя температура воды в трубках и между трубками:

$$\tau = 0,5(\tau_1 + \tau_2) = 0,5(150 + 80) = 115^\circ \text{C} \quad (A_{5T} = 3490);$$

$$t = 0,5(t_2 + t_1) = 0,5(95 + 70) = 82,5^\circ \text{C} \quad (A_{5M} = 3080).$$

Коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_T = A_{5T} \frac{w_T^{0,8}}{d_B^{0,2}} = 3490 \frac{0,473^{0,8}}{0,0139^{0,2}} = 4560 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C});$$

$$\alpha_{MT} = A_{5M} \frac{w_{MT}^{0,8}}{d_3^{0,2}} = 3080 \frac{0,72^{0,8}}{0,0197^{0,2}} = 5210 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C});$$

Расчетный коэффициент теплопередачи (теплопроводность латуни $\lambda=105 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$)

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{MT}}} = \frac{0,65}{\frac{1}{4560} + \frac{0,001}{105} + \frac{1}{5210}} = 1530 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{\frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}}{\frac{(150 - 95) - (80 - 70)}{\ln \frac{150 - 95}{80 - 70}}} = 26,4 \text{ °C}.$$

Площадь поверхности нагрева подогревателя

$$F = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{2,326 \cdot 10^6}{1530 \cdot 26,4} = 58 \text{ м}^2.$$

Длина хода воды по трубкам при $d=0,5(0,016+0,0132)=0,0146 \text{ м}$

$$L_T = l_T z = \frac{F}{\pi d n} = \frac{58}{3,14 \cdot 0,0146 \cdot 109} = 11,6 \text{ м}.$$

Число секций (при длине одной секции $l_T=4 \text{ м}$) $z=L_T/l_T=11,6/4=2,9$ секций, принимаем 3 секции.

Потери напора в трубках и межтрубном пространстве подогревателя:

$$\delta H_T = S_T z V_T^2 = 1,82 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 0,00794^2 = 0,34 \text{ м};$$

$$\delta H_{MT} = S_{MT} z V_{MT}^2 = 1,17 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 0,0222^2 = 1,73 \text{ м}.$$

Пример 8.3. Определить производительность и конечные температуры сетевой и местной воды водо-водяного секционного подогревателя горячего водоснабжения. Подогреватель выполнен по ОСТ 34-588-68 и состоит из $z=6$ шт. секций длиной по 4 м с наружным диаметром корпуса 168 мм, в котором размещено $n=37$ шт. латунных трубок 16/14 мм.

Схема включения подогревателя на абонентском вводе параллельная. Расход сетевой воды (в межтрубном пространстве) $G_M=6,94 \text{ кг/с}=25 \text{ т/ч}$ и температура ее при входе в подогреватель $t_1=70 \text{ °C}$.

Расход местной воды (в трубках) $G_T=5 \text{ кг/с}=18 \text{ т/ч}$ и температура ее при входе в подогреватель $t_x=5 \text{ °C}$. Загрязнение поверхности нагрева учесть понижающим коэффициентом $\beta=0,75$.

Решение. По приложению 8 находим: $f_T=0,0057 \text{ м}^2$; $f_M=0,0122 \text{ м}^2$; $F=6,9 \cdot 6=41,4 \text{ м}^2$.

Объемные расходы воды (при $\rho_T \approx \rho_M=1000 \text{ кг/м}^3$) $V_T=0,005 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_M=0,00694 \text{ м}^3/\text{с}$.

Эквиваленты расходов воды

$$W_T = G_T c = 5 \cdot 4190 = 20\,950 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot ^\circ\text{C});$$

$$W_M = G_M c = 6,94 \cdot 4190 = 29\,080 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Скорость воды в трубках и между трубками

$$w_T = \frac{V_T}{f_T} = \frac{0,005}{0,0057} = 0,877 \text{ м/с};$$

$$w_M = \frac{V_M}{f_M} = \frac{0,00694}{0,0122} = 0,569 \text{ м/с}.$$

Задаемся средней температурой воды в трубках и между трубками $t = 32^\circ\text{C}$ ($A_{5T} = 2245$) и $\tau = 50^\circ\text{C}$ ($A_{5M} = 2570$).

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_3 = \frac{4f}{\pi(nd + D)} = \frac{4 \cdot 0,0122}{3,14(37 \cdot 0,016 + 0,156)} = 0,021 \text{ м}.$$

Коэффициенты теплопередачи

$$\alpha_T = A_{5T} \frac{w_T^{0,8}}{d^{0,2}} = 2245 \frac{0,877^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 4740 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$\alpha_{MT} = A_{5M} \frac{w_M^{0,8}}{d_3^{0,2}} = 2570 \frac{0,569^{0,8}}{0,021^{0,2}} = 3550 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{MT}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_T}} = \frac{0,75}{\frac{1}{3550} + \frac{0,001}{105} + \frac{1}{4740}} = 1490 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Параметр подогревателя

$$\Phi = \frac{kF}{\sqrt{W_M W_G}} = \frac{1490 \cdot 41,4}{\sqrt{20\,950 \cdot 29\,080}} = 2,5.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка подогревателя

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{1}{0,35 \frac{W_M}{W_G} + 0,65 + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_M}{W_G}}} = \\ &= \frac{1}{0,35 \frac{20\,950}{29\,080} + 0,65 + \frac{1}{2,5} \sqrt{\frac{20\,950}{29\,080}}} = 0,806. \end{aligned}$$

Производительность подогревателя

$$Q = \varepsilon W_T (\tau_1 - t_x) = 0,806 \cdot 20\,950 (70 - 5) = 1,1 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

Конечные температуры сетевой и местной воды

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q}{W_M} = 70 - \frac{1,1 \cdot 10^6}{29\,680} = 32,2 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$t_r = t_x + \frac{Q}{W_T} = 5 + \frac{1,1 \cdot 10^6}{20\,950} = 57,4 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Уточненные средние значения температур воды сетевой и местной $\tau = 0,5(70 + 32,2) = 51,1 \text{ }^\circ\text{C}$; $t = 0,5(5 + 57,4) = 31,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

При использовании формулы (4.8) производительность подогревателя $Q = 1,12 \cdot 10^6 \text{ Вт}$, т. е. совсем мало отличается от значений, полученных по упрощенной формуле.

Соответственно незначительно отличаются также конечные и средние температуры воды.

Поскольку принятые при предварительном расчете значения τ и t близки к уточненным, то дальнейшего пересчета k не производим.

Пример 8.4. Определить производительность секционного водо-водяного подогревателя при заданных его размерах и при условии, что сетевая вода охлаждается в подогревателе от $\tau_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ до $\tau_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, а местная вода нагревается от $t_x = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_r = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Размеры подогревателя принять такими же, какие даны в примере 8.3. Влиянием термического сопротивления стенки трубок пренебречь. Загрязнение поверхности нагрева учесть коэффициентом $\beta = 0,75$.

Решение. Из примера 8.3 имеем: площадь поверхности нагрева $F = 41,4 \text{ м}^2$; площадь живого проходного сечения трубок $f_T = 0,0057 \text{ м}^2$; площадь живого проходного сечения между трубками $f_{MT} = 0,0122 \text{ м}^2$; эквивалентный диаметр $d_s = 0,021 \text{ м}$.

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \Delta t_6 / \Delta t_m} = \frac{(30 - 5) - (70 - 60)}{\ln \frac{30 - 5}{70 - 60}} = 16,4 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Средняя температура воды в трубках и между трубками: $t = 0,5(5 + 60) = 32,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ($A_{5T} = 1940$); $\tau = 0,5(70 + 30) = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, ($A_{5MT} = 2210$).

Для решения задачи выражаем коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи вначале через скорости воды, а затем через искомую производительность подогревателя.

Коэффициенты теплоотдачи

$$\alpha_T = A_{5T} \frac{w_T^{0,8}}{d^{0,2}} = 2260 \frac{w_T^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 5310 w_T^{0,8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$\alpha_{MT} = A_{5MT} \frac{w_{MT}^{0,8}}{d_s^{0,2}} = 2570 \frac{w_{MT}^{0,8}}{0,021^{0,2}} = 5560 w_{MT}^{0,8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{1}{\alpha_{MT}}} = \frac{\beta \alpha_T}{1 + \frac{\alpha_T}{\alpha_M}} = \frac{0,75 \cdot 5310 w_T^{0,8}}{1 + \frac{5310 w_T^{0,8}}{5560 w_M^{0,8}}} = \frac{3980 w_T}{1 + 0,955 \left(\frac{w_T}{w_M} \right)^{0,8}} \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}.$$

Скорости воды в трубках и между трубками:

$$w_T = \frac{Q}{f_T \rho c (t_T - t_X)} = \frac{Q}{0,0057 \cdot 1000 \cdot 4190 (60 - 5)} = \frac{Q}{1\,313\,600}, \text{ м/с;}$$

$$w_M = \frac{Q}{f_M \rho c (\tau_1 - \tau_2)} = \frac{Q}{0,0122 \cdot 1000 \cdot 4190 (70 - 30)} = \frac{Q}{2\,045\,000}, \text{ м/с.}$$

Выражения для скорости воды подставляем в выражение для коэффициента k

$$k = \frac{3980 Q^{0,8}}{\left[1 + 0,955 \left(\frac{2\,045\,000}{1\,313\,600} \right)^{0,8} \right] 1\,313\,600^{0,8}} = 0,0215 Q^{0,8}.$$

Подставляем последнее выражение в формулу $Q = k F \Delta t$

$$Q = 0,0215 Q^{0,8} F \Delta t,$$

откуда находим производительность подогревателя

$$Q = (0,0215 F \Delta t)^5 = (0,0215 \cdot 41,4 \cdot 16,4)^5 = 663\,000 \text{ Вт} = 570\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Пример 8.5. Произвести тепловой расчет абонентского ввода с двухступенчатой последовательной схемой горячего водоснабжения, выбрать типоразмер подогревателя по ОСТ 34-588-68, определить число секций.

Максимальный расход теплоты на горячее водоснабжение $Q_{г.м} = 0,93 \text{ МВт} = 0,8 \text{ Гкал/ч}$, а коэффициент часовой неравномерности $\kappa_ч = 2,2$. Максимальный расход теплоты на отопление при расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.о} = -26^\circ\text{С}$, $Q_{о'} = 1,163 \text{ МВт} = 1 \text{ Гкал/ч}$. Температурный график тепловой сети повышенный, температура внутреннего воздуха $t_{в} = 18^\circ\text{С}$. Расчет подогревателя произвести при температуре наружного воздуха $t_{н.м} = -2,5^\circ\text{С}$ (точка «излома» температурного графика), когда температура воды в подающей линии тепловой сети поддерживается $\tau_1 = 83^\circ\text{С}$.

При балансовой нагрузке горячего водоснабжения ($Q_{г.б} = Q_{г.р} \kappa_б$, где $\kappa_б = 1,2$) температура воды перед элеватором $\tau_{о1} = 70^\circ\text{С}$, в подающей линии отопительной системы $\tau_{о3} = 50,5^\circ\text{С}$ и после отопительной системы $\tau_{о2} = 41,7^\circ\text{С}$. Коэффициент смешения элеватора $u = 2,2$.

Местная вода нагревается в подогревателе от $t_x=5^\circ\text{C}$ до $t_r=60^\circ\text{C}$. Загрязнение поверхности нагрева учесть коэффициентом $\beta=0,75$.

Решение. Средняя и балансовая нагрузки горячего водоснабжения:

$$Q_{r^{cp}} = \frac{Q_r^M}{\kappa_{\text{ч}}} = \frac{930\,000}{2,2} = 422\,700 \text{ Вт} = 363\,500 \text{ ккал/ч};$$

$$Q_{r^6} = Q_{r^{cp}} \cdot \kappa_6 = 422\,700 \cdot 1,2 = 507\,200 \text{ Вт} = 436\,200 \text{ ккал/ч}.$$

Промежуточная температура местной воды при балансовой нагрузке

$$t_{\text{п}}''' = \tau_{o2}''' - t_x = 41,7 - 5 = 36,7^\circ\text{C}.$$

Производительности нижней (первой) и верхней (второй) ступеней при балансовой нагрузке горячего водоснабжения:

$$Q_{r^{6н}} = Q_{r^6} \frac{t_{\text{п}}'' - t_x}{t_r - t_x} = \frac{507\,200(36,7 - 5)}{60 - 5} = 292\,300 \text{ Вт};$$

$$Q_{r^{6.в}} = Q_{r^6} - Q_{r^{6.н}} = 507\,200 - 292\,300 = 214\,900 \text{ Вт}.$$

Расчетная нагрузка отопления при $t_{\text{н.п}}=2,5^\circ\text{C}$

$$Q_o''' = Q_o' \frac{t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.п}}}{t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.о}}} = \frac{1\,163\,000(18 - 2,5)}{18 + 26} = 409\,700 \text{ Вт}.$$

Эквиваленты расхода сетевой (первичной), а также водопроводной воды при нагрузках Q_{r^6} и Q_{r^M} :

$$W_{\text{п}} = \frac{Q_{r^{6.в}} + Q_o'''}{\tau_1 - \tau_{o2}} = \frac{409\,700 + 214\,900}{83 - 41,7} = 15\,120 \text{ Вт/}^\circ\text{C};$$

$$W_{r^6} = \frac{Q_{r^6}}{t_r - t_x} = \frac{507\,200}{60 - 5} = 9222 \text{ Вт/}^\circ\text{C};$$

$$W_{r^M} = \frac{Q_{r^M}}{t_r - t_x} = \frac{930\,000}{60 - 5} = 16\,910 \text{ Вт/}^\circ\text{C}.$$

Расходы сетевой и водопроводной воды при Q_{r^6} и Q_{r^M} соответственно составят: $G_{\text{п}}=3,61 \text{ кг/с}$; $G_{r^6}=2,20 \text{ кг/с}$; $G_{r^M}=4,04 \text{ кг/с}$.

Температура воды за нижней ступенью подогревателя и температурный напор этой ступени при балансовой нагрузке горячего водоснабжения:

$$\tau_2 = \tau_{o2} - \frac{Q_{r^{6.н}}}{W_{\text{п}}} = 41,7 - \frac{292\,300}{15\,120} = 22,3^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{п}}^6 = \frac{\Delta t_6^6 - \Delta t_M^6}{\ln \Delta t_6^6 / \Delta t_M^6} = \frac{(22,3 - 5) - 5}{\ln \frac{22,3 - 5}{5}} = 9,91^\circ\text{C}.$$

По рекомендациям Е. Я. Соколова [1] расчет нижней ступени подогревателя можно вести при балансовой нагрузке горячего водоснабжения. Используя вычисленные выше значения Q_n^6 и Δt_n^6 , после дополнительного расчета коэффициента теплопередачи при той же нагрузке легко определить площадь поверхности нагрева нижней ступени подогревателя. Расчет площади поверхности нагрева верхней ступени подогревателя тем же учебником рекомендуется производить для условий максимальной нагрузки горячего водоснабжения. При этом делается допущение о том, что возрастание нагрузки горячего водоснабжения с балансовой до максимальной мало изменяет производительность нижней ступени.

Чтобы показать возможность последнего допущения, расширим условия задачи и выполним расчет нижней и верхней ступеней подогревателя при максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

Для этой цели определим значения Φ_n , а также значения ϵ_n и ϵ_o при максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

Параметры Φ_n нижней ступени подогревателя:

$$\Phi_n = \frac{k_n^6 F_n}{V W_n W_r^6} = \frac{Q_r^{6,n}}{\Delta t_n^6 V W_n W_r^6} = \frac{292\,300}{9,91 \sqrt{15\,120 \cdot 9222}} = 2,5.$$

Расчет ϵ_n при максимальной нагрузке горячего водоснабжения можно вести по формуле (4.7) или (4.8). Если принять для расчета последнюю формулу, то предварительно вычисляем вспомогательное значение Z_n :

$$Z_n = \Phi_n (G_n/G_b - 1) \sqrt{\frac{G_n}{G_b}} = 2,5 \left(\frac{3,61}{4,04} - 1 \right) \sqrt{\frac{3,61}{4,04}} = -0,281;$$

$$\epsilon_n = \frac{1 - e^Z}{1 - \frac{G_n}{G_b} e^Z} = \frac{1 - e^{-0,281}}{1 - \frac{3,61}{4,04} e^{-0,281}} = 0,753^*.$$

Величина $k_o F_o$ для отопительной системы и ее режимный коэффициент ω при максимальной нагрузке горячего водоснабжения:

$$k_o F_o = \frac{Q_o''' }{0,5 (\tau_{o1}''' + \tau_{o2}''') - t_{в.п}} = \frac{410\,000}{0,5(50,5 + 41,7) - 18} = 14\,590 \text{ Вт/}^\circ\text{C};$$

$$\omega = \frac{k_o F_o}{W_n} = \frac{14\,590}{15\,120} = 0,964.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка отопительной системы при максимальной нагрузке горячего водоснабжения

$$\epsilon_o = \frac{1}{\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{1}{\omega}} = \frac{1}{\frac{0,5 + 2,3}{1 + 2,2} + \frac{1}{0,964}} = 0,532.$$

* При использовании формулы (4.7) получаем $\epsilon_n = 0,745$, т. е. погрешность около 1%.

Если при расчете температуры воды за отопительной системой при двухступенчатой последовательной схеме присоединения и при максимальной нагрузке горячего водоснабжения исходить из сравнительно небольшой длительности этого режима (1—3 ч), то можно принимать внутреннюю температуру отапливаемых помещений постоянной и близкой к расчетной, т. е. $t_{\text{в}} = t_{\text{в.р}}$. В этом случае формула для нахождения температуры воды после системы отопления имеет вид ¹:

$$\tau_{02} = \frac{(\tau_1 - \delta\tau - \varepsilon_{\text{н}} t_{\text{х}})(1 - \varepsilon_0) + \varepsilon_0 t_{\text{в.р}}}{1 - (1 - \varepsilon_0)\varepsilon_{\text{н}}},$$

где τ_1 — температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети, °C; $\delta\tau = Q_{\text{г.м}}/W_{\text{п}}$ — суммарное падение температуры сетевой воды в обеих ступенях подогревателя горячего водоснабжения.

Суммарный перепад температур сетевой воды в двух ступенях подогревателя при нагрузке $Q_{\text{г.м}}$

$$\delta\tau_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{г.м}}}{W_{\text{п}}} = \frac{930\,000}{15\,120} = 61,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура воды после системы отопления при том же режиме

$$\tau_{02} = \frac{(83 - 61,5 - 5 \cdot 0,753)(1 - 0,532) + 18 \cdot 0,532}{1 - 0,753(1 - 0,532)} = 27,6 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Производительности нижней и верхней ступеней подогревателя при нагрузке $Q_{\text{г.м}}$:

$$Q_{\text{г.м.н}} = \varepsilon_{\text{н}} W_{\text{п}} (\tau_{02} - t_{\text{х}}) = 0,753 \cdot 15\,120 (27,6 - 5) = 257\,300 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{г.м.в}} = Q_{\text{г.м}} - Q_{\text{г.м.н}} = 930\,000 - 257\,300 = 672\,700 \text{ Вт}.$$

Приведенный расчет показывает, что в рассматриваемом случае нагрузка нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения при максимальном режиме на 12 % ниже по сравнению с балансовым режимом, но при упрощенных расчетах этим обычно пренебрегают. В нашем случае воспользуемся значением тепловой нагрузки нижней ступени подогревателя, определенной точным методом.

Температура сетевой и водопроводной воды в характерных точках при нагрузке $Q_{\text{г.м}}$:

$$\tau_{01} = \tau_1 - \frac{Q_{\text{г.м.в}}}{W_{\text{п}}} = 83 - \frac{672\,700}{15\,120} = 38,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_2 = \tau_{02} - \frac{Q_{\text{г.м.н}}}{W_{\text{п}}} = 27,6 - \frac{257\,300}{15\,120} = 10,6 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{п}} = t_{\text{х}} + \frac{Q_{\text{г.м.н}}}{W_{\text{в}}} = 5 + \frac{257\,300}{16\,910} = 20,2 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

¹ При большой длительности максимальной нагрузки горячего водоснабжения температура обратной воды после отопления определяется по формуле (4.72) учебника [1].

Температурные напоры нижней и верхней ступеней подогревателя при нагрузке Q_{Γ}^M :

$$\Delta t_H = \frac{(\tau_{02} - t_H) - (\tau_2 - t_X)}{\ln(\tau_{02} - t_H) / (\tau_2 - t_X)} = \frac{(27,6 - 20,2) - (10,6 - 5)}{\ln \frac{27,6 - 20,2}{10,6 - 5}} = 6,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_B = \frac{(\tau_1 - t_{\Gamma}) - (\tau_{01} - t_H)}{\ln(\tau_1 - t_{\Gamma}) / (\tau_{01} - t_H)} = \frac{(83 - 60) - (38,5 - 20,2)}{\ln \frac{83 - 60}{38,5 - 20,2}} = 20,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Выбираем подогреватель с латунными трубками 16/14 мм по ОСТ 34-588-68 с диаметром корпуса 168 мм, площадью поверхностного нагрева одной секции длиной 4 м $F_{сек}=6,9 \text{ м}^2$, площадью проходного сечения трубок $f_T=0,0057 \text{ м}^2$, площадью проходного сечения межтрубного пространства $f_{MT}=0,0122 \text{ м}^2$ и эквивалентным диаметром $d_э=0,021 \text{ м}$ (см. пример 8.3). Скорости воды в трубках и межтрубном пространстве при нагрузке

$$w_T = G_{\Gamma}^M / f_T \rho = \frac{4,04}{0,0057 \cdot 1000} = 0,709 \text{ м/с};$$

$$w_{MT} = G_H / f_{MT} \rho = \frac{3,61}{0,0122 \cdot 1000} = 0,296 \text{ м/с}.$$

Средние температуры воды (сетевой и местной) для первой и второй ступеней подогревателя:

$$\tau_{1cp} = 0,5(27,6 + 10,6) = 19,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (A_{5MT} = 2012);$$

$$\tau_{2cp} = 0,5(83 + 38,5) = 60,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (A_{5MT} = 2756);$$

$$t_{1cp} = 0,5(5 + 20,2) = 12,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (A_{5T} = 1884);$$

$$t_{2cp} = 0,5(20,2 + 60) = 40,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (A_{5T} = 2396).$$

Коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_{1M} = 2012 \frac{0,296^{0,8}}{0,021^{0,2}} = 1645 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$\alpha_{1T} = 1884 \frac{0,709^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 3360 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$\alpha_{2M} = 2756 \frac{0,296^{0,8}}{0,021^{0,2}} = 2250 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$\alpha_{2T} = 2396 \frac{0,709^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 4270 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Коэффициенты теплопередачи для первой и второй ступеней:

$$k_1 = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{1м}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{1г}}} = \frac{0,75}{\frac{1}{1645} + \frac{0,001}{105} + \frac{1}{3360}} = 820 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$k_2 = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{2м}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{2г}}} = \frac{0,75}{\frac{1}{2250} + \frac{0,001}{105} + \frac{1}{4270}} = 1090 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Поверхности нагрева первой и второй ступеней подогревателя:

$$F_1 = \frac{Q_1^м}{k_1 \Delta t_1} = \frac{257\,000}{820 \cdot 6,5} = 48,2 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{Q_2}{k_2 \Delta t_2} = \frac{673\,000}{1090 \cdot 20,6} = 30 \text{ м}^2.$$

Число секций первой и второй ступеней подогревателя $z_1=48,2/6,9 \approx 8$; $z_2=30/6,9=4,3$ принимаем $z_2=4$.

Пример 8.6. Построить характеристику $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ элеватора № 3 типа ВТИ — Теплосеть Мосэнерго. Элеватор имеет сопло диаметром $d_1=5,2$ мм и цилиндрическую камеру смещения диаметром $d_3=25$ мм. При расчете принять: $\varphi_1=0,95$; $\varphi_2=0,975$; $\varphi_3=0,87$; $\varphi_4=0,9$ *.

Решение. Уравнение характеристики водоструйного элеватора

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} &= \varphi_1^2 \frac{f_1}{f_3} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_1}{f_{н2}} u^2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_1}{f_3} (1 + u)^2 \right] = \\ &= 0,95^2 \left(\frac{0,0052}{0,025} \right)^2 \left[2 \cdot 0,975 + \left(2 \cdot 0,975 - \frac{1}{0,9^2} \right) \left(\frac{0,0052^2}{0,025^2 - 0,0052^2} \right) u^2 - \right. \\ &\quad \left. - (2 - 0,87^2) \left(\frac{0,0052}{0,025} \right)^2 (1 + u)^2 \right] = 0,0762 + 0,00126u^2 = 0,0021(1 + u)^2. \end{aligned}$$

Задаемся несколькими значениями u (от 0 до 4) и для каждого значения определяем отношение $\Delta p_c / \Delta p_p$ на основании последнего уравнения:

u	0	1	2	3	4
$\Delta p_c / \Delta p_p$	0,0741	0,0691	0,0623	0,0539	0,0439

На основании полученных данных строим характеристику элеватора $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ (рис. 8.1).

* φ_3 и φ_4 взяты с учетом результатов испытаний теплосети Мосэнерго.

Пример 8.7. По данным примера 8.6 построить характеристику элеватора $\Delta p_c = f(V_c)$ при $\Delta p_p = 100$ кПа, приняв плотности рабочей, инжектируемой и смешанной воды $\rho_p = \rho_n = \rho_c = 1000$ кг/м³. На этом же графике нанести характеристику $\Delta p_c = f(V_c)$ отопительной системы, которая описывается уравнением $\Delta p_c = S_c V_c^2$. Сопротивление отопительной системы принять $S_c = 4,5 \cdot 10^9$ Па·с²/м⁶.

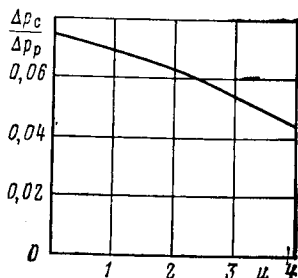


Рис. 8.1. К примеру 8.6

Влиянием гравитационного напора отопительной системы пренебречь.

По графику определить расход воды, который установится в отопительной системе, а затем найти коэффициент смешения.

Решение. Расход рабочей воды

$$G_p = \varphi_1 f_1 \sqrt{2 \Delta p_p \rho_p} = 0,95 \frac{3,14 \cdot 0,0052^2}{4} \sqrt{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1000} = 0,363 \text{ кг/с};$$

$$V_p = 0,363 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход смешанной воды (в отопительной системе), кг/с или м³/с,

$$G_o = G_p (1 + u) = 0,363 (1 + u);$$

$$V_c = V_p (1 + u).$$

Задаваясь различными значениями u , находим для них расходы воды V_o :

$u, \dots$	0	1	2	3	4
$G_c, \text{кг/с}$	0,363	0,726	1,089	1,452	1,815
$V_c, \text{м}^3/\text{с}$	$0,363 \cdot 10^{-3}$	$0,726 \cdot 10^{-3}$	$1,089 \cdot 10^{-3}$	$1,452 \cdot 10^{-3}$	$1,815 \cdot 10^{-3}$
$\Delta p_c / \Delta p_p$	0,0741	0,0691	0,0623	0,0539	0,0439
$\Delta p_c^3, \text{кПа}$	7,41	6,91	6,23	5,39	4,39

Сюда же вносим значения $\Delta p_c / \Delta p_p$ для различных u (из примера 8.6).

Находим перепад давлений, создаваемый элеватором при различных u , Па,

$$[\Delta p_c^3 = \left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right) \Delta p_p = \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} 10^5.$$

На основании полученных данных строим характеристику элеватора (рис. 8.2).

Определяем падение давления в отопительной системе по

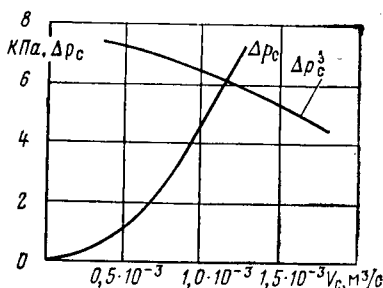


Рис. 8.2. К примеру 8.7

формуле $\Delta p = 4,5 \cdot 10^9 V_c^2$ при различных V_c . Результаты расчета даны ниже:

G_c , кг/с . . .	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25
V_c , м ³ /с . . .	$0,25 \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	$0,75 \cdot 10^{-3}$	$1,0 \cdot 10^{-3}$	$1,25 \cdot 10^{-3}$
Δp_c , кПа . . .	0,281	1,125	2,534	4,5	7,034

На рис. 8.2 наносим характеристику отопительной системы. По точке пересечения характеристики элеватора с характеристикой отопительной системы находим $G_c = 1,16$ кг/с и $V_c = 1,16 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

$$\text{Коэффициент смешения } u = \frac{G_c}{G_p} - 1 = \frac{1,16}{0,363} - 1 = 2,2.$$

Пример 8.8. Выбрать номер элеватора типа ВТИ — Теплосеть Мосэнерго, определить для него диаметр сопла и перепад давлений в сопле.

Расчетный расход теплоты на отопление $Q_o' = 0,23$ МВт = = 0,198 Гкал/ч.

Расчетная температура воды в подающей магистрали сети $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$, в подающей линии отопительной системы $\tau_3 = 90^\circ\text{C}$ и в обратной линии $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$. Потеря напора в отопительной системе при расчетном расходе смешанной воды $\Delta p_c = 10$ кПа.

Решение. Расход рабочей и смешанной воды:

$$G_p = \frac{Q_o'}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{0,23 \cdot 10^6}{4190(150 - 70)} = 0,686 \text{ кг/с};$$

$$V_p = 0,686 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$G_c = \frac{Q_o'}{c(\tau_3 - \tau_2)} = \frac{0,23 \cdot 10^6}{4190(90 - 70)} = 2,74 \text{ кг/с};$$

$$V_c = 0,00274 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Коэффициент инжекции

$$u = \frac{\tau_1 - \tau_3}{\tau_3 - \tau_2} = \frac{150 - 90}{90 - 70} = 3.$$

Величина S системы отопления

$$S = \frac{\Delta p_c}{V_c^2} = \frac{10\,000}{0,00274^2} = 1,33 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Примерное значение оптимального диаметра камеры смешения

$$d_3 = \frac{5}{\sqrt[4]{S_c}} = \frac{5}{\sqrt[4]{1,33 \cdot 10^9}} = 0,0262 \text{ м}.$$

Принимаем элеватор № 3 типа ВТИ — Теплосеть Мосэнерго с диаметром камеры смешения $d_3 = 25$ мм и коэффициентом скорости $\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,9$ и $\varphi_4 = 0,925$.

Задаемся для предварительного расчета $n = f_3/f_{n2} = 1,09$.

Диаметр выходного сечения сопла

$$d_1 = \frac{d_3}{(1+u) \sqrt{0,64 \cdot 10^3 S_c d_3^4 + 0,61 - 0,4n \left(\frac{u}{1+u} \right)^2}} =$$

$$= \frac{0,025}{(1+3) \sqrt{0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 1,33 \cdot 0,025^4 + 0,61 - 0,4 \cdot 1,09 \left(\frac{3}{1+3} \right)^2}} =$$

$$= 0,0075 \text{ м.}$$

Действительное значение n равно:

$$n = \frac{d_3^2}{d_3^2 - d_1^2} = \frac{0,025^2}{0,025^2 - 0,0075^2} = 1,098.$$

Так как предварительно принятое значение n примерно равно действительному, то дальнейшего уточнения диаметра сопла не производим.

Перепад давлений в сопле элеватора при $\rho_p = 1000 \text{ кг/м}^3$

$$\Delta p_p = \frac{G_p^2}{2 \varphi_1^2 f_1^2 \rho_p} = \frac{0,686^2}{2 \cdot 0,95^2 \left(\frac{3,14}{4} 0,0075^2 \right)^2 1000} = 134 \text{ 000 Па.}$$

Пример 8.9. Решить пример 8.8 для случая установки на вводе элеватора № 5 типа ВТИ — Теплосеть Мосэнерго с диаметром цилиндрической камеры смещения $d_3 = 35 \text{ мм}$ вместо элеватора № 3.

Решение. Из примера 8.8 имеем: $V_p = 0,686 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $u = 3$; $S_c = 1,33 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$.

Задаемся для предварительного расчета $n = 1,04$. Диаметр выходного сечения сопла

$$d_1 = \frac{d_3}{(1+u) \sqrt{0,64 \cdot 10^{-3} S_c d_3^4 + 0,61 - 0,4n \left(\frac{u}{1+u} \right)^2}} =$$

$$= \frac{0,035}{(1+3) \sqrt{0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 1,33 \cdot 10^9 \cdot 0,035^4 + 0,61 - 0,4 \cdot 1,04 \left(\frac{3}{1+3} \right)^2}} =$$

$$= 0,0068 \text{ м} = 6,8 \text{ мм.}$$

Действительное значение n равно:

$$n = \frac{d_3^2}{d_3^2 - d_1^2} = \frac{0,035^2}{0,035^2 - 0,0068^2} = 1,035.$$

Так как предварительно принятое значение n близко к действительному, то дальнейшего уточнения d_1 не производим.

Потеря давления в сопле элеватора

$$\Delta p_p = \frac{G_p^2}{2\varphi_1^2 f_1^2 \rho} = \frac{0,686^2}{2,0,95^2 \left(\frac{3,14}{4} 0,0068^2 \right)^2 1000} = 198\,000 \text{ Па.}$$

Таким образом, применение элеватора № 5 на рассматриваемом вводе вместо элеватора № 3 приводит к увеличению перепада давлений в сопле элеватора.

Пример 8.10. Решить пример 8.8, если перепад давлений в отопительной системе при нормальном расходе воды в ней будет $\Delta p = 20$ кПа.

Решение. Из примера 8.8 имеем: $V_p = 0,686 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $V_c = 2,74 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $G_p = 0,686 \text{ кг/с}$; $u = 3$.

Величина S_c системы отопления:

$$S_c = \frac{\Delta p_c}{V_c^2} = \frac{20\,000}{0,00274^2} = 2,66 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Значение оптимального диаметра камеры смешения элеватора

$$d_3 = \frac{5}{\sqrt[4]{S_c}} = \frac{5}{\sqrt[4]{266 \cdot 10^9}} = 0,022 \text{ м.}$$

Принимаем к установке элеватор № 3 типа ВТИ — Теплосеть Мосэнерго с $d_3 = 25$ мм.

Задаемся $n = 1,06$.

Диаметр выходного сечения сопла

$$d_1 = \frac{0,025}{(1+3) \sqrt{0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 2,66 \cdot 10^9 \cdot 0,025^4 + 0,61 + 0,4 \cdot 1,06 \left(\frac{3}{1+3} \right)^2}} = 0,0061 \text{ м} = 6,1 \text{ мм.}$$

Действительное значение n :

$$n = \frac{0,025^2}{0,025^2 - 0,0061^2} = 1,06.$$

Следовательно, производить пересчет не требуется. Перепад давлений в сопле элеватора

$$\Delta p_p = \frac{G_p^2}{2\varphi_1^2 f_1^2 \rho} = \frac{0,686^2}{2,0,95^2 \left(\frac{3,14 \cdot 0,0061^2}{4} \right)^2 1000} = 305\,000 \text{ Па.}$$

Сравнивая полученные результаты с результатами примера 8.8, видим, что с возрастанием S_c системы отопления в 2 раза перепад давлений в сопле элеватора возрастает примерно в 2,3 раза.

Пример 8.11. На отопительном вводе с расходом рабочей (сетевой) воды $G_p=2,78$ кг/с ($V_p=0,00278$ м³/с=10 м³/ч) и располагаемой разностью давлений перед вводом $\Delta p_p=300$ кПа намечено установить элеватор с использованием в его сопле всей располагаемой разности давлений.

Выбрать номер элеватора и диаметр выходного сечения сопла, а также определить коэффициент смешения, с которым будет работать элеватор, если при испытании отопительной системы с расходом воды $G_0=8,34$ кг/с ($V_p=0,00834$ м³/с=30 м³/ч) падение давления в ней, замеренное ртутным дифманометром, составило $h=90$ мм (Hg—H₂O).

Решение. Диаметр сопла элеватора определяем из выражения

$$d_1 = \sqrt{\frac{4G_p}{\pi \varphi_1 \sqrt{2\Delta p_p \rho}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,78}{3,14 \cdot 0,95 \sqrt{2 \cdot 300 \cdot 1000 \cdot 1000}}} = 0,0124 \text{ м} = 12,4 \text{ мм.}$$

Падение давления в отопительной системе при $V_0'=0,00834$ м³/с $\Delta p_{0'} = hg(\rho_{рт}-\rho) = 0,09 \cdot 9,81 (13\,600 - 1000) = 11\,130$ Па.

Величина S_c отопительной системы:

$$S_c = \frac{\Delta p_c}{V_c'^2} = \frac{11\,130}{0,00834^2} = 0,16 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Оптимальный диаметр камеры смешения

$$d_3 = \frac{5}{\sqrt[4]{S_c}} = \frac{5}{\sqrt[4]{0,16 \cdot 10^9}} = 0,044 \text{ м.}$$

Принимаем элеватор № 6 ВТИ — Теплосеть Мосэнерго с диаметром камеры смешения $d_3=47$ мм.

Определяем вспомогательные величины:

$$b = 2 \left[(2 - \varphi_3^2) + \frac{2S_c f_3^2}{\rho_p} \right] = 2 \left[(2 - 0,9^2) + \frac{2 \cdot 0,16 \cdot 10^9 (0,785 \cdot 0,047^2)^2}{1000} \right] = 4,306;$$

$$a = \frac{b}{2} - \left(2\varphi_3 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_3}{f_{н2}} = \frac{4,306}{2} - \left(2 \cdot 0,975 - \frac{1}{0,925^2} \right) \left(\frac{0,047^2}{0,047^2 - 0,0124^2} \right) = 1,313;$$

$$c = - \left(2\varphi_3 \frac{f_3}{f_1} - \frac{b}{2} \right) = - \left[2 \cdot 0,9 \left(\frac{0,047}{0,0124} \right)^2 - \frac{4,306}{2} \right] = -23,7.$$

Коэффициент инжекции (смешения)

$$u = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} = \frac{-4,306 + \sqrt{4,306^2 + 4 \cdot 1,313 \cdot 23,7}}{2 \cdot 1,313} = 2,91.$$

Расход смешанной воды

$$V_c = V_p(1+u) = 0,00278(1+2,91) = 0,0109 \text{ м}^3/\text{с} = 39,1 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 8.12. Установленный на отопительном вводе потребителя элеватор с диаметром выходного сечения сопла $d_1' = 8$ мм имеет коэффициент смещения $u' = 1,5$. Определить необходимый диаметр выходного сечения сопла d_1 , при котором коэффициент смещения повысился бы до $u = 2,2$.

Решение. Пренебрегая в выражении (8.4) изменением величины под корнем, получаем

$$d_1/d_1' = (1+u')/(1+u),$$

откуда находим новое значение диаметра выходного сечения сопла

$$d_1 = \frac{d_1'(1+u')}{1+u} = \frac{0,008(1+1,5)}{1+2,2} = 0,00625 \text{ м} = 6,25 \text{ мм}.$$

Пример 8.13. Определить емкость аккумулятора для суточного выравнивания нагрузки горячего водоснабжения группы жилых зданий. График нагрузки приведен на рис. 8.3,а.

Температура холодной водопроводной воды $t_x = 5^\circ\text{C}$, а воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, $t_r = 60^\circ\text{C}$.

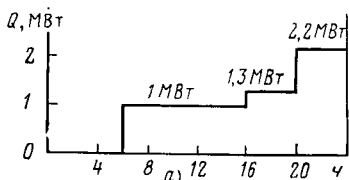


Рис. 8.3. К примеру 8.13:
1 — интегральный график потребления теплоты; 2 — интегральный график подачи теплоты

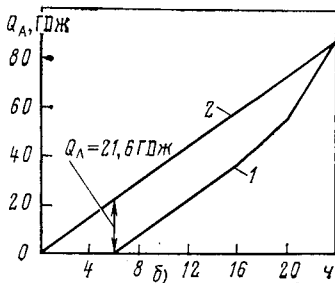


Схема присоединения горячего водоснабжения к закрытой тепловой сети параллельная.

Решение. По суточному графику нагрузки строим интегральный график расхода теплоты, т. е. зависимость количества теплоты, полученной потребителем с начала суток до рассматриваемого часа, от времени суток (ломаная линия 1 на рис. 8.3,б). Одновременно строим график подачи теплоты, который представляет собой прямую линию (линия 2 на рис. 8.3,б).

По интегральному графику определяем максимальную разность между подачей и расходом теплоты $Q_A = 21,6$ ГДж, которая будет равна аккумулирующей способности аккумуляторов.

Масса воды в полностью заряженном аккумуляторе

$$G = \frac{Q_A}{c(t_r - t_x)} = \frac{21,6 \cdot 10^9}{4190(60 - 5)} = 93\,700 \text{ кг}.$$

Объем аккумулятора при $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

$$V = G/\rho = 93\,700/1000 = 93,7 \text{ м}^3.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 8.14. Произвести тепловой, конструктивный и гидравлический расчет пароводяного подогревателя горизонтального типа по следующим данным: производительность $Q=4,652$ МВт= 4 Гкал/ч; пар сухой насыщенный, температура насыщения пара равна температуре конденсата, выходящего из подогревателя $t_n=t_k=143^\circ\text{C}$; температура воды, входящей в подогреватель, $t_1=70^\circ\text{C}$, а выходящей $t_2=130^\circ\text{C}$; диаметр латунных трубок 19/17 мм.

При расчете скорость воды в трубках принять $w=1$ м/с, число ходов воды $z=4$ шт., шаг трубок $a=25$ мм, коэффициент использования трубной решетки $\psi=0,7$, угол между осями трубной системы $\gamma=60^\circ$, сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\xi=18,5$.

Влияние загрязнения поверхности нагрева на теплопередачу учесть понижающим коэффициентом $\beta=0,8$. Коэффициент гидравлического трения определить по формуле (5.4) при $k_a=0,2$ мм.

Ответ. Число трубок в корпусе $n=328$ шт.; диаметр корпуса $D=570$ мм; поверхность нагрева $F=49,8$ м²; длина каждой трубки $l=2,6$ м; потеря давления $\Delta p=22,4$ кПа.

Задача 8.15. Выбрать типоразмер и число секций секционного водяного подогревателя по ОСТ 34-588-68 для горячего водоснабжения. На вводе применена параллельная схема горячего водоснабжения. Максимальная нагрузка горячего водоснабжения $Q_{г.м}=0,582$ МВт= $=0,5$ Гкал/ч. Сетевая вода (между трубками) охлаждается от $t_1=70^\circ\text{C}$ до $t_2=30^\circ\text{C}$, а местная (в трубках) нагревается от $t_x=5^\circ\text{C}$ до $t_r=60^\circ\text{C}$.

При расчете скорость местной воды (в трубках) принять $w_r=0,8$ м/с, длину трубок секций 4 м и $\beta=0,75$.

Ответ. Подогреватель по ОСТ 34-588-68 с диаметром корпуса $D_n=114$ мм; число секций $z=6$ шт.

Задача 8.16. Решить пример 8.3 для случая, когда расход сетевой и местной воды будет уменьшен в 2 раза, т. е. $G_m=3,47$ кг/с= $12,5$ т/ч и $G_r=2,5$ кг/с= 9 т/ч. При расчете принять

$$k = k' \sqrt{\frac{G_m G_r}{G_{m'} G_{r'}}}$$

Ответ. $Q=0,55$ МВт= $0,473$ Гкал/ч; $t_r=57,5^\circ\text{C}$; $t_2=32,2^\circ\text{C}$. При определении k по точному методу $Q=0,57$ МВт= $0,49$ Гкал/ч; $t_r=59,5^\circ\text{C}$ и $t_2=30,8^\circ\text{C}$.

Задача 8.17. Выбрать типоразмер подогревателя по ОСТ 34-588-68 и определить число секций для двухступенчатой смешанной схемы горячего водоснабжения. Максимальная тепловая нагрузка горячего водоснабжения $Q_{г.м}=1,163$ МВт= 1 Гкал/ч. Тепловая нагрузка отопления при расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.о}=-26^\circ\text{C}$ и температуре внутреннего воздуха $t_{в.о}=18^\circ\text{C}$ $Q_{о.о}'=1,163$ МВт= 1 Гкал/ч,

причем при расчетных условиях для отопления температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети $\tau_1'=150^\circ\text{C}$ и после систем отопления $\tau_{02}'=70^\circ\text{C}$. Расчет подогревателя произвести при температуре наружного воздуха $t_{\text{н.н}}=+2,5^\circ\text{C}$ (в точке «излома» температурного графика), когда температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети $\tau_1=70^\circ\text{C}$ и после системы отопления $\tau_{02}=41,7^\circ\text{C}$.

Местная вода нагревается от $t_x=5^\circ\text{C}$ до $t_r=60^\circ\text{C}$, $u=2,2$.

При расчете принять температуру местной воды за первой (нижней) ступенью подогревателя на 10°C ниже температуры воды после системы отопления, а температуру сетевой воды за верхней ступенью подогревателя равной температуре воды после системы отопления ($\tau_{r2}=\tau_{02}$). Загрязнение поверхности нагрева учесть коэффициентом $\beta=0,75$.

О т в е т. Подогреватель по ОСТ 34-588-68 $D_n=168$ мм; число секций $z=z_1+z_2=4+6=10$ шт.

Задача 8.18. Решить пример 8.5 для случая, когда при температуре наружного воздуха $t_{\text{н.н}}=+2,5^\circ\text{C}$ (точка «излома» температурного графика) в подающей линии тепловой сети поддерживается температура воды $\tau_1=78^\circ\text{C}$, а в обратной линии отопительной системы при балансовой нагрузке горячего водоснабжения ($Q_{\text{г}}^6=Q_{\text{г}}^{\text{ср}}\eta_6=1,2Q_{\text{г}}^{\text{ср}}$) температура воды соответствует отопительному графику $\tau_{02}^6=41,7^\circ\text{C}$.

Коэффициент смешения элеватора принять $u=2,2$ для рассматриваемой температуры наружного воздуха ($t_{\text{н.н}}=+2,5^\circ\text{C}$).

Для рассматриваемых условий ($t_{\text{н.н}}=+2,5^\circ\text{C}$) также принять, что при максимальной нагрузке горячего водоснабжения расход сетевой воды остается равным расходу этой воды при балансовой нагрузке, а разность температур $\tau_{02}-t_{\text{н}}=8^\circ\text{C}$ (при балансовой нагрузке горячего водоснабжения).

О т в е т. Подогреватель по ОСТ 34-588-68 $D_n=168$ мм, число секций $z=z_1+z_2=5+4=9$ шт., $F=62,1$ м².

Задача 8.19. Выбрать номер элеватора типа ВТИ — Теплосеть Мосэнерго, определить для него диаметр сопла и найти необходимую разность напоров на абонентском вводе перед элеватором.

Расчетные температуры воды $\tau_1=150^\circ\text{C}$; $\tau_3=95^\circ\text{C}$ и $\tau_2=70^\circ\text{C}$. Падение давления в отопительной системе $\Delta p_c=10$ кПа при расходе воды в отопительной системе $V_c=0,00444$ м³/с.

О т в е т. Элеватор № 5 с $d_3=35$ мм; $d_1=11,2$ мм; $\Delta p_p=112$ кПа.

Задача 8.20. На отопительном вводе с расходом сетевой воды $V_p=0,00222$ м³/с разность давлений перед элеватором $\Delta p_p=400$ кПа и падение давления в отопительной системе (по испытаниям) $\Delta p_c=10$ кПа при расходе смешанной воды $V_c=0,00555$ м³/с. На вводе намечено установить элеватор № 5 ВТИ — Теплосеть Мосэнерго с использованием в сопле элеватора всей располагаемой разности напоров.

Определить диаметр сопла и коэффициент смешения элеватора.

О т в е т. $d_1=10,3$ мм, $u=2,9$.

Задача 8.21. Установленный на отопительном вводе элеватор с диаметром сопла $d_1' = 10$ мм имеет коэффициент смещения $u' = 1,1$. Определить, какой будет коэффициент смещения того же элеватора, если уменьшить диаметр сопла до $d_1 = 7$ мм. Определить также, во сколько раз должна возрасти разность давлений перед элеватором, если расход сетевой воды оставить неизменным.

О т в е т. $u = 2$; $\Delta p_p / \Delta p_p' = 4,15$.

Задача 8.22. Установленный на отопительном вводе элеватор с соплом диаметром $d_1' = 10$ мм имеет коэффициент смещения $u' = 1,4$. Задвижки на подающей и обратной линиях сети и отопительной системы полностью открыты.

Определить, какой будет коэффициент смещения того же элеватора, если установить новое сопло диаметром $d_1 = 8$ мм. Определить также, во сколько раз уменьшится расход сетевой воды и расход воды в отопительной системе при новом диаметре сопла, если разность давлений перед элеватором останется неизменной.

О т в е т. $u = 2$; $V_p' / V_p = (d_1' / d_1)^2 = 1,56$; $V_c' / V_c = 1,25$.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Напряжение растяжения в стенке трубы под действием внутреннего давления в торцевой и продольной плоскостях:

$$\sigma_1 = \frac{pd_{\text{в}}}{4(1 + \delta/d_{\text{в}})\delta} \approx \frac{pd_{\text{в}}}{4\delta}; \quad (9.1)$$

$$\sigma_2 = \frac{pd_{\text{в}}}{2\delta}, \quad (9.2)$$

где σ_1 , σ_2 — напряжения, Па; p — внутреннее давление, Па; $d_{\text{в}}$ — внутренний диаметр трубы, м; δ — толщина стенки трубы, м.

Суммарное напряжение от растяжения под действием внутреннего давления при $\sigma_1 > 0$

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} = \frac{pd_{\text{в}}}{2,3\delta}. \quad (9.3)$$

Суммарное напряжение при одновременном действии растяжения σ_p и изгиба $\sigma_{\text{и}}$

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_{\text{и}}^2}. \quad (9.4)$$

Пролет между свободными опорами, м,

$$l = \sqrt{\frac{12\sigma_3^{\text{н}} W}{q}}, \quad (9.5)$$

где W — экваториальный момент сопротивления трубы, м^3 ; q — удельная нагрузка на единицу длины, Н/м ; $\sigma_3^{\text{п}}$ — допускаемое напряжение изгиба под действием силы тяжести, Па .

Результирующее осевое усилие, действующее на неподвижную опору, Н ,

$$N = a p \frac{\pi d_{\text{в}}^2 l}{4} + \mu q \Delta l + \Delta S, \quad (9.6)$$

где q — удельная нагрузка на единицу длины, учитывающая массу трубопровода с теплоносителем и изоляцией, Н/м ; Δl — разность длин участков трубопроводов с обеих сторон неподвижной опоры, м ; μ — коэффициент трения на свободных опорах; ΔS — разность осевых сил компенсаторов с обеих сторон мертвой опоры, Н ; a — коэффициент, равный для разгруженных неподвижных опор нулю и неразгруженных — единице.

Напряжение сжатия, возникающее при повышении температуры на $t - t_0$, $^{\circ}\text{C}$, в прямолинейном участке без компенсации

$$\sigma = \alpha E (t - t_0), \quad (9.7)$$

где α — коэффициент линейного удлинения; E — модуль упругости первого рода, Па .

Сила, вызывающая деформацию при естественной компенсации трубопроводов симметричной конфигурации, Н ,

$$P = \frac{\Delta EI}{A}, \quad (9.8)$$

где $A = \int_0^S \frac{y^2 \partial S}{k};$

Δ — деформация по направлению действующей силы, м ; ∂S — длина элемента участка, м ; y — расстояние середины элементов участка трубопровода от направления действия силы, м ; I — экваториальный момент инерции, м^4 ; k — коэффициент понижения жесткости.

Коэффициент понижения жесткости при $h \leq 1$

$$k = h/1,65^*, \quad (9.9)$$

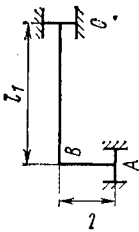
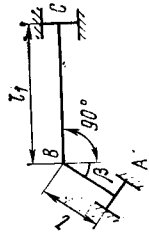
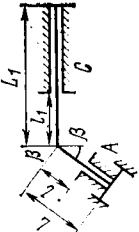
где $h = \delta R/r^2$ — коэффициент трубы; δ — толщина стенки трубы, м ; R — радиус изгиба оси трубы, м ; r — средний радиус поперечного сечения трубы, м .

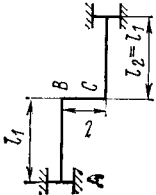
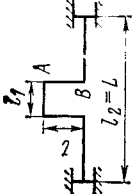
Напряжение изгиба в элементе трубопровода, наиболее удаленном от направления силы, вызванной температурными деформациями,

$$\sigma = \frac{\Delta E d_{\text{н}} m y_{\text{макс}}}{2A}, \quad (9.10)$$

* В справочнике проектировщика [4] обратная величина этого коэффициента также обозначена через k .

Таблица 9.1. Сводка формул для определения коэффициента C в формуле (9.12)

Конфигурация трубопровода	Отношение длин и деформация	Формулы
	$n = \frac{l_1}{l};$ $\Delta = \alpha(t - t_0)l_1$	$C_A = 1,5 \left[\frac{n^3 + 2n^2 + 1}{n^2(n+1)} \right] \approx 1,5 \left(1 + \frac{1}{n} \right) \quad (9.13)$
	$n = \frac{l_1}{l};$ $\Delta = \alpha(t - t_0)l_1$	$C_A = \frac{1,5}{\cos \beta} \left[\frac{n^3 + 2n^2 + 1}{n^2(n+1)} + \frac{n+3}{n(n+1)} \sin \beta \right] \approx$ $\approx \frac{1,5}{\cos \beta} \left[1 + \frac{1}{n} + \frac{n+3}{n(n+1)} \sin \beta \right] \quad (9.14)$
	$n = l_1/l;$ $Z = L_1/L;$ $\Delta = \alpha(t - t_0)L_1$	$C_A = \frac{1,5}{\cos \beta} \left[\frac{(n^2 + 2n)(z + \sin \beta) + z \sin^2 \beta + 1}{zn(n+1)} \right]; \quad (9.15)$ $C_c = \frac{1,5}{\cos \beta} \left[\frac{n^2(z + \sin \beta) + (2n+1)(z \sin \beta + 1)}{zn^2(n+1)} \right]. \quad (9.16)$

Конфигурация трубопровода	Отношение длин и деформация	Формулы
	$n = \frac{l_1}{l};$ $\Delta = \alpha(t - t_0)(l_1 + l_2)$	При $l_2 = l_1$ $C_A = \frac{0,75(4n^3 + 3n + 1)}{n^3(3n + 2)}; \quad (9.17)$ $C_B = C_C = \frac{0,75(8n^2 + 3)}{n^2(3n + 2)}. \quad (9.18)$ При $n \geq 0,63 \sigma_B > \sigma_A$
	$n_1 = \frac{l_1}{l};$ $n_2 = \frac{l_2}{l} = \frac{L}{l};$ $\Delta = \alpha(t - t_0)L$	$C_A = \frac{1,5}{3n_1 + 2 - \frac{n_1 + 1}{n_2 - n_1 + 1}}; \quad (9.19)$ $C_B = \frac{1,5}{\frac{(3n_1 + 2)(n_2 - n_1 + 1)}{n_1 + 1} - 1}. \quad (9.20)$ При $n_2 > 2n_1 \sigma_A > \sigma_B$

где d_n — наружный диаметр трубы, м; $y_{\max}$ — наибольшее расстояние от направления действия силы, м; m — поправочный коэффициент напряжения для гнутых труб.

Поправочный коэффициент напряжения

$$m = 0,9/h^{2/3}. \quad (9.11)$$

Напряжение, возникающее от тепловых удлинений в трубопроводе со сварными коленами при $R=0$ ($k=1$ и $m=1$) и жестким заземлением его концов,

$$\sigma = C \frac{\Delta E d_n}{l^2}, \quad (9.12)$$

где l — вылет компенсатора, м; C — коэффициент, зависящий от конфигурации трубопровода (табл. 9.1).

ПРИМЕРЫ

Пример 9.1. Для водяного трубопровода с наружным диаметром $d_n=530$ мм и толщиной стенки $\delta=8$ мм определить напряжение растяжения от внутреннего избыточного давления $p=1,6$ МПа в поперечном и продольном сечениях, а также суммарное. Трубопровод не разгружен (вдоль оси) от внутреннего давления.

Решение. Внутренний диаметр трубы

$$d_b = 530 - 2 \cdot 8 = 514 \text{ мм.}$$

Напряжения растяжения в поперечном и продольном сечениях

$$\sigma_1 = \frac{p d_b}{4(1 + \delta/d_b)\delta} = \frac{1,6 \cdot 0,514}{4(1 + 0,008/0,514) \cdot 0,008} = 25,3 \text{ МПа,}$$

или

$$\sigma_1 = \frac{p d_b}{4\delta} = \frac{1,6 \cdot 0,514}{4 \cdot 0,008} = 25,7 \text{ МПа (ошибка 1,6\%);}$$

$$\sigma_2 = \frac{p d_b}{2\delta} = \frac{1,6 \cdot 0,514}{2 \cdot 0,008} = 51,4 \text{ МПа.}$$

Суммарное напряжение от растяжения

$$\sigma_p = \frac{p d_b}{2,3\delta} = \frac{1,6 \cdot 0,514}{2,3 \cdot 0,008} = 44,7 \text{ МПа.}$$

Таким образом, в трубопроводе, испытывающем осевую силу внутреннего давления, напряжение в стенке получилось меньше, чем в трубопроводе без этой силы.

Пример 9.2. Для трубопровода, приведенного в примере 9.1, определить максимальное суммарное напряжение, если расстояние между подвижными опорами трубопровода $l=16$ м, а удельная нагрузка на единицу длины трубопровода (с учетом массы трубы, воды и изоляции) $q=3540$ Н/м. Напряжения изгиба от тепловых деформаций отсутствуют.

Решение. Суммарное напряжение растяжения от внутреннего давления $\sigma_p = 44,7$ МПа (пример 9.1). Момент сопротивления трубы $W = 1730 \cdot 10^{-6}$ м³ (приложение 10). Напряжение изгиба над опорой от собственной силы тяжести трубопровода (рассматриваем трубопровод как многопролетную балку)

$$\sigma_s = \sigma_n = \frac{ql^2}{12W} = \frac{3540 \cdot 16^2}{12 \cdot 1730 \cdot 10^{-6}} = 43,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 43,7 \text{ МПа.}$$

Максимальное суммарное напряжение

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_n^2} = \sqrt{44,7^2 + 43,7^2} = 62,5 \text{ МПа.}$$

Пример 9.3. Решить пример 9.2 для случая, когда, помимо растяжения от давления и изгиба от собственной силы тяжести, трубопровод изгибается в горизонтальной плоскости от теплового удлинения и при этом в нем возникает напряжение $\sigma_4 = 50$ МПа.

Решение. Максимальное суммарное напряжение

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_n^2} = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_s^2 + \sigma_4^2} = \sqrt{44,7^2 + 43,7^2 + 50^2} = 80 \text{ МПа.}$$

Пример 9.4. Определить допустимый пролет между подвижными опорами водяного трубопровода 57×3 мм ($d_n = 57$ мм, $\delta = 3$ мм), положенного в канале. При расчете принять удельную нагрузку на единицу длины трубопровода с водой и изоляцией $q = 126$ Н/м, а допускаемое напряжение изгиба от собственной силы тяжести для сварного стыка $\sigma_3 = 40$ МПа.

Решение. Момент сопротивления $W = 6,85 \cdot 10^{-6}$ м³ (приложение 10). Пролет между опорами

$$l = \sqrt{\frac{12\sigma_3 W}{q}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 40 \cdot 10^6 \cdot 6,85 \cdot 10^{-6}}{126}} = 5,1 \text{ м.}$$

Сопоставляя полученный результат с исходными данными примера 9.2, видим, что уменьшение диаметра трубы в 10 раз при примерно равных σ_n ведет к уменьшению пролета между подвижными опорами более чем в 3 раза.

Пример 9.5. Определить горизонтальную реакцию скользящей опоры под водяным трубопроводом диаметром $d_n = 530$ мм, если расстояние между опорами $l = 16$ м, а удельная нагрузка на единицу длины трубопровода с водой и изоляцией $q = 3540$ Н/м.

При расчете принять коэффициент трения $\mu = 0,4$ и ввести коэффициент 1,5 для учета возможности просадки одной из опор.

Решение. Вертикальная нагрузка

$$Q = 1,5ql = 1,5 \cdot 3540 \cdot 16 = 85\,000 \text{ Н} = 85 \text{ кН.}$$

Горизонтальная реакция

$$N = \mu Q = 0,4 \cdot 85 = 34 \text{ кН.}$$

Пример 9.6. Решить пример 9.5 при условии прокладки теплопровода в проходном канале и установки вместо скользящей опоры роликовой опоры с радиусом цапфы $r=15$ мм и радиусом ролика $R=45$ мм. Плечо (коэффициент) трения качения принять $s=0,5 \cdot 10^{-3}$ м.

Решение. Горизонтальная реакция

$$N = Q \frac{s + \mu r}{R} = 85 \frac{0,5 \cdot 10^{-3} + 0,4 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{45 \cdot 10^{-3}} = 12,3 \text{ кН.}$$

Пример 9.7. Прямолинейный участок трубопровода 530×8 мм ($d_n=530$ мм, $d_b=514$ мм, $\delta=8$ мм) с сальниковой компенсацией имеет избыточное внутреннее давление $p=1,6$ МПа. Схема трубопровода с длинами его участков приведена на рис. 9.1. Определить осевое усилие, действующее на неподвижную опору в точке В при закрытой и открытой задвижке, если удельная нагрузка на единицу длины трубо-

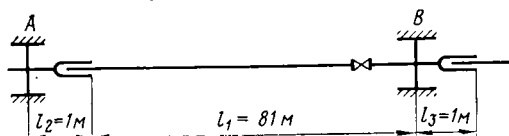


Рис. 9.1. К примеру 9.7

провода с водой и изоляцией $q=3540$ Н/м, а коэффициент трения скользящих опор $\mu=0,4$. Силу трения в обоих сальниковых компенсаторах принять одинаковой.

Решение. Осевое усилие на неподвижную опору при закрытой задвижке ($a=1$)

$$N = ap \frac{\pi d_b^2}{4} + \mu q (l_1 - l_3) =$$

$$= \frac{1 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,514^2}{4} + 0,4 \cdot 3540 (81 - 1) = 445 \cdot 10^3 \text{ Н} = 445 \text{ кН.}$$

То же при открытой задвижке ($a=0$)

$$N = \mu q (l_1 - l_3) = 0,4 \cdot 3540 (81 - 1) = 113 \cdot 10^3 \text{ Н} = 113 \text{ кН.}$$

Пример 9.8. Определить усилие на мертвую опору, установленную на трубопроводе 325×8 мм ($d_n=325$ мм, $d_b=309$ мм) между двумя рядом расположенными сальниковыми компенсаторами. Задвижки на участке отсутствуют. В данном случае усилие на мертвую опору условно принять равным силе трения одного сальникового компенсатора, которая определяется в H по формуле

$$S = \pi d_n^2 p b a \mu,$$

где p — рабочее давление, Па ($p=1,6$ МПа); b — отношение высоты сальниковой набивки к наружному диаметру ($b=0,3$); a — отношение удельного давления сальниковой набивки на поверхность стакана к ра-

бочему давлению ($\alpha=1,5$); μ — коэффициент трения набивки по стакану ($\mu=0,15$).

Определить также эквивалентное давление, осевое усилие от которого будет равно силе трения S .

Решение. Сила трения сальникового компенсатора $S=3,14 \times 0,325^2 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \cdot 0,3 \cdot 1,5 \cdot 0,15 = 35\,800 \text{ Н} = 35,6 \text{ кН}$.

Эквивалентное давление p_3 находим из выражения

$$p_3 = \frac{4S}{\pi d_b^2} = \frac{4 \cdot 35\,800}{3,14 \cdot 0,309^2} = 0,478 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,478 \text{ МПа}.$$

Пример 9.9. Определить напряжение и усилие сжатия в трубопроводе $325 \times 8 \text{ мм}$ ($d_n=325 \text{ мм}$, $\delta=8 \text{ мм}$), если на концах его прямолинейного участка установить неподвижные опоры, не предусмотрев компенсации температурных деформаций. Температура теплоносителя $t=150^\circ\text{C}$, а температура окружающего воздуха при монтаже $t_0=20^\circ\text{C}$. Коэффициент линейного удлинения трубы $\alpha=1,2 \cdot 10^{-5}$, а модуль упругости первого рода $E=19,62 \cdot 10^{10} \text{ Па}$.

Решение. Поскольку при нагревании трубопровод не имеет возможности удлиняться, это вызовет его сжатие. Величина относительно сжатия будет равна $\Delta/l = \alpha(t-t_0)$.

Величину напряжения сжатия определяем по закону Гука

$$\sigma = E \frac{\Delta}{l} = \alpha E(t-t_0) = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 19,62 \cdot 10^{10} (150 - 20) = 306 \cdot 10^6 \text{ Па} = 306 \text{ МПа}.$$

Площадь стенки трубы в поперечном сечении

$$f = \pi(d_n - \delta)\delta = 3,14(0,325 - 0,008)0,008 = 0,00796 \text{ м}^2.$$

Усилие сжатия в трубопроводе

$$P = \sigma f = 306 \cdot 10^6 \cdot 0,00796 = 2,44 \cdot 10^6 \text{ Н} = 2440 \text{ кН}.$$

Напряжение и усилие сжатия в трубопроводе получились недопустимо высокими, что говорит о необходимости установки компенсирующих устройств.

Пример 9.10. Определить усилие и напряжение для П-образного компенсатора, выполненного из трубы $d_n \times \delta = 273 \times 7 \text{ мм}$ с вылетом $l = 5 \text{ м}$ и спинкой $l_1 = 5 \text{ м}$. Расстояние между неподвижными опорами $L = 80 \text{ м}$ (рис. 9.2). Сварные колена выполнены с радиусом $R = 0$ (жесткие сварные колена). Превышение температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t-t_0=150^\circ\text{C}$. Предварительная растяжка компенсатора отсутствует. Влиянием защемления трубопровода в неподвижных опорах пренебречь¹.

¹ В данной и последующих задачах по расчету компенсации трубопроводов пренебрегаем влиянием усилий трения в подвижных опорах (условно принимаем, что трубопровод подвешен на пружинных опорах).

Решение. Удлинение участка трубопровода

$$\Delta = \alpha(t - t_0)L = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 150 \cdot 80 = 0,144 \text{ м.}$$

Коэффициент понижения жесткости и поправочный коэффициент напряжения при $R=0$ $k=1$ и $m=1$.

Величина A равна:

$$\begin{aligned} A &= \int_0^S \frac{1}{k} y^2 \partial S = \int_0^S y^2 \partial S = \int_B^C y^2 \partial S + \int_C^D y^2 \partial S + \int_D^E y^2 \partial S = \\ &= \frac{2l^3}{3} + l_1 l^2 = \frac{(2l + 3l_1)l^3}{3} = \frac{(2 \cdot 5 + 3 \cdot 5)5^3}{3} = 208 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Момент инерции трубы (приложение 10) $I = 5250 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$.

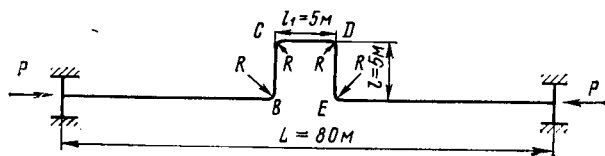


Рис. 9.2. К примеру 9.10

Осевое усилие

$$P = \frac{\Delta EI}{A} = \frac{0,144 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 5250 \cdot 10^{-8}}{208} = 7130 \text{ Н.}$$

Напряжение в участке CD ($y_{\max} = l$)

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{\Delta E d_{\text{в}} y_{\max} m}{2A} = \frac{3 \Delta E d_{\text{в}} l m}{2(2l + 3l_1)l^2} = \frac{1,5 \Delta E d_{\text{в}} m}{(2l + 3l_1)l} = \\ &= \frac{1,5 \cdot 0,144 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,273 \cdot 1}{(2 \cdot 5 + 3 \cdot 5)5} = 92,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 92,6 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Пример 9.11. Решить пример 9.10 для случая, когда все колена компенсатора согнуты радиусом $R = 4d_{\text{ср}} = 1 \text{ м}$.

Решение. Коэффициент трубы при $\delta = 7 \text{ мм}$ и среднем радиусе поперечного сечения трубы $r = 0,5d_{\text{ср}} = 0,133 \text{ м}$;

$$h = \frac{\delta R}{r^2} = \frac{0,007 \cdot 1}{0,133^2} = 0,396.$$

Коэффициент понижения жесткости трубы при $h \leq 1$

$$k = \frac{h}{1,65} = \frac{0,396}{1,65} = 0,24.$$

Поправочный коэффициент напряжения

$$m = \frac{0,9}{k^{2/3}} = \frac{0,9}{0,396^{2/3}} = 1,67.$$

Величина A равна:

$$A = \int_0^S \frac{1}{k} y^2 \partial S = \frac{1}{k} (3,14 R l^2 - 2,28 R^2 l + 1,4 R^3) + 0,667 l^3 + l_1 l^2 - \\ - 4 R l^2 + 2 R^2 l - 1,33 R^3 = \frac{1}{0,24} (3,14 \cdot 1 \cdot 5^2 - 2,28 \cdot 1^2 \cdot 5 + 1,4 \cdot 1^3) + \\ + 0,667 \cdot 5^3 + 5 \cdot 5^2 - 4 \cdot 1 \cdot 5^2 + 2 \cdot 1^2 \cdot 5 - 1,33 \cdot 1^2 = 403 \text{ м}^3.$$

Осевое усилие

$$P = \frac{\Delta E d l m}{A} = \frac{0,144 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 5250 \cdot 10^{-8}}{403} = 3680 \text{ Н.}$$

Напряжение в спинке компенсатора

$$\sigma = \frac{\Delta E d_{\pi} l m}{2A} = \frac{0,144 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,273 \cdot 5 \cdot 1,67}{2 \cdot 403} = 79,9 \cdot 10^6 \text{ Па} = \\ = 79,9 \text{ МПа.}$$

Таким образом, в рассматриваемом случае для П-образного компенсатора замена жестких сварных колен с $R=0$ гнутыми коленами с $R=1$ м снижает напряжение от тепловых удлинений в 1,16 раза.

Пример 9.12. Определить вылет П-образного компенсатора для трубопровода $d_{\pi} \times \delta = 325 \times 8$ мм. Длина участка трубопровода между неподвижными опорами $L=80$ м, а превышение температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t-t_0=150^\circ\text{C}$. Предварительная растяжка компенсатора составляет 50 % от полного линейного удлинения. При расчете принять: отношение длины спинки компенсатора к его вылету $n_1=l_1/l=0,7$, допускаемое напряжение от тепловых удлинений $\sigma^{\pi}=70$ МПа и радиус колен $R=4d_{\pi 0 \pi}=1,2$ м. Влиянием заземления трубопровода в мертвых опорах пренебречь.

Решение. Полное и расчетное (с учетом предварительной растяжки) удлинение участка трубопровода:

$$\Delta_{\pi 0 \pi} = \alpha(t-t_0)L = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 150 \cdot 80 = 0,144 \text{ м};$$

$$\Delta = 0,5 \Delta_{\pi 0 \pi} = 0,5 \cdot 0,144 = 0,072 \text{ м.}$$

Для предварительного расчета вылета l принимаем первоначально радиус колен $R=0$, коэффициент понижения жесткости $k=1$ и поправочный коэффициент напряжения $m=1$. В этом случае выражение для определения напряжения принимает следующий вид:

$$\sigma = \frac{1,5 \Delta E d_{\pi}}{(3n_1 + 2)l^2}.$$

Из последнего выражения можно найти приближенно величину вылета l , если σ заменить допускаемым напряжением σ^d и ввести поправочный коэффициент для вылета (принимая его 0,82), учитывающий понижения жесткости гнутых колен компенсатора:

$$l = 0,82 \sqrt{\frac{1,5 \Delta E d_n}{(3n_1 + 2) \sigma^d}} = 0,82 \sqrt{\frac{1,5 \cdot 0,072 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,325}{(3 \cdot 0,7 + 2) 70 \cdot 10^6}} = 4 \text{ м.}$$

После определения вылета l представляется возможным произвести проверочный расчет напряжения с учетом радиуса колен R и коэффициентов k и m , коэффициент трубы при $r=0,5$, $d_{ср}=0,5 \cdot 0,317=0,1585$ м

$$h = \frac{\delta R}{r^2} = \frac{0,008 \cdot 1,2}{0,1585^2} = 0,382.$$

Коэффициенты k и m :

$$k = h/1,65 = 0,382/1,65 = 0,232;$$

$$m = 0,9/h^{2/3} = 0,9/0,382^{2/3} = 1,71.$$

Величина A

$$A = \int_0^S \frac{1}{k} y^2 \partial S = \frac{1}{k} (3,14 R l^2 - 2,28 R^2 l + 1,4 R^3) + 0,667 l^3 + \\ + n_1 l^3 - 4 R l^2 + 2 R^2 l - 1,33 R^3 = \frac{1}{0,232} (3,14 \cdot 1,2 \cdot 4^2 - \\ - 2,28 \cdot 1,2^2 \cdot 4 + 1,4 \cdot 1,2^3) + 0,667 \cdot 4^3 + 0,7 \cdot 4^3 - 4 \cdot 1,2 \cdot 4^2 + \\ + 2 \cdot 1,2^2 \cdot 4 - 1,33 \cdot 1,2^3 = 233,6 \text{ м}^3.$$

Напряжение в спинке компенсатора

$$\sigma = \frac{\Delta E d_n l m}{2A} = \frac{0,072 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,325 \cdot 4 \cdot 1,71}{2 \cdot 233,6} = 67,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = \\ = 67,2 \text{ МПа.}$$

Поскольку напряжение получилось отличным от заданного всего на 4 %, дальнейшего уточнения l не производим.

Пример 9.13. Определить вылет П-образного компенсатора для трубопровода диаметром $d_n=426$ мм, имеющего прямолинейный участок длиной $L=100$ м. П-образный компенсатор и прилегающие к нему части на прямолинейном участке проложены в непроходном канале, а весь остальной прямолинейный участок — бесканально, причем $l_1=l$ и $l_2=3l$ (см. рис. 9.3).

Превышение температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t-t_0=150^\circ\text{C}$. Предварительная растяжка компенсатора 50 %. При расчете принять условно, что компенсатор выполнен со сварными коленами и с радиусом изгиба колен $R=0$, что позволяет принять допускаемое напряжение $\sigma^d=80$ МПа.

Решение. Полное и расчетное удлинение:

$$\Delta_{\text{пол}} = \alpha(t-t_0)L = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 150 \cdot 100 = 0,18 \text{ м};$$

$$\Delta = 0,5\Delta_{\text{пол}} = 0,5 \cdot 0,18 = 0,09 \text{ м}.$$

Отношение длин участков компенсатора к вылету $n_1 = l_1/l = 1$; $n_2 = l_2/l = 3$. Так как $n_2 > 2n$, то максимальное напряжение будет в точке А, для которой определяем коэффициент C_A :

$$C_A = \frac{1,5}{3n_1 + 2 - \frac{n_1 + 1}{n_2 - n_1 + 1}} = \frac{1,5}{3 \cdot 1 + 2 - \frac{1 + 1}{3 - 1 + 1}} = 0,347.$$

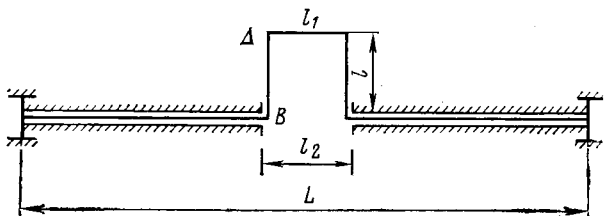


Рис. 9.3. К примеру 9.13

Вылет компенсатора

$$l = \sqrt{\frac{C_A \Delta E d_n}{\sigma_d}} = \sqrt{\frac{0,347 \cdot 0,09 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,426}{80 \cdot 10^6}} \approx 5,7 \text{ м}.$$

Пример 9.14. Трубопровод с наружным диаметром $d_n = 325$ мм имеет Г-образную конфигурацию с углом поворота $\varphi = 90^\circ$ и длиной большего плеча $l_1 = 40$ м. Определить длину малого плеча трубопровода при допуске напряжении $\sigma_d = 70$ МПа и превышении температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t - t_0 = 250^\circ \text{C}$. Колено трубопровода принять сварным с радиусом изгиба $R = 0$.

Решение. Удлинение плеча

$$\Delta = \alpha(t-t_0)l_1 = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 250 \cdot 40 = 0,12 \text{ м}.$$

Величина l^2/C из формулы (9.12)

$$\frac{l^2}{C_A} = \frac{\Delta E d_n}{\sigma_d} = \frac{0,12 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,325}{70 \cdot 10^6} = 109 \text{ м}^2.$$

Поскольку по формуле (9.13) $C_A \approx 1,5 \left(1 + \frac{1}{n}\right) = 1,5 \left(1 + \frac{l}{l_1}\right)$, то

$$\frac{l^2}{1,5 + 1,5 \frac{l}{l_1}} = 109$$

или

$$l^2 - 4,1l - 164 = 0.$$

Длина короткого плеча

$$l = \frac{4,1}{2} + \sqrt{(4,1/2)^2 + 164} = 15 \text{ м.}$$

Пример 9.15. Для трубопровода диаметром $d_n/d_b = 219/207$ мм с Г-образной конфигурацией определить напряжение от тепловых удлинений и максимальное боковое смещение большого и малого плеч около колена. Длина большого плеча $l_1 = 30$ м, а малого плеча $l = 20$ м при угле поворота $\varphi = 130^\circ$. Превышение температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t - t_0 = 150^\circ\text{C}$.

Решение. $n = l_1/l = 30/20 = 1,5$;

$$\Delta = \alpha(t - t_0)l_1 = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 150 \cdot 30 = 0,054 \text{ м};$$

$$\beta = \varphi - 90^\circ = 130^\circ - 90^\circ = 40^\circ.$$

Напряжение в малом плече трубопровода около мертвой опоры [формула (9.14)]

$$\sigma = \frac{1,5}{\cos \beta} \left[1 + \frac{1}{n} + \frac{n+3}{n(n+1)} \sin \beta \right] \frac{\Delta E d_n}{l^2} = \frac{1,5}{\cos 40^\circ} \left[1 + \frac{1}{1,5} + \frac{1,5+3}{1,5(1,5+1)} \sin 40^\circ \right] \frac{0,054 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,219}{20^2} = 27,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 27,7 \text{ МПа}.$$

Максимальное боковое смещение большого и малого плеч у колена:

$$\Delta_\sigma = \frac{\Delta(1+n \sin \beta)}{n \cos \beta} = \frac{0,054(1+1,5 \sin 40^\circ)}{1,5 \cos 40^\circ} = 0,09 \text{ м};$$

$$\Delta_m = \frac{\Delta(n + \sin \beta)}{n \cos \beta} = \frac{0,054(1,5 + \sin 40^\circ)}{1,5 \cos 40^\circ} = 0,1 \text{ м}.$$

Таким образом, максимальное боковое смещение в 1,9 раза превышает Δ .

Пример 9.16. Определить напряжения для трубопровода, указанного в примере 9.15, при условии сооружения канала только в месте по-

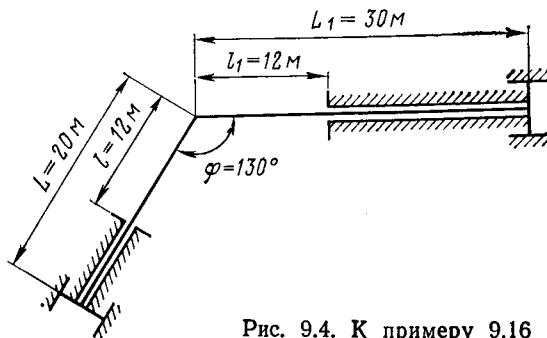


Рис. 9.4. К примеру 9.16

ворота на длине для каждого плеча $l=l_1=12$ м и для бесканальной прокладки остальных частей трубопровода (рис. 9.4).

Решение. $n=l_1/l=1$; $z=L_1/L=30/20=1,5$; $\Delta=0,054$ м (пример 9.15).

Напряжение по формулам (9.12) и (9.15)

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{1,5}{\cos \beta} \left[\frac{(n^2 + 2n)(z + \sin \beta) + z \sin \beta + 1}{zn(n+1)} \right] \frac{\Delta E d}{l^2} = \\ &= \frac{1,5}{\cos 40^\circ} \left[\frac{(1^2 + 2 \cdot 1)(1,5 + \sin 40^\circ) + 1,5 \sin 40^\circ + 1}{1,5 \cdot 1(1+1)} \right] \times \\ &\quad \times \frac{0,054 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,219}{12^2} = 88,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 88,2 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Пример 9.17. Для трубопровода диаметром $d_n/d_b=325/309$ мм с Z-образной конфигурацией определить напряжение в трубопроводе от

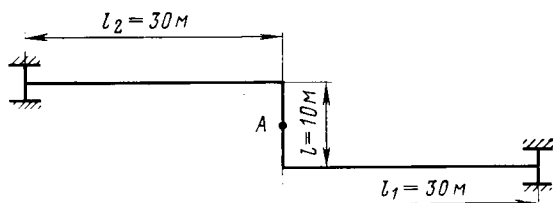


Рис. 9.5. К примеру 9.17

тепловых удлинений, если продольные плечи имеют длину $l_1=l_2=30$ м, а поперечное плечо длину $l=10$ м (рис. 9.5). Превышение температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t-t_0=250^\circ\text{C}$.

Решение. $n=l_1/l=l_2/l=30/10=3$; $\Delta=\alpha(t-t_0)(l_1+l_2)=1,2 \cdot 10^{-5} \times \times 250(30+30)=0,18$ м.

Напряжение в точке B

$$\begin{aligned}\sigma_B &= \frac{0,75(8n^2 + 3)\Delta E d}{n^2(3n + 2)l^2} = \\ &= \frac{0,75(8 \cdot 3^2 + 3)0,18}{3^2(3 \cdot 3 + 2)10^2} \frac{19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,325}{3^2(3 \cdot 3 + 2)10^2} = 65,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 65,3 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Пример 9.18. К магистральному трубопроводу большого диаметра на расстоянии 20 м от неподвижной опоры намечено приварить трубопровод ответвления диаметром $d_n/d_b=57/50$ мм.

Для обеспечения компенсации первый участок ответвления проложен в канале, а далее применена бесканальная прокладка (рис. 9.6).

Определить необходимую длину канальной прокладки для ответвления, приняв допустимое напряжение в трубопроводе на изгиб от тепловых удлинений $\sigma^{\text{д}}=70$ МПа. Температура теплоносителя $t=150^\circ\text{C}$, а температура окружающего воздуха при монтаже $t_0=0^\circ\text{C}$.

Решение. Если оба конца ответвления принять заземленными, то точка перегиба его будет в середине участка. Поскольку в точке перегиба отсутствует изгибающий момент и действуют силы в направлении теплового удлинения, то для определения напряжения в трубопроводе ответвления применима формула

$$\sigma = \frac{\Delta E d_{\text{н}} y_{\text{макс}} t}{2A}.$$

В данном случае $y_{\text{макс}} = l/2$ (так как точка перегиба, где нет изгибающего момента, находится в середине участка l), $k=1$ и $t=1$. Удлинение участка магистрального трубопровода

$$\Delta = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 150 \cdot 20 = 0,036 \text{ м.}$$

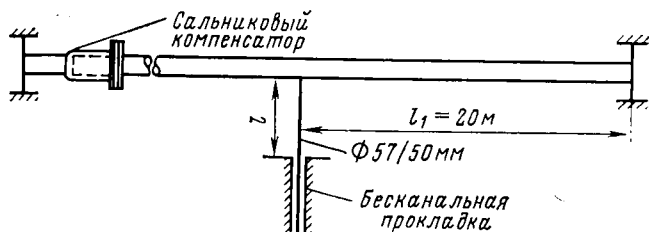


Рис. 9.6. К примеру 9.18

Находим значение величины A :

$$A = \int_0^S y^2 dS = \int_0^{l/2} y^2 dy = \frac{1}{3} \left(\frac{l}{2} \right)^3 = \frac{l^3}{24}.$$

Выражение для определения напряжения в трубопроводе будет иметь следующий вид:

$$\sigma = \frac{24 \Delta E d_{\text{н}} l}{2 \cdot 2 l^3} = \frac{6 \Delta E d_{\text{н}}}{l^2}.$$

Из последнего выражения определяем необходимую длину канальной прокладки ответвления

$$l = \sqrt{\frac{6 \Delta E d_{\text{н}}}{\sigma_{\text{д}}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 0,036 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,057}{70 \cdot 10^6}} = 5,9 \text{ м.}$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 9.19. Решить пример 9.1 для трубопровода, разгруженного (вдоль оси) от внутреннего давления.

Ответ. $\sigma_1 = 0$; $\sigma_2 = \sigma_p = 51,4 \text{ МПа}$.

Задача 9.20. Определить напряжение в болтах фланцевого соединения трубы диаметром $d_n/d_b=325/309$ мм с избыточным внутренним давлением $p=1,6$ МПа, если наружный диаметр болтов 22 мм (внутренний диаметр нарезки 18,54 мм), а число их $n=12$ шт.

Ширина уплотняющей поверхности фланца $a=35$ мм. При расчете учесть коэффициент предварительной затяжки болтов $\alpha=2$.

Расчетный диаметр для определения усилия на фланцевое соединение от внутреннего давления принять равным:

$$d_p = d_b + \frac{2}{3} a.$$

Ответ. $\sigma=85,7$ МПа.

Задача 9.21. Определить усилие на мертвую опору в точке А для трубопровода с внутренним диаметром $d_n=612$ мм (рис. 9.7), удель-

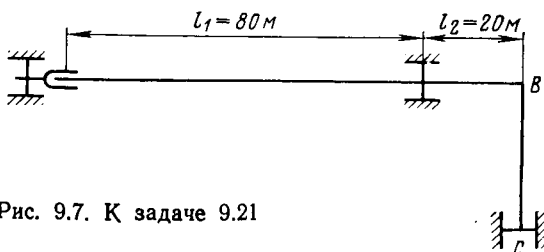


Рис. 9.7. К задаче 9.21

ная нагрузка на 1 м которого (с теплоносителем и изоляцией) $q=4770$ Н/м. Избыточное внутреннее давление $p=1,3$ МПа. Коэффициент трения скользящих опор $\mu=0,4$.

При расчете усилием от изгиба плеча ВС при нагревании и усилием трения в опорах этого плеча пренебречь.

Ответ. $P=497$ кН.

Задача 9.22. Определить компенсирующую способность П-образного компенсатора, выполненного из трубы $d_n/d_b=325/309$ мм с вылетом $l=4,5$ м и средней частью $l_1=4$ м. Колена компенсатора согнуты радиусом $R \approx 4d=1,2$ м. Предварительное растяжение компенсатора составляет половину его компенсирующей способности. При расчете допустимое напряжение от термических деформаций принять $\sigma^d=70$ МПа. Влиянием заземления трубопровода в неподвижных опорах пренебречь.

Ответ. $\Delta_{пол}=0,19$ м.

Задача 9.23. Для трубопровода диаметром $d_n=426$ мм с Г-образной конфигурацией и углом поворота $\varphi=90^\circ$ определить длину малого плеча, если длина большого плеча $l_1=80$ м. Температура теплоносителя $t=150^\circ\text{C}$, а температура воздуха при монтаже $t_0=0^\circ\text{C}$. Допускаемое напряжение при расчете принять $\sigma^d=70$ МПа.

Ответ. $l=17,8$ м.

Задача 9.24. Трубопровод диаметром $d_n/d_v=273/259$ мм с угловой конфигурацией на участках, примыкающих к неподвижным опорам, проложен бесканально, а в месте поворота — в непроходном канале длиной $l=l_1=22$ м на каждом плече (рис. 9.8). Полная длина большего плеча трубопровода $L_1=75$ м, а короткого $L=50$ м при угле

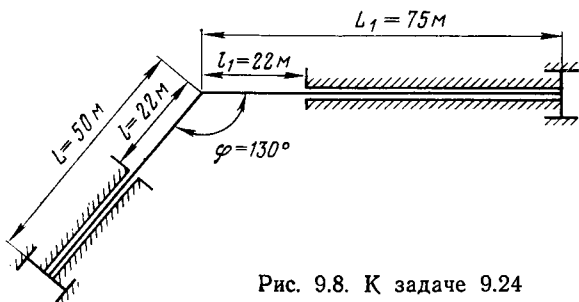


Рис. 9.8. К задаче 9.24

между плечами $\varphi=130^\circ$. Превышение температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t-t_o=150^\circ\text{C}$.

Определить напряжение в трубопроводе от термических деформаций плеча L_1 , и максимальное поперечное смещение трубопровода.

Ответ. $\sigma=81,8$ МПа; $\Delta_1=0,135$ м; $\Delta_6=0,252$ м.

Задача 9.25. Во сколько раз возрастет напряжение от термических деформаций, если на трубопроводе с Z-образной конфигурацией и равными плечами в средней точке А установить неподвижную опору (см. рис. 9.5), исключая поворот трубопровода в этой точке.

Ответ. Напряжение увеличивается в 2,57 раза.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Удельные тепловые потери надземных теплопроводов и однетрубного подземного теплопровода, Вт/м,

$$q=(\tau_t-t_o)/R_{t.o}, \quad (10.1)$$

где τ_t — температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$; t_o — температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$; $R_{t.o}=R_v+R_{tr}+R_n+R_n$ — суммарное термическое сопротивление в интервале температур от τ_t до t_o , $\text{м}\cdot^\circ\text{C}/\text{Вт}$; R_v , R_n — термическое сопротивление внутренней и наружной поверхностей, $\text{м}\cdot^\circ\text{C}/\text{Вт}$; R_{tr} , R_n — термическое сопротивление стенки трубы и слоя изоляции, $\text{м}\cdot^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Термическое сопротивление цилиндрической поверхности, $\text{м}^{\circ}\text{С}/\text{Вт}$,

$$R = 1/\pi d \alpha, \quad (10.2)$$

где d — диаметр поверхности, м; α — коэффициент теплоотдачи на поверхности, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{С})$.

Термическое сопротивление однородного цилиндрического слоя, $\text{м}^{\circ}\text{С}/\text{Вт}$,

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad (10.3)$$

где λ — теплопроводность материала слоя, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{С})$; d_1 , d_2 — внутренний и наружный диаметры, м.

Термическое сопротивление грунта, $\text{м}^{\circ}\text{С}/\text{Вт}$,

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \left[\frac{2h}{d} + \sqrt{\frac{4h^2}{d^2} - 1} \right], \quad (10.4a)$$

где $\lambda_{\text{гр}}$ — теплопроводность грунта, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{С})$; h — глубина заложения оси теплопровода, м; d — диаметр теплопровода, м.

При $h/d \geq 2$

$$R_{\text{гр}} \approx \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \frac{4h}{d}. \quad (10.4б)$$

Удельные тепловые потери двухтрубного бесканального теплопровода:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}; \quad (10.5)$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}, \quad (10.6)$$

где q_1 , q_2 — удельные тепловые потери первой и второй труб, $\text{Вт}/\text{м}$; τ_1 , τ_2 — температура теплоносителя в первой и второй трубах, $^{\circ}\text{С}$; t_0 — температура грунта на глубине оси теплопровода, $^{\circ}\text{С}$; R_1 , R_2 — суммарное термическое сопротивление (изоляции и грунта) первой и второй труб, $\text{м}^{\circ}\text{С}/\text{Вт}$; R_0 — условное дополнительное термическое сопротивление, учитывающее взаимное влияние соседних труб, $\text{м}^{\circ}\text{С}/\text{Вт}$:

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2}, \quad (10.7)$$

где b — горизонтальное расстояние между осями труб, м.

Температура воздуха в канале многотрубного теплопровода с температурами теплоносителя каждого теплопровода τ_1 , τ_2 , ..., τ_n и термическими сопротивлениями изоляционной конструкции R_1 ,

$R_2, \dots, R_n$

$$t_K = \frac{\tau_1/R_1 + \tau_2/R_2 + \dots + \tau_n/R_n + t_0/R_{K,0}}{1/R_1 + 1/R_2 + \dots + 1/R_n + 1/R_{K,0}}, \quad (10.8)$$

где $R_{K,0} = R_{nK} + R_K + R_{гp}$ — суммарное термическое сопротивление внутренней поверхности канала, стенок канала и грунта.

Температура наружной поверхности первого слоя двухслойной тепловой изоляции при температуре теплоносителя τ и окружающей среды t_0

$$t_x = \frac{\tau/R_{н1} + t_0/(R_{г2} + R_n)}{1/R_{н1} + 1/(R_{н2} + R_n)}, \quad (10.9)$$

где $R_{н1}$, $R_{н2}$ — термические сопротивления первого и второго (если считать от поверхности трубы) слоев изоляции; R_n — термическое сопротивление наружной поверхности изоляции.

Температура в произвольной точке грунта вокруг одиночного бесканального теплопровода при удалении данной точки на величину x от вертикальной оси трубопровода и на величину y от поверхности грунта

$$t = t_0 + (\tau_i - t_0) \frac{\frac{1}{2\pi\lambda_{гp}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}}}{R_{г,0}}, \quad (10.10)$$

где $R_{г,0}$ — суммарное термическое сопротивление тепловой изоляции и грунта.

Температура в произвольной точке грунта вокруг двухтрубного бесканального теплопровода при удалении данной точки от вертикальной оси трубы с более высокой температурой на значение x и от поверхности грунта — на значение y

$$t = t_0 + \frac{q_1}{2\pi\lambda_{гp}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}} + \frac{q_2}{2\pi\lambda_{гp}} \ln \sqrt{\frac{i(x-b)^2 + (y+h)^2}{(x-b)^2 + (y-h)^2}}. \quad (10.11)$$

Для подземных теплопроводов глубокого заложения ($h/d \geq 2$) в формулах (10.1), (10.5), (10.6), (10.8), (10.10) и (10.11) температура t_0 принимается равной естественной температуре грунта на глубине заложения оси теплопровода ($t_0 = t_{гp}$).

Для подземных теплопроводов мелкого заложения ($h/d < 2$) за температуру окружающей среды t_0 принимается температура наружного воздуха t_n . В этом случае в формулы (10.4а), (10.7), (10.10) и (10.11) необходимо подставлять не действительные, а приведенные глубины заложения $h_n = h + h_\phi$ и $y_n = y + h_\phi$. Здесь $h_\phi = \lambda_{гp}/\alpha_0$ — фиктивный слой грунта, а α_0 — коэффициент теплоотдачи на поверхности грунта.

Полные тепловые потери теплопровода длиной l , Вт,

$$Q = ql(1 + \beta), \quad (10.12)$$

где β — коэффициент местных потерь теплоты.

Температура в конце участка (при отсутствии изменения агрегатного состояния теплоносителя)

$$\tau_2 = \tau_1 - Q/Gc, \quad (10.13)$$

или

$$\tau_2 = t_0 + (\tau_1 - t_0)e^{-l(1+\beta)/RGc}. \quad (10.14)$$

Здесь τ_1, τ_2 — температуры теплоносителя в начале и конце участка, °С; l — длина теплопровода, м; c — теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·°С).

ПРИМЕРЫ

Пример 10.1. Определить тепловые потери 1 м паропровода диаметром $d/d_n = 273/259$ мм, проложенного на открытом воздухе с температурой $t_0 = 10^\circ\text{C}$. Средняя скорость движения воздуха $w = 5$ м/с. По паропроводу передается насыщенный пар с температурой $\tau = 150^\circ\text{C}$. Тепловая изоляция паропровода имеет толщину $\delta_n = 80$ мм и теплопроводность $\lambda_n = 0,1$ Вт/(м·°С).

При расчете принять коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубы $\alpha_n = 10\,000$ Вт/(м²·°С), а коэффициент лучеиспускания поверхности изоляции $C = 5$ Вт/(м²·К⁴). Теплопроводность стенки стальной трубы $\lambda_{тр} = 58$ Вт/(м·°С).

Решение. Для предварительного расчета задаемся коэффициентом теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху $\alpha_n = 20$ Вт/(м²·°С) и определяем полное термическое сопротивление изолированного паропровода

$$\begin{aligned} K = R_{\text{в}} + R_{\text{тр}} + R_{\text{и}} + R_{\text{н}} &= \frac{1}{\pi d_{\text{в}} \alpha_{\text{в}}} + \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{тр}}} \ln \frac{d}{d_{\text{в}}} + \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{и}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d} + \\ &+ \frac{1}{\pi d_{\text{н}} \alpha_{\text{н}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,259 \cdot 10000} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 58} \ln \frac{0,273}{0,259} + \\ &+ \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1} \ln \frac{0,433}{0,273} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,433 \cdot 20} = 0,00012 + 0,00014 + 0,735 + \\ &+ 0,037 = 0,77226 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}. \end{aligned}$$

Полученные цифры показывают, что термическое сопротивление внутренней поверхности трубы $R_{\text{в}}$ и самой трубы $R_{\text{тр}}$ значительно меньше полного термического сопротивления, поэтому величинами $R_{\text{в}}$ и $R_{\text{тр}}$ при расчете изолированных теплопроводов обычно пренебрегают.

В этом случае полное сопротивление

$$R = R_{\text{н}} + R_{\text{в}} = 0,735 + 0,0370 = 0,772 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Приближенное значение температуры наружной поверхности изоляции

$$t_{\text{н}} = \frac{\tau/R_{\text{н}} + t_0/R_{\text{в}}}{1/R_{\text{н}} + 1/R_{\text{в}}} = \frac{\frac{150}{0,735} + \frac{10}{0,037}}{\frac{1}{0,735} + \frac{1}{0,037}} = 16,7^\circ\text{C}.$$

Уточненное значение коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху:

коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_{\text{к}} = 4,65 \frac{\omega^{0,7}}{d_{\text{н}}^{0,3}} = 4,65 \frac{5^{0,7}}{0,433^{0,3}} = 18,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{C \left[\left(\frac{t_{\text{в}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_0 + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{н}} - t_0} =$$

$$= \frac{\left[5 \left(\frac{16,7 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{10 + 273}{100} \right)^4 \right]}{16,7 - 10} = 4,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$\alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}} = 18,4 + 4,7 = 23,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Производим пересчет $R_{\text{н}}$ и R :

$$R_{\text{н}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,433 \cdot 23,1} = 0,032 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт},$$

$$R = 0,735 + 0,032 = 0,767 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Удельные тепловые потери

$$q = \frac{\tau - t_0}{R} = \frac{150 - 10}{0,767} = 183 \text{ Вт}/\text{м} = 157 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч}).$$

Пример 10.2. Решить предыдущий пример для паропровода без изоляции.

Решение. Поскольку термическое сопротивление $R_{\text{в}} + R_{\text{тр}}$ значительно меньше термического сопротивления наружной поверхности паропровода $R_{\text{н}}$, то с достаточной степенью точности $\tau = t_{\text{в}} = t_{\text{н}} = 150^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи для наружной поверхности трубы при коэффициенте лучеиспускания поверхности трубы $C=5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$:

$$\begin{aligned}\alpha_K &= 4,65 \frac{w^{0,7}}{d^{0,3}} = 4,65 \frac{5^{0,7}}{0,273^{0,3}} = 21,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}); \\ \alpha_L &= \frac{C \left[\left(\frac{t_H + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_0 + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_H - t_0} = \\ &= \frac{5 \left[\left(\frac{150 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{10 + 273}{100} \right)^4 \right]}{150 - 10} = 9,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}); \\ \alpha_H &= \alpha_K + \alpha_L = 21,2 + 9,1 = 30,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).\end{aligned}$$

Термическое сопротивление

$$R_H = \frac{1}{\pi d_H \alpha_H} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,273 \cdot 30,3} = 0,0385 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}.$$

Удельные тепловые потери

$$q = \frac{t_H - t_0}{R_H} = \frac{150 - 10}{0,0385} = 3640 \text{ Вт}/\text{м} = 3130 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч}).$$

Сравнивая настоящие результаты с результатами примера 10.1, видим, что тепловые потери голого паропровода примерно в 17 раз выше, чем изолированного.

Пример 10.3. Для условий примера 10.1 при длине паропровода $l=500 \text{ м}$ определить тепловые потери паропровода, коэффициент эффективности изоляции [по формуле $\eta_H = (Q_H - Q_K)/Q_H$] и количество выпадающего конденсата. Среднее абсолютное давление пара $p=0,5 \text{ МПа}$.

При расчете коэффициент местных потерь теплоты принять $\beta=0,25$.

Решение. Удельные тепловые потери изолированного и голого паропроводов $q_H=183 \text{ Вт}/\text{м}$ (пример 10.1), $q_K=3640 \text{ Вт}/\text{м}$ (пример 10.2).

Тепловые потери изолированного и голого паропроводов длиной $l=500 \text{ м}$:

$$\begin{aligned}Q_H &= q_H l (1 + \beta) = 183 \cdot 500 (1 + 0,25) = \\ &= 114\,400 \text{ Вт} = 98\,400 \text{ ккал}/\text{ч}; \\ Q_K &= q_K l = 3640 \cdot 500 = 1\,820\,000 \text{ Вт} = \\ &= 1\,565\,000 \text{ ккал}/\text{ч}.\end{aligned}$$

Коэффициент эффективности изоляции

$$\eta_H = \frac{Q_K - Q_H}{Q_K} = \frac{1\,820\,000 - 114\,400}{1\,820\,000} = 0,937.$$

Количество выпадающего конденсата для изолированного и го-
лого паропроводов (скрытая теплота парообразования при $p=$
 $=0,5$ МПа принята $r=2112$ кДж/кг):

$$G_{\text{к.н}} = \frac{Q_{\text{н}}}{r} = \frac{114\,400}{2112 \cdot 10^3} = 0,054 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{к.г}} = \frac{Q_{\text{г}}}{r} = \frac{1\,820\,000}{2112 \cdot 10^3} = 0,862 \text{ кг/с}.$$

Пример 10.4. Определить тепловые потери 1 м одиночного изо-
лированного паропровода, уложенного бесканально в грунт на глу-
бине $h=1,2$ м.

Естественная температура грунта на уровне заложения трубы
 $t_0=10^\circ\text{C}$, а теплопроводность грунта $\lambda_{\text{гр}}=1,5$ Вт/(м·°C).

Остальные данные по паропроводу взять из примера 10.1.

Решение. Поскольку $h/d_{\text{н}} > 2$, то рассматриваем данную про-
кладку как прокладку глубокого заложения и определяем полное
термическое сопротивление

$$\begin{aligned} R &= R_{\text{н}} + R_{\text{гр}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{н}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d} + \frac{2}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \frac{4h}{d_{\text{н}}} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1} \ln \frac{0,433}{0,273} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \ln \frac{4 \cdot 1,2}{0,433} = 0,988 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C/Вт}. \end{aligned}$$

Удельные тепловые потери

$$q = \frac{\tau - t_0}{R} = \frac{150 - 10}{0,988} = 142 \text{ Вт/м} = 122 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч)}.$$

Таким образом, по сравнению с воздушной прокладкой (пример
10.1) тепловые потери одиночного теплопровода при бесканальной
прокладке глубокого заложения и при прочих равных условиях сни-
жаются примерно на 22%.

Пример 10.5. Определить тепловые потери 1 м паропровода, ука-
занного в примере 10.4, если рядом с ним будет проложен и пущен
в работу второй точно такой же паропровод. Расстояние между ося-
ми паропроводов принять $b=520$ мм.

Решение. Термическое сопротивление изоляции и грунта для
каждой трубы $R_1=R_2=R_{\text{н}}+R_{\text{гр}}=0,988$ м·°C/Вт (пример 10.4).

Условное термическое сопротивление, вызываемое взаимодействием
двух труб,

$$\begin{aligned} R_0 &= \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,2}{0,52}\right)^2} = 0,165 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C/Вт}. \end{aligned}$$

Удельные тепловые потери каждой трубы

$$q_1 = q_2 = \frac{\tau - t_o}{R_1 + R_0} = \frac{150 - 10}{0,988 + 0,165} = 121 \text{ Вт/м} = 104 \text{ ккал/(м}\cdot\text{ч)}.$$

Таким образом, при одновременной работе двух рядом уложенных паропроводов тепловые потери каждого паропровода для рассматриваемого в примере случая на 14% ниже, чем при работе только одного паропровода.

Пример 10.6. Решить пример 10.4 для случая, когда паропровод проложен бесканально на глубине $h=0,8$ м. Температура наружного воздуха при установившемся тепловом потоке $t_o=10^\circ\text{C}$. При расчете коэффициент теплоотдачи от поверхности земли к наружному воздуху принять $\alpha_o=15 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}$.

Решение. Поскольку $h/d_n=0,8/0,433=1,85$, т. е. $h/d_n < 2$, расчет ведем как трубопровода мелкого заложения. Толщина фиктивного слоя и приведенная глубина заложения:

$$h_\Phi = \lambda_{rp} / \alpha_o = 1,5 / 15 = 0,1;$$

$$h_n = h + h_\Phi = 0,8 + 0,1 = 0,9 \text{ м.}$$

Термическое сопротивление

$$\begin{aligned} R &= \frac{1}{2\pi\lambda_n} \ln \frac{d_n}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_n} \ln \frac{2h_n + \sqrt{4h_n^2 - d_n^2}}{d_n} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1} \ln \frac{0,433}{0,273} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \times \\ &\times \ln \frac{2 \cdot 0,9 + \sqrt{4 \cdot 0,9^2 - 0,433^2}}{0,433} = 0,956 \text{ м}\cdot^\circ\text{C/Вт.} \end{aligned}$$

Удельные тепловые потери

$$q = \frac{\tau - t_o}{R} = \frac{150 - 10}{0,956} = 147 \text{ Вт/м} = 126 \text{ ккал/(м}\cdot\text{ч)}.$$

Пример 10.7. Определить тепловые потери 1 м подающего и обратного трубопроводов с наружным диаметром $d=273$ мм, проложенных бесканально в грунте на глубине $h=1,8$ м с расстоянием между осями труб $b=520$ мм.

Температура воды в подающем трубопроводе $\tau_1=150^\circ\text{C}$, а в обратном трубопроводе $\tau_2=70^\circ\text{C}$. Температура грунта на глубине заложения труб $t_o=2^\circ\text{C}$. Теплопроводность изоляции $\lambda_n=0,116 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$, толщина ее на подающем трубопроводе $\delta_1=70$ мм и на обратном $\delta_2=40$ мм. Теплопроводность грунта $\lambda_{rp}=1,75 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$.

Решение. Так как $h/d_n=1,8/0,413 > 2$, то расчет ведем по формулам для трубопроводов глубокого заложения.

Термическое сопротивление подающего и обратного трубопроводов:

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_n} \ln \frac{d_{н1}}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{н1}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \ln \frac{0,413}{0,273} + \\ + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,8}{0,413} = 0,828 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт};$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda_n} \ln \frac{d_{н2}}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{н2}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \ln \frac{0,353}{0,273} + \\ + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,8}{0,353} = 0,624 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Условное термическое сопротивление, учитывающее взаимное влияние соседних труб:

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2} = \\ = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,8}{0,52}\right)^2} = 0,177 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного трубопроводов:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2} = \\ = \frac{(150 - 2)0,624 - (70 - 2)0,177}{0,828 \cdot 0,624 - 0,177^2} = 165 \text{ Вт/м} = 142 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч}); \\ q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2} = \\ = \frac{(70 - 2)0,828 - (150 - 2)0,177}{0,828 \cdot 0,624 - 0,177^2} = 61,6 \text{ Вт/м} = 53 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч}).$$

Суммарные удельные тепловые потери

$$q = q_1 + q_2 = 165 + 61,6 = 226,6 \text{ Вт/м} = \\ = 195 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч}).$$

Пример 10.8. Решить пример 10.7 для случая прокладки изолированных трубопроводов в непроходном канале с промежуточной стенкой и расстоянием между осями труб $b=600$ мм. Ячейка непроходного канала для каждой из труб имеет форму квадрата с внутренними размерами 600×600 мм.

Коэффициенты теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху и от воздуха к внутренним стенкам канала $\alpha_n = \alpha_{ст} = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. При расчете теплопроводность стенок канала принять равной теплопроводности грунта.

Решение. Эквивалентный диаметр каждой ячейки непроходного канала

$$d_3 = \frac{4F}{P} = \frac{4 \cdot 0,6^2}{4 \cdot 0,6} = 0,6 \text{ м}^*,$$

где F и P — сечение и периметр ячейки канала, соответственно м^2 и м . Так как $h/d_3 = 1,8/0,6 = 3$ (т. е. $h/d_3 > 2$), то расчет ведем по формулам для трубопроводов глубокого заложения.

Термические сопротивления подающего и обратного трубопроводов:

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{1}{2\pi\lambda_n} \ln \frac{d_{н1}}{d} + \frac{1}{\pi d_{н1}\alpha_n} + \frac{1}{\pi d_3\alpha_{ст}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_3} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \ln \frac{0,413}{0,273} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,413 \cdot 12} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,6 \cdot 12} + \\ &\quad + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,8}{0,6} = 0,903 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С/Вт}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_2 &= \frac{1}{2\pi\lambda_n} \ln \frac{d_{н2}}{d} + \frac{1}{\pi d_{н2}\alpha_n} + \frac{1}{\pi d_3\alpha_{ст}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_3} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \ln \frac{0,353}{0,273} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,353 \cdot 12} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,6 \cdot 12} + \\ &\quad + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,8}{0,6} = 0,698 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С/Вт}. \end{aligned}$$

Условное термическое сопротивление, учитывающее взаимное влияние соседних труб:

$$\begin{aligned} R_0 &= \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,8}{0,6}\right)^2} = 0,164 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С/Вт}. \end{aligned}$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного трубопроводов:

$$\begin{aligned} q_1 &= \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2} = \\ &= \frac{(150 - 2)0,698 - (70 - 2)0,164}{0,903 \cdot 0,698 - 0,164^2} = 157 \text{ Вт/м} = 135 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч)}; \\ q_2 &= \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2} = \\ &= \frac{(70 - 2)0,903 - (150 - 2)0,164}{0,903 \cdot 0,698 - 0,164^2} = 63,2 \text{ Вт/м} = 54,4 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч)}. \end{aligned}$$

* Иногда эквивалентный диаметр каналов определяют по формуле $d_3 = P/\pi$, где P — периметр канала (по внутренним размерам).

Суммарные удельные тепловые потери

$$q = q_1 + q_2 = 157 + 63,2 = 220,2 \text{ Вт/м} = \\ = 189,4 \text{ ккал/(м}\cdot\text{ч)}.$$

Сравнивая полученные данные с результатами примера 10.7, видим, что при наличии непроходного канала с промежуточной стенкой суммарные тепловые потери уменьшаются примерно на 2,5% по сравнению с бесканальной прокладкой.

Пример 10.9. Решить пример 10.8 для случая прокладки трубопроводов в непроходном канале без промежуточной стенки. Высота канала 0,6 м, а ширина 1,09 м; температура поверхности грунта $t_0 = 2^\circ\text{C}$.

Решение. Эквивалентный внутренний диаметр канала

$$d_3 = \frac{4F}{P} = \frac{4 \cdot 1,09 \cdot 0,6}{2(1,09 + 0,6)} = 0,774 \text{ м}.$$

Термическое сопротивление подающего и обратного трубопроводов:

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{н}}} \ln \frac{d_{\text{н1}}}{d} + \frac{1}{\pi d_{\text{н1}}\alpha_{\text{н}}} = \\ = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \ln \frac{0,413}{0,273} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,413 \cdot 12} = 0,633 \text{ м}\cdot^\circ\text{C/Вт};$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{н}}} \ln \frac{d_{\text{н2}}}{d} + \frac{1}{\pi d_{\text{н2}}\alpha_{\text{н}}} = \\ = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \ln \frac{0,353}{0,273} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,353 \cdot 12} = 0,426 \text{ м}\cdot^\circ\text{C/Вт}.$$

Термическое сопротивление канала и грунта

$$R_{\text{к.о}} = \frac{1}{\pi d_3 \alpha_{\text{сг}}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \frac{4h}{d_3} = \\ = \frac{1}{3,14 \cdot 0,774 \cdot 12} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,8}{0,774} = 0,237 \text{ м}\cdot^\circ\text{C/Вт}.$$

Температура воздуха в канале

$$t_{\text{к}} = \frac{\tau_1/R_1 + \tau_2/R_2 + t_0/R_{\text{к.о}}}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_{\text{к.о}}} = \frac{\frac{150}{0,633} + \frac{70}{0,426} + \frac{2}{0,237}}{\frac{1}{0,633} + \frac{1}{0,426} + \frac{1}{0,237}} = 44,7^\circ\text{C}.$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного трубопроводов:

$$q_1 = \frac{\tau_1 - t_{\text{к}}}{R_1} = \frac{150 - 44,7}{0,633} = 166 \text{ Вт/м} = 143 \text{ ккал/(м}\cdot\text{ч)};$$

$$q_2 = \frac{\tau_2 - t_{\text{к}}}{R_2} = \frac{70 - 44,7}{0,426} = 59 \text{ Вт/м} = 51 \text{ ккал/(м}\cdot\text{ч)}.$$

Суммарные удельные тепловые потери

$$q = q_1 + q_2 = 166 + 59 = 225 \text{ Вт/м} = 194 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч)}.$$

Сравнивая полученные данные с результатами примера 10.8, видим, что при непроходном канале без промежуточной стенки суммарные тепловые потери практически равны потерям при непроходном канале, имеющем промежуточную стенку.

Пример 10.10. Для обогрева бесканального мазутопровода, передающего парафинистый мазут, рядом с ним на глубине $h=2$ м проложен паропровод диаметром $d/d_b=57/50$ мм. Расстояние между центрами труб составляет $b=300$ мм.

Определить необходимую температуру пара τ_1 , при которой температура мазута на всей длине мазутопровода остается постоянной и равной $\tau_2=60^\circ\text{C}$, если естественная температура грунта на глубине заложения труб $t_0=2^\circ\text{C}$.

Решение. Заданные в примере условия могут быть обеспечены, если отсутствуют тепловые потери у мазутопровода, т. е. когда при двухтрубной бесканальной прокладке $q_2=0$. Следовательно, при $R_1 R_2 - R_0^2 > 0$ можно написать:

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1 R_2 - R_0^2} = 0$$

или

$$(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0 = 0,$$

откуда находим

$$\begin{aligned} \tau_1 - t_0 &= (\tau_2 - t_0) \frac{R_1}{R_0} = (\tau_2 - t_0) \frac{\ln \frac{4h}{d}}{\ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2}} = \\ &= (60 - 2) \frac{\ln \frac{4 \cdot 2}{0,057}}{\ln \sqrt{1 + \left(\frac{2,2}{0,3}\right)^2}} = 111^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Температура пара

$$\tau_1 = 111 + 2 = 113^\circ\text{C}.$$

Пример 10.11. Определить падение температуры пара и тепловые потери для паропровода с наружным диаметром $d=325$ мм и длиной $l=2000$ м, по которому подается $G=3$ кг/с перегретого пара с начальной температурой $\tau_1=250^\circ\text{C}$ и начальным абсолютным давлением 0,7 МПа. Определить также температуру воздушной прослойки в начале канала. Паропровод проложен в прямоугольном канале, внутренние размеры которого по высоте и ширине составляют $a=680$ мм, а глубина заложения до оси труб $h=2$ м. Естественная температура грунта на глубине заложения теплопровода $t_0=5^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности изоляции и на внутренней поверхности канала $\alpha_n = \alpha_{ст} = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Тепловая изоляция выполнена из минеральной ваты толщиной $\delta = 80 \text{ мм}$. Теплопроводность минеральной ваты принять $\lambda_n = 0,08 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$. Теплопроводности стенки канала и грунта $\lambda_k = \lambda_{гр} = 1,75 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$.

Коэффициент местных потерь теплоты $\beta = 0,2$. При расчете принять, что пар на всей длине паропровода остается перегретым и средняя теплоемкость его $c = 2220 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$.

Эквивалентный диаметр канала

$$d_3 = \frac{4F}{P} = \frac{4a^2}{4a} = a = 0,68 \text{ м}.$$

Термические сопротивления:

$$R_k = \frac{1}{2\pi\lambda_n} \ln \frac{d_n}{d} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,08} \ln \frac{0,485}{0,325} = 0,797 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт};$$

$$R_{1k} = R_n + \frac{1}{\pi d_n \alpha_n} = 0,797 + \frac{1}{3,14 \cdot 0,485 \cdot 12} = 0,852 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт};$$

$$R_{k,0} = \frac{1}{\pi d_3 \alpha_{ст}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_3} =$$

$$= \frac{1}{3,14 \cdot 0,68 \cdot 12} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 2}{0,68} = 0,224 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт};$$

$$R = R_{1k} + R_{k,0} = 0,852 + 0,224 = 1,076 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}.$$

Температура воздушной прослойки в начале канала

$$t_k = \frac{\tau_1/R_{1k} + t_0/R_{k,0}}{1/R_{1k} + 1/R_{k,0}} = \frac{250/0,852 + 5/0,224}{1/0,852 + 1/0,224} = 55,9 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Величина $RGc = 1,076 \cdot 3 \cdot 2220 = 7170 \text{ м}$.

Поскольку падение температуры пара по длине паропровода будет достаточно большим, то вначале определяем по точной формуле конечную температуру пара, а затем находим тепловые потери:

$$\tau_2 = t_0 + (\tau_1 - t_0)e^{-l(1+\beta)/RGc} =$$

$$= 5 + (250 - 5)e^{-2000(1+0,2)/7170} = 180 \text{ } ^\circ\text{С};$$

$$Q = Gc(\tau_1 - \tau_2) = 3 \cdot 2220(250 - 180) = 466\,200 \text{ Вт} = 400\,900 \text{ ккал/ч}.$$

Пример 10.12. Для условий примера 10.11 найти повышение температуры грунта сверх естественной температуры в месте прокладки электрического кабеля. Кабель проложен параллельно теплопроводу на расстоянии $x = 2,7 \text{ м}$ от оси теплопровода и на глубине $y = 0,7 \text{ м}$.

Расчет произвести для начального участка паропровода.

При расчете естественную температуру грунта в месте укладки кабеля принять равной естественной температуре грунта в месте залегания теплопровода.

Решение. Из примера 10.11 известна температура воздуха в канале $t_k = 55,9^\circ\text{C}$, а также термическое сопротивление поверхности канала и грунта $R_{k,0} = 0,224 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Рассматриваем непроходной канал как бесканальный трубопровод с температурой среды в нем t_k .

Повышение температуры грунта в начале паропровода

$$t_{xy} - t_0 = \frac{(t_k - t_0) \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}}}{R_{k,0}} =$$

$$= \frac{(55,9 - 5)}{0,224} \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \sqrt{\frac{2,7^2 + (0,7 + 2)^2}{2,7^2 + (0,7 - 2)^2}} \approx 5^\circ\text{C}.$$

Следовательно, $t_{xy} = 5 + 5 = 10^\circ\text{C}$.

Пример 10.13. Для паропровода диаметром $d/d_v = 426/404 \text{ мм}$ и длиной $l = 1500 \text{ км}$, проложенного бесканально на глубине $h = 1,8 \text{ м}$, требуется определить нагрузку, при которой в конечной точке пар будет сухим насыщенным.

Начальные параметры пара $t_1 = 240^\circ\text{C}$ и $p_1 = 0,8 \text{ МПа}$ (абс.).

Естественная температура грунта на глубине заложения паропровода $t_0 = 2^\circ\text{C}$, а теплопроводность грунта $\lambda_{\text{гр}} = 1,75 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Тепловая изоляция толщиной $\delta = 80 \text{ мм}$ имеет теплопроводность $\lambda_{\text{и}} = 0,12 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Коэффициент местных потерь теплоты $\beta = 0,2$.

При расчете пренебречь падением давления пара в трубопроводе.

Решение. Термическое сопротивление

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{и}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \frac{4h}{d_{\text{н}}} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,12} \ln \frac{0,586}{0,426} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,8}{0,586} = 0,651 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

По таблицам для $p_1 = 0,8 \text{ МПа}$ находим $t_{\text{н}} = 170^\circ\text{C}$ и $c = 2300 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

Расход пара

$$G = \frac{l(1 + \beta)}{Rc \ln \frac{t_1 - t_0}{t_{\text{н}} - t_0}} = \frac{1500(1 + 0,2)}{0,651 \cdot 2300 \ln \frac{240 - 2}{170 - 2}} = 3,45 \text{ кг/с} = 12,4 \text{ т/ч}.$$

Пример 10.14. По паропроводу передается $G = 5,6 \text{ кг/с}$ перегретого пара с начальной температурой $t_1 = 240^\circ\text{C}$, конечная температура пара составляет $t_2 = 200^\circ\text{C}$. Температура окружающей паропровод среды $t_0 = 0^\circ\text{C}$.

Определить конечную температуру пара при нагрузке $G'=2,8$ кг/с. Определить также тепловые потери при обоих режимах работы паропровода, принимая условно для этих двух режимов среднюю теплоемкость пара одинаковой и равной $c=2180$ Дж/(кг·°С).

При расчете принять, что при пониженной нагрузке пар в конце паропровода остается перегретым.

Решение. Принимаем при всех режимах термическое сопротивление и теплоемкость пара неизменными.

Для режима работы паропровода с расходом пара $G=5,6$ кг/с находим:

$$e^{l(1+\beta)/RGc} = \frac{\tau_1 - t_0}{\tau_2 - t_0} = \frac{240 - 0}{200 - 0} = 1,2.$$

Для двух режимов работы с расходами пара G и G' на основании выражения для определения температуры пара в конце паропровода и учитывая, что $\tau_1' = \tau_1$, можно написать следующее отношение:

$$\frac{\tau_2' - t_0}{\tau_2 - t_0} = e^{\frac{l(1+\beta)}{RGc} \left(1 - \frac{G}{G'}\right)}.$$

Подставляя в последнее уравнение выражение для $e^{l(1+\beta)/RGc}$, получаем

$$\tau_2' - t_0 = (\tau_2 - t_0) \left(\frac{\tau_1 - t_0}{\tau_2 - t_0} \right)^{1 - \frac{G}{G'}}.$$

Температура пара в конце паропровода при расходе $G'=2,8$ кг/с

$$\tau_2' = 0 + (200 - 0) \left(\frac{240 - 0}{200 - 0} \right)^{1 - 5,6/2,8} = 200 \cdot 1,2^{-1} = 167 \text{ °С}.$$

Тепловые потери при первом и втором режимах работы паропровода:

$$Q = Gc(\tau_1 - \tau_2) = 5,6 \cdot 2180 (240 - 200) = 488\,000 \text{ Вт} = 420\,000 \text{ ккал/ч};$$

$$Q' = G'c(\tau_1 - \tau_2') = 2,8 \cdot 2180 (240 - 167) = 446\,000 \text{ Вт} = 384\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Таким образом, при уменьшении расхода пара в 2 раза тепловые потери паропровода уменьшаются всего на 9 %.

Пример 10.15. По подземному паропроводу глубокого заложения пар с начальной температурой $\tau_1=360$ °С в количестве $G=13$ кг/с подается на завод, где температура его составляет $\tau_2=260$ °С. Поскольку по условиям технологии производства оказалось возможным снизить конечную температуру перегретого пара до $\tau_2'=210$ °С, соответственно была снижена температура пара на ТЭЦ до τ_1' путем увлажнения. Естественная температура грунта на глубине заложения паропровода $t_0=5$ °С.

Определить начальную температуру пара и снижение тепловых потерь паропровода при новых условиях работы и первоначальном полезном отпуске теплоты потребителю.

Для первого и второго режимов работы паропровода среднюю теплоемкость пара и энтальпию конденсата (возврат конденсата 100 %) условно принять одинаковыми и равными $c=2,18$ кДж/(кг·°C) и $h_k=419$ кДж/кг, а энтальпию пара у потребителя соответственно $h_2=2940$ кДж/кг и $h_2'=2820$ кДж/кг.

Решение. Тепловые потери при первом режиме работы

$$Q = Gc(\tau_1 - \tau_2) = 13 \cdot 2180(360 - 260) = 2,83 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 2,83 \text{ МВт} = 2,43 \text{ Гкал/ч.}$$

Расход пара при втором режиме работы

$$G' = G \frac{h_2 - h_k}{h_2' - h_k} = 13 \frac{2940 \cdot 10^3 - 419 \cdot 10^3}{2820 \cdot 10^3 - 419 \cdot 10^3} = 13,7 \text{ кг/с.}$$

Для первого режима работы паропровода можно написать

$$e^{l(1+\beta)/RGc} = \frac{\tau_1 - t_0}{\tau_2 - t_0}.$$

Для двух режимов работы с расходами пара G и G' можно написать

$$\frac{\tau_1' - t_0}{\tau_1 - t_0} = \frac{\tau_2' - t_0}{\tau_2 - t_0} e^{\frac{l(1+\beta)}{RGc} (G/G' - 1)}.$$

Из двух уравнений находим

$$\begin{aligned} \tau_1' &= t_0 + (\tau_1 - t_0) \left(\frac{\tau_2' - t_0}{\tau_2 - t_0} \right) \left(\frac{\tau_2 - t_0}{\tau_1 - t_0} \right)^{1-G/G'} = \\ &= 5 + (360 - 5) \left(\frac{210 - 5}{260 - 5} \right) \left(\frac{260 - 5}{360 - 5} \right)^{1-13/13,7} = 286 \text{ °C.} \end{aligned}$$

Тепловые потери при втором режиме работы

$$Q' = Gc(\tau_1' - \tau_2') = 13,7 \cdot 2180(286 - 210) = 2,27 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 2,27 \text{ МВт} = 1,95 \text{ Гкал/ч.}$$

Снижение тепловых потерь

$$\Delta Q = Q - Q' = 2,83 - 2,27 = 0,56 \text{ МВт} = 0,48 \text{ Гкал/ч.}$$

Пример 10.16. Во время теплового испытания проложенного бесканально водяного двухтрубного теплопровода при отключенном тепловом потреблении и открытой перемычке в конце теплопровода расход воды поддерживается $G=30$ кг/с, а температура воды в подающем трубопроводе на ТЭЦ $\tau_1'=80$ °C.

Через некоторый период времени после начала испытания в обратном коллекторе на ТЭЦ установилась постоянная температуры воды

$\tau_2=72^\circ\text{C}$. При испытании естественная температура грунта на глубине прокладки труб была $t_o'=5^\circ\text{C}$.

Для указанного теплопровода требуется определить тепловые потери при расчетном эксплуатационном режиме, когда температура воды в подающем трубопроводе поддерживается $\tau_1=130^\circ\text{C}$, в обратном коллекторе $\tau_2=70^\circ\text{C}$, а температура грунта составляет $t_o=0^\circ\text{C}$.

При расчете учесть, что тепловая изоляция подающего и обратного трубопроводов выполнена одинаковой толщины.

Решение. Определяем тепловые потери при испытании

$$Q' = G'c(\tau_1' - \tau_2') = 30 \cdot 4187(80 - 72) = 1 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 1 \text{ МВт} = 0,86 \text{ Гкал/ч.}$$

С другой стороны, суммарные тепловые потери для периода испытания можно определить из выражения

$$Q' = \left[\frac{(\tau_1' - t_o')R_2 - (\tau_2' - t_o')R_0}{R_1R_2 - R_0^2} + \frac{(\tau_2' - t_o')R_1 - (\tau_1' - t_o')R_0}{R_1R_2 - R_0^2} \right] l(1 + \beta).$$

Так как $R_1=R_2$, то

$$Q' = \frac{l(1 + \beta)}{R_1 + R_0} (\tau_1' + \tau_2' - 2t_o').$$

Аналогично можно выразить суммарные тепловые потери для режима теплопровода с температурами τ_1 , τ_2 и t_o

$$Q = \frac{l(1 + \beta)}{R_1 + R_0} (\tau_1 + \tau_2 - 2t_o).$$

Из двух последних уравнений находим тепловые потери при расчетном эксплуатационном режиме

$$Q = Q' \frac{\tau_1 + \tau_2 - 2t_o}{\tau_1' + \tau_2' - 2t_o'} = 1 \cdot 10^6 \frac{130 + 70 - 2 \cdot 0}{80 + 72 - 2 \cdot 5} = 1,41 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 1,41 \text{ МВт} = 1,21 \text{ Гкал/ч.}$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 10.17. Определить тепловые потери и количество выпадающего конденсата для паропровода насыщенного пара, проложенного на открытом воздухе.

Данные для расчета следующие: $d/d_v=219/207$ мм; $l=500$ м; $p_{ср}=0,6$ МПа (абс.); $\delta_k=75$ мм; $\lambda_k=0,12$ Вт/(м·°C); $t_o=-30^\circ\text{C}$.

При расчете коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху принять $\alpha_k=23$ Вт/(м²·°C). Местные тепловые потери учесть коэффициентом $\beta=0,25$.

Ответ. $Q=160\,000$ Вт= $138\,500$ ккал/ч; $G_k=0,077$ кг/с= 277 кг/ч.

Задача 10.18. Определить тепловые потери и падение температуры воды для однострубногo теплопровода дальнего теплоснабжения, проложенного бесканально по следующим данным: $d/d_{\text{в}}=920/898$ мм; $l=40$ км; $G=1000$ кг/с; $\tau_1=180^\circ\text{C}$; $t_o=5^\circ\text{C}$ (температура воздуха); $\delta_{\text{ж}}=80$ мм; $\lambda_{\text{ж}}=0,12$ Вт/(м $\cdot^\circ\text{C}$); $h=1,8$ м; $\lambda_{\text{гр}}=1,8$ Вт/(м $\cdot^\circ\text{C}$).

Для определения толщины фиктивного слоя грунта коэффициент теплоотдачи от поверхности земли к наружному воздуху принять $\alpha_o=18$ Вт/(м $^2\cdot^\circ\text{C}$). Местные тепловые потери учесть коэффициентом $\beta=0,2$.

О т в е т. $Q=21,3\cdot 10^6$ Вт= $18,3\cdot 10^6$ ккал/ч; $\tau_1-\tau_2=5,1^\circ\text{C}$.

Задача 10.19. Определить падение температуры пара и тепловые потери для паропровода диаметром $d/d_{\text{в}}=273/259$ мм и длиной $l=1000$ м, проложенного бесканально, по которому передается $G=2,2$ кг/с пара с начальными параметрами $p_1=0,6$ МПа (абс.) и $\tau_1=240^\circ\text{C}$.

Глубина заложения паропровода $h=1,5$ м, где естественная температура грунта составляет $t_o=5^\circ\text{C}$. Теплопроводность грунта $\lambda_{\text{гр}}=1,5$ Вт/(м $\cdot^\circ\text{C}$). Тепловая изоляция толщиной $\delta_{\text{ж}}=80$ мм с теплопроводностью $\lambda_{\text{ж}}=0,11$ Вт/(м $\cdot^\circ\text{C}$). Местные тепловые потери учесть коэффициентом $\beta=0,2$.

О т в е т. $\tau_1-\tau_2=56,2^\circ\text{C}$; $Q=260\ 900$ Вт= $224\ 400$ ккал/ч.

Задача 10.20. Определить тепловые потери одной трубы двухтрубного паропровода длиной 100 м с диаметром каждой трубы $d/d_{\text{в}}=325/309$ мм, проложенного на глубине до оси труб $h=2,0$ м в общем непроходном канале высотой 0,6 м и шириной 1,2 м (внутренние размеры). Определить также температуру воздуха в канале $t_{\text{к}}$.

Тепловая изоляция обеих труб выполнена толщиной $\delta_{\text{ж}}=80$ мм с теплопроводностью $\lambda_{\text{ж}}=0,11$ Вт/(м $\cdot^\circ\text{C}$). Средняя температура пара $\tau=200^\circ\text{C}$. Естественная температура грунта на глубине оси труб $t_o=5^\circ\text{C}$, а теплопроводность грунта и канала $\lambda_{\text{гр}}=\lambda_{\text{к}}=1,5$ Вт/(м $\cdot^\circ\text{C}$). Коэффициенты теплоотдачи для поверхности изоляции и внутренней поверхности канала принять $\alpha_{\text{н}}=\alpha_{\text{к}}=12$ Вт/(м $^2\cdot^\circ\text{C}$).

Местные тепловые потери учесть коэффициентом $\beta=0,2$. Расчет произвести по упрощенным формулам, учитывая, что падение температуры пара по длине паропровода незначительно. Задачу решить для случая, когда пар передается по обеим трубам одновременно и когда он передается только по одной трубе, а вторая находится в холодном резерве.

О т в е т. При работе двух труб $Q=21\ 400$ Вт= $184\ 000$ ккал/ч и $t_{\text{к}}=87^\circ\text{C}$. При работе одной трубы $Q=27\ 000$ Вт= $23\ 200$ ккал/ч и $t_{\text{к}}=56,9^\circ\text{C}$.

Задача 10.21. Паропровод с наружным диаметром $d=325$ мм и изоляцией $\delta_{\text{ж}}=65$ мм, $\lambda_{\text{ж}}=0,14$ Вт/(м $\cdot^\circ\text{C}$) проложен бесканально рядом с конденсаторопроводом на глубине $h=1,8$ м. Температура пара

$\tau_1=240^\circ\text{C}$, а температура конденсата $\tau_2=90^\circ\text{C}$. Теплопроводность грунта $\lambda_{\text{гр}}=1,4 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$, а естественная температура грунта на глубине оси труб $t_o=5^\circ\text{C}$.

Определить расстояние между центрами труб b , при котором конденсатопровод не будет иметь тепловых потерь.

О т в е т. $b=395 \text{ мм}$.

Задача 10.22. Для условий примера 10.7 определить температуру грунта в точке, расположенной на расстоянии $x=3 \text{ м}$ от подающей трубы и на глубине $y=0,7 \text{ м}$.

При расчете естественную температуру грунта на глубине от 0,7 до 1,8 м принять одинаковой.

О т в е т. $t_{x,y}=6,5^\circ\text{C}$.

Задача 10.23. Определить, на каком расстоянии от начала паропровода, проложенного на открытом воздухе, пар будет сухим насыщенным. Падением давления пара по длине паропровода пренебречь.

Данные для расчета следующие: $d/d_b=377/359 \text{ мм}$; $\tau_1=220^\circ\text{C}$; $p=0,6 \text{ МПа}$ (абс.); $G=4 \text{ кг/с}$; $\delta_n=70 \text{ мм}$; $\lambda_n=0,1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$; $t_o=10^\circ\text{C}$.

При расчете коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху принять $\alpha_n=23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$. Местные тепловые потери учесть коэффициентом $\beta=0,25$.

О т в е т. $l=1300 \text{ м}$.

Задача 10.24. При тепловом испытании в паропроводе, проложенном на открытом воздухе с температурой $t_o=10^\circ\text{C}$, поддерживалось абсолютное давление насыщенного пара 0,2 МПа и при установившемся тепловом режиме из спускников поступал конденсат с температурой $\tau_n=90^\circ\text{C}$ в количестве $G_n=300 \text{ кг/ч}=0,0833 \text{ кг/с}$.

Определить тепловые потери паропровода при нормальном эксплуатационном режиме, когда начальная температура перегретого пара $\tau_1=240^\circ\text{C}$, температура перегретого пара в конце паропровода $\tau_2=180^\circ\text{C}$ и температура наружного воздуха $t_n=10^\circ\text{C}$.

О т в е т. $Q=354\,000 \text{ Вт}=304\,400 \text{ ккал/ч}$.

Задача 10.25. Определить необходимую толщину изоляции из совелитовых плит для проложенного в помещении паропровода диаметром $d/d_b=273/259 \text{ мм}$, у которого температура на поверхности изоляции должна быть $t_n=50^\circ\text{C}$. Температура пара $\tau=260^\circ\text{C}$, а температура воздуха в помещении $t_o=25^\circ\text{C}$. Теплопроводность совелитовых плит определять по формуле

$$\lambda=0,081+0,00012t,$$

где t — средняя температура изоляции.

О т в е т. $\delta_n=74 \text{ мм}$.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Испытательное давление для отбраковки в летний период ослабленных коррозией труб, выбранное из условия разрушения сохранившейся толщины стенки трубы,

$$p_{\text{исп}} = p_p + 2\delta_k' \sigma_B / d_B, \quad (11.1)$$

где $p_{\text{исп}}$, p_p — испытательное и рабочее давления в трубопроводе, МПа; σ_B — временное сопротивление стенки трубы разрыву, МПа; d_B — внутренний диаметр трубопровода, м; δ_k — запас в толщине стенки на коррозию, м.

Часовая утечка воды из трубопровода по данным испытания при двух режимах (1-й режим — повышение давления за счет подкачки воды, 2-й режим — последующее снижение давления до первоначального за счет выпуска воды в мерный бак) [2]

$$V_y = \frac{60(W_{\text{п}} - W_{\text{в}})}{z_1 + z_2}. \quad (11.2)$$

Часовая утечка воды из трубопровода по данным испытания при двух режимах с одинаковым изменением давления воды в том же интервале давлений, но в иной комбинации по сравнению с приведенной выше (1-й режим — естественное снижение давления воды; 2-й режим — снижение давления за счет выпуска воды в мерный бак) [2]

$$V_y = \frac{60W_{\text{в}}}{z_1 - z_2}. \quad (11.3)$$

В формулах (11.2) и (11.3) приняты следующие обозначения: V_y — часовая утечка воды из трубопровода, л/ч; $W_{\text{п}}$, $W_{\text{в}}$ — количество воды, подкачанной в трубопровод и выпущенной из него при испытании, л; z_1 , z_2 — продолжительность 1-го и 2-го режимов испытания, мин.

Время z начала образования льда в водяном трубопроводе, расположенном на наружном воздухе, после прекращения циркуляции воды в нем, с,

$$z = RGc \ln \frac{\tau_{\text{н}} - t_{\text{н}}}{\tau_{\text{к}} - t_{\text{н}}},$$

где $t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха, °C; $\tau_{\text{н}}$, $\tau_{\text{к}}$ — соответственно начальная и конечная температура воды в трубопроводе, °C; G — масса воды в 1 м длины трубопровода, кг/м; c — теплоемкость воды, Дж/(кг·°C); R — термическое сопротивление 1 м длины трубопровода, м·°C/Вт.

ПРИМЕРЫ

Пример 11.1. Определить испытательное давление $p_{исп}$ для отбраковки корродированного трубопровода на ремонт. Внутренний диаметр трубопровода составляет $d_v=0,514$ м, а рабочее давление — $p_p=1,3$ МПа. Испытательное давление выбрать с таким расчетом, чтобы при проведении испытания разрушились бы стенки участков трубопровода толщиной $\delta_k \leq 0,75$ мм. При расчете временное сопротивление разрыву материала трубы принять $\sigma_v=380$ МПа.

Решение. Испытательное давление

$$p_{исп} = p_p + 2\delta_k \sigma_v / d_v = 1,3 + 2 \cdot 0,00075 \cdot 380 / 0,514 = 2,4 \text{ МПа.}$$

Пример 11.2. При приемочном испытании трубопровода с арматурой (сальниковые компенсаторы и задвижки) диаметром $d=207$ мм и длиной $l=900$ м избыточное давление воды в нем было поднято с 0,8 до 1 МПа за счет подкачки $W_n=70$ л воды за время $z_1=4$ мин. После прекращения подкачки давление воды начало падать. Время падения давления с 1 до 0,8 МПа составило $z_2=16$ мин, причем в этот же промежуток времени через дренажный вентиль было выпущено $W_v=20$ л воды для ускорения снижения давления.

Определить часовую утечку воды из трубопровода, часовую утечку воды, отнесенную к единице емкости трубопровода, и часовую утечку воды, отнесенную к единице материальной характеристики (материальная характеристика $M=dl$).

Решение. Утечка воды

$$V_y = \frac{60(W_n - W_v)}{z_2 + z_1} = \frac{60(70 - 20)}{16 + 4} = 150 \text{ л/ч.}$$

Объем трубопровода

$$V = \frac{\pi d^3}{4} l = \frac{3,14 \cdot 0,207^3}{4} 900 = 30,3 \text{ м}^3.$$

Утечка воды, отнесенная к емкости трубопровода,

$$V_y/V = 150/30,3 = 4,95 \text{ л/(м}^3 \cdot \text{ч)}.$$

Утечка воды, отнесенная к единице материальной характеристики трубопровода,

$$V_y/dl = 150/(900 \cdot 0,207) = 0,81 \text{ л/(м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

Пример 11.3. Для условий предыдущей задачи определить объем воздуха в трубопроводе при абсолютном давлении $p_0=0,1$ МПа. При расчете влиянием сжатия воды пренебречь.

Решение. Объем воздуха V_k при абсолютном давлении в конце подкачки $p_k=1,1$ МПа равен объему воздуха V_n при начальном абсолютном давлении $p_n=0,9$ МПа, сложенному с объемом, освободившимся вследствие утечки воды $V_y z_1/60$ за вычетом объема подкачанной

воды W_n :

$$V_k = V_n + V_y \frac{z_1}{60} - W_n = V_n + \frac{150 \cdot 4}{60} - 70 = V_n - 60 \text{ л.}$$

По закону Бойля — Мариотта имеем:

$$p_n V_n = p_k (V_n - 60),$$

откуда

$$V_n = \frac{60 p_k}{p_k - p_n} = \frac{60 \cdot 1,1}{1,1 - 0,9} = 330 \text{ л.}$$

Объем воздуха при абсолютном давлении $p_0 = 0,1$ МПа

$$V_0 = \frac{V_n p_n}{p_0} = \frac{330 \cdot 0,9}{0,1} = 2970 \text{ л} = 2,97 \text{ м}^3.$$

Объем воздуха, выраженный в процентах от емкости сети, равен

$$\frac{2,97 \cdot 100}{30,3} = 9,8 \text{ \%}.$$

Пример 11.4. При первом режиме испытания по определению герметичности отопительной системы емкостью $V_c = 10 \text{ м}^3$ избыточное давление в ней понизилось с 0,6 до 0,58 МПа в течение $z_1 = 21$ мин, причем краны на линиях дренажа системы были закрыты.

Затем давление в системе отопления было вновь поднято до 0,6 МПа и проведен второй режим испытания, при котором давление было снижено до 0,58 МПа за время $z_2 = 1$ мин путем выпуска воды в мерный сосуд в количестве $W_n = 3$ л.

Высота отопительной системы $H = 20$ м.

Определить часовую и удельную часовую (на 1 м^3 емкости системы) утечки воды, а также объем воздуха в системе при абсолютном давлении $p_0 = 0,1$ МПа. Влиянием сжатия воды пренебречь.

Решение. Поскольку при обоих режимах испытания начальное и конечное давление было одно и то же, для определения часовой утечки воды V_y из системы отопления можно написать следующее равенство:

$$\frac{V_y z_1}{60} = W_n + \frac{V_y z_2}{60},$$

откуда часовая утечка воды

$$V_y = \frac{60 W_n}{z_1 - z_2} = \frac{60 \cdot 3}{21 - 1} = 9 \text{ л/ч.}$$

Часовая утечка воды на 1 м^3 емкости системы

$$V_y / V_c = 9 / 10 = 0,9 \text{ л/}(\text{м}^3 \cdot \text{ч}).$$

Для состояний воздуха в трубопроводе при $p_0 = 0,1$ МПа, а также начальном и конечном давлениях p_n и p_k справедливы равенства

$$p_0 V_0 = p_n V_n = p_k V_k.$$

Увеличение объема воздуха при первом режиме испытания при падении давления от p_n до p_k , равное количеству потерянной воды из-за утечки, будет составлять

$$\frac{V_y z_1}{60} = \frac{p_0 V_0}{p_k} - \frac{p_0 V_0}{p_n}.$$

Отсюда находим выражение для определения объема воздуха в системе при абсолютном давлении $p_0=0,1$ МПа

$$V_0 = \frac{V_y z_1}{60} \frac{p_n p_k}{p_0 (p_n - p_k)}.$$

Среднее абсолютное начальное и конечное давления воздуха в системе:

$$p_n = 0,6 + 0,1 - \frac{H g \rho \cdot 10^{-6}}{2} = 0,7 - \frac{20 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 10^{-6}}{2} \approx 0,6 \text{ МПа};$$

$$p_k = 0,58 + 0,1 - \frac{H g \rho \cdot 10^{-6}}{2} = 0,68 - \frac{20 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 10^{-6}}{2} \approx 0,58 \text{ МПа}.$$

Объем воздуха в системе при абсолютном давлении $p_0=0,1$ МПа

$$V = \frac{9 \cdot 21}{60} \frac{0,6 \cdot 0,58}{1(0,6 - 0,58)} = 550 \text{ л} = 0,55 \text{ м}^3.$$

Объем воздуха, выраженный в процентах от емкости,

$$\frac{V_0 \cdot 100}{V_c} = \frac{0,55 \cdot 100}{10} = 5,5 \text{ \%}.$$

Пример 11.5. Гидравлическое испытание по проверке герметичности и прочности водяной сети емкостью $V_c=5000 \text{ м}^3$ намечено проводить при уменьшенном количестве циркулирующей сетевой воды за счет частичного прикрытия задвижки на обратной линии перед подпиточным трубопроводом. При этом среднее избыточное давление в сети возрастает с 0,5 до 1,1 МПа.

Определить время, необходимое для указанного повышения давления при максимальном расходе подпиточной воды $V_n=40 \text{ м}^3/\text{ч}$, если средняя утечка воды в период повышения давления составляет $V_y=12 \text{ м}^3/\text{ч}$, а объем воздуха в трубопроводах сети при абсолютном давлении $p_0=0,1$ МПа равен 8 % емкости сети.

Температура воды в период испытания остается постоянной.

Решение. Начальное и конечное абсолютное давление воздуха: $p_n=0,5+0,1=0,6$ МПа; $p_k=1,1+0,1=1,2$ МПа.

Объем воздуха в сети при $p_0=0,1$ МПа

$$V_0 = \frac{8 \cdot 5000}{100} = 400 \text{ м}^3.$$

Объемы воздуха в сети при $p_n=0,6$ МПа и $p_k=1,2$ МПа

$$V_n = \frac{V_0 p_0}{p_n} = \frac{400 \cdot 0,1}{0,6} = 66,7 \text{ м}^3;$$

$$V_k = \frac{V_0 p_0}{p_k} = \frac{400 \cdot 0,1}{1,2} = 33,3 \text{ м}^3.$$

Время повышения давления

$$z = \frac{V_n - V_k}{V_n - V_y} = \frac{66,7 - 33,3}{40 - 12} = 1,2 \text{ ч.}$$

Пример 11.6. Определить время опорожнения от воды трубопровода диаметром $d_b=259$ мм и длиной $l=400$ м, проложенного с уклоном $i=0,012$. Спускной клапан диаметром $d_{cn}=50$ мм расположен в нижней точке трубопровода. Коэффициент расхода спускника $\mu=0,6$. При расчете принять, что трубопровод представляет собой наклонный цилиндр с горизонтальным основанием и усеченный в верхней точке параллельно основанию. При расчете также принять, что диаметр воздушника в верхней точке трубопровода достаточно большой, поэтому давление воздуха над уровнем воды в трубопроводе можно с достаточной точностью считать равным атмосферному.

Решение. Обозначим площадь живого сечения спускника, м^2 , через $f_{cn}=\pi d_{cn}^2/4$, а площадь живого горизонтального сечения наклонного трубопровода, м^2 , через $F=\pi d_b^2/4i$. Тогда за бесконечно малый отрезок времени dz при высоте уровня над спускником y вытекающий через него бесконечно малый объем воды будет равен бесконечно малому освободившемуся от воды объему трубопровода, т. е.

$$\mu f_{cn} \sqrt{2gy} dz = -F dy.$$

Из этого уравнения находим

$$dz = - \frac{F dy}{\mu f_{cn} \sqrt{2gy}}.$$

Интегрируя в пределах от $y=h$ до $y=0$, получаем

$$z = \frac{2F \sqrt{h}}{\mu f_{cn} \sqrt{2g}} = 0,452 \left(\frac{d_b}{d_{cn}} \right)^2 \sqrt{\frac{l}{i}}.$$

Подставляя в последнюю формулу цифровые значения величин, определяем время опорожнения

$$z = 0,452 \left(\frac{0,259}{0,05} \right)^2 \sqrt{\frac{400}{0,012}} = 3690 \text{ с} = 1,024 \text{ ч.}$$

Пример 11.7. Транзитный двухтрубный теплопровод с диаметром труб $d_b=514$ мм длиной трассы $l=4000$ м снабжает теплотой группу потребителей через водо-водяные подогреватели. Расход сетевой воды составляет $V=830$ $\text{м}^3/\text{ч}$, а расход подпиточной воды при постоянной температуре воды в транзитном трубопроводе $V_n=5,5$ $\text{м}^3/\text{ч}$.

Определить средний расход подпиточной воды за час, если в течение этого часа будет производиться равномерное повышение температуры воды в подающем трубопроводе от 70 до 90 °С при неизменном давлении в сети.

Решение. Объем подающего трубопровода

$$V_1 = \frac{\pi d_B^2}{4} l = \frac{3,14 \cdot 0,514^2}{4} 4000 = 830 \text{ м}^3.$$

Поскольку расход сетевой воды равен объему подающего трубопровода, то вода с повышенной температурой успеет заполнить только подающий трубопровод, а в обратном трубопроводе температура воды остается неизменной.

Находим увеличение объема воды в подающем трубопроводе в течение часа при среднем повышении температуры этого объема воды на $\delta t = (90 - 70) / 2 = 10$ °С, принимая коэффициент объемного расширения воды $\beta = 0,00063$ (по приложению 4):

$$\Delta V = V \beta \delta t = 830 \cdot 0,00063 \cdot 10 = 5,23 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Таким образом, расход подпиточной воды в течение рассматриваемого часа будет равен:

$$V_{\Pi}' = V_{\Pi} - \Delta V = 5,5 - 5,23 = 0,27 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 11.8. У двухтрубного стального водяного теплопровода с наружным диаметром $d_H = 108$ мм и толщиной стенки трубы $\delta = 4$ мм, проложенного на открытом воздухе, на значительной длине обратного трубопровода была разрушена полностью тепловая изоляция. Определить, через какое время начнется образование льда в указанном участке после аварийного выключения циркуляции воды при температуре наружного воздуха $t_H = -25$ °С. Температура воды в обратном трубопроводе перед выключением циркуляции воды была $t_H = 70$ °С.

При расчете принять коэффициент теплоотдачи на внутренней стенке трубопровода $\alpha_B = 200$ Вт/(м²·°С), а на наружной стенке — $\alpha_H = 20$ Вт/(м²·°С).

Решение. Термическое сопротивление трубопровода при теплопроводности стали $\lambda_{\text{тр}} = 58$ Вт/(м·°С)

$$R = \frac{1}{\pi d_B \alpha_B} + \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{тр}}} \ln \frac{d_H}{d_B} + \frac{1}{\pi d_H \alpha_H} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 200} + \\ + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 58} \ln \frac{0,108}{0,1} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,108 \cdot 20} = 0,162 \text{ м} \cdot \text{°С}/\text{Вт}.$$

Масса воды в трубопроводе длиной $l = 1$ м

$$G = \frac{\pi d_B^2 l \rho}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 1 \cdot 978}{4} = 7,68 \text{ кг/м}.$$

Величина $R G c = 0,162 \cdot 7,68 \cdot 4187 = 5210$ с.

Время начала образования льда

$$z = R G c \ln \frac{\tau_{\text{н}} - t_{\text{н}}}{\tau_{\text{к}} - t_{\text{н}}} = 5210 \ln \frac{70 + 25}{0 + 25} = 6955 \text{ с} = 1,93 \text{ ч.}$$

Пример 11.9. За 30 дней летнего месяца с коллекторов тепловой станции было отпущено теплоты $Q_{\text{ст}}^{\text{мес}} = 78\,380$ ГДж = 18 720 Гкал при средней температуре сетевой воды (в подающем и обратном трубопроводах) $\tau_{\text{ср}} = 55^\circ\text{C}$ и средней температуре грунта на глубине заложения теплопровода $t_o = 10^\circ\text{C}$. Суммарный расход воды по всем абонентам за месяц составил $G_{\text{ст}}^{\text{мес}} = 468\,000$ т.

Определить отпуск теплоты за месяц одному из абонентов тепловой сети, у которого расход воды по водомеру за указанный период оказался равным $G_{\text{а}}^{\text{мес}} = 2400$ т.

Поскольку измерения температур воды на абонентском тепловом пункте регулярно не производилось, при расчете температурный перепад у всех абонентов принять одинаковым. По результатам испытания тепловые потери сети составили $Q_{\text{т.п}} = 1,3$ МДж/с = 1,3 МВт = 1,118 Гкал/ч при средней температуре сетевой воды (подающего и обратного трубопроводов) $\tau_{\text{ср}}' = 70^\circ\text{C}$ и средней температуре грунта $t_o' = 5^\circ\text{C}$. Утечка воды из сети за месяц составила $G_{\text{у}} = 2200$ т. Температура источника подпиточной воды на тепловой станции $t_{\text{x}} = 10^\circ\text{C}$.

Решение. Тепловые потери за счет теплопередачи за $n = 720$ ч

$$Q_{\text{т.п}}^{\text{мес}} = 3600 n Q_{\text{т.п}} \frac{\tau_{\text{ср}} - t_o}{\tau_{\text{ср}}' - t_o'} = \\ = 3600 \cdot 720 \cdot 1,3 \cdot 10^6 \frac{55 - 10}{70 - 5} = 2333 \cdot 10^9 \text{ Дж} = 2333 \text{ ГДж} = 557 \text{ Гкал}.$$

Тепловые потери за счет утечки

$$Q_{\text{у}} = G_{\text{у}} c (\tau_{\text{ср}} - t_{\text{x}}) = 2200 \cdot 10^3 \cdot 4187 (55 - 10) = 415 \cdot 10^9 \text{ Дж} = \\ = 415 \text{ ГДж} = 99 \text{ Гкал.}$$

Полезный отпуск теплоты абонентам

$$Q_{\text{пол}}^{\text{мес}} = Q_{\text{ст}}^{\text{мес}} - Q_{\text{т.п}}^{\text{мес}} - Q_{\text{у}}^{\text{мес}} = (78\,380 - 2333 - 99) 10^9 = \\ = 75\,948 \cdot 10^9 \text{ Дж} = 75\,948 \text{ ГДж} = 18\,126 \text{ Гкал.}$$

Средний температурный перепад у абонентов

$$\delta \tau = \frac{Q_{\text{пол}}^{\text{мес}}}{G_{\text{мес}} c} \frac{75\,948 \cdot 10^9}{468\,000 \cdot 10^3 \cdot 4187} = 38,76^\circ\text{C}.$$

Отпуск теплоты абоненту

$$Q_{\text{а}}^{\text{мес}} = G_{\text{а}}^{\text{мес}} c \delta \tau = 2400 \cdot 10^3 \cdot 4187 \cdot 38,76 = 389,5 \cdot 10^9 \text{ Дж} = \\ = 389,5 \text{ ГДж} = 93 \text{ Гкал.}$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 11.10. Определить испытательное давление $p_{исп}$ для отбраковки ослабленных коррозией труб диаметром $d_b=996$ мм. Прочие исходные данные взять из примера 11.1.

Отв. $p_{исп} \approx 1,9$ МПа.

Задача 11.11. При испытании герметичности отопительной системы емкостью $V_c=23$ м³ естественное падение давления воды в ней по манометру с 0,6 до 0,58 МПа длилось $z_1=17,5$ мин. После этого давление в системе было вновь поднято до 0,6 МПа и путем выпуска воды в мерный сосуд в количестве 4,8 л снижено до 0,58 МПа за время $z_2=1,3$ мин.

Определить часовую и удельную (отнесенную к единице емкости) часовую утечки воды.

Отв. $V_y=17,8$ л/ч; $V_y/V_c=0,77$ л/(м³·ч).

Задача 11.12. Для условий примера 11.5 определить время снижения среднего давления воды в сети по манометру с 1,1 до 0,5 МПа после гидравлического испытания при закрытых подпитке и дренаже.

Отв. $z=2,78$ ч.

Задача 11.13. Произвести расчет, аналогичный расчету в примере 11.8, для трубопровода наружным диаметром $d=1,02$ м с толщиной стенки трубы $\delta=12$ мм. Все прочие исходные данные принять из примера 11.8.

Отв. $z=73\,310$ с= $20,4$ ч. Таким образом, увеличение диаметра трубопровода в 10 раз вызывает увеличение времени образования льда примерно во столько же раз.

Задача 11.14. За январь тепловая станция отпустила в водяную отопительную сеть $Q=21\,770$ ГДж= 5200 Гкал теплоты при средней температуре воды в сети $t_{cp}=60^\circ\text{C}$ и при средней температуре грунта $t_o=2^\circ\text{C}$. Суммарный расход сетевой воды за этот период составил $G=416\,000$ т, а утечка воды из сети составила $G_y=890$ т. Температура источника подпиточной воды $t_n=5^\circ\text{C}$. Тепловые потери сети в единицу времени за счет теплопередачи, определенные испытаниями при средней температуре воды $t_{cp}'=55^\circ\text{C}$ и температуре грунта $t_o=5^\circ\text{C}$, составляют $0,407$ МДж/с= $0,35$ Гкал/ч. Определить отпуск теплоты одному из абонентов тепловой сети, у которого расход воды за месяц составил $G_a=6000$ т. При расчете принять температурный перепад у всех потребителей одинаковым, а расход воды в течение месяца — постоянным.

Отв. $Q_a=293$ ГДж= 70 Гкал.

Задача 11.15. Определить максимально допустимый часовой расход подпиточной воды для тепловой сети с присоединенной нагрузкой $Q=230$ МВт, из которой 80 % составляет расчетная отопительная нагрузка. Максимальная часовая норма подпиточной воды составляет 5 л/ч на 1 м³ емкости тепловой сети и системы отопления. Удельную

емкость тепловой сети принять 10 м^3 на 1 МВт суммарной присоединенной тепловой нагрузки и удельную емкость отопительных систем — 20 м^3 на 1 МВт расчетной отопительной нагрузки.

Ответ. $V_{\text{подп}} \approx 30 \text{ м}^3/\text{ч}$.

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Выбор оптимального варианта производится по минимуму годовых приведенных (расчетных) затрат $Z = \min$.

Годовые приведенные (расчетные) затраты при единовременных капиталовложениях (срок строительства не более 1 года) и постоянных годовых эксплуатационных расходах, руб/год,

$$Z = E_n K + I, \quad (12.1)$$

где K — начальные капиталовложения, руб.; I — годовые эксплуатационные расходы (издержки производства) при нормальной эксплуатации, руб/год; E_n — нормативный коэффициент эффективности, 1/год.

При сроках строительства свыше 1 года и постоянных годовых эксплуатационных расходах определение приведенных годовых затрат производится по формуле (12.1), но в качестве капиталовложений принимают их суммарную приведенную величину за период строительства в рублях

$$K_{\text{пр}} = \sum_{t=1}^T K_t (1 + \sigma)^{T-t}, \quad (12.2)$$

где σ — нормативный коэффициент приведения ($\sigma = 0,08$).

В общем случае, когда капиталовложения и годовые эксплуатационные расходы меняются по годам расчетного периода строительства T , за пределами которого рассматриваемые объекты не требуют капиталовложений, а годовые эксплуатационные расходы остаются постоянными для каждого из сравниваемых вариантов, приведенные к последнему году строительства затраты определяют по формуле, руб/год,

$$Z = E_n \sum_{t=1}^T (K_t + I_t) (1 + \sigma)^{T-t} + I. \quad (12.3)$$

В формулах (12.2) и (12.3) приняты следующие обозначения: K_t и I_t — капиталовложения и ежегодные издержки в t -й год; T — период строительства, год.

Приближенная зависимость для определения удельной материальной характеристики тепловой сети, м²/МВт,

$$M_{уд} = M/Q \approx \frac{40\varphi_c}{q^{0,8}} \left(\frac{Q}{100} \right)^{0,18}, \quad (12.4)$$

где $M = \Sigma dl \approx M_{уд} Q$ — материальная характеристика тепловой сети (подающего и обратного трубопроводов), м²; Q — тепловая нагрузка тепловой сети, МВт (МДж/с); q — теплоплотность застройки, МВт/га; φ_c — поправочный коэффициент, учитывающий зависимость удельного расхода воды от соотношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления, а также метода регулирования.

Капиталовложения в тепловую сеть, руб.,

$$K_{т.с} = a_{т.с} \Sigma l + b_{т.с} M, \quad (12.5)$$

где Σl — суммарная длина всех трубопроводов сети, м; d — диаметры участков тепловой сети, м; $a_{т.с}$, $b_{т.с}$ — постоянные стоимостные коэффициенты.

Годовые отчисления на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание сети, руб/год,

$$И_{т.с} = f_{т.с} K_{т.с}, \quad (12.6)$$

где $f_{т.с}$ — доля годовых отчислений от капиталовложений на амортизацию (капитальный ремонт и реновация), текущий ремонт и обслуживание сети (если последнее не рассчитывается по штатным нормам), 1/год.

Приближенные ежегодные расходы, связанные с теплопотерями сети, руб/год,

$$И_{т.п} = z_{т.п} Q_{т.п} = z_{т.п} q_{т.п} M_{ус.п}; \quad (12.7a)$$

$$q_{т.п} = \pi k (\tau_{ср} - t_o) (1 + \beta) m \cdot 10^{-9}. \quad (12.7b)$$

Здесь $z_{т.п}$ — стоимость теплоты, руб/ГДж; $Q_{т.п}$ — годовые потери теплоты; $M_{ус.п} = M + 0,15 \Sigma l$ — условная материальная характеристика тепловой сети, рассчитанная по наружной поверхности изоляции, м²; k — условный коэффициент теплопередачи теплопровода, отнесенный к наружной поверхности изоляции, Вт/(м²·град); $\tau_{ср}$, t_o — среднегодовая температура теплоносителя и окружающей среды, °С; m — число часов работы тепловой сети, ч/год; β — коэффициент местных потерь теплоты. Ежегодные расходы на перекачку воды, руб/год,

$$И_3 = z_3 \mathcal{E} = \frac{z_3 g G H n_n}{10^3 \eta_{н.у}} = \frac{z_3 G \Delta p n_n}{10^3 \rho \eta_{н.у}}, \quad (12.8)$$

где z_3 — стоимость электроэнергии, руб/(кВт·ч); $\mathcal{E}$ — годовой расход электроэнергии на перекачку воды, кВт·ч/год; G — расход воды в сети, кг/с; H — напор, развиваемый насосом, м; Δp — перепад давлений, развиваемый насосом, Па; n_n — число часов использования мощности

сетевых насосов, ч/год; $\eta_n, \eta_{э.д.}, \eta_{н.у.} = \eta_n \eta_{э.д.}$ — КПД насоса, электродвигателя и насосной установки; ρ — плотность воды, кг/м³.

Оптимальное удельное падение давления в главной магистрали водной сети, Па/м,

$$R_{л}^{опт} = \left(185\,300 \frac{\varphi M_0 R_0^{0.19}}{GL} \right)^{0.84}; \quad (12.9a)$$

$$\varphi = \frac{(f_{т.с} + E_n)b_{т.с} + q_{г.п}z_T}{(1 + \alpha)[nz_s + (f_n + E_n)b_n]}, \quad (12.9б)$$

где R_0 — произвольно принятое значение удельного падения давления вдоль главной магистрали, Па/м; φ — коэффициент, зависящий от экономических показателей и оборудования сети, кВт/м²; M_0 — материальная характеристика сети при R_0 , м²; L — длина главной магистрали (подающего и обратного трубопроводов), м; G — расход сетевой воды на станции, кг/с; α — коэффициент местных потерь давления; $f_{т.с}, f_n$ — доля годовых отчислений на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание тепловой сети и насосной установки, 1/год; $b_{т.с}, b_n$ — постоянные коэффициенты в формулах стоимости тепловой сети и насосной станции, руб/м² и руб/кВт.

ПРИМЕРЫ

Пример 12.1. Однотрубный транзитный паропровод длиной l рассчитан на расход пара G_1 (вариант 1). Во сколько раз увеличатся единовременные капитальные затраты на сооружение паропровода, если вместо одной трубы паропровод выполнить из двух параллельно проложенных труб одинакового диаметра с расчетным расходом пара в каждой трубе $G_2 = 0,5G_1$ (вариант 2).

При расчете для обоих вариантов принять одинаковыми: падение давления δp , коэффициент местных потерь давления α и среднюю плотность пара $\rho_{ср}$. При расчете также принять, что стоимостный коэффициент $a_{т.с}$ в формуле (12.5) равен нулю.

Решение. Удельные потери давления, диаметры труб паропроводов для обоих вариантов и отношение диаметров труб:

$$R_1 = R_2 = \frac{\delta p}{l(1 + \alpha)};$$

$$d_1 = A_d \frac{G_1^{0.38}}{(R_{л\text{ср}})^{0.19}}; \quad d_2 = A_d \frac{(0,5G_1)^{0.38}}{(R_{л\text{ср}})^{0.19}};$$

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{(0,5G_1)^{0.38}}{G_1^{0.38}} = 0,5^{0.38} = 0,77.$$

Отношение капитальных затрат варианта 2 к варианту 1

$$\frac{K_2}{K_1} = \frac{b_{т.с}M_2}{b_{т.с}M_1} = \frac{d_2 \cdot 2l}{d_1 l} = \frac{2d_2}{d_1} = 2 \cdot 0,77 = 1,54.$$

Пример 12.2. Определить упрощенным методом единовременные капитальные затраты на сооружение главной магистрали водяной двухтрубной тепловой сети длиной $L=1000$ м с равномерно распределенной нагрузкой по длине, имеющей расход воды в начале $G_H=278$ кг/с $=1000$ т/ч, а в конце $G_K=0$. Диаметр труб по всей длине магистрали остается постоянным.

При расчете принять: общее падение давления в подающей линии главной магистрали $\delta p=60\,000$ Па, коэффициент местных потерь давления $\alpha=0,3$, абсолютную эквивалентную шероховатость труб $k_s=0,5$ мм, коэффициенты в формуле стоимости 1 м труб $a_{т.с}=15$ руб/м и $b_{т.с}=400$ руб/м².

Решение. Напишем выражение для падения давления на бесконечно малом участке трубы dl

$$\partial p = - \frac{A_R^B (1 + \alpha)}{d^{5,25}} G^2 \partial l,$$

где G — расход воды в трубопроводе на расстоянии l от конца главной магистрали.

Выразим расход воды G через расход воды в начале главной магистрали:

$$G = \frac{G_H l}{L}.$$

Тогда

$$\partial p = - \frac{A_R^B (1 + \alpha) G_H^2 l^2 \partial l}{d^{5,25} L^2}$$

и

$$\int_{p_1}^{p_2} \partial p = - \frac{(1 + \alpha) A_R^B G_H^2}{d^{5,25} L^2} \int_0^L l^2 \partial l.$$

Из последнего уравнения находим

$$\delta p = p_1 - p_2 = \frac{(1 + \alpha) A_R^B G_H^2}{d^{5,25}} \frac{L}{3},$$

откуда

$$d = \frac{(A_R^B)^{0,19} G_H^{0,38}}{3^{0,19} \left[\frac{\delta p}{(1 + \alpha) L} \right]^{0,19}} = \frac{0,812 A_d^B G_H^{0,38}}{\left[\frac{\delta p}{(1 + \alpha) L} \right]^{0,19}}.$$

Среднее удельное падение давления и диаметр труб:

$$\frac{\delta p}{(1 + \alpha)L} = \frac{60\,000}{(1 + 0,3)1000} = 46,2 \text{ Па/м};$$

$$d = \frac{0,812 \cdot 0,117 \cdot 278^{0,38}}{46,2^{0,19}} = 0,39 \text{ м.}$$

Материальная характеристика и капитальные затраты для подающего и обратного трубопроводов

$$M = 2dL = 2 \cdot 0,39 \cdot 1000 = 780 \text{ м}^2;$$

$$K = 2a_{т.с}L + b_{т.с}M = 2 \cdot 15 \cdot 1000 + 400 \cdot 780 = 342\,000 \text{ руб.}$$

Пример 12.3. Определить материальную характеристику и капитальные затраты для двухтрубной водяной тепловой сети с расчетной нагрузкой $Q = 300$ МВт. Для определения удельной материальной характеристики использовать формулу (12.4). При расчете принять: теплоплотность застройки $q = 0,8$ МВт/га; поправочный коэффициент, учитывающий зависимость удельного расхода воды от соотношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления, а также метода регулирования $\varphi_c = 1,1$; постоянный коэффициент в формуле стоимости теплопровода $b_{т.с} = 400$ руб/м², коэффициент $a_{т.с} = 0$.

Решение. Удельная материальная характеристика

$$M_y = \frac{40\varphi_c}{q^{0,8}} \left(\frac{Q}{100} \right)^{0,16} = \frac{40 \cdot 1,1}{0,8^{0,8}} \left(\frac{300}{100} \right)^{0,16} = 12,7 \text{ м}^2/\text{МВт.}$$

Материальная характеристика

$$M = M_y Q = 12,7 \cdot 300 = 3810 \text{ м}^2.$$

Капитальные затраты в тепловую сеть

$$K = b_{т.с}M = 400 \cdot 3810 = 1\,524\,000 \text{ руб.}$$

Пример 12.4. Определить оптимальное удельное линейное падение давления в главной магистрали и диаметры трубопроводов отдельных участков закрытой двухтрубной водяной сети, изображенной на рис. 12.1. Произвести также определение полной потери напора в подающем трубопроводе.

Длины участков (в одном направлении) $l_1 = l_4 = 500$ м; $l_2 = 600$ м; $l_3 = 400$ м; $l_5 = l_8 = 300$ м; $l_6 = 250$ м; $l_7 = 200$ м. Расходы воды на конечных участках $G_3 = G_7 = 100$ кг/с = 360 т/ч; $G_4 = 120$ кг/с = 432 т/ч; $G_6 = G_8 = 50$ кг/с = 180 т/ч. Число часов работы тепловой сети $m = 8000$ ч/год, а число часов использования зимней рабочей мощности сетевых насосов $n_n = 5800$ ч/год при коэффициенте полезного действия насосной установки $\eta_{н.у} = \eta_n \eta_{эд} = 0,65$. Среднегодовая разность температур сетевой воды (в подающем и обратном трубопроводах) и грунта $\tau_{ср} - t_o = 70^\circ\text{С}$. Коэффициент местных потерь теплоты $\beta =$

$\alpha=0,25$, коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади наружной поверхности изоляции трубопроводов, $k=0,9$ Вт/(м²·°С). Эквивалентная шероховатость труб $k_s=0,5$ мм. Стоимость теплоты $z_t=1,2$ руб/ГДж и электроэнергии $z_e=0,018$ руб/(кВт·ч). Удельные капиталовложения в теплопроводы $b_{т.с}=400$ руб/м² и в сетевые насосы (с учетом резерва) $b_n=80$ руб/кВт. Доля годовых отчислений на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание, сложенная с величиной E_n для теплопроводов и насосов: $f_{т.с} + E_n \approx f_n + E_n = 0,2$ 1/год.

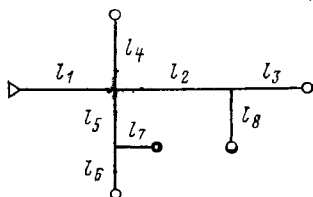


Рис. 12.1. К примеру 12.4

Решение. Принимаем удельное линейное падение давления в главной магистрали (наиболее протяженной) $R_0=R_1=R_2=10$ Па/м и определяем удельное падение давления для остальных участков, исходя из равенства падения давления в каждом направлении от станции до любой конечной точки:

$$R_1 = \frac{R_0(l_2 + l_3)}{l_4} = \frac{10(600 + 400)}{500} = 20 \text{ Па/м};$$

$$R_5 = R_6 = \frac{R_0(l_2 + l_3)}{l_5 + l_6} = \frac{10(60 + 400)}{300 + 250} = 18,2 \text{ Па/м};$$

$$R_7 = \frac{R_6 l_6}{l_7} = \frac{18,2 \cdot 250}{200} = 22,7 \text{ Па/м};$$

$$R_8 = \frac{R_0 l_3}{l_8} = \frac{10 \cdot 400}{300} = 13,3 \text{ Па/м}.$$

По значениям G и R для каждого участка определяем по номограмме диаметры трубопроводов d_0 , а затем величину $d_0 l$.

Результаты этого расчета сводим в табл. 12.1 (графы 4, 5, 6). Находим также материальную характеристику тепловой сети (подающих и обратных трубопроводов)

$$M_0 = \Sigma d_0 l = 1437 \cdot 2 = 2874 \text{ м}.$$

Длина трубопроводов (подающего и обратного) главной магистрали составит $L = (500 + 600 + 400) \cdot 2 = 3000$ м.

Определяем удельные ежегодные теплотери на 1 м² условной (по наружному диаметру изоляции) материальной характеристики тепловой сети $q_{т.п.}$, коэффициент местных потерь давления α и коэффициент φ , зависящий от экономических показателей и оборудования сети:

$$\begin{aligned} q_{т.п.} &= \pi k (\tau_{ср} - t_0) (1 + \beta) m \cdot 10^{-9} = \\ &= 3,14 \cdot 0,9 \cdot 70 (1 + 0,25) 8000 \cdot 3600 \cdot 10^{-9} = 7,12 \text{ ГДж/(м}^2 \cdot \text{год)}; \end{aligned}$$

Участок	G , кг/с	l , м	Расчет при $R_0=10$ Па/м			Предварительный расчет	
			R , Па/м	d_0 , м	$d_0 l$, м ²	R , Па/м	d , м
1	420	500	10,0	0,750	375	94	0,490
2	150	600	10,0	0,507	304	94	0,332
3	100	400	10,0	0,434	174	94	0,284
4	120	500	20,0	0,408	204	188	0,267
5	150	300	18,2	0,453	136	171	0,295
6	50	250	18,2	0,298	75	171	0,195
7	100	200	22,7	0,372	74	213	0,243
8	50	300	13,3	0,316	95	125	0,207
Всего					1437		

$$\alpha = 0,019 \sqrt{G} = 0,019 \sqrt{420} = 0,4;$$

$$\varphi = \frac{[(f_{т.с} + E_{н})b_{т.с} + q_{т.н}z_{т}] \gamma_{н.у}}{(1 + \alpha)[n_{н}z_{э} + (f_{н} + E_{н})b_{н}]} =$$

$$= \frac{(0,2 \cdot 400 + 7,12 \cdot 1,2)0,65}{(1 + 0,4)(5800 \cdot 0,018 + 0,2 \cdot 80)} = 0,341 \text{ кВт/м}^2.$$

Оптимальное удельное линейное падение давления для главной магистрали

$$R_{л}^{\text{опт}} = \left(185 \, 300 \frac{\varphi M_0 K^{0,19}}{GL} \right)^{0,84} =$$

$$= \left(\frac{185 \, 300 \cdot 0,341 \cdot 2874 \cdot 10^{0,19}}{420 \cdot 3000} \right)^{0,84} = 94 \text{ Па/м.}$$

Оптимальное удельное падение давления для всех остальных участков, помимо главной магистрали, находим путем умножения приведенных в графе 4 табл. 12.1 значений R на коэффициент $94/10=9,4$.

По расходам воды G и оптимальным значениям удельных потерь давления R определяем новые диаметры труб и результаты заносим в графы 7, 8 предварительного расчета (табл. 12.1).

В окончательном гидравлическом расчете округляем диаметр труб до стандартных значений, а затем по значениям G и окончательным диаметрам труб d находим окончательные значения удельных падений давления R (табл. 12.1, графа 11). Принимаем плотность воды

Таблица 12.1

Окончательный расчет					
d , м	dl , м ²	R , Па/м	δp , Па	δH , м	$\Sigma \delta H$ от станции, м
0,514	257	79,1	55 400	5,79	5,79
0,359	215	66,4	55 800	5,83	11,62
0,309	124	64,8	36 300	3,80	15,42
0,309	155	90,0	63 000	6,59	12,38
0,309	93	146,0	61 300	6,40	12,19
0,207	52	133,0	46 600	4,56	16,75
0,259	52	164,0	45 900	4,80	16,99
0,207	62	125,0	52 500	6,49	17,11
	1010				

$\rho=975$ кг/м³ и определяем падение давления δp и потери напора δH на каждом участке по формулам:

$$\delta p = Rl(1+\alpha) = 1,4Rl;$$

$$\delta H = \frac{\delta p}{\rho g} = \frac{\delta p}{9,81 \cdot 975} = \frac{\delta p}{9565}.$$

Результаты определения δp и δH вносим в графы 12 и 13 табл. 12.1, куда одновременно вносим суммарные потери напора от станции до рассматриваемой точки выбранного направления $\Sigma \delta H$, а также dl .

Как видно из таблицы, наибольшие суммарные потери напора будут от станции до конца участка 8 и составят $\sum_{i=1}^8 \delta H = 17,11$ м,

а фактическая материальная характеристика тепловой сети $M = 1010 \cdot 2 = 2020$ м².

Пример 12.5. Определить себестоимость транспорта 1 ГДж и 1 Гкал теплоты, включая: амортизацию, текущий ремонт и обслуживание тепловой сети; стоимость тепловых потерь тепловой сети; амортизацию, текущий ремонт и обслуживание насосной установки; расходы на перекачку сетевой воды.

Потери напора на станции $\delta H_{ст} = 20$ м и у потребителей на тепловых пунктах $\delta H_a = 15$ м. Удельный расчетный расход сетевой воды на единицу расчетной тепловой нагрузки $g = G/Q' = 3,2$ кг/(с·МВт), а число часов использования расчетной тепловой нагрузки за год $n_{гн} = 3250$ ч/год. Постоянный член в формуле удельных капитало-

вложений в тепловые сети $a_{т.с}=15$ руб/м. Отчисления на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание тепловой сети и сетевых насосов $f_{т.с}=f_n=0,075$ 1/год.

Все остальные данные взять из примера 12.4.

Решение. Из примера 12.4 имеем: $G=420$ кг/с= 1512 т/ч; $n_n=5800$ ч; $\eta_{н.у}=0,65$; $\Sigma \delta H = \delta H_{т.с}=17,11$ м; $M=2020$ м²; $q_{т.п}=7,12$ ГДж/(м²·год); $\Sigma l=3050 \cdot 2=6100$ м; $b_{т.с}=400$ руб/м²; $b_n=80$ руб/кВт; $z_{т.п}=1,2$ руб/ГДж; $z_n=0,018$ руб. Тепловая мощность станции и годовой отпуск теплоты:

$$Q = G/g = 420/3,2 = 131 \text{ МВт (МДж/с)} = 112,6 \text{ Гкал/ч;}$$

$$Q_{год} = Q n_{т.п} = 131 \cdot 3250 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 1,533 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год} = 366 \text{ 000 Гкал/год.}$$

Капиталовложения и ежегодные расходы (издержки) на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание тепловой сети:

$$K_{т.с} = a_{т.с} \Sigma l + b_{т.с} M = 15 \cdot 6100 + 400 \cdot 2020 = 900 \text{ 000 руб.};$$

$$И_{т.с} = f_{т.с} K_{т.с} = 0,075 \cdot 900 \text{ 000} = 45 \text{ 000 руб/год.}$$

Условная материальная характеристика тепловой сети (отнесенная к наружной поверхности изоляции)

$$M_{усл} = M + 0,15 \Sigma l = 2020 + 0,15 \cdot 6100 = 2935 \text{ м}^2.$$

Годовые теплотопотери и их стоимость

$$Q_{т.п} = q_{т.п} M_{усл} = 7,12 \cdot 2935 = 20 \text{ 900 ГДж/год;}$$

$$И_{т.п} = Q_{т.п} z_{т.п} = 20 \text{ 900} \cdot 1,2 = 25 \text{ 100 руб/год.}$$

Напор сетевых насосов и их рабочая потребляемая мощность:

$$H = \delta H_{с.т} + 2 \delta H_{т.с} + \delta H_n =$$

$$= 20 + 2 \cdot 17,11 + 15 = 79,2 \text{ м;}$$

$$N = \frac{g G H}{1000 \eta_{н.у}} = \frac{9,81 \cdot 420 \cdot 79,2}{1000 \cdot 0,65} = 502 \text{ кВт.}$$

Капиталовложения в сетевые насосы¹ и отчисления на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание этих насосов:

$$K_n = b_n N = 80 \cdot 502 \approx 40 \text{ 000 руб.};$$

$$И_n = f_n K_n = 0,075 \cdot 40 \text{ 000} = 3000 \text{ руб/год.}$$

¹ Постоянный коэффициент в формуле стоимости насосной установки принят $a_n=0$.

Годовой расход электроэнергии на перекачку сетевой воды и ежегодные расходы на перекачку

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = N n_{\text{н}} = 502 \cdot 5800 = 2\,910\,000 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год};$$

$$I_{\text{а}} = \mathcal{E}_{\text{год}} z_{\text{а}} = 2,91 \cdot 10^6 \cdot 0,018 = 52\,400 \text{ руб/год.}$$

Суммарные ежегодные расходы (издержки)

$$\begin{aligned} I &= I_{\text{т.с}} + I_{\text{т.п}} + I_{\text{н}} + I_{\text{а}} = \\ &= 45\,000 + 25\,100 + 3000 + 52\,400 = 121\,500 \text{ руб/год.} \end{aligned}$$

Себестоимость транспорта 1 ГДж и 1 Гкал теплоты, отпущенной потребителям:

$$u = I/Q_{\text{год}} = \frac{121\,500}{1,533 \cdot 10^6} = 0,0793 \text{ руб/ГДж};$$

$$u = I/Q_{\text{год}} = \frac{121\,500}{366\,000} = 0,332 \text{ руб/Гкал.}$$

Пример 12.6. Для однотрубной паровой сети (см. схему сети на рис. 12.1) определить оптимальное противодавление турбины, приняв равномерным падение давления по длине главной магистрали и одинаковым давление пара у всех потребителей $p=0,7$ МПа.

Длины участков: $l_1=l_4=500$ м; $l_2=600$ м; $l_3=400$ м; $l_5=l_8=300$ м; $l_6=250$ м; $l_7=200$ м.

Расходы пара на конечных участках $G_3=G_4=G_6=G_7=G_8=5$ кг/с=18 т/ч. Число часов работы паропровода $m=8400$ ч/год= $30,2 \cdot 10^6$ с/год. Годовой расход теплоты, который полностью покрывается паром из противодавления турбины, $Q=1,8 \cdot 10^6$ ГДж/год= $0,43 \cdot 10^6$ Гкал/год. Начальные параметры пара перед турбиной $p_0=13$ МПа (абс.) и $t_0=555^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в.}}=230^\circ\text{C}$. Коэффициент полезного действия котельной $\eta_{\text{к}}=0,9$; внутренних относительный КПД турбины $\eta_{0\text{т}}=0,82$ и электромеханический КПД $\eta_{\text{эм}}=0,97$.

Снижение выработки электроэнергии на ТЭЦ при увеличении противодавления турбины на ТЭЦ компенсируется увеличением выработки электроэнергии на КЭС с таким расчетом, чтобы общее количество выработанной электроэнергии оставалось постоянным и равным выработке электроэнергии по теплофикационному циклу при минимальном противодавлении. Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии по конденсационному циклу $b_{\text{к}}^{\text{у}}=0,32$ кг/(кВт·ч). Для упрощения расчета разницей значений коэффициентов собственных нужд ТЭЦ и КЭС пренебречь.

Падение температуры пара в тепловой сети принять 30°C .

При расчете принять следующие экономические и технические показатели: $k=0,8$ Вт/(м²·°C); $t_0=5^\circ\text{C}$; $\beta=0,25$; $\alpha=0,4$; $z_{\text{т}}=2$ руб/ГДж; $z_{\text{топл}}=40$ руб/т; $f_{\text{т.с}}+E_{\text{н}}=0,2$ 1/год; $b_{\text{т.с}}=400$ руб/м².

Решение. Для решения задачи вычисляем суммарные приведенные годовые затраты $Z = I_{\text{топл}} + (f_{\text{т.с}} + E_{\text{н}}) K_{\text{т.с}} + I_{\text{т.п}}$ при нескольких принятых значениях противодавления турбины (или падения давления в сети). На основании полученной зависимости определяется минимум приведенных годовых затрат и соответствующее ему оптимальное противодавление.

Задаемся вначале (для варианта 1) падением давления в сети $\Delta p_1 = 20\,000$ Па, что будет соответствовать абсолютному противодавлению $p_1 = 0,72$ МПа, строим процесс расширения пара в турбине в h , s -диаграмме и находим начальную энтальпию пара $h_0 = 3490$ кДж/кг и изэнтропный теплоперепад $H_{\text{т}} = 750$ кДж/кг.

Параметры пара противодавления турбины и его конденсата для рассматриваемого варианта 1 будут равны:

$$h_{\text{т}} = h_0 - H_{\text{т}} \eta_{0\text{т}} = 3490 - 750 \cdot 0,82 = 2875 \text{ кДж/кг};$$

$t = 215^\circ\text{C}$; $t_{\text{н}} = 165^\circ\text{C}$; $h'_{\text{н}} = 702$ кДж/кг. Энтальпия питательной воды при $t_{\text{п.в}} = 230^\circ\text{C}$ $h_{\text{п.в}} = 990$ кДж/кг.

Параметры пара регенеративного подогревателя в условной схеме ТЭЦ:

$$t_{\text{р}} = 0,5(t_{\text{п.в}} + t_{\text{н}}) = 0,5(230 + 165) = 197,5^\circ\text{C};$$

$$p_{\text{р}} = 1,48 \text{ МПа (абс.)}; H_{\text{р}} = 600 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{\text{р}} = h_0 - H_{\text{р}} \eta_{0\text{р}} = 3490 - 600 \cdot 0,82 = 2998 \text{ кДж/кг}.$$

Относительная выработка электроэнергии за счет регенеративного подогрева конденсата на ТЭЦ

$$e_{\text{т}} = \frac{H_{\text{р}}(h_{\text{п.в}} - h'_{\text{н}})}{H_{\text{т}}(h_{\text{р}} - h_{\text{п.в}})} = \frac{600(990 - 702)}{750(2998 - 990)} = 0,115.$$

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении с учетом регенерации

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{т}} &= \frac{278 H_{\text{т}} \eta_{0\text{т}} \eta_{\text{эм}} (1 + e_{\text{т}})}{h_{\text{т}} - h'_{\text{н}}} = \\ &= \frac{278 \cdot 750 \cdot 0,82 \cdot 0,97 (1 + 0,115)}{2875 - 702} = 85 \text{ кВт/ГДж}. \end{aligned}$$

Выработка электроэнергии на тепловом потреблении для варианта 1

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{т}} &= \varepsilon_{\text{т макс}} = \varepsilon_{\text{т}} Q = \\ &= 85 \cdot 1,8 \cdot 10^6 = 153 \cdot 10^6 = \text{кВт} \cdot \text{ч/год}. \end{aligned}$$

В других вариантах общее количество выработанной электроэнергии по теплофикационному и конденсационному циклам принимаем равным полученной выше величине $\varepsilon = \varepsilon_{\text{т}} + \varepsilon_{\text{к}} = \varepsilon_{\text{т макс}} = 153 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}$.

Удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии по теплофикационному циклу и на выработку теплоты:

$$b_{\tau^3} = \frac{0,123}{\eta_k \eta_{эм}} = \frac{0,123}{0,9 \cdot 0,97} = 0,141 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

$$b_{\tau^T} = \frac{34,1}{\eta_k} = \frac{34,1}{0,9} = 37,9 \text{ кг/ГДж}.$$

Выражение для определения годового расхода условного топлива на ТЭЦ и КЭС при любом варианте противодействия турбины

$$\begin{aligned} B &= b_{\tau^3} \mathcal{E}_k + b_{\tau^3} \mathcal{E}_T + b_{\tau^T} Q = \\ &= b_{\tau^3} \mathcal{E} + [b_{\tau^T} - (b_{\tau^3} - b_{\tau^3}) \mathcal{E}_T] Q = \\ &= 0,32 \cdot 153 \cdot 10^6 + [37,9 - (0,32 - 0,141) \mathcal{E}_T] 1,8 \cdot 10^6 = \\ &= 117 \cdot 10^6 - 0,322 \cdot 10^6 \mathcal{E}_T. \end{aligned}$$

Для варианта 1 годовой расход условного топлива

$$B = 117 \cdot 10^6 - 0,322 \cdot 10^6 \cdot 85 = 89,6 \cdot 10^6 \text{ кг/год}.$$

Годовые эксплуатационные расходы на топливо для варианта 1

$$I_{\text{топл}} = B z_{\text{топл}} = 89,6 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 3,584 \cdot 10^6 \text{ руб/год}.$$

Аналогично рассчитываем B и $I_{\text{топл}}$ при других значениях падения давления в паровой сети и результаты расчета сводим в табл. 12.2 и 12.4.

Т а б л и ц а 12.2

δp , Па	P_{τ^3} , МПа (абс.)	$\frac{H_{\tau^3}}{\text{кДж}}$ кг	$\frac{h_{\tau^3}}{\text{кДж}}$ кг	t_{τ^3} , °C	t_{τ^T} , °C	$\frac{H_{\tau^T}}{\text{кДж}}$ кг	e_{τ^T}	$\frac{\mathcal{E}_{\tau^T}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ ГДж	$\frac{B \cdot 10^{-6}}{\text{кг}}$ год
20 000	0,72	750	2875	213	165	600	0,115	85	89,6
50 000	0,75	740	2883	218	167	595	0,113	83,7	90
100 000	0,8	730	2891	224	170	586	0,107	82,3	90,5
150 000	0,85	722	2898	227	173	580	0,103	81,5	90,8
200 000	0,9	714	2905	230	175	575	0,098	80,1	91,1

Расчет диаметров труб паровой сети начинаем с определения удельных падений давления участков сети:

$$\begin{aligned} R_1 = R_2 = R_3 &= \frac{\delta p_1}{(l_1 + l_2 + l_3)(1 + \alpha)} = \\ &= \frac{20\,000}{(500 + 600 + 400)(1 + 0,4)} = 9,52 \text{ Па/м}; \\ R_4 &= \frac{R_2(l_2 + l_3)}{l_4} = \frac{9,52(600 + 400)}{500} = 19,0 \text{ Па/м}; \end{aligned}$$

$$R_5 = R_6 = \frac{R_2(l_2 + l_3)}{l_5 + l_6} = \frac{9,52(600 + 400)}{300 + 250} = 17,3 \text{ Па/м};$$

$$R_7 = \frac{R_6 l_6}{l_7} = \frac{17,3 \cdot 250}{200} = 21,6 \text{ Па/м};$$

$$R_8 = \frac{R_3 l_3}{l_8} = \frac{9,52 \cdot 400}{300} = 12,7 \text{ Па/м}.$$

Удельное падение давления при варианте 1 $\delta p_1 = 20\,000 \text{ Па}$.

Средние значения давления, температуры и плотности пара для варианта 1:

$$p_{cp} = p_T - \frac{\delta p}{2} = 0,72 - \frac{0,02}{2} = 0,71 \text{ МПа};$$

$$t_{cp} = t_T - \frac{30}{2} = 213 - \frac{30}{2} = 198^\circ \text{C};$$

$$\rho_{cp} = 3,27 \text{ кг/м}^3.$$

Для участков сети 1, 2 и 3 находим

$$\begin{aligned} R_1 \rho_{cp} &= R_2 \rho_{cp} = R_3 \rho_{cp} = \\ &= 9,52 \cdot 3,27 = 31,1 \text{ Па} \cdot \text{кг/м}^2. \end{aligned}$$

По расходу пара G на участке и величине $R \rho_{cp}$ определяем (по номограмме) диаметр трубопровода d , а затем материальную характеристику dl для каждого из указанных участков 1, 2 и 3. Аналогично определяем те же величины для всех остальных участков. Результаты расчета при $\delta p_1 = 20\,000 \text{ Па}$ (вариант 1) и $k_a = 0,2 \text{ мм}$ сводим в табл. 12.3.

Из приведенной таблицы видим, что при варианте 1, когда падение давления $\delta p_1 = 20\,000 \text{ Па}$, материальная характеристика паровой сети составляет $M_1 = 1270 \text{ м}^2$.

Т а б л и ц а 12.3

Участок	G , кг/с	l , м	R , Па/м	$R \rho_{cp}$, $\frac{\text{Па} \cdot \text{кг}}{\text{м}^2}$	d , м	dl , м ²
1	25	500	9,52	31,1	0,733	367
2	10	600	9,52	31,1	0,517	160
3	5	400	9,52	31,1	0,40	160
4	5	500	19,0	62,1	0,348	174
5	10	300	17,3	56,6	0,462	139
6	5	250	17,3	56,6	0,355	89
7	5	200	21,6	70,6	0,34	68
8	5	300	12,7	41,5	0,376	113

$$\Sigma dl = 1270$$

При любом другом n -м варианте падения давления δp_n и средней плотности пара ρ_n материальную характеристику паровой сети M_n можно найти пересчетом

$$M_n = M_1 \left(\frac{\delta p_1 \rho_1}{\delta p_n \rho_n} \right)^{0.19} = 1270 \left(\frac{20\,000 \cdot 3,27}{\delta p_n \rho_n} \right)^{0.19} = 1270 \left(\frac{65\,400}{\delta p_n \rho_n} \right)^{0.19}.$$

Расчетные (приведенные) затраты по паровой сети, руб/год,

$$З_{т.с} = (f_{т.с} + E_n) b_{т.с} M_n = 0,2 \cdot 400 M_n = 80 M_n.$$

Для варианта $\delta p_1 = 20\,000$ Па

$$З_{т.с} = 80 \cdot 1270 = 102\,000 \text{ руб/год.}$$

Удельные годовые тепловые потери, отнесенные к единице условной материальной характеристики, ГДж/(м²·год),

$$\begin{aligned} q_{т.п} &= \pi k m (1 + \beta) (\tau_{ср} - t_o) 10^{-9} = \\ &= 3,14 \cdot 0,8 \cdot 8400 \cdot 3600 (1 + 0,25) (\tau_{ср} - 5) 10^{-9} = \\ &= 0,095 (\tau_{ср} - 5). \end{aligned}$$

Для варианта 1, когда $\delta p_1 = 20\,000$ Па и $\tau_{ср} = 198^\circ\text{C}$,

$$q_{т.п} = 0,095 (198 - 5) = 18,4 \text{ ГДж/(м}^2 \cdot \text{год)}.$$

Стоимость ежегодных тепловых потерь, руб/год,

$$\begin{aligned} H_{т.п} &= z_{т.п} q_{т.п} (0,15 \Sigma l + M_n) = \\ &= 2 q_{т.п} (0,15 \cdot 3050 + M_n) = 2 q_{т.п} (458 + M_n). \end{aligned}$$

Для варианта 1, когда $\delta p_1 = 20\,000$ Па, имеем

$$H_{т.п} = 2 \cdot 18,4 (458 + 1270) = 63\,600 \text{ руб/год.}$$

Суммарные расчетные ежегодные затраты, руб/год,

$$\begin{aligned} З &= H_{топл} + З_{т.с} + H_{т.п} = \\ &= z_{т.в} B + 80 M_n + 2 q_{т.п} (458 + M_n). \end{aligned}$$

Для варианта 1, когда $\delta p_1 = 20\,000$ Па, получаем

$$\begin{aligned} З &= 3,584 \cdot 10^6 + 0,102 \cdot 10^6 + 0,064 \cdot 10^6 = \\ &= 3,750 \cdot 10^6 \text{ руб/год.} \end{aligned}$$

Аналогично определяем вспомогательные значения $\rho_{ср}$, M_n и $q_{т.п}$, а затем расчетные ежегодные затраты для других вариантов падения давления δp_n и результаты расчета сводим в табл. 12.4.

δp , Па	P , МПа	$P_{\text{ср}}$, МПа	$t_{\text{ср}}$, °C	$\rho_{\text{ср}}$, кг/м³	M , м²	$q_{\text{т.п.}}$, ГДж/(м²·год)	Приведенные ежегодные затраты, млн. руб/год			
							$I_{\text{топл}}$	$З_{\text{т.с}}$	$I_{\text{т.п}}$	$З$
20 000	0,72	0,71	198	3,27	1270	18,4	3,584	0,102	0,064	3,750
50 000	0,75	0,725	203	3,35	1062	18,8	3,600	0,085	0,057	3,742
100 000	0,80	0,75	209	3,47	911	19,4	3,620	0,073	0,053	3,746
150 000	0,85	0,775	212	3,60	850	19,7	3,632	0,068	0,052	3,752
200 000	0,90	0,80	215	3,74	800	20	3,644	0,064	0,050	3,758

На основании полученных результатов строим зависимость $З = f(\delta p)$ (рис. 12.2), по которой определяем оптимальное падение давления в сети $\delta p_{\text{опт}} = 50\,000$ Па и соответствующее ему оптимальное противодавление $p_{\text{т.опт}} = 0,75$ МПа.

Пример 12.7. Определить оптимальный расчетный перепад температур для отопительной водяной сети с расчетной нагрузкой $Q = 1000$ МВт (МДж/с) = 860 Гкал/ч при расчетной температуре наружного воздуха на отопление $t_{\text{н.о}} = -25$ °C. Средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_{\text{н.ср}} = -3,2$ °C, а внутренняя температура отапливаемых помещений $t_{\text{в}} = 18$ °C.

Источником теплоты является ТЭЦ, на которой установлены турбины с общей тепловой мощностью отборов $Q_{\text{отб}} = 550$ МВт (МДж/с) = 473 Гкал/ч и начальными параметрами пара $p_0 = 13$ МПа и $t_0 = 555$ °C. Давление пара в теплофикационных отборах $p_{\text{отб}} = 0,05 - 0,25$ МПа. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{\text{oi}} = 0,82$, а электромеханический КПД $\eta_{\text{эм}} = \eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}} = 0,98$. Относительная выработка электроэнергии на внутреннем теплоснабжении $e_{\text{т}} = 0,22$. Удельный расход условного топлива на выработку теплоты в

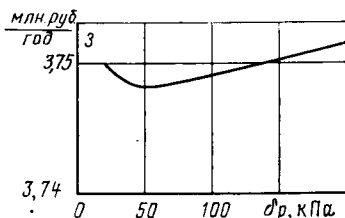


Рис. 12.2. К примеру 12.6

энергетических котлах ТЭЦ $b_{\text{т}} = 39$ кг/ГДж = 163,4 кг/Гкал. Пиковый подогрев воды осуществляется в водогрейных котлах с удельным расходом условного топлива $b_{\text{т.п}} = 40$ кг/ГДж = 167,6 кг/Гкал. Разность удельных расходов условного топлива на выработку электроэнергии по конденсационному циклу и на тепловом потреблении $b_{\text{к}} - b_{\text{т}} = 0,22$ кг/(кВт·ч). Данные для построения графика продолжительности тепловой нагрузки взять из примера 2.5. Длительность работы тепловой сети и насосной установки ТЭЦ составляет $m = n = 5000$ ч/год = $18 \cdot 10^6$ с/год при КПД насосной установки $\eta_{\text{н.у}} =$

$=\eta_{\text{н}}\eta_{\text{эд}}=0,65$. Средняя температура среды, окружающей теплопровод, $t_0=5^\circ\text{C}$, коэффициент теплопередачи теплопровода, отнесенный к условной площади наружной поверхности изоляции трубопровода, $k=0,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$, коэффициент местных потерь теплоты $\beta=0,25$. Коэффициент местных потерь давления $\alpha=0,6$. Длина главной магистрали тепловой сети (подающей и обратной) $l=12\,000 \text{ м}$. Теплоплотность $q=0,8 \text{ МВт}/\text{га}$.

Экономические показатели принять следующие: $b_{\text{т.с}}=400 \text{ руб}/\text{м}^2$; $f_{\text{т.с}}+E_{\text{н}}=0,2 \text{ 1}/\text{год}$; $z_0=0,02 \text{ руб}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$; $z_{\text{т}}=1,2 \text{ руб}/\text{ГДж}$; $z_{\text{топл}}=40 \text{ руб}/\text{т}$.

При расчете пренебречь отчислениями от капиталовложений в насосную установку ТЭЦ, а также изменением разности напоров на вводах потребителей и соответствующим изменением капиталовложений в сооружение этих вводов при различных перепадах температур сетевой воды.

Решение. Определение оптимального расчетного перепада температур производим по минимуму суммарных годовых приведенных затрат

$$Z=I_{\text{топл}}+Z_{\text{т.с}}+I_0+I_{\text{т.п.}}$$

Задачу решаем методом вариантных расчетов. Для этого производим определение переменной части годовых приведенных затрат при перепадах температур воды 60, 80, 100, 120 и 140 $^\circ\text{C}$.

1. Ежегодные расходы на топливо. Для определения годовых расходов на топливо предварительно производим построение графика тепловой нагрузки $Q=f(t_{\text{н}})$ и графика продолжительности тепловой нагрузки (рис. 12.3), используя данные примера 2.5. Одновременно с этим строим график температур сетевой воды в подающем трубопроводе сети τ_1 при расчетных перепадах температур $\delta t=60, 80, 100, 120$ и 140°C , а также график температур сетевой воды в обратном трубопроводе сети τ_2 [по формулам (4.12) и (4.13)].

На графиках $Q=f(t_{\text{н}})$ и $Q=f(n)$ наносим линию максимального отпуска теплоты из отборов турбин $Q_{\text{отб}}=550 \text{ МВт}$.

Принимаем недогрев воды после сетевых подогревателей до температуры насыщения пара в отборе равным 10°C , находим предельную температуру нагретой воды после сетевых подогревателей для неограниченного расхода пара из отборов при давлении в этих отборах $p_{\text{отб}}=0,05 \text{ МПа}$ (горизонтальная линия $\tau_{\text{с.п}}=\tau_{\text{н.с}}-10=81-10=71^\circ\text{C}$). Пересечения этой нижней предельной температуры воды с линиями температурных графиков $\tau_1=f(t_{\text{н}})$ образуют точки 1', 2', 3', 4' и 5'. Для верхней предельной температуры воды при давлении в отборах $p''_{\text{отб}}=0,25 \text{ МПа}$ (горизонтальная линия $\tau_{\text{с.п}}=\tau_{\text{н.п}}-10=127-10=117^\circ\text{C}$) также получают точки пересечения с линиями $\tau_1=f(t_{\text{н}})$, из которых нас будут интересовать точки 4'' и 5''.

После этого приступаем к построению графиков температур воды

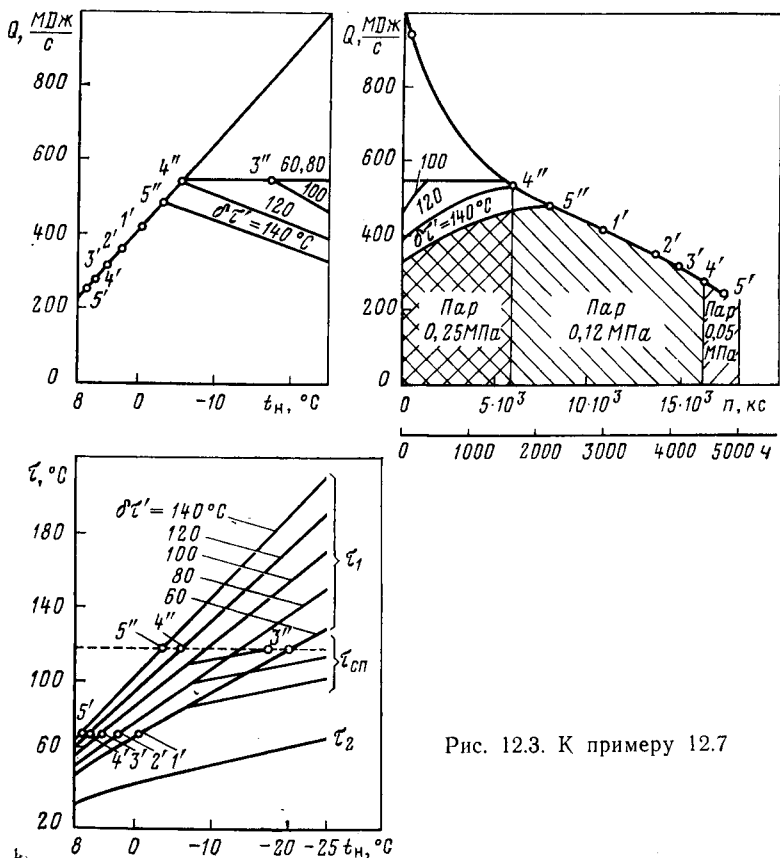


Рис. 12.3. К примеру 12.7

после сетевых подогревателей при различных δt_n . Для построения этих графиков используем выражение $\tau_{с.п} = \tau_2 + \delta \tau_{с.п}$, где температурный перепад в сетевых подогревателях определяется на основании зависимости $\delta \tau_{с.п} = \delta t' Q'_{отб} / Q'$.

При $t_{н.о} = -25^\circ\text{C}$ и $\delta t'_1 = 60^\circ\text{C}$ имеем $\delta \tau'_{с.п} = 60 \cdot 550 / 1000 = 33^\circ\text{C}$ и $\tau'_{с.п} = 70 + 33 = 103^\circ\text{C}$.

Аналогично находим $\tau_{с.п}$ при других $\delta t'_n$ и других t_n .

На основе полученных графиков $\tau_{с.п} = f(t_n)$ (с учетом того, что $\tau_{с.п} \leq 117^\circ\text{C}$) представляется возможным построить графики тепловых нагрузок сетевых подогревателей $Q_{с.п} = f(t_n)$ в окончательном виде. Для $\delta t'_n = 60$ и 80°C предельная тепловая нагрузка сетевых подогревателей определяется только мощностью отборов турбин. Для $\delta t'_n = 100, 120$ и 140°C тепловую нагрузку сетевых подогревателей находим из выражения $Q_{с.п} = Gc(\tau_{с.п} - \tau_2) = \frac{Q'}{\delta \tau'_n} (\tau_{с.п} - \tau_2)$. В этом

случае тепловая нагрузка сетевых подогревателей при низких температурах t_n снижается по мере понижения t_n .

Переносим точки пересечения нижней предельной температуры с графиками $\tau_1=f(t_n)$ на линию $Q=f(t_n)$, а затем на линию $Q=f(n)$. Для вариантов 1—5 это будут точки 1'—5'. Аналогичную операцию продельваем для верхней предельной температуры (точки 4'', 5'' и 3'''). Полученные предельные точки позволяют разбить площадь графика по продолжительности на четыре части, из которых первая (правая) покрывается паром $p'_{отб}=0,05$ МПа, вторая (средняя) — паром 0,05—0,25 МПа (в среднем 1,2 МПа), третья (левая) — паром $p''_{отб}=0,25$ МПа и пиковыми котлами (на графике эта разбивка показана различной штриховкой для $\delta t'=120^\circ\text{C}$).

Таблица 12.5

Вариант	$\delta t', ^\circ\text{C}$	Отпуск теплоты, млн. ГДж/год, из отборов с давлением $p_{отб}$, МПа				Отпуск теплоты пиковыми котлами, млн. ГДж/год	Итого
		0,05	0,12	0,25	Всего		
1	60	2,480	5,319	—	7,799	0,915	8,714
2	80	1,320	6,479	—	7,799	0,915	8,714
3	100	0,756	6,328	0,673	7,757	0,957	8,714
4	120	0,434	4,120	2,882	7,436	1,278	8,714
5	140	0,144	3,345	3,470	6,959	1,755	8,714

По графику $Q=f(n)$ определяем отпуск теплоты из отборов турбины (с разбивкой по указанным давлениям) и отпуск теплоты пиковыми котлами. Результаты расчета сводим в табл. 12.5.

Изоэнтروпный перепад для отборного пара турбины H_T находим по h , s -диаграмме, а энтальпию отборного пара по формуле

$$h_T = h_0 - H_T \eta_{oi} = 3490 - H_T \cdot 0,82.$$

Энтальпию конденсата отборного пара $h'_{к.т}$ определяем по давлению в отборе, пренебрегая его переохлаждением в сетевых подогревателях.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при различных давлениях пара в отборах, кВт·ч/ГДж,

$$\begin{aligned} \varepsilon_T &= \frac{278 H_T \eta_{oi} \eta_{эм} (1 + e_T)}{h_T - h'_{к.т}} = \\ &= \frac{278 \cdot 0,82 \cdot 0,98 (1 + 0,22) H_T}{h_T - h'_{к.т}} = \frac{273 H_T}{h_T - h'_{к.т}}. \end{aligned}$$

Результаты расчета при различных давлениях пара в отборах турбин сводим в табл. 12.6.

Таблица 12.6

$P_{отб}$, МПа (абс)	H_T , кДж/кг	h_T , кДж/кг	$h'_{к.т}$, кДж/кг	$\mathcal{E}_T$, кВт·ч/ГДж
0,05	1182	2520	341	148
0,12	1055	2625	439	132
0,25	940	2720	535	117

Выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч/год,

$$\begin{aligned}\mathcal{E}_T &= \mathcal{E}_{0,05} Q_{0,05} + \mathcal{E}_{0,12} Q_{0,12} + \mathcal{E}_{0,25} Q_{0,25} = \\ &= 148 Q_{0,05} + 132 Q_{0,12} + 117 Q_{0,25}.\end{aligned}$$

Расход условного топлива на ТЭЦ, кг/год,

$$\begin{aligned}B &= b^T_T Q_{отб} + b^T_{T,п} Q_{п.к} - (b^a_k - b^a_T) \mathcal{E}_T = \\ &= 39 Q_{отб} + 40 Q_{п.к} - 0,22 \mathcal{E}_T.\end{aligned}$$

Годовые расходы на топливо, руб/год,

$$I_{топл} = z_{топл} B = 0,04 B.$$

При $\delta t_1 = 60^\circ\text{C}$ получаем:

$$\mathcal{E}_T = 148 \cdot 2,48 \cdot 10^6 + 132 \cdot 5,319 \cdot 10^6 = 1069 \cdot 10^6 \text{ кВт·ч/год};$$

$$\begin{aligned}B &= 39 \cdot 7,799 \cdot 10^6 + 40 \cdot 0,914 \cdot 10^6 - 0,22 \cdot 1069 \cdot 10^6 = \\ &= 105 \cdot 10^6 \text{ кг/год};\end{aligned}$$

$$I_{топл} = 0,04 \cdot 105 \cdot 10^6 = 4,2 \cdot 10^6 \text{ руб/год}.$$

Аналогично определяем $\mathcal{E}_T$, B и $I_{топл}$ при других значениях $\delta t'_n$ и результаты расчета сводим в табл. 12.7.

Таблица 12.7

Вариант	$\delta t'_n$, $^\circ\text{C}$	$\mathcal{E}_T$, млн. кВт·ч/год	B , млн. кг/год	$I_{топл}$, млн. руб/год
1	60	1069	105	4,2
2	80	1051	110	4,4
3	100	1026	115	4,6
4	120	945	133	5,32
5	140	864	152	6,08

2. Годовые приведенные затраты по тепловой сети. Капиталовложения в тепловую сеть зависят от материальной характеристики этой сети. Для определения годовых приведенных затрат по тепловой сети вначале определяем ее материальную характеристику для каждого варианта расчетного температурного перепада $\delta t'_n$. Предварительно находим материальную характеристику тепловой сети

M_{0n} для средней величины удельного падения давления в главной магистрали сети $R_0=100$ Па/м. Затем находим оптимальное значение удельного падения давления в главной магистрали R_n и путем пересчета определяем материальную характеристику тепловой сети при оптимальном значении R_n . Для определения удельной материальной характеристики тепловой сети при $R_0=100$ Па/м воспользуемся формулой (12.4), которая выведена для $\delta t'_2=80^\circ\text{C}$:

$$M_{уд} = \frac{40}{q^{0,8}} \left(\frac{Q}{1,0} \right)^{0,16} = \frac{40}{0,8^{0,8}} \left(\frac{1000}{100} \right)^{0,16} = 69,1 \text{ м}^2/\text{МВт}.$$

Материальная характеристика тепловой сети при $\delta t'_2=80^\circ\text{C}$ и $R_0=100$ Па/м

$$M_{02}=M_{уд}Q=69,1 \cdot 1000=69\,100 \text{ м}^2.$$

Материальная характеристика тепловой сети при перепаде температур $\delta t'_{0n}$ и $R_0=100$ Па/м:

$$M_{0n} = M_{02} \left(\frac{\delta t_2}{\delta t_n} \right)^{0,38} = 69\,100 \left(\frac{80}{\delta t_n} \right)^{0,38}.$$

Среднюю температуру воды в подающих и обратных трубопроводах для различных $\delta t'_n$ принимаем по температурному графику при средней температуре наружного воздуха $t_{н.ср}=-3,2^\circ\text{C}$ за отопительный период

$$\tau_{ср}=0,5(\tau_1+\tau_2).$$

Удельные ежегодные теплопотери, отнесенные к 1 м² условной материальной характеристики тепловой сети, ГДж/(м²·год),

$$\begin{aligned} q_{т.н} &= \pi k (\tau_{ср} - t_0) (1 + \beta) m \cdot 10^{-9} = \\ &= 3,14 \cdot 0,8 (\tau_{ср} - 5) (1 + 0,25) 5000 \cdot 3600 \cdot 10^{-9} = \\ &= 0,0565 (\tau_{ср} - 5). \end{aligned}$$

Вспомогательное значение φ при различных $\delta t'_n$:

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{[(f_{т.с} + E_m)b_{т.с} + z_{т.н}q_{т.н}] \eta_{н.у}}{(1 + \alpha)nz_g} = \\ &= \frac{(0,2 \cdot 400 + 1,2q_{т.н})0,65}{(1 + 0,6)5000 \cdot 0,62} = 0,325 + 0,00488q_{т.н}. \end{aligned}$$

Оптимальное удельное линейное падение давления для главной магистрали тепловой сети при различных значениях $\delta t'_n$, Па/м,

$$\begin{aligned} R_n &= \left(\frac{190\rho\varphi M_{0n} R_0^{0,19}}{lG_n} \right)^{0,84} = \\ &= \left(\frac{190 \cdot 975 \varphi M_{0n} \cdot 100^{0,19}}{12\,000 G_n} \right)^{0,84} = \left(\frac{37\varphi M_{0n}}{G_n} \right)^{0,84}. \end{aligned}$$

Материальная характеристика тепловой сети при оптимальном падении давления, м^2 ,

$$M_n = A'_{on} \left(\frac{R_n}{R_n} \right)^{0.19}$$

Ежегодные затраты по тепловой сети, руб/год,

$$З_{т.с} = (f_{т.с} + E_n) b_{т.с} M_n = 0,2 \cdot 400 M_n = 80 M_n.$$

При $\delta t'_1 = 60^\circ \text{C}$ определяем:

$$\tau_{ср} = 63,3^\circ \text{C}; \quad q_{т.п} = 0,0565 (63,3 - 5) = 3,29 \text{ ГДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год});$$

$$\varphi_1 = 0,325 + 0,00488 \cdot 3,29 = 0,341;$$

$$G_1 = \frac{Q}{c \delta \tau'_1} = \frac{1000 \cdot 10^6}{4190 \cdot 60} = 3980 \text{ кг/с};$$

$$R_1 = \left(\frac{37 \cdot 0,341 \cdot 77 \cdot 200}{3980} \right)^{0.84} = 101 \text{ Па/м};$$

$$M_1 = 69 \cdot 100 \left(\frac{80}{60} \right)^{0.38} = 77 \cdot 100 \text{ м}^2;$$

$$З_{т.с} = 80 M_1 = 80 \cdot 77 \cdot 100 = 6,16 \cdot 10^6 \text{ руб/год}.$$

Задаваясь другими значениями $\delta t'_n$, определяем $\tau_{ср}$, $q_{т.п}$, φ_n , G_n , R_n , M_n и результаты расчетов сводим в табл. 12.8.

Т а б л и ц а 12.8

Вариант	$\delta t'_n, ^\circ \text{C}$	$G_n, \text{кг/с}$	$M_{0n}, \text{м}^2$	$\tau_{ср}, ^\circ \text{C}$	$q_{т.п}, \text{ГДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$	φ_n	$R_n, \text{Па/м}$	$M_n, \text{м}^2$	$З_{т.с}, \text{млн. руб/год}$
1	60	3980	77 100	63,3	3,29	0,341	101	77 000	6,160
2	80	2984	69 100	68,2	3,57	0,342	118	67 000	5,360
3	100	2387	63 500	73,1	3,85	0,344	133	60 200	4,816
4	120	1990	59 200	78,1	4,13	0,345	147	55 000	4,400
5	140	1705	55 900	83	4,41	0,347	160	51 100	4,088

3. Ежегодные расходы на перекачку воды. Ежегодные расходы на перекачку воды по двухтрубной тепловой сети без учета постоянных членов, руб/год,

$$И_3 = \frac{z_3 l (1 + \alpha) n G_n R_n}{1000 r_{н.у}} = \frac{0,02 \cdot 12 \cdot 000 (1 + 0,6) 5000 G_n R_n}{975 \cdot 1000 \cdot 0,65} = 3,03 G_n R_n.$$

При $\delta t'_1 = 60^\circ \text{C}$ $G_n R_n = 3980 \cdot 101 = 402 \cdot 000 \text{ кг} \cdot \text{Па}/(\text{м} \cdot \text{с}); \quad И_3 = 3,03 \times 402 \cdot 000 = 1,218 \cdot 10^6 \text{ руб/год}.$

Аналогично определяем I_a при других значениях $\delta t'_n$ и результаты расчетов сводим в табл. 12.9.

4. Ежегодные расходы, связанные с тепловыми потерями. Стоимость годовых потерь теплоты, руб/год, при $\Sigma l = 200\,000$ м

$$I_{т.п} = z_t q_{т.п} M_{ус.п} = z_t q_{т.п} (M_n + 0,15 \Sigma l) = \\ = 1,2 q_{т.п} (M_n + 0,15 \cdot 200\,000) = 1,2 q_{т.п} (M_n + 30\,000).$$

При $\delta t'_1 = 60^\circ\text{C}$ $I_{т.п} = 1,2 \cdot 3,29 (77\,000 + 30\,000) = 0,422 \cdot 10^6$ руб/год.

Таблица 12.9

Вариант	$\delta t'_n, ^\circ\text{C}$	$G_{п.п}$	$I_a = 3,03 G_{п.п} R_{п.п} \times 10^{-6}$, млн.руб/год
1	60	402 000	1,218
2	80	352 100	1,067
3	100	317 500	0,962
4	120	292 500	0,886
5	140	272 800	0,827

Таблица 12.10

Вариант	$\delta t'_n, ^\circ\text{C}$	$I_{т.п}$, млн.руб/год
1	60	0,422
2	80	0,416
3	100	0,416
4	120	0,421
5	140	0,429

Аналогично находим $I_{т.п}$ при других значениях $\delta t'_n$ и результаты сводим в табл. 12.10.

5. Суммарные годовые приведенные затраты

Сумма всех ежегодных расчетных затрат, руб/год,

$$З = I_{топ.п} + З_{т.с} + I_a + I_{т.п}.$$

При $\delta t'_1 = 60^\circ\text{C}$ $З = (4,2 + 6,16 + 1,218 + 0,422) 10^6 = 12,0 \cdot 10^6$ руб/год.

Аналогично определяем значение $З$ при других $\delta t'_n$ и результаты расчета сводим в табл. 12.11.

Таблица 12.11

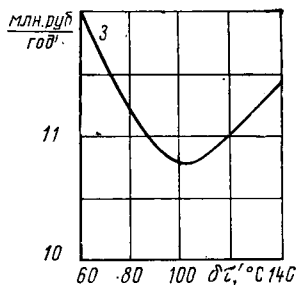
Вариант	$\delta t'_n, ^\circ\text{C}$	$I_{топ.п}$	$З_{т.с}$	I_a	$I_{т.п}$	$З$
		млн.руб/год				
1	60	4,200	6,160	1,218	0,422	12,000
2	80	4,400	5,360	1,067	0,416	11,243
3	100	4,600	4,816	0,962	0,416	10,794
4	120	5,320	4,400	0,886	0,421	11,027
5	140	6,080	4,088	0,827	0,429	11,424

На основании полученных данных строим график суммарных годовых приведенных затрат $З = f(\delta t')$ (рис. 12.4) и по нему находим оптимальное значение расчетного перепада температур $\delta t' = 100^\circ\text{C}$ при минимуме приведенных затрат.

Пример 12.8. Произвести сравнение по годовым приведенным затратам варианта комбинированной схемы энергоснабжения города

с вариантом раздельной схемы энергоснабжения. Максимальная тепловая мощность ТЭЦ составляет $Q_{\text{ТЭЦ}} = 740 \text{ МВт}$ (МДж/с) = $= 636 \text{ Гкал/ч}$, годовое число часов использования максимума тепловой мощности — $n^*_{\text{т}} = 3400 \text{ ч/год}$.

В варианте комбинированной схемы предусматривается сооружение в городе одной ТЭЦ с двумя турбинами $T=105/120-130-2$, электрическая мощность каждой из которых $N=105 \text{ МВт}$, а тепловая мощность отбора каждой — $Q=196 \text{ МВт}$ (МДж/с) = 167 Гкал/ч . В течение года отборы турбин покрывают



88% годового отпуска теплоты, а 12% годового отпуска теплоты покрывается пиковыми водогрейными котлами на ТЭЦ.

Теплоплотность в пределах застройки города $q=0,8 \text{ МВт/га}$.

В варианте раздельной схемы энергоснабжения города предусматривается сооружение двух районных котельных на газомазутном топливе с тепловой мощностью на 2% ниже тепловой мощности ТЭЦ, что учитывает

Рис. 12.4. К примеру 12.7

меньшие тепловые потери в тепловых сетях при варианте раздельной схемы энергоснабжения.

Замещаемая мощность на КЭС на 7% больше мощности ТЭЦ, причем число часов использования мощности ТЭЦ и КЭС принять $n^*_{\text{т}} = 6300 \text{ ч/год}$.

Удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии принять: на КЭС $b^*_{\text{КЭС}} = 0,31 \text{ кг/(кВт·ч)}$; на ТЭЦ по конденсационному циклу $b^*_{\text{к.т}} = 0,4 \text{ кг/(кВт·ч)}$; на тепловом потреблении $b^*_{\text{т}} = 0,154 \text{ кг/(кВт·ч)}$. Средняя за год удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении с учетом регенерации $\varepsilon_{\text{т}} = 130 \text{ кВт·ч/ГДж} = 545 \text{ кВт·ч/Гкал}$.

Удельный расход условного топлива на единицу выработанной теплоты в отборах турбин $b^*_{\text{т}} = 40 \text{ кг/ГДж} = 168 \text{ кг/Гкал}$, а в пиковых водогрейных котлах ТЭЦ и районных котельных $b^*_{\text{п.к}} = b^*_{\text{р.к}} = 41 \text{ кг/ГДж} = 171,8 \text{ кг/Гкал}$.

Удельные капиталовложения на один установленный киловатт мощности на ТЭЦ — $k_{\text{ТЭЦ}} = 220 \text{ руб/кВт}$ и на КЭС — $k_{\text{КЭС}} = 120 \text{ руб/кВт}$.

Удельные капиталовложения в районные котельные на один установленный мегаватт тепловой мощности $k_{\text{р.к}} = 12\,000 \text{ руб/МВт}$. Постоянный коэффициент в формуле стоимости тепловой сети (стоимость трубопровода с материальной характеристикой 1 м^2) $b_{\text{т.с}} = 400 \text{ руб/м}^2$.

Ежегодные отчисления от капиталовложений на амортизацию и

текущий ремонт с учетом общестанционных или общесетевых расходов: отчисления по ТЭЦ и КЭС $f_{\text{ТЭЦ}} = f_{\text{КЭС}} = 0,096$ 1/год; отчисления по районным котельным $f_{\text{р.к}} = 0,102$ 1/год; отчисления по тепловым сетям $f_{\text{т.с}} = 0,075$ 1/год.

Штатные коэффициенты для ТЭЦ, КЭС, районных котельных и тепловых сетей: $m_{\text{ТЭЦ}} = 0,9$ чел/МВт; $m_{\text{КЭС}} = 0,2$ чел/МВт;

$m_{\text{р.к}} = 0,22$ чел/МВт (тепловой); $m_{\text{т.с}} = 0,19$ чел/МВт (тепловой).

Среднегодовая заработная плата (с учетом начислений на соцстрах) на одну штатную единицу на ТЭЦ и КЭС $r = 1 = 1600$ руб/(чел·год), а в районных котельных и тепловых сетях $r_{\text{р.к}} = r_{\text{т.с}} = 1500$ руб/(чел·год).

Общестанционные или общесетевые расходы в стоимости обслуживания учесть в размере 27% заработной платы. Стоимость замыкающего условного топлива $z_{\text{топл}} = 36$ руб/т.

При сравнительном расчете вариантов пренебречь затратами по топливной базе и дополнительным электрическим сетям, а также затратами, связанными с перекачкой воды и тепловыми потерями в тепловых сетях.

Решение. Тепловая мощность районных котельных

$$Q_{\text{р.к}} = 0,98 Q_{\text{ТЭЦ}} = 0,98 \cdot 740 = 725 \text{ МВт (МДж/с)}.$$

Годовой отпуск теплоты ТЭЦ (отборами и пиковыми котлами) и районными котельными:

$$Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}} = Q_{\text{ТЭЦ}} n_{\text{и}}^{\text{г}} = 740 \cdot 3400 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 9,06 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год} = 2,16 \cdot 10^6 \text{ Гкал/год};$$

$$Q_{\text{отб}}^{\text{год}} = 0,88 Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}} = 0,88 \cdot 9,06 \cdot 10^6 = 7,97 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год} = 1,90 \cdot 10^6 \text{ Гкал/год};$$

$$Q_{\text{п.к}}^{\text{год}} = 0,12 Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}} = 0,12 \cdot 9,06 \cdot 10^6 = 1,09 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год} = 0,26 \cdot 10^6 \text{ Гкал/год};$$

$$Q_{\text{р.к}}^{\text{год}} = Q_{\text{р.к}} n_{\text{и}}^{\text{г}} = 725 \cdot 3400 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 8,87 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год} = 2,12 \cdot 10^6 \text{ Гкал/год}.$$

Электрическая мощность ТЭЦ и КЭС:

$$N_{\text{ТЭЦ}} = 105 \cdot 2 = 210 \text{ МВт};$$

$$N_{\text{КЭС}} = 1,07 N_{\text{ТЭЦ}} = 1,07 \cdot 210 = 225 \text{ МВт}.$$

Выработка электроэнергии на ТЭЦ и КЭС за год:

$$\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}} = N_{\text{ТЭЦ}} n_{\text{и}}^{\text{э}} = 210 \cdot 10^3 \cdot 6300 = 1323 \cdot 10^6 \text{ кВт·ч/год};$$

$$\mathcal{E}_{\text{КЭС}} = N_{\text{КЭС}} n_{\text{и}}^{\text{э}} = 225 \cdot 10^3 \cdot 6300 = 1418 \cdot 10^6 \text{ кВт·ч/год}.$$

Выработка электроэнергии на тепловом потреблении и по конденсационному циклу на ТЭЦ:

$$\mathcal{Q}_T = \mathcal{E}_T Q = 130 \cdot 7,97 \cdot 10^6 = 1036 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год};$$

$$\mathcal{Q}_{\text{к.т}} = \mathcal{Q}_{\text{ТЭЦ}} - \mathcal{Q}_T = 1323 \cdot 10^6 - 1036 \cdot 10^6 = 287 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}.$$

Годовой расход условного топлива при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения:

$$\begin{aligned} B_{\text{ком}} &= b^{\mathcal{Q}}_T \mathcal{Q}_T + b^{\mathcal{Q}}_{\text{к.т}} \mathcal{Q}_{\text{к.т}} + b^T_{\text{Т}} Q^{\text{год}}_{\text{отб}} + b^T_{\text{п.к}} Q_{\text{п.к}} = \\ &= 0,154 \cdot 1036 \cdot 10^6 + 0,4 \cdot 287 \cdot 10^6 + 40 \cdot 7,97 \cdot 10^6 + \\ &+ 41 \cdot 1,09 \cdot 10^6 = 638 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 638 \cdot 10^3 \text{ т/год}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_{\text{разд}} &= b^{\mathcal{Q}}_{\text{кэс}} \mathcal{Q}_{\text{кэс}} + b^T_{\text{р.к}} Q^{\text{год}}_{\text{р.к}} = 0,31 \cdot 1418 \cdot 10^6 + \\ &+ 41 \cdot 8,87 \cdot 10^6 = 803 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 803 \cdot 10^3 \text{ т/год}. \end{aligned}$$

Экономия условного топлива при комбинированной схеме энергоснабжения города

$$\begin{aligned} \Delta B &= B_{\text{разд}} - B_{\text{комб}} = \\ &= 803 \cdot 10^3 - 638 \cdot 10^3 = 165 \cdot 10^3 \text{ т/год}. \end{aligned}$$

Удельная материальная характеристика тепловой сети (поправочный коэффициент $\varphi=1,1$) для комбинированной и раздельной схем энергоснабжения:

$$\begin{aligned} M^{\text{комб}}_{\text{уд}} &= \frac{40\varphi}{q^{0,8}} \left(\frac{Q_{\text{ТЭЦ}}}{100} \right)^{0,16} = \frac{40 \cdot 1,1}{0,8^{0,8}} \left(\frac{740}{100} \right)^{0,16} = 72,5 \text{ м}^2/\text{МВт}; \\ M^{\text{разд}}_{\text{уд}} &= \frac{40\varphi}{q^{0,8}} \left(\frac{Q_{\text{р.к}}}{100} \right)^{0,16} = \frac{40 \cdot 1,1}{0,8^{0,8}} \left(\frac{362,5}{100} \right)^{0,16} = 64,6 \text{ м}^2/\text{МВт}. \end{aligned}$$

Материальная характеристика тепловой сети при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения:

$$\begin{aligned} M^{\text{комб}} &= M^{\text{комб}}_{\text{уд}} Q_{\text{ТЭЦ}} = 72,5 \cdot 740 = 53\,700 \text{ м}^2; \\ M^{\text{разд}} &= M^{\text{разд}}_{\text{уд}} Q_{\text{р.к}} = 64,6 \cdot 725 = 46\,800 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Капиталовложения в тепловые сети при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения:

$$\begin{aligned} K^{\text{комб}}_{\text{т.с}} &= b M^{\text{комб}} = 400 \cdot 53\,700 = 21,5 \cdot 10^6 \text{ руб}; \\ K^{\text{разд}}_{\text{т.с}} &= b M^{\text{разд}} = 400 \cdot 46\,800 = 18,7 \cdot 10^6 \text{ руб}. \end{aligned}$$

Капиталовложения в ТЭЦ, КЭС и районную котельную:

$$\begin{aligned} K_{\text{ТЭЦ}} &= k_{\text{ТЭЦ}} N_{\text{ТЭЦ}} = 220 \cdot 210 \cdot 10^3 = 46,2 \cdot 10^6 \text{ руб}; \\ K_{\text{КЭС}} &= k_{\text{КЭС}} N_{\text{КЭС}} = 120 \cdot 225 \cdot 10^3 = 27 \cdot 10^6 \text{ руб}; \\ K_{\text{р.к}} &= k_{\text{р.к}} Q_{\text{р.к}} = 12\,000 \cdot 725 \cdot 10^3 = 8,7 \cdot 10^6 \text{ руб}. \end{aligned}$$

Общие капиталовложения при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения:

$$K_{\text{комб}} = K_{\text{ТЭЦ}} + K_{\text{т.с}}^{\text{комб}} = 46,2 \cdot 10^6 + 21,5 \cdot 10^6 = 67,7 \cdot 10^6 \text{ руб};$$

$$K_{\text{разд}} = K_{\text{КЭС}} + K_{\text{р.к}} + K_{\text{т.с}}^{\text{разд}} = 27 \cdot 10^6 + 8,7 \cdot 10^6 + 18,7 \cdot 10^6 = 54,4 \cdot 10^6 \text{ руб}.$$

Ежегодные эксплуатационные расходы (издержки производства) при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения, включая отчисления на амортизацию и текущий ремонт, заработную плату, а также стоимость дополнительного топлива (для раздельной схемы энергоснабжения):

$$\begin{aligned} I_{\text{комб}} &= I_{\text{ам}}^{\text{ТЭЦ}} + I_{\text{ам}}^{\text{т.с}} + I_{\text{з.п}}^{\text{ТЭЦ}} + I_{\text{з.п}}^{\text{т.с}} = f_{\text{ТЭЦ}} K_{\text{ТЭЦ}} + \\ &+ f_{\text{т.с}} K_{\text{т.с}}^{\text{комб}} + r_{\text{ТЭЦ}} m_{\text{ТЭЦ}} N_{\text{ТЭЦ}} \cdot 1,27 + r_{\text{т.с}} m_{\text{т.с}} Q_{\text{ТЭЦ}} \cdot 1,27 = \\ &= 0,096 \cdot 46,2 \cdot 10^6 + 0,075 \cdot 21,5 \cdot 10^6 + 1600 \cdot 0,9 \cdot 210 \cdot 1,27 + \\ &+ 1500 \cdot 0,19 \cdot 740 \cdot 1,27 = 6,7 \cdot 10^6 \text{ руб/год}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{\text{разд}} &= I_{\text{топл}} + I_{\text{ам}}^{\text{КЭС}} + I_{\text{ам}}^{\text{р.к}} + I_{\text{ам}}^{\text{т.с}} + I_{\text{з.п}}^{\text{КЭС}} + I_{\text{з.п}}^{\text{р.к}} + I_{\text{з.п}}^{\text{т.с}} = \\ &= z_{\text{топл}} \Delta B + f_{\text{КЭС}} K_{\text{КЭС}} + f_{\text{р.к}} K_{\text{р.к}} + f_{\text{т.с}} K_{\text{т.с}}^{\text{разд}} + r_{\text{КЭС}} m_{\text{КЭС}} N_{\text{КЭС}} \cdot 1,27 + \\ &+ r_{\text{р.к}} m_{\text{р.к}} Q_{\text{р.к}} \cdot 1,27 + r_{\text{т.с}} m_{\text{т.с}} Q_{\text{р.к}} \cdot 1,27 = 36 \cdot 165 \cdot 10^3 + \\ &+ 0,096 \cdot 27 \cdot 10^6 + 0,102 \cdot 8,7 \cdot 10^6 + 0,075 \cdot 18,7 \cdot 10^6 + 1600 \cdot 0,2 \cdot 225 \cdot 1,27 + \\ &+ 1500 \cdot 0,22 \cdot 725 \cdot 1,27 + 1500 \cdot 0,19 \cdot 725 \cdot 1,27 = 11,47 \cdot 10^6 \text{ руб/год}. \end{aligned}$$

Годовые приведенные затраты при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения:

$$\begin{aligned} Z_{\text{комб}} &= E_n K_{\text{комб}} + I_{\text{комб}} = \\ &= 0,125 \cdot 67,7 \cdot 10^6 + 6,7 \cdot 10^6 = 15,16 \cdot 10^6 \text{ руб/год}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{разд}} &= E_n K_{\text{разд}} + I_{\text{разд}} = \\ &= 0,125 \cdot 54,4 \cdot 10^6 + 11,47 \cdot 10^6 = 18,8 \cdot 10^6 \text{ руб/год}; \end{aligned}$$

$$Z_{\text{комб}} < Z_{\text{разд}}.$$

Таким образом, по приведенным затратам оптимальным является вариант комбинированной схемы.

Срок окупаемости дополнительных затрат для варианта комбинированной схемы по сравнению с вариантом раздельной схемы

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{комб}} - K_{\text{разд}}}{I_{\text{разд}} - I_{\text{комб}}} = \frac{67,7 \cdot 10^6 - 54,4 \cdot 10^6}{11,47 \cdot 10^6 - 6,7 \cdot 10^6} = 2,8 \text{ года}.$$

Следует отметить, что при учете дополнительных капиталовложений в электрические сети и топливную базу вариант комбинированной схемы энергоснабжения города окажется еще более эффективным.

Пример 12.9. Решить пример 12.8 с учетом приведения капиталовложений к базисному сроку. В качестве базисного года принять срок ввода объектов в эксплуатацию $T=4$ года. При расчете также принять, что капиталовложения равномерно распределены по годам строительства. Нормативный коэффициент приведения $\sigma=0,08$. Ежегодные эксплуатационные расходы $I_{\text{комб}}$ и $I_{\text{разд}}$ условно принять по примеру 12.8.

Решение. Из примера 12.8 имеем: $K_{\text{комб}}=67,7 \cdot 10^6$ руб.; $K_{\text{разд}}=54,4 \cdot 10^6$ руб.; $I_{\text{комб}}=6,7 \cdot 10^6$ руб/год; $I_{\text{разд}}=11,47 \cdot 10^6$ руб/год.

Приведенные капиталовложения при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения

$$\begin{aligned}
 K_{\text{комб}}^{\text{пр}} &= \sum_{t=1}^T K_t^{\text{комб}} (1 + \sigma)^{T-t} = \frac{K_{\text{комб}}}{T} [(1 + \sigma)^{T-1} + (1 + \sigma)^{T-2} + \\
 &+ (1 + \sigma)^{T-3} + (1 + \sigma)^{T-4}] = \frac{67,7 \cdot 10^6}{4} [(1 + 0,08)^3 + \\
 &+ (1 + 0,08)^2 + (1 + 0,08) + 1] = 67,7 \cdot 10^6 \cdot 1,126 = 76,2 \cdot 10^6 \text{ руб.}; \\
 K_{\text{разд}}^{\text{пр}} &= K_t^{\text{разд}} [(1 + \sigma)^{T-1} + (1 + \sigma)^{T-2} + (1 + \sigma)^{T-3} + \\
 &+ (1 + \sigma)^{T-4}] = \frac{54,4 \cdot 10^6}{4} [(1 + 0,08)^3 + (1 + 0,08)^2 + \\
 &+ (1 + 0,08) + 1] = 54,4 \cdot 10^6 \cdot 1,126 = 61,3 \cdot 10^6 \text{ руб.}
 \end{aligned}$$

При учете приведенных капиталовложений годовые приведенные затраты для комбинированной и раздельной схем энергоснабжения составят:

$$\begin{aligned}
 Z_{\text{комб}} &= E_{\text{н}} K_{\text{комб}}^{\text{пр}} + I_{\text{комб}} = 0,125 \cdot 76,2 \cdot 10^6 + 6,7 \cdot 10^6 = \\
 &= 16,23 \cdot 10^6 \text{ руб/год}; \\
 Z_{\text{разд}} &= E_{\text{н}} K_{\text{разд}}^{\text{пр}} + I_{\text{разд}} = 0,125 \cdot 61,3 \cdot 10^6 + 11,47 \cdot 10^6 = \\
 &= 19,13 \cdot 10^6 \text{ руб/год.}
 \end{aligned}$$

Таким образом, при новых условиях расчета оптимальным остается по-прежнему вариант комбинированной схемы энергоснабжения города.

Пример 12.10. Определить оптимальную толщину изоляции двухтрубного водяного подземного теплопровода, проложенного в непроходном канале без промежуточной стенки. При расчете условно принять, что толщина изоляции на обратном трубопроводе δ_2 равна половине толщины изоляции подающего трубопровода δ_1 , т. е. $\delta_2 = 0,5\delta_1$. В качестве тепловой изоляции принята минеральная вата, которая защищена наружным покрытием (защитной коркой). Наружный диаметр трубопровода $d=530$ мм, а толщина наружного покрытия изоляции (защитной корки) $\delta_{\text{п}}=15$ мм. Ширина непроходного канала

(в свету) $B=1,6$ м, высота (в свету) $H=0,9$ м, теплопроводность стенок канала примерно равна теплопроводности грунта $\lambda_k=\lambda_{гр}$. Глубина заложения канала (до оси труб) $h=1,6$ м. При расчете принять следующие данные для теплового расчета.

Теплопроводность: изоляции $\lambda_n=0,08$ Вт/(м·°С), защитной корки $\lambda_n=0,45$ Вт/(м·°С) и грунта $\lambda_{гр}=\lambda_k=1,8$ Вт/(м·°С); коэффициенты теплоотдачи: на наружной поверхности изоляции $\alpha_n=10$ Вт/(м²·°С); на поверхности канала $\alpha_k=10$ Вт/(м²·°С) и на поверхности земли $\alpha_0=18$ Вт/(м²·°С); среднегодовые температуры: сетевой воды в подающем трубопроводе $t_1=87$ °С, сетевой воды в обратном трубопроводе $t_2=45$ °С, наружного воздуха $t_0=5$ °С.

Эксплуатационные и экономические данные принять следующие: длительность работы теплопровода $m=8400$ ч/год; стоимость единицы теплоты $z_t=1,2$ руб/ГДж; стоимость единицы объема изоляции $z_n=45$ руб/м³; стоимость единицы поверхности защитной корки $z_n=2,1$ руб/м²; доля ежегодных отчислений, сложенная с нормативным коэффициентом эффективности, $f+E_n=0,2$ 1/год.

Решение. Задачу решаем методом вариантов. Для этого задаемся несколькими значениями толщин изоляции на подающем трубопроводе δ_1 и вычисляем тепловые потери для каждого варианта. Затем находим приведенные затраты, которые будут складываться из стоимости тепловых потерь 1 м теплопровода и приведенных затрат по изоляции. Оптимальную толщину изоляции выбираем по минимуму приведенных затрат. Предварительно находим приведенную глубину заложения оси теплопровода $h_{пр}$, эквивалентный диаметр канала $d_{эkv}$ и термическое сопротивление на поверхности канала и грунта вместе со стенками канала $R_{к.о}$:

$$h_{пр} = h + \frac{\lambda_{гр}}{\alpha_0} = 1,6 + \frac{1,8}{18} = 1,7 \text{ м};$$

$$d_{эkv} = \frac{4F}{P} = \frac{4HB}{2(H+B)} = \frac{12HB}{H+B} = \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 1,6}{0,9 + 1,6} = 1,15 \text{ м};$$

$$R_{к.о} = \frac{1}{\pi d_{эkv} \alpha_k} + \frac{1}{2\pi \lambda_{гр}} \ln \left[\frac{2h_{пр}}{d_{эkv}} + \sqrt{\left(\frac{2h_{пр}}{d_{эkv}} \right)^2 - 1} \right] =$$

$$= \frac{1}{3,14 \cdot 1,15 \cdot 10} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,8} \ln \left[\frac{2 \cdot 1,7}{1,15} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1,7}{1,15} \right)^2 - 1} \right] =$$

$$= 0,182 \text{ м} \cdot \text{°С/Вт}.$$

Находим выражения, удобные для вычисления термических сопротивлений подающего R_1 и обратного R_2 трубопроводов, пренебрегая сопротивлением внутренней поверхности трубы и стенки трубы:

$$R_1 = \frac{1}{2\pi \lambda_{н1}} \ln \frac{d + 2\delta_1}{d} + \frac{1}{2\pi \lambda_{н2}} \ln \frac{d + 2\delta_1 + 2\delta_n}{d + 2\delta_1} +$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{\pi(d + 2\delta_1 + 2\delta_{II})\alpha_{II}} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,08} \ln \frac{0,53 + 2\delta_1}{0,53} + \frac{1}{6,28 \cdot 0,45} \times \\
& \times \ln \frac{0,53 + 2\delta_1 + 2 \cdot 0,015}{0,53 + 2\delta_1} + \frac{1}{3,14(0,53 + 2\delta_1 + 2 \cdot 0,015)10} = \\
& = 1,99 \ln \frac{0,53 + 2\delta_1}{0,53} + 0,354 \ln \frac{0,56 + 2\delta_1}{0,53 + 2\delta_1} + \frac{1}{31,4(0,56 + 2\delta_1)};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
R_2 &= \frac{1}{2\pi\lambda_{II}} \ln \frac{d + 2\delta_2}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_{II}} \ln \frac{d + 2\delta_2 + 2\delta_{II}}{d + 2\delta_2} + \\
& + \frac{1}{\pi(d + 2\delta_2 + 2\delta_{II})\alpha_{II}} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,08} \ln \frac{0,53 + \delta_1}{d} + \frac{1}{6,28 \cdot 0,45} \ln \frac{0,56 + \delta_1}{0,53 + \delta_1} + \\
& + \frac{1}{3,14(0,53 + \delta_1 + 2 \cdot 0,015)10} = 1,99 \ln \frac{0,53 + \delta_1}{0,53} + \\
& + 0,354 \ln \frac{0,56 + \delta_1}{0,53 + \delta_1} + \frac{1}{31,4(0,56 + \delta_1)}.
\end{aligned}$$

Температура воздуха в канале

$$t_K = \frac{\tau_1/R_1 + \tau_2/R_2 + t_o/R_{K,o}}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_{K,o}} = \frac{\frac{87}{R_1} + \frac{45}{R_2} + \frac{5}{0,182}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{0,182}} = \frac{\frac{87}{R_1} + \frac{45}{R_2} + 27,5}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + 5,49};$$

$$q = \left(\frac{\tau_1 - t_K}{R_1} + \frac{\tau_2 - t_K}{R_2} \right) = \frac{(t_K - t_o)}{R_{K,o}} = \frac{(t_K - 5)}{0,182} = 5,49(t_K - 5).$$

Задаваясь значениями толщин изоляции $\delta_1=40, 60, 80$ и 100 мм и соответственно $\delta_2=20, 30, 40$ и 50 мм, находим значения R_1, R_2, t_K и q . Результаты расчета приведены ниже:

δ_1 , мм	40	60	80	100
δ_2 , мм	20	30	40	50
R_1 , м·°С/Вт	0,347	0,469	0,584	0,693
R_2 , м·°С/Вт	0,147	0,182	0,206	0,250
t_K , °С	38,5	35,1	32,7	30,4
q , Вт	184	165	152	140

Приведенные затраты складываются из стоимости тепловых потерь за год $I_{T,п}$, годовых отчислений от капиталовложений fK_{II} и величины $E_{II}K_{II}$.

Стоимость тепловых потерь за год

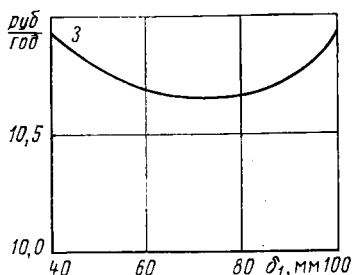
$$I_{T,п} = z_T q m \cdot 10^{-9} = 1,5 \cdot 8400 \cdot 3600 \cdot 10^{-9} q = 0,0454 q.$$

Напишем выражения для вычисления объема изоляции V и поверхности наружного покрытия F на 1 м трассы теплопровода:

$$V = V_1 + V_2 = \pi(d + \delta_1)\delta_1 + \pi(d + 0,5\delta_1)0,5\delta_1 =$$

$$\begin{aligned}
 &= 1,25\pi\delta_1(1,2d + \delta_1) = \\
 &= 1,25 \cdot 3,14\delta_1(1,2 \cdot 0,53 + \delta_1) = 3,93\delta_1(0,636 + \delta_1); \\
 F &= F_1 + F_2 = \pi(d + 2\delta_1 + 2\delta_n) + \pi(d + \delta_1 + \\
 &\quad + 2\delta_n) = \pi(2d + 4\delta_n + 3\delta_1) = \\
 &= 3,14(2 \cdot 0,53 + 4 \cdot 0,015 + 3\delta_1) = 3,14(1,12 + 3\delta_1).
 \end{aligned}$$

Рис. 12.5. К примеру 12.10



Годовые приведенные затраты по изоляции

$$(f + E_n)K_n = (f + E_n)(z_n V + z_n F) = 0,2(45V + 2,1F).$$

Суммарные годовые приведенные затраты

$$Z = H_{т.п.} + (f + E_n)K_n.$$

Результаты расчета по приведенным выше выражениям для $\delta_1 = 40, 60, 80$ и 100 мм приведены ниже:

δ_1 , мм	40	60	80	100
δ_2 , мм	20	30	40	50
V , м ³	0,106	0,164	0,225	0,289
F , м ²	3,89	4,08	4,27	4,46
$H_{т.п.}$, руб/год	8,35	7,49	6,90	6,36
$(f + E_n)K_n$, руб/год	2,59	3,19	3,77	4,58
Z , руб/год	10,94	10,69	10,67	10,94

Построенный на основании полученных результатов график $Z = f(\delta_1)$ (рис. 12.5) показывает, что оптимальная толщина изоляции на подающем трубопроводе для принятых исходных данных составляет $\delta_1 = 75$ мм. Ей соответствует толщина изоляции на обратном трубопроводе $\delta_2 = 0,5\delta_1 = 0,5 \cdot 75 = 38$ мм. Следует отметить, что выбор толщины изоляции δ_1 в пределах от 50 до 100 мм относительно мало изменяет абсолютное значение приведенных затрат.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 12.11. Определить оптимальное удельное линейное падение давления $R_{опт}$ в главной магистрали водяной тепловой сети с расчетной тепловой нагрузкой $Q = 300$ МВт. Главная магистраль дли-

ною в двух направлениях $L_0=8$ км имеет вначале расход воды $G_n=1050$ кг/с. Число часов работы тепловой сети $m=8000$ ч/год, а число часов использования установленной рабочей мощности насосов $n_n=6300$ ч/год при КПД насосной установки $\eta_{н.у}=0,65$. Средняя за год разность температур сетевой воды и окружающей среды $t_{ср}-t_0=63$ °С, коэффициент теплопередачи теплопровода (отнесенный к условной поверхности) $k=0,8$ Вт/(м²·°С), коэффициент местных потерь теплоты $\beta=0,25$. Коэффициент местных потерь давления $\alpha=0,6$.

Экономические показатели при расчете принять следующие: $b_{т.с}=280$ руб/м²; $b_n=80$ руб/кВт; $f_{т.с}+E_n=f_n+E_n=0,2$ 1/год; $z_0=0,02$ руб/(кВт·ч); $z_t=1,4$ руб/ГДж.

Удельную материальную характеристику при удельной потере давления вдоль главной магистрали $R_0=50$ Па/м принять $M_{уд}=70$ м²/МВт.

О т в е т. $R_{опт}=79$ Па/м.

Задача 12.12. Определить оптимальное падение давления и оптимальный диаметр транзитного одиночного паропровода длиной $l=2500$ м с конечным давлением пара $p_k=0,6$ МПа и числом часов работы $m=8000$ ч/год.

Расход пара составляет $G=30$ кг/с= 108 т/ч, а годовой отпуск теплоты с ТЭЦ $Q^{год}=1,5 \cdot 10^6$ ГДж/год= $0,358 \cdot 10^6$ Гкал/год. На ТЭЦ установлена турбина с начальными параметрами пара $p_0=13$ МПа и $t_0=555$ °С, имеющая промышленный регулируемый отбор $0,5-1,0$ МПа. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,8$. Показатели тепловой сети принять: $\alpha=0,4$; $\beta=0,25$; $k=0,8$ Вт/(м²·°С). Температура окружающей среды $t_0=5$ °С, падение температуры пара по длине паропровода 20 °С.

Экономические показатели принять следующие:

$b_{т.с}=400$ руб/м²; $f_{т.с}+E_n=0,2$ 1/год; $z_t=2$ руб/ГДж= $8,38$ руб/Гкал; $z_{топл}=40$ руб/т условного топлива.

Для расчета удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч/ГДж, можно воспользоваться приближенной зависимостью $\varepsilon_t=190-0,6t_{нас}$, где $t_{нас}$ — температура насыщения пара в промышленном отборе, °С. Для вычисления расхода топлива можно воспользоваться формулой, приведенной в примере 12.6, приняв $b_{т.с}=39$ кг/ГДж, $b_{пк}-b_{пт}=0,2$ кг/(кВт·ч).

О т в е т. $\delta p_{опт}=0,1$ МПа; $d_{опт}=0,646$ мм.

Задача 12.13. Для условий примера 12.5 определить годовые удельные приведенные затраты на транспорт единицы теплоты, приняв нормативный коэффициент эффективности $E_n=0,125$ 1/год.

О т в е т. $z=0,156$ руб/ГДж.

Задача 12.14. Определить оптимальную толщину изоляции из минеральной ваты для надземного паропровода с наружным диаметром $d=325$ мм, по которому должен подаваться пар со средней температурой $t=155$ °С. Средняя температура наружного воздуха $t_0=5$ °С,

а коэффициент теплоотдачи на поверхность изоляции $\alpha = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{С})$. Теплопроводность изоляции $\lambda = 0,072 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$. Число часов работы паропровода $n = 8000 \text{ ч/год}$. Стоимость теплоты $z_t = 1,2 \text{ руб/ГДж}$; стоимость изоляции $z_{\text{и}} = 50 \text{ руб/м}^3$; стоимость защитной корки по сетке $z_{\text{п}} = 2,3 \text{ руб/м}^2$. При расчете термическим сопротивлением защитной корки пренебречь. Сумма доли годовых отчислений от капиталовложений и нормативного коэффициента эффективности $f_{\text{и}} + E_{\text{н}} = 0,25 \text{ 1/год}$.

О т в е т. $\delta = 123 \text{ мм}$.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Укрупненный показатель q максимального расхода теплоты на отопление 1 м^2 жилой площади (СНиП II-36-73)

Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{н.о.}, ^\circ\text{C}$	—10	—20	—30	—40
Укрупненный показатель q , ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$)	110	130	150	160
То же q , Вт/ м^2	128	151	174	186

Приложение 2

Удельные расходы теплоты q_v на вентиляцию служебных и общественных зданий

Назначение здания	q_v , Вт/($\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}$)
Административные здания, здания научно-исследовательских и проектных институтов	0,21
Клубы	0,24
Театры и кинотеатры	0,48
Магазины, учебные заведения, пожарные депо	0,12
Поликлиники, диспансеры, амбулатории	0,29
Больницы	0,35
Бани, лаборатории	1,2
Прачечные	0,94
Детские ясли-сады	1,12
Школы общеобразовательные	0,10

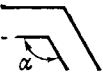
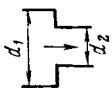
Приложение 3

Нормы расхода горячей воды (СНиП II-34-76)

Потребитель	Норма расхода горячей воды		
	средне-дельного, л/сут	в сутки наибольшего водопотребления, л/сут	максимального, л/ч
Жилые дома квартирного типа, оборудованные:			
умывальниками, мойками и душами, один житель	85	100	7,9
сидячими ваннами и душами, один житель	90	110	9,2

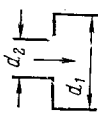
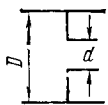
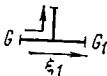
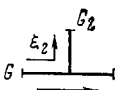
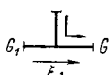
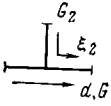
Потребитель	Норма расхода горячей воды		
	средне- дельного, л/сут	в сутки наиболь- шего водо- потребле- ния, л/сут	макси- мального часового, л/ч
ваннами длиной от 1500 до 1700 мм и душами, один житель	105	120	10,0
Жилые дома квартирного типа приви- соте зданий более 12 этажей и по- вышенном благоустройстве, один жи- тель	115	130	10,9
Общежития с общими душевыми, один житель	60	60	6,3
Общежития с общими душевыми, сто- ловыми и прачечными, один житель	80	80	6,5
Гостиницы, мотели, пансионаты с общи- ми ваннами и душами, один житель	70	70	8,2
Гостиницы с ваннами в отдельных но- мерах:			
до 25 % общего числа номеров, один житель	100	100	10,4
до 75 % общего числа номеров, один житель	160	160	15,3
во всех номерах, один житель	200	200	16,0
Больницы, санатории общего типа (с общими ваннами и душевыми), одна койка	180	180	10,5
Санатории, дома отдыха с ваннами при всех жилых комнатах, одна койка	200	200	13,0
Поликлиники и амбулатории, один больной	6	6	0,8
Прачечные:			
немеханизированные	15	15	15
механизированные, 1 кг сухого белья	25	25	25
Учебные заведения, общеобразователь- ные школы с душевыми при гимна- стических залах, один учащийся и один преподаватель в смену	6	8	1,2
Школы-интернаты, одно место	100	100	7,5
Детские ясли-сады:			
с дневным пребыванием детей, один ребенок	30	30	4,5
с круглосуточным пребыванием де- тей, один ребенок	35	35	4,5
Продовольственные магазины, одно ра- бочее место	100	100	9,6
Парикмахерские, одно рабочее место	70	70	4,7

Коэффициенты местных сопротивлений и эквивалентные длины при

Местные сопротивления	Схема	Коэффициент местных сопротивлений	Эквивалентные длины			
			50	100	150	
Параллельная задвижка Клапан нормальный Клапан „Косва“		0,5—0,3 5,0—7,7 2,9—0,87	0,72 7,2 4,2	1,53 18,4 7,8	2,11 33,1 10,3	
Обратный затвор: поворотный подъемный		1,3—2,95 6,4—6,9	1,87 9,2	5,1 21,8	9,7 39,1	
Водомер Компенсатор однолинзовый: без рубашки с рубашкой		3,0—1,5 1,6—0,5 0,1	4,31 — —	5,1 5,55 0,34	8,58 8,0 0,57	
П-образный компенсатор: $r=(1,5 \div 2) d$ $r=3d$		2,5 1,9	3,6 2,74	8,5 6,46	14,3 10,8	
Сальниковый компенсатор		0,3	—	1,02	1,71	
Гнутое колено гладкое: $r=(1,5 \div 2) d$ $r=3d$		0,55 0,4	0,79 0,58	1,88 1,36	3,14 2,28	
Сварное колено 90°: одношовное		1,3	1,87	4,42	7,43	
двухшовное $r=d$		0,7	1,01	2,38	4,0	
трехшовное $r=1,5d$		0,6	0,86	2,04	3,43	
Сварное колено одношовное 120°		0,7	1,01	2,38	4,0	
Грязевик		7	10,1	23,8	40,0	
Езепанное сужение ¹ : $d_1/d_2=1,5$ $d_1/d_2=2$ $d_1/d_2=3$ $d_1/d_2=10$		0,3 0,4 0,5 0,6	0,43 0,58 0,72 0,83	1,02 1,36 1,7 2,04	1,71 2,28 2,86 3,42	

$k_3=0,5$ мм l_3 , м, при внутреннем диаметре труб, мм

207	259	309	408	514	612	700	800	898	996	1192	1392
2,9 52,7 11,9	3 6 74,0 13,5	4,34 98 14,0	5,94 153 17,2	7,95 220 21,2	9,94 — —	11,8 — —	13,9 — —	16,0 — —	18,2 — —	— — —	— — —
18,1 58,6	22,4 —	29,4 —	45,6 —	66 —	89,5 —	112 —	133 —	158 —	179 —	— —	— —
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10,5 0,85	12,6 1,12	14 1,4	16,0 1,98	17,2 2,65	19,9 3,31	22,5 3,92	24,7 4,62	26,6 5,34	30,4 6,08	37,8 7,6	46 9,2
21,3 16,1	28,0 21,3	35,0 26,6	49,5 37,6	66,2 —	82,8 —	98,0 —	115,5 —	133,4 —	152 —	189 —	230 —
2,55	3,36	4,2	5,94	7,95	9,94	11,8	13,9	16,0	18,2	22,7	27,6
4,67 3,4	6,16 4,48	7,7 5,6	10,9 7,92	14,6 —	18,2 —	21,5 —	25,4 —	29,3 —	33,4 —	41,6 —	50,5 —
11,0	14,6	18,2	25,8	34,5	43,1	51,0	60,1	69,4	79,1	98,4	119
5,95	7,84	9,8	13,9	18,5	23,2	27,4	32,3	37,4	42,6	53	64,3
5,1	6,73	8,4	11,9	15,9	19,9	23,5	27,7	32,0	36,5	45,4	54,6
5,95	7,84	9,8	13,9	18,5	23,2	27,4	32,3	37,4	42,6	53	64,3
59,5	78,4	98,0	139	185	232	274	323	374	426	530	546
2,55 3,4 4,3 5,10	3,36 4,48 5,6 6,72	4,2 5,6 7,0 8,4	5,94 7,92 9,9 11,88	7,95 10,6 13,3 15,9	9,93 13,2 16,6 19,86	11,8 15,7 19,6 23,6	13,9 18,5 23,1 27,8	16,0 21,4 26,7 32,0	18,3 24,4 30,4 36,6	22,7 30,3 37,9 45,4	27,6 36,7 46 54,6

Местные сопротивления	Схема	Коэффициент местных сопротивлений	Эквивалентные длины		
			50	100	150
Внезапное расширение: $d_1/d_2=1,5$ $d_1/d_2=2$ $d_1/d_2=3$ $d_1/d_2=10$		0,3 0,6 0,8 1,0	0,43 0,86 1,15 1,44	1,02 2,04 2,72 3,4	1,71 3,42 4,56 5,71
Диафрагма: $d/D=0,35$ $d/D=0,40$ $d/D=0,45$ $d/D=0,5$ $d/D=0,6$ $d/D=0,7$ $d/D=0,8$		150 75 45 28 11 4 1,5	216 108 65 40,3 15,8 5,76 2,16	510 255 153 95,2 37,4 13,6 5,1	858 429 257 157 62,8 22,8 8,58
Прход тройника $d=d_1$ при разделении потока²: $G_1/G=0,2$ $G_1/G=0,4$ $G_1/G=0,6$ $G_1/G=0,8$ $G_1/G=1,0$		5,3 0,5 0,1 0,05 0,05	7,63 0,7 0,14 0,07 0,07	18,0 1,7 0,34 0,17 0,17	30,3 2,86 0,57 0,29 0,29
Ответвление тройника $d_2=d$ при разделении потока³: $G_2/G=0,2$ $G_2/G=0,4$ $G_2/G=0,6$ $G_2/G=0,8$		5,5 2,6 1,7 1,3	7,92 3,74 2,45 1,87	18,7 8,84 5,78 4,42	31,4 14,8 9,7 7,43
Прход тройника $d=d_1$ при соединении потоков⁴: $G_1/G=0,2$ $G_1/G=0,4$ $G_1/G=0,6$ $G_1/G=0,8$		14 3,4 1,3 0,5	20,2 4,9 1,87 0,72	47,6 11,6 4,42 1,7	80 19,4 7,43 2,86
Ответвление тройника $d=d_2$ при соединении потоков⁵: $G_2/G=0,4$ $G_2/G=0,6$ $G_2/G=0,8$ $G_2/G=1,0$		1,5 1,7 1,4 1,1	2,16 2,45 2,02 1,59	5,1 5,78 4,76 3,74	8,58 9,7 8,0 6,28
Произвольное местное сопротивление с $\xi=1$		1	1,44	3,4	5,71

¹ Значения ξ и l_3 отнесены к большей скорости.

² Значения ξ и l_3 отнесены к расходу G_1 .

³ Величины ξ и l_3 отнесены к расходу G_2 .

⁴ Величины ξ и l_3 отнесены к расходу G .

⁵ При значении эквивалентной шероховатости, отличной от $k_3=0,5$ мм, эквивалентные множители:

Эквивалентная шероховатость k_3 , мм	0,2	0,5	1,0
Поправочный множитель	1,26	1,0	0,84

l_9 , м, при внутреннем диаметре труб, мм

207	259	309	408	514	612	700	800	898	996	1192	1392
2,55 5,10 6,8 8,5	3,36 6,72 8,97 11,21	4,2 8,4 11,2 14,0	5,94 11,88 15,8 19,8	7,95 15,90 21,2 26,5	9,93 19,86 26,5 33,1	11,8 23,6 31,4 39,2	13,9 27,8 37,0 46,2	16,0 32,0 42,7 53,4	18,3 36,6 48,6 60,8	22,7 45,4 61 75,9	27,6 54,6 73,5 91,9
1276 638 382 238 93,5 34,0 12,8	1680 840 504 314 123 44,8 16,8	2100 1050 630 392 154 56 21	2970 1485 890 554 218 79,2 29,7	3980 1990 1190 742 292 106 39,8	4960 2480 1490 927 364 132 49,6	5880 2940 1760 1098 431 157 58,8	6940 3470 2080 1290 508 185 69,4	8020 4010 2400 1495 587 214 80,2	9130 4565 2740 1700 669 244 91,3	11360 5680 3400 2120 833 303 114	13790 6890 4135 2570 1010 368 138
45,0 4,3 0,85 0,43 0,43	59,5 5,6 1,12 0,56 0,56	74,2 7,0 1,4 0,7 0,7	105 9,9 1,98 0,99 0,99	141 13,3 2,65 1,33 1,33	75 16,6 3,31 1,66 1,66	208 19,6 3,92 1,96 1,96	245 23,1 4,62 2,31 2,31	283 26,7 5,34 2,67 2,67	332 30,4 6,08 3,04 3,04	401 37,9 7,6 3,8 3,8	487 46 9,2 4,6 4,6
46,7 22,1 14,4 11,0	61,7 29,1 19,0 14,6	77 36,4 23,8 18,2	109 51,5 33,7 25,8	146 69 45 34,5	182 86 56,2 43,1	216 102 66,6 51,0	254 120 78,6 60,1	293 139 90,8 69,5	334 158 103 79,1	416 197 129 98,4	505 239 156 119
119 28,8 11,0 4,3	157 38,0 14,6 5,6	196 47,6 18,2 7,0	277 67,4 25,8 9,9	371 90 34,5 13,3	463 112,4 43,1 16,6	549 133,2 51,0 19,6	647 157,2 60,1 23,1	748 181,6 69,5 26,7	851 206 79,1 30,4	1060 257 98,4 37,9	1290 312 119 46
12,8 14,4 11,9 9,35	16,8 19,0 15,7 12,3	21 23,8 19,6 15,4	29,7 33,7 27,7 21,8	39,8 45,0 37,1 29,2	49,6 56,2 46,3 32,1	58,8 66,6 54,9 43,1	69,4 78,6 64,7 50,9	80,2 90,8 74,8 58,7	91,3 103 85,1 66,9	114 129 106 83,2	138 156 129 101
8,5	11,21	14,0	19,8	26,5	33,1	39,2	46,2	53,4	60,8	75,7	91,9

Лентная длина находится путем умножения табличных данных на следующие по-

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Теплоемкость $c, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	Плотность ρ , кг/м^3	Теплопровод- ность λ , $\text{Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$	Кинематичес- кая вязкость $10^6 \nu, \text{м}^2/\text{с}$	Температуро- проводность $10^7 a, \text{м}^2/\text{с}$	Число Пранд- тля $\text{Pr} = \nu/a$	Коэффициент объемного расширения $10^4 \beta, 1/^\circ\text{C}$
0	4,19	999,9	0,556	1,795	1,314	13,06	-0,63
10	4,19	999,7	0,576	1,310	1,372	9,54	+0,88
20	4,19	998,2	0,599	1,010	1,429	7,04	2,07
30	4,19	995,7	0,618	0,804	1,478	5,44	3,04
40	4,19	992,2	0,631	0,659	1,522	4,33	3,90
50	4,19	988,1	0,643	0,556	1,558	3,57	4,6
60	4,19	983,2	0,656	0,478	1,592	3,00	5,3
70	4,20	977,8	0,664	0,416	1,615	2,68	5,8
80	4,20	971,8	0,668	0,367	1,639	2,24	6,3
90	4,22	965,3	0,678	0,328	1,668	1,97	7,0
100	4,25	958,4	0,682	0,296	1,682	1,76	7,5
120	4,3	943,4	0,686	0,246	1,705	1,44	8,6
140	4,3	926,4	0,686	0,212	1,772	1,23	9,7
160	4,35	907,5	0,684	0,192	1,734	1,11	10,8
180	4,45	887	0,675	0,174	1,720	1,01	12,2
200	4,53	865	0,665	0,162	1,700	0,95	13,6

Приложение 6

Удельное сопротивление трубопроводов (на 1 м длины) при $k_0=0,5$ мм

Внутренний диаметр d , м	Удельное сопротивление s , $\text{с}^2/\text{м}^6$	Внутренний диаметр d , м	Удельное сопротивление s , $\text{с}^2/\text{м}^6$
0,051	9206	0,466	0,07493
0,082	685,7	0,514	0,04418
0,100	241,9	0,612	0,01792
0,125	74,97	0,700	$8,849 \cdot 10^{-3}$
0,150	28,79	0,800	$4,390 \cdot 10^{-3}$
0,184	9,849	0,898	$2,392 \cdot 10^{-3}$
0,207	5,307	0,996	$1,389 \cdot 10^{-3}$
0,259	1,636	1,096	$0,8407 \cdot 10^{-3}$
0,309	0,6477	1,192	$0,5410 \cdot 10^{-3}$
0,359	0,2947	1,392	$0,2396 \cdot 10^{-3}$
0,408	0,1506		

Примечание. При эквивалентной шероховатости, отличной от $k_0=0,5$ мм, удельное сопротивление трубопроводов находится путем умножения табличных данных на следующие поправочные множители:

Эквивалентная шероховатость k_0 , мм	0,2	0,5	1,0
Поправочный множитель	0,795	1,0	1,19

Приложение 7

Технические характеристики пароводяных вертикальных сетевых подогревателей Саратовского завода энергетического машиностроения (ОСТ 108, ОСТ 271, ОСТ 101-76)

Показатель	ПСВ-200-7-15	ПСВ-200-14-23	ПСВ-315-14-23	ПСВ-500-14-23
Площадь поверхности нагрева, м^2	200	200	315	500
Номинальный расход воды, т/ч	800	800	1130	1800
Площадь живого сечения для прохода воды, м^2	0,123	0,123	0,137	0,226
Потеря напора с водяной стороны, м	5,5	5,5	5,5	5,5
Число ходов воды	2	2	2	2
Число латунных трубок диаметром 19/17,5 мм	1018	1018	1144	1830
Диаметр корпуса, мм	1232	1232	1540	1640
Общая высота подогревателя, мм	5540	5540	7140	7340
Расстояние между соседними перегородками каркаса подогревателя, м	1,67	1,67	1,61	1,62
Рабочее давление (избыточное), МПа:				
с водяной стороны	1,5	2,3	2,3	2,3
с паровой стороны	0,7	1,4	1,4	1,4

Показатель	ПСВ-200-7-15	ПСВ-200-14-23	ПСВ-315-14-23	ПСВ-500-14-23
Максимальная температура среды, °С:				
пара	400	350	400	400
воды	150	180	150	180
Масса, т:				
без воды	6,6	6,6	10	11,9
с водой	11,5	11,5	19,4	25,4

Приложение 8

Основные данные секционных водо-водяных подогревателей по ОСТ 34-588-68

Диаметр корпуса, мм/мм	Количество трубок	Площадь поверхности нагрева одной секции, м ²	Площадь проходного живого сечения, м ²		Эквивалентный диаметр межтрубного пространства, мм	Сопротивление одной секции $l=4$ м, м·с ² /м ⁶	
			внутри трубок	между трубками		трубок	межтрубного пространства
57/50	4	0,75	0,00062	0,00116	13	1 380 000	820 000
76/69	7	1,31	0,00108	0,00233	16,4	456 000	336 000
89/82	12	2,24	0,00185	0,00287	13,4	155 000	134 000
114/106	19	3,54	0,00293	0,0050	15,5	62 500	44 200
168/156	37	6,90	0,00570	0,0122	20,7	16 400	7400
219/207	64	12,0	0,00985	0,0208	25,8	5450	2860
273/259	109	20,3	0,0168	0,0308	19,6	1820	1170
325/309	151	28,0	0,0233	0,0446	20,8	910	520
377/359	216	40,1	0,0333	0,0578	19,3	—	—
426/408	283	52,5	0,0436	0,0719	18,6	—	—
530/514	450	83,4	0,0693	0,1154	—	—	—

Приложение 9

Температурные множители в формулах для определения коэффициентов теплоотдачи

Конденсирующий пар					Вода при турбулентном движении	
Температура насыщения t , °С	A_1 $1/(m \cdot K)$ [формула (7.9)]	A_2 $Вт/(м^{1,75} \times K^{0,75})$ [формула (7.6)]	A_3 $Вт/(м^{1,78} \times K^{0,78})$ [формула (7.7)]	$A_4 \cdot 10^8$, м/Вт [формула (7.9)]	температура t , °С	A_5 , $Вт \cdot с^{0,8}/(м^{2,6} \cdot K)$ [формула (7.10)]
20	5,16	—	—	1,62	20	2124
30	7,88	—	—	2,06	30	2220
40	11,4	—	—	2,55	40	2400
50	15,6	—	—	3,06	50	2574

Конденсирующийся пар					Вода при турбулентном движении	
Температура насыщения $t, ^\circ\text{C}$	$A_1, 1/(m \cdot K)$ [формула (7.5)]	$A_2, \text{Вт}/(m^{1,75} \times K^{0,75})$ [формула (7.6)]	$A_3, \text{Вт}/(m^{1,78} \times K^{0,78})$ [формула (7.7)]	$A_4 \cdot 10^3, \text{мВт}$ [формула (7.9)]	температура $t, ^\circ\text{C}$	$A_5, \text{Вт} \cdot \text{с}^{0,8}/(m^{2,6} \cdot K)$ [формула (7.10)]
60	20,9	—	—	3,62	60	2773
70	27,1	—	—	4,22	70	2896
80	34,5	8403	12 140	4,88	80	3051
90	42,7	8688	12 601	5,57	90	3269
100	51,5	8925	13 031	6,28	100	3315
110	60,7	9135	13 402	6,95	110	3439
120	70,3	9327	13 734	7,65	120	3554
130	82,0	9467	14 001	8,47	130	3663
140	94,0	9560	14 246	9,29	140	3762
150	107	9653	14 392	10,15	150	3852
160	122	9727	14 501	11,09	160	3937
170	136	9772	14 600	12,04	170	4012
180	150	9727	14 629	12,9	180	4076

Приложение 10

Стальные трубы для теплопроводов

Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Масса 1 м трубы, кг	Площадь поперечного живого сечения стенки трубы, см ²	Объем 1 м, л	Экваториальный момент инерции $I, \text{см}^4$	Экваториальный момент сопротивления $W, \text{см}^3$
32	38	33	2,5	2,15	2,79	0,855	4,42	2,33
40	45	40	2,5	2,6	3,30	1,26	7,90	3,52
50	57	51	3,0	4,0	5,09	2,04	19,5	6,85
70	76	70	3,0	5,4	6,88	3,85	46	12,1
80	89	82	4,0	7,3	9,40	5,34	80,5	18,1
100	108	100	4,0	10,2	13,11	7,86	190	35,2
125	133	125	4,0	12,7	16,2	12,3	339	51
150	159	150	4,5	17,2	21,9	17,7	653	82,1
175	194	184	5	23,2	29,7	26,7	1250	129
200	219	207	6	31,5	40,2	33,4	2300	210
250	273	259	7	46,7	58,4	52,7	5250	384
300	325	309	8	62,5	79,4	75,4	10 500	645
350	377	359	9	81,5	104	102	18 000	950
400	426	408	9	91,6	118	131	28 000	1310
400	426	414	6	62,0	79	135	19 500	920
450	480	466	7	80,5	104	169,5	29 000	1210
500	530	514	8	103	131	207	46 000	1730

У слов- ный проход, мм	Наруж- ный диа- метр, мм	Внут- рен- ний диа- метр, мм	Тол- щина стенки, мм	Масса 1 м трубы, кг	Площадь попереч- ного живо- го сечения стенки трубы, см ²	Объем 1 м, л	Экватори- альный момент инерции I, см ⁴	Экватори- альный момент сопротив- ления W, см ³
600	630	612	9	137	176	295	80 000	2740
700	720	700	10	174	223	385	145 000	4040
800	820	800	10	200	254	502	205 000	5000
900	920	898	11	246	300	636	365 000	7950
1000	1020	996	12	298	380	784	450 000	8800
1100	1120	1096	12	326	418	944	650 000	11 600
1200	1220	1192	14	415	530	1120	1 000 000	16 300
1400	1420	1392	14	482	618	1530	1 600 000	22 500

Приложение 11

Соотношение между единицами СИ и единицами системы МКГСС, а также тепловыми единицами, основанными на калории

Единицы силы

1 Н=0,102 кгс; 1 кН=102 кгс;
1 кгс=9,81 Н.

Единицы давления

1 Па=1 Н/м²=0,102 кгс/м²;
1 кПа=10³ Па=102 кгс/м²=0,0102 кгс/см²;
1 МПа=10⁶ Па=10,2 кгс/см²;
1 кгс/см²=10⁴ кгс/м²=735 мм рт. ст.=98 100 Па=98,1 кПа=
=0,0981 МПа;
1 мм вод. ст.=1 кгс/м²=9,81 Па;
1 мм рт. ст.=13,6 мм вод. ст.=13,6 кгс/м²=133 Па.

Динамическая вязкость

1 Па·с=1 кг/(м·с)=0,102 кгс·с/м²;
1 кгс·с/м²=9,81 Па·с=9,81 кг/(м·с).

Работа и энергия

1 Дж=1 Н·м=0,102 кгс·м=0,239 кал=0,278·10⁻⁶ кВт·ч;
1 кДж=102 кгс·м=0,239 ккал=0,278·10⁻³ кВт·ч;
1 МДж=10⁶ Дж=10³ кДж=102 000 кгс·м=239 ккал=0,278 кВт·ч;
1 ГДж=10⁹ Дж=10⁶ кДж=10³ МДж=102·10⁶ кгс·м=0,239 Гкал=
=278 кВт·ч;
1 кВт·ч=3,6·10⁶ Дж=3600 кДж=3,6 МДж=3,6·10⁻³ ГДж;
1 ккал=10³ кал=4187 Дж=4,187 кДж;
1 Мкал=10⁶ кал=10³ ккал=4187·10³ Дж=4187 кДж=4,187 МДж;
1 Гкал=10⁹ кал=10⁶ ккал=4,187·10⁹ Дж=4,187·10⁶ кДж=4,187 ГДж.

Мощность

- 1 Вт=1 Дж/с=0,239 ккал/с=0,860 ккал/ч;
- 1 кВт=1 кДж/с=3600 кДж/ч=860 ккал/ч;
- 1 МВт=1 МДж/с=3,6·10⁶ кДж/ч=0,86·10⁶ ккал/ч=0,86 Гкал/ч;
- 1 кгс·м/с=9,81 Вт;
- 1 кал/с=4,187 Вт;
- 1 ккал/ч=1,163 Вт;
- 1 Гкал/ч=1,163 МВт.

Тепловые единицы

- 1 Дж/кг=0,239 кал/кг=0,239·10⁻³ ккал/кг;
- 1 ккал/кг=4,187 кДж/кг;
- 1 ккал/К=4,187 кДж/К;
- 1 ккал/ч=1,163 Вт;
- 1 ккал/(м²·ч)=1,163 Вт/м².

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: Энергоиздат, 1982. 360 с.
2. Соколов Е. Я., Громов Н. К. и Сафонов А. П. Эксплуатация тепловых сетей. М.: Госэнергоиздат, 1955. 352 с.
3. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник/ Под общей ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина.— М.: Энергоатомиздат, 1983. 551 с.
4. Справочник проектировщика, проектирование тепловых сетей. М.: Изд-во лит. по строительству, 1965. 360 с.
5. Левин Б. И. и Шубин Е. П. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения. М.: Энергия, 1965. 256 с.
6. Шифринсон Б. Л., Сафонов А. П. Теплофикация — примеры расчетов и задачи. — М.: изд-во Наркомхоза РСФСР, 1946, 194 с.

АЛЕКСАНДР ПЕТРОВИЧ САФОНОВ

Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям

Редактор *А. В. Извеков*

Редактор издательства *Т. И. Мушинска*

Художественный редактор *В. А. Гозак-Хозак*

Технический редактор *Н. Н. Хотулева*

Корректор *Л. С. Тимохова*

ИБ № 355

Сдано в набор 04.04.85 Подписано в печать 05.06.85 Т-13081

Формат 84 × 108¹/₃₂ Бумага кн.-журн. имп. Гарнитура литературная

Печать высокая Усл. печ. л. 12,18 Усл. кр.-отт. 12,50 Уч.-изд. л. 14,27

Тираж 12 500 экз. Заказ 270 Цена 65 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО «Первая Образцовая типография» имени А. А. Жданова Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113054, Москва, Валовая, 28.