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 кафедра 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 приведе[illegible] ущее издание вышло в 19[illegible] евшие задачи замеиеиы н[illegible]

Предна[illegible] пециальностей энергетическ[illegible]

С $\frac{230301000\text{-}462}{051(01)\text{-}85}$

ББК 31.38

6С9.4

[illegible]издат, 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, основаиных 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 институтa: 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,

$$B_т = b_т^т Q, \tag{1.1}$$

где Q — количество отпущенной потребителям теплоты, ГДж; $b_т^т$ — 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,

$$b_т^т = \frac{10^6}{29\,300\eta_к} = \frac{34{,}1}{\eta_к}, \tag{1.2}$$

где $\eta_к$ — КПД котельной ТЭЦ или районной котельной.

Расход условиого топлива иа выработку электрической энергии по теплофикациониому $B_{т.э}$ и коиденсационному $B_{р.э}$ циклам, кг:

$$B_{т.э} = b_т^э Э_т = b_т^э э_т Q_т; \tag{1.3}$$

$$B_{р.э} = b_к^э Э_к, \tag{1.4}$$

где $b_т^э$ и $b_к^э$ — удельные расходы условного топлива на выработку электрической энергии по теплофикационному и конденсационному циклам, кг/(кВт·ч); $Э_т$ и $Э_к$ — выработка электрической энергии по теплофикациониому (на тепловом потреблеиии) и конденсационному циклам, кВт·ч; $э_т$ — удельная комбинированная выработка электрической энергни на тепловом потреблении, кВт·ч/ГДж; $Q_т$ — колнчество теплоты, отпущенное из отбора турбнн на внешнее тепловое потребление, ГДж.

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

$$э_т = э_0 + э_{в.т} = э_0(1 + e_т) = \frac{278H_т\eta_{0i}\eta_{эм}(1 + e_т)}{h_т - h_{к.т}}, \tag{1.5}$$

где $э_0$ и $э_{в.т}$ — удельная комбиннрованная выработка электрической энергии на базе внешнего и внутреннего (за счет регенеративного подогрева конденсата теплофикацнониой установкн) теплового потребления, кВт·ч/ГДж; $e_т = э_{в.т}/э_0$ — относительная выработка электрической

энергии за счет регенеративного подогрева конденсата; $H_т$ — изоэнтропный перепад пара в турбине от начальных параметров до давления в отборе, кДж/кг; $h_т$, $h_{к.т}$ — энтальпия пара в отборе турбины и конденсата этого пара, кДж/кг; η_{0i} — внутренний относительный КПД турбины; $\eta_{эм}=\eta_м\eta_г$ — электромеханическнй КПД установки; $\eta_м$ и $\eta_г$ — механический КПД турбнны и КПД генератора.

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

$$e_т = \frac{H_р(h_{п.в} - h_{к.т})}{H_т(h_р - h_{п.в})}, \qquad (1.6)$$

где $h_р$ — энтальпия пара условного регенеративного отбора, кДж/кг; $h_{п.в}$ и $h_{к.т}$ — энтальпия питательной воды н конденсата пара из отбора, кДж/кг; $H_р$ — изоэнтропный перепад для потока пара условного регенеративного отбора, кДж/кг; $H_т$ — 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 $H_т=H_т'+H_т''$. Первое слагаемое $H_т'$ — это изоэнтропный перепад от состояния пара перед турбиной до давления перед промежуточным перегревателем. Второе слагаемое $H_т''$ — изоэнтропный перепад от состояния за промежуточным перегревателем до давления в теплофикационном отборе.

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

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

$$b_к^э = \frac{0,123}{\eta_{к.с}\eta_i^р\eta_{эм}}, \qquad (1.8)$$

где $\eta_{к.с}$ — КПД котельной электрнческой станции (ТЭЦ или КЭС); $\eta_i^р$ — внутренний абсолютный КПД конденсацнонной выработки с учетом регенерации.

Внутренний абсолютный КПД конденсационной выработки без учета регенерации η_i и с учетом регенерации $\eta_i^р$:

$$\eta_i = \frac{H_к\eta_{0i}}{h_0 - h_к}; \qquad (1.9)$$

$$\eta_i^р = \frac{\eta_i(1 + e_к)}{1 + e_к\eta_i}, \qquad (1.10)$$

где $H_к$ — изоэнтропный перепад конденсационного потока пара, кДж/кг; h_0 и $h_к$ — энтальпии пара перед турбиной и конденсата после

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

Значение $e_к$ можно подсчитывать по формуле (1.6), в которой $H_т$ следует заменить изоэнтропным перепадом конденсационного потока пара $H_к$, а величину $h_{к.т}$ — энтальпией конденсата после конденсатора $h_к$. Формулы (1.6) и (1.9) можно использовать при наличии промежуточного перегрева. Для этого вместо $H_к$ следует подставлять сумму $H_к'+H_к''$. Первое слагаемое $H_к'$ — это изоэнтропный перепад от состояния пара перед турбнной до давления перед промперегревателем, второе $H_к''$ — это изоэнтропный перепад от состояиия за промперегревателем до давления в коиденсаторе. 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, выработаиной на станцин) экономию условного топлива при теплофикации по сравнению с раздельной схемой энергоснабжения промышленного предприятия, имеющего техиологическую 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 иачальными параметрамн пара p_0=13 МПа [1] и t_0=555 °С, противодавленне турбнн $p_п$=0,7 МПа, температура питательной воды $t_{п.в}$=230 °С, температура конденсата $t_{к.т}$=100 °С, внутренний относительный КПД турбин ТЭЦ η_{0i}=0,82 н электромеханический КПД $\eta_{эм}$=0,97.

Вариант с раздельной схемой энергоснабженнн: 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 $p_к$=0,004 МПа, температура питательной воды $t_{п.в}$=260 °С, внутренний относительный КПД турбин КЭС η_{0i}=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 средними [2].

---

[1] Здесь и далее в данной главе прнведено абсолютное давленне пара перед турбиной, протнводавление турбины и давление в отборе турбин.

[2] Это условие относится также к последующим примерам.

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

Изоэнтропный перепад для турбин ТЭЦ и энтальпия пара, поступающего на производство: $H_т$=760 кДж/кг; $h_т=h_0-H_т\eta_{0i}$=3490—760·0,82=2867 кДж/кг.

Параметры пара условного регенеративного отбора для ТЭЦ: $t_р=0{,}5(t_{п.в}+t_{к.т})$=0,5(230+100)≈165 °С; $p_р$=0,7 МПа; $H_р$=760 кДж/кг;

$$h_р=h_0-H_р\eta_{0i}=3490-760\cdot0{,}82=2867 \text{ кДж/кг.}$$

Относительная выработка электрической энергии за счет регенеративного подогрева конденсата на ТЭЦ

$$e_т=\frac{H_р(h_{п.в}-h_{к.т})}{H_т(h_р-h_{п.в})}=\frac{760(990-419)}{760(2867-990)}=0{,}304.$$

Удельная комбинированная выработка электрической энергии на тепловом потреблении

$$э_т=\frac{278H_т\eta_{0i}\eta_{эм}(1+e_т)}{h_т-h_{к.т}}=\frac{278.760\cdot0{,}82\cdot0{,}97(1+0{,}304)}{2867-419}=$$
$$=89{,}5 \text{ кВт·ч/ГДж}=375 \text{ кВт·ч/Гкал.}$$

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

$$b_т^э=\frac{0{,}123}{\eta_{к.с}\eta_{эм}}=\frac{0{,}123}{0{,}9\cdot0{,}97}=0{,}141 \text{ кг/(кВт·ч);}$$
$$b_т^т=\frac{34{,}1}{\eta_{к.с}}=\frac{34{,}1}{0{,}9}=37{,}9 \text{ кг/ГДж,}$$

или

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

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

Изоэнтропиые 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: $H'_к$=445 кДж/кг; $H_к''$=1350 кДж/кг; $H_к=H'_к+H''_к$=445+1350=1795 кДж/кг; $\Delta h_{п.п}$=660 кДж/кг.

Параметры пара и изоэнтропный перепад условного регенеративного отбора турбин КЭС: $t_р=0{,}5(t_{п.в}+t_к)=0{,}5(260+29)\approx145$ °С; $p_р=0{,}416$ МПа; $H'_к=445$ кДж/кг; $H''_{к.р}=600$ кДж/кг;

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

$$h_р=h_{п.п}-H''_{к.р}\eta_{0i}=3550-600\cdot0{,}84=3046 \text{ кДж/кг}.$$

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

$$e_к=\frac{H_р(h_{п.в}-h}{H_к(h_р-h_{п.в})}=\frac{1045(1135-121)}{1795(3046-1135)}=0{,}309.$$

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

$$\eta_i=\frac{H_к\eta_{0i}}{h_0+\Delta h_{п.п}-h_к}=\frac{1795\cdot0{,}84}{3335+660-121}=0{,}389;$$

$$\eta_i^р=\frac{\eta_i(1+e_к)}{1+e_к\eta_i}=\frac{0{,}389(1+0{,}309)}{1+0{,}309\cdot0{,}389}=0{,}455.$$

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

$$b_к^э=\frac{0{,}123}{\eta_{к.с}\eta_i^р\eta_{эм}}=\frac{0{,}123}{0{,}9\cdot0{,}455\cdot0{,}98}=0{,}307 \text{ кг/(кВт·ч)};$$

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

или

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

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

за счет комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ

$$(B_{р.э}-B_{т.э})/Q_т=(b_к^э-b_т^э)э_т=(0{,}307-0{,}141)89{,}5=14{,}8 \text{ кг/ГДж},$$

или

$$(B_{р.э}-B_{т.э})/Q_т=(b_к^э-b_т^э)э_т=(0{,}307-0{,}141)375=62 \text{ кг/Гкал};$$

за счет более экономичной выработки теплоты на ТЭЦ

$$(B_{р.т}-B_{т.т})/Q_т=b_р^т-b_т^т=41{,}6-37{,}9=3{,}7 \text{ кг/ГДж},$$

или

$$(B_{р.т}-B_{т.т})/Q_т=b_р^т-b_т^т=174{,}4-159=15{,}4 \text{ кг/Гкал};$$

за счет обоих указанных факторов

$$(B_р-B_т)/Q_т=14{,}8+3{,}7=18{,}5 \text{ кг/ГДж},$$

или

$$(B_р-B_т)/Q_т=62+15{,}4=77{,}4 \text{ кг/Гкал}.$$

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

му расходу условиого топлива при раздельной схеме энергоснабженя,

$$(B_р - B_т)/B_р = \frac{(B_р - B_т)/Q_г}{b_к^э э_т + b_р^т} = 18{,}5/69{,}1 = 0{,}268.$$

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 электроэнергин на собственные нужды.

Пример 1.2. На ТЭЦ установлены две турбины ПТ-50/60-130/7 с начальиыми параметрами пара $p_0=13$ МПа и $t_0=555$ °С, давлеиием пара в промышленном отборе $p_п=0{,}7$ МПа, средним давлением пара в отопительном отборе $p_т=0{,}09$ МПа и давлением в конденсаторе $p_к=0{,}005$ МПа. Температура питательной воды $t_{п.в}=230$ °С. Годовая выработка электрической энергии на ТЭЦ $Э=700\cdot10^6$ 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 $t_{к.т1}=t_{к.т2}=96$ °С полностью возвращается на ТЭЦ.

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

Потерей теплоты во виутренних трубопроводах ТЭЦ пренебречь.

Р е ш е н и е. Энтальпии пара, конденсата, питательной воды и изоэнтропные перепады: $h_0=3490$ кДж/кг; $h_{к.т1}=h_{к.т2}=402$ кДж/кг; $h_к=138$ кДж/кг; $h_{п.в}=990$ кДж/кг; $H_{т1}=760$ кДж/кг; $H_{т2}=1100$ кДж/кг; $H_{т.к}=1465$ кДж/кг; $h_{т1}=h_0-H_{т1}\eta_{0i}=3490-760\cdot0{,}82=2867$ кДж/кг; $h_{т2}=h_0-H_{т2}\eta_{0i}=3490-1100\cdot0{,}82=2588$ кДж/кг; $h_к=h_0-H_{т.к}\eta_{0i}=3490-1465\cdot0{,}82=2289$ кДж/кг.

Параметры пара условного регенеративного отбора турбин ТЭЦ (для подогрева конденсата промышленного и отопительного отборов): $t_{р1}=t_{р2}=0{,}5(t_{п.в}+t_{к.т1})=0{,}5(230+96)=163$ °С; $p_{р1}=p_{р2}=0{,}67$ МПа; $H_{р1}=H_{р2}=765$ кДж/кг; $h_{р1}=h_{р2}=h_0-H_{р1}\eta_{0i}=3490-765\cdot0{,}82=2863$ кДж/кг.

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

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

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

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

$$э_{т1}=\frac{278H_{т1}\eta_{0i}\eta_{эм}(1+e_т)}{h_{т1}-h_{к.т1}}=\frac{278\cdot760\cdot0,82\cdot0,98(1+0,316)}{2867-402}=$$
$$=90,6 \text{ кВт}\cdot\text{ч/ГДж};$$

$$э_{т2}=\frac{278H_{т2}\eta_{0i}\eta_{эм}(1+e_т)}{H_{т1}-h_{к.т1}}=\frac{278\cdot1100\cdot0,82\cdot0,98(1+0,218)}{2588-402}=$$
$$=137 \text{ кВт}\cdot\text{ч/ГДж}.$$

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

$$Э_т=э_{т1}Q_1+э_{т2}Q_2=90,6\cdot3,5\cdot10^6+137\cdot1,8\cdot10^6=564\cdot10^6 \text{ кВт}\cdot\text{ч/год};$$
$$Э_{к.т}=Э-Э_т=700\cdot10^6-564\cdot10^6=136\cdot10^6 \text{ кВт}\cdot\text{ч/год}.$$

Параметры пара условного регенеративного отбора для подогрева конденсационного потока ТЭЦ: $t_р=0,5(t_{п.в}+t_к)=0,5(230+32)=131$ °С; $p_р=0,279$ МПа; $H_р=920$ кДж/кг; $h_р=h_0-H_р\eta_{0i}=3490-920\cdot0,82=$ $=2736$ кДж/кг.

Значения $e_{к.т}$, η_i и $\eta_i^р$ для конденсационной выработки:

$$e_{к.т}=\frac{H_р(h_{п.в}-h_к)}{H_{т.к}(h_р-h_{п.в})}=\frac{920(990-138)}{1465(2736-990)}=0,306;$$

$$\eta_i=\frac{H_к\eta_{0i}}{h_0-h_к}=\frac{1465\cdot0,82}{3490-138}=0,358;$$

$$\eta_i^р=\frac{\eta_i(1+e_{к.т})}{1+e_{к.т}\eta_i}=\frac{0,358(1+0,306)}{1+0,306\cdot0,358}=0,421.$$

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

$$b_т^э=\frac{0,123}{\eta_{к.с}\eta_{эм}}=\frac{0,123}{0,9\cdot0,98}=0,14 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

$$b_{к.т}^э=\frac{0,123}{\eta_{к.с}\eta_i^р\eta_{эм}}=\frac{0,123}{0,9\cdot0,421\cdot0,98}=0,331 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

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

$$b_т^т=34,1/\eta_{к.с}=34,1/0,9=37,9 \text{ кг/ГДж}=159 \text{ кг/Гкал};$$
$$b_{т.п}^т=34,1/\eta_{т.п}=34,1/0,86=39,7 \text{ кг/ГДж}=166 \text{ кг/Гкал}.$$

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

$$B_{т.э}=b_т^э Э_т+b_{к.т}^э Э_{к.т}=0,14\cdot564\cdot10^6+0,331\cdot136\cdot10^6=124\cdot10^6 \text{ кг/год};$$
$$B_{т.т}=b_т^т(Q_1+Q_2)+b_{т.п}^т Q_{т.п}=37,9\cdot10^6(3,5\cdot10^6+1,8\cdot10^6)+$$
$$+39,7\cdot0,3\cdot10^6=213\cdot10^6 \text{ кг/год};$$
$$B_т=B_{т.э}+B_{т.т}=124\cdot10^6+213\cdot10^6=337\cdot10^6 \text{ кг/год}.$$

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 $\eta_{с.т}^{р.к}=0{,}96$.

Решение. Из примера 1.2 для варианта теплофикации имеем: $Э=700\cdot10^6$ кВт·ч/год; $Q_т=5{,}6\cdot10^6$ ГДж/год; $B_{т.э}=124\cdot10^6$ кг/год; $B_{т.т}=213\cdot10^6$ кг/год; $B_т=B_{т.э}+B_{т.т}=337\cdot10^6$ 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

$$Э_к=1{,}07Э=1{,}07\cdot700\cdot10^6=749\cdot10^6 \text{ кВт·ч/год.}$$

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

$$Q_п=Q_т\eta_{с.т}^{ТЭЦ}=5{,}6\cdot10^6\cdot0{,}94=5{,}26\cdot10^6 \text{ ГДж/год;}$$
$$Q_р=Q_п/\eta_{с.т}^{р.к}=5{,}26\cdot10^6/0{,}96=5{,}48\cdot10^6 \text{ ГДж/год.}$$

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

$$B_{р.э}=b_к^э Э_к=0{,}307\cdot749\cdot10^6=230\cdot10^6 \text{ кг/год;}$$
$$B_{р.т}=b_р^т Q_р=41{,}6\cdot5{,}48\cdot10^6=228\cdot10^6 \text{ кг/год;}$$
$$B_р=B_{р.э}+B_{р.т}=230\cdot10^6+228\cdot10^6=458\cdot10^6 \text{ кг/год.}$$

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

$$\Delta B_э=B_{р.э}-B_{т.э}=230\cdot10^6-124\cdot10^6=106\cdot10^6 \text{ кг/год;}$$
$$\Delta B_т=B_{р.т}-B_{т.т}=228\cdot10^6-213\cdot10^6=15\cdot10^6 \text{ кг/год;}$$
$$\Delta B=\Delta B_э+\Delta B_т=106\cdot10^6+15\cdot10^6=121\cdot10^6 \text{ кг/год.}$$

Суммарная экономия топлива относительная и удельная:

$$\Delta B/B_р=\frac{121\cdot10^6}{458\cdot10^6}=0{,}264;$$

$$\Delta B/Q_п=\frac{121\cdot10^6}{5{,}26\cdot10^6}=23 \text{ кг/ГДж}=96{,}2 \text{ кг/Гкал.}$$

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 $\eta_к = 0{,}85$.

Определить экономию условного топлива от использования теплоты указанных вторичных энергоресурсов.

Решение. Удельная экономия условного топлива от использования вторичных ресурсов

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

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 $\eta_{к.с} = 0{,}89$, удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении $э_т = 120$ кВт·ч/ГДж и разность удельных расходов условного топлива на выработку электроэнергии на КЭС и ТЭЦ $b_к^э - b_т^э = 0{,}2$ кг/(кВт·ч).

Решение. Удельная экономия условного топлива

$$\Delta b = b_т^т - \Delta b_э = \frac{34{,}1}{\eta_{к.с}} - (b_к - b_т^э) э_т = \frac{34{,}1}{0{,}89} - 0{,}2 \cdot 120 = 14{,}3 \text{ кг/ГДж}$$

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 $Q_п = 10 \cdot 10^6$ ГДж/год от индивидуальных (домовых) котельных с КПД $\eta_{к.п} = 0{,}6$ намечено перевести на теплоснабжение от

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

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

Ответ.

$$\Delta B=B_и-B_{к.р}=121\cdot10^6 \text{ кг/год};$$

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

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 $t_0=555$ °С.

Среднее за год давление пара в теплофикационном отборе $p_т=0{,}09$ МПа, давление пара в конденсаторе $p_к=0{,}005$ МПа, температура конденсата после сетевых подогревателей $t_т=96$ °С и температура питательной воды $t_{п.в}=230$ °С. 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 $Э=1200\cdot10^6$ 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.

Ответ. $\Delta B=363\cdot10^6$ кг/год; $\Delta B/B_и=0{,}377$, $\Delta B/Q_п=36{,}3$ 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, $b_р^т=40{,}6$ кг/ГДж и от ТЭЦ $b_т^т=40{,}3$ 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 иетто на тепловом потреблении $э_т$= =145 кВт·ч/ГДж; для летнего периода КПД тепловой сети районной котельной $\eta_{с.к}$=0,86 и КПД тепловой сети ТЭЦ $\eta_{с.т}$=0,85.

Ответ. ΔB=18 000 т.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

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

$$Q_т=(\Sigma kF\psi)(t_в-t_н), \tag{2.1}$$

или

$$Q_т=q_0V(t_в-t_н), \tag{2.2}$$

где F — поверхность отдельных наружных ограждений здания, м²; k — коэффициент теплопередачи отдельных наружных ограждений здания, Вт/(м²·°С); $t_н$ — температура наружного воздуха, °С; $t_в$ — температура внутреннего воздуха помещений, °С; ψ — поправочный коэффициент на расчетный перепад температур для верхнего и нижнего горизоитальных ограждений (для стен и окон ψ=1); V — наружный объем здания, м³; $q_о$ — удельные тепловые потери теплопередачей через наружные ограждения здания, Вт/(м³·°С).

Тепловая нагрузка отопления

$$Q_о=Q_т+Q_и-Q_{тв}, \tag{2.3}$$

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

Тепловая иагрузка вентиляции, Вт,

$$Q_в=mV_вc_в(t_в-t_н), \tag{2.4}$$

или

$$Q_в=q_вV(t_в-t_н), \tag{2.5}$$

где $V_в$ — вентилируемый объем здания, м³; m — кратность обмена воздуха, 1/с, $c_в$ — объемная теплоемкость воздуха, Дж/(м³·°С); $q_в$ — удельная тепловая нагрузка вентиляции, Вт/(м³·°С); V — объем здаиия.

Тепловая нагрузка горячего водоснабжения средненедельная для зимнего периода, Вт,

$$Q_г^{ср.н}=\frac{aMc(t_г-t_х)}{n_с}, \tag{2.6}$$

где M — число жителей, чел.; a — средненедельный расход горячей воды на человека в сутки, кг/(сут·чел); $t_х$ — температура холодной (водопроводной) воды (для зимы $t_х=5$ °С); $t_г$ — температура нагретой воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, °С; c — теплоемкость воды, Дж/(кг·°С); $n_с$ — расчетная длительность подачи теплоты на горячее водоснабжение, с/сут.

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

$$Q_г^{ср.с}=\varkappa_н Q_г^{ср.н}; \qquad (2.7)$$

$$Q_г^{м}=\varkappa_н \varkappa_с Q_г^{ср.н}, \qquad (2.8)$$

где $\varkappa_н$ — коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты; $\varkappa_с$ — коэффициент суточной неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления.

ПРИМЕРЫ

Пример 2.1. Определить удельные теплопотери и расчетные теплопотери 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: $k_{ст}=1{,}20$ Вт/(м²·°С); $k_{ок}=3{,}23$ Вт/(м²·°С); $k_{пт}=0{,}90$ Вт/(м²·°С); $k_{пл}=0{,}77$ Вт/(м²·°С). Коэффициенты снижения расчетной разности температур для стен, окон, потолка и пола: $\psi_{ст}=\psi_{ок}=1$; $\psi_{пт}=0{,}8$; $\psi_{пл}=0{,}6$. Температура внутреннего воздуха $t_{в.р}=18$ °С, а расчетная для отопления температура наружного воздуха $t_{н.о}=-25$ °С.

Решение. Поверхности стен, окон, потолка и пола: $F_{ст}=(86+14)2\cdot20\cdot0{,}8=3200$ м²; $F_{ок}=(86+14)2\cdot20\cdot0{,}2=800$ м²; $F_{пт}=F_{пл}=86\cdot14=1204$ м².

Наружный объем здания

$$V=86\cdot14\cdot20=24\,080 \text{ м}^3.$$

Удельные теплопотери теплопередачей через наружные ограждения здания

$$q_о=\frac{\Sigma kF\psi}{V}=$$

$$=\frac{(1{,}2\cdot3200+3{,}23\cdot800+0{,}9\cdot1204\cdot0{,}8+0{,}77\cdot1204\cdot0{,}7)}{24\,080}=$$

$$=0{,}326 \text{ Вт/(м}^3\cdot\text{°С)}=0{,}280 \text{ ккал/(м}^3\cdot\text{ч}\cdot\text{°С)}.$$

Расчетные теплопотери теплопередачей через наружные ограждения здания

$$Q_т'=q_о V(t_{в.р}-t_{н.о})=0{,}326\cdot24\,080(18+25)=337\,000 \text{ Вт}=$$
$$=0{,}337 \text{ МВт}=0{,}290 \text{ Гкал/ч}.$$

(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 $K_{об}=V/F_ж=6{,}4$ м³/м² ($F_ж$ — жилая площадь, м²), а удельные тепловыделения (на 1 м² жилой площади) $q_{тв}=20$ Вт/м².

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

$$\mu = Q_и/Q_т = b\sqrt{2gL\left(1-\frac{T_н}{T_в}\right)+K_{аэр}(w\beta)^2}\,^*,$$

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 ($L=0{,}25\cdot 20=5$ м); $T_в=273+t_в$ и $T_н=273+t_н$ — температура внутреннего и наружного воздуха, К; w — скорость ветра, м/с ($w=5$ м/с); $K_{аэр}=0{,}6$; 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 ($b=0{,}035$ с/м при $\rho_н=1{,}42$ кг/м³ и коэффициенте воздухопроницаемости окон для наиболее простого уплотнения их притворов); $\rho_н$ — плотность воздуха при температуре $t_н$, кг/м³.

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 $t_{и.о}=-25$ °С

$$Q'_и=\mu Q'_т=0{,}156\cdot 337\,000=52\,600 \text{ Вт}.$$

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 $K_{аэр}$ 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 $Q'_{и} \approx Q_{тв}$ и $Q'_{о} = Q'_{т}$. При $t_{н} > t_{н.о}$ разницу в значениях $Q_{и}$ и $Q_{тв}$ 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 $f_{ж} = 10$ м²/чел; средненедельный расход воды за сутки на 1 человека $a = 105$ кг/(сут·чел) (см. приложение 3); температуру холодной (водопроводной) воды для зимнего периода $t_{х} = 5$ °С; температуру нагретой местной воды $t_{г} = 60$ °С; коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты $\varkappa_{н} = 1{,}2$; коэффициент суточной неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления $\varkappa_{с} = 1{,}83$.

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

Р е ш е н и е. Из примера 2.2 известно $F_{ж} = 3760$ м². Число жителей здания

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

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

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

$$= 0{,}105 \text{ МВт} = 0{,}0903 \text{ Гкал/ч};$$

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

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

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

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

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

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

Тепловые нагрузки горячего водоснабжения для летнего периода:

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

$$= 68\,700 \text{ Вт} = 0{,}0687 \text{ МВт};$$

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

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

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 °С, длительность этого периода $n_о$= =4920 ч=17,7·10⁶ с. Полная длительность работы тепловой сети за год n=8400 ч=30,2·10⁶ с, т. е. длительность летнего периода $n_л$= =30,2·10⁶—17,7·10⁶=12,5·10⁶ с.

Решение. Средняя за отопительный период нагрузка отопления определяется пересчетом:

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

Годовой расход теплоты на отопление

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

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

$$Q_г^{год} = Q_г^{ср.н} n_0 + Q_{г.л}^{ср.н}(n - n_о) = 0{,}105 \cdot 17{,}7 \cdot 10^6 + 0{,}0687 \cdot 12{,}5 \cdot 10^6 =$$
$$= 2720 \cdot 10^3 \text{ МДж/год} = 2720 \text{ ГДж/год} = 649 \text{ Гкал/год}.$$

Суммарный годовой расход теплоты

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

Пример 2.5. Построить годовой график продолжительности отопительной нагрузки. Расчетная нагрузка при температуре наружного воздуха $t_{н.о}$=—25 °С и внутренней температуре $t_{в.р}$=18 °С составляет $Q'_о$=10 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, °С	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.

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

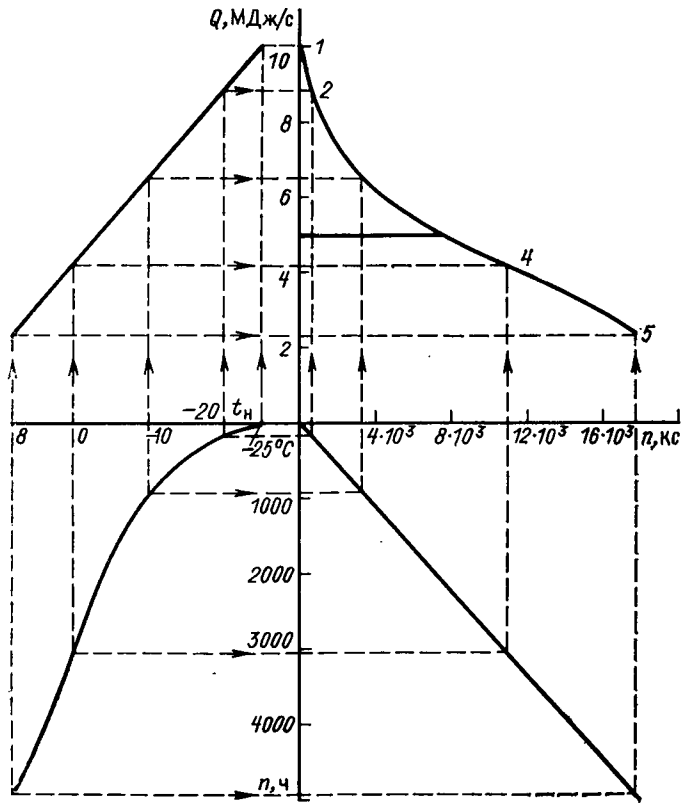


Рис. 2.1. К примеру 2.5

из них при $t_{н.о} = -25$ °С известна из заданных условий, $Q'_o = 10$ МДж/с. Другую при $t_н = 8$ °С (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 $n = f(t_н)$, где n — число часов отопительного периода, когда температура наружного воздуха равна рассматриваемому произвольному значению $t_н$ 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 $Q=f(t_н)$ при $n\approx 0$. В результате получаем точку *1*.

Далее задаемся температурой наружного воздуха $t_н=-20$ °С и определяем для нее по графику $Q=f(t_н)$ тепловую нагрузку $Q=8{,}84$ МДж/с, а по графику $n=f(t_н)$ — продолжительность периода стояния температуры наружного воздуха $t_н=-20$ °С и ниже ($n=172$ ч). Проводим горизонтальную линию до вспомогательной прямой и откладываем результат на оси абсцисс графика $Q=f(n)$ ($n=3600\times 172=0{,}62\cdot 10^6$ $c=0{,}62\cdot 10^3$ 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 °С. 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

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

Средняя нагрузка за отопительный период

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

Коэффициент использования максимума тепловой нагрузки за отопительный период

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

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) $Q^{год}=87\,200$ ГДж/год. Для определения количества теплоты, отпущенной за год за счет вторичных энергоресурсов, проводим на графи-

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

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

Пример 2.7. На основе графика продолжительиости отопительной нагрузкн 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 $Q^{\text{год}}$.

Р е ш е н и е. 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.

Таблица 2.2

Q_i, МДж/с	$\alpha=Q_i/10$	f_i, мм²	$\alpha_{\text{год}}=f_i/1090$
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 осиоваиии полученных даиных 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 расчетиую (максимальную) мощность котельной $Q'_{\text{к}}$ 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 $V=200\,000$ м^3; удельные теплопотери за счет теплопередачи через наружные ограждения $q_о=0{,}5$ Вт/(м$^3\times$ $\times$°С); 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 $\beta=Q_{тв}/(Q'_т+Q'_и)=0{,}3$; расчетная внутренняя температура $t_{в.р}=16$ °С; расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_{н.о}=-25$ °С. Для определения годового отпуска теплоты котельной 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 $n_{год}=f(t_н)$ (рис. 2.1 к примеру 2.5). Коэффициент использования максимума тепловой нагрузки $Q'_т+Q'_и$ за отопительный период ($n_о=4920$ ч) $\nu_о=0{,}492$.

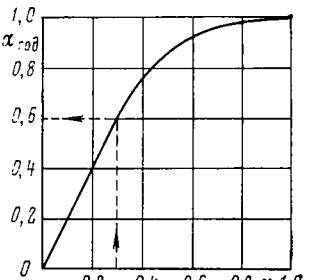


Рис. 2.2. К примеру 2.7

Р е ш е н и е. Теплопотери за счет теплопередачи через наружные ограждения при расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t_{н.о}=-25$ °С

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

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

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

Величина внутренних тепловыделений

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

Расчетная мощность отопительной котельной для покрытия отопительной нагрузки указанных зданий

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

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 $Q_к=0$).

Из последнего выражения определяем

$$t_{н.х}=t_{в.р}-\frac{Q_{тв}}{q_0 V(1+\mu)}=16-\frac{1{,}42\cdot10^6}{0{,}5\cdot200\,000\,(1+0{,}15)}=+3{,}7\,°C.$$

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

$$Q^{год}_{т.н}=(Q_0'+Q_к')\nu_0 n_0=4{,}72\cdot0{,}492\cdot4920\cdot3600=41{,}1\cdot10^6\ МДж/год=$$
$$=41\,100\ ГДж/год=9800\ Гкал/год.$$

Для определения годового покрытия нагрузки за счет внутренних тепловыделений $Q^{год}_{тв}$ воспользуемся интегральным графиком (рис. 2.2 к примеру 2.7). При $\alpha=Q_{тв}/(Q'_т+Q'_н)=0{,}3$ по интегральному графику находим $\alpha_{год}=0{,}6$. Следовательно, $Q^{год}_{тв}=Q^{год}_{т.н}\alpha_{год}=41\,000\cdot0{,}6=$ $=24\,700$ ГДж/год$=5890$ Гкал/год.

Годовой отпуск теплоты на отопление от котельной составит

$$Q^{год}_{кот}=Q^{год}_{т.н}-Q^{год}_{тв}=41\,100-24\,700=16\,400\ ГДж/год=$$
$$=3910\ Гкал/год.$$

Длительность работы котельной в отопительном периоде (от $t_н=$ $=3{,}7\,°C$ до $t_н=-25\,°C$) по графику $n=f(t_н)$ (рис. 2.1 к примеру 2.5) составит $n_к=4100$ ч$=14{,}8\cdot10^6$ с.

Коэффициент использования максимальной мощности котельной за полный период работы котельной $n_к$

$$\gamma=\frac{Q^{год}_{кот}}{Q_к' n_к}=\frac{16\,400\cdot10^3}{3{,}3\cdot14{,}8\cdot10^6}=0{,}336.$$

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 $V=$ $=20\,000$ м^3; отношение вентилируемого объема к наружному $V_в/V=$ $=0{,}5$; расчетная температура наружного воздуха для вентиляции $t_{н.в}=$ $=-14\,°C$, а для отопления $t_{н.о}=-25\,°C$; температура внутреннего воздуха $t_{в.р}=18\,°C$; средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_н^{ср}=-3{,}2\,°C$; продолжительность отопительного периода 205 сут; число часов работы вентиляции в сутки 16 ч; нормальная кратность обмена воздуха $m=1{,}2$ 1/ч (при $t_н\geqslant t_{н.в}$).

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/ч$=1{,}2/3600$ 1/с

$$q_в = mc_в V_в/V = \frac{1{,}2}{3600}\,1260\cdot 0{,}5 = 0{,}21 \text{ Вт/(м}^3\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Расчетная тепловая нагрузка вентиляции

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

Поскольку при $t_{н.о}=-25\,^\circ$C тепловая нагрузка вентиляции будет той же, т. е. $Q'_в=Q_в$,

$$m'c_в V_в(t_{в.р} - t_{н.о}) = mc_в V(t_{в.р} - t_н),$$

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

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

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

$$Q^{год}_{в.у} = q_в V(t_{в.р} - t^{ср}_н)n_в\cdot 10^{-6} = 0{,}21\cdot 20\,000(18+3{,}2)\,11{,}8\cdot 10^6\cdot 10^{-6} =$$
$$= 1050\cdot 10^3 \text{ МДж/год} = 1050 \text{ ГДж/год}.$$

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

В нашем случае относительная нагрузка

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

Для $\alpha=0{,}74$ по графику $\alpha_{год}=f(\alpha)$ (рис. 2.2) находим отношение действительиого годового расхода теплоты иа вентиляцию $Q_в^{год}$ к условному (возможному) годовому расходу теплоты при работе вентиляции по отопительному графику $\alpha_{год} = Q^{год}_в/Q^{год}_{в.у} = 0{,}975$.

Действительиый годовой расход теплоты на вентиляцию

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

Пример 2.10. Для района города новой застройки с жилой площадью $F_ж=1$ млн. м² определить по укрупненным показателям суммарную тепловую нагрузку отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, а также годовой расход теплоты всех указаных видов теплопотребления.

Построить годовой график продолжительности тепловой нагрузки.

Исходные данные для расчета следующие: расчетная температура наружного воздуха для отопления $t_{н.о}=-25$ °С, а для вентиляции $t_{н.в}=-14$ °С; средняя за отопительный период температура наружного воздуха $t_н^{ср}=-3{,}2$ °С; обеспеченность жилой площадью $f_ж=9$ м²/чел.

При расчете принять укрупненный показатель максимальной отопительной нагрузки на 1 м² жилой площади по СНиП II-36-73 $q=140$ ккал/(м²·ч)$=163$ Вт/м² (см. приложение 1) с коэффициентом, учитывающим нагрузку отопления общественных зданий района города, $k_{общ}=0{,}25$ и коэффициентом, учитывающим тепловую нагрузку вентиляции общественных зданий района, $k_в=0{,}4$ (отнесено к отопительной нагрузке общественных зданий).

Среднеделыный расход воды на горячее водоснабжение на одного жителя за сутки принять $a_ж=110$ л/сут по жилым зданиям и дополнительно $a_{общ}=20$ л/сут по общественным зданиям. Данные о длительности стояния температур наружного воздуха взять из табл. 2.1 (см. пример 2.5). Длительность работы вентиляции 16 ч/сут и $205\cdot16=3280$ ч/год.

Р е ш е н и е. Расчетная отопительная нагрузка жилых и общественных зданий района города

$$Q'_o=q_oF_ж(1+k_{общ})=163\cdot10^6(1+0{,}25)=$$
$$=204\cdot10^6 \text{ Вт}=204 \text{ МДж/с}=175 \text{ Гкал/ч}.$$

Расчетная тепловая нагрузка вентиляции общественных зданий

$$Q'_в=k_вk_{общ}q_oF_ж=0{,}4\cdot0{,}25\cdot163\cdot10^6=$$
$$=16{,}3\cdot10^6 \text{ Вт}=16{,}3 \text{ МДж/с}=14 \text{ Гкал/ч}.$$

Число жителей района города

$$M=F_ж/f_ж=106/9=111\,000 \text{ чел}.$$

Средненедельная тепловая нагрузка горячего водоснабжения жилых и общественных зданий для зимнего периода при $t_г=60$ °С и $t_х=5$ °С

$$Q_г^{ср.н}=(a_ж+a_{общ})Mc(t_г-t_х)/n_с=$$
$$=\frac{(110+20)111\,000\cdot4190(60-5)}{24\cdot3600}=38{,}5\cdot10^6 \text{ Вт}=38{,}5 \text{ МДж/с}=$$
$$=33{,}1 \text{ Гкал/ч}.$$

Суммариая расчетная нагрузка района города

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

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

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

Средияя за отопительиый период нагрузка отопления

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

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{в}}^{\text{год}} = Q'_{\text{в}} n_{\text{в}} \alpha_{\text{год}} = 8{,}04 \cdot 12 \cdot 10^6 \cdot 0{,}975 =$$
$$= 94 \cdot 10^6 \text{ МДж/год} = 94 \cdot 10^3 \text{ ГДж/год}.$$

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

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

Суммарный годовой расход теплоты района города

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

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

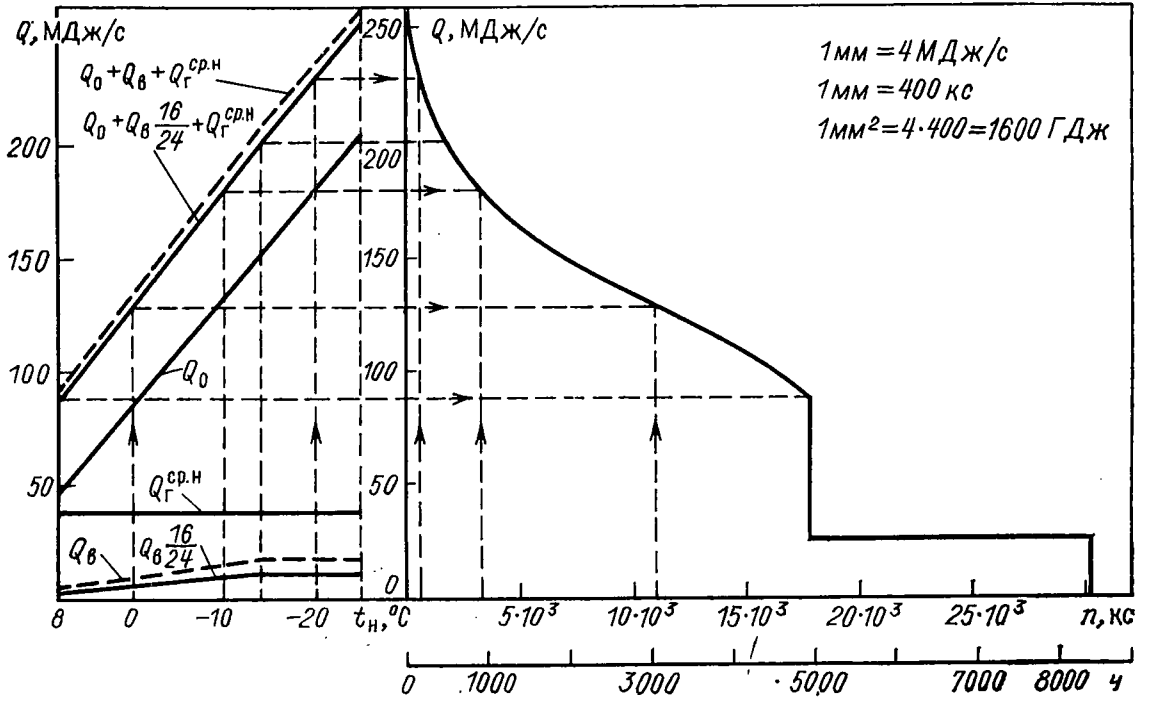


Рис. 2.3. К примеру 2.10

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: $t_н$=8 °С (начало отопительного периода), $t_н$=$t_{н.в}$=—14 °С (расчетная температура наружного воздуха для вентиляции) и $t_{н.о}$=—25 °С (расчетная температура наружного воздуха для отопления). Результаты расчета сводим в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Тепловая нагрузка, МДж/с	Температура наружного воздуха, °С		
	+8	—14	—25
Отопление $Q_о = Q_о' \frac{t_{в.р} - t_н}{t_{в.р} - t_{н.о}} = 204 \frac{18 - t_н}{18 - 25}$	47,4	151,8	204,0
Вентиляция с учетом длительности суточной работы 16 ч, $Q_в = Q_в' \frac{(t_{в.р} - t_н)16}{(t_{в.р} - t_{н.в})24} = 16,3 \frac{(18 - t_н)16}{(18 + 14)24}$ $\left(\text{при } t_н \leqslant -14\ °С\ Q_в = 16,3 \frac{16}{24} = 10,9\ МДж/с\right)$	3,4	10,9	10,9
Горячее водоснабжение, $Q_г^{ср.н}$	38,5	38,5	38,5
Всего	89,3	201,2	253,4

По суммарной нагрузке $Q = Q_о + Q_в \frac{16}{24} + Q_г^{ср.н}$ и продолжительности стояния температур $t_н$ 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 $Q^{год}$=18 000·1600=2880·10³ 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_o=0,244 Вт/(м³·°С)=0,21 ккал/(м³·ч·°С) и Q_o'= =0,253 МВт=0,218 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 наружиым объемом 150 000 м³ и больницы с наружиым объемом 10 000 м³, а также расчетную нагрузку отопления для группового теплового пункта (ГТП), к которому присоединены эти здания. Расчетная температура наружного воздуха $t_{н.о}$=—28 °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 °С, а отопительного периода —4,4 °С при длительности этого периода 5210 ч.

Для определения удельных теплопотерь, Вт/(м³·°С), жилых зданий и больницы воспользоваться эмпирической зависимостью

$$q_o = 1{,}52/V_{зд}^{0{,}125},$$

где $V_{зд}$ — наружный объем здания, м³.

Ответ. $q_{о.ж}$=0,456 Вт/(м³·°С)=0,392 ккал/(м³·ч·°С); $q_{о.б}$= =0,488 Вт/(м³·°С)=0,423 ккал/(м³·ч·°С): Q_o'=3,38 МВт=2,91 Гкал/ч; $Q_o^{мес}$ = 5800 ГДж/мес = 1384 Гкал/мес; $Q_o^{год}$ = 31 000 ГДж/год= =7390 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 °С и средней температуре наружного воздуха за отопительный период $t_н^{ср}$=—8,9 °С.

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

Ответ. Для Иркутска $\nu = Q_o^{год}/Q_o' n_o = (t_{в.р} - t_н)/(t_{в.р} - t_{н.о}) =$ =0,48; для Киева ν=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 МВт=0,108 Гкал/ч; $Q_в^{год}$=1040 ГДж/год= =248 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 $t_х=5$ °С и летом $t_{х.л}=15$ °С; температуру воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, $t_г=60$ °С; норму обеспеченности жилой площадью $f_ж=9$ м²/чел; объемный коэффициент жилых зданий $K_{об}=V/F=6{,}4$ м³/м²; коэффициент, учитывающий снижение летнего расхода воды на горячее водоснабжение жилых зданий за счет миграции жителей $\varphi_л=0{,}8$; длительность годовой работы систем горячего водоснабжения $n=8400$ ч.

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

Ответ. $Q_г^{ср.н}=0{,}917$ МВт=0,789 Гкал/ч; $Q_{г.л}^{ср.н}=0{,}62$ МВт=0,537 Гкал/ч; $Q_г^{год}=24\,100$ ГДж/год=5750 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 II-36-73 (см. приложение 1). Исходные данные для расчета следующие: расчетная температура наружного воздуха для отопления $t_{н.о}=-30$ °С, а для вентиляции $t_{н.в}=-18$ °С; средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_н^{ср}=-5{,}7$ °С; длительность отопительного периода $n_о=5230$ ч, а годовая длительность работы систем горячего водоснабжения $n_г=8400$ ч; продолжительность суточной работы вентиляцин 16 ч; температура холодной воды зимой $t_х=5$ °С, а летом $t_{х.л}=15$ °С; температура нагретой местной воды $t_г=60$ °С; коэффициент, учитывающий нагрузку отопления общественных зданий города, $к_{об.щ}=0{,}25$; коэффициент, учитывающий тепловую нагрузку вентиляции общественных зданий, $к_в=0{,}4$ (доля от тепловой нагрузки отопления общественных зданий); средненедельный суточный расход воды на горячее водоснабжение на одного жителя (с учетом нагрузки горячего водоснабжения общественных зданий) $a=130$ л/сут. При расчете учесть коэффициент охвата зданий города централизованным теплоснабженнем 0,8.

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

Ответ. $Q'=953$ МВт=820 Гкал/ч; в том числе $Q_г^{ср.п}=139$ МВт=119 Гкал/ч; $Q^{год}=11{,}4\cdot10^6$ ГДж/год=$2{,}72\cdot10^6$ Гкал/год.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

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

$$Q=Gc(\tau_1-\tau_2); \tag{3.1}$$

при открытой системе теплоснабжения

$$Q=G_1c(\tau_1-t_x)-G_2c(\tau_2-t_x). \tag{3.2}$$

Расход теплоты, передаваемой по паропроводу при неполном возврате конденсата,

$$Q=G(h-ct_x)-G_кc(\tau_к-t_x). \tag{3.3}$$

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; $G_к$ — 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; $\tau_к$ — 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 $\tau_к=100$ °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

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

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

$$Q=G(h-ct_x)-G_кc(\tau_к-t_x);$$

$$G=\frac{Q}{h-ct_x-0{,}5c(\tau_к-t_x)}=$$

$$=\frac{10^6}{2748-4{,}19\cdot 100-0{,}5\cdot 4{,}19(100-10)}=397 \text{ кг}=0{,}397 \text{ т}.$$

Пример 3.2. Решить пример 3.1 в единицах, основаных 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

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

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 $\tau_1=70$ °С. Температура воды после подогревателя горячего водоснабжения $\tau_{г2}=30$ °С. При варианте открытой тепловой сети часть воды на горячее водоснабжение отбирается из обратного трубопровода после системы отопления с температурой $\tau_{о2}=41{,}7$ °С. Температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, поддерживается $t_г=60$ °С при температуре холодной воды $t_х=5$ °С.

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

$$G_г = \frac{Q_г^м}{c(\tau_1 - \tau_{г2})} = \frac{10^3}{4{,}19(70 - 30)} = 5{,}97 \text{ кг/с} = 21{,}5 \text{ т/ч}.$$

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

$$G_г = \frac{Q_г^м}{c(t_г - t_х)} = \frac{10^3}{4{,}19(60 - 5)} = 4{,}34 \text{ кг/с} = 15{,}6 \text{ т/ч}.$$

Разбор воды из подающего $G_{г1}$ и обратного $G_{г2}$ трубопроводов определяем из уравнения теплового и материального балансов смешения потоков:

$$G_{г1} = G_г \frac{t_г - \tau_{с2}}{\tau_1 - \tau_{о2}} = 4{,}34 \frac{60 - 41{,}7}{70 - 41{,}7} = 2{,}81 \text{ кг/с} = 10{,}1 \text{ т/ч};$$

$$G_{г2} = G_г - G_{г1} = 4{,}34 - 2{,}81 = 1{,}53 \text{ кг/с} = 5{,}5 \text{ т/ч}.$$

Пример 3.4. Решить пример 3.3, если максимальный расход теплоты составляет $Q_г^м=1$ Гкал/ч.

Решение выполнить в единицах, основанных на калории.

Решение. Расходы воды:

при закрытой системе

$$G_г = \frac{Q_г^м}{c(\tau_1 - \tau_{г2})} = \frac{10^6}{1 \cdot (70 - 30)} = 25\,000 \text{ кг/ч} = 6{,}94 \text{ кг/с};$$

при открытой системе

$$G_г = \frac{Q_г^м}{c(t_г - t_х)} = \frac{10^6}{1\cdot(60-5)} = 18\,200 \text{ кг/ч} = 5{,}05 \text{ кг/с};$$

$$G_{г1} = G_г \frac{t_г - \tau_{02}}{\tau_1 - \tau_{02}} = 18\,200 \frac{60-41{,}7}{70-41{,}7} = 11\,800 \text{ кг/ч} = 3{,}28 \text{ кг/с},$$

$$G_{г2} = G_г - G_{г2} = 5{,}05 - 3{,}28 = 1{,}77 \text{ кг/с}.$$

Пример 3.5. Определить количество теплоты, аккумулированной в воде с температурой τ=150 °С, 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 τ=150 °С, находящемся в таком же трубопроводе.

Отсчет колнчества аккумулированной теплоты вести от температуры холодной водопроводной воды $t_х$=10 °С.

Решение. По таблицам для водяного пара и приложению 2 находим: $c_в$=4,3 кДж/(кг·°С); $\rho_в$=918 кг/м³; h=2746 кДж/кг; $\rho_п$= =2,55 кг/м³.

Объем трубопровода

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

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

Количество теплоты, аккумулированной в воде,

$$Q_в = G_в c_в (\tau - t_х) = 190\,000\cdot 4{,}3(150-10) = 114\cdot 10^6 \text{ кДж} = 27{,}2 \text{ Гкал}.$$

Масса пара в трубопроводе

$$G_п = V\rho_п = 207\cdot 2{,}55 = 528 \text{ кг}.$$

Количество теплоты, аккумулированной в паре,

$$Q_п = G_п(h - ct_х) = 528(2746 - 4{,}19\cdot 10) = 1{,}43\cdot 10^6 \text{ кДж} = 1{,}43 \text{ ГДж} = 0{,}34 \text{ Гкал}.$$

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 τ<100 °С ($\rho_в \approx 1000$ кг/м³ или $v_в$=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 μ=1.

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

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

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

$$G_н = 0{,}65 f \sqrt{p_н/v_н} = 0{,}65 \cdot 0{,}0001 \sqrt{0{,}5 \cdot 10^6/0{,}375} = 0{,}075 \text{ кг/с}.$$

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 $t=270$ °С. Перепад между температурой насыщения пара (водяного или даутерма) и температурой процесса в аппарате принять 10 °С.

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

Температура, °С	260	270	280	290	300
Давление, МПа	0,103	0,131	0,163	0,195	0,233

Решение. Минимальная температура насыщенного пара $\tau_н = 270+10=280$ °С. Для водяного пара по таблицам находим соответствующее температуре насыщения $\tau_н=280$ °С абсолютное давленне $p=6{,}49$ МПа. Для даутерма по приведенной таблице находим соответствующее температуре насыщения $\tau_н=280$ °С 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 $t_г=60$ °С, а температура исходной холодной воды $t_х=10$ °С. Какое количество воды было отпущено потребителю?

Ответ. $G=4{,}77$ т.

Задача 3.9. Определить количество теплоты, аккумулированной (считая от 10 °С) в воде с температурой 180 °С, заполняющей транзитный теплопровод днаметром 1392 мм и длиною 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 ($\rho_в$=995 кг/м³) 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 МПа, при паре p=0,0202 МПа *.

Задача 3.11. По однотрубному теплопроводу подается теплота в виде горячей воды с температурой 60 °С при температуре исходной холодной воды на ТЭЦ $t_х$=10 °С.

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 $t_х$=10 °С.

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

Ответ. $w_п/w_в$=24,4; $\delta p_п/\delta p_в$=2,45.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

РЕЖИМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Тепловая нагрузка теплообменного аппарата, Вт,

$$Q = W_п(\tau_1 - \tau_2) = W_в(t_1 - t_2) = kF\Delta t = \varepsilon W_м \nabla, \qquad (4.1)$$

где $W_п = c_п G_п$ и $W_в = c_в G_в$ — эквиваленты расхода первичного и вторичного теплоносителей, Дж/(с·°С) или Вт/°С; $c_п$ и $c_в$ — теплоемкости первичного и вторичного теплоносителей, Дж/(кг·°С); $G_п$ и $G_в$ — 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, °С; t_1 и t_2 — температуры вторичного теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата и на входе в него, °С; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С); F — площадь поверхности нагрева, м²; Δt — температурный напор в теплообменном аппарате; °С; ε — безразмерная удельная тепловая нагрузка; $W_м$ — меньший эквивалент расхода теплоносителя, Дж/(с·°С); $\nabla = \tau_1 - t_2$ — максимальная разность температур теплоносителей, °С.

---

* Давления избыточные.

Относительная тепловая нагрузка

$$\bar{Q}=Q/Q', \tag{4.2}$$

где Q' — максимальная тепловая нагрузка, Вт.

Относительная нагрузка системы отопления

$$\overline{Q_o}=\frac{Q_o}{Q_o'}=\frac{W_o(\tau_{o1}-\tau_{o2})}{W_o'(\tau_{o1}'-\tau_{o2}')}=\frac{t_в-t_н}{t_{в.р}-t_{н.о}}, \tag{4.3}$$

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

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

$$\varepsilon=\varepsilon_o=\frac{1}{\dfrac{0{,}5+u}{1+u}+\dfrac{1}{\omega}}, \tag{4.4}$$

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

Режимный коэффициент ω:

$$\omega=\frac{k_oF}{W_o}=\frac{k_o'F}{W_o'}\frac{\overline{Q}_o^{0,2}}{\overline{W}_o}=\frac{\delta\tau_o'\overline{Q}_o^{0,2}}{\Delta t_o'}, \tag{4.5}$$

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

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

$$\left.\begin{aligned}&\alpha\left(\frac{W_н}{W_в}\right)-\beta\left(\frac{W_н}{W_в}\right)^{0,85}-0{,}5=0;\\&\alpha=\frac{\tau_1-t_2}{t_1-t_2}-0{,}5;\\&\beta=\frac{\Delta t''W_м''}{Q_в''}\left(\frac{W_н''}{W_м''}\right)^{0,15}\left(\frac{W_в''}{W_м''}\right)^{0,5}\left(\frac{W_в}{W_м''}\right)^{0,35},\end{aligned}\right\} \tag{4.6}$$

где $Q_в''$ — расход теплоты на вентиляцию[1] (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

$$\varepsilon = \frac{1}{0{,}35\frac{W_м}{W_б} + 0{,}65 + \frac{1}{\Phi}\sqrt{\frac{W_м}{W_б}}} \leqslant 1, \qquad (4.7)$$

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

Уточненные экспоненциальные уравнения[2] для расчета производительности противоточных водо-водяных подогревателей

$$Q = \varepsilon W_п \nabla = \varepsilon G_п c_п \nabla;$$

$$\varepsilon = (1 - e^{z}) \Big/ \left(1 - \frac{G_п}{G_в} e^{z}\right); \qquad (4.8)$$

$$z = \left(\frac{G_п}{G_в} - 1\right)\frac{kF}{G_п c_п} \quad \text{(вспомогательная величина)}$$

или

$$z \approx \Phi\left(\frac{G_п}{G_в} - 1\right)\Big/\sqrt{\frac{G_п}{G_в}}.$$

Уравнение характеристики отопительных установок Е. Я. Соколова

$$\overline{Q_о} = \frac{\tau_{о1} - t_н}{t_{в.р} - t_{п.о} + \dfrac{\Delta t_о'}{\overline{Q}_о^{0{,}2}} + \dfrac{\delta\tau_о' - 0{,}5\theta'}{\overline{W}_о}}, \qquad (4.9)$$

где $\theta' = \tau_{о3}' - \tau_{о2}'$ — перепад температур воды в отопительной системе в расчетном режиме, °С.

Температуры воды при качественном регулировании нагрузки воздушных систем отопления:

$$\tau_{о1} = t_{в.р} + (\tau_{о1}' - t_{в.р})\overline{Q}_о; \qquad (4.10)$$

$$\tau_{о2} = t_{в.р} + (\tau_{о2}' - t_{в.р})\overline{Q}_о. \qquad (4.11)$$

---

[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:

$$\tau_{o1}=t_{в.р}+\Delta t_o'\bar{Q}_o^{0,8}+(\delta\tau_o'-0,5\theta')\bar{Q}_o/\bar{G}_o; \quad (4.12)$$

$$\tau_{o2}=t_{в.р}+\Delta t_o'\bar{Q}_o^{0,8}-0,5\theta'\bar{Q}_o/\bar{G}_o; \quad (4.13)$$

$$\tau_{o3}=t_{в.р}+\Delta t_o'\bar{Q}_o^{0,8}+0,5\theta'\bar{Q}_o/\bar{G}_o, \quad (4.14)$$

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

Относнтельный 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 регулнровании отоплення $m=1$ 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 регулированнн отопительных систем ($\tau_{o1}=\tau'_{o1}=\text{const}$)

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

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

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

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

Доля расхода воды на горячее водоснабжеиие из подающего трубопровода прн открытой системе теплоснабжения

$$\beta=W_{г.п}/W_г=(t_г-\tau_2)/(\tau_1-\tau_2), \quad (4.17)$$

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

Относительный расход воды на отопленне при постоянном расходе воды в подающем трубопроводе открытой системы теплоснабжения, любом расходе теплоты на отопление Q_o и балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q^б_г$

$$\bar{G}_o=\frac{G_o}{G_o'}=\bar{W}_o=\frac{1-\dfrac{0,5\rho_г{}^б\theta'}{t_г-t_х}}{1+\dfrac{(t_г-t_{в.р})\rho_г{}^б}{(t_г-t_х)\bar{Q}_o}-\dfrac{\Delta t_o'}{(t_г-t_х)}\dfrac{\rho_г{}^б}{\bar{Q}_o^{0,2}}}, \quad (4.18)$$

где $t_х$ — температура холодной воды, °С; $\rho^б_г = Q^б_г/Q'_о$ — отношение балансовой нагрузки горячего водоснабжения к расчетной отопительной нагрузке.

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

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

$$\overline{G}_о = \overline{W}_о = \frac{\alpha}{\sqrt{\overline{S}_п\left(1+\beta\frac{G_г}{G_о}\right)^2+\overline{S}_э+\overline{S}_о\left[1-(1-\beta)\frac{G_г}{G_о}\right]^2}}; \quad (4.19а)$$

$$\beta = \frac{\overline{W}_о}{\delta\tau_о'}\left(\frac{t_г - t_{в.р}}{\overline{Q}_о} - \frac{\Delta t_о'}{\overline{Q}_о^{0,2}}\right) + \frac{0{,}5}{1+a}, \quad (4.19б)$$

где $\overline{G}_о = \overline{W}_о = G_о/G'_о = W_о/W'_о$; $G_г/G_о = \rho_г\delta\tau'_о/(t_г - t_х)$; $G_о$, $G'_о$ — расход воды на отопление при наличии водоразбора и при его отсутствии, кг/с; $W_о$, $W'_о$ — эквиваленты расхода воды на отопление при тех же условиях, Вт/°С; $\rho_г = Q_г/Q'_о$ — доля тепловой нагрузки горячего водоснабжения от тепловой расчетной нагрузки отопления; $\alpha^2 = H_{ст}/H'_{ст}$ — отношение располагаемого напора на коллекторах станции (при поддержании на станции постоянного напора $\alpha^2 = 1$); $G_г$ — расход воды на горячее водоснабжение, кг/с; $S_п$, $S_э$, $S_о$, S — сопротивления подающей линии, элеваторного узла, обратной линии и суммарное; $\overline{S}_п = S_п/S$, $\overline{S}_э = S_э/S$, $\overline{S}_о = S_о/S$ — 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 $t_{в.о} = -32$ °С температура воды в подающем трубопроводе отопительной сети $\tau'_{о1} = 150$ °С и в обратном $\tau'_{о2} = 70$ °С. Расчетная внутренняя температура отапливаемых помещений $t_{в.р} = 18$ °С.

Определить температуру воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети при $t_н = -7$ °С, 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 $t_н = -7$ °С

$$\overline{Q}_о = Q_о/Q'_о = (t_{в.р} - t_н)/(t_{в.р} - t_{н.о}) = (18+7)/(18+32) = 0{,}5.$$

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_н=-7$ °С

$$\tau_{o1}=t_{в.р}+(\tau'_{o1}-t_{в.р})\bar{Q}_o=18+(150-18)0{,}5=84\text{ °С};$$

$$\tau_{o2}=t_{в.р}+(\tau'_{o2}-t_{в.р})\bar{Q}_o=18+(70-18)0{,}5=44\text{ °С}.$$

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

$$\tau'_{o3}=\frac{\tau'_{o1}+u\tau'_{o2}}{1+u}=\frac{150+2{,}2\cdot 70}{1+2{,}2}=95\text{°С}.$$

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

$$\theta'=\tau'_{o3}-\tau'_{o2}=95-70=25\text{ °С};$$

$$\delta\tau'_o=\tau'_{o1}-\tau'_{o2}=150-70=80\text{ °С};$$

$$\Delta t'_o=0{,}5(\tau'_{o3}+\tau'_{o2})-t_{в.р}=0{,}5(95+70)-18=64{,}5\text{ °С}.$$

Относительная тепловая нагрузка при $t_н=-7$ °С $\bar{Q}_o=0{,}5$ (см. пример 4.1).

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_н=-7$ °С

$$\tau_{o1}=t_{в.р}+\Delta t'\bar{Q}_o^{0{,}8}+(\delta\tau'_o-0{,}5\theta')\bar{Q}_o=$$
$$=18+64{,}5\cdot 0{,}5^{0{,}8}+(80-0{,}5\cdot 25)0{,}5=88{,}8\text{ °С};$$

$$\tau_{o2}=t_{в.р}+\Delta t'\bar{Q}_o^{0{,}8}-0{,}5\theta'\bar{Q}_o=18+64{,}5\cdot 0{,}5^{0{,}8}-0{,}5\cdot 25\cdot 0{,}5=48{,}8\text{ °С}.$$

Таким образом, при $t_н=-7$ °С и прочих равных условиях температура воды в подающем трубопроводе сети при водяных системах отопления должна быть на 4,8 °С 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 ($\bar{G}_o=1$).

При расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.о}=-25$ °С температура воды в подающем трубопроводе сети $\tau'_{o1}=150$ °С, в подающем трубопроводе отопительных систем $\tau'_{o3}=95$ °С и в обратном трубопроводе сети $\tau'_{o2}=70$ °С. Внутренняя температура помещений $t_в=t_{в.р}=18$ °С.

$\bar{Q}_o$	$t_н$, °C	τ_{o2}, °C	τ_{o3}, °C	τ_{o1}, °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. $\theta'=\tau'_{o3}-\tau'_{o2}=95-70=25$ °C; $\delta\tau'=\tau'_{o1}-\tau'_{o2}=150-70=80$ °C; $\Delta t'=0{,}5(\tau'_{o3}+\tau'_{o2})-t_{в.р}=0{,}5(95+70)-18=64{,}5$ °C; $\tau_{o1}=t_{в.р}+\Delta t'\bar{Q}_o^{0{,}8}+(\delta\tau'-0{,}5\theta')\bar{Q}_o=18+64{,}5\bar{Q}_o^{0{,}8}+(80-0{,}5\cdot25)\bar{Q}_o=18+64{,}5\bar{Q}_o^{0{,}8}+67{,}5\bar{Q}_o$; $\tau_{o3}=t_{в.р}+\Delta t'\bar{Q}_o^{0{,}8}+0{,}5\theta'\bar{Q}_o=18+64{,}5\bar{Q}_o^{0{,}8}+12{,}5\bar{Q}_o$;

$$\tau_{o2}=t_{в.р}+\Delta t'\bar{Q}_o^{0{,}8}-0{,}5\theta'\bar{Q}_o=$$
$$=18+64{,}5\bar{Q}_o^{0{,}8}-12{,}5\bar{Q}_o.$$

Задаваясь несколькими значениями $\bar{Q}_o$, определяем по приведенным формулам значения τ_{o2}, τ_{o3} и τ_{o1}, а также температуры наружного воздуха, соответствующие принятым значениям $\bar{Q}$*,

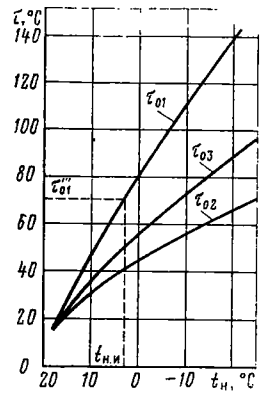


Рис. 4.1. К примеру 4.3

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

Результаты расчета сводим в табл. 4.1.

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

Примечание. При расчетных температурах наружиого воздуха на отопление, отличных от $t_{н.о}=-25$ °C, в приведенной таблице следует лишь изменить температуры $t_н$, которые находят по формуле $t_н=t_{в.р}-(t_{в.р}-t_{н.о})\bar{Q}_o$ для принятых $\bar{Q}_o$ 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 $t_{н.о}=-25$ °C, $\tau'_{o1}=150$ °C, $\tau'_{o3}=95$ °C, $\tau'_{o2}=70$ °C, $t_{в.р}=18$ °C), а при высоких температурах наружного воздуха (от $t_{н.н}$ и выше) переходит на работу с постоянной температурой воды в подающем трубопроводе сети $\tau_{o1}=\tau''_{o1}=$

* Можно также задаваться несколькими значениями $t_н$ и определять $\bar{Q}_o=(t_{в.р}-t_н)/(t_{в.р}-t_{н.о})$, а затем τ_{o2}, τ_{o3} и τ_{o1}.

$=70$ °С. Регулирование отпуска теплоты на отопление при $t_н > t_{н.и}$ производится изменением расхода воды.

Определить относительный расход воды, а также температуры воды $\tau_{о2}$ и $\tau_{о3}$ при $t_н = +10$ °С. Изменением коэффициента смешения элеватора при изменении расходов пренебречь.

Решение. Пересечение кривой $\tau_{о1} = f(t_н)$ (рис. 4.1) с горизонтальной линией $\tau_{о1} = \tau'''_{о1} = 70$ °С определяет температуру наружного воздуха $t_{н.и} = +2{,}8$ °С, при которой начинается количественное регулирование.

В связи с этим температуру наружного воздуха $t_{н.и} = +2{,}8$ °С и соответствующие ей температуры воды по рис. 4.1 $\tau'''_{о1} = 70$ °С, $\tau'''_{о3} = 50{,}5$ °С и $\tau'''_{о2} = 41{,}7$ °С принимаем за расчетные. Тогда относительная тепловая нагрузка при $t_н = +10$ °С будет равна:

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

Коэффициент смешения элеватора

$$u = \frac{\tau'_{о1} - \tau'_{о3}}{\tau'_{о3} - \tau'_{о2}} = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2{,}2.$$

Величины $\delta\tau'''_о$, θ''' и $\Delta t'''$ при $t_{н.и} = 2{,}8$°С:

$$\delta\tau'''_о = \tau'''_{о1} - \tau'''_{о2} = 70 - 41{,}7 = 28{,}3 \text{ °С};$$

$$\theta''' = \tau'''_{о3} - \tau'''_{о2} = 50{,}5 - 41{,}7 = 8{,}8 \text{ °С};$$

$$\Delta t''' = 0{,}5(\tau'''_{о3} + \tau'''_{о2}) - t_{в.р} = 0{,}5(50{,}5 + 41{,}7) - 18 = 28{,}1 \text{ °С}.$$

Относительный расход воды при $t_н = +10$ °С

$$\overline{G} = \frac{G}{G'''} = \frac{G}{G'} = \frac{\overline{Q}}{1 + \dfrac{\Delta t'''(1 - \overline{Q}^{0{,}8})}{\delta\tau'''_о - 0{,}5\theta'''}} =$$

$$= \frac{0{,}516}{1 + \dfrac{28{,}1(1 - 0{,}526^{0{,}8})}{28{,}3 - 0{,}5 \cdot 8{,}8}} = 0{,}357.$$

Температура воды $\tau_{о2}$ и $\tau_{о3}$ при $t_н = +10$ °С:

$$\tau_{о2} = \tau_{о1} - (\tau'''_{о1} - \tau'''_{о2})\frac{\overline{Q}}{\overline{G}} = 70 - (70 - 41{,}7)\frac{0{,}526}{0{,}357} = 28{,}3 \text{ °С};$$

$$\tau_{о3} = \frac{\tau_{о1} + \tau_{о2}u}{1 + u} = \frac{70 + 28{,}3 \cdot 2{,}2}{1 + 2{,}2} = 41{,}3 \text{ °С}.$$

Пример 4.5. Определить температуры воды в подающем и обратном трубопроводах отопительной тепловой сети и расход сетевой воды при температуре наружного воздуха $t_н$=+10 °С и качественно-количественном регулировании.

При расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.о}$=—25 °С приняты: $\tau'_{о1}$=150 °С, $\tau'_{о3}$=95 °С и $\tau'_{о2}$=70 °С. При расчете также принять $t_в=t_{в.р}$=18 °С и $\bar{G}_о=\bar{Q}_о^{0,33}$.

Решение. Относительная тепловая нагрузка при $t_н$=10 °С

$$\bar{Q}_о=\frac{t_{в.р}-t_н}{t_{в.р}-t_{н.о}}=\frac{18-10}{18+25}=0,186.$$

Относительный расход сетевой воды при $t_н$=10 °С

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

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

$$\delta\tau'_о=\tau'_{о1}-\tau'_{о2}=150-70=80\ °С;$$

$$\theta'=\tau'_{о3}-\tau'_{о2}=95-70=25\ °С;$$

$$\Delta t'=0,5(\tau'_{о3}+\tau'_{о2})-t_в=0,5(95+70)-18=64,5\ °С.$$

Температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_н$=10 °С:

$$\tau_{о1}=t_в+\Delta t'\bar{Q}_о^{0,8}+(\delta\tau'_о-0,5\theta')\bar{Q}_о/\bar{G}_о=$$
$$=18+64,5\cdot0,186^{0,8}+(80-0,5\cdot25)0,186/0,574=56,7\ °С;$$

$$\tau_{о2}=t_в+\Delta t\bar{Q}_о^{0,8}-0,5\theta'\bar{Q}_о/\bar{G}_о=$$
$$=18+64,5\cdot0,186^{0,8}-0,5\cdot25\cdot0,186/0,574=30,7\ °С.$$

Следовательно, при качественно-количественном регулировании снижается относительный расход сетевой воды, но повышается температура $\tau_{о1}$ и понижается температура $\tau_{о2}$ по сравнению с графиком качественного регулирования ($\bar{G}_о$=1).

Пример 4.6. Система отопления рассчитана на работу от тепловой сети с температурами воды в подающем трубопроводе $\tau'_{о1}$=150 °С, в подающем стояке $\tau'_{о3}$=95 °С и в обратном трубопроводе $\tau'_{о2}$=70 °С при температуре наружного воздуха $t_{н.о}$=—25 °С и расчетной температуре внутреннего воздуха $t_{в.р}$=18 °С.

Определить температуру внутреннего воздуха помещений и температуру воды в обратном трубопроводе, если при $t_{н.о}$=—25 °С и нормальном расходе воды температура воды в подающем трубопроводе будет поддерживаться $\tau_{о1}$=140 °С, т. е. на 10 °С ниже нормальной.

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

$$\bar{Q}_о=\frac{\tau_{о1}-t_н}{t_{в.р}-t_{н.о}+\Delta t'/\bar{Q}_о^{0,2}+(\delta\tau_о'-0,5\theta')/\bar{G}_о}=$$
$$=\frac{140+25}{18-25+64,5/0,94^{0,2}+(80-0,5\cdot25)/1}=0,94.$$

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

Внутренняя температура

$$t_в = t_н + (t_{в.р} - t_{н.о})\bar{Q}_0 = -25 + (18+25)0{,}94 = 15{,}4\,°C.$$

Температура воды в обратном трубопроводе

$$\tau_{o2} = \tau_{o1} - \delta\tau'_o\bar{Q}_0 = 140 - 80 \cdot 0{,}94 = 64{,}8\,°C.$$

Таким образом при $t_н = t_{н.о}$ снижение τ_{o1} на 10 °С вызывает снижение $t_в$ на 2,6 °С.

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)

$$\bar{Q}_0 = \frac{\tau_{o1} - t_н}{t_{в.р} - t_{н.о} + \Delta t'/\bar{Q}_0^{0,2} + (\delta\tau_o' - 0{,}5\vartheta')/\bar{G}_0} =$$

$$= \frac{150 + 25}{18 + 25 + 64{,}5/0{,}9^{0,2} + (80 - 0{,}5 \cdot 25)/0{,}8} = 0{,}906.$$

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

Внутренняя температура

$$t_в = t_н + (t_{в.р} - t_{н.о})\bar{Q}_0 = -25 + (18+25)0{,}906 = 14\,°C.$$

Температура воды в обратном трубопроводе

$$\tau_{o2} = \tau_{o1} - \delta\tau'_o\bar{Q}_0/\bar{G}_0 = 150 - 80 \cdot 0{,}906/0{,}8 = 59{,}4\,°C.$$

Пример 4.8. Расчетные параметры отопительной установки при $t_{н.о} = -30$ °С и нормальной поверхности нагрева отопительных приборов следующие: $t_{в.р} = 18$ °С, $\tau'_{o1} = 150$ °С, $\tau'_{o3} = 95$ °С и $\tau'_{o2} = 70$ °С.

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

Решение. Коэффициент смешения

$$u = \frac{\tau'_{o1} - \tau'_{o3}}{\tau'_{o3} - \tau'_{o2}} = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2{,}2.$$

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

$$Q'_{o}=\varepsilon'_{o.н}G'_{н}c(\tau'_{o1}-t_{в.р})=\varepsilon'_{o}G'c(\tau'_{o1}-t_{в.р}), \qquad (а)$$

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

После преобразования с учетом формулы (4.4) получаем

$$\left(\frac{0,5+u}{1+u}+\frac{\overline{G}G'c}{\mu kF_{н}}\right)G_{н}'=\left(\frac{0,5+u}{1+u}+\frac{G_{н}'c}{kF_{н}}\right)\overline{G}G_{н}', \qquad (б)$$

где $\overline{G}=G'/G_{н}'$.

С другой стороны,

$$Q_{o}'=G_{н}'c(\tau_{o1}'-\tau_{o2}')=kF_{н}(\tau_{пр}'-t_{в.р}),$$

откуда

$$\frac{G_{н}'c}{kF_{н}}=\frac{\tau_{пр}'-t_{в.р}}{\tau_{o1}'-\tau_{02}'}, \qquad (в)$$

где $\tau'_{пр}=0,5(\tau'_{o3}+\tau'_{o2})=0,95(95+70)=82,5$ °С. Решая совместно уравнения (б) и (в), находим расход сетевой воды в долях от расчетного

$$\overline{G}=\frac{G'}{G_{н}'}=\frac{\dfrac{0,5+u}{1+u}}{\dfrac{0,5+u}{1+u}-\left(\dfrac{1}{\mu}-1\right)\dfrac{\tau_{пр}'-t_{в.р}}{\tau_{o1}'-\tau_{02}'}}=$$

$$=\frac{\dfrac{0,5+2,2}{1+2,2}}{\dfrac{0,5+2,2}{1+2,2}-\left(\dfrac{1}{0,9}-1\right)\dfrac{82,5-18}{150-70}}=1,12.$$

Температура воды τ_{o2} при $\overline{G}=1,12$

$$\tau_{o2}=\tau_{o1}'-\frac{\tau_{o1}'-\tau_{o2}'}{\overline{G}}=150-\frac{(150-70)}{1,12}=78,5\ °С.$$

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

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

Определнть также кратность обмена воздуха при $t_{н.о}=-32$ °С в долях от нормальной.

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

Решение. Относительный расход теплоты на вентиляцию при $t_н=+10$ °С

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

Температуры воды τ_1 и $\tau_{в2}$ при $t_н=+10$ °С:

$$\tau_1=t_{в.р}+(\tau''_1-t_{н.в})\,\overline{Q}_в=10+(130+20)\,0{,}21=41{,}5\text{ °С};$$

$$\tau_{в2}=t_н+(\tau''_{в2}-t_{н.в})\,\overline{Q}_в=10+(70+20)\,0{,}21=28{,}9\text{ °С}.$$

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

$$\frac{Q_в'}{Q_в''}=\frac{m'V_в(t_{в.р}-t_{н.о})}{m''V_в(t_{в.р}-t_{н.в})}=1:$$

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

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

Регулирование вентиляционной нагрузки при $t_н=+2{,}8\div-15$ °С — качественное, а в диапазонах постоянной температуры воды в подающем трубопроводе и постоянного расхода теплоты ведется изменением колнчества 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 $t_н=t_{н.в}=-15$ °С находим температуру воды в подающем трубопроводе $\tau_1''=122$ °С.

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

Расчет производится для произвольной величины расчетной тепловой нагрузки $Q_в''$, например $Q_в''=1$ МДж/с$=1000$ кДж/с.

Определяем при $t_{н.в}=-15\,°C$ значения эквивалентов расхода теплообменивающихся сред и меньшее из них $W_в''$, $W_п''$, $W_м''$ и основной режимный коэффициент калорифера $\omega_{ос}$:

$$W_в''=\frac{Q_в''}{t_{в.р}-t_н}=\frac{1000}{18+15}=30{,}3 \text{ кДж/(с·°C)};$$

$$W_п''=\frac{Q_в''}{\tau_1''-\tau_{в2}''}=\frac{1000}{122-60{,}6}=16{,}3 \text{ кДж/(с·°C)}=W_м'';$$

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

Диапазон температур наружного воздуха от -25 до $-15\,°C$. Для $t_н=-25\,°C$ известно $\tau_1=150\,°C$; $t_1=t_{в.р}=18\,°C$; $t_2=t_{н.в}=-15\,°C$; $W_в=W_в''=30{,}3$ кДж/(с·°C).

Находим коэффициенты α и β:

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

$$\beta=\frac{1}{\omega_{ос}}\left(\frac{W_п''}{W_м''}\right)^{0{,}15}\left(\frac{W_в'}{W_м''}\right)^{0{,}5}\left(\frac{W_в}{W_м''}\right)^{0{,}35}=$$

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

Решаем уравнение

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

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

Последнее уравнение решаем методом последовательного приближения. Уравнение удовлетворяется при $W_п/W_в=0{,}32$.

Эквивалент расхода воды и температура воды в обратном трубопроводе

$$W_п=0{,}32W_в=0{,}32\cdot30{,}3=9{,}7 \text{ кДж/(с·°C)};$$

$$\tau_{в2}=\tau_1-\frac{Q_в}{W_п}=150-\frac{1000}{9{,}7}=46{,}9 \text{ °C}.$$

Относительный расход сетевой воды (первичного теплоносителя)

$$\frac{G_п}{G_п''}=\frac{W_п}{W_м''}=\frac{W_п}{W_п''}=\frac{9{,}7}{16{,}3}=0{,}595.$$

Аналогично находим те же величины при $t_н$=—20 °С: τ_1=135,7 °С; α=4,067; β=2,48; $W_п/W_в$=0,406; $W_п$=12,3 кДж/(с·°С); $\tau_{в2}$=54,4 °С;

$$\frac{W_п}{W_п''} = \frac{G_п}{G_п''} = 0{,}755.$$

Результаты расчета сводим в табл. 4.2.

Таблица 4.2

$t_н$, °С	τ_1, °С	$\tau_{в2}$, °С	$G_п/G_п''$
—25	150	46,9	0,595
—20	135,7	54,4	0,75
—15	122	60,6	1,0

Диапазон температур наружного воздуха от —15 до +2,8° С. В данном диапазоне температур принимаем температуру воды после калорифера равной температуре воды после систем отопления при качественном регулировании по графику $\tau_{о2}=f(t_н)$ из примера 4.3 и сводим результаты в табл. 4.3.

Таблица 4.3

$t_н$, °С	τ_1, °С	$\tau_{в2}$	$G_п/G_п''$
—15	122	60,6	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 °С. Для $t_н=t_2$=5 °С известно τ_1=70 °С; $t_1=t_{в.р}$=18 °С; $W_п''$=16,3 кДж/(с·°С); $W_в''$=30,3 кДж/(с·°С).

Находим тепловую нагрузку при $t_н$=5 °С

$$Q_в = Q_в'' \frac{t_{в.р} - t_н}{t_{в.р} - t_{н.в}} = 1000 \frac{18-5}{18+15} = 394 \text{ кДж/(с·°С)}.$$

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

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

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

Таблица 4.4

$t_н$, °С	t_1, °С	$\tau_{в2}$, °С	$G_п/G_п''$
2,8	70	41,7	1,0
5	70	29,5	0,597
10	70	11,5	0,255

Уравнение удовлетворяется при $W_п/W_в=0{,}321$, откуда эквивалент расхода воды и температура воды в обратном трубопроводе $W_п=0{,}321W_в=0{,}321\cdot30{,}3=9{,}73$ кДж/(с·°С)

$$\tau_{в2}=\tau_1-\frac{Q_в}{W_п}=70-\frac{394}{9{,}73}=29{,}5\ °С.$$

Относительный расход воды

$$\frac{G_п}{G_п''}=\frac{W_п}{W_п''}=\frac{9{,}73}{16{,}3}=0{,}597.$$

Аналогично определяем $\tau_{в2}$ и $G_п/G_п''$ при $t_н=+10$ °С, учитывая при этом, что $\tau_{в2}\geqslant t_{в.р}$. Результаты расчета для всего диапазона температур сводим в табл. 4.4.

По приведенным в табл. 4.2—4.4 данным строим графики $\tau_{в2}=f(t_н)$ и $\bar{G}_п=G_п/G_п''=f(t_н)$ (рис. 4.2).

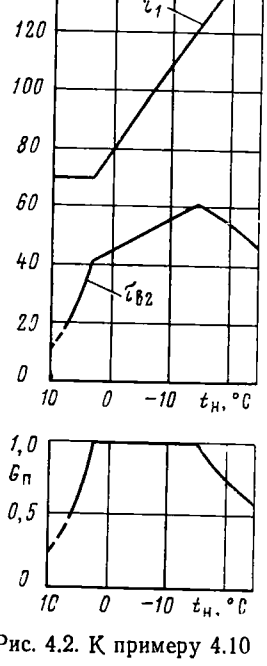


Рис. 4.2. К примеру 4.10

Пример 4.11. Противоточный водоводяной подогреватель системы горячего водоснабжения в период максимального расхода местной воды имеет производительность $Q_г^м=1$ МДж/с=1000 кДж/с при температурах сетевой воды $\tau_1=70$ °С и $\tau_{г2}=30$ °С. Температура местной входящей в подогреватель воды $t_х=5$ °С и выходящей $t_г=60$ °С. 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

$$W_п^м=Q_г^м/(\tau_1-\tau_{г2})=1000/(70-30)=25\ кДж/(с·°С);$$

$$W_в^м=Q_г^м/(t_г-t_х)=1000/(60-5)=18{,}2\ кДж/(с·°С)=W_м^м.$$

После снижения расходов воды в 2 раза их эквиваленты составят

$$W_п = 0{,}5 W_п^м = 0{,}5 \cdot 25 = 12{,}5 \text{ кДж/(с·°С)};$$

$$W_в = 0{,}5 W_в^м = 0{,}5 W_м^м = 0{,}5 \cdot 18{,}2 = 9{,}1 \text{ кДж/(с·°С)}.$$

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

$$W_в / W_п = W_м / W_б = W_м^м / W_б^м,$$

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

Производительность подогревателя в новых условиях составит

$$Q_г = \varepsilon W_м (\tau_1 - t_х) = \varepsilon^м (0{,}5 W_м^м)(\tau_1 - t_х) = 0{,}5 Q_г^м = 0{,}5 \cdot 1000 = 500 \text{ кДж/с},$$

т. е. снизится в 2 раза.

Температура сетевой воды за подогревателем при новом режиме

$$\tau_{г2} = \tau_1 - (Q_г / W_п) = 70 - \frac{500}{12{,}5} = 30 \text{ °С}.$$

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.

Р е ш е н и е. Из предыдущего примера известно: $Q_г^м = 1000$ кДж/с; $W_п^м = W_п = W_б = 25$ кДж/(с·°С); $W_в^м = W_м^м = 18{,}2$ кДж/(с·°С); $W_в = W_м = 9{,}1$ кДж/(с·°С).

Температурный напор в подогревателе при максимальной нагрузке

$$\Delta t^м = \frac{(\tau_{г2} - t_х) - (\tau_1 - t_г)}{\ln \dfrac{\tau_{г2} - t_х}{\tau_1 - t_г}} = \frac{(30 - 5) - (70 - 60)}{\ln \dfrac{30 - 5}{70 - 60}} = 16{,}4 \text{ °С}.$$

Параметр подогревателя

$$\Phi = \frac{kF}{\sqrt{W_п^м W_в^м}} = \frac{Q_г^м}{\Delta t^м \sqrt{W_п^м W_в^м}} = \frac{1000}{16{,}4 \sqrt{25 \cdot 18{,}2}} = 2{,}86.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка подогревателя при сниженном расходе местной воды, т. е. при $W_м / W_б = 9{,}1/25 = 0{,}364$,

$$\varepsilon = \frac{1}{0{,}35 \dfrac{W_м}{W_б} + 0{,}65 + \dfrac{1}{\Phi} \sqrt{\dfrac{W_м}{W_б}}} =$$

$$= \frac{1}{0{,}35 \cdot 0{,}364 + 0{,}65 + \dfrac{1}{2{,}86} \sqrt{0{,}364}} = 1{,}01.$$

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

Тепловая производительность подогревателя при новых условиях

$$Q_г = \varepsilon W_м(\tau_1 - t_х) = 1 \cdot 9{,}1(70-5) = 592 \text{ кДж/с}.$$

Температура сетевой и местной воды на выходе из подогревателя

$$\tau_{г2} = \tau_1 - \frac{Q_г}{W_п} = 70 - \frac{592}{25} = 46{,}3 \text{ °С};$$

$$t_г = t_х + \frac{Q_г}{W_в} = 5 + \frac{592}{9{,}1} = 70 \text{ °С}.$$

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

Р е ш е н и е. Из примеров 4.11 и 4.12 известно: $\tau_1''' = 70$ °С; $\tau_{г2}''' = 30$ °С; $t_х = 5$ °С; $t_г = 60$ °С; $\Phi = 2{,}86$.

Для расчета принимаем любую производительность подогревателя, например $Q_г^м = 1$ МДж/с$=1000$ кДж/с. В этом случае расчетные эквиваленты расхода воды составят:

$$W_п^м = 25 \text{ кДж/(с·°С)} \text{ и } W_в^м = 18{,}2 \text{ кДж/(с·°С)}$$

(см. пример 4.11).

Задаемся при $\tau_1 = 150$ °С температурой сетевой воды после подогревателя $\tau_{г2} = 10$ °С. Тогда

$$W_п = Q_г^м/(\tau_1 - \tau_{г2}) = 1000/(150-10) = 7{,}14 \text{ кДж(/с·°С)} = W_м;$$

$$\frac{W_м}{W_б} = W_п/W_в^м = 7{,}14/18{,}2 = 0{,}392;$$

$$\varepsilon = \frac{1}{0{,}35\dfrac{W_м}{W_б} + 0{,}65 + \dfrac{1}{\Phi}\sqrt{\dfrac{W_м}{W_б}}} =$$

$$= \frac{1}{0{,}35 \cdot 0{,}392 + 0{,}65 + \dfrac{1}{2{,}86}\sqrt{0{,}392}} = 1.$$

Находим уточненное значение $\tau_{г2}$ из уравнения

$$W_п(\tau_1 - \tau_{г2}) = \varepsilon W_п(\tau_1 - t_х):$$

$$\tau_{г2} = \tau_1 - \varepsilon(\tau_1 - t_х) = 150 - 1(150-5) = 5 \text{ °С}.$$

Уточненное значение $W_п$ и $W_п/W_п'''$:

$$W_п = Q/(\tau_1 - \tau_{г2}) = 1000/(150-5) = 6{,}897 \text{ кДж/с}.$$

Принимаем последние значения $\tau_{г2}$ и $W_п$ за окончательные, поскольку последующие уточнения не изменяют полученных значений.

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

$$\bar{G}_г = G_п/G_п''' = W_п/W_п''' = 6{,}897/25 = 0{,}276.$$

При расчете по более точной формуле (4.8) значения искомых величин составят $\tau_{г2}=10{,}8$ °С и $G_п/G_п'''=0{,}286$ (см. пример. 4.14).

Пример 4.14. Построить график температур воды после противоточных водо-водяных подогревателей горячего водоснабжения $\tau_{г2}=f(t_н)$ и график расхода сетевой воды для них $\bar{G}_г=G_п/G_п'''=f(t_н)$ при графике температур воды в подающем трубопроводе тепловой сети с $\tau_1'=150$ °С при $t_н'=-25$ °С, как в примере 4.4.

Подогреватели горячего водоснабжения включены по параллельной схеме. При минимальной температуре воды в подающем трубопроводе $\tau_1'''=70$ °С (при $t_н'''=+2{,}8$ °С) температура сетевой воды после подогревателей $\tau_{г2}'''=30$ °С. Температура местной воды до подогревателей $t_х=5$ °С, после подогревателей поддерживается постоянной $t_г=60$ °С 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 $t_н$. Пример решить с использованием ЭВМ «Наири» и уравнений (4.8).

Р е ш е н и е. Параметр подогревателя принимаем $\Phi=2{,}86$ (см. пример 4.12). В этом случае величины Φ, $t_х$ и $t_г$ являются постоянными.

Температуру сетевой воды в подающем трубопроводе τ_1 при $t_н \leqslant 2{,}8$ °С определяем для отопительной нагрузки по формуле, приведенной в примере 4.3. Для решения поставленной задачи необходимо совместное решение следующей системы уравнений (алгоритм решения задачи):

$$\bar{Q}_о = (18-t_н)/(18-t_{н.о});$$

$$\tau_1 = 18+64{,}5\bar{Q}_о^{0{,}8}+67{,}5\bar{Q}_о;$$

$$g = G_п/G_в = (t_г-t_х)/(\tau_1-\tau_{г2}) \text{ при } G_в=\text{const};$$

$$z = \Phi(g-1)/\sqrt{g};$$

$$\varepsilon = (1-e^z)/(1-ge^z);$$

$$\tau_{г2} = \tau_1-(\tau_1-t_х)\varepsilon;$$

$$\bar{G}_г = G_п/G_п''' = (\tau_1'''-\tau_{г2}''')/(\tau_1-\tau_{г2}).$$

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

Символы, принятые в литературе	Φ	$t_х$	$t_г$	τ_1'''	$\tau_{г2}'''$	$t_н$	τ_1	$\tau_{г2}^п$	$\tau_{г2}$
Символы автокода . .	l_1	l_3	l_4	l_5	l_6	t_0	t_1	t_4	t_5

Символы, принятые в литературе . . .	$\bar{Q}_о$	g	z	ε	б	н	к	$\bar{G}_г$
Символы автокода . .	х	g	z	е	б	н	к	в

Определить $\tau_{г2}$, а затем $\bar{G}_г$ и g можно путем последовательного приближения. Для этого можно задаться ориентировочно искомой $\tau_{г2}^{п}=20\,°C$ при всех значениях $t_н$, после чего можно организовать цикл расчета на ЭВМ методом итерации по алгоритму. При расчете задаемся также допустимой погрешностью расчета

$$н=|б|=\tau_{г2}-\tau_{г2}^{п}.$$

Расчет начинаем с температуры наружного воздуха $t_0=-25\,°C$. После определения $\tau_{г2}$ с заданной степенью точности $|б|=0{,}05\,°C$ присваиваем $t_н$ новое значение на $5\,°C$ больше предыдущего и производим расчет $\tau_{г2}$ для новых условий.

Число произведенных итераций обозначим через к.

Программа расчета $\tau_{г2}$ на ЭВМ «Наири-2»:

```
ап
i = 7␣lt
1 ␣ допустим l1 = 2,86 ␣ l3 = 5  l4 = 60  l5 = 70␣  l6 = 30
2 ␣ допустим t0 = — 25
3 ␣ вычислим x = (18 — t0)/43
4 ␣ вычислим t1 = 18 + 64,5 ␣ exp(0,8␣ln x) + 67,5x
5 ␣ допустим t4 = 20 ␣ к = 0
6 ␣ вычислим g = (l4 — l3)/(t1 — t4)
7 ␣ вычислим z = l1(g — 1)/␣√g
8 ␣ вычислим e = (1—␣ exp z)/(1 — g␣exp z)
9 ␣ вычислим t5 = t1 — (t1 — l3)e
10 ␣ вычислим б = t5 — t4
11 ␣ допустим н = | б |
12 ␣ вычислим t4 = t5
13 ␣ вставим к = к + 1
14 ␣ если н — 0,05 ⩾ 0 идти к 6
15 ␣ вычислим в = (l3 — l6)/(t1 — t5)
16 ␣ печатаем с 1 знаками t0␣t1␣t5␣к
17 ␣ печатаем с 3 знаками в ␣ g
18 ␣ вычислим t0 = t0 + 5
19 ␣ если t0 ⩽ 0 идти к 3
20 ␣кончаем
```

$t_0 = -25$ $t_1 = 150{,}0$ $t_5 = 10{,}8$ к = 5
в = 0,286 $g = 0{,}143$

$t_0 = -20$ $t_1 = 136{,}1$ $t_5 = 12{,}4$ к = 5
в = 0,322 $g = 0{,}161$

$t_0 = -15$ $t_1 = 122{,}0$ $t_5 = 14{,}5$ к = 6
в = 0,372 $g = 0{,}186$

$t_0 = -10$ $t_1 = 107{,}7$ $t_5 = 17{,}4$ к = 6
в = 0,443 $g = 0{,}221$

$t_0 = -5$ $t_1 = 93{,}2$ $t_5 = 21{,}3$ к = 9 в = 0,556 $g = 0{,}278$

$t_0 = 0$ $t_1 = 78{,}4$ $t_5 = 26{,}6$ к = 30
в = 0,772 $g = 0{,}386$

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 $\rho_{ср} = Q_г^{ср}/Q_o' = 0{,}25$ при коэффициенте нагрузки горячего водоснабжения $\varkappa = 1$. При расчете использовать ЭВМ «Наири-2». Константы: $t_в = t_{в.р} = 18$ °С; $t_{н.о} = -25$ °С; $\delta\tau_o' = 80$ °С; $t_х = 5$ °С; $t_г = 60$ °С; $\tau_1''' = 70$ °С; $\tau_{o2}''' = 41{,}7$ °С: параметры теплообменников верхней и нижней ступеней $\Phi_1 = 1{,}0$; $\Phi_2 = 2{,}86$.

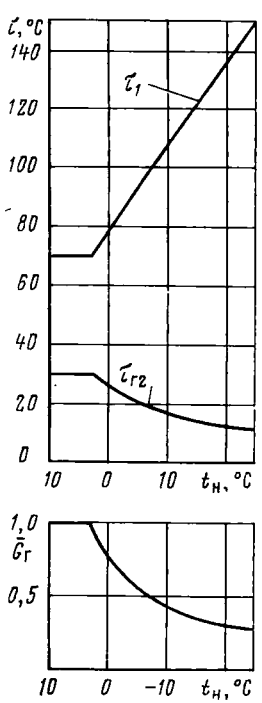


Рис. 4.3. К примеру 4.14

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

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

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

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

$$\tau_{г2}^п = 30 \text{ °С и } t_п^п = \tau_{o2} - 5$$

(предварительно задаемся);

$$g_2 = G_{г2}/G_{г.м} = (t_г - t_п^п)/(\tau_1 - \tau_{г2}^п);$$

$$g_1 = G_1/G_{г.м} = g_0 + g_2 = \frac{t_г - t_х}{\delta\tau_о \rho_{ср} \varkappa} + g_2;$$

$$z_1 = \Phi_1(g_1 - 1)/\sqrt{g_1};$$

$$z_2 = \Phi_2(g_2 - 1)/\sqrt{g_2};$$

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

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

$$\tau_с = (\tau_{о2} g_0 + \tau_{г2}^п g_2)/g_1;$$

$$t_п = t_х + (\tau_с - t_х) g_1 \varepsilon_1;$$

$$\tau_{г2} = \tau_1 - (\tau_1 - t_п)\varepsilon_2.$$

Проверяем погрешность $\delta = \tau_{г2} - \tau_{г2}^п$. Допустимое значение погрешности принимаем $н = |\delta| \leqslant 0{,}05$ °С. Если $н > 0{,}05$ °С, то расчет вновь повторяем. После достижения требуемой точности в определении $\tau_{г2}$ 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	$t_х$	$t_г$	$\delta\tau_о'$	$\rho_{ср}$	$\varkappa$	τ_1'''	$\tau_{г2}'''$	$t_н$
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	$\tau_{о2}$	$\tau_{г2}^п$	$\tau_{г2}$	$\tau_с$	τ_2	$t_п^п$	$t_п$	$\overline{Q}_о$	g_0
Символы автокода	t_1	t_2	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	х	g_0
Символы, принятые в литературе	g_1	g_2	z_1	z_2	ε_1	ε_2	$\overline{G}_г$	б	н	
Символы автокода	$\overline{g_1}$	$\overline{g_2}$	z_1	z_2	e_1	e_2	в	б	н	

ап *Программа*

i = 9 ␣ lt

j = 3 ␣ g e z

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

2 ␣ допустим $t_0 = -25$

3 ␣ вычислим $х = (18 - t_0)/43$

4 ␣ вычислим $t_1 = 18 + 64{,}5$ ␣ exp(0,8 ␣ ln х) + 67,5 х

5 ⌴ вычислим $t_2 = t_1 - 80$ x

6 ⌴ вычислим $t_4 = t_2 ⌴⌴ t_8 = t_2 - 5$

7 ⌴ вычислим $g_2 = (l_4 - t_8)/(t_1 - t_4)$ ⌴⌴ $g_0 = (l_4 - l_3)/l_5 l_6 l_7$

8 ⌴ вычислим $g_1 = g_0 + g_2$

9 ⌴ вычислим $z_1 = l_1(g_1 - 1)/⌴\sqrt{g_1}⌴⌴ z_2 = l_2(g_2 - 1)/⌴\sqrt{g_2}$

10 ⌴ вычислим $e_1 = (1 - ⌴ \exp z_1)/(1 - g_1 ⌴ \exp z_1)$ ⌴⌴

$e_2 = (1 - ⌴ \exp z_2)/(1 - g_2 ⌴ \exp z_2)$

11 ⌴ вычислим $t_6 = (t_2 g_0 + t_4 g_2)/g_1$

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 б $= t_5 - t_4$

15 ⌴ допустим н $=$ | б |

16 ⌴ вычислим $t_4 = t_5$

17 ⌴ если н $- 0{,}05 \geqslant 0$ идти к 7

18 ⌴ вычислим в $= g_2 l_5 l_6 l_7/(l_4 - l_3)$

19 ⌴ печатаем с 3 знаками t_0 ⌴ t_1 ⌴ t_2 ⌴ t_5

20 ⌴ печатаем с 3 знаками t_6 ⌴ t_7 ⌴ t_9 ⌴ в

21 ⌴ вычислим $t_0 = t_0 + 5$]

22 ⌴ если $t_0 \leqslant 0$ 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 τ_1 и τ_2 при температуре наружного воздуха $t_{н.в} = +2{,}8$ °С, когда по расчетному температурному графику для отопления $\tau_{o1}''' = 70$ °С и $\tau_{o2}''' = 41{,}7$ °С.

Отношение средней нагрузки горячего водоснабжения к максимальной нагрузке отопления по сети составляет $\rho_{ср} = Q_г^{ср}/Q_o' = 0{,}2$, а поправочный (балансовый) коэффициент к средней нагрузке горячего водоснабжения для компенсации небаланса теплоты на отопление, вызываемого неравномерностью суточного графика горячего водоснабжения, $\varkappa^б = Q_г^б/Q_г^{ср} = 1{,}2$. Температуры местной воды до и после подогревателя горячего водоснабжения $t_х = 5$ °С и $t_г = 60$ °С.

Определить также температуры сетевой воды τ_1 и τ_2 при температуре наружиого воздуха $t_н$=—25 °С, когда по расчетному температурному графику для отопления τ_{o1}=150 °С и τ_{o2}=70 °С.

Расчетный недогрев воды в нижней ступени принять $\tau_{o2}'''-t_п'''$= =5 °С.

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

$$t_п'''=\tau_{o2}'''-5=41{,}7-5=36{,}7\ °С.$$

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

$$\delta=\frac{Q_г^б}{G_o' c}=\frac{Q_г^б(\tau_{o1}'-\tau_{o2}')}{Q_o'}=\rho_б(\tau_{o1}'-\tau_{o2}')=0{,}24(150-70)=19{,}2\ °С.$$

Перепад температуры сетевой воды в нижней и верхней ступенях при $t_{н.и}$=+2,8 °С:

$$\delta_н'''=\frac{\delta Q_н^б}{Q_г^б}=\frac{\delta(t_п'''-t_х)}{t_г-t_х}=\frac{19{,}2(36{,}7-5)}{60-5}=11{,}1\ °С;$$

$$\delta_в'''=\delta-\delta_н'''=19{,}2-11{,}1=8{,}1\ °С.$$

Температура воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_н$= =$t_{н.и}$=+2,8 °С:

$$\tau_1'=\tau_{o1}'+\delta_в=70+8{,}1=78{,}1\ °С;$$

$$\tau_2'=\tau_{o2}'-\delta_н'=41{,}7-11{,}1=30{,}6\ °С.$$

Поскольку производительность нижней ступени подогревателя $Q_н^б=\varepsilon G_г c(\tau_{o2}-t_х)$ (здесь ε и $G_г$ — постоянные величины), то перепады температуры сетевой воды в нижней и верхней ступенях при $t_{н.о}$=—25 °С

$$\delta_н'=\delta_н'''\frac{Q_н'^б}{Q_н'''^б}=\delta_н'''\frac{\tau_{o2}'-t_х}{\tau_{o2}'''-t_х}=11{,}1\frac{(70-5)}{(41{,}7-5)}=19{,}7\ °С.$$

фактически $\delta_н'$=19,2 °С.

Таким образом, при $t_{н.о}$=—25 °С весь подогрев местной воды при $Q_г^б$ будет осуществлен в нижней ступени ($\delta_в'$=0).

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_{н.о}$=—25 °С:

$$\tau_1=\tau_{o1}'+\delta_в=150+0=150\ °С;$$

$$\tau_2=\tau_{o2}'-\delta_н'=70-19{,}2=50{,}8\ °С.$$

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 $t_{н.о}=-26$ °С температуры воды по нормальному графику для отопления $\tau_{01}'=150$ °С, $\tau_3'=95$ °С и $\tau_{02}'=70$ °С.

Отношение среднего расхода теплоты на горячее водоснабжение к расчетному расходу теплоты на отопление $\rho_г^{ср}=Q_г^{ср}/Q_о'=0{,}273$. Поправочный (балансовый) коэффициент к средней нагрузке горячего водоснабжения для компенсации небаланса теплоты на отопление, вызываемого неравномерностью суточного графика горячего водоснабжения, $\varkappa_б=1{,}1$. Температуры холодной водопроводной воды $t_х=5$ °С и воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, $t_г=60$ °С.

Определить относительный расход воды на отопление и температуры воды в подающем и обратном трубопроводах τ_1 и τ_2 при температуре наружного воздуха $t_н=+7$ °С, если $t_{в.р}=18$ °С.

Решение. Величины θ, $\tau_{пр}'$ и $\Delta t'$ при $t_{н.о}=-25$ °С: $\theta'=\tau_{03}'-\tau_{02}'=95-70=25$ °С; $\tau_{пр}=0{,}5(\tau_{03}'+\tau_{02}')=0{,}5(95+70)=82{,}5$ °С; $\Delta t'=\tau_{пр}'-t_{в.р}=82{,}5-18=64{,}5$ °С.

Относительный расход теплоты на отопление при $t_н=+7$ °С:

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

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

$$\rho_г^б=\varkappa_б\rho_г^{ср}=1{,}1\cdot 0{,}273=0{,}3.$$

Относительный расход воды на отопление

$$\bar{G}_о=\frac{1-0{,}5\dfrac{\rho_г^б\theta'}{t_г-t_х}}{1+\dfrac{(t_г-t_{в.р})}{(t_г-t_х)}\dfrac{\rho_г^б}{\bar{Q}_о}-\dfrac{\Delta t_0'\rho_г^б}{(t_г-t_х)\bar{Q}_о^{0,2}}}=$$

$$=\frac{1-\dfrac{0{,}5\cdot 0{,}3\cdot 25}{60-5}}{1+\dfrac{(60-18)\cdot 0{,}3}{(60-5)0{,}25}-\dfrac{64{,}5\cdot 0{,}3}{(60-5)0{,}25^{0,2}}}=0{,}64.$$

Температуры воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_н=+7$ °С:

$$\tau_1 = t_{в.р} + \frac{\overline{Q}_o}{\overline{G}_o}\left(\delta\tau' + \Delta t' \frac{\overline{G}_o}{\overline{Q}_o^{0,2}} - 0{,}5\theta'\right) =$$

$$= 18 + \frac{0{,}25}{0.64}\left(80 + \frac{64{,}5 \cdot 0{,}64}{0{,}25^{0,2}} - 0{,}5 \cdot 25\right) = 65{,}7 \text{ °С};$$

$$\tau_2 = t_{в.р} + \frac{\overline{Q}_o}{\overline{G}_o}\left(\Delta t' \frac{\overline{G}_o}{\overline{Q}_o^{0,2}} - 0{,}5\theta'\right) =$$

$$= 18 + \frac{0{,}25}{0{,}64}\left(\frac{64{,}5 \cdot 0{,}64}{0{,}25^{0,2}} - 0{,}5 \cdot 25\right) = 34{,}4 \text{ °С}.$$

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: $t_{н.о}=-25$ °С; $\tau_{o1}'=150$ °С; $\tau_{o2}'=70$ °С; $\delta\tau'=80$ °С; $\theta'=25$ °С; $\Delta t'=64{,}5$ °С; $t_{в.р}=18$ °С.

Типовое отношение нагрузок горячего водоснабжения и отопления $\rho_г^{ср}=Q_г^{ср}/Q_o'=0{,}25$. Параметры воды, используемой для горячего водоснабжения, $t_х=5$ °С и $t_г=60$ °С. Распределение относительных гидравлических сопротивлений в системе теплоснабжения (подающий трубопровод, элеватор, обратный трубопровод) $\overline{S}_п=\overline{S}_o=0{,}4$ и $\overline{S}_э=0{,}2$.

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

Р е ш е н и е. Определяем относительный расход воды на отопление при $\overline{Q}_o=1$. Принимаем $t_г=\tau_2=70$ °С. Так как $\tau_2>60$ °С, весь расход воды на горячее водоснабжение осуществляется из обратного трубопровода.

Доля водоразбора из подающего трубопровода

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

Предварительное значение величины $G_г/G_o$:

$$G_г/G_o = \rho_г^{ср}\delta\tau_o'/(t_г - t_х) = 0{,}25 \cdot 80/(70 - 5) = 0{,}308.$$

Отношение расходов воды

$$\overline{G}_o = \overline{W}_o = \frac{\alpha}{\sqrt{\overline{S}_п\left(1 + \beta\frac{G_г}{G_o}\right)^2 + \overline{S}_э + \overline{S}_o\left[1 - (1-\beta)\frac{G_г}{G_o}\right]^2}} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{0{,}4(1+0)^2 + 0{,}2 + 0{,}4(1 - 0{,}308)^2}} = 1{,}12.$$

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

$$\tau_1 = t_{в.р} + \Delta t'_о \bar{Q}_о^{0,8} + (\delta\tau_0 - 0,5\theta')\bar{Q}_о/\bar{G}_о =$$

$$= 18 + 64,5 \cdot 1^{0,8} + \frac{(80 - 0,5 \cdot 25)1}{1,12} = 142,8\ °C;$$

$$\tau_2 = t_{в.р} + \Delta t'_о\, \bar{Q}_о^{0,8} - 0,5\theta'\bar{Q}_о/\bar{G}_о =$$

$$= 18 + 64,5 \cdot 1^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot 1/1,12 = 71,3\ °C.$$

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

Отношение расходов воды на горячее водоснабжение и отопление

$$\bar{G}_г = \frac{G_г}{G'_о} = \frac{Q_г^{ср}(\tau'_{о1} - \tau'_{о2})}{Q'_о(t_г - t_х)} = \frac{0,25(150 - 70)}{71,3 - 5} = 0,301.$$

Относительные расходы воды в подающем и обратном трубопроводах

$$\bar{G}_1 = \bar{G}_о = 1,12;$$

$$\bar{G}_2 = \bar{G}_1 - \bar{G}_2 = 1,12 - 0,301 = 0,819.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 4.19. Тепловая сеть работает по графику качественного регулирования для воздушного отопления. При расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.о} = -30\ °C$ температуры воды в подающем и обратном трубопроводах составляют $\tau_1' = 130\ °C$ и $\tau'_{о2} = 70\ °C$.

Определить температуры воды τ_1 и $\tau_{о2}$ при $t_н = -7\ °C$, если температура внутреннего воздуха поддерживается $t_{в.р} = 16\ °C$.

Ответ. $\tau_1 = 73\ °C$; $\tau_{о2} = 43\ °C$.

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

Определить также температуру воды в подающем трубопроводе отопительной системы $\tau_{о3}$ при $t_н = -7\ °C$.

Ответ. $\tau_1 = 76,6\ °C$; $\tau_{о3} = 59,8\ °C$; $\tau_{о2} = 47,8\ °C$.

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 $\tau_1 = \tau_1''' = 60\ °C$.

При расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t_{н.о} = -30\ °C$ и температуре внутреннего воздуха $t_{в.р} = 18\ °C$ температуры воды равны $\tau'_1 = 130\ °C$ и $\tau_{о3}' = 95\ °C$ и $\tau_{о2}' = 70\ °C$.

Определить температуру наружного воздуха $t_{н.и}$, при которой меняется метод регулирования отопительных систем, и соответствующие температуры $\tau_{о2}$ и $\tau_{о3}$.

Ответ: $t_{н.и}=+2{,}2\,°C$; $\tau_{о2}'''=41{,}2\,°C$; $\tau_{о3}'''=49{,}4\,°C$.

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 $t_н=+10\,°C$, если при постоянной температуре воды в подающем трубопроводе сети $\tau_1=60\,°C$ будет применен метод количественного регулирования водяных систем отопления.

Ответ. $\bar{G}=0{,}284$; $\tau_{о3}=40{,}5\,°C$; $\tau_{о2}=26{,}6\,°C$.

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 $t_н=+10\,°C$, если регулирование отпуска теплоты на отопление при температурах наружного воздуха $t_н\geqslant+2{,}2\,°C$ осуществляется местными пропусками при постоянной температуре воды в подающем трубопроводе и постоянном расходе сетевой воды каждой системы.

Ответ. $n=12{,}1$ ч/сут;

$$\bar{G}_о^{ср}=G_о^{ср}/G_о'=0{,}506.$$

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

Ответ. $\bar{G}=G'/G'_н=0{,}92$.

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

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 $t_1=t_{н.в}=-15\,°C$. Температура внутреннего воздуха $t_{в.р}=18\,°C$.

Ответ. $\tau_{в2}=45{,}2\,°C$; $\bar{G}=0{,}472$.

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

качественное регулирование. При температуре наружного воздуха $t_{н.и}=-2{,}1$ °С температура воды в подающем трубопроводе $\tau_1=70$ °С.

Ответ. $\tau_{в2}'''=45{,}6$ °С.

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 $t_н=+5$ °С. В диапазоне температур наружного воздуха от $t_н=-2{,}1$ °С до $t_н=+5$ °С температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети поддерживается постоянной и равной $\tau_1=\tau_1'''=70$ °С, 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 $t_{н.и}=-2{,}1$ °С принять по данным задачи 4.26.

Ответ. $\tau_{в2}=27{,}5$ °С; $\bar{G}=0{,}371$.

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 $\tau_1'''=70$ °С и температуре воды за подогревателями $\tau_{г2}'''=30$ °С.

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

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

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

Задача 4.29. Решить пример 4.18 для температуры наружного воздуха $t_н=+6$ °С.

Ответ. $\bar{G}_1=1{,}196$; $\bar{G}_о=0{,}862$; $\bar{G}_2=0{,}832$; $\tau_1=62{,}1$ °С; $\tau_2=36{,}8$ °С.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Падение давления в горизонтальном трубопроводе, Па,

$$\delta p=\delta p_л+\delta p_м=R_л(l+l_э)=R_л l(1+\alpha), \tag{5.1}$$

где $\delta p_л=R_л l$ — линейное падение давления, Па; $\delta p_м$ — падение давления в местных сопротивлениях, Па; $R_л$ — удельное линейное падение давления, Па/м; l — длина трубопровода, м; $l_э$ — эквивалентная длина местных сопротивлений, м; α — коэффициент местных потерь давления.

Удельное линейное падение давления, Па/м,

$$R_л=\frac{\lambda w^2\rho}{2d}=\frac{0{,}8125\lambda G^2}{d^5\rho}. \tag{5.2}$$

Предельное число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{пр}=568\frac{d}{k_э}. \tag{5.3}$$

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

$$\lambda=0{,}11\left(\frac{k_э}{d}+\frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}. \tag{5.4}$$

При $\mathrm{Re}\geqslant\mathrm{Re}_{пр}$

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

В последнем случае

$$R_л=\frac{A_R G^2}{d^{5{,}25}\rho}. \tag{5.6}$$

Здесь d — внутренний диаметр трубопровода, м; λ — коэффициент гидравлического трения; w — скорость теплоносителя, м/с; G — массовый расход теплоносителя, кг/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м^3; g — ускорение свободно падающего тела, 9,81 м/с^2; $k_э$ — абсолютная эквивалентная шероховатость трубопровода, м; A_R — постоянный коэффициент для заданного значения $k_э$.

Падение давления в местных сопротивлениях, Па,

$$\delta p_м=\Sigma\xi\frac{w^2\rho}{2}=0{,}8125\Sigma\xi\frac{G^2}{d^4\rho}, \tag{5.7}$$

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

Эквивалентная длина местных сопротивлений, м,

$$l_э=\frac{\Sigma\xi d}{\lambda}. \tag{5.8}$$

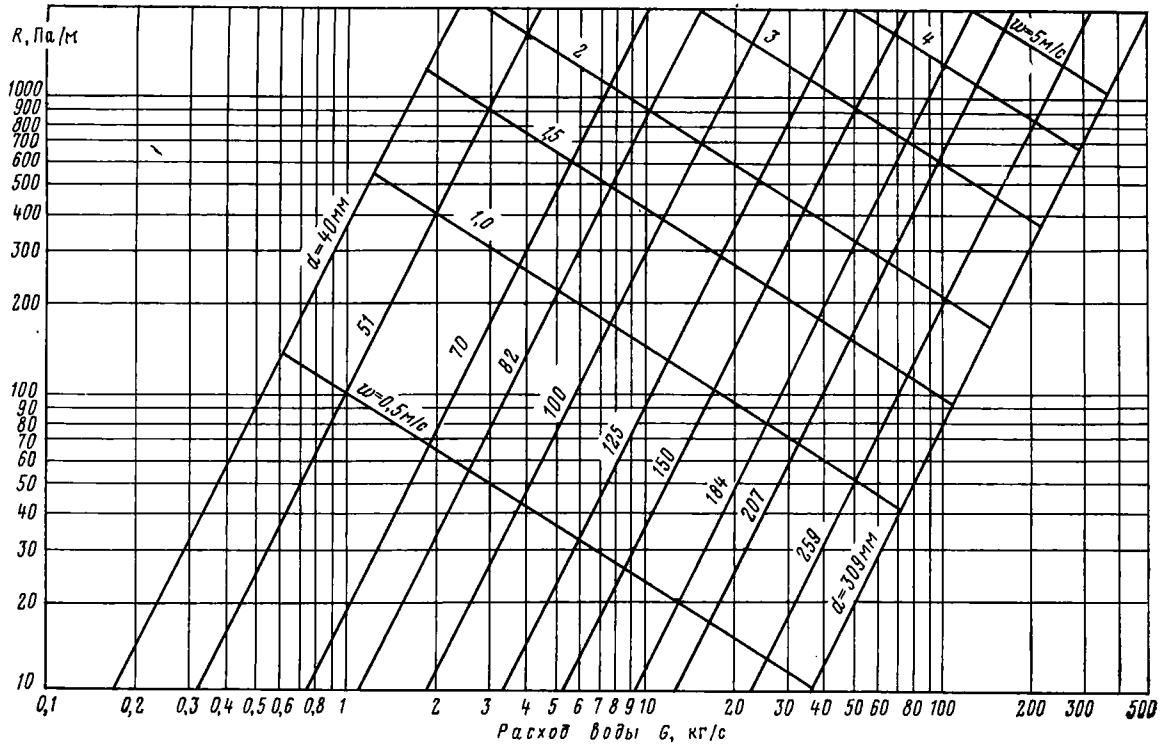
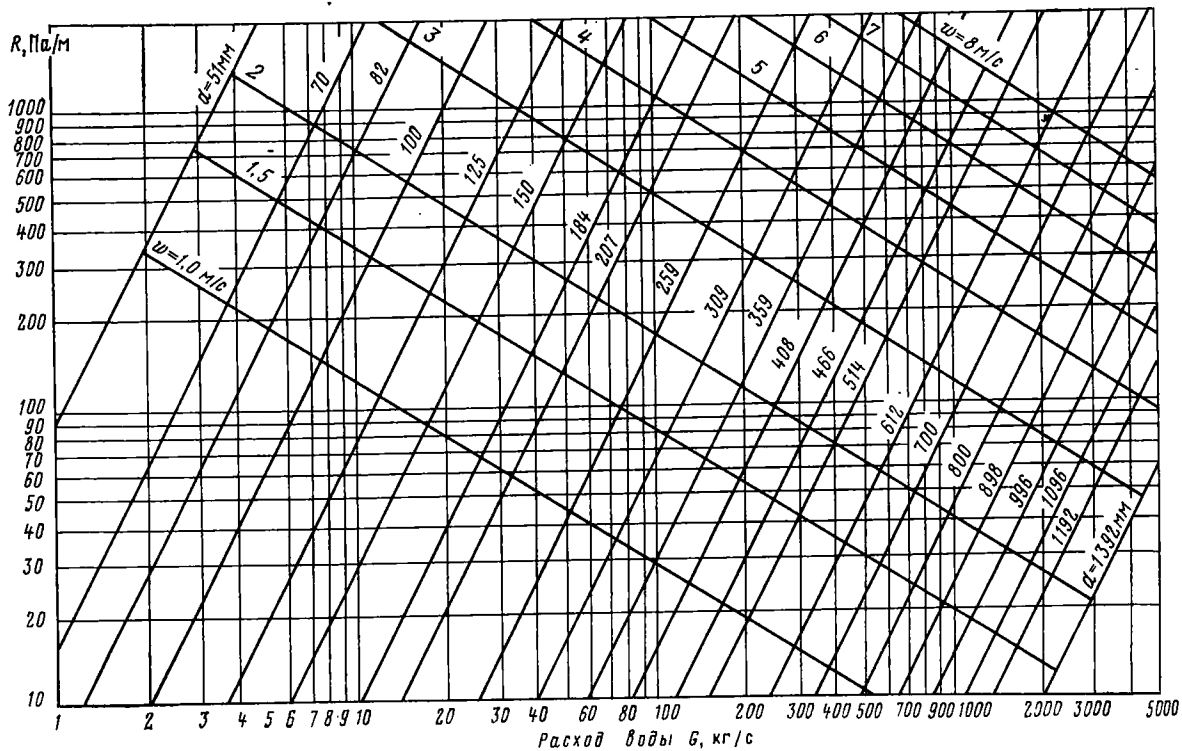


Рис. 5.1. Номограмма для гидравлического расчета конденсатопроводов ($k_э$=1 мм, ρ=975 кг/м³)


R, Па/м
d=51мм
2
70
82
3
100
125
150
4
184
207
259
5
309
359
6
408
466
514
7
614
700
800
898
996
1096
1192
d=1392мм
w=8 м/с
w=1,0 м/с
1,5
1000
900
800
700
600
500
400
300
200
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
20
30
40
60
80
100
200
300
400
500
700
900
1000
2000
3000
5000
Расход воды G, кг/с

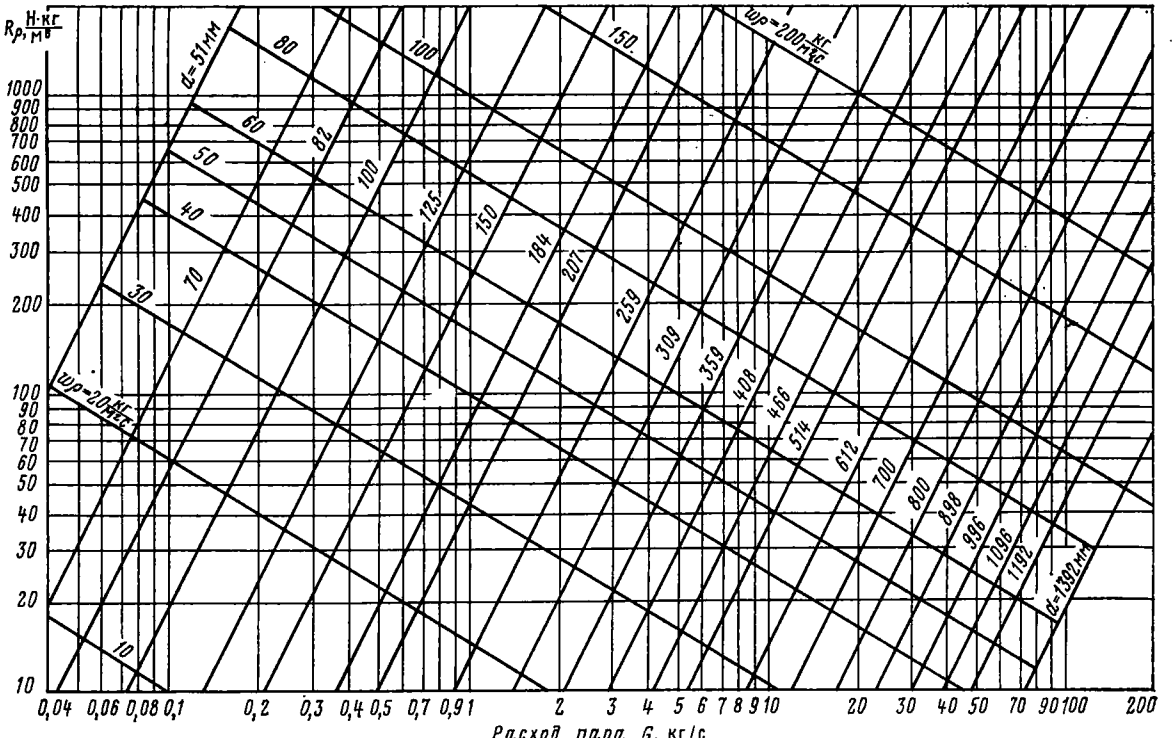


Рис. 5.3. Номограмма для гидравлического расчета паропроводов ($k_э$=0,2 мм)

По формуле (5.6) построены номограммы для гидравлического расчета конденсатопроводов при $k_э$=1 мм (рис. 5.1), водоводов при $k_э$=0,5 мм (рис. 5.2) и паропроводов при $k_э$=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 °С и эквивалентную шероховатость трубопровода $k_э$=0,5 мм.

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

$$\mathrm{Re}_{пр} = 568\,\frac{d}{k_э}.$$

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

Предельная скорость воды в трубопроводах

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

Пример 5.2. Определить удельное линейное падение давления для воды с температурой τ=75 °С, проходящей по трубопроводу d=100 мм со скоростью w=0,2 м/с. Эквивалентная шероховатость трубопровода $k_э$=0,5 мм.

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

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

Предельное число Рейнольдса

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

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

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

Удельное линейное падение давления

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

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 $R_л=5{,}71$ 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

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

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

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

Удельное линейное падение давления

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

Пример 5.4. По трубопроводу с внутренним диаметром $d=514$ мм и длиною $l=1000$ 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 $k_э=0{,}5$ 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

$$\lambda=0{,}11\left(\frac{k_э}{d}\right)^{0{,}25}=0{,}11\left(\frac{0{,}005}{0{,}514}\right)^{0{,}25}=0{,}0194.$$

Эквивалентная длина местных сопротивлений и приведенная длина

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

$$l_п=l+l_э=1000+265=1265\ \text{м}.$$

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

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

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

$$\delta H=\frac{R_л l_п}{\rho g}=\frac{52{,}6\cdot 1265}{9570}=6{,}96 \text{ м}^*.$$

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 $\tau_1=220$ °С ($\rho_1=2{,}66$ кг/м³).

Эквивалентная шероховатость трубопровода $k_э=0{,}2$ 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 $R_л\rho$ (по номограмме, рис. 5.3):

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

Удельное падение давления пара в начале трубопровода

$$R_л=\frac{R_л\rho}{\rho}=\frac{99}{2{,}66}=37{,}2 \text{ Па/м}.$$

Приближенное значение падения давления в паропроводе при $l_п=l+l_э=1000+112\cdot 1{,}26=1141$ м (см. пример 5.4 и приложение 5)

$$\delta p=R_л l_п=37{,}2\cdot 1141=42\,400 \text{ Па}.$$

---

* 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

$$p_2 = p_1 - \delta p = 600\,000 - 42400 = 557\,600 \text{ Па}.$$

Тепловые потери паропровода

$$Q = ql = 160 \cdot 1000 = 160\,000 \text{ Вт}.$$

Падение температуры пара при движении его в паропроводе и конечная температура пара при средней теплоемкости $c = 2156$ Дж/(кг·°С)

$$\delta\tau = \frac{Q}{Gc} = \frac{160\,000}{2{,}78 \cdot 2156} = 27 \text{ °С}.$$

Для пара $p_2 = 0{,}5576$ МПа и $\tau_2 = 220 - 27 = 193$ °С, $\rho_2 = 2{,}62$ кг/м³. Средняя плотиость пара

$$\rho = (\rho_1 + \rho_2)/2 = (2{,}66 + 2{,}62)/3 = 2{,}64 \text{ кг/м}^3.$$

Среднее значение удельного линейного падения давления

$$R_л = 99/2{,}64 = 37{,}5 \text{ Па/м}.$$

Уточненное значение падения давления и конечного давления $\delta p = R_л l_п = 37{,}5 \cdot 1141 = 42\,800$ Па и $p_2 = 600\,000 - 42\,800 = 557\,200$ 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 $G = 5{,}56$ кг/с $= 20$ т/ч.

Потери теплоты паропроводом $Q = 160\,000$ 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.

Р е ш е н и е. Параметры пара в начале паропровода:

$$p_1 = 0{,}6 \text{ МПа}; \quad \rho_1 = 2{,}66 \text{ кг/м}^3; \quad T_1 = 273 + 220 = 493 \text{ К}.$$

Падение температуры пара

$$\delta\tau = Q/Gc = 160\,000/(5{,}56 \cdot 2156) = 14 \text{ °С}.$$

Конечная и средняя температуры пара при $\tau_2 = 220 - 14 = 206$ °С:

$$\tau_{ср} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} = \frac{220 + 206}{2} = 213 \text{ °С};$$

$$T_{ср} = 273 + 213 = 486 \text{ К}.$$

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

$$p_2=p_1\sqrt{1-\frac{2R_1T_{\text{ср}}l_{\text{п}}}{p_1T_1}}=$$

$$=600\,000\sqrt{1-\frac{2\cdot149\cdot486\cdot1141}{600\,000\cdot493}}=398\,600 \text{ Па}=0{,}3986 \text{ МПа}.$$

Конечное давление по приближенной формуле

$$p_2=p_1-R_1l_{\text{п}}=600\,000-149\cdot1141=430\,000 \text{ Па}=0{,}43 \text{ МПа}.$$

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 длиною $l=2000$ м, если условиая 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:

$$\delta p_1=\frac{\lambda_1w^2(l+l_{э1})\rho}{2d};\quad \delta p_2=\frac{\lambda_2w^2(l+l_{э2})\rho}{2d}.$$

Отношение падений давления

$$\frac{\delta p_2}{\delta p_1}=\frac{\lambda_2(l+l_{э2})}{\lambda_1(l+l_{э1})}=\frac{\lambda_2\left(l+\dfrac{\Sigma\xi d}{\lambda_2}\right)}{\lambda_1\left(l+\dfrac{\Sigma\xi d}{\lambda_1}\right)}=\frac{\lambda_2l+\Sigma\xi d}{\lambda_1l+\Sigma\xi d}=$$

$$=\frac{0{,}03\cdot2000+10\cdot0{,}359}{0{,}0169\cdot2000+10\cdot0{,}359}=1{,}7.$$

Пример 5.8. Определить пропускную способность конденсатопровода диаметром d=150 мм и длиною 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., водомеров 1 шт., гнутых колен 6 шт. с $r=3d$, П-образных компенсаторов 12 шт. с $r=3d$. При расчете эквивалентную шероховатость принять $k_э$=1 мм.

Решение. Эквивалентная длина местных сопротивлений (приложение 5 с учетом поправочного множителя для $k_э$=1 мм)

$$l_э=(2{,}11\cdot 4+9{,}7+8{,}58+2{,}28\cdot 6+10{,}8\cdot 12)\,0{,}84=143 \text{ м}.$$

Приведенная длина

$$l_п=l+l_э=1000+143=1143 \text{ м}.$$

Потеря напора

$$\delta H=H_1-(z_2-z_1)=30-(18-0)=12 \text{ м}.$$

Удельное линейное падение давления при $g\rho$=9,81·975=9570 Н/м³

$$R_л=\frac{\delta H\rho g}{l_п}=\frac{12\cdot 9570}{1143}=100 \text{ Па/м}.$$

Пропускная способность конденсатопровода по номограмме (рис. 5.1) с учетом поправочного множителя для $k_э$=1 мм или по формуле

$$G=A_G d^{2{,}625} R_л^{0{,}5}=246\cdot 0{,}15^{2{,}625}\cdot 100^{0{,}5}=16{,}9 \text{ кг/с}=60{,}9 \text{ т/ч}.$$

Пример 5.9. По паропроводу диаметром $d/d_п$=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 длиною 20 м вследствие аварии находящегося рядом водопровода начал омываться водой со средней температурой t=15 °С. 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 Вт/(м^2·°С).

Решение. **Нормальный режим.** Нормальные полные тепловые потери

$$Q_{т.п}'=1{,}25ql=1{,}25\cdot135\cdot1200=203\,000 \text{ Вт}.$$

Нормальное количество конденсирующегося пара при средней величине скрытой теплоты парообразования r=2100 кДж/кг

$$G_к=Q_{т.п}'/r=\frac{203\,000}{2100\cdot10^3}=0{,}097 \text{ кг/с}.$$

Эквивалентная и приведенная длины (при $k_э$=0,2 мм по приложению 5)

$$l_э=(2{,}9\cdot2+3{,}4\cdot6+16{,}1\cdot16)\,1{,}26=358 \text{ м};$$

$$l_п=l+l_э=1200+358=1558 \text{ м}.$$

Линейное удельное падение давления

$$R_л=\frac{p_1-p_2}{l_п}=\frac{(0{,}6-0{,}5)10^6}{1558}=64{,}2 \text{ Па/м}.$$

Средняя плотность пара ($p_{ср}$=0,55 МПа) $\rho_{ср}$=2,87 кг/м^3. Средний расход пара в паропроводе при нормальном режиме и расход пара у потребителя:

$$G_{ср}=A_G d^{2{,}625}(R_л\rho_{ср})^{0{,}5}=9{,}65\cdot0{,}207^{2{,}625}(64{,}2\cdot2{,}87)^{0{,}5}=2{,}08 \text{ кг/с}=$$
$$=7{,}52 \text{ т/ч};$$

$$G_2=G_{ср}-0{,}5G_к=2{,}08-0{,}5\cdot0{,}097=2{,}03 \text{ кг/с}=7{,}3 \text{ т/ч}.$$

Аварийный режим. Нормальные тепловые потери на неповрежденном начальном участке

$$Q''_{т.п.н}=1{,}25q(l-l_а)=1{,}25\cdot135(1200-20)=199\,000 \text{ Вт}.$$

Поверхность паропровода, омываемого водой,

$$F_а=\pi d_н l_а=3{,}14\cdot0{,}219\cdot20=13{,}8 \text{ м}^2.$$

Тепловые потери на аварийном участке при конечной температуре пара $\tau_{н2}$=151 °С

$$Q''_{т.п.а}=kF_а(\tau_{н2}-t)=1200\cdot13{,}8(151-15)=2{,}25\cdot10^6 \text{ Вт}.$$

Количество образовавшегося конденсата на начальном участке и на аварийном участке:

$$G''_к=Q''_{т.п}/r=0{,}199\cdot10^6/(2100\cdot10^3)=0{,}0948 \text{ кг/с}=0{,}34 \text{ т/ч};$$

$$G_{к.а}=Q''_{т.п.а}/r=2{,}25\cdot10^6/(2100\cdot10^3)=1{,}07 \text{ кг/с}=3{,}86 \text{ т/ч}.$$

Средний расход пара при аварийном режиме останется прежним (так как R не меняется). Расход пара у потребителя

$$G_2 = G_{ср} - 0{,}5G''_к - G_{к.а} = 2{,}08 - 0{,}5 \cdot 0{,}0948 - 1{,}07 = 0{,}963 \text{ кг/с} = 3{,}47 \text{ т/ч}.$$

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 виутренним диаметром $d=50$ мм и длиною $l=2000$ 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 $\tau=180$ °С 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 $k_э=0{,}2$ 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.

Р е ш е н и е. При $G=0{,}0833$ кг/с$=300$ кг/ч и $d=50$ мм $R_1\rho_1 = 498$ Па·кг/м^4.

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 °С)

$$\tau_{ср} = 165 \text{ °С} \text{ или } T_{ср} = 273 + 165 = 438 \text{ К}.$$

Конечное давление пара в паропроводе-спутнике

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - \frac{2R_1(1+\alpha)T_{ср}l}{3p_1T_1}} =$$

$$= 600\,000 \sqrt{1 - \frac{2 \cdot 170(1+0{,}1)438}{3 \cdot 600\,000 \cdot 453} 2000} = 464\,000 \text{ Па} = 0{,}464 \text{ МПа}.$$

Пример 5.11. Определить диаметр однотрубного транзитного теплопровода длиною $l=30$ 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 $k_э=0{,}5$ мм, плотность воды $\rho=975$ кг/м^3.

Решение. Коэффициент местных потерь давления при $A^{в}_{\alpha}=3{,}82$ [1]

$$\alpha = A^{в}_{\alpha}\frac{\Sigma\xi}{l}\sqrt{\frac{G}{V\delta p/l}} = 3\cdot 82\cdot 0{,}0053\sqrt{\frac{1110}{\sqrt{\frac{0{,}67\cdot 10^{6}}{30\,000}}}} = 0{,}31.$$

Допустимое линейное удельное падение давления

$$R_{л} = \frac{\delta p}{l(1+\alpha)} = \frac{0{,}67\cdot 10^{6}}{30\,000(1+0{,}31)} = 17{,}0 \text{ Па/м}.$$

Внутренний диаметр трубопровода при $A^{в}_{d}=0{,}117$

$$d = A^{в}_{d}\frac{G^{0{,}38}}{R_{л}^{0{,}19}} = 0{,}117\frac{1110^{0{,}38}}{17^{0{,}19}} = 0{,}985 \text{ м}.$$

Округляем диаметр до стандартного $d=0{,}996$ м и производим проверочный расчет $l_{э}=0{,}0053\cdot 30\,000\cdot 60{,}8=9670$ м (см. приложение 5)

$$l_{п}=l+l_{э}=30\,000+9670=39\,670 \text{ м};$$

$$R_{л} = A^{в}_{R}\frac{G^{2}}{d^{5{,}25}} = \frac{13{,}62\cdot 10^{-6}\cdot 1110^{2}}{0{,}966^{5{,}25}} = 17 \text{ Па/м}.$$

$$\delta p = R_{л}l_{п} = 17\cdot 39\,670 = 0{,}674\cdot 10^{6} \text{ Па} = 0{,}674 \text{ МПа}.$$

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 °С. Коэффициент местных потерь давления принять $\alpha=0{,}1$, а эквивалентную шероховатость $k_{э}=1{,}0$ 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) $t_{н.0}=133$ °С.

Температура конденсата, выходящего из пароприемников,

$$t_{н1}=133-10=123 \text{ °С}.$$

Энтальпия образовавшегося пара за конденсационными горшками ($p=0{,}15$ МПа) $h_1=2693$ кДж/кг и температура насыщения его $t_{н1}=111$ °С.

Массовую долю пара вторичного вскипания x_1 в смеси конденсата и пара за конденсационными горшками находим из теплового баланса:

$$ct_{к1}=x_1h_1+(1-x_1)ct_{н1},$$

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,

$$t_{к2} = t_{н1} - \frac{Q_{т.п}}{Gc} = 123 - \frac{20}{1,08 \cdot 4,19} = 118,6 \text{ °C}.$$

Массовая доля пара в смеси в конце коиденсатопровода при p_2 = =0,13 МПа, $t_{н2}$=106,6 °С и h_2=2684 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

$$x_{ср} = 0,5(0,0225 + 0,223) = 0,0224.$$

Средняя плотность смеси конденсата и пара при $\rho_к$=951 кг/м³ и $\rho_п$=0,794 кг/м³ (для $p_{ср}$=0,14 МПа) *

$$\rho_{ср} = \frac{1}{\frac{1 - x_{ср}}{\rho_к} + \frac{x_{ср}}{\rho_п}} = \frac{1}{\frac{1 - 0,0224}{951} + \frac{0,0224}{0,794}} = 34,2 \text{ кг/м}^3.$$

Допустимое линейное удельное падение давления в конденсатопроводе

$$R_л = \frac{\delta p}{(1 + \alpha)l} = \frac{(0,15 - 0,13)10^6}{(1 + 0,1)200} = 90,9 \text{ Па/м}.$$

Диаметр конденсатопровода

$$d = A_d \frac{G^{0,38}}{(R_л \rho_{ср})^{0,19}} = \frac{0,448 \cdot 1,08^{0,38}}{(90,9 \cdot 34,2)^{0,19}} = 0,1 \text{ м}.$$

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 конденсатопровода в 1,88 раза больше по сравнению с конденсатопроводом, 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-

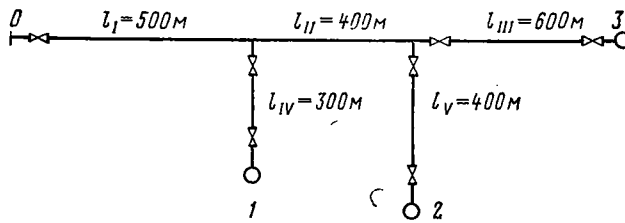


Рис. 5.4. К примеру 5.13:
G_1=83,3 кг/с=300 т/ч; G_2=55,6 кг/с=200 т/ч; G_3=27,8 кг/с=100 т/с

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 $\delta H_а$=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 $R_л$=80 Па/м.

Напор в обратном трубопроводе перед насосами станции $H_о$=20 м, высота зданий 20 м, плотность воды ρ=975 кг/м³, $g\rho$=9,81·975= =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

$$Q_в = 83{,}3 + 55{,}6 + 27{,}8 = 166{,}7 \text{ кг/с} = 600 \text{ т/ч}.$$

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 $R_л=80$ 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

$$l_{пI}=500+81=581 \text{ м}.$$

Действительное падение давления на участке I (в одном направлении)

$$\delta p_I=R_I l_{пI}=82{,}4\cdot 581=47\,870 \text{ Па}$$

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

$$R_{IV}=\frac{dH_{IV}\rho g}{l_{IV}(1+\alpha)}=\frac{7{,}37\cdot 9570}{300(1+0{,}25)}=188 \text{ Па/м}.$$

* 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, $G_2/G=0{,}5$)	$39{,}1\cdot1=39{,}1$
Задвижки	$3{,}6\cdot2=7{,}2$
Сальниковые компенсаторы	$3{,}36\cdot3=10{,}1$
Сварные колена (трехшовные)	$6{,}73\cdot3=20{,}2$
	77 м

Приведенная длина $l_{п\,IV}=300+77=377$ м.

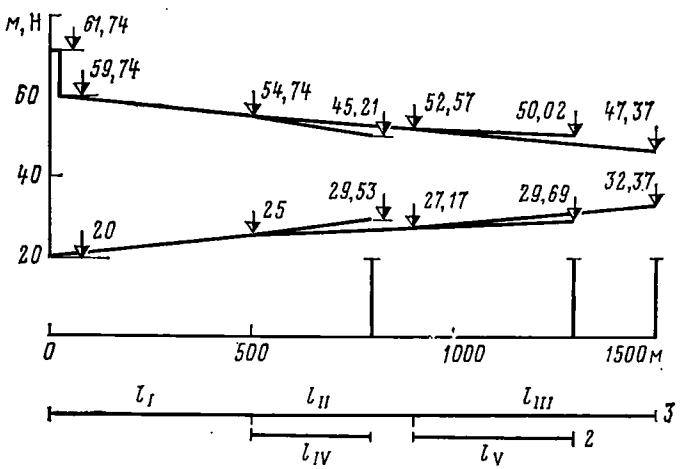


Рис. 5.5. К примеру 5.13

Действительная потеря давления и напора на участке IV:

$$\delta p_{IV}=R_{IV}l_{п\,IV}=115\cdot377=43\,360 \text{ Па};$$

$$\delta H_{IV}=\frac{\delta p_{IV}}{\rho g}=\frac{43\,360}{9570}=4{,}53 \text{ м}.$$

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/м^3), наряду с этим иногда по оси ординат откладывают давления в м вод. ст. (напор при $\rho=1000$ кг/м^3).

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-

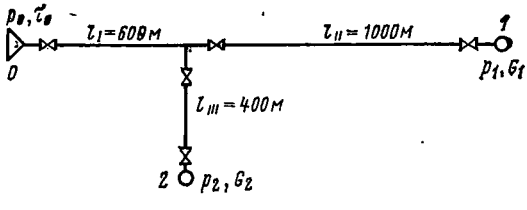


Рис. 5.6. К примеру 5.14:
p_0=0,7 МПа; τ_0=240 °С; p_1=0,55 МПа; G_1=6,67 кг/с; p_2=0,6 МПа; G_2=3,33 кг/с

рез каждые 100 м. Эквивалентная шероховатость труб паропровода $k_э$=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 °С 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 $t_о$, равной 1 °С:

d=259 мм — $q_{уд}$=1,24 Вт/(м·°С);

d=309 мм — $q_{уд}$=1,4 Вт/(м·°С);

d=359 мм — $q_{уд}$=1,54 Вт/(м·°С);

d=408 мм — $q_{уд}$=1,56 Вт/(м·°С).

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 проверяем 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:

$$\delta p_{\text{I}} = 93{,}8 \cdot 600 = 56\,200 \text{ Па};$$

$$\delta p_{\text{II}} = 93{,}8 \cdot 1000 = 93\,800 \text{ Па}.$$

Удельное линейное падение давления на участках I и II:

$$R_{\text{I}} = R_{\text{II}} = \frac{p_0 - p_1}{(l_{\text{I}} + l_{\text{II}})(1 + \alpha)} = \frac{(0{,}7 - 0{,}55)\,10^6}{(600 + 1000)(1 + 0{,}6)} = 58{,}6 \text{ Па/м}.$$

Определяем предварительно среднее значение абсолютного давления и температуры пара на участках I и II:

$$p_{\text{I}} \approx 0{,}7 - \frac{0{,}056}{2} = 0{,}672 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{I}} = 240 - \frac{2 \cdot 6}{2} = 234 \text{ °C};$$

$$p_{\text{II}} \approx 0{,}7 - 0{,}056 - \frac{0{,}094}{2} = 0{,}591 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{II}} = 240 - 2 \cdot 6 - \frac{2 \cdot 10}{2} = 218 \text{ °C}.$$

По средним давлениям и температурам пара определяем предварительно среднюю плотность пара на участках I и II: $\rho_{\text{I}} = 2{,}89$ кг/м^3 и $\rho_{\text{II}} = 2{,}66$ кг/м^3.

Находим $R\rho$ для участков I и II:

$$R_{\text{I}}\rho_{\text{I}} = 58{,}6 \cdot 2{,}89 = 169 \text{ Па} \cdot \text{кг/м}^4;$$

$$R_{\text{II}}\rho_{\text{II}} = 58{,}6 \cdot 2{,}66 = 156 \text{ Па} \cdot \text{кг/м}^4.$$

По G и $R\rho$ определяем (по номограмме рис. 5.3) предварительно диаметры труб для участков I и II: $d_{\text{I}} = 384$ мм и $d_{\text{II}} = 330$ мм.

Округляем диаметры труб до стандартных размеров: $d_{\text{I}} = 408$ мм и $d_{\text{II}} = 359$ мм.

По G и d определяем (по номограмме рис. 5.3) действительное значение $R\rho$ для участков I и II:

$$R_{\text{I}}\rho_{\text{I}} = 120{,}5 \text{ (Па} \cdot \text{кг)/м}^4;$$

$$R_{\text{II}}\rho_{\text{II}} = 105 \text{ (Па} \cdot \text{кг)/м}^4.$$

Эквивалентная длина участков I и II (по приложению 5 с учетом поправочного коэффициента 1,26 на эквивалентную шероховатость $k_э$= =0,2 мм):

Участок I

Задвижка . . . . . 5,94·1,26=7,5
П-образные компенсаторы . . . . . 49,5·1,26·6=374

$l_{э I}$=382 м

Участок II

Тройник (проход G_1/G=0,67) . . . . . 0,85·1,26=1,07
П-образные компенсаторы . . . . . 42,2·1,26·10=532
Задвижки . . . . . 5,07·1,26·2=12,8

$l_{э II}$=546 м

Приведенная длина участков I и II:

$$l_{пI}=600+382=932 \text{ м};$$
$$l_{пII}=1000+546=1546 \text{ м}.$$

Проводим первое уточнение падения давления и среднего абсолютного давления пара на участках I и II:

$$\delta p_I = \frac{(R_I \rho_I)}{\rho_I} l_{пI} = \frac{120,5}{2,89} 982 = 41\,000 \text{ Па} = 0,041 \text{ МПа};$$

$$\delta p_{II} = \frac{(R_{II} \rho_{II})}{\rho_{II}} l_{пII} = \frac{105}{2,66} 1546 = 60\,800 \text{ Па} = 0,061 \text{ МПа};$$

$$p_I = p_0 - \frac{\delta p_I}{2} = 0,7 - \frac{0,041}{2} = 0,68 \text{ МПа};$$

$$p_{II} = p_0 - \frac{\delta p_{II}}{2} = 0,7 - 0,041 - \frac{0,061}{2} = 0,628 \text{ МПа}.$$

Потери теплоты на участках I и II:

$$Q_I = q_{уд\,I}(\tau_I - t_0) = 1,56(234-5)600 = 214\,000 \text{ Вт};$$
$$Q_{II} = q_{уд\,II}(\tau_{II} - t_0) = 1,54(218-5)1000 = 328\,000 \text{ Вт}.$$

Уточняем значения падения температуры пара и средней температуры пара на участках I и II при $c \approx 2,14$ кДж/(кг·°С):

$$\delta\tau_I = \frac{Q_I}{G_I c} = \frac{214}{10 \cdot 2,14} = 10 \text{ °С};$$

$$\delta\tau_{II} = \frac{Q_{II}}{G_{II} c} = \frac{328}{6,67 \cdot 2,14} = 23 \text{ °С};$$

$$\tau_I = \tau_0 - \frac{\delta\tau_I}{2} = 240 - \frac{10}{2} = 235 \text{ °С};$$

$$\tau_{II} = \tau_0 - \delta\tau_I - \frac{\delta\tau_{II}}{2} = 240 - 10 - \frac{23}{2} = 218 \text{ °С}.$$

Участок	G, кг/с	Предварительный расчет							
		l, м	δp, Па	R, Па/м	$p_{ср}$, МПа	$\tau_{ср}$, °С	ρ, кг/м³	$R\rho$, Па·кг/м⁴	d, мм
Главная магистраль:									
I	10,00	600	56 200	58,6	0,672	234	2,89	169	384
II	6,67	1000	93 800	58,6	0,597	218	2,66	156	330
		1600	150 000						
Ответвление III	3,33	400	59 400	93	0,6297	226	2,75	256	236

Уточняем среднюю плотность пара на участках I и II: $\rho_I = 2{,}92$ кг/м³ и $\rho_{II} = 2{,}79$ кг/м³.

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:

$$\delta p_I = R_I l_{пI} = 41{,}3 \cdot 982 = 40\,600 \text{ Па};$$

$$\delta p_{II} = R_{II} l_{пII} = 37{,}6 \cdot 1546 = 58\,100 \text{ Па}.$$

Действительные абсолютные давления пара в конце участка I и у потребителя 1:

$$p_{1к} = p_0 - \delta p_I = 700\,000 - 40\,600 = 659\,400 \text{ Па} = 0{,}6594 \text{ МПа};$$

$$p_1 = p_{1к} - \delta p_{II} = 659\,400 - 58\,100 = 601\,300 \text{ Па} = 0{,}6013 \text{ МПа}.$$

Поскольку при полученных значениях $p_{1к}$ и p_1 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

$$\delta p_{III} = p_{1к} - p_2 = 659\,400 - 600\,000 = 59\,400 \text{ Па}.$$

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	$R\rho$, Па·кг/м⁴	$l_э$, м	$l_н$, м	$p_{ср}$, МПа	$\tau_{ср}$, °С	ρ, кг/м³	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:

$$p_{III} = 0{,}6594 - \frac{0{,}0594}{2} = 0{,}6297 \text{ Па};$$

$$\tau_{III} = 240 - 10 - \frac{2 \cdot 4}{2} = 226 \text{ °С}.$$

Средняя плотность пара

$$\rho_{III} = 2{,}75 \text{ кг/м}^3.$$

Величина $R\rho$

$$R_{III}\rho_{III} = 93 \cdot 2{,}75 = 256 \text{ Па·кг/м}^4.$$

По значениям G=3,33 кг/с и $R_{III}\rho_{III}$=256 Па·кг/м⁴ определяем (по номограмме) предварительно диаметр трубы

$$d_{III} = 236 \text{ мм}.$$

Округляем диаметр трубы до стандартного размера d_{III}=259 мм.

Действительная величина $R\rho$ (по номограмме) при G=3,33 кг/с и d=259 мм $R_{III}\rho_{III}$=145 Па·кг/м⁴.

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
	$l_{эIII} = 248$ м

Приведенная длина

$$l_{н\,III} = 400 + 248 = 648 \text{ м}.$$

Уточненное падение давления и среднее давление пара:

$$\delta p_{III} = \frac{R_{III}\rho_{III}}{\rho_{III}} l_{п\,III} \frac{14,5}{2,75} 648 = 34\,200 \text{ Па} = 0,0342 \text{ МПа};$$

$$p_{III} = 0,6594 - \frac{0,0342}{2} = 0,6423 \text{ МПа},$$

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:

$$\delta\tau_{III} = \frac{Q_{III}}{G_{III} c} = \frac{109\,600}{3 \cdot 33 \cdot 2130} = 16 \text{ °C};$$

$$\tau_{III} = 240 - 10 - \frac{16}{2} = 222 \text{ °C}.$$

Уточненная плотность пара

$$\rho_{III} = 2,84 \text{ кг/м}^3.$$

Действительное удельное линейное и полное падение давления на участке:

$$R_{III} = \frac{R_{III}\rho_{III}}{\rho_{III}} = \frac{145}{2,84} = 51 \text{ Па/м};$$

$$\delta p_{III} = R_{III} l_{п\,III} = 51 \cdot 648 = 33\,100 \text{ Па}.$$

Действительное абсолютное давление пара у потребителя 2

$$p_2 = p_{1к} - \delta p_{III} = 659\,400 - 33\,100 = 626\,300 \text{ Па} = 0,6263 \text{ МПа}.$$

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 секционирующими 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 $d_в = 0,996$ м.

Определить необходимый диаметр труб магистралей с учетом резервирования, когда при аварийном отключении одной секции будет

обеспечена такая же подача воды по подающим (нли обратным) магистралям, как и при диаметре труб $d_в$=0,996 м.

Решение. Коэффициент резервирования по расчетному диаметру

$$k_d^р = \left(\frac{n+2}{n}\right)^{0,19} = \left(\frac{4+2}{4}\right)^{0,19} = 1,08.$$

Внутренний диаметр труб с учетом резервированиия

$$d'_в = d_в k^р_d = 0,996 \cdot 1,08 \approx 1,08 \text{ м}.$$

Принимаем $d'_в$=1,096 м.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 5.18. При испытанин 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 ρ=989 кг/м³.

Ответ. $z_2 - z_1$=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 начальиой 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 сопротнвлений 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 ρ=1000 кг/м³ и эквивалентную шероховатость $k_э$=0,5 мм.

Ответ. 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 (ρ=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 $k_э$=0,5 мм. Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\xi$=20.

Ответ. $\delta p_ф/\delta p_р$=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.

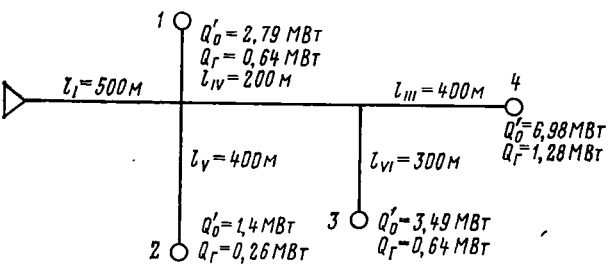


Рис. 5.7. К задаче 5.22

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'_0 и средние расходы теплоты на горячее водоснабжение $Q_г^{ср}$ (у потребителей установлены баки-аккумуляторы) приведены на рис. 5.7.

Расчетный перепад температур сетевой воды для отопления $\delta\tau'_0$= =60 °С, а для горячего водоснабжения $\delta\tau_г'''=t_г-t_х$=55 °С.

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 α=0,16.

Эквивалентная шероховатость труб $k_э$=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 ρ=975 кг/м^3.

Ответ. См. табл. 5.3.

Таблица 5.3

Участок	Расход воды				Диаметр d, мм	Потеря напора δp, м	
	подающей		обратной				
	кг/с	т/ч	кг/с	т/ч		подающая	обратная
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 °С.

К потребителям пар должен приходить с давлением не менее $p_п$= =0,235 МПа. Падение температуры пара для участков I, II, III принять 2 °С на каждые 100 м, а для участков IV, V—4 °С на каждые 100 м.

Конденсат от нагревательных приборов возвращается полностью с температурой 100 °С.

Коэффициент (долю) местных потерь давления для всех участков принять α=0,2 и эквивалентную шероховатость труб $k_э$=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

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Потеря напора, м

$$\delta H = SV^2, \tag{6.1}$$

где V — расход воды, м³/с; S — сопротивление участка трубопровода или сети, м·с²/м⁶.

Сопротивление участка трубопровода

$$S = \frac{A_s(l + l_э)}{d^{5,25}}, \tag{6.2}$$

где l, $l_э$ — 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, м³/(с·м^{0,5}),

$$a = 1/\sqrt{S}. \tag{6.3}$$

Суммарное сопротивление S трех последовательно соединенных участков с сопротивлениями S_1, S_2, S_3:

$$S = S_1 + S_2 + S_3. \tag{6.4}$$

Суммарная проводимость a трех параллельно соединенных участков с проводимостями a_1, a_2, a_3:

$$a = a_1 + a_2 + a_3. \tag{6.5}$$

Приближенное уравнение рабочего участка характеристики центробежного насоса при постоянной частоте вращения

$$H = H_0 - S_0V^2, \tag{6.6}$$

где H_0 и H — напор насоса при подаче $V_0 = 0$ и при $V \neq 0$, м; S_0 — условное внутреннее сопротивление насоса, м·с²/м⁶.

Мощность насоса при номинальном режиме и при расходах воды, отличных от номинального ($\rho = 1000$ кг/м³), кВт:

$$N_н = gV_нH_н/\eta_н; \tag{6.7}$$

$$N = N_н\left[x + \frac{V}{V_н}(1 - x)\right], \tag{6.8}$$

где $N_н$ и N — мощность насоса в номинальном и отличном от номинального режимах, кВт; $V_н$ — подача насоса в номинальном режиме, м³/с; $H_н$ — напор насоса в том же режиме, м; $\eta_н$ — КПД насоса в номинальном режиме; $x = N_x/N_н$ — коэффициент холостого хода; N_x — мощность насоса при холостом ходе, кВт.

ПРИМЕРЫ

Пример 6.1. Подача (расход) воды со станции в тепловую сеть составляет $V'=0{,}4$ м³/с$=1440$ м³/ч при разности напоров на коллекторах станции $\Delta H'=100$ м.

Определить расход воды V, если разность напоров на коллекторах станции будет снижена до $\Delta H=50$ 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 двухтрубного теплопровода длиною (в двух направлениях) $l_1=2000$ м с внутренним диаметром труб $d_1=309$ мм, на конце которого имеется перемычка длиною $l_2=1$ м с внутренним диаметром $d_2=100$ 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 $\Delta H=50$ м. Эквивалентная шероховатость труб $k_э=0{,}5$ мм.

Решение. Для $d_1=309$ мм и $d_2=100$ 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 $\Sigma\xi_2=4{,}5$

$$l_{э1}=14\cdot 20=280 \text{ м};\quad l_{э2}=3{,}4\cdot 4{,}5=15{,}3 \text{ м}.$$

Приведенные длины трубопровода и перемычки

$$l_{п1}=l_1+l_{э1}=2000+280=2280 \text{ м};$$

$$l_{п2}=l_2+l_{э2}=1+15{,}3=16{,}3 \text{ м}.$$

Удельные сопротивления трубопровода и перемычки (по приложению 6), с²/м⁶, $s_1=0{,}6477$; $s_2=241{,}9$.

Сопротивления трубопроводов в обоих направлениях и перемычки:

$$S_1=s_1l_{п1}=0{,}6477\cdot 2280=1480 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_2=s_2l_{п2}=241{,}9\cdot 16{,}3=3940 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6.$$

Суммарное сопротивление

$$S=S_1+S_2=1480+3940=5420 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6.$$

Пропускная способность $V=\sqrt{\Delta H/S}=\sqrt{50/5420}=0{,}096$ м³/с = =346 м³/ч.

Пример 6.3. Схема ответвления водяной тепловой сети с одним потребителем изображена на рис. 6.1. На этом же рисунке изображен 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.

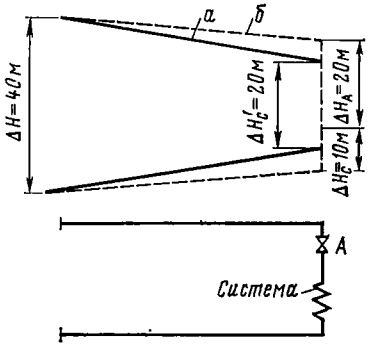


Рис. 6.1. К примеру 6.3:
а — первый режим работы; *б* — второй режим работы (частично прикрыта задвижка *А*)

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:

$$S_\text{п}=S_\text{о}=\frac{\delta H_\text{п}'}{V'^2}=\frac{10}{0{,}1^2}=1000 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_\text{с}=\frac{\delta H_\text{с}'}{V'^2}=\frac{20}{0{,}1^2}=2000 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6.$$

Расход воды при 2-м режиме

$$V=\sqrt{\delta H_\text{с}/S_\text{с}}=\sqrt{10/2000}=0{,}0707 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потери напора в трубопроводах (подающем и обратном) и в задвижке A при 2-м режиме:

$$\delta H_\text{п}=\delta H_\text{о}=S_\text{п}V^2=1000\cdot 0{,}0707^2=5 \text{ м};$$

$$\delta H_\text{А}=40-2\cdot 5-10=20 \text{ м}.$$

На основании полученных данных построен график напоров для 2-го режима работы ответвления (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 у потребителя 2 при выключении потребителя 1.

Построить также график напоров для иового режима. Для обоих режимов напор, создаваемый насосом на станции, при расчете принять постоянным и равным $H=40$ м.

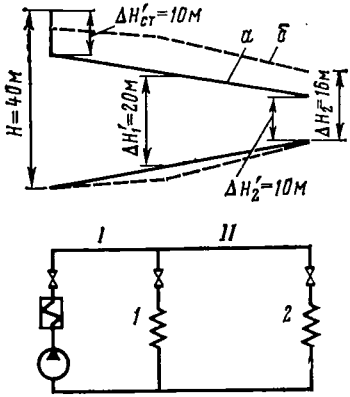


Рис. 6.2. К примеру 6.4:
а — расчетный режим при работе потребителей *1* и *2*; *б* — режим при выключении потребителя *2*

Авторегуляторы на вводах потребителей отсутствуют. Диаметры подающих и обратных трубопроводов участков равны.

Решение. Коэффициент гидравлической устойчивости системы потребителя 2

$$y=V_2'/V_2^{\text{макс}}=\sqrt{\Delta H_2'/H}=\sqrt{10/40}=0{,}5.$$

Сопротивление подогревателя и коммуникации станции, участков *I—II* трубопроводов (подающего и обратного отдельно) сети и потребителя 2 для нормального режима ($V'_1=V'_2=0{,}05$ м³/с$=180$ м³/ч):

$$S_{\text{ст}}=\Delta H'_{\text{ст}}/V'^2_{\text{ст}}=10/0{,}1^2=1000 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{\text{I п}}=S_{\text{I о}}=\delta H'_{\text{I п}}/V'^2_{\text{I п}}=(30-20)/2\cdot 0{,}1^2=500 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{\text{II п}}=S_{\text{II о}}=\delta H'_{\text{II п}}/V'^2_{\text{II п}}=(20-10)/2\cdot 0{,}05^2=2000 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_2=\delta H'_2/V'^2_2=10/0{,}05^2=4000 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6.$$

Полное сопротивление сети при выключении потребителя 1

$$S=S_{\text{ст}}+S_{\text{I п}}+S_{\text{II п}}+S_2+S_{\text{II о}}+S_{\text{I о}}=$$
$$=1000+500+2000+4000+2000+500=10\,000 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^3.$$

Расход воды на станции при новом режиме

$$V' = V_1 = V'_{II} = V_2 = \sqrt{\Delta H/S} = \sqrt{40/1\,000} = 0{,}1632 \text{ м}^3/\text{с} = 227{,}5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

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:

$$\Delta H_{ст} = S_{ст} V^2 = 1000 \cdot 0{,}0632^2 = 4 \text{ м};$$

$$\delta H_{I\,п} = \delta H_{I\,о} = 500 \cdot 0{,}0632^2 = 2 \text{ м};$$

$$\delta H_{II\,п} = \delta H_{II\,о} = 2000 \cdot 0{,}0632^2 = 8 \text{ м};$$

$$\delta H_2 = 4000 \cdot 0{,}0632^2 = 16 \text{ м}.$$

По полученным данным строим график напоров при выключенном потребителе 1 (штриховые линии на рис. 6.2).

Пример 6.5. Решить предыдущий пример при условии увеличения напора, создаваемого насосом станции, до $H = 60$ м, и одновременного увеличения потерь напора у потребителей 1 и 2 до $\delta H_1 = 40$ м и $\delta H_2 = 30$ м (за счет увеличения сопротивлений вводов).

Напор, создаваемый насосом на станции, при расчете принять постоянным при обоих режимах.

Решение. Коэффициент гидравлической устойчивости систем потребителя 2

$$y = \sqrt{\delta H'_2/H} = \sqrt{30/60} = 0{,}707.$$

Сопротивления участков и всей сети:

$$S_{ст} = 1000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;\ S_{I\,п} = S_{I\,о} = 500 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{II\,п} = S_{II\,о} = 2000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6 \text{ (см. пример 6.4)};$$

$$S_2 = \delta H_2/V'^2_2 = 30/0{,}05^2 = 12\,000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S = S_{ст} + 2S_{I\,п} + 2S_{II\,п} + S_2 = 1000 + 500 \cdot 2 + 2000 \cdot 2 + 12\,000 = 18\,000 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Расход воды на станции при новом режиме

$$V' = \sqrt{\Delta H/S} = \sqrt{60/18\,000} = 0{,}0578 \text{ м}^3/\text{с} = 208 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

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

$$H = H_0 - S_0 V^2 \ (H_0 = 47 \text{ м},\ S_0 = 2800 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6).$$

В расчете учесть, что после выключения потребителя 1 положение регулирующих вентилей на станции остается неизменным, т. е. сопротивление коммуникаций станции остается постоянным ($S_{ст}$=const).

Решение. Коэффициент гидравлической устойчивости

$$y = \sqrt{H_2'/H_0} = \sqrt{19/47} = 0{,}46.$$

Полное сопротивление сети при выключенном потребителе 1 $S = 10\,000$ м·с²/м⁶ (см. пример 6.4). Внутреннее сопротивление параллельно включенных n насосов (n=2)

$$S_0^{пар} = S_0/n^2 = 2800/2^2 = 700 \text{ м·с}^2/\text{м}^6.$$

Для определения расхода воды V приравниваем потери напора в сети напору, создаваемому насосами при расходе воды V:

$$H_0 - S_0^{пар} V^2 = S V^2,$$

откуда искомый расход воды на станции

$$V = V_2 = \sqrt{H_0/(S + S_0^{пар})} = \sqrt{47/(10\,000 + 700)} = 0{,}0663 \text{ м}^3/\text{с} = 239 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Напор, создаваемый насосами,

$$H = H_0 - S_0^{пар} V^2 = 47 - 700 \cdot 0{,}0663^2 = 43{,}9 \text{ м}.$$

Степень изменения расхода воды у потребителя 2

$$q = V_2/V_2' = 0{,}0663/0{,}05 = 1{,}326.$$

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 $V_1' = V_2' = V_3' = 0{,}1$ м³/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.

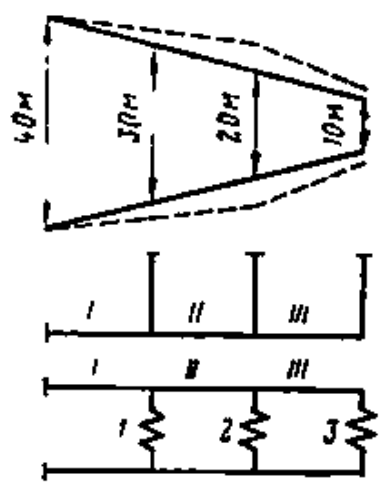


Рис. 6.3. К примеру 6.7

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).

Таблица 6.1

Участок	V', м³/с	$\delta H'$, м	$S=\delta H'/V'^2$, м·с²/м⁶	$a=V'/\sqrt{\delta H'}$, м³/(с·м^{0,5})
I	0,3	10	111	
II	0,2	10	250	
III	0,1	10	1000	
1	0,1	30	3000	0,0182
2	0,1	20	2000	
3	0,1	10	1000	

Сопротивления и проводимости участков сети после отключения потребителя 2

$$S_{II.3}=S_{II}+S_{III}+S_3=250+1000+1000=2250 \text{ м·с}^2/\text{м}^6;$$

$$a_{II.3}=1/\sqrt{S_{II.3}}=1/\sqrt{2250}=0{,}0210 \text{ м}^3/(\text{с·м}^{0,5});$$

$$a_{1.3}=a_1+a_{II.3}=0{,}0182+0{,}0210=0{,}0392 \text{ м}^3/(\text{с·м}^{0,5});$$

$$S_{1.3}=1/a^2_{1.3}=1/0{,}0392^2=652 \text{ м·с}^2/\text{м}^6.$$

Суммарное сопротивление сети после отключения потребителя 2

$$S_{1.3}=S_1+S_{1.3}=111+652=763 \text{ м·с}^2/\text{м}^6.$$

Суммарный расход воды после отключения потребителя 2

$$V=\sqrt{\Delta H/S_{1.3}}=\sqrt{40/763}=0{,}229 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воды у потребителей 1 и 3:

$$V_1=V\sqrt{S_{1.3}/S_1}=0{,}229\sqrt{(652/3000)}=0{,}107 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_3=V-V_1=0{,}299-0{,}107=0{,}122 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потери напора на участках сети и у потребителей:

$$\delta H_1=S_1V^2_1=3000\cdot 0{,}107^2=34{,}3 \text{ м};$$

$$\delta H_{II}=250\cdot 0{,}122^2=3{,}7 \text{ м};$$

$$\Delta H_2=\Delta H_1-\delta H_{II}=34{,}3-3{,}7=30{,}6 \text{ м};$$

$$\Delta H_3=1000\cdot 0{,}122^2=14{,}9 \text{ м}.$$

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 $V'_1=V'_2=0{,}03$ м³/с=108 м³/ч изображены на

чертеже сплошными линиями (рис. 6.4).

Определить расходы воды и потери напора по отдельным участкам тепловой сети, если в месте ответвления 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 $k_э$=0,5 мм.

Разность напоров в начальной точке сети при любых режимах поддерживается постоянной и равной ΔH=50 м.

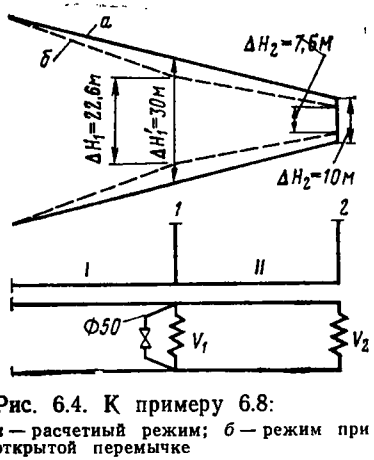


Рис. 6.4. К примеру 6.8:
а — расчетный режим; *б* — режим при открытой перемычке

Авторегуляторы на вводах потребителей отсутствуют.

Р е ш е н и е. Находим сопротивления и проводимости участков сети по данным нормального режима (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Участок	V', м³/с	$\delta H'$, м	$S=\delta H'/V'^2$, м·с²/м⁶	$a=V'\sqrt{\delta H'}$, м³/(с·м^{0,5})	Примечание
I	0,06	20	$0,556\cdot10^4$	—	Подающий и обратный трубопроводы вместе
II	0,03	20	$2,22\cdot10^4$	—	
I	0,03	30	—	$5,48\cdot10^{-3}$	
II-2	0,03	30	—	$5,48\cdot10^{-3}$	

Эквивалентная длина, сопротивление и проводимость перемычки:

$$l_э=4,5\cdot1,44=6,5 \text{ м};$$

$$S_п=s(l+l_э)=9200(1+6,5)=6,9\cdot10^4 \text{ м·с}^2/\text{м}^6;$$

$$a_п=1/\sqrt{S_п}=1/\sqrt{6,9\cdot10^4}=3,81\cdot10^{-3} \text{ м}^3/(\text{с·м}^{0,5}).$$

Суммарная проводимость перемычки и участков 1 и II.2

$$a_{п2}=a_п+a_1+a_{II.2}=3,81\cdot10^{-3}+5,48\cdot10^{-3}+$$
$$+5,48\cdot10^{-3}=14,77\cdot10^{-3} \text{ м}^3/(\text{с·м}^{0,5}).$$

Сопротивление всей сети

$$S=S_1+S_{п.2}=S_1+\frac{1}{a^2_{п.2}}=0,556\cdot10^4+\frac{10^6}{14,77^2}=1,014\cdot10^4 \text{ м·с}^2/\text{м}^6.$$

Расход воды на станции и участке I

$$V = V_{\text{I}} = \sqrt{\Delta H/S} = \sqrt{50/1{,}014 \cdot 10^4} = 0{,}0702 \text{ м}^3/\text{с} = 253 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Разность напоров у потребителя 1

$$\Delta H_1 = \Delta H - S_{\text{I}} V^2_{\text{I}} = 50 - 0{,}556 \cdot 10^4 \cdot 0{,}0702^2 = 22{,}6 \text{ м}.$$

Расходы воды у потребителей (1 и 2) и по перемычке:

$$V_1 = V_2 = a_1 \sqrt{\Delta H_1} = 5{,}48 \cdot 10^{-3} \sqrt{22{,}6} = 0{,}0261 \text{ м}^3/\text{с} = 94 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{п}} = a_{\text{п}} \sqrt{\Delta H_1} = 3{,}81 \cdot 10^{-3} \sqrt{22{,}6} = 0{,}018 \text{ м}^3/\text{с} = 65 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Разность напоров у потребителя 2

$$\Delta H_2 = \Delta H_1 - S_{\text{II}} V^2_{\text{II}} = 22{,}6 - 2{,}22 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}0261^2 = 7{,}5 \text{ м}.$$

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 $V'_1 = V'_2 = V'_3 = 100$ м³/ч = 0,0278 м³/с, из которых на отопление идет $V'_{o1} = V'_{o2} = V'_{o3} = 70$ м³/ч = 0,0194 м³/с и на горячее водоснабжение $V'_{г1} = V'_{г2} = V'_{г3} = 30$ м³/ч = 0,0084 м³/с.

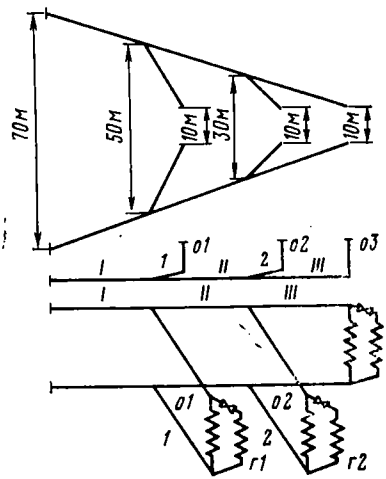


Рис. 6.5. К примеру 6.9

Определить расходы воды на отопление указанных абонентов при отключении водоподогревателей горячего водоснабжения от сети. Регуляторы расхода воды перед элеваторами отсутствуют. Разность напоров на выводах со станции при любых режимах остается постоянной $\Delta H = 70$ м. При расчете использовать размерности: V, м³/ч; H, м; S, м·ч²/м⁶, и a, м³/(ч·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', м³/ч	$\delta H'$, м	$S=\delta H'/V'^2$, м·ч²/м⁶
Магистральный участок:			
I	300	20	$2{,}22\cdot10^{-4}$
II	200	20	$5\cdot10^{-4}$
III	100	20	$20\cdot10^{-4}$
Ответвление:			
1	100	40	$40\cdot10^{-4}$
2	100	20	$20\cdot10^{-4}$
Отопительные потребители 01, 02 и 03	70	10	$20{,}4\cdot10^{-4}$

Определяем сопротивления и проводимости участков сети при отключении подогревателей горячего водоснабжения.

Проводимость участков III.03, 2.02 и их суммарная проводимость:

$$a_{III.03}=a_{2.02}=1/\sqrt{S_{III}+S_{03}}=1/\sqrt{20\cdot10^{-4}+20{,}4\cdot10^{-4}}=$$
$$=15{,}7\ \text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^{0{,}5});$$

$$a_{2.03}=a_{III.03}+a_{2.02}=15{,}7+15{,}7=31{,}4\ \text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^{0{,}5}).$$

Проводимость участков II.03 (от точки после ответвления 1), 1.01 и их суммарная проводимость:

$$a_{II.03}=1\Big/\sqrt{S_{II}+\frac{1}{a_{2.03}^2}}=1\Big/\sqrt{5\cdot10^{-4}+\frac{1}{31{,}4^2}}=$$
$$=25{,}7\ \text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^{0{,}5});$$

$$a_{1.01}=1/\sqrt{S_1+S_{01}}=1/\sqrt{40\cdot10^{-4}+20{,}4\cdot10^{-4}}=12{,}8\ \text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^{0{,}5});$$

$$a_{1.03}+a_{II.03}+a_{1.01}=25{,}7+12{,}8=38{,}5\ \text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^{0{,}5}).$$

Сопротивление всей сети

$$S=S_I+\frac{1}{a_{1.03}^2}=2{,}22\cdot10^{-4}+\frac{1}{38{,}5^2}=8{,}97\ \text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{м}^6.$$

Расход воды на станции

$$V=\sqrt{\Delta H/S}=\sqrt{70/(8{,}97\cdot10^{-4})}=279\ [\text{м}^3/\text{ч}=0{,}0775\ \text{м}^3/\text{с}.$$

Расход воды, м³/с, у отопительных потребителей и на участках магистрали:

$$V_{01}=V\sqrt{\frac{S_{1.03}}{S_{1.01}}}=V\frac{a_{1.01}}{a_{1.03}}=279\frac{12{,}8}{38{,}5}=93\ \text{м}^3/\text{ч}=0{,}0258\ \text{м}^3/\text{с};$$

$$V_{02}=V\sqrt{\frac{S_{1.03}}{1}\frac{S_{2.03}}{S_{II.03}}\frac{1}{S_{2.02}}}=V\frac{a_{2.02}a_{II.03}}{a_{1.03}a_{2.03}}=$$
$$=279\frac{15{,}7\cdot25{,}7}{38{,}5\cdot31{,}4}=93\ \text{м}^3/\text{ч}=0{,}0258\ \text{м}^3/\text{с};$$

$$V_{03}=279-2\cdot93=93\ \text{м}^3/\text{ч}=0{,}0258\ \text{м}^3/\text{с}.$$

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 приняты 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·ч²/м⁶
	V', м³/ч	$\delta H'$, м	S, м·ч²/м⁶	V', м³/ч	$\delta H'$, м	S, м·ч²/м⁶	
I	300	10	$1{,}11\cdot10^{-4}$	210	10	$2{,}26\cdot10^{-4}$	$3{,}37\cdot10^{-4}$
II	200	10	$2{,}5\cdot10^{-4}$	140	10	$5{,}1\cdot10^{-4}$	$7{,}6\cdot10^{-4}$
III	100	10	$10\cdot10^{-4}$	70	10	$20{,}4\cdot10^{-4}$	$30{,}4\cdot10^{-4}$
Ответвления:							
1	100	20	$20\cdot10^{-4}$	70	20	$40{,}8\cdot10^{-4}$	$60{,}8\cdot10^{-4}$
2	100	10	$10\cdot10^{-4}$	70	10	$20{,}4\cdot10^{-4}$	$30{,}4\cdot10^{-4}$
Отопительные потребители 01, 02, 03	—	—	—	—	—	—	$20{,}4\cdot10^{-4}$

Определяем сопротивления и проводимость участков сети при прекращении разбора воды на горячее водоснабжение.

Проводимость участков III.03, 2.02 и их суммарная проводимость:

$$a_{III.03} = a_{2.02} = 1/\sqrt{S_{III} + S_{03}} = 1/\sqrt{30{,}4\cdot10^{-4} + 20{,}4\cdot10^{-4}} =$$

$$= 14 \text{ м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^{0,5});$$

$$a_{2.03} = a_{III.03} + a_{2.02} = 14 + 14 = 28 \text{ м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^{0,5}).$$

Проводимость участков II.03, I.01 и их суммариая проводимость:

$$a_{II.03}=\frac{1}{\sqrt{S_{II}+\frac{1}{a^2_{2.03}}}}=\frac{1}{\sqrt{7,6\cdot10^{-4}+\frac{1}{28^2}}}=22,1\ \text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^{0,5});$$

$$a_{1.01}=\frac{1}{\sqrt{S_1+S_{01}}}=\frac{1}{\sqrt{60,8\cdot10^{-4}+20,4\cdot10^{-4}}}=11,1\ \text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^{0,5});$$

$$a_{1.03}=a_{II.03}+a_{1.01}=22,1+11,1=33,2\ \text{м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^{0,5}).$$

Сопротивление всей сети

$$S=S_1+\frac{1}{a^2_{1.03}}=3,37\cdot10^{-4}+\frac{1}{33,2^2}=12,5\cdot10^{-4}\ \text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{м}^6.$$

Расход воды на стаиции и у отопительных потребителей:

$$V=\sqrt{\frac{\Delta H}{S}}=\sqrt{\frac{70}{12,5\cdot10^{-4}}}=237\ \text{м}^3/\text{ч}=0,0658\ \text{м}^3/\text{с};$$

$$V_{01}=\sqrt{\frac{S_{1.03}}{S_{1.01}}}V=\frac{a_{1.01}}{a_{1.03}}=273\frac{11,1}{33,2}=79\ \text{м}^3/\text{ч}=0,0219\ \text{м}^3/\text{с};$$

$$V_{02}=V\sqrt{\frac{S_{1.03}}{1}\frac{S_{2.03}}{S_{II.03}}\frac{1}{S_{2-02}}}=V\frac{a_{2.02}a_{II.03}}{a_{1.03}a_{2.03}}=$$

$$=\frac{237\cdot14\cdot22,1}{33,2\cdot28}=79\ \text{м}^3/\text{ч}=0,0219\ \text{м}^3/\text{с}.$$

Таким образом, прекращение разбора воды иа горячее водоснабжеиие вызывает увеличение расхода воды у отопительных потребителей иа 12,8%, т. е. меньше, чем при схеме с подогревателями горячего водосиабжения.

Пример 6.11. Двухтрубная закрытая иеавтоматизированиая водяиая сеть имеет две одинаковые магистрали (0-1-2-3-4 и 0-5-6-7-8) (*1—8*) и резервиую перемычку (3-7) между ними иа случай аварии (рис. 6.6).

Длина каждого магистрального участка тепловой сети и перемычки составляет 500 м, а диаметры трубопроводов равны:

$$d_I=d_{II}=d_V=d_{VI}=514\ \text{мм};$$

$$d_{III}=d_{VII}=d_п=408\ \text{мм};\quad d_{IV}=d_{VIII}=309\ \text{мм}.$$

Расходы воды каждого ответвления (*1—8*) при нормальном режиме составляют:

$$V_1=V_2=V_3=V_4=V_5=V_6=V_7=V_8=0,1\ \text{м}^3/\text{с}=360\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

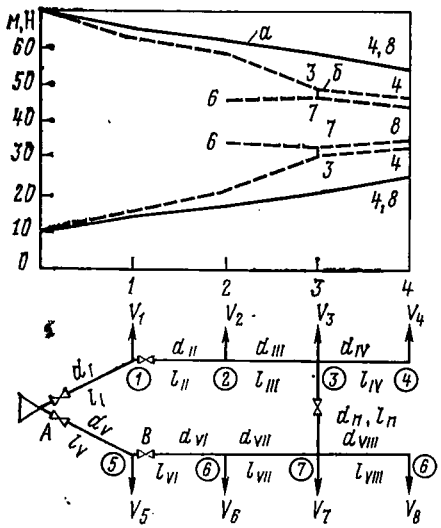


Рис. 6.6. К примеру 6.11:
а — график напоров для расчетного режима; *б* — график напоров для аварийного режима

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 $k_э$=0,5 мм, а коэффициент местных потерь напора α=0,3. Разность напоров на коллекторах станции при нормальном и аварийном режиме считать постоянной и равной ΔH=60 м, напор в обратном коллекторе 10 м.

Р е ш е н и е. Находим сопротивление отдельных магистральных участков и перемычки (подающей и обратной труб вместе), принимая удельное сопротивление по приложению 6:

$$S_{I}=S_{II}=S_{V}=S_{VI}=s_{I}l_{I}(1+\alpha)2=$$
$$=0{,}0448\cdot 500\cdot 1{,}3\cdot 2=58{,}2 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$
$$S_{III}=S_{VII}=S_{II}=s_{III}l_{III}(1+\alpha)2=$$
$$=0{,}151\cdot 500\cdot 1{,}3\cdot 2=196 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$
$$S_{IV}=S_{VIII}=s_{IV}l_{IV}(1+\alpha)2=$$
$$=0{,}648\cdot 500\cdot 1{,}3\cdot 2=842 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6.$$

Нормальный режим. Расходы воды на магистральных участках при нормальном режиме работы:

$$V_{I}=V_{V}=0{,}1\cdot 4=0{,}4 \text{ м}^3/\text{с}=1440 \text{ м}^3/\text{ч};$$
$$V_{II}=V_{VI}=0{,}1\cdot 3=0{,}3 \text{ м}^3/\text{с}=1080 \text{ м}^3/\text{ч};$$
$$V_{III}=V_{VII}=0{,}1\cdot 2=0{,}2 \text{ м}^3/\text{с}=720 \text{ м}^3/\text{ч};$$
$$\boldsymbol{V_{IV}=V_{VIII}}=0{,}1 \text{ м}^3/\text{с}=360 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потери напора на магистральных участках при нормальном режиме работы:

$$\delta H_{I}=\delta H_{V}=S_{I}V^2_{I}=58{,}2\cdot 0{,}4^2=9{,}31 \text{ м};$$
$$\delta H_{II}=\delta H_{VI}=S_{II}V^2_{II}=58{,}2\cdot 0{,}3^2=5{,}24 \text{ м};$$
$$\delta H_{III}=\delta H_{VII}=S_{III}V^2_{III}=196\cdot 0{,}2^2=7{,}84 \text{ м};$$
$$\delta H_{IV}=\delta H_{VIII}=S_{IV}V^2_{IV}=842\cdot 0{,}1^2=8{,}42 \text{ м}.$$

Разности напоров (располагаемые напоры) в местах ответвлений при нормальном режиме работы:

$$\Delta H_1=\Delta H_5=\Delta H-\delta H_{\text{I}}=60-9{,}31=50{,}69 \text{ м};$$

$$\Delta H_2=\Delta H_5=\Delta H_1-\delta H_{\text{II}}=50{,}69-5{,}24=45{,}45 \text{ м};$$

$$\Delta H_3=\Delta H_7=\Delta H_2-\delta H_{\text{III}}=45{,}45-7{,}84=37{,}61 \text{ м};$$

$$\Delta H_4=\Delta H_8=\Delta H_3-\delta H_{\text{IV}}=37{,}61-8{,}42=29{,}19 \text{ м}.$$

На основании полученных данных строим график напоров 1-й магистрали для нормального режима (график *а* на рис. 6.6).

Проводимости ответвлений:

$$a_1=a_5=V_1/\sqrt{\Delta H_1}=0{,}1/\sqrt{50{,}69}=0{,}0140 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5});$$

$$a_2=a_6=V_2/\sqrt{\Delta H_2}=0{,}1/\sqrt{45{,}45}=0{,}0148 \text{ м}/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5});$$

$$a_3=a_7=a_{\text{IV.4}}=a_{\text{VIII.8}}=V_3/\sqrt{\Delta H_3}=0{,}1/\sqrt{37{,}61}=0{,}0163 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5}).$$

Аварийный режим. Проводимость участков 2-й магистрали при аварийном режиме:

$$a_{\text{VII.6}}=\frac{1}{\sqrt{S_{\text{VII}}+\frac{1}{a_6^2}}}=1/\sqrt{196+(1/0{,}0148^2)}=$$

$$=0{,}0145 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5});$$

$$a_{6.7.8}=a_{\text{VII.6}}+a_7+a_{\text{VIII.8}}=0{,}0145+0{,}0163+0{,}0163=$$

$$=0{,}0471 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5}).$$

Проводимость участков 2-й магистрали вместе с перемычкой:

$$a_{\text{п.6.8}}=\frac{1}{\sqrt{S_{\text{п}}+(1/a^2_{6-7-8})}}=1/\sqrt{196+(1/0{,}0471^2)}=$$

$$=0{,}0393 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5}).$$

Проводимость участков сети от точки 3 (включая ответвление 3) до конечных точек

$$a_{3.6}=a_3+a_{\text{IV.4}}+a_{\text{п.6.8}}=0{,}0163+0{,}0163+$$
$$+0{,}0393=0{,}0719 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5}).$$

Проводимость участков сети от точки 2 до конечных точек

$$a_{2.6}=a_2+a_{\text{III.6.8}}=a_2+\frac{1}{\sqrt{S_{\text{III}}+(1/a^2_{3.6.8})}}=$$

$$=0{,}0148+\frac{1}{\sqrt{196+(1/0{,}0719^2)}}=0{,}0655 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5}).$$

Проводимость участков сети от точки I 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:

$$V = a\sqrt{\Delta H} = 0{,}0634\sqrt{60} = 0{,}491 \text{ м}^3/\text{с} = 1767 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_1 = V\sqrt{\frac{S_{1.6}}{S_1}} = V\frac{a_1}{a_{1.6}} = 0{,}491\frac{0{,}014}{0{,}0724} = 0{,}095 \text{ м}^3/\text{с} = 342 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{II} = V_I - V_1 = 0{,}491 - 0{,}095 = 0{,}396 \text{ м}^3/\text{с} = 1425 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_2 = V_{II}\sqrt{\frac{S_{2.6}}{S_2}} = V_{II}\frac{a_2}{a_{2.6}} = 0{,}396\frac{0{,}0148}{0{,}0655} = 0{,}089 \text{ м}^3/\text{с} = 320 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{III} = V_{II} - V_2 = 0{,}396 - 0{,}089 = 0{,}307 \text{ м}^3/\text{с} = 1105 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_3 = V_4 = V_{III}\sqrt{\frac{S_{3.6}}{S_3}} = V_{III}\frac{a_3}{a_{3.6}} = 0{,}307\frac{0{,}0163}{0{,}0719} = 0{,}068 \text{ м}^3/\text{с} = 245 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_п = V_{III} - (V_3 + V_4) = 0{,}307 - (0{,}068 + 0{,}068) = 0{,}171 \text{ м}^3/\text{с} =$$
$$= 615 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_7 = V_8 = V_п\sqrt{\frac{S_{6.7.8}}{S_7}} = V_п\frac{a_7}{a_{6.7.8}} =$$

$$= 0{,}171\frac{0{,}0163}{0{,}0471} = 0{,}059 \text{ м}^3/\text{с} = 212 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_6 = V_п - (V_7 - V_8) = 0{,}171 - (0{,}059 + 0{,}059) =$$
$$= 0{,}053 \text{ м}^3/\text{с} = 191 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Потери напора на участках (в подающей и обратной трубах вместе):

$\delta H_I = S_I V_I^2 = 58{,}2 \cdot 0{,}491^2 = 14{,}0$ м;

$\delta H_{II} = S_{II} V_{II}^2 = 58{,}2 \cdot 0{,}396^2 = 9{,}1$ м;

$\delta H_{III} = S_{III} V_{III}^2 = 196 \cdot 0{,}307^2 = 18{,}5$ м;

$\delta H_{IV} = S_{IV} V_{IV}^2 = 842 \cdot 0{,}068^2 = 3{,}9$ м;

$\delta H_п = S_п V_п^2 = 196 \cdot 0{,}171^2 = 5{,}7$ м;

$\delta H_{VII} = S_{VII} V_{VII}^2 = 196 \cdot 0{,}053^2 = 0{,}6$ м;

$\delta H_{VIII} = S_{VIII} V_{VIII}^2 = 842 \cdot 0{,}059^2 = 2{,}9$ 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:

$$V'_1=V'_2=V'_3=0{,}1 \quad м^3/с.$$

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.

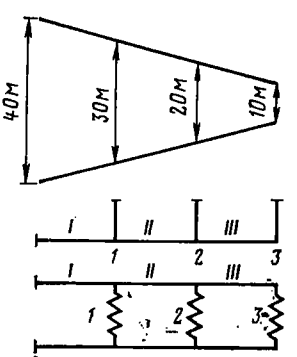


Рис. 6.7. К примеру 6.12

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.

Таблица 6.5

Участок	V', м³/с	$\delta H'$, м	S, м·с²/м⁶	a, м³/(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

$$S=S_I+S_{II}+S_{III}+S_3=$$
$$=111+250+1000+1000=2361 \quad м\cdot с^2/м^6.$$

Расход воды, который должен быть установлен у абоиеита 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

$$a_{2.3} = a_{\text{III.3}} + a_2 = 0{,}0224 + 0{,}0224 = 0{,}0448 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5}).$$

Сопротивление всей сети после включения потребителя 2

$$S = S_{\text{I}} + S_{\text{II}} + 1/a^2_{2.3} = 111 + 250 + 1/0{,}0448^2 = 859 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6.$$

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.

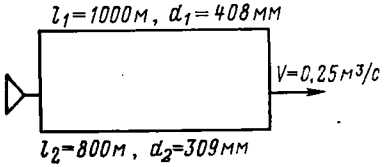


Рис. 6.8. К примеру 6.13

Схема подающих трубопроводов приведена на рис. 6.8.

Определить, как распределяются потоки воды между магистралями, если общий расход воды $V = 0{,}25$ м^3/с$=900$ м^3/ч.

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:

$$V_1/V_2=(d_1/d_2)^{2,625}(l_2/l_1)^{0,5}=$$
$$=(0,408/0,309)^{2,625}(800/1000)^{0,5}=1,85$$

или

$$V_1=1,85V_2.$$

Выражаем суммарный расход воды через расход V_2

$$V=V_1+V_2=1,85V_2+V_2=2,85V_2.$$

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.

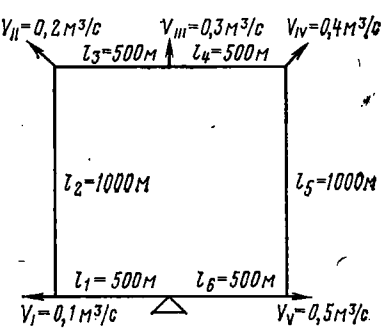


Рис. 6.9. К примеру 6.14

Напор, создаваемый насосами на станции, равен 60 м. При расчете коэффициент местных потерь напора принять α=0,30, а эквивалентную шероховатость труб $k_э$=0,5 мм.

Расчет выполнить с использованием ЭВМ.

Решение. Находим сопротивления подающего и обратного трубопроводов для отдельных участков кольца [1] при $k_э$=0,5 мм (приложение 6):

$$S_1=S_3=S_4=S_6=sl_1(1+\alpha)2=$$
$$=0,04478\cdot500\cdot1,3\cdot2=58,2 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$S_2=S_5=sl_2(1+\alpha)=0,04478\cdot1000\cdot1,3\cdot2=116,4 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6.$$

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 направлени-

[1] Поскольку в данном примере расчет выполняется на ЭВМ «Наири-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 к.

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 *ап* . . .	s_i	g_i	a_i	в$_i$	х	у	б	н

Допустимый увязочный расход воды принимаем равным 0,0002 м³/с, т. е. 0,013% суммарного расхода воды.

Программа

ап

i = 6 ⌴ авgs

1 ⌴ допустим $i=1$

2 ⌴ введем s_i ⌴ g_i

3 ⌴ вставим $i=i+1$

4 ⌴ если $i-6\leqslant 0$ идти к 2

5 допустим б = 0 ⌴ к = 0

6 ⌴ допустим x = 0 ⌴ y = 0

7 ⌴ допустим $i = 1$

8 ⌴ вычислим $g_i = g_i - б$

9 ⌴ вычислим p = g_i

10 ⌴ допустим e = | p |

11 ⌴ вычислим $a_i = s_i e$

12 ⌴ вычислим $в_i = a_i g_i$

13 ⌴ вычислим x = x + a_i ⌴⌴ y = y + $в_i$

14 ⌴ вставим $i = i + 1$

15 ⌴ если $i - 6 \leqslant 0$ идти к 8

16 ⌴ вставим к = к + 1

17 ⌴ вычислим б = y/2x

18 ⌴ допустим н = | б |

19 ⌴ если н — 0,0\02 ⩾ 0 идти к 6

20 ⌴ допустим $i = 1$

21 ⌴ печатаем с 4 знаками g_i ⌴ $в_i$ ⌴ к

22 ⌴ вставим $i = i + 1$

23 ⌴ если $i - 6 \leqslant 0$ 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

$g_1 = 0,6250$	$в_1 = 22,7344$	к = 2
$g_2 = 0,5250$	$в_2 = 32,0827$	к = 2
$g_3 = 0,3250$	$в_3 = 6,1474$	к = 2
$g_4 = 0,0250$	$в_4 = 0,0364$	к = 2
$g_5 = -0,3750$	$в_5 = -16,3688$	к = 2
$g_6 = -0,8750$	$в_6 = -44,5594$	к = 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 *1—4*: $V_1=0{,}2$ м³/с; $V_2=0{,}15$ м³/с; $V_3=0{,}2$ м³/с; $V_4=0{,}25$ м³/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: $S_{\text{I}}=160$ м·с²/м⁶; $S_{\text{II}}=400$ м·с²/м⁶; $S_{\text{III}}=1500$ м·с²/м⁶; $S_{\text{IV}}=3500$ м·с²/м⁶; $S_{\text{V}}=250$ м·с²/м⁶.

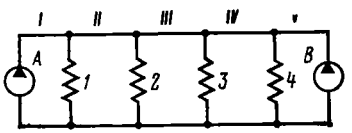


Рис. 6.10. К примеру 6.15

Разности напоров на коллекторах станций: $\Delta H_{\text{A}}=120$ м и $\Delta H_{\text{B}}=100$ м; $\Delta H=\Delta H_{\text{A}}-\Delta H_{\text{B}}=20$ м.

Решение. Предварительно принимаем водораздел в точке ответвления к абоненту 3 и задаемся следующими расходами воды из условия удовлетворения первому уравнению Кирхгофа: $V_{\text{I}}=0{,}45$ м³/с; $V_{\text{II}}=0{,}25$ м³/с; $V_{\text{III}}=0{,}1$ м³/с; $V_{\text{IV}}=-0{,}1$ м³/с; $V_{\text{V}}=-0{,}35$ м³/с.

Расходы воды и потери напора в сети считаем от станции А положительными, а от станции В — отрицательными.

Проверяем невязку напора (1-я итерация).

$$\delta H=S_{\text{I}}V^2_{\text{I}}+S_{\text{II}}V^2_{\text{II}}+S_{\text{III}}V^2_{\text{III}}-$$
$$-S_{\text{IV}}V^2_{\text{IV}}-S_{\text{V}}V^2_{\text{V}}-\Delta H=160\cdot 0{,}45^2+400\cdot 0{,}25^2+$$
$$+1500\cdot 0{,}1^2-3500\cdot 0{,}1^2-250\cdot 0{,}35^2-20=-13{,}2 \text{ м}.$$

Вычисляем вспомогательную величину

$$x=\sum_{i=1}^{5} S_i\,|\,V_i\,|=160\cdot 0{,}45+400\cdot 0{,}25+150\cdot 0{,}1+$$
$$+3500\cdot 0{,}1+250\cdot 0{,}35=660 \text{ м}\cdot\text{с}/\text{м}^3.$$

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 $V'_{\text{I}}=V-\delta V=0{,}45+0{,}01=0{,}46$ м³/с; $V'_{\text{II}}=0{,}25+0{,}01=0{,}26$ м³/с; $V'_{\text{III}}=0{,}1+0{,}01=0{,}11$ м³/с; $V_{\text{IV}}=-0{,}1+0{,}01=-0{,}099$ м³/с; $V_{\text{V}}=-0{,}35+0{,}01=-0{,}34$ м³/с.

Вновь находим невязку напора, увязочный расход воды и уточненные расходы воды аналогично предыдущему (2-я итерация): $\delta H'=-3{,}9$ м; $x=705$ м·с/м³; $\delta V'=-0{,}0028$ м³/с; $V''_{\text{I}}=0{,}4628$ м³/с;

V''_{II}=0,2628 м³/с; V''_{III}=0,1128 м³/с; V''_{IV}=—0,0962 м³/с; V''_{V}=—3372 м³/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

$$\Delta H_3=\Delta H_B—S_V V^2_V—S_{IV} V^2_{IV}=$$
$$=100—250\cdot 0{,}3372^2—3500\cdot 0{,}0962^2=39{,}2 \text{ м}.$$

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 м³/с=1800 м³/с. При этом же режиме напор, со-

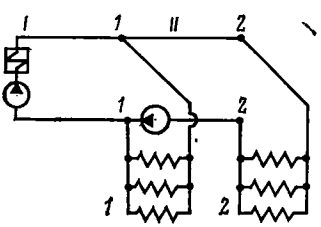


Рис. 6.12. К примеру 6.16:

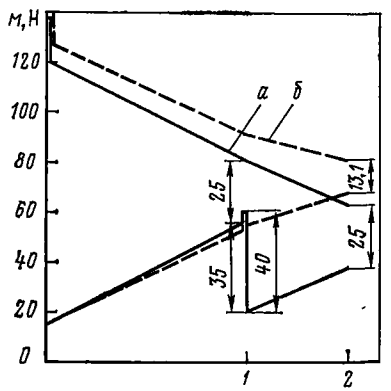


Рис. 6.12. К примеру 6.16:
а — расчетный режим (при работе насосной подстанции); *б* — режим при остановленной насосной подстанции

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 $H=H_{о.ст}—S_{о.ст}V^2$ ($H_{о.ст}$=190 м, $S_{о.ст}$=70 м·с²/м⁶) и насосной подстанции—$H_п=H_{о.п}—S_{о.п}V^2$ ($H_{о.п}$=45 м, $S_{о.п}$=20 м·с²/м⁶). 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:

$$S_{ст}=\delta H'_{ст}/V'^2_1=15/1^2=15 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$
$$S_I=\delta H'_I/V'^2_I=80/1^2=80 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$
$$S_{II}=\delta H_{II}/V'^2_{II}=35/0{,}5^2=140 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$
$$S_1=S_2=\Delta H'_1/V'^2_1=25/0{,}5^2=100 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6;$$
$$S_п=\delta H'_п/V'^2_1=5/0{,}5^2=20 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6.$$

Проводимость групп потребителей 1 и 2

$$a_1=a_2=\frac{V_1'}{\sqrt{\Delta H_1'}}=\frac{0{,}5}{\sqrt{25}}=0{,}1 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5}).$$

Суммарная проводимость двух параллельно включенных групп потребителей с учетом внутреннего сопротивления насосной подстанции

$$a_{1.2}=a_1+\frac{1}{\sqrt{S_п+S_{II}+S_2+S_{о.п}}}=$$
$$=0{,}1+\frac{1}{\sqrt{20+140+100+20}}=0{,}16 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^{0{,}5}).$$

Сопротивление всей сети с учетом внутреннего сопротивления насосов станции

$$S=S_{о.сг}+S_{ст}+S_I+S_{1.2}=S_{о.ст}+S_{ст}+S_I+1/a^2_{1.2}=$$
$$=70+15+80+1/0{,}16^2=204 \text{ м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6$$

Расход воды на станции

$$V=\sqrt{H_{о.ст}/S}=\sqrt{190/204}=0{,}965 \text{ м}^3/\text{с}=3474 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Напор, создаваемый насосами станции,

$$H=H_{о.ст}-S_{о.ст}V^2=190-70\cdot 0{,}965^2=124{,}8 \text{ м}.$$

Разность напоров на выводах со станции

$$H_{ст}=H-S_{ст}V^2=124{,}8-15\cdot 0{,}965^2=110{,}8 \text{ м}.$$

Разность напоров у 1-й группы потребителей

$$\Delta H_1=\Delta H_{ст}-S_I V^2_1=110{,}8-80\cdot 0{,}965^2=36{,}4 \text{ м}.$$

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 $S_{о.н}$):

$$\delta H_{II}=S_{II}V^2_2=140\cdot 0{,}362^2=18{,}3 \text{ м};$$
$$\delta H_2=S_2V^2_2=100\cdot 0{,}362^2=13{,}1 \text{ м};$$
$$\delta H_п=S_пV^2_2=20\cdot 0{,}362^2=2{,}6 \text{ м}.$$

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 $N_н$=510 кВт при номинальном расходе воды $V_н$=1000 м³/ч=0,278 м³/с.

Определить мощность насоса для случая, когда путем регулирования задвижкой на нагнетательном патрубке насоса расход воды будет снижен до V=600 м³/ч=0,167 м³/с.

Коэффициент холостого хода насоса x=0,43.

Решение. Мощность насоса при снижении расхода воды задвижкой

$$N=\left[x+(1-x)\frac{V}{V_н}\right]N_н=$$
$$=\left[0{,}43+(1-0{,}43)\frac{600}{1000}\right]510=394 \text{ кВт}.$$

Пример 6.18. Решить пример 6.17 для случая снижения подачи насоса путем уменьшения частоты вращения. Дополнительную потерю энергии при регулировании частотой вращения не учитывать[1].

Решение. При регулировании числом оборотов мощность насоса и его производительность связаны следующей зависимостью:

$$V/V_н=\sqrt[3]{N/N_н},$$

откуда находим

$$N=(V/V_н)^3N_н=(600/1000)^3510=110 \text{ кВт}.$$

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.

Р е ш е н и е. 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

$$p_у=a\Delta w\rho=1000\cdot 1\cdot 1000=10^6 \text{ Па}=1 \text{ МПа.}$$

Суммарное максимальное давление при гидравлическом ударе

$$p_с=p+p_у=1+1=2 \text{ МПа.}$$

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.

О т в е т. Разность напоров на выводах со станции $\Delta H=94{,}5$ м. Потеря напора в перемычке $\delta H_п=35{,}3$ 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.

О т в е т. $V_A=123$ 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 $V'_г$= =10 м³/ч=0,00278 м³/с и расходе воды на отопленне $V_о$=30 м³/ч= =0,00833 м³/с.

Определить расход воды на отопление при прекращении разбора воды на горячее водоснабженне. Разность напоров в месте присо-

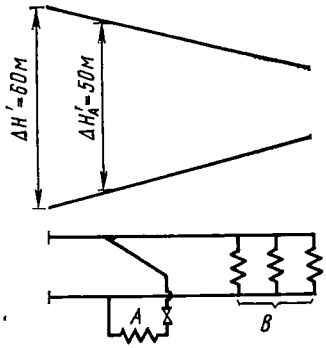


Рис. 6.13. К задаче 6.21

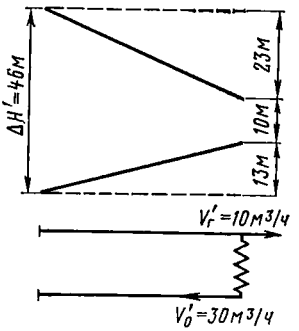


Рис. 6.14. К задаче 6.22

единения ответвления к магистрали при обоих режимах остается постоянной ΔH=46 м.

Ответ. $V_о$=34 м³/ч=0,00944 м³/с.

Задача 6.23. Решить пример 6.9 при условии, что потери напора в абонентских установках (отопление и горячее водоснабжение) для нормального режима следующие: $\Delta H_{о1}=\Delta H_{г1}$=20 м, $\Delta H_{о2}=\Delta H_{г2}$= =15 м и $\Delta H_{о3}=\Delta H_{г3}$=10 м.

Соответственно уменьшаются сопротивления ответвлений **1** и **2**.

Ответ. $V_{о1}$=81,9 м³/ч=0,0228 м³/с; $V_{о2}$=86,6 м³/ч=0,0241 м³/с; $V_{о3}$=96,5 м³/ч=0,0268 м³/с.

Задача 6.24. Решить пример 6.12 для случая пуска сети путем последовательного включенння потребителей, начиная от станции.

Ответ. V_1=0,113 м³/с; V_2=0,123 м³/с; V_3=0,1 м³/с.

Задача 6.25. Как распределится расход воды в двух параллельно соединенных подающих трубопроводах с диаметрами d_1=309 мм и d_2=408 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 км и внутренним диаметром труб d=1000 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 давлеиие в обратном

трубопроводе городской сети на 40 м. Расход воды при работе насосной подстанции составляет V=4000 м³/ч=1,1111 м³/с.

Определить расход воды в транзитном теплопроводе и избыточные давления в месте присоединения транзитного теплопровода к тепловой сети при остановке насосов на подстанции. Для обоих режимов разность напоров на выводах с загородной ТЭЦ остается неизменной $\Delta H' = \Delta H$=120 м, а также неизменными остаются сопротивления участков сети. При расчете эквивалентную шероховатость принять $k_э$=0,5 мм, а профиль местности — горизонтальный. Коэффициент местных потерь напора α=0,31.

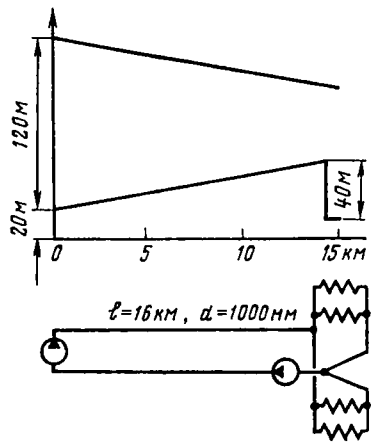


Рис. 6.15. К задаче 6.26

Ответ. V=3460 м³/ч=0,9611 м³/с; $p_п$=1,136 МПа (изб.) p_0=0,464 МПа (изб.).

Задача 6.27. Определить расходы воды на участках *I—IV* магистрали тепловой сети, питаемой от двух ТЭЦ.

Схема сети приведена на рис. 6.16. Диаметры и длины участков магистрали (в одном направлении): l_I=800 м; $l_{II}=l_{III}$=400 м; l_{IV}=600 м; d_I=408 мм; $d_{II}=d_{III}$=259 мм; d_{IV}=309 мм.

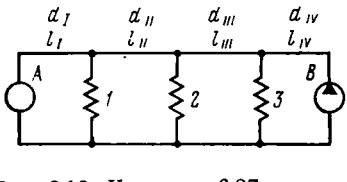


Рис. 6.16. К задаче 6.27

Расходы воды у абонентов *1—3*: V_1=600 м³/ч=0,1667 м³/с; V_2=200 м³/ч=0,0555 м³/с; V_3=400 м³/ч=0,1111 м³/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: ΔH_A=120 м; ΔH_B=100 м.

При расчете принять коэффициент местных потерь напора α=0,25 и эквивалентную шероховатость труб $k_э$=0,5 мм.

Ответ. V_I=874 м³/ч=0,2428 м³/с; V_{II}=274 м³/ч=0,0761 м³/с; V_{III}=74 м³/ч=0,0206 м³/с; V_{IV}=—326 м³/ч=—0,0906 м³/с.

Задача 6.28. Определить расход электроэнергии на перекачку 1 т сетевой воды насосом с напором H=80 м. Насос работает при номинальном расходе воды и имеет КПД $\eta_н$=0,65. Коэффициент полезного действия электродвигателя $\eta_{эд}$=0,93.

Ответ. $э$=0,36 кВт·ч/т.

Задача 6.29. Определить расход электроэнергии на перекачку 1 т сетевой воды насосом, указаниым в задаче 6.28, прн условии работы его с подачей, равной половине номинальной.

Снижение подачи насоса осуществлено прикрытием задвижкн на нагнетательном патрубке иасоса.

Коэффнциент холостого хода насоса x=0,4.

Ответ. $э$=0,504 кВт·ч/т.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ТЕПЛОФИКАЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭЦ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Площадь поверхности нагрева теплообменных аппаратов, м²,

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}, \tag{7.1}$$

где Q — производительность аппарата, Вт; k — коэффицнент теплопередачи, Вт/(м²·°С); Δt — температурный напор, °С.

Температурный напор при противотоке и прямотоке

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln(\Delta t_б/\Delta t_м)}, \tag{7.2}$$

где $\Delta t_б$, $\Delta t_м$ — большая и меньшая разность температур между первичным и вторичным теплоносителями на коицах теплообменнпка.

Коэффициент теплопередачн поверхностных аппаратов, чистых и с учетом загрязнения:

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}; \tag{7.3}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_з}{\lambda_з} + \frac{1}{\alpha_2}}, \tag{7.4а}$$

нли

$$k = k_0\beta, \tag{7.4б}$$

где k_0, k — коэффициенты теплопередачи аппаратов при чистой и загрязненной поверхности теплообмена, Вт/(м²·°С); α_1, α_2 — коэффициенты теплоотдачи между первичным и вторичным теплоносителями и стенкой, Вт/(м²·°С); $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$, $\delta_з/\lambda_з$ — термическое сопроотивление стенкн трубок и слоя загрязнения; $\delta_{ст}$, $\delta_з$ — толщины стенки трубки и слоя загрязнеиия, м; $\lambda_{ст}$, $\lambda_з$ — теплопроводность стенки

трубки и слоя загрязнения, Вт/(м·°С); $\beta = \dfrac{1}{1 + k_0 \dfrac{\delta_з}{\lambda_з}}$ — коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности.

Число Грнгулля для конденсата при вертикальных подогревателях [1]

$$Z = A_1 H (\tau_н - t_{ст}). \qquad (7.5)$$

Коэффициенты теплоотдачи от конденсирующегося пара, Вт/(м²×°С) [4]:

горизонтальные трубки (пар снаружи трубок) $Z<3900$

$$\alpha = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m d_н (\tau_н - t_{ст})}}; \qquad (7.6)$$

вертикальные трубки $Z<2300$

$$\alpha = \frac{A_3}{[H(\tau_н - t_{ст})]^{0,22}}; \qquad (7.7)$$

вертикальные трубки $Z>2300$

$$Re_н = \left[253 + 0{,}069 \frac{Pr^{0,75}}{Pr_{ст}^{0.25}} (Z - 2300)\right]^{4/3}; \qquad (7.8)$$

$$\alpha = \frac{Re_н}{A_4 H (\tau_н - t_{ст})}. \qquad (7.9)$$

Здесь $d_н$ — наружный диаметр трубок, м; m — приведенное число рядов трубок по вертикали для горизонтального подогревателя; H — расчетная высота трубок вертикального подогревателя, м; $\tau_н$ — температура насыщения пара, °С; $t_{ст}$ — температура стенки, °С; $Re_н$ — критерий Рейнольдса для конденсата при $\tau_н$; Pr, $Pr_{ст}$ — критерий Прандтля для конденсата прн $\tau_н$ и $t_{ст}$; A_1—A_4 — температурные множителн в формулах (7.5)—(7.7) и (7.9) (см. приложение 9).

Коэффициент теплоотдачн при турбулентном движении воды вдоль трубок, Вт/(м²·°С),

$$\alpha = A_5 \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}, \qquad (7.10)$$

где w — скорость воды, м/с; d — диаметр трубки, м; A_5 — температурный множитель (см. приложение 9).

Основные конструктивные размеры поверхностных теплообменных аппаратов:

$$n_0 = \frac{4V_т}{\pi d_в^2}; \qquad (7.11)$$

[1] Для горизонтальных подогревателей в формуле (7.5) велнчину H следует заменить величиной $m d_н$.

$$l_Z = \frac{F}{\pi d n_0}; \qquad (7.12)$$

$$D = 1{,}13a\sqrt{\frac{n_0 z \sin\gamma}{\psi}}, \qquad (7.13)$$

где n_0 — число трубок в одном ходе; $V_т$ — объемный расход теплоносителя в трубках, м³/с; $w_т$ — скорость теплоиосителя в трубках, м/с; $d_в$ — внутреннний диаметр трубок, м; l — длина одного хода воды, м; z — число ходов; D — внутрениий диаметр корпуса, м; ψ — коэффициент использования трубной решетки; γ — угол между осями трубной системы; a — шаг трубок, м.

ПРИМЕРЫ

Пример 7.1. Сетевой подогреватель теплофнкационной установки ТЭЦ должен подогревать воду в количестве 288 кг/с=1039 т/ч от t_1=70 °С до t_2=116 °С паром p=0,245 МПа * ($\tau_н$=126,8 °С). Требуется выбрать пароводяной сетевой вертикальный подогреватель из серии ПСВ. Прн расчете загрязнение поверхности нагрева учесть понижающим коэффициентом β=0,8.

Р е ш е н и е. 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 $d_н/d_в$=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

$$\Delta t = \frac{(\tau_н - t_1) - (\tau_н - t_2)}{\ln\dfrac{\tau_н - t_1}{\tau_н - t_2}} = \frac{(126{,}8 - 70) - (126{,}8 - 116)}{\ln\dfrac{126{,}8 - 70}{126{,}8 - 116}} = 27{,}7\ °\text{С}.$$

Средняя температура воды

$$t = \tau_н - \Delta t = 126{,}8 - 27{,}7 = 99{,}1\ °\text{С}.$$

Средняя плотность воды (по приложению 2) ρ=959 кг/м³.

---

* Здесь и далее в данной главе указаны абсолютные давления пара в подогревателях.

Средняя температура стеики

$$t_{ст}=0{,}5(\tau_н+t)=0{,}5(126{,}8+99{,}1)\approx 113\ °C.$$

Число Григулля Z для конденсата (по приложению 9 при $\tau_н=126{,}8$ °C $A_1=78$ 1/(м·град) и $A_3=13\,930$)

$$Z=A_1H(\tau_н-t_{ст})=78\cdot 1{,}61(126{,}8-113)=1730.$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара при $Z<2300$

$$\alpha_п=\frac{A_3}{[H(\tau_н-t_{ст})]^{0,22}}=\frac{13\,930}{[1{,}61(126{,}8-113)]^{0,22}}=7036\ Вт/(м^2\cdot °C).$$

Скорость и коэффициент теплоотдачи воды (по приложению 9 при $t=99{,}1$ °C $A_5=2840$):

$$w=\frac{G}{f\rho}=\frac{288}{0{,}137\cdot 959}=2{,}19\ м/с;$$

$$\alpha_в=A_5\frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}=3300\frac{2{,}19^{0,8}}{0{,}0175^{0,2}}=13\,840\ Вт/(м^2\cdot °C).$$

Расчетный коэффициент теплопередачи при $\lambda_{ст}=105$ Вт/(м·°С)

$$k=\frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_п}+\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}+\frac{1}{\alpha_в}}=\frac{0{,}8}{\frac{1}{7036}+\frac{0{,}0075}{105}+\frac{1}{13\,84)}}=3605\ Вт/(м^2\cdot °C).$$

Необходимая площадь поверхности нагрева

$$F=\frac{Q}{k\Delta t}=\frac{55{,}5\cdot 10^6}{3605\cdot 27{,}7}=556\ м^2.$$

Окончательно выбираем два последовательно включенных по воде подогревателя ПСВ-315-14-23. Выбранные таким образом подогреватели будут иметь некоторый запас в площади поверхиости 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. $G=288$ кг/с и $W=Gc=288\cdot 4190=1{,}207\cdot 10^6$ Дж/(с·°С).

Решение. Из примера 7.1 имеем: $k=3605$ Вт/(м²·°С); $F=2\times 315=630$ м².

Величины ω и ε:

$$\omega=\frac{kF}{W}=\frac{3605\cdot 630}{1\,207\,000}=1{,}88;$$

$$\varepsilon=1-e^{-\omega}=1-e^{-1{,}88}=0{,}847.$$

Производительность установки

$$Q=\varepsilon W(\tau_н-t_1)=0{,}847\cdot 1\,207\,000(126{,}8-70)=$$
$$=58{,}1\cdot 10^6 \text{ Вт}=50\cdot 10^6 \text{ Гкал/ч}.$$

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:

$$\varepsilon=\frac{1}{0{,}65+\dfrac{1}{\omega}}=\frac{1}{0{,}65+\dfrac{1}{1{,}88}}=0{,}846;$$

$$Q=\varepsilon W(\tau_н-t_1)=0{,}846\cdot 1{,}207\cdot 10^6(126{,}8-70)=58\cdot 10^6 \text{ Вт};$$

$$t_2=t_1+\frac{Q}{W}=70+\frac{58\cdot 10^6}{288\cdot 4190}=118{,}1\ ^\circ\text{C}.$$

Таким образом, расчет по приближениой зависимости дает в рассматриваемом случае ничтожно малую погрешиость.

Пример 7.3. На ТЭЦ с турбиной Т-105/120-130-2 устаиовлеиы нижняя и верхняя ступеии сетевых подогревателей типов ПСГ-2300-2-8-1 и ПСГ-2300-3-8-1 с площадью поверхности нагрева каждого $F=2300$ м^2.

Определить температуры сетевой воды после каждого сетевого подогревателя при расходе этой воды $G=1250$ кг/с и ее начальной температуре $t_1=74\ ^\circ$C. При расчете прииять температуру насыщеиия пара в нижнем сетевом подогревателе $\tau_{н.н}=105\ ^\circ$C, а в верхием — $\tau_{н.в}=120\ ^\circ$C. Коэффициент теплопередачи подогревателей допускается определять по упрощенной эмпирической зависимости

$$k=k_н\sqrt{G/G_н},$$

где $k_н$ — коэффициент теплопередачи подогревателей при номинальном расходе воды (условно $k_н=2800$ Вт/(м$^2\cdot$°C); $G_н=1250$ кг/с); k — коэффициент теплопередачи подогревателей при произвольном расходе воды G.

Р е ш е и и е. Поскольку $G=G_н$,

$$k=k_н=2800 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}.$$

Эквивалент расхода воды $W=Gc=1250\cdot 4190=5{,}24\cdot 10^6$ Дж/(с·°C).

Режимный коэффициент подогревателей

$$\omega_н=\omega_в=\frac{kF}{W}=\frac{2800\cdot 2300}{5{,}24\cdot 10^6}=1{,}23.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка нижнего и верхнего сетевых подогревателей

$$\varepsilon_н=\varepsilon_в=1-e^{-\omega_в}=1-e^{-1,23}=1-0,292=0,708.$$

Производительность нижней ступени сетевого подогревателя

$$Q_н=\varepsilon_н W(\tau_{н.в}-t_1)=0,708\cdot 5,24\cdot 10^6(105-74)=$$
$$=115\cdot 10^6 \text{ Вт}=98,9 \text{ Гкал/ч}.$$

Температура сетевой воды за нижней ступенью сетевого подогревателя

$$t_{2н}=t_1+\frac{Q_н}{W}=74+\frac{115\cdot 10^6}{5,24\cdot 10^6}=96\,^\circ\text{C}.$$

Производительность верхней ступени сетевого подогревателя и суммарная

$$Q_в=\varepsilon_в W(\tau_{н.в}-t_{2н})=0,708\cdot 5,24\cdot 10^6(120-96)=$$
$$=89\cdot 10^6 \text{ Вт}=76,5 \text{ Гкал/ч};$$

$$Q=Q_н+Q_в=115\cdot 10^6+89\cdot 10^6=204\cdot 10^6 \text{ Вт}=175,4 \text{ Гкал/ч}.$$

Температура сетевой воды за верхней ступенью сетевого подогревателя

$$t_{2в}=t_{2н}+\frac{Q_в}{W}=96+\frac{89\cdot 10^6}{5,24\cdot 10^6}=113\,^\circ\text{C}.$$

При расчете ε по приближенной формуле Е. Я. Соколова получаем:

$$\varepsilon_н=\varepsilon_в=\frac{1}{0,65+\frac{1}{\omega}}=\frac{1}{0,65+\frac{1}{1,23}}=0,684;$$

$$Q_в=0,684\cdot 5,24\cdot 10^6(105-74)=111\cdot 10^6 \text{ Вт};$$

$$t_{2н}=74+\frac{111\cdot 10^6}{5,24\cdot 10^6}=95,2\,^\circ\text{C};$$

$$Q_в=0,684\cdot 5,24\cdot 10^6(120-95,2)=88,9\cdot 10^6 \text{ Вт};$$

$$t_{2в}=95,2+\frac{88,9\cdot 10^6}{5,24\cdot 10^6}=112,2\,^\circ\text{C}.$$

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 $G=475$ кг/с$=1710$ т/ч. Площадь сечения для

прохода сетевой воды $f=0{,}226$ м² и число трубок $d_н/d_в=19/17{,}5$ мм, $n=1830$ шт.

Все прочие данные принять из примера 7.1.

Ответ. $Q=94{,}5$ МВт$=81{,}3$ Гкал/ч, $t_2=117{,}5$ °С.

Задача 7.5. Решить пример 7.3 при расходе сетевой воды $G=900$ кг/с.

Ответ. $Q_н=89{,}5$ МВт$=77$ Гкал/ч; $t_2=97{,}7$ °С; $Q_в=64{,}4$ МВт$=55{,}4$ Гкал/ч; $t_{2в}=114{,}7$ °С.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Уравнение характеристики водоструйного элеватора, предложенное Е. Я. Соколовым,

$$\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}=\varphi_1^2\frac{f_1}{f_3}\left[2\varphi_2+\left(2\varphi_2-\frac{1}{\varphi_4^2}\right)\frac{f_1}{f_{н2}}u^2-(2-\varphi_3^2)\frac{f_1}{f_3}(1+u)^2\right], \quad (8.1)$$

где $\Delta p_р$, $\Delta p_с$ — располагаемый перепад давлений рабочего потока и перепад давлений, создаваемый элеватором, Па; f_1, f_3 — площади живого выходиого сечения сопла и сечения цилиндрической камеры смешения, м²; $f_{н2}=f_3-f_1$ — площадь живого сечения инжектируемого потока во входном сеченни цилиндрической камеры смешения, м²; u — коэффицнент инжекции элеватора; φ_1, φ_2, φ_3, φ_4 — коэффициенты скорости сопла, цилиндрической камеры смешения, диффузора, входного участка камеры смешеиия.

Оптимальный диаметр камеры смешения, м,

$$d_3=5/\sqrt[4]{S_с}, \quad (8.2)$$

где $S_с=\Delta p_с/V_с^2$ — сопротивление отопительной системы, Па·с²/м⁶ *; $V_с$ — объемный расход смешаниой воды, м³/с.

Диаметр выходного сечения сопла элеватора, м, при $\varphi_1=0{,}95$; $\varphi_2=0{,}975$; $\varphi_3=0{,}9$; $\varphi_4=0{,}925$ **

$$d_1=\frac{d_3}{(1+u)\sqrt{0{,}64\cdot10^{-3}S_с d_3^4+0{,}61-0{,}4n\left(\frac{u}{1+u}\right)^2}}, \quad (8.3)$$

где $n=f_3/f_{н2}$.

* Для удобства расчетов в ряде случаев под сопротнвлением системы отопления понимают $S_*=\Delta p_с/G^2_с$, т. е. отиошение падения давления, Па, в этой системе к массовому расходу смешаиной воды, кг/с, в квадрате. Соотношение между $S_с$ и S_* (при $\rho=1000$ кг/м³) следующее: $S_с=10^6S_*$.

** 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 коэффнциенты в формуле (8.3) будут иными.

Потеря давления в рабочем сопле элеватора, Па,

$$\Delta p_{\text{р}} = \frac{\rho_{\text{р}} V_{\text{р}}^2}{2\varphi_1^2 f_1^2} = \frac{G^2_{\text{р}}}{2\varphi_1^2 f_1^2 \rho_{\text{р}}}, \qquad (8.4)$$

где $V_{\text{р}}$ — объемный расход рабочей воды через сопло, м³/с; $G_{\text{р}} = V_{\text{р}}\rho_{\text{р}}$ — массовый расход рабочей воды через сопло, кг/с; $\rho_{\text{р}}$ — плотность рабочей воды, кг/м³.

Расход смешанной воды, кг/с или м³/с,

$$G_{\text{с}} = (1+u)\, G_{\text{р}}; \qquad (8.5)$$

$$V_{\text{с}} = (1+u)\, V_{\text{р}}.$$

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 даиным: производительность подогревателя $Q=1{,}163\times\times 10^6$ Вт$=1\cdot 10^6$ ккал/ч; абсолютное давление сухого насыщенного пара $p=2{,}94$ МПа$=3$ кгс/см² ($\tau_{\text{н}}=133$ °С); температура кондеисата, выходящего из подогревателя, $\tau_{\text{к}}=\tau_{\text{н}}$; температура воды при входе в подогреватель $t_1=70$ °С, а при выходе из него $t_2=95$ °С. При расчете прииять: скорость воды в трубках $w=1$ м/с; плотность воды $\rho=$ $=1000$ кг/м³; число ходов воды $z=2$; наружный диаметр латуниых труб 16 мм при толщине стенки $\delta=1$ мм.

Загрязнение поверхиости учесть дополнительным тепловым сопротивлеиием $\delta_{\text{з}}/\lambda_{\text{з}}=0{,}00013$ м²·°С/Вт.

Р е ш е н и е. 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:

$$n_0 = \frac{4V}{\pi d_{\text{в}}^2} = \frac{4\cdot 0{,}0111}{1\cdot 3{,}14\cdot 0{,}014^2} = 72 \text{ шт};$$

$$n = zn_0 = 72\cdot 2 = 144 \text{ шт}.$$

Принимая шаг трубы $a=25$ мм, угол между осями трубиой системы $\gamma=60°$ и коэффициеит использования трубной решетки $\psi=0{,}7$, определяем диаметр корпуса

$$D = 1{,}13a\sqrt{\frac{n\sin\gamma}{\psi}} = 1{,}13\cdot 0{,}025\sqrt{\frac{144\sin 60°}{0{,}7}} = 0{,}378 \text{ м}.$$

Принимаем для корпуса подогревателя трубу диаметром 426/414 мм.

Приведенное число трубок в вертикальном ряду

$$m \approx \sqrt{n} = \sqrt{144} = 12 \text{ шт.}$$

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{\ln \dfrac{\tau_н - t_1}{\tau_н - t_2}} = \frac{95 - 70}{\ln \dfrac{133 - 70}{133 - 95}} = 49{,}4 \text{ °C.}$$

Средняя температура воды и стенки:

$$t = \tau_н - \Delta t = 133 - 49{,}4 = 83{,}6 \text{ °C;}$$

$$t_{ст} = 0{,}5(t + \tau_н) = 0{,}5(83{,}6 + 133) = 108{,}3 \text{ °C.}$$

В рассматриваемом случае критерий Z получается меньше критического ($Z_{кр}$=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] (прн $\tau_н$=133 °С по приложению 9 A_2=9494)

$$\alpha_п = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m\,l(\tau_н - t_{ст})}} = \frac{9494}{\sqrt[4]{12 \cdot 0{,}016(133 - 108{,}3)}} = 6420 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C).}$$

Коэффициеит теплоотдачи от стенки к воде (при t=83,6 °С по приложению 9 A_5=3094)

$$\alpha_в = A_5 \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}} = 3094 \frac{1^{0,8}}{0{,}014^{0,2}} = 7269 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{С).}$$

Расчетиый коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_п} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{\delta_з}{\lambda_з} + \dfrac{1}{\alpha_в}} =$$

$$= \frac{1}{\dfrac{1}{6420} + \dfrac{0{,}001}{105} + 0{,}00013 + \dfrac{1}{7269}} = 2314 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C).}$$

Уточиеиное зиачение температуры стеики трубок

$$t_{ст} = \frac{t_н \alpha_п + t \alpha_в}{\alpha_п + \alpha_в} = \frac{133 \cdot 7269 + 83{,}6 \cdot 6420}{7269 + 6420} = 110 \text{ °C.}$$

Поскольку уточненное значение $t_{ст}$ мало отличается от приия-того 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 $\nu = 0{,}352 \cdot 10^{6}$ м²/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 $k_э = 0{,}2$ мм

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0{,}25} = 0{,}11 \left(\frac{0{,}0002}{0{,}014} + \frac{68}{39\,800} \right)^{0{,}25} = 0{,}0391.$$

Коэффициенты местных сопротивлений приведены ниже:

На входе в камеру	$1{,}5 \cdot 1 = 1{,}5$
На входе в трубки	$1{,}0 \cdot 2 = 2{,}0$
На выходе из трубок	$1{,}0 \cdot 2 = 2{,}0$
При повороте на 180°	$2{,}5 \cdot 1 = 2{,}5$
На выходе из камеры	$1{,}5 \cdot 1 = 1{,}5$
	$\Sigma\xi = 9{,}5$

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 $Q = 2{,}326 \cdot 10^{6}$ Вт$= 2 \times 10^{6}$ ккал/ч; температура сетевой воды при входе в подогреватель $\tau_1 = 150\,^{\circ}\text{C}$ и при выходе $\tau_2 = 80\,^{\circ}\text{C}$; 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 $w_{мт} = 0{,}8$ м/с. Влияние загрязнения поверхности нагрева подогревателя и снижение коэффициента теплопередачи при низких температурах воды[1] учесть пониженным значением коэффициента $\beta = 0{,}65$.

[1] Расчет можно вести также для точки «излома» температурного графика при нормальном значении β.

Р е ш е н и е. Расходы сетевой (в трубках) и нагреваемой (между трубками) воды (при $\rho=1000$ кг/м³):

$$G_м = G_т = \frac{Q}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{2{,}326 \cdot 10^6}{4190(150-80)} = 7{,}94 \text{ кг/с};$$

$$V_т = 0{,}00794 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$G_б = G_{мт} = \frac{Q}{c(t_2 - t_1)} = \frac{2{,}326 \cdot 10^6}{4190(95-70)} = 22{,}2 \text{ кг/с};$$

$$V_{мт} = 0{,}0222 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Площадь проходного сечения межтрубного пространства

$$f_{мт} = V_{мт}/w_{мт} = 0{,}0222/0{,}8 = 0{,}0278 \text{ м}^2.$$

Выбираем подогреватель по ОСТ 34-588-68 с наружиым диаметром корпуса 273 мм, чнслом латунных трубок 16/14—$n=109$ шт. площадью проходного сечения трубок $f_т=0{,}0168$ м², площадью проходного сечения межтрубного пространства $f_{мт}=0{,}0308$ м², сопротивление одной секции трубного пространства $S_т=1{,}82 \cdot 10^3$ м·с²/м⁶ и межтрубного пространства $S_{мт}=1{,}17 \cdot 10^3$ м·с²/м⁶.

Скорость воды в трубках и между трубками:

$$w_т = \frac{V_т}{f_т} = \frac{0{,}00794}{0{,}0168} = 0{,}473 \text{ м/с};$$

$$w_{мт} = \frac{V_{мт}}{f_{мт}} = \frac{0{,}0222}{0{,}0308} = 0{,}72 \text{ м/с}.$$

Эквивалентный диаметр для межтрубного пространства

$$d_э = \frac{4f_{мт}}{P} = \frac{4 \cdot 0{,}0308}{3{,}14(0{,}016 \cdot 109 + 0{,}259)} = 0{,}0197 \text{ м}.$$

Средняя температура воды в трубках и между трубками:

$$\tau = 0{,}5(\tau_1 + \tau_2) = 0{,}5(150+80) = 115\,^\circ\text{C} \quad (A_{5т}=3490);$$

$$t = 0{,}5(t_2 + t_1) = 0{,}5(95+70) = 82{,}5\,^\circ\text{C} \quad (A_{5м}=3080).$$

Коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_т = A_{5т}\frac{w_т^{0,8}}{d_в^{0,2}} = 3490\frac{0{,}473^{0,8}}{0{,}0139^{0,2}} = 4560 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$\alpha_{мт} = A_{5мт}\frac{w_{мт}^{0,8}}{d_э^{0,2}} = 3080\frac{0{,}72^{0,8}}{0{,}0197^{0,2}} = 5210 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

Расчетный коэффициент теплопередачи (теплопроводность латуни $\lambda=105$ Вт/(м·°С)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_г} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{мг}}} = \frac{0{,}65}{\frac{1}{4560} + \frac{0{,}001}{105} + \frac{1}{5210}} = 1530 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}$$

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} = \frac{(150-95)-(80-70)}{\ln \frac{150-95}{80-70}} = 26{,}4 \text{ °С}.$$

Площадь поверхности нагрева подогревателя

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{2{,}326\cdot10^6}{1530\cdot26{,}4} = 58 \text{ м}^2$$

Длина хода воды по трубкам при $d=0{,}5(0{,}016+0{,}0132)=0{,}0146$ м

$$L_т = l_т z = \frac{F}{\pi d n} = \frac{58}{3{,}14\cdot0{,}0146\cdot109} = 11{,}6 \text{ м}.$$

Число секций (при длине одной секции $l_т=4$ м) $z=L_т/l_т=11{,}6/4=2{,}9$ секций, принимаем 3 секции.

Потери напора в трубках и межтрубном пространстве подогревателя

$$\delta H_т = S_т z V_т^2 = 1{,}82\cdot10^3\cdot3\cdot0{,}00794^2 = 0{,}34 \text{ м}.$$

$$\delta H_{мт} = S_{мт} z V_{мт}^2 = 1{,}17\cdot10^3\cdot3\cdot0{,}0222^2 = 1{,}73 \text{ м}.$$

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 длиною 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) $G_м=6{,}94$ кг/с$=25$ т/ч и температура ее при входе в подогреватель $\tau_1=70$ °С.

Расход местной воды (в трубках) $G_т=5$ кг/с$=18$ т/ч и температура ее при входе в подогреватель $t_х=5$ °С. Загрязнение поверхности нагрева учесть понижающим коэффициентом $\beta=0{,}75$.

Решение. По приложению 8 находим $f_т=0{,}0057$ м²; $f_м=0{,}0122$ м²; $F=6{,}9\cdot6=41{,}4$ м².

Объемные расходы воды (при $\rho_т\approx\rho_м=1000$ кг/м³) $V_т=0{,}005$ м³/с; $V_м=0{,}00094$ м³/с.

Эквиваленты расходов воды

$$W_т = G_т c = 5 \cdot 4190 = 20\,950 \text{ Дж/(с·°С)};$$

$$W_м = G_м c = 6{,}94 \cdot 4190 = 29\,080 \text{ Дж/(с·°С)}.$$

Скорость воды в трубках и между трубками

$$w_т = \frac{V_т}{f_т} = \frac{0{,}005}{0{,}0057} = 0{,}877 \text{ м/с};$$

$$w_м = \frac{V_м}{f_м} = \frac{0{,}00694}{0{,}0122} = 0{,}569 \text{ м/с}.$$

Задаемся средней температурой воды в трубках и между трубками $t = 32$ °С ($A_{5т} = 2245$) и $\tau = 50$ °С ($A_{6м} = 2570$).

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_э = \frac{4f}{\pi(nd + D)} = \frac{4 \cdot 0{,}0122}{3{,}14(37 \cdot 0{,}016 + 0{,}156)} = 0{,}021 \text{ м}.$$

Коэффициенты теплопередачи

$$\alpha_т = A_{5т} \frac{w_т^{0.8}}{d^{0.2}} = 2245 \frac{0{,}877^{0.8}}{0{,}014^{0.2}} = 4740 \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)};$$

$$\alpha_{м т} = A_{6мт} \frac{w_{мт}^{0.8}}{d_э^{0.2}} = 2570 \frac{0{,}569^{0.8}}{0{,}021^{0.2}} = 3551 \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)}.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{мт}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_т}} = \frac{0{,}75}{\frac{1}{3551} + \frac{0{,}001}{105} + \frac{1}{4740}} = 1490 \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)}.$$

Параметр подогревателя

$$\Phi = \frac{kF}{\sqrt{W_м W_б}} = \frac{1490 \cdot 41{,}4}{\sqrt{20\,950 \cdot 29\,080}} = 2{,}5.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка подогревателя

$$\varepsilon = \frac{1}{0{,}35\frac{W_м}{W_б} + 0{,}65 + \frac{1}{\Phi}\sqrt{\frac{W_м}{W_б}}} =$$

$$= \frac{1}{0{,}35\frac{20\,950}{29\,080} + 0{,}65 + \frac{1}{2{,}5}\sqrt{\frac{20\,950}{29\,080}}} = 0{,}806.$$

Пронзводительность подогревателя

$$Q=\varepsilon W_{\text{т}}(\tau_1-t_{\text{х}})=0{,}806\cdot 20\,950(70-5)=1{,}1\cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

Конечные температуры сетевой и местной воды

$$\tau_2=\tau_1-\frac{Q}{W_{\text{м}}}=70-\frac{1{,}1\cdot 10^6}{29\,080}=32{,}2 \text{ °С}.$$

$$t_{\text{г}}=t_{\text{х}}+\frac{Q}{W_{\text{т}}}=5+\frac{1{,}1\cdot 10^6}{20\,950}=57{,}4 \text{ °С}.$$

Уточненные средние значения температур воды сетевой и местной $\tau=0{,}5(70+32{,}2)=51{,}1$ °С; $t=0{,}5(5+57{,}4)=31{,}2$ °С.

При использовании формулы (4.8) производительность подогревателя $Q=1{,}12\cdot 10^6$ Вт, т. е. совсем мало отличается от значений, полученных по упрощенной формуле.

Соответственно незначительно отличаются также конечные и средние температуры воды.

Поскольку приняты 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 $\tau_1=70$ °С до $\tau_2=30$ °С, а местная вода нагревается от $t_{\text{х}}=5$ °С до $t_{\text{г}}=60$ °С.

Размеры подогревателя принять такими же, какие даны в примере 8.3. Влиянием термического сопротивления стенки трубок пренебречь. Загрязнение поверхности нагрева учесть коэффициентом $\beta=0{,}75$.

Р е ш е н н е. Из примера 8.3 имеем: площадь поверхности нагрева $F=41{,}4$ м^2; площадь живого проходного сечения трубок $f_{\text{т}}=0{,}0057$ м^2; площадь живого проходного сечения между трубками $f_{\text{мт}}=0{,}0122$ м^2; эквивалентный диаметр $d_{\text{э}}=0{,}021$ м.

Температурный напор

$$\Delta t=\frac{\Delta t_{\text{б}}-\Delta t_{\text{м}}}{\ln \Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}}}=\frac{(30-5)-(70-60)}{\ln\dfrac{30-5}{70-60}}=16{,}4 \text{ °С}.$$

Средняя температура воды в трубках и между трубками: $t=0{,}5(5+60)=32{,}5$ °С ($A_{5\text{т}}=1940$); $\tau=0{,}5(70+30)=50$ °С ($A_{5\text{мт}}=2210$).

Для решения задачи выражаем коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи вначале через скорости воды, а затем через искомую производительность подогревателя.

Коэффициенты теплоотдачи

$$\alpha_{\text{т}}=A_{5\text{т}}\frac{w_{\text{т}}^{0,8}}{d^{0,2}}=2260\frac{w_{\text{т}}^{0,8}}{0{,}014^{0,2}}=5310w_{\text{т}}^{0,8} \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)};$$

$$\alpha_{\text{мт}}=A_{5\text{мт}}\frac{w_{\text{мт}}^{0,8}}{d_{\text{э}}^{0,2}}=2570\frac{w_{\text{мт}}^{0,8}}{0{,}021^{0,2}}=5560\,w_{\text{мт}}^{0,8} \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

Расчетный коэффициет теплопередачи

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_т} + \frac{1}{\alpha_{мг}}} = \frac{\beta\alpha_т}{1 + \frac{\alpha_т}{\alpha_{м.}}} =$$

$$= \frac{0{,}75 \cdot 5310 w_т^{0,8}}{1 + \frac{5310 w_т^{0,8}}{5560 w_м^{0,8}}} = \frac{3980 w_т}{1 + 0{,}955\left(\frac{w_т}{w_м}\right)^{0,8}} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Скорости воды в трубках и между трубками:

$$w_т = \frac{Q}{f_т \rho c (t_г - t_х)} = \frac{Q}{0{,}0057 \cdot 1000 \cdot 4190 (60 - 5)} = \frac{Q}{1\,313\,600}, \text{ м/с;}$$

$$w_м = \frac{Q}{f_м \rho c (\tau_1 - \tau_2)} = \frac{Q}{0{,}0122 \cdot 1000 \cdot 4190 (70 - 30)} = \frac{Q}{2\,045\,000}, \text{ м/с.}$$

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 $Q = kF\Delta t$

$$Q = 0{,}0215 Q^{0,8} F \Delta t,$$

откуда находим производительность подогревателя

$Q = (0{,}0215 F \Delta t)^5 = (0{,}0215 \cdot 41{,}4 \cdot 16{,}4)^5 = 663\,000$ Вт$=570\,000$ 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 $Q_г^м = 0{,}93$ МВт$=0{,}8$ Гкал/ч, а коэффициент часовой неравномерности $\varkappa_ч = 2{,}2$. Максимальный расход теплоты на отопление при расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.о} = -26$ °С, $Q_о' = 1{,}163$ МВт$=1$ Гкал/ч. Температурный график тепловой сети повышенный, температура внутреннего воздуха $t_в = 18$ °С. Расчет подогревателя произвести при температуре наружного воздуха $t_{н.и} = +2{,}5$ °С (точка «излома» температурного графика), когда температура воды в подающей линии тепловой сети поддерживается $\tau_1 = 83$ °С.

При балансовой нагрузке горячего водоснабжения ($Q_г^б = Q_г^{ср} \varkappa_б$, где $\varkappa_б = 1{,}2$) температура воды перед элеватором $\tau_{о1} = 70$ °С, в подающей линии отопительной системы $\tau_{о3} = 50{,}5$ °С и после отопительной системы $\tau_{о2} = 41{,}7$ °С. Коэффициент смешения элеватора $u = 2{,}2$.

Местная вода нагревается в подогревателе от $t_х=5$ °С до $t_г=60$ °С. Загрязнение поверхности нагрева учесть коэффициентом $\beta=0{,}75$.

Р е ш е н и е. Средняя и балансовая нагрузки горячего водоснабжения:

$$Q_г^{ср}=\frac{Q_г^м}{\varkappa_ч}=\frac{930\,000}{2{,}2}=422\,700 \text{ Вт}=363\,500 \text{ ккал/ч};$$

$$Q_г^б=Q_г^{ср}\varkappa_б=422\,700\cdot 1{,}2=507\,200 \text{ Вт}=436\,200 \text{ ккал/ч}.$$

Промежуточная температура местной воды при балансовой нагрузке

$$t_п'''=\tau_{о2}'''-t_х=41{,}7-5=36{,}7 \text{ °С}.$$

Производительности нижней (первой) и верхней (второй) ступеней при балансовой нагрузке горячего водоснабжения:

$$Q_г^{б.н}=Q_г^б\frac{t_п''-t_х}{t_г-t_х}=\frac{507\,200(36{,}7-5)}{60-5}=292\,300 \text{ Вт};$$

$$Q_г^{б.в}=Q_г^б-Q_г^{б.н}=507\,200-292\,300=214\,900 \text{ Вт}.$$

Расчетная нагрузка отопления при $t_{н.и}=2{,}5$ °С

$$Q_о'''=Q_о'\frac{t_{в.р}-t_{н.и}}{t_{в.р}-t_{н.о}}=\frac{1\,163\,000(18-2{,}5)}{18+26}=409\,700 \text{ Вт}.$$

Эквиваленты расхода сетевой (первичной), а также водопроводной воды при нагрузках $Q_г^б$ и $Q_г^м$:

$$W_п=\frac{Q_г^{б.в}+Q_о'''}{\tau_1-\tau_{о2}^о}=\frac{409\,700+214\,900}{83-41{,}7}=15\,120 \text{ Вт/°С};$$

$$W_г^б=\frac{Q_г^б}{t_г-t_х}=\frac{507\,200}{60-5}=9222 \text{ Вт/°С};$$

$$W_г^м=\frac{Q_г^м}{t_г-t_х}=\frac{930\,000}{60-5}=16\,910 \text{ Вт/°С}.$$

Расходы сетевой и водопроводной воды при $Q_г^б$ и $Q_г^м$ соответственно составят: $G_п=3{,}61$ кг/с; $G_г^б=2{,}20$ кг/с; $G_г^м=4{,}04$ кг/с.

Температура воды за нижней ступенью подогревателя и температурный напор этой ступени при балансовой нагрузке горячего водоснабжения:

$$\tau_2^б=\tau_{о2}^б-\frac{Q_г^{б.н}}{W_п}=41{,}7-\frac{292\,300}{15\,120}=22{,}3 \text{ °С};$$

$$\Delta t_ц^б=\frac{\Delta t_б^б-\Delta t_м^б}{\ln \Delta t_б^б/\Delta t_м^б}=\frac{(22{,}3-5)-5}{\ln\frac{22{,}3-5}{5}}=9{,}91 \text{ °С}.$$

По рекомендациям Е. Я. Соколова [1] расчет нижней ступени подогревателя можно вести при балансовой нагрузке горячего водоснабжения. Используя вычисленные выше значения $Q_{н}^{б}$ и $\Delta t_{н}^{б}$, 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 $\Phi_{н}$, а также значения $\varepsilon_{н}$ и $\varepsilon_{о}$ при максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

Параметры $\Phi_{н}$ нижней ступени подогревателя:

$$\Phi_{н}=\frac{k_{н}^{б}F_{н}}{\sqrt{W_{п}W_{г}^{б}}}=\frac{Q_{г}^{б.н}}{\Delta t_{н}^{б}\sqrt{W_{п}W_{г}^{б}}}=\frac{292\,300}{9{,}91\sqrt{15\,120\cdot 9222}}=2{,}5.$$

Расчет $\varepsilon_{н}$ 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 $Z_{н}$:

$$Z_{н}=\Phi_{н}(G_{п}/G_{в}-1)\Big/\sqrt{\frac{G_{п}}{G_{в}}}=2{,}5\left(\frac{3{,}61}{4{,}04}-1\right)\Big/\sqrt{\frac{3{,}61}{4{,}04}}=-0{,}281;$$

$$\varepsilon_{н}=\frac{1-e^{Z}}{1-\dfrac{G_{п}}{G_{в}}e^{Z}}=\frac{1-e^{-0{,}281}}{1-\dfrac{3{,}61}{4{,}04}e^{-0{,}281}}=0{,}753^{*}.$$

Величина $k_{о}F_{о}$ для отопительной системы и ее режимный коэффициент ω при максимальной нагрузке горячего водоснабжения:

$$k_{о}F_{о}=\frac{Q_{о}'''}{0{,}5(\tau_{о1}'''+\tau_{о2}''')-t_{в.р}}=\frac{410\,000}{0{,}5(50{,}5+41{,}7)-18}=14\,590\ \text{Вт/°С};$$

$$\omega=\frac{k_{о}F_{о}}{W_{п}}=\frac{14\,590}{15\,120}=0{,}964.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка отопительной системы при максимальной нагрузке горячего водоснабжения

$$\varepsilon_{о}=\frac{1}{\dfrac{0{,}5+u}{1+u}+\dfrac{1}{\omega}}=\frac{1}{\dfrac{0{,}5+2{,}3}{1+2{,}2}+\dfrac{1}{0{,}964}}=0{,}532.$$

* При использовании формулы (4.7) получаем $\varepsilon_{н}=0{,}745$, 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. $t_в = t_{в.р}$. В этом случае формула для нахождения температуры воды после системы отопления имеет вид [1]:

$$\tau_{o2} = \frac{(\tau_1 - \delta\tau_г - \varepsilon_н t_х)(1 - \varepsilon_o) + \varepsilon_o t_{в.р}}{1 - (1 - \varepsilon_o)\varepsilon_н},$$

где τ_1 —температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети, °С; $\delta\tau = Q_г^м / W_п$ — суммарное падение температуры сетевой воды в обеих ступенях подогревателя горячего водоснабжения.

Суммарный перепад температур сетевой воды в двух ступенях подогревателя при нагрузке $Q_г^м$

$$\delta\tau_г = \frac{Q_г^м}{W_п} = \frac{930\,000}{15\,120} = 61{,}5 \text{ °С}.$$

Температура воды после системы отопления при том же режиме

$$\tau_{o2} = \frac{(83 - 61{,}5 - 5 \cdot 0{,}753)(1 - 0{,}532) + 18 \cdot 0{,}532}{1 - 0{,}753(1 - 0{,}532)} = 27{,}6 \text{ °С}.$$

Производительности нижней и верхней ступеней подогревателя при нагрузке $Q_г^м$:

$$Q_г^{м.н} = \varepsilon_н W_п (\tau_{o2} - t_х) = 0{,}753 \cdot 15\,120\,(27{,}6 - 5) = 257\,300 \text{ Вт};$$

$$Q_г^{м.в} = Q_м^г - Q_г^{м.н} = 930\,000 - 257\,300 = 672\,700 \text{ Вт}.$$

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 $Q_г^м$:

$$\tau_{o1} = \tau_1 - \frac{Q_г^{м.в}}{W_п} = 83 - \frac{672\,700}{15\,120} = 38{,}5 \text{ °С};$$

$$\tau_2 = \tau_{o2} - \frac{Q_г^{м.н}}{W_п} = 27{,}6 - \frac{257\,300}{15\,120} = 10{,}6 \text{ °С};$$

$$t_п = t_х + \frac{Q_г^{м.н}}{W_в} = 5 + \frac{257\,300}{16\,910} = 20{,}2 \text{ °С}.$$

[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 $Q_т^м$:

$$\Delta t_н = \frac{(\tau_{02} - t_п) - (\tau_2 - t_х)}{\ln(\tau_{02} - t_п)/(\tau_2 - t_х)} = \frac{(27{,}6 - 20{,}2) - (10{,}6 - 5)}{\ln\dfrac{27{,}6 - 20{,}2}{10{,}6 - 5}} = 6{,}5\ °C;$$

$$\Delta t_в = \frac{(\tau_1 - t_г) - (\tau_{01} - t_п)}{\ln(\tau_1 - t_г)/(\tau_{01} - t_п)} = \frac{(83 - 60) - (38{,}5 - 20{,}2)}{\ln\dfrac{83 - 60}{38{,}5 - 20{,}2}} = 20{,}6\ °C.$$

Выбираем подогреватель с латунными трубками 16/14 мм по ОСТ 34-588-68 с диаметром корпуса 168 мм, площадью поверхностного нагрева одной секции длиною 4 м $F_{сек}=6{,}9$ м², площадью проходного сечения трубок $f_т=0{,}0057$ м², площадью проходного сечения межтрубного пространства $f_{мт}=0{,}0122$ м² и эквивалентным диаметром $d_э=0{,}021$ м (см. пример 8.3). Скорости воды в трубках и межтрубном пространстве при нагрузке

$$w_т = G_т^м/f_т\rho = \frac{4{,}04}{0{,}0057\cdot 1000} = 0{,}709\ м/с;$$

$$w_{мт} = G_п/f_{мт}\rho = \frac{3{,}61}{0{,}0122\cdot 1000} = 0{,}296\ м/с.$$

Средние температуры воды (сетевой и местной) для первой и второй ступеней подогревателя:

$$\tau_{1ср}=0{,}5(27{,}6+10{,}6)=19{,}1\ °C\ \ (A_{5мт}=2012);$$

$$\tau_{2ср}=0{,}5(83+38{,}5)=60{,}8\ °C\ \ (A_{5мт}=2756);$$

$$t_{1ср}=0{,}5(5+20{,}2)=12{,}6\ °C\ \ (A_{5т}=1884);$$

$$t_{2ср}=0{,}5(20{,}2+60)=40{,}1\ °C\ \ (A_{5т}=2396).$$

Коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_{1м} = 2012\,\frac{0{,}296^{0{,}8}}{0{,}021^{0{,}2}} = 1645\ Вт/(м^2\cdot °C);$$

$$\alpha_{1т} = 1884\,\frac{0{,}709^{0{,}8}}{0{,}014^{0{,}2}} = 3360\ Вт/(м^2\cdot °C);$$

$$\alpha_{2м} = 2756\,\frac{0{,}296^{0{,}8}}{0{,}021^{0{,}2}} = 2250\ Вт/(м^2\cdot °C);$$

$$\alpha_{2т} = 2396\,\frac{0{,}709^{0{,}8}}{0{,}014^{0{,}2}} = 4270\ Вт/(м^2\cdot °C).$$

Коэффициенты теплопередачи для первой и второй ступеней:

$$k_1 = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{1м}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{1т}}} = \frac{0{,}75}{\frac{1}{1645} + \frac{0{,}001}{105} + \frac{1}{3360}} = 820 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°C)};$$

$$k_1 = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{2м}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{2т}}} = \frac{0{,}75}{\frac{1}{2250} + \frac{0{,}001}{105} + \frac{1}{4270}} = 1090 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°C)}.$$

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 $z_1 = 48{,}2/6{,}9 \approx \approx 8$; $z_2 = 30/6{,}9 = 4{,}3$ принимаем $z_2 = 4$.

Пример 8.6. Построить характеристику $\Delta p_c/\Delta p_р = f(u)$ элеватора № 3 типа ВТИ — Теплосеть Мосэнерго. Элеватор имеет сопло диаметром $d_1 = 5{,}2$ мм и цилиндрическую камеру смешения 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

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_р} = \varphi_1^2 \frac{f_1}{f_3}\left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right)\frac{f_1}{f_{в2}}u^2 - (2 - \varphi_3^2)\frac{f_1}{f_3}(1+u)^2\right] =$$

$$= 0{,}95^2\left(\frac{0{,}0052}{0{,}025}\right)^2\left[2 \cdot 0{,}975 + \left(2 \cdot 0{,}975 - \frac{1}{0{,}9^2}\right)\left(\frac{0{,}0052^2}{0{,}025^2 - 0{,}0052^2}\right)u^2 - \right.$$

$$\left. - (2 - 0{,}87^2)\left(\frac{0{,}0052}{0{,}025}\right)^2 (1+u)^2\right] = 0{,}0762 + 0{,}00126u^2 = 0{,}0021(1+u)^2.$$

Задаемся несколькими значениями u (от 0 до 4) и для каждого значения определяем отношение $\Delta p_c/\Delta p_р$ на основании последнего уравнения:

u	0	1	2	3	4
$\Delta p_c/\Delta p_р$	0,0741	0,0691	0,0623	0,0539	0,0439

На основании полученных данных строим характеристику элеватора $\Delta p_c/\Delta p_р = f(u)$ (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 $\Delta p_c^э = f(V_c)$ при $\Delta p_р = 100$ кПа, приняв плотности рабочей, инжектируемой и смешанной воды $\rho_р = \rho_и = \rho_с = 1000$ кг/м³. На этом же графике нанести характеристику $\Delta p_с = f(V_с)$ отопительной системы, которая описывается уравнением $\Delta p_с = S_с V_с^2$. Сопротивление отопительной системы принять $S_с = 4{,}5 \cdot 10^9$ Па·с²/м⁶.

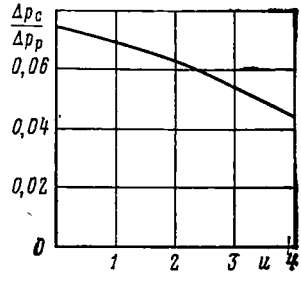


Рис. 8.1. К примеру 8.6

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

$$G_р = \varphi_1 f_1 \sqrt{2\Delta p_р \rho_р} = 0{,}95 \frac{3{,}14 \cdot 0{,}052^2}{4} \sqrt{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1000} = 0{,}363 \text{ кг/с};$$

$$V_р = 0{,}363 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход смешанной воды (в отопительной системе), кг/с или м³/с,

$$G_с = G_р(1+u) = 0{,}363(1+u);$$

$$V_с = V_р(1+u).$$

Задаваясь различными значениями u, находим для них расходы воды $V_с$:

u	0	1	2	3	4
$G_с$, кг/с	0,363	0,726	1,089	1,452	1,815
$V_с$, м³/с	$0{,}363 \cdot 10^{-3}$	$0{,}726 \cdot 10^{-3}$	$1{,}089 \cdot 10^{-3}$	$1{,}452 \cdot 10^{-3}$	$1{,}815 \cdot 10^{-3}$
$\Delta p_с/\Delta p_р$	0,0741	0,0691	0,0623	0,0539	0,0439
$\Delta p_с^э$, кПа	7,41	6,91	6,23	5,39	4,39

Сюда же вносим значения $\Delta p_с/\Delta p_р$ для различных u (из примера 8.6).

Находим перепад давлений, создаваемый элеватором при различных u, Па,

$$\Delta p_с^э = \left(\frac{\Delta p_с}{\Delta p_р}\right) \Delta p_р = \frac{\Delta p_с}{\Delta p_р} 10^5.$$

На основании полученных данных строим характеристику элеватора (рис. 8.2).

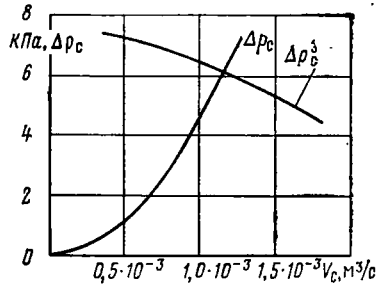


Рис. 8.2. К примеру 8.7

Определяем падение давления в отопительной системе по

формуле $\Delta p=4{,}5\cdot10^9V^2_c$ при различных V_c. Результаты расчета даны ниже:

G_c, кг/с . . .	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25
V_c, м³/с . . .	$0{,}25\cdot10^{-3}$	$0{,}5\cdot10^{-3}$	$0{,}75\cdot10^{-3}$	$1{,}0\cdot10^{-3}$	$1{,}25\cdot10^{-3}$
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 $V_c=1{,}16\cdot10^{-3}$ м³/с.

Коэффициент смешения $u=\dfrac{G_c}{G_p}-1=\dfrac{1{,}16}{0{,}363}-1=2{,}2.$

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 $\tau_1=150$ °С, в подающей линии отопительной системы $\tau_3=90$ °С и в обратной линии $\tau_2=70$ °С. Потеря напора в отопительной системе при расчетном расходе смешанной воды $\Delta p_c=10$ кПа.

Решение. Расход рабочей и смешанной воды:

$$G_p=\frac{Q_o'}{c(\tau_1-\tau_2)}=\frac{0{,}23\cdot10^6}{4190(150-70)}=0{,}686 \text{ кг/с};$$

$$V_p=0{,}686\cdot10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$G_c=\frac{Q_o'}{c(\tau_3-\tau_2)}=\frac{0{,}23\cdot10^6}{4190(90-70)}=2{,}74 \text{ кг/с};$$

$$V_c=0{,}00274 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Коэффициент инжекции

$$u=\frac{\tau_1-\tau_3}{\tau_3-\tau_2}=\frac{150-90}{90-70}=3.$$

Велнчина S системы отопления

$$S=\frac{\Delta p_c}{V_c^2}=\frac{10\,000}{0{,}002\cdot74^2}=1{,}33\cdot10^9 \text{ Па}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6.$$

Примерное значение оптимального диаметра камеры смешения

$$d_3=\frac{5}{\sqrt[4]{S_c}}=\frac{5}{\sqrt[4]{1{,}33\cdot10^9}}=0{,}0262 \text{ м}.$$

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 $n=f_3/f_{в2}=1{,}09$.

Диаметр выходного сечения сопла

$$d_1 = \frac{d_3}{(1+u)\sqrt{0{,}64\cdot10^3 S_c d_3^4 + 0{,}61 - 0{,}4n\left(\frac{u}{1+u}\right)^2}} =$$

$$= \frac{0{,}025}{(1+3)\sqrt{0{,}64\cdot10^{-3}\cdot1{,}33\cdot0{,}025^4 + 0{,}61 - 0{,}4\cdot1{,}09\left(\frac{3}{1+3}\right)^2}} =$$

$$= 0{,}0075 \text{ м}.$$

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 $\rho_р = 1000$ кг/м^3

$$\Delta p_р = \frac{G_р^2}{2\varphi_1^2 f_1^2 \rho_р} = \frac{0{,}686^2}{2\cdot0{,}95^2\left(\frac{3{,}14}{4}0{,}0075^2\right)^2 1000} = 134\,000 \text{ Па}.$$

Пример 8.9. Решить пример 8.8 для случая установки на вводе элеватора № 5 типа ВТИ — Теплосеть Мосэнерго с диаметром цилиндрической камеры смешения d_3=35 мм вместо элеватора № 3.

Решение. Из примера 8.8 имеем: $V_р$=0,686·10^{-3} м^3/с; u=3; S_c= =1,33·10^9 Па·с^2/м^6.

Задаемся для предварительного расчета n=1,04. Диаметр выходного сечения сопла

$$d_1 = \frac{d_3}{(1+u)\sqrt{0{,}64\cdot10^{-3} S_c d_3^4 + 0{,}61 - 0{,}4n\left(\frac{u}{1+u}\right)^2}} =$$

$$= \frac{0{,}035}{(1+3)\sqrt{0{,}64\cdot10^{-3}\cdot1{,}33\cdot10^9\cdot0{,}035^4 + 0{,}61 - 0{,}4\cdot1{,}04\left(\frac{3}{1+3}\right)^2}} =$$

$$= 0{,}0068 \text{ м} = 6{,}8 \text{ мм}.$$

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 пронзводим.

Потеря давления в сопле элеватора

$$\Delta p_{\text{р}} = \frac{G_{\text{р}}^2}{2\varphi_1^2 f_1^2 \rho} = \frac{0{,}686^2}{2 \cdot 0{,}95^2 \left(\frac{3{,}14}{4} 0{,}0068^2\right)^2 1000} = 198\,000 \text{ Па}.$$

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: $V_{\text{р}} = 0{,}686 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $V_{\text{с}} = 2{,}74 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $G_{\text{р}} = 0{,}686$ кг/с; $u = 3$.

Величина $S_{\text{с}}$ системы отопления:

$$S_{\text{с}} = \frac{\Delta p_{\text{с}}}{V_{\text{с}}^2} = \frac{20\,000}{0{,}00274^2} = 2{,}66 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Значение оптимального диаметра камеры смешения элеватора

$$d_{\text{з}} = \frac{5}{\sqrt[4]{S_{\text{с}}}} = \frac{5}{\sqrt[4]{266 \cdot 10^9}} = 0{,}022 \text{ м}.$$

Принимаем к установке элеватор № 3 типа ВТИ — Теплосеть Мосэнерго с $d_{\text{з}} = 25$ 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

$$\Delta p_{\text{р}} = \frac{G_{\text{р}}^2}{2\varphi_1^2 f_1^2 \rho_{\text{р}}} = \frac{0{,}686^2}{2 \cdot 0{,}95^2 \left(\frac{3{,}14 \cdot 0{,}0061^2}{4}\right)^2 1000} = 305\,000 \text{ Па}.$$

Сравнивая полученные результаты с результатами примера 8.8, видим, что с возрастанием $S_{\text{с}}$ 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 $G_р=2{,}78$ кг/с ($V_р=0{,}00278$ м³/с=10 м³/ч) и располагаемой разностью давлений перед вводом $\Delta p_р=300$ 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 $G_с=8{,}34$ кг/с ($V_р=0{,}00834$ м³/с=30 м³/ч) падение давления в ней, замеренное ртутным дифманометром, составило $h=90$ мм (Hg — H_2O).

Решение. Диаметр сопла элеватора определяем из выражения

$$d_1=\sqrt{\frac{4G_р}{\pi\varphi_1\sqrt{2\Delta p_{рр}}}}=\sqrt{\frac{4\cdot 2{,}78}{3{,}14\cdot 0{,}95\sqrt{2\cdot 300\,000\cdot 1000}}}=0{,}0124\text{ м}=12{,}4\text{ мм}.$$

Падение давления в отопительной системе при $V_с'=0{,}00834$ м³/с

$$\Delta p_с'=hg(\rho_{рт}-\rho)=0{,}09\cdot 9{,}81(13\,600-1000)=11\,130\text{ Па}.$$

Величина $S_с$ отопительной системы:

$$S_с=\frac{\Delta p_с}{V_с'^2}=\frac{11\,130}{0{,}00834^2}=0{,}16\cdot 10^9\text{ Па}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6.$$

Оптимальный диаметр камеры смешения

$$d_з=\frac{5}{\sqrt[4]{S_с}}=\frac{5}{\sqrt[4]{0{,}16\cdot 10^9}}=0{,}044\text{ м}.$$

Принимаем элеватор № 6 ВТИ — Теплосеть Мосэнерго с диаметром камеры смешения $d_з=47$ мм.

Определяем вспомогательные величины:

$$b=2\left[(2-\varphi_з^2)+\frac{2S_с f_з^2}{\rho_р}\right]=2\left[(2-0{,}9^2)+\frac{2\cdot 0{,}16\cdot 10^9(0{,}785\cdot 0{,}047^2)^2}{1000}\right]=4{,}306;$$

$$a=\frac{b}{2}-\left(2\varphi_2-\frac{1}{\varphi_4^2}\right)\frac{f_з}{f_{н2}}=$$

$$=\frac{4{,}306}{2}-\left(2\cdot 0{,}975-\frac{1}{0{,}925^2}\right)\left(\frac{0{,}047^2}{0{,}047^2-0{,}0124^2}\right)=1{,}313;$$

$$c=-\left(2\varphi_з\frac{f_з}{f_1}-\frac{b}{2}\right)=-\left[2\cdot 0{,}9\left(\frac{0{,}047}{0{,}0124}\right)^2-\frac{4{,}306}{2}\right]=-23{,}7.$$

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

$$V_с=V_р(1+u)=0{,}00278(1+2{,}91)=0{,}0109\text{ м}^3/\text{с}=39{,}1\text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 8.12. Установленный на отопительном вводе потребителя элеватор с диаметром выходного сечения сопла $d_1'=8$ мм имеет коэффициент смешения $u'=1{,}5$. Определить необходимый диаметр выходного сечения сопла d_1, при котором коэффициент смешения повысился бы до $u=2{,}2$.

Решение. Пренебрегая в выражении (8.4) изменением величины под корнем, получаем

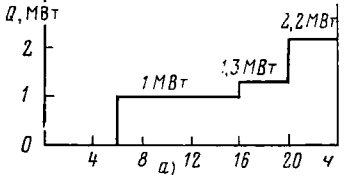
$$d_1/d_1'=(1+u')/(1+u),$$

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. Определнть емкость аккумулятора для суточного выравнивания нагрузки горячего водоснабжения группы жилых зданий. График нагрузки приведен на рис. 8.3,*а*.

Температура холодной водопроводной воды $t_х=5$ °С, а воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, $t_г=60$ °С.



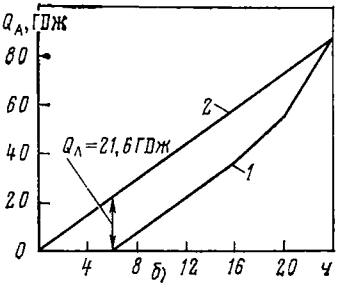


Рис. 8.3. К примеру 8.13:
1 — интегральный график потребления теплоты; *2* — интегральный графнк подачн теплоты

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 $Q_А=21{,}6$ Гдж, которая будет равна аккумулирующей способности аккумуляторов.

Масса воды в полностью заряженном аккумуляторе

$$G=\frac{Q_А}{c(t_г-t_х)}=\frac{21{,}6\cdot10^9}{4190(60-5)}=93\,700 \text{ кг}.$$

Объем аккумулятора при $\rho=1000$ кг/м³

$$V=G/\rho=93\,700/1000=93{,}7 \text{ м}^3.$$

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 $\tau_н=\tau_к=143$ °С; температура воды, входящей в подогреватель, $t_1=70$ °С, а выходящей $t_2=130$ °С; 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 $\gamma=60°$, 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 $k_э=0{,}2$ мм.

Ответ. Число трубок в корпусе $n=328$ шт.; диаметр корпуса $D=570$ мм; поверхность нагрева $F=49{,}8$ м^2; длина каждой трубки $l=2{,}6$ м; потеря давления $\Delta p=22{,}4$ кПа.

Задача 8.15. Выбрать типоразмер и число секций секционного водоводяного 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 $\tau_1=70$ °С до $\tau_2=30$ °С, а местная (в трубках) нагревается от $t_х=5$ °С до $t_г=60$ °С.

При расчете скорость местной воды (в трубках) принять $w_т=0{,}8$ м/с, длину трубок секций 4 м и $\beta=0{,}75$.

Ответ. Подогреватель по ОСТ 34-588-68 с диаметром корпуса $D_н=114$ 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. $G_м=3{,}47$ кг/с$=12{,}5$ т/ч и $G_т=2{,}5$ кг/с$=9$ т/ч. При расчете принять

$$k=k'\sqrt{\frac{G_м G_т}{G_м' G_т'}}.$$

Ответ. $Q=0{,}55$ МВт$=0{,}473$ Гкал/ч; $t_г=57{,}5$ °С; $\tau_2=32{,}2$ °С. При определении k по точному методу $Q=0{,}57$ МВт$=0{,}49$ Гкал/ч; $t_г=59{,}5$ °С и $\tau_2=30{,}8$ °С.

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 $t_{н.о}=-26$ °С и температуре внутреннего воздуха $t_{в.с}=18$ °С $Q_о'=1{,}163$ МВт$=1$ Гкал/ч,

причем при расчетных условиях для отопления температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети $\tau_1'=150$ °С и после систем отопления $\tau_{o2}'=70$ °С. Расчет подогревателя произвести при температуре наружного воздуха $t_{н.и}=+2{,}5$ °С (в точке «излома» температурного графика), когда температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети $\tau_1=70$ °С и после системы отопления $\tau_{o2}=41{,}7$ °С.

Местная вода нагревается от $t_х=5$ °С до $t_г=60$ °С, $u=2{,}2$.

При расчете принять температуру местной воды за первой (нижней) ступенью подогревателя на 10 °С ниже температуры воды после системы отопления, а температуру сетевой воды за верхней ступенью подогревателя равной температуре воды после системы отопления ($\tau_{г2}=\tau_{o2}$). Загрязнение поверхности нагрева учесть коэффициентом $\beta=0{,}75$.

Ответ. Подогреватель по ОСТ 34-588-68 $D_н=168$ 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 $t_{н.и}=+2{,}5$ °С (точка «излома» температурного графика) в подающей линии тепловой сети поддерживается температура воды $\tau_1=78$ °С, а в обратной линии отопительной системы при балансовой нагрузке горячего водоснабжения ($Q_г^б=Q_г^{ср}\varkappa_б=1{,}2Q_г^{ср}$) температура воды соответствует отопительному графику $\tau_{o2}^б=41{,}7$ °С.

Коэффициент смешения элеватора принять $u=2{,}2$ для рассматриваемой температуры наружного воздуха ($t_{н.и}=+2{,}5$ °С).

Для рассматриваемых условий ($t_{н.и}=+2{,}5$ °С) также принять, что при максимальной нагрузке горячего водоснабжения расход сетевой воды остается равным расходу этой воды при балансовой нагрузке, а разность температур $\tau_{o2}-t_п=8$ °С (при балансовой нагрузке горячего водоснабжения).

Ответ. Подогреватель по ОСТ 34-588-68 $D_н=168$ мм, число секций $z=z_1+z_2=5+4=9$ шт., $F=62{,}1$ м^2.

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 $\tau_1=150$ °С; $\tau_3=95$ °С и $\tau_2=70$ °С. Падение давления в отопительной системе $\Delta p_c=10$ кПа при расходе воды в отопительной системе $V_c=0{,}00444$ м^3/с.

Ответ. Элеватор № 5 с $d_3=35$ мм; $d_1=11{,}2$ мм; $\Delta p_р=112$ кПа.

Задача 8.20. На отопительном вводе с расходом сетевой воды $V_р=0{,}00222$ м^3/с разность давлений перед элеватором $\Delta p_р=400$ кПа и падение давления в отопительной системе (по испытаниям) $\Delta p_c=10$ кПа при расходе смешанной воды $V_c=0{,}00555$ м^3/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.

Ответ. $d_1=10{,}3$ мм, $u=2{,}9$.

Задача 8.21. Установленный на отопительном вводе элеватор с диаметром сопла $d_1'=10$ мм имеет коэффициент смешения $u'=1{,}1$. Определить, какой будет коэффициент смешения 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.

Ответ. $u=2$; $\Delta p_р/\Delta p_р'=4{,}15$.

Задача 8.22. Установленный на отопительном вводе элеватор с соплом диаметром $d_1'=10$ мм имеет коэффициент смешения $u'=1{,}4$. Задвижки на подающей и обратной линиях сети и отопительной системы полностью открыты.

Определить, какой будет коэффициент смешения 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.

Ответ. $u=2$; $V_р'/V_р=(d_1'/d_1)^2=1{,}56$; $V_с'/V_с=1{,}25$.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Напряжение растяжения в стенке трубы под действием внутреннего давления в торцевой и продольной плоскостях:

$$\sigma_1=\frac{pd_в}{4(1+\delta/d_в)\delta}\approx\frac{pd_в}{4\delta}; \tag{9.1}$$

$$\sigma_2=\frac{pd_в}{2\delta}, \tag{9.2}$$

где σ_1, σ_2 — напряжения, Па; p — внутреннее давление, Па; $d_в$ — внутренний диаметр трубы, м; δ — толщина стенки трубы, м.

Суммарное напряжение от растяжения под действием внутреннего давления при $\sigma_1>0$

$$\sigma_р=\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2-\sigma_1\sigma_2}=\frac{pd_в}{2{,}3\delta}. \tag{9.3}$$

Суммарное напряжение при одновременном действии растяжения $\sigma_р$ и изгиба $\sigma_и$

$$\sigma_с=\sqrt{\sigma_р^2+\sigma_и^2}. \tag{9.4}$$

Пролет между свободными опорами, м,

$$l=\sqrt{\frac{12\sigma_э JW}{q}}, \tag{9.5}$$

где W — экваториальный момент сопротивления трубы, м^3; q—удельная нагрузка на единицу длины, Н/м; $\sigma_з^д$ — допускаемое напряжение изгиба под действием силы тяжести, Па.

Результирующее осевое усилие, действующее на неподвижную опору, Н,

$$N = ap\frac{\pi d_в^2}{4} + \mu q \Delta l + \Delta S, \qquad (9.6)$$

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 разгружеиных неподвижных опор нулю и неразгруженных — единице.

Напряжение сжатия, возникающее при повышении температуры на $t—t_0$, °С, в прямолинейном участке без компенсации

$$\sigma = \alpha E(t—t_0), \qquad (9.7)$$

где α — коэффициент линейного удлинения; E — модуль упругости первого рода, Па.

Сила, вызывающая деформацию при естественной компенсации трубопроводов симметричной конфигурации, Н,

$$P = \frac{\Delta EI}{A}, \qquad (9.8)$$

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 $h \leqslant 1$

$$k = h/1{,}65\ *, \qquad (9.9)$$

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.

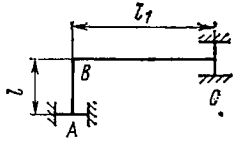
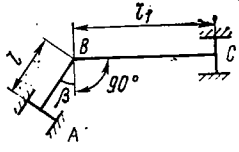
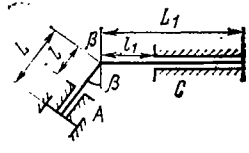
Напряжение изгиба в элементе трубопровода, наиболее удаленном от направления силы, вызванной температурными деформациями,

$$\sigma = \frac{\Delta E d_и m y_{макс}}{2A}, \qquad (9.10)$$

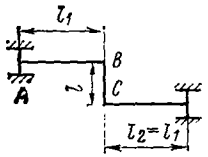
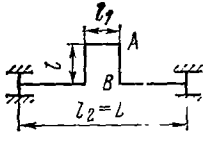
---

* 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
	$n=\frac{l_1}{l}$; $\Delta=\alpha(t-t_0)l_1$	$C_{\mathrm{A}}=1{,}5\left[\frac{n^3+2n^2+1}{n^2(n+1)}\right]\approx 1{,}5\left(1+\frac{1}{n}\right)$ (9.13)
	$n=\frac{l_1}{l}$; $\Delta=\alpha(t-t_0)l_1$	$C_{\mathrm{A}}=\frac{1{,}5}{\cos\beta}\left[\frac{n^3+2n^2+1}{n^2(n+1)}+\frac{n+3}{n(n+1)}\sin\beta\right]\approx$ $\approx\frac{1{,}5}{\cos\beta}\left[1+\frac{1}{n}+\frac{n+3}{n(n+1)}\sin\beta\right]$ (9.14)
	$n=l_1/l$; $Z=L_1/L$; $\Delta=\alpha(t-t_0)L_1$	$C_{\mathrm{A}}=\frac{1{,}5}{\cos\beta}\left[\frac{(n^2+2n)(z+\sin\beta)+z\sin\beta+1}{zn(n+1)}\right]$; (9.15) $C_{\mathrm{c}}=\frac{1{,}5}{\cos\beta}\left[\frac{n^2(z+\sin\beta)+(2n+1)(z\sin\beta+1)}{zn^2(n+1)}\right]$. (9.16)

Продолжение табл. 9.1

Конфигурация трубопровода	Отношение длин и деформация	Формулы
	$n=\frac{l_1}{l}$; $\Delta=\alpha(t-t_0)(l_1+l_2)$	При $l_2=l_1$ $C_A=\frac{0{,}75(4n^3+3n+1)}{n^3(3n+2)}$; (9.17) $C_B=C_C=\frac{0{,}75(8n^2+3)}{n^2(3n+2)}$. (9.18) При $n>0{,}63$ $\sigma_B>\sigma_A$
	$n_1=\frac{l_1}{l}$; $n_2=\frac{l_2}{l}=\frac{L}{l}$; $\Delta=\alpha(t-t_0)L$	$C_A=\frac{1{,}5}{3n_1+2-\frac{n_1+1}{n_2-n_1+1}}$; (9.19) $C_B=\frac{1{,}5}{\frac{(3n_1+2)(n_2-n_1+1)}{n_1+1}-1}$. (9.20) При $n_2>2n_1$ $\sigma_A>\sigma_B$

где $d_н$ — наружный диаметр трубы, м; $y_{макс}$ — наибольшее расстояние от направления действия силы, м; m — поправочный коэффициент напряжения для гнутых труб.

Поправочный коэффициент напряжения

$$m=0{,}9/h^{2/3}. \tag{9.11}$$

Напряжение, возникающее от тепловых удлинений в трубопроводе со сварными коленами при $R=0$ ($k=1$ и $m=1$) и жестким защемлением его концов,

$$\sigma = C\frac{\Delta E d_н}{l^2}, \tag{9.12}$$

где l — вылет компенсатора, м; C — коэффициент, зависящий от конфигурации трубопровода (табл. 9.1).

ПРИМЕРЫ

Пример 9.1. Для водяного трубопровода с наружным диаметром $d_н=530$ 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.

Р е ш е н и е. Внутренний диаметр трубы

$$d_в=530-2\cdot 8=514 \text{ мм}.$$

Напряжения растяжения в поперечном и продольном сечениях

$$\sigma_1=\frac{pd_в}{4(1+\delta/d_в)\delta}=\frac{1{,}6\cdot 0{,}514}{4(1+0{,}008/0{,}514)\cdot 0{,}008}=25{,}3 \text{ МПа},$$

или

$$\sigma_1=\frac{pd_в}{4\delta}=\frac{1{,}6\cdot 0{,}514}{4\cdot 0{,}008}=25{,}7 \text{ МПа (ошибка 1,6\%)};$$

$$\sigma_2=\frac{pd_в}{2\delta}=\frac{1{,}6\cdot 0{,}514}{2\cdot 0{,}008}=51{,}4 \text{ МПа}.$$

Суммарное напряжение от растяжения

$$\sigma_р=\frac{pd_в}{2{,}3\delta}=\frac{1{,}6\cdot 0{,}514}{2{,}3\cdot 0{,}008}=44{,}7 \text{ МПа}.$$

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.

Р е ш е н и е. Суммарное напряжение растяжения от внутреннего давления $\sigma_р=44{,}7$ МПа (пример 9.1). Момент сопротивления трубы $W=1730\cdot10^{-6}$ м^3 (приложение 10). Напряжение изгиба над опорой от собственной силы тяжести трубопровода (рассматриваем трубопровод как многопролетную балку)

$$\sigma_з=\sigma_и=\frac{ql^2}{12W}=\frac{3540\cdot16^2}{12\cdot1730\cdot10^{-6}}=43{,}7\cdot10^6\ \text{Па}=43{,}7\ \text{МПа}.$$

Максимальное суммарное напряжение

$$\sigma_c=\sqrt{\sigma_р^2+\sigma_и^2}=\sqrt{44{,}7^2+43{,}7^2}=62{,}5\ \text{МПа}.$$

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.

Р е ш е н и е. Максимальное суммарное напряжение

$$\sigma_с=\sqrt{\sigma_р^2+\sigma_и^2}=\sqrt{\sigma_р^2+\sigma_з^3+\sigma_4^2}=\sqrt{44{,}7^2+43{,}7^2+50^2}=$$
$$=80\ \text{МПа}.$$

Пример 9.4. Определить допустимый пролет между подвижными опорами водяного трубопровода 57×3 мм ($d_н=57$ мм, $\delta=3$ мм), проложенного в канале. При расчете принять удельную нагрузку на единицу длины трубопровода с водою и изоляцией $q=126$ Н/м, а допускаемое напряжение изгиба от собственной силы тяжести для сварного стыка $\sigma_з^д=40$ МПа.

Р е ш е н и е. Момент сопротивления $W=6{,}85\cdot10^{-6}$ м^3 (приложение 10). Пролет между опорами

$$l=\sqrt{\frac{12\sigma_з^д W}{q}}=\sqrt{\frac{12\cdot40\cdot10^6\cdot6{,}85\cdot10^{-6}}{126}}=5{,}1\ \text{м}.$$

Сопоставляя полученный результат с исходными даиными примера 9.2, видим, что уменьшение диаметра трубы в 10 раз при примерно равных $\sigma_и$ ведет к уменьшению пролета между подвижными опорами более чем в 3 раза.

Пример 9.5. Определить горизонтальную реакцию скользящей опоры под водяным трубопроводом диаметром $d_н=530$ мм, если расстояние между опорами $l=16$ м, а удельная нагрузка на единицу длины трубопровода с водою 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.

Р е ш е н и е. Вертикальная нагрузка

$$Q=1{,}5ql=1{,}5\cdot3540\cdot16=85\,000\ \text{Н}=85\ \text{кН}.$$

Горизонтальная реакция

$$N=\mu Q=0{,}4\cdot85=34\ \text{кН}.$$

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 $s=0{,}5\cdot10^{-3}$ м.

Решение. Горизонтальная реакция

$$N = Q\frac{s+\mu r}{R}=85\,\frac{0{,}5\cdot10^{-3}+0{,}4\cdot15\cdot10^{-3}}{45\cdot10^{-3}}=12{,}3\text{ кН}.$$

Пример 9.7. Прямолинейный участок трубопровода 530×8 мм ($d_н$=530 мм, $d_в$=514 мм, δ=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 B при закрытой и открытой задвижке, если удельная нагрузка на единицу длины трубо-

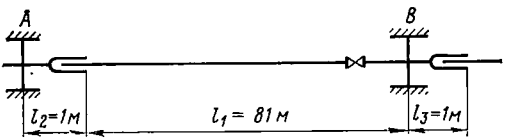


Рис. 9.1. К примеру 9.7

провода с водой и изоляцией q=3540 Н/м, а коэффициент трения скользящих опор μ=0,4. Силу трения в обоих сальниковых компенсаторах принять одинаковой.

Решение. Осевое усилие на неподвижную опору при закрытой задвижке (a=1)

$$N = ap\frac{\pi d_в^2}{4}+\mu q(l_1-l_3)=$$

$$=\frac{1\cdot1{,}6\cdot10^6\cdot3{,}14\cdot0{,}514^2}{4}+0{,}4\cdot3540(81-1)=445\cdot10^3\text{Н}=445\text{ кН}.$$

То же при открытой задвижке (a=0)

$$N=\mu q(l_1-l_3)=0{,}4\cdot3540(81-1)=113\cdot10^3\text{ Н}=113\text{ кН}.$$

Пример 9.8. Определить усилие на мертвую опору, установленную на трубопроводе 325×8 мм ($d_н$=325 мм, $d_в$=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

$$S=\pi d_н^2 pb\alpha\mu,$$

где p — рабочее давление, Па (p=1,6 МПа); b — отношение высоты сальниковой набивки к наружному диаметру (b=0,3); α — 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 $S=3{,}14\times\times0{,}325^2\cdot1{,}6\cdot10^6\cdot0{,}3\cdot1{,}5\cdot0{,}15=35\,800$ Н$=35{,}6$ кН.

Эквивалентное давление $p_э$ находим из выражения

$$p_э=\frac{4S}{\pi d_b^2}=\frac{4\cdot35\,800}{3{,}14\cdot0{,}309^2}=0{,}478\cdot10^6\text{ Па}=0{,}478\text{ МПа}.$$

Пример 9.9. Определить напряжение и усилие сжатия в трубопроводе 325×8 мм ($d_н=325$ мм, $\delta=8$ мм), если на концах его прямолинейного участка установить неподвижные опоры, не предусмотрев компенсации температурных деформаций. Температура теплоносителя $t=$ $=150$ °С, а температура окружающего воздуха при монтаже $t_0=20$ °С. Коэффициент линейного удлинения трубы $\alpha=1{,}2\cdot10^{-5}$, а модуль упругости первого рода $E=19{,}62\cdot10^{10}$ Па.

Решение. Поскольку при нагревании трубопровод не имеет возможности удлиняться, это вызовет его сжатие. Величина относительного сжатия будет равна $\Delta/l=\alpha(t-t_0)$.

Величину напряжения сжатия определяем по закону Гука

$$\sigma=E\frac{\Delta}{l}=\alpha E(t-t_0)=1{,}2\cdot10^{-5}\cdot19{,}62\cdot10^{10}(150-20)=$$
$$=306\cdot10^6\text{ Па}=306\text{ МПа}.$$

Площадь стенки трубы в поперечном сечении

$$f=\pi(d_н-\delta)\delta=3{,}14(0{,}325-0{,}008)0{,}008=0{,}00796\text{ м}^2.$$

Усилие сжатия в трубопроводе

$$P=\sigma f=306\cdot10^6\cdot0{,}00796=2{,}44\cdot10^6\text{ Н}=2440\text{ кН}.$$

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 $d_н\times\delta=273\times7$ мм с вылетом $l=$ $=5$ м и спинкой $l_1=5$ м. Расстояние между неподвижными опорами $L=80$ м (рис. 9.2). Сварные колена выполнены с радиусом $R=0$ (жесткие сварные колена). Превышение температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t-t_0=150$ °С. Предварительная растяжка компенсатора отсутствует. Влиянием защемления трубопровода в неподвижных опорах пренебречь [1].

[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).

Р е ш е н и е. Удлинение участка трубопровода

$$\Delta=\alpha(t-t_0)L=1{,}2\cdot10^{-5}\cdot150\cdot80=0{,}144\ \text{м}.$$

Коэффициент понижения жесткости и поправочный коэффициент напряжения при $R=0$ $k=1$ и $m=1$.

Величина A равна:

$$A=\int_0^S\frac{1}{k}y^2\partial S=\int_0^S y^2\partial S=\int_B^C y^2\partial S+\int_C^D y^2\partial S+\int_D^E y^2\partial S=$$

$$=\frac{2l^3}{3}+l_1l^2=\frac{(2l+3l_1)l^2}{3}=\frac{(2\cdot5+3\cdot5)5^2}{3}=208\ \text{м}^3.$$

Момент инерции трубы (приложение 10) $I=5250\cdot10^{-8}$ м^4.

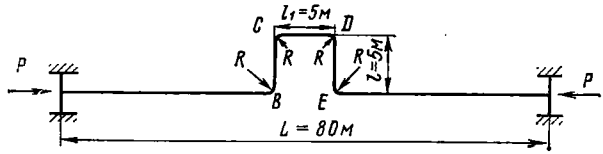


Рис. 9.2. К примеру 9.10

Осевое усилие

$$P=\frac{\Delta EI}{A}=\frac{0{,}144\cdot19{,}62\cdot10^{10}\cdot5250\cdot10^{-8}}{208}=7130\ \text{Н}.$$

Напряжение в участке CD($y_{\text{макс}}=l$)

$$\sigma=\frac{\Delta Ed_{\text{н}}y_{\text{макс}}m}{2A}=\frac{3\Delta Ed_{\text{н}}lm}{2(2l+3l_1)l^2}=\frac{1{,}5\Delta Ed_{\text{н}}m}{(2l+3l_1)l}=$$

$$=\frac{1{,}5\cdot0{,}144\cdot19{,}62\cdot10^{10}\cdot0{,}273\cdot1}{(2\cdot5+3\cdot5)5}=92{,}6\cdot10^6\ \text{Па}=92{,}6\ \text{МПа}.$$

Пример 9.11. Решить пример 9.10 для случая, когда все колена компенсатора согнуты раднусом $R=4d_{\text{усл}}=1$ м.

Р е ш е н и е. Коэффициент трубы при $\delta=7$ мм и среднем радиусе поперечного сечения трубы $r=0{,}5d_{\text{ср}}=0{,}133$ м;

$$h=\frac{\delta R}{r^2}=\frac{0{,}007\cdot1}{0{,}133^2}=0{,}396.$$

Коэффициент понижения жесткости трубы при $h\leqslant1$

$$k=\frac{h}{1{,}65}=\frac{0{,}396}{1{,}65}=0{,}24.$$

Поправочный коэффициент напряжения

$$m=\frac{0,9}{h^{2/3}}=\frac{0,9}{0,396^{2/3}}=1,67.$$

Величина A равна:

$$A=\int_0^S\frac{1}{k}y^2\partial S=\frac{1}{k}(3,14Rl^2-2,28R^2l+1,4R^3)+0,667l^2+l_1l^2-$$

$$-4Rl^2+2R^2l-1,33R^3=\frac{1}{0,24}(3,14\cdot1\cdot5^2-2,28\cdot1^2\cdot5+1,4\cdot1^3)+$$

$$+0,667\cdot5^3+5\cdot5^2-4\cdot1\cdot5^2+2\cdot1^2\cdot5-1,33\cdot1^2=403\ \text{м}^3.$$

Осевое усилие

$$P=\frac{\Delta Edlm}{A}=\frac{0,144\cdot19,62\cdot10^{10}\cdot5250\cdot10^{-8}}{403}=3680\ \text{Н}.$$

Напряжение в спинке компенсатора

$$\sigma=\frac{\Delta Ed_{\text{н}}lm}{2A}=\frac{0,144\cdot19,62\cdot10^{10}\cdot0,273\cdot5\cdot1,67}{2\cdot403}=79,9\cdot10^6\ \text{Па}=$$

$$=79,9\ \text{МПа}.$$

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 $d_{\text{н}}\times\delta=325\times8$ мм. Длина участка трубопровода между неподвижными опорами $L=80$ м, а превышение температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t-t_0=150$ °С. 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 $\sigma^{\text{д}}=70$ МПа и радиус колен $R=4d_{\text{усл}}=1,2$ м. Влиянием защемления трубопровода в мертвых опорах пренебречь.

Решение. Полное и расчетное (с учетом предварительной растяжки) удлинение участка трубопровода:

$$\Delta_{\text{пол}}=\alpha(t-t_{\text{с}})L=1,2\cdot10^{-5}\cdot150\cdot80=0,144\ \text{м};$$

$$\Delta=0,5\Delta_{\text{пол}}=0,5\cdot0,144=0,072\ \text{м}.$$

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:

$$\sigma=\frac{1,5\Delta Ed_{\text{н}}}{(3n_1+2)l^2}.$$

Из последнего выражения можно найти приближенно величину вылета l, если σ заменить допускаемым напряжением $\sigma^д$ и ввести поправочный коэффициент для вылета (принимаем его 0,82), учитывающий понижения жесткости гнутых колен компенсатора:

$$l = 0{,}82\sqrt{\frac{1{,}5\Delta E d_н}{(3n_1+2)\sigma^д}} = 0{,}82\sqrt{\frac{1{,}5\cdot 0{,}072\cdot 19{,}62\cdot 10^{10}\cdot 0{,}325}{(3\cdot 0{,}7+2)70\cdot 10^6}} = 4 \text{ м}.$$

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, $d_{ср}$=0,5·0,317=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

$$A = \int_0^S \frac{1}{k} y^2 \partial S = \frac{1}{k}(3{,}14Rl^2 - 2{,}28R^2l + 1{,}4R^3) + 0{,}667l^3 +$$

$$+ n_1 l^3 - 4Rl^2 + 2R^2l - 1{,}33R^3 = \frac{1}{0{,}232}(3{,}14\cdot 1{,}2\cdot 4^2 -$$

$$- 2{,}28\cdot 1{,}2^2\cdot 4 + 1{,}4\cdot 1{,}2^3) + 0{,}667\cdot 4^3 + 0{,}7\cdot 4^3 - 4\cdot 1{,}2\cdot 4^2 +$$

$$+ 2\cdot 1{,}2^2\cdot 4 - 1{,}33\cdot 1{,}2^3 = 233{,}6 \text{ м}^3.$$

Напряжение в спинке компенсатора

$$\sigma = \frac{\Delta E d_н l m}{2A} = \frac{0{,}072\cdot 19{,}62\cdot 10^{10}\cdot 0{,}325\cdot 4\cdot 1{,}71}{2\cdot 233{,}6} = 67{,}2\cdot 10^6 \text{ Па} =$$

$$= 67{,}2 \text{ МПа}.$$

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 $d_н$=426 мм, имеющего прямолинейный участок длиною 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 °С. 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 $\sigma^д$=80 МПа.

Р е ш е н и е. Полное и расчетное удлинение:

$$\Delta_{пол}=\alpha(t—t_0)L=1{,}2\cdot10^{-5}\cdot150\cdot100=0{,}18\ м;$$

$$\Delta=0{,}5\Delta_{пол}=0{,}5\cdot0{,}18=0{,}09\ м.$$

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 A, для которой определяем коэффициент C_A:

$$C_A=\frac{1{,}5}{3n_1+2-\dfrac{n_1+1}{n_2-n_1+1}}=\frac{1{,}5}{3\cdot1+2-\dfrac{1+1}{3-1+1}}=0{,}347.$$

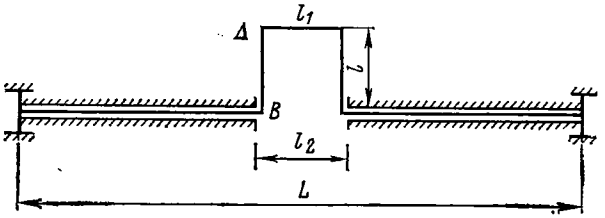


Рис. 9.3. К примеру 9.13

Вылет компенсатора

$$l=\sqrt{\frac{C_A\Delta Ed_н}{\sigma^д}}=\sqrt{\frac{0{,}347\cdot0{,}09\cdot19{,}62\cdot10^{10}\cdot0{,}426}{80\cdot10^6}}\approx5{,}7\ м.$$

Пример 9.14. Трубопровод с наружным диаметром $d_н=325$ мм имеет Г-образную конфигурацию с углом поворота $\varphi=90°$ и длиною большего плеча $l_1=40$ м. Определить длину малого плеча трубопровода при допускаемом напряжении $\sigma^д=70$ МПа и превышении температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t—t_0=250$ °С. Колено трубопровода принять сварным с радиусом изгиба $R=0$.

Р е ш е н и е. Удлинение плеча

$$\Delta=\alpha(t—t_0)l_1=1{,}2\cdot10^{-5}\cdot250\cdot40=0{,}12\ м.$$

Величина l^2/C из формулы (9.12)

$$\frac{l^2}{C_A}=\frac{\Delta Ed_н}{\sigma^д}=\frac{0{,}12\cdot19{,}62\cdot10^{10}\cdot0{,}325}{70\cdot10^6}=109\ м^2.$$

Поскольку по формуле (9.13) $C_A\approx1{,}5\left(1+\dfrac{1}{n}\right)=1{,}5\left(1+\dfrac{l}{l_1}\right)$, то

$$\frac{l^2}{1{,}5+1{,}5\dfrac{l}{l_1}}=109$$

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 $d_н/d_в=219/207$ 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 $\varphi=130°$. Превышение температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t-t_0=150$ °С.

Решение. $n=l_1/l=30/20=1{,}5$;

$$\Delta=\alpha(t-t_0)l_1=1{,}2\cdot10^{-5}\cdot150\cdot30=0{,}054\text{ м};$$

$$\beta=\varphi-90°=130°-90°=40°.$$

Напряжение в малом плече трубопровода около мертвой опоры [формула (9.14)]

$$\sigma=\frac{1{,}5}{\cos\beta}\left[1+\frac{1}{n}+\frac{n+3}{n(n+1)}\sin\beta\right]\frac{\Delta Ed_н}{l^2}=\frac{1{,}5}{\cos40°}\left[1+\frac{1}{1{,}5}+\right.$$

$$\left.+\frac{1{,}5+3}{1{,}5(1{,}5+1)}\sin40°\right]\frac{0{,}054\cdot19{,}62\cdot10^{10}\cdot0{,}219}{20^2}=27{,}7\cdot10^6\text{ Па}=27{,}7\text{ МПа}.$$

Максимальное боковое смещение большого и малого плеч у колена:

$$\Delta_б=\frac{\Delta(1+n\sin\beta)}{n\cos\beta}=\frac{0{,}054(1+1{,}5\sin40°)}{1{,}5\cos40°}=0{,}09\text{ м};$$

$$\Delta_м=\frac{\Delta(n+\sin\beta)}{n\cos\beta}=\frac{0{,}054(1{,}5+\sin40°)}{1{,}5\cos40°}=0{,}1\text{ м}.$$

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-

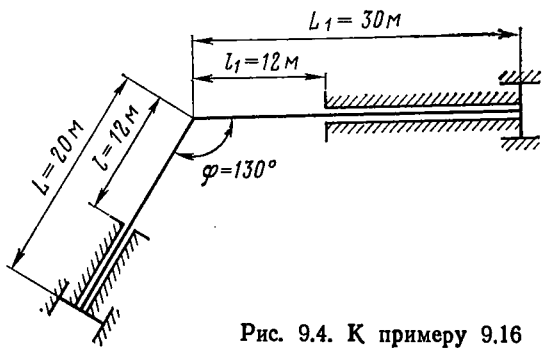


Рис. 9.4. К примеру 9.16

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)

$$\sigma=\frac{1{,}5}{\cos\beta}\left[\frac{(n^2+2n)(z+\sin\beta)+z\sin\beta+1}{zn(n+1)}\right]\frac{\Delta EJ}{l^2}-$$

$$-\frac{1{,}5}{\cos 40^\circ}\left[\frac{(1^2+2\cdot1)(1{,}5+\sin 40^\circ)+1{,}5\sin 40^\circ+1}{1{,}5\cdot1(1+1)}\right]\cdot$$

$$\cdot\frac{0{,}054\cdot19{,}62\cdot10^{10}\cdot0{,}219}{12^2}=88{,}2\cdot10^6\ \text{Па}=88{,}2\ \text{МПа}.$$

Пример 9.17. Для трубопровода диаметром $d_н/d_в=325/309$ мм с Z-образной конфигурацией определить напряжение в трубопроводе от

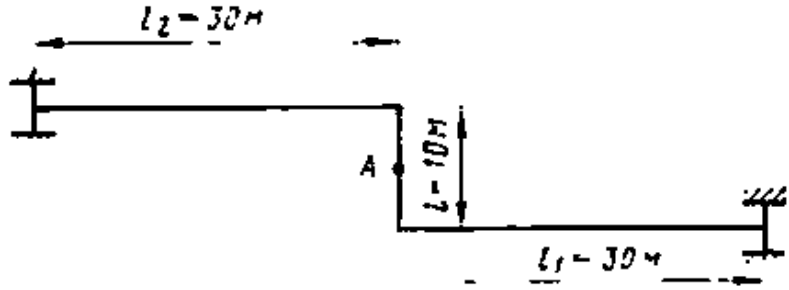


Рис. 9.5. К примеру 9.17

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 $t-t_0=250$ °С.

Решение. $n=l_1/l=l_2/l=30/10=3$; $\Delta=\alpha(t-t_0)(l_1+l_2)=1{,}2\cdot10^{-5}\times$ $\times250(30+30)=0{,}18$ м.

Напряжение в точке B

$$\sigma_B=\frac{0{,}75(8n^2+3)\Delta EJ}{n^2(3n+2)l^2}=$$

$$=\frac{0{,}75(8\cdot3^2+3)0{,}18}{3^2(3\cdot3+2)10^2}\cdot\frac{19{,}62\cdot10^{10}\cdot0{,}325}{3^2(3\cdot3+2)10^2}=65{,}3\cdot10^6\ \text{Па}=65{,}3\ \text{МПа}.$$

Пример 9.18. К магистральному трубопроводу большого диаметра на расстоянии 20 м от неподвижной опоры намечено приварить трубопровод ответвления диаметром $d_н/d_в=57/50$ 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 $\sigma^а=70$ МПа. Температура теплоносителя $t=150$ °С, а температура окружающего воздуха при монтаже $t_0=0$ °С.

Р е ш е н и е. Если оба конца ответвления принять защемленными, 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

$$\sigma = \frac{\Delta E d_н y_{макс} m}{2A}.$$

В данном случае $y_{макс} = l/2$ (так как точка перегиба, где нет изгибающего момента, находится в середине участка l), $k=1$ и $m=1$. Удлинение участка магистрального трубопровода

$$\Delta = 1{,}2 \cdot 10^{-3} \cdot 150 \cdot 20 = 0{,}036 \text{ м}.$$

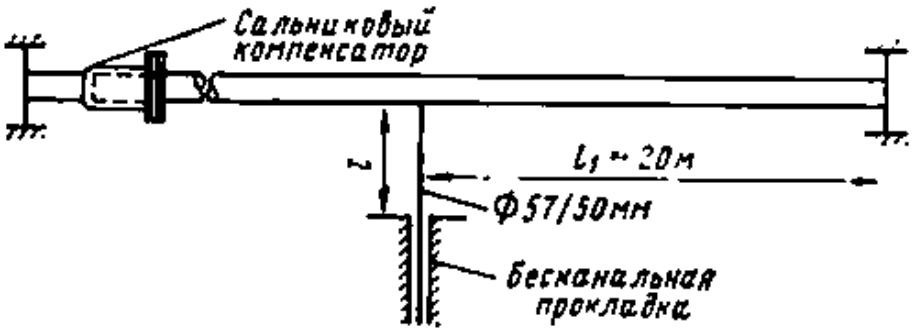


Рис. 9.6. К примеру 9.18

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:

$$\sigma = \frac{24\Delta E d_н l}{2 \cdot 2l^3} = \frac{6\Delta E d_н}{l^2}.$$

Из последнего выражения определяем необходимую длину канальной прокладки ответвления

$$l = \sqrt{\frac{6\Delta E d_н}{\sigma_д}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 0{,}036 \cdot 19{,}62 \cdot 10^{10} \cdot 0{,}057}{70 \cdot 10^6}} = 5{,}9 \text{ м}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 9.19. Решить пример 9.1 для трубопровода, разгруженного (вдоль оси) от внутреннего давления.

О т в е т. $\sigma_1 = 0$; $\sigma_2 = \sigma_p = 51{,}4$ МПа.

Задача 9.20. Определить напряжение в болтах фланцевого соединения трубы диаметром $d_н/d_в$=325/309 мм с избыточным внутренним давленнем 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 α=2.

Расчетный диаметр для определения усилия на фланцевое соединение от внутреннего давления принять равным:

$$d_р = d_в + \frac{2}{3}a.$$

Ответ. σ=85,7 МПа.

Задача 9.21. Определить усилие на мертвую опору в точке A для трубопровода с внутренним диаметром $d_в$=612 мм (рис. 9.7), удельная нагрузка на 1 м которого (с теплоносителем и изоляцией) q=4770 Н/м. Избыточное внутреннее давление p=1,3 МПа. Коэффициент трения скользящих опор μ=0,4.

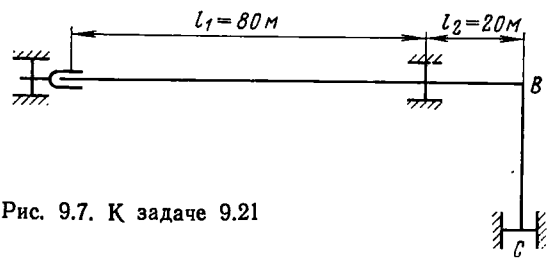


Рис. 9.7. К задаче 9.21

При расчете усилием от изгиба плеча BC 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 $d_н/d_в$=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 $\sigma^д$=70 МПа. Влиянием защемления трубопровода в неподвижных опорах пренебречь.

Ответ. $\Delta_{пол}$=0,19 м.

Задача 9.23. Для трубопровода диаметром $d_н$=426 мм с Г-образной конфигурацией и углом поворота φ=90° определить длину малого плеча, если длина большего плеча l_1=80 м. Температура теплоносителя t=150 °С, а температура воздуха при монтаже t_0=0 °С. Допускаемое напряжение при расчете принять $\sigma^д$=70 МПа.

Ответ. l=17,8 м.

Задача 9.24. Трубопровод диаметром $d_н/d_в=273/259$ 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

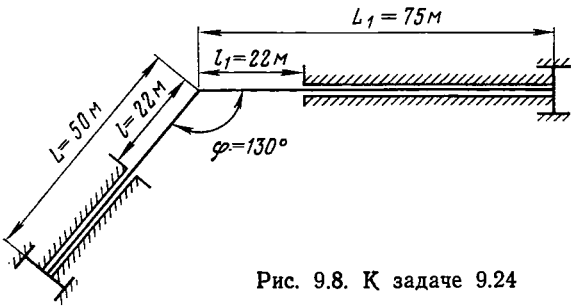


Рис. 9.8. К задаче 9.24

между плечами $\varphi=130°$. Превышение температуры теплоносителя над температурой воздуха при монтаже $t-t_0=150$ °С.

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; $\Delta_б=0{,}252$ 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 A установить неподвижную опору (см. рис. 9.5), исключающую 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 одиотрубного подземного теплопровода, Вт/м,

$$q=(\tau_т-t_0)/R_{т.о}, \qquad (10.1)$$

где $\tau_т$ — температура теплоносителя, °С; t_0 — температура окружающей среды, °С; $R_{т.о}=R_в+R_{тр}+R_н+R_н$ — суммарное термическое сопротивление в интервале температур от $\tau_т$ до t_0, м·°С/Вт; $R_в$, $R_н$ — термическое сопротивление внутренней и наружной поверхностей, м·°С/Вт; $R_{тр}$, $R_и$ — термическое сопротивление стенки трубы и слоя изоляции, м·°С/Вт.

Термическое сопротивление цилиндрической поверхности, м·°С/Вт,

$$R = 1/\pi d\alpha, \tag{10.2}$$

где d — диаметр поверхности, м; α — коэффициент теплоотдачи на поверхности, Вт/(м²·°С).

Термическое сопротивление однородного цилиндрического слоя, м·°С/Вт,

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \tag{10.3}$$

где λ — теплопроводность материала слоя, Вт/(м·°С); d_1, d_2 — внутренний и наружный диаметры, м.

Термическое сопротивление грунта, м·°С/Вт,

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \left[\frac{2h}{d} + \sqrt{\frac{4h^2}{d^2} - 1} \right], \tag{10.4а}$$

где $\lambda_{гр}$ — теплопроводность грунта, Вт/(м·°С); h — глубина заложения оси теплопровода, м; d — диаметр теплопровода, м.

При $h/d \geqslant 2$

$$R_{гр} \approx \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d}. \tag{10.4б}$$

Удельные тепловые потери двухтрубного бесканального теплопровода:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}; \tag{10.5}$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}, \tag{10.6}$$

где q_1, q_2 — удельные тепловые потери первой и второй труб, Вт/м; τ_1, τ_2 — температура теплоносителя в первой и второй трубах, °С; t_0 — температура грунта на глубине оси теплопровода, °С; R_1, R_2 — суммарное термическое сопротивление (изоляции и грунта) первой и второй труб, м·°С/Вт; R_0 — условное дополнительное термическое сопротивление, учитывающее взаимное влияние соседних труб, м·°С/Вт:

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2}, \tag{10.7}$$

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,

$R_2, \ldots, R_n$

$$t_к = \frac{\tau_1/R_1 + \tau_2/R_2 + \ldots + \tau_n/R_n + t_о/R_{к.о}}{1/R_1 + 1/R_2 + \ldots + 1/R_n + 1/R_{к.о}}, \qquad (10.8)$$

где $R_{к.о} = R_{пк} + R_к + R_{гр}$ — 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 $t_о$

$$t_х = \frac{\tau/R_{и1} + t_о/(R_{и2} + R_н)}{1/R_{и1} + 1/(R_{и2} + R_н)}, \qquad (10.9)$$

где $R_{и1}$, $R_{и2}$ — термические сопротивления первого и второго (если считать от поверхности трубы) слоев изоляции; $R_н$ — 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 величиу y от поверхности грунта

$$t = t_о + (\tau_к - t_о)\frac{\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}}}{R_{т.о}}, \qquad (10.10)$$

где $R_{т.о}$ — 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

$$t = t_о + \frac{q_1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}} + \\ + \frac{q_2}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{(x-b)^2 + (y+h)^2}{(x-b)^2 + (y-h)^2}}. \qquad (10.11)$$

Для подземных теплопроводов глубокого заложения ($h/d \geqslant 2$) в формулах (10.1), (10.5), (10.6), (10.8), (10.10) и (10.11) температура $t_о$ принимается равной естествеиной температуре грунта на глубине заложения оси теплопровода ($t_о = t_{гр}$).

Для подземных теплопроводов мелкого заложения ($h/d < 2$) за температуру окружающей среды $t_о$ пряиимается температура наружного воздуха $t_н$. В этом случае в формулы (10.4а), (10.7), (10.10) и (10.11) необходимо подставлять не действительные, а приведенные глубины заложения $h_п = h + h_ф$ и $y_п = y + h_ф$. Здесь $h_ф = \lambda_{гр}/\alpha_о$ — фиктивный слой грунта, а $\alpha_о$ — коэффициент теплоотдачи иа поверхности грунта.

Полные тепловые потери теплопровода длиной l, Вт,

$$Q=ql(1+\beta), \tag{10.12}$$

где β — коэффициент местных потерь теплоты.

Температура в конце участка (при отсутствии изменения агрегатного состояния теплоносителя)

$$\tau_2=\tau_1-Q/Gc, \tag{10.13}$$

или

$$\tau_2=t_0+(\tau_1-t_0)e^{-l(1+\beta)/RGc}. \tag{10.14}$$

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 $d/d_в$=273/259 мм, проложенного на открытом воздухе с температурой t_0=10 °С. Средняя скорость движения воздуха w=5 м/с. По паропроводу передается насыщенный пар с температурой τ= =150 °С. Тепловая изоляция паропровода имеет толщину $\delta_и$=80 мм и теплопроводность $\lambda_и$=0,1 Вт/(м·°С).

При расчете принять коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубы $\alpha_в$=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 $\alpha_н$= =20 Вт/(м²·°С) и определяем полное термическое сопротивление изолированного паропровода

$$R=R_в+R_{тр}+R_и+R_н=\frac{1}{\pi d_в\alpha_в}+\frac{1}{2\pi\lambda_{тр}}\ln\frac{d}{d_в}+\frac{1}{2\pi\lambda_и}\ln\frac{d_н}{d}+$$

$$+\frac{1}{\pi d_н\alpha_н}=\frac{1}{3,14\cdot0,259\cdot10000}+\frac{1}{2\cdot3,14\cdot58}\ln\frac{0,273}{0,259}+$$

$$+\frac{1}{2\cdot3,14\cdot0,1}\ln\frac{0,433}{0,273}+\frac{1}{3,14\cdot0,433\cdot20}=0,00012+0,00014+0,735+$$

$$+0,037=0,77226\ \text{м}\cdot°\text{С/Вт}.$$

Полученные цифры показывают, что термическое сопротивление внутренней поверхности трубы $R_в$ и самой трубы $R_{тр}$ значительно меньше полного термического сопротивления, поэтому величинами $R_в$ и $R_{тр}$ при расчете изолированных теплопроводов обычно пренебрегают.

В этом случае полное сопротивление

$$R=R_{\text{в}}+R_{\text{н}}=0{,}735+0{,}0370=0{,}772 \text{ м}\cdot{}^{\circ}\text{С/Вт}.$$

Приближенное значение температуры наружной поверхности изоляции

$$t_{\text{н}}=\frac{\tau/R_{\text{в}}+t_{\text{о}}/R_{\text{н}}}{1/R_{\text{в}}+1/R_{\text{н}}}=\frac{\dfrac{150}{0{,}735}+\dfrac{10}{0{,}037}}{\dfrac{1}{0{,}735}+\dfrac{1}{0{,}037}}=16{,}7\ {}^{\circ}\text{С}.$$

Уточненное значение коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху:

коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_{\text{к}}=4{,}65\frac{w^{0,7}}{d_{\text{н}}^{0,3}}=4{,}65\frac{5^{0,7}}{0{,}433^{0,3}}=18{,}4 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^{\circ}\text{С)};$$

коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием

$$\alpha_{\text{л}}=\frac{C\left[\left(\dfrac{t_{\text{в}}+273}{100}\right)^4-\left(\dfrac{t_{\text{о}}+273}{100}\right)^4\right]}{t_{\text{н}}-t_{\text{о}}}=$$

$$=\frac{\left[5\left(\dfrac{16{,}7+273}{100}\right)^4-\left(\dfrac{10+273}{100}\right)^4\right]}{16{,}7-10}=4{,}7 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^{\circ}\text{С)};$$

$$\alpha_{\text{н}}=\alpha_{\text{к}}+\alpha_{\text{л}}=18{,}4+4{,}7=23{,}1 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^{\circ}\text{С)}.$$

Производим пересчет $R_{\text{в}}$ и R:

$$R_{\text{в}}=\frac{1}{3{,}14\cdot 0{,}433\cdot 23{,}1}=0{,}032 \text{ м}\cdot{}^{\circ}\text{С/Вт},$$

$$R=0{,}735+0{,}032=0{,}767 \text{ м}\cdot{}^{\circ}\text{С/Вт}.$$

Удельные тепловые потери

$$q=\frac{\tau-t_{\text{о}}}{R}=\frac{150-1_{\text{о}}}{0{,}767}=183 \text{ Вт/м}=157 \text{ ккал/(м}\cdot\text{ч)}.$$

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 $\tau=t_{\text{в}}=t_{\text{н}}=150\ {}^{\circ}\text{С}$.

Коэффициент теплоотдачи для наружной поверхности трубы при коэффициенте лучеиспускания поверхности трубы $C=5$ Вт/(м²·К⁴):

$$\alpha_к = 4{,}65\frac{w^{0,7}}{d^{0,3}} = 4{,}65\frac{5^{0,7}}{0{,}273^{0,3}} = 21{,}2 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)};$$

$$\alpha_л = \frac{C\left[\left(\frac{t_н+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_о+273}{100}\right)^4\right]}{t_н - t_о} =$$

$$= \frac{5\left[\left(\frac{150+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{10+273}{100}\right)^4\right]}{150-10} = 9{,}1 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)};$$

$$\alpha_н = \alpha_к + \alpha_л = 21{,}2 + 9{,}1 = 30{,}3 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}.$$

Термическое сопротивление

$$R_н = \frac{1}{\pi d_н \alpha_н} = \frac{1}{3{,}14\cdot 0{,}273\cdot 30{,}3} = 0{,}0385 \text{ м}\cdot^\circ\text{C/Вт}.$$

Удельные тепловые потери

$$q = \frac{\tau - t_о}{R_н} = \frac{150-10}{0{,}0385} = 3640 \text{ Вт/м} = 3130 \text{ ккал/(м}\cdot\text{ч)}.$$

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 $l=500$ м определить тепловые потери паропровода, коэффициент эффективности изоляции [по формуле $\eta_н=(Q_г-Q_н)/Q_г$] и количество выпадающего конденсата. Среднее абсолютное давление пара $p=0{,}5$ МПа.

При расчете коэффициент местных потерь теплоты принять $\beta=0{,}25$.

Решение. Удельные тепловые потери изолированного и голого паропроводов $q_н=183$ Вт/м (пример 10.1), $q_г=3640$ Вт/м (пример 10.2).

Тепловые потери изолированного и голого паропроводов длиной $l=500$ м:

$$Q_н = q_н l(1+\beta) = 183\cdot 500(1+0{,}25) = 114\,400 \text{ Вт} = 98\,400 \text{ ккал/ч};$$

$$Q_г = q_г l = 3640\cdot 500 = 1\,820\,000 \text{ Вт} = 1\,565\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Коэффициент эффективности изоляции

$$\eta_н = \frac{Q_г - Q_н}{Q_г} = \frac{1\,820\,000 - 114\,400}{1\,820\,000} = 0{,}937.$$

Количество выпадающего конденсата для изолированного и голого паропроводов (скрытая теплота парообразования при $p=0{,}5$ МПа принята $r=2112$ кДж/кг):

$$G_{к.и}=\frac{Q_н}{r}=\frac{114\,400}{2112\cdot10^3}=0{,}054 \text{ кг/с};$$

$$G_{к.г}=\frac{Q_г}{r}=\frac{1\,820\,000}{2112\cdot10^3}=0{,}862 \text{ кг/с}.$$

Пример 10.4. Определить тепловые потери 1 м одиночного изолированного паропровода, уложенного бесканально в грунт на глубине $h=1{,}2$ м.

Естественная температура грунта на уровне заложения трубы $t_0=10$ °С, а теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1{,}5$ Вт/(м·°С).

Остальные данные по паропроводу взять из примера 10.1.

Решение. Поскольку $h/d_н>2$, то рассматриваем данную прокладку как прокладку глубокого заложения и определяем полное термическое сопротивление

$$R=R_и+R_{гр}=\frac{1}{2\pi\lambda_и}\ln\frac{d_н}{d}+\frac{2}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\frac{4h}{d_н}=$$

$$=\frac{1}{2\cdot3{,}14\cdot0{,}1}\ln\frac{0{,}433}{0{,}273}+\frac{1}{2\cdot3{,}14\cdot1{,}5}\ln\frac{4\cdot1{,}2}{0{,}433}=0{,}988 \text{ м·°С/Вт}.$$

Удельные тепловые потери

$$q=\frac{\tau-t_0}{R}=\frac{150-10}{0{,}988}=142 \text{ Вт/м}=122 \text{ ккал/(м·ч)}.$$

Таким образом, по сравнению с воздушной прокладкой (пример 10.1) тепловые потери одиночного теплопровода при бесканальной прокладке глубокого заложения и при прочих равных условиях снижаются примерно на 22%.

Пример 10.5. Определить тепловые потери 1 м паропровода, указанного в примере 10.4, если рядом с ним будет проложен и пущен в работу второй точно такой же паропровод. Расстояние между осями паропроводов принять $b=520$ мм.

Решение. Термическое сопротивление изоляции и грунта для каждой трубы $R_1=R_2=R_и+R_{гр}=0{,}988$ м·°С/Вт (пример 10.4).

Условное термическое сопротивление, вызываемое взаимодействием двух труб,

$$R_0=\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\sqrt{1+\left(\frac{2h}{b}\right)^2}=$$

$$=\frac{1}{2\cdot3{,}14\cdot1{,}5}\ln\sqrt{1+\left(\frac{2\cdot1{,}2}{0{,}52}\right)^2}=0{,}165 \text{ м·°С/Вт}.$$

Удельные тепловые потери каждой трубы

$$q_1 = q_2 = \frac{\tau - t_0}{R_1 + R_0} = \frac{150 - 10}{0{,}988 + 0{,}165} = 121 \text{ Вт/м} = 104 \text{ ккал/(м·ч)}.$$

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_0=10 °С. При расчете коэффициент теплоотдачи от поверхности земли к наружному воздуху принять α_0=15 Вт/(м²·°С).

Решение. Поскольку $h/d_н$=0,8/0,433=1,85, т. е. $h/d_н<2$, расчет ведем как трубопровода мелкого заложения. Толщина фиктивного слоя и приведенная глубина заложения:

$$h_ф = \lambda_{гр}/\alpha_0 = 1{,}5/15 = 0{,}1;$$

$$h_п = h + h_ф = 0{,}8 + 0{,}1 = 0{,}9 \text{ м}.$$

Термическое сопротнвление

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda_н} \ln \frac{d_н}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_н} \ln \frac{2h_п + \sqrt{4h_п^2 - d_н^2}}{d_н} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}1} \ln \frac{0{,}433}{0{,}273} + \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}5} \times$$

$$\times \ln \frac{2 \cdot 0{,}9 + \sqrt{4 \cdot 0{,}9^2 - 0{,}433^2}}{0{,}433} = 0{,}956 \text{ м·°С/Вт}.$$

Удельные тепловые потери

$$q = \frac{\tau - t_0}{R} = \frac{150 - 10}{0{,}956} = 147 \text{ Вт/м} = 126 \text{ ккал/(м·ч)}.$$

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 осямн труб b=520 мм.

Температура воды в подающем трубопроводе τ_1=150 °С, а в обратном трубопроводе τ_2=70 °С. Температура грунта на глубине заложения труб t_0=2 °С. Теплопроводность изоляции $\lambda_и$=0,116 Вт/(м·°С), толщина ее на подающем трубопроводе δ_1=70 мм и на обратном δ_2=40 мм. Теплопроводность грунта $\lambda_{гр}$=1,75 Вт/(м·°С).

Решение. Так как $h/d_н$=1,8/0,413>2, то расчет ведем по формулам для трубопроводов глубокого заложения.

Термическое сопротивление подающего и обратного трубопроводов:

$$R_1=\frac{1}{2\pi\lambda_н}\ln\frac{d_{н1}}{d}+\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\frac{4h}{d_{н1}}=\frac{1}{2\cdot3,14\cdot0,116}\ln\frac{0,413}{0,273}+$$
$$+\frac{1}{2\cdot3,14\cdot1,75}\ln\frac{4\cdot1,8}{0,413}=0,828\ м\cdot°C/Вт;$$

$$R_2=\frac{1}{2\pi\lambda_н}\ln\frac{d_{н2}}{d}+\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\frac{4h}{d_{н2}}=\frac{1}{2\cdot3,14\cdot0,116}\ln\frac{0,353}{0,273}+$$
$$+\frac{1}{2\cdot3,14\cdot1,75}\ln\frac{4\cdot1,8}{0,353}=0,624\ м\cdot°C/Вт.$$

Условное термическое сопротивление, учитывающее взаимное влияние соседних труб:

$$R_0=\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\sqrt{1+\left(\frac{2h}{b}\right)^2}=$$
$$=\frac{1}{2\cdot3,14\cdot1,75}\ln\sqrt{1+\left(\frac{2\cdot1,8}{0,52}\right)^2}=0,177\ м\cdot°C/Вт.$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного трубопроводов:

$$q_1=\frac{(\tau_1-t_0)R_2-(\tau_2-t_0)R_0}{R_1R_2-R_0^2}=$$
$$=\frac{(150-2)0,624-(70-2)0,177}{0,828\cdot0,624-0,177^2}=165\ Вт/м=142\ ккал/(м\cdot ч);$$

$$q_2=\frac{(\tau_2-t_0)R_1-(\tau_1-t_0)R_0}{R_1R_2-R_0^2}=$$
$$=\frac{(70-2)0,828-(150-2)0,177}{0,828\cdot0,624-0,177^2}=61,6\ Вт/м=53\ ккал/(м\cdot ч).$$

Суммарные удельные тепловые потери

$$q=q_1+q_2=165+61,6=226,6\ Вт/м=$$
$$=195\ ккал/(м\cdot ч).$$

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 $\alpha_н=\alpha_{ст}=12$ Вт/(м²·°C). При расчете теплопроводность стенок канала принять равной теплопроводности грунта.

Р е ш е н и е. Эквивалентный диаметр каждой ячейки непроходного канала

$$d_э = \frac{4F}{P} = \frac{4 \cdot 0{,}6^2}{4 \cdot 0{,}6} = 0{,}6 \text{ м}^*,$$

где F и P — сечение и периметр ячейки канала, соответственно м² и м. Так как $h/d_э = 1{,}8/0{,}6 = 3$ (т. е. $h/d_э > 2$), то расчет ведем по формулам для трубопроводов глубокого заложения.

Термические сопротивления подающего и обратного трубопроводов:

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_и} \ln \frac{d_{н1}}{d} + \frac{1}{\pi d_{н1}\alpha_н} + \frac{1}{\pi d_э \alpha_{ст}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_э} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}116} \ln \frac{0{,}413}{0{,}273} + \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}413 \cdot 12} + \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}6 \cdot 12} +$$

$$+ \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}75} \ln \frac{4 \cdot 1{,}8}{0{,}6} = 0{,}903 \text{ м} \cdot °\text{C/Вт};$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda_и} \ln \frac{d_{н2}}{d} + \frac{1}{\pi d_{н2}\alpha_н} + \frac{1}{\pi d_э \alpha_{ст}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_э} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}116} \ln \frac{0{,}353}{0{,}273} + \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}353 \cdot 12} + \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}6 \cdot 12} +$$

$$+ \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}75} \ln \frac{4 \cdot 1{,}8}{0{,}6} = 0{,}698 \text{ м} \cdot °\text{C/Вт}.$$

Условное термическое сопротивление, учитывающее взаимное влияние соседних труб:

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}75} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1{,}8}{0{,}6}\right)^2} = 0{,}164 \text{ м} \cdot °\text{C/Вт}.$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного трубопроводов:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_0}{R_1 R_2 - R_0^2} =$$

$$= \frac{(150 - 2)0{,}698 - (70 - 2)0{,}164}{0{,}903 \cdot 0{,}698 - 0{,}164^2} = 157 \text{ Вт/м} = 135 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч)};$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1 R_2 - R_0^2} =$$

$$= \frac{(70 - 2)0{,}903 - (150 - 2)0{,}164}{0{,}903 \cdot 0{,}698 - 0{,}164^2} = 63{,}2 \text{ Вт/м} = 54{,}4 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч)}.$$

---

* Иногда эквивалентный диаметр каналов определяют по формуле $d_э = P/\pi$, где P — периметр канала (по внутренним размерам).

Суммарные удельные тепловые потери

$$q = q_1 + q_2 = 157 + 63{,}2 = 220{,}2 \text{ Вт/м} = 189{,}4 \text{ ккал/(м·ч)}.$$

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 $t_0 = 2$ °С.

Решение. Эквивалентный внутренний диаметр канала

$$d_э = \frac{4F}{P} = \frac{4 \cdot 1{,}09 \cdot 0{,}6}{2(1{,}09 + 0{,}6)} = 0{,}774 \text{ м}.$$

Термическое сопротивление подающего и обратного трубопроводов:

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_и} \ln \frac{d_{н1}}{d} + \frac{1}{\pi d_{н1} \alpha_н} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}116} \ln \frac{0{,}413}{0{,}273} + \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}413 \cdot 12} = 0{,}633 \text{ м·°С/Вт};$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda_и} \ln \frac{d_{н2}}{d} + \frac{1}{\pi d_{н2} \alpha_н} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}116} \ln \frac{0{,}353}{0{,}273} + \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}353 \cdot 12} = 0{,}426 \text{ м·°С/Вт}.$$

Термическое сопротивление канала и грунта

$$R_{к.о} = \frac{1}{\pi d_э \alpha_{ст}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_э} =$$

$$= \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}774 \cdot 12} + \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}75} \ln \frac{4 \cdot 1{,}8}{0{,}774} = 0{,}237 \text{ м·°С/Вт}.$$

Температура воздуха в канале

$$t_к = \frac{\tau_1/R_1 + \tau_2/R_2 + t_0/R_{к.о}}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_{к.о}} = \frac{\dfrac{150}{0{,}633} + \dfrac{70}{0{,}426} + \dfrac{2}{0{,}237}}{\dfrac{1}{0{,}633} + \dfrac{1}{0{,}426} + \dfrac{1}{0{,}237}} = 44{,}7 \text{ °С}.$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного трубопроводов:

$$q_1 = \frac{\tau_1 - t_к}{R_1} = \frac{150 - 44{,}7}{0{,}633} = 166 \text{ Вт/м} = 143 \text{ ккал/(м·ч)};$$

$$q_2 = \frac{\tau_2 - t_к}{R_2} = \frac{70 - 44{,}7}{0{,}426} = 59 \text{ Вт/м} = 51 \text{ ккал/(м·ч)}.$$

Суммарные удельные тепловые потери

$$q=q_1+q_2=166+59=225 \text{ Вт/м}=194 \text{ ккал/(м·ч)}.$$

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 $d/d_в=57/50$ 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 $\tau_2=60$ °С, если естественная температура грунта на глубине заложения труб $t_0=2$ °С.

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 $R_1R_2-R^2_0>0$ можно написать:

$$q_2=\frac{(\tau_2-t_0)R_1-(\tau_1-t_0)R_0}{R_1R_2-R_0^2}=0$$

или

$$(\tau_2-t_0)R_1-(\tau_1-t_0)R_0=0,$$

откуда находим

$$\tau_1-t_0=(\tau_2-t_0)\frac{R_1}{R_0}=(\tau_2-t_0)\frac{\ln\dfrac{4h}{d}}{\ln\sqrt{1+\left(\dfrac{2h}{b}\right)^2}}=$$

$$=(60-2)\frac{\ln\dfrac{4\cdot 2}{0{,}057}}{\ln\sqrt{1+\left(\dfrac{2{,}2}{0{,}3}\right)^2}}=111 \text{ °С}.$$

Температура пара

$$\tau_1=111+2=113 \text{ °С}.$$

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 $\tau_1=250$ °С 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 $t_0=5$ °С.

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности изоляции и на внутренней поверхности канала $\alpha_н = \alpha_{ст} = 12$ Вт/(м²·°С).

Тепловая изоляция выполнена из минеральной ваты толщиной $\delta = 80$ мм. Теплопроводность минеральной ваты принять $\lambda_и = 0{,}08$ Вт/(м·°С). Теплопроводности стенки канала и грунта $\lambda_к = \lambda_{гр} = 1{,}75$ Вт/(м·°С).

Коэффициент местных потерь теплоты $\beta = 0{,}2$. При расчете принять, что пар на всей длине паропровода остается перегретым и средняя теплоемкость его $c = 2220$ Дж/(кг·°С).

Эквивалентный диаметр канала

$$d_э = \frac{4F}{P} = \frac{4a^2}{4a} = a = 0{,}68 \text{ м}.$$

Термические сопротивления:

$$R_к = \frac{1}{2\pi\lambda_и} \ln \frac{d_н}{d} = \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}08} \ln \frac{0{,}485}{0{,}325} = 0{,}797 \text{ м·°С/Вт};$$

$$R_{1к} = R_п + \frac{1}{\pi d_н \alpha_н} = 0{,}797 + \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}485 \cdot 12} = 0{,}852 \text{ м·°С/Вт};$$

$$R_{к.о} = \frac{1}{\pi d_э \alpha_{ст}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_э} =$$

$$= \frac{1}{3{,}14 \cdot 0{,}68 \cdot 12} + \frac{1}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}75} \ln \frac{4 \cdot 2}{0{,}68} = 0{,}224 \text{ м·°С/Вт};$$

$$R = R_{1к} + R_{к.о} = 0{,}852 + 0{,}224 = 1{,}076 \text{ м·°С/Вт}.$$

Температура воздушной прослойки в начале канала

$$t_к = \frac{\tau_1/R_{1к} + t_о/R_{к.о}}{1/R_{1к} + 1/R_{к.о}} = \frac{250/0{,}852 + 5/0{,}224}{1/0{,}852 + 1/0{,}224} = 55{,}9 \text{ °С}.$$

Величина $RGc = 1{,}076 \cdot 3 \cdot 2220 = 7170$ 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:

$$\tau_2 = t_о + (\tau_1 - t_о) e^{-l(1+\beta)/RGc} =$$

$$= 5 + (250 - 5) e^{-2000(1+0{,}2)/7170} = 180 \text{ °С};$$

$$Q = Gc(\tau_1 - \tau_2) = 3 \cdot 2220 (250 - 180) = 466\,200 \text{ Вт} = 400\,900 \text{ ккал/ч}.$$

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 $x = 2{,}7$ м от оси теплопровода и на глубине $y = 0{,}7$ 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.

Р е ш е н и е. Из примера 10.11 известна температура воздуха в канале $t_к=55{,}9\,°C$, а также термическое сопротивление поверхности канала и грунта $R_{к.о}=0{,}224$ м·°С/Вт.

Рассматриваем непроходной канал как бесканальный трубопровод с температурой среды в нем $t_к$.

Повышение температуры грунта в начале паропровода

$$t_{xy}-t_o=\frac{(t_к-t_o)\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\sqrt{\frac{x^2+(y+h)^2}{x^2+(y-h)^2}}}{R_{к.о}}=$$

$$=\frac{(55{,}9-5)}{0{,}224}\,\frac{1}{2\cdot3{,}14\cdot1{,}75}\ln\sqrt{\frac{2{,}7^2+(0{,}7+2)^2}{2{,}7^2+(0{,}7-2)^2}}\approx5\ °C.$$

Следовательно, $t_{xy}=5+5=10\ °C$.

Пример 10.13. Для паропровода диаметром $d/d_в=426/404$ мм и длиной $l=1500$ км, проложенного бесканально на глубине $h=1{,}8$ м, требуется определить нагрузку, при которой в конечной точке пар будет сухим насыщенным.

Начальные параметры пара $\tau_1=240\,°C$ и $p_1=0{,}8$ МПа (абс.).

Естественная температура грунта на глубине заложения паропровода $t_o=2\,°C$, а теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1{,}75$ Вт/(м·°С).

Тепловая изоляция толщиной $\delta=80$ мм имеет теплопроводность $\lambda_и=0{,}12$ Вт/(м·°С).

Коэффициент местных потерь теплоты $\beta=0{,}2$.

При расчете пренебречь падением давления пара в трубопроводе.

Р е ш е н и е. Термическое сопротивление

$$R=\frac{1}{2\pi\lambda_и}\ln\frac{d_н}{d}+\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\frac{4h}{d_н}=$$

$$=\frac{1}{2\cdot3{,}14\cdot0{,}12}\ln\frac{0{,}586}{0{,}426}+\frac{1}{2\cdot3{,}14\cdot1{,}75}\ln\frac{4\cdot1{,}8}{0{,}586}=0{,}651\ м\cdot°С/Вт.$$

По таблицам для $p_1=0{,}8$ МПа находим $\tau_н=170\,°C$ и $c=2300$ Дж/(кг·°С).

Расход пара

$$G=\frac{l(1+\beta)}{Rc\ln\frac{\tau_1-t_o}{\tau_н-t_o}}=\frac{1500(1+0{,}2)}{0{,}651\cdot2300\ln\frac{240-2}{170-2}}=3{,}45\ кг/с=12{,}4\ т/ч.$$

Пример 10.14. По паропроводу передается $G=5{,}6$ кг/с перегретого пара с начальной температурой $\tau_1=240\,°C$, конечная температура пара составляет $\tau_2=200\,°C$. Температура окружающей паропровод среды $t_o=0\,°C$.

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.

Р е ш е н и е. 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

$$\tau_2'=0+(200-0)\left(\frac{240-0}{200-0}\right)^{1-5{,}6/2{,}8}=200\cdot 1{,}2^{-1}=167\ ^\circ\text{C}.$$

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·°С) и $h_к$= =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

$$Q=Gc(\tau_1-\tau_2)=13\cdot2180(360-260)=2{,}83\cdot10^6 \text{ Вт}=2{,}83 \text{ МВт}=$$
$$=2{,}43 \text{ Гкал/ч}.$$

Расход пара при втором режиме работы

$$G'=G\frac{h_2-h_к}{h_2'-h_к'}=13\frac{2940\cdot10^3-419\cdot10^3}{2820\cdot10^3-419\cdot10^3}=13{,}7 \text{ кг/с}.$$

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

$$\tau_1'=t_0+(\tau_1-t_0)\left(\frac{\tau_2'-t_0}{\tau_2-t_0}\right)\left(\frac{\tau_2-t_0}{\tau_1-t_0}\right)^{1-G/G'}=$$
$$=5+(360-5)\left(\frac{210-5}{260-5}\right)\left(\frac{260-5}{360-5}\right)^{1-13/13{,}7}=286 \text{ °С}.$$

Тепловые потери при втором режиме работы
$Q'=Gc(\tau_1'-\tau_2')=13{,}7\cdot2180(286-210)=2{,}27\cdot10^6$ Вт=2,27 МВт= =1,95 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 испытаиия 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 τ_1'=80 °С.

Через некоторый период времени после начала испытания в обратном коллекторе на ТЭЦ установилась постоянная температуры воды

τ_2=72 °С. При испытании естественная температура грунта на глубине прокладки труб была t_0'=5 °С.

Для указанного теплопровода требуется определить тепловые потери при расчетном эксплуатационном режиме, когда температура воды в подающем трубопроводе поддерживается τ_1=130 °С, в обратном коллекторе τ_2=70 °С, а температура грунта составляет t_0=0 °С.

При расчете учесть, что тепловая изоляция подающего и обратного трубопроводов выполнена одинаковой толщины.

Р е ш е н и е. Определяем тепловые потери при испытании

$$Q'=G'c(\tau_1'-\tau_2')=30\cdot4187(80-72)=1\cdot10^6 \text{ Вт}=1 \text{ МВт}=0{,}86 \text{ Гкал/ч}.$$

С другой стороны, суммарные тепловые потери для периода испытания можно определить из выражения

$$Q'=\left[\frac{(\tau_1'-t_0')R_2-(\tau_2'-t_0')R_0}{R_1R_2-R_0^2}+\right.$$
$$\left.+\frac{(\tau_2'-t_0')R_1-(\tau_1'-t_0')R_0}{R_1R_2-R_0^2}\right]l(1+\beta).$$

Так как R_1=R_2, то

$$Q'=\frac{l(1+\beta)}{R_1+R_0}(\tau_1'+\tau_1'-2t_0').$$

Аналогично можно выразить суммарные тепловые потери для режима теплопровода с температурами τ_1, τ_2 и t_0

$$Q=\frac{l(1+\beta)}{R_1+R_0}(\tau_1+\tau_2-2t_0).$$

Из двух последних уравнений находим тепловые потери при расчетном эксплуатационном режиме

$$Q=Q'\frac{\tau_1+\tau_2-2t_0}{\tau_1'+\tau_2'-2t_0'}=$$
$$=1\cdot10^6\frac{130+70-2\cdot0}{80+72-2\cdot5}=1{,}41\cdot10^6 \text{ Вт}=1{,}41 \text{ МВт}=1{,}21 \text{ Гкал/ч}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 10.17. Определить тепловые потери и количество выпадающего конденсата для паропровода насыщенного пара, проложенного на открытом воздухе.

Данные для расчета следующие: $d/d_в$=219/207 мм; l=500 м; $p_{ср}$=0,6 МПа (абс.); $\delta_и$=75 мм; $\lambda_и$=0,12 Вт/(м·°С); t_0=—30 °С.

При расчете коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху принять $\alpha_в$=23 Вт/(м^2·°С). Местные тепловые потери учесть коэффициентом β=0,25.

О т в е т. Q=160 000 Вт=138 500 ккал/ч; $G_к$=0,077 кг/с=277 кг/ч.

Задача 10.18. Определить тепловые потери и падение температуры воды для однотрубного теплопровода дальнего теплоснабжения, проложенного бесканально по следующим данным: $d/d_в$=920/898 мм; l=40 км; G=1000 кг/с; τ_1=180 °С; $t_о$=5 °С (температура воздуха); $\delta_в$=80 мм; $\lambda_в$=0,12 Вт/(м·°С); h=1,8 м; $\lambda_{гр}$=1,8 Вт/(м·°С).

Для определения толщины фиктивного слоя грунта коэффициент теплоотдачи от поверхности земли к наружному воздуху принять α_0=18 Вт/(м²·°С). Местные тепловые потери учесть коэффициентом β=0,2.

Ответ. Q=21,3·10⁶ Вт=18,3·10⁶ ккал/ч; $\tau_1-\tau_2$=5,1 °С.

Задача 10.19. Определить падение температуры пара и тепловые потери для паропровода диаметром $d/d_в$=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 τ_1=240 °С.

Глубина заложения паропровода h=1,5 м, где естественная температура грунта составляет $t_о$=5 °С. Теплопроводность грунта $\lambda_{гр}$=1,5 Вт/(м·°С). Тепловая изоляция толщиной $\delta_и$=80 мм с теплопроводностью $\lambda_в$=0,11 Вт/(м·°С). Местные тепловые потери учесть коэффициентом β=0,2.

Ответ. $\tau_1-\tau_2$=56,2 °С; 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 $d/d_в$=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 $t_к$.

Тепловая изоляция обеих труб выполнена толщиной $\delta_и$=80 мм с теплопроводностью $\lambda_и$=0,11 Вт/(м·°С). Средняя температура пара τ=200 °С. Естественная температура грунта на глубине оси труб $t_о$=5 °С, а теплопроводность грунта и канала $\lambda_{гр}=\lambda_к$=1,5 Вт/(м·°С). Коэффициенты теплоотдачи для поверхности изоляции и внутренней поверхности канала принять $\alpha_н=\alpha_к$=12 Вт/(м²·°С).

Местные тепловые потери учесть коэффициентом β=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.

Ответ. При работе двух труб Q=21 400 Вт=184 000 ккал/ч и $t_н$=87 °С. При работе одной трубы Q=27 000 Вт=23 200 ккал/ч и $t_к$=56,9 °С.

Задача 10.21. Паропровод с наружным диаметром d=325 мм и изоляцией $\delta_и$=65 мм, $\lambda_и$=0,14 Вт/(м·°С) проложен бесканально рядом с конденсатопроводом на глубине h=1,8 м. Температура пара

$\tau_1=240$ °С, а температура конденсата $\tau_2=90$ °С. Теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1{,}4$ Вт/(м·°С), а естественная температура грунта на глубине оси труб $t_0=5$ °С.

Определить расстояние между центрами труб b, при котором конденсатопровод не будет иметь тепловых потерь.

Ответ. $b=395$ мм.

Задача 10.22. Для условий примера 10.7 определить температуру грунта в точке, расположенной на расстоянии $x=3$ м от подающей трубы и на глубине $y=0{,}7$ м.

При расчете естественную температуру грунта на глубине от 0,7 до 1,8 м принять одинаковой.

Ответ. $t_{x,y}=6{,}5$ °С.

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: $d/d_в=377/359$ мм; $\tau_1=220$ °С; $p=0{,}6$ МПа (абс.); $G=4$ кг/с; $\delta_и=70$ мм; $\lambda_и=0{,}1$ Вт/(м·°С); $t_0=10$ °С.

При расчете коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху принять $\alpha_н=23$ Вт/(м²·°С). Местные тепловые потери учесть коэффициентом $\beta=0{,}25$.

Ответ. $l=1300$ м.

Задача 10.24. При тепловом испытании в паропроводе, проложенном на открытом воздухе с температурой $t_0=10$ °С, поддерживалось абсолютное давление насыщенного пара 0,2 МПа и при установившемся тепловом режиме из спускников поступал конденсат с температурой $\tau_к=90$ °С в количестве $G_к=300$ кг/ч$=0{,}0833$ кг/с.

Определить тепловые потери паропровода при нормальном эксплуатационном режиме, когда начальная температура перегретого пара $\tau_1=240$ °С, температура перегретого пара в конце паропровода $\tau_2=180$ °С и температура наружного воздуха $t_н=10$ °С.

Ответ. $Q=354\,000$ Вт$=304\,400$ ккал/ч.

Задача 10.25. Определить необходимую толщину изоляции из совелитовых плит для проложенного в помещении паропровода диаметром $d/d_в=273/259$ мм, у которого температура на поверхности изоляции должна быть $t_н=50$ °С. Температура пара $\tau=260$ °С, а температура воздуха в помещении $t_0=25$ °С. Теплопроводность совелитовых плит определять по формуле

$$\lambda=0{,}081+0{,}00012t,$$

где t — средняя температура изоляции.

Ответ. $\delta_и=74$ мм.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Испытательное давление для отбраковки в летний период ослабленных коррозией труб, выбранное из условия разрушения сохранившейся толщины стенки трубы,

$$p_{\text{исп}} = p_{\text{р}} + 2\delta_{\text{к}}\sigma_{\text{в}}/d_{\text{в}}, \qquad (11.1)$$

где $p_{\text{исп}}$, $p_{\text{р}}$ — испытательное и рабочее давления в трубопроводе, МПа; $\sigma_{\text{в}}$ — временное сопротивление стенки трубы разрыву, МПа; $d_{\text{в}}$ — внутренний диаметр трубопровода, м; $\delta_{\text{к}}$ — 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]

$$V_{\text{у}} = \frac{60(W_{\text{п}} - W_{\text{в}})}{z_1 + z_2}. \qquad (11.2)$$

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]

$$V_{\text{у}} = \frac{60W_{\text{в}}}{z_1 - z_2}. \qquad (11.3)$$

В формулах (11.2) и (11.3) приняты следующие обозначения: $V_{\text{у}}$ — 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, проложенном 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, °С; $\tau_{\text{н}}$, $\tau_{\text{к}}$ — соответственно начальная и конечная температура воды в трубопроводе, °С; G — масса воды в 1 м длины трубопровода, кг/м; c — теплоемкость воды, Дж/(кг·°С); R — термическое сопротивление 1 м длины трубопровода, м·°С/Вт.

ПРИМЕРЫ

Пример 11.1. Определить испытательное давление $p_{исп}$ для отбраковки корродированного трубопровода на ремонт. Внутренний диаметр трубопровода составляет $d_в=0{,}514$ м, а рабочее давление — $p_р=1{,}3$ МПа. Испытательное давление выбрать с таким расчетом, чтобы при проведении испытания разрушились бы стенки участков трубопровода толщиною $\delta_к \leqslant 0{,}75$ мм. При расчете временное сопротивление разрыву материала трубы принять $\sigma_в=380$ МПа.

Решение. Испытательное давление

$$p_{исп} = p_р + 2\delta_к \sigma_в / d_в = 1{,}3 + 2 \cdot 0{,}00075 \cdot 380 / 0{,}514 = 2{,}4 \text{ МПа}.$$

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 $W_п=70$ 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 $W_в=20$ 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

$$V_у = \frac{60(W_п - W_в)}{z_2 + z_1} = \frac{60(70 - 20)}{16 + 4} = 150 \text{ л/ч}.$$

Объем трубопровода

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}207^2}{4} 900 = 30{,}3 \text{ м}^3.$$

Утечка воды, отнесенная к емкости трубопровода,

$$V_у / V = 150/30{,}3 = 4{,}95 \text{ л/(м}^3 \cdot \text{ч)}.$$

Утечка воды, отнесенная к единице материальной характеристики трубопровода,

$$V_у / dl = 150/(900 \cdot 0{,}207) = 0{,}81 \text{ л/(м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

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 $V_к$ при абсолютном давлении в конце подкачки $p_к=1{,}1$ МПа равен объему воздуха $V_н$ при начальном абсолютном давлении $p_н=0{,}9$ МПа, сложенному с объемом, освободившимся вследствие утечки воды $V_у z_1/60$ за вычетом объема подкачанной

воды $W_п$:

$$V_к = V_н + V_у \frac{z_1}{60} - W_п = V_н + \frac{150 \cdot 4}{60} - 70 = V_н - 60 \text{ л}.$$

По закону Бойля — Мариотта имеем:

$$p_н V_н = p_н (V_н - 60),$$

откуда

$$V_н = \frac{60 p_к}{p_к - p_н} = \frac{60 \cdot 1{,}1}{1{,}1 - 0{,}9} = 330 \text{ л}.$$

Объем воздуха при абсолютном давлении p_0=0,1 МПа

$$V_0 = \frac{V_н p_н}{p_0} = \frac{330 \cdot 0{,}9}{0{,}1} = 2970 \text{ л} = 2{,}97 \text{ м}^3.$$

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 $V_с$=10 м³ 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 давленне 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 $W_в$=3 л.

Высота отопительной системы H=20 м.

Определить часовую и удельную часовую (на 1 м³ емкости системы) утечки воды, а также объем воздуха в системе при абсолютном давлении p_0=0,1 МПа. Влиянием сжатия воды пренебречь.

Р е ш е н и е. Поскольку при обоих режимах испытания начальное и конечное давление было одно и то же, для определения часовой утечки воды $V_у$ из системы отопления можно написать следующее равенство:

$$\frac{V_у z_1}{60} = W_в + \frac{V_у z_2}{60},$$

откуда часовая утечка воды

$$V_у = \frac{60 W_в}{z_1 - z_2} = \frac{60 \cdot 3}{21 - 1} = 9 \text{ л/ч}.$$

Часовая утечка воды на 1 м³ емкости системы

$$V_у / V_с = 9/10 = 0{,}9 \text{ л/(м}^3 \cdot \text{ч)}.$$

Для состояний воздуха в трубопроводе при p_0=0,1 МПа, а также начальном и конечном давлениях $p_н$ и $p_к$ справедливы равенства

$$p_0 V_0 = p_н V_н = p_к V_к.$$

Увеличение объема воздуха при первом режиме испытания при падении давления от $p_н$ до $p_к$, равное количеству потерянной воды из-за утечки, будет составлять

$$\frac{V_у z_1}{60} = \frac{p_0 V_0}{p_к} - \frac{p_0 V_0}{p_н}.$$

Отсюда находим выражение для определения объема воздуха в системе при абсолютном давлении p_0=0,1 МПа

$$V_0 = \frac{V_у z_1}{60} \frac{p_н p_к}{p_0 (p_н - p_к)}.$$

Среднее абсолютное начальное и конечное давления воздуха в системе:

$$p_н = 0{,}6 + 0{,}1 - \frac{Hg\rho \cdot 10^{-6}}{2} = 0{,}7 - \frac{20 \cdot 9{,}81 \cdot 1000 \cdot 10^{-6}}{2} \approx 0{,}6 \text{ МПа};$$

$$p_к = 0{,}58 + 0{,}1 - \frac{Hg\rho \cdot 10^{-6}}{2} = 0{,}68 - \frac{20 \cdot 9 \cdot 81 \cdot 1000 \cdot 10^{-6}}{2} \approx 0{,}58 \text{ МПа}.$$

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,

$$\frac{V_0 \cdot 100}{V_с} = \frac{0{,}55 \cdot 100}{10} = 5{,}5 \text{ \%}.$$

Пример 11.5. Гидравлическое испытание по проверке герметичности и прочности водяной сети емкостью $V_с$=5000 м³ 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 $V_п$=40 м³/ч, если средняя утечка воды в период повышения давления составляет $V_у$= =12 м³/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: $p_н$=0,5+0,1=0,6 МПа; $p_к$=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 $p_н$=0,6 МПа и $p_к$=1,2 МПа

$$V_н = \frac{V_0 p_0}{p_н} = \frac{400 \cdot 0,1}{0,6} = 66,7 \text{ м}^3;$$

$$V_к = \frac{V_0 p_0}{p_к} = \frac{400 \cdot 0,1}{1,2} = 33,3 \text{ м}^3.$$

Время повышения давления

$$z = \frac{V_н - V_к}{V_п - V_у} = \frac{66,7 - 33,3}{40 - 12} = 1,2 \text{ ч}.$$

Пример 11.6. Определить время опорожнения от воды трубопровода диаметром $d_в$=259 мм и длиною l=400 м, проложенного с уклоном i=0,012. Спускной клапан диаметром $d_{сп}$=50 мм расположен в нижней точке трубопровода. Коэффициент расхода спускника μ=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 больший, поэтому давление воздуха над уровнем воды в трубопроводе можно с допустимой точностью считать равным атмосферному.

Решение. Обозначим площадь живого сечения спускника, м^2, через $f_{сп}=\pi d^2_{сп}/4$, а площадь живого горизонтального сечения наклонного трубопровода, м^2, через $F=\pi d_в^2/4i$. 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.

$$\mu f_{сп} \sqrt{2gy}\, dz = -F dy.$$

Из этого уравнения находим

$$dz = -\frac{F dy}{\mu f_{сп} \sqrt{2gy}}.$$

Интегрируя в пределах от $y=h$ до y=0, получаем

$$z = \frac{2F\sqrt{h}}{\mu f_{сп}\sqrt{2g}} = 0,452 \left(\frac{d_в}{d_{сп}}\right)^2 \sqrt{\frac{l}{i}}.$$

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 $d_в$=514 мм длиной трассы l=4000 м снабжает теплотой группу потребителей через водо-водяные подогреватели. Расход сетевой воды составляет V=830 м^3/ч, а расход подпиточной воды при постоянной температуре воды в транзитном трубопроводе $V_п$=5,5 м^3/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 сетн.

Решение. Объем подающего трубопровода

$$V_1 = \frac{\pi d_в^2}{4} l = \frac{3,14 \cdot 0,514^2}{4} 4000 = 830 \text{ м}^3.$$

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:

$$V_п' = V_п — \Delta V = 5,5 — 5,23 = 0,27 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 11.8. У двухтрубного стального водяного теплопровода с иаружным диаметром $d_н = 108$ мм и толщиною стенки трубы $\delta = 4$ мм, проложенного на открытом воздухе, на значительной длине обратного трубопровода была разрушена полностью тепловая изоляция. Определнть, через какое время начнется образование льда в указанном участке после аварийного выключения циркуляции воды при температуре наружного воздуха $t_н = —25$ °С. Температура воды в обратном трубопроводе перед выключением циркуляции воды была $\tau_н = 70$ °С.

При расчете принять коэффициент теплоотдачи на внутренней стенке трубопровода $\alpha_в = 200$ Вт/(м²·°С), а на наружной стенке — $\alpha_н = 20$ Вт/(м²·°С).

Решение. Термическое сопротивление трубопровода при теплопроводности стали $\lambda_{тр} = 58$ Вт/(м·°С)

$$R = \frac{1}{\pi d_в \alpha_в} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{d_н}{d_в} + \frac{1}{\pi d_н \alpha_н} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 200} +$$

$$+ \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 58} \ln \frac{0,108}{0,1} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,108 \cdot 20} = 0,162 \text{ м} \cdot °\text{С}/\text{Вт}.$$

Масса воды в трубопроводе длиною $l = 1$ м

$$G = \frac{\pi d_в^2 l \rho}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 1 \cdot 978}{4} = 7,68 \text{ кг/м}.$$

Величина $RGc=0{,}162\cdot 7{,}68\cdot 4187=5210$ с.

Время начала образования льда

$$z = RGc \ln\frac{\tau_н - t_н}{\tau_к - t_н} = 5210 \ln\frac{70+25}{0+25} = 6955 \text{ с} = 1{,}93 \text{ ч}.$$

Пример 11.9. За 30 дней летнего месяца с коллекторов тепловой станции было отпущено теплоты $Q_{ст}^{мес}=78\,380$ ГДж$=18\,720$ Гкал при средней температуре сетевой воды (в подающем и обратном трубопроводах) $\tau_{ср}=55$ °С и средней температуре грунта на глубине заложения теплопровода $t_о=10$ °С. Суммарный расход воды по всем абонентам за месяц составил $G_{ст}^{мес}=468\,000$ т.

Определить отпуск теплоты за месяц одному из абонентов тепловой сети, у которого расход воды по водомеру за указанный период оказался равным $G_а{}^{мес}=2400$ 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 $Q_{т.п}=1{,}3$ МДж/с$=1{,}3$ МВт$=$ $=1{,}118$ Гкал/ч при средней температуре сетевой воды (подающего и обратного трубопроводов) $\tau_{ср}'=70$ °С и средней температуре грунта $t_о'=5$ °С. Утечка воды из сети за месяц составила $G_у=2200$ т. Температура источника подпиточной воды на тепловой станции $t_х=10$ °С.

Р е ш е н и е. Тепловые потери за счет теплопередачи за $n=720$ ч

$$Q_{т.п}^{мес} = 3600 n Q_{т.п}\frac{\tau_{ср} - t_о}{\tau'_{ср} - t'_о} =$$

$$= 3600\cdot 720\cdot 1{,}3\cdot 10^6\frac{55-10}{70-5_j} = 2333\cdot 10^9 \text{ Дж} = 2333 \text{ ГДж} = 557 \text{ Гкал}.$$

Тепловые потери за счет утечки

$$Q_у = G_у c(\tau_{ср} - t_х) = 2200\cdot 10^3\cdot 4187(55-10) = 415\cdot 10^9 \text{ Дж} =$$

$$= 415 \text{ ГДж} = 99 \text{ Гкал}.$$

Полезный отпуск теплоты абонентам

$$Q_{пол}^{мес} = Q_{ст}^{мес} - Q_{т.п}^{мес} - Q_у^{мес} = (78\,380 - 2333 - 99)10^9 =$$

$$= 75\,948\cdot 10^9 \text{ Дж} = 75\,948 \text{ ГДж} = 18\,126 \text{ Гкал}.$$

Средний температурный перепад у абонентов

$$\delta\tau = \frac{Q_{пол}^{мес}}{G^{мес} c} \quad \frac{75\,948\cdot 10^9}{468000\cdot 10^3\cdot 4187} = 38{,}76 \text{ °С}.$$

Отпуск теплоты абоненту

$$Q_а{}^{мес} = G_а{}^{мес} c\delta\tau = 2400\cdot 10^3\cdot 4187\cdot 38{,}76 = 389{,}5\cdot 10^9 \text{ Дж} =$$

$$= 389{,}5 \text{ ГДж} = 93 \text{ Гкал}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

Задача 11.10. Определнть испытательное давление $p_{исп}$ для отбраковки ослабленных коррозией труб диаметром $d_в$=996 мм. Прочие исходные данные взять из примера 11.1.

Ответ. $p_{исп} \approx 1{,}9$ МПа.

Задача 11.11. При испытании герметичности отопительной системы емкостью $V_с$=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.

Ответ. $V_у$=17,8 л/ч; $V_у/V_с$=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.

Ответ. 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 δ=12 мм. Все прочие исходные данные принять из примера 11.8.

Ответ. 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 $\tau_{ср}$=60 °С и при средней температуре грунта $t_о$=2 °С. Суммарный расход сетевой воды за этот период составил G=416 000 т, а утечка воды из сети составила $G_у$=890 т. Температура источника подпиточной воды $t_п$=5 °С. Тепловые потери сети в единицу времени за счет теплопередачи, определенные испытаниями при средней температуре воды $\tau_{ср}'$=55 °С и температуре грунта $t_о$=5 °С, составляют 0,407 МДж/с=0,35 Гкал/ч. Определить отпуск теплоты одному из абонентов тепловой сети, у которого расход воды за месяц составил $G_а$=6000 т. При расчете принять температурный перепад у всех потребителей одинаковым, а расход воды в течение месяца — постоянным.

Ответ. $Q_а$=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 м³ на 1 МВт суммарной присоединенной тепловой нагрузки и удельную емкость отопительных систем — 20 м³ на 1 МВт расчетной отопительной нагрузки.

Ответ. $V_{\text{подп}} \approx 30$ м³/ч.

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Выбор оптимального варианта производится по минимуму годовых приведенных (расчетных) затрат $З = \min$.

Годовые приведенные (расчетные) затраты при единовременных капиталовложениях (срок строительства не более 1 года) и постоянных годовых эксплуатационных расходах, руб/год,

$$З = E_{\text{н}} K + И, \tag{12.1}$$

где K — начальные капиталовложения, руб.; $И$ — годовые эксплуатационные расходы (издержки производства) при нормальной эксплуатации, руб/год; $E_{\text{н}}$ — 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

$$K_{\text{пр}} = \sum_{t=1}^{T} K_t (1 + \sigma)^{T-t}, \tag{12.2}$$

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,

$$З = E_{\text{н}} \sum_{t=1}^{T} (K_t + И_t)(1 + \sigma)^{T-t} + И. \tag{12.3}$$

В формулах (12.2) и (12.3) приняты следующие обозначения: K_t и $И_t$ — капиталовложения и ежегодные издержки в t-й год; T — период строительства, год.

Приближенная зависимость для определения удельной материальной характеристики тепловой сети, м²/МВт,

$$M_{\text{уд}} = M/Q \approx \frac{40\varphi_{\text{с}}}{q^{0,8}} \left(\frac{Q}{100}\right)^{0,16}, \qquad (12.4)$$

где $M=\Sigma dl \approx M_{\text{уд}}Q$ — материальная характеристика тепловой сети (подающего и обратного трубопроводов), м²; Q — тепловая нагрузка тепловой сети, МВт (МДж/с); q — теплоплотность застройки, МВт/га; $\varphi_{\text{с}}$ — поправочный коэффициент, учитывающий зависимость удельного расхода воды от соотношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления, а также метода регулирования.

Капиталовложения в тепловую сеть, руб.,

$$K_{\text{т.с}} = a_{\text{т.с}}\Sigma l + b_{\text{т.с}}M, \qquad (12.5)$$

где Σl — суммарная длина всех трубопроводов сети, м; d — диаметры участков тепловой сети, м; $a_{\text{т.с}}$, $b_{\text{т.с}}$ — постоянные стоимостные коэффициенты.

Годовые отчисления на амортизацию, текущий ремонт и обслуживанне сети, руб/год,

$$И_{\text{т.с}} = f_{\text{т.с}}K_{\text{т.с}}, \qquad (12.6)$$

где $f_{\text{т.с}}$ — 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,

$$И_{\text{т.п}} = z_{\text{т}}Q_{\text{т.п}} = z_{\text{т}}q_{\text{т.п}}M_{\text{усл}}; \qquad (12.7а)$$

$$q_{\text{т.п}} = \pi k(\tau_{\text{ср}} - t_{\text{о}})(1+\beta)m \cdot 10^{-9}. \qquad (12.7б)$$

Здесь $z_{\text{т}}$ — стоимость теплоты, руб/ГДж; $Q_{\text{т.п}}$ — годовые потери теплоты; $M_{\text{усл}} = M + 0{,}15\Sigma l$ — условная материальная характеристика тепловой сети, рассчитанная по наружной поверхности изоляции, м²; k — условный коэффициент теплопередачи теплопровода, отнесенный к наружной поверхности изоляции, Вт/(м²·град); $\tau_{\text{ср}}$, $t_{\text{о}}$ — 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,

$$И_{\text{э}} = z_{\text{э}}Э = \frac{z_{\text{э}}gGHn_{\text{и}}}{10^3\,\eta_{\text{н.у}}} = \frac{z_{\text{э}}G\Delta p n_{\text{и}}}{10^3\rho\eta_{\text{н.у}}}, \qquad (12.8)$$

где $z_{\text{э}}$ — стоимость электроэнергии, руб/(кВт·ч); $Э$ — 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; $n_{\text{и}}$ — число часов использования мощности

сетевых насосов, ч/год; $\eta_н$, $\eta_{э.д}$, $\eta_{н.у} = \eta_н \eta_{э.д}$ — КПД насоса, электродвигателя и насосной установки; ρ — плотность воды, кг/м³.

Оптимальное удельное падение давления в главной магистрали водяной сети, Па/м,

$$R_л^{опт} = \left(185\,300 \frac{\varphi M_0 R_0^{0.19}}{GL} \right)^{0.84}; \qquad (12.9а)$$

$$\varphi = \frac{(f_{т.с} + E_н) b_{т.с} + q_{т.н} z_т}{(1 + \alpha)[n z_э + (f_н + E_н) b_н]}, \qquad (12.9б)$$

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; $f_{т.с}$, $f_н$ — доля годовых отчислений на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание тепловой сети и насосной установки, 1/год, $b_{т.с}$, $b_н$ — 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 обеих 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:

$$R_1 = R_2 = \frac{\delta p}{l(1 + \alpha)};$$

$$d_1 = A_d \frac{G_1^{0.38}}{(R_1 \rho_{ср})^{0.19}}; \qquad d_2 = A_d \frac{(0{,}5G_1)^{0.38}}{(R_1 \rho_{ср})^{0.19}};$$

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{(0{,}5G_1)^{0.38}}{G_1^{0.38}} = 0{,}5^{0.38} = 0{,}77.$$

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 $G_н=278$ кг/с$=$ $=1000$ т/ч, а в конце $G_к=0$. 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 $k_э=$ $=0{,}5$ мм, коэффициенты в формуле стоимости 1 м труб $a_{т.с}=15$ руб/м и $b_{т.с}=400$ руб/м^2.

Р е ш е н и е. Напишем выражение для падения давления на бесконечно малом участке трубы dl

$$dp = -\frac{A_R^n (1+\alpha)}{d^{5.25}} G^2 dl,$$

где G — расход воды в трубопроводе на расстоянии l от конца главной магистрали.

Выразим расход воды G через расход воды в начале главной магистрали:

$$G = \frac{G_н l}{L}$$

Тогда

$$dp = -\frac{A_R^n (1+\alpha) G_н^2 l^2 dl}{d^{5.25} L^2}$$

и

$$\int_{p_1}^{p_2} dp = -\frac{(1+\alpha) A_R^n G_н^2}{d^{5.25} L^2} \int_0^L l^2 dl.$$

Из последнего уравнения находим

$$\delta p = p_1 - p_2 = \frac{(1+\alpha) A_R^n G_н^2}{d^{5.25}} \frac{L}{3},$$

откуда

$$d = \frac{(A_R^n)^{0.19} G_н^{0.38}}{3^{0.19} \left[\dfrac{\delta p}{(1+\alpha)L}\right]^{0.19}} = \frac{0{,}812 A_d^n G_н^{0.38}}{\left[\dfrac{\delta p}{(1+\alpha)L}\right]^{0.19}}.$$

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

$$M=2dL=2\cdot 0{,}39\cdot 1000=780\ \text{м}^2;$$

$$K=2a_{\text{т.с}}L+b_{\text{т.с}}M=2\cdot 15\cdot 1000+400\cdot 780=342\,000\ \text{руб}.$$

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 водосиабжения и отопления, а также метода регулирования $\varphi_{\text{с}}$=1,1; постоянный коэффициент в формуле стоимости теплопровода $b_{\text{т.с}}$=400 руб/м^2, коэффициент $a_{\text{т.с}}$=0.

Решеиие. Удельная материальиая характеристика

$$M_{\text{у}}=\frac{40\varphi_{\text{с}}}{q^{0{,}8}}\left(\frac{Q}{100}\right)^{0{,}16}=\frac{40\cdot 1{,}1}{0{,}8^{0{,}8}}\left(\frac{300}{100}\right)^{0{,}16}=12{,}7\ \text{м}^2/\text{МВт}.$$

Материальная характеристика

$$M=M_{\text{у}}Q=62{,}7\cdot 300=18\,810\ \text{м}^2.$$

Капитальные затраты в тепловую сеть

$$K=b_{\text{т.с}}M=400\cdot 18\,810=7\,524\,000\ \text{руб}.$$

Пример 12.4. Определить оптимальное удельное линейное падение давления в главной магистрали и диаметры трубопроводов отдельиых участков закрытой двухтрубной водяной сети, изображенной на рис. 12.1. Произвести также определение полной потери иапора в подающем трубопроводе.

Длины участков (в одном иаправлении) $l_1=l_4$=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 иа 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 использоваиия зимней рабочей мощности сетевых насосов $n_{\text{и}}$=5800 ч/год при коэффициенте полезиого действия насосной установки $\eta_{\text{н.у}}=\eta_{\text{н}}\eta_{\text{эд}}$=0,65. Средиегодовая разность температур сетевой воды (в подающем и обратиом трубопроводах) и грунта $\tau_{\text{ср}}-t_{\text{о}}$=70 °С. Коэффициент местных потерь теплоты β=

=0,25, коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади наружной поверхности изоляции трубопроводов, k= =0,9 Вт/(м²·°С). Эквивалентная шероховатость труб $k_э$=0,5 мм. Стоимость теплоты $z_т$=1,2 руб/ГДж и электроэнергии $z_э$=0,018 руб/(кВт·ч). Удельные капиталовложения в теплопроводы $b_{т.с}$=400 руб/м² и в сетевые насосы (с учетом резерва) $b_н$=80 руб/кВт. Доля годовых отчислений на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание, сложенная с величиной $E_н$ для теплопроводов и насосов: $f_{т.с}+$ $+E_н \approx f_н+E_н$=0,2 1/год.

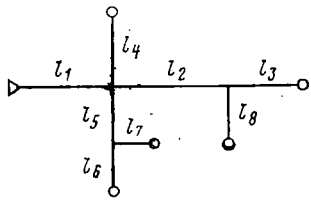


Рис. 12.1. К примеру 12.4

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)·2=3000 м.

Определяем удельные ежегодные теплопотери на 1 м² условной (по наружному диаметру изоляции) материальной характеристики тепловой сети $q_{т.н}$, коэффициент местных потерь давления α и коэффициент φ, зависящий от экономических показателей и оборудования сети:

$$q_{т.н}=\pi k(\tau_{ср}-t_0)(1+\beta)m\cdot 10^{-9}=$$

$$=3{,}14\cdot 0{,}9\cdot 70(1+0{,}25)8000\cdot 3600\cdot 10^{-9}=7{,}12 \text{ ГДж/(м²·год)};$$

Участок	G, кг/с	l, м	Расчет при R_0=10 Па/м			Предварительный расчет	
			R, Па/м	d_0, м	$d_0 l$, м²	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		

$$\alpha = 0{,}019\sqrt{G} = 0{,}019\sqrt{420} = 0{,}4;$$

$$\varphi = \frac{[(f_{т.с} + E_н)b_{т.с} + q_{т.н}z_т]\eta_{н.у}}{(1+\alpha)[n_н z_э + (f_н + E_н)b_н]} =$$

$$= \frac{(0{,}2\cdot 400 + 7{,}12\cdot 1{,}2)0{,}65}{(1+0{,}4)(5800\cdot 0{,}018 + 0{,}2\cdot 80)} = 0{,}341 \text{ кВт/м}^2.$$

Оптимальное удельное линейное падение давления для главной магистрали

$$R_л^{опт} = \left(185\,300\frac{\varphi M_0 R^{0,19}}{GL}\right)^{0,84} =$$

$$= \left(\frac{185\,300\cdot 0{,}341\cdot 2874\cdot 10^{0,19}}{420\cdot 3000}\right)^{0,84} = 94 \text{ Па/м}.$$

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, м²	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	5,49	17,11
	1010				

ρ=975 кг/м³ и определяем падение давления δp и потери напора δH на каждом участке по формулам:

$$\delta p = Rl(1+\alpha) = 1{,}4Rl;$$

$$\delta H = \frac{\delta p}{g\rho} = \frac{\delta p}{9{,}81 \cdot 975} = \frac{\delta p}{9565}.$$

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 $\sum_{1}^{8}\delta H = 17{,}11$ м, а фактическая материальная характеристика тепловой сети M= =1010·2=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 $\delta H_{а}$=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 $n^{т}_{в}$=3250 ч/год. Постоянный члеи в формуле удельных капитало-

вложений в тепловые сети $a_{т.с}=15$ руб/м. Отчисления на амортизацию, текущий ремонт и обслуживаиие тепловой сети и сетевых насосов $f_{т.с}=f_{н}=0{,}075$ 1/год.

Все остальные данные взять из примера 12.4.

Решение. Из примера 12.4 имеем: $G=420$ кг/с$=1512$ т/ч; $n_{н}=5800$ ч; $\eta_{н.у}=0{,}65$; $\Sigma\delta H=\delta H_{т.с}=17{,}11$ м; $M=2020$ м^2; $q_{т.п}=7{,}12$ ГДж/(м$^2\cdot$год); $\Sigma l=3050\cdot 2=6100$ м; $b_{т.с}=400$ руб/м^2; $b_{н}=80$ руб/кВт; $z_{т}=1{,}2$ руб/ГДж; $z_{э}=0{,}018$ руб. Тепловая мощность станции и годовой отпуск теплоты:

$$Q=G/g=420/3{,}2=131 \text{ МВт } (\text{МДж/с})=112{,}6 \text{ Гкал/ч};$$

$$Q_{год}=Qn^{т}_{н}=131\cdot 3250\cdot 3600\cdot 10^{-3}=$$

$$=1{,}533\cdot 10^{6} \text{ ГДж/год}=366\,000 \text{ Гкал/год}.$$

Капиталовложения и ежегодные расходы (издержки) на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание тепловой сети:

$$K_{т.с}=a_{т.с}\Sigma l+b_{т.с}M=15\cdot 6100+400\cdot 2020=900\,000 \text{ руб.};$$

$$И_{т.с}=f_{т.с}K_{т.с}=0{,}075\cdot 900\,000=45\,000 \text{ руб/год}.$$

Условная материальная характеристика тепловой сети (отнесенная к наружиой поверхности изоляции)

$$M_{усл}=M+0{,}15\Sigma l=2020+0{,}15\cdot 6100=2935 \text{ м}^2.$$

Годовые теплопотери и их стоимость

$$Q_{т.п}=q_{т.п}M_{усл}=7{,}12\cdot 2935=20\,900 \text{ Гдж/год};$$

$$И_{т.п}=Q_{т.п}z_{т}=20\,900\cdot 1{,}2=25\,100 \text{ руб/год}.$$

Напор сетевых насосов и их рабочая потребляемая мощность:

$$H=\delta H_{ст}+2\delta H_{т.с}+\delta H_{а}=$$

$$=20+2\cdot 17{,}11+15=79{,}2 \text{ м};$$

$$N=\frac{gGH}{1000\eta_{н.у}}=\frac{9{,}81\cdot 420\cdot 79{,}2}{1000\cdot 0{,}65}=502 \text{ кВт}.$$

Капиталовложения в сетевые насосы[1] и отчислеиия на амортизацию, текущий ремонт и обслуживание этих насосов:

$$K_{н}=b_{н}N=80\cdot 502\approx 40\,000 \text{ руб.};$$

$$И_{н}=f_{н}K_{н}=0{,}075\cdot 40\,000=3000 \text{ руб/год}.$$

---

[1] Постояиный коэффициент в формуле стоимости насосной установки принят $a_{н}=0$.

Годовой расход электроэнергии на перекачку сетевой воды и ежегодные расходы на перекачку

$$Э_{год}=Nn_{и}=502\cdot 5800=2\,910\,000 \text{ кВт·ч/год;}$$

$$И_{э}=Э_{год}z_{э}=2{,}91\cdot 10^{6}\cdot 0{,}018=52\,400 \text{ руб/год.}$$

Суммарные ежегодные расходы (издержки)

$$И=И_{т.с}+И_{т.п}+И_{в}+И_{э}=$$

$$=45\,000+25\,100+3000+52\,400=121\,500 \text{ руб/год.}$$

Себестоимость транспорта 1 ГДж и 1 Гкал теплоты, отпущенной потребителям:

$$и=И/Q_{год}=\frac{121\,500}{1{,}533\cdot 10^{6}}=0{,}0793 \text{ руб/ГДж;}$$

$$и=И/Q_{год}=\frac{121\,500}{366\,000}=0{,}332 \text{ руб/Гкал.}$$

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 $t_0=555$ °С, температура питательной воды $t_{п.в}=230$ °С. Коэффициент полезного действия котельной $\eta_{к}=0{,}9$; внутренний относительный КПД турбины $\eta_{0i}=0{,}82$ и электромеханический КПД $\eta_{эм}=0{,}97$.

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 $b^{э}_{к}=0{,}32$ кг/(кВт·ч). Для упрощения расчета разницей значений коэффициентов собственных нужд ТЭЦ и КЭС пренебречь.

Падение температуры пара в тепловой сети принять 30 °С.

При расчете принять следующие экономические и технические показатели: $k=0{,}8$ Вт/(м^2·°С); $t_0=5$ °С; $\beta=0{,}25$; $\alpha=0{,}4$; $z_{т}=2$ руб/ГДж; $z_{топл}=40$ руб/т; $f_{т.с}+E_{н}=0{,}2$ 1/год; $b_{т.с}=400$ руб/м^2.

Р е ш е н и е. Для решения задачи вычисляем суммарные приведенные годовые затраты $З=И_{т.под}+(Г_{т.с}+Е_н)К_{т.с}+И_{т.п}$ 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 I) 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 изоэнтропный теплоперепад $H_т=750$ кДж/кг

Параметры пара противодавления турбины и его конденсата для рассматриваемого варианта I будут равны:

$$h_т=h_0-H_т\eta_{oi}=3490-750\ 0{,}82=2875\ \text{кДж/кг};$$

$t=215$ °С; $t_п=165$ °С; $h'_п=702$ кДж/кг Энтальпия питательной воды при $t_{п.в}=230$ °С $h_{п.в}=990$ кДж/кг.

Параметры пара регенеративного подогревателя в условной схеме ТЭЦ:

$$t_р=0{,}5(t_{п.в}+t_п)=0{,}5(230+165)=197{,}5\ °С;$$

$$p_р=1{,}48\ \text{МПа (абс.)};\ H_р=600\ \text{кДж/кг};$$

$$h_р=h_0-H_р\eta_{oi}=3490-600\cdot0{,}82=2998\ \text{кДж/кг}.$$

Относительная выработка электроэнергии за счет регенеративного подогрева конденсата на ТЭЦ

$$\alpha_т=\frac{H_р(h_{п.в}-h'_п)}{H_т(h_р-h_{п.в})}=\frac{600(990-702)}{750(2998-990)}=0{,}115.$$

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении с учетом регенерации

$$\ldots=\frac{278H_т\eta_{oi}\eta_м(1+\alpha_т)}{h_0-h'_п}\ldots$$

$$=\frac{278\cdot750\cdot0{,}82\cdot\ldots0{,}97(1+0{,}115)}{2875-702}=\ldots85\ \text{кВт/ГДж}.$$

Выработка электроэнергии на тепловом потреблении для варианта I

$$Э_т=Э_т^{макс}=\ldots э_т Q=$$

$$=85\cdot1{,}8\cdot10^6=153\cdot10^6=\text{кВт}\cdot\text{ч/год}.$$

В других вариантах общее количество выработанной электроэнергии по теплофикационному и конденсационному циклам принимаем равным полученной выше величине $Э=Э_т+Э_к=Э_т^{макс}=$ $=153\cdot10^6$ кВт·ч/год.

Удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии по теплофикационному циклу и на выработку теплоты:

$$b_э^т = \frac{0{,}123}{\eta_к \eta_{эм}} = \frac{0{,}123}{0{,}9 \cdot 0{,}97} = 0{,}141 \text{ кг/(кВт·ч)};$$

$$b_т^т = \frac{34{,}1}{\eta_к} = \frac{34{,}1}{0{,}9} = 37{,}9 \text{ кг/ГДж}.$$

Выражение для определения годового расхода условного топлива на ТЭЦ и КЭС при любом варианте противодавления турбины

$$B = b^т_н Э_н + b^т_т Э_т + b^т_т Q =$$

$$= b^т_н Э + [b^т_т - (b^т_к - b^т_т) э_т] Q =$$

$$= 0{,}32 \cdot 153 \cdot 10^6 + [37{,}9 - (0{,}32 - 0{,}141) э_т] 1{,}8 \cdot 10^6 =$$

$$= 117 \cdot 10^6 - 0{,}322 \cdot 10^6 э_т.$$

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

$$И_{т.год} = Bz_{т.год} = 89{,}6 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 3{,}584 \cdot 10^6 \text{ руб/год}.$$

Аналогично рассчитываем B и $И_{т.год}$ при других значениях падения давления в паровой сети и результаты расчета сводим в табл. 12.2 и 12.4.

Таблица 12.2

δp, Па	$p_т$, МПа (абс.)	$H_т$, кДж/кг	$h_т$, кДж/кг	$t_т$, °С	$t_в$, °С	$H_р$, кДж/кг	$c_т$,	$э_т$, кВт·ч/ГДж	$B \cdot 10^{-6}$, 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:

$$R_1 = R_2 = R_3 = \frac{\delta p_1}{(l_1 + l_2 + l_3)(1 + \alpha)} =$$

$$= \frac{20\,000}{(500 + 600 + 400)(1 + 0{,}4)} = 9{,}52 \text{ Па/м};$$

$$R_4 = \frac{R_3(l_2 + l_3)}{l_4} = \frac{9{,}52(600 + 400)}{500} = 19{,}0 \text{ Па/м};$$

$$R_5 - R_6 = \frac{R_5(l_5 + l_3)}{l_5 + l_6} - \frac{9{,}52(6\text{ м} + 4\text{ м})}{30\text{ м} + 25\text{ м}} = 17{,}3\ \text{Па/м};$$

$$R_7 = \frac{R_6 l_6}{l_7} = \frac{17{,}3 \cdot 25\text{ м}}{2\text{ м}} = 21{,}6\ \text{Па/м},$$

$$R_8 = \frac{R_5 l_5}{l_8} = \frac{9{,}52 \cdot 4\text{ м}}{3{,}0} = 12{,}7\ \text{Па/м}.$$

Удельное падение давления при варианте 1 $\delta p_1 = 20\,000$ Па.

Средние значения давления, температуры и плотности пара для варианта 1:

$$p_{ср} = p_1 - \frac{\delta p}{2} = 0{,}72 - \frac{0{,}02}{2} = 1{,}71\ \text{МПа};$$

$$t_{ср} = t_1 - \frac{30}{2} = 213 - \frac{30}{2} = 198\ ^\circ\text{С};$$

$$\rho_{ср} = 3{,}27\ \text{кг/м}^3.$$

Для участков сети 1, 2 и 3 находим

$$R_1\rho_{ср} = R_2\rho_{ср} = R_3\rho_{ср} =$$
$$= 9{,}52 \cdot 3{,}27 = 31{,}1\ \text{Па} \cdot \text{кг/м}^3.$$

По расходу пара G на участке и величине $R\rho_{ср}$ 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 $\delta p_1 = 20\,000$ Па (вариант 1) и $k_э = 0{,}2$ мм сводим в табл. 12.3.

Из приведенной таблицы видим, что при варианте 1, когда падение давления $\delta p_1 = 20\,000$ Па, материальная характеристика паровой сети составляет $M_1 = 1270$ м².

Таблица 12.3

Участок	G, кг/с	l, м	R, Па·м	$R\rho_{ср}$, $\frac{\text{Па} \cdot \text{кг}}{\text{м}^3}$	d, м	dl, м²
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,

$$З_{т.с} = (p_{т.с} + E_н) b_{т.с} M_n = 0,2 \cdot 400 M_n = 80 M_n.$$

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),

$$q_{т.п} = \pi k m (1 + \beta)(\tau_{ср} - t_о) 10^{-9} =$$

$$= 3,14 \cdot 0,8 \cdot 8400 \cdot 3600 (1 + 0,25)(\tau_{ср} - 5) 10^{-9} =$$

$$= 0,095 (\tau_{ср} - 5).$$

Для варианта 1, когда $\delta p_1 = 20\,000$ Па и $\tau_{ср} = 198$ °С,

$$q_{т.п} = 0,095 (198 - 5) = 18,4 \text{ ГДж/(м}^2 \cdot \text{год)}.$$

Стоимость ежегодных тепловых потерь, руб/год,

$$И_{т.п} = z_т q_{т.п} (0,15 \Sigma l + M_n) =$$

$$= 2 q_{т.п} (0,15 \cdot 3050 + M_n) = 2 q_{т.п} (458 + M_n).$$

Для варианта 1, когда $\delta p_1 = 20\,000$ Па, имеем

$$И_{т.п} = 2 \cdot 18,4 (458 + 1270) = 63\,600 \text{ руб/год}.$$

Суммарные расчетные ежегодные затраты, руб/год,

$$З = И_{топл} + З_{т.с} + И_{т.п} =$$

$$= z_т B + 80 M_n + 2 q_{т.п} (458 + M_n).$$

Для варианта 1, когда $\delta p_1 = 20\,000$ Па, получаем

$$З = 3,584 \cdot 10^6 + 0,102 \cdot 10^6 + 0,064 \cdot 10^6 =$$

$$= 3,750 \cdot 10^6 \text{ руб/год}.$$

Аналогично определяем вспомогательные значения $p_{ср}$, 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.

Таблица 12.4

δp, Па	p, МПа	$p_{ср}$, МПа	$\tau_{ср}$, °С	$\rho_{ср}$, кг/м³	$M_д$, м²	$q_{т.п}$, ГДж/(м²·год)	Приведенные ежегодные затраты, млн. руб/год			
							$И_{топл}$	$З_{т.с}$	$И_{т.п}$	$З$
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 $\delta p^{опт}=50\,000$ Па и соответствующее ему оптимальное противодавление $p_т^{опт}=0{,}75$ 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 $t_{н.о}=-25$ °С. Средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_н^{ср}=-3{,}2$ °С, а внутренняя температура отапливаемых помещений $t_в=18$ °С.

Источником теплоты является ТЭЦ, на которой установлены турбины с общей тепловой мощностью отборов $Q_{отб}=550$ МВт (МДж/с) $=473$ Гкал/ч и начальными параметрами пара $p_0=13$ МПа и $t_0=555$ °С. Давление пара в теплофикационных отборах $p_{отб}=0{,}05-0{,}25$ МПа. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{0i}=0{,}82$, а электромеханический КПД $\eta_{эм}=\eta_м\eta_г=0{,}98$. Относительная выработка электроэнергии на внутреннем теплопотреблении $e_т=0{,}22$. Удельный расход условного топлива на выработку теплоты в энергетических котлах ТЭЦ $b^т_т=39$ кг/ГДж $=163{,}4$ кг/Гкал. Пиковый подогрев воды осуществляется в водогрейных котлах с удельным расходом условного топлива $b^т_{т.п}=40$ кг/ГДж $=167{,}6$ кг/Гкал. Разность удельных расходов условного топлива на выработку электроэнергии по конденсационному циклу и на тепловом потреблении $b^э_к-b^э_т=0{,}22$ 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 $=18\cdot10^6$ с/год при КПД насосной установки $\eta_{н.у}=$

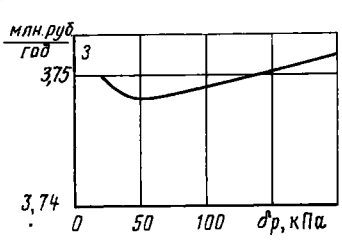


Рис. 12.2. К примеру 12.6

$=\eta_{н}\eta_{эд}=0{,}65$. Средняя температура среды, окружающей теплопровод, $t_{о}=5\,°C$, коэффициент теплопередачи теплопровода, отнесенный к условной площади наружной поверхности изоляции трубопровода, $k=0{,}8$ Вт/(м²·°С), коэффициент местных потерь теплоты $\beta=0{,}25$. Коэффициент местных потерь давления $\alpha=0{,}6$. Длина главной магистрали тепловой сети (подающей и обратной) $l=12\,000$ м. Теплоплотность $q=0{,}8$ МВт/га.

Экономические показатели принять следующие: $b_{т.с}=400$ руб/м²; $f_{т.с}+E_{н}=0{,}2$ 1/год; $z_{э}=0{,}02$ руб/(кВт·ч); $z_{т}=1{,}2$ руб/ГДж; $z_{топл}=40$ руб/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.

Р е ш е н и е. Определение оптимального расчетного перепада температур производим по минимуму суммарных годовых приведенных затрат

$$З=И_{топл}+З_{т.с}+И_{э}+И_{т.п}.$$

Задачу решаем методом вариантных расчетов. Для этого производим определение переменной части годовых приведенных затрат при перепадах температур воды 60, 80, 100, 120 и 140 °С.

1. Ежегодные расходы на топливо. Для определения годовых расходов на топливо предварительно производим построение графика тепловой нагрузки $Q=f(t_{н})$ 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 $\delta\tau=60$, 80, 100, 120 и 140 °С, а также графнк температур сетевой воды в обратном трубопроводе сети τ_{2} [по формулам (4.12) и (4.13)].

На графиках $Q=f(t_{н})$ и $Q=f(n)$ наносим линию максимального отпуска теплоты из отборов турбин $Q_{отб}=550$ МВт.

Принимаем недогрев воды после сетевых подогревателей до температуры насыщения пара в отборе равным 10 °С, находим предельную температуру нагретой воды после сетевых подогревателей для неограниченного расхода пара из отборов при давлении в этих отборах $p_{отб}=0{,}05$ МПа (горизонтальная линия $\tau_{с.п}=\tau_{н.с}-10=81-10=71$ °С). Пересечения этой нижией предельной температуры воды с линиями температурных графиков $\tau_{1}=f(t_{н})$ образуют точки *1′*, *2′*, *3′*, *4′* и *5′*. Для верхней предельной температуры воды при давлении в отборах $p''_{отб}=0{,}25$ МПа (горизонтальная линия $\tau_{с.п}=\tau_{н.п}-10=127-10=117$ °С) также получаются точкн пересечения с линиями $\tau_{1}=f(t_{н})$, нз которых нас будут интересовать точки *4″* и *5″*.

После этого приступаем к построению графиков температур воды

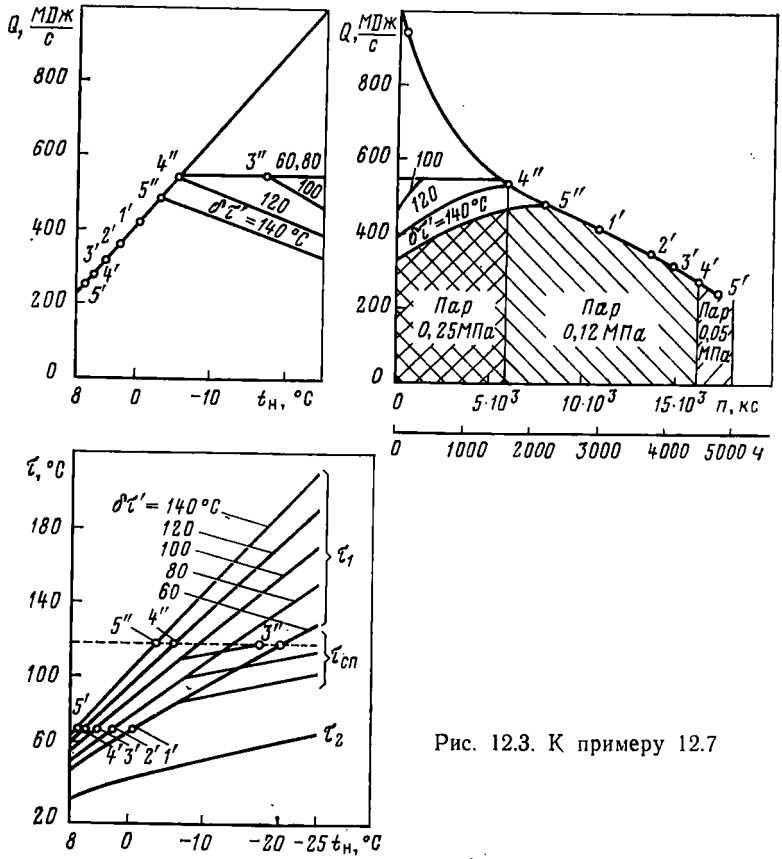


Рис. 12.3. К примеру 12.7

после сетевых подогревателей при различных $\delta\tau_п$. 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 $\delta\tau_{с.п}=\delta\tau' Q'_{отб}/Q'$.

При $t_{н.о}=-25$ °С и $\delta\tau'_1=60$ °С имеем $\delta\tau'_{с.п}=60\cdot550/1000=33$ °С и $\tau'_{с.п}=70+33=103$ °С.

Аналогично находим $\tau_{с.п}$ при других $\delta\tau'_п$ и других $t_н$.

На основе полученных графиков $\tau_{с.п}=f(t_н)$ (с учетом того, что $\tau_{с.п}\leqslant117$ °С) представляется возможным построить графики тепловых нагрузок сетевых подогревателей $Q_{с.п}=f(t_н)$ в окончательном виде. Для $\delta\tau'_п=60$ и 80 °С предельная тепловая нагрузка сетевых подогревателей определяется только мощностью отборов турбин. Для $\delta\tau'_п=100$, 120 и 140 °С тепловую нагрузку сетевых подогревателей находим из выражения $Q_{с.п}=Gc(\tau_{с.п}-\tau_2)=\dfrac{Q'}{\delta\tau_{п}'}(\tau_{с.п}-\tau_2)$. В этом

случае тепловая нагрузка сетевых подогревателей при низких температурах $t_н$ снижается по мере понижения $t_н$.

Переносим точки пересечения нижней предельной температуры с графиками $\tau_1=f(t_н)$ на линию $Q=f(t_н)$, а затем на линию $Q=f(n)$. Для вариантов *1—5* это будут точки *1′—5′*. Аналогичную операцию проделываем 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 $\delta\tau'=120$ °С).

Таблица 12.5

Вариант	$\delta\tau'_н$, °С	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.

Изоэнтропный перепад для отборного пара турбины $H_т$ находим по h, s-диаграмме, а энтальпию отборного пара по формуле

$$h_т=h_0-H_т\eta_{0i}=3490-H_т\cdot 0{,}82.$$

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,

$$э_т=\frac{278H_т\eta_{0i}\eta_{эм}(1+e_т)}{h_т-h'_{к.т}}=$$

$$=\frac{278\cdot 0{,}82\cdot 0{,}98(1+0{,}22)H_т}{h_т-h'_{к.т}}=\frac{273H_т}{h_т-h'_{к.т}}.$$

Результаты расчета при различных давлениях пара в отборах турбин сводим в табл. 12.6.

Таблица 12.6

$p_{отб}$, МПа (абс)	$H_т$, кДж/кг	$h_т$, кДж/кг	$h'_{к.т}$, кДж/кг	$э_т$, 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,

$$Э_т = э_{0,05}Q_{0,05} + э_{0,12}Q_{0,12} + э_{0,25}Q_{0,25} =$$

$$= 148Q_{0,05} + 132Q_{0,12} + 117Q_{0,25}.$$

Расход условного топлива на ТЭЦ, кг/год,

$$B = b^т_т Q_{отб} + b^т_{т.п} Q_{п.к} - (b^э_к - b^э_т) Э_т =$$

$$= 39Q_{отб} + 40Q_{п.к} - 0{,}22Э_т.$$

Годовые расходы на топливо, руб/год,

$$И_{топл} = z_{топл} B = 0{,}04\ B.$$

При $\delta\tau_1 = 60$ °С получаем:

$$Э_т = 148 \cdot 2{,}48 \cdot 10^6 + 132 \cdot 5{,}319 \cdot 10^6 = 1069 \cdot 10^6 \text{ кВт·ч/год};$$

$$B = 39 \cdot 7{,}799 \cdot 10^6 + 40 \cdot 0{,}914 \cdot 10^6 - 0{,}22 \cdot 1069 \cdot 10^6 =$$

$$= 105 \cdot 10^6 \text{ кг/год};$$

$$И_{топл} = 0{,}04 \cdot 105 \cdot 10^6 = 4{,}2 \cdot 10^6 \text{ руб/год}.$$

Аналогично определяем $Э_т$, B и $И_{топл}$ при других значениях $\delta\tau'_п$ и результаты расчета сводим в табл. 12.7.

Таблица 12.7

Вариант	$\delta\tau'_п$, °С	$Э_т$, млн. кВт·ч/год	B, млн. кг/год	$И_{топл}$, 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 $\delta\tau'_п$. Предварительно находим материальную характеристику тепловой сети

M_{0h} 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 $\delta\tau'_2$=80 °С:

$$M_{\text{уд}} = \frac{40}{q^{0,8}}\left(\frac{Q}{1.0}\right)^{0,16} = \frac{40}{0,8^{0,8}}\left(\frac{1000}{100}\right)^{0,16} = 69,1 \text{ м}^2/\text{МВт}.$$

Материальная характеристика тепловой сети при $\delta\tau'_2$=80 °С и R_0=100 Па/м

$$M_{02} = M_{\text{уд}} Q = 69,1 \cdot 1000 = 69\,100 \text{ м}^2.$$

Материальная характеристика тепловой сети при перепаде температур $\delta\tau'_{0n}$ и R_0=100 Па/м:

$$M_{0n} = M_{02}\left(\frac{\delta\tau_2}{\delta\tau_n}\right)^{0,38} = 69\,100\left(\frac{80}{\delta\tau_n}\right)^{0,38}.$$

Средиюю температуру воды в подающих и обратных трубопроводах для различных $\delta\tau'_n$ принимаем по температуриому графику при средней температуре наружного воздуха $t_{\text{н}}^{\text{ср}}$=—3,2 °С за отопительный период

$$\tau_{\text{ср}} = 0,5(\tau_1 + \tau_2).$$

Удельные ежегодные теплопотери, отнесенные к 1 м² условной материальиой характеристики тепловой сети, ГДж/(м²·год),

$$q_{\text{т.п}} = \pi k(\tau_{\text{ср}} - t_{\text{о}})(1+\beta)m \cdot 10^{-9} =$$

$$= 3,14 \cdot 0,8(\tau_{\text{ср}} - 5)(1+0,25)5000 \cdot 3600 \cdot 10^{-9} =$$

$$= 0,0565(\tau_{\text{ср}} - 5).$$

Вспомогательное значение φ при различных $\delta\tau'_n$:

$$\varphi = \frac{[(f_{\text{т.с}} + E_{\text{м}})b_{\text{г.с}} + z_{\text{т}}q_{\text{т.п}}]\,\eta_{\text{н.у}}}{(1+\alpha)nz_{\text{э}}} =$$

$$= \frac{(0,2 \cdot 400 + 1,2q_{\text{т.п}})0,65}{(1+0,6)5000 \cdot 0,02} = 0,325 + 0,00488q_{\text{т.п}}.$$

Оптимальное удельное линейное падение давления для главной магистрали тепловой сети при различных значениях $\delta\tau'_n$, Па/м,

$$R_n = \left(\frac{190\rho\varphi M_{0n}R_0^{0,19}}{lG_n}\right)^{0,84} =$$

$$= \left(\frac{190 \cdot 975\varphi M_{0n} \cdot 100^{0,19}}{12\,000G_n}\right)^{0,84} = \left(\frac{37\varphi M_{0n}}{G_n}\right)^{0,84}.$$

Материальная характеристика тепловой сети при оптимальном падении давления, м²,

$$M_n = M_{0n}\left(\frac{R_0}{R_n}\right)^{0,19}.$$

Ежегодные затраты по тепловой сети, руб/год,

$$З_{т.с} = (f_{т.с} + E_н) b_{т.с} M_n = 0{,}2 \cdot 400 M_n = 80 M_n.$$

При $\delta\tau'_1 = 60$ °С определяем:

$$\tau_{ср} = 63{,}3 \text{ °С}; \quad q_{т.п} = 0{,}0565(63{,}3 - 5) =$$

$$= 3{,}29 \text{ ГДж/(м}^2 \cdot \text{год)};$$

$$\varphi_1 = 0{,}325 + 0{,}00488 \cdot 3{,}29 = 0{,}341;$$

$$G_1 = \frac{Q}{c\delta\tau_1'} = \frac{1000 \cdot 10^6}{4190 \cdot 60} = 3980 \text{ кг/с};$$

$$R_1 = \left(\frac{37 \cdot 0{,}341 \cdot 77\,200}{3980}\right)^{0,84} = 101 \text{ Па/м};$$

$$M_1 = 69\,100\left(\frac{80}{60}\right)^{0,38} = 77\,100 \text{ м}^2;$$

$$З_{т.с} = 80 M_1 = 80 \cdot 77\,100 = 6{,}16 \cdot 10^6 \text{ руб/год}.$$

Задаваясь другими значениями $\delta\tau'_n$, определяем $\tau_{п.ср}$, $q_{т.п}$, Φ_n, G_n, R_n, M_n и результаты расчетов сводим в табл. 12.8.

Таблица 12.8

Вариант	$\delta\tau'_n$, °С	G_n, кг/с	M_{0n}, м²	$\tau_{n\,ср}$, °С	$q_{т.п}$, ГДж/(м²·год)	φ_n	R_n, Па/м	M_n, м²	$З_{т.с}$, 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,

$$И_э = \frac{z_э l(1+\alpha) n G_n R_n}{1000 \rho \eta_{н.у}} = \frac{0{,}02 \cdot 12\,000(1 + 0{,}6)5000 G_n R_n}{975 \cdot 1000 \cdot 0{,}65} = 3{,}03 G_n R_n.$$

При $\delta\tau'_1 = 60$ °С $G_n R_n = 3980 \cdot 101 = 402\,000$ кг·Па/(м·с); $И_э = 3{,}03 \times 402\,000 = 1{,}218 \cdot 10^6$ руб/год.

Аналогичио определяем $И_э$ при других зиачениях $\delta\tau'_п$ и результаты расчетов сводим в табл. 12.9.

4. Ежегодные расходы, связанные с тепловыми потерями. Стоимость годовых потерь теплоты, руб/год, при Σl=200 000 м

$$И_{т.п}=z_т q_{т.п} M_{усл}=z_т q_{т.п}(M_п+0{,}15\Sigma l)=$$

$$=1{,}2q_{т.п}(M_п+0{,}15\cdot 200\,000)=1{,}2q_{т.п}(M_п+30\,000).$$

При $\delta\tau'_1$=60 °С $И_{т.п}=1{,}2\cdot 3{,}29(77000+30\,000)=0{,}422\cdot 10^6$ руб/год.

Таблица 12.9

Вариант	$\delta\tau'_п$, °С	$G_п R_п$	$И_э=3{,}03 G_п R_п \times 10^{-6}$, 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	$\delta\tau'_п$, °С	$И_{т.п}$, 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 $И_{т.п}$ при других значениях $\delta\tau'_п$ и результаты сводим в табл. 12.10.

5. Суммарные годовые приведенные затраты

Сумма всех ежегодных расчетных затрат, руб/год,

$$З=И_{тоил}+З_{т.с}+И_э+И_{т.п}.$$

Прн $\delta\tau'_1$=60 °С $З=(4{,}2+6{,}16+1{,}218+0{,}422)10^6=12{,}0\cdot 10^6$ руб/год.

Аналогично определяем зиачение $З$ при других $\delta\tau'_п$ и результаты расчета сводим в табл. 12.11.

Таблица 12.11

Вариант	$\delta\tau'_п$, °С	$И_{тоил}$	$З_{т.с}$	$И_э$	$И_{т.п}$	$З$
		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 даиных строим график суммарных годовых приведеиных затрат $З=f(\delta\tau')$ (рис. 12.4) и по нему находим оптимальное значение расчетного перепада температур $\delta\tau'$=100 °С при минимуме приведенных затрат.

Пример 12.8. Произвести сравнение по годовым приведенным затратам варианта комбиинрованной схемы энергосиабжения города

с вариантом раздельной схемы энергоснабжения. Максимальная тепловая мощность ТЭЦ составляет $Q_{ТЭЦ}$ =740 МВт (МДж/с) = =636 Гкал/ч, годовое число часов использования максимума тепловой мощности — $n^{т}_{и}$=3400 ч/год.

В варианте комбинированной схемы предусматривается сооружение в городе одной ТЭЦ с двумя турбинами Т=105/120-130-2, электрическая мощность каждой из которых N=105 МВт, а тепловая мощность отбора каждой — Q=196 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.

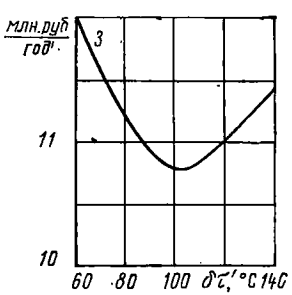


Рис. 12.4. К примеру 12.7

Теплоплотность в пределах застройки города q=0,8 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 меньшие тепловые потери в тепловых сетях при варианте раздельной схемы энергоснабжения.

Замещаемая мощность на КЭС на 7% больше мощности ТЭЦ, причем число часов использования мощностн ТЭЦ и КЭС принять $n^{э}_{и}$=6300 ч/год.

Удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии принять: на КЭС $b^{э}_{КЭС}$ =0,31 кг/(кВт·ч); на ТЭЦ по конденсационному циклу $b^{э}_{к.т}$=0,4 кг/(кВт·ч); иа тепловом потреблении $b^{э}_{т}$=0,154 кг/(кВт·ч). Средняя за год удельная выработка электроэиергии на тепловом потреблении с учетом регенерации $э_{т}$= =130 кВт·ч/ГДж=545 кВт·ч/Гкал.

Удельный расход условного топлива на единицу выработанной теплоты в отборах турбин $b^{т}_{т}$=40 кг/ГДж=168 кг/Гкал, а в пиковых водогрейных котлах ТЭЦ и районых котельных $b^{т}_{п.к}=b^{т}_{р.к}$= =41 кг/ГДж=171,8 кг/Гкал.

Удельные капиталовложения иа один установленный киловатт мощности на ТЭЦ — $k_{ТЭЦ}$ =220 руб/кВт и на КЭС — $k_{КЭС}$ = =120 руб/кВт.

Удельные капиталовложения в районные котельные на один установленный мегаватт тепловой мощиости $k_{р.к}$=12 000 руб/МВт. Постоянный коэффициент в формуле стоимости тепловой сети (стоимость трубопровода с материальной характеристикой 1 м²) $b_{т.с}$=400 руб/м².

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 $r = \ldots = 1600$ 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.

Р е ш е н и е. 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:

$$Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}} = Q_{\text{ТЭЦ}} n_{\text{и}}^{\text{т}} = 740 \cdot 3400 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 9{,}06 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год} =$$
$$= 2{,}16 \cdot 10^6 \text{ Гкал/год};$$
$$Q_{\text{отб}}^{\text{год}} = 0{,}88 Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}} = 0{,}88 \cdot 9{,}06 \cdot 10^6 = 7{,}97 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год} =$$
$$= 1{,}90 \cdot 10^6 \text{ Гкал/год};$$
$$Q_{\text{п.к}}^{\text{год}} = 0{,}12 Q_{\text{ТЭЦ}}^{\text{год}} = 0{,}12 \cdot 9{,}06 \cdot 10^6 = 1{,}09 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год} =$$
$$= 0{,}26 \cdot 10^6 \text{ Гкал/год};$$
$$Q_{\text{р.к}}^{\text{год}} = Q_{\text{р.к}} n_{\text{и}}^{\text{т}} = 725 \cdot 3400 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 8{,}87 \cdot 10^6 \text{ ГДж/год} =$$
$$= 2{,}12 \cdot 10^6 \text{ Гкал/год}.$$

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:

$$Э_{\text{ТЭЦ}} = N_{\text{ТЭЦ}} n_{\text{и}}^{\text{э}} = 210 \cdot 10^3 \cdot 6300 = 1323 \cdot 10^6 \text{ кВт·ч/год};$$
$$Э_{\text{КЭС}} = N_{\text{КЭС}} n_{\text{и}}^{\text{э}} = 225 \cdot 10^3 \cdot 6300 = 1418 \cdot 10^6 \text{ кВт·ч/год}.$$

Выработка электроэнергии на тепловом потреблении и по конденсационному циклу на ТЭЦ:

$$Э_т = э_т Q = 130 \cdot 7{,}97 \cdot 10^6 = 1036 \cdot 10^6 \text{ кВт·ч/год};$$

$$Э_{к.т} = Э_{ТЭЦ} - Э_т = 1323 \cdot 10^6 - 1036 \cdot 10^6 = 287 \cdot 10^6 \text{ кВт·ч/год}.$$

Годовой расход условного топлива при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения:

$$B_{ком} = b^э_т Э_т + b^э_{к.т} Э_{к.т} + b^т_т Q^{год}_{отб} + b^т Q_{п.к} =$$

$$= 0{,}154 \cdot 1036 \cdot 10^6 + 0{,}4 \cdot 287 \cdot 10^6 + 40 \cdot 7{,}97 \cdot 10^6 +$$

$$+ 41 \cdot 1{,}09 \cdot 10^6 = 638 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 638 \cdot 10^3 \text{ т/год};$$

$$B_{разд} = b_к^э Э_{КЭС} + b^т_{р.к} Q^{год}_{р.к} = 0{,}31 \cdot 1418 \cdot 10^6 +$$

$$+ 41 \cdot 8{,}87 \cdot 10^6 = 803 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 803 \cdot 10^3 \text{ т/год}.$$

Экономия условного топлнва при комбинированной схеме энергоснабжения города

$$\Delta B = B_{разд} - B_{комб} =$$

$$= 803 \cdot 10^3 - 638 \cdot 10^3 = 165 \cdot 10^3 \text{ т/год}.$$

Удельная материальная характернстика тепловой сети (поправочный коэффициент $\varphi = 1{,}1$) для комбинированной и раздельной схем энергоснабжения:

$$M^{комб}_{уд} = \frac{40\varphi}{q^{0,8}} \left(\frac{Q_{ТЭЦ}}{100} \right)^{0,16} = \frac{40 \cdot 1{,}1}{0{,}8^{0,8}} \left(\frac{740}{100} \right)^{0,16} = 72{,}5 \text{ м}^2/\text{МВт};$$

$$M^{разд}_{уд} = \frac{40\varphi}{q^{0,8}} \left(\frac{Q_{р.к}}{100} \right)^{0,16} = \frac{40 \cdot 1{,}1}{0{,}8^{0,8}} \left(\frac{362{,}5}{100} \right)^{0,16} = 64{,}6 \text{ м}^2/\text{МВт}.$$

Материальная характеристика тепловой сети при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения:

$$M^{комб} = M^{комб}_{уд} Q_{ТЭЦ} = 72{,}5 \cdot 740 = 53\,700 \text{ м}^2;$$

$$M^{разд} = M^{разд}_{уд} Q_{р.к} = 64{,}6 \cdot 725 = 46\,800 \text{ м}^2.$$

Капнталовложения в тепловые сети при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения:

$$K^{комб}_{т.с} = b M^{комб} = 400 \cdot 53\,700 = 21{,}5 \cdot 10^6 \text{ руб};$$

$$K^{разд}_{т.с} = b M^{разд} = 400 \cdot 46\,800 = 18{,}7 \cdot 10^6 \text{ руб}.$$

Капиталовложения в ТЭЦ, КЭС и районную котельную:

$$K_{ТЭЦ} = к_{ТЭЦ} N_{ТЭЦ} = 220 \cdot 210 \cdot 10^3 = 46{,}2 \cdot 10^6 \text{ руб};$$

$$K_{КЭС} = к_{КЭС} N_{КЭС} = 120 \cdot 225 \cdot 10^3 = 27 \cdot 10^6 \text{ руб};$$

$$K_{р.к} = к_{р.к} Q_{р.к} = 12\,000 \cdot 725 \cdot 10^3 = 8{,}7 \cdot 10^6 \text{ руб}.$$

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):

$$И_{\text{комб}} = И_{\text{ам}}^{\text{ТЭЦ}} + И_{\text{ам}}^{\text{т.с}} + И_{\text{з.п}}^{\text{ТЭЦ}} + И_{\text{з.п}}^{\text{т.с}} = f_{\text{ТЭЦ}} K_{\text{ТЭЦ}} +$$
$$+ f_{\text{т.с}} K_{\text{т.с}}^{\text{комб}} + r_{\text{ТЭЦ}} m_{\text{ТЭЦ}} N_{\text{ТЭЦ}} \cdot 1{,}27 + r_{\text{т.с}} m_{\text{т.с}} Q_{\text{ТЭЦ}} \cdot 1{,}27 =$$
$$= 0{,}096 \cdot 46{,}2 \cdot 10^6 + 0{,}075 \cdot 21{,}5 \cdot 10^6 + 1600 \cdot 0{,}9 \cdot 210 \cdot 1{,}27 +$$
$$+ 1500 \cdot 0{,}19 \cdot 740 \cdot 1{,}27 = 6{,}7 \cdot 10^6 \text{ руб/год};$$

$$И_{\text{разд}} = И_{\text{топл}} + И_{\text{ам}}^{\text{КЭС}} + И_{\text{ам}}^{\text{р.к}} + И_{\text{ам}}^{\text{т.с}} + И_{\text{з.п}}^{\text{КЭС}} + И_{\text{з.п}}^{\text{р.к}} + И_{\text{з.п}}^{\text{т.с}} =$$
$$= z_{\text{топл}} \Delta B + f_{\text{КЭС}} K_{\text{КЭС}} + f_{\text{р.к}} K_{\text{р.к}} + f_{\text{т.с}} K_{\text{т.с}}^{\text{разд}} + r_{\text{КЭС}} m_{\text{КЭС}} N_{\text{КЭС}} \cdot 1{,}27 +$$
$$+ r_{\text{р.к}} m_{\text{р.к}} Q_{\text{р.к}} \cdot 1{,}27 + r_{\text{р.к}} m_{\text{р.к}} Q_{\text{р.к}} \cdot 1{,}27 = 36 \cdot 165 \cdot 10^3 +$$
$$+ 0{,}096 \cdot 27 \cdot 10^6 + 0{,}102 \cdot 8{,}7 \cdot 10^6 + 0{,}075 \cdot 18{,}7 \cdot 10^6 + 1600 \cdot 0{,}2 \cdot 225 \cdot 1{,}27 +$$
$$+ 1500 \cdot 0{,}22 \cdot 725 \cdot 1{,}27 + 1500 \cdot 0{,}19 \cdot 725 \cdot 1{,}27 = 11{,}47 \cdot 10^6 \text{ руб/год}.$$

Годовые приведенные затраты при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения:

$$З_{\text{комб}} = E_{\text{н}} K_{\text{комб}} + И_{\text{комб}} =$$
$$= 0{,}125 \cdot 67{,}7 \cdot 10^6 + 6{,}7 \cdot 10^6 = 15{,}16 \cdot 10^6 \text{ руб/год};$$

$$З_{\text{разд}} = E_{\text{н}} K_{\text{разд}} + И_{\text{разд}} =$$
$$= 0{,}125 \cdot 54{,}4 \cdot 10^6 \cdot 11{,}47 \cdot 10^6 = 18{,}8 \cdot 10^6 \text{ руб/год};$$

$$З_{\text{комб}} < З_{\text{разд}}.$$

Таким образом, по приведенным затратам оптимальным является варнант комбинированной схемы.

Срок окупаемости дополнительных затрат для варианта комбинированной схемы по сравнению с вариантом раздельной схемы

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{комб}} - K_{\text{разд}}}{И_{\text{разд}} - И_{\text{комб}}} = \frac{67{,}7 \cdot 10^6 - 54{,}4 \cdot 10^6}{11{,}47 \cdot 10^6 - 6{,}7 \cdot 10^6} = 2{,}8 \text{ года}.$$

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 $И_{комб}$ и $И_{разд}$ условно принять по примеру 12.8.

Решение. Из примера 12.8 имеем: $К_{комб}=67{,}7\cdot10^6$ руб.; $К_{разд}=54{,}4\cdot10^6$ руб.; $И_{комб}=6{,}7\cdot10^6$ руб/год; $И_{разд}=11{,}47\cdot10^6$ руб/год.

Приведенные капиталовложения при комбинированной и раздельной схемах энергоснабжения

$$K^{пр}_{комб}=\sum_{t=1}^{T}K^{комб}_t(1+\sigma)^{T-t}=\frac{K_{комб}}{T}[(1+\sigma)^{T-1}+(1+\sigma)^{T-2}+$$

$$+(1+\sigma)^{T-3}+(1+\sigma)^{T-4}]=\frac{67{,}7\cdot10^6}{4}[(1+0{,}08)^3+$$

$$+(1+0{,}08)^2+(1+0{,}08)+1]=67{,}7\cdot10^6\cdot1{,}126=76{,}2\cdot10^6 \text{ руб.};$$

$$K^{пр}_{разд}=K^{разд}_t[(1+\sigma)^{T-1}+(1+\sigma)^{T-2}+(1+\sigma)^{T-3}+$$

$$+(1+\sigma)^{T-4}]=\frac{54{,}4\cdot10^6}{4}[(1+0{,}08)^3+(1+0{,}08)^2+$$

$$+(1+0{,}08)+1]=54{,}4\cdot10^6\cdot1{,}126=61{,}3\cdot10^6 \text{ руб.}$$

При учете приведенных капиталовложений годовые приведенные затраты для комбинированной и раздельной схем энергоснабжения составят:

$$З_{комб}=E_н K^{пр}_{комб}+И_{комб}=0{,}125\cdot76{,}2\cdot10^6+6{,}7\cdot10^6=$$
$$=16{,}23\cdot10^6 \text{ руб/год};$$

$$З_{разд}=E_н K^{пр}_{разд}+И_{разд}=0{,}125\cdot61{,}3\cdot10^6+11{,}47\cdot10^6=$$
$$=19{,}13\cdot10^6 \text{ руб/год}.$$

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) $\delta_п=15$ мм. Ширина непроходного канала

(в свету) B=1,6 м, высота (в свету) H=0,9 м, теплопроводность стенок канала примерно равна теплопроводностн грунта $\lambda_к=\lambda_{гр}$. Глубина заложения канала (до оси труб) h=1,6 м. При расчете принять следующие данные для теплового расчета.

Теплопроводность: изоляции $\lambda_и$=0,08 Вт/(м·°С), защитной корки $\lambda_п$=0,45 Вт/(м·°С) и грунта $\lambda_{гр}=\lambda_к$=1,8 Вт/(м·°С); коэффицненты теплоотдачи: на наружной поверхности изоляции $\alpha_п$=10 Вт/(м²·°С); на поверхности канала $\alpha_к$=10 Вт/(м²·°С) и на поверхности земли α_0=18 Вт/(м²·°С); среднегодовые температуры: сетевой воды в подающем трубопроводе τ_1=87 °С, сетевой воды в обратном трубопроводе τ_2=45 °С, наружного воздуха t_0=5 °С.

Эксплуатационные н экономические данные принять следующие: длительность работы теплопровода m=8400 ч/год; стоимость единицы теплоты $z_т$=1,2 руб/ГДж; стоимость единицы объема изоляции $z_и$=45 руб/м³; стоимость единицы поверхности защитной корки $z_п$==2,1 руб/м²; доля ежегодиых отчнслений, сложенная с нормативным коэффициентом эффективности, $f+E_н$=0,2 1/год.

Р е ш е н и е. Задачу решаем методом варнантов. 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 изоляцни выбираем по минимуму приведенных затрат. Предварнтельно находим прнведенную глубину заложення оси теплопровода $h_{пр}$, эквивалентный днаметр канала $d_{экв}$ и термическое сопротивление на поверхности канала и грунта вместе со стенками канала $R_{к.о}$:

$$h_{пр}=h+\frac{\lambda_{гр}}{\alpha_0}=1{,}6+\frac{1{,}8}{18}=1{,}7\text{ м};$$

$$d_{экв}=\frac{4F}{P}=\frac{4HB}{2(H+B)}=\frac{2HB}{H+B}=\frac{2\cdot0{,}9\cdot1{,}6}{0{,}9+1{,}6}=1{,}15\text{ м};$$

$$R_{к.о}=\frac{1}{\pi d_{экв}\alpha_к}+\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\left[\frac{2h_{пр}}{d_{экв}}+\sqrt{\left(\frac{2h_{пр}}{d_{экв}}\right)^2-1}\right]=$$

$$=\frac{1}{3{,}14\cdot1{,}15\cdot10}+\frac{1}{2\cdot3{,}14\cdot1{,}8}\ln\left[\frac{2\cdot1{,}7}{1{,}15}=\sqrt{\left(\frac{2\cdot1{,}7}{1{,}15}\right)^2-1}\right]=$$

$$=0{,}182\text{ м}\cdot°\text{С/Вт}.$$

Находим выражения, удобные для вычнсления термических сопротивлений подающего R_1 и обратного R_2 трубопроводов, пренебрегая сопротивлением внутренней поверхностн трубы и стенки трубы:

$$R_1=\frac{1}{2\pi\lambda_и}\ln\frac{d+2\delta_1}{d}+\frac{1}{2\pi\lambda_п}\ln\frac{d+2\delta_1+2\delta_п}{d+2\delta_1}+$$

ною в двух направлениях $l_д=8$ км имеет вначале расход воды $G_н=1050$ кг/с. Число часов работы тепловой сети $m=8000$ ч/год, а число часов использования установленной рабочей мощности насосов $n_н=6300$ ч/год при КПД насосной установки $\eta_{н.у}=0,65$. Средняя за год разность температур сетевой воды и окружающей среды $\tau_{ср}-t_0=63$ °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 приняты следующие: $b_{т.с}=280$ руб/м²; $b_н=80$ руб/кВт; $f_{т.с}+E_н=f_н+E_н=0,2$ 1/год; $z_э=0,02$ руб/(кВт·ч); $z_т=1,4$ руб/ГДж.

Удельную материальную характеристику при удельной потере давления вдоль главной магистрали $R_0=50$ Па/м принять $M_{уд}=70$ м²/МВт.

Ответ. $R_{опт}=79$ Па/м.

Задача 12.12. Определить оптимальное падение давления и оптимальный диаметр транзитного одиночного паропровода длиною $l=2500$ м с конечным давлением пара $p_к=0,6$ 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 $Q^{год}=1,5\cdot10^6$ ГДж/год=$0,358\cdot10^6$ 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 $\eta_{0i}=0,8$. Показатели тепловой сети приняты: $\alpha=0,4$; $\beta=0,25$; $k=0,8$ Вт/(м²·°С). Температура окружающей среды $t_0=5$ °С, падение температуры пара по длине паропровода 20 °С.

Экономические показатели приняты следующие:

$b_{т.с}=400$ руб/м²; $f_{т.с}+E_н=0,2$ 1/год; $z_т=2$ 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 $э_т=190-0,6t_{нас}$, где $t_{нас}$ — температура насыщения пара в промышленном отборе, °С. Для вычисления расхода топлива можно воспользоваться формулой, приведенной в примере 12.6, приняв $b^т_т=39$ кг/ГДж, $b^э_к-b^э_т=0,2$ кг/(кВт·ч).

Ответ. $\delta p_{опт}=0,1$ МПа; $d_{опт}=0,646$ м.

Задача 12.13. Для условий примера 12.5 определить годовые удельные приведенные затраты на транспорт единицы теплоты, приняв нормативный коэффициент эффективности $E_н=0,125$ 1/год.

Ответ. $з=0,156$ 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 $\tau=155$ °С. Средняя температура наружного воздуха $t_0=5$ °С,

и коэффициент теплоотдачи на поверхность изоляции α 23 Вт/(м²× ×°С). Теплопроводность изоляции λ=0,072 Вт/(м·°С). Число часов работы паропровода n=8000 ч/год. Стоимость теплоты $z_т$= =1,2 руб/ГДж; стоимость изоляции $z_и$=50 руб/м³; стоимость защитной корки по сетке $z_к$=2,3 руб/м². При расчете термическим сопротивлением защитной корки пренебречь. Сумма доли годовых отчислений от капиталовложений и нормативного коэффициента эффективности $f_н+E_н$=0,25 1/год.

Ответ. δ=123 мм.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Укрупненный показатель q максимального расхода теплоты на отопление 1 м² жилой площади (СНиП II-36-73)

Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{н.о}$, °С	—10	—20	—30	—40
Укрупненный показатель q, ккал (м²·ч)	110	130	150	160
То же q, Вт/м²	128	151	174	186

Приложение 2

Удельные расходы теплоты $q_в$ на вентиляцию служебных и общественных зданий

Назначение здания	$q_в$, Вт/(м³ ··
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

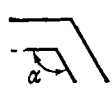
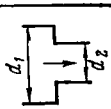
Приложение 3

Нормы расхода горячей воды (СНиП II-34-76)

Потребитель	Норма расхода горячей воды		
	средненедельного, 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		
	средневе-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 при высоте зданий более 12 этажей и повышенном благоустройстве, один житель	115	130	10,9
Общежития с общими душевыми, один житель	60	60	6,3
Общежития с общими душевыми, столовыми и прачечными, один житель	80	80	6,5
Гостиницы, мотели, пансионаты с общими ваннами и душами, один житель	70	70	8,2
Гостиницы с ваннами в отдельных номерах:			
до 25 % общего числа номеров, один житель	100	100	10,4
до 75 % общего числа номеров, один житель	160	180	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, общеобразовательные школы с душевыми при гимнастических 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 детей, один ребенок	35	35	4,5
Продовольственные магазины, одно рабочее место	100	100	9,6
Парикмахерские, одно рабочее место	70	70	4,7

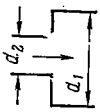
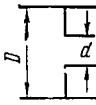
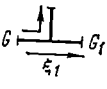
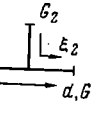
Коэффициенты местных сопротивлений и эквивалентные длины при

Местные сопротивления	Схема	Коэффициент местных сопротивлений	Эквивалентные длины		
			50	100	150
Параллельная задвижка		0,5—0,3	0,72	1,53	2,11
Клапан нормальный		5,0—7,7	7,2	18,4	33,1
Клапан „Косва"		2,9—0,87	4,2	7,8	10,3
Обратный затвор:					
поворотный		1,3—2,95	1,87	5,1	9,7
подъемный		6,4—6,9	9,2	21,8	39,1
Водомер		3,0—1,5	4,31	5,1	8,58
Компенсатор однолинзовый:					
без рубашки		1,6—0,5	—	5,55	8,0
с рубашкой		0,1	—	0,34	0,57
П-образный компенсатор:					
$r=(1,5\div2)\,d$		2,5	3,6	8,5	14,3
$r=3d$		1,9	2,74	6,46	10,8
Сальниковый компенсатор		0,3	—	1,02	1,71
Гнутое колено гладкое:					
$r=(1,5\div2)d$		0,55	0,79	1,88	3,14
$r=3d$		0,4	0,58	1,36	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
Внезапное сужение[1]:					
$d_1/d_2=1,5$		0,3	0,43	1,02	1,71
$d_1/d_2=2$		0,4	0,58	1,36	2,28
$d_1/d_2=3$		0,5	0,72	1,7	2,86
$d_1/d_2=10$		0,6	0,85	2,04	3,42

$k_э$=0,5 мм

$l_э$, 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:					
$d_1/d_2=1,5$		0,3	0,43	1,02	1,71
$d_1/d_2=2$		0,6	0,86	2,04	3,42
$d_1/d_2=3$		0,8	1,15	2,72	4,56
$d_1/d_2=10$		1,0	1,44	3,4	5,71
Диафрагма:					
$d/D=0,35$		150	216	510	858
$d/D=0,40$		75	108	255	429
$d/D=0,45$		45	65	153	257
$d/D=0,5$		28	40,3	95,2	157
$d/D=0,6$		11	15,8	37,4	62,8
$d/D=0,7$		4	5,76	13,6	22,8
$d/D=0,8$		1,5	2,16	5,1	8,58
Проход тройника $d=d_1$ при разделении потока[2]:					
$G_1/G=0,2$		5,3	7,63	18,0	30,3
$G_1/G=0,4$		0,5	0,7	1,7	2,86
$G_1/G=0,6$		0,1	0,14	0,34	0,57
$G_1/G=0,8$		0,05	0,07	0,17	0,29
$G_1/G=1,0$		0,05	0,07	0,17	0,29
Ответвление тройника $d_2=d$ при разделении потока[3]:					
$G_2/G=0,2$		5,5	7,92	18,7	31,4
$G_2/G=0,4$		2,6	3,74	8,84	14,8
$G_2/G=0,6$		1,7	2,45	5,78	9,7
$G_2/G=0,8$		1,3	1,87	4,42	7,43
Проход тройника $d=d_1$ при соединении потоков[4]:					
$G_1/G=0,2$		14	20,2	47,6	80
$G_1/G=0,4$		3,4	4,9	11,6	19,4
$G_1/G=0,6$		1,3	1,87	4,42	7,43
$G_1/G=0,8$		0,5	0,72	1,7	2,86
Ответвление тройника $d=d_2$ при соединении потоков[5]:					
$G_2/G=0,4$		1,5	2,16	5,1	8,58
$G_2/G=0,6$		1,7	2,45	5,78	9,7
$G_2/G=0,8$		1,4	2,02	4,76	8,0
$G_2/G=1,0$		1,1	1,59	3,74	6,28
Произвольное местное сопротивление с $\xi=1$		1	1,44	3,4	5,71

[1] Значения ξ и $l_э$ отнесены к большей скорости.

[2] Значения ξ и $l_э$ отнесены к расходу G_1.

[3] Величины ξ и $l_э$ отнесены к расходу G_2.

[4] Величины ξ и $l_э$ отнесены к расходу G.

[5] При значении эквивалентной шероховатости, отличной от $k_э=0,5$ мм, эквивалентные правочные множители:

Эквивалентная шероховатость $k_э$, мм	0,2	0,5	1,0
Поправочный множитель	1,26	1,0	0,84

$l_э$, м, при внутреннем диаметре труб, мм

207	259	309	408	514	612	700	800	898	996	1192	1392
2,55	3,36	4,2	5,94	7,95	9,93	11,8	13,9	16,0	18,3	22,7	27,6
5,10	6,72	8,4	11,88	15,90	19,86	23,6	27,8	32,0	36,6	45,4	54,6
6,8	8,97	11,2	15,8	21,2	26,5	31,4	37,0	42,7	48,6	61	73,5
8,5	11,21	14,0	19,8	26,5	33,1	39,2	46,2	53,4	60,8	75,9	91,9
1276	1680	2100	2970	3980	4960	5880	6940	8020	9130	11 360	13 790
638	840	1050	1485	1990	2480	2940	3470	4010	4565	5680	6890
382	504	630	890	1190	1490	1760	2080	2400	2740	3400	4135
238	314	392	554	742	927	1098	1290	1495	1700	2120	2570
93,5	123	154	218	292	364	431	508	587	669	833	1010
34,0	44,8	56	79,2	106	132	157	185	214	244	303	368
12,8	16,8	21	29,7	39,8	49,6	58,8	69,4	80,2	91,3	114	138
45,0	59,5	74,2	105	141	75	208	245	283	332	401	487
4,3	5,6	7,0	9,9	13,3	16,6	19,6	23,1	26,7	30,4	37,9	46
0,85	1,12	1,4	1,98	2,65	3,31	3,92	4,62	5,34	6,08	7,6	9,2
0,43	0,56	0,7	0,99	1,33	1,66	1,96	2,31	2,67	3,04	3,8	4,6
0,43	0,56	0,7	0,99	1,33	1,66	1,96	2,31	2,67	3,04	3,8	4,6
46,7	61,7	77	109	146	182	216	254	293	334	416	505
22,1	29,1	36,4	51,5	69	86	102	120	139	158	197	239
14,4	19,0	23,8	33,7	45	56,2	66,6	78,6	90,8	103	129	156
11,0	14,6	18,2	25,8	34,5	43,1	51,0	60,1	69,5	79,1	98,4	119
119	157	196	277	371	463	549	647	748	851	1060	1290
28,8	38,0	47,6	67,4	90	112,4	133,2	157,2	181,6	206	257	312
11,0	14,6	18,2	25,8	34,5	43,1	51,0	60,1	69,5	79,1	98,4	119
4,3	5,6	7,0	9,9	13,3	16,6	19,6	23,1	26,7	30,4	37,9	46
12,8	16,8	21	29,7	39,8	49,6	58,8	69,4	80,2	91,3	114	138
14,4	19,0	23,8	33,7	45,0	56,2	66,6	78,6	90,8	103	129	156
11,9	15,7	19,6	27,7	37,1	46,3	54,9	64,7	74,8	85,1	106	129
9,35	12,3	15,4	21,8	29,2	32,1	43,1	50,9	58,7	66,9	83,2	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

ленная длина находится путем умножения табличных данных на следующие пс-

Температура t, °С	Теплоемкость c, кДж/(кг·°С)	Плотность ρ, кг/м³	Теплопроводность λ, Вт/(м·°С)	Кинематическая вязкость $10^6 \cdot \nu$, м²/с	Температуропроводность $10^7 \cdot a$, м²/с	Число Прандтля $Pr = \nu/a$	Коэффициент объемного расширения $10^4 \beta$, 1/°С
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 $k_э$=0,5 мм

Внутренний диаметр d, м	Удельное сопротивление s, с²/м⁶	Внутренний диаметр d, м	Удельное сопротивление s, с²/м⁶
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 $k_э$=0,5 м, удельное сопротивление трубопроводов находится путем умножения табличных данных на следующие поправочные множители:

Эквивалентная шероховатость $k_э$, 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, м²	200	200	315	500
Номинальный расход воды, т/ч	800	800	1130	1800
Площадь живого сечения для прохода воды, м²	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, м²	Площадь проходного живого сечения, м²		Эквивалентный диаметр межтрубного пространства, мм	Сопротивление одной секции l=4 м, м·с²/м⁶	
			внутри трубок	между трубками		трубок	межтрубного пространств
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

Конденсирующийся пар					Вода при турбулентном движении	
Температура насыщения t, °С	A_1 [формула (7.5)]	A_2 Вт/(м^{1,75}×К^{0,75}) [формула (7.6)]	A_3 Вт/(м^{1,78}×К^{0,78}) [формула (7.7)]	$A_4 \cdot 10^8$, м/Вт [формула 7.9)]	температура t, °С	A_5, Вт·с^{0,8}/(м^{2,6}·К) [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, °С	A_1, 1/(м·К) [формула (7.5)]	A_2, Вт/(м^{1,75}××К^{0,75}) [формула (7.6)]	A_3, Вт/(м^{1,78}××К^{0,78}) [формула (7.7)]	$A_4 \cdot 10^6$, м/Вт [формула (7.9)]	температура t, °С	A_5, Вт·с^{0,8}/(м^{2,6}·К) [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, см^4	Экваториальный момент сопротивления W, 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	759	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

Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Масса 1 м трубы, кг	Площадь поперечного живого сечения стенки трубы, см²	Объем 1 м, л	Экваториальный момент инерции I, см⁴	Экваториальный момент сопротивления 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=10^3 Па=102 кгс/м²=0,0102 кгс/см²;
1 МПа=10^6 Па=10,2 кгс/см²;
1 кгс/см²=10^4 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=$0{,}278\cdot10^{-6}$ кВт·ч;
1 кДж=102 кгс·м=0,239 ккал=$0{,}278\cdot10^{-3}$ кВт·ч;
1 МДж=10^6 Дж=10^3 кДж=102 000 кгс·м=239 ккал=0,278 кВт·ч;
1 ГДж=10^9 Дж=10^6 кДж=10^3 МДж=$102\cdot10^6$ кгс·м=0,239 Гкал=278 кВт·ч;
1 кВт·ч=$3{,}6\cdot10^6$ Дж=3600 кДж=3,6 МДж=$3{,}6\cdot10^{-3}$ ГДж;
1 ккал=10^3 кал=4187 Дж=4,187 кДж;
1 Мкал=10^6 кал=10^3 ккал=$4187\cdot10^3$ Дж=4187 кДж=4,187 МДж;
1 Гкал=10^9 кал=10^6 ккал=$4{,}187\cdot10^9$ Дж=$4{,}187\cdot10^6$ 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=$3{,}6 \cdot 10^6$ кДж/ч=$0{,}86 \cdot 10^6$ 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=$0{,}239 \cdot 10^{-3}$ кал/кг=$0{,}239 \cdot 10^{-3}$ 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.