

*Направление подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
Магистерская программа «Энергообеспечение предприятий. Теплообменные процессы и установки»
Методическое обеспечение РПД Б1.В.03 «Повышение эффективности работы теплофикационных установок источников теплоты»*



Приложение 3

**Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»
в г. Смоленске**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК
ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ**

Направление подготовки: 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Магистерская программа: Энергообеспечение предприятий. Теплообменные процессы и установки

Уровень высшего образования: магистратура

Нормативный срок обучения: 2 года

Форма обучения: очная

Год набора: 2024


Смоленск

Направление подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
Магистерская программа «Энергообеспечение предприятий. Тепломассооб-
менные процессы и установки»
Методическое обеспечение РПД Б1.В.03 «Повышение эффективности работы
теплофикационных установок источников теплоты»



Методические материалы составил:

Программу составил:



подпись

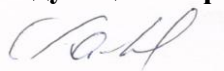
к.т.н., доцент

Новиков Г.Ю.

ФИО

« 17 » апреля 2024 г.

Заведующий кафедрой «Промышленная теплоэнергетика»:



подпись

В.А. Галковский

Ф.И.О.

« 02 » мая 2024 г.

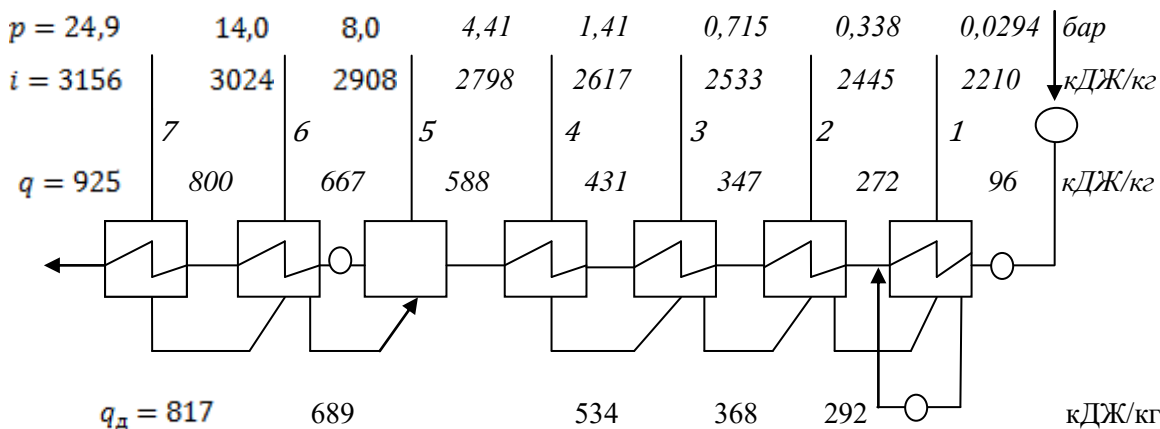
Методическое обеспечение практических занятий.

Тема 1. Техничко-экономические аспекты теплофикации на современном этапе.

Практическое занятие 1. Оценка эффективности и приоритетности энергосберегающих проектов в энергетике.

Цели и задачи занятия: Определить основные методы оценки эффективности энергосберегающих проектов в энергетике. Современные методы анализа эффективности. Методы оптимизации. Критерии оптимизации.

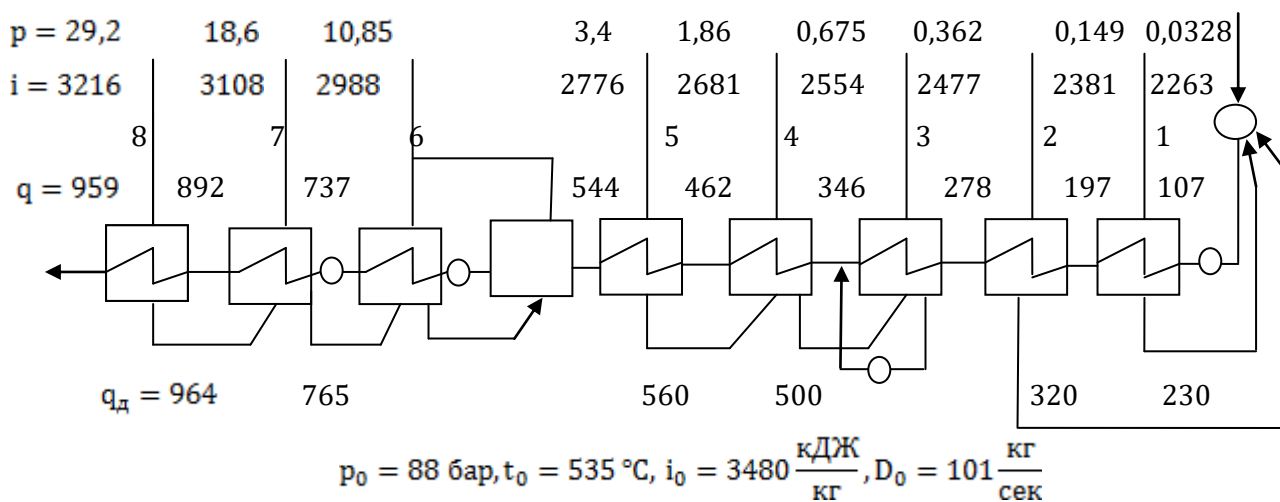
Задача 1. Расчет коэффициента изменения мощностей и КПД цикла для турбоустановки ВКТ-100.



$$p_0 = 88 \text{ бар}, t_0 = 535 \text{ }^\circ\text{C}, i_0 = 3479 \frac{\text{кДЖ}}{\text{кг}}, D_0 = 108,3 \frac{\text{кг}}{\text{сек}}$$

E	Δq	$e\Delta q$	ϵ
$e_1 = \frac{2445 - 2210}{2445 - 96} = 0,1$	176	17,6	0,235
$e_2 = e_1 + (1 - e_1) \frac{2533 - 2445}{2533 - 292} = 0,1354$	75	10,2	0,319
$e_3 = e_2 + (1 - e_2) \frac{2617 - 2533}{2617 - 368} = 0,1677$	84	14,1	0,395
$e_4 = e_3 + (1 - e_3) \frac{2798 - 2617}{2798 - 534} = 0,2343$	157	$\frac{36,8}{78,7}$	0,551
$e_5 = \frac{2908 - 2210 - 78,7}{2908 - 588} = 0,2670$	79	21,1	0,628
$e_6 = e_5 + (1 - e_5) \frac{3024 - 2908}{3024 - 689} = 0,3034$	133	40,3	0,713
$e_7 = e_6 + (1 - e_6) \frac{3156 - 3024}{3156 - 817} = 0,3427$	125	$\frac{42,8}{182,9}$	0,806
$\eta = \frac{3479 - 2210 - 182,9}{3479 - 925} = 0,4252$			

Задача 2. Расчет коэффициентов изменения мощности и КПД цикла для турбоустановки ВК-100-6 (режим с бойлерами и испарителями)



E	Δq	$e\Delta q$	ϵ
$e_1 = \frac{2381 - 2263}{2381 - 230} = 0,0548$	90	4,9	0,134
$e_2 = \frac{2477 - 2263}{2477 - 320} = 0,0992$	81	$\frac{8,0}{12,9}$	0,242
$e_3 = \frac{2554 - 2263 - 12,9}{2554 - 278} = 0,1221$	68	8,3	0,298
$e_4 = e_3 + (1 - e_3) \frac{2681 - 2554}{2681 - 500} = 0,1732$	116	19,9	0,422
$e_5 = e_4 + (1 - e_4) \frac{2776 - 2681}{2776 - 560} = 0,2086$	82	$\frac{17,1}{58,2}$	0,508
$e_6 = \frac{2988 - 2263 - 58,2}{2988 - 544} = 0,2728$	193	52,7	0,662
$e_7 = e_6 + (1 - e_6) \frac{3108 - 2988}{3108 - 765} = 0,31$	115	35,7	0,736

$e_8 = e_7 + (1 - e_7) \frac{3216 - 3108}{3216 - 964} = 0,3431$	107	$\frac{36,7}{183,3}$	0,836
$\eta = \frac{3480 - 2263 - 183,3}{3480 - 956} = 0,41$			

Тема 2. «Совершенствование теплофикационных паровых турбин с отопительными отборами пара».

Практическое занятие 2. Вариантный метод выбора расчетных параметров отборов. Аналитический метод выбора расчетных параметров отборов.

Цели и задачи занятия:

1. Дать характеристику регенеративного подогрева воды и его энергетическую эффективность.
2. Определить расход пара на турбину с регенеративными отборами.
3. Оценить оптимальные параметры регенеративного подогрева воды на КЭС.
4. Регенеративный подогрев воды на ТЭЦ.

Практическое занятие 3. Выбор оптимальных поверхностей нагрева сетевых подогревателей турбин. Выбор оптимального числа ступеней подогрева сетевой воды у турбин.

Цели и задачи занятия:

1. Ступенчатый подогрев сетевой воды.
2. Термодинамическая оптимальность.

Задача 3. Распределение регенеративного подогрева воды на ТЭЦ.

При определении оптимального распределения регенеративного подогрева воды на ТЭЦ необходимо выполнить условия постоянства мощности турбоустановки N и количества отпускаемой внешнему потребителю теплоты Q_T , т.е. должно быть: $N = \text{const}$ и $Q_T = \text{const}$.

При отсутствии промежуточного перегрева пара и постоянной конечной температуре подогрева питательной воды $t_{п.в} = \text{const}$ расход теплоты на турбоустановку $Q_{ту}$ пропорционален расходу пара на турбину D_0 .

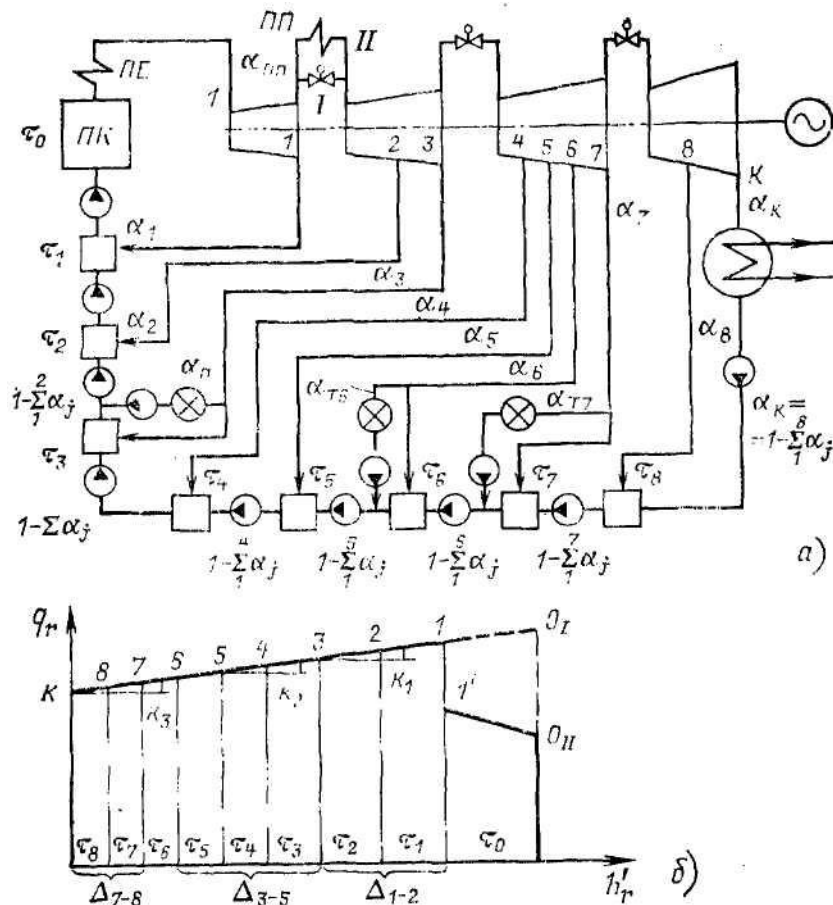


Рис. 1. Схема ТЭЦ с регенеративным подогревом воды (а) и зависимость q_r пара отборов теплофикационной турбины от энтальпии насыщенной воды (б) I — многоступенчатый подогрев без промежуточного перегрева пара; II — то же с промежуточным перегревом пара

Значение D_0 в данном случае удобно определить по уравнению

$$N_i = D_0 \Delta H_e - \sum_{j=1}^z D_j \Delta H_j,$$

где D_j — отбор пара; ΔH_k — теплоперепад конденсационного потока пара; ΔH_j — теплоперепад, недоработанный паром j -го отбора.

Значения отборов пара с давлением выше регулируемого зависят от подогрева τ_j и теплоты, отдаваемой греющим паром q_j , а с давлением регулируемого отбора и более низким — кроме того, от отбора пара D_T на внешнего потребителя (рис. 1.12, а). Если принять линейную зависимость q_j от $\Sigma\tau_j$ (рис. 1.12, б) — линия kO_1 то ΔH_j можно также выразить в функции искомых величин подогрева воды в отдельных ступенях τ_j . Тогда минимизируемая величина D_0 также является функцией величин τ_j и q_j :

$$D = F(\tau, q).$$

Экстремальная функция Лагранжа

$$\Phi = F + \lambda_1\varphi_1 + \lambda_2\varphi_2 + \lambda_3\varphi_3,$$

где дополнительные функции условного экстремума

$$\varphi_1 = \Delta_{1-2} - \tau_1 - \tau_2 = 0; \Delta_{1-2} = \sum_1^2 \tau = \text{const};$$

$$\varphi_2 = \Delta_{3-5} - \tau_3 - \tau_4 - \tau_5 = 0;$$

$$\Delta_{3-5} = \tau_3 + \tau_4 + \tau_5 = \text{const};$$

$$\varphi_3 = \Delta_{7-8} - \tau_7 - \tau_8 = 0;$$

$$\Delta_{7-8} = \tau_7 + \tau_8 = \text{const};$$

λ_1, λ_2 и λ_3 — неопределенные множители.

Приравнивая нулю производные Φ по величинам $\tau_1 \dots \tau_z$ и решая совместно соответствующие уравнения, получаем такой же результат, как и для конденсационной турбоустановки, т.е. геометрическую прогрессию величин τ и q :

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{q_2}{q_3} = m_1; \tag{1.28}$$

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{q_3}{q_4} = \frac{q_4}{q_5} = \frac{q_5}{q_6} = m_2;$$

$$\frac{\tau_7}{\tau_8} = \frac{q_7}{q_8} = \frac{q_8}{q_{\text{с}}} = m_3, \quad (1.29)$$

где m_1 , m_2 и m_3 — показатели геометрической прогрессии, для данной схемы без промежуточного перегрева.

При промежуточном перегреве пара расход теплоты на турбоустановку зависит от расхода пара на турбину D_0 и доли пропуска пара через промежуточный перегреватель $\alpha_{\text{п.п}}$ [при неизменных значениях $h_{\text{п.в}}$ и удельного расхода теплоты на промежуточный перегрев $q_{\text{п.п}}$].

Величина $\alpha_{\text{п.п}}$ зависит в свою очередь от долей отбора пара на регенеративный подогрев воды при давлении промежуточного перегрева и выше его.

В этом случае минимизируемой величиной является расход теплоты на турбоустановку:

$$F = Q_{\text{сб}},$$

где

$$Q_{\text{сб}} = D_0(h_0 - h_{\text{т.а}} + \alpha_{\text{т.т}} q_{\text{т.т}}).$$

Здесь переменные величины D_0 и $\alpha_{\text{п.п}}$ функции τ и q . Принимая по-прежнему линейную зависимость q от $\Sigma\tau$ и приравнивая нулю производные экстремальной функции

$$\Phi = F + \lambda_1 \varphi_1 + \lambda_2 \varphi_2 + \lambda_3 \varphi_3,$$

находим оптимальные значения подогрева воды.

Если, в частности, на верхнюю ступень регенеративного подогрева воды отводится пар при давлении промежуточного перегрева, то

$$\tau_1 + q_1^0 \left(1 + \frac{q_{\text{т.т}}}{q_0 + \tau_0} \right) = (\tau_2 + q_2) \frac{q_2}{q_3}, \quad (1.33)$$

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{q_3}{q_4} = \frac{q_4}{q_5} = \frac{q_5}{q_6} m_1; \quad (1.34)$$

$$\frac{\tau_7}{\tau_8} = \frac{q_7}{q_8} = \frac{q_8}{q_6} = m_2, \quad (1.35)$$

где m_1 и m_2 — показатели геометрической прогрессии для данной схемы с промежуточным перегревом.

Таким образом, и в случае промежуточного перегрева пара соотношения между значениями регенеративного подогрева воды в отдельных ступенях теплофикационных и конденсационных турбоустановок совпадают.

Практическое занятие 4. Построение и расчет структурных схем теплофикационных турбин с независимыми отопительными отборами пара.

Цели и задачи занятий: На занятии необходимо рассмотреть цикл теплофикационной турбины с одним регулируемым отбором пара. Рассмотреть порядок расчета теплофикационного цикла, а также определение термодинамических параметров в основных точках цикла.

Задача 4: Определение термодинамических параметров в основных точках цикла.

Для построения теплофикационного цикла в h, s - диаграмме в соответствии с рис. 2 необходимо определить параметры в основных точках цикла.

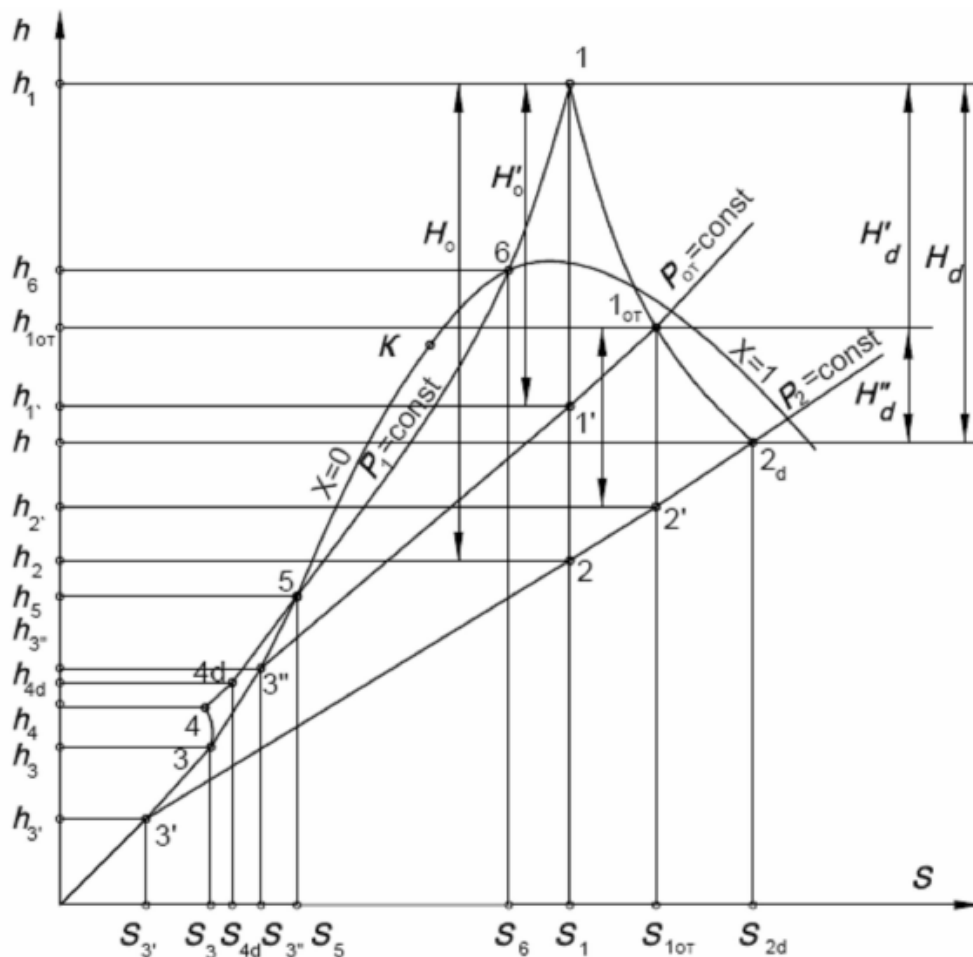


Рис. 2 – Диаграмма h - s теплофикационного цикла турбины с регулируемым отбором пара

Точка 1 - состояние острого пара перед турбиной.

Давление $p_1 = 9,0$ МПа, температура $T_1 = 480^\circ\text{C}$. По h , s - диаграмме или таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара находим:

энтальпия $h_1 = 3334$ кДж/кг, удельный объем $v_1 = 0,035$ м³/кг, энтропия $s_1 = 6,58$ кДж/кг·К.

Точка 1' - конец изоэнтропного расширения пара в ЧВД турбины.

Определяется на h, s - диаграмме пересечением линий постоянных энтропии $s_1 = 6,58$ кДж/кг·К и давления в отборе $p_{1'} = p_{om} = 0,12$ МПа.

По h, s - диаграмме находим:

энтальпия $h_{1'} = 2415$ кДж/кг, удельный объем $v_{1'} = 1,45$ м³/кг, энтропия $s_{1'} = 6,58$ кДж/кг·К, температура $T_{1'} = 104,2$ °С.

Температуру T_1 удобней определять из таблиц насыщенного пара по давлению в отборе p_{om} .

Точка 1_{от} - конец действительного процесса расширения пара в ЧВД турбины.

Энтальпию пара в точке 1_{от} определим по формуле:

$$h_{1om} = h_1 - (h_1 - h_{1'}) \cdot \eta_{oi}^{ЧВД}.$$

Подставив известные величины, получим:

$$h_{1om} = 3334 - (3334 - 2415) \cdot 0,8 = 2598 \text{ кДж/кг.}$$

Энтропию s_{1om} и удельный объем v_{1om} находим из таблиц или из h, s - диаграммы по известным параметрам h_{1om} и $p_{1om} = p_{om} = 0,12$ МПа:

$s_{1om} = 7,02$ кДж/кг·К, $v_{1om} = 1,43$ м³/кг, температура $T_{1om} = T_{1'} = 104,2$ °С, т.к. точка 1_{от} находится в области влажного пара.

Точка 2 - конец изоэнтропного расширения пара в турбине.

Определяется пересечением линий постоянной энтропии $s_1 = 6,58$ кДж/кг·К и давления в конденсаторе $p_2 = 0,003$ МПа.

По h, s - диаграмме находим:

энтальпия $h_2 = 1960$ кДж/кг, удельный объем пара $v_2 = 35,4$ м³/кг, энтропия $s_2 = s_1 = 6,58$ кДж/кг·К, температура $T_2 = 24,1$ °С.

Температуру $T_2 = T_{2'} = T_{2\partial} = T_3$

Точка 2' - конец изоэнтропного расширения пара в ЧНД турбины.

Определяется пересечением линий постоянных энтальпии $s_{10T} = 7,02$ кДж/кг·К и давления в конденсаторе $p_2 = 0,003$ МПа.

По h, s - диаграмме находим:

энтальпия $h_2 = 2085$ кДж/кг, удельный объем $v_{2'} = 36,5$ м³/кг,

энтропия $s_2 = 7,02$ кДж/кг·К, температура $T_{2'} = 24,1$ °С.

Точка 2_д - конец действительного процесса расширения пара в ЧНД турбины.

Энтальпию пара в точке 2_д определим по формуле:

$$h_{2д} = h_{10T} - (h_{10T} - h_{2'}) \cdot \eta_{oi}^{ЧНД}.$$

Подставив в известные величины, получим:

$$h_{2д} = 2598 - (2598 - 2085) \cdot 0,7 = 2239 \text{ кДж/кг.}$$

Из h, s - диаграммы определим:

$s_{2д} = 7,52$ кДж/кг·К, $v_{2д} = 40$ м³/кг, $T_{2д} = 24,1$ °С, $p_{2д} = p_{2'} = p_2 = 0,003$ МПа.

Точка 3' - конец процесса конденсации пара в конденсаторе турбины.

Параметры в этой точке находим, пользуясь таблицами, по заданному давлению $p_2 = p_3 = 0,003$ МПа: $T_{3'} = 24,1$ °С, $v_{3'} = 0,001$ м³/кг,

$h_3 = 101$ кДж/кг, $s_{3'} = 0,35$ кДж/кг·К.

Точка 3'' - конец процесса конденсации пара в подогревателе сетевой воды (бойлере).

Параметры в этой точке находим, пользуясь таблицами, по заданному давлению $p_{om} = p_{1'} = 0,12$ МПа: $T_{3''} = 104,3$ °С, $v_{3''} = 0,00104$ м³/кг, $h_{3''} = 437$ кДж/кг, $s_{3''} = 1,34$ кДж/кг·К.

Точка 3 - состояние конденсата перед питательным насосом.

Энтальпию в этой точке находим по уравнению:

3.

$$h_3 = \frac{G_k \cdot h_{3'} + G_{om} \cdot h_{3''}}{G_k + G_{om}}$$

Расходы пара G_k ; и G_{om} определяем из диаграммы режимов для номинального режима $N_9^H = 25$ мВт:

$G_k = 20$ т/час, $G_{om} = 100$ т/час. Получим:

$$h_3 = \frac{20000 \cdot 101 + 100000 \cdot 437}{120000} = 381 \text{ кДж/кг}$$

Остальные параметры кипящей воды в точке 3 находим по величине h_3 : $T_3 = 91^\circ\text{C}$, $p_3 = 0,08$ МПа, $v_3 = 0,00102$ м³/кг, $s_3 = 1,21$ кДж/кг·К.

Точка 4 - конец изоэнтропного сжатия конденсата в питательном насосе.

Механическая работа вращения ротора насоса полностью переходит в теплоту. При этом принимаем увеличение температуры и энтальпии конденсата после повышения давления до величины $p_4 = p_1 = 9$ МПа соответственно на $2,5^\circ\text{C}$ и 10 кДж/кг. Тогда параметры в точке 4 будут равны:

$p_4 = 9$ МПа, $T_4 = 93,5^\circ\text{C}$, $v_4 = 0,00102$ м³/кг, $h_4 = 391$ кДж/кг, $s_4 = s_3 = 1,21$ кДж/кг·К.

Точка 4_д - конец адиабатного сжатия конденсата в питательном насосе (состояние конденсата перед парогенератором).

Энтальпия в точке 4_д определяется из уравнения:

$$h_{4д} = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_{oi}^H},$$

где: $\eta_{oi}^H = 0,9$ – внутренний относительный КПД питательного насоса (принимаем одинаковым во всех вариантах задания).

Тогда:

$$h_{4д} = 381 + \frac{391 - 381}{0,9} = 392,1 \text{ кДж/кг.}$$

Находим остальные параметры по известным $p_{40} = p_1$ и $h_{4д}$:

$$p_{4д} = 9 \text{ МПа}, T_{4д} = 93,6^\circ\text{C}, v_{4д} = 0,00102 \text{ м}^3/\text{кг}, s_{4д} = 1,215 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Точка 5 - начало парообразования в парогенераторе.

Параметры находят по давлению $p_5 = p_1$:

$$p_5 = 9 \text{ МПа}, T_5 = 311^\circ\text{C}, v_5 = 0,0014 \text{ м}^3/\text{кг}, h_5 = 1409 \text{ кДж/кг}, s_5 = 3,36 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Точка 6 - конец парообразования в парогенераторе.

Параметры находим по давлению $p_6 = p_1$:

$$p_6 = 9 \text{ МПа}, T_6 = 311^\circ\text{C}, v_6 = 0,018 \text{ м}^3/\text{кг}, h_6 = 2727 \text{ кДж/кг}, s_6 = 5,61 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Найденные значения термодинамических параметров записываем в форме таблицы и строим цикл в h, s - диаграмме на листе форматом А4, как показано на рис. 2.

Таблица 1

Результаты расчета

Параметры\Номера точек	1	1'	1 _{от}	2	2'	2 _д
$p, \text{ МПа}$	9,0	0,12	0,12	0,003	0,003	0,003
$T, ^\circ\text{C}$	480	104,2	104,2	24,1	24,1	24,1
$v, \text{ м}^3/\text{кг}$	0,035	1,45	1,45	35,4	35,4	40
$h, \text{ кДж/кг}$	3334	2415	2598	1960	2089	2239
$s, \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$	6,58	6,58	7,02	6,58	7,02	7,52

Продолжение таблицы 1

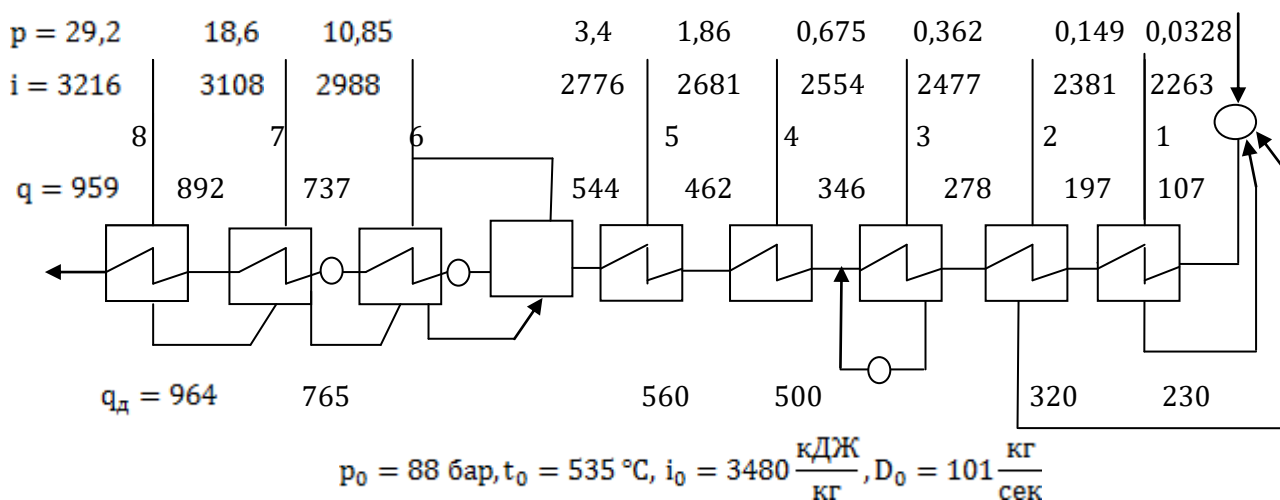
Параметры\Номера точек	3'	3''	3	4	4 _д	5
$p, \text{ МПа}$	0,003	0,12	0,08	9,0	9,0	9,0
$T, ^\circ\text{C}$	24,1	104,2	91	93,5	93,6	311
$v, \text{ м}^3/\text{кг}$	0,001	0,00104	0,00102	0,00102	0,00102	0,0014
$h, \text{ кДж/кг}$	101	437	381	391	392,1	14,09
$s, \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$	0,35	1,34	1,21	1,21	1,215	3,36

Тема 3 «Повышение эффективности использования действующих паротурбинных установок тепловых электростанций»

Практическое занятие 5. Сравнение параметров ступенчатого подогрева сетевой воды у турбин типа Т и ПТ.

Цели занятия: Сравнить и найти оптимальные параметры ступенчатого подогрева воды.

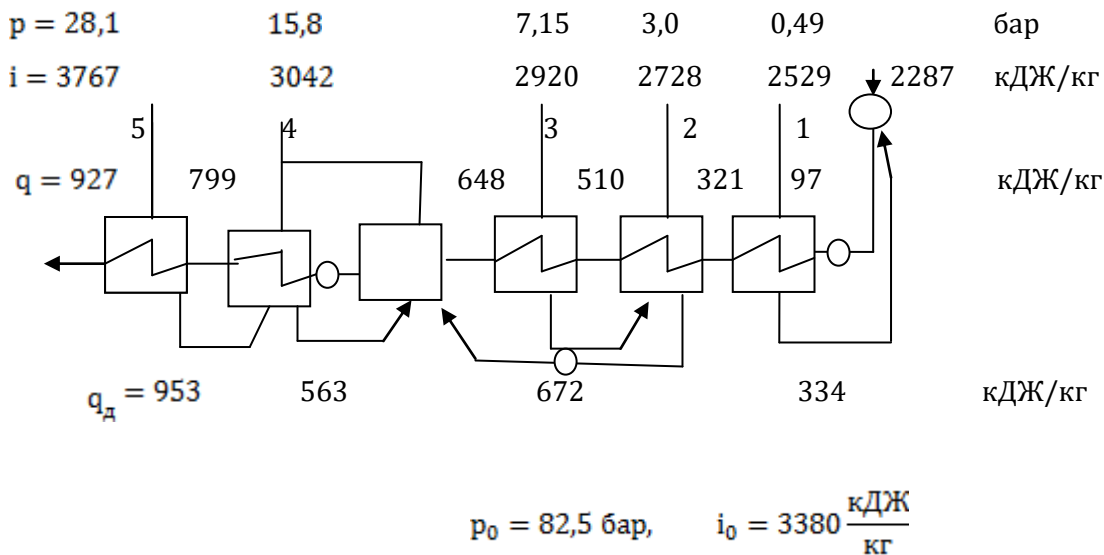
Задача 5. Расчет коэффициента мощностей и КПД турбоустановки Т-100-6.



E	Δq	$e\Delta q$	ϵ
$e_1 = \frac{2381 - 2263}{2381 - 230} = 0,0548$	90	4,9	0,134
$e_2 = \frac{2477 - 2263}{2477 - 320} = 0,0992$	81	$\frac{8,0}{12,9}$	0,242
$e_3 = \frac{2554 - 2263 - 12,9}{2554 - 278} = 0,1221$	68	8,3	0,298
$e_4 = e_3 + (1 - e_3) \frac{2681 - 2554}{2681 - 500} = 0,1732$	116	19,9	0,422
$e_5 = e_4 + (1 - e_4) \frac{2776 - 2681}{2776 - 560} = 0,2086$	82	$\frac{17,1}{58,2}$	0,508

$e_6 = \frac{2988 - 2263 - 58,2}{2988 - 544} = 0,2728$	193	52,7	0,662
$e_7 = e_6 + (1 - e_6) \frac{3108 - 2988}{3108 - 765} = 0,31$	115	35,7	0,736
$e_8 = e_7 + (1 - e_7) \frac{3216 - 3108}{3216 - 964} = 0,3431$	107	$\frac{36,7}{183,3}$	0,836
$\eta = \frac{3480 - 2263 - 183,3}{3480 - 956} = 0,41$			

Задача 6. Расчет коэффициентов изменения мощности и КПД цикла для турбоустановки ПТ-100-2



$1 - e$	E	Δq	$e \Delta q$	ϵ
$1 - e_1 = 1 - \frac{2529 - 2286}{2529 - 334} = 0,8893$	0,1107	224	24,8	0,294

$1 - e_4 = (1 - e_4) \frac{3042 - 563}{2728 - 563} = 1,45(1 - e_4)$	$1,145e_4 - 0,145$	189	$216,4e_4 - 27,4$	0,459
$1 - e_3 = (1 - e_2) \frac{2728 - 672}{2920 - 672} = 1,047(1 - e_4)$	$1,047e_4 - 0,047$	133	$\frac{142,4e_4 - 6,4}{358,8e_4 - 9,0}$	0,648
$1 - e_4 = 1 - \frac{3042 - 2286 + 9}{3042 - 646 + 358,8} = 0,7223$	0,2777	153	42,5	0,738
$1 - e_5 = (1 - e_4) \frac{3042 - 953}{3167 - 953} = 0,6815$	0,3185	128	$\frac{40,7}{173,8}$	0,14
$\eta = \frac{3380 - 2286 - 173,8}{3380 - 927} = 0,3766$				

$$e_2 = 0,1730 ; e_3 = 0,2435$$

Практическое занятие 6. Циклы и отбор теплоты из конденсационных турбин.

Цели и задачи занятий: Определить эффективности использования КЭС для нужд теплоснабжения.

Задача 7. Составить и рассчитать принципиальную тепловую схему паротурбинной электростанции.

Конденсационные электрические станции большой мощности на органическом топливе строятся в настоящее время в основном на высокие начальные параметры пара и низкое конечное давление (глубокий вакуум).

Это дает возможность уменьшить расход тепла на единицу вырабатываемой электроэнергии, так как чем выше начальные параметры p_0 и t_0 перед турбиной и ниже конечное давление пара p_k , тем выше к.п.д. установки.

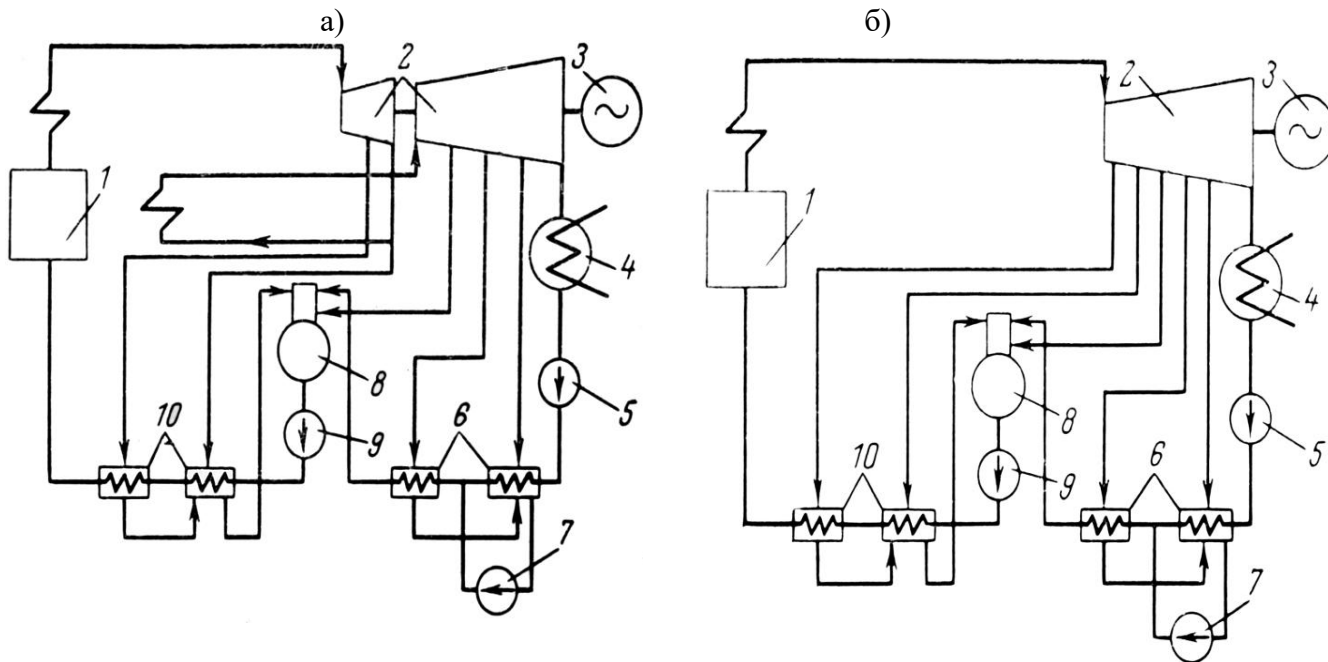


Рис. 3 - Типичная тепловая схема паротурбинной конденса-ционной установки на органическом топливе без промежуточного перегрева пара (а) и с промежуточным перегревом пара (б)

На рисунке 3 представлены типичные тепловые схемы конденсационных установок на органическом топливе. По схеме рисунок 3, а подвод тепла к циклу осуществляется только при генерации пара и подогреве его до выбранной температуры перегрева; по схеме рисунок 3, б наряду с передачей тепла при этих условиях тепло подводится к пару и после того, как он отработал в части высокого давления (ЧВД) турбины.

Первую схему называют схемой *без промежуточного перегрева*, вторую – *с промежуточным перегревом* пара. Как известно из курса термодинамики, тепловая экономичность второй схемы выше при одних и тех же начальных и конечных параметрах пара и правильном выборе параметров промежуточного перегрева.

По обеим схемам пар из котла 1 направляется в турбину 2, сидящую на одном валу с электрогенератором 3. Отработавший пар конденсируется в конденсаторе 4, охлаждаемом циркулирующей в трубках технической водой. Конденсат турбины конденсатным насосом 5 через регенеративные подогреватели 6 подается в деаэра-

тор 8. Деаэратор служит для удаления из воды растворенных в ней газов; одновременно в нем, так же как в регенеративных подогревателях, питательная вода подогревается паром, отбираемым для этого из отбора турбины. Деаэрированная вода питательным насосом 9 через подогреватели 10 подается в котельную установку. Конденсат греющего пара, образующийся в подогревателях 10, перепускается каскадно в деаэратор 8, а конденсат греющего пара подогревателей 6 подается дренажным насосом 7 в линию, по которой протекает конденсат из конденсатора 4. Исходные данные взять согласно порядковому номеру по журналу.

Тема 4 «Создание базовоманевренных ТЭЦ»

Практическое занятие 7. Порядок расчета оптимальных параметров турбоустановки маневренных ТЭЦ.

Цели и задачи занятия: Осуществить выбор сетевых подогревателей.

Назначение и роль ступенчатого подогрева сетевой воды.

Задача 8. Выбор сетевых подогревателей.

Сетевые подогреватели служат для подогрева паром отборов турбины сетевой воды, используемой для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей. Принципиальная схема изображена на рис. 4.

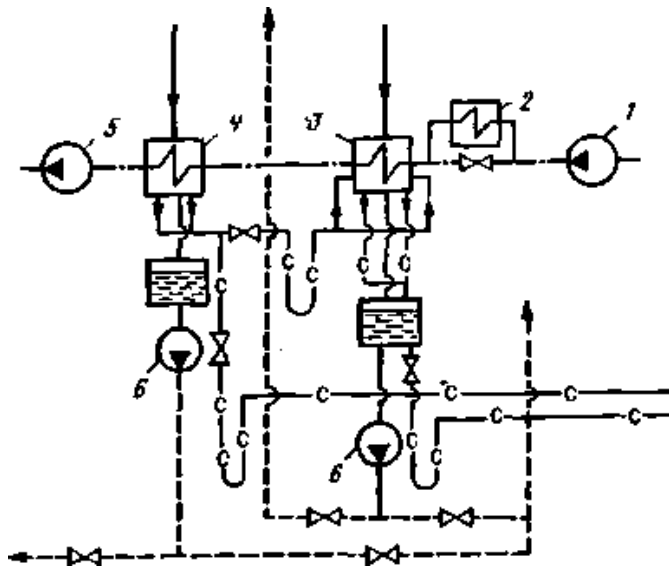


Рис. 4 – Принципиальная схема отпуски теплоты от турбоустановки Т-250–240: 1 – сетевой насос первого подъема; 2 – сальниковый подогреватель; 3, 4 – сетевые подогреватели нижний и верхний; 5 – сетевой насос второго подъема; 6 – конденсатные насосы сетевых подогревателей; С – слив конденсата из соленых отсеков подогревателей и сборника конденсата.

Обратная сетевая вода к подогревателям подается одним из двух сетевых насосов первого подъема. За верхним сетевым подогревателем установлены насосы второго подъема, подающие сетевую воду либо в магистраль, либо предварительно в пиковый котел. Задвижки, установленные

на трубопроводах сетевой воды, обеспечивают возможность отключения по воде либо обоих сетевых подогревателей, либо только верхнего. Предусмотрены также байпасы (диаметром 500 мм), позволяющие плавно регулировать расход сетевой воды через подогреватели.

Воздух из корпуса верхнего сетевого подогревателя отводится в паропровод греющего пара нижнего. Из корпуса, которого воздух попадает в конденсатор турбины.

1) Общие положения

Сетевые подогреватели на ТЭЦ предназначаются для подогрева сетевой воды в теплофикационной системе. В настоящее время применяется схема подогрева сетевой воды, изображенная на рис. 5. Современные крупные теплофикационные турбины имеют два теплофикационных отбора (верхний и нижний), к которым присоединяются сетевые подогреватели.

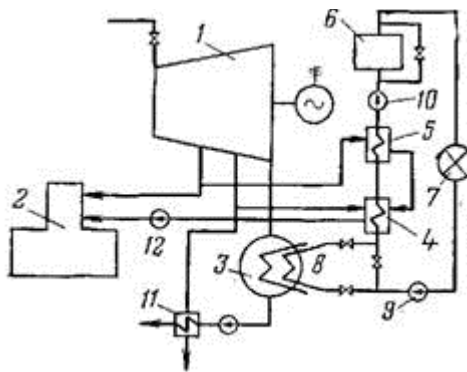


Рис. 5 – Принципиальная схема работы сетевых подогревателей. 1 — турбина; 2 — деаэрактор; 3 — конденсатор; 4 — сетевой подогреватель нижней ступени подогрева; 5 — сетевой подогреватель верхней ступени подогрева; 6 — пиковый водогрейный котел; 7 — теплосеть; 8 — встроенный теплофикационный пучок конденсатора; 9, 10 — сетевые насосы; 11 — ПНД; 12 — конденсатный насос сетевых подогревателей.

При работе турбины с двумя отборами регулируемое давление - поддерживается только в верхнем отборе, при работе с одним нижним

отбором регулируемое давление поддерживается в нижнем отборе. Максимальная температура сетевой воды при двухступенчатом подогреве — до 120°C.

Для обеспечения - более высокой температуры нагрева - сетевой воды в работу включается - пиковый водогрейный котел. В случае если турбина имеет конденсатор с встроенным теплофикационным пучком, последний может быть использован как первая ступень - подогрева - сетевой воды. Турбина при этом должна работать с ухудшенным вакуумом в конденсаторе.

2) Конструкция сетевых подогревателей

Сетевые подогреватели, применяемые в СССР и впоследствии в России, выполняются двух типов: вертикальные и горизонтальные. Подогреватели вертикального типа, используемые в сравнительно маломощных теплофикационных установках, по своей конструкции мало отличаются от регенеративных подогревателей низкого давления. Самая существенная особенность заключается в том, что в отличие от ПНД, имеющих U-образные трубки, в сетевых подогревателях применяются прямые трубки, завальцованные с обеих сторон в трубные доски. Это облегчает чистку трубной системы с водяной стороны. Нижняя трубная доска с водяной камерой не закреплена в корпусе и имеет возможность перемещаться при температурных деформациях трубного пучка.

Горизонтальные сетевые подогреватели выполняются в комплекте с мощными теплофикационными турбинами современного типа. Горизонтальные подогреватели выполняются с поверхностью нагрева до 4000—5000 м² для конденсации 250—350 т/ч пара (турбина типа Т-250-240 УТМЗ). Подогреватели горизонтального типа размещаются под корпусом турбины. Соединительный патрубок при этом имеет минимальную длину, что очень важно, если учитывать большое сечение патрубка. По своей конструкции и

характеристикам сетевые подогреватели горизонтального типа близки к конденсаторам турбин средней мощности.

В условиях нормальной эксплуатации важнейшими показателями работы подогревателя являются величина нагрева воды и величина недогрева воды до температуры насыщения греющего пара (последняя величина характерна для подогревателей без пароохладителей, поскольку при наличии пароохладителя температура подогрева воды может превышать температуру насыщения греющего пара). Отклонение этих величин от расчетных указывает на ненормальную работу подогревате-

лей. При этом следует отметить, что расчетные величины нагрева воды в подогревателях и недогрева ее до температуры насыщения будут иметь место только при номинальной нагрузке турбогенератора. При пониженных нагрузках давления в отборах упадут и нагрев воды в подогревателях (за исключением деаэратора) снизится. Снижение нагрева в схеме регенерации низкого давления приведет к увеличению нагрузки на деаэратор; снижение нагрева в подогревателях высокого давления приведет к понижению температуры питательной воды, поступающей в котел.

Так же резко меняется режим работы группы подогревателей при отключении одного из них по пару. В этом случае верхний подогреватель оказывается перегруженным, величина нагрева воды в нем увеличится, а величина недогрева возрастет. В нижний подогреватель в больших количествах будет поступать высокопотенциальный дренаж из верхнего подогревателя, что приведет к уменьшению расхода пара из отбора. В этом случае величина нагрева также увеличится, причем недогрев воды может иметь отрицательное значение, т. е. температура воды на выходе из подогревателя может оказаться выше температуры насыщения отборного пара.

Следует, отметить, что не всегда уменьшение недогрева является положительным фактором. Если уменьшение недогрева является следствием

увеличения коэффициента теплопередачи в подогревателе, то это, безусловно, повышает экономичность установки. Если же уменьшение недогрева происходит за счет проскока пара из верхнего подогревателя через воздушную линию или линию слива дренажа, то экономичность установки будет ухудшаться из-за вытеснения низкопотенциальных отборов пара высокопотенциальными.

При эксплуатации сетевых подогревателей необходимо следить за уровнем конденсата и за исправной работой конденсатоотводчиков и регуляторов уровня. Не допускается работа при отсутствии уровня, а также при слишком высоком уровне в корпусе подогревателя. В первом случае возможен проскок пара в нижний подогре-

ватель, во втором — уменьшается поверхность основной (конденсационной) части подогревателя, что может послужить причиной недогрева питательной воды.

Не следует допускать работу подогревателя с полным открытием клапана регулятора уровня ПВД. Это может вызвать срабатывание защиты ПВД от переполнения при переменных нагрузках.

В обязанности обслуживающего персонала входит систематическое опробование: сигнализации повышения уровня в ПВД, работы обратных клапанов отбора, АВР сливных насосов. Не реже 1 раза в 3 мес. производится опробование защит ПВД от переполнения по I и II пределам. Опробование защиты по I пределу производится замыканием контактов уровнемера. При этом проверяется работа водозапорной арматуры и сигнализации. Перед испытанием эксплуатационный персонал должен быть предупрежден о временном понижении температуры питательной воды. Опробование защиты по II пределу, вызывающей останов блока, производится с переводом импульса на сигнал.

3) Неисправности сетевых подогревателей

Неисправности элементов системы сетевых подогревателей существенно влияют на экономичность всей турбоустановки, вследствие - чего устранение их должно производиться в возможно короткий срок. Этому способствует и то обстоятельство, что вывод в ремонт сетевых подогревателей не связан с остановкой турбины, а может производиться при работающем агрегате.

Практическое занятие 8. Порядок расчета оптимальных параметров котлоагрегата.

Цели и задача: Расчет оптимальных параметров котлоагрегата.

Котел КЕ-25-14с предназначен для производства насыщенного пара, идущего на технологические нужды промышленных предприятий, в системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Топочная камера котла шириной 272 мм полностью экранирована (степень экранирования $Hл/ст = 0,8$) трубами $d=51 \times 2,5$ мм. Трубы всех экранов приварены к верхним и нижним камерам $d219 \times 8$ мм. Топочная камера по глубине разделена на два объемных блока. Каждый из боковых экранов (правый и левый) переднего и заднего топочных блоков образует самостоятельный циркуляционный контур. Верхние камеры боковых экранов в целях увеличения проходного сечения на входе в пучок расположены ассиметрично относительно оси котла. Шаг труб боковых и фронтального экранов – 55 мм, шаг труб заднего экрана – 100 мм, трубы заднего экрана выделяют из топочного объема камеру догорания, на наклонном участке труб уложен слой огнеупорного кирпича толщиной 65 мм. Объем топочной камеры - $61,67 \text{ м}^3$.

Для улучшения циркуляционных характеристик фронтального экрана на нем устанавливаются три рециркуляционные трубы $d89 \times 4$ мм. Площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева - $92,10 \text{ м}^2$.

Третьим блоком котла является блок конвективного пучка с двумя барабанами (верхним и нижним) внутренним диаметром 1000 мм. Длина верхнего барабана 7000 мм, нижнего – 5500 мм. Толщина стенки барабана котла - 13 мм, материал - сталь 16ГС. Ширина конвективного пучка по осям крайних труб 2320 мм. В таком пучке отсутствуют пазухи для размещения пароперегревателя, что существенно улучшает омывание конвективного пучка.

Конвективный пучок выполнен из труб $d51 \times 2,5$ мм. Поперечный шаг в пучке составляет 110 мм, продольный - 90 мм. Площадь поверхности нагрева конвективного пучка равна $417,8 \text{ м}^2$. Первые три ряда труб на входе в пучок имеют шахматное расположение с поперечным шагом $S = 220$ мм. Удвоение величины шага по сравнению

с остальными рядами позволяет увеличить проходное сечение на входе в пучок, частично перекрытое потолком потолочной камеры.

Хвостовые поверхности состоят из одноходового по воздуху воздухоподогревателя с поверхностью нагрева 228 м^2 , обеспечивающего нагрев воздуха до $180 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и установленного следом за ним по ходу газов чугунного экономайзера с поверхностью нагрева 646 м^2 .

Для сжигания каменных и бурых углей под котлом устанавливается механическая топка ТЧЗ-2,7/5.6. Активная площадь зеркала горения равна $13,4 \text{ м}^2$. Решетка приводится в движение при помощи привода ПТ-1200, обеспечивающего 8 ступеней регулирования скорости движения в пределах $2,8 - 17,6 \text{ м/ч}$. Дутьевой короб под решеткой разделен на четыре воздушные зоны. Подача воздуха регулируется при помощи поворотных заслонок на воздуховодах. Котельная установка оборудована системой возврата уноса и острого дутья. Выпадающий в конвективном пучке унос оседает в четырех зольниках и возвращается в топочную камеру для дожигания при помощи воздушных эжекторов по прямым трубкам $d76\text{мм}$ через заднюю стенку,

восемь сопел острого дутья $d2 \text{ мм}$ расположены в задней стенке топки на высоте 1400мм от решетки.

По исходным данным рассчитываются объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания. Производится тепловой баланс котлоагрегата. Все полученные данные заносятся в таблицы и считается расчетная невязка теплового баланса парогенератора.

Практическое занятие 9. Порядок расчета оптимальных параметров теплоснабжения.

Цели и задачи занятий: Определение параметров теплоснабжения.

Задача 10.

Студентами определяется функция приведенных годовых затрат. Проверяется условие комплексно-оптимальных значений искомых параметров. В рассматриваемых исследованиях в качестве природоохранных мероприятий рассматривается очистка дымовых газов от вредных примесей и величина затрат может быть рассчитана теоретически на основе полученных данных. Расход топлива определяется из условий защиты атмосферы и обеспечивает предельно допустимые концентрации вредных веществ, выносимых с продуктами сгорания, в воздушном бассейне ТЭЦ при заданных высоте дымовой трубы, объеме продуктов сгорания, температуре уходящих газов и т.д. Студенты дифференцируют полученные уравнения.

На основании данных исследований установлено, что в зависимости от режимных факторов и соотношения исходных экономических показателей оптимальный коэффициент теплофикации для базово-маневренных ТЭЦ оказывается в среднем на 20-25% ниже значений, рекомендуемых при одинаковых условиях для базовых ТЭЦ. Это должно учитываться при проектировании систем теплоснабжения с базово-маневренными ТЭЦ.

Тема 5 « Системы теплоснабжения с атомными источниками»

Практическое занятие 10. Расчет оптимальных параметров теплоснабжения от АЭС.

Задача 11: Расчет оптимальных параметров теплоснабжения от АЭС

Оптимальным параметрам теплоснабжения от АЭС соответствует минимальное значение целевой функции, в качестве которой выступают суммарные приведенные затраты в систему теплоснабжения. В качестве технического ограничения принята величина расхода пара из нерегулируемых отборов реконструируемой турбины по отношению к заводским отборам. Электрическая мощность АЭС в тепло-

фикационном режиме определяется путем расчета тепловой схемы турбины на различных режимах по специально разработанной программе. Аналитическое выражение для определения предельного экономически допустимого расстояния транспорта теплоты от АЭС получено в виде функции основных переменных. Исследования выполняются применительно к АЭС электрической мощностью 2 и 4 млн. кВт. Тепловая нагрузка принималась соизмеримой с тепловой мощностью энергоблоков и составляла 1160, 1750 и 3500 МВт. Студенты должны сделать следующие выводы:

1. Увеличение мощности системы теплоснабжения, повышение температуры теплоносителя в транзитном теплопроводе, затрат на органическое топливо, а также переход на открытую систему теплоснабжения расширяют зону конкурентоспособности АЭС как источника теплоснабжения.
2. Оправдан переход на температуру теплоносителя в транзитном теплопроводе от АЭС до 170-200 °С. Вместе с тем пологий оптимум затрат в систему теплоснабжения в зависимости от температуры теплоносителя дает определенную свободу выбора технических решений по использованию станций для теплоснабжения и еще несколько выводов своими мыслями.

Тема 6 «Повышение надежности и экономичности систем транспорта теплоты»

Практические занятия 11,12. Технико-экономическое сравнение вариантов прокладки теплопроводов.

Задача занятия: Методика технико-экономического сравнения вариантов прокладки теплопроводов.

Методически в общем случае сравниваются два варианта

теплопровода : базовый- традиционный двухтрубный теплопровод канальной прокладки с компенсаторами и альтернативный- двухтрубный бесканальный теплопровод с теплогидроизоляцией заводского изготовления.

Варианты теплопроводов имеют существенные различия по многим показателям, таким как начальные капиталовложения, сроки строительства, фактический срок службы, число капремонтов и затраты на ремонтное обслуживание за жизненный цикл, затраты на контроль и эксплуатационной обслуживание, теплотери через изоляцию и с утечками, потери теплоносителя, линейные и местные гидравлические сопротивления, надежность работы в процессе эксплуатации.

Студенты в ходе выполнения расчетов находят затраты, связанные с единовременными капвложениями и затраты, связанные с годовыми издержками.

Практическое занятие 13. Расчет составляющих издержек, зависящих от температурного графика. Затраты на перекачку теплоносителя.

Задача занятия: Определение составляющих издержек зависящих от температурного графика.

Значительной составляющей эксплуатационных затрат в системе теплоснабжения являются затраты на перекачку водяного теплоносителя от источника до потребителя и обратно, основной частью которых является стоимость электроэнергии, расходуемых на привод сетевых насосов. Студенты определяют величину оптимальных потерь давления в сети. Получают результирующее выражение для определения расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя. Из полученных выражений определяют расход топлива на перекачку сетевой воды через средний удельный расход топлива на отпуск электроэнергии в энергосистеме.

Практическое занятие 14. Расчет затрат на тепловые потери в теплосетях в зависимости от температурного графика.

Тема занятий: Компрессоры.

Задача занятия: Определение затрат на тепловые потери в теплосетях.

Студенты определяют потери через теплоизоляцию трубопроводов. Тепловые потери практически не зависят от расхода теплоносителя и в основном на них влияют температурный график отпуска теплоты от источника и длины трассы. Затраты, связанные с утечками сетевой воды, включают потери содержащейся в ней теплоты и самой воды. Определяют суммарные издержки, связанные с потерями теплоты через изоляцию трубопроводов и с утечками воды. Результаты расчетов изображают на рисунке, из которого видно, что понижение температурного графика приводит к снижению тепловых потерь примерно на 2,5-3% на каждые 10°C снижения температуры при одинаковых удельных и нормативных потерях.

Практическое занятие 15. Расчет влияния температурного графика теплосети на потерю теплоты с перетопом зданий при наличии нагрузки горячего водоснабжения.

Задача занятия: Определение влияния температурных графиков на составляющие затрат топлива.

Студентами выполняются расчеты и анализ влияния температурных графиков на каждую из его составляющих.

Расчеты выполнялись для следующих исходных данных:

1. Температурные графики варьировались в пределах от 150/70°C до 100/70 °C;
2. Температура прямой сетевой воды в точке срезки графика принималась равной 65 и 60 °C

3. Затраты на перекачку теплоносителя принимались равными 5, 10 и 15
4. Тепловые потери в сетях принимались равными 5, 10, 15% от суммарного отпуска теплоты при графике 150/70°C. При других графиках велся их пересчет
5. Выработка электроэнергии на тепловом потреблении определялась для теплофикационной турбины с двухступенчатым подогревом сетевой воды.

Результаты расчетов студенты сводят в графики.

Практические занятия 16. Расчет изменения выработки электроэнергии турбинами ТЭЦ.

Задача занятия: определите выработки электроэнергии турбинами ТЭЦ на тепловом потреблении при изменении температуры сетевой воды.

На изменение теплофикационной выработки электроэнергии турбинами ТЭЦ в общем случае влияет:

1. Температура сетевой воды перед подогревателями турбины и после них.
2. Количество ступеней подогрева сетевой воды и соотношение подогрева в них.
3. Расход сетевой воды через подогреватели турбины.
4. Температурный напор в подогревателях

Студенты анализируют качественное влияние перечисленных факторов.

Для первого случая находят суммарное изменение теплофикационной выработки электроэнергии турбины за отопительный период.

Для получения наибольшего эффекта от турбин со ступенчатым подогревом сетевой воды во всех случаях должен выдерживаться заложенный при проектировании проточной части турбины температурный график теплосети и оптимальный-

примерно одинаковый – подогрев воды по ступеням. При этом температура обратной сетевой воды должна быть как можно ниже. Например, при расчетной наружной температуре отопления – на уровне 55-60 °С

Расход сетевой воды напрямую связан с температурным графиком теплосети – температурной прямой и обратной воды. Если подогреватели турбин не позволяют пропускать помимо подогревателей, что не только усложняет тепловую схему и систему регулирования отпуска теплоты, но и может ограничивать отпуск теплоты из отборов турбины, если не допускается поддержание в них более высокого давления пара.

Температурный напор зависит от конструктивного выполнения подогревателей, состояния поверхностей нагрева и расхода сетевой воды. Изменение температурного напора влияет на давления пара в подогревателе и соответственно в отборе турбины.

Анализируя полученные данные студенты должны сделать соответствующее выводы.

Тема 7 « Развитие теплоснабжения на базе малой теплофикации»

Практическое занятие 17. Подбор оптимального состава теплофикационных ПГУ.

Задача занятия: Методика определения исходных условий и предпосылок.

В составе парогазовой установки паротурбинная установка может быть с конденсационной частью и без нее. Во втором случае должна обеспечиваться необходимая стабильная на протяжении года тепловая нагрузка на ПТУ, что способствует максимальной выработке электроэнергии на тепловом потреблении и, соответственно, экономии топлива в энергосистеме. Обычно такое решение оправданно для не-

больших по электрической и тепловой мощности ПГУ, и выбор на стадии проектирования профиля ее оборудования, исходя из уровня и характера тепловых нагрузок и режимов работы ПГУ в энергосистеме, является ответственной оптимизационной и технической задачей. Студентам нужно понять, что при обосновании мощности, профиля и состава основного оборудования ПГУ нужно исходить из уровня, а также суточной и годовой стабильности прежде всего паровых технологических нагрузок, расположенных рядом с ТЭЦ промышленных потребителей, таких как заводы, комбинаты и т.д.

Для получения максимальной системной эффективности теплофикационных ПГУ в первую очередь необходимо обеспечить возможность работы на всех режимах с номинальной мощностью. Для достижения этой цели возможно подача избыточного количества получаемого в котле-утилизаторе пара на впрыск в камеру сгорания ГТУ. Недостатком такого решения является потеря конденсата подаваемого на впрыск в КС пара и необходимость восполнения его обессоленной водой. Поэтому применению энергетического впрыска пара в КС ГТУ необходимо

сочетать с разработкой и внедрением системы конденсации и использования теплоты водяных паров, содержащихся в уходящих дымовых газах.

Практическое занятие 18. Оценка энергетической эффективности паротурбинной надстройки.

Задача занятия: Энергетическая эффективность паротурбинной «подстройки» ПГУ

Значительную часть года (летний и переходный период) ПГУ работает с частичными тепловыми нагрузками. При этом может резко снижаться электрический КПД ГТУ и системная эффективность ПГУ.

Поэтому увеличение нагрузки ПГУ возможно также за счет подстройки ее низкопотенциальной паровой турбины небольшой мощности, подключенной к па-

ровому корректору и допускающей работу как в конденсационной, так и в теплофикационном режиме. Выбор режима работы турбины зависит от экономических показателей этой турбоустановки на соответствующих режимах и влияния обеспечиваемой за счет установки паровой турбины фиктивной нагрузки ПГУ на ее системную эффективность.

Студенты должны рассмотреть работу НПП(низкопотенциальная турбина) в конденсационном режиме и теплофикационном и сделать выводы в каких случаях выгоднее использовать соответствующий режим.

Задание на РГР по дисциплине «Повышение эффективности работы теплофикационных установок и источников теплоты.

Исходные данные

Задание на РГР включает следующие исходные данные:

- расчетная отопительная ТЭЦ - Q^P , МВт;
- район расположения ТЭЦ;
- расчетная вентиляционная нагрузка - Q^P , МВт;
- расчетная нагрузка горячего водоснабжения - Q^P , МВт;
- тип температурного графика теплосети (130/70 или 150/70);
- тип теплофикационной системы;
- тип теплофикационных турбин;
- коэффициент теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$.

Студент принимает номер варианта задания в соответствии с порядковым номером экзаменационной (зачетной) ведомости)

По исходным данным студенты рассчитывают:

- отопительную нагрузку при разных значениях температуры наружного воздуха;
- вентиляционную нагрузку при разной температуре наружного воздуха;
- нагрузку горячего водоснабжения;
- суммарную теплофикационную нагрузку ТЭЦ;
- величины давлений в теплофикационных отборах, нагрузку пиковых водогрейных котлов;
- температуру прямой сетевой воды за верхним сетевым подогревателем.

Расчетные данные сводятся в таблицы и строят графические зависимости.

На базе этих расчетов строится диаграмма режимов работы теплофикационной установки ТЭЦ и выполняется анализ диаграммы режимов.

№	Район расположения ТЭЦ	Тип температурного графика теплосети	Расчетные нагрузки ТЭЦ			Кэф-т теплофикации $\lambda_{ТЭЦ}$	Тип теплофикации турбин
			На отопление	На вентиляцию	На ГВС		
1.	Архангельск	130/70	225	68	45	0,6	пт
2.	Барнаул	150/70	220	98	55	0,7	т
3.	Астрахань	130/70	170	90	40	0,58	пт
4.	Брянск	150/70	305	110	70	0,59	т
5.	Пермь	150/70	250	105	75	0,62	пт
6.	Казань	130/70	190	125	90	0,72	т,пт
7.	Иркутск	150/70	320	120	85	0,58	пт
8.	Новосибирск	150/70	300	100	80	0,55	пт,т
9.	Ульяновск	130/70	200	95	70	0,53	пт
10.	Вологда	130/70	280	115	95	0,62	пт,т
11.	Караганда	130/70	274	125	95	0,57	пт
12.	Самара	150/70	250	135	80	0,61	т,р
13.	Курск	150/70	175	105	60	0,7	т,р
14.	Москва	150/70	350	155	140	0,62	т,р
15.	Ниж. Новгород	150/70	300	115	95	0,53	пт,т
16.	Пенза	130/70	255	105	92	0,57	пт,т
17.	Саратов	130/70	210	120	80	0,58	пт,т
18.	С.Петербург	150/70	320	135	105	0,59	т,р
19.	Уфа	150/70	310	115	85	0,62	т
20.	Челябинск	130/70	330	110	77	0,71	пт,т
21.	Оренбург	150/70	370	110	70	0,66	пт,т
22.	Волгоград	150/70	200	120	50	0,68	р,т
23.	Курск	130/70	280	120	85	0,59	пт,т
24.	Самара	130/70	300	125	90	0,53	р,т
25.	Казань	150/70	250	115	95	0,54	пт,т
26.	Пенза	130/70	230	125	70	0,55	р,т
27.	Уфа	150/70	230	130	90	0,58	р,т
28.	Москва	130/70	210	170	180	0,62	пт,т
29.	Курск	150/70	300	155	130	0,6	т,р
30.	Самара	150/70	310	135	105	0,7	т
31.	Астрахань	130/70	150	70	85	0,5	пт
32.	Ульяновск	130/70	310	110	75	0,62	т
33.	Волгоград	150/70	250	100	90	0,53	пт
34.	Волгоград	150/70	200	110	95	0,57	р,т
35.	Пенза	130/70	210	99	75	0,58	пт,т
36.	Челябинск	150/70	225	68	45	0,59	пт,т

Методическое обеспечение самостоятельной работы.

Материал для самостоятельной подготовки к лекциям и практическим занятиям.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ МЕРОПРИЯТИЙ

Определение комплекса энергосберегающих мероприятий с целью оптимизации теплового режима является необходимым для достижения наибольшей экономической эффективности энергосбережения на предприятиях и изыскания источников финансирования планируемой реконструкции. Методически оно одинаково для приватизированных и находящихся в государственном ведении предприятий; различие будет только в продолжительности выполнения соответствующих мероприятий (в приватизированных предприятиях, быстрее изменяющих производственные технологии, эта продолжительность обычно бывает меньшей).

Определение экономически наиболее целесообразного комплекса энергосберегающих мероприятий следует производить в последовательности, предлагаемой в [2] и представленной на рис. 1. Основой здесь является перспективный план развития предприятия на ближайшие 3-5 лет (учитывая, что в течение переходного периода экономики более длительный план часто будет нереальным, а также исходя из требования о снижении энергоемкости продукции уже в ближайшие годы) (*этап А*).

При определении такого комплекса для санитарно-технических устройств обязательной является предварительная наладка и регулирование их работы с тем, чтобы параметры этих устройств были близки к проектным. Выявляя соответствие ограждающих конструкций существующих зданий или сооружений определенным требованиям [5], следует учитывать, что капитальные вложения в реконструкцию ограждений низкоэффективны, однако при повышении уровня теплозащиты здания уменьшаются капитальные вложения в систему отопления и снижаются текущие затраты на поддержание теплового режима здания.

На *этапе Б* выделяют и оценивают по величине возможную экономию всех видов энергии и все энергосберегающие мероприятия, которые могут быть осуществлены практически (производят инвентаризацию всех возможных источников экономии теплоты). При инвентаризации предварительно определяют предполагаемое назначение сэкономленной теплоты (в системах вентиляции, горячего водоснабжения и др.).

Следует отметить, что выполнение этапа Б необходимо не только для определения комплексов мероприятий, которые будут реализованы в первую очередь, но и для того, что бы со временем - при реконструкции, расширении предприятия или внедрении новых производственных технологий, требующих увеличения расхода теплоты, - данные, полученные на этом этапе, смогли быть использованы в поисках дополнительных источников ее получения.

На *этапе В* определяют количественную потребность предприятия в сэкономленной теплоте $Q_{номр}$ по отдельным годам T и видам систем. Границами этой потребности должно считаться количество теплоты, которое может быть сэкономлено при работе единицы оборудования в условиях энергосберегающего мероприятия в намеченном режиме и принятой длительности его работы - это можно считать ми-

нимальной величиной достигаемого теплосбережения. Максимальная его величина определяется исходя из лимита Капитальных вложений, которые предприятие наметило выделить на выполнение соответствующих мероприятий, и потребностей в сэкономленной теплоте.

При выполнении расчетов, производимых на этапе В, рекомендуется исходить из формул, определяющих потребность в теплоте различных санитарно-технических систем производственных зданий при снабжении от ТЭЦ в году $t \dots T+1$ или производственной котельной за этот же период времени (по алгоритмам раздела 2).

При расчете экономической эффективности следует помнить, что возможной причиной ее снижения может явиться малый срок действия мероприятия - до смены принятой производственной технологии новой (возможная экономия на затратах энергии не успеет окупить выполненные капитальные вложения).

Содержанием *этапа Г* является определение капитальных вложений и годового экономического эффекта по каждому мероприятию, включенному в инвентаризационное число. Определение необходимых капитальных вложений по каждому из намеченных теплосберегающих мероприятий производят с учетом вероятности выполнения этих вложений в несколько очередей.

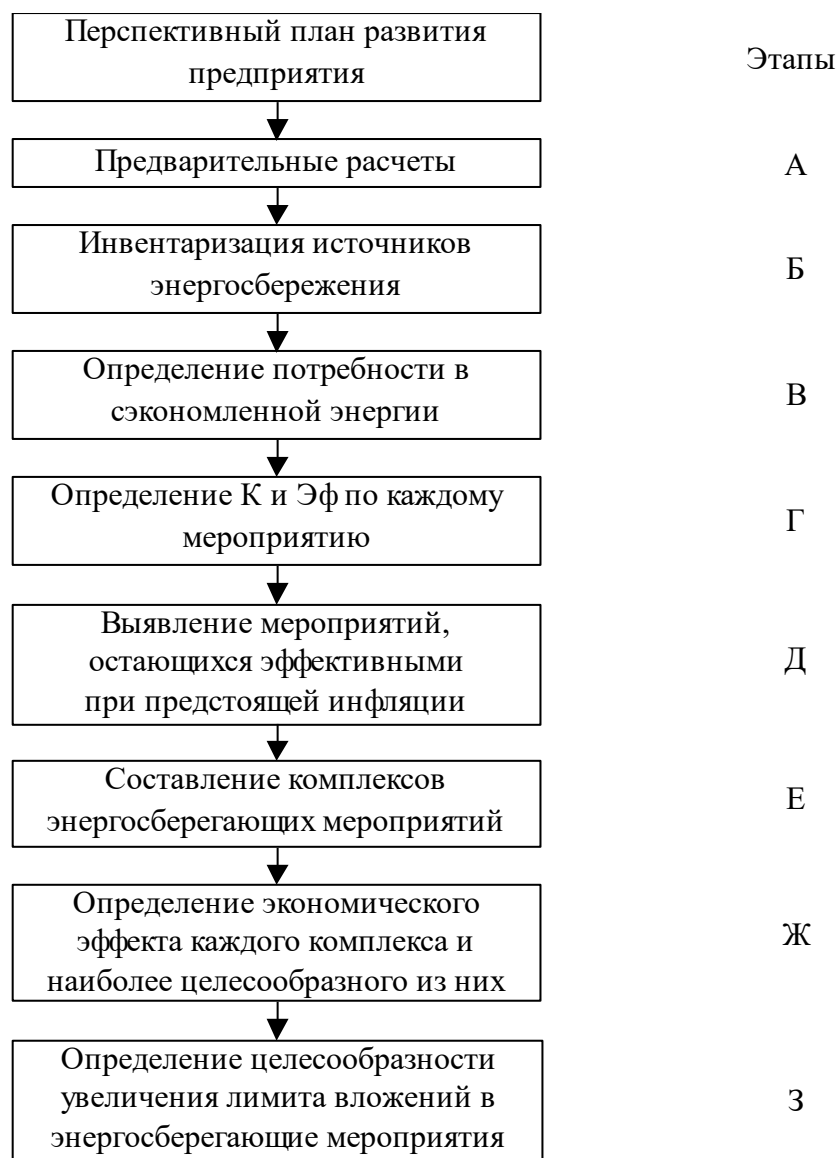


Рис.1. Схема последовательности определения экономически наиболее эффективного комплекса энергосберегающих мероприятий

На *этапе Д* производится выявление тех из мероприятий, которые в условиях инфляции останутся экономически эффективными. На основании этих расчетов выявляются те из них, которые только в будущем могут стать экономически эффективными и поэтому их из дальнейшего рассмотрения следует исключить.

С учетом такого результата на *этапе Е* составляют комплексы мероприятий, которые могут быть практически внедренными (с разделением по годам внедрения) в соответствии с потребностью в сэкономленной теплоте и лимитами капитальных вложений в энергосберегающие мероприятия, намеченные на те же годы.

Содержанием *этапа Ж* является определение экономической эффективности каждого из комплексов, составленных на предыдущем этапе, при этом следует исходить из величин капитальных вложений и эксплуатационных затрат, которые бу-

дут иметь место в рассматриваемом периоде времени.

Определение экономически наиболее целесообразного комплекса энергосберегающих мероприятий производится с целью определения размеров инвестиций и их рационального применения. Все расчеты должны производиться исходя из предпосылки, что для осуществления мероприятия по энергосбережению предприятие использует банковский кредит Kp . Эффективность комплекса мероприятий \mathcal{E}_m должна будет обеспечивать возвратность заемных средств $СтавKp$ и выплату процентов за кредит. Это условие выполнимо в тех случаях если

а) рентабельность производства превысит свои номинальные значения до уровня, позволяющего направлять часть прибыли на погашение кредита и на расширение воспроизводства основных фондов;

б) сокращение эксплуатационных затрат по абсолютному значению полностью обеспечит возвратность кредита.

В первом случае критерием экономической целесообразности данного комплекса энергосберегающих мероприятий является условие

$$\mathcal{E}_m \geq \frac{Kp + СтавKp^{-1}}{T}, \text{ или } Рен^{EM} - Рен^0 \rightarrow \max, \quad (1)$$

где $Рен^{EM}$; $Рен^0$ - рентабельность предприятия до и после осуществления комплекса мероприятий;

$\frac{Kp}{T}$ - годовая норма возврата заемных средств банку или дивиденды инвестора на вложенный капитал;

$\frac{СтавKp^{-1}}{T}$ - годовая норма платы за услуги банка по кредитованию единовременных затрат (депозит) уменьшается пропорционально окупаемости затрат;

здесь $Став^{-1}$ - банковский процент за кредит в год

Указанное условие может быть представлено в следующем виде

$$\Delta C_6 \geq \frac{Kp}{T}; \text{ или } \left(\frac{1}{C_6 - \Delta C_6} \right) - \left(\frac{1}{C_6} \right) \rightarrow \max, \quad (2)$$

Откуда разность годовых эксплуатационных затрат $\Delta C_6 \rightarrow \max$

$$\sum_{m=1}^{M+1} \sum_t [\Delta T_{mt} \cdot Y_t \pm \Delta \mathcal{E}_{mt} \cdot Y_t - (P_k + P_t) Y_t - A_{mt} Y_t] \rightarrow \max, \quad (3)$$

где m - порядковый номер энергосберегающего мероприятия;

$M+1$ - количество мероприятий, входящих в этот комплекс.

Во втором случае критерием экономической целесообразности данного комплекса энергосберегающих мероприятий является условие

$$СтавKp^{-1} \leq D_{ком} \geq Рен^0, \% \text{ в год (без учета инфляции),} \quad (4)$$

где $D_{ком}$ - доходность комплекса мероприятий, или

$$\text{Став}Kp^{-t} \leq \frac{\sum_{t=0}^{T+1} \Delta U_{MT} Y_T}{T_{cl} K_{MT} \alpha^t} \geq \text{Рен}^0, \quad (5)$$

где ΔU_{MT} - уменьшение эксплуатационных затрат при M -м мероприятии в году $t... T+1$.

На *этапе 3* составляют смету и определяют размеры капитальных вложений. Если окажется, что высокоэффективными являются несколько комплексов мероприятий, то возможно осуществить перераспределение средств предприятия с целью увеличения лимита на освоение капитальных вложений, имеющих целью теплосбережение, за счет инвестиций, намеченных для осуществления других задач. Однако при ограниченном лимите средств, которые предприятие может выделить на энергосбережение, их перераспределение по приоритетным направлениям возможно при условии, если прибыль предприятия при этом возрастает вследствие снижения себестоимости выпускаемой продукции.

$$\Delta\Pi = \frac{\left(\sum_{T=1}^5 C'_{\delta T} - \sum_{T=1}^5 C''_{\delta T} \right)}{5} \text{ или } \Delta\Pi = \frac{\left(\sum_1^T C'_{\delta T} - \sum_1^T C''_{\delta T} \right)}{5}, \text{ грн./год}, \quad (6)$$

где $\Delta\Pi$ - изменение прибыли предприятия, грн./год;

$C'_{\delta T}$ - себестоимость выпускаемой продукции в T -м году при установленном лимите капитальных вложений в энергосберегающие мероприятия;

$C''_{\delta T}$ - то же, при увеличенном их лимите;

$T = (1, 2...5)$ - рекомендуемые сроки изменений величины дополнительной прибыли при увеличении указанного лимита, учитывающие частоту смен производственной технологии, лет.

При таком перераспределении капитальных вложений недопустим отказ от мероприятий, имеющих целью охрану труда, соблюдение техники безопасности и защиту окружающей среды. Оптимизация теплового режима здания обеспечивает не только экономию теплоты и снижение суммарных приведенных затрат; одновременно повышается уровень комфортности и, как следствие, увеличивается производительность труда, обеспечивается лучшая сохранность здания.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ РАСЧЕТНЫХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ЗДА-

НИЯ

Возможности энергосбережения на практике при оптимизации теплового режима здания весьма значительны как за счет устранения перерасхода энергии в существующих производственных или гражданских зданиях, так и на стадии проектирования новых, имея в *виду* также и новые технологические возможности внутри них. К числу мероприятий, направленных на устранение перерасхода энергии, в основном относится регулировка действующих инженерно-технических систем отопления, вентиляции, калориферных установок и воздушно-тепловых завес (с обязательной фиксацией ее результатов).

Уменьшение проектного расхода энергии на стадии проектирования новых или реконструкции действующих производственных (или гражданских) технологий достигают в результате конкретного комплекса энергосберегающих мероприятий. В качестве примера для системы вентиляции может быть рассмотрено использование теплоты удаляемого из помещений воздуха, выделяющегося от производственного оборудования, при реконструкции воздушно-тепловых завес.

Расход топлива на отопление зданий (на поддержание требуемой температуры теплоносителя в сетях) во многих случаях может быть значительно снижен в результате определения экономически целесообразного уровня их теплозащиты.

Вследствие энергетического кризиса в нашей стране эта проблема особо актуальна.

ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ ТЕПЛОЗАЩИТЫ ЗДАНИЙ

Показателем теплотехнической оценки конструктивно-планировочного решения и тепловой эффективности здания является его фактическая тепловая характеристика.

При сравнении строящихся и реконструируемых (действующих) зданий предпочтение отдается последним, так как повышение уровня теплозащиты эксплуатируемых зданий может обеспечить снижение затрачиваемой на их отопление тепловой энергии, во много раз больше, чем при выполнении тех же мероприятий при проектировании новых зданий.

Затем следует учитывать, что большинство эксплуатируемых в настоящее время зданий проектировалось со сравнительно низким уровнем теплозащиты (повышающие ее нормативы были введены в действие лишь в 1995 г.).

Новые требования к уровню теплозащиты зданий, согласно СНиП И-3-79* «Строительная теплотехника», приводят к необходимости широкого использования в однослойных ограждающих конструкциях легких и ячеистых бетонов с низкой плотностью от 400 до 1000 кг/м³, а в многослойных ограждениях - эффективных утеплителей из пенопласта и минеральной ваты с плотностью 40-100 кг/м.

Для большей части территории Украины проектирование конструкций наружных стен жилых, общественных и других зданий из обыкновенного кирпича становится нецелесообразным, так как это приводит к чрезмерно большой толщине ограждения. Рационально принять стену из облегченной кладки или из обыкновенного кирпича со сверхлегким утеплителем, размещенным с наружной или внутренней стороны здания (как принято в примере 4.3.).

Повышение уровня теплозащиты эксплуатируемых зданий обусловлено не только необходимостью доведения этого уровня до требований СНиП II-3-79* "Строительная теплотехника", но и частым несоответствием фактического сопротивления теплопередаче наружных стен, покрытий (перекрытий) и заполнений световых проемов расчетной его величине. Такое несоответствие, в частности, вызвано не только низким качеством производства строительно-монтажных работ, но и повышенной, по сравнению с расчетной, влажностью ограждающих конструкций или их массы, либо обоим этих факторов одновременно.

УМЕНЬШЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ ЗДАНИЯМИ И СООРУЖЕНИЯМИ

Уменьшение расчетных потерь теплоты зданиями достигается повышением уровня их теплозащиты до оптимальной величины, при которой суммарные приведенные затраты, грн., на реконструкцию и эксплуатацию наружных ограждающих конструкций здания минимальны.

Варианты этих конструкций необходимо сопоставлять при оптимальном сопротивлении теплопередаче каждой из них, поэтому для всех вариантов сначала определяют слагаемые приведенных затрат в функциональной зависимости от толщины каждого слоя конструкции ограждения.

Для повышения L_0 наружных стен, стыковых соединений, покрытий (перекрытий) и заполнений световых проемов в эксплуатируемых зданиях разрабатываются различные мероприятия. Задача всегда заключается в том, чтобы выявить экономически наиболее целесообразный вариант с наименьшими приведенными затратами на данное мероприятие.

Расчеты по указанной задаче состоят из трех этапов:

а) определение величины отдельных слагаемых приведенных затрат в функциональной зависимости от сопротивления теплопередаче данной ограждающей конструкции;

б) определение приведенных затрат для принятых вариантов утеплителя при каждом назначаемом приращении слоя утеплителя по методу последовательного приближения;

в) сопоставление полученных минимальных приведенных затрат по всем вариантам утепления ограждающих конструкций с целью выявления экономически

более целесообразного из них.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОЙ КОНСТРУКЦИИ НАРУЖНЫХ СТЕН ПОКРЫТИЙ (ПЕРЕКРЫТИЙ)

Все расчеты производят с учетом установленного для данной конструкции ряда унифицированных толщин. При увеличении этой толщины затраты на конструкцию возрастают, а затраты на компенсацию потерь теплоты через нее снижаются.

В качестве минимальной для расчетов принимают ту унифицированную толщину, при которой R_0 конструкции будет равно или несколько выше минимально допустимого (в принятых климатических условиях) сопротивления теплопередаче R_0^{TP} , $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$, которое определяется по формуле

$$R_0^{TP} = \frac{n \cdot (t_g - t_n)}{\alpha_g \cdot \Delta t_n}, \quad (7)$$

где t_g - расчетная температура внутреннего воздуха, °C , принимаемая по нормам проектирования соответствующих зданий;

t_n - расчетная зимняя температура, °C , равная средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92;

n - коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху;

Δt_n - нормативный температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции;

α_g - коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

Градусо-сутки отопительного периода (ГСОП), °C сут, следует определять по формуле

$$\text{ГСОП} = (t_g - t_{on}) \cdot z_{om}, \quad (8)$$

где z_{om} - продолжительность отопительного периода, сут

t_{on} - средняя температура отопительного периода, °C .

Расчетные значения сопротивлений теплопередаче R_0 , $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$, однослойной или многослойной ограждающей конструкции определяют соответственно из уравнений (см. рис. 1):

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta_{1(y_m)}}{\lambda_{1(y_m)}} + \frac{1}{\alpha_n}; \quad (9)$$

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_g} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\delta_{y_m}}{\lambda_{y_m}} + \frac{1}{\alpha_n}, \quad (10)$$

где δ_i - толщина отдельных слоев ограждающей конструкции, м;

δ_{y_m} - толщина утепляющего слоя, м;

λ_i – коэффициент теплопроводности отдельных слоев ограждающей конструкции, Вт/(м·°С);

λ_{ym} – коэффициент теплопроводности утепляющего слоя, Вт/(м·°С);

α_n – коэффициент теплопередачи наружной поверхности ограждения, Вт/(м·°С).

Приведенное сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций, соответствующее высоким теплозащитным свойствам $R_0^{TP}_{ЭН}$, (м²·°С)/Вт, определяется по таблицам 1а* (первый этап) или 1б* (второй этап) СНиП II-3-79* (табл. 9 и 10), в зависимости от полученного значения ГСОП и типа здания или помещения.

Сравниваем R_0^{TP} и $R_0^{TP}_{ЭН}$:

если $R_0^{TP} > R_0^{TP}_{ЭН}$ – для дальнейших расчетов принимают R_0^{TP} ;

если $R_0^{TP} < R_0^{TP}_{ЭН}$ – для дальнейших расчетов принимают $R_0^{TP}_{ЭН}$;

Приравняв правую часть уравнения (10) к выбранной величине R_0^{TP} или $R_0^{TP}_{ЭН}$ получим выражение для определения предварительной толщины слоя утеплителя δ_{ym} , м:

$$\delta_{ym} = \left[R_0^{TP}_{ЭН} + \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\delta_{ym}}{\lambda_{ym}} \right) + \frac{1}{\alpha_n} \right] \cdot \lambda_{ym}, \quad (11)$$

Для панельных стен сопротивление теплопередаче, найденное по формулам (9) и (10), допускается умножать на коэффициент теплотехнической однородности r .

Вычисленное значение δ_{ym} должно быть скорректировано в соответствии с требованиями унификации конструкции ограждений.

Толщина наружных стен из кирпичной кладки может приниматься 0,38; 0,51; 0,64; 0,77 м, а наружных стеновых панелей 0,20; 0,25; 0,30; 0,40 м. После выбора общей толщины конструкции δ_o , м, и толщины утеплителя δ_{ym} , м, уточняем фактическое общее сопротивление теплопередаче R_o^ϕ , (м²·°С)/Вт, для всех слоев ограждения по формуле

$$R_o^\phi = \frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\delta_{ym}}{\lambda_{ym}} + \frac{1}{\alpha_n} \quad (12)$$

и проверяем условие

$$R_o^\phi \geq R_0^{TP}_{ЭН} \quad (13)$$

Если условие (13) не выполняется, то чаще всего целесообразен выбор строительного материала с меньшим коэффициентом теплопроводности.

Затем определяют приведенные затраты на изготовление конструкций (сборных изделий) по стоимости применяемых материалов интерполяцией затрат по унифицированным толщинам с целью выбора оптимальной по минимуму приведенных затрат (P_{min}). При расхождении величин P_{min} и ближайших к ней до 1,5% принимают вариант с меньшей толщиной.

В расчетах используется алгоритмы раздела 3.3, где $K_i = K_{с.к} + K_{от}$; при этом

$K_{с.к}$ - стоимость строительных конструкций; $K_{от}$ - затраты в системах отопления.

Рассчитываемые величины сопротивления теплопередаче и слагаемые приведенных затрат взаимосвязаны, поэтому их определяют по методу последовательного приближения.

Такая методика наиболее применима при проектировании новых или реконструкции действующих зданий и сооружений.

ВЫБОР ЦЕЛЕСООБРАЗНОЙ КОНСТРУКЦИИ ЗАПОЛНЕНИЯ СВЕТОВЫХ ПРОЕМОВ ЗДАНИЙ

Выбор целесообразной конструкции заполнения световых проемов зданий производится согласно СНиП II-3-79*, прил. 6 с целью выявления такой конструкции, приведенные затраты на которую минимальны. Обычным результатом оптимизации выбора конструкции являются увеличение ее сопротивления теплопередаче и уменьшение потерь теплоты.

Потери теплоты на нагрев инфильтрующегося наружного воздуха через неплотности заполнений световых проемов определяются на основании методики, изложенной в приложении 10 СНиП 2.04.05-91* «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

Современные подходы требуют не только правильного учета $Q_{инф}$, но и совершенствования конструкций заполнений световых проемов. Хорошей считается та конструкция, при которой предельная воздухопроводимость в 3 раза ниже, чем установленная, а отличной - в 12 раз.

Экономически оправданное увеличение R_0 заполнений световых проемов зданий в настоящее время получает широкое развитие. Дополнительная экономия теплоты достигается также при изготовлении конструкций, т.к. приведенные затраты на 1 м² стеновых панелей несоизмеримо больше, чем на 1 м² дополнительного остекления.

Суммарная по зданию экономия теплоты прямо пропорциональна площади, на которой окна могут быть заменены стеной, и разности коэффициентов теплопередачи окна и стены.

Применяют два варианта таких окон: с удалением воздуха, прошедшего через окна, в воздухопроводы вытяжной вентиляции или с выдавливанием его в атмосферу. При использовании таких окон не только экономится теплота, но и повышается уровень теплового комфорта, т.к. значительно увеличивается температура поверхности стекол, обращенных в помещение.

СНИЖЕНИЕ ЗАТРАТ ТЕПЛОТЫ НА НАГРЕВ ВОЗДУХА, ПРОНИКАЮЩЕГО

В ПОМЕЩЕНИЕ

Равнозначная по значимости проблема соблюдения теплового режима производственного ^и гражданского здания — снижение затрат теплоты на нагрев воздуха, проникающего в помещения через ворота, проемы в наружных стенах, а также через двери при частом их открывании. Методика определения расхода теплоты в таких случаях предусматривает определение $\Delta t_{расч} = t_v - t_n$, °С; вычисление относительных приточных и вытяжных площадей, м²; вычисление объема и температуры воздуха, подаваемого в помещение приточной системой вентиляции.

Для снижения затрат теплоты на нагрев воздуха в таких случаях устраивают воздушные завесы, уменьшающие количество врывающегося воздуха или нагревающие поступивший через проем наружный воздух; кроме того, изменяют конструкцию входа, благодаря чему повышается сопротивление воздухопроницанию.

Расход теплоты, Вт, на нагревание инфильтрующегося воздуха и тепловая мощность калорифера воздушно-тепловой завесы определяется по формуле

$$Q_3 = A \cdot L_3 \cdot (t_3 - t_{нач}), \quad (14)$$

где A - коэффициент, равный 0,28;

t_3 - температура подогреваемого воздуха, определяемая расчетом, °С;

$t_{нач}$ - температура воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой зоны или температура рециркуляционного воздуха, °С.

Вычисление расхода теплоты на воздушное отопление, Вт, производится по формуле

$$Q = L \cdot c \cdot (t_{np} - t_{yd}), \quad (15)$$

где L - расход воздуха, удаляемого из помещения системами вентиляции, м³/ч;

Q - тепловой поток для отопления, Вт;

t_{np} - температура подогреваемого воздуха, подаваемого в помещение, °С, определяемая расчетом;

t_{yd} - температура воздуха, удаляемого из рабочей зоны системами местных отсосов, °С;

c - теплоемкость воздуха, равная 1,2 кДж/(м³·°С).

После определения дополнительного расхода теплоты при условии $t_{нач} \leq t_{yd}$ определяется температура воздуха, °С, выходящего из калориферов агрегата завесы. Эта температура не должна превышать допустимую по нормам.

После расчета всех параметров работы воздушной завесы выполняют вторичный расчет с учетом влияния проема открытого тамбура.

Последний этап расчета - определение целесообразности капитальных вложений, грн., в намеченное мероприятие.

Нормативный срок окупаемости капитальных вложений, необходимых для возведения тамбуров и монтажа других теплосберегающих устройств и установок, должен соответствовать применяемой для данного конкретного случая формуле приведенных затрат, в гражданских зданиях определяемой по алгоритмам раздела 3,

исходя из срока службы здания, но не выше срока окупаемости основных капитальных затрат в целом по зданию.

Вместо устройства у технологических проемов воздушно-тепловых завес с отдельными калориферными агрегатами весьма перспективно устройство воздушных завес, работающих с рециркуляцией воздуха без затраты тепловой энергии (имеется в виду использование избыточной и явной теплоты в расположенных поблизости помещениях).

Определение расхода избыточной теплоты, Вт, осуществляется по формуле

$$Q_3 = L_o \cdot c \cdot (t_g - t_{нач}) + (t_{уд} - t_{нач}) \cdot c \cdot L_{уд}, \quad (16)$$

где $L_{уд}$ – расход воздуха, удаляемого из рабочей зоны системами местных отсосов, м³/ч;

L_o – расход воздуха, удаляемого из помещения системами общеобменной вентиляции, м³/ч;

t_g – температура удаляемого воздуха за пределами рабочей зоны, °С;

$t_{нач}$ – температура подаваемого воздуха, здесь $t_{нач} = t_{нар} \pm t_{расч}$, °С;

$t_{нар}$ – температура наружного воздуха, °С.

Такие завесы не только обеспечивают экономию тепловой и электрической энергии, но улучшают условия труда на рабочих местах, находящихся вблизи открываемых технологических проемов (см. пример 5.6).

Как правило, срок окупаемости таких завес ниже общетехнологического. Учитывая, что продолжительность их работы меньше, чем вентиляционной системы, и на срок ее службы мало влияет быстрота смены технологических процессов на предприятии, то и срок службы завесы можно принимать 15 лет и более.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ГЕНЕРАТОРОВ ТЕПЛОЭНЕРГИИ

При повышении, уровня теплозащиты зданий уменьшаются капитальные вложения не только в систему отопления, но и в генераторы теплоты (K_G). Их определяют как изменение суммы соответствующих вложений при изменении R_o ограждающих конструкций

$$K_G = \bar{K} \frac{t_g - t_n}{R_{oi}} k_g, \quad (17)$$

где K – удельное приращение стоимости котельной, определяемое исходя из условий изменения числа котлов в ней при изменении ограждающих конструкций зданий, снабжаемых теплотой от этой котельной, грн./Вт;

k_g – коэффициент, учитывающий дополнительные теплопотери зданиями и наружными теплопроводами.

Теплоснабжение городских потребителей от теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) и районных котельных непрерывно возрастает, этот результат объясняется высокой

экономичностью ТЭЦ из-за одновременной выработки ею теплоты и электроэнергии и максимального уровня КПД установок [23].

В соответствии со СНиП И-35-76, проектирование новых и расширение действующих котельных должно осуществляться по утвержденным схемам теплоснабжения, т.е. с учетом количества и режимов потребления теплоты промышленными предприятиями и жилищно-коммунальным сектором. Число и единичная мощность котлоагрегатов, параметры и вид теплоносителя зависят от суммарных тепловых нагрузок котельной и режима отпуска теплоты, определяемого режимом работы потребителей.

Увеличение мощности котельных экономически целесообразно, так как при наличии достаточного числа потребителей тепловой энергии, увеличение единичной мощности и количества котлоагрегатов приводит к снижению себестоимости продукции и штатного коэффициента. Однако результат может быть иным, если котельные в течение длительного периода работают с низким коэффициентом использования установленной тепловой мощности - явление, характерное для современных условий при явном росте неплатежей от потребителей теплоэнергии и пара, а также в связи с отсутствием топлива по этой причине. При таких условиях мощные котельные выходят из нормальной эксплуатации, удельно (в гривнах на единицу выработанной продукции) возрастают многие слагаемые себестоимости тепловой энергии: амортизационные отчисления, затраты на электроэнергию, заработная плата обслуживающего персонала и проч.

Степень экономической эффективности котельных зависит от темпов развития инфраструктуры энергопотребителей: чем выше эти темпы, тем скорее котельные выйдут на условия нормальной эксплуатации. Однако, есть и внутренние резервы, обеспечивающие наименьшие приведенные затраты за срок их службы при наличии сравнительно невысокого штатного коэффициента.

Эффективность сжигания топлива повышается главным образом путем комплексной механизации топочного процесса; повышением газоплотности котлов, с увеличением которой одновременно повышается и длительность их работы.

Известно, что с увеличением теплопроизводительности котла удельные потери в окружающую среду уменьшаются, а удельные потери с уходящими газами, химическим и механическим недожогом увеличиваются.

Зная зависимость КПД котлов от их тепловой нагрузки, можно установить и рациональный режим их работы (см. пример 5.9). Еще больший эффект будет получен, если помимо этих расчетов будут определены температуры воды, выходящей из каждого котла при разных $t_{нач}$, что позволяет сэкономить значительное количество топлива без дополнительных капитальных вложений.

С экономической точки зрения целесообразно снижать потери теплоты с уходящими из котла газами, доводя до допустимого минимума избыток воздуха в топке путем регулирования его количества, а также используя теплоту газов, уходящих из котельной установки, в двухкорпусных контактных экономайзерах.

Экономайзерами, устанавливаемыми за котлами, обычно снижают температуру уходящих газов. Чем дороже сжигаемое в них топливо, тем целесообразнее более глубокое охлаждение газов в экономайзере. Экономически целесообразная температура этих газов за экономайзером $t_{эк}$ должна удовлетворять условию

$$t_{кор} \leq t_{эк} < t_{вх} \quad (18)$$

где $t_{кор}$ - минимально допустимая температура газов в экономайзере исходя из его коррозионной стойкости;

$t_{вх}$ - температура газов, входящих в экономайзер.

При определении приведенных затрат Π , грн., на экономайзеры учитывают, что стоимость сэкономленного с их помощью топлива $T_{эк}$, грн./год, является отрицательной величиной (оно не расходуется, а сберегается), а затраты на капитальный и текущий ремонт экономайзеров $(P_k + P_t)_{эк}$ принимают равными 12 % их стоимости $K_{эк}$:

$$\Pi_i = K_{эк} + 12,5(P_k + P_t - T_{эк}) = 2,5K_{эк} - 12,5T_{эк} \quad (19)$$

Экономическая эффективность применения экономайзеров в значительной степени зависит от плотности орошения его насадки водой, скорости газов в нем и принятой высоты насадки. При увеличении скорости газов и плотности орошения (или увеличении высоты насадки) снижается стоимость экономайзера и повышается уровень использования их теплоты, но возрастают расходы на электроэнергию.

Однако экономическую эффективность экономайзерной установки можно повысить путем применения таких видов насадков, которые сочетают в себе большую площадь поверхности теплообмена с более аэродинамически обтекаемой формой. Более того, наличие в котельных не только контактных экономайзеров, но и контактных воздухоподогревателей позволяет одновременно уменьшить расход топлива и отказаться от применения химводоочистки для подпитки систем теплоснабжения.