Библиотека СОК

Справочное пособие

Теплоэнергетика электрических станций

Редактор Л.А. Климова

Издательство «Беларусь»

1973

СОДЕРЖАНИЕ

Глава первая. **Общие сведения** 3

§ 1-1. Единицы измерения 3
§ 1-2. Энергетическое топливо 8
§ 1-3. Термодинамические свойства водяного пара 23
Насыщенный водяной пар 24
Перегретый водяной пар 27
§ 1-4. Металлы котлотурбостроения 30

Глава вторая. **Тепловые паротурбинные электрические станции** 38

§ 2-1. Типы и мощности электрических станций 38
§ 2-2. Конденсационные паротурбинные электростанции 39
§ 2-3. Теплофикационные паротурбинные электростанции 49
§ 2-4. Технико-экономические показатели ТЭС 58
Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении 65
Экономия топлива при комбинированной выработке энергии на ТЭЦ 67
Коэффициент теплофикации 68
Собственные нужды электростанции 70
§ 2-5. Методы повышения эффективности термодинамического цикла паротурбинных ТЭС 73
Начальные параметры пара 73
Конечные параметры пара 75
Промежуточный перегрев пара 76
Регенеративный подогрев питательной воды 78
§ 2-6. Принципиальная тепловая схема ТЭС 81

Глава третья. **Паротурбинные установки электростанций** 85

§ 3-1. Основные сведения из теории турбомашин 85
§ 3-2. Геометрические и режимные характеристики турбинных решеток 90
§ 3-3. Потери энергии в турбине. К. п. д. 93
§ 3-4. Технико-экономические характеристики турбин 101
§ 3-5. Переменный режим работы турбины 103
§ 3-6. Энергетические характеристики паровых турбин 123
§ 3-7. Конденсаторы паровых турбин 125
§ 3-8. Конденсатные и циркуляционные насосы паротурбинных установок 129
§ 3-9. Пароструйные и водоструйные эжекторы 132
Регенеративные подогреватели 132

Глава четвертая. **Парогенераторные установки электрических станций** 137

§ 4-1. Парогенераторы 137
Основные параметры паровых стационарных котлов (ГОСТ 3619—69) 138
Выбор паропроизводительности и числа энергетических парогенераторов (паровых котлов) 141
§ 4-2. Подготовка твердого топлива к сжиганию 148
Пылеприготовительные установки 148
Выбор систем пылеприготовления и мельниц 153
Общие положения 153
§ 4-3. Основные расчетные зависимости 159
Выбор коэффициента избытка воздуха в топочном устройстве 162
Выбор температуры продуктов сгорания на выходе из топочного устройства 166
Выбор температуры уходящих газов 168
§ 4-4. Тепловой баланс 172
§ 4-5. Основные сведения о тягодутьевых машинах 183
Давление, создаваемое вентилятором 184
Производительность вентилятора 185
Мощность 186
Зависимость производительности, давления и мощности от числа оборотов машины 186
Влияние состояния всасываемого газа на работу вентилятора 187
Маркировка, аэродинамические схемы, номенклатура и характеристики тягодутьевых машин 187
§ 4-6. Выбор тягодутьевых машин 196
Основные принципы выбора вентиляторов 196
Выбор тягодутьевых машин 198

Глава пятая. **Вспомогательное общестанционное оборудование** . . . 202

§ 5-1. Деаэрационно-питательная установка 202
§ 5-2. Испарительные и паропреобразовательные установки 209
§ 5-3. Подогревательные установки 214
§ 5-4. Станционные трубопроводы 216

Глава шестая. **Водоподготовка и водный режим тепловых электрических станций** 228

§ 6-1. Основные схемы водоподготовительных установок. Качество обработанных вод 228
§ 6-2. Производительность водоподготовительных установок . . . 240
§ 6-3. Основы расчета водоподготовительных установок 241
Расчет осветлительных и ионитных фильтров 241
Расчет осветлителей 243
§ 6-4. Химические реагенты и материалы 245
§ 6-5. Водоподготовительное оборудование 250
§ 6-6. Водный режим электрических станций 259
Определение количества отложений 259
Определение скорости коррозии 259
Способы предотвращения коррозии станционного оборудования и трубопроводов 265
Расчет дозировки гидразина и аммиака 266
Коррекционная обработка котловой воды 266
§ 6-7. Химическая очистка оборудования 267
Расчет расхода реагентов для химической очистки оборудования 268
Консервация парогенераторов 270

Глава седьмая. **Вспомогательные сооружения тепловых электростанций** 273

§ 7-1. Топливное хозяйство 273
Топливное хозяйство электростанций на твердом топливе . . . 273
Топливное хозяйство электростанций, работающих на жидком и газообразном топливе 284
§ 7-2. Очистка дымовых газов 288
Золоуловители 289
Дымовые трубы 294
§ 7-3. Шлакозолоудаление 300
§ 7-4. Техническое водоснабжение 306

Глава первая

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

§ 1-1. ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ

Таблица 1-1

Международная система единиц СИ

Наименование величин	Единицы измерения	Обозначение	Размер единиц
1	2	3	4
	Основные единицы		
Длина	метр	*м*	—
Масса	килограмм	*кг*	—
Время	секунда	*с*	—
Сила электрического тока	ампер	*А*	—
Термодинамическая температура	градус Кельвина	°К	—
Сила света	кандела	*кд*	—
	Дополнительные единицы		
Плоский угол	радиан	*рад*	—
Телесный угол	стерадиан	*ср*	—
	Производные единицы		
Площадь	квадратный метр	$м^2$	$(1\ м)^2$
Объем	кубический метр	$м^3$	$(1\ м)^3$
Частота	герц	*Гц*	$1:(1\ с)$
Плотность (объемная масса)	килограмм на кубический метр	$кг/м^3$	$(1\ кг):(1\ м)^3$
Скорость	метр в секунду	*м/с*	$(1\ м):(1\ с)$

Продолжение таблицы 1-1

1	2	3	4
Угловая скорость	радиан в секунду	*рад/с*	(1 *рад*) : (1 *с*)
Ускорение	метр на секунду в квадрате	$м/с^2$	(1 *м*) : (1 *с*)^2
Угловое ускорение	радиан на секунду в квадрате	$рад/с^2$	(1 *рад*) : (1 *с*)^2
Сила, сила тяжести (вес)	ньютон	*Н*	(1 *кг*) (1 *м*) : (1 *с*)^2
Давление (механическое напряжение)	ньютон на квадратный метр	$Н/м^2$	(1 *Н*) : (1 *м*)^2
Динамическая вязкость	ньютон-секунда на квадратный метр	$Нс/м^2$	(1 *Н*) (1 *с*) : (1 *м*)^2
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	$м^2/с$	(1 *м*)^2 : (1 *с*)
Работа, энергия, количество теплоты	джоуль	*Дж*	(1 *Н*) (1 *м*)
Мощность	ватт	*Вт*	(1 *дж*) : (1 *с*)
Количество электричества (электрический заряд)	кулон	*Кл*	(1 *А*) (1 *с*)
Электрическое напряжение, разность электрических потенциалов, э. д. с.	вольт	*В*	(1 *В*) : (1 *А*)
Напряженность электрического поля	вольт на метр	*В/м*	(1 *В*) : (1 *м*)
Электрическое сопротивление	ом	*Ом*	(1 *В*) : (1 *А*)
Электрическая емкость	фарада	*Ф*	(1 *Кл*) : (1 *В*)
Магнитный поток	вебер	*Вб*	(1 *Кл*) (1 *Ом*)
Индуктивность	генри	*Г*	(1 *Вб*) : (1 *А*)
Магнитная индукция	тесла	*Т*	(1 *Вб*) : (1 *м*)^2
Напряженность магнитного поля	ампер на метр	*А/м*	(1 *А*) : (1 *м*)
Магнитодвижущая сила	ампер	*А*	1*А*
Световой поток	люмен	*лм*	(1 *св*) · (1 *стер*)
Яркость	кандела на квадратный метр	$кд/м^2$	(1 *кд*) : (1 *м*)^2
Освещенность	люкс	*лк*	(1 *лм*) : (1 *м*)^2

Продолжение таблицы 1-1

1	2	3	4
Механические единицы системы МКС, основанные на системе СИ			
Удельный вес	ньютон на кубический метр	$Н/м^3$	(1 *Н*) : (1 *м*)^3
Момент инерции (динамический)	килограмм-метр в квадрате	$кг \cdot м^2$	(1 *кг*) · (1 *м*)^2
Тепловые единицы системы МКГС, основанные на системе СИ			
Количество теплоты, термодинамический потенциал, энтальпия	джоуль	*Дж*	(1 *Н*) · (1 *м*)
Теплоемкость системы	джоуль на градус	*Дж/град*	(1 *Дж*) : (1 *град*)
Удельная теплоемкость	джоуль на килограмм-градус	*Дж/кг град*	(1 *Дж*) : (1 *кг*) (1 *град*)
Энтропия системы	джоуль на градус	*Дж/град*	(1 *Дж*) : (1 *град*)
Удельная энтропия	джоуль на килограмм-градус	$\frac{Дж}{кг\ град}$	(1 *Дж*) : (1 *кг*) (1 *град*)
Тепловой поток	ватт	*Вт*	(1 *Вт*)
Поверхностная плотность теплового потока	ватт на квадратный метр	$Вт/м^2$	(1 *Вт*) : (1 *м*)^2
Коэффициент теплообмена (теплоотдачи, теплопередачи)	ватт на квадратный метр-градус	$\frac{Вт}{м^2\ град}$	(1 *Вт*) : (1 *м*)^2 (1 *град*)
Коэффициент теплопроводности	ватт на метр-градус	*Вт/м град*	(1 *Вт*) : (1 *м*) (1 *град*)
Коэффициент температуропроводности	квадратный метр на секунду	$м^2/с$	(1 *м*)^2 : (1 *с*)
Температурный градиент	градус на метр	*град/м*	(1 *град*) : (1 *м*)

Таблица 1-2

Соотношение между применяемыми в теплотехнике единицами измерения, основанными на системе МКГСС и калории, и единицами системы СИ

Система МКГСС, калория — система СИ	Система СИ — система МКГСС, калория
1	2
Единицы массы	
1 $кгс\ с^2/м = 9{,}80665\ кг$	1 $кг = 0{,}101972\ кгс\ с^2/м$

1	2
Единицы силы	
1 *кгс* = 9,80665 *Н*	1 *Н* = 0,10197 *кгс*
Единицы давления	
1 *бар* = 10^5 *Н/м²* = 1,01972 *кгс/см²* = 750,06 *мм рт. ст* = $1{,}0972 \cdot 10^4$ *мм вод. ст*	1 *Н/м²* = $0{,}101972 \cdot 10^{-5}$ *кгс/см²* = 0,101972 *кгс/м²*
1 *атм* (физическая) = 760 *мм рт. ст* = $1{,}01325 \cdot 10^5$ *Н/м²* = 1,01325 *бар*	1 *Н/м²* = $0{,}98692 \cdot 10^{-5}$ *атм* = $7{,}5006 \cdot 10^{-3}$ *мм рт. ст* = 0,101972 *мм вод. ст* = 10^{-5} *бар*
1 *кгс/м²* = 1 *мм вод. ст* = 9,80665 *Н/м²* = $9{,}80665 \cdot 10^{-5}$ *бар*	—
1 *мм рт. ст* = 133,332 *Н/м²* = $1{,}33322 \cdot 10^{-3}$ *бар*	—
1 *атм* (техническая) = 735,6 *мм рт. ст* = 1 *кгс/см²* = 10^4 *мм вод. ст* = $98{,}1 \cdot 10^3$ *Н/м²* = 0,981 *бар*	—
Единицы динамической вязкости	
1 *кгс·с/м²* = 9,80665 *Нс/м²* = 9,80665 *кг/мс*	1 *Н с/м²* = 1 *кг/м с* = 0,101972 *кгс с/м²*
Единицы работы и энергии	
1 *кгс·м* = 9,80665 *Дж*	1 *Дж* = 0,101972 *кгс·м*
1 *кВт·ч* = 3,6 10^6 *Дж*	1 *Дж* = $0{,}27778 \cdot 10^{-6}$ *кВт·ч*
Единицы мощности	
1 *кгс м/с* = 9,80665 *Вт*	1 *Вт* = 0,101972 *кгс м/с*
1 *л. с.* = 735,499 *Вт*	1 *Вт* = 0,0013596 *л. с.*

ТЕПЛОВЫЕ ЕДИНИЦЫ

Количество теплоты	
1 *кал* = 4,1868 *Дж*	1 *Дж* = 0,23885 *кал*
1 *ккал* = 4186,8 *Дж*	1 *Дж* = $0{,}23885 \cdot 10^{-3}$ *ккал*
Тепловой поток	
1 *кал/с* = 4,1868 *Вт*	1 *Вт* = 0,23885 *кал/с*
1 *ккал/ч* = 1,1630 *Вт*	1 *Вт* = 0,859845 *ккал/ч*
Удельная теплота	
1 *кал/г* = 1 *ккал/кг* = 4186,8 *Дж/кг*	1 *Дж/кг* = 0,23885 *кал/г* = 0,23885 *ккал/кг*

1	2
Удельная теплоемкость, удельная энтропия	
1 *кал/гград* = 1 *ккал кг град* = 4186,8 *Дж/кг град*	1 *Дж/кг град* = $0{,}23885 \times 10^{-3}$ *кал/г град* = $0{,}23885 \times 10^{-3}$ *ккал/кг град*
Плотность теплового потока	
1 *кал/см²·с* = 41868 *Вт/м²*	1 *Вт/м²* = $0{,}23885 \cdot 10^{-4}$ *кал/см²·с* =
1 *кал/м²·ч* = 1,1630 *Вт/м²*	= 0,859845 *ккал/м²·ч*
Коэффициент теплоотдачи, теплопередачи	
1 *кал/см²·с·град* = 41868 *Вт/м²·град*	1 *Вт/м² град* = $0{,}23885 \times 10^{-4}$ *кал/см²·с град* =
1 *кал/м²·ч·град* = 1,1630 *Вт/м² град*	= 0,859845 = *ккал/м²·ч град*
Коэффициент теплопроводности	
1 *кал/см·с·град* = 418,68 *Вт/м·град*	1 *Вт/м·град* = $0{,}23885 \times 10^{-2}$ *кал/см·с·град* =
	= 0,859845 *ккал/мч·град*

ПЕРЕВОДНЫЕ ФОРМУЛЫ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР

$t = T - 273{,}15 = 5/9\,(f - 32)$; t — температура в °C;

$T = t + 273{,}15 = 5/9\,f + 255{,}37$; T — температура в °K;

$f = 9/5\,t + 32 = 9/5\,T - 459{,}67$; f — температура в °F.

Примечание. Численные значения удельных величин, относящиеся в системе МКГСС к единице силы (1 *кгс* или 1 *кГ*), в системе СИ должны относиться к единице массы (1 *кг*).

Таблица 1-3

Кратные и дольные единицы измерения

Наименование приставки	Обозначения: русские	Обозначения: латинские или греческие	Кратность и дольность
Тера	Т	*T*	10^{12} = 1 000 000 000 000
Гига	Г	*G*	10^9 = 1 000 000 000
Мега	М	*M*	10^6 = 1000 000
Кило	к	*k*	10^3 = 1 000

Продолжение таблицы 1-3

Наименование приставки	Обозначение: русское	Обозначение: латинское или греческое	Кратность и дольность
Гекто	г	*h*	$10^{2} = 100$
Дека	да	*da*	$10^{1} = 10$
Деци	д	*d*	$10^{-1} = 0,1$
Санти	с	*c*	$10^{-2} = 0,01$
Милли	м	*m*	$10^{-3} = 0,001$
Микро	мк	μ	$10^{-6} = 0,000001$
Нано	н	*n*	$10^{-9} = 0,000000001$
Пико	п	*p*	$10^{-12} = 0,000000000001$

§ 1-2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО

Топливо в том виде, в каком оно поступает к потребителю для использования, называется рабочим. Его элементарный химический состав:

$$C^{р} + H^{р} + O^{р} + N^{р} + S^{р}_{ор+к} + A^{р} + W^{р} = 100\%, \qquad (1\text{-}1)$$

где $C^{р}$, $H^{р}$, $O^{р}$, $N^{р}$, $S^{р}_{ор+к}$ — углерод, водород, кислород, азот, сера органическая и колчеданная, %;

$A^{р}$ — зола, %;
$W^{р}$ — влага, %.

Сухая масса топлива получается после удаления из него влаги:

$$C^{с} + H^{с} + O^{с} + N^{с} + S^{с}_{ор+к} + A^{с} = 100\%. \qquad (1\text{-}2)$$

Безводное и беззольное топливо характеризуется элементарным химическим составом горючей массы:

$$C^{г} + H^{г} + O^{г} + N^{г} + S^{г}_{ор+к} = 100\%. \qquad (1\text{-}3)$$

Пересчет элементарного состава топлива с горючей массы на рабочую производится с помощью постоянного пересчетного коэффициента:

$$K = \frac{100 - (A^{р} + W^{р})}{100}. \qquad (1\text{-}4)$$

Например, $C^{р} = C^{г}\,\frac{100 - (A^{р} + W^{р})}{100}\,\%$.

Пересчетный коэффициент для подсчета процентного содержания рабочего топлива через сухую массу:

$$K' = \frac{100 - W^{р}}{100}, \qquad (1\text{-}5)$$

сухого топлива через горючую массу

$$K'' = \frac{100 - A^{с}}{100}. \qquad (1\text{-}6)$$

Высшая теплота сгорания топлива — это количество тепла, выделяющееся при полном сгорании 1 *кг* твердого (жидкого) или 1 нормального $м^3$ газообразного топлива. Сюда входит тепло, выделяющееся при конденсации водяных паров, которые содержатся в продуктах сгорания топлива.

Низшая теплота сгорания топлива не учитывает скрытую теплоту парообразования водяного пара, содержащегося в продуктах сгорания топлива.

Для рабочей массы топлива разность между высшей $Q^{р}_{в}$ и низшей $Q^{р}_{н}$ теплотой сгорания равна:

$$Q^{р}_{в} - Q^{р}_{н} = 600\left(\frac{9H^{р}}{100} + \frac{W^{р}}{100}\right) \text{ ккал/кг}. \qquad (1\text{-}7)$$

Пересчет теплоты сгорания при переходе с одной массы топлива на другую производится по формулам:

$$Q^{р}_{н} = Q^{г}_{н}\,\frac{100 - (A^{р} + W^{р})}{100} - 6W^{р} \text{ ккал/кг}; \qquad (1\text{-}8)$$

$$Q^{г}_{н} = Q^{с}_{н}\,\frac{100}{100 - A^{с}} \text{ ккал/кг}. \qquad (1\text{-}9)$$

Формула Менделеева для определения низшей теплоты сгорания горючей массы имеет вид:

$$Q^{г}_{н} = 81C^{г} + 246H^{г} - 26\,(O^{г} - S^{г}_{ор.+к}) \text{ ккал/кг}. \qquad (1\text{-}10)$$

Теплота сгорания газообразного топлива равна:

$$Q^{с}_{н} = 0,01\,[Q_{H_2S} \cdot H_2S + Q_{CO} \cdot CO + Q_{H_2} \cdot H_2 + \Sigma\,(Q_{C_mH_n} \cdot C_mH_n)] \text{ ккал/нм}^3.$$

Ископаемые угли делятся на три основных типа: бурые, каменные и антрацит. Переходный тип между каменными углями и антрацитом — полуантрацит.

Бурые угли — с высшей теплотой сгорания рабочей массы беззольного угля менее 5700 *ккал/кг*. По содержанию рабочей влажности (пластовой пробы) они разделяются на три группы: Б1 с рабочей влагой больше 40%, Б2 — от 30 до 40%, Б3 — до 30%.

Каменные угли — с высшей теплотой сгорания рабочей массы беззольного угля более 5700 *ккал/кг* и в отличие от полуантрацитов и антрацитов с весовым выходом летучих веществ в условной горючей массе $V^{г}$ более 9%.

В зависимости от весового выхода летучих веществ $V^{г}$ и толщины пластического слоя *y* (в *мм*) каменные угли бывают следующих марок:

Длиннопламенный	— Д
Газовый	— Г
Газовый жирный	— ГЖ
Жирный	— Ж
Коксовый жирный	— КЖ
Коксовый	— К
Отощенный спекающийся	— ОС
Тощий	— Т
Слабоспекающийся	— СС

Угли марок Г, ГЖ, Ж, КЖ, К и ОС разделяются по нижнему пределу y в *мм*; например, Г6 — газовый уголь с минимальной толщиной пластического слоя y 6 *мм*.

Если толщина пластического слоя не определена, то угли с выходом летучих веществ более 37% относятся к длиннопламенным (Д), менее 17% — к тощим (Т).

К полуантрацитам и антрацитам относятся ископаемые угли с весовым выходом летучих веществ в условной горючей массе менее 9%. Полуантрациты имеют объемный выход летучих веществ в условной горючей массе $V^{г}_{об}$ от 220 до 330 *см³/г*, антрациты — менее 200 *см³/г*.

По крупности кусков или фракций угли разделяются на классы:

Плита (более 100 *мм*)	— П
Крупный (50—100 *мм*)	— К
Орех (25—50 *мм*)	— О
Мелкий (13—25 *мм*)	— М
Семечко (6—13 *мм*)	— С
Штыб (менее 6 *мм*)	— Ш
Рядовой (не ограничен)	— Р

К условному обозначению марки приписывается условное обозначение класса; например, АС — антрацит семечко, БМСШ — бурый мелкий с семечком и штыбом и т. д.

Обозначения показателей качества угля, торфа и сланца:

$W^{гп}$ — содержание влаги гигроскопической, %;

$W^{р}_{ср}$ — среднее содержание влаги рабочей, %;

$W^{р}_{пред}$ — предельное содержание влаги рабочей, %;

$A^{с}_{ср}$ — средняя зольность в сухой массе, %;

$A^{с}_{пред}$ — предельная зольность в сухой массе, %;

$S^{с}_{об}$ — среднее содержание общей серы, %;

$S^{г}_{ор} + S^{г}_{к}$ — среднее содержание органической и колчеданной серы условной горючей массы, %;

$C^{г}$, $H^{г}$, $N^{г}$ — среднее содержание углерода, водорода, азота условной горючей массы, %;

$V^{г}$ — весовой выход летучих веществ условной горючей массы, %;

$V_{об}$ — объемный выход летучих веществ условной горючей массы, *см³/г*;

$Q^{г}_{б}$, $Q^{г}_{н}$ — теплота сгорания по бомбе и низшая теплота сгорания условной горючей массы, *ккал/кг* и *МДж/кг*;

$Q^{р}_{н.ср}$, $Q^{р}_{н.пред}$ — теплота сгорания рабочей массы низшая средняя и предельная, *ккал/кг* и *МДж/кг*;

$K_{ло}$ — коэффициент размолоспособности угля;

t_1 — температура начала деформации золы при ее нагревании в полувосстановительной газовой среде, °С;

t_2 — температура размягчения золы, °С;

t_3 — температура жидкоплавкого состояния золы, °С.

В табл. 1-4—1-13 приведены расчетные характеристики топлива.

Таблица 1-4

Классификация углей и антрацитов Донецкого бассейна (ГОСТ 8180—59)

Наименование марок углей	Условное обозначение марок и групп	Показатели			Характеристика нелетучего остатка
		$V^{г}$, %	$V^{г}_{об}$, *см³/г*	y, *мм*	
Длиннопламенный	Д	37 и более			Порошкообразный слипшийся слабоспекшийся
Газовый	Г6	35 и более		6—15	
	Г16	35 и более		16—25	
Жирный	Ж13	От 27 до 35		13—20	
	Ж21	» 27 » 35		21 и более	
Коксовый	КЖ	» 18 » 27		21 и более	
	К14	» 18 » 27		14—20	
Отощенный спекающийся	ОС6	14—22		6—13	Спекшийся без порошка
	ОС	14—22		Менее 6	
Тощий	Т	9—17			Порошкообразный слипшийся слабоспекшийся
Полуантрацит	ПА	Менее 9	220—330		
Антрацит	А	» 9	Менее 220		

Таблица 1-5

Физико-химическая характеристика углей и антрацитов Донецкого бассейна

Показатели	Марки, классы			
	ДО, ДМ, ДР	ГР, ГМ	ЖР	КР + отсев
$W^{ги}$	4,5	3,0	1,5	1,3
$W^{р}$	13,0	7,5	5,5	5,0
$W^{р}_{пред}$	18,0	—	8,0	8,0
$A^{с}$	19,5	20,0	20,5	20,0
$A^{с}_{пред}$	31,5	—	39,0	37,0
$S^{с}_{об}$	3,5	3,5	3,0	2,7
$S^{г}_{к}$ %	2,2	2,7	2,7	2,4
$S^{г}_{ор}$	2,1	1,7	1,1	1,0
$C^{г}$	75,5	81,0	84,5	87,0
$H^{г}$	5,5	5,4	5,2	4,8
$N^{г}$	1,6	1,5	1,5	1,5
$O^{г}$	13,1	7,7	5,0	3,3
$V^{г}$	43,0	40,0	32,0	23,0
Теплота сгорания, *ккал/кг (МДж/кг)*				
$Q^{г}_{б}$	7700	8150	8500	8550
	(32,24)	(34,12)	(35,59)	(35,80)
$Q^{г}_{н}$	7300	7750	8120	8210
	(30,56)	(32,45)	(34,00)	(34,37)
$Q^{р}_{н}$	5030	5690	6070	6210
	(21,06)	(23,82)	(25,41)	(26,00)
$Q^{р}_{н\ пред}$	4380	—	4750	4970
	(18,30)	—	(19,88)	(20,81)
$K_{ло}$	1,1	1,15	1,5	1,9
Плавкость золы, °С				
t_1	1000	1050	1100	—
t_2	1200	1200	1150	—
t_3	1280	1280	1250	—

Таблица 1-6

Угли Печорского и Подмосковного бассейнов (ГОСТ 6991—54)

Наименование углей	Обозначение марок и групп	Показатели		Характеристика нелетучего остатка
		$V^{г}$, %	*y, мм*	
Длиннопламенный	Д	37 и более	—	Порошкообразный слипшийся слабоспекшийся
Газовый	Г	37 и более	6 и более	
Жирный	Ж19	От 27 до 37	19 и более	
	Ж10	От 27 до 37	От 10 до 18	
Коксовый	К	Менее 27	14 и более	
Отощенный спекающийся	ОС	» 27	6—13	
Тощий	Т	» 17	—	Порошкообразный слипшийся слабоспекшийся

Таблица 1-7

Классификация углей Львовско-Волынского бассейна (ГОСТ 8931—66)

Наименование марок	Условные обозначения марок и групп	Показатели		Характеристика нелетучего остатка
		$V^{г}$, %	*y, мм*	
Длиннопламенный	Д	Более 33	—	Порошкообразный слипшийся слабоспекшийся
Газовый	Г6	» 33	6—11	—
	Г12	» 33	12—17	—
Газовый жирный	ГЖ	» 33	18—24	—
Жирный	Ж	От 27 до 33	От 10 и более	—

Таблица 1-8

Физико-химическая характеристика углей Печорского и Подмосковного бассейнов

Показатели	Печорский бассейн				Подмосковный бассейн				
	Месторождения				В целом по бассейну	Нелидовуголь	Тресты		Черепетьуголь
	Интинское и Кожимское	Хальмерюсское	Воркутское	Воргашорское			Дорогобужуголь	Октябрьуголь	
	Марки и классы								
	ДК, ДМ, ДР	К14Р	Ж10, Ж19 в целом по марке Р	ЖР	Б2К, Б20, Б2Р, Б20М, Б2МСШ, Б20МСШ, Б2СШ	Б2К, Б20МСШ, Б2Р	Б2К, Б20, Б2МСШ, Б2Р	Б2К, Б20МСШ, Б2Р	Б2К, Б20МСШ, Б2Р
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$W^{гш}$	7,0	1,7	1,8	2,0	7,5	7,0	7,0	6,5	7,0
$W^{р}$	11,0	5,0	5,5	7,0	32,5	35,0	38,0	31,5	32,0
$W^{р}_{пред}$	12,0	6,0	7,5	—	41,0	38,5	41,0	37,0	37,0
$A^{с}$	28,5	25,0	17,5	19,5	34,0	31,0	29,0	32,0	39,0
$A^{с}_{пред}$	32,0	26,0	32,0	—	45,0	36,5	38,5	38,0	45,0
$S^{с}_{об}$	3,0	0,8	0,8	0,6	4,0	3,5	3,0	8,0	3,0
$S^{г}_{к}$	3,2	0,4	1,0	0,7	3,3	3,5	3,2	8,3	3,0
$S^{г}_{ор}$	1,0	0,7			2,8	1,6	1,7	3,5	1,9
$C^{г}$	75,0	87,0	84,2	82,0	67,0	68,5	68,0	62,0	65,0
$H^{г}$	5,0	5,2	5,3	5,3	5,2	5,3	5,4	5,3	5,7
$N^{г}$	2,0	1,8	1,8	2,2	1,3	1,0	1,0	1,0	1,0
$O^{г}$	13,8	4,9	7,7	9,8	20,4	20,1	20,7	19,9	23,4
V	40,0	26,0	33,0	34,5	47,0	48,5	50,0	50,0	55,0

(% — для всех строк)

Продолжение таблицы 1-8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Теплота сгорания, *ккал/кг (МДж/кг)*:									
$Q^{г}_{б}$	7350 (30,77)	8550 (35,80)	8330 (34,88)	8100 (33,91)	6700 (28,05)	6800 (28,47)	6800 (28,47)	6650 (27,84)	6450 (27,00)
$Q^{г}_{н}$	6970 (29,18)	8230 (34,46)	8010 (33,54)	7790 (32,62)	6270 (26,29)	6390 (26,75)	6400 (26,80)	6090 (25,50)	6020 (25,20)
$Q^{р}_{н}$	4370 (18,30)	5830 (24,41)	6210 (26,00)	5790 (24,24)	2600 (10,89)	2650 (11,09)	2590 (10,84)	2650 (11,09)	2310 (9,67)
$Q^{р}_{н.пред}$	4190 (17,54)	5760 (24,11)	5190 (21,73)	—	2350 (9,84)	2540 (10,63)	2400 (10,05)	2510 (10,51)	2180 (9,13)
$K_{ло}$	1,15	1,7	1,5	1,2	1,7	1,65	1,4	1,6	1,75
Плавкость золы, °С:									
t_1	1050	1150	1130—1150	1160	1350	1450	1450	—	1135 / 1050—>1500
t_2	1150	1160	1170—1200	1240	1500	1500	1480	—	>1500 / 1100—>1500
t_3	1170	1180	1200—1250	1280	>1500	>1500	1490	—	>1500

Таблица 1-9

Физико-химическая характеристика углей Днепровского и Львовско-Волынского бассейнов и месторождений Западной Украины

Показатели	Днепровский бассейн				Львовско-Волынский бассейн			Западная Украина	
	Месторождения								
	Семеновско-Александрийское и Юрковское		Христофоровское	Коростышевское	Волынское	Межреченское	Забугское	Коломыйское	Ильинцкое шахтоуправление
	Марки								
	БІР	БІР (многозольный)	БІР	БІР	ГР	ЖР	Г	БЗР	БІР
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$W^{гн}$	12,0	8,0	12,0	12,0	3,5	1,5	2,0	8,0	8,0
$W^{р}$	55,0	51,5	58,0	55,5	10,0	6,0	6,0	20,0	44,0
$W^{р}_{пред}$	58,0	—	—	57,0	11,5	8,5	—	—	—
$A^{с}$	27,0	35,0	17,0	25,0	18,0	21,0	27,5	24,0	38,0
$A^{с}_{пред}$	—	—	17,5	29,0	22,0	30,0	29,5	—	—
$S^{с}_{об}$	4,3	3,6	4,3	4,0	3,0	3,3	2,5	3,0	0,8
$S^{г}_{к}$ %	2,4	5,5	1,7	1,8	2,5	3,0	—	1,9	0,8
$S^{г}_{ор}$	3,5		3,5	3,5	1,2	1,2	—	2,0	0,5
$C^{г}$	67,5	63,5	69,5	68,5	79,5	83,0	—	69,5	63,5
$H^{г}$	5,8	6,0	6,3	5,6	5,2	5,7	—	5,6	5,9
$N^{г}$	0,9	0,9	0,9	0,6	1,3	1,1	—	1,2	0,8
$O^{г}$	19,9	24,1	18,1	18,9	10,3	6,0	—	19,8	28,5
$V^{г}$	58,5	61,0	63,0	58,0	39,0	38,0	—	51,5	61,0

29008

Продолжение таблицы 1-9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Теплота сгорания, *ккал/кг* (*МДж/кг*):									
$Q^{г}_{б}$	6900 (28,89)	6500 (27,21)	7250 (30,35)	6850 (28,68)	7950 (33,29)	8500 (35,59)	8350 (34,96)	6950 (29,10)	6150 (25,75)
$Q^{г}_{н}$	6440 (26,96)	6040 (25,29)	6780 (28,39)	6360 (26,63)	7570 (31,69)	8100 (33,91)	—	6550 (27,42)	5790 (24,24)
$Q^{р}_{н}$	1780 (7,45)	1590 (6,66)	2020 (8,46)	1820 (7,62)	5530 (23,15)	5980 (25,04)	—	3860 (16,16)	1750 (7,33)
$Q^{р}_{н.пред}$	— —	— —	2010 (8,42)	1780 (7,45)	5290 (22,15)	5350 (22,40)	— —	— —	— —
$K_{ло}$	1,25	—	1,25	—	1,2	1,1	—	—	0,8
Плавкость золы, °С:									
t_1	1130	1280	1100	1060	1100	1130	—	1060	1100
t_2	1190	1350	1190	1110	1200	1200	—	1145	1300
t_3	1210	1370	1210	1130	1230	1230	—	1205	1310

Таблица 1-10

Физико-химическая характеристика горючих сланцев и торфа

Показатели	Сланцы					Торф	
	эстонские				ленинградские		
	Классы, *мм*						
	Шахты и разрез «Вивиконд»	Шахты		Разрез «Вивиконд»	30—100 0—30	фрезерный	кусковой
	0—25	>125	25—125	0—300			
1	2	3	4	5	6	7	8
$W^{гн}$	1,2	—	—	—	1,2	11,0	11,0
$W^{р}$	13,0	10,5	11,5	13,0	11,5	48,5	45,0
$W^{р}_{пред}$	—	—	—	—	—	52,0	48,0
$A^{с}$	48,0	39,5	45,5	49,0	52,0	12,5	13,5
$A^{с}_{пред}$	—	—	—	—	—	23,0	23,0
$(CO_2)^{с}_{к}$	16,5	15,0	17,0	19,0	18,5	—	—
$S^{с}_{об}$	1,7	—	—	1,6	1,8	0,3	0,3
$S^{г}_{к}$	3,9	—	—	3,9	5,0	0,3	0,3
$S^{г}_{ор}$	1,0	—	—	1,0	1,1		
$C^{г}$	74,0	—	—	74,0	74,0	56,5	57,0
$H^{г}$	9,5	—	—	9,5	9,5	6,0	6,0
$N^{г}$	0,3	—	—	0,3	0,3	2,5	2,5
$O^{г}$	11,3	—	—	11,3	10,1	34,7	34,2
$V^{г}$	90,0	—	—	90,0	90,0	70,0	70,0

%

ZIII-9

Продолжение таблицы 1-10

1	2	3	4	5	6	7	8
Теплота сгорания, *ккал/кг* (*МДж/кг*)							
$Q^{с}_{б}$	3230 (13,52)	4130 (17,29)	3430 (14,36)	2850 (11,93)	2600 (10,89)	— —	— —
$Q^{г}_{б}$	8900 (37,26)	8900 (37,26)	8900 (37,26)	8900 (37,26)	8900 (37,26)	5470 (22,90)	5540 (23,19)
Q	8260 (34,58)	8260 (34,58)	8260 (34,58)	8260 (34,58)	8260 (34,58)	5130 (21,48)	5200 (21,77)
$Q^{р}_{н}$	2470 (10,34)	3320 (13,90)	2680 (11,22)	2210 (9,25)	2070 (8,67)	2020 (8,46)	2210 (9,25)
$Q^{р}_{н.пред}$	— —	— —	— —	— —	— —	1840 (7,70)	2050 (8,58)
$K_{ло}$	2,50	—	—	2,2	2,45	—	—
Плавкость золы, °С							
t_1	1300	—	—	1400	1250	1070	—
t_2	1400	—	—	>1500	1360	1150	—
t_3	1430	—	—	—	1375	1200	—

Таблица 1-11

Физико-химическая характеристика мазутов

Показатели	Многосернистые			Малосернистые	
	Марки				
	40	100	200	40	100
Средние показатели:					
Плотность при 20° С, *г/см³*	0,970	0,990	1,005	0,945	0,960
$S^c_{об}$	2,5	2,7	3,0	0,4	0,4
C^c	85,5	85,7	85,9	87,5	87,5
H^c	11,2	10,6	10,2	11,5	11,1
$(O + N)^c$	0,8	1,0	0,9	0,6	1,0
$Q^c_н$ *ккал/кг*	9650	9560	9500	9850	9750
(*МДж/кг*)	(40,40)	(40,03)	(39,77)	(41,24)	(40,82)
Предельные значения по ГОСТ 10585—63:					
W^p, %, не более	2,0	2,0	1,0	2,0	2,0
A^c, %, не более	0,15	0,15	0,3	0,15	0,15
Вязкость условная при 80° С, *град*, не более	8,0	15,5	6,5—9,5	8,0	15,5
Температура вспышки, °С, не ниже	90,0	110,0	140,0	90,0	110,0
Температура застывания, °С, не выше	+10,0	+25,0	+36,0	+10,0	+25,0

% (для $S^c_{об}$, C^c, H^c, $(O + N)^c$)

Таблица 1-12

Средняя характеристика газов некоторых газопроводов СССР

Газопровод	Месторождения	Состав газа, % по объему											$Q^c_н$ *ккал/м³* (*МДж/м³*) при 20° С и 760 *мм рт. ст*
		CO_2	H_2	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10} Изо	C_4H_{10} Нормальный	C_5H_{12} Изо	C_5H_{12} Нормальный	$C_6+\beta$	N_2	He	Относ. плотн. (по воздуху)	
Саратов — Москва	Саратовская область	0,1	0,001	78,2	4,4	2,2	0,30	0,41	0,15	0,09	0,02	14,0	0,117	0,680	7600 (31,82)
Ставрополь — Москва:															
I нитка	Ставропольское, Краснодарское	0,43		93,8	1,96	0,74	0,18	0,15	0,05	0,03	0,03	2,6	0,018	0,591	
II нитка		0,49		92,8	2,8	0,89	0,22	0,20	0,07	0,03	0,03	2,5		0,597	
III нитка		0,51		91,2	3,86	1,19	0,26	0,22	0,08	0,04	0,03	2,6		0,608	
Серпухов — Ленинград	Шебелинское, Ставропольское, Краснодарское	0,10		89,7	5,20	1,70	0,24	0,24	0,09	0,05		2,7	0,027	0,618	8330 (34,88)
Дашава — Киев	Угерское, Рудки, Бильче-Волица	0,16	—	98,9	0,30	0,13	0,06		0,01			0,4	0,018	0,551	7980 (33,41)
Шебелинка — Харьков	Шебелинское	0,10	—	92,8	4,0	1,10	0,12	0,16	0,08	0,04		1,6	0,051	0,600	8300 (34,75)

Таблица 1-13

Характеристика турбинных масел

Показатели	Нормы по ГОСТ 32—53					Иввиоль-2	Масло турбинное из сернистых нефтей (МРТУ 12Н-18-63, $ТС_п$-22)
	Турбинное 22 (турбинное Л)	Турбинное 22П (турбинное Л с присадкой ВТИ) [1]	Турбинное 30 (турбинное УТ)	Турбинное 46 (турбинное Т)	Турбинное 57 (турборедукторное)		
Вязкость кинематическая при 50° С, *сст*	20—23	20—23	28—32	44—48	55—59	18	20—23
Вязкость условная при 50° С, ° ВУ	2,9—3,3	2,9—3,3	4—4,5	6—6,5	7,5—8	2,6	2,9—3,3
Кислотное число, *мг* КОН на 1 *г* масла, не более	0,02	0,02	0,02	0,02	0,05	0,015	0,02
Стабильность:							
а) осадок после окисления, %, не более	0,10	0,05	0,10	0,15	—	—	Отсутствие
б) кислотное число после окисления, *мг* КОН на 1 *г* масла, не более	0,25	0,20	0,35	0,45	—	—	0,25
Зольность, %, не более	0,005	0,005	0,005	0,020	0,040	—	0,005
Скорость деэмульсации, *мин*, не более	8	8	8	8	8	—	8
Водорастворимые кислоты и щелочи			Отсутствие			Отсутствие	
Механические примеси			»			»	
Температура вспышки в открытом тигле, °С, не ниже	180	180	180	195	195	24,7	190
Температура застывания, °С, не выше	—15	—15	—10	—10	—	—19	—15
Натровая проба с подкислением, баллов, не более	2	2	2	2	2	—	2
Прозрачность при 0° С (определяется в стеклянной пробирке ∅ 30—40 *мм*)	Прозрачно					Прозрачно	

[1] Присадка ВТИ антиокислительная в пределах 0,009—0,015%. Пробы масла отбираются по ГОСТ 2517—52. Для контрольной пробы берется 1,5 *л* масла каждой марки.

§ 1-3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЯНОГО ПАРА

В таблицах 1-15—1-17 приведена характеристика водяного пара (в системе единиц, основанных на калории). При этом приняты следующие условные обозначения:

i — энтальпия, *ккал/кг*;

i' — энтальпия кипящей воды, *ккал/кг*;

i'' — энтальпия сухого насыщенного пара, *ккал/кг*;

p — абсолютное давление, *ата* (*кгс/см²*);

r — скрытая теплота парообразования, *ккал/кг*;

s — энтропия, *ккал/кг·град*;

$t_н$ — температура насыщения, °С;

T — абсолютная температура, °К;

v — удельный объем, *м³/кг*;

v' — удельный объем кипящей воды, *м³/кг*;

v'' — удельный объем сухого насыщенного пара, *м³/кг*;

x — степень сухости.

Состояние **сухого насыщенного** пара определяется его давлением, так как каждому значению давления соответствуют определенные температура и удельный объем.

Энтальпия сухого насыщенного пара

$$i'' = i' + r. \tag{1-11}$$

Для **влажного насыщенного** пара температура также определяется давлением. Удельный объем влажного пара

$$v = v''x + (1 - x)\,v', \tag{1-12}$$

энтальпия

$$i = i' + rx. \tag{1-13}$$

Таблица 1-14

Характеристика газов, входящих в состав газообразного топлива

Наименование газа	Обозначение	Удельный вес газа, *кг/нм³*	Теплота сгорания низшая, *ккал/нм³*
Водород	H_2	0,090	2 579
Азот элементарный	N_2	1,251	—
Азот воздуха с примесью аргона	N_2'	1,257	—
Кислород	O_2	1,428	—
Окись углерода	CO	1,250	3 018
Углекислота	CO_2	1,964	—

Продолжение таблицы 1-14

Наименование газа	Обозначение	Удельный вес газа, *кг/нм³*	Теплота сгорания низшая, *ккал/нм³*
Сернистый газ	SO_2	2,858	—
Сероводород	H_2S	1,520	5 585
Метан	CH_4	0,716	8 555
Этан	C_2H_6	1,342	15 266
Пропан	C_3H_8	1,967	21 795
Бутан	C_4H_{10}	2,593	28 338
Пентан	C_5H_{12}	3,218	34 890
Этилен	C_2H_4	1,251	14 107
Пропилен	C_3H_6	1,877	20 541
Бутилен	C_4H_8	2,503	27 111
Бензол	C_6H_6	3,485	33 528

Насыщенный водяной пар

Таблица 1-15

Состояние насыщения (по давлениям)

Давление p, *ат*	Температура насыщения $t_н$, °С	Удельный объем, *м³/кг*		Энтальпия, *ккал/кг*	
		воды v'	насыщенного пара v''	жидкости i'	пара i''
1	2	3	4	5	6
0,01	6,7	0_21000	131,6	6,73	600,2
0,02	17,2	0_21001	68,25	17,25	604,9
0,03	23,8	0_21003	46,52	23,81	607,8
0,04	28,6	0_21004	35,46	28,67	609,8
0,05	32,6	0_21005	28,72	32,57	611,5
0,06	35,8	0_21006	24,19	35,83	612,9
0,07	38,7	0_21007	20,91	38,67	614,1
0,08	41,2	0_21008	18,45	41,16	615,2
0,09	43,4	0_21009	16,50	43,41	616,1
0,10	45,4	0_21010	14,95	45,45	617,0

Продолжение таблицы 1-15

1	2	3	4	5	6
0,15	53,6	0_21014	10,20	53,59	620,5
0,20	59,7	0_21017	7,789	59,65	623,1
0,25	64,6	0_21020	6,318	64,54	625,0
0,30	68,7	0_21022	5,324	68,66	626,8
0,34	71,6	0_21024	4,736	71,56	627,9
0,40	75,4	0_21026	4,066	75,41	629,5
0,45	78,3	0_21028	3,641	78,27	630,6
0,50	80,9	0_21030	3,299	80,86	631,6
0,60	85,5	0_21033	2,782	85,47	633,5
0,70	89,5	0_21036	2,408	89,49	635,1
0,80	93,0	0_21038	2,125	93,05	636,4
0,90	96,2	0_21041	1,903	96,26	637,6
1	99,1	0_21043	1,725	99,19	638,8
2	119,6	0_21060	0,9018	119,94	646,3
3	132,6	0_21073	0,6169	133,4	650,7
4	142,9	0_21083	0,4709	143,7	653,9
5	151,1	0_21092	0,3817	152,1	656,3
6	158,1	0_21100	0,3214	159,3	658,3
7	164,2	0_21107	0,2778	165,7	659,9
8	169,6	0_21114	0,2448	171,4	661,2
9	174,5	0_21120	0,2189	176,5	662,3
10	179,0	0_21126	0,1980	181,3	663,3
11	183,2	0_21132	0,1808	185,7	664,1
12	187,1	0_21137	0,1663	189,8	664,9
13	190,7	0_21143	0,1540	193,6	665,6
14	194,1	0_21148	0,1434	197,3	666,2
15	197,4	0_21153	0,1342	200,7	666,7
16	200,4	0_21157	0,1261	204,0	667,1
17	203,4	0_21162	0,1189	207,2	667,5
18	206,1	0_21166	0,1125	210,2	667,8

Продолжение таблицы 1-15

1	2	3	4	5	6
19	208,8	0_21171	0,1067	213,1	668,2
20	211,4	0_21175	0,1015	215,9	668,5
22	216,2	0_21183	0,09245	221,2	668,9
24	220,8	0_21191	0,08486	226,2	669,2
26	225,0	0_21199	0,07838	230,9	669,4
28	229,0	0_21207	0,07282	235,4	669,5
30	232,8	0_21214	0,06797	239,6	669,6
32	236,4	0_21222	0,06370	242,7	669,6
34	239,8	0_21229	0,05995	247,6	669,5
36	243,0	0_21236	0,05664	251,3	669,4
38	246,2	0_21243	0,05352	254,9	669,2
40	249,2	0_21249	0,05077	258,4	669,0
45	256,2	0_21266	0,04495	266,6	668,4
50	262,7	0_21283	0,04026	274,3	667,5
60	274,3	0_21315	0,03313	288,3	665,4
70	284,5	0_21347	0,02798	301,0	662,6
80	293,6	0_21379	8,02405	312,8	659,3
90	301,9	0_21412	0,02096	323,8	655,7
100	309,5	0_21445	0,01846	334,2	651,7
110	316,6	0_21480	0,01638	344,2	647,2
120	323,2	0_21517	0,01463	353,9	642,5
130	329,3	0_21557	0,01313	363,4	637,2
140	335,1	0_21600	0,01182	372,7	631,7
150	340,6	0_21644	0,01066	381,9	625,6
160	345,7	0_21693	0_2963	391,1	618,9
170	350,7	0_21748	0_28681	400,4	611,5
180	355,4	0_21812	0_27803	410,1	602,8
190	359,8	0_21890	0_26970	420,4	593,0
200	364,1	0_21987	0_2618	431,3	581,4
210	368,2	0_2213	0_2535	444,5	565,9
220	372,1	0_2238	0_2436	463	542,3

Примечание. В 3-й и 4-й графах таблицы индексом 2 ($0_21...$) условно заменены два нуля, которые должны стоять после запятой.

Перегретый водяной пар

Таблица 1-16

Удельный объем перегретого водяного пара, $м^3/кг$

Давление, *ат*	Температура, ° С								
	400	430	460	490	520	550	580	600	620
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,05	63,33	66,15	68,98	71,80	74,62	77,45	80,28	82,17	84,05
0,10	31,67	33,08	34,49	35,90	37,32	38,73	40,14	41,08	42,02
0,90	3,515	3,673	3,830	3,988	4,145	4,302	4,458	4,563	4,668
1,5	2,107	2,201	2,296	2,390	2,486	2,580	2,674	2,737	2,801
7	0,4483	0,4690	0,4896	0,5101	0,5306	0,5510	0,5715	0,5851	0,5987
9	0,348	0,364	0,380	0,396	0,412	0,428	0,444	0,455	0,465
10	0,313	0,327	0,342	0,356	0,371	0,385	0,399	0,410	0,418
11	0,284	0,297	0,310	0,323	0,337	0,350	0,363	0,372	0,380
12	0,260	0,272	0,284	0,296	0,308	0,320	0,333	0,340	0,348
13	0,239	0,251	0,262	0,273	0,284	0,296	0,307	0,314	0,321
14	0,222	0,233	0,243	0,254	0,264	0,274	0,285	0,291	0,298
15	0,207	0,217	0,227	0,236	0,246	0,256	0,266	0,272	0,278
16	0,194	0,203	0,212	0,221	0,231	0,240	0,249	0,255	0,261
17	0,182	0,191	0,200	0,208	0,217	0,225	0,234	0,240	0,246
18	0,172	0,180	0,188	0,196	0,205	0,213	0,221	0,226	0,232
19	0,162	0,170	0,178	0,186	0,194	0,202	0,209	0,214	0,219
20	0,154	0,162	0,169	0,176	0,184	0,191	0,199	0,203	0,208
22	0,140	0,147	0,153	0,160	0,167	0,174	0,180	0,185	0,189
24	0,128	0,134	0,140	0,147	0,153	0,159	0,165	0,169	0,173
26	0,118	0,124	0,129	0,135	0,141	0,147	0,152	0,156	0,160
28	0,109	0,114	0,120	0,125	0,131	0,136	0,141	0,145	0,148
30	0,101	0,107	0,112	0,117	0,122	0,127	0,132	0,135	0,138
32	0,095	0,100	0,105	0,110	0,114	0,119	0,123	0,126	0,130
34	0,089	0,093	0,098	0,103	0,107	0,112	0,116	0,119	0,122
36	0,084	0,088	0,092	0,097	0,101	0,105	0,109	0,112	0,115

Продолжение таблицы 1-16

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
38	0,079	0,083	0,087	0,092	0,095	0,099	0,104	0,106	0,109
40	0,075	0,079	0,083	0,087	0,091	0,095	0,098	0,101	0,103
45	0,066	0,070	0,073	0,077	0,080	0,084	0,087	0,089	0,092
50	0,059	0,062	0,066	0,069	0,072	0,075	0,078	0,080	0,082
60	0,048	0,051	0,054	0,057	0,060	0,062	0,065	0,067	0,068
70	0,041	0,043	0,046	0,048	0,051	0,053	0,055	0,057	0,058
80	0,035	0,037	0,040	0,042	0,044	0,046	0,048	0,049	0,051
90	0,031	0,033	0,035	0,037	0,039	0,041	0,043	0,044	0,045
100	0,027	0,029	0,031	0,033	0,035	0,036	0,038	0,039	0,040
120	0,022	0,023	0,025	0,027	0,028	0,030	0,032	0,032	0,033
140	0,018	0,019	0,021	0,022	0,024	0,025	0,026	0,027	0,028
160	0,015	0,016	0,018	0,019	0,020	0,022	0,023	0,024	0,024
180	0,012	0,014	0,015	0,017	0,018	0,019	0,020	0,021	0,021
200	0,010	0,012	0,013	0,015	0,016	0,017	0,018	0,018	0,019
220	$0_2$86	0,010	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,017
240	$0_2$71	$0_2$91	0,010	0,012	0,013	0,014	0,014	0,015	0,016
260	$0_2$56	$0_2$78	$0_2$93	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014	0,014
280	$0_2$42	$0_2$68	$0_2$83	$0_2$95	0,010	0,011	0,012	0,013	0,013
300	$0_2$31	$0_2$59	$0_2$74	$0_2$86	$0_2$95	0,010	0,011	0,012	0,012

Примечание. Во 2-й и 3-й графах таблицы индексом 2 (0_2...) условно заменены два нуля, которые должны стоять после запятой.

Таблица 1-17

Энтальпия перегретого водяного пара, *ккал/кг*

Давление, *ат*	Температура, °С								
	400	430	460	490	520	550	580	600	620
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,05	783	798	813	828	844	859	875	885	896
0,10	783	798	813	828	844	859	875	885	896
0,90	783	798	813	828	844	859	875	885	896
1,5	783	798	813	828	843	859	874	885	895
7	781	796	811	826	842	858	873	884	894

Продолжение таблицы 1-17

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
9	780	795	810	826	842	857	873	883	894
10	779	795	810	826	841	857	873	883	894
11	779	794	810	825	841	857	872	883	894
12	779	794	810	825	841	856	872	883	893
13	778	794	809	825	841	856	872	883	893
14	778	793	809	825	840	856	872	882	893
15	777	793	809	824	840	856	872	882	893
16	777	793	808	824	840	856	871	882	893
17	777	792	808	824	839	855	871	882	892
18	776	792	808	823	839	855	871	882	892
19	776	792	807	823	839	855	871	881	892
20	775	791	807	823	839	855	871	881	892
22	775	791	807	822	838	854	870	881	892
24	774	790	806	822	838	854	870	881	891
26	773	789	805	821	837	853	870	880	891
28	772	789	805	821	837	853	869	880	891
30	771	788	804	820	836	853	869	880	890
32	770	787	803	820	836	852	868	879	890
34	768	786	803	819	835	852	868	879	890
36	769	786	802	819	835	851	868	878	889
38	768	785	801	818	834	851	867	878	889
40	767	784	801	817	834	850	867	878	889
45	765	782	799	816	833	849	866	877	888
50	763	780	798	815	831	848	865	876	887
60	759	777	794	812	829	846	863	874	885
70	754	773	791	809	826	843	861	872	884
80	749	769	788	806	824	841	858	870	881
90	745	765	784	803	821	839	856	868	879
100	740	761	781	800	818	836	854	865	877
120	729	753	773	793	813	831	849	861	873
140	718	744	766	787	807	826	845	857	869
160	706	734	758	781	802	821	840	853	865

Продолжение таблицы 1-17

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
180	692	724	750	774	796	816	835	848	861
200	676	713	742	767	790	811	831	844	857
220	658	701	732	759	783	805	826	840	853
240	636	689	723	751	777	800	821	835	849
260	608	674	712	743	770	794	816	831	845
280	572	658	702	735	763	788	811	826	841
300	526	641	691	726	756	782	806	822	836

Критические параметры водяного пара:

температура $t_{кр} = 374,15°$ С;
давление $p_{кр} = 225,65$ *ат*;
объем $v' = v'' = v_{кр} = 0,00326$ *м³/кг*;
энтальпия $i_{кр} = 501,5$ *ккал/кг*;
энтропия $S_{кр} = 1,058$ *ккал/кг·град*.

На рис. 1-1 (см. вкладыш) представлена *is*-диаграмма для водяного пара.

§ 1-4. МЕТАЛЛЫ КОТЛОТУРБОСТРОЕНИЯ

Условные обозначения легирующих элементов:

А — азот		
Б — ниобий	М — молибден	Т — титан
В — вольфрам	Н — никель	Ф — ванадий
Г — марганец	П — фосфор	Х — хром
Д — медь	Р — бор	Ц — цирконий
К — кобальт	С — кремний	Ю — алюминий

Среднее содержание углерода в сотых или десятых долях процента ставится перед обозначением марки стали. Отсутствие цифр за обозначениями элементов указывает, что этих элементов содержится в водороде менее одного процента.

В табл. 1-18, 1-19 даны характеристики металлов котлотурбостроения.

Маркировка стали окраской концов или торцов

Присутствие легирующих элементов обозначается на стали полосами следующего цвета:

Хромистая — зеленый + желтый
Молибденовая — фиолетовый
Хромомолибденовая — зеленый + фиолетовый
Хромоалюминиевая и хромомолибденовая — зеленый + фиолетовый
Хромоалюминиевая и хромомолибденовая — алюминиевый
Хромомолибденованадиевая — фиолетовый + коричневый
Никелевая — желтый + синий
Никелемолибденовая — желтый + фиолетовый
Хромоникелевая — желтый + черный
Хромоникелеванадиевая — коричневый + черный
Хромоникелемолибденовая — фиолетовый + черный
Хромоникелемолибденованадиевая — фиолетовый + синий

Сталь углеродистая в зависимости от ее марки окрашивается в следующие цвета:

0,8-20 — белый
25-40 — белый + желтый
45-70 — белый + коричневый
15Г-40Г — коричневый
50Г-70Г — коричневый + зеленый
10Г2 — коричневый + желтый
30Г2-50Г2 — коричневый + синий
Ст. 0, МСт. 0 и БСт. 0 — красный + зеленый
Ст. 2, МСт. 2 — белый + черный
Ст. 3, МСт. 3 и БСт. 3 — красный
Ст. 4, МСт. 4 и БСт 4 — черный
Ст. 5, МСт. 5 и БСт.5 — зеленый
Ст. 6, МСт. 6 и БСт. 6 — синий
Ст. 7 и МСт. 7 — красный + коричневый

СТАЛИ ДЛЯ КОТЛОСТРОЕНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ

Таблица 1-18

Марка стали	Назначение	Химический состав, %							
		C	Mn	Si	Mo	V	Cr	Ni	Прочие элементы
Углеродистые:									
10	(1)	0,07—0,13	0,35—0,65	0,17—0,37	—	—	Не более 0,25	—	—
15	(1)	0,12—0,18	0,35—0,65	0,17—0,37	—	—	» 0,25	—	—
15К	(2)	0,12—0,20	0,35—0,65	0,15—0,30	—	—	» 0,3	Не более 0,25	Cu ⩽ 0,3
20	(1)	0,17—0,24	0,35—0,65	0,17—0,37	—	—	» 0,25	» 0,3	Cu ⩽ 0,25
20К	(2)	0,16—0,24	0,35—0,65	0,15—0,30	—	—	» 0,3	» 0,25	Cu ⩽ 0,3
22К	(3)	0,18—0,25	0,70—0,90	0,17—0,37	—	—	» 0,3	» 0,3	Cu ⩽ 0,3
25	(1)	0,22—0,29	0,50—0,80	0,17—0,37	—	—	» 0,25	» 0,3	Cu ⩽ 0,25
30	(3)	0,27—0,35	0,5 —0,8	0,17—0,37	—	—	0,25	» 0,25	Cu ⩽ 0,25
Легированные:									
16ГНМ	(5)	0,12—0,20	0,7—1,1	0,17—0,37	0,40—0,55	—	» 0,3	1,0—1,5	Cu ⩽ 0,2
10Г2С1 (МК)	(5)	0,13—0,18	1,2—1,5	0,5 —0,8	0,4 —0,5	0,08—0,12	» 0,3	Не более 0,3	Cu ⩽ 0,3
15ГС	(5)*	0,12—0,18	0,9—1,3	0,7 —1,0	—	—	—	—	Cu ⩽ 0,3
12МХ	(6)	0,09—0,16	0,4—0,7	0,15—0,3	0,40—0,55	—	0,4—0,6	0,25	Cu ⩽ 0,2
15ХМ	(7)	0,12—0,18	0,4—0,7	0,17—0,37	0,40—0,55	—	0,8—1,1	0,25	Cu ⩽ 0,2
12Х1МФ	(8)	0,08—0,15	0,4—0,7	0,17—0,37	0,25—0,35	0,15—0,30	0,9—1,0	0,25	Cu ⩽ 0,2
15Х1М1Ф	(9)	0,10—0,17	0,4—0,7	0,15—0,35	0,9 —1,1	0,20—0,35	1,1—1,4	0,25	Cu ⩽ 0,2
12Х2МФСР	(10)	0,08—0,15	0,4—0,7	0,4 —0,7	0,5 —0,7	0,20—0,35	1,6—1,9	0,25	Cu ⩽ 0,2
15ХМФКР (П-1)	(10)	0,14—0,18	0,4—0,6	0,17—0,37	0,9 —1,2	0,25—0,35	1,0—1,3	—	Co = 1,3÷1,5
12Х2МФБ (ЭИ-531)	(10)	0,08—0,12	0,4—0,7	0,4 —0,7	0,5 —0,7	0,2 —0,35	2,1—2,6	0,25	Nb = 0,5÷0,8
1Х12В2МФ (ЭИ-756)	(11)	0,1 —0,17	0,5—0,8	0,5	0,6 —0,9	0,15—0,3	11—13	0,6	W = 0,25 W = 1,7—2,2
Аустенитные:									
Х18Н10Т	(11)	⩽0,12	1,0 —2,0	⩽0,8	—	—	17—19	9—11	Ti ⩽ 0,8
1Х14Н14В2М (ЭИ-257)	(11)	0,15	0,7	0,3 —0,8	0,4 —0,6	—	13—15	13—15	W = 2—2,75
1Х18Н18В2БР (ЭИ-695Р)	(12)	0,07—0,12	1,0 —2,0	⩽0,6	—	—	13—15	18—20	W = 2—2,75 Nb = 0,9—1,3
1Х16Н14В2БР (ЭП-17)	(12)	0,08—0,12	1,0 —2,0	⩽0,7	—	—	15—18	13—15	Nb = 0,9—1,3 W = 2,0—2,75
1Х16Н16МВ2БР (ЭП-184)	(12)	0,08—0,12	⩽0,6	0,8	0,4 —0,9	—	15—17	15—17	W = 2,0—3,0 Nb = 0,6—1

* Данная сталь предназначается для трубопроводов питательной воды $p = 380$ *ат* и $t = 280°$ С.

Условные обозначения:
(1) — трубы бесшовные для камер ($t \leqslant 450°$ С) и поверхностей нагрева ($t \leqslant 475°$ С);
(2) — лист для барабанов ($p < 60$ *ат*);
(3) — лист для барабанов ($p < 125$ *ат*);
(4) — поковки для барабанов ($p < 60$ *ат*);
(5) — лист для барабанов ($p > 135$ *ат*);
(6) — трубы для камер и поверхностей нагрева ($t \leqslant 540°$ С);
(7) — трубы для камер ($t \leqslant 550°$ С) и поверхностей нагрева ($t \leqslant 560°$ С);
(8) — трубы для камер и поверхностей нагрева ($t \leqslant 580°$ С);
(9) — трубы для камер и паропроводов ($t \leqslant 580°$ С);
(10) — камеры, паропроводы и трубы поверхностей нагрева ($t \leqslant 600°$ С);
(11) — трубы для камер и поверхностей нагрева ($t \leqslant 650°$ С);
(12) — камеры и трубы поверхностей нагрева ($t \leqslant 700°$ С).

Стали и сплавы для паровых и газовых турбин

Таблица 1-19

Марка стали	Химический состав, %								Область применения, $t°$ С
	C	Mn	Si	Mo	V	Cr	Ni	Прочие элементы	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Перлитного класса									
30ХМ	0,26—0,34	0,4 —0,7	0,17—0,37	0,15—0,25	—	0,8—1,1	⩽0,25	Cu ⩽ 0,20	Поковки, ⩽450
34ХМ	0,3 —0,4	0,4 —0,7	0,17—0,37	0,2 —0,3	—	0,9—1,3	⩽0,5	Cu ⩽ 0,25	Роторы и диски, ⩽450
35ХМ	0,32—0,4	0,4 —0,7	0,17—0,37	0,15—0,25	—	0,8—1,1	⩽0,25	Cu ⩽ 0—2	
38ХЮ	0,35—0,43	0,2 —0,5	0,17—0,37	—	—	1,5—1,8	⩽0,25	Al=0,5—0,8 Cu⩽0,2	Детали клапанов, ⩽450
34ХН1М	0,3 —0,4	0,5 —0,8	0,17—0,37	0,2 —0,3	—	1,3—1,7	1,3—1,7	Cu⩽0,25	Роторы и диски, ⩽400
34ХН3М	0,3 —0,4	0,5 —0,8	0,17—0,37	0,25—0,4	—	0,7—1,1	2,75—3,25	Cu⩽0,25	
50ХФА	0,46—0,54	0,5 —0,5	0,17—0,37	—	0,1 —0,2	0,8—1,1	⩽0,4	Cu⩽0,25	Пружины
60С2	0,57—0,65	0,6 —0,9	1,5 —2	—	—	⩽0,3	⩽0,4	Cu⩽0,25	
25Х1М1Ф (Р-2)	0,22—0,29	0,4 —0,7	0,17—0,37	0,6 —0,8	0,15—0,3	1,5—1,8	⩽0,25	Cu⩽0,2	Роторы и диски, ⩽540
25Х1МФ (ЭИ-10)	0,22—0,29	0,4 —0,7	0,17—0,37	0,25—0,35	0,15—0,3	1,5—1,8	⩽0,25	Cu⩽0,2	Крепеж, ⩽510
20Х3МВФ (ЭИ-415)	0,16—0,24	0,25—0,5	0,17—0,37	0,35—0,55	0,6 —0,85	2,8—3,3	⩽0,25	W=0,3—0,5; Cu⩽0,2	Роторы и диски;
35ХН1М2Ф	0,32—0,4	0,5 —0,8	0,17—0,37	0,4 —0,5	0,1 —0,2	1,3—1,7	1,3—1,7	Cu⩽0,25	Поковки диафрагм, ⩽ 580
15Х2М2ФБС (П-3)	0,13—0,18	0,5 —0,8	0,7 —1,0	1,2 —1,5	0,25—0,4	1,8—2,3	⩽0,3	Nb=0,08—0,15 Cu⩽0,3	—
25Х2М1Ф (ЭИ-723)	0,22—0,29	0,4 —0,7	0,17—0,37	0,9 —1,1	0,3 —0,5	2,1—2,6	⩽0,25	Cu⩽0,2	Крепеж, ⩽ 550
20Х1М1Ф1ТР (ЭП-182)	0,17—0,24	⩽0,5	⩽0,35	0,8 —1,1	0,7 —1	0,9—1,4	⩽0,5	Ti до 0,12	Крепеж, ⩽ 580
20ХМФБР (ЭП-44)	0,17—0,26	0,5 —0,8	0,37	0,8 —1,1	0,7 —1	1 —1,5	⩽0,45	Cu=0,2; Nb⩽0,15	Крепеж, ⩽ 580
Хромистые нержавеющие									
1Х13 (ЭЖ1, Ж1)	0,09—0,15	⩽0,6	⩽0,6	—	—	12—14	0,6	—	Лопатки, бандажи, 450—500
2Х13 (ЭЖ2)	0,16—0,24	⩽0,6	⩽0,6	—	—	12—14	0,6	—	Лопатки, 450—500
1Х11МФ (15Х11МФ)	0,12—0,19	⩽0,7	⩽0,5	0,6—0,8	0,25—0,4	10—11,5	0,6	Cu⩽0,3	Лопатки, до 560
1Х12ВНФМ (ЭИ-802)	0,12—0,18	0,5—0,9	⩽0,4	0,5—0,7	0,15—0,3	11—13	0,4—0,8	W=0,7—1,1	Лопатки, 550÷580; диафрагмы, 550÷565; диски и роторы, ⩽550
18Х11МФБ (ЭП-291)	0,15—0,21	0,6—1	⩽0,6	0,8—1,1	0,2 —0,4	10—11,5	0,5—1	Nb=0,2—0,45	Лопатки, поковки, ⩽575
2Х12ВМБФР (ЭИ-993)	0,15—0,22	⩽0,5	⩽0,5	0,4—0,6	0,15—0,3	11—13	0,6	W=0,4—0,7; Nb=0,2—0,4; Cu⩽0,3	Крепеж, лопатки, до 580

Продолжение таблицы 1-19

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
				Аустен	**итные**				
Х23Н18 (ЭИ-417)	⩽0,2	⩽2	⩽1	—	—	22—25	17—20	Cu⩽0,3	Лопатки, поковки, бандажи, 650—700
1Х16Н13М2Б (ЭИ-405)	0,06—0,12	⩽1	⩽0,8	2—2,5	—	15—17	12,5—14,5	Nb=0,9—1,3	Роторы, диски, ⩽600
ХН35ВТ (ЭИ-612)	⩽0,12	1—2	⩽0,6	—	—	14—16	34—38	W=2,8—3,5; Ti=1,1—1,5; Cu⩽0,3	Роторы, диски, лопатки и крепеж, ⩽630
3Х19Н9МВБТ (ЭИ-572)	0,28—0,35	0,8—1,5	⩽0,8	1—1,5	—	18—20	8—10	W=1,0—1,5; Nb=0,2—0,5; Ti=0,2—0,5	Роторы, диски и лопатки, 630
1Х14Н18В2БР1 (ЭИ-726)	0,07—0,12	1—2	⩽0,6	—	—	13—15	18—20	W=2—2,75; Nb=0,9—1,3; Cu⩽0,3	Диски, роторы и лопатки, до 700
ЭИ-612К	⩽0,1	1—2	0,5	—	—	14—16	34—38	W=2,8—3,5; Ti=1,2—1,6; Co=3,5—4,5	Лопатки и диски, до 700
				Для от	**ливок**				
15Х1МФЛ	0,14—0,2	0,4—0,7	0,15—0,37	0,9—1,2	0,25—0,4	1,2—1,7	0,3	Co = 1,3—1,5	Литые детали, ⩽ 570
15ХМФКРЛ (П1Л)	0,12—0,18	0,4—0,6	0,17—0,37	0,9—1,2	0,2—0,35	1—1,3	—	—	Литые детали, 580—600
Х25Н13АТЛ	0,13—0,20	1—1,5	⩽0,7	—	—	23,5—26	12—14	Ti = 0,1—0,2	
20ХМФЛ	0,18—0,25	0,4—0,7	0,15—0,37	0,5—0,7	0,2—0,3	0,9—1,2	0,3	—	Литые детали, ⩽540
ЭИ-402Л	⩽0,12	0,5—1	0,55	—	—	17—19	11—13	Nb = 1,1	Литые детали, ⩽ 650
ЛА-1	⩽0,16	⩽0,7	⩽0,55	1,8—2,2	—	14—16	14—16	Co = 2,8—3,2 Ti = 0,15—0,35 W = 0,8—1,2	Литые детали, ⩽ 650
ЛА-3	0,12—0,18	1	⩽0,55	1,8—2,2	0,4—0,6	13—15	13—15	Nb = 0,3—0,5; Ti = 0,1—0,3; W = 1,3—1,8	Литые детали, ⩽ 600

Глава вторая

ТЕПЛОВЫЕ ПАРОТУРБИННЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

§ 2-1. ТИПЫ И МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Основными электрическими станциями современной энергетики являются тепловые, работающие на органическом топливе, и гидравлические. Получают широкое развитие также атомные электростанции, использующие энергию деления ядер тяжелых элементов (урана, плутония).

Тепловые электрические станции (ТЭС) в зависимости от присущих им признаков разделяются на соответствующие типы:

по виду первичного двигателя — паротурбинные, газотурбинные, парогазовые, дизельные (с двигателями внутреннего сгорания);

по вырабатываемой энергии — конденсационные (КЭС, ГРЭС), вырабатывающие только электрическую энергию, и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), вырабатывающие электрическую и тепловую энергию;

по расположению — районные КЭС (ГРЭС) и центральные (промышленные и коммунальные ТЭЦ);

по виду сжигаемого топлива — торфяные, угольные, на мазуте, на природном газе и др.;

по начальным параметрам — на докритических параметрах (низких, средних, высоких, повышенных) и сверхкритических;

по технологической структуре — блочные и неблочные (с поперечными связями);

по типу компоновки оборудования и помещений — закрытые, открытые и полуоткрытые;

по связи с энергосистемой — работающие в энергосистеме (параллельно с другими электростанциями) и работающие изолированно;

по характеру несения нагрузки — базовые, пиковые и полупиковые.

Основное энергетическое оборудование характеризуется номинальной, максимальной, экономической и минимальной мощностью.

Номинальная, или максимально длительная, мощность агрегата — это та, при которой он может работать длительное (неограниченное) время надежно и с достаточно высоким к. п. д.

Максимальная, или перегрузочная (пиковая), мощность — наибольшая возможная мощность агрегата (энергоблока).

Экономическая мощность соответствует режиму работы с минимальными удельными расходами топлива (наибольшим к. п. д.).

Минимальная мощность — это наименьшая мощность при устойчивой работе агрегата.

Мощность ТЭС различают установленную, рабочую и располагаемую.

Установленная мощность равна сумме номинальных мощностей всех установленных на электростанции турбоагрегатов.

Рабочая мощность равна сумме номинальных мощностей турбоагрегатов, находящихся в данный момент в работе.

Располагаемая мощность равна сумме рабочей и резервной мощности неработающих турбоагрегатов.

§ 2-2. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ПАРОТУРБИННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Простейшая принципиальная схема КЭС представлена на рис. 2-1. Пар из парогенератора *1* поступает в паровую турбину *3* и после расширения (совершения работы) поступает в конденсатор *4*, где конден-

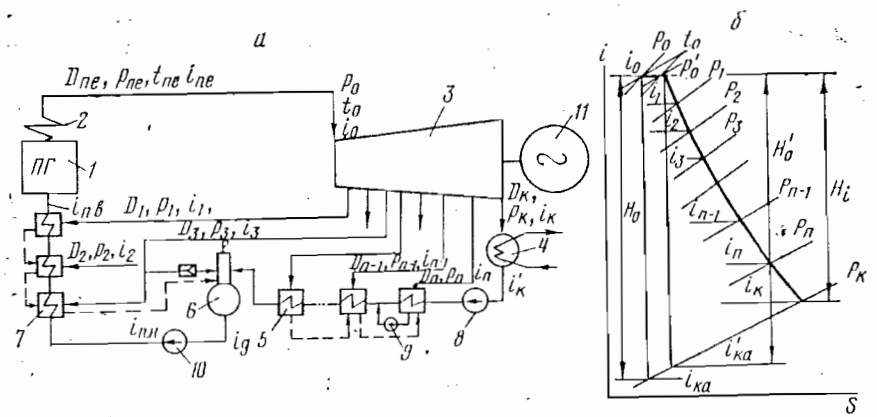


Рис. 2-1. Простейшая принципиальная схема конденсационной электростанции (*а*) и тепловой процесс расширения пара в турбине (*б*):

1 — парогенератор (ПГ); *2* — пароперегреватель; *3* — турбина; *4* — конденсатор; *5* — регенеративные подогреватели низкого давления; *6* — деаэратор; *7* — регенеративные подогреватели высокого давления; *8* — конденсатный насос; *9* — дренажный насос; *10* — питательный насос; *11* — генератор; $D_к$, D_1, D_2, . . . , D_n — расход пара в конденсатор и отборы; p_0, p_1, p_2, . . . , p_n, $p_к$ — давление острого пара, в отборах и конденсаторе; t_0, i_1, i_2, . . . , i_n, $i_к$ — энтальпия острого пара, в отборах и конденсаторе; $i_{п.в}$, $i'_к$ — энтальпия питательной воды и конденсата после конденсатора.

сируется, отдавая тепло охлаждающей воде. Часть поступившего в турбину пара после частичного расширения отбирается из разных мест проточной части и направляется в подогреватели питательной воды *5*, *6*, *7*. В них пар отдает тепло питательной воде, конденсируется и в виде конденсата вливается в общий поток питательной воды. В результате осуществляется регенеративный подогрев питательной воды, существенно повышающий тепловую экономичность электростанции.

На рис. 2-2 представлена принципиальная тепловая схема КЭС с одноступенчатым промежуточным перегревом пара. Пар, пройдя часть высокого давления турбины, направляется в промежуточный пароперегреватель (ПП), где он дополнительно перегревается, получая тепло от продуктов сгорания топлива. Вторично перегретый пар снова поступает в паровую турбину и расширяется до конечного давления в конденсаторе. Промежуточный перегрев пара повышает экономичность электростанции и надежность работы последних ступеней турбины за счет снижения влажности пара в конце процесса расширения.

Коэффициент полезного действия КЭС. На электростанции во всех стадиях преобразования одного вида энергии в другой происходит необратимая потеря энергии, которая учитывается соответствующими коэффициентами полезного действия (к. п. д.).

К. п. д. паротурбинной электростанции по выработке электрической энергии (к. п. д. брутто) может быть представлен в виде произведения нескольких к. п. д., учитывающих потери на отдельных участках технологического цикла:

$$\eta^{\text{бр}}_{\text{ст(э)}} = \eta_t \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{т.п}} \cdot \eta^{\text{бр}}_{\text{п.г}} \qquad (2\text{-}1)$$

или

$$\eta^{\text{бр}}_{\text{ст(э)}} = \eta^{\text{бр}}_{\text{т.у}} \cdot \eta_{\text{т.п}} \cdot \eta^{\text{бр}}_{\text{п.г}}, \qquad (2\text{-}2)$$

где η_t — термический к. п. д. цикла;

η_{0i} — относительный внутренний к. п. д. турбины;

$\eta_{\text{м}}$, $\eta_{\text{г}}$ — механический к. п. д. турбины и к. п. д. электрического генератора;

$\eta_{\text{т.п}}$ — коэффициент теплового потока;

$\eta^{\text{бр}}_{\text{п.г}}$ — к. п. д. брутто парогенератора (цеха);

$\eta^{\text{бр}}_{\text{т.у}}$ — абсолютный электрический к. п. д. брутто турбогенераторной установки (цеха).

Термический к. п. д. характеризует эффективность термодинамического цикла преобразования тепловой энергии в электрическую. Для простейшего идеального цикла водяного пара (цикла Ренкина) термический к. п. д. нетто равен:

$$\eta_t = \frac{(i_0 - i_{\text{ка}}) - (i_{\text{п.на}} - i'_{\text{к}})}{i_0 - i_{\text{п.на}}} = \frac{H_0 - h_{\text{на}}}{i_0 - i_{\text{п.на}}}, \qquad (2\text{-}3)$$

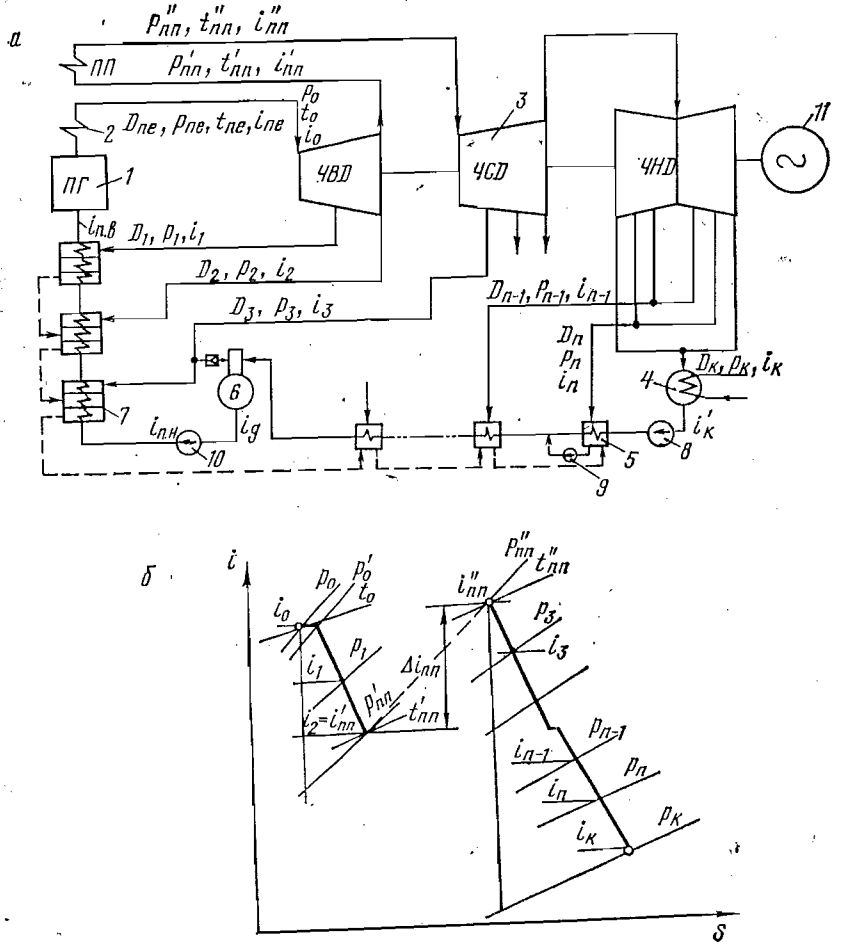


Рис. 2-2. Простейшая принципиальная схема конденсационной электростанции с промперегревом пара (*а*) и тепловой процесс расширения пара в турбине (*б*):

ПП — промежуточный пароперегреватель; $p''_{\text{пп}}$, $p'_{\text{пп}}$, $t''_{\text{пп}}$, $t'_{\text{пп}}$ — давление и энтальпия пара до и после промежуточного перегрева; $\Delta i_{\text{пп}} = i''_{\text{пп}} - i'_{\text{пп}}$ — тепло, подведенное в промперегревателе; остальные обозначения те же, что на рис. 2-1.

где i_0, $i_{\text{ка}}$ — энтальпия пара в начале и конце адиабатического процесса расширения пара в турбине (рис. 2-1, *б*), *ккал/кг*;

$i'_{\text{к}}$, $i_{\text{п.на}}$ — энтальпия конденсата турбины и питательной воды после насоса при ее адиабатическом сжатии, *ккал/кг*;

$h_{на}$ — теоретическая работа сжатия воды в насосе:

$$h_{на} = \frac{10^3 (p_н - p_в)\, v}{427} \quad ккал/кг, \tag{2-4}$$

где $p_н$, $p_в$ — давление воды в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса, $кгс/см^2$;

v — средний удельный объем перекачиваемой воды, $м^3/кг$.

Действительная работа сжатия воды в насосе

$$h_н = \frac{h_{на}}{\eta_{нi}\, \eta_{нм}} \quad ккал/кг, \tag{2-5}$$

где $\eta_{нi}$, $\eta_{нм}$ — внутренний (гидравлический) и механический к. п. д. насоса.

Энергия, затрачиваемая на сжатие воды в насосе, переходит в тепло, возвращаемое питательной воде:

$$\Delta t_{на} = h_{на} = i_{п.на} - i'_к \quad ккал/кг.$$

Действительный подогрев воды в насосе

$$\Delta t_н = \frac{h_{на}}{\eta_{нi}} = i_{п.н} - i'_к \quad ккал/кг. \tag{2-6}$$

Если пренебречь энергией сжатия насосов, термический к. п. д. приближенно может быть найден из выражения

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_{ка}}{i_0 - i'_к}. \tag{2-7}$$

Относительный внутренний к. п. д. турбины η_{oi} складывается из двух к. п. д.: относительного к. п. д., учитывающего степень технического совершенства проточной части турбины, η'_{oi}, и коэффициента дросселирования $\eta_{др}$, учитывающего потерю энергии за счет дросселирования пара во впускном и регулирующих органах.

$$\eta_{эi} = \eta_{др}\, \eta'_{oi} = \frac{H'_o}{H_0} \cdot \frac{H_i}{H'_o} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{i_0 - i_к}{i_0 - i_{ка}}, \tag{2-8}$$

где $i_к$ — энтальпия пара в конце действительного процесса расширения в турбине (рис. 2-1), $ккал/кг$;

H_0, H'_o, H_i — см. на рис. 2-1.

У современных мощных турбин при расчетной нагрузке $\eta_{др} = 0{,}97—0{,}98$, $\eta_{oi} = 0{,}86—0{,}88$.

Произведение термического к. п. д. η_t на относительный внутренний к. п. д. η_{oi} представляет абсолютный внутренний к. п. д. турбоустановки:

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{oi}. \tag{2-9}$$

Для простейшей КЭС без учета работы насосов

$$\eta_i = \frac{i_0 - i_{ка}}{i_0 - i'_к} \cdot \frac{i_0 - i_к}{i_0 - i_{ка}} = \frac{i_0 - i_к}{i_0 - i'_к}. \tag{2-10}$$

Для турбоустановки с регенеративными отборами пара без промежуточного перегрева (см. рис. 2-1)

$$\eta_i = \frac{D_к (i_0 - i_к) + D_1 (i_0 - i_1) + D_2 (i_0 - i_2) + \ldots + D_n (i_0 - i_n)}{D_т (i_0 - i_{п.в})}, \tag{2-11}$$

где $D_т$ — расход пара на турбину;

$D_к$, D_1, D_2, ..., D_n — расход пара в конденсатор и отборы;

i_1, i_2, ..., i_n — энтальпия пара в отборах, $ккал/кг$;

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, $ккал/кг$.

Если расходы пара в конденсатор и отборы выражены в долях от общего расхода пара на турбину, т. е.

$$a_к = \frac{D_к}{D_т}; \quad a_1 = \frac{D_1}{D_т}; \quad a_2 = \frac{D_2}{D_т}; \quad \ldots\ a_n = \frac{D_n}{D_т},$$

то

$$\eta_i = \frac{a_к (i_0 - i_k) + a_1 (i_0 - i_1) + a_2 (i_0 - i_2) + \ldots + a_n (i_0 - i_n)}{a_к (i_0 - i'_k) + a_1 (i_0 - i_1) + a_2 (i_0 - i_2) + \ldots + a_n (i_0 - i_n)} =$$

$$= \frac{a_к (i_0 - i_к) + \sum_1^n a_i (i_0 - i_i)}{a_к (i_0 - i'_к) + \sum_1^n a_i (i_0 - i_i)} = \frac{a_к (i_0 - i_k) + \sum_1^n a_i (i_0 - i_i)}{i_0 - i_{п.в}}. \tag{2-12}$$

Для установки с промежуточным перегревом пара (рис. 2-2)

$$\eta_i = \frac{D_к (i_0 - i_к + \Delta i_{пп}) + D_1 (i_0 - i_1) + D_2 (i_0 - i_2) + D_3 (i_0 - i_3 + \Delta i_{пп}) + \ldots}{D_т (i_0 - i_{п.в}) + (D_т - D_1 - D_2)\, \Delta i_{пп}}$$
$$\underline{\ldots + D_n (i_0 - i_n + \Delta i_{пп})} \tag{2-13}$$

или

$$\eta_i = \frac{a_к (i_0 - i_к + \Delta i_{пп}) + a_1 (i_0 - i_1) + a_2 (i_0 - i_2) + a_3 (i_0 - i_3 + \Delta\, i_{пп}) + \ldots}{(i_0 - i_{п.в}) + (1 - a_1 - a_2) \cdot \Delta\, i_{пп}}$$
$$\underline{\ldots + a_n (i_0 - i_n + \Delta i_{пп})}. \tag{2-14}$$

Здесь $\Delta i_{пп} = i''_{пп} - i'_{пп}$ — количество тепла, подведенного к 1 $кг$ пара в промежуточном пароперегревателе (разность энтальпий пара после и до перегрева), $ккал/кг$.

Механический к. п. д. турбины $\eta_м$ учитывает величину мощности $\Delta N_т$, расходуемой турбиной на привод систем регулирования и маслонасоса, трение в подшипниках и т. п.:

$$\eta_м = \frac{N_i - \Delta N_т}{N_i} = \frac{N_e}{N_i}, \tag{2-15}$$

Расход электроэнергии на собственные нужды парогенератора (цеха) $Э^{с.н}_{п.г}$ включает расход на пылеприготовление, тягодутьевую установку, гидрозолоудаление, питательные насосы, на топливоприготовление и топливоподачу, на химическую подготовку воды, долю расхода на насосы технической воды, компрессоры, мазутное хозяйство и т. п.

Расход тепла на собственные нужды парогенератора включает расходы на нефтехозяйство, паровой привод питательных насосов, на водоподготовку, отопление и вентиляцию топливоподачи и других помещений, относящихся к парогенераторному цеху, а также расход тепла на обдувку и расшлаковку парогенератора, пуск и останов.

Коэффициент полезного действия нетто турбинной установки или цеха КЭС может быть определен по формуле

$$\eta^{н}_{т.у} = \frac{860\,(Э_{выр} - Э^{с.н}_{т.у})}{Q_э + Q^{с.н}_{т.у}} = \frac{860 \cdot Э_{выр}}{Q_э} \cdot \frac{1 - \bar{Э}^{с.н}_{т.у}}{1 + q^{с.н}_{т.у}} = \eta^{бр}_{т.у} \frac{1 - Э^{с.н}_{т.у}}{1 + q^{с.н}_{т.у}}, \quad (2\text{-}24)$$

где $q^{с.н}_{т.у}$ — доля расхода тепла на собственные нужды турбинной установки от тепла, расходуемого на выработку электроэнергии,

$$q^{с.н}_{т.у} = \frac{Q^{с.н}_{т.у}}{Q_э};$$

$\eta^{бр}_{т.у}$ — к. п. д. брутто турбоустановки (цеха):

$$\eta^{бр}_{т.у} = \frac{860 \cdot Э_{выр}}{Q_э}. \quad (2\text{-}25)$$

К расходу электроэнергии на собственные нужды турбинной установки (цеха) относятся затраты энергии на циркуляционные, конденсатные, перекачивающие, дренажные и другие насосы турбинной установки, за исключением питательных насосов и насосов теплофикационной установки (сетевые, подпиточные, конденсатные), на пожарные насосы, собственные нужды электроцеха, а также на освещение турбинного и электрического цехов станции.

К расходам тепла на собственные нужды турбинной установки относятся расходы тепла на турбопривод насосов турбинного цеха (за исключением питательных насосов), на пуски и остановы турбоагрегата, прогрев паропроводов, отопление и вентиляцию помещений турбинного цеха.

Расход пара. Часовой расход пара турбинной установкой, имеющей регенеративные отборы, может быть определен по формуле:

$$D_т = D_{к.э} + y_1 D_1 + y_2 D_2 + \ldots y_n D_n = D_{к.э} + \sum_1^n y_i D_i, \quad (2\text{-}26)$$

где y_1, y_2, ..., y_n — коэффициенты недовыработки для 1-го, 2-го, ..., n-го регенеративных отборов.

Если расходы пара из отборов D_1, D_2, ... D_n выражены через доли от общего расхода пара на турбину

$$\left(a_1 = \frac{D_1}{D_т},\ a_2 = \frac{D_2}{D_т},\ \ldots,\ a_n = \frac{D_n}{D_т}\right),$$

то

$$D_т = \frac{D_{к.э}}{1 - \sum_1^n a_i y_i}, \quad (2\text{-}27)$$

где $D_{к.э}$ — расход пара при чисто конденсационном режиме, равный:

а) для турбоустановки без промперегрева (см. рис. 2-1)

$$D_{к.э} = \frac{860\,N_э}{(i_0 - i_к) \cdot \eta_м \cdot \eta_г}; \quad (2\text{-}28)$$

б) для турбоустановки с промперегревом (см. рис. 2-2)

$$D_{к.э} = \frac{860 \cdot N_э}{(i_0 - i_к + \Delta i_{п.п})\,\eta_м \cdot \eta_г}. \quad (2\text{-}29)$$

Коэффициенты недовыработки отборов, равные отношению недоиспользованного теплоперепада ко всему используемому, находятся из выражений:

а) для турбоустановки без промперегрева (см. рис. 2-1)

$$y_1 = \frac{i_1 - i_к}{i_0 - i_к};\ y_2 = \frac{i_2 - i_к}{i_0 - i_к};\ \ldots;\ y_n = \frac{i_n - i_к}{i_0 - i_к};$$

б) для турбоустановки с промперегревом (см. рис. 2-2)

$$y_1 = \frac{i_1 - i_к + \Delta i_{пп}}{i_0 - i_к + \Delta i_{пп}};\ y_2 = \frac{i_2 - i_к + \Delta i_{пп}}{i_0 - i_к + \Delta i_{пп}};$$

$$y_3 = \frac{i_3 - i_к}{i_0 - i_к + \Delta i_{пп}};\ \ldots;\ y_n = \frac{i_n - i_к}{i_0 - i_к + \Delta i_{пп}},$$

где i_1, i_2, ..., i_n — энтальпия пара 1-го, 2-го, ..., n-го регенеративных отборов.

Удельный расход пара на турбину равен:

а) для турбоустановки без промперегрева

$$d_т = \frac{D_т}{N_э} = \frac{860}{(i_0 - i_к) \cdot \left(1 - \sum_1^n a_i y_i\right) \eta_м \cdot \eta_г}\ кг/кВт \cdot ч; \quad (2\text{-}30)$$

б) для турбоустановки с промперегревом

$$d_т = \frac{860}{(i_0 - i_к + \Delta i_{пп}) \left(1 - \sum_1^n a_i y_i\right) \eta_м \cdot \eta_г}\ кг/кВт \cdot ч. \quad (2\text{-}31)$$

Расход тепла. Тепло, выработанное парогенератором или цехом, в общем случае находится из выражения

$$Q^{бр}_{п.г} = D_{пе}(i_{пе} - i_{п.в}) + D_{пп}(i''_{пп} - i'_{пп}) + D_{нп}(i_{нп} - i_{п.в}) + D_{пр}(i_{пр} - i_{п.в}) + Q_{вн}, \quad (2\text{-}32)$$

здесь $D_{пе}$ — количество выработанного перегретого пара, *кг/ч*;

$D_{пп}$ — количество пара, прошедшего промежуточный перегрев, *кг/ч*;

$D_{н.п}$ — количество насыщенного пара, отпущенного помимо пароперегревателя, *кг/ч*;

$D_{пр}$ — количество продувочной воды парогенератора, *кг/ч*;

$i_{пе}$, $i''_{пп}$, $i'_{пп}$, $i_{н.п}$ — соответственно энтальпия перегретого пара после парогенератора, перегретого пара после и до промежуточного пароперегревателя, а также насыщенного пара, *ккал/кг*;

$i_{п.в}$, $i_{пр}$ — энтальпия питательной и продувочной воды, *ккал/кг*;

$Q_{вн}$ — тепло воды или воздуха, подогретых в парогенераторах и отпущенное на сторону, *ккал/ч*.

При отсутствии вторичного перегрева пара, а также отпуска насыщенного пара, подогрева воды или воздуха соответствующие члены в формуле (2-32) отпадают.

Расход тепла турбинной установкой (цехом) КЭС на производство электроэнергии при отсутствии отпуска тепла внешним потребителям приближенно может быть определен по выражению

$$Q_э = D_т \cdot (i_0 - i_{п.в}) + D_{пп}(i''_{пп} - i'_{пп}). \quad (2\text{-}33)$$

Более точно в условиях действующей электростанции расход тепла на производство электроэнергии определяется по уравнению полного теплового баланса:

$$Q_э = D_т \cdot i_0 + D_{пп} \cdot \Delta i_{пп} + D_р i_р - D_{п.в} \cdot i_{п.в} - D_{с.н} \cdot i_{с.н} - Q_{отп} - Q^{пот}_{отп} + Q_{доп}, \quad (2\text{-}34)$$

где $D_т$ и i_0 — расход и энтальпия острого пара, поступившего к турбинной установке (цеху), *кг/ч* и *ккал/кг*;

$D_{пп} \cdot \Delta i_{пп}$ — тепло, поступившее к турбинной установке с паром промежуточного перегрева ($\Delta i_{пп} = i''_{пп} - i'_{пп}$ (см. рис. 2-2), *ккал/ч*;

$D_р$ и $i_р$ — расход и энтальпия пара, поступившего в турбинный цех через РОУ (помимо турбин), *кг/ч* и *ккал/кг*;

$D_{п.в}$ и $i_{п.в}$ — расход и энтальпия питательной воды, поступающей в парогенератор, *кг/ч* и *ккал/кг*;

$D_{с.н}$ и $i_{с.н}$ — расход и энтальпия пара, отпускаемого от турбинной установки (цеха) на собственные нужды, *кг/ч* и *ккал/кг*;

$Q_{отп}$ — тепло, отпущенное внешним потребителям, определяемое с учетом тепла, возвращаемого от тепловых потребителей, и тепла добавочной воды, восполняющей недовозврат конденсата и сетевой воды, *ккал/ч*;

$Q^{пот}_{отп}$ — потери тепла, связанные с выработкой и отпуском тепловой энергии внешним потребителям, *ккал/ч*;

$Q_{доп}$ — тепло, поступившее в турбинный цех с различными потоками (химически очищенной водой, конденсатом дренажного пара и пара собственных нужд, теплом из расширителей непрерывной продувки и прочими притоками тепла), *ккал/ч*.

Удельный расход тепла турбинной установкой (цехом) на выработку электроэнергии (брутто)

$$q^{бр}_э = \frac{Q_э}{Э_{выр}} = \frac{860}{\eta^{бр}_{т.у}} \ ккал/кВт \cdot ч. \quad (2\text{-}35)$$

Удельный расход тепла турбинной установкой (цехом) на отпущенную электроэнергию (нетто)

$$q^{н}_э = \frac{Q_э}{Э_{отп}} = \frac{860}{\eta^{н}_{т.у}} \ ккал/кВт \cdot ч. \quad (2\text{-}36)$$

Удельный расход тепла конденсационной электростанцией на отпущенную электроэнергию

$$q^{н}_{ст\ (э)} = \frac{860}{\eta^{н}_{ст\ (э)}} = \frac{860}{\eta^{бр}_{ст\ (э)}(1 - \bar{Э}^{с.н}_{ст})} \ ккал/кВт \cdot ч. \quad (2\text{-}37)$$

Расход топлива. Одним из основных показателей оценки экономичности работы конденсационной электростанции в целом является удельный расход условного топлива на 1 *кВт·ч* отпущенной электроэнергии:

$$b^{отп}_{КЭС} = \frac{q^{н}_{ст\ (э)}}{7000} = \frac{860}{7000 \cdot \eta^{н}_{ст\ (э)}} = \frac{0{,}123}{\eta^{н}_{ст\ (э)}} = \frac{0{,}123}{\eta^{бр}_{ст\ (э)}(1 - \bar{Э}^{с.н}_{ст})} \ кг\ у.т./кВт \cdot ч, \quad (2\text{-}38)$$

где $\eta^{бр}_{ст\ (э)}$, $\eta^{н}_{ст\ (э)}$ — к. п. д. КЭС брутто и нетто;

$\bar{Э}^{с.н}_{ст}$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды КЭС от общей выработки.

Примерная величина $b^{отп}_{КЭС}$ для современных конденсационных блоков приведена в табл. 9-10.

§ 2-3. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПАРОТУРБИННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) — это электростанции, на которых осуществляется комбинированное производство электрической и тепловой энергии: пар после расширения в турбине (совершения работы) отбирается

при нужных параметрах из регулируемого отбора или после турбины с противодавлением и направляется внешним потребителям. При таком цикле выработка электрической энергии на теплофикационном потоке пара производится без потерь тепла в конденсаторе, что ведет к экономии топлива, являющейся основным достоинством теплофикации.

На ТЭЦ могут устанавливаться турбины с регулируемым противодавлением (типа Р), с регулируемым отбором и противодавлением (типа ТР), с одним либо двумя регулируемыми теплофикационными отборами и конденсационным потоком пара (типов КО, КОО). Различают производственные теплофикационные отборы, когда тепловая энергия непосредственно направляется потребителю в виде пара с давлением 5—20 *ат*, и отопительные, когда теплоэнергия пара отборов передается в подогревателях воде, которая затем переносит тепло потребителям для отопления, вентиляции, технологического и бытового горячего водоснабжения и других целей. Давление пара в отопительных отборах может изменяться в пределах 0,3—2,5 *ат*. Часть пара отбирается из турбины на регенеративный подогрев питательной воды, что существенно повышает эффективность теплофикационного цикла.

Простейшие принципиальные схемы ТЭЦ с характерными теплофикационными турбинами и процесс расширения пара в *is*-диаграмме показаны на рис 2-3, 2-4.

Коэффициент полезного действия ТЭЦ. Эффективность работы электростанции с комбинированным производством электрической и тепловой энергии оценивается двумя к. п. д.: по выработке электрической энергии и по выработке тепловой энергии.

Коэффициент полезного действия ТЭЦ по выработке электрической энергии (к. п. д. брутто) находится из выражения, аналогичного (2-1):

$$\eta^{бр}_{ст\,(э)} = \eta_{\ell} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{г} \cdot \eta_{т.п} \cdot \eta^{бр}_{п.г} = \eta^{бр}_{т.у} \cdot \eta_{т.п} \cdot \eta^{бр}_{п.г}. \qquad (2\text{-}39)$$

Обозначения и расшифровки к. п. д. приведены к формулам (2-1), (2-2).

Для турбоустановки типа Р к. п. д. η_{ℓ} и η_{oi} в формулу (2-39) не входят, поскольку нет потерь в холодном источнике (конденсаторе). Для турбоустановок типа КО и КОО величина абсолютного внутреннего к. п. д. $\eta_{\ell} = \eta_{\ell} \cdot \eta_{oi}$ находится из выражений (2-11) и (2-12) при отсутствии промперегрева пара и из выражений (2-13) и (2-14) при его наличии. При этом в формулах (2-11)—(2-14) необходимо учесть слагаемые расходов пара на внешнее тепловое потребление.

К. п. д. брутто турбинной установки (цеха) по выработке электроэнергии находится по формуле (2-25).

К. п. д. брутто парогенератора (цеха) находится по формуле (2-19).

Коэффициент теплового потока, учитывающий потери тепла топлива на каждый вид энергии, производимой на ТЭЦ, определяется из уравнения

$$\eta_{т.п} = \frac{Q_э + Q^{с.п}_{т.у} + Q_{отп} + Q^{пот}_{отп}}{Q^{бр}_{п.г} - Q^{с.п}_{п.г}}, \qquad (2\text{-}40)$$

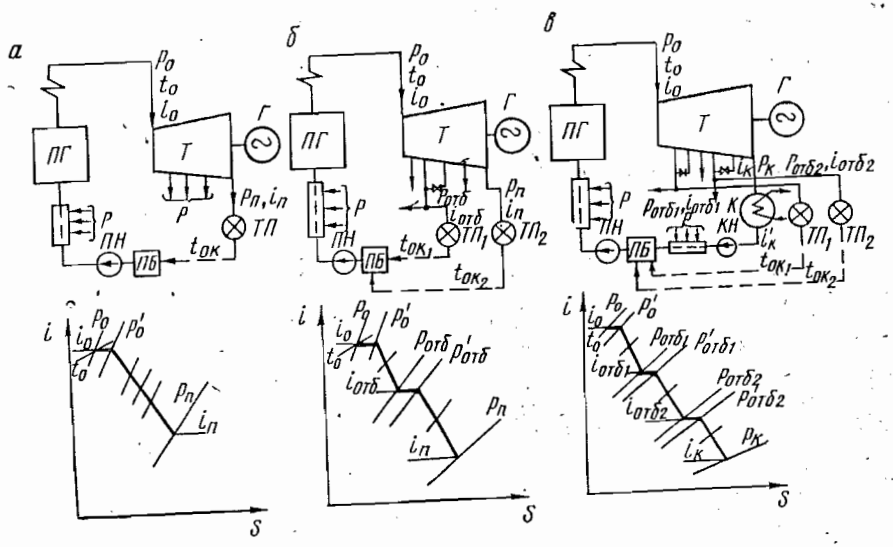


Рис. 2-3. Простейшая принципиальная схема теплофикационной электростанции и тепловой процесс расширения пара в турбине:

а — турбина с противодавлением; *б* — турбина с регулируемым отбором и противодавлением; *в* — турбина с двумя регулируемыми отборами пара и конденсатором; *ПГ* — парогенератор; *Т* — турбина; *Г* — генератор; *ТП* — тепловой потребитель; *К* — конденсатор; *ПБ* — питательный бак; *Р* — регенеративный подогреватель; *КН* — конденсатный насос; *ПН* — питательный насос; p_0, t_0, i_0 — давление, температура и энтальпия острого пара; $p_п$, $i_п$ — давление и энтальпия пара в противодавлении турбины; $p_{отб}$, $i_{отб}$ — давление и энтальпия пара в регулируемом отборе турбины; $p_к$, $i_к$, $t_к$ — давление и энтальпия пара и конденсата в конденсаторе; $t_{ок}$ — температура обратного конденсата потребителей.

где $Q^{с.п}_{т.у}$ и $Q^{с.п}_{п.г}$ — расход тепла на собственные нужды турбинной установки и парогенератора (или соответствующих цехов), *ккал/ч*;

$Q_{отп}$ — тепло, отпущенное внешним потребителям, за вычетом тепла, возвращаемого от тепловых потребителей, и тепла холодной добавочной воды, восполняющей недовозврат конденсата и сетевой воды, *ккал/ч*;

$Q^{пот}_{отп}$ — потери тепла турбинной установкой, связанные с выработкой и отпуском тепловой энергии внешним потребителям, *ккал/ч*;

$Q_э$ — расход тепла турбинной установкой (цехом) на производство электроэнергии, *ккал/ч*;

$Q^{бр}_{п.г}$ — тепло, выработанное парогенераторами, *ккал/ч*.

В величину тепловых потерь $Q^{пот}_{отп}$, относимых к отпуску тепловой энергии $Q_{отп}$, включаются потери в паропроводах от места отбора до места измерения

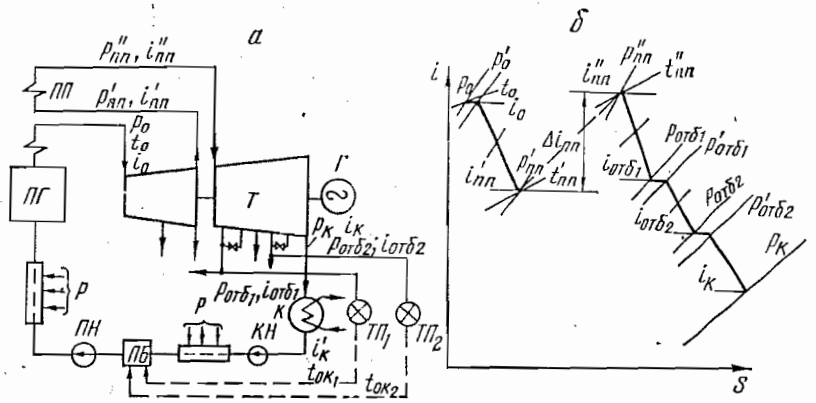


Рис. 2-4. Простейшая принципиальная схема теплофикационной электростанции с промперегревом пара (*а*) и тепловой процесс расширения пара в турбине (*б*):

ПП — промежуточный пароперегреватель; $\Delta i_{пп} = i''_{пп} - i'_{пп}$ — тепло, подведенное в промперегревателе; остальные обозначения см. на рис. 2-3.

отпуска тепла потребителям; в основных и пиковых подогревателях сетевой воды; в паропреобразователях и редукционно-охладительных установках, отпускающих пар на производство, а также в паропроводах к ним; на приготовление и подогрев добавочной обессоленной или химически очищенной воды, идущей на восполнение невозвращаемого с производства конденсата и на подпитку тепловых сетей; потери в связи с увеличенной продувкой парогенераторов, вызванной большим невозвратом конденсата с производства.

К. п. д. брутто ТЭЦ по выработке электроэнергии находится также из выражения

$$\eta^{бр}_{ст\ (э)} = \frac{860 \cdot Э_{выр}}{B^{у}_{э} \cdot 7000}, \qquad (2\text{-}41)$$

где $Э_{выр}$ — выработанная электроэнергия, *кВт·ч*;

$B^{у}_{э}$ — расход условного топлива на производство электроэнергии, *кг у·т./ч*.

Коэффициент полезного действия нетто ТЭЦ по отпуску электроэнергии определяется по формулам:

$$\eta^{н}_{ст\ (э)} = \eta^{н}_{т.у} \cdot \eta_{т.п} \cdot \eta^{н}_{п.г};$$

$$\eta^{н}_{ст.\ (э)} = \frac{860 \cdot Э_{отп}}{B^{у}_{э} \cdot 7000}, \qquad (2\text{-}42)$$

где $Э_{отп}$ — электроэнергия, отпущенная с шин станции, *кВт·ч*;

$\eta^{н}_{т.у}$ и $\eta^{н}_{п.г}$ — к. п. д. нетто турбоустановки и парогенератора (или соответствующего цеха):

$$\eta^{н}_{т.у} = \frac{860\ (Э_{выр} - Э^{с.н}_{т.у\ (э)})}{Q_{э} + Q^{с.н}_{т.у\ (э)}} = \eta^{бр}_{т.у} \cdot \frac{1 - \bar{Э}^{с.н}_{т.у\ (э)}}{1 + q^{с.н}_{т.у\ (э)}}, \qquad (2\text{-}43)$$

где $Э^{с.н}_{т.у\ (э)}$; $\bar{Э}^{с.н}_{т.у\ (э)}$ — абсолютная величина и доля расхода электроэнергии на собственные нужды турбоустановки (цеха), отнесенная на производство электроэнергии, (расход электроэнергии на сетевые, подпиточные и конденсатные насосы относятся к отпуску тепловой энергии),

$$\bar{Э}^{с.н}_{т.у\ (э)} = \frac{Э^{с.н}_{т.у\ (э)}}{Э_{выр}};$$

$Q^{с.н}_{т.у\ (э)}$ и $q^{с.н}_{т.у\ (э)}$ — абсолютная величина и доля расхода тепла на собственные нужды турбинной установки, расходуемого на выработку электроэнергии,

$$q^{с.н}_{т.у\ (э)} = \frac{Q^{с.н}_{т.у\ (э)}}{Q_{э}}.$$

К. п. д. нетто парогенератора (цеха)

$$\eta^{н}_{п.г} = \frac{(Q^{бр}_{п.г} - Q^{с.н}_{п.г}) \left(1 - \dfrac{\bar{Э}^{с.н}_{п.г\ (э)}}{1 - Э^{с.н}_{т.у}}\right)}{B^{у}_{п.г} \cdot 7000} =$$

$$= \eta^{бр}_{п.г}\ (1 - q^{с.н}_{п.г})\ \frac{1 - \bar{Э}^{с.н}_{т.у} - \bar{Э}^{с.н}_{п.г\ (э)}}{1 - \bar{Э}^{с.н}_{т.у}}, \qquad (2\text{-}44)$$

где $q^{с.н}_{п.г}$ — доля расхода тепла на собственные нужды парогенератора (цеха) от общей выработки тепла:

$$q^{с.н}_{п.г} = \frac{Q^{с.н}_{п.г}}{Q^{бр}_{п.г}};$$

$\bar{Э}^{с.н}_{т.у}$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды турбинной установки (цеха) от общей выработки электроэнергии,

$$\bar{Э}^{с.н}_{т.у} = \frac{Э^{с.н}_{т.у}}{Э_{выр}};$$

$\bar{Э}^{с.н}_{п,г\ (э)}$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды парогенератора (цеха) от общей выработки, отнесенная к расходу тепла, затраченному на выработку электроэнергии:

$$Э^{с.н}_{п.г\ (э)} = Э^{с.н}_{п.г} \left[1 - \frac{Q_{отп} + Q^{пот}_{отп}}{(Q^{бр}_{п.г} - Q^{с.н}_{п.г}) \cdot \eta_{т.п}}\right]. \qquad (2\text{-}45)$$

Расходы электроэнергии и тепла на собственные нужды ТЭЦ, связанные с отпуском электрической и тепловой энергии, а также тепловые потери распределяются в соответствии с технологическим процессом производства обоих видов энергии. Так, расходы тепла и электроэнергии на собственные нужды парогенераторного цеха по производству пара распределяются пропорционально теплу, затраченному на каждый вид энергии. На тепловую энергию дополнительно относятся расходы электроэнергии на конденсатные насосы водоподогревательной установки, а также на сетевые и подпиточные насосы.

Коэффициент полезного действия брутто ТЭЦ по выработке тепловой энергии находится из выражения

$$\eta^{бр}_{ст\,(Q)} = \eta^{бр}_{п.г} \cdot \eta_{т.п} = \frac{Q_{отп}}{B^{у}_{Q} \cdot 7000}, \qquad (2\text{-}46)$$

где $\eta^{бр}_{п.г.}$ — к. п. д. брутто парогенератора.

$B^{у}_{Q}$ — расход условного топлива на выработку тепла, отпускаемого внешним потребителям (без учета собственных нужд), *кг у·т./ч*.

Коэффициент полезного действия нетто ТЭЦ по отпуску тепловой энергии определяется по формуле

$$\eta^{н}_{ст\,(Q)} = \eta^{бр}_{п.г} \cdot \eta_{т.п}\,(1 - \bar{Э}^{с.н}_{ст\,(Q)}), \qquad (2\text{-}47)$$

где $\bar{Э}^{с.н}_{ст\,(Q)}$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ, связанная с производством и отпуском тепловой энергии (расход электроэнергии на сетевые, подпиточные и конденсатные насосы водоподогревательной установки и пр.):

$$\bar{Э}^{с.н}_{ст\,(Q)} = Э^{с.н}_{ст\,(Q)} / Э_{выр}.$$

Расход пара. Часовой расход пара на турбоустановку с отборами находится из выражения

$$D_т = D_{к.э} + \sum_{1}^{n} y_i D_i,$$

где $D_{к.э}$ — расход пара на чисто конденсационном режиме, *кг/ч*;

y_i — коэффициенты недовыработки пара отборов;

D_i — величина теплофикационного или регенеративного i-того отбора пара, *кг/ч*.

Для установки без промперегрева пара (рис. 2-3, *в*)

$$D_{к.э} = \frac{860 \cdot N_э}{(i_0 - i_к)\,\eta_м \cdot \eta_г}; \quad y_i = \frac{i_i - i_к}{i_0 - i_к}.$$

Для установки с промперегревом пара (см. рис. 2-4)

$$D_{к.э} = \frac{860 \cdot N_э}{(i_0 - i_к + \Delta i_{пп}) \cdot \eta_м \cdot \eta_г};$$

$y_i = \dfrac{i_i - i_к + \Delta i_{пп}}{i_0 - i_к + \Delta i_{пп}}$ — для отборов до промперегрева;

$y_i = \dfrac{i_i - i_к}{i_0 - i_к + \Delta i_{пп}}$ — для отборов после промперегрева.

Здесь $N_э$ — мощность турбогенератора, *кВт*;

i_0, i_i, $i_к$ — соответственно энтальпия свежего пара, пара в i-том отборе и конденсаторе, *ккал/кг*;

$\Delta i_{пп}$ — тепло, подведенное в промежуточном пароперегревателе, *ккал/кг*;

$\eta_м$, $\eta_г$ — механический к. п. д. турбины и к. п. д. электрического генератора.

Если расходы пара из отборов D_1, D_2, ..., D_n выражены через доли от общего расхода пара $\left(a_1 = \dfrac{D_1}{D_т}, a_2 = \dfrac{D_2}{D_т}, \ldots, a_n = \dfrac{D_n}{D_т}\right)$, то величина $D_т$ находится из уравнения

$$D_т = \frac{D_{к.э}}{1 - \sum_{1}^{n} a_i y_i}.$$

Удельный расход пара на турбоустановку с отборами определяется из выражений:

при отсутствии промперегрева

$$d_т = \frac{D_т}{N_э} = \frac{860}{(i_0 - i_к)\left(1 - \sum_{1}^{n} a_i y_i\right)\eta_м \cdot \eta_г} \text{ кг/кВт·ч},$$

при наличии промперегрева

$$d_т = \frac{860}{(i_0 - i_к + \Delta i_{пп})\left(1 - \sum_{1}^{n} a_i y_i\right)\eta_м \cdot \eta_г} \text{ кг/кВт·ч}.$$

Расход тепла на ТЭЦ. Тепло, выработанное парогенератором или цехом, в общем случае находится из выражения

$$Q^{бр}_{п.г} = D_{пе}\,(i_{пе} - i_{п.в}) + D_{пп}\,(i''_{пп} - i'_{пп}) + D_{ип}\,(i_{и.п} - i_{п.в}) + D_{пр}\,(i_{пр} - i_{п.в}) + Q_{вн},$$

где $D_{пе}$, $D_{пп}$ — количество выработанного перегретого пара и пара, прошедшего промежуточный перегрев, *кг/ч*;

$D_{и.п}$ — количество насыщенного пара, отпущенного помимо пароперегревателя, *кг/ч*;

$D_{пр}$ — количество продувочной воды парогенератора, *кг/ч*;

$i_{пе}$, $i''_{пп}$, $i'_{пп}$, $i_{н.п}$ — соответственно энтальпия перегретого пара после парогенератора, пара после и до промежуточного пароперегревателя, а также насыщенного пара, *ккал/кг*;

$i_{п.в}$, $i_{пр}$ — энтальпия питательной и продувочной воды, *ккал/кг*;

$Q_{вн}$ — тепло воды или воздуха, подогреваемых в парогенераторе, отданное на сторону, *ккал/ч*.

При отсутствии вторичного перегрева пара, а также отпуска насыщенного пара, подогретой воды или воздуха соответствующие слагаемые в этой формуле отпадают.

Расход тепла турбинной установкой или цехом на производство электроэнергии определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q_э = D_т i_0 + D_{пп} \cdot \Delta i_{пп} + D_р i_р - D_{п.в} i_{п.в} - D_{с.н} i_{с.н} - Q_{отп} - Q_{отп}^{пот} + Q_{доп},$$

где $D_т$ и i_0 — расход и энтальпия острого пара, поступившего к турбинной установке (цеху), *кг/ч* и *ккал/кг*;

$D_{пп} \cdot \Delta i_{пп}$ — тепло, поступившее к турбинной установке с паром промежуточного перегрева ($\Delta i_{пп} = i''_{пп} - i'_{пп}$ — см. рис. 2-4), *ккал/кг*;

$D_р$ и $i_р$ — расход и энтальпия пара, поступившего в турбинный цех через РОУ (помимо турбин), *кг/ч* и *ккал/кг*;

$D_{п.в}$ и $i_{п.в}$ — расход и энтальпия питательной воды, поступающей в парогенератор, *кг/ч* и *ккал/кг*;

$D_{с.н}$ и $i_{с.н}$ — расход и энтальпия пара, отпускаемого от турбинной установки (цеха) на собственные нужды, *кг/ч* и *ккал/кг*;

$Q_{отп}$ и $Q_{отп}^{пот}$ — тепло, отпущенное внешним потребителям, и потери, связанные с его выработкой и отпуском (см. формулу (2-40)), *ккал/ч*;

$Q_{доп}$ — тепло, поступившее в турбинный цех с различными потоками (см. формулу (2-34)), *ккал/ч*.

Удельный расход тепла турбинной установкой (цехом) на производство электроэнергии (брутто):

$$q_э^{бр} = \frac{Q_э}{Э_{выр}} = \frac{860}{\eta_{т.у}^{бр}} \quad ккал/кВт \cdot ч.$$

Удельный расход тепла на ТЭЦ на выработанную и отпущенную электроэнергию:

$$q_{ст\,(э)}^{бр} = \frac{860}{\eta_{ст\,(э)}^{бр}} \quad ккал/кВт \cdot ч;$$

$$q_{ст\,(э)}^{н} = \frac{860}{\eta_{ст\,(э)}^{н}} \quad ккал/кВт \cdot ч.$$

Удельный расход тепла на выработанную и отпущенную тепловую энергию:

$$q_{ст\,(Q)}^{бр} = \frac{1}{\eta_{ст\,(Q)}^{бр}} \quad Гкал/Гкал; \qquad (2\text{-}48)$$

$$q_{ст\,(Q)}^{н} = \frac{1}{\eta_{ст\,(Q)}^{н}} \quad Гкал/Гкал. \qquad (2\text{-}49)$$

Расход топлива на ТЭЦ. Для электростанций с комбинированным производством электрической и тепловой энергии устанавливаются два показателя топливоиспользования: удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию и удельный расход условного топлива на отпущенную тепловую энергию. При этом, согласно методике Министерства энергетики и электрификации СССР, принимается, что расход топлива на производство тепла должен быть равен расходу топлива при отпуске всего тепла потребителям как бы непосредственно из парогенератора с к. п. д. нетто, а вся экономия топлива от такого комбинированного производства должна относиться только на электроэнергию.

Распределение общего расхода топлива на ТЭЦ на выработку электроэнергии $B_э$ и тепла B_Q может производиться по разности между суммарным расходом топлива B, известным в эксплуатационных условиях, и расходом топлива на один из указанных видов энергии:

$$B_э = B - B_Q; \quad B_Q = B - B_э; \qquad (2\text{-}50)$$

$$B = \frac{Q_{п.г}^{бр}}{7000 \cdot \eta_{п.г}^{бр}}, \qquad (2\text{-}51)$$

где $Q_{п.г}^{бр}$ — суммарное количество выработанного парогенератором (цехом) тепла, *ккал*;

$\eta_{п.г}^{бр}$ — к. п. д. брутто парогенератора (цеха).

Часовой расход условного топлива на электроэнергию может быть определен по формуле

$$B_э = \frac{860 \cdot Э_{отп}}{\eta_{ст\,(э)}^{н} \cdot 7000}. \qquad (2\text{-}52)$$

Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию

$$b_э^{отп} = \frac{B_э}{Э_{отп}} \simeq \frac{0{,}123}{\eta_{ст\,(э)}^{н}} \quad кг\ у.т./кВт \cdot ч. \qquad (2\text{-}53)$$

Если трудно установить к. п. д. нетто парогенераторного и турбинного цехов, то расход топлива на электроэнергию может быть определен из выражений:

$$B_э = B \left[1 - \frac{Q_{отп} + Q_{отп}^{пот}}{(Q_{п.г}^{бр} - Q_{п.г}^{с.н}) \cdot \eta_{т.п}}\right] \frac{Э_{отп}}{Э_{отп} + Э_{ст\,(Q)}^{с.н}}; \qquad (2\text{-}54)$$

$$b_э^{отп} = \left[1 - \frac{Q_{отп} + Q_{отп}^{пот}}{(Q_{п.г}^{бр} - Q_{п.г}^{с.н}) \cdot \eta_{т.п}}\right] \frac{B}{Э_{отп} + Э_{ст\,(Q)}^{с.н}}, \qquad (2\text{-}55)$$

где $Э_{ст\,(Q)}^{с.н}$ — суммарный расход электроэнергии на собственные нужды, связанный с отпуском тепловой энергии, *кВт·ч*. Он включает часть расхода электроэнергии на собственные нужды парогенераторного цеха, относимого на отпус-

каемую тепловую энергию, а также расходы электроэнергии на сетевые, конденсатные и подпиточные насосы.

Если на ТЭЦ установлены турбины с отборами и конденсационными потоками пара, то с помощью формул (2-53) и (2-55) можно определить лишь средний удельный расход топлива на выработку электроэнергии. При необходимости определения расхода топлива на выработку электроэнергии отдельно на конденсационном и теплофикационном потоках используются выражения:

$$b_{э.к}^{ТЭЦ} = \frac{0{,}123}{\eta_i \cdot \eta_м \cdot \eta_г \cdot \eta_{т.п} \eta_{п.г}^{бр}} \quad кг\ у.т./кВт \cdot ч; \tag{2-56}$$

$$b_{э.т}^{ТЭЦ} = \frac{[0{,}123}{\eta_м \cdot \eta_г \cdot \eta_{т.п} \cdot \eta_{п.г}^{бр}} \quad кг\ у.т./кВт \cdot ч, \tag{2-57}$$

где величина абсолютного внутреннего к. п. д. $\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{oi}$ определяется по формулам (2-11) — (2-14) без учета слагаемых расхода пара на внешнее тепловое потребление. Остальные обозначения здесь те же, что в формулах (2-1), (2-39).

Часовой расход условного топлива на выработку тепловой энергии может быть найден по формуле

$$B_Q = \frac{Q_{отп}}{7000 \cdot \eta_{п.г}^{н} \cdot \eta_{т.п} \cdot (1 - \overline{Э}_{ст\,(Q)}^{с.н})} = \frac{Q_{отп}}{7000 \cdot \eta_{ст\,(Q)}^{н}}, \tag{2-58}$$

где $\overline{Э}_{ст\,(Q)}^{с.н}$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ, связанная с производством и отпуском тепловой энергии [см. формулу (2-47)].

Удельный расход условного топлива на отпущенную тепловую энергию

$$b_Q^{отп} = \frac{B_Q}{Q_{отп}} = \frac{1 \cdot 10^6}{7000 \cdot \eta_{ст\,(Q)}^{н}} = \frac{143}{\eta_{ст\,(Q)}^{н}} \quad кг\ у.т./Гкал. \tag{2-59}$$

§ 2-4. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЭС

Экономичность строительства и эксплуатации тепловой электрической станции оценивается рядом показателей.

Стоимость установленного киловатта мощности

$$k_{ст} = \frac{K_{ст}}{N_{уст}} \quad руб./кВт, \tag{2-60}$$

где $K_{ст}$ — полная стоимость электростанции, руб.;

$N_{уст}$ — установленная мощность электростанции, $кВт$.

Коэффициент полезного действия паротурбинной электростанции, а также расход тепла и топлива на производство электрической и тепловой энергии определяются по формулам, приведенным в § 2-2, 2-3.

Число часов использования установленной мощности

$$\tau_{уст} = \frac{Э_{год}}{N_{уст}} \quad ч/год, \tag{2-61}$$

где $Э_{год}$ — годовая выработка электрической энергии, $кВт \cdot ч$.

Для базовых ТЭС $\tau_{уст}$ составляет 5000—7500 $ч$, для пиковых 1500—3000 $ч$.

Коэффициент использования установленной мощности

$$g_{уст} = \frac{Э_{год}}{N_{уст} \cdot 8760} = \frac{\tau_{уст}}{8760}. \tag{2-62}$$

Число часов использования максимума нагрузки

$$\tau_{макс} = \frac{Э_{год}}{N_{макс}} \quad ч/год. \tag{2-63}$$

Коэффициент использования максимума нагрузки

$$g_{макс} = \frac{Э_{год}}{N_{макс} \cdot \tau_{факт}} = \frac{\tau_{макс}}{\tau_{факт}}, \tag{2-64}$$

где $\tau_{факт}$ — фактически проработанное время, $ч$.

Коэффициент заполнения суточного графика нагрузки

$$g_{сут} = \frac{Э_{сут}}{N_{макс}^{сут} \cdot 24} = \frac{N_{ср}^{сут} \cdot \tau_{сут}}{N_{макс}^{сут} \cdot 24}, \tag{2-65}$$

где $Э_{сут}$ — выработка электроэнергии за сутки, $кВт \cdot ч$;

$N_{макс}^{сут}$ — максимальная электрическая нагрузка за сутки, $кВт$;

$N_{ср}^{сут}$ — средняя суточная нагрузка, $кВт$;

$\tau_{сут}$ — число часов работы станции в сутки, $ч$.

При $\tau_{сут} = 24\ ч$ $g_{сут} = \frac{N_{ср}^{сут}}{N_{макс}^{сут}}$.

Аналогично можно определить коэффициенты заполнения графика нагрузки станции за месяц, сезон и год.

Коэффициент экстенсивного использования оборудования

$$g_{экс} = \frac{\tau_{факт}}{\tau_{кал}} \tag{2-66}$$

характеризует отношение фактического времени работы электростанции $\tau_{факт}$ к календарному $\tau_{кал}$.

Коэффициент надежности работы оборудования

$$g_{над} = \frac{\tau_{раб}}{\tau_{раб} + \tau_{ав}} \tag{2-67}$$

показывает отношение времени работы энергоблока электростанции $\tau_{раб}$ к сумме времени работы и времени аварийного простоя $\tau_{ав}$.

Коэффициент аварийности

$$g_{ав} = \frac{\tau_{ав}}{\tau_{раб} + \tau_{ав}}. \qquad (2\text{-}68)$$

$$g_{над} + g_{ав} = 1.$$

Коэффициент готовности

$$g_{гот} = \frac{\tau_{раб} + \tau_{рез}}{\tau_{раб} + \tau_{рез} + \tau_{ав} + \tau_{т.р} + \tau_{к.р}} = \frac{\tau_{раб} + \tau_{рез}}{\tau_{кал}} - \qquad (2\text{-}69)$$

это отношение времени работы и времени нахождения в резерве к календарному времени, включающему время работы $\tau_{раб}$, время нахождения в резерве $\tau_{рез}$, время аварийного простоя $\tau_{ав}$, время нахождения в плановом текущем ремонте $\tau_{т.р}$ и в плановом капитальном ремонте $\tau_{к.р}$. $q_{гот}$ составляет 0,85—0,88.

$$\tau_{раб} + \tau_{рез} + \tau_{ав} + \tau_{т.р} + \tau_{к.р} = 8760 \text{ ч}.$$

Коэффициент интенсивного использования

$$g_{инт} = \frac{Э_{факт}}{Э_{макс}} = \frac{N_{ср} \cdot \tau_{факт}}{N_{макс} \cdot \tau_{кал}} \qquad (2\text{-}70)$$

показывает отношение фактически произведенного количества энергии $Э_{факт}$ к максимально возможному $Э_{макс}$.

Себестоимость отпускаемой энергии. Для КЭС себестоимость отпускаемой потребителям электрической энергии является одним из основных показателей экономичности эксплуатации:

$$C^{э}_{отп} = \frac{U_{ст}}{Э_{отп}} = \frac{U_{топл} + U_{а} + U_{т.р} + U_{з.п} + U_{общ}}{Э_{выр} - Э^{с.н}_{ст}}, \qquad (2\text{-}71)$$

где $C^{э}_{отп}$ — себестоимость отпущенной электроэнергии, *коп/кВт·ч*;

$U_{ст}$ — суммарные издержки производства;

$Э_{отп}$ — электроэнергия, отпущенная с шин станции, *кВт·ч*;

$Э_{выр}$ — выработанная электроэнергия, *кВт·ч*;

$Э^{с.н}_{ст}$ — электроэнергия, израсходованная на собственные нужды станции, *кВт·ч*;

$U_{топл}$, $U_{а}$, $U_{т.р}$, $U_{з.п}$, $U_{общ}$ — затраты на топливо, амортизацию, текущий ремонт, заработную плату и общестанционные.

Для ТЭЦ себестоимость определяется на отпускаемую электрическую ($C^{э}_{отп}$) и тепловую ($C^{т}_{отп}$) энергию. Распределение затрат между двумя видами энергии, отпускаемыми от ТЭЦ, производится по так называемому физическому методу, с отнесением всех выгод от комбинированной выработки на электрическую энергию.

Себестоимость отпускаемой от ТЭЦ энергии определяется по формулам:

электрической:

$$C^{э}_{отп} = \frac{U^{э}_{ст}}{Э_{отп}} \text{ коп./кВт·ч}; \qquad (2\text{-}72)$$

тепловой:

$$C^{т}_{отп} = \frac{U^{т}_{ст}}{Q_{отп}} \text{ руб./Гкал}, \qquad (2\text{-}73)$$

где $Q_{отп}$ — количество отпущенного внешним потребителям тепла, *Гкал*;

$U^{э}_{ст}$ и $U^{т}_{ст}$ — суммарные издержки производства на отпуск электрической и тепловой энергии:

$$U^{э}_{ст} = U^{э}_{топл} + U^{э}_{а} + U^{э}_{т.р} + U^{э}_{з.п} + U^{э}_{общ}; \qquad (2\text{-}74)$$

$$U^{т}_{ст} = U^{т}_{топл} + U^{т}_{а} + U^{т}_{т.р} + U^{т}_{з.п} + U^{т}_{общ}. \qquad (2\text{-}75)$$

Распределение затрат на топливо между электроэнергией и теплом производится пропорционально расходу топлива на эти виды энергии:

$$U^{э}_{топл} = \frac{B_{э}}{B} U_{топл}; \qquad (2\text{-}76)$$

$$U^{т}_{топл} = \frac{B_{Q}}{B} \cdot U_{топл}, \qquad (2\text{-}77)$$

где $B_{э}$, B_{Q}, B — расход условного топлива на электрическую энергию, на тепло (определение $B_{э}$ и B_{Q} приведено в § 2-3) и суммарный;

$U_{топл} \cdot B \cdot c_{топл}$ — затраты на все сожженное топливо на ТЭЦ;

$c_{топл}$ — стоимость топлива, *руб./му.т.*

Затраты на амортизацию $U_{а}$, текущий ремонт $U_{т.р}$ и заработную плату $U_{з.п}$ распределяются по видам отпускаемой энергии в соответствии с затратами по отдельным цехам ТЭЦ, при этом:

а) все затраты по топливно-транспортному и парогенераторному цехам распределяются пропорционально расходу топлива по видам отпущенной энергии;

б) все затраты по турбинному и электрическому цехам относятся на производство электроэнергии;

в) все затраты по теплофикационному отделению (подогревательная установка сетевой воды, пиковые водогрейные и паровые котлы, пароперобразователи и т. д.) относятся на отпускаемое тепло. Структурно пиковые котлы относятся к парогенераторному цеху, что необходимо учитывать при подсчете себестоимости энергии и других показателей.

Общестанционные расходы $U_{общ}$ распределяются между электроэнергией и теплом пропорционально соотношению суммарных цеховых затрат на топливо, амортизацию, текущий ремонт и зарплату по этим видам энергии.

При приближенном определении себестоимости электроэнергии и тепла на ТЭЦ распределение затрат можно произвести соответственно калькуляции, приведенной в табл. 2-1.

Таблица 2-1

Примерная калькуляция себестоимости энергии на ТЭЦ

Наименование цехов и показателей		Составляющие издержек производства, руб.					Распределение затрат	
		топливо	амортизация	зарплата	прочие	всего	на электроэнергию	на тепловую энергию
1		2	3	4	5	6	7	8
Топливно-транспортный и парогенераторный цехи		$U_{топл}$	$0,5\,U_а$	$0,35\,U_{з.п}$	—	$U_{п.г}$	$U^э_{п.г}$	$U^т_{п.г}$
Турбинный и электрический цехи		—	$0,45\,U_а$	$0,35\,U_{з.п}$	—	$U_{тур}$	$U^э_{тур}=U_{тур}$	—
Общестанционные расходы		—	$0,05\,U_а$	$0,3\,U_{з.п}$	$U_{пр}$	$U_{общ}$	$U^э_{общ}$	$U^т_{общ}$
Всего по ТЭЦ		$U_{топл}$	$U_а$	$U_{з.п}$	$U_{пр}$	$U_{ст}$	$U^э_{ст}$	$U^т_{ст}$
Затраты	на электроэнергию	$U^э_{топл}$	$U^э_а$	$U^э_{з.п}$	$U^э_{пр}$	$U^э_{ст}$	Структура себестоимости, %	
	на тепловую энергию	$U^т_{топл}$	$U^т_а$	$U^т_{з.п}$	$U^т_{пр}$	$U^т_{ст}$		
Себестоимость единицы энергии	электроэнергия, *коп./кВт·ч*	$C^э_{топл}$	$C^э_а$	$C^э_{з.п}$	$C^э_{пр}$	$C^э_{отп}$	Затраты	электроэнергия	тепловая энергия
	тепловая энергия *руб./Гкал*	$C^т_{топл}$	$C^т_а$	$C^т_{з.п}$	$C^т_{пр}$	$C^т_{отп}$	$U_{топл}$ $U_а$ $U_{з.п}$ $U_{пр}$		
							$U_{ст}$	100	100

Таблица 2-2

Пример расчета калькуляции себестоимости энергии на ТЭЦ

Наименование цехов и показателей		Составляющие издержек производства, млн. руб.					Распределение затрат	
		топливо	амортизация	зарплата	прочие	всего	на электроэнергию	на тепловую энергию
1		2	3	4	5	6	7	8
Топливно-транспортный и парогенераторный цехи		10,10	1,95	0,42	—	12,47	7,43	5,04
Турбинный и электрический цехи		—	1,75	0,42	—	2,17	2,17	—
Общестанционные расходы		—	0,20	0,36	1,52	2,08	1,36	0,72
Всего по ТЭЦ		10,10	3,90	1,20	1,52	16,72	10,96	5,76
Затраты	на электроэнергию	6,0	2,92	0,90	1,14	10,96	Структура себестоимости, %		
	на тепловую энергию	4,10	0,98	0,30	0,38	5,76	затраты	электроэнергия	тепловая энергия
Себестоимость	электроэнергии, *коп./кВт·ч*	0,30	0,15	0,05	0,05	0,55	$U_{топл}$	54,9	69,6
	тепловой энергии, *руб./Гкал*	2,36	0,58	0,18	0,27	3,39	$U_а$	26,7	17,1
							$U_{з.п}$	8,2	5,2
							$U_{пр}$	10,2	8,1
							$U_{ст}$	100	100

Таблица 2-3

Ориентировочная структура себестоимости производства и передачи энергии

Наименование установки	Всего	в том числе, %			
		топливо	амортизация	заработная плата	прочие
Тепловые конденсационные электростанции	100	65	18,5	6	10,5
Теплоэлектроцентрали					
а) производство и отпуск электроэнергии	100	60	20	10	10
б) производство и отпуск тепла	100	70	15	8	7
Гидроэлектростанции	100	—	82	5	13
Линия электропередачи	100	—	54	24	22
Тепловые сети	100	—	52	20	28

При составлении калькуляции определяются издержки производства по четырем составляющим: топливо $U_{топл}$, амортизация $U_а$, зарплата $U_{з.п}$ и прочие расходы $U_{пр}$.

Методика определения $U_{топл}$, $U_а$, $U_{з.п}$ и $U_{пр}$ приведена в § 9-4.

Эти величины заносятся в строку 4 табл. 2-1 и распределяются по цехам в указанных соотношениях.

Общестанционные расходы распределяют по видам энергии в соотношении:

$$U^э_{общ} = U_{общ}\frac{U^э_{п.г} + U^э_{тур}}{U_{п.г} + U_{тур}}; \qquad (2\text{-}78)$$

$$U^т_{общ} = U_{общ} - U^э_{общ}. \qquad (2\text{-}79)$$

Отдельные составляющие затрат по видам отпускаемой энергии: $U^э_{топл}$, $U^т_{топл}$, $U^э_а$, $U^т_а$, $U^э_{з.п}$, $U^т_{з.п}$, $U^э_{пр}$ и $U^т_{пр}$—определяются по соотношениям:

$$U^э_{топл} = \frac{B_э}{B}U_{топл};\ U^т_{топл} = U_{топл} - U^э_{топл};$$

$$U^э_а = K_р \cdot U_а;\ U^э_{з.п} = K_р \cdot U_{з.п};\ U^э_{пр} = K_р \cdot U_{пр};$$

$$U^т_а = U_а - U^э_а;\ U^т_{з.п} = U_{з.п} - U^э_{з.п};\ U^т_{пр} = U_{пр} - U^э_{пр},$$

где $K_р = \frac{U^э_{ст} - U^э_{топл}}{U_{ст} - U_{топл}}$ — коэффициент распределения.

По составляющим затрат определяются составляющие себестоимости:

$$C^э_{топл},\ C^т_{топл},\ C^э_а,\ C^т_а,\ C^э_{з.п},\ C^т_{з.п},\ C^э_{пр},\ C^т_{пр},$$

полная себестоимость $C^э_{отп}$, $C^т_{отп}$ и структура себестоимости.

Частный пример расчета калькуляции себестоимости энергии приведен в табл. 2-2 для ТЭЦ с четырьмя турбоагрегатами Т-100-130 при стоимости топлива франко-электростанция 15 *руб./т у. т.*

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении является одним из основных показателей, характеризующих эффективность комбинированного производства энергии на ТЭЦ. Она показывает, какое количество киловатт-часов электроэнергии вырабатывается на одной *Гкал* тепла, отпущенной из отборов турбины, и определяет экономию топлива от теплофикации.

Увеличение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, а тем самым и экономии топлива от теплофикации достигается повышением начальных параметров пара, введением промперегрева пара, увеличением мощности турбины, совершенствованием проточной части турбины и системы регенеративного подогрева конденсата и питательной воды, увеличением числа ступеней подогрева сетевой воды, снижением давления пара в отборах, а также температуры поступающей на ТЭЦ сетевой воды.

Полная удельная выработка электрической энергии определяется по формуле

$$W_т = \frac{1163 H^т_о \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_м \cdot \eta_г \cdot a_р}{i_т - i'_т}\ кВт \cdot ч/Гкал, \qquad (2\text{-}80)$$

где $H^т_о$ — адиабатический теплоперепад от начальных параметров до давления в теплофикационном отборе, *ккал/кг*;

$i_т$, $i'_т$ — энтальпия пара в теплофикационном отборе турбины и возвращаемого конденсата этого пара, *ккал/кг*;

η_{oi} — внутренний относительный к. п. д. турбины до отбора;

$\eta_м$, $\eta_г$ — механический к. п. д. турбины и к. п. д. электрического генератора;

$a_р$ — коэффициент, учитывающий увеличение выработки электроэнергии за счет регенеративного подогрева конденсата теплофикационного отбора и добавочной воды, восполняющей потери конденсата:

$$a_р = 1 + \frac{W_р}{W'_т}, \qquad (2\text{-}81)$$

где $W'_т$ и $W_р$ — удельная выработка электроэнергии на потоке пара внешнего теплового потребления и регенеративном подогреве конденсата теплофикационного отбора и добавочной воды, *кВт·ч/Гкал*.

С достаточной для практических расчетов точностью величина коэффициента $a_р$ может быть найдена из выражения

$$a_р = 1 + \frac{H_о^р (i_{п.в} - \bar{t}_т)}{H_о^т (i_р - i_{п.в.})}, \qquad (2\text{-}82)$$

получаемого в результате замены реальной схемы регенеративного подогрева питательной воды условной, состоящей из одного смешивающего подогревателя,

где $H_о^р$ — адиабатический теплоперепад от начальных параметров до давления пара в условном регенеративном подогревателе, *ккал/кг*;

$i_{п.в.}$ — энтальпия питательной воды за последним подогревателем высокого давления, *ккал/кг*;

$\bar{t}_т$ — энтальпия конденсата теплофикационного отбора или смеси конденсата и добавочной воды, поступающих в систему регенеративного подогрева, *ккал/кг*;

$i_р$ — энтальпия пара в условном регенеративном отборе, *ккал/кг*:

$$i_р = i_о - H_о^р \eta_{oi}, \qquad (2\text{-}83)$$

где i_0 — энтальпия пара перед турбиной, *ккал/кг*.

Давление пара в условном регенеративном отборе определяется по средней температуре насыщения нагреваемой среды:

$$t_р = \frac{t_{п.в} + t_т}{2}, \qquad (2\text{-}84)$$

где $t_т$ — температура конденсата теплофикационного отбора или смеси конденсата и добавочной воды, °С.

У турбин с двухступенчатым подогревом сетевой воды величина $t_т$ принимается среднеарифметической для двух отборов.

Величина коэффициента $a_р$ зависит от начальных параметров пара, величины тепловой нагрузки, давления в теплофикационном отборе, исходной температуры нагреваемого конденсата и может быть в пределах 1,08—1,35.

Для турбоустановок Т-50-130 и Т-100-130 величина коэффициента $a_р$ может быть найдена из выражений

$$a_р = (1{,}087 + 550 \cdot 10^{-6} Q_т)\, p_в^{-0{,}0335};$$

$$a_р = (1{,}087 + 285 \cdot 10^{-6} D_т)\, p_в^{-0{,}0335}, \qquad (2\text{-}85)$$

где $Q_т$ и $D_т$ — тепловая нагрузка отборов турбины и суммарный расход пара на сетевые подогреватели, *Гкал/ч*, *т/ч*;

$p_в$ — давление пара в камере верхнего отопительного отбора, *ат*.

Погрешность при определении коэффициента $a_р$ по формуле (2-85) не превышает 0,6% по сравнению с результатами детального расчета тепловой схемы.

В табл. 2-4 приведены примерные значения полной удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Таблица 2-4

Полная удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

Параметры пара P_0/t_0, *ат/°С*	Мощность агрегата, *МВт*	Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $W_т$, *кВт·ч/Гкал*			
		Давление в отборе, *ат*			
		0,5	1,2	6	12
35/435	6	380	310	170	100
	12	420	350	200	130
90/535	25	500	430	260	195
	50	555	480	315	240
130/565	50	620*	525*	365	300
	100	670*	585*	420	350
240/560/565**	250	820*	680*	480	400

* При двухступенчатом подогреве сетевой воды по давлению в верхнем отборе.
** Турбоустановка с промперегревом пара.

Экономия топлива при комбинированной выработке энергии на ТЭЦ

Энергетическая эффективность теплофикации характеризуется экономией топлива, получаемой при комбинированной выработке электроэнергии и тепла на ТЭЦ, по сравнению с расходом топлива на выработку такого же количества электрической и тепловой энергии в раздельной схеме энергоснабжения (КЭС и котельная).

Приближенно экономия топлива определяется из выражений

$$\Delta B = Э_т (b_{КЭС} - b_{э.т}^{ТЭЦ}) - Э_к (b_{э.к}^{ТЭЦ} - b_{КЭС}) + Q_{тур} (b_Q^р - b_Q^{ТЭЦ}). \qquad (2\text{-}86)$$

Удельная экономия топлива на ТЭЦ

$$\Delta b = W_т (b_{КЭС} - b_{э.т}^{ТЭЦ}) - W_к (b_{э.к}^{ТЭЦ} - b_{КЭС}) + (b_Q^р - b_Q^{ТЭЦ}), \; кг\,у.т./Гкал, \qquad (2\text{-}87)$$

где $Э_т$, $Э_к$, $W_т$, $W_к$ — соответственно полная и удельная выработка электроэнергии на теплофикационном и конденсационном потоках пара на ТЭЦ, *кВт·ч* и *кВт·ч/Гкал*;

$Q_{тур}$ — тепло, отпущенное внешним потребителям из отборов турбины, *Гкал*;

$b_{КЭС}$, $b_{э.т}^{ТЭЦ}$, $b_{э.к}^{ТЭЦ}$ — удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии на КЭС, а также на теплофикационном и конденсационном потоках пара на ТЭЦ [см. табл. 9-10, формулы (2-56), (2-57)], *кг у.т./кВт·ч*;

$b_Q^р$, $b_Q^{ТЭЦ}$ — удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии в раздельной котельной и на ТЭЦ, *кг у.т./Гкал*:

$$b_Q^р = \frac{143}{\eta_Q^р}; \qquad (2\text{-}88)$$

$$b_Q^{ТЭЦ} = \frac{143}{\eta_Q^{ТЭЦ}}, \qquad (2\text{-}89)$$

где $\eta_Q^р$, $\eta_Q^{ТЭЦ}$ — к. п. д. по выработке тепловой энергии в раздельной котельной и на ТЭЦ, формула (2-46).

Для турбин типа *Р* второе слагаемое в выражениях (2-86), (2,87) равно нулю.

Коэффициент теплофикации

Тепловая нагрузка ТЭЦ покрывается за счет тепла отборов турбин и других возможных источников (энергетических или пиковых котлов). Доля от максимальной часовой тепловой нагрузки ТЭЦ $Q_{ТЭЦ}^р$, покрываемая за счет отборов турбин $Q_{тур}^р$, называется часовым коэффициентом теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}^{час}$:

$$\alpha_{ТЭЦ}^{час} = \frac{Q_{тур}^р}{Q_{ТЭЦ}^р}. \qquad (2\text{-}90)$$

Величина $\alpha_{ТЭЦ}^{час}$ определяет экономичность комбинированной схемы энергоснабжения, поскольку влияет на электрическую и тепловую мощность ТЭЦ и ее стоимость, экономию топлива от теплофикации, стоимость электрических и тепловых сетей, а также на затраты, связанные с добычей и транспортом топлива. Особенно большое влияние оказывает $\alpha_{ТЭЦ}^{час}$ на экономичность ТЭЦ, отпускающих тепловую энергию для целей отопления и вентиляции, вследствие зависимости этих нагрузок от температуры наружного воздуха и резкого изменения их в течение года.

Выбор оптимального значения коэффициента теплофикации для конкретных условий производится на основании технико-экономических расчетов при сопоставлении комбинированной и раздельной схем энергоснабжения по критерию расчетных затрат. При этом определяющее влияние на величину $\alpha_{ТЭЦ}^{час}$ оказывают тип применяемых на ТЭЦ турбин, их параметры и мощность, мощность агрегатов и параметры пара на замещающей КЭС, стоимость установленного *кВт* мощности на ТЭЦ и замещающей КЭС, а также стоимость замыкающего топлива.

Таблица 2-5

Ориентировочные значения коэффициента теплофикации для отопительных отборов турбин

Тип турбин		Значение $\alpha_{ТЭЦ}^{час}$ при стоимости топлива, *руб./т у.т.*	
на ТЭЦ	на замещающей КЭС	6	12
Т-250-240	К-300-240	0,6 —0,62	0,68—0,70
Т-100-130	К-300-240	0,52—0,54	0,58—0,60
ПТ-135/165-130/15	К-300-240	0,5 —0,52	0,56—0,58
Т-50-130	К-200-130	0,48—0,5	0,54—0,56
ПТ-50-130/7	К-200-130	0,48—0,5	0,54—0,56
ПТ-60-130/13	К-200-130	0,46—0,48	0,5 —0,52

Производственная нагрузка характеризуется значительной равномерностью графика теплопотребления и загрузки отборов турбин в течение года. Поэтому оптимальное значение коэффициента теплофикации для производственных отборов может приближаться к единице и практически находится в пределах 0,85—0,9.

Для покрытия пиковой части графика тепловых нагрузок наиболее целесообразным является использование специальных пиковых водогрейных и паровых котлов низкого давления по сравнению с увеличением мощности энергетических парогенераторов ТЭЦ. К. п. д. пиковых котлов примерно такой же, как и энергетических, а их стоимость в несколько раз меньше.

Расчетная тепловая нагрузка пикового источника равна

$$Q_{пик}^р = Q_{ТЭЦ}^р - Q_{тур}^р = Q_{ТЭЦ}^р (1 - \alpha_{ТЭЦ}^{час}). \qquad (2\text{-}91)$$

Наряду с расчетным часовым коэффициентом вводится понятие годового коэффициента теплофикации, определяемого как отношение годового отпуска тепла из отборов турбин к общему отпуску тепла от ТЭЦ (включая пиковые источники).

Годовой и часовой коэффициенты теплофикации связаны соотношением

$$\alpha_{ТЭЦ}^{год} = \alpha_{ТЭЦ}^{час} \frac{h_{тур}}{h_{ТЭЦ}}, \qquad (2\text{-}92)$$

где $h_{тур}$ — годовое число часов использования максимума тепловой нагрузки отборов турбин;

$h_{ТЭЦ}$ — годовое число часов использования максимума расчетной тепловой нагрузки ТЭЦ;

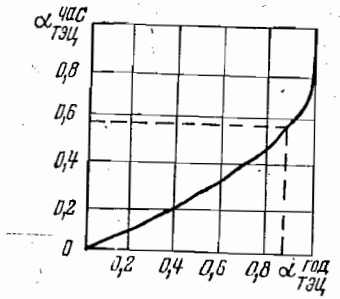


Рис. 2-5. Связь между часовым $\alpha_{ТЭЦ}^{час}$ и годовым $\alpha_{ТЭЦ}^{год}$ коэффициентами теплофикации отопительно-вентиляционной нагрузки.

$$h_{ТЭЦ} = \frac{Q_{отп}^{год}}{Q_{ТЭЦ}^{р}}.$$

$\alpha_{ТЭЦ}^{год}$ и $\alpha_{ТЭЦ}^{час}$ связаны интегральной кривой (рис. 2-5).

Собственные нужды электростанции

Часть вырабатываемой электроэнергии и тепла паротурбинные электростанции расходуют на собственные нужды (привод механизмов вспомогательного оборудования, освещение, отопление и т. п.). На величину этого расхода существенное влияние оказывает тип основного и вспомогательного оборудования, применяемые параметры пара, вид сжигаемого топлива, режим работы оборудования, соотношение тепловой и электрической нагрузок, а также система водоснабжения, шлакозолоудаления и пр.

Примерный расход электроэнергии на собственные нужды паротурбинной электростанции при номинальной нагрузке приведен в табл. 2-6, 2-7.

Энергия на собственные нужды расходуется в парогенераторном и турбинном цехах.

В **парогенераторном** цехе электроэнергия расходуется на тягу и дутье, питание парогенераторов водой, топливоподачу и пылеприготовление, золоулавливание и золоудаление, водоподготовку, компрессоры и пр.

Суммарный расход электроэнергии на тяго-дутьевые устройства зависит от вида сжигаемого топлива, сопротивления газо-воздушного тракта, к. п. д. машин и может быть в пределах 2—6 $кВт \cdot ч/т$ вырабатываемого пара.

Расход электроэнергии на питательные насосы зависит от типа станции, начальных параметров (табл. 2-8), сопротивления тракта, типа привода, к. п. д. насоса и величины нагрузки. Удельный расход электроэнергии на питательные насосы при начальном давлении 130 *ат* равен 6—8 $кВт \cdot ч/м^3$ воды, а при 240 *ат* — 10—12 $кВт \cdot ч/м^3$ воды.

На разгрузку, складирование и транспортировку топлива с дроблением его на тракте топливоподачи затрачивается от 0,6 до 2,5 $кВт \cdot ч/т$ топлива в зависимости от его сорта.

Таблица 2-6

Расход электроэнергии на собственные нужды КЭС, % от выработки

Тип турбин	Вид топлива			
	АШ	Каменный уголь	Бурый уголь	Газ, мазут
К-100-90	7,7	7,0	7,1	5,5
К-160-130	7,9	7,1	7,2	5,7
К-200-130	7,5	6,8	6,9	5,5
К-300-240*	4,9	4,2	4,3	3,0
К-500-240*	4,5	4,0	4,2	2,9

* Привод питательных насосов паровой.

Таблица 2-7

Расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ, % от выработки при $P_0 = 130\ ат$, $t_0 = 565°С$

Вид топлива	Турбина с противодавлением	Турбина с отбором и конденсацией
АШ	12—13	7,5—8,0
Каменный уголь	11—12,5	7—7,5
Бурый уголь	10—11	6—6,5
Газ, мазут	9—9,5	5—5,5

Примечание. Комбинированная выработка электроэнергии — 60%.

Таблица 2-8

Мощность привода питательного насоса

Характеристика	Начальное давление, *ат*			
	35	90	130	240
Мощность питательного насоса в % от установленной мощности турбины	0,5—0,6	1,4—1,5	1,7—1,9	3,2—3,6

Примерный удельный расход электроэнергии на приготовление пыли из различных топлив (в *кВт · ч/т* топлива) следующий:

АШ	35—40
Каменный уголь, промпродукт	25—34
Бурый уголь	6—10
Сланец	6—7
Торф	5—6

Размол антрацита производится в барабанношаровых мельницах, а остальных видов топлива — в молотковых.

Удельный расход электроэнергии на золоудаление, отнесенный к 1 *т* выработанного пара, изменяется от 0,3 до 1 *кВт · ч/т* пара в зависимости от вида топлива, системы шлакозолоудаления и местных условий.

Расход электроэнергии на подзарядку электродов электрофильтров составляет 0,1—0,2 *кВт · ч* на 1000 *м*³ газов.

Расход электроэнергии на водоподготовку, компрессоры, освещение и прочие нужды парогенераторного цеха составляет примерно 2—3% от общего расхода электроэнергии на нужды электростанции.

К расходу тепла на собственные нужды парогенераторного цеха относится тепло, расходуемое на паровой привод питательных насосов, на мазутное хозяйство, водоподготовку, очистку поверхностей нагрева парогенераторов, на пуски и остановы оборудования цеха, а также на отопление и вентиляцию парогенераторного цеха и других, относящихся к нему помещений.

В турбинном цехе электроэнергия расходуется на циркуляционные, конденсатные и дренажные насосы турбинной установки, насосы теплофикационной установки (сетевые, подпиточные, конденсатные), пожарные насосы, на собственные нужды электроцеха, а также на освещение турбинного и электрического цехов станции.

Расход электроэнергии на циркуляционные насосы зависит от системы водоснабжения, местных особенностей ее выполнения и составляет значительную часть от общей выработки энергии (табл. 2-9).

Расход электроэнергии на конденсатные и дренажные насосы турбоустановки составляет примерно 0,1—0,15% от выработки.

Расход электроэнергии на отпускаемое от ТЭЦ тепло характеризуется удельным расходом электроэнергии на отпущенную 1 *Гкал* тепла и составляет 25—35 *кВт · ч/Гкал* для твердого топлива и 20—25 *кВт · ч/Гкал* для газа и мазута.

К расходу тепла на собственные нужды турбинного цеха относится тепло, затраченное на пуск и останов турбоагрегата, прогрев паропроводов, отопление и вентиляцию цеха и относящихся к нему помещений.

В целом расход тепла на собственные нужды электростанции составляет 1—2% от тепла, вырабатываемого парогенераторами.

Таблица 2-9

Расход электроэнергии на циркуляционные насосы в % от конденсационной выработки

Система водоснабжения	Напор насосов, *м вод. ст*				
	8	12	16	20	24
Прямоточная	0,4—0,5	0,6—0,7	0,8—0,9	1—1,1	1,2—1,3
Пруд-охладитель	0,5—0,7	0,7—0,8	0,9—1,1	1,1—1,3	1,3—1,4
Градирни	—	—	1,2—1,4	1,5—1,7	1,9—2,1

§ 2-5. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПАРОТУРБИННЫХ ТЭС

Начальные параметры пара

Начальные параметры пара (давление p_0 и температура t_0 пара перед турбиной) существенно влияют на термический к. п. д. цикла η_t (рис. 2-6) и относительный внутренний к. п. д. турбины η_{0i}.

Наиболее значительное повышение тепловой экономичности конденсационного цикла достигается при одновременном повышении давления и температуры первичного пара, хотя относительный эффект снижения удельного расхода тепла по мере роста параметров уменьшается (табл. 2-10).

Повышение начальных параметров сопровождается снижением удельных расхода пара и топлива на выработку энергии, однако это приводит к усложнению конструкции оборудования и требует применения более дорогих легированных сталей. Оптимальные значения начальных параметров выбираются на основании технико-экономических расчетов, и чем выше стоимость топлива, тем экономически целесообразнее их повышение.

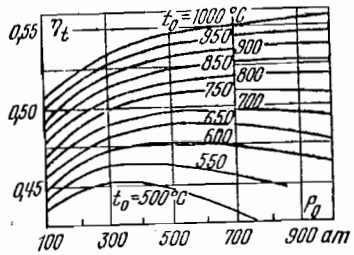


Рис. 2-6. Зависимость термического к. п. д. паротурбинного цикла от начальных параметров пара:
p_0 — давление; t_0 — температура.

Таблица 2-10

Примерное изменение тепловой экономичности КЭС в зависимости от начальных параметров пара

Параметры пара		Относительная экономия тепла при переходе от варианта *а* к варианту *б*, %
вариант *а*	вариант *б*	
29—35 *ат*, 400—435°С	90 *ат*, 500—535°С	16—18
90 *ат*, 500—535°С	130 *ат*, 565/565°С*	10—11
130 *ат*, 565/565°С*	170 *ат*, 565/565°С*	2,2—2,4
130 *ат*, 565/565°С	240 *ат*, 565/565°С*	4,8—5,2
170 *ат*, 565/565°С	240 *ат*, 565/565°С*	2,6—2,8
240 *ат*, 565/565°С	350—400 *ат*, 565/565/565°С**	3,1—3,4***
240 *ат*, 565/565°С	300 *ат*, 650/565/565°С**	4,2—4,4***
240 *ат*, 565/565°С	400—500 *ат*, 650/565/565°С**	5—5,4***

* Однократный промежуточный перегрев пара.
** Двукратный промежуточный перегрев пара.
*** Из указанной экономии примерно 1,8—2% приходится на вторую ступень промежуточного перегрева пара.

На современном этапе рекомендованы следующие параметры пара на КЭС: в районах дешевого топлива ($С_{топл}$=3—6 *руб./т у. т.*) для блоков мощностью до 500 *МВт* — 130 *ат*, 545/545° С и 160 *ат*, 545/545° С, для блоков выше 500 *МВт* — 240 *ат*, 545/545° С. В районах дорогого топлива ($С_{топл} \geqslant 10$ *руб./т у. т.*) для блоков мощностью 300, 500 и 800 *МВт* — 240 *ат* 545/545° С, для блока 1200 *МВт* и выше — 240 *ат*, 545/545/545° С (целесообразно применять двукратный промежуточный перегрев пара).

Принятое в последнее время снижение температуры острого и вторично перегретого пара перед турбинами с 565 до 545° С на блочных КЭС и до 555° С на ТЭЦ с турбинами на 130 *ат* обусловлено надежностью работы металла котельных и паропроводных труб.

Повышение начальных параметров пара на ТЭЦ существенно увеличивает выработку электроэнергии на тепловом потреблении (табл. 2-4) и экономию топлива от теплофикации (формула 2-87).

Наибольший эффект на ТЭЦ, так же как и на КЭС, обеспечивается при совместном повышении давления и температуры острого пара.

Технико-экономическими исследованиями установлено, что применение теплофикационных турбин мощностью 100—250 *МВт* с расходом острого пара 500—900 *т/ч* дает возможность использовать на ТЭЦ ту же ступень начальных параметров пара, что и на КЭС. В этом случае теплофикация имеет абсолютную эффективность по сравнению с раздельной схемой энергоснабжения.

Применение одинаковой шкалы начальных параметров пара на КЭС и ТЭЦ целесообразно также и в техническом отношении: с целью унификации оборудования.

Конечные параметры пара

Конечные параметры пара (давление пара в конденсаторе, противодавлении или в отборе теплофикационной турбины) в большой степени влияют на эффективность термодинамического цикла. Например, снижение давления пара в конденсаторе турбины с 0,05 до 0,03 *ат* повышает термический к. п. д. цикла примерно на 4%. Однако углубление вакуума вызывает резкое увеличение удельного объема отработавшего пара, что увеличивает высоту лопаток последней ступени и число выхлопов турбины.

Технические возможности повышения к. п. д. КЭС за счет понижения конечного давления в настоящее время почти исчерпаны. Крупные конденсационные блоки работают с давлением в конденсаторе 0,03 *ат* и ниже.

Давление в конденсаторе определяется температурой и расходом охлаждающей воды. Температура воды зависит от типа системы водоснабжения, климатических условий и времени года.

Выбор оптимального давления в конденсаторе $p_к^{опт}$ при проектировании турбоустановки производится технико-экономическим расчетом с учетом большого числа режимных и конструктивных факторов (стоимость топлива, температура и расход охлаждающей воды, удельная паровая нагрузка площади выхлопа последней ступени турбины, удельная паровая нагрузка конденсатора).

Чем ниже температура охлаждающей воды и чем дороже топливо, тем глубже оптимальный вакуум. Значения $p_к^{опт}$, по данным ЦКТИ, для турбин мощностью 300—800 *МВт* с параметрами 240 *ат*, 565/565°С в зависимости от стоимости топлива $С_{топл}$, среднегодовой температуры охлаждающей воды $t_{ц1}$, а также стоимости единицы поверхности конденсатора $k_к$ и единицы расхода охлаждающей воды $k_ц$ представлены в табл. 2-11.

При создании турбин мощностью 1200—2000 *МВт* проблема пропуска больших объемов пара в конденсатор, снижения веса и повышения надежности работы турбин требует повышения конечного давления пара до 0,065—0,08 *ат*.

В условиях эксплуатации температура охлаждающей воды и удельная паровая нагрузка конденсатора изменяются в широких пределах. Поэтому выбор экономического вакуума или соответствующей ему кратности охлаждения производится в результате сопоставления изменения мощности турбины и циркуляционных насосов: по максимальному результирующему полезному приросту мощности турбины.

Конечное давление пара в противодавлении или отборе теплофикационной турбины определяется в основном работой тепловых потребителей. Для увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении необходимо по

двух- и трехкратном перегреве. Достоинствами этого способа являются значительное снижение потерь давления пара в линиях промперегрева, так как промежуточный пароперегреватель располагается возле турбины, возможность получения высоких температур промперегрева, незначительный расход энергии на перекачку теплоносителя и расход металла на циркуляционный контур. Для внедрения этого способа необходимо прежде всего решить проблему получения термостойкого теплоносителя, обладающего высоким коэффициентом теплопередачи к стали и не вызывающего коррозии металла трубопроводов.

Регенеративный подогрев питательной воды

Подогрев конденсата и питательной воды паром, отбираемым из проточной части турбины, является одним из эффективных способов повышения экономичности тепловых электрических станций, получивших развитие с повышением начальных параметров пара и внедрением промперегрева. Регенеративный подогрев существенно сокращает удельный расход топлива на выработку энергии. Основным преимуществом регенерации является уменьшение расхода пара в конденсатор и потерь тепла в нем.

Регенеративный подогрев питательной воды производится последовательно в нескольких подогревателях, что существенно повышает тепловую экономичность цикла. При выполнении регенеративного подогрева определению подлежат конечная температура питательной воды, число ступеней подогрева, разбивка подогрева по ступеням и температурные напоры в поверхностных подогревателях. Оптимальная температура питательной воды и связанное с ней число ступеней подогрева выбираются на основании технико-экономических расчетов с учетом стоимости сэкономленного топлива и изменения затрат в регенеративную установку, парогенератор, турбинную установку и вспомогательные сооружения станции, связанные с расходом воды и топлива. Экономически оптимальная температура питательной воды и число ступеней подогрева соответствуют минимальной величине расчетных затрат. Примерная экономия топлива, получаемая за счет регенеративного цикла у конденсационных турбин, в зависимости от начальных параметров пара, температуры питательной воды и числа ступеней ее подогрева, характеризуется данными табл. 2-12.

Выбор оптимальной температуры питательной воды производится в увязке с выбором оптимальной температуры уходящих газов парогенератора, поскольку первая влияет на к. п. д. и величину хвостовых поверхностей нагрева парогенератора (табл. 2-13).

Регенеративный подогрев питательной воды на ТЭЦ существенно повышает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении и экономию топлива от теплофикации. В зависимости от начальных параметров и исходной температуры нагреваемого конденсата теплофикационных отборов дополнительная выработка электроэнергии на регенеративных отборах ТЭЦ составляет 8—35% от выработки на внешнем теплопотреблении.

15—714

Таблица 2-12

Примерная экономия топлива за счет регенерации у конденсационных турбин

Начальные параметры пара	Число ступеней подогрева	Температура питательной воды, °С	Экономия топлива, %
35 *ат*, 435°С	3	145—150	7—9
90 *ат*, 535°С	5	210—215	11—13
130 *ат*, 565/565°С	7—8	230—235	15—16
240 *ат*, 565/565°С	8—9	260—265	17—19

Таблица 2-13

Значения оптимальной температуры питательной воды и уходящих газов парогенератора

Тип турбоустановки	Вид топлива	Стоимость топлива, *руб./т у.т.*	Температура, °С	
			питательной воды	уходящих газов*
К-300-240	Каменный уголь	2—4	230—235	135—145
		10	265—270	105—110
К-300-240	Бурый уголь	2—4	230	150—160
		10	260	120
К-200-130	Каменный уголь	2—4	215	120
		10	235	100
К-200-130	Бурый уголь	2 - 4	205—210	125—135
		10	230	105—115

* Без ограничения по температуре точки росы.

Температура питательной воды для теплофикационных турбин обычно принимается такой же, как и для конденсационных турбин при одинаковых начальных параметрах пара, что обусловливается унификацией оборудования.

Подогрев питательной воды осуществляется в поверхностных и смешивающих (при непосредственном контакте воды с паром) регенеративных подогревателях.

Основным подогревателем в тепловой схеме ТЭС является поверхностный, а смешивающим — деаэратор.

В поверхностном подогревателе имеет место недогрев воды до температуры насыщения греющего пара из-за термического сопротивления переходу тепла через стенку, что снижает эффективность регенеративного цикла. С уменьшением недогрева снижается давление пара в отборах при одинаковом подогреве воды и увеличивается выработка электроэнергии. Однако при этом

возрастает поверхность нагрева подогревателя и его стоимость. Чем дороже топливо и дешевле металл, тем целесообразнее снижать недогрев, и наоборот. Стоимость подогревателей высокого давления значительно выше подогревателей низкого давления, что обусловливает выбор для них большей величины недогрева.

Для повышения эффективности регенеративного цикла в регенеративных подогревателях помимо основной конденсирующей поверхности устраиваются специальные охладители пара и конденсата. Первый использует теплоту перегрева пара для дополнительного подогрева питательной воды на 2—5° С выше температуры воды на выходе из основной поверхности, а второй охлаждает конденсат греющего пара ниже температуры насыщения, что уменьшает вытеснение пара более низких отборов в случае каскадного слива конденсата из подогревателей. Установка охладителей пара и конденсата дает экономию топлива до 0,5—1%.

Оптимальная величина недогрева в подогревателях определяется технико-экономическими расчетами. Примерные его значения для различных элементов поверхности подогревателя приведены в табл. 2-14.

Таблица 2-14

Примерные значения недогрева в подогревателях

Элементы поверхности нагрева	Экономическая величина недогрева в регенеративных подогревателях, °С			
	подогреватели			
	высокого давления		низкого давления	
	стоимость топлива, *руб./т у. т.*			
	10	2—4	10	2—4
Собственно подогреватель	2—3	3—5	1—1,5	1,5—2,5
Охладитель пара	5—7*	8—10*	5—6*	6—7*
Охладитель конденсата	3—4**	4—5**	3—4**	4—5**

* Минимальный остаточный перегрев по условиям конденсации пара.

** Разность температур выходящего конденсата и входящей питательной воды.

В смешивающем подогревателе недогрев равен нулю, что обусловливает большую его тепловую экономичность. В последнее время на крупных энергетических блоках начинают применяться смешивающие регенеративные подогреватели низкого давления.

§ 2-6. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТЭС

Принципиальная тепловая схема характеризует сущность и совершенство основного технологического процесса тепловой электрической станции — процесса преобразования тепловой энергии сжигаемого топлива в электрическую и тепловую энергию, отпускаемую потребителям. Она определяет тепловую экономичность отпуска потребителям от ТЭС электрической и тепловой энергии.

Принципиальная тепловая схема включает основное и вспомогательное тепломеханическое оборудование технологического цикла: парогенераторы, паровые турбины, регенеративные подогреватели питательной воды, подогреватели сетевой воды, насосы различного назначения (питательные, конденсатные, сетевые и др.), испарительную установку, пароперобразователи, деаэраторы и т. п.

При составлении принципиальной тепловой схемы решаются основные вопросы технологического цикла проектируемой ТЭС и выбираются:

тип электростанции — конденсационная или теплофикационная, блочная или неблочная;

тип и единичная мощность парогенераторов, турбин;

схема регенеративного подогрева питательной воды (типы подогревателей и их число, схема отвода конденсата от поверхностных подогревателей и др.);

температура питательной воды и уходящих газов парогенераторов;

тип и вид привода питательных насосов, схема их включения в регенеративную систему турбины, схема включения приводной турбины питательного насоса;

способ и схема подготовки добавочной воды для питания парогенераторов;

схема отпуска тепла внешним потребителям в виде пара и горячей воды, число ступеней подогрева сетевой воды, тип и схема включения сетевых подогревателей и насосов и т. п.;

схема использования тепла вспомогательных потоков: тепла воды продувки парогенераторов, испарителей, пароперобразователей, тепла пара лабиринтовых уплотнений турбины, тепла газоохладителей электрического генератора, тепла дренажей паропроводов и т. п.

При составлении принципиальной тепловой схемы учитываются возможные режимы работы станции. Расчет принципиальной тепловой схемы производят с целью определения параметров и величины потоков рабочего тела (пара, конденсата и питательной воды) в различных участках технологического цикла, а также мощности и показателей тепловой экономичности. В зависимости от типа ТЭС расчет тепловой схемы производят на характерные режимы работы: максимальный, среднезимний, летний, осенне-весенний и минимальной нагрузки станции. Полученные результаты расчетов используются для выбора оборудования и определения показателей экономичности ТЭС.

На рис. 2-7÷2-10 приведены принципиальные тепловые схемы КЭС и ТЭЦ с наиболее экономичными паротурбинными агрегатами.

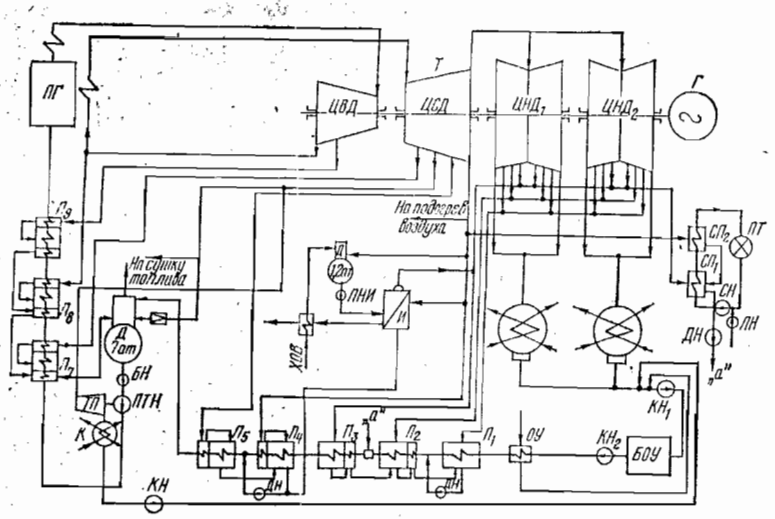


Рис. 2-7. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-500-240:
ПГ — парогенератор; *Т* — турбина; *ЦВД, ЦСД, ЦНД* — цилиндр соответственно высокого, среднего и низкого давления; *Г* — генератор; *К* — конденсатор; *П* — регенеративный подогреватель; *Д* — деаэратор; *ОУ* — охладитель уплотнений; *ТП* — турбопривод; *ПТН* — питательный турбонасос; *БН* — бустерный насос; *КН* — конденсатный насос; *ДН* — дренажный насос; *ПНИ* — питательный насос испарителя; *И* — испаритель; *ХОВ* — химочищенная вода; *БОУ* — блочная обессоливающая установка; *ПТ* — потребитель тепла; *СП* — сетевой подогреватель; *СН* — сетевой насос; *ПН* — подпиточный насос.

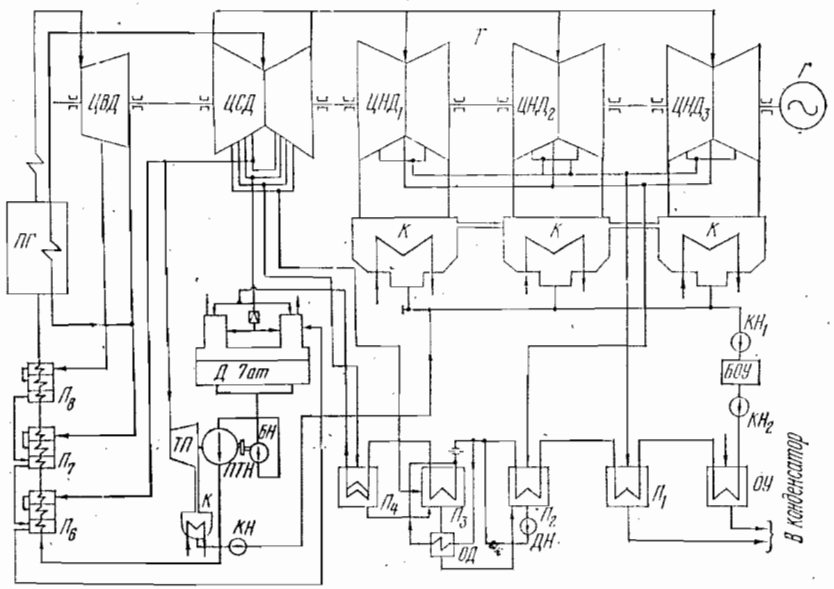


Рис. 2-8. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-800-240-2 (обозначения см. на рис. 2-7).

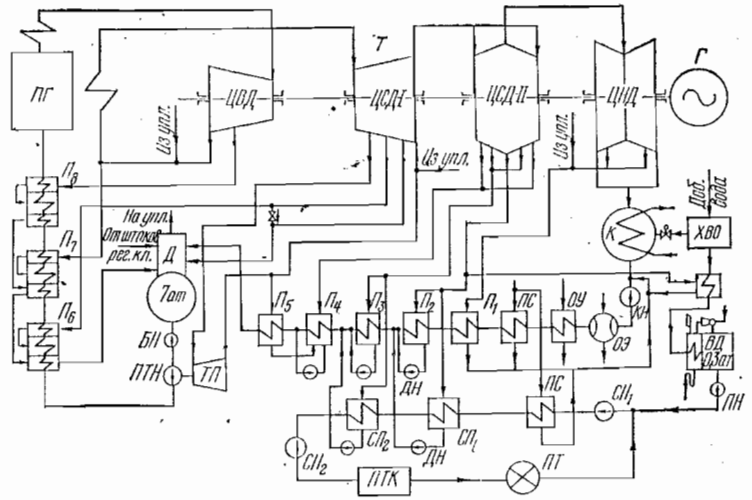


Рис. 2-9. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-250-240:
ОЭ — охладитель эжекторов; *ПС* — подогреватель сальниковый; *ПТК* — пиковый теплофикационный котел; *ВД* — вакуумный деаэратор; *ХВО* — химводоочистка (остальные обозначения см. на рис. 2-7).

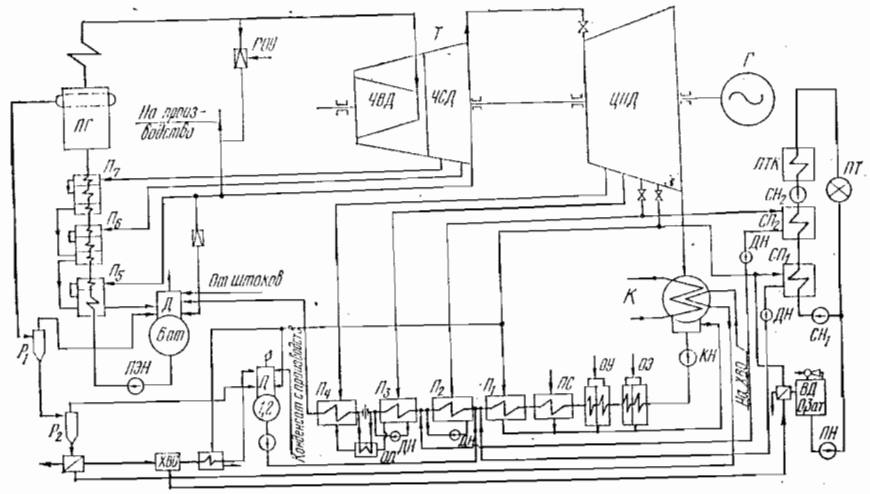


Рис. 2-10. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-135-130/15:
ПЭН — питательный электронасос; *Р* — расширитель продувки; *РОУ* — редукционно-охладительная установка; *ЧВД, ЧСД* — часть высокого и среднего давления турбины (остальные обозначения см. на рис. 2-7 и 2-9)

Высокая тепловая экономичность современных ТЭС (КЭС и ТЭЦ) обеспечивается за счет применения высоких начальных параметров пара 130—240 *ат*, 545—560° С, многоступенчатого регенеративного подогрева питательной воды (8—9 ступеней) до температуры 230—270° С, промежуточного газового перегрева пара до высоких температур (545—560° С), высокоэкономичного турбинного привода питательных насосов, рационального использования тепла вспомогательных потоков (продувок, дренажей, охлаждения механизмов и т. п.), применения ступенчатого подогрева сетевой воды, а также за счет отпуска пара внешним потребителям и на собственные нужды из отборов турбин и т. д.

Глава третья

ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

§ 3-1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ ТУРБОМАШИН

Турбина состоит из одной или ряда последовательно расположенных ступеней, в которых происходит двойное преобразование энергии: потенциальная и внутренняя энергия пара преобразуется в соплах и рабочих лопатках в кинетическую, а кинетическая энергия, а также работа сил, возникающих в процессе ее преобразования в рабочем колесе,— в механическую энергию, передаваемую непрерывно вращающемуся валу. Возникновение окружного усилия p_u на рабочих лопатках обусловлено разностью давлений, действующих на вогнутую и выпуклую части профиля рабочей лопатки при обтекании его потоком пара.

Схема турбинной ступени и треугольники скоростей на входе и выходе из рабочих лопаток представлены на рис. 3-1.

Турбинные ступени классифицируются:

По принципу работы — на а к т и в н ы е, с расширением пара только в соплах, и р е а к т и в н ы е, с расширением пара как в соплах, так и на рабочих лопатках. Термодинамическая степень реактивности ступени

$$\rho = \frac{h_{ол}}{h_{ос} + h_{ол}} = \frac{h_{ол}}{h_0}, \qquad (3\text{-}1)$$

где $h_{ос}$, $h_{ол}$, h_0 — располагаемый перепад тепла соответственно в соплах, на рабочих лопатках и суммарный на всю ступень.

В действительности степень реактивности изменяется по высоте лопаток, и чисто активный принцип работы ($\rho=0$) может быть только в одном из сечений по радиусу ступени.

По направлению движения рабочей среды — на о с е в ы е и р а д и а л ь н ы е.

По числу рядов рабочих лопаток — на о д н о в е н е ч н ы е (ступени давления) и д в у х - т р е х в е н е ч н ы е (ступени скорости).

По способу подвода рабочей среды — на ступени с п о л н ы м и п а р ц и а л ь н ы м п о д в о д о м. Степень парциальности

$$e = \frac{m}{\pi d}, \qquad (3\text{-}2)$$

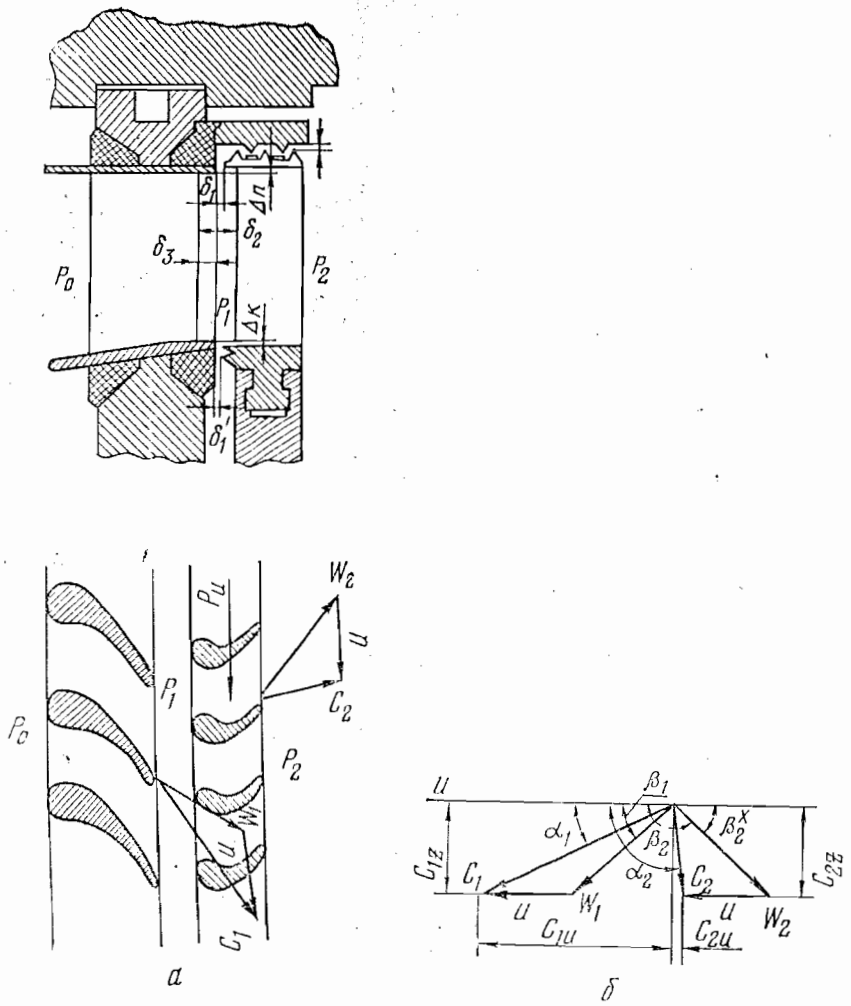


Рис. 3-1. Схема и треугольники скоростей турбинной ступени:
а — схема турбинной ступени и развертка на плоскость ее кольцевого сечения; *б* — треугольники скоростей ступени; δ_1, δ'_1, δ_3 — открытые осевые и закрытый осевой зазоры; δ_2 — полный осевой зазор; $\Delta_п$, $\Delta_к$ — перекрыша у периферии и у корня рабочих лопаток; p_0, p_1, p_2 — давление пара (газа) на входе в ступень, за соплами и за рабочими лопатками; c_1, c_2 — абсолютные скорости пара на выходе из решеток; W_1, W_2, W — относительные скорости пара на входе и выходе из рабочей решетки.

где m — длина дуги окружности, по которой производится подвод пара к ступени.

Расчет турбинной ступени основывается на уравнениях состояния, неразрывности, количества движения и сохранения энергии. На основании этих уравнений выводятся следующие расчетные зависимости:

Теоретическая скорость истечения пара из сопел

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2g}{A}(i_{оп} - i_{1t})} = 91{,}5\sqrt{i_{оп} - i_{1t}},\ м/с \qquad (3\text{-}3)$$

или

$$c_{1t} = \sqrt{2g\ \frac{k}{k-1}\ p_{оп} v_{оп}\left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{оп}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]},\ м/с, \qquad (3\text{-}4)$$

где $i_{оп}$, $p_{оп}$, $v_{оп}$ — начальные параметры заторможенного потока пара, соответственно *ккал/кг*, *кг/м³*, *м³/кг*;
i_{1t}, p_1 — конечные параметры адиабатического процесса расширения;
k — показатель адиабаты;

$$g = 9{,}81\ м/с^2;\ A = \frac{1}{427}.$$

В системе СИ

$$c_{1t} = \sqrt{2(i_{оп} - i_{1t})},\ м/с. \qquad (3\text{-}5)$$

Теоретическая относительная скорость истечения пара из рабочих лопаток

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + \frac{2g}{A} h_{ол}} = \sqrt{w_1^2 + 8380\,\rho\, h_{оп}},\ м/с, \qquad (3\text{-}6)$$

где $h_{ол}$, $h_{оп}$ — располагаемый теплоперепад на рабочих лопатках и на ступень по параметрам торможения, *ккал/кг*;
w_1 — относительная скорость входа пара на рабочие лопатки, *м/с*.

В системе СИ

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2h_{ол}} = \sqrt{w_1^2 + 2\rho\, h_{оп}}. \qquad (3\text{-}7)$$

Действительные скорости истечения пара:

$$c_1 = \varphi c_{1t}\ м/с, \qquad (3\text{-}8)$$

$$w_2 = \psi w_{2t}\ м/с, \qquad (3\text{-}9)$$

где φ и ψ — коэффициенты скорости соответственно в соплах и рабочих лопатках.

Потери кинетической энергии в соплах и рабочих лопатках:

$$h_c = (1 - \varphi^2) A \frac{c_{1t}^2}{2g} = \xi_c \frac{c_{1t}^2}{8380}\ ккал/кг; \qquad (3\text{-}10)$$

$$h_л = (1 - \psi^2)\, A \frac{w_{2t}^2}{2g} = \xi_л \frac{w_{2t}^2}{8380} \quad ккал/кг, \tag{3-11}$$

где

$$\xi_с = 1 - \varphi^2 \tag{3-12}$$

$$\xi_л = 1 - \psi^2 \tag{3-13}$$

— коэффициенты потерь энергии.

Изменение площади сечения канала в зависимости от изменения скорости течения пара определяется из уравнения неразрывности:

$$\frac{Fc}{v} = \text{const}.$$

Искомая зависимость для адиабатического процесса:

$$\frac{dF}{F} = \frac{dc}{c}(M^2 - 1), \tag{3-14}$$

где $M = \frac{c}{a}$ — число Маха;

$a = \sqrt{gkRT}$ — скорость звука.

При $M > 1$, т. е. при сверхзвуковых скоростях, сопло имеет расширяющуюся форму. В минимальном сечении сопла скорость потока равна скорости звука ($M = 1$) и называется критической $c_к$, которая определяется по формуле:

$$c_{кр} = \sqrt{\frac{2kg}{k+1} p_{оп} v_{оп}}.$$

Соответственно в этом сечении устанавливается критическое отношение давлений:

$$\varepsilon_{кр} = \frac{p_{1\,кр}}{p_{оп}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-15}$$

и критический расход рабочего тела

$$G_{кр} = \frac{F_{min} c_{кр}}{v_k}. \tag{3-16}$$

Значения критических параметров представлены в табл. 3-1.

При докритических режимах истечения расход пара через сопло удобно выразить через критический расход:

$$G = \alpha \cdot G_{кр}, \tag{3-17}$$

где

$$\alpha \simeq \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_{кр}}{1 - \varepsilon_{кр}}\right)^2},$$

Таблица 3-1

Значение критических параметров рабочего тела

Протекающая среда	Показатель изоэнтропы, k	Критическое отношение давлений	Критическая скорость, $м/с$	Критический расход, $кг/с \cdot м^2$
Воздух	1,4	0,5283	$3{,}38\sqrt{p_{оп} v_{оп}}$	$2{,}145\sqrt{\frac{p_{оп}}{v_{оп}}}$
Перегретый пар	1,3	0,5457	$3{,}33\sqrt{p_{оп} v_{оп}}$	$2{,}09\sqrt{\frac{p_{оп}}{v_{оп}}}$
Сухой насыщенный пар	1,135	0,5774	$3{,}23\sqrt{p_{оп} v_{о}}$	$1{,}99\sqrt{\frac{p_{оп}}{v_{оп}}}$

где ε — отношение давлений $\frac{p_1}{p_{оп}}$.

Размерности приняты следующие:

$$p_{оп} - кг/м^2;\ v_{оп} - м^3/кг;\ F - м^2;\ G - кг/с.$$

В реальных процессах действительный расход пара равен

$$G = \mu G_t, \tag{3-18}$$

где μ — коэффициент расхода. Для ориентировочных расчетов при истечении перегретого пара $\mu = 0{,}95 - 0{,}97$, для насыщенного $\mu \approx 1{,}02$;

G_t — теоретический расход при адиабатическом процессе расширения.

Действительный критический расход пара, независимо от его состояния, может быть вычислен по формуле:

$$G_{кр} = 203\, F_{min} \sqrt{\frac{p_{оп}}{v_{оп}}} \quad кг/с, \tag{3-19}$$

где

$$F_{min} - м^2,\quad p_{оп} - кг/см^2,\quad v_{оп} - м^3/кг$$

или в системе СИ

$$G_{кр} \approx 0{,}648\, F_{min} \sqrt{\frac{p_{оп}}{v_{оп}}} \quad кг/с, \tag{3-20}$$

где

$$F_{min} - м^2,\quad p_{оп} - н/м^2,\quad v_{оп} - м^3/кг.$$

По уравнению количества движения определяются усилия, действующие на рабочие лопатки турбинной ступени.

Окружное усилие

$$p_u = \frac{G}{g}(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2) = \frac{G}{g}(c_{1u} - c_{2u}), \tag{3-21}$$

осевое усилие

$$P_Z = \frac{G}{g}(c_1 \sin\alpha_1 - c_2 \sin\alpha_2) + (p_1 - p_2) f =$$

$$= \frac{G}{g}(c_{1Z} - c_{2Z}) + (p_1 - p_2) f, \qquad (3\text{-}22)$$

где c_{1u}, c_{2u} — окружные составляющие абсолютных скоростей пара;

c_{1Z}, c_{2Z} — осевые составляющие;

$(p_1 - p_2) f$ — составляющая осевого усилия за счет перепада давлений на рабочие лопатки;

f — площадь сечения лопаточного канала.

Формула Эйлера для определения вращающего момента на валу турбинной ступени

$$\mu = \frac{G}{g}(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}), \qquad (3\text{-}23)$$

где r_1, r_2 — средние радиусы рабочего колеса на входе и выходе из него.

Развиваемая ступенью мощность

$$N = \frac{G}{g}(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}), \qquad (3\text{-}24)$$

где u_1, u_2 — окружные скорости на среднем диаметре рабочего колеса при входе и выходе из него.

К. п. д. турбинной ступени зависит от режима ее работы и достигает максимального значения при оптимальном отношении скоростей

$$u/c_1 \text{ или } u/C_0,$$

где C_0 — условная скорость, соответствующая располагаемому теплопадению $h_{оп}$ на ступень.

Для активной ступени ($\rho = 0$):

$$(u/c_1)_{opt} = \frac{\cos\alpha_1}{2} \approx 0{,}5; \qquad (3\text{-}25)$$

для реактивной ступени ($\rho = 0{,}5$)

$$(u/c_1)_{opt} = \cos\alpha_1 \approx 1. \qquad (3\text{-}26)$$

§ 3-2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И РЕЖИМНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИННЫХ РЕШЕТОК

Форма профиля решетки задается координатным способом в прямоугольной системе координат. При заданной форме профиля размеры и форма межлопаточных каналов зависят от геометрических параметров решетки (рис. 3.2).

Основные геометрические параметры:

b — хорда профиля;

t — шаг решетки;

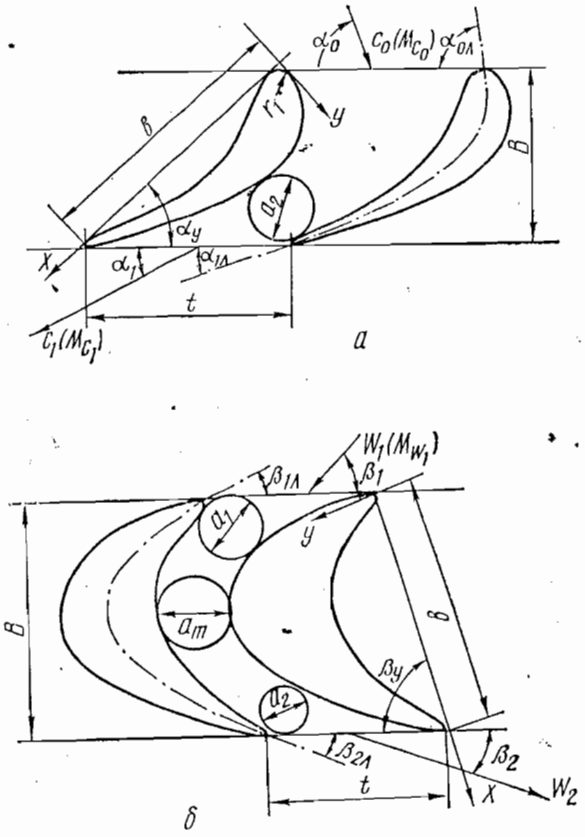


Рис. 3-2. Обозначения основных геометрических и режимных параметров решеток:
а — сопловая решетка; *б* — рабочая решетка.

B — ширина решетки;

l — высота лопатки;

α_y, β_y — углы установки профилей;

d — средний диаметр решетки (кольцевой);

δ — толщина выходной кромки;

r — радиус скругления кромок профиля;

a_1, a_m, a_2 — ширина канала на входе, в среднем сечении и на выходе;

$\alpha_{ол}$ ($\beta_{1л}$), $\alpha_{1л}$ ($\beta_{2л}$) — лопаточные геометрические углы профилей;

$\alpha_{1эф} = \text{arc sin}\frac{a_2}{t_1}$, $\beta_{2эф} = \text{arc sin}\frac{a_2}{t_2}$ — эффективные углы решеток.

Относительные геометрические параметры:

$\bar{t} = \frac{t}{b}$ — относительный шаг;

$\bar{l} = \frac{l}{b}$ — относительная высота;

$\Theta = \frac{d}{l}$ — веерность решетки.

В турбинной ступени между вращающимся рабочим колесом и неподвижными деталями (диафрагма, корпус) предусматриваются осевые и радиальные зазоры (см. рис. 3-1).

Превышение входной высоты рабочих лопаток над выходной высотой сопел характеризуется перекрышей Δ, складывающейся из перекрыши у периферии $\Delta_п$ и у корня $\Delta_к$.

К режимным параметрам решетки относятся:

$c_1 (c_2)$ — абсолютные скорости на выходе из сопловой или рабочей решеток;

$w_1 (w_2)$ — относительные скорости на входе или выходе из рабочей решетки;

α_0, β_1 — углы входа потока в сопловую и рабочую решетки;

$M = \frac{c}{a}$ — число Маха;

a — скорость звука;

$Re = \frac{cb}{\nu}$ — число Рейнольдса;

ν — кинематическая вязкость;

$X_1 = u/c_1$; $X_0 = u/C_0$ — относительные окружные скорости.

Числа Рейнольдса и Маха рассчитываются по параметрам потока на входе в решетку или за решеткой. Они могут быть определены по абсолютным или относительным скоростям. В соответствии с этим используется следующая индексация величин:

1 — на входе в решетку;

2 — за решеткой;

c — по абсолютным скоростям;

w — по относительным скоростям.

Турбинные решетки классифицируются следующим образом:

1. По назначению: реактивные сопловые (неподвижные) и рабочие (вращающиеся); активные рабочие и поворотные.

2. По числам M на выходе: A — дозвуковые ($M < M_{кр}$); $Б$ — околозвуковые ($M_{кр} < M < 1{,}2$); $В$ — сверхзвуковые ($M > 1{,}2$). Здесь $M_{кр}$ — число M за решеткой, при котором в некоторой точке на профиле достигается местная скорость звука ($M = 1$).

3. По геометрическим параметрам: решетки малой относительной высоты

($\bar{l} < 1$) и малой веерности ($d/l > 20$), решетки средней высоты ($\bar{l} = 1 - 3$) и средней веерности ($d/l = 10 - 20$), решетки большой высоты ($\bar{l} > 3$) и большой веерности ($d/l < 10$).

В обозначениях решетки указывается ее назначение (С — сопловая, Р — рабочая), оптимальный угол входа (первые две цифры), оптимальный угол выхода (вторые две цифры), а буквами А, Б, В — тип решетки по числу M.

§ 3-3. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ В ТУРБИНЕ. К. П. Д.

К потерям энергии в турбинной ступени относятся потери в соплах — формула (3-10), на рабочих лопатках — формула (3-11), с выходной скоростью, на трение и вентиляцию, от утечек и влажности пара.

Потери в сопловой или рабочей решетке складываются из профильных потерь, возникающих при обтекании лопаток бесконечно большой высоты, и концевых потерь. Образование концевых потерь связано с наличием поперечных градиентов давления в канале, вызывающих вторичное вихревое движение пара на концах лопаток.

Величина потерь энергии в решетке зависит от ее геометрических характеристик и режима течения пара (чисел R_e, M, углов натекания потока и др.).

Коэффициент потерь энергии в решетках

$$\xi = \xi' k_1 k_2 k_3, \tag{3-27}$$

где ξ'_1 — базовый коэффициент потерь в зависимости от отношения b/l при автомодельном числе Re;

k_1, k_2, k_3 — поправки соответственно на число Маха, угол входа потока, на шаг решетки. Графики для определения коэффициента потерь для некоторых решеток профилей представлены на рис. 3-3 + 3-8*.

Если число R_e для решетки не находится в автомодельной зоне, то поправку к коэффициенту потерь можно найти по графикам на рис. 3-9.

Приближенное определение потерь энергии в решетках группы A можно осуществить через коэффициенты скорости φ и ψ, величины которых в зависимости от высоты лопаток даны на рис. 3-10 и 3-11.

Потеря с выходной скоростью

$$h_{в.с} = \frac{Ac_2^2}{2g} \text{ ккал/кг или} \tag{3-28}$$

$$h_{в.с} = \frac{c_2^2}{2} \text{ Дж/кг}. \tag{3-29}$$

С учетом частичного использования выходной скорости в последующей ступени

* Графики построены по данным испытаний неподвижных решеток.

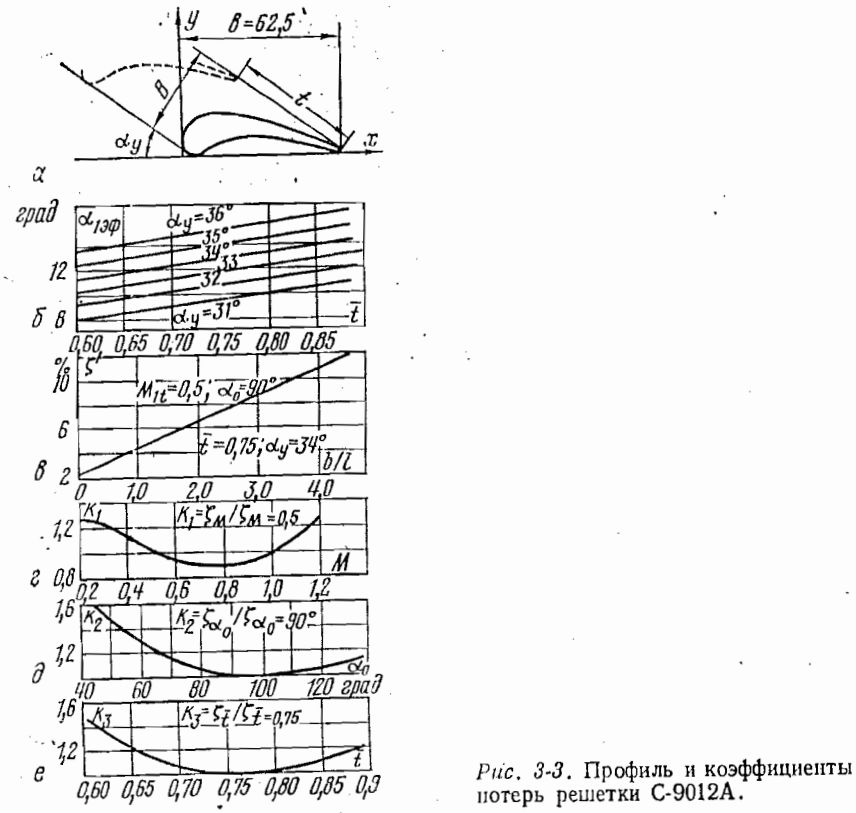


Рис. 3-3. Профиль и коэффициенты потерь решетки С-9012А.

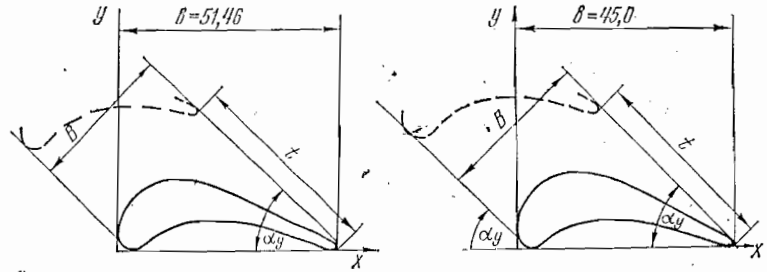
$$h_{в.с} = (1 - \varkappa_2) A \frac{c_2^2}{2g},$$

где $\varkappa_2$ — коэффициент использования выходной энергии данной ступени в последующей.

Полная потеря выходной скорости ($\varkappa_2 = 0$) принимается для последней ступени. Для промежуточных ступеней $\varkappa_2 \simeq 0{,}9$; для ступеней, предшествующих регенеративным отборам, $\varkappa_2 \simeq 0{,}7$. Оптимальные значения потерь с кинетической энергией выхода из последних ступеней лежат в пределах 6—7 *ккал/кг* и составляют не более 3% от располагаемого перепада тепла на турбину.

Потери в соплах, на рабочих лопатках и с выходной скоростью определяют величину относительного лопаточного (окружного) к. п. д. ступени

$$\eta_{ол} = \eta_u = 1 - \frac{h_c}{E_0} - \frac{h_л}{E_0} - \frac{h_{в.с}}{E_0}(1 - \varkappa_2), \qquad (3\text{-}30)$$



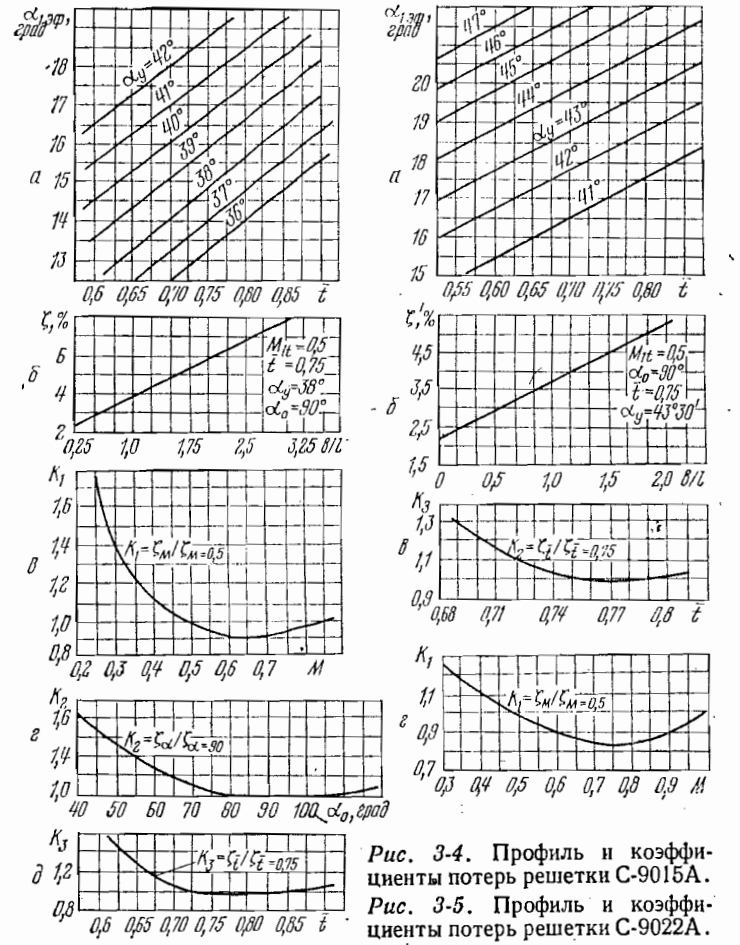


Рис. 3-4. Профиль и коэффициенты потерь решетки С-9015А.

Рис. 3-5. Профиль и коэффициенты потерь решетки С-9022А.

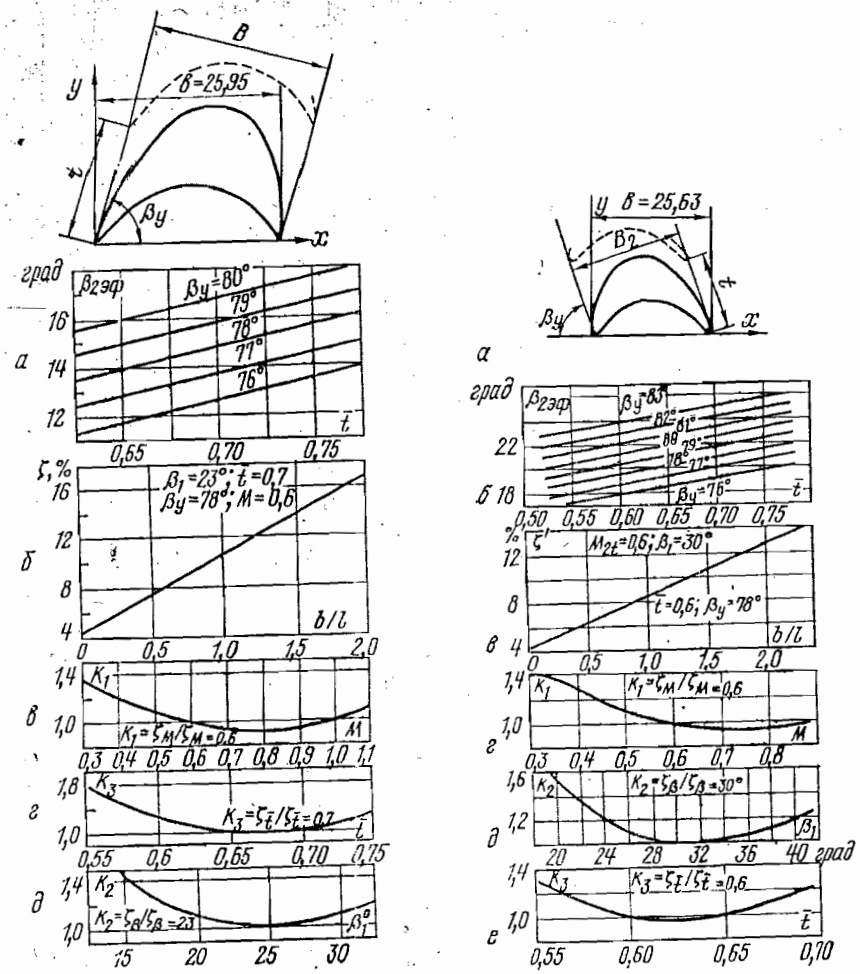


Рис. 3-6. Профиль и коэффициенты потерь решетки Р-2314А.

Рис. 3-7. Профиль и коэффициенты потерь решетки Р-3021А.

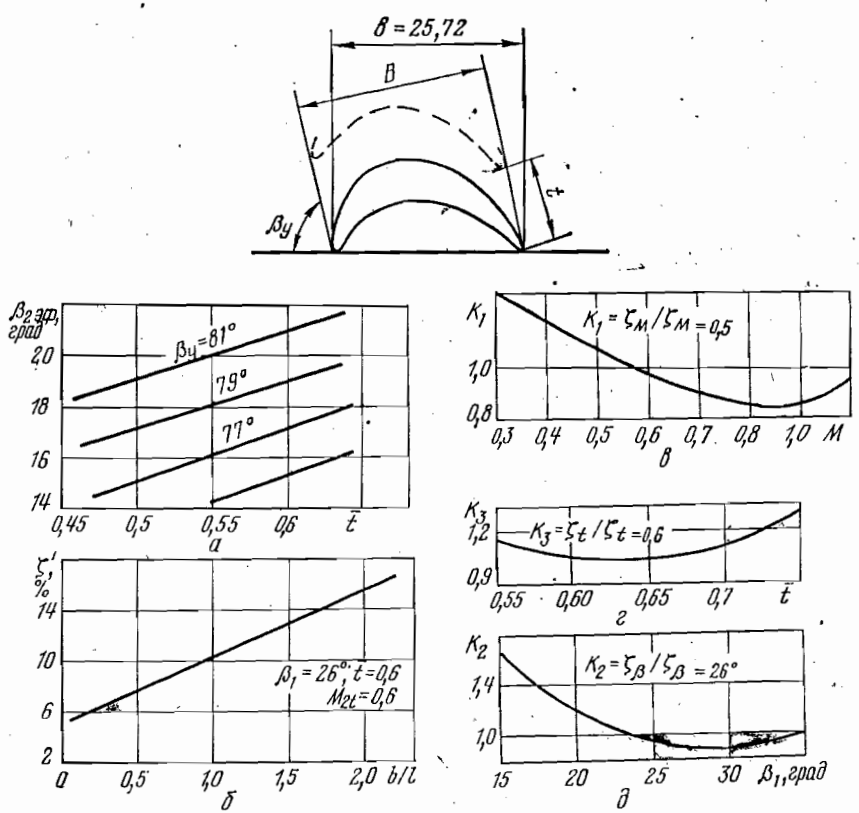


Рис. 3-8. Профиль и коэффициенты потерь решетки Р-2617А.

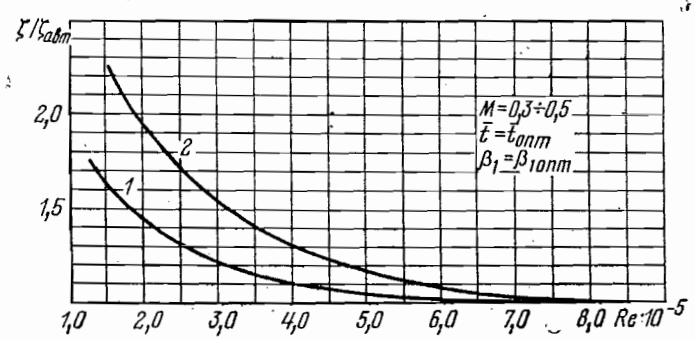


Рис. 3-9. Влияние числа *Re* на профильные потери:
1 — в активных решетках; *2* — в реактивных решетках.

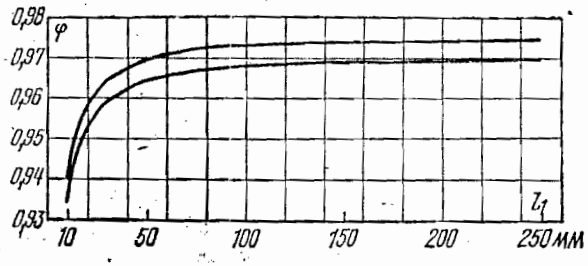


Рис. 3-10. Коэффициент скорости φ для суживающихся сопл в зависимости от высоты l_1.

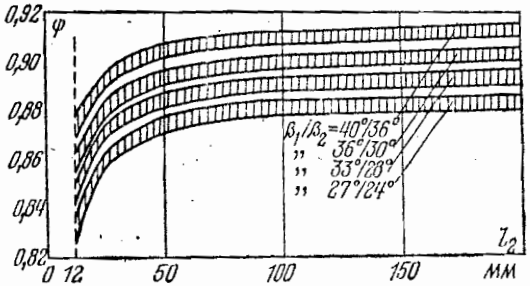


Рис. 3-11. Коэффициент скорости ψ для рабочих лопаток в зависимости от высоты l_2.

где E_0 — располагаемая энергия ступени, определяемая по формуле:

$$E_0 = h_{оп} - \varkappa_2 A \frac{c_2^2}{2g}. \qquad (3\text{-}31)$$

Потери мощности на трение и вентиляцию определяются по формуле Стодола:

$$N_{т.в} = \lambda [Ad^2 + B(1 - e - 0{,}5\, e_к)\, dl_2^{1,5}] \left(\frac{u}{100}\right)^3 \gamma,\ кВт, \qquad (3\text{-}32)$$

где $\lambda = 1$ для перегретого и $1{,}2 \div 1{,}3$ — для насыщенного пара;

$A = 1$;

$B = 0{,}4$;

d — диаметр диска, *м*;

e — степень парциальности;

$e_к$ — относительная дуга облопачивания, защищенная кожухом;

l_2 — длина лопаток, *см*;

u — окружная скорость, *м/с*;

γ — удельный вес пара за ступенью, *кг/м*³.

Для диска с двумя рядами рабочих лопаток высотой l_2 и l_2' член, учитывающий вентиляционные потери в формуле (3-32), запишется как

$$B(1 - e - 0{,}5\, e_к)(l_2^{1,5} + l_2'^{1,5})\, d. \qquad (3\text{-}33)$$

Относительная величина потери на трение и вентиляцию

$$\xi_{т.в} = \frac{N_{т.в}}{N_0} = \frac{\dot{N}_{т.в}}{Gh_{оп}}, \qquad (3\text{-}34)$$

где $Gh_{оп}$ — располагаемая мощность ступени,
или же в тепловых единицах

$$h_{т.в} = \frac{102 \cdot N_{т.в}}{427 \cdot G} \simeq 0{,}239 \frac{N_{т.в}}{G}\ ккал/кг. \qquad (3\text{-}35)$$

Размерности приняты следующие:

$$h_{оп} - кДж/кг,\ G - кг/с,\ N_{т.в} - кВт.$$

Потери на выколачивание возникают в ступенях с парциальным подводом среды. Величина их находится из выражения

$$\xi_{вык} = 0{,}25 \frac{\Sigma B l_2}{F_1} \frac{u}{C_0} \eta_{ол}(i - 1), \qquad (3\text{-}36)$$

где B, l_2 — соответственно ширина и высота рабочей решетки;

i — число дуг подвода пара;

F_1 — выходная площадь сопл.

Коэффициенты потерь от утечек можно определить по следующим формулам:

а) для диафрагменных уплотнений

$$\xi_y^д = \frac{\mu_{1y} d_в \delta_{1y} \eta_{ол}}{\mu_1 \pi d l_1 \sin\alpha_1 \sqrt{z_1}}; \qquad (3\text{-}37)$$

б) для радиального зазора

$$\xi_y^р = \frac{\mu_{2y} \pi (d + l_2) \delta_{2y}}{\mu_1 \pi\, d l_1 \sin\alpha_1 \sqrt{z_2}} \sqrt{\frac{\rho}{1 - \rho}}. \qquad (3\text{-}38)$$

Здесь μ_{1y}, μ_{2y} — коэффициенты расхода соответственно для диафрагменных и радиальных уплотнений

$$(\mu_{1y} \simeq 0{,}67;\ \mu_{2y} \simeq 0{,}8);$$

l_1, l_2 — высота сопловой и рабочей решеток;

z_1, z_2 — число гребней в диафрагменном и радиальном уплотнениях;

d — средний диаметр ступени;

$d_в$ — диаметр вала ротора;

δ_{1y}, δ_{2y} — зазоры соответственно в диафрагменном и радиальном уплотнениях ($\delta_{1y} \simeq 1{,}4$ *мм*, $\delta_{2y} \simeq 1{,}5$ *мм*).

Внутренний относительный к. п. д. ступени, работающей на сухом паре,

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \xi_{т.в} - \xi_{вык} - \xi_y, \qquad (3\text{-}39)$$

где

$$\xi_y = \xi_y^д + \xi_y^р,$$

или же

$$\eta_{oi} = \frac{E_0 - h_c - h_л - (1 - x_2)\, h_{вс} - h_{т.в} - h_{вых} - h_у}{E_0}. \quad (3\text{-}40)$$

В ступенях, работающих в области влажного пара, внутренний к. п. д. снижается примерно пропорционально средней степени сухости пара $x_{ср}$:

$$\eta_{oi}^{вл} = (1 - x_{ср})\, \eta_{oi}. \quad (3\text{-}41)$$

Помимо потерь энергии в отдельных ступенях в турбине имеют место также следующие потери.

Потеря давления в стопорном и регулирующих клапанах при полном их открытии

$$\Delta p_{кл} = (0{,}03 - 0{,}05)\, p_0, \quad (3\text{-}42)$$

где p_0 — давление свежего пара перед стопорным клапаном.

Потеря давления в органах парораспределения регулируемых отборов пара (клапаны, поворотные диафрагмы) при полном их открытии [1]

$$\Delta p_п = (0{,}05 - 0{,}08)\, p_{отб}, \quad (3\text{-}43)$$

где $p_{отб}$ — давление в камере регулируемого отбора.

Потеря в перепускных трубах из одного цилиндра турбины в последующий

$$\Delta p_{пер} = (0{,}01 - 0{,}02)\, p_{пер}, \quad (3\text{-}44)$$

где $p_{пер}$ — давление пара перед перепускными трубами.

Потеря давления в выхлопном патрубке турбины

$$\Delta p_к = \lambda \left(\frac{c_п}{100}\right)^2 p_к, \quad (3\text{-}45)$$

где $p_к$, $c_п$ — давление и скорость пара в выхлопном патрубке турбины;

λ — коэффициент, равный 0,07—0,1 и характеризующий сопротивление выхлопного патрубка (для современных турбин с совершенными выхлопными патрубками принимается $\lambda = 0$).

Внутренний относительный к. п. д. турбины

$$\eta_{oi} = \frac{H_0 - \Sigma h_п}{H_0} = \frac{H_i}{H_0}, \quad (3\text{-}46)$$

где H_0, $\Sigma h_п$ — располагаемый теплоперепад и сумма внутренних потерь в турбине;

H_i — использованный в турбине теплоперепад.

К внешним, не изменяющим состояние пара, потерям в турбине относятся потери от утечек пара через концевые лабиринтовые уплотнения ротора, которые могут быть определены по формуле Стодола:

[1] При частичном открытии органов парораспределения потеря давления в них в зависимости от режима работы турбины может достигать 30—40% и более.

$$G_{ут} = \mu f \sqrt{\frac{g\,(p_1^2 - p_2^2)}{z p_1 v_1}},\ кг/с, \quad (3\text{-}47)$$

где μ — коэффициент расхода, зависящий от конструкции уплотнений, изменяется в пределах 0,63—0,85;

$f = \pi d \delta$ — площадь зазора в уплотнении (d — диаметр уплотнения, δ — радиальный зазор);

z — число гребней в уплотнении;

p_1, v_1 — давление и удельный объем в камере перед уплотнением;

p_2 — давление в камере за уплотнением.

Механические потери, связанные с преодолением сопротивлений трения в опорных и упорных подшипниках турбины, с затратой мощности на привод элементов системы регулирования и главного масляного насоса. Эти потери учитываются механическим к. п. д. $\eta_м$, величина которого для современных турбин составляет 0,985—0,99.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления холостого хода турбоагрегата

$$N_{х.х} = N_i - N_э = \left(\frac{1}{\eta_м \eta_г} - 1\right) N_э, \quad (3\text{-}48)$$

где N_i, $N_э$ — соответственно внутренняя и электрическая мощности турбины;

$\eta_г$ — к. п. д. электрического генератора.

Относительный электрический к. п. д. турбоагрегата

$$\eta_{оэ} = \eta_{oi} \cdot \eta_м \cdot \eta_г. \quad (3\text{-}49)$$

§ 3-4. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

В соответствии с ГОСТ 3618—58 в настоящее время принята система обозначений турбин, в которой первые буквы указывают тип турбин (например: К — конденсационные без регулируемых отборов пара, Т — конденсационные с отопительным отбором пара, П — конденсационные с производственным отбором пара, ПТ — конденсационные с двумя регулируемыми отборами пара, Р — турбины с противодавлением), следующие за буквой цифры обозначают номинальную мощность турбины в *МВт* и начальное давление пара, а через дробь указывается номинальное (расчетное) значение давления пара в производственном отборе или в противодавлении. Например: К-300-240, Т-100-130, ПТ-50-130/7, Р-50-130/13.

В старой системе обозначений первой буквой указывались параметры пара (А — средние, В — высокие, ПВ — повышенно высокие), второй — тип турбины и затем цифры обозначали мощность турбины и ее модификацию, например ВПТ-25/3.

Номинальная мощность турбины — это наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать при номинальных величинах основных параметров или при изменении их в пределах, оговоренных ГОСТ 3618—58.

Турбины с регулируемыми отборами пара при полной загрузке ЧВД и ЧНД и ограничении отбора могут развивать максимальную мощность на 20% выше номинальной.

Экономическая мощность турбины — мощность, при которой турбина работает с наибольшей экономичностью (справедливо для турбин типа К).

Номинальная величина регулируемого отбора пара — это такая величина отбора (одного или двух), при которой турбина развивает номинальную мощность.

Максимальная величина любого из регулируемых отборов пара у турбин типа ПТ — величина отбора, при котором сохраняется номинальная мощность турбины при нулевом втором регулируемом отборе.

Номинальная температура охлаждающей воды — температура воды на входе в конденсатор, при которой завод-изготовитель гарантирует работу турбины с номинальным удельным расходом пара или тепла.

Номинальная мощность турбины должна длительно обеспечиваться при следующих отклонениях величин параметров от их номинальных значений:

а) при одновременном изменении начальных параметров пара в пределах, указанных в табл. 3-2, но при номинальных параметрах промежуточного перегрева и номинальной температуре охлаждающей воды;

б) при повышении температуры охлаждающей воды до 33° С;

Таблица 3-2

Номинальные значения		Предельные отклонения от номинальных значений	
Давление, *ата*	Температура, °С	Давление, *ата*	Температура, °С
35	435	32—37	420—445
90	535	85—95	525—540
130	565	125—135	540—570
240	560	235—245	540—570

в) при изменении температуры промежуточного перегрева пара в пределах 540—570° С;

г) при изменении давления в регулируемых отборах и в противодавлении в пределах, указанных в табл. 3-3;

д) при уменьшении величины регулируемых отборов пара до нуля.

Таблица 3-3

Номинальное давление, *ата*		Предельные отклонения давления, *ата*		Номинальное давление, *ата*		Предельные отклонения давления, *ата*	
в регулируемом отборе	противодавление	в отборе	противодавление	в регулируемом отборе	противодавление	в отборе	противодавление
0,9	—	0,5—2,0	—	10	10	8—13	8—13
1,2	—	0,7—2,5	—	13	13	10—16	10—16
—	3	—	2—4	—	15	—	12—18
5	5	4—7	4—7	—	18	—	15—21
7	7	5—9	5—9	—	31	—	29—33

Основные технические характеристики, а также экономические показатели (удельный расход пара и тепла) для турбин различных типов приведены в табл. 3-4—3-8.

§ 3-5. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

На переменных режимах работы турбины изменяются расход пара через отсеки ступеней, начальные и конечные параметры пара, режимные параметры (*M*, *Re* и др.), аэродинамические характеристики решеток и к. п. д. ступеней.

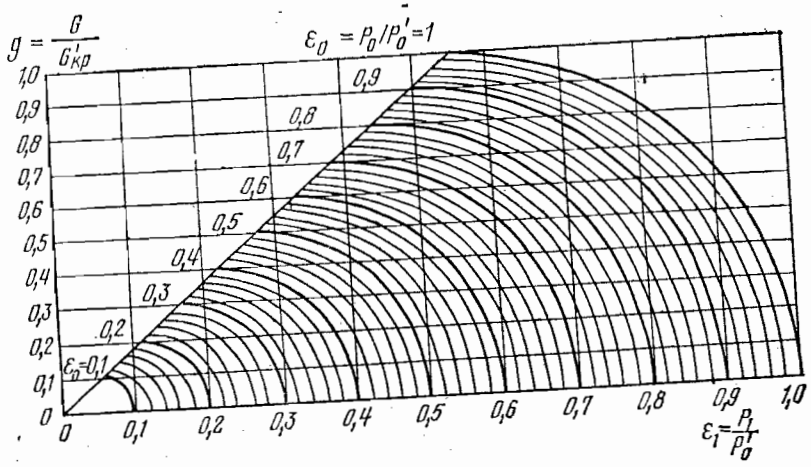


Рис. 3-12. Сетка относительных расходов пара через суживающиеся сопла.

Таблица 3-4

Технико-экономическая характеристика конденсационных турбин типа К

Основные сведения	Тип турбины						
	К-25-90 (ВК-25-1)	К-50-90 (ВК-50-1)	К-50-90 (ВК-50-3)	К-100-90 (ВК-100-2)	К-100-90 (ВК-100-6)	К-160-130 (ПВК-160)	К-200-130 (ПВК-200)
1	2	3	4	5	6	7	8
Завод изготовитель	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ХТГЗ	ЛМЗ
Номинальная мощность, *МВт*	25	50	50	100	100	160*	200
Давление свежего пара, *ата*	90	90	90	90	90	130	130
Температура свежего пара, °С	500	500	535	500	535	565	565
Температура промежуточного перегрева, °С	—	—	—	—	—	565	565
Число нерегулируемых отборов	6	5	8	5	8	7	7
Параметры пара регенеративных отборов, *ата*/°С	33,6/397, 18,6/330, 10,7/272, 6,6/224, 2,1/128, 0,5/80	25,2/359, 14,1/290, 7,0/217, 2,7/131, 0,47/78	28,5/391, 16,3/327, 10,6/285, 3,85/184, 1,92/124, 0,76/92, 0,41/76, 0,17/56	27/360, 14,4/288, 6,3/200, 2,7/129, 0,47/78	29,3/394, 18,6/336, 10,8/274, 3,7/165, 2,0/120, 0,73/91, 0,39/75, 0,16/55	32,5/371, 21,15/496, 12,5/421, 7,6/355, 4,6/298, 1,45/210, 0,73/144, 0,343/85	37,3/397, 24/340, 11,5/478, 6,06/391, 2,64/290, 1,23/207, 0,25/77
Температура питательной воды, °С	223	212	216	212	217	228	230
Давление отработавшего пара, *ата*	0,04	0,036	0,035	0,033	0,035	0,035	0,035
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	15	10	10	10	10	12	10

Основные сведения	Тип турбины						
	К-300-240	К-300-240	К-500-240	К-800-240-1 (двухвальная)	К-800-240-2 (одновальная)		
1	9	10	11	12	13		
Завод изготовитель	ЛМЗ	ХТГЗ	ХТГЗ	ЛМЗ	ЛМЗ		
Номинальная мощность, *МВт*	300	300	500	800	800		
Давление свежего пара, *ата*	240	240	240	240	240		
Температура свежего пара, °С	560	560	560	560	560		
Температура промежуточного перегрева, °С	565	565	565	565	565		
Число нерегулируемых отборов	8	9	8	8	8		
Параметры пара регенеративных отборов, *ата*/°С	62,4/375, 40/315, 15,9/450, 10,6/395, 5,15/300, 2,40/240, 0,895/140, 0,172/—	55,1/352, 39,5/309, 15,2/446, 6,76/339, 4,22/284, 2,48/252, 1,31/171, 0,629/106, 0,274/64	46,4/342, 15,4/435, 9,85/375, 6,1/314, 2,02/219, 1,34/155, 0,64/90, 0,277/65	60,5/361, 40,0/320, 15,3/457, 12,0/195, 3,7/140, 2,0/119, 0,9/140, 0,17/56	60,9/364, 37,3/303, 16,25/445, 10,73/386, 5,9/312, 2,88/233, 1,14/150, 0,214/61		
Температура питательной воды, °С	265	265	265	270	270		
Давление отработавшего пара, *ата*	0,035	0,035	0,035	I вал 0,029 II вал 0,038	0,03		
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	12	12	12	12	12		

* Турбина К-160-130 при $D_0^{макс}$ может развивать мощность 165 *МВт*.

Продолжение таблицы 3-4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Расход охлаждающей воды, *м³/ч*	5000	8000	8000	16 000	16 000	20 800	25 000	36 000	34 805	51 800	90 000	—
Расход свежего пара при номинальной нагрузке, *т/ч*	106	191	186	377	363	436	564	890	865	1500	2370	2560
Удельный расход пара при номинальной нагрузке, *кг/кВт·ч*	4,25	3,82	3,72	3,77	3,63	2,90	2,82	2,97	2,88	3,00	2,96	3,20
Удельный расход тепла при номинальной нагрузке, *ккал/кВт·ч*	2460	2280	2215	2250	2190	2010	2000	1840	1839	1846	—	
Число цилиндров	1	1	1	2	2	2	3	3	3	4	I вал 4 II вал 3	5
Число ступеней	19	18	22	12+5×2	20+5×2	15+6×2	23+4×2	39	38	42	75	
Число выхлопов пара	1	1	1	2	2	2	Два полуторных	3	3	4	8	6
Торцевая площадь всех выхлопов, *м²*	—	4,2	4,2	8,4	8,4	10,4	15,26	22,333	25,222	36,629	60	
Средний диаметр последней ступени, *мм*	—	2000	2000	2000	2000	2125	2100	2480	2550	2550	2480	
Длина рабочих лопаток последней ступени, *мм*	—	665	665	665	665	780	765	960	1050	1050	960	
Полная длина турбины, *мм*	7074	7725	8900	12 345	14 700	14 400	20 552	21 300	21 987	29 227	I вал 28 850 II вал 23 500	
Полная длина турбоагрегата, *мм*	14 058	16 688	18 560	23 945	24 630	27 805	30 850	36 740	32 352	45 352	I вал 46 000 II вал 40 000	
Общий вес турбины, *т*	130	150	165	270	270	365	560	690	743	1000	1600	
Вес наиболее тяжелой части турбины, *т*:												
при монтаже	35	50	50	75	75	73	122	95,5	70	100	100	
при ревизии	16	23	23	35	40	30	90	53	55	43	53	
Высота фундамента турбоагрегата, *мм*	8000	8000	8000	8000	8000	9000	9000	9000	9000	9600	9000	9000
Наименьшая высота подъема крюка мостового крана над полом машинного зала, *мм*	6250	7000	6250	7550	7550	8300	8200	8300	9250	9944	8300	8300

Таблица 3-5

Технико-экономическая характеристика турбин с отопительным отбором пара

Основные сведения	Тип турбины							
	Т-4-35 (АТ-4)	Т-6-35 (АТ-6)	Т-12-35 (АТ-12-2)	Т-25-90 (ВТ-25-4)	Т-25-90 (ВТ-25-5)	Т-50-130	Т-100-130	Т-250-240
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Завод-изготовитель	НЗЛ	НЗЛ	БМЗ	БМЗ	ТМЗ	ТМЗ	ТМЗ	ТМЗ
Номинальная мощность, *кВт*	4000	6000	12 000	25 000	25 000	50 000	100 000	250 000
Давление свежего пара, *ата*	35	35	35	90	90	130	130	240
Температура свежего пара, °С	435	435	435	500	535	565	565	560/565**
Число нерегулируемых отборов	2	2	2	4	5	5	5	8
Параметры пара регенеративных (нерегулируемых) отборов, *ата*/°С	5,98/268; 0,65/99	6,85/265; 0,66/88	7,13/297; 0,278/67	25,7/360; 14,4/293; 5,5/193 ПНД1—отключен	27,2/395; 16,8/340; 11,7/300; 4,2/205 ПНД1—отключен	33,1/394; 21,3/344; 11,0/270; 5,08/195; 2,68/138	33,6/387; 21,75/338; 11,3/263; 5,42/190; 2,78/130	55,9/358; 40/312; 24,05/511; 17,15/460; 9,95/388; 5,38/311; 2,57/234 ПНД1—отключен

Продолжение таблицы 3-5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Температура питательной воды, °С	154	158	156	211	223	230	229	263
Давление отработавшего пара, *ата*	0,04	0,05	0,04	0,035	0,05	0,05	0,054	0,054
Температура охлаждающей воды, °С	20	20	20	20	20	20	20	20
Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	1400	1850	2800	5000	5000	7000	16 000	28 000
Теплофикационный отбор пара:								
давление, *ата*	1,2—2,5	1,2—2,5	1,2	1,2	1,2	0,5—2 (в нижнем отборе) 0,6—2,5 (в верхнем отборе)	0,5—2 (в нижнем отборе) 0,6—2,5 (в верхнем отборе)	0,5—2 (в нижнем отборе) 0,6—2,5 (в верхнем отборе)
температура, °С	127—185	127—185	166	104	104	—	—	—
величина отбора, *т/ч*	22	35	65	100	90	180*	310*	620*
Расход свежего пара при номинальной нагрузке и номинальной величине теплофикационного отбора, *т/ч*	28,4	42,3	81,5	135	130	245,5	445	930

Продолжение таблицы 3-5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Удельный расход пара при номинальной нагрузке и номинальной величине теплофикационного отбора, *кг/кВт·ч*	7,1	7,05	6,64	5,42	5,16	4,9	4,2	—
Расход пара при номинальной нагрузке (конденсационный режим), *т/ч*	19,6	27,9	56,5	103	100	180	353	900 (при 300 *МВт*)
Максимальный расход пара, *т/ч*:								
через ЧВД	32	47,6	90	159	150	268	460	—
через ЧНД	17	25	80	100	80	135	260	—
Число цилиндров	1	1	1	1	1	2	3	4
Число ступеней	15	15	16	20	25	23	25	31+9
Формула проточной части:								
для ЧВД	К+8Д	К+8Д	К+11Д	К+15Д	Р+21Д	К+20Д	К+8Д	—

Продолжение таблицы 3-5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
для ЧСД	—	—	—	—	—	—	Р+14Д	—
для ЧНД	Р+5Д	Р+5Д	Р+3Д	Р+3Д	Р+2Д	Р+1Д	(Р+1Д)×2	—
Полная длина турбины, *мм*	4825	4765	6100	7460	8160	13 618	18 571	—
Полная длина турбоагрегата, *мм*	9470	9820	12 194	16 000	16 300	23 000	28 000	—
Общий вес турбины, *т*	41,4	43,4	66	140	140	240	415	962
Вес наиболее тяжелой части турбины, *т*:								
при монтаже	10,5	13,8	16	37	35	45	72	104
при ревизии	7,6	10	10	25	23	23	38	56
Высота фундамента турбоагрегата, *мм*	5500	5500	7000	8000	8000	8000	8000	9000
Наименьшая высота подъема крюка мостового крана над полом машинного зала, *мм*	4800	4800	5500	6520	6200	6200	6200	9250

* Суммарная величина отбора.
** 565°С — температура промперегрева.
Примечание. Максимальная мощность $N_{макс} = 1{,}2N_{ном}$.

Таблица 3-6

Технико-экономическая характеристика турбин с производственным отбором пара

Основные сведения	Тип турбины					
	П-0,75-35/5 (АП-0,75)	П-1,5-35/5 (АП-1,5)	П-2,5-35/5 (АП-2,5)	П-4-35/5 (АП-4)	П-6-35/5 (АП-6)	П-6-35/5 (АП-6-11)
1	2	3	4	5	6	7
Завод-изготовитель	КТЗ	КТЗ	КТЗ	НЗЛ	КТЗ	НЗЛ
Номинальная мощность, *кВт*	750	1500	2500	4000	6000	6000
Число нерегулируемых отборов пара	2	2	2	1	2	1
Параметры пара нерегулируемых отборов, *ата*/°С	1,2/130; 1,05/120	1,2/130; 1,05/120	1,2/130; 1,05/120	0,7/132	1,2/130; 1,05/120	0,7/108
Температура питательной воды, °С	150	150	150	147	150	147
Температура охлаждающей воды, °С	20	20	20	20	20	20
Давление отработавшего пара, *ата*	0,05	0,05	0,05	0,04	0,05	0,04
Расход охлаждающей воды, *м³/ч*	300	550	770	1400	1850	2000
Производственный отбор пара:						
давление, *ата*	5	5	5	5	5	5
температура, °С	250	250	250	257	230	244
величина отбора, *т/ч*	7	12	18	25	40	40
Расход свежего пара при номинальной нагрузке и номинальной величине производственного отбора, *т/ч*	9,8	17,5	26,2	36	55,8	53,8
Удельный расход пара при номинальной нагрузке и номинальной величине производственного отбора, *кг/кВт·ч*	13,1	11,6	10,5	9	9,3	8,97

Продолжение таблицы 3-6

1	2	3	4	5	6	7
Расход свежего пара при номинальной нагрузке (конденсационный режим), *т/ч*	4,9	9,25	13,1	20,6	28,2	29,8
Число ступеней	9	9	15	14	17	14
Число цилиндров	1	1	1	1	1	1
Формула проточной части:						
для ЧВД	К+3Д	К+3Д	К+4Д	К+5Д	К+6Д	К+5Д
для ЧНД	Р+4Д	Р+4Д	Р+9Д	К+7Д	Р+9Д	К+7Д
Вес ротора, *т*	0,8	0,9	3,2	4,7	5,0	5,1
Полная длина турбины, *мм*	2560	2588	3785	4765	4496	4765
Полная длина турбоагрегата, *мм*	7407	7995	8120	9462	9878	9820
Общий вес турбины, *т*	12	14 (с редуктором и маслосистемой)	22,5 (с маслосистемой)	43,7	31,5 (с маслосистемой)	43,7
Вес наиболее тяжелой части турбины, *т*:						
при монтаже	3,5	5,8	9	11	7	11
при ревизии	2,5	2,5	5,5	8	10	8
Высота фундамента турбоагрегата, *мм*	3120	3120	4725	5500	4500	5500
Наименьшая высота подъема крюка мостового крана над полом машинного зала, *мм*	2300	2300	4000	4800	4500	4800

Примечания: 1. Максимальная мощность $N_{макс} = 1{,}2N_{ном}$.
2. Турбины типов П-0,75-35/5 и П-1,5-35/5 имеют 8000 *об/мин* и работают через редуктор.

Таблица 3-7

Технико-экономическая характеристика турбин с производственным и теплофикационным отборами пара типа ПТ

Основные сведения	Тип турбины							
	ПТ-12-35/10 (АПТ-12-1)	ПТ-12-90/10 (ВПТ-12)	ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-3)	ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-4)	ПТ-50-90/13 (ВПТ-50-2)	ПТ-60-130/13	ПТ-50-130/7	ПТ-135/165—130/15
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Завод-изготовитель	БМЗ	КТЗ	ТМЗ	ТМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ТМЗ	ТМЗ
Номинальная мощность, *кВт*	12 000	12 000	25 000	25 000	50 000	60 000	50 000	135 000
Давление свежего пара, *ата*	35	90	90	90	90	130	130	130
Температура свежего пара, °С	435	535	500	535	535	565	565	565
Число нерегулируемых отборов	2	4	3	4	5	5	4	4
Параметры пара нерегулируемых отборов, *ата*/°С	5,75/260; 0,1/44	25,6/405; 15,2/345; 3,3/210; 0,074/40	21,5/343; 3,3/168; ПНД-1 отключен	27/391; 16/330; 2,5/169; ПНД-1 отключен	38,0/425; 22,0/357; 6,5/234; 3,7/185; 0,07/—	45/430; 26/355; 5,7/200; 3,4/150; 0,06/—	34/395; 22,1/346; 14,3/296; 2,15/137	33,2/383; 22,8/339; 5,92/198; 3,1/142
Температура питательной воды, °С	152	215	203	218	222	232	230	
Давление отработавшего пара, *ата*	0,04	0,035	0,035	0,05	0,03	0,03	0,056	0,074
Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	2800	2000	5000	5000	8000	8000	7000	
Производственный отбор пара:								
давление, *ата*	10	10	10	10	13	13	7	15±3
температура, °С	290	283	257	278	295	275	220	

Продолжение таблицы 3-7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
величина отбора, *т/ч*	50	35	72	70	140	115	118	320
Теплофикационный отбор пара:								
давление, *ата*	1,2	0,7—2,5	1,2	1,2	1,2—2,5	0,7—2,5	Верхний 0,6—2,5 Нижний 0,5—2,0	Верхний 0,9—2,5 Нижний 0,4—1,2
температура, °С	104	112	104	110	104	104	102,85	—
величина отбора, *т/ч*	40	25	54	53	100	86	120*	210*
Расход свежего пара при номинальной нагрузке и номинальных величинах обоих отборов, *т/ч*	119	82,6	167	160	337,5	300,5	274	735
Удельный расход пара при номинальной нагрузке и номинальных величинах обоих отборов, *кг/кВт·ч*	9,1	6,85	6,66	6,40	6,75	6,01	5,48	
Величина максимального производственного отбора пара, *т/ч*	80	47,4	130	125	230	230	160	390
Величина максимального теплофикационного отбора, *т/ч*	65	25	100	92	160	160	120	285
Расход пара при номинальной нагрузке с максимальным производственным отбором (теплофикационный отбор выключен), *т/ч*	113	82	185	181	366	353	274,5	740
Расход пара при номинальной нагрузке с максимальным теплофикационным отбором (производственный отбор выключен), *т/ч*	81,5	61,2	140	131	252	240	255 (производственный отбор 67 *т/ч*)	

* Суммарная величина отбора.

Продолжение таблицы 3-7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Расход пара при номинальной нагрузке (конденсационный режим), *т/ч*	57	52,4	104	99	198	185	147,4 при 40 000 *кВт*	
Максимальный расход пара, *т/ч*:								
через ЧВД	115	91	200	190	385	370	300	
» ЧСД	85	38	120	113	181	175	190	
» ЧНД	50	39	100	80	130	130	135	
Число цилиндров	1	1	1	1	2	2	2	2
Число ступеней	15	19	19	24	28	30	24	
Формула протэчной части:								
ЧВД	К+3Д	К+69	К+8Д	Р+15Д	Р+14Д	Р+16Д	К+15Д	
ЧСД	Р+6Д	Р+6Д	Р+5Д	Р+4Д	Р+8Д	Р+8Д	Р+5Д	
ЧНД	Р+3Д	Р+4Д	Р+3Д	Р+2Д	Р+3Д	Р+3Д	Р+1Д	
Полная длина турбины, *мм*	6100	5015	7607	8160	14 231	14 231	13 618	
Полная длина турбоагрегата, *мм*	18 194	11 346	16 000	16 300	23 800	23 800	22 200	
Общий вес турбины, *т*	68	53,6	141	140,5	267	265	257,5	420
Вес наиболее тяжелой части турбины, *т*:								
при монтаже	16	11	37	35	45	45	44	55
при ревизии	10	12,5	25	23	26	26	26,3	35
Высота фундамента турбоагрегата, *мм*	7000	7000	8000	8000	8000	8000	8000	8000
Наименьшая высота подъема крюка мостового крана над полом машинного зала, *мм*	5500	4500	6520	6200	6200	6200	6200	7000

Примечания: 1. Максимальная мощность $N_{макс} = 1{,}2N_{ном}$.
2. Номинальная температура охлаждающей воды 20°С.

Расчет суживающихся сопел на переменных режимах удобно осуществлять с помощью универсальной (пригодной для различных типов решеток) сетки относительных расходов, представленной на рис. 3-12. При расчете переменных режимов ступени сетку относительных расходов можно применять последовательно для сопловых и рабочих решеток.

В суживающихся соплах при докритическом истечении коэффициент скорости φ изменяется в небольшой степени; для определения его можно воспользоваться графиком на рис. 3-10.

Расширяющиеся сопла являются более чувствительными к изменению режима работы. Предельное противодавление $p_{пр}$, при превышении которого расход через сопла начинает уменьшаться, для расширяющихся сопел в отличие от суживающихся всегда больше критического:

$$\varepsilon_{пр} = \varepsilon_{кр} + (1 - \varepsilon_{кр}) \sqrt{1 - \left(\frac{F_{min}}{F_1}\right)^2}, \tag{3-50}$$

где F_{min}, F_1 — минимальное и выходное сечения сопла.

При $\varepsilon_1 > \varepsilon_{пр}$ расход пара через расширяющееся сопло можно определить из выражения

$$G = G_{кр} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_{пр}}{1 - \varepsilon_{пр}}\right)^2}. \tag{3-51}$$

Коэффициент скорости φ для расширяющихся сопел может быть определен лишь по опытным данным.

Расширение пара в косом срезе суживающихся сопел наступает при $\varepsilon_1 < \varepsilon_{кр}$, а в случае расширяющихся сопел при $\varepsilon_1 < \varepsilon_{расч}$. В данном случае происходит отклонение потока на некоторый угол δ. Расширительная способность косого среза исчерпывается при давлении за соплом

$$p_{1\,min} = p_{кр} (\sin \alpha_1)^{\frac{2k}{k+1}}. \tag{3-52}$$

Максимальный угол отклонения потока в косом срезе может быть найден из уравнения:

$$\sin (\alpha_1 + \delta_{макс}) = \sin \alpha_1^{\frac{k-1}{k+1}}. \tag{3-53}$$

Сказанное можно применить и к косому срезу рабочих лопаток.

На переменных режимах к. п. д. ступени изменяется в основном за счет потерь на входе в решетки (сопловых и в особенности рабочих лопаток), определяемых углом атаки, и потерь с выходной скоростью.

Влияние угла атаки на величину профильных и концевых потерь можно оценить по графикам, приведенным на рис. 3-13.

Основной характеристикой турбинной ступени на переменных режимах является отношение скоростей u/C_0.

Таблица 3-8

Технико-экономическая характеристика турбин с противодавлением

Основные сведения / Тип турбины	Р-1, 5-35/15 (АР-1,5-15)	Р-2, 5-35/3 (АР-2,5-3)	Р-2,5-35/5 (АР-2,5-6)	Р-4-35/3 (АР-4-3)	Р-4-35/10 (АР-4-11)	Р-6-35/5 (АР-6-5)	Р-6-35/10 (АР-6-11)	Р-6-90/31 (ВР-6-31)	Р-12-90/31 (ВР-12-31)	Р-25-90/31 (ВРТ-25-1)	Р-25-90/18 (ВРТ-25-2)	Р-40-130/31	Р-50-130/13	Р-100-130/15
Завод-изготовитель	КТЗ	КТЗ	КТЗ	КТЗ	НЗЛ	НЗЛ	НЗЛ	ТМЗ	КТЗ	ХТГЗ	ХТГЗ	ТМЗ	ЛМЗ	ТМЗ
Номинальная мощность, *кВт*	1500	2500	2500	4000	4000	6000	6000	6000	12 000	25 000	25 000	40 000	50 000	100 000
Давление свежего пара, *ата*	35	35	35	35	35	35	35	90	90	90	90	130	130	130
Температура свежего пара, °С	435	435	435	435	435	435	435	535	535	535	535	565	565	565
Противодавление, *ата*	15	3	6	3	11	6	11	31	31	31	18	31	(10—18) ± 3	15
Число нерегулируемых отборов	—	—	—	—	—	—	—	1	—	1	2	—	3	3
Расход пара при номинальной нагрузке, *т/ч*	36,8	22,6	29,2	35,6	70	69,9	99,6	97,7	188,4	360	255	456	370	760
Удельный расход пара при номинальной нагрузке, *кг/кВт·ч*	24,5	9,05	11,65	8,9	17,5	11,65	16,6	16,3	15,7	14,4	10,02	11,4	7,4	7,6
Число ступеней	4	10	9	10	6	6	6	13	5	8	10	9	17	13
Формула проточной части	Р+3Д	К+9Д	Р+8Д	К+9Д	Р+5Д	Р+5Д	Р+5Д	К+12Д	К+4Д	Р+7Д	Р+9Д	К+8Д	Р+16Д	Р+12Д
Полная длина турбины, *мм*	2810	3085	3193	3083	3736	3678	3678	4870	—	6375	6375	—	8654	—
Полная длина всего турбоагрегата, *мм*	6864	7416	7520	7990	8400	8750	8750	10 095	9295	14 720	14 720	—	—	—
Общий вес турбины, *т*	15	17,8	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	41	20,7	76	78	111,5	135	178
Вес наиболее тяжелой части турбины, *т*	4	5	5	5	5	5,6	7	7	4,5	12	12	14,7	25	22,5
Высота фундамента турбины, *мм*	5000	5000	5000	5000	5500	5000	5000	5500	6000	8000	8000	8000	8000	8000
Наименьшая высота подъема крюка мостового крана над полом машинного зала, *мм*	3500	4000	4000	4000	4800	4800	4800	4100	4000	5860	5860	6200	6200*/8200	6200

Примечания: 1. Максимальная мощность $N_{макс} = N_{ном}$; у турбин ХТГЗ $N_{макс} = 28\,500$ *кВт*.
2. Турбины выполнены одноцилиндровыми.

* 6200 *мм* — главного крюка, 8200 *мм* — малого крюка.

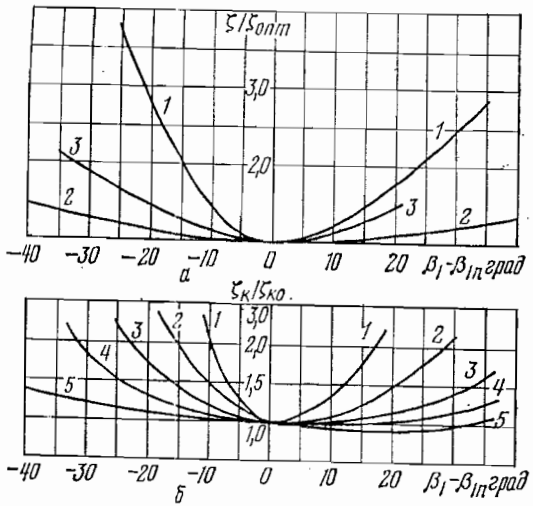


Рис. 3-13. Влияние угла входа потока на потери в решетках:

а — профильные; *1* — рабочие активные решетки; *2* — сопловые реактивные решетки; *3* — периферийные и средние сечения длинных лопаток; *б* — концевые; *1* — угол поворота потока $\Delta\beta = 180° - (\beta_{1\,opt} + \beta_{2\,opt}) = 150°$; *2* — $\Delta\beta = 120°$; *3* — $\Delta\beta = 110°$; *4* — $\Delta\beta = 110°$; *5* — $\Delta\beta = 75°$.

На рис. 3-14 приведена зависимость окружного к. п. д. ступеней $\eta'_{ол}$ в функции отношения u/C_0 (по опытным данным для аэродинамически отработанных активных ступеней без использования выходной скорости).

Аналитически эта зависимость описывается уравнением:

$$\eta'_{ол} = \frac{\eta_{\infty}^{макс}}{(u/C_0)_{opt}}\left[2\left(\frac{u}{C_0}\right)_{opt} - \frac{u}{C_0}\right]\frac{u}{C_0}\left(1 - \frac{a_1}{l_1}\right), \qquad (3\text{-}54)$$

где $(u/C_0)_{opt}$ — оптимальное отношение скоростей, при котором лопаточный к. п. д. ступени с бесконечно длинными лопатками достигает максимального значения $\eta_{\infty}^{макс}$.

Коэффициент $\left(1 - \frac{a_1}{l_1}\right)$ учитывает влияние на к. п. д. конечной высоты лопаточного аппарата ($a_1 \simeq 0{,}003$).

Зависимость (3-54) дает приемлемую точность в диапазоне изменения $u/C_0 = 0{,}35 \div 0{,}55$. В более широком диапазоне режимов работы ступени уравнение (3-54) может быть использовано лишь для приближенной оценки к. п. д.

Реактивные решетки ($\rho = 0{,}5$) имеют конгруэнтные профили ($\alpha_1 = \beta_2$) и являются менее чувствительными к изменению угла входа потока. Зависи-

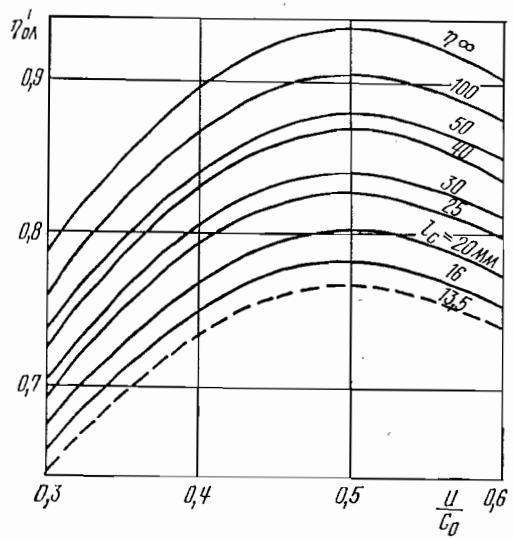


Рис. 3-14. Изменение окружного к. п. д. $\eta'_{ол}$ с полной потерей выходной скорости для активных ступеней с улучшенными профилями лопаток и с радиальными уплотнениями в зависимости от u/C_0.

мость $\eta'_{ол} = f(u/C_0)$ для реактивных ступеней является более пологой, чем для активных.

Окружной к. п. д. реактивной ступени в предположении полного использования выходной скорости может быть оценен по формуле:

$$\eta_{ол} = \frac{1}{\dfrac{\dfrac{1}{\varphi^2} - 1}{x_1(2\cos\alpha_1 - x_1)} + 1}, \qquad (3\text{-}55)$$

где $x_1 = u/c_1$.

Связь между расходом пара и перепадом давлений на группу ступеней описывается зависимостью Стодола — Флюгеля. При докритических режимах истечения пара из сопел она имеет вид:

$$\frac{D}{D_0} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}}\sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}, \qquad (3\text{-}56)$$

где p_1, T_1, p_2 — соответственно начальные параметры пара перед группой ступеней и давление за ней.

Индекс 0 относится к расчетному режиму.

Если данная ступень турбины работает с критическими скоростями истечения, то расход пара этой и последующими ступенями изменяется прямо пропорционально начальному давлению и обратно пропорционально корню квадратному из отношения абсолютных температур

$$\frac{D}{D_0} = \frac{p_1}{p_{10}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}. \qquad (3\text{-}57)$$

Уравнение Стодола — Флюгеля для приближенных вычислений может быть использовано применительно к небольшой группе ступеней и даже для одной, при большом перепаде энтальпий дает грубое приближение.

На переменных режимах работы турбины значительным образом изменяется к. п. д. следующих отсеков:

1) регулирующей ступени ЧВД при сопловом парораспределении;

2) последних ступеней турбины при изменении расхода пара и противодавления;

3) группы предотборных (предшествующих регулируемому отбору пара) ступеней теплофикационных турбин при изменении тепловой нагрузки и давления в камере отбора.

В наибольшей степени изменение режима характерно для ступеней ЧНД теплофикационных турбин, расход пара через которые изменяется от максимального в конденсационном режиме до минимально-вентиляционного при номинальных отборах пара. К. п. д. ЧНД на таких режимах может снижаться вплоть до отрицательных значений.

Экономичность и мощность конденсационных турбин существенно зависит от вакуума. Изменение мощности турбины в зависимости от давления в конденсаторе и величины расхода пара $\Delta N = f(p_к, D_к)$ должно определяться в отдельности для случаев докритического и сверхкритического режимов работы последней ступени.

Поправка к мощности на вакуум для всех турбин выражается функцией трех параметров

$$\frac{\Delta N}{D_к} = f\left(\frac{p_к F_2}{D_к},\ u,\ \beta_2\right), \qquad (3\text{-}58)$$

а для конкретной турбины — функцией только одного параметра

$$\frac{\Delta N}{D_к} = f\left(\frac{p_к}{D_к}\right), \qquad (3\text{-}59)$$

где u — окружная скорость на среднем диаметре последней ступени, *м/с*;

β_2 — угол выхода профиля рабочей лопатки последней ступени;

F_2 — площадь рабочих лопаток последней ступени.

Сетки обобщенных поправок на вакуум, пригодных для всех турбин, приведены на рис. 3-15, 3-16.

Зависимость (3-59) называется универсальной кривой поправок на вакуум и строится по данным тепловых испытаний турбин.

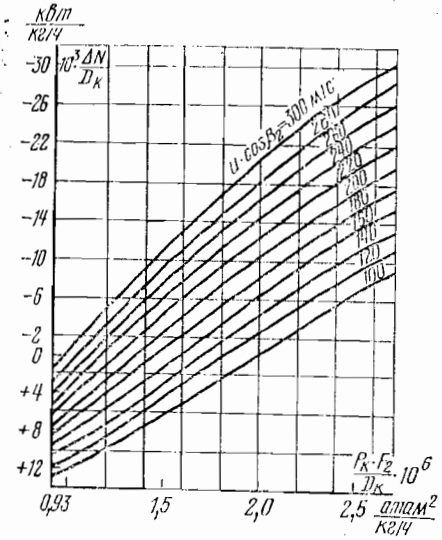


Рис. 3-15. Сетка кривых обобщенных поправок на вакуум для докритического истечения.

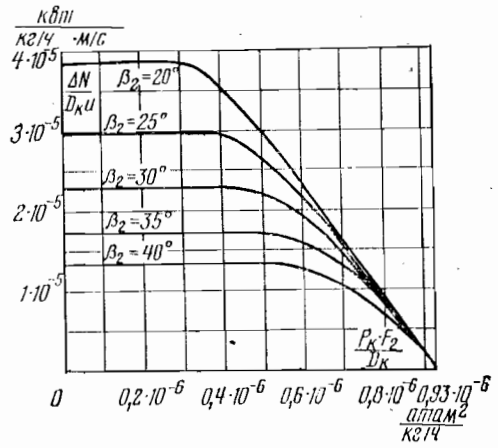


Рис. 3-16. Сетка кривых обобщенных поправок на вакуум для критического истечения.

Изменение механических напряжений в деталях турбин на переменных режимах не должно выходить за указанные заводом-изготовителем пределы. Поскольку механические напряжения в диафрагмах пропорциональны перепаду давлений в соплах $\Delta p = p_0 - p_1$, а изгибные напряжения на рабочих лопатках определяются величиной произведения Gh_0 (располагаемой мощности ступени), то наиболее тяжелым режимом для регулирующей ступени ЧВД является режим работы турбины с одним полностью открытым клапаном, а для последней ступени — режим с максимальным расходом пара в конденсатор.

§ 3-6. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Энергетическая характеристика турбины представляет собой зависимость расхода тепла в свежем паре от электрической мощности турбоагрегата и тепловой нагрузки регулируемых отборов пара. Действительные характеристики являются сложной функцией многих параметров, поэтому в практике нашли применение упрощенные линейные энергетические характеристики. Уравнения таких характеристик для некоторых турбин приведены в табл. 3-9.

Таблица 3-9

Уравнения линейных энергетических характеристик для турбин

Тип турбоагрегата	Расчетный отпуск тепла $Q_т$, *Гкал/ч*	Давление отбираемого пара, *ата*	Уравнение энергетической характеристики Q (*Гкал/ч*), N (*МВт*)
1	2	3	4
К-100-90	—	$p_к = 0{,}035$ *ата*	$Q = 15 + 2{,}10N$
К-200-130	—	»	$Q = 26 + 1{,}87N$
К-300-240	—	»	$Q = 43 + 1{,}69N$
Р-4-35/1,2	16,0	1,2	$Q = 0{,}25 + 0{,}89N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}282\,(Q_т - 1{,}8)$
Р-6-35/1,2	23,5	1,2	$Q = 0{,}31 + 0{,}89N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}286\,(Q_т - 2{,}5)$
Р-2,5-35/3	12,5	3,0	$Q = 0{,}18 + 0{,}9N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}230\,(Q_т - 1{,}6)$
Р-4-35/3	19,5	3,0	$Q = 0{,}25 + 0{,}89N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}236\,(Q_т - 2{,}5)$
Р-6-35/3	28,8	3,0	$Q = 0{,}31 + 0{,}89N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}239\,(Q_т - 3{,}6)$
Р-4-35/6	27,0	6,0	$Q = 0{,}25 + 0{,}89N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}173\,(Q_т - 4{,}0)$
Р-6-35/6	39,0	6,0	$Q = 0{,}31 + 0{,}89N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}180\,(Q_т - 5{,}5)$
Р-4-35/11	36,0	11,0	$Q = 0{,}25 + 0{,}89N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}136\,(Q_т - 6{,}5)$
Р-12-90/8	50,0	8,0	$Q = 0{,}42 + 0{,}88N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}276\,(Q_т - 6{,}5)$
Р-25-90/8	102	8,0	$Q = 0{,}65 + 0{,}88N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}282\,(Q_т - 13)$
Р-50-130/13	216	13,0	$Q = 0{,}90 + 0{,}87N_т + Q_т$ $N_т = 275\,(Q - 34)$
П-6-35/5	24,0	5,0	$Q = (1{,}3 - 2{,}2) + 2{,}65N - 1{,}77N_т + Q_т$; $N_т = 0{,}205\,(Q_т - 3{,}1)$

Продолжение таблицы 3-9

1	2	3	4
Т-6-35	19,5	1,2	$Q = (1{,}5 - 2{,}1) + 2{,}65N - 1{,}77N_т + Q_т$; $N_т = 0{,}320\,(Q_т - 2{,}0)$
Т-12-35	36,0	1,2	$Q = (2{,}5 - 4) + 2{,}62N - 1{,}74N_т + Q_т$; $N_т = 0{,}330\,(Q_т - 3{,}6)$
Т-25-90	52,0	1,2	$Q = (5{,}5 \div 6{,}7) + 2{,}25N - 1{,}37N_т + Q_т$; $N_т = 0{,}470\,(Q_т - 4{,}0)$
Т-50-130	85	0,7	$Q = (8 \div 10) + 2{,}06N - 1{,}19N_т + Q_т$; $N_т = 0{,}610\,(Q_т - 6{,}8)$
Т-100-130	160	1,2	$Q = (12{,}7 - 16{,}5) + 1{,}89N - 1{,}02N_т + Q_т$ $N_т = 0{,}663\,(Q_т - 28{,}5)$
ПТ-25-90/10 ЛМЗ	46 / 91,0	10	$Q = (6-8) + 2{,}25N - 1{,}37N_т + \Sigma Q_т$ $N_т^* = 0{,}265Q_{II} + 0{,}48Q_I - 2{,}5$
	31,5 / 52,0	1,2	
ПТ-50 (60)-130 ЛМЗ		13,0	$Q = (9 - 15) + 1{,}99N - 1{,}12N_т + \Sigma Q_т$ $N_т = 0{,}349Q_{II} + 0{,}614Q_I - 8{,}7$
		1,2	

* Суммарная теплофикационная мощность на двух отборах.

Примечания: 1. Температура возвращаемого с производства конденсата принята равной 100° С.

2. Во 2-й графе числитель дроби означает номинальную величину отбора тепла, знаменатель — максимальную.

§ 3-7. КОНДЕНСАТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Конденсационные устройства предназначены для конденсации отработавшего в турбине пара.

Абсолютное давление в конденсаторе

$$p_к = B_0 - H_0, \ мм.\ рт.\ ст \qquad (3\text{-}60)$$

или

$$p_к = \frac{B_0 - H_0}{735{,}6} \ ата, \qquad (3\text{-}61)$$

где B_0, H_0 — приведенные к $t = 0°$ С барометрическое давление и разрежение в конденсаторе.

Тепловой баланс конденсатора (без учета потерь в окружающую среду) выражается уравнением

$$Q = D_к (i_к - C_р t_к) = W C_в (t_{в2} - t_{в1}), \quad (3\text{-}62)$$

где $D_к$, W — соответственно расход пара и охлаждающей воды;

$i_к$ — энтальпия отработавшего пара;

$C_р$, $t_к$ — теплоемкость и температура конденсата;

$t_{в1}$, $t_{в2}$ — температура охлаждающей воды на входе и на выходе из конденсатора.

$C_в$ — теплоемкость воды.

Переохлаждение конденсата $t_п - t_к$ для регенеративных конденсаторов составляет примерно 1° С.

Важной характеристикой конденсатора является кратность охлаждения

$$m = \frac{W}{D_к} = \frac{i_к - C_р t_к}{C_в (t_{в2} - t_{в1})}, \quad (3\text{-}63)$$

которая зависит от числа ходов воды в конденсаторе и температуры охлаждающей воды $t_{в1}$.

Для одноходовых конденсаторов m равно 80—120, для двухходовых 50—70, для трех- и четырехходовых 40—50.

Выражение $\Delta t = t_{в2} - t_{в1}$ представляет собой нагрев воды в конденсаторе и для двухходовых конденсаторов составляет 6—10° С.

Расчетные значения температуры охлаждающей воды на входе $t_{в1}$ принимаются в зависимости от географического местонахождения водного источника и выбранной системы водоснабжения (см. § 7-4).

Поверхность охлаждения конденсатора

$$F_к = \frac{D_к (i_к - C_р t_к)}{k \Delta t_{ср}} \ м^2, \quad (3\text{-}64)$$

где k — коэффициент теплопередачи в конденсаторе;

$\Delta t_{ср}$ — средняя логарифмическая разность температур между паром и водой, ° С;

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{\Delta t + \delta t}{\delta t}}, \quad (3\text{-}65)$$

δt — температурный напор в конденсаторе:

$$\delta t = t_п - t_{в2},$$

где $t_п$ — температура отработавшего в турбине пара.

Температурный напор приближенно может быть определен по формуле:

$$\delta t = \frac{A}{31{,}5 + t_{в1}} (d_к + 7{,}5), \quad (3\text{-}66)$$

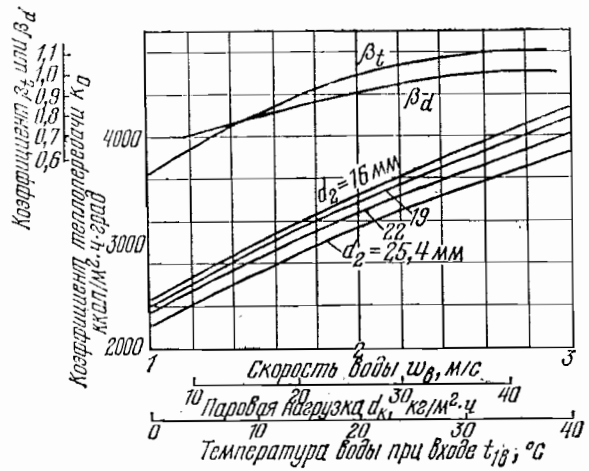


Рис. 3-17. Зависимости коэффициента теплопередачи конденсатора k_0 от скорости охлаждающей воды $W_в$, ее температуры $t_{1в}$ и паровой нагрузки $d_к$ для латунных трубок разных диаметров d_2 по опытным данным.

где A — коэффициент, характеризующий чистоту поверхности охлаждения и воздушную плотность конденсатора, равный 5—7. Для чистой поверхности конденсатора и хорошей воздушной плотности $A = 5$;

$d_к$ — удельная (отнесенная на 1 $м^2$ поверхности охлаждения) паровая нагрузка конденсатора, $кг/м^2 \cdot ч$:

$$d_к = D_к / F_к.$$

Величина коэффициента теплопередачи k зависит от ряда факторов. На рис. 3-17 приведены графики для определения коэффициента теплопередачи. Значения k_0 даны при $t_{в1} = 21°$ С и $d_к = 40$ $кг/м^2 \cdot ч$, поправочные кривые учитывают влияние $t_{в1}$ (кривая β_t) и $d_к$ (кривая β_1). Коэффициент теплопередачи по рис. 3-17 определяется по уравнению

$$k = k_0 \beta_t \cdot \beta_d \cdot \beta_э, \quad (3\text{-}67)$$

где $\beta_э$ — поправка на загрязнение поверхности охлаждения, принимается равной примерно 0,85.

Паровое сопротивление конденсатора зависит от конструкции трубного пучка, удельной паровой нагрузки и для современных крупных конденсаторов составляет 2—4 *мм рт. ст.*

Гидравлическое сопротивление конденсатора (с водяной стороны) равно:

$$h_к = z (h_1 + h_2) + h_э \ м \ вод. \ ст., \quad (3\text{-}68)$$

где h_1 — сопротивление трения по длине трубок;

h_2 — потеря напора охлаждающей воды при входе и выходе из трубок;

$h_э$ — сопротивление водяных камер конденсатора;

z — число ходов воды в конденсаторе.

Таблица 3-11

Техническая характеристика конденсатных насосов

Марка насоса	Производительность, $м^3/ч$	Полный напор, *м вод. ст*	Число оборотов, *об/мин*	Потребляемая мощность, *кВт*	К. п. д. насоса, %
2К-6	10	34,5	2900	1,85	50,6
3К-9	30	34,8	2900	4,6	62
ЭКН-18к	12—14	35	1500	4,5	—
5Кс-5×2	35 / 50	61,5 / 59	1450 / 1450	11,72 / 13,95	50 / 57,5
5Кс-5×4	50	110	1450	66	61
8КсД-5×3	119 / 140	125 / 140	1450 / 1450	66 / 74	61 / 63
10КсД-5×3	160 / 220 / 280	123 / 120 / 115	960 / 960 / 960	100 / 122 / 162	54 / 60 / 62,5
16КсВ-11 × 4	470	160	1450	300	70
12КсВ-9×4	300	160	1450	230	70
16КсВ-10×5	450	240	1480	500	75
КсВ475-245/5 (II ст.)	1000	220	2795	800	—
КсВ-1000-95 (I ст.)	1000	95	970	400	—

Величина W определяется по тепловому балансу конденсатора при максимальном значении расхода пара $D_к$. Коэффициент k учитывает расход воды на маслоохладители, водородо- и воздухоохладители и для турбин большой мощности с двухходовыми конденсаторами составляет 1,03—1,07.

Полный напор циркуляционного насоса

$$H_{ц.н} = h_г + h_к + \Sigma h_{вод},\ м\ вод.ст, \qquad (3\text{-}76)$$

где $h_г$ — геометрический напор, $h_г = h_п - h_с$;

$h_п$ — высота подъема воды;

$h_с$ — высота сифона;

$h_к$ — гидравлическое сопротивление конденсатора;

$\Sigma h_{вод}$ — суммарная потеря напора в водоводах, *м вод. ст.*

Мощность, потребляемая циркуляционным насосом,

$$N_{ц.н} = \frac{G_{ц.н} \cdot H_{ц.н}}{3600 \cdot 102\, \eta_{ц.н}}\ кВт, \qquad (3\text{-}77)$$

$\eta_{ц.н}$ — к. п. д. циркуляционного насоса, $G_{ц.н}$ [*кг/ч*], $H_{ц.н}$ [*м вод. ст*].

Технические данные циркуляционных насосов приведены в табл. 3-12.

Таблица 3-12

Характеристика циркуляционных насосов

Марка насоса	Производительность, $м^3/ч$	Полный напор, *м. вод. ст.*	Число оборотов, *об/мин*	Потребляемая мощность, *кВт*	К. п. д., %	Мощность электродвигателя, *кВт*
1	2	3	4	5	6	7
Центробежные						
8К-12	220	32	1450	23,6	79	—
	280	29,1	1450	27	82,5	
	340	25,4	1450	30	80	
8НДв	720	89	1450	216	81	—
	540	94	1450	178	78	
16НДн	1980	21	900	133	85	—
	1800	16	900	89,1	88	
	1500	15	750	79	83	
	1350	10	750	43,5	88	
20НДн	3240	32	960	308	89	—
	3000	23	960	222	89	
	2500	17,5	730	132	89	
	2000	13,5	730	96	85	
24НДн	5000	26	730	398	90	—
	4700	20	730	285	90	
	4000	16,5	585	198	90	
	3800	13	585	154	87	
Осевые						
ОП2-87	7560—13 320	8,2—15,2	585	—	80—87	630
ОП3-87	9000—13 680	15,0—22,4	730	—	80—87	1000
ОП5-87	9360—13 680	7,1—11,6	585	—	80—87	500
ОП6-87	6480—12 960	3,9—7,5	585	—	80—85	320
4ОПрВ-60	10 000—17 300	6—11	485	260—500	80—85	—
4ОПрВ-60×2	10 400—17 300	10—21	485	450—940	80—85	—

Продолжение таблицы 3-12

1	2	3	4	5	6	7
ОП2-110	11 800—21 960	9,4—16,2	485	500—910	80—87	1000
ОП3-110	14 400—21 600	15,5—22,9	585	925—1390	80—87	1600
ОП5-110	10 800—22 320	4,5—8,4	485	230	80—87	500
ОП6-110	14 760—23 760	7,5—12,7	485	—	80—87	800
ОП2-110Э	11 880—21 960	9,4—16,2	485	500—910	80—87	1000
ОП2-110КЭ	11 880—21 960	9,4—16,2	485	500—910	80—87	1000
ОП5-110Э ОП5-110КЭ	10 800—22 320	4,5—8,4	485	230—830	80—87	500
ОП-6-110Э ОП6-110КЭ	14 760—23 760	7,5—12,7	485	—	80—87	800
ОП2-145	20 500—38 160	9—16,1	365	1700—2000	87	2000
ОП5-145	25 550—42 500	7,7—12,4	375	1300	86	1300
ОП6-145	18 700—38 160	4,9—8,0	365	740	86	800
ОП2-145Э	31 200	14,9	365	1550	86	1600
ОП6-145К	31 000	7,2	365	750	84	800
ОП6-145КЭ	31 000	7,2	365	750	84	800
ОП10-145	36 000	18	375	2500	—	—

Примечание. Буква «Э» в графе «Марка насоса» означает, что этот насос имеет электромеханический привод разворота лопастей рабочего колеса, позволяющего регулировать работу насоса и обеспечивать его ввод в параллельную работу, буква К указывает на камерный подвод к насосу.

§ 3-9. ПАРОСТРУЙНЫЕ И ВОДОСТРУЙНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ.

Регенеративные подогреватели

Эжекторы предназначены для удаления воздуха из конденсаторов и поддержания вакуума. Основные (рабочие) эжекторы изготовляют двух- и трехступенчатыми, пусковые — одноступенчатыми. Специальные эжекторы применяются для отсоса пара из лабиринтовых уплотнений турбины.

Более широкое применение получили пароструйные эжекторы. Водоструйные эжекторы используются на мощных блочных паротурбинных установках.

Технические данные эжекторов приведены в табл. 3-13.

Таблица 3-13

Характеристика эжекторов

Техническая характеристика	Тип эжектора	ЭП-2-400-3	ЭП-3-600-4	ЭП-1-600-3	ЭЖ-А	ЭЖ-Б	ЭЖ-Д	Э-2-4	ЭВ-4-1400	ЭД-1	ХЭ-11-90	ХЭ-25-220	ХЭ-40-350	ХЭ-70-550
Назначение		Основной	Основной	Пусковой	Основной	Основной	Основной	Основной	Основной	Отсос пара из концевых уплотнений				
Завод-изготовитель		ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	НЗЛ	НЗЛ	НЗЛ	ХТГЗ	ЛМЗ	ХТГЗ	ТМЗ	ТМЗ	ТМЗ	ТМЗ
Расчетное минимальное давление пара, *ата*		16	12	12	—	—	—	—	30*	—	15	5	5	5
Расход пара, *кг/ч*		400	600	600	175	—	—	—	1420**	—	90	220	350	350
Количество отсасываемого сухого воздуха, *кг/ч*		60	75	80	13	17	4	60	—	177	—	—	730	1050
Расход охлаждающей воды, *м³/ч*		80	60	—	—	—	—	—	—	—	50	50	70	140
Масса эжектора без воды, *кг*		1120	2160	46	400	700	300	1600	985	330	428	1046	1262	1530

* Давление рабочей воды в *ата*.

** Расход рабочей воды в *м³/ч*.

Таблица 3-14

Характеристика ПНД

Тип подогревателя	Завод-изготовитель	Поверхность нагрева, м²	Расход воды, т/ч	Давление пара, ата	Максимальная температура воды на выходе, °С	Давление воды, ат	Вес без воды, т
1	2	3	4	5	6	7	8
ПН-130-1М	СЗТМ	130	135	0,5	80	15	4,0
ПН-130-2М	СЗТМ	130	170	8	150	15	3,7
ПН-130-3М	СЗТМ	130	170	7	150	15	3,4
ПН-130-4М	СЗТМ	130	135	0,5	80	15	4,0
ПН-130-5А	СЗТМ	130	—	7	230	16	3,1
ПН-130-5М	ТМЗ	130	170	8	150	15	3,7
ПН-130-6М	ТМЗ	130	198	10	180	15	3,4
ПНД-130	СЗТМ	130	—	9	180	16	3,3
ПН-200-1М	СЗТМ	200	330	7	150	15	5,9
ПН-200-2М	СЗТМ	200	330	8	150	15	5,5
ПН-200-3	СЗТМ	200	362	7	150	15	5,5
ПН-200-4	СЗТМ	200	362	7	150	15	5,1
ПН-200-5	СЗТМ	200	362	7	150	15	5,1
ПН-200-6	СЗТМ	200	362	7	150	15	5,5
ПНД-200-1	УТМЗ	200	—	1,5	125	16	5,5
ПНД-200-2	УТМЗ	200	—	2,5	135	16	5,4
ПН-250-1М	СЗТМ	250	270	0,5	80	5,5	4,6
ПН-250-2М	СЗТМ	250	262	0,05	80	15	5,6
ПН-250-3М	СЗТМ	250	375	4	130	15	5,5
ПН-250-4М	СЗТМ	250	281	0,35	65	15	5,6
ПН-250-5М	СЗТМ	250	396	3,6	140	16	6,4
ПН-250-6М	СЗТМ	250	386	3,22	140	16	5,9
ПНД-250-1	ТМЗ	250	—	3	250	16	6,5
ПНД-250-2	ТМЗ	250	—	5	250	16	6,2
ПН-300-1	СЗТМ	300	388	2	130	15	6,4
ПН-300-2	СЗТМ	300	477	5	160	15	6,3
ПН-400-24-0,17-1	СЗТМ	400	600	7	50	26	10,69
ПН-400-26-7-11	СЗТМ	400	750	7	90	26	10,58
ПН-400-26-7-1	СЗТМ	400	750	7	—	26	12,217
ПН-400-26-7-III	СЗТМ	400	750	7	—	26	10,8
ПН-460-29-0,262	СЗТМ	460	892,8	0,262	61,6	29	12,0
ПН-800-29-0,59	СЗТМ	800	1023,9	0,59	82,6	29	18,7
ПН-800-29-1,247	СЗТМ	800	1023,9	0,247	103,1	28	18,4
ПН-750-28-1,36	СЗТМ	750	1023,9	1,41	125,8	28	23,87
ПН-750-28-4,73	СЗТМ	750	1149,2	4,84	156,7	28	23,5

Продолжение таблицы 3-14

Регенеративные подогреватели служат для ступенчатого подогрева конденсата и питательной воды за счет тепла пара, отбираемого из турбины. По давлению воды в трубном пучке и пара в межтрубном пространстве различаются как подогреватели низкого и высокого давления (ПНД и ПВД). Поставляются комплектно с турбиной.

Технические данные подогревателей низкого и высокого давления современных паровых турбин приведены в табл. 3-14 и 3-15.

Таблица 3-15

Характеристика ПВД

Тип подогревателя	Завод-изготовитель	Поверхность нагрева, $м^2$	Расход воды, $т/ч$	Гидравлическое сопротивление трубной системы, *м вод. ст.*	Давление пара, *ат*	Максимальная температура воды на выходе, °С	Давление воды, *ат*
ПВ-120/180 № 1	ТКЗ	120	106	19,5	18,3	200	180
ПВ-120/180 № 2	ТКЗ	120	106	19,5	31,5	230	180
ПВ-150/180 № 1	ТКЗ	150	187	20	18	200	180
ПВ-150/180 № 2	ТКЗ	150	187	20	34	230	180
ПВ-200/180 № 1	ТКЗ	200	200	23,5	18	200	180
ПВ-200/180 № 2	ТКЗ	200	200	23,5	34	230	180
ПВ-250/180 № 1	ТКЗ	250	363	25	12	250	180
ПВ-250/180 № 2	ТКЗ	250	363	25	21	250	180
ПВ-250/180 № 3	ТКЗ	250	363	25	33	250	180
ПВ-350/230 № 1	ТКЗ	350	375	28	21	250	230
ПВ-350/230 № 2	ТКЗ	350	375	28	36	250	230
ПВ-350/230 № 3	ТКЗ	350	375	28	50	250	230
ПВ-425/230 № 1	ТКЗ	425	504	Блока 100,3	13,3	250	230
ПВ-425/230 № 2	ТКЗ	425	504		22,6	250	230
ПВ-425/230 № 3	ТКЗ	425	504		35	250	230
ПВ-480/230 № 1	ТКЗ	480	582	Блока 137,5	12	250	230
ПВ-480/230 № 2	ТКЗ	480	582		26	250	230
ПВ-480/230 № 3	ТКЗ	480	582		38	250	230
ПВ-450-380-17	ТКЗ	450	475	31,9	17	197	380
ПВ-600-380-42	ТКЗ	600	475	37,5	42	242	380
ПВ-450-380-66	ТКЗ	450	475	31,9	66	270	380
ПВ-750-380-16	ТКЗ	750	833	32,3	16	196	380
ПВ-950-380-40	ТКЗ	950	833	36,0	40	243	380
ПВ-1300-380-66	ТКЗ	1300	1160	—	66	—	380

Глава четвертая

ПАРОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

§ 4-1. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ

В последнее время для генерации пара наряду с распространенными котельными агрегатами начали применяться и устройства. В связи с этим в теплоэнергетике введен общий термин «п раторы», охватывающий генераторы пара, различающиеся как по конст так и по назначению. Это котельные агрегаты, в топочных устройства рых органическое топливо сжигается под разрежением или под на (300—700 *мм вод. ст.*), высоконапорные парогенераторы, в топках топливо сжигается под давлением в несколько атмосфер, парогенератор ных установок, утилизационные парогенераторы и другие.

В настоящей главе приводятся данные о паровых и водогрейных серийно выпускаемых отечественными котлостроительными заводами. нераторы других типов изготовляются по специальным заказам и н чаются в номенклатуру выпускаемого оборудования.

Современные парогенераторы ТЭС характеризуются сложной тепло мой. В нее входят радиационные, потолочные, полурадиационные ш и вторичные пароперегреватели, двухсветные экраны, устройства дл чения конденсата. Широкое применение получили регенеративные возду греватели. Регулирование температуры перегретого пара осущест впрыском конденсата или рециркуляцией газа.

По ГОСТу 3619—69, введенному взамен ГОСТа 3619—59, принята щая маркировка энергетических парогенераторов (паровых котлов):

Пр — паровой стационарный котел с принудительной циркуляцией грева пара;

Е — паровой стационарный котел с естественной циркуляцией с вом и без перегрева пара;

Еп — паровой стационарный котел с естественной циркуляцией с вом пара и промежуточным перегревом;

В табл. 4-1—4-4 приведены основные данные по стационарным энергетическим паровым котлам большой паропроизводительности и водогрейным теплофикационным котлам.

В обозначениях типоразмеров котлов первое число означает паропроизводительность, *т/ч*; второе — давление пара, *кгс/см²*. Эти обозначения относятся к котлам с топочными устройствами для сжигания топлива при сухом шлакоудалении.

В обозначениях котлов с топками для сжигания других видов топлива вводятся следующие дополнительные индексы:

К — для комбинированного сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива;

М — для сжигания мазута;

Г — для сжигания газа;

ГМ — для сжигания газа и мазута.

Кроме того, вводятся индексы, обозначающие:

С — слоевая топка;

Ж — жидкое удаление шлака;

2 — котел в двухкорпусном исполнении.

Примеры условных обозначений котлов:

Пп-640-140 ГОСТ 3619—69 означает: паровой котел Пп с камерной топкой при сухом шлакоудалении паропроизводительностью 640 *т/ч* на давление 140 *кгс/см²*;

Пп-640-140Ж ГОСТ 3619—69 — то же, при жидком шлакоудалении;

Пп-640-140К ГОСТ 3619—69 — то же, с топкой для сжигания твердого топлива, газа и мазута (комбинированное сжигание).

При двухкорпусном исполнении котла для блочных установок в конце обозначений типоразмеров котлов, указанных в табл. 4-1, добавляется цифра 2 Например: паровой котел Пп-640-140-2К ГОСТ 3619—69.

При составлении технической документации допускается после обозначения типоразмера котлов по ГОСТ 3619—69, указанных в табл. 4-1, ставить в скобках заводское обозначение (товарный знак) предприятия-изготовителя.

Основные параметры паровых стационарных котлов (ГОСТ 3619—69)

Номинальная производительность парового котла — наибольшая паропроизводительность, которую котел должен обеспечить в длительной эксплуатации при номинальных величинах параметров пара и питательной воды или при некоторых допустимых отклонениях этих величин.

Номинальное давление пара — наибольшее рабочее допустимое

Табл

Номинальные значения основных параметров паровы котлов

Тип котла	Типоразмер	Паропроизводительность, *т/ч*	Давление пара, *кгс/см²*	Температура пара, °С	Температура промежуточного перегрева, °С
Е	Е- 90-100	90	100	540	—
	Е-120-100	120			
	Е-160-100	160			
	Е-220-100	220			
	Е-210-140	210	140	570	—
	Е-320-140	320			
	Е-420-140	420			
	(Е-480-140)	480		545	—
	(Еп-500-140)	500	140	570	570
	Еп-640-140	640		545	545
Пп	(Пп-500-140)	500	140	570	570
	Пп-640-140	640		545	545
	Пп- 950-255	950	255	565	570
	Пп-1600-255	1600		545	545
	Пп-2500-255	2500			

Примечания. 1. Турбины и котлы, поставляемые в районы с дешев вом и работающие на мазуте, сланце и торфе, а также в других необхо чаях допускается устанавливать на давление 140 и 255 *кгс/см²* с темпера и температурой промежуточного перегрева 545° С.

2. При поставке котлов в районы с дешевым топливом температура воды для них может приниматься при давлении 140 *кгс/см²* — 210° С, а п 255 *кгс/см²* — 240° С. При техническом обосновании могут изготовлят имеющие типоразмеры, заключенные в скобки.

пературы пара, которые должны обеспечиваться непосредственно за пароперегревателями при номинальных значениях давления пара, температуры питательной воды и паропроизводительности, а в котлах с промежуточным перегревом пара — также и при номинальных значениях остальных параметров промежуточного перегрева с допускаемыми отклонениями указанных параметров.

Номинальная температура питательной воды — температура воды, принятая при проектировании котла для номинальной паропроизводительности перед входом в экономайзер (до отвода в пароохладитель или при отсутствии экономайзера — в барабан котла).

Указанные в табл. 4-1 номинальные значения паропроизводительности котлов давлений и температур пара должны обеспечиваться при сжигании основного топлива, принятого при проектировании котлов.

При сжигании других видов топлива паропроизводительность котла и температура пара должны согласовываться с заказчиком. Такое согласование не требуется для унифицированных серийно выпускаемых котлов неблочных установок при изменении паропроизводительности в пределах 10% от номинальной.

Котлы, предназначенные для работы при давлении 40 *кгс/см²*, допускают работу при температуре питательной воды не ниже 104° С. Исключение составляют котлы, работающие на топливах с приведенным содержанием серы:

$$S^{p}_{п} \geqslant 0{,}2 \frac{\%}{10^{3} ккал/кг}.$$

Для котлов, работающих при давлении 100 *кгс/см²* и выше, допускается эксплуатация с выключенными регенеративными подогревателями высокого давления и температурой питательной воды не ниже 145° С.

В табл. 4-2 указаны допустимые пределы отклонений от номинальных значений температуры пара в котлах.

Таблица 4-2

Допустимые отклонения температуры пара в котлах

Температура пара, °С	Температура пара промежуточного перегрева, °С	Предельное отклонение, °С
225	—	+ 25 — 15
250	—	+ 25 — 15
440	—	+ 10 — 15
540—570	545—570	+ 5

При изменении температуры питательной воды в пределах ± 10° С от
нальной и при нормативной величине непрерывной продувки должны
обеспечены паропроизводительность котла и температура пара, приве
в табл. 4-1 (с учетом допускаемых отклонений, указанных в табл. 4-2).

Энергетические паровые котлы изготовляют на следующих отечест
заводах:

таганрогский завод «Красный котельщик» (ТКЗ), выпускающий ба
ные и прямоточные паровые котлы с заводским индексом ТП и ТГМ,
грейный котел ПТВМ-100;

Барнаульский котельный завод (БКЗ), выпускающий барабанные
с заводским индексом БКЗ, водогрейные котлы ПТВМ-180, ПТВМ-100;

Белгородский котельный завод (БелКЗ), изготовляющий барабанные
с заводским индексом Б или БКЗ;

Бийский котельный завод (БиКЗ), выпускающий барабанные
типа ДКВр;

Дорогобужский котельный завод, изготовляющий водогрейные
ПТВМ-50, ТВГМ-30, ТВГ-8 и ТВГ-4.

Выбор паропроизводительности и числа энергетических парогенераторов (паровых котлов)

На ТЭС могут устанавливаться как барабанные, так и прямоточные
генераторы.

Барабанные парогенераторы в основном устанавливаются на ТЭЦ с
тическими параметрами и на КЭС, работающих на морской воде.

На КЭС применяются блочные схемы с промежуточным перегрево
(один парогенератор — турбина).

Блочные схемы могут применяться и на ТЭЦ для агрегатов с проме
ным перегревом.

При сжигании сланцев и торфа, а также на изолированных электр
циях или в небольших энергосистемах для блоков 200 и 300 *МВт* допус
установка двух парогенераторов на один турбоагрегат.

Для ТЭЦ с преобладающей отопительной нагрузкой выбор схемы не
ментируется. Выбор определяется соотношением единичной произво
ности парогенераторов и расходов пара на отдельные турбины. При н
благоприятных условий предпочтение отдается блочным схемам. При пр
дании на ТЭЦ паровой нагрузки применяется схема с поперечными св
Турбоагрегаты ПТ-135 и Р-100 устанавливаются с двумя парогенерат
Для обеспечения паропроизводительности последних выше 400 *т/ч* они д

Таблица 4-3

Техническая характеристика котельных агрегатов большой производительности (ГОСТ 3619—69)

Марка котлоагрегата		Производительность		Электрическая мощность	Параметры пара			Температура питательной воды, °С	Топливо	Температура уходящих газов, °С	Расчетный к. п. д. брутто, %	Вес металлической части котла, *т*	Цена, тыс. руб.
					Давление на выходе, *ата*	Температура, °С							
ОСТ 3619—69	заводская	*т/ч*	*кг/с*	*МВт*		первичного пара	вторичного пара						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Изготовитель: таганрогский завод «Красный котельщик»													
500/255Ж-2	ТПП-200-1	2500	695	800	255	565	575	270	АШиТ	123	91,5	10 754	9360
50/255ГМ	ТГМП-314	950	264	300	255	565	570	260	Газ Мазут	120 135	94,6 93,7	4700	
50/255Ж	ТПП-312А	950	264	300	255	565	570	260	Отходы ГСШ	136	92,4	4840	
50/255Ж-2	ТПП-210А	950	264	300	255	565	570	260	АШ Тощие угли	131 154	90,0	4500	3190
50/255ГМ-2	ТГМП-114	950	264	300	255	565	570	260	Газ Мазут	109 160	94,0 91,7	4200	2895
50/255ГМ	ТГМП-324А	950	264	300	255	545	545	—	Газ Мазут	— —	95,2 94,7	5400	
0/140Ж-2	ТП-100/А	640	178	200	140	570	570	230	АШ Газ	132 122	87,0 92,0	3500	2000
0/140-2	ТП-108	640	178	200	140	570	570	230	Фрезерный торф	135	89,7	5113	3500

Продолжение таблицы 4-3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
/135-2	ТП-101	640	178	200	135	540	540	240	Эстонские сланцы	178	86,88	6650	3950
/140ГМ	ТГМ-94	500	139	150	140	570	570	230	Газ Мазут	133 166	92,0 91,2	2087	1355
/140	ТП-92	500	139	150	140	570	570	230	Каменный уголь	—	—	2020	1355
'140ГМ	ТГМ-96БС	480	133	—	140	570	—	230	Газ Мазут	122 151	92,84 91,73	1756	1080
'140ГМ	ТГМ-84Б	420	116	—	140	570	—	230	Газ Мазут	— —	91 90	—	—
'140	ТП-81	420	116	—	140	570	—	230	Кузнецкий каменный уголь		91,52	—	—
'140Ж	ТП-87-1	420	116	—	140	570	—	230	АШиТ	120—124	91,22; 92,55		
									Сухой каменный уголь	126—144	91;87	1877	1180
									Газ		94,57		
'100ГМ	ТГМ-151	220	61	50	100	540	—	215	Газ Мазут	123 157	92,74 91,55	775	435
'100	ТП-13/А	220	61	50	100	540	—	215	Каменный уголь	125	92,58	1065	450
'100	ТП-13/Б	220	61	50	100	540	—	215	Каменный уголь Доменный, кок-	155	87,7	1065	450

Продолжение таблицы 4-3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Изготовитель: Подольский машиностроительный завод им. С. Орджоникидзе													
500/255	П-49-2	1600	444	500	255	565	570	277	Назаровский бурый уголь	131	91,7	9430	—
50/255	П-39-П	950	264	300	255	565	570	265	Экибастузский уголь	138	91,7	4700	—
50/255ГМ	ПК-41-2	950	264	300	255	565	570	265	Газ, мазут	—	—	3300	—
50/255Ж	ПК-50-2	950	264	300	255	565	570		Тощие угли	—	—	4740	—
50/140К	П-55-2	660	180	200	140	550	540	240	Каменный уголь Газ	151 137	90,3 92,8	3650	—
50/140ГМ	П-56	660	180	200	140	540	540	248	Газ, мазут	129 147	93,0 92,6	3100	
0/140	ПК-40	640	178	200	140	570	570	240	Каменный уголь	—	—	2570	—
0/140ГМ	ПК-47-2	640	178	200	140	570	570	240	Газ, мазут	—	—	2300	—
/100	ПК-14 и ПК-10	220	61	50	100	540	—	215	Бурый уголь, газ	152	86,0	1065	450
Изготовитель: Барнаульский котельный завод													
/140Ж	БКЗ-420-140ПТ-1	420	116	—	140	550	—	230	Назаровский уголь	145	90,5	2200	
/140	БКЗ-420-140-3	420	116	—	140	570	—	230	Экибастузский уголь	132	91,7	1890	1020
/140	БКЗ-320-140/25	320	89	100	140	550	550	230	Корейский АШ	127	86,5	2200	1185
/140	БКЗ-320-140	320	89	100	140	570	—	230	Экибастузский уголь	154	90,2	1500	775
-140ГМ	БКЗ-320-140ГМ	320	89	100	140	570	—	230	Газ Мазут	130 170	93,0 91,5	1045	710

Продолжение таблицы 4-3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
100	БКЗ-220-100Ф	220	61	50	100	540	—	215	Экибастузский каменный уголь	126	92,0		
									Подмосковный бурый уголь	150	90,0		
									Фрезерный торф	160	87,5	921	450
100	БКЗ-220-100-5	220	61	50	100	540	—	215	Бикинский бурый уголь	148	88,1	1063	450
140	БКЗ-210-140Ф	210	58	—	140	570	—	230	Каменный уголь	124	92,3		
									Бурый уголь	166	90,5	1040	540
									Фрезерный торф	162	87,3		
100	БКЗ-160-100Ф	160	44	—	100	540	—	215	Каменный и бурый уголь, торф	130	90,5	772	345
100ГМ	БКЗ-160-100ГМ	160	44	—	100	540	—	215	Природный газ	130	93,0		
									Мазут	170	91,5	567	310
.00ГМ	БКЗ-120-100ГМ	120	33	—	100	540	—	215	Природный газ	130	93,0		
									Мазут	170	91,5	485	215
)	БКЗ-75-40	75	21	—	40	440	—	145	АШ, каменный и бурый уголь, торф	131 125	89,3 92,3 86,7	340	130,0
)ГМ	БКЗ-75-40ГМ	75	21	—	40	440	—	145	Газ	140	91,0		106,8
									Мазут	180	88,3	262,0	92,3

Таблица 4-4

Водогрейные теплофикационные котлы

Марка котла	Теплопроизводительность, *Гкал/ч*	Давление воды на выходе, *кгс/см²*	Температура воды, °С		Поверхность нагрева, *м²*		Расход воды, *т/ч*	Вес котла, *т*
			на входе	на выходе	радиационная часть	конвективная часть		
КВГМ-180	180	25	104	150	497	550	3860	229
КВГМ-100	100	25	104	150	408	2960	1235/2140	168
КВГМ-50	50	25	70	150	196	1170	618/1250	119
КВГМ-30	30	25	70	150	108	635	372	70
ТВГМ-8	8,3	25	70	150	231	—	—	10,4
ТВГ-4	4,3	25	70	150	160	—	—	8

Примечание. Котел ПТВМ-180 предназначен для установки на ТЭЦ для покрытия пиков теплофикационной нагрузки. Расход воды равен 3869 *т/ч*. Котлы ПТВМ-100 и ПТВМ-50 могут быть использованы для покрытия пиков теплофикационных нагрузок на ТЭЦ и как основной источник теплоснабжения в районных отопительных котельных. Расход воды: 1235 при пиковом режиме—2140 *т/ч*; при базовом режиме—1235 *т/ч*; ПТВМ-50 при пиковом режиме—1250 *т/ч*; при базовом — 600 при пиковом режиме—2140 *т/ч*; при базовой режиме—1235 *т/ч*.

Котел ТВГМ-30 предназначен для использования в качестве основного источника теплоснабжения для установки в районных отопительных котельных. Расход воды через котел 372 *т/ч*.

Котлы ТВГ-8 и ТВГ-4 предназначены для установки в районных отопительных котельных.

Паропроизводительность и число энергетических парогенерато
раются:

а) для блочных КЭС — по максимальному пропуску острого
турбину с учетом собственных нужд и запасом до 3%;

б) для неблочных КЭС — по максимальному пропуску острого
турбины с учетом собственных нужд и запасом до 3%. При ра
в энергосистемах установка дополнительных парогенераторов (резер
монтных) не предусматривается;

в) для блочных ТЭЦ — по максимальному пропуску острого
турбину с учетом собственных нужд и запасом до 3%. При выходе
одного блока оставшиеся с учетом работы всех пиковых котлов дол
печить средний за наиболее холодный месяц отпуск тепла на отоп
тиляцию и горячее водоснабжение;

г) для неблочных ТЭЦ — по максимальному расходу пара с
при выходе из работы одного парогенератора оставшиеся, включа
обеспечили максимально длительный отпуск пара на производство
за наиболее холодный месяц отпуск тепла на отопление, вентиляцию
водоснабжение.

При этом допускается снижение электрической мощности на ве
мого крупного агрегата ТЭЦ.

Покрытие максимума тепловой нагрузки отопления производит
специальных пиковых котлов, а иногда (при наличии парового р
счет отборов турбин.

В качестве топлива для пиковых котлов принимается мазут неза
вида топлива, принятого для основных парогенераторов ТЭЦ.

В табл. 4-5 и 4-6 приведены основные типы и производительност
раторов, соответствующих мощностям турбин, устанавливаемых
и ТЭЦ.

Та

Производительность парогенераторов для турбин

Характеристика ТЭЦ	Производительност парогенератора, *т*
ТЭЦ с турбоагрегатами от 50 до 100 *МВт*	420—480 (барабан
ТЭЦ на торфе	320 (барабанный)
ТЭЦ с турбоагрегатами Т-250-240	950 (прямоточный)

Таблица 4-6

Типы парогенераторов, комплектуемых с турбинами КЭС

Мощность блока, *МВт*	Тип парогенератора	Топливо	Примечание
200 (Турбина ЛМЗ)	ТП-100 (барабанный)	Каменные угли	Моноблок
	БКЗ-640-140 (барабанный)	Бурые угли	Моноблок
	ПК-47 (прямоточный)	Природный газ, мазут	Дубль-блок
300 (Турбина ЛМЗ)	Пп-950/255-2К (прямоточный двухкорпусный)	Твердое топливо	Дубль-блок
	Пп-950/255ГМ (прямоточный однокорпусный)	Природный газ, мазут	Моноблок
500 (Турбина ХТГЗ)	Пп-1600/255	Твердое топливо	Моноблок
800 (Турбина одновальная ЛМЗ)	Пп-2500/255Ж-2 (прямоточный двухкорпусный)	Каменные угли	Дубль-блок
	(прямоточный однокорпусный)	Канско-ачинский бурый уголь	Моноблок
	(прямоточный однокорпусный под наддувом)	Природный газ, мазут	Моноблок

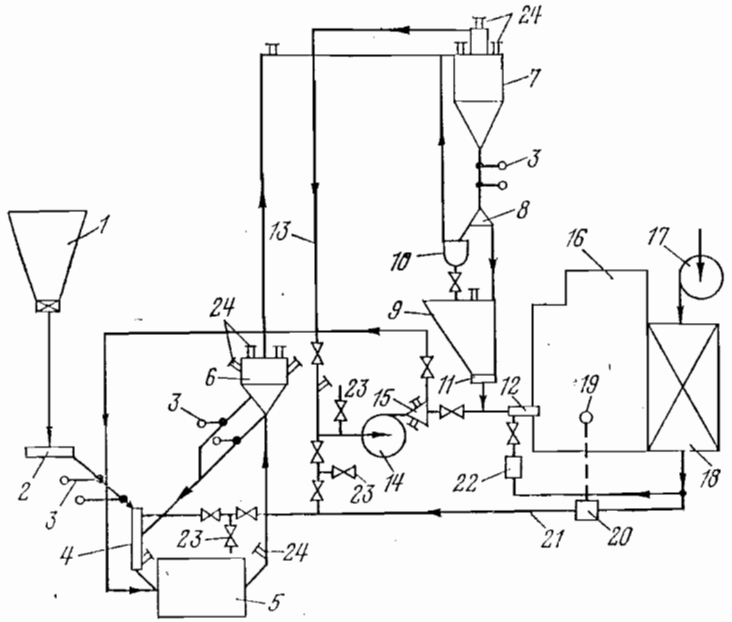


Рис. 4-1. Замкнутая система пылеприготовления с шаровыми барабанными мельницами и промежуточным бункером пыли:

1 — бункер угля; *2* — питатель угля; *3* — мигалка; *4* — наклонный короб; *5* — мельница; *6* — сепаратор; *7* — циклон; *8* — перекидной шибер; *9* — бункер пыли; *10* — шнек для передачи пыли другим системам; *11* — питатель пыли; *12* — горелка; *13* — газопровод от циклона к мельничному вентилятору; *14* — мельничный вентилятор; *15* — напорный короб вентилятора; *16* — котел; *17* — дутьевой вентилятор; *18* — воздухонагреватель; *19* — отбор топочных газов на сушку; *20* — смеситель; *21* — подвод воздуха и газов к мельнице; *22* — подвод вторичного воздуха; *23* — клапан присадки холодного воздуха; *24* — взрывной клапан.

§ 4-2. ПОДГОТОВКА ТВЕРДОГО ТОПЛИВА К СЖИГАНИЮ

Пылеприготовительные установки

Системы пылеприготовления выполняются индивидуальные и центральные.

Индивидуальная система пылеприготовления обслуживает в основном свой парогенератор, обладая в то же время возможностью передавать часть пыли соседним агрегатам.

Оборудование индивидуальной системы пылеприготовления обычно размещают перед фронтом обслуживаемого ею парогенератора. Выбор системы пылеприготовления, мельниц и других элементов определяется свойствами топлива,

для всех парогенераторов ТЭС на центральном пылезаводе (ЦПЗ). пыль транспортируется по пылепроводам к парогенераторам.

Преимущественное распространение получили индивидуальные пылеприготовления, характеризующиеся меньшими затратами, дос простотой и экономичностью.

В последнее время на мощных ТЭС, сжигающих большое количест дого топлива, начинают применять системы пылеприготовления Системы пылеприготовления могут выполняться как по замкнутой, разомкнутой системам движения сушильного агента. В замкнутых сис шильный агент вместе с пылью и водяными парами поступает в то разомкнутых (после тщательной предварительной очистки от пыли) вается в атмосферу.

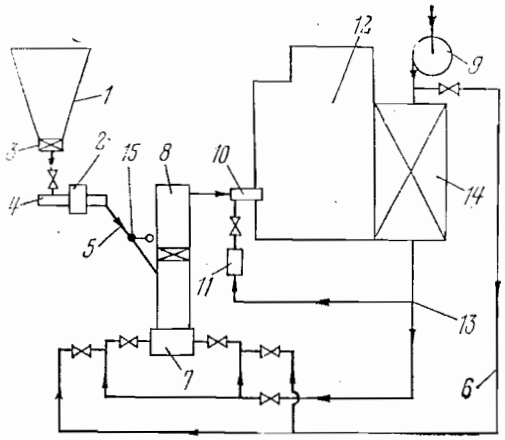


Рис. 4-2. Индивидуальная система пылеприготовления с молотковыми (или среднеходными) мельницами:

1 — бункер топлива; *2* — весы; *3* — шибер; *4* — питатель топлива; *5* — течка сырого топлива; *6* — присадка холодного воздуха; *7* — мельница; *8* — шахта; *9* — дутьевой вентилятор; *10* — горелка; *11* — короб вторичного воздуха; *12* — котел; *13* — воздухопровод; *14* — воздухоподогреватель; *15* — мигалка.

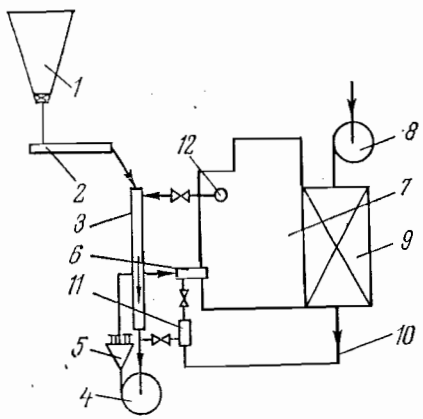


Рис. 4-3. Индивидуальная система пылеприготовления с мельницей-вентилятором (с прямым вдуванием пыли из мельниц в топку):

1 — бункер сырого топлива; *2* — питатель; *3* — шахта-сушилка; *4* — мельница-вентилятор; *5* — распределительный короб; *6* — горелка; *7* — топка; *8* — дутьевой вентилятор; *9* — воздухоподогреватель; *10* — воздухопровод; *11* — воздушный короб; *12* — окно для забора газов из топки.

1. Замкнутая система пылеприготовления с шаровыми барабанными мельницами и промежуточным бункером пыли (рис. 4-1).

2. Индивидуальная система пылеприготовления с молотковыми или среднеходными мельницами и мельницами-вентиляторами, с прямым вдуванием пыли из мельниц в топку (рис. 4-2, 4-3).

Индивидуальная система пылеприготовления, работающая по разомкнутому циклу, изображена на рис. 4-4.

Эта система громоздка и дорога. Применение ее экономически целесообразно и оправдано лишь для размола высоковлажных бурых углей с приведенной влажностью $W^{п} > 20\%$ (в молотковых мельницах). Системы пылеприготовления с ЦПЗ обычно выполняются по разомкнутому циклу (рис. 4-5).

Помимо высокой производительности получение более качественной пыли и уменьшение энергии на размол топлива ЦПЗ позволяет унифицировать компоновку ячейки блока.

При выборе типа мельниц необходимо учитывать их особенности. Так, например, шаровые барабанные мельницы характеризуются большими размерами, высокой начальной стоимостью и значительным расходом электроэнергии на размол топлива. Применять их следует для трудноразмалываемых и низко-

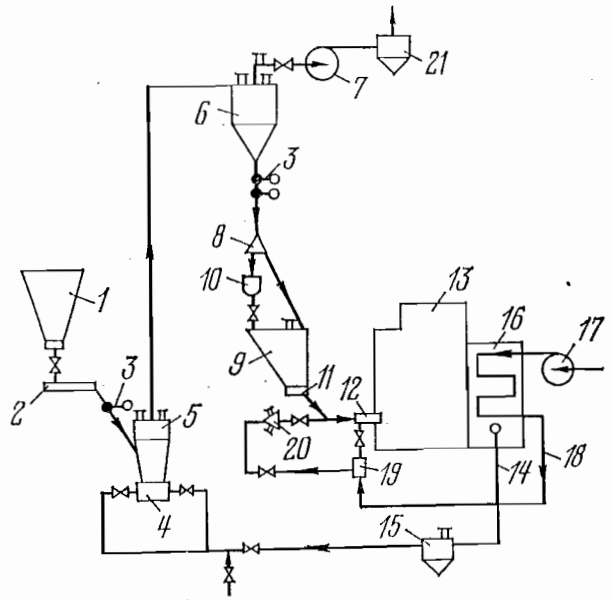


Рис. 4-4. Индивидуальная система пылеприготовления, работающая по разомкнутому циклу:

1 — бункер сырого угля; *2* — питатель угля; *3* — мигалка; *4* — мельница; *5* — сепаратор; *6* — циклон; *7* — вентилятор; *8* — перекидной шибер; *9* — бункер пыли; *10* — шнек; *11* — питатель пыли; *12* — горелка; *13* — котел; *14* — отбор уходящих газов на сушку; *15* — золоуловитель; *16* — воздухоподогреватель; *17* — дутьевой вентилятор; *18* — воздухопровод горячего воздуха; *19* — короб вторичного воздуха; *20* — короб первичного воздуха; *21* — пылеуловитель.

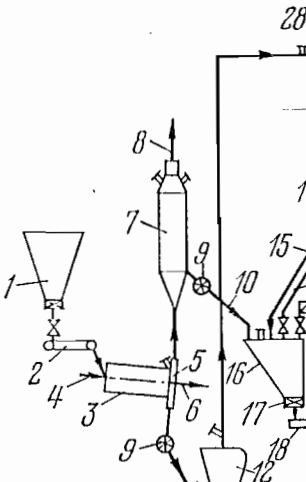


Рис. 4-5. Центральная система сушки и пылеприготовления, работающая по разомкнутому циклу (ЦПЗ):

1 — бункер сырого угля; *2* — питатель угля; *3* — сушилка; *4* — подвод пара в сушилку; *5* — разгрузочная камера; *6* — отвод конденсата; *7* — электрофильтр; *8* — в атмосферу; *9* — шлюзовый затвор; *10* — сброс отделенной пыли в бункер; *11* — мельница; *12* — сепаратор; *13* — циклон; *14* — мигалки; *15* — сброс пыли из циклона; *16* — бункер пыли; *17* — отсекающий шибер; *18* — насос для подачи пыли; *19* — трубопровод сжатого воздуха; *20* — подача пыли в котельную; *21* — воздухопровод; *22* — мельничный вен-

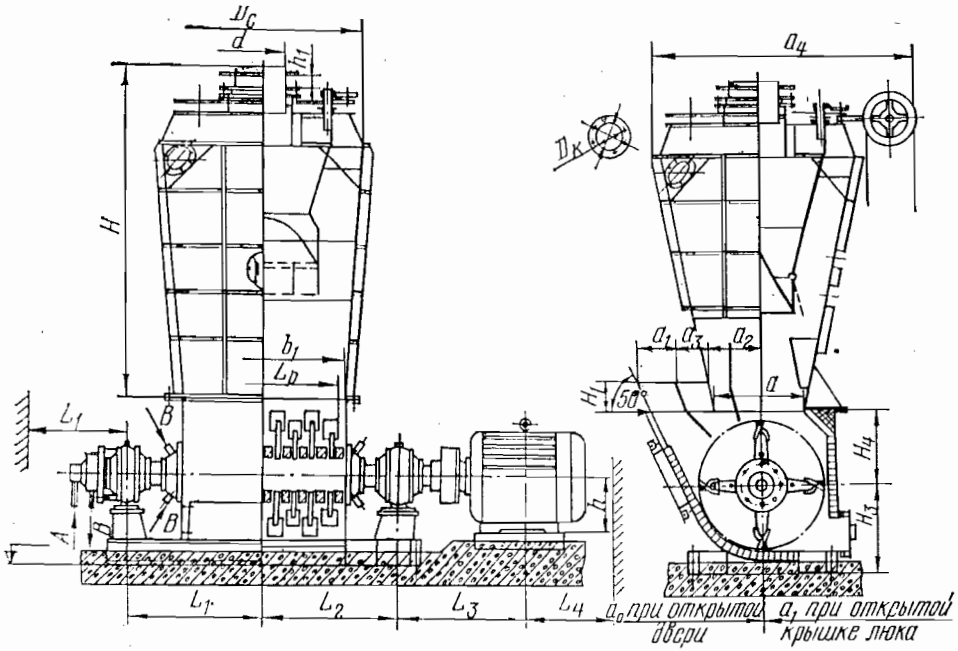


Рис. 4-6. Мельница молотковая тангенциальная типа ММТ 2000/2590/590:

ных углей с $K_{ло} < 1{,}2$, а также для топлив с большим содержанием колчедана ($S_к^р = 6 - 7\%$). Лабораторный коэффициент размолоспособности топлива ($K_{ло}$ характеризует отношение расходов энергии на помол эталонного и определяемого топлива. Для мягких топлив $K_{ло}$ больше, а для твердых меньше, чем у эталонного топлива, где он равен единице.

Характеристика шаровых барабанных мельниц дана в табл. 4-7.

В молотковых мельницах (рис. 4-6) размалываются сравнительно мягкие топлива и топлива, имеющие значительный выход летучих, что позволяет осуществлять более грубый размол топлива. К таким топливам относятся торф, бурые угли, сланцы и каменные угли с большим выходом летучих.

Среднеходные мельницы применяются для размола каменных углей, у которых $A^с < 30\%$.

Мельницы-вентиляторы применяются для размола торфа и мягких бурых углей.

Данные о молотковых тангенциальных, аксиальных и аксиально-тангенциальных мельницах, выпускаемых Черновицким и Сызранским машиностроительными заводами, приведены в табл. 4-8—4-10.

Выбор систем пылеприготовления и мельни

Общие положения

При осуществлении на блочных электрических с систем пылеприготовления с промежуточным бункером, как правило, у ливаются две шаровые барабанные мельницы на блок.

Для парогенератора производительностью 500 *т/ч* и менее неблочны трических станций допускается установка одной мельницы. При этом быть обеспечена связь по пыли между соседними системами пылепр ления.

Если на парогенератор устанавливаются две мельницы, связь п должна быть обеспечена с одним соседним парогенератором.

Производительность установленных мельниц должна составлять 115% номинальной производительности парогенератора.

При установке молотковых и среднеходных мельниц и мельниц-вен ров система пылеприготовления (при выполнении индивидуальной с обычно выполняется с прямым вдуванием.

На парогенератор производительностью 400 *т/ч* и более должно уст ваться не менее трех молотковых мельниц, а на парогенератор меньшей водительностью — не менее двух.

При останове одной из мельниц остальные должны обеспечивать н 90% номинальной производительности парогенератора. При выхо строя одной из трех-четырех мельниц, установленных на один па ратор, 90% его производительности достигается форсированием работ мельниц.

При установке молотковых или среднеходных мельниц в системе приготовления с пылевым бункером коэффициент запаса по произво ности выбирается: при установке двух мельниц на парогенератор — 1 установке трех мельниц — 1,2, четырех и более мельниц — 1,1.

Производительность питателей сырого угля принимается с коэффи запаса 1,1 к производительности мельниц.

Производительность питателей пыли выбирается из расчета обес номинальной производительности парогенератора при работе всех ми с нагрузкой 70—75% от номинальной.

Питатели сырого угля для молотковых мельниц в системах с прямы ванием и питатели пыли должны снабжаться электродвигателями с в ностью широкого регулирования числа оборотов (до 1 : 5).

Для блоков 300 *МВт* применяется индивидуальная система пылепр ления.

Центральный пылезавод с паровыми сушилками применяется, ка вило, для электрических станций с блоками 500, 800 *МВт*, снабжаемы

Таблица 4-7

Шаровые барабанные мельницы

Тип мельницы	Производительность по АШ, *т/ч*	Диаметр барабана, *мм*	Длина барабана, *мм*	Число оборотов барабана *об/мин*	Мощность главного электродвигателя, *КВт*	Предельная шаровая загрузка, *т*	Вес мельницы без электрооборудования, шаров, смазки, вспомогательного оборудования, *т*
ШБМ 207/265 (Ш-4)	4	2070	2650	23	160	10	23,5
ШБМ 220/330 (Ш-6)	6	2200	3300	21,8	200	14	27,3
ШБМ 250/390 (Ш-10)	10	2500	3900	20,0	400	25	40,5
ШБМ 287/410 (Ш-12)	12	2870	4100	18,7	500	30	56,2
ШБМ 287/470 (Ш-16)	16	2870	4700	18,7	500	35	69,0
ШБМ 320/570 (Ш-25А)	25	3200	5700	17,83	800	50,6	98,8
ШБМ 340/737 (Ш-32)	32	3400	7370	17,2	1000	80	152
ШБМ 370/760 (Ш-38)	38	3700	7600	17,5	1250	80	175
ШК 380/550	25	3800	5500	14,7	520×2	70	—
ШК 380/550	32	3800	5500	18,5	630×2	70	—
ШБМ 370/850 (Ш-50А)	50	3700	8500	17,62	2000	100	168,3
ШБМ 400/1000 (Ш-70)	70	4000	10 000	17,14	2460	138	246,5
НШБМ 340/1360 (НШ-70)	70	3400	13 600	17,20	2000	133—135	253

Примечания: 1. В графе «Тип мельницы» дробь в марке шаровых барабанных мельниц (ШБМ) означает: числитель — диаметр барабана по средней линии выступов брони, *см*; знаменатель — длина барабана, *см*; а дробь в марке шаровых конических мельниц ШК означает: числитель — длина цилиндрической части барабана, *см*; знаменатель — длина барабана, *см*. Объем барабана — 43,7 $м^3$, эквивалентный диаметр барабана — 318 *см*.

2. Мельницы Ш-25А, Ш-50А, Ш-70 предназначены для размола до пылевидного состояния антрацитового штыба, каменных и бурых углей и сланцев. Производительность этих мельниц дается по АШ при $R_{88} = 7\%$.

3. Невентилируемая шаровая барабанная мельница НШ-70 предназначена для размола подсушенного угля на пылевых заводах. Производительность мельницы дана по АШ при $R_{88} = 7\%$.

4. Мельницы Ш-70 и НШ-70 имеют фрикционный привод.

При сжигании сухих каменных углей (типа экибастузских) для блоков 500—800 *МВт* могут применяться индивидуальные системы пылеприготовления с молотковыми мельницами.

Бункера сырого топлива. Полезная емкость бункеров сырого топлива должна приниматься: для каменных углей и АШ — не менее 8-часового запаса; для бурых углей и сланцев — 5-часового; для торфа — 3-часового запаса.

Промежуточные бункера пыли. Промежуточные бункера пыли в пароге-раторном цехе должны иметь полезную емкость, обеспечивающую не менее 2—2,5-часовой запас пыли от номинальной потребности парогенератора (свыше «несрабатываемой» емкости бункера, необходимой для обеспечения надежной работы пылепитателей).

Барабанные мельницы типов ШБМ и ШК выпускаются Сызранским заводом тяжелого машиностроения и Ново-Краматорским машиностроительным заводом.

Таблица 4-8

Молотковые мельницы Черновицкого машиностроительного завода

Тип мельницы	Производительность, *т/ч*	Число оборотов *n*, *об/мин*
	Тангенциальные	
ММТ 1000/470/980	1,9/3,3	980
ММТ 1000/710/980	2,9/5,0	980
ММТ 1000/950/980	3,9/6,0	980
ММТ 1300/1310/740	6,0/10,8	740
ММТ 1300/2030/735	9,4/16,7	735
ММТ 1500/1910/740	13,4/23,4	740
ММТ 1500/2510/740	17,6/30,6	740
ММТ 1500/3230/740	22,6/39,7	740
	Аксиальные	
ММА 1000/470/980	2,0/3,5	980
ММА 1000/710/980	3,0/5,2	980
ММА 1300/950/740	4,6/8,1	740
ММА 1500/1190/740	8,3/14,5	740
ММА 1500/1670/740	11,7/20,4	740
ММА 1660/2030/740	14,4/24,0	740

Примечания: 1. В графе «Производительность» числитель дроби означает производительность тангенциальных и аксиальных мельниц при размоле львовско-волынских углей, а знаменатель — производительность их при размоле подмосковных.

2. Обозначение ММА 1000/470/980М в графе «Тип мельницы» расшифровывается следующим образом: мельница молотковая с аксиальным подводом воздуха, с диаметром ротора 1000 *мм*, длиной ротора — 470 *мм*, с числом оборотов 980 *об/мин*.

Таблица 4-9

Молотковые мельницы Сызранского завода тяжелого машиностроения

Тип мельницы	Производительность, *т/ч*	Диаметр ротора, *мм*	Длина ротора, *мм*	Число оборотов, *об/мин*	Мощность главного двигателя, *кВт*	Вес мельницы, *т*
Мельница молотковая (тангенциальная) ММТ 2000/2590/590	40	2000	2590	590	630	43,4
То же, ММТ 2000/2590/730	60	2000	2590	730	800	45,2
То же, ММТ 2600/2590/590	40	2600	2550	590	1600	60

Таблица 4-10

Мельницы молотковые аксиально-тангенциальные (АТМ)

Характеристика мельниц	Типоразмеры мельниц			
	2600/3350/590	2000/3230/740	1600/2390/735	1500/1550/735
Производительность по бурому углю, *т/ч*	70	58	32	17
Диаметр ротора, *мм*	2600	2000	1600	1500
Длина ротора по наружным плоскостям бил, *мм*	3350	3230	2390	1550
Частота вращения, *об/мин*	590	740	735	735
Температура сушильного агента, °С	295	420	500	515
Мощность электродвигателя, *кВт*	800	550	500	320
Вес мельницы без электродвигателя, *т*	38,75	37,5	29,1	18,43
Вес ротора мельницы, *т*	—	12,2	6,15	3,5
Габариты, *мм*:				
длина	—	6600	6175	2800
ширина	—	2810	2050	2340
высота	—	2885	2290	2265

Таблица 4-11

Мельницы-вентиляторы

Тип мельницы	Производительность, *т/ч*	Число оборотов ротора, *об/мин*	Мощность электродвигателя, *кВт*	Вес мельницы без электрооборудования, *т*	Ширина лопаток, *мм*
МВ1050/270/1470	5,5	1470	75	6,1	270
МВ1050/400/1470	7,5	1470	125	6,8	400
МВ1600/400/980	12,5	980	200	18,3	400
МВ1600/600/980	17,5	980	250	21,0	600
МВ2100/800/735	30,0	735	500	50,0	800
МВ2700/850/590	44,5	590	800	66,0	850
МВ3300/800/490	58,0	490	800	—	800

Примечания: 1. Обозначение МВ 1050/270/1470 расшифровывается следующим образом: мельница-вентилятор с диаметром ротора 1050 *мм*, с рабочей шириной лопаток 270 *мм*, числом оборотов ротора 1470 *об/мин*.

2. Производительность мельниц-вентиляторов (кроме МВ3300/800/490, производительность которой дана по болгарским углям) указана по бурому углю $K_{ло} = 1{,}7$ при крупности дробления $R_5 = 20\%$ и тонкости помола $R_{88} = 55\%$.

Таблица 4-12

Мельницы валковые среднеходные Сызранского завода тяжелого машиностроения

Основные характеристики мельниц	Типы мельниц					
	МВС-240	МВС-175	МВС-160	МВС-125	МВС-105	МВС-90
Производительность, *т/ч*	50	32	25	11,5	6,5	4,5
Диаметр размольного стола, *мм*	2400	1750	1600	1250	1050	900
Диаметр размольного валка, *мм*	1120	—	1220	950	800	690
Число оборотов размольного стола, *об/мин*	41	—	48,5	59,4	64,6	78,2
Вес мельницы, *т*	144,2	—	50	23	17	12
Мощность электродвигателя, *кВт*	500	550	400	200	125	75

Сушилки. Для сушки углей применяются сушилки трубчатые типа СТ-4000 Сызранского завода тяжелого машиностроения. Производительность сушилки 100—140 *т/ч*, на 4,9—11,76 *об/мин*, с мощностью электродвигателя 42 *кВт*.

Питатели угля комбинированные. Комбинированный питатель угля выпускается Сызранским заводом тяжелого машиностроения. Предназначен для равномерной подачи угля от бункера к дробильным аппаратам.

Расчетная производительность 15,8 *т/ч*.

Предел регулирования производительности 1 : 5.

Вес питателя 21 770 *кг*.

Сепараторы пыли центробежные. Черновицким машиностроительным заводом для молотковых мельниц ММА и ММТ выпускаются центробежные сепараторы пыли СПММА и СПММТ и инерционные сепараторы пыли СММА и СММТ.

Для ШБМ типоразмеров Ш-4, Ш-6, Ш-8 и Ш-10, Ш-12 и Ш-16, Ш-20, Ш-25, Ш-32, Ш-50 и Ш-70 заводом выпускаются сепараторы пыли СП-2А (ЦКТИ) с диаметром от 2050 до 5750 *мм*.

Для взрывобезопасных и взрывоопасных топлив заводом изготавливаются в двух вариантах пылевые циклоны типа НИИОГАЗ с диаметром от 750 до 4250 *мм*.

Для транспортирования пыли от центрального пылезавода в бункера котельных выпускаются пневмовинтовые насосы диаметром 200 и 250 *мм*, имеющие производительность в 25 и 50 *т* угольной пыли в час.

Таблица 4-13

Сепараторы угольной пыли

Тип сепаратора	ТКЗ-ВТИ, 3300	ТКЗ-ВТИ, 3600-П	ТКЗ-ВТИ, 4250	ТКЗ-ВТИ, 4750	ТКЗ-ВТИ, 5500	ЦККБ 2500	ЦККБ 2850	ЦККБ 3400	ЦККБ 4000
Диаметр, *мм*	3300	3600	4250	4750	5500	2500	2850	3400	4000
Высота, *мм*	6450	6900	7900	8700	—	4500	4700	5400	6400
Производительность, тыс. *м³/ч*	40/48/65	53/77/96	82/120/134	115/168/214	—	—	—	—	—
Вес, *кг*	От 7650 до 14 850				От 2700 до 8500				
Работают с ШБМ	Ш-12 Ш-16	Ш-20	Ш-25	Ш-50	Ш-70				

Примечание. В обозначении типа сепаратора число означает диаметр в *мм*.

Таблица 4-14

Питатели пыли

Тип питателя	Производительность, *т/ч*	Габаритные размеры, *мм*	Мощность электродвигателя, *кВт*	Вес, *кг*
1	2	3	4	5
Лопастной	12	1935 × 1825 × 1350	3,4	1480
	10	1935 × 1520 × 1300	2,4	1440
	8	1935 × 1325 × 1350	3,4	1480
	5	1120 × 1260 × 1040	1,2	515
Шнековый	До 10	2400 × 684 × 1400	0,9	700
	2—6	2140 × 680 × 1300	0,9	422

§ 4-3. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Теоретически необходимое количество сухого воздуха для полного сжигания твердого и жидкого топлива (при $\alpha_т = 1$) определяется по формулам

$$v^{O} = 0{,}089\,(C^{p} + 0{,}375S^{p}_{л}) + 0{,}265H^{p} - 0{,}033O^{p}\ нм^3/кг; \qquad (4\text{-}1)$$

$$L^{O} = 0{,}115\,(C^{p} + 0{,}375S^{p}_{л}) + 0{,}342H^{p} - 0{,}0431O^{p}\ кг/кг. \qquad (4\text{-}2)$$

Теоретические объемы продуктов сгорания (при $\alpha_т = 1$) для твердых и жидких топлив определяются по формулам

$$v_{RO_2} = 0{,}01866\,(C^{p} + 0{,}375S^{p}_{л}) = 1{,}866\,\frac{K^{p}}{100}\ нм^3/кг; \qquad (4\text{-}3)$$

$$v^{O}_{N_2} = 0{,}79v^{O} + 0{,}008N^{p}\ нм^3/кг; \qquad (4\text{-}4)$$

$$v^{O}_{H_2O} = 0{,}111H^{p} + 0{,}0124W^{p} + 0{,}0161v^{O}\ нм^3/кг. \qquad (4\text{-}5)$$

При паровом распылении мазута в формулу (4-5) добавляется член $1{,}24G_ф$, где $G_ф$ — расход пара в *кг/кг* топлива. При $\alpha > 1$ объем водяных паров и полный объем продуктов сгорания

$$v_{H_2O} = v^{O}_{H_2O} + 0{,}016\,(\alpha - 1)\cdot v^{O}\ нм^3/кг; \qquad (4\text{-}6)$$

$$v_г = v_{с.г} + v_{H_2O} = v_{RO_2} + v^{O}_{N_2} + v_{H_2O} + (\alpha - 1)\cdot v^{O}\ нм^3/кг. \qquad (4\text{-}7)$$

Парциальные давления при общем давлении в 1 *кгс/см²*, равные объемным долям трех атомных газов,

$$p_{RO_2} = \frac{v_{RO_2}}{v_г}\cdot p\ кгс/см^2; \qquad (4\text{-}8)$$

$$p_{H_2O} = \frac{v_{H_2O}}{v_г} \cdot p \ кгс/см^2, \quad (4\text{-}9)$$

где p — суммарное давление газов в газоходах парогенераторов; принимается равным 1 *ата* для котлов, работающих под разрежением.

Объемные доли трехатомных газов

$$r_{RO_2} = \frac{v_{RO_2}}{v_г}; \quad r_{H_2O} = \frac{v_{H_2O}}{v_г}. \quad (4\text{-}10)$$

Безразмерная весовая концентрация воды в дымовых газах

$$\mu_{зл} = \frac{A^р \cdot a_{ун}}{100 \cdot G_г} \ кг/кг,$$

где $a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимая продуктами сгорания.

Вес продуктов сгорания, образовавшихся при сжигании твердого и жидкого топлива,

$$G_{пр.сг} = 1 - \frac{A^р}{100} + 1{,}306\alpha v^O \ кг/кг. \quad (4\text{-}11)$$

Если осуществляется паровое распыление мазута или паровое дутье, то к величине $G_{пр.сг}$ необходимо прибавить величину $G_ф$.

Теоретически необходимое количество сухого воздуха для полного сжигания газообразного топлива

$$v^O = 0{,}0476 \left[0{,}5CO + 0{,}5H_2 + 1{,}5H_2S + \right.$$
$$\left. + \Sigma \left(m + \frac{n}{4} \right) C^*_m \cdot H_n - O_2 \right] нм^3/нм^3. \quad (4\text{-}12)$$

Теоретические объемы продуктов сгорания, образующихся при сжигании газообразного топлива (при $\alpha = 1$)

$$v_{RO_2} = 0{,}01 \, [CO_2 + CO + H_2S + \Sigma_m (C^*_m \cdot H_n)], \ нм^3/нм^3; \quad (4\text{-}13)$$

$$v^O_{N_2} = 0{,}79 \cdot v^O + 0{,}01N_2 \ нм^3/нм^3; \quad (4\text{-}14)$$

$$v^O_{N_2O} = 0{,}01 \left[H_2 + H_2S + \Sigma \frac{n}{2} (C^*_m \cdot H_n) + \right.$$
$$\left. + 0{,}124 d_{г.т} \right] + 0{,}0161 v^O \ нм^3/нм^3, \quad (4\text{-}15)$$

где $d_{г.т}$ — влагосодержание газообразного топлива в $г/нм^3$.

Энтальпия продуктов сгорания на 1 *кг* или 1 $нм^3$ топлива

$$I_г = I^O_г + (\alpha - 1) \cdot I^O_в + I_{зл} \ ккал/кг \text{ или } ккал/нм^3, \quad (4\text{-}16)$$

* При содержании в топливе небольшого (до 3%) количества непредельных углеводородов неизвестного состава они принимаются состоящими из C_2H_4 [см. формулы (4-12), (4-13), (14-15)].

где $I^O_г$ — энтальпия продуктов сгорания при $\alpha = 1$ и температуре $t_г$:

$$I^O_г = v_{RO_2} (ct_г)_{CO_2} + v^0_{N_2} (ct_г)_{N_2} + v^0_{H_2O} (ct_г)_{H_2O} \ ккал/кг \text{ или } ккал/нм^3; \quad (4\text{-}17)$$

$I^O_в$ — энтальпия теоретически необходимого количества воздуха при температуре $t_г$:

$$I^O_в = v^O \cdot C^{вл}_в \cdot t_в = v^O C^{вл}_в \cdot t_г \ ккал/кг \text{ или } ккал/нм^3; \quad (4\text{-}18)$$

$I_{зл}$ — энтальпия золы при температуре золы $t_{зл}$

$$I_{зл} = c_{зл} \cdot t_{зл} \frac{a_{ун} \cdot A^р}{100} \ ккал/кг. \quad (4\text{-}19)$$

Здесь $c_{зл} \cdot t_{зл}$ — энтальпия 1 *кг* золы, определяемая из табл. 4-31;

$a_{ун}$ — доля уносимой продуктами сгорания золы.

$I_{зл}$ не учитывается, если $\frac{1000 \cdot a_{ун} \cdot A^р}{Q^р_н} \leqslant 6$.

Действительный объем водяных паров v_{H_2O}, образующихся при сжигании газообразного топлива, полный объем $v_г$ и парциальные давления p_{RO_2} и p_{H_2O} определяются, как и при сжигании твердого и жидкого топлива, по формулам (4-6), (4-7), (4-8), (4-9).

При расчете средних характеристик продуктов сгорания в газоходах котельного агрегата, а не в конце газохода необходимо учитывать $\alpha_{ср}$.

Расчеты по определению энтальпии продуктов сгорания $I_г$ для составления таблицы энтальпий для It — диаграммы вести по α в конце каждого газохода.

Вес продуктов сгорания, образующихся при сжигании газообразного топлива:

$$G_{пр.сг} = \gamma^c_{г.т} + \frac{d_{г.т}}{1000} + 1{,}306\alpha v^O \ кг/нм^3, \quad (4\text{-}20)$$

где

$$\gamma^c_{г.т} = 0{,}01 \, (1{,}96CO_2 + 1{,}52H_2S + 1{,}25N_2 + 1{,}43O_2 + 1{,}25CO + 0{,}089H_2 +$$
$$+ \Sigma \, (0{,}536 \cdot m + 0{,}045 \cdot n) \cdot C_m H_n \ кг/нм^3; \quad (4\text{-}21)$$

$d_{г.т}$ — влагосодержание газообразного топлива в $г/нм^3$.

Теплота сгорания газообразного топлива определяется калориметрированием. Приближенно теплота сгорания подсчитывается по формуле смешения:

$$Q^c_н = 0{,}01 \, [Q_{H_2S} \cdot H_2S + Q_{CO} \cdot CO + Q_{H_2} \cdot H_2 + \Sigma \, (Q_{C_mH_n} \cdot C_mH_n)] \ ккал/нм^3. \quad (4\text{-}22)$$

Значения Q_{H_2S}, Q_{CO} и т. д. — теплота сгорания отдельных газов; приведены в табл. 1-13 в $ккал/нм^3$.

При содержании в топливе небольшого количества (до 3%) непредельных углеводородов неизвестного состава они принимаются состоящими из этилена (C_2H_4), для газа коксовых печей $Q_н$ непредельных углеводородов неизвестного состава принимают равной 17 000 $ккал/нм^3$.

Выбор коэффициента избытка воздуха в топочном устройстве

Значения $\alpha_т$ следует выбирать в зависимости от рода топлива, способа его сжигания и конструкции топочного устройства.

Таблица 4-15

Присосы воздуха в газоходах парогенераторов

Наименование	Элементы парогенератора	Величина присоса $\Delta\alpha$
Топочная камера	Камерные топки при обычной обмуровке и отсутствии гидравлического уплотнения шлаковой шахты, а также слоевые топки	0,1
	Камерные топки при подвесной обмуровке и гидравлическом уплотнении шлаковой шахты, камеры с жидким шлакоудалением и камеры газомазутных топок	0,05
Газоходы	Фестон, ширмовый перегреватель, котельные пучки	0
	Газоход первичного и промежуточного перегревателя или части первичного, расположенной в конвективной шахте переходной зоны	0,03
Газоходы экономайзеров	Экономайзер парогенераторов с Д $\geqslant$ 50 *т/ч* на каждую ступень	0,02
	Стальные змеевиковые экономайзеры парогенераторов с Д $\leqslant$ 50 *т/ч*	0,08
	Чугунные экономайзеры с обшивкой	0,10
Газоходы воздухоподогревателя	Трубчатые — на каждую ступень для парогенераторов с Д $>$ 50 *т/ч*	0,03
	То же, с Д $\leqslant$ 50 *т/ч*	0,06
	Чугунные — из ребристых труб на каждую ступень	0,10
	Регенеративные — для парогенераторов с Д $>$ 50 *т/ч*	0,20
Золоуловители	Электрофильтры для парогенераторов с Д $>$ 50 *т/ч*	0,10
	Циклонные золоуловители или скрубберы	0,05
	Встроенный жалюзийный золоуловитель	0,05
Газоходы (на 10 *пог. м*)	Стальные	0,01
	Кирпичные борова	0,05

Наличие присосов холодного воздуха является причиной увеличения коэффициента избытка воздуха по мере прохождения продуктов сгорания по газоходам котельного агрегата.

Значения максимально допустимых присосов воздуха в топку и газоходы котельного агрегата приведены в табл. 4-15, для различных систем пылеприготовления — в табл. 4-16.

Котельные агрегаты, постоянно работающие на сернистом жидком топливе (с содержанием серы больше 1%) или на сернистом жидком топливе и газе, целесообразно переводить либо на режим сжигания топлива с малыми избытками воздуха ($\alpha_т = 1{,}02 - 1{,}03$), либо с пониженными ($\alpha_т = 1{,}05$). Такой режим работы топки является одним из эффективных способов снижения интенсивности низкотемпературной коррозии и увеличения экономичности котельного агрегата.

Значения $\alpha_т$, принимаемые Таганрогским котельным заводом:

Антрацит и полуантрацит	1,2
Тощие угли	1,2
Каменные угли	1,2
Мазут, природный и попутный газ	1,1

Таблица 4-16

Рекомендуемые средние значения присосов воздуха $\Delta\alpha_{пл.у}$ для различных систем пылеприготовления

Характеристика системы	Величина $\Delta\alpha_{пл.у}$
С шаровыми барабанными мельницами:	
а) с промежуточным бункером пыли при сушке горячим воздухом	0,1
б) с промежуточным бункером пыли при сушке смесью воздуха и топочных газов	0,2
в) с прямым вдуванием	0,04
С молотковыми мельницами:	
а) при работе мельницы под разрежением	0,04
б) при работе мельницы под давлением горячего воздуха	0
Мельницы-вентиляторы с подсушивающей трубой	0,25

Совершенствование и укрупнение мощных парогенераторов внесли изменения в характеристики топочных устройств, рекомендуемые в нормативном методе «Теплового расчета котельных агрегатов» 1957 г.

В табл. 4-17, 4-18, 4-19 приведены значения характеристик топочных устройств, применяемых в последние годы при конструировании и эксплуатации отечественных парогенераторов большой производительности.

Таблица 4-17

Характеристика камерных топок с твердым шлакоудалением для парогенераторов производительностью более 75 *т/ч*

Тип топки	Топливо	Коэффициент избытка воздуха в верхней части топки, $\alpha_т$	Потери тепла, %		Допустимое тепловое напряжение топочного объема по условиям горения $\frac{BQ^р_р}{V_т}$, $10^3 \cdot \frac{ккал}{м^3 \cdot ч}$
			q_3	q_4	
Камерные топки с твердым шлакоудалением	Антрацитовый штыб и полуантрацит	1,2—1,25	0	4—6	120
	Тощие угли	1,2—1,25	0	2	145
	Каменные угли	1,2	0	1,0—1,5	140—150
	Отходы углеобогащения	1,2	0—0,5	2,0—3,0	145
	Бурые угли	1,2	0—0,5	0,5—1,0	160—170
	Сланцы	1,2	0—0,5	0,5—1,0	100—110
	Фрезерный торф	1,2	0—0,5	0,5—1,0	140—150

Примечания: 1. При сжигании антрацитового штыба, полуантрацита и тощих углей большее значение $\alpha_т$ берется при подаче пыли в топку горячим воздухом.
2. При сжигании антрацитового штыба и полуантрацита меньшее значение q_4 относится к полуантрациту.
3. При сжигании остальных видов топлива большие значения q_4 относятся к зольным топливам с $A^р_п \geqslant 6$.
4. Доля золы, уносимой продуктами сгорания из этих топок $a_{ун}$, составляет 0,90—0,95.

Расход воздуха, проходящего через воздухоподогреватель, должен определяться с учетом присосов в топке и системе пылеприготовления.

Количество воздуха, выходящего из воздухоподогревателя $V_{в.п}$, отнесенное к теоретически необходимому $V^О$, определяется из выражения

$$\beta''_{в.п} = \frac{V_{в.п}}{V^О} = \alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл.у}. \qquad (4\text{-}23)$$

Если рециркуляция воздуха отсутствует, количество воздуха на входе в воздухоподогреватель определяется как

$$\beta'_{в.п} = \beta''_{п.п} + \Delta\alpha_{в.п}, \qquad (4\text{-}24)$$

Таблица 4-18

Характеристика топок с жидким шлакоудалением для парогенераторов производительностью более 75 *т/ч*

Тип топки	Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки, $\alpha_т$	Потери тепла, %		Допустимое тепловое напряжение топочного объема $\frac{BQ^р_р}{V_т}$, $10^3 \cdot \frac{ккал}{м^3 \cdot ч}$
			q_3	q_4	
Однокамерная открытая	Антрацитовый штыб и полуантрацит	1,2	0	3,0—4,0	125—130
	Тощие и каменные угли	1,2	0	0,5—1,0	155—160
	Бурые угли	1,2	0	0,5	180
Полуоткрытая с пережимом	Антрацитовый штыб и полуантрацит	1,2	0	3,0—4,0	140—145
	Тощие и каменные угли	1,2	0	0,5—1,0	170
	Бурые угли	1,2	0	0,5	190—200

Примечания: 1. Для этих топок тепловое напряжение объема камеры сгорания, расположенной под пережимом (для полуоткрытой топки) или в зоне ошиповки экранов (для открытой топки), составляет (500—800) *ккал/м³·ч*, большее значение — для топлив с тугоплавкой золой.
2. Доля уносимой продуктами сгорания золы $a_{ун}$ может приниматься 0,6—0,85.

Таблица 4-19

Характеристика камерных топок для сжигания мазутов и горючих газов для парогенераторов производительностью более 75 *т/ч*

Тип топки	Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки, $\alpha_т$	Тепловое напряжение топочного объема $\frac{BQ^р_р}{V_т}$, $10^3 \cdot \frac{ккал}{м^3 \cdot ч}$	Потеря тепла от химической неполноты сгорания, q_3, %
Камерная	Мазут	1,10 1,02—1,03 *	250—280	0,5
	Природный газ	1,10 1,03—1,08 *	250—350	0,5

* При наличии надежно действующего автоматического регулирования процесса горения.

где $V_{в.п}$ — количество воздуха на выходе из воздухоподогревателя, *нм³/кг* или *нм³/Нм³*;

$V^{О}$ — теоретически необходимое количество воздуха, *нм³/кг* или *нм³/нм³*;

$\Delta\alpha_т$ — присос воздуха в топочной камере (таблица 4-15);

$\Delta\alpha_{пл.у}$ — присос воздуха в системе пылеприготовления, принимаемый по данным расчета системы пылеприготовления или по средним данным, приведенным в табл. 4-16;

$\Delta\alpha_{в.п}$ — перетечка воздуха с воздушной в газовую сторону воздухоподогревателя, принимается равной присосу воздуха в последнем (табл 4-15).

Для чисто мазутных и газовых топок

$$\beta''_{в.п} = \alpha_т - \Delta\alpha_т. \qquad (4\text{-}25)$$

Выбор топочного устройства зависит от производительности парогенератора и его конструкций, вида и физико-химических свойств топлива. Этот вопрос решается на котлостроительных заводах при проектировании парогенераторов.

В табл. 4-3 приводятся данные по типам парогенераторов с различными топочными устройствами. Парогенераторы большой производительности обычно не унифицируют по топливу. Исключение составляют парогенераторы с индексом К, т. е. с комбинированным сжиганием твердого, жидкого и газообразного топлива.

Выбор температуры продуктов сгорания на выходе из топочного устройства

В современном парогенераторе полезно выделяемое в топочном устройстве тепло $Q_т$ воспринимается как топочными экранами $Q_л$, так и конвективными поверхностями нагрева $Q_к$, т. е.

$$Q_т = Q_л + Q_к. \qquad (4\text{-}26)$$

Соотношение количеств тепла $Q_л$ и $Q_к$, зависящее от значения температуры продуктов сгорания на выходе из топочного устройства $t''_т$, определяет конструкцию парогенератора и в сильной степени влияет на его эксплуатацию и технико-экономические показатели.

С увеличением значения $t''_т$ коэффициент прямой отдачи топочного устройства уменьшается, а доля тепла $Q_к$ увеличивается.

Увеличение влажности сжигаемого топлива уменьшает тепловосприятие излучением в топочном устройстве, так как уменьшается теплота сгорания сжигаемого топлива $Q^р_н$ и полезное тепловыделение $Q_т$. Повышение температуры горячего воздуха, вводимого в топку, увеличивает как полезное тепловыделение, так и коэффициент прямой отдачи μ:

$$\mu = \frac{Q_л}{Q_т}. \qquad (4\text{-}27)$$

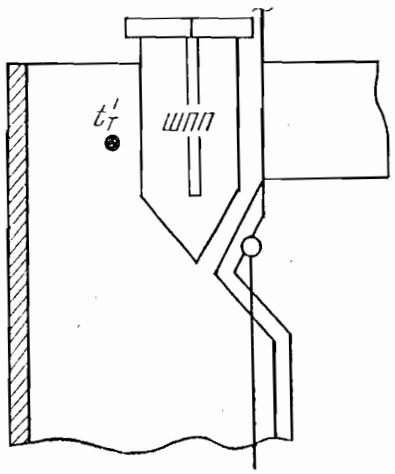


Рис. 4-7. Место выбора температуры продуктов сгорания на выходе из топочного устройства $t''_т$ при наличии в верхней части топки ширмового пароперегревателя.

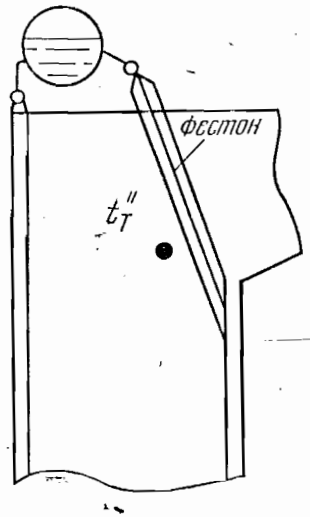


Рис. 4-8. Место выбора температуры продуктов сгорания на выходе из топки $t''_т$ при наличии фестона.

При разных значениях $t''_т$ сумма лучевоспринимающих и конвективных поверхностей не остается постоянной вследствие различия законов радиационного и конвективного теплообмена, в связи с чем выбор значения $t''_т$ должен производиться на основании технико-экономических расчетов.

При выборе значения $t''_т$ для твердого топлива должна учитываться возможность зашлаковывания конвективных поверхностей нагрева. При этом значение $t''_т$ зависит от наличия ширмового перегревателя в верхней части топочного устройства.

При расположении в верхней части топки ширмового пароперегревателя (рис. 4-7) температура продуктов сгорания перед ним $t'_т$ не должна быть выше:

1250° С — для топлив нешлакующих (экибастузские угли);

1200° С — для топлив шлакующих;

1100° С — для сильношлакующих бурых углей и сланцев.

Если ширмовый пароперегреватель отсутствует, а на выходе из топки установлен фестон или выполняющий его функции элемент парогенератора (рис. 4-8), то значение $t''_т$ должно приниматься по табл. 4-20.

Для твердых топлив, не указанных в табл. 4-20, значения $t''_т$ должны приниматься равными температуре начала деформации золы (t_1), но не выше 1100° С.

При прохождении продуктов сгорания через фестон (или элемент парогенера-

тора, выполняющий его функции) их температура должна снижаться не менее чем на 50° С.

При сжигании в камерных топках газообразного топлива и мазута выбор значений $t''_т$ производится в зависимости от мощности парогенератора, допустимого теплового напряжения топочного объема.

Таблица 4-20

Значения температуры продуктов сгорания на выходе из топочного устройства парогенераторов

Топливо	Значения температуры $t''_т$ °С
Антрацитовый штыб (АШ), полуантрацит (ПА), тощие угли (Т)	1050
Донецкий (ГСШ)	1000
Кизеловские угли (Г и отсевы)	1050
Кемеровские угли (СС)	1050
Томь-усинские угли (открытые разработки)	1050
Богословские и веселовские угли (Б)	1150
Подмосковный уголь (Б)	1000
Ангренский уголь (Б)	950
Канско-ачинский (ирша-бородинский, назаровский, итатский, боготольский) уголь (Б)	950
Сланцы северо-западных месторождений	900
Фрезерный торф	950

При сжигании мазута в целях предупреждения заноса труб конвективных пакетов парогенераторов (производительностью более 75 *т/ч*) мазутными отложениями значения $t''_т$ принимаются не выше 950—1000° С перед горизонтальными пучками, расположенными в опускной шахте. Перед коридорными пучками, расположенными вертикально, или перед фестонированными шахтными значения $t''_т$ рекомендуется выбирать равными 1050—1100° С.

Выбор температуры уходящих газов

Потеря тепла с уходящими газами q_2 является самой большой из потерь тепла в парогенераторе. Повышение экономичности парогенераторов достигается снижением температуры уходящих газов $t_{ух.г}$. Однако снижение $t_{ух.г}$ может быть осуществлено до определенного технического предела, обусловленного коррозионной устойчивостью хвостовых поверхностей нагрева и оборудования, расположенного за ними (стальных газоходов, золоуловителей, дымососов). Температура уходящих газов зависит от температуры питательной воды и воздуха, поступающего в воздухоподогреватель. Она влияет на величину поверхности нагрева, поэтому выбор $t_{ух.г}$ является комплексной технико-экономической задачей, которая должна решаться на основании определения минимума годовых расчетных затрат. Интенсивность протекания низкотемпературной коррозии, являющейся электрохимическим процессом разрушения металла, зависит от содержания серы и влаги в топливе, условий протекания процесса горения в топочном устройстве, нагрузки парогенератора и температуры металла хвостовых поверхностей нагрева (в первую очередь воздухоподогревателей).

Самым простым способом предупреждения низкотемпературной коррозии является повышение $t_{ух.г}$ до значений, при которых температура металлической стенки $t_{ст}$ будет на 8—10 °С выше точки росы дымовых газов $t_р$. Но при этом величина $t_{ух.г}$ может превышать экономическое значение, соответствующее минимуму затрат.

Значения температуры точки росы для некоторых топлив приведены в табл. 4-21.

Таблица 4-21

Значения температуры точки росы дымовых газов

Топливо	Точка росы дымовых газов $t_р$, °С	Приведенное содержание серы в топливе $S^п_л$, $\frac{\%}{10^3 \cdot ккал/кг}$
Антрацит	107	0,36
Тощий уголь	125	0,38
Кизеловский уголь	132	1,05
Подмосковный бурый уголь	145	1,25
Фрезерный торф	64	0,05
Мазут	120	0,27

Примечание. $S^р_п = \frac{S^р}{Q^р_н} \cdot 1000 \frac{\%}{10^3 \cdot ккал/кг}$.

Для топлив, не указанных в табл. 4-22, значение $t_р$ может быть приближенно определено по формуле

$$t_р = \frac{\beta \sqrt[3]{S^р_п}}{1{,}05^{a_{ун} \cdot A^р_п}} + t_к \text{ °С}, \qquad (4\text{-}28)$$

где $t_р$ — температура точки росы, °С;

β — коэффициент, зависящий от коэффициента избытка воздуха на выходе из топки ($\alpha_т$); при $\alpha_т = 1{,}2$; $\beta = 121$, при $\alpha_т = 1{,}4 - 1{,}5$; $\beta = 129$;

$S^р_п$ — приведенная сернистость топлива в его рабочей массе, $S^р_п = 1000 \frac{S^р}{Q^р_н}$ % *кг·10³/ккал*, или % *нм³·10³/ккал*.

$A^р_п$ — приведенная зольность топлива в его рабочей массе, $A^р_п = 1000 \frac{A^р}{Q^р_н}$ % *кг·10³/ккал*.

$a_{ун}$ — доля уноса золы в газоходы;

$t_к$ — температура конденсации чистых водяных паров, содержащихся в газах, ° С.

Снижение $t_{ух.г}$ связано с необходимостью защиты хвостовых поверхностей нагрева от низкотемпературной коррозии, если $t_{ст}$ ниже $t_р$.

Содержащаяся в топливе сера сгорает в SO_2, которая при наличии свободного кислорода в топочном объеме переходит в SO_3. В газообразном состоянии SO_2 и SO_3 не вызывают коррозии металла, но после соединения с водяными парами, содержащимися в дымовых газах, они образуют сернистую (H_2SO_3) и серную (H_2SO_4) кислоты, конденсирующиеся при температурах от 120 до 180° С, значительно превышающих температуру конденсации водяных паров. Последняя для наиболее широко используемых топлив находится в пределах 40–60° С.

Расчетные значения температуры конденсации чистых водяных паров ($t_к$) при парциальном давлении их в дымовых газах приведены в табл. 4-22.

Таблица 4-22

Значения температуры конденсации чистых водяных паров

Топливо	Влажность топлива, %	Парциальное давление водяных паров, *ат*	Температура начала конденсации, ° С
Мазут	3,0	0,092	44
Угли:			
Кузнецкий тощий	5,5	0,054	34
Донецкий ПЖ	6,0	0,062	36
Донецкий АШ	6,5	0,037	27
Карагандинский бурый	28,0	0,108	47
Подмосковный бурый	32,5	0,140	52
Торф	40,0	0,171	56

Наиболее интенсивное разрушение поверхностей нагрева имеет место при взаимодействии металла с серной кислотой, особенно при $t_{ух.г} = t_р$.

При сжигании сернистых топлив температура точки росы дымовых газов $t_р$ оказывается значительно выше температуры конденсации чистых водяных паров $t_к$, определяемой по их парциальному давлению в этих газах.

При сжигании топлив с приведенным содержанием серы $S^р_п = 0{,}25 - 2$ % *кг·10³/ккал* температура $t_р$ находится в пределах 120–150° С, что требует значительного повышения $t_{ух.г}$ и защиты хвостовых поверхностей нагрева.

Для предотвращения низкотемпературной коррозии металла при сжигании высокосернистых топлив прибегают к покрытию хвостовых поверхностей нагрева кислотостойкой эмалью, а также применяют регенеративные воздухоподогреватели и воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем, «холодные» ступени хвостовых поверхностей, изготавливаемые из материалов, не подвергающихся коррозии (стекла, керамики и др.).

При допустимой скорости коррозии металла 0,2 *мм/год* (при сжигании твердых сернистых топлив) температура металлической стейки холодной части воздухоподогревателя ($t_{ст}$)

$$t_к + 25 < t_{ст} < 105° С.$$

Это позволяет снизить температуру уходящих газов $t_{ух.г}$.

В данном случае температура воздуха на входе в воздухоподогреватель должна быть равна температуре конденсации водяных паров $t_к$ или больше ее.

При сжигании мазутов с $\alpha_т = 1{,}1$ (температура точки росы дымовых газов 110–145° С), в целях исключения коррозии, температура металлической стенки должна приниматься: при продольном омывании труб воздухоподогревателя газами — $\geqslant 125°$ С, при поперечном — $\geqslant 155°$ С.

При установке в холодной ступени воздухоподогревателя сменных кубов или сменной набивки температура воздуха на входе в трубчатый воздухоподогреватель может приниматься равной 80–90° С.

Воздух перед входом в воздухоподогреватель можно подогреть в водяных или паровых калориферах. Эффективным способом борьбы с низкотемпературной коррозией является сжигание мазута с малыми избытками воздуха ($\alpha_т = 1{,}02 - 1{,}03$).

В последние годы наметилось некоторое снижение температуры подогрева воздуха ($t_{г.в}$). Так, при сжигании в камерных топках мазута, природного газа, доменного газа, а также сланцев (при сухом шлакоудалении) эта температура принимается равной 250 — 300° С.

При сжигании в камерных топках с сухим шлакоудалением (при замкнутой системе пылеприготовления) каменных и тощих углей $t_{г.в} = 300 - 350°$ С, а бурых углей и фрезерного торфа $t_{г.в} = 350 - 400°$ С.

При сжигании в топках с жидким шлакоудалением (при подсушке топлива и подаче пыли горячим воздухом) антрацитового штыба, полуантрацита и бурых углей $t_{г.в} = 380 - 400°$ С, а при сжигании каменных углей и донецких тощих углей $t_{г.в} = 350 - 400°$ С.

В табл. 4-23 приведены рекомендуемые значения экономически наивыгоднейших температур уходящих газов для котельных агрегатов производительностью более 75 *т/ч* при сжигании твердых и жидких топлив и в зависимости от температуры питательной воды и стоимости условного топлива.

Таблица 4-23

Рекомендуемые значения температур уходящих газов, применяемые для парогенераторов большой производительности

Приведенная влажность топлива $W^{п}$, %·*кг*·10³/*ккал*	Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель, ° С	Температура уходящих газов $t_{ух.г}$, ° С		
		среднее давление, $t_{п.в} = 150°$ С	высокое давление $t_{п.в} =$ = 215—230° С	закритическое давление $t_{п.в} = 265°$ С
Сухое $W^{п} \leqslant 3$	30	110—120	120—130	130—140
Влажное $W^{п} = 4$-20	45—55	120—130	140—150	150—160
Очень влажное $W^{п} > 20$	60—65	130—140	160—170	170—180

Примечание. При примерной расчетной стоимости 4—8 руб. за 1 *т* условного топлива.

Для котельных агрегатов большой производительности, выпускаемых отечественными заводами, значения $t_{ух.г}$ привдены в табл. 4-3.

§ 4-4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

Тепловой баланс парогенератора устанавливает равенство между располагаемым теплом $Q_{р}^{р}$ (вносимым в топочное устройство), и теплом, полезно использованным и потерянным:

$$Q_{р}^{р} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \text{ ккал/кг или ккал/нм}^3, \quad (4\text{-}29)$$

где $Q_{р}^{р}$ — располагаемое тепло на 1 *кг* твердого или жидкого или 1 *нм*³ газообразного топлива, *ккал/кг* или *ккал/нм*³*;

Q_1 — полезно использованное тепло, *ккал/кг* или *ккал/нм*³;

Q_2 — потеря тепла с уходящими газами, *ккал/кг* или *ккал/нм*³;

Q_3 — потеря тепла от химической неполноты сгорания топлива, *ккал/кг* или *ккал/нм*³;

Q_4 — потеря тепла от механической неполноты сгорания топлива, *ккал/кг*;

Q_5 — потеря тепла от наружного охлаждения агрегата, *ккал/кг* или *ккал/нм*³;

Q_6 — потеря с физическим теплом шлаков, *ккал/кг*.

* Здесь и далее объем газообразного топлива, воздуха, продуктов сгорания принимается при нормальных условиях (760 *мм. рт. ст.*, 0° С).

Располагаемое тепло определяется из выражений:

$$Q_{р}^{р} = Q_{н}^{р} + Q_{в.вн} + Q_{т} + Q_{ф} - Q_{к} \text{ ккал/кг}; \quad (4\text{-}30)$$

$$Q_{р}^{р} = Q_{н}^{с} + Q_{в.вн.} + Q_{т} \text{ ккал/нм}^3, \quad (4\text{-}31)$$

где $Q_{т}$ — физическое тепло топлива $i_{т}$, определяемое из выражения $i_{т} = C_{т} \cdot t_{т}$, *ккал/кг* или *ккал/нм*³.

$Q_{н}^{р}$ — низшая теплота сгорания рабочей массы твердого и жидкого топлива, *ккал/кг*;

$Q_{н}^{с}$ — низшая теплота сгорания сухой массы газообразного топлива, *ккал/нм*³;

$Q_{в.вн}$ — количество тепла, внесенного воздухом при подогреве его вне парогенератора, *ккал/кг* или *ккал/нм*³;

$Q_{ф}$ — тепло, вносимое в парогенератор паром, используемым для парового дутья или распыливания мазута, *ккал/кг*;

$Q_{к}$ — тепло, затрачиваемое на разложение карбонатов при сжигании сланцев, *ккал/кг*.

Величина $Q_{в.вн}$ представляет количество тепла, вносимое воздухом в топочное устройство в случае подогрева воздуха в специальных калориферах перед поступлением его в воздухоподогреватель.

$$Q_{в.вн} = \beta' [(I_{в}^{о})' - I_{х.в}^{о}] \cdot \text{ккал/кг или ккал/нм}^3, \quad (4\text{-}32)$$

где β' — отношение количества воздуха на входе в парогенератор к теоретически необходимому;

$(I_{в}^{о})^1$ и $I_{х.в}^{о}$ — энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в парогенератор и холодного воздуха. Данные величины определяются расчетом.

В располагаемое тепло $Q_{р}^{р}$ не включается тепло, передаваемое в воздухоподогревателе воздуху от газов, а также тепло холодного воздуха, которое учитывается при определении потери тепла с уходящими газами (соответствующим снижением потери последней). При отсутствии указаний температура холодного воздуха принимается равной 30° С.

Физическое тепло топлива $Q_{т}$ определяется по формуле

$$Q_{т} = c_{т} \cdot t_{т} \text{ ккал/кг или ккал/нм}^3, \quad (4\text{-}33)$$

где $c_{т}$ — теплоемкость рабочего топлива в *ккал/кг* °С или *ккал/нм*³ °С определяется из таблиц 4-24, 4-27 и формул (4-34), (4-35), (4-36);

$t_{т}$ — температура топлива, °С.

Величина $Q_{т}$ учитывается в случаях, когда происходит предварительный подогрев топлива за счет тепла постороннего источника и при подсушке топлива по разомкнутому циклу. В последнем случае температура и влажность топлива определяются по его состоянию перед топкой. Если топливо не подогревается, то его физическое тепло учитывается только в том случае, когда его влажность

$$W^{р} \geqslant \frac{Q_{н}^{р}}{150} \%.$$

Температура топлива в таких случаях принимается $t_т = 20°$ С.

При подготовке топлива в пылесистемах, работающих по замкнутому циклу, подсушка топлива и его подогрев отдельно не учитываются.

Тепло, которое вносится в парогенератор с паром, используемым для дутья или распыливания мазута,

$$Q_ф = G_ф (i_ф - 600) \text{ ккал/кг}, \quad (4\text{-}34)$$

где $G_ф$ и $i_ф$ — расход и энтальпия пара, используемого для дутья или распыливания топлива, кг/кг и ккал/кг;

600 ккал/кг — энтальпия водяного пара в уходящих газах.

При сжигании сланцев некоторая часть тепла расходуется на разложение карбонатов. Это тепло

$$Q_к = 9{,}7\, K\, (CO_2)^р_к \text{ ккал/кг}, \quad (4\text{-}35)$$

где K — коэффициент разложения карбонатов, принимаемый при слоевом сжигании равным 0,7, при камерном — 1.

Тепловой баланс парогенератора может быть выражен в относительных величинах (например, в % от располагаемого тепла или теплоты сгорания топлива).

Если

$$\frac{Q_1}{Q^р_р} \cdot 100 = q_1 \ \%; \quad \frac{Q_2}{Q^р_р} \cdot 100 = q_2 \ \%; \quad \frac{Q_3}{Q^р_р} \cdot 100 = q_3 \ \% \text{ и т. д.},$$

то уравнение теплового баланса будет иметь следующий вид:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\,\%. \quad (4\text{-}36)$$

Таблица 4-24

Теплоемкость сухой массы топлива

Топливо	$C^с$ — Теплоемкость сухой массы топлива, ккал/кг·град		
	Температура, ° С		
	0	100	200
Тощие угли и антрациты	0,22	0,25	0,25
Каменные угли	0,23	0,26	0,30
Бурые угли	0,26	0,30	0,35
Сланцы	0,25	0,27	0,31
Фрезерный торф	0,31	0,36	0,43

Таблица 4-25

Средние объемные теплоемкости воздуха и продуктов сгорания от 0 до $t°$ С, ккал/нм³·град

t, ° С	C_{CO_2}	C_{N_2}	C_{O_2}	C_{H_2O}	$C_{с.в}$	$C_в$
0	0,3821	0,3092	0,3119	0,3569	0,3098	0,3150
100	0,4061	0,3095	0,3147	0,3595	0,3106	0,3163
200	0,4269	0,3104	0,3189	0,3636	0,3122	0,3181
300	0,4449	0,3121	0,3239	0,3684	0,3146	0,3206
400	0,4609	0,3144	0,3290	0,3739	0,3174	0,3235
500	0,4750	0,3171	0,3339	0,3797	0,3207	0,3268
600	0,4875	0,3201	0,3384	0,3857	0,3240	0,3303
700	0,4988	0,3233	0,3426	0,3920	0,3274	0,3338
800	0,5090	0,3265	0,3463	0,3984	0,3306	0,3371
900	0,5181	0,3295	0,3498	0,4050	0,3338	0,3403
1000	0,5263	0,3324	0,3529	0,4115	0,3367	0,3433
1100	0,5338	0,3352	0,3557	0,4180	0,3395	0,3483
1200	0,5407	0,3378	0,3584	0,4244	0,3422	0,3490
1300	0,5469	0,3404	0,3608	0,4306	0,3447	0,3517
1400	0,5526	0,3427	0,3631	0,4366	0,3470	0,3542
1500	0,5578	0,3449	0,3653	0,4425	0,3492	0,3565
1600	0,5626	0,3470	0,3673	0,4481	0,3513	0,3587
1700	0,5671	0,3490	0,3693	0,4537	0,3532	0,3607
1800	0,5712	0,3508	0,3712	0,4589	0,3551	0,3625
1900	0,5750	0,3525	0,3730	0,4639	0,3568	0,3644
2000	0,5785	0,3541	0,3748	0,4688	0,3585	0,3661
2100	0,5818	0,3557	0,3764	0,4535	0,3600	0,3668
2200	0,5848	0,3571	0,3781	0,4779	0,3615	0,3693
2300	0,5876	0,3585	0,3797	0,4822	0,3629	0,3708
2400	0,5902	0,3598	0,3813	0,4864	0,3643	0,3722
2500	0,5926	0,3610	0,3828	0,4903	0,3655	0,3735

Таблица 4-26

Энтальпия на 1 *нм*³ воздуха, газов и 1 *кг* золы

t, ° C	$(C.t)_{в}$, *ккал/Нм*³	$(C.t)_{CO_2}$, *ккал/Нм*³	$(C.t)_{N_2}$, *ккал/Нм*³	$C.t_{H_2O}$, *ккал/Нм*³	$(C.t)_{зл}$, *ккал/кг*	$(C.t)_{O_2}$, *ккал/Нм*³
30	9,5	—	—	—	—	—
100	31,6	40,6	31,0	36,0	19,3	31,5
200	63,6	85,4	62,1	72,7	40,4	63,8
300	96,2	133,5	93,6	110,5	63,0	97,2
400	129,4	184,4	125,8	149,6	86,0	131,6
500	163,4	238,0	158,6	189,8	109,5	167,0
600	198,2	292,0	192,0	231,0	133,8	203,0
700	234,0	349,0	226,0	274,0	158,2	240,0
800	270,0	407,0	261,0	319,0	183,2	277
900	306	466	297	364	209	315
1000	343	526	332	412	235	358
1100	381	587	369	460	262	391
1200	419	649	405	509	288	430
1300	457	711	443	560	325	469
1400	496	774	480	611	378	508
1500	535	837	517	664	420	548
1600	574	900	552	717	448	588
1700	613	964	593	771	493	628
1800	652	1028	631	826	522	668
1900	692	1092	670	881	570	709
2000	732	1157	708	938	600	750
2100	772	1222	747	994	630	790
2200	812	1287	786	1051	660	832
2300	853	1350	824	1009	—	—
2400	893	1416	863	1167	—	—
2500	934	1481	902	1126	—	—

Таблица 4-27

Средние объемные теплоемкости горючих газов, входящих в состав газообразного топлива *C*, *ккал/нм*³·*град*

t, ° C	CO	H_2	CH_4	H_2S	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}
0	0,310	0,305	0,370	0,360	0,528	0,728	0,986	1,225
100	0,311	0,308	0,392	0,366	0,596	0,838	1,124	1,394
200	0,312	0,310	0,420	0,373	0,663	0,947	1,255	1,556
300	0,314	0,310	0,450	0,381	0,727	1,044	1,379	1,704
400	0,317	0,311	0,481	0,390	0,790	1,137	1,497	1,849
500	0,321	0,312	0,511	0,399	0,849	1,217	1,598	1,972
600	0,324	0,312	0,540	0,408	0,902	1,297	1,699	2,098
700	0,328	0,313	0,568	0,417	0,952	1,367	1,788	2,205
800	0,331	0,314	0,596	0,426	0,999	1,430	1,865	2,299
900	0,334	0,316	0,622	0,434	1,042	1,488	1,938	2,386
1000	0,337	0,317	0,645	0,442	1,082	1,543	2,007	2,471

Таблица 4-28

Теплоемкость золы твердых топлив (усредненные данные)

t, ° C	$C_{зл}$, *ккал/кг·град*	*t*, ° C	$C_{зл}$, *ккал/кг·град*
100	0,193	1100	0,238
200	0,202	1200	0,24
300	0,210	1300	0,25
400	0,215	1400	0,27
500	0,219	1500	0,28
600	0,223	1600	0,28
700	0,226	1700	0,29
800	0,229	1800	0,29
900	0,232	1900	0,30
1000	0,235	2000	0,30

Теплоемкость рабочей массы топлива

$$C_т^р = C_т^с \frac{100 - W^р}{100} + \frac{W^р}{100} \text{ ккал/кг·град.} \quad (4\text{-}37)$$

Теплоемкость мазута определяется по формуле:

$$C_т = 0{,}415 + 0{,}0006\, t_т \text{ ккал/кг·град.} \quad (4\text{-}38)$$

Теплоемкость газообразного топлива, отнесенная к 1 *нм*³ сухого газа,

$$C_{г.т} = 0{,}01\,(C_{H_2}H_2 + C_{CO}CO + C_{CH_4} \cdot CH_4 + C_{CO_2} \cdot CO_2) + 0{,}00124\, C_{H_2O} \times \times d_{г.т} \text{ ккал/нм³·град.} \quad (4\text{-}39)$$

Если отсутствует подогрев воздуха и топлива за счет тепла постороннего источника, а также если не применяется пар для дутья и распыления топлива, то располагаемое тепло может быть принято равным теплоте сгорания топлива:

$$Q_р^р = Q_н^р, \quad (4\text{-}40)$$

а уравнение баланса парогенератора имеет вид:

$$Q_р^р = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \text{ ккал/кг или ккал/нм³.} \quad (4\text{-}41)$$

Ниже приводятся выражения для определения потерь тепла.

Потеря тепла с уходящими газами (Q_2 *ккал/кг* или *ккал/нм³*, q_2 %) определяется разностью энтальпий уходящих газов за парогенератором и холодного воздуха, поступающего в него:

$$Q_2 = \frac{(I_{ух} - \alpha_{ух} \cdot I^о_{хв})(100 - q_4)}{100} \text{ ккал/кг или ккал/нм³;} \quad (4\text{-}42)$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_р^р} \cdot 100 = \frac{(I_{ух} - \alpha_{ух} \cdot I^о_{хв}) \cdot (100 - q_4)}{Q_р^р} \%, \quad (4\text{-}43)$$

где $I_{ух.г}$ — энтальпия уходящих газов при избытке воздуха $\alpha_{ух.г}$ и температуре уходящих газов $t_{ух.г}$ в *ккал/кг* или *ккал/нм³*;

$I^о_{х.в}$ — энтальпия теоретически необходимого количества воздуха при температуре холодного воздуха в *ккал/кг* или *ккал/нм³* ($t_{х.в} = 30°$ С);

q_4 — потеря тепла от механической неполноты сгорания в % определяется ниже.

Потеря тепла от химической неполноты сгорания (Q_3 *ккал/кг* или *ккал/нм³*, q_3 %) определяется суммарной неполнотой сгорания CO, H_2, CH_4 и др.

Если имеются данные газового анализа о содержании в продуктах сгорания CO %, H_2 % и CH_4 %, то Q_3, q_3 могут быть найдены по формулам:

$$Q_3 = (30{,}2CO + 25{,}8H_2 + 85{,}55\, CH_4)\, v_{с.г} \left(\frac{100 - q_4}{100}\right) \text{ ккал/кг}$$

или *ккал/нм³*; (4—44)

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_р^р} \cdot 100 = \frac{(30{,}2\, CO + 25{,}8H_2 + 85{,}55\, CH_4)\, v_{сг}\,(100 - q_4)}{Q_р^р} \%, \quad (4\text{-}45)$$



Рис. 4-9. Потеря тепла от наружного охлаждения q_5 в зависимости от производительности парогенератора D.

где CO, H_2, CH_4 — соответственно содержание окиси углерода, водорода и метана в сухих продуктах сгорания, %;

$v_{с.г}$ — объем сухих газов, *нм³/кг* или *нм³/нм³*.

Потеря тепла от механической неполноты сгорания Q_4 *ккал/кг*, q_4 % имеет место в связи с недожогом топлива в шлаках, провале и уносе.

Для камерных топок эта потеря определяется из выражения

$$Q_4 = \left(a_{шл} \cdot \frac{Г_{шл}}{100 - Г_{шл}} + a_{ун} \frac{Г_{ун}}{100 - Г_{ун}}\right) \cdot 78 \cdot A^р \text{ ккал/кг;} \quad (4\text{-}46)$$

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_р^р} \cdot 100 = \frac{\left(a_{шл} \frac{Г_{шл}}{100 - Г_{шл}} + a_{ун} \frac{Г_{ун}}{100 - Г_{ун}}\right) 7800\, A^р}{Q_р^р} \%, \quad (4\text{-}47)$$

где $a_{шл}$, $a_{ун}$ — доля золы в шлаке и уносе;

$Г_{шл}$, $Г_{ун}$ — содержание горючих в шлаке и уносе, %;

$A^р$ — зольность рабочей массы топлива, %.

Выражения применимы как для работающих, так и для вновь проектируемых парогенераторов. Для работающих парогенераторов все величины, входящие в выражения (4-46) и (4-47), должны быть определены, а для проектируемых парогенераторов должны быть заданы.

Потеря тепла от наружного охлаждения (Q_5 *ккал/кг* или *ккал/нм³*, q_5 %) имеет место в связи с передачей части тепла через ограждающие поверхности парогенератора. Эта потеря при номинальной нагрузке парогенератора определяется по графику на рис. 4-9.

Для нагрузок, отличающихся от номинальной более чем на 25%, значение q_5 может быть определено по следующей формуле:

$$q_5' = q_5 \cdot \frac{Д_{ном}}{Д^1} \%, \quad (4\text{-}48)$$

где $Д_{ном}$ и $Д^1$ — номинальная и действительная паропроизводительность парогенератора;

q_5 и q_5' — потери тепла, соответствующие нагрузкам $Д_{ном}$ и $Д'$.

Потеря q_5 распределяется по газоходам парогенератора следующим образом: для топки

$$q_5^т = (0{,}4 \div 0{,}5)\, q_5\ \%; \qquad (4\text{-}49)$$

для каждого из конвективных газоходов

$$q_5^п = \frac{(0{,}6 \div 0{,}5)}{n} \cdot q_5\ \%, \qquad (4\text{-}50)$$

где n – число газоходов.

Потеря тепла с физическим теплом шлаков (Q_6 *ккал/кг*, q_6 %) учитывается при слоевом и камерном сжигании твердых топлив с жидким шлакоудалением. При Q_6 учитывается при камерном сжигании с сухим шлакоудалением только для топлив при $A^р \geqslant \frac{Q_н^р}{100}$ %.

Потеря Q_6 определяется по формуле

$$Q_6 = a_{шл} \cdot \frac{A^р}{100} \cdot (c.\, t)_{шл}\ ккал/кг, \qquad (4\text{-}51)$$

$a_{шл}$ — доля золы в шлаках для камерных топок $a_{шл} = 1 - a_{ун}$;

$a_{ун}$ — доля золы в уносе; для слоевых топок $a_{шл}$ принимается равной $a_{(шл+пр)}$;

$(C.\, t)_{шл}$ — энтальпия шлаков в *ккал/кг*.

При сухом шлакоудалении температура шлаков принимается равной 600° С, а при жидком шлакоудалении — на 100° С выше температуры жидкоплавкого состояния золы $t_з$.

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_р^р} \cdot 100 = \frac{a_{шл} \cdot A^р \cdot (ct)_{шл}}{Q_р^р}\ \%. \qquad (4\text{-}52)$$

Тепло, полезно использованное в парогенераторе, в общем случае может быть определено из выражения

$$Q_{пг} = Д_{пе}(i_{пе} - i_{пв}) + Д_{нп}(i_{нп} - i_{пв}) + Д_{вт.п.п}(i''_{вт.п.п} - i'_{вт.п.п}) + Д_{пр}(i_{пр} - i_{пв}),\ ккал/ч, \qquad (4\text{-}53)$$

где $Д_{пе}$ — количество перегретого пара, выработанного парогенератором, *кг/ч*;

$i_{пе}$ — энтальпия перегретого пара, *ккал/кг* (определяется по давлению и температуре у главной паровой задвижки);

$Д_{н.п}$, $i_{н.п}$ — расход и энтальпия насыщенного пара, отданного из барабана парогенератора, *кг/ч*, *ккал/кг*.

$Д_{пр}$ — расход воды на продувку парогенератора, *кг/ч* (обычно продувку считают в процентах от паропроизводительности агрегата. В зависимости от условий эксплуатации она может составлять от 0,5 до 8%);

$i_{пр}$ — энтальпия кипящей воды, определяемая по давлению в барабане агрегата, *ккал/кг*;

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, *ккал/кг*;

$Д_{вт.п.п}$ — расход пара через вторичный перегреватель, *кг/ч*;

$i'_{вт.п.п}$, $i''_{вт.п.п}$ — энтальпия пара до и после вторичного перегревателя, *ккал/кг*.

При отсутствии отбора насыщенного пара и вторичного перегрева количество полезно использованного в парогенераторе тепла определяется из выражения

$$Q_{пг} = Д_{пе}(i_{пе} - i_{п.в}) + Д_{пр}(i_{пр} - i_{п.в})\ ккал/ч. \qquad (4\text{-}54)$$

Если продувка составляет менее 2% от паропроизводительности парогенератора, то расход тепла на подогрев продувочной воды можно не учитывать. Для этого случая

$$Q_{пг} = Д_{пе}(i_{пе} - i_{п.в})\ ккал/ч. \qquad (4\text{-}55)$$

Если полезно использованное тепло в парогенераторе отнести к 1 *кг* или 1 *нм*³ сожженного топлива, то

$$Q_1 = \frac{Q_{пг}}{B}\ ккал/кг \text{ или } ккал/нм^3; \qquad (4\text{-}56)$$

где B — часовой расход топлива в *кг/ч* или *нм*³/*ч*.

Коэффициент полезного действия парогенератора (брутто)

$$\eta_{пг}^{бр} = \frac{Q_1}{Q_р^р} \cdot 100 = q_1\ \%. \qquad (4\text{-}57)$$

В случае отсутствия расхода насыщенного пара и вторичного перегрева и когда расход продувочной воды не учитывается (величина продувки менее 2%), к. п. д. парогенератора определяется из выражения:

$$\eta_{пг}^{бр} = \frac{Д_{пе}(i_{пе} - i_{п.в})}{B\ Q_р^р} \cdot 100\%. \qquad (4\text{-}58)$$

Если все величины, входящие в это уравнение, в действующем парогенераторе могут быть определены во время его балансового теплового испытания путем непосредственных измерений, то в данном случае $\eta_{пг}^{бр}$ определяется по «прямому балансу».

Если расход топлива B и количество пара $Д_{пе}$ не могут быть определены непосредственно, то $\eta_{пг}^{бр}$ рассчитывают по «обратному балансу», т. е. определением значений всех тепловых потерь.

К. п. д. парогенератора также может быть определен из выражения:

$$\eta_{пг}^{бр} = 100 - \Sigma q\ \%, \qquad (4\text{-}59)$$

где Σq — суммарная потеря тепла в парогенераторе.

Величины всех потерь тепла вычисляются или принимаются по нормативному методу, а суммарная потеря тепла

$$\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6\ \%. \qquad (4\text{-}60)$$

Коэффициент полезного действия парогенератора брутто не учитывает расхода энергии на собственные нужды (электроэнергии и тепла).

Коэффициент полезного действия парогенератора нетто $\eta^{н}_{пг}$ определяется с учетом затрат энергии на собственные нужды

$$\eta^{н}_{пг} = \eta^{бр}_{пг} - \frac{Q_{с.н}}{B \cdot Q^{р}_{р}} \cdot 100\%, \qquad (4\text{-}61)$$

где $Q_{с.н}$ — расход энергии на собственные нужды (электрической и тепловой) парогенератора, *ккал/ч*. При пересчете электроэнергии в тепловую необходимо учитывать к. п. д. электрической станции;

B — часовой расход топлива, *кг/ч* или *нм³/ч*:

$$B = \frac{Q_{пг}}{Q_1}$$

или

$$B = \left[\frac{Д_{пе}(i_{пе} - i_{пв}) + Д_{нп}(i_{нп} - i_{пв}) + Д_{вт.п.п}(i''_{вт.п.п} - i'_{вт.п.п}) + Д_{пр}(i_{пр} - i_{п.в})}{Q^{р}_{р} \cdot \eta^{бр}_{пг}} \right] \cdot 100. \qquad (4\text{-}62)$$

При отсутствии вторичного перегрева, отбора насыщенного пара и при отказе от учета тепла продувочной воды расход топлива определяется из выражения

$$B = \frac{Д_{пе}(i_{пе} - i_{пв})}{Q^{р}_{р} \cdot \eta^{бр}_{пг}} \cdot 100. \qquad (4\text{-}63)$$

Определение суммарных объемов продуктов сгорания и воздуха, проходящих по парогенератору, и заключенных в них количеств тепла производится по расчетному количеству топлива, определяемому с учетом механического недожога:

$$B_{р} = B\left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \qquad (4\text{-}64)$$

где B — действительный расход топлива, поступающего в парогенератор, *кг/ч*.

Во все формулы, применяемые для определения суммарных объемов и количеств тепла, подставляется $B_{р}$. В величины удельных объемов и энтальпий поправка на механический недожог не вводится.

Расчет системы пылеприготовления и топливоподачи ведется по действительному расходу топлива B, а расчет тяги и дутья — по расчетному расходу топлива $B_{р}$.

В случае подсушки топлива уходящими газами по разомкнутому циклу расход рабочего сырого топлива и к. п. д. парогенератора при расчете на рабочее топливо определяются по формулам:

$$B = B' \frac{100 - W^{р'}}{100 - W^{р}} \text{ кг/ч}; \qquad (4\text{-}65)$$

$$\eta^{бр}_{пг} = \eta^{бр'}_{пг} \frac{B' \cdot Q^{р'}_{р}}{B \cdot Q^{р}_{р}} \%. \qquad (4\text{-}66)$$

(Обозначения со штрихом относятся к подсушенному топливу, без штриха — к рабочему (сырому) топливу.)

При определении $\eta^{бр'}_{пг}$ в величину q_4 вводится потеря с уносом пыли из золоуловителя.

Значительные колебания теплоты сгорания различных видов топлива затрудняют осуществление сравнительных расчетов удельных расходов топлива, норм его расхода на единицу промышленной продукции, на 1 *кВт·ч*, на 1 *т* пара.

Для упрощения таких расчетов введено понятие «условное топливо», низшая теплота сгорания которого равна 7000 *ккал/кг*.

Тепловой эквивалент любого топлива $Э = \frac{Q^{р}_{н}}{7000}$, тогда справедливо равенство

$$B_{у.т} \cdot 7000 = B \cdot Q^{р}_{н}, \qquad (4\text{-}67)$$

где $B_{у.т}$ — расход условного топлива, *кг/ч*;

B — расход рабочего топлива, *кг/ч*;

7000 — низшая теплота сгорания условного топлива, *кг/ч*;

$Q^{р}_{н}$ — низшая теплота сгорания рабочего топлива, *ккал/кг*. Тогда расход условного топлива

$$B_{у.т} = B \cdot \frac{Q^{р}_{н}}{7000} = B \cdot Э \text{ кг/ч}^{*}. \qquad (4\text{-}68)$$

Определив расход условного топлива для каждого парогенератора, легко сопоставить весовые и удельные расходы топлива на единицу продукции и экономичность парогенераторов.

§ 4-5. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИНАХ

В настоящее время в качестве тягодутьевых машин применяются три типа вентиляторов:

центробежные (радиальные) с загнутыми вперед лопатками;

центробежные с загнутыми назад лопатками;

осевые.

На рис. 4—10 представлены треугольники скоростей для этих типов вентиляторов. Маркировка вентиляторов производится по углу $\beta'_2 = 180° - \beta_2$.

Центробежные вентиляторы могут быть также с радиальными лопатками ($\beta'_2 = 90°$).

* Поскольку низшая теплота сгорания условного топлива дается в *ккал/кг*, то в выражении (4-68) расход рабочего топлива должен даваться в *кг/ч*, а его низшая теплота сгорания — в *ккал/кг*.

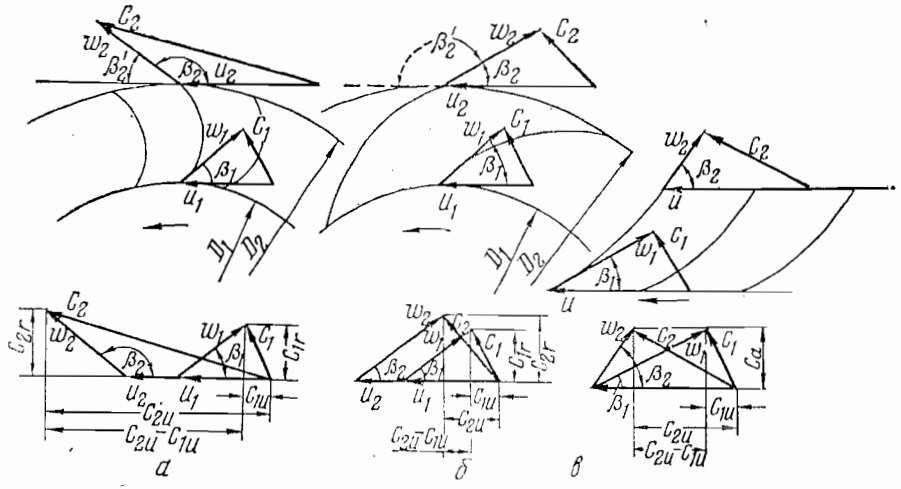


Рис. 4-10. Схема рабочих колес и треугольники скоростей тягодутьевых машин:

а — с загнутыми вперед лопатками; *б* — с загнутыми назад лопатками; *в* — осевого типа.

Давление, создаваемое вентилятором

Полное давление, создаваемое вентилятором,

$$H_{\text{п}} = \eta_{\text{г}} \rho \left(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}\right) \ кгс/м^2, \tag{4-69}$$

где $\eta_{\text{г}}$ — гидравлический к. п. д. машины;

ρ — плотность перемещаемого газа, $кг \cdot с^2/м^4$;

u_1, u_2 — окружные скорости рабочего колеса соответственно на входе и выходе из рабочих лопаток, $м/с$;

c_{1u}, c_{2u} — проекции абсолютных скоростей газа на входе и выходе из рабочих лопаток на направление окружной скорости.

При $c_{1u} = 0$ и коэффициенте закручивания потока на выходе из рабочего колеса

$$\varphi_2 = \frac{c_{2u}}{u_2}$$

полное давление

$$H_{\text{п}} = \eta_{\text{г}} \cdot \rho \varphi_2 u_2^2 \ кгс/м^2. \tag{4-70}$$

Коэффициент полного давления

$$\overline{H}_{\text{п}} = \frac{H_{\text{п}}}{\rho u_2^2} \tag{4-71}$$

или

$$\overline{H}_{\text{п}} = \eta_{\text{г}} \varphi_2. \tag{4-72}$$

Тогда

$$H_{\text{п}} = \overline{H}_{\text{п}} \rho u_2^2. \tag{4-73}$$

Примерные значения коэффициентов:

а) для вентиляторов с загнутыми вперед лопатками:

$$\eta_{\text{г}} = 0{,}60 \div 0{,}75; \ \varphi_2 = 1{,}1 \div 1{,}6; \ \overline{H}_{\text{п}} = 0{,}7 \div 1{,}4;$$

б) для вентиляторов с загнутыми назад лопатками

$$\eta_{\text{г}} = 0{,}7 \div 0{,}9; \ \varphi_2 = 0{,}6 \div 0{,}8; \ \overline{H}_{\text{п}} = 0{,}35 \div 0{,}60.$$

Полное давление, создаваемое вентилятором, может быть определено как разность полных давлений на выходе из вентилятора и входе в него, соответственно равных сумме статического и динамического давлений:

$$H_{\text{п}} = \left(H_{\text{ст}}^{\text{п}} + \rho \frac{c_{\text{п}}^2}{2}\right) - \left(H_{\text{ст}}^{\text{вс}} + \rho \frac{c_{\text{вс}}^2}{2}\right), \tag{4-74}$$

где $\rho \frac{c^2}{2} = H_{\text{д}}$ — динамическое давление;

индексы «п» и «вс» — соответственно на нагнетательной и всасывающей стороне.

Производительность вентилятора

Производительностью вентилятора называется объемное количество газа, всасываемое вентилятором в единицу времени:

$$Q = \frac{G}{\gamma} \ м^3/с. \tag{4-75}$$

Весовое количество всасываемого газа

$$G = \gamma Q \ кГ/с, \tag{4-76}$$

где γ — удельный вес газа, при состоянии на всасывающей стороне, $кг/м^3$.

Производительность при **нормальных** условиях чистого воздуха ($H_0 = 760$ *мм рт. ст*, $t = 0°$ С, $\gamma_0 = 1{,}293$ $кг/м^3$) выражается в нормальных кубических метрах ($нм^3$):

$$Q_0 = \frac{G}{\gamma_0} \ нм^3/с. \tag{4-77}$$

Зависимость между Q_0 и производительностью Q при действительных условиях:

$$Q_0 = Q \frac{\gamma}{\gamma_0}. \tag{4-78}$$

Производительность может быть приведена к **стандартным** условиям ($H_{\text{ст}} = 760$ *мм рт. ст*, $t_{\text{ст}} = 20°$ С, относительная влажность воздуха $\varphi = 50\%$, $\gamma_{\text{ст}} = 1{,}2$ $кг/м^3$):

$$Q_{\text{ст}} = Q \frac{\gamma}{1{,}2} \ м^3/с. \tag{4-79}$$

Приведенная производительность (коэффициент расхода)

$$\overline{Q} = \frac{Q}{2F_2 u_2 z}, \tag{4-80}$$

где $F_2 = \frac{\pi D_2^2}{4}$,

$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$;

z — число всасывающих отверстий.

Мощность

Эффективная мощность (на валу машины)

$$N_e = \frac{\gamma Q H}{102\,\eta}\ кВт, \tag{4-81}$$

где η — полный к. п. д. машины.

Мощность двигателя

$$N_{дв} = K\frac{\gamma Q H}{102\,\eta\eta_{пер}}\ кВт, \tag{4-82}$$

где $K = 1{,}1 \div 1{,}3$ — коэффициент запаса;

$\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи.

Зависимость производительности, давления и мощности от числа оборотов машины

Режим работы турбомашины определяется параметрами Q, H, N и числом оборотов n. При изменении числа оборотов n соответственно изменяются производительность, давление и мощность машины в следующих соотношениях:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}, \tag{4-83}$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \tag{4-84}$$

$$\frac{N_e}{N_{e_1}} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3. \tag{4-85}$$

Удельная быстроходность серии машин, выполняемых по однотипной аэродинамической схеме,

$$n_y = 82\frac{\overline{Q}^{0,5}}{\overline{H}^{0,75}}, \tag{4-86}$$

где $\overline{Q}$ — приведенная производительность (коэффициент расхода);

$\overline{H}$ — коэффициент давления.

Влияние состояния всасываемого газа на работу вентилятора

Объемная производительность вентилятора не зависит от плотности газа и при любом ее значении (следовательно, и при любой температуре) остается неизменной, т. е.

$$Q = \text{const}. \tag{4—87}$$

Весовая производительность $G = \gamma Q\ кг/с$ зависит от изменения γ, т. е. от температуры газа. Если вентилятор предназначен для подачи определенного весового количества воздуха, то для уменьшения объемной производительности (уменьшения размеров вентилятора), а также исходя из более надежной работы его следует рассчитывать и устанавливать на самой холодной стороне газохода.

Давление, развиваемое вентилятором, пропорционально удельному весу газа:

$$H = \gamma h,\ кгс/м^2, \tag{4-88}$$

где h — напор, $м\ ст.$ газа.

При изменении γ справедливо соотношение

$$\frac{H}{H_0} = \frac{\gamma}{\gamma_0} = \frac{\rho}{\rho_0}. \tag{4-89}$$

Давление, развиваемое вентилятором при данных условиях,

$$H = H_0\frac{T_0}{T}, \tag{4-90}$$

где H_0, T_0 — давление при стандартных (расчетных) условиях.

Таким образом, при повышении температуры газа в сравнении со стандартной (расчетной) давление за вентилятором уменьшается.

Мощность $N_e = N_{e_0}\frac{T_0}{T}$, т. е. изменяется в зависимости от температуры аналогично изменению давления.

Маркировка, аэродинамические схемы, номенклатура и характеристики тягодутьевых машин

Маркировка машин обозначает назначение, размер рабочего колеса, конструктивное выполнение и аэродинамическую схему.

Начальные буквы в марке машины означают:

ВД — вентилятор дутьевой;

ВДН — вентилятор дутьевой с загнутыми назад лопатками;

ВГД — вентилятор горячего дутья;

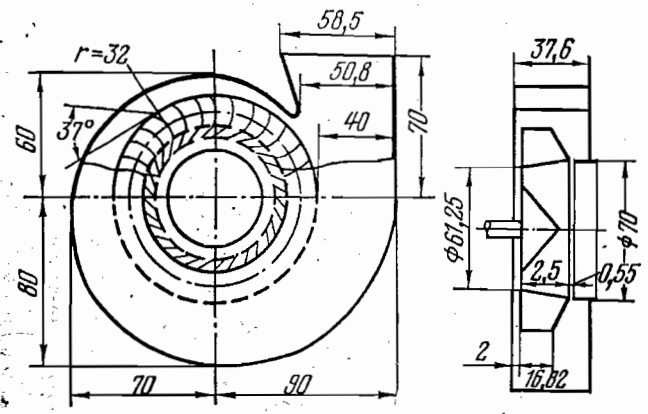


Рис. 4-11. Аэродинамическая схема вентилятора 0,7-37.

ВМ — вентилятор мельничный;
Д — дымосос;
ДО — дымосос осевой.

Размер рабочего колеса (диаметр в дециметрах по внешним выходным кромкам) определяется номером машины, который указывается цифрой после букв. Например, ВДН-32 — это значит вентилятор дутьевой с загнутыми назад лопатками, диаметр рабочего колеса 32 *дм* (3200 *мм*).

Конструктивное выполнение машины — двустороннего (двухопорного типа) или одностороннего всасывания (консольного типа) и другие особенности — также отражается маркировкой. Например, Д-25×2Шу — дымосос № 25 двустороннего всасывания с широкими лопатками и укороченным валом; ВДН-24×8П — вентилятор дутьевой № 24 с загнутыми назад восемью профильными лопатками.

Серия машин характеризуется аэродинамической схемой, из которой видны конструктивные особенности и размеры в долях от диаметра рабочего колеса D_2, принимаемого за 100 (рис. 4-11). Обозначение аэродинамической схемы, например 0,7-37, указывает к. п. д. машины при оптимальном режиме (70%) и значение выходного угла лопаток ($\beta_2' = 37°$).

Схема 0,7-37 имеет высокий коэффициент давления ($\overline{H}_п = 0,85$) вследствие применения загнутых вперед лопаток и небольшой коэффициент расхода ($\overline{Q} = 0,14$), что придает машинам громоздкость.

По этой схеме изготовлены дутьевые вентиляторы одностороннего всасывания (консольные): от ВД-6 до ВД-20, дымососы одно- и двустороннего всасывания: Д-13,5×2 ÷ Д-21,5×2 и вентиляторы горячего дутья: ВГД-13,5; ВГД-15,5; ВГД-18; ВГД-20 на $t = 400°$ С.

Таблица 4-29

Характеристика тягодутьевых машин (на оптимальном режиме)

Аэродинамическая схема	К. п. д., %	$\overline{Q}$	$\overline{H}_п$	Динамический напор на всасывании $\overline{H}^в_д$, %	Динамический напор на нагнетании $\overline{H}^н_д$, %
Центробежные (радиальные) машины с загнутыми вперед лопатками					
0,7-37	68	0,14	0,85	4,8	14,7
0,8-37	70	0,25	0,93	8,3	16,8
Радиальные машины с загнутыми назад лопатками					
0,7-160	85	0,13	0,38	9,3	11,0
0,7-160-II	87	0,20	0,35	23,7	12,2
Осевые машины					
К-42 двухступенчатый	82	0,35	0,47	—	—
К-42Ф одноступенчатый	82	0,35	0,30	—	—
К-70 меридиальный	80	0,28	0,45	—	—

Схема 0,8-37º применена в дымососах Д25×2Ш (с широкими лопатками) и в дымососах Д25×2Шу (с укороченным валом) и отличается от предыдущей схемы повышенными коэффициентами $\overline{H}_п$ и $\overline{Q}$.

Машины с загнутыми назад лопатками отличаются высокой экономичностью ($\eta = 85—90\%$), небольшим количеством профилирующих лопаток (6—12), широким колесом.

Схема 0,7-160 применена для дутьевого вентилятора ВДН-32 к парогенератору 640 *т/ч*, а также для ВДН-24, ВДН-25, ВДН-26.

Схема 0,7-160-II (повышенной быстроходности) применена для дутьевого вентилятора двустороннего всасывания ВДН-24×2II к парогенератору 950 *т/ч*. Для мощных блоков (800 *МВт* и выше) МО ЦКТИ предложена для дутьевых вентиляторов аэродинамическая схема 0,5-35-8П6 (0,5 — отношение диаметра входа к диаметру рабочего колеса, 35 — угол установки лопатки в градусах; 8П6 — 8 профильных лопаток типа 6).

Таблица 4-30

Номенклатура дутьевых вентиляторов

№ п.п.	Тип	Основные характеристики				Температура воздуха, °С	Аэродинамическая схема
		Число оборотов, n	Q, тыс. $м^3/ч$	$H_п$ $кгс/м^2$	N_e, $кВт$		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	ВДН-28, 5×8П	980	625	950	2050	30	0,5-35-8П6
2	ВДН-24×8П	1480	625	1750	3550	30	0,5-35-8П6
3	ВДН-23×8П	1480	625	1300	2700	30	0,5-35-8П6
4	ВДН-24×2-II	735	575	380	712	30	0,7-160-II
5	ВДН-28-II	740	420	495	900		0,7-160-II
		590	338	318	500		
6	ВДН-32	730	450	670	1000	30	0,7-160
		580	350	460	550	30	0,7-160
7	ВДН-23×2	740	350	335	365	30	0,7-160
8	ВДН-26	735	240	455	335	20	0,7-160
9	ВДН-25	735	220	425	300	20	0,7-160
10	ВДН-24	735	210	415	260	20	0,7-160
11	ВДН-20,5	980	150	500	250	38	0,7-160
12	ВДН-19	980	125	430	220	20	0,7-160
13	ВД-20	730	140	630	295	20	0,7-37
		585	120	1410	218	20	0,7-37
14	ВД-18	730	100	510	226	20	0,7-37
15	ВД-15,5	585	80	243	81	20	0,7-37
		730	100	378	154	20	0,7-37
		970	129,5	668	350	20	0,7-37
16	ВД-13,5	485	44	127	23,5	20	0,7-37
		730	65,5	288	76	20	0,7-37
		970	87,5	506	187	20	0,7-37
17	ВД-12	485	27,5	88	11,6	20	0,7-37
		730	41	222	39,2	20	0,7-37
		970	55	392	93,5	20	0,7-37
18	ВД-10	485	15,5	68	4,6	20	0,7-37
		730	23,5	155	15,4	20	0,7-37
		970	31	272	39,5	20	0,7-37

Продолжение таблицы 4-30

1	2	3	4	5	6	7	8
	Вентиляторы горячего дутья						
19	ВГД-20	730	150	390	230	200	0,7-37
				280	165	400	
20	ВГД-15,5	970	85	410	140	200	0,7-37
				210	95	400	

Примечание. Вентиляторы п. 1—12, 19—20 — производства Барнаульского котельного завода; п. 13—14 — Каменск-Шахтинского машиностроительного завода; п. 15—18—Хабаровского завода «Энергомаш» (с параметрами для максимального режима).

В соответствии с ГОСТ 9725—61 Барнаульский котельный завод разработал новую серию центробежных дутьевых вентиляторов, предназначенных для парогенераторов производительностью от 2 до 640 $т/ч$ (табл. 4-31).

Осевые машины с различными аэродинамическими схемами применяются в качестве дымососов (типа ДО-31,5) для мощных блоков (в основу положена схема К-42).

Мельничные вентиляторы с давлением 750—1200 $кгс/м^2$ и расходом 40—250 тыс. $м^3/ч$ изготовлены по аэродинамическим схемам 0,51—80° (ВМ 50/1000, ВМ 75/1200 и др.) и 0,53—75° (ВМ 40/750).

Таблица 4-31

Основная характеристика центробежных дутьевых вентиляторов

Q, тыс. $м^3/ч$	H, $кгс/м^2$	Q, тыс. $м^3/ч$	H, $кгс/м^2$
3—10	80—200	70—100	150—450
10—50	100—300	100—500	200—450
50—70	150—300		

Таблица 4-32

Номенклатура дымососов

№ п.п.	Тип дымососа	Основные характеристики				Температура газов, °С	Аэродинамическая схема
		Число оборотов, n	Q, тыс. $м^3/ч$	H, $кгс/м^2$	Ne, $кВт$		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	ДО-31,5	590	1000	500	2480	140	К-42Ф
2	ДО-31,5	490	900	360	1300	100	К-42
3	Д-25×2Шу	585	650	500	1050	100	0,8-37
4	Д-25×2Ш	490	650	420	1200	100	0,8-37
5	Д-21,5×2	730	305	470	540	200	0,7-37
		580	242	300	285	200	0,7-37
6	Д-20×2	730	245	408	300	200	0,7-37
		580	195	258	200	200	0,7-37
7	Д-18×2	730	180	330	230	200	0,7-37
		580	143	208	180	200	0,7-37
8	Д-15,5×2	580	80	153	48	200	0,7-37
9	Д-13,5×2	580	60	113	27	200	0,7-37
		485	50	78	16	200	0,7-37
10	Д-20	730	120	380	180	200	0,7-37
		585	100	245	100	200	0,7-37
11	Д-18	730	90	320	110	200	0,7-37
		585	70	200	60	200	0,7-37
12	Д-15,5	585	80	151	59		
		730	100	238	95,5	200	0,7-37
		970	129,5	415	217		
13	Д-13,5	485	44	79	14,7		
		730	65,5	179	46,5	200	0,7-37
		970	87,5	315	114		

Продолжение таблицы 4-32

1	2	3	4	5	6	7	8
14	Д-12	485	27,5	61	7,2		
		730	41	138	24,7	200	0,7-37
		970	55	245	57,5		
15	Д-10	485	15,1	42	2,8		
		730	23,5	96	9,6	200	0,7-37
		970	31	619	24		
16	Д-8	750	8	60	4,5	200	0,7-37

Примечание. Дымососы п. 1, 4, 7 — 10 — производства Барнаульского котельного завода; п. 2, 3 — Подольского машиностроительного; п. 5, 6 — Каунасского «Пяргале»; п. 11 — 15 — Хабаровского завода «Энергомаш» (с параметрами для максимального режима).

Таблица 4-33

Номенклатура мельничных вентиляторов, выпускаемых Барнаульским котельным заводом

№ п.п.	Шифр вентилятора	Диаметр колеса, $мм$	Q, тыс. $м^3/ч$	$H_п$, $кгс/м^3$	N_e $кВт$	Примечание
1	ВМ40/750	1325	40	750	135	
2	ВМ50/1000	1600	50	1090	245	
3	ВМ75/1200	1730	75	1290	425	
4	ВМ100/1000	1615	100	975	460	
5	ВМ100/1200	1735	100	1110		
6	ВМ150/1200	1750	150	1200		Подлежат уточнению
7	ВМ250/1200	1750	250	1200		

Примечания: 1. Скорость вращения для всех вентиляторов $n = 1480$ *об/мин*.
2. $H_п$ приведены для $t = 70°$ С и $p = 760$ *мм рт. ст.* при работе на чистом воздухе.
3. Вентиляторы предназначены для перемещения угольной пыли с концентрацией до 80 *г/кг* и $t = 80°$ С. Допускается температура до 200° С.

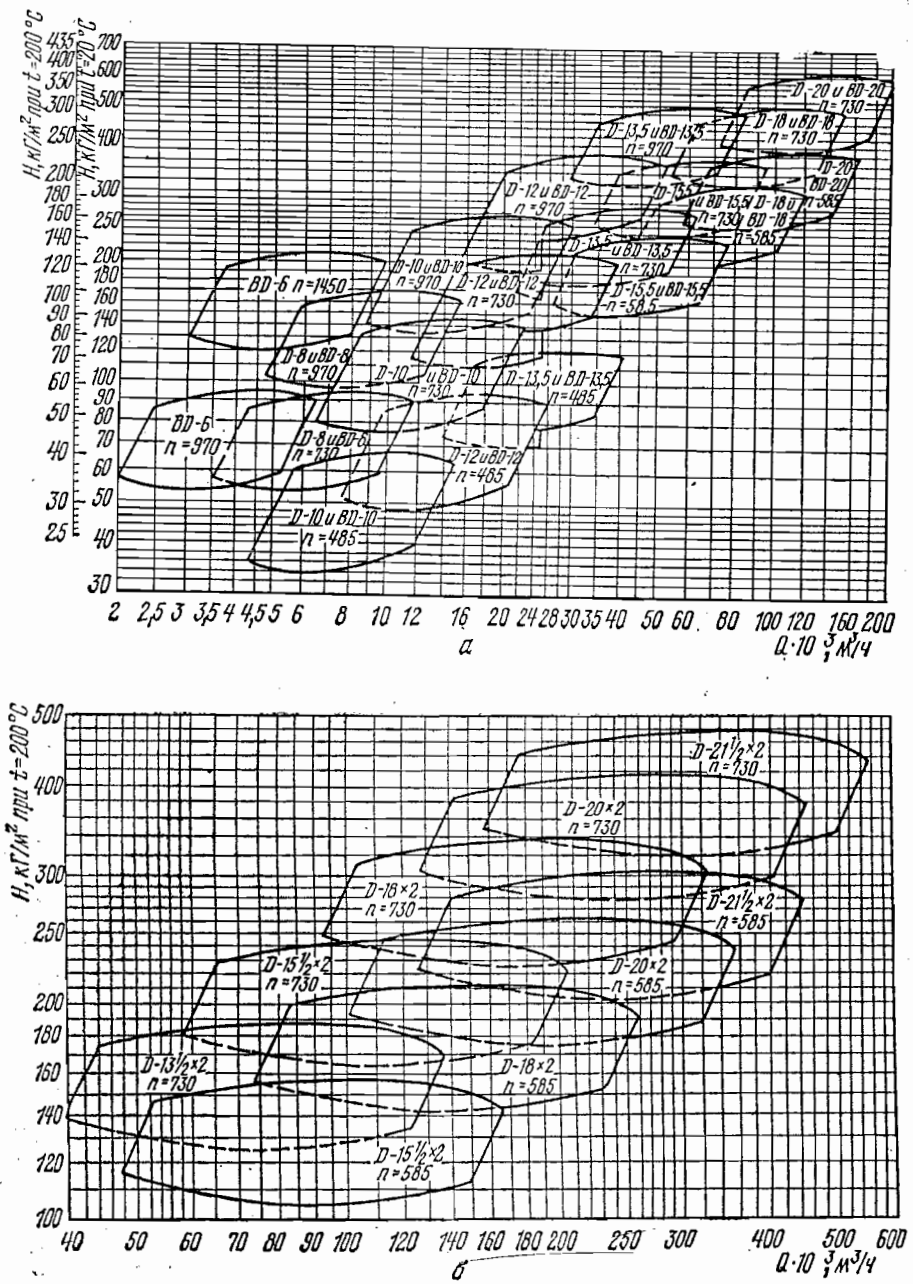


Рис. 4-12. Поля характеристик серийных вентиляторов и дымососов по схеме 0,7-37:

а — вентиляторы и дымососы одностороннего всасывания; *б* — дымососы двустороннего всасывания.

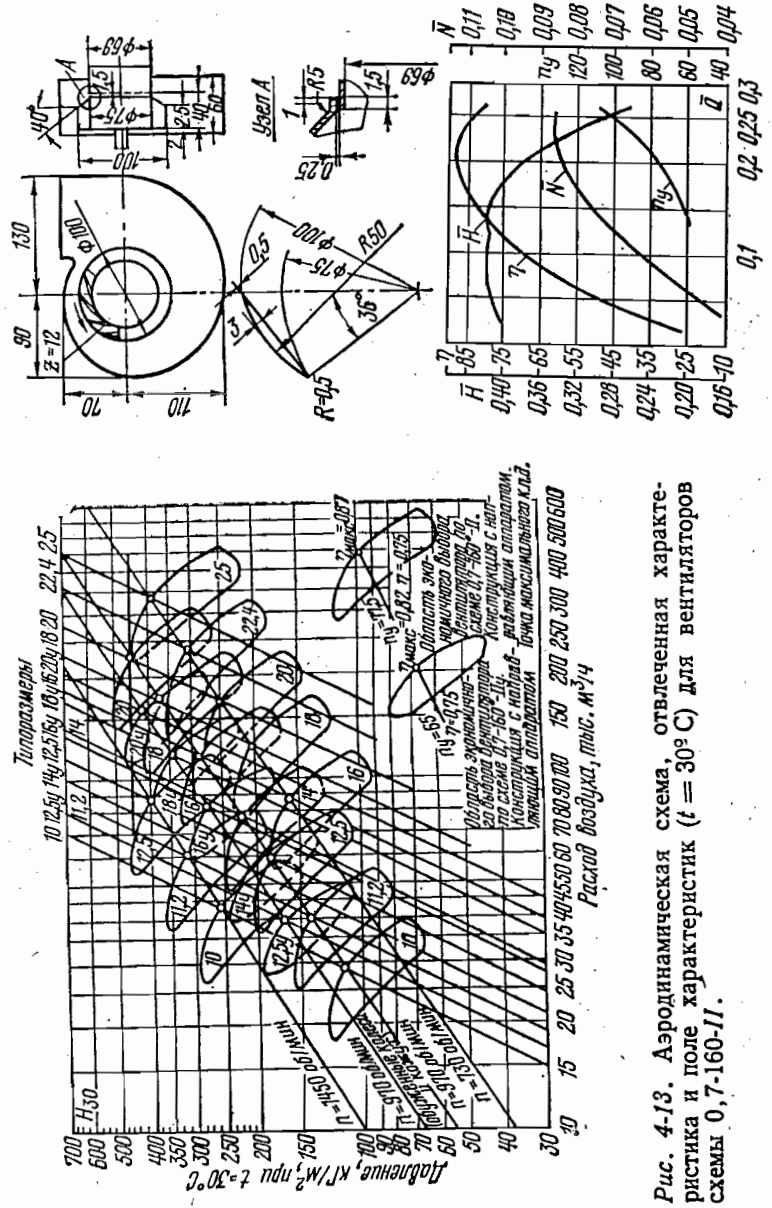


Рис. 4-13. Аэродинамическая схема, отвлеченная характеристика и поле характеристик ($t = 30°$ С) для вентиляторов схемы 0,7-160-11.

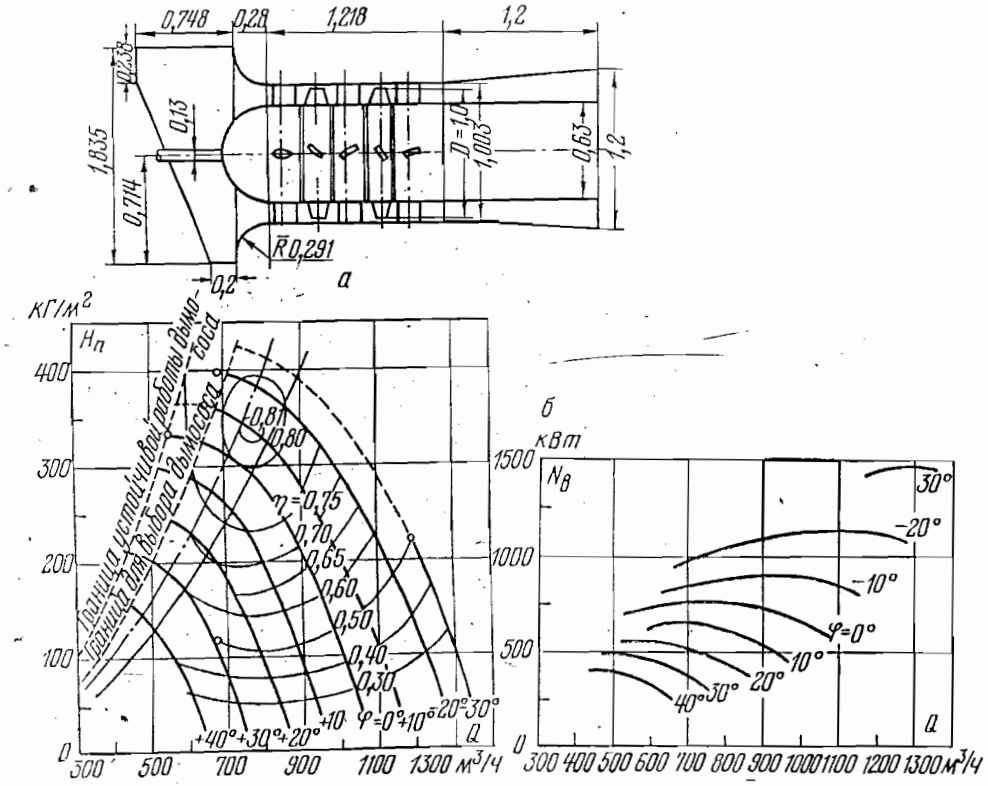


Рис. 4-14. Осевой дымосос ДО-31,5:
а — аэродинамическая схема; *б* — характеристика при $t = 100°$ С, $n = 490$ *об/мин*; φ — угол установки лопатки направляющего аппарата.

На рис. 4-12 представлены поля характеристик серийных вентиляторов и дымососов по схеме 0,7-37.

На рис. 4-13 изображены аэродинамическая схема 0,7-160-*II* и характеристики вентиляторов этой серии (отвлеченная и поле характеристик). Осевой дымосос типа ДО-31,5 и его характеристика представлены на рис. 4-14, а на рис. 4-15 — дымосос по схеме МК-70.

§ 4-6. ВЫБОР ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИН

Основные принципы выбора вентиляторов

При выборе вентиляторов исходят из заданных величин давления, производительности, содержания механических примесей, температуры газов, к. п. д.

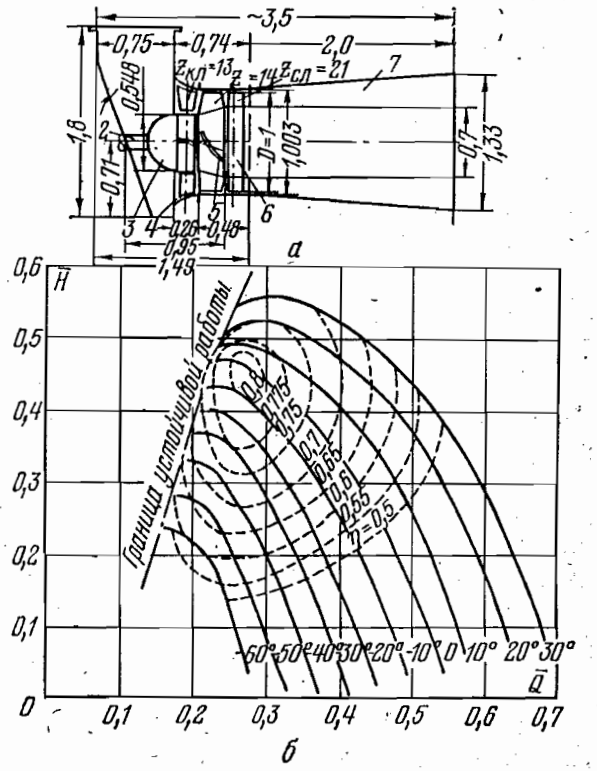


Рис. 4-15. Осевой дымосос по схеме МК-70:
а — аэродинамическая схема; *б* — характеристика.

Серию и тип вентилятора выбирают по характеристикам (серийным или индивидуальным).

Заданные значения давления и производительности позволяют выбрать число оборотов, окружную скорость U_2 (для оценки механической прочности и уровня шума) и среднюю скорость газа в выходном патрубке с соответствующим значением динамического давления.

Производительность вентилятора для чистого и малозапыленного воздуха

$$Q = Q_р. \tag{4-90}$$

где $Q_р$ — расчетный объемный расход воздуха, *м³/ч*.

Для сетей пневматического транспорта с учетом подсоса через неплотности

$$Q = 1,1\,Q_р, \tag{4-91}$$

Давление, развиваемое вентилятором для чистого и мало запыленного воздуха при стандартных условиях ($t = 20°$ С, $P = 760$ *мм рт. ст*),

$$H = H_р, \tag{4-92}$$

где $H_р$ — расчетные потери полного давления, *кгс/м²*.

Для сетей пневмотранспорта

$$H = 1{,}1\, H_{сум}, \tag{4-93}$$

где $H_{сум}$ — суммарные потери в сети с учетом механических примесей, *кгс/м²*: $H_{сум} = H_р\,(1+K\mu)$;

K — опытный коэффициент (для минеральной пыли $K = 1$; для опилок и стружек $K = 1{,}4$ и т. д.);

μ — весовая концентрация пыли — отношение веса пыли к весу чистого воздуха.

Для условий, отличающихся от стандартных,

$$H = H_р \frac{t + 273}{293} \frac{B}{760}\ кгс/м^2, \tag{4-94}$$

где t и B — действительные температура (° С) и барометрическое давление (*мм рт ст*).

Мощность на валу электродвигателя:

а) при перемещении чистого воздуха стандартной температуры

$$N_э = \frac{QH}{3600 \cdot 102 \eta_в \eta_{пер}}\ кВт, \tag{4-95}$$

где $\eta_в$ — к. п. д. вентилятора;

$\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи (0,98—с муфтой; 0,95—с клиноременной передачей; 0,9 с плоскоременной передачей);

б) при перемещении воздуха с механическими примесями

$$N_э = \frac{QH}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_в \cdot \eta_{пер}} (1 + K\mu)\ кВт; \tag{4-96}$$

в) при перемещении воздуха с температурой, отличающейся от стандартной

$$N_э = \frac{QH}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_в\, \eta_{пер}} \frac{293}{t + 273}\ кВт. \tag{4-97}$$

Установленная мощность электродвигателя (с учетом пускового момента)

$$N_{уст} = \kappa N_э, \tag{4-98}$$

где κ — коэффициент запаса. При мощности более 5 *кВт* $\kappa = 1{,}1$.

Выбор тягодутьевых машин

Для выбора вентилятора или дымососа необходимо знать объем воздуха (газа) Q в месте установки машины, перепад полных давлений $\Delta H_п$ при нормальной нагрузке парогенератора и удельный вес перемещаемого газа γ.

Объемный расход воздуха перед вентилятором определяется из выражения

$$Q_{х.в} = \alpha_в\, B\, V^0 \frac{T_{х.в}}{273}\ м^3/ч. \tag{4-99}$$

Объем дымовых газов перед дымососом

$$Q_д = B\,[V_г^0 + (\alpha_д - 1)\, V^0] \frac{T_д}{273}\ м^3/ч. \tag{4-100}$$

В этих формулах $\alpha_в$, $\alpha_д$ — избытки воздуха соответственно перед вентилятором и дымососом;

B — расход топлива, *кг/ч*;

V^0, $V_г^0$ — теоретически необходимый для горения объем воздуха и теоретический объем продуктов сгорания, *нм³/кг*;

$T_{х.в}$, $T_д$ — температура холодного воздуха и газа перед дымососом, ° К.

В соответствии с нормами технологического проектирования тепловых электрических станций на парогенератор производительностью 220 *т/ч* и менее, а также на каждый парогенератор дубль-блока может устанавливаться один дутьевой вентилятор и один дымосос.

Для более мощных парогенераторов устанавливаются два дутьевых вентилятора и два дымососа производительностью 50% каждый.

Характеристика дутьевых вентиляторов и дымососов выбирается с учетом запасов против расчетных величин: по производительности — 5% и по давлению — 10%.

Расчетная производительность вентиляторов должна учитывать также рециркуляцию воздуха, если таковая предусматривается проектом. При номинальной нагрузке парогенератора вентиляторы и дымососы должны работать в режиме, при котором их к. п. д. не ниже 90% максимального.

Таким образом, производительность вентилятора или дымососа с учетом коэффициента запаса $\beta_1 = 1{,}05$

$$Q = \beta_1 Q_р\ м^3/ч, \tag{4-101}$$

где $Q_р$ — расчетный объем воздуха или дымовых газов.

Давление, на которое подбирается вентилятор или дымосос, определяется в результате расчета сопротивления ΔH воздушного и газового трактов. С учетом коэффициента запаса $\beta_2 = 1{,}1$ расчетное полное давление $H_р = \beta_2 \Delta H\ кгс/м^2$.

Для выбора машин необходимо расчетное значение давления привести к удельному весу среды, для которой дается характеристика заводом-изготовителем.

Тогда

$$H = H_р \frac{\gamma_з}{\gamma}\ кгс/м^2 \tag{4-102}$$

или

$$H = H_р \frac{t + 273}{T_в}\ кгс/м^2 \tag{4-103}$$

(без учета изменения барометрического давления).

До последнего времени заводские характеристики строились при температурах:

Таблица 4-34

Характеристика газовоздушных трактов паротурбинных блоков мощностью от 200 до 800 *МВт*

№ варианта	Мощность блока *МВт*	Топливо	Тип топки	Тракт дутьевого вентилятора			Тракт дымососа			Примечание
				Q, тыс. *м³/ч*	*H*, *кгс/м²*	*t*, °С	*Q*, тыс. *м³/ч*	*H*, *кгс/м²*	*t*, °С	
1	200	АШ	Камерная	780	285	30	1180	350	84	
2	300	Экибастузский уголь	»	1200	340	30	1920	380	130	
3	300	АШ	»	1600	340	30	2060	440	130	
4	300	Мазут	»	1120	330	30	1814	180	140	
5	500	Назаровский уголь	»	2000	385	45	2800	380	140	
6	800	АШ	»	2160	440	30	3680	475	105	
7	800	Канско-Ачинский уголь	С пережимом	2620	500	30	4000	500	140	
8	800	» »	С горизонтальным циклоном	2500	1300	30	4000	500	140	
9	800	» »	То же	2500	1750	30	—	—	—	Наддув

для вентиляторов $t_з = 20°$ С ($\gamma_з = 1{,}20$ *кг/м³*);
для дымососов $t_з = 200°$ С ($\gamma_з = 0{,}744$ *кг/м³*).

В настоящее время приняты температуры:
для вентиляторов $t_з = 30°$ ($\gamma_з = 1{,}16$ *кг/м³*);
для дымососов $t_з = 100°$ С ($\gamma_з = 0{,}947$ *кг/м³*).

В том и другом случае барометрическое давление $B = 760$ *мм рт. ст.*

По найденным значениям Q и H выбирается вентилятор или дымосос с помощью полей характеристик серийных машин и индивидуальных аэродинамических характеристик.

В табл. 4-34 приведена характеристика газовоздушных трактов паротурбинных блоков.

Глава пятая

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБЩЕСТАНЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

§ 5-1. ДЕАЭРАЦИОННО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Деаэрационно-питательная установка парогенераторов является одним из наиболее ответственных элементов паротурбинной электростанции. Она должна располагать резервом и обеспечивать бесперебойную подачу воды в парогенераторы на всех режимах их работы. Питательная установка состоит из деаэраторных колонок, баков питательной воды, питательных насосов и системы трубопроводов (рис. 5-1). Баки питательной воды выравнивают возможное временное несоответствие между количеством воды, требуемым для питания парогенераторов и поступающим в питательную установку. Суммарный запас питательной воды в баках деаэраторов должен составлять для блочных электростанций не менее 5-минутного, а для ТЭЦ — не менее 15-минутного ее расхода при работе станции с номинальной мощностью. Для хранения запаса питательной воды на блочных ГРЭС и на ТЭЦ с турбинами Т-250-240 устанавливаются три бака емкостью по 1000 $м^3$, а на ТЭЦ и неблочных ГРЭС — три бака емкостью по 500 $м^3$. Производительность деаэраторов выбирается по максимальному расходу питательной воды.

Добавочная химобессолевая вода, восполняющая потери рабочего тела, на современных ТЭС подается в конденсаторы турбин, что улучшает качество деаэрации котельной воды и повышает эффективность регенеративного цикла.

Термическая деаэрация воды является основным методом борьбы с внутренней коррозией теплосилового оборудования и трубопроводов на ТЭС, а также в тепловых сетях. В термическом деаэраторе (колонке) вода доводится до состояния кипения, в результате чего растворимость коррозионно-агрессивных и инертных газов (O_2, CO_2, N_2) в жидкости становится равной нулю и они выделяются из воды.

Для деаэрации питательной воды в тепловой схеме ТЭС применяются в основном смешивающие деаэраторы повышенного давления (6—7 *ат*) типа ДСП, что уменьшает число подогревателей высокого давления (ПВД), повышает надежность регенеративной системы, а также обеспечивает питание

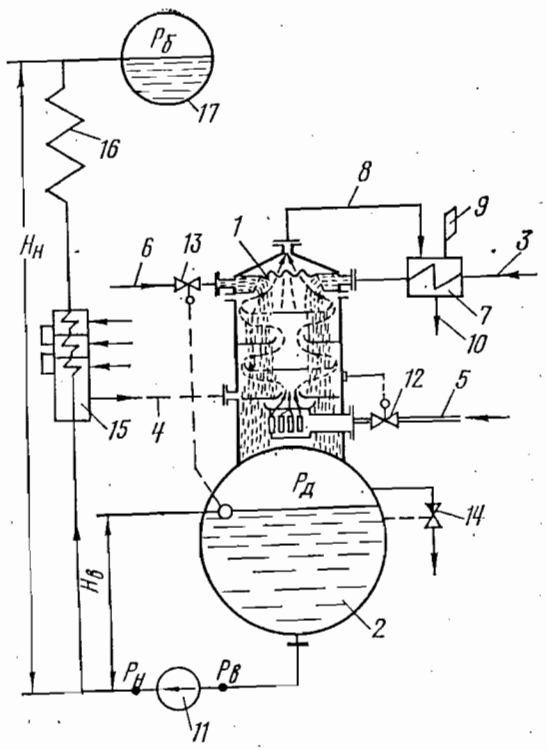


Рис. 5-1. Схема деаэрационно-питательной установки парогенератора:

1 — деаэрационная колонка; *2* — бак питательной воды; *3* — основной конденсат от регенеративных подогревателей низкого давления; *4* — конденсат регенеративного подогревателя высокого давления; *5* — греющий пар; *6* — дистиллят испарителей или добавочная химобессоленная вода; *7* — охладитель выпара; *8* — выпар; *9* — выброс агрессивных газов; *10* — конденсат выпара; *11* — питательный насос; *12* — регулятор давления; *13* — регулятор питания; *14* — сливной клапан; *15* — регенеративные подогреватели высокого давления; *16* — водяной экономайзер; *17* — барабан парогенератора.

парогенераторов водой с достаточно высокой температурой на пусковых режимах и при выходе из строя ПВД. Атмосферные деаэраторы (ДСА) с рабочим давлением 1,2 *ат* применяются для предварительной деаэрации конденсата, возвращаемого с производства, добавочной воды и подпиточной воды тепловых сетей. Вакуумные деаэраторы (ДСВ) в настоящее время начинают широко применяться на ТЭЦ для деаэрации подпиточной воды тепловых сетей с открытым водоразбором (рис. 5-2). Они позволяют использовать низкопотенциальные отборы турбин, свести до минимума потери конденсата греющего пара и улучшить работу подпиточных насосов, так как температура воды

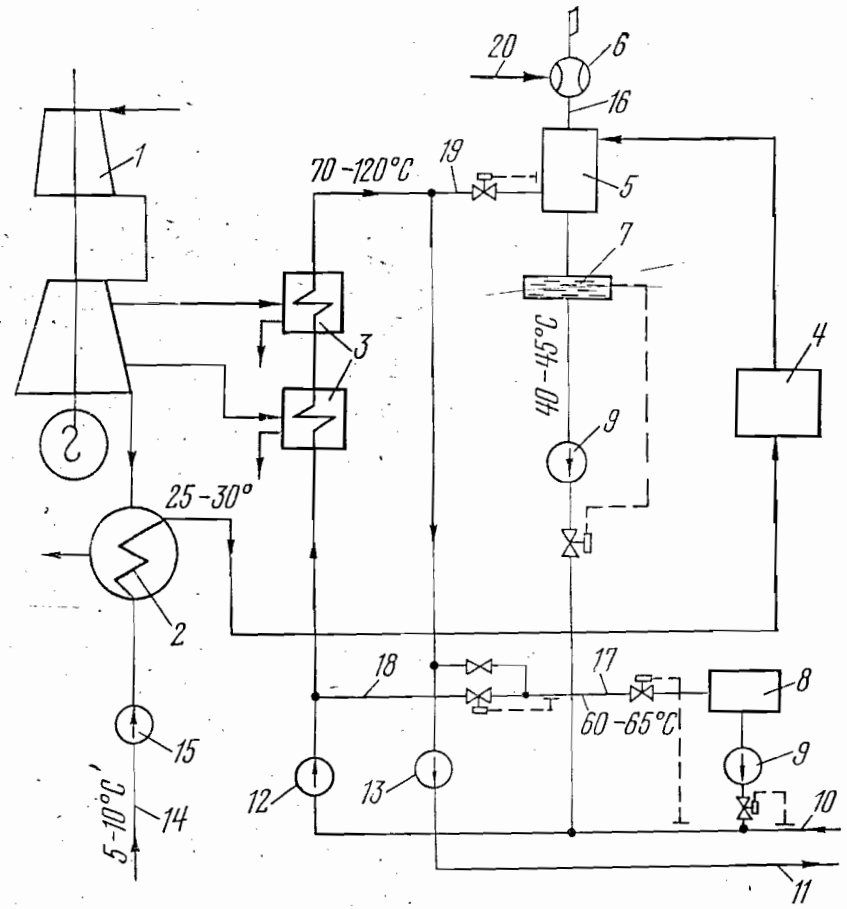


Рис. 5-2. Схема включения вакуумного деаэратора подпиточной воды тепловой сети в тепловую схему ТЭЦ:

1 — турбоустановка; *2* — встроенный пучок конденсатора; *3* — сетевые подогреватели; *4* — химводоочистка; *5* — вакуумный деаэратор; *6* — пароструйный эжектор; *7* — коллектор; *8* — аккумуляторный бак; *9* — подпиточный насос; *10* — обратная сетевая вода; *11* — прямая сетевая вода; *12* — сетевой насос I ступени; *13* — сетевой насос II ступени; *14* — водопроводная вода; *15* — насос; *16* — отсос газов; *17* — линия зарядки аккумулятора; *18* — подмешивающая перемычка; *19* — греющая среда (прямая сетевая вода); *20* — пар.

в вакуумном деаэраторе равна 40—70° С. Вакуумные деаэраторы могут применяться также для предварительной деаэрации добавочной воды основного цикла ТЭС. Номенклатура выпускаемых деаэраторных колонок и баков питательной воды приведена в табл. 5-1—5-3.

Количество и производительность устанавливаемых питательных насосов определяется технологическими связями и начальными параметрами. Для неблочных ТЭЦ суммарная производительность всех питательных насосов

Таблица 5-1

Деаэраторные колонки и охладители выпара

Тип	Производительность, *т/ч*	Рабочее давление (абсолютное), *кгс/см²*	Температура, °С	Наружный диаметр, *мм*	Высота, *мм*	Вес, *т*	Охладитель выпара		
							Поверхность охлаждения, *м²*	Диаметр корпуса, *мм*	Длина или высота, *мм*
ДСА-25	25	1,2	До 104	1100	1370	0,37	2	325	1200
ДСА-50	50	1,2	» 104	1450	1330	0,52	2	325	1200
ДСА-75	75	1,2	» 104	1450	1354	0,50	8	325	2600
ДСА-100	100	1,2	» 104	1450	1608	0,51	8	325	2600
ДСА-150	150	1,2	» 104	1650	1608	0,76	16	426	2700
ДСА-200	200	1,2	» 104	1650	1608	0,76	24	530	2800
ДСА-300	300	1,2	» 104	2092	1730	1,12	24	530	2800
ДСП-160	160	6	» 160	1820	3440	4,6	28	900	2590
ДСП-225	225	6	» 160	1820	3440	4,7	40	900	3100
ДСП-320	320	6	» 160	2032	3000	6,8	18	—	—
ДСП-400	400	6	» 160	2032	5020	5,9	—	—	—
ДСП-500	500	7	» 165	2432	2550	8,6	—	—	—
ДСП-800	800	7	» 165	2432	4000	8,2	—	—	—

Примечание. Буквы в графе «Тип» означают: Д — деаэратор; С — смешивающий; А — атмосферного давления; П — повышенного давления. Деаэраторы типа ДСА выпускаются Черновицким машиностроительным заводом, а типа ДСП — Барнаульским котельным заводом.

Таблица 5-2

Деаэраторы вакуумные струйно-барботажные ЦКТИ (ГОСТ 16860-71)

Тип	Производительность, *т/ч*	Рабочее давление (абсолютное), *кгс/см²*	Рабочая температура, °С	Греющая среда	Тип
ДСВ-50	50	0,075—1,2	40—104	Пар, деаэрированная вода с температурой	Вертикальный
ДСВ-75	75				
ДСВ-100	100				
ДСВ-150	150				
ДСВ-200	200				
ДСВ-300	300				
ДСВ-400	400	0,075—0,5	40—80	70—150° С	Горизонтальный
ДСВ-800	800				
ДСВ-1200	1200				
ДСВ-1600	1600				
ДСВ-2000	2000				
ДСВ-2400	2400				
ДСВ-3200	3200				

Примечание. Деаэраторы выпускает Саратовский завод тяжелого машиностроения (ЗТМ).

должна позволять останавливать при необходимости любой из них без снижения номинальной производительности парогенераторов. При наличии связи с системой допускается установка насосов только с электроприводом.

На блочных КЭС устанавливается самостоятельная группа питательных насосов на каждый блок. При начальном давлении 130 *ат* устанавливаются два насоса с электроприводом производительностью по 50% или один электронасос на 100%. При начальном давлении 240 *ат* устанавливаются питательные насосы с турбоприводом: либо один производительностью 100% и пускорезервный к нему с электроприводом производительностью 30—50%, либо два производительностью по 50% с резервированием подачи пара к приводным турбинам от соседних блоков.

Установка турбонасосов увеличивает на 3—3,5% полезную выдачу электроэнергии со станции, обеспечивает экономичное регулирование производительности насосов в широком диапазоне нагрузок и уменьшает количество насосов. Наибольшая мощность асинхронного электродвигателя составляет 10 *МВт*, поэтому на крупных блоках необходимо применять несколько парал-

Таблица 5-3

Деаэраторные (питательные) баки

Емкость, *м³*	Рабочее давление, *кгс/см²*	Наружный диаметр. *мм*	Длина, *мм*	Вес, *кг*
25	1,2	2600	6200	3500
35	1,2	2600	8400	4500
50	1,2	3200	8200	6800
70	1,2	3200	11 000	6900
50	6,0	3020	8471	12 180
90	6,0*	3200	11 074	15 000
100*	6,0*	3440	13 500	27 650
120*	6,0*	3440	17 625	30 515

Примечание. Баки изготовляют Барнаульский котельный завод, Саратовский ЗТМ, завод КВОиТ Главтеплоэнергомонтажа.

* Баки емкостью 90 *м³* выпускаются также на давление 7 *кгс/см²*. Баки емкостью 100 и 120 *м³* выпускаются для одной и двух колонок ДСП-320, ДСП-400, ДСП-500, ДСП-800.

лельно включенных электронасосов, что усложняет и удорожает установку. Регулирование же числа оборотов у электронасосов осуществляется с помощью малоэкономичной гидромуфты.

Расчеты показывают, что для блоков мощностью свыше 150 *МВт* паровой привод питательного насоса выгоднее электрического и в зависимости от типа турбопривода и схемы его включения повышает к. п. д. установки на 0,5—1%.

Производительность насосов выбирается на 5—8% больше максимального расхода питательной воды. Необходимый напор (повышение давления) питательного насоса определяется по формуле

$$p_{п.н} = p_н - p_в = \left(p_м + \frac{\gamma_в \cdot h}{10} + p_с - p_д\right) \psi, \qquad (5\text{-}1)$$

где $p_н$, $p_в$ — давление в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса (рис. 5-1), *кгс/см²*;

$p_м$ — максимальное давление в парогенераторе, при котором открываются предохранительные клапаны (на 5—8% выше рабочего давления), *кгс/см²*;

$\gamma_в$ — средний удельный вес воды, *т/м³*;

$h = H_н - H_в$ — высота подъема воды (разность уровней воды в барабане или наиболее высокой отметки контура испарительной части прямоточного парогенератора и деаэраторном баке), *м*;

$H_н$, $H_в$ — высота столба воды на нагнетательной и всасывающей стороне насоса (см. рис. 5-1), *м*;

$p_с$ — суммарное гидравлическое сопротивление всасывающего и нагнетательного трактов, *кгс/см²*;

$p_д$ — давление в деаэраторе, *кгс/см²*;

ψ — коэффициент запаса на непредвиденное увеличение сопротивления тракта $\psi = 1{,}05 - 1{,}1$.

Сопротивление всасывающего тракта (от деаэраторов до всасывания питательных или бустерных насосов) не должно превышать 0,1 *кгс/см²*. Сопротивление подогревателей высокого давления в зависимости от их числа и типа составляет 10—15 *кгс/см²*. При прямоточном парогенераторе в формуле (5-1) необходимо дополнительно учитывать потерю давления в нем порядка 30—40 *кгс/см²*.

Расчетный напор питательного насоса $p_{п.н}$ превышает давление пара перед турбиной p_0 из-за потерь давления по тракту на 30—40%, т. е. приближенно можно считать, что

$$p_{п.н} = (1{,}3 - 1{,}4)\, p_0. \qquad (5\text{-}2)$$

Для обеспечения надежной работы питательных насосов необходимо, чтобы давление воды на входе в насос $p_в$ превышало давление насыщения p_s перекачиваемой жидкости на запас Δp, предотвращающий возникновение кавитации:

$$p_в = p_s + \Delta p.$$

Запас на кавитацию Δp выбирается исходя из запаса по температуре, равного 5° С. Ориентировочная высота подпора $H_в$ над питательным насосом и давление насыщения p_s находятся в прямой зависимости от температуры воды в деаэраторе $t_д$ (см. рис. 5-1). Так, например:

$t_д$, °С —	104	138	158	164	179
p_s *кгс/см²* —	1,2	3,5	6,0	7,0	10,0
$H_в$, *м* —	6,0	9,0	12,0	13,0	16,0

Величина $H_в$ определяется по формуле

$$H_в = \frac{10}{\gamma_в}\,(p_s + \Delta p + p_{с.в} - p_д)\ м, \qquad (5\text{-}3)$$

где $p_{с.в}$ — сопротивление всасывающего тракта, *кгс/см²*.

Для предотвращения кавитации, повышения надежности работы питательных насосов (в особенности высокооборотных с турбоприводом) и снижения высоты размещения деаэратора устанавливают предвключенные низкооборотные бустерные насосы.

Мощность на валу питательного насоса

$$N_{п.н} = \frac{D_{п.н}\, p_{п.н}}{36{,}72\,\gamma_в \eta_н}\ кВт, \qquad (5\text{-}4)$$

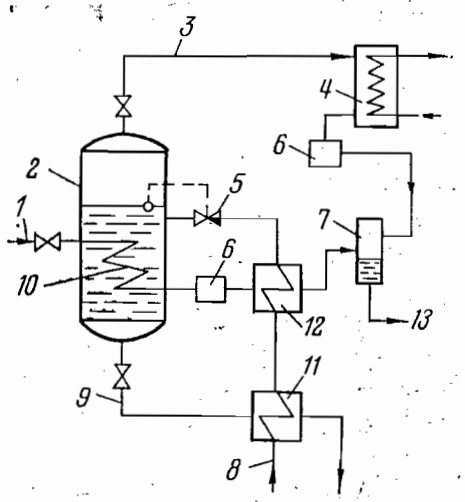
где $D_{п.н}$ — производительность насоса, *т/ч*;

$\gamma_в$ — удельный вес воды, *т/м³*;

$\eta_н$ — к. п. д. насоса в номинальном режиме: $\eta_н = 0{,}78 - 0{,}83$.

Рис. 5-3. Схема одноступенчатой испарительной установки:

1 — подвод первичного пара; *2* — корпус испарителя; *3* — отвод вторичного пара; *4* — конденсатор вторичного пара; *5* — регулятор уровня; *6* — конденсатоотводчик; *7* — сборник конденсата; *8* — подача питательной воды; *9* — продувка испарителя; *10* — греющая секция; *11* — охладитель продувки испарителя; *12* — охладитель конденсата греющего пара; *13* — дистиллят в регенеративную систему.



Мощность, потребляемая электродвигателем питательного насоса при наличии гидромуфты и редуктора, определяется по формуле

$$N_{э.д} = \frac{D_{п.н} p_{п.н}}{36{,}72\,\gamma_в \eta_н \cdot \eta_{эд} \cdot \eta_{гм} \eta_р}\ кВт, \qquad (5\text{-}5)$$

где $\eta_{э.д}$, $\eta_{гм}$, $\eta_р$ — к. п. д. электродвигателя, гидромуфты и редуктора.

Эти к. п. д. при номинальной нагрузке примерно равны:

$$\eta_{э.д} = 0{,}95 - 0{,}97,\ \eta_{г.м} = 0{,}95 - 0{,}98,\ \eta_р = 0{,}96 - 0{,}98.$$

Данные о питательных насосах приведены в табл. 5-4 — 5-6.

§ 5-2. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ И ПАРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Очистка воды, идущей на восполнение потерь конденсата в цикле электростанции, может осуществляться методом термического обессоливания в испарительных установках (рис. 5-3). Применяются они при высокоминерализованной воде, когда химическое обессоливание не может быть применено или экономически неоправдано. Получаемый в испарительной установке дистиллят практически не содержит солей.

Испарители включаются в регенеративную схему турбоустановки (рис. 5-4). Греющим (первичным) паром испарителя является пар регенеративных отборов с давлением 2—6 *ат*. Получаемый в испарителе вторичный пар конденсируется в специальном теплообменнике — конденсаторе испарителя или в регенеративном подогревателе. Первая схема (см. рис. 5-4, *а*) более экономична, так как конденсат греющего пара и дистиллят в меньшей степени вытесняют или совсем не вытесняют пар регенеративного отбора.

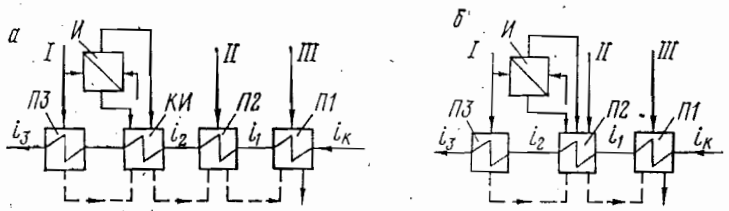


Рис. 5-4. **Схемы включения** испарителя в регенеративную схему турбоустановки:

а — с отдельным конденсатором испарителя; *б* — без отдельного конденсатора испарителя; *П1, П2, П3* — подогреватели низкого давления соответственно № 1, № 2, № 3; *И* — испаритель; *КИ* — конденсатор испарителя; *I, II, III* — отборы греющего пара из турбины.

Производительность одноступенчатой испарительной установки по условиям возможности конденсации вторичного пара в регенеративной системе турбины примерно равна 2—2,5% производительности установленных парогенераторов. Для увеличения выхода дистиллята на единицу первичного (отборного) пара применяется ступенчатое включение испарителей: вторичный пар из предыдущей ступени испарителя используется в качестве первичного греющего пара для последующей ступени и т. д. Ступенчатое включение испарителей уменьшает энергетическую потерю, так как в системе регенерации конденсируется почти вдвое меньшее количество пара.

Расход пара определяется по заданной величине расхода вторичного пара (дистиллята) из уравнения теплового баланса испарителя. Обычно на 1 *кг* первичного пара в испарителе получается 0,9 *кг* вторичного пара. Температурный напор испарителя, определяемый разностью температур насыщения первичного и вторичного пара, зависит от схемы включения испарителя и может составлять 15—30° С. Для схемы на рис. 5-4, *б* он тот же, что и температурный перепад в отборах I и II. Продувка испарителя может быть в пределах 3—8%, в зависимости от качества питательной воды.

Для уменьшения выноса примесей организуется промывка вторичного пара в паровом объеме испарителя. При одноступенчатой промывке пар промывается питательной водой испарителя, при двухступенчатой — сначала питательной водой испарителя, а затем конденсатом турбины, расход которого составляет 5—8% от производительности испарителя.

Испарители устанавливаются без резерва у каждой турбинной установки. В основном на ТЭС применяются вертикально-водотрубные испарители с естественной циркуляцией. Технические данные испарителей приведены в табл. 5-7.

Пароопреобразователь — это испаритель, вырабатывающий вторичный пар внешнему потребителю. В нем пар большего давления как бы преобразуется в пар меньшего давления. Конденсат первичного (греющего) пара, отбираемого из отборов турбины, сохраняется в цикле станции и исполь-

Таблица 5-4

Питательные электронасосы

Тип	Производительность, *м³/ч*	Давление нагнетания, *кгс/см²*	Температура питательной воды, °С	Число оборотов, *об/мин*	Номинальная мощность электродвигателя, *кВт*
ПЭ-270-150	270	150	160	2970	2000
ПЭ-320-180/200	320	180/200	160	2970	3000
ПЭ-380-185/200$_г$	380	185/200	160	2980	4000
ПЭ-430-180/200$_г$	430	180/200	160	2900	4000
ПЭ-500-180-3$_г$	500	187	160	2900	4000
ПЭ-580-185/200 *	580	185/200	160	2985	5000
ПЭ-720-185/200$_г$ **	720	185/200	160	2900	5000
ПЭ-600-320 ***	600	320	165	6300	8000
СВПЭ-320-550$_г$ ***	550	320	165	7500	8000

* Для энергоблока 160 *МВт*.
** Для энергоблока 200 *МВт*.
*** Для энергоблока 300 *МВт*.

Примечание. Индекс «г» в обозначении типа указывает, что данные насосы с гидромуфтой.

Таблица 5-5

Гидромуфты питательных насосов

Тип гидромуфты	Мощность на ведущем валу, *кВт*	Число оборотов, *об/мин*	Скольжение при номинальной мощности, %	Максимальное регулируемое скольжение, %	Расход масла на гидромуфту, *м³/ч*	Тип комплектуемого насоса
ГМ-65×2	4000	2980	3	20	30	ПЭ-430-200
ГМ-65×2	4000	2980	3	18	55	СВПЭ-320-550
ГМ-5000	5000	2980	3	25	30	ПЭ-380-185/200
						ПЭ-500-180
						ПЭ-580-185/200
ГМ-7000	7000	2980	3	16	46,5	ПЭ-600-320
ГМ-8000	8000	2970	2—3	18	80	СВПЭ-320-550

Таблица 5-6

Питательные турбонасосы

Тип	Характеристика насоса				Характеристика турбины					
	производительность, $м^3/ч$	давление в нагнетательном патрубке, $кгс/см^2$	температура воды, °С	число оборотов, $об/мин$	параметры пара перед турбиной: абсолютное давление, $кгс/см^2$	параметры пара перед турбиной: температура, °С	абсолютное давление отработавшего пара (расчетное), $кгс/см^2$	расход пара, $т/ч$	номинальная мощность, $кВт$	мощность энергоблока, $МВт$
ОВПТ-500А	500	186	160	6800	130	565	2,5	20	3 400	150
СВПТ-340-1000	1040	340	170	6000	15	450 (турбина ОР-12п)	3,0	114	12 500	300
ОСПТ-1150	1150	320	165	5150	15	443 (турбина ОСПТ-1150)	2,5	114	12 500	300
СВПТ-350-850	950	350	170	4700	10,6	375 (турбина ОК-12п)	0,055	—	10 800	500
СВПТ-350-1350	1500	350	170	5500		турбина ОР-18п			14 300	800

Таблица 5-7

Испарители и пароперегреватели

Тип	Номинальная разность температур насыщения первичного и вторичного пара, °С	Номинальная производительность, $т/ч$	Максимальное давление пара, $кгс/см^2$: первичного	Максимальное давление пара, $кгс/см^2$: вторичного	Рабочее давление вторичного пара (минимальное) $кгс/см^2$	Внутренний диаметр корпуса, $м$	Высота, $м$	Сухой вес, $т$
Испарители								
И-120-1	22	8	9	5	1,2	1,8	5,9	10
И-120-2								
И-250-1	27	21	5	5	1,2	3,0	6,2	18
И-250-2								
И-350-1	19	21	5	5	1,2	3,0	7,2	23
И-350-2								
И-585-1	10	18	5	5	1,2	2,8	9,7	32
И-585-2	12	20	14	11	9,8	2,8	8,3	33
И-585								
Пароперегреватели								
П-585-1	17	30	14	11	—	2,8	9,7	32
П-1000-1	14	40	21	16	—	3,0	12,7	54

Примечание. В графе «Тип» цифры после буквы означают номинальную поверхность нагрева в $м^2$; последняя цифра — одно- и двухступенчатое промвочное устройство.

Изготовляет испарители и пароперегреватели Черновицкий машиностроительный завод.

зуется для питания парогенераторов. Питание пароперегревателя осуществляется химически очищенной деаэрированной водой.

Производительность пароперегревателей по вторичному пару определяется как разность отпуска пара внешним потребителям и количества возвращаемого от них конденсата, идущего на питание парогенераторов, с учетом восполнения внутренних потерь пара и конденсата на ТЭЦ. Давление греющего пара обычно составляет 12—16 *ат*.

Существенными недостатками пароперегревательных установок являются бо́льшая металлоемкость, высокая стоимость и низкая тепловая экономичность, поскольку давление греющего пара, отбираемого из отбора турбин, должно быть выше давления вторичного пара на величину температурного

напора (разность температур насыщения первичного и вторичного пара), который при чистых поверхностях нагрева составляет 12—15° С. Это соответствует перепаду давлений в 3—4,5 *ат*, что снижает выработку электроэнергии на тепловом потреблении по сравнению с отпуском пара непосредственно из отбора на 8—10%. Поэтому применение их может быть оправдано лишь при большом недовозврате конденсата от потребителей, когда затраты на подготовку добавочной воды методом химического обессоливания превосходят издержки от установки паропреобразователей. Применение паропреобразователей ограничивает и дальность транспорта теплоносителя, так как в них производится слегка перегретый пар.

Для улучшения качества вторичного пара осуществляется его промывка и осушка в паровом объеме паропреобразователя. Продувка паропреобразователя составляет 3—5%.

Паропреобразователи выпускаются вертикального типа номинальной производительностью по вторичному пару 30—40 *т/ч* (табл. 5-7).

§ 5-3. ПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Подогреватели сетевой воды нагревают воду, направляемую потребителям для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В теплофикационных агрегатах подогреватели сетевой воды входят в состав турбинной установки. Основные подогреватели нагревают воду до 110—120° С паром отборов турбины. В пиковые подогреватели подается пар из отборов турбин или острый пар через РОУ. Теплопроизводительность пиковых подогревателей (при отсутствии пиковых котлов) равна разности между максимальной потребностью тепла и теплопроизводительностью основных подогревателей при минимальной расчетной температуре наружного воздуха. Расчетная температура воды в подающей линии обычно принимается равной 150—160° С. Теплопроизводительность основных подогревателей сетевой воды на ТЭЦ равна расчетной тепловой нагрузке, умноженной на коэффициент теплофикации (§ 2—4). Резервные подогреватели сетевой воды на ТЭЦ не предусматриваются. При наличии пиковых водогрейных котлов пиковые подогреватели не устанавливаются. На ГРЭС подогреватели сетевой воды устанавливаются не менее чем на двух блоках. Теплопроизводительность каждой установки 80% от максимальной тепловой нагрузки.

Поверхность нагрева подогревателя определяется по его теплопроизводительности:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{ср}}\ м^2, \qquad (5\text{-}6)$$

где Q — теплопроизводительность подогревателя, *ккал/ч*;

k — коэффициент теплопередачи, *ккал/м²·ч·°С*;

$\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур между теплоносителями в подогревателе, °С:

Таблица 5-8

Подогреватели сетевой воды

Тип	Расчетный пропуск воды, *т/ч*	Рабочее давление, *кгс/см²*		Температура, °С		Диаметр корпуса, *мм*	Вес без воды, *т*
		пара в корпусе	воды в трубной системе	пара на входе	воды на выходе		
Основные							
БО-90м	160	3	15	175	110	920	2,6
БО-130-1 м	250	3	15	175	110	1020	3,2
БО-200-м	355	3	15	175	120	1228	5,35
БО-350	1100	3	23	175	116	1520	11,0
БО-350-2	1100	3	23	175	116	1520	11,9
БО-550-3 м	1800	3	23	175	116	1620	12,5
Пиковые							
БП-43-м	220	7	15	175	130	720	1,6
БП-65-м	320	7	15	250	130	820	2,1
БП-90 м	500	7	15	250	130	920	2,7
БП-200 м	1000	7	15	250	130	1228	5,5
БП-200 (усил.)	1000	14	23	350	150	1232	6,8
БП-300-2 м	1030	14	23	350	150	1540	10,0
БП-500	1216	14	23	350	150	1628	14,6
БПр-350 м	1100	14	23	350	150	1520	13,8
БПр-550	1800	14	23	350	150	1620	15,3

Примечание. Число в обозначении типа указывает поверхность нагрева, *м²*. Изготовитель подогревателей: Саратовский завод тяжелого машиностроения.

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} \qquad (5\text{-}7)$$

или

$$\Delta t_{ср} = 0{,}5\,(\Delta t_б + \Delta t_м), \text{ если } \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м} \leqslant 2, \qquad (5\text{-}7а)$$

где $\Delta t_б$, $\Delta t_м$ — бо́льшая и меньшая разность температур между первичным и вторичным теплоносителями на концах теплообменника.

Расчетный коэффициент теплопередачи для пароводяных подогревателей находится в пределах 3000 — 3500 *ккал/м²·ч·°С*, для водоводяных — в пределах 1200 — 1500 *ккал/м²·ч·°С*.

В условиях эксплуатации на величину коэффициента теплопередачи значительное влияние оказывают чистота поверхности нагрева подогревателя и наличие в нем воздуха, если подогреватель работает при давлении ниже атмосферного. Чистота поверхности также влияет на величину температурного напора (при работе с конденсацией пара — это разность между температурой насыщения греющего пара и температурой нагреваемой воды на выходе из подогревателя), который при чистой поверхности составляет 3—5° С. При загрязненной поверхности температурный напор увеличивается до 10—12° С, что приводит к неоправданному повышению давления в отборе турбины, а следовательно, к снижению выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Техническая характеристика вертикальных пароводяных сетевых подогревателей приведена в табл. 5-8.

Охладители конденсата применяют в том случае, если по каким-либо причинам необходимо снизить температуру конденсата греющего пара (по условиям работы откачивающих насосов, для уменьшения расхода пара на подогреватели, для уменьшения энергетических потерь при каскадном сливе дренажа из подогревателей в схеме регенерации, перед подачей конденсата на конденсатоочистку и т. п.).

Подогреватели химически очищенной воды предназначены для подогрева сырой воды до температуры 30—40° С перед ее умягчением или обессоливанием, что повышает скорость протекающих в фильтрах реакций, а также исключает отпотевание и корродирование оборудования.

Технические данные по охладителям конденсата и подогревателям химически очищенной воды приведены в табл. 5-9, 5-10.

Подогреватели для регенеративного подогрева питательной воды поставляются комплектно с турбиной; их технические данные приведены в главе III.

§ 5-4. СТАНЦИОННЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

По станционным трубопроводам транспортируются пар различных параметров, вода, сжатый воздух, газ, мазут, масло и др.

Трубопроводы разделяются на главные и вспомогательные. К главным относятся трубопроводы свежего пара от парогенераторов к турбинам, пара промежуточного перегрева, питательной воды и основного конденсата.

В зависимости от назначения и параметров транспортируемой среды все трубопроводы делятся на четыре категории (табл. 5-11). Основные трубопроводы изготавливаются из бесшовных высококачественных стальных труб по особым техническим условиям. Для изготовления трубопроводов, фасонных частей и арматуры в основном применяются углеродистые (с содержанием углерода меньше 0,5%) и легированные стали перлитного класса, которые

Таблица 5-9

Охладители конденсата греющего пара

Тип	Производительность, *т/ч*	Рабочее давление *кгс/см²*		Температура, °С		Вес без воды, *т*
		в корпусе	в трубном пучке	в корпусе	в трубном пучке	
ОГ-6	98	4	4	100	130	0,43
ОГ-24	182	13	4	150	140	1,45
ОГ-32	—	10	2,5	24	104	1,3
ОГ-35	45	13	13	90	130	2,04
ОГ-130	110	10	2,5	146	104	5,6
ОВ-40	—	23/25	1,5/1,2	100/105	125/120	2,4
ОВ-140	—	23/25	3	37/35	45/40	3,85

Примечание. Число в обозначении типа указывает поверхность охлаждения, *м²*.

Таблица 5-10

Подогреватели химически очищенной воды

Тип	Производительность по воде, *т/ч*	Рабочее давление, *кгс/см²*		Максимальная температура, °С		Вес без воды, *т*
		пара в корпусе	воды в трубном пучке	пара в корпусе	воды при выходе	
ПНГ-25	33	8	13	180	160	1,83
ПН-60-м	104	10	20	175	170	3,02
ПНГ-75	98	2	4	120	115	3,0
ПНГ-100-м	100	5,5	20	155	150	4,1
ПНГ-130	—	10	9	160	137	4,3

Примечание. Число в обозначении типа указывает поверхность нагрева, *м²*.

обладают достаточной прочностью при длительном воздействии высоких температур (углеродистые — до 450° С, легированные — до 585°С), легко подвергаются механической обработке и хорошо свариваются. Аустенитные стали во много раз дороже перлитных, трудно обрабатываются и еще недостаточно освоены в эксплуатационных условиях.

Стандартные трубы характеризуются величиной рабочего ($p_{раб}$) и условного ($p_у$) давления, а также условного прохода ($d_у$). Условный проход — это

Таблица 5-11

Категория трубопроводов пара и воды

Категория трубопроводов	Наименование среды	Рабочие параметры: избыточное давление, кгс/см²	Рабочие параметры: температура, °С	Характеристика материала трубопроводов
I	Перегретый пар	Независимо	610—660	Легированные стали аустенитного класса
	Перегретый пар	Независимо	570—610	Легированные стали при $t \geqslant 585°$ С аустенитного класса и при $t \leqslant 585°$ С перлитного класса
	Перегретый пар	Независимо	450—570	Легированные стали перлитного класса
	Горячая вода, насыщенный пар	> 184	> 120	Углеродистая сталь марки 20
II	Перегретый пар	До 39	350—450	Углеродистая сталь марки 20
	Горячая вода, насыщенный пар	81—184	> 120	То же
III	Перегретый пар	До 22	250—350	Углеродистая сталь марки 20 и 10
	Горячая вода, насыщенный пар	17—80	> 120	То же
IV	Перегретый и насыщенный пар, горячая вода	1—16	120—150	Углеродистая сталь марки 10

округленная величина внутреннего диаметра трубопровода. Рабочее давление — это наивысшее давление, при котором допускается работа трубопровода и его деталей при рабочей температуре среды. Понятие условного давления в основном связано с унификацией деталей и изделий, рассчитанных для различных условий работы. При температуре до 200° С рабочее давление равно условному, при более высоких температурах рабочее давление в зависимости от материала снижается по сравнению с условным давлением. Сортамент труб приведен в табл. 5-12—5-15.

При проектировании трубопроводов производятся гидравлический (определение диаметра трубопровода или его пропускной способности), механический (определение толщины стенки трубы, расчет самокомпенсации) и тепловой

Таблица 5-12

Сортамент сварных труб для трубопроводов

Условное давление p_y	Условный проход d_y, мм	Размеры трубы $d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	Условное давление p_y	Условный проход d_y, мм	Размеры трубы $d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг
⩽ 10-С ГОСТ 10704—63)*	15	18×2	0,8	⩽ 10-С (ГОСТ 8696—62)	400	426×7	73,4
	20	25×2	1,1		(450)	480×7	82,9
	25	32×2	1,5		500	530×7	91,6
	32	38×2	1,8		600	630×7	109,1
	(40)	45×2	2,1				
	50	57×2	2,7	⩽ 6-С (ГОСТ 10704-63)	800	820×9	180
	(70)	76×2	3,6		900	920×8	180
	80	89×2	4,3		1000	1020×8	200
	400	426×7	72,3		1200	1220×9	269
	(450)	478×8	81,3				
	500	530×7	90,1				
	600	630×7	107,5				
	700	720×8	140,5				

* Во всех ГОСТах на трубы p_y выражено в кгс/см².

Таблица 5-13

Сортамент бесшовных труб для трубопроводов $p_y < 40$-С

Условный проход d_y, мм	Размеры трубы $d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	ГОСТ	Условный проход d_y, мм	Размеры трубы $d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	ГОСТ
10	14×2	0,6	$t \leqslant 300$ ° С;	80	89×3,5	7,4	$t \leqslant 300$° С;
15	18×2	0,8	ГОСТ 8734—68;	100	108×4	10,3	ГОСТ 8732—68;
20	25×2	1,1	сталь 2 сп, 10, 20	125	133×4	12,7	сталь 10 и 20
25	35×2	1,5		150	159×4,5	17,2	
32	38×2	1,8	$t \geqslant 300$° С;	200	219×7	36,6	
(40)	45×2,5	2,6	МРТУ 14-4-21-67;	250	273×8	52,3	$t \geqslant 300$° С
50	57×3,5	4,6	сталь 20	300	325×8	62,5	МРТУ 14-4-21-67;
(70)	76×3,5	6,3		350	377×10	90,5	сталь 20
				400	426×11	112,6	

Таблица 5-14

Сортамент труб для трубопроводов $p_y = 64 \div 400$ (МРТУ 14-4-21-67)

Условный проход, мм	$p_{раб}$ = 140 кгс/см², t = 570 °С		$p_{раб}$ = 140 кгс/см², t = 545°С		$p_{раб}$ = 100 кгс/см², t = 540°С		$p_{раб}$ = 41 кгс/см², t = 570°С		$p_{раб}$ = 230 кгс/см², t = 230°С; $p_{раб}$ = 185 кгс/см², t = 215° С		$p_{раб}$ = 40 кгс/см², t = 440°С; $p_{раб}$ = 74 кгс/см², t = 145°С		$p_{раб}$ = 44 кгс/см², t = 340°С	
d_y	$d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	$d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	$d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	$d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	$d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	$d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	$d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг
	12Х1МФ		12Х1МФ		12Х1МФ		12Х1МФ		Сталь 20		Сталь 20			
10	16×2,5	0,8	—	—	16×2,5	0,8	16×2,5	0,8	16×2	0,7	16×2	0,7	—	—
20	28×3,5	2,1	—	—	28×2,5	1,6	28×2,5	1,6	28×3	1,8	28×3	1,8	—	—
32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	38×3	2,6	—	—
50	76×10	16,6	—	—	76×5	8,9	57×3	4	76×7,5	12,9	57×3,5	4,7	—	—
80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	89×4	8,6	—	—
									Сталь 157С					
100	133×16	49,1	—	—	133×9	29,4	108×4,5	11,8	133×10	32,4	108×4,5	11,8	—	—
125	—	—	—	—	159×11	42,9	159×7	28,1	—	—	—	—	—	—
150	—	—	—	—	194×13	62	—	—	194×15	70,7	159×7	28,1	—	—
175	219×25	127,3	—	—	219×15	80,7	—	—	219×16	85,6	—	—	—	—
200	273×32	202,4	273×25	163,1	—	—	—	—	—	—	219×9	49,9	—	—
225	—	—	—	—	273×20	121	273×11	76,2	273×20	133,3	—	—	—	—
250	325×38	286,2	325×30	232,8	325×22	175,7	—	—	325×24	190,4	273×10	69,5	—	—
	15Х1М1Ф												Сталь 20	
300	377×45	392	—	—	—	—	—	—	377×27	295,5	325×13	107,2	—	—
350	—	—	—	—	—	—	377×17	163,5	—	—	—	—	377×13	126,5
400	—	—	—	—	—	—	426×18	196,2	—	—	—	—	426×14	154,2
450	—	—	—	—	—	—	465×19	226,4	—	—	—	—	465×16	192,1
													465×22	257,4
													Сталь 15ГС	
600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	630×12	182,9

Таблица 5-15

Сортамент труб для трубопроводов на сверхкритические давления (МРТУ 14-4-21-67)

Условный проход $d_у$, мм	Паропроводы $p_{раб} = 255$ кгс/см², $t = 565$°С		Паропроводы $p_{раб} = 255$ кгс/см², $t = 545$ °С		Питательные трубопроводы $p_{раб} = 380$ кгс/см², $t = 280$ °С	
	$d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	$d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг	$d_н \times \delta$, мм	Вес 1 м трубы, кг
10	16×3	0,9	—	—	16×2,5	0,8
20	28×5,5	3,1	—	—	28×3,5	2,1
40	57×11	12,7	—	—	—	—
50	—	—	—	—	57×7	8,8
70	108×20	44,2	—	—	—	—
100	159×30	100,8	159×24	84,7	133×16	49,1
125	194×36	148,2	194×30	128,6	—	—
150	245×45	234,5	245×38	205,6	194×22	99,3
200	325×60	414,3	325×60	414,3	273×32	202,4
250	377×70	526,6	377×56	474,7	325×40	299
300	—	—	—	—	377×45	396
350	—	—	—	—	465×56	561,2

(определение тепловых потерь, выбор материала и толщины изоляции) расчеты.

Проходное сечение $F_{тр}$ и внутренний диаметр трубопровода $d_в$ определяются по формулам:

$$F_{тр} = \frac{D \cdot v}{3600 \cdot c}; \qquad (5\text{-}8)$$

$$d_в = 18{,}8 \sqrt{\frac{D \cdot v}{c}}, \qquad (5\text{-}9)$$

где D, v — часовой расход и удельный объем среды, кг/ч, м³/кг;

c — скорость движения среды, м/с.

Рекомендуемые по условиям надежности и экономичности скорости среды приведены в табл. 5-16. Меньшие величины скорости рекомендуются для трубопроводов небольшого диаметра. Верхний предел скорости среды ограничивают во избежание быстрого износа уплотнений арматуры, повышенной потери давления среды при транспортировании, а также возможной вибрации трубопровода. Для выхлопных трубопроводов и линий аварийных сливов принимают предельную (критическую) скорость среды.

При необходимости применения нескольких параллельных линий трубопроводов количество их определяется по формуле

$$n = 0{,}354 \frac{D \cdot v}{d_в^2 \cdot c}, \qquad (5\text{-}10)$$

где часовой расход среды D выражается в тоннах.

Экономически наивыгоднейшая величина диаметра трубопроводов определяется по минимуму расчетных затрат. Величина диаметра влияет на толщину стенки, расход металла и изоляции, а также на потерю давления и расход энергии.

Потеря давления в трубопроводе определяется по формуле

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{L}{d_в} + \Sigma \zeta_м\right) \frac{c^2}{2g\, v_{ср}} \cdot 10^{-4} \text{ кгс/см}^2 \qquad (5\text{-}11)$$

Таблица 5-16

Рекомендуемая скорость среды для станционных трубопроводов

Наименование трубопровода и вид среды	Скорость движения среды, м/с
Паропроводы	
Свежий пар от котлов к турбинам:	
высокого и сверхкритического давления	45—55
среднего давления	50—70
Пар промежуточного перегрева:	
холодный (до перегрева)	30—40
горячий (после перегрева)	40—50
Пар низкого давления	40—70
Пар насыщенный	30—40
Пар к РОУ, БРОУ	60—90
Водопроводы	
Напорные (под давлением, создаваемым насосом):	
питательная вода котлов	2,5—4,5
конденсат, сырая вода	2—3
Всасывающие (подводящие воду к насосам)	0,5—1,5
сливные, переливные	1—2
Газо- и воздухопроводы	10—20
Масло- и мазутопроводы	1—2
Гидрозолоудаления	1,5—2,5

или

$$\Delta p = 0{,}638 \cdot 10^{-6} \left(\lambda \frac{L}{d_в} + \Sigma \varsigma_м \right) \frac{D^2 v_{ср}}{d_в^4} \ кгс/см^2, \qquad (5\text{-}12)$$

где L — длина трубопровода, *м*;

λ — коэффициент трения прямых участков;

ς — коэффициент местных сопротивлений;

$v_{ср}$ — средний удельный объем среды, $м^3/кг$.

При значительном изменении параметров протекающей среды

$$v_{ср} = \frac{v_1 + v_2}{2},$$

где v_1 и v_2 — удельный объем среды в начале и конце рассчитываемого участка трубопровода.

Коэффициент трения зависит от относительной шероховатости внутренней поверхности труб и от характера движения потока среды в трубе, определяемого числом Рейнольдса $R_e = \frac{c \cdot d_в}{\nu}$.

При ламинарном течении ($R_e \leqslant 2300$)

$$\lambda = \frac{64}{R_e}. \qquad (5\text{-}13)$$

При турбулентном движении ($R_e > 2300$)

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}14 + 2 \lg \frac{d_в}{k_э}\right)^2}, \qquad (5\text{-}14)$$

где $k_э$ — эквивалентная шероховатость внутренней поверхности стенки трубы, *мм*. Для стальных бесшовных труб пара и горячей воды $k_э = 0{,}18-0{,}2$, для сварных — 0,25—0,3, для труб, подверженных коррозии, — 0,4—0,5, для воздухопроводов — 0,7—0,8, для конденсатопроводов — 0,8—1.

Для станционных трубопроводов величина λ изменяется в пределах 0,012—0,03.

Значения коэффициентов местного сопротивления $\zeta_м$ для наиболее распространенных элементов приведены в табл. 5-17.

Оптимальная величина потери давления в паропроводах острого пара составляет 5—7% от давления пара перед турбиной, а в паропроводах промежуточного перегрева — 8—10% от давления пара перед промперегревом. Потери давления в питательных трубопроводах обычно не превышают 1% напора питательных насосов.

При заданной потере давления Δp может быть найдена пропускная способность трубопровода:

$$D = 1250 \, d_в^2 \sqrt{\frac{\Delta p}{\left(\lambda \frac{L}{d_в} + \Sigma \varsigma_м\right) v_{ср}}} \ т/ч. \qquad (5\text{-}15)$$

Толщина стенки бесшовной трубы определяется по формуле

$$\delta = \frac{p d_н (1 + \Delta)}{200 \varphi \sigma_{доп} + p} + S \ мм, \qquad (5\text{-}16)$$

где p — расчетное давление среды (сумма рабочего и гидростатического давлений столба жидкости над рассматриваемой точкой), $кгс/см^2$;

$d_н$ — наружный диаметр трубы, *мм*;

Δ — коэффициент, учитывающий технологический допуск на толщину стенки трубы. Для катаных труб $\Delta = 0{,}1-0{,}2$, для сверленых — $\Delta = 0{,}05$;

φ — коэффициент прочности, для труб из углеродистой и низколегированной марганцовистой и хромомолибденовой, а также аустенитной стали $\varphi = 1$; для труб из хромомолибденованадиевой и высокохромистой стали $\varphi = 0{,}8$;

$\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение материала трубы при расчетной температуре стенки (табл. 5-18), $кгс/мм^2$;

S — прибавка к толщине стенки на окалинообразование, *мм*. Для труб из перлитных сталей $S = \frac{\Delta}{1 + \Delta} \delta$, но не менее 0,5 *мм*, для аустенитных и нержавеющих сталей $S = 0$.

Полученная толщина стенки трубы округляется в сторону увеличения до ближайшей стандартной.

При проектировании и монтаже трубопроводов учитываются их температурные удлинения. Компенсация температурных удлинений обеспечивается путем придания трубопроводам плоской или пространственной изогнутой конфигурации (самокомпенсация) либо установкой специальных компенсаторов.

Величина температурных удлинений зависит от материала трубы, коэффициента температурного удлинения α_t, ее длины l и разности рабочей температуры и температуры при монтаже Δt:

$$\Delta l = \alpha_t \cdot l \cdot \Delta t \ мм, \qquad (5\text{-}17)$$

где l — длина трубы в *м*.

Коэффициент температурного удлинения зависит от материала и изменяется в пределах 0,012—0,019 1/град.

Наиболее распространенным типом компенсаторов для любой температуры и давления среды является гнутый П-образный, пригодный как для осевой, так и для радиальной компенсации. Надежная работа компенсаторов обеспечивается при правильной расстановке подвижных и неподвижных опор. Компенсаторы следует применять лишь в тех случаях, когда трубопроводная система не обеспечивает полной температурной самокомпенсации. Для уменьшения температурных напряжений в трубопроводах при их монтаже широко используется метод холодного натяга.

Поверхности горячих трубопроводов и теплового оборудования изолируются в целях уменьшения потерь тепла в окружающую среду, обеспечения заданных параметров теплоносителя, а также создания безопасных условий

Таблица 5-17

Коэффициенты местных сопротивлений элементов трубопроводного тракта

Вид арматуры или фасонной части	Коэффициент местного сопротивления, $\zeta_м$
Задвижки высоких параметров:	
$d_y = 100 - 250$ *мм*	0,4—0,5
$d_y = 300 - 500$ *мм*	0,6—1,0
Вентили стандартные	3—5
Вентили прямоточные	0,3—1,0
Клапаны обратные поворотные типа «захлопка»	1,3—3,0
Клапаны обратные подъемные	6,5—7,0
Клапаны регулирующие $d_y = 100 - 250$ *мм*	100—200
Компенсаторы гнутые П-образные:	
$d_y = 50$—500 *мм*	1,5—2,5
Компенсаторы линзовые многоволновые:	
$d_y = 100 - 300$ *мм*	1,2—2,0
Компенсаторы сальниковые	0,3
Колена гнутые под углом 90°, $r = (3 - 6)\, d_y$,	
$d_y = 150 - 500$ *мм*	0,11—0,22
Колена литые под углом 90°, $r = 1{,}5\, d_y$,	
$d_y = 150 - 500$ *мм*	0,35—0,48
Колена сварные трехзвенные под углом 90°:	
$r = 1{,}5\, d_y$, $d_y = 100 - 500$ *мм*	0,5—0,8
Переход от меньшего диаметра к большему:	
$d_2/d_1 = 1{,}5 - 10$:	0,3—1,0
Переход от большего диаметра к меньшему:	
$d_1/d_2 = 1{,}5 - 10$	0,3—0,6

труда для обслуживающего персонала. Температура на поверхности изолированного теплопровода не должна превышать в помещениях +48° С при температуре окружающей среды +25° С и +60° С при расположении трубопроводов вне помещений. Исходя из этих условий определяется толщина основного слоя изоляции. Тип теплоизоляционных конструкций и вид применяемого изоляционного материала зависят от назначения, расположения и условий эксплуатации теплопроводов. При температуре теплоносителя 350—600° С в качестве основного слоя изоляции применяются асбоцементные скорлупы, вулканит, минеральная вата и стекловата с коэффициентом теплопроводности 0,038—0,08 *ккал/м · ч · °С* и плотностью 100—400 *кг/м³*. Для уменьшения теплопотерь за счет излучения и механической защиты изоляции основных труб сверху ее покрывают тонким листовым алюминием или оцинкованной листовой сталью.

Таблица 5-18

Номинальное допускаемое напряжение для трубопроводов

Температура стенки, °С	Марка стали					
	углеродистая ст. 25	12ХМ	12Х1МФ	15Х1М1Ф	12Х2МФСР	12Х12В2МФ (ЭИ-756)
	$\sigma_{доп}$, *кгс/мм²*					
20	16,5	14,7	17,3	19,2	16,7	20,0
250	14,7	14,5	16,6	18,6	16,0	—
300	13,2	14,1	15,9	18,0	15,3	—
350	11,5	13,7	15,2	17,2	14,7	—
400	10,0	13,2	14,5	16,2	14,0	—
450	6,8	—	13,7	15,2	13,2	—
500	3,4	9,6	12,6	14,0	12,2	—
550	—	(3,4)*	7,4	8,5	7,4	10,7
560	—	—	6,7	7,6	6,7	9,7
570	—	—	6,0	6,8	6,0	8,7
580	—	—	5,3	6,1	5,3	7,8
600	—	—	(4,0)	(4,6)	(4,0)	6,2
650	—	—	—	—	(1,6)	2,6

* Для напряжений, заключенных в скобки, толщина стенки определяется с учетом окалинообразования.

Глава шестая

ВОДОПОДГОТОВКА И ВОДНЫЙ РЕЖИМ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

§ 6-1. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК КАЧЕСТВО ОБРАБОТАННЫХ ВОД

В качестве исходной воды для электростанций используется природная вода поверхностных источников и грунтовая. Вода поверхностных источников содержит грубо-, коллоидно- и молекулярнодисперсные вещества, в грунтовой воде в основном присутствуют молекулярнодисперсные вещества.

Добавочная вода, подаваемая в пароводяной цикл электростанций, должна быть освобождена от указанных примесей, оказывающих вредное влияние на внутрикотловые физико-химические процессы, качество вырабатываемого парогенераторами пара, состояние проточных частей паровых турбин и теплообменников.

Грубодисперсные (взвешенные) вещества удаляются осаждением в осветлителях и фильтрованием в осветлительных фильтрах.

Коллоидные примеси не удаляются из воды путем естественного осаждения и фильтрования, так как размеры их частиц (1—100 *мкм*) настолько малы, что они не осаждаются и не задерживаются в фильтрующем слое. Укрупнение коллоидных веществ достигается коагуляцией. Коагуляция — физико-химический процесс слипания (укрупнения) коллоидных частиц, завершающийся выпадением их в осадок, удаляемый осаждением или фильтрованием. Реагенты, применяемые для коагулирования, называются коагулянтами. В практике водоподготовки в качестве коагулянтов применяют сернокислый алюминий $Al_2(SO_4)_3 \cdot 18H_2O$ и сернокислое железо $FeSO_4 \cdot 7H_2O$ в виде растворов концентрацией 5—10%. В результате реакций гидролиза

$$Al_2(SO_4)_3 + 6H_2O \rightarrow 2Al(OH)_3 + 3H_2SO_4,$$
$$4FeSO_4 + 10H_2O + O_2 \rightarrow 4Fe(OH)_3 + 4H_2SO_4$$

образуются почти нерастворимые в воде гидраты окисей алюминия и железа (хлопья), обладающие свойством укрупнять и осаждать коллоидные вещества. Образующаяся серная кислота нейтрализуется содержащимися в воде бикарбонатами кальция и магния или добавляемыми в воду едким натром NaOH или известью $Ca(OH)_2$.

Коагуляция сернокислым алюминием протекает при pH=6,5—7,5, сернокислым железом — при pH>8. Коагуляцию сернокислым железом обычно сочетают с известковым умягчением; обработка воды осуществляется в осветлителях при температуре 30—40° С. Для ускорения процесса коагуляции применяют полиакриламид.

К молекулярнодисперсным веществам, присутствующим в воде, относятся катионы и анионы солей, кислот, щелочей:

$$Ca^{2+},\quad Mg^{2+},\ Na^{+},\ Fe^{2+},\ Cu^{2+},\ H^{+},\ NH_4^{+},\ Cl^{-},$$
$$SO_4^{2-},\ HCO_3^{-},\ CO_3^{2-},\ OH^{-},\ HSiO_3^{-},\ NO_2^{-},\ NO_3^{-}.$$

Наибольшую опасность для парогенераторов и теплообменников представляют катионы жесткости Ca^{2+} и Mg^{2+}, которые удаляются методом осаждения (известкование, содоизвесткование и т. д.) в осветлителях и методом катионного обмена в фильтрах, загруженных катионитом. Катиониты — это материалы, катионы которых вступают в реакцию взаимного обмена с катионами воды. В качестве катионитов применяют сульфоуголь, катиониты КУ-2, КУ-23 и другие, которые могут быть использованы как Na-катиониты, если регенерируются после истощения раствором поваренной соли NaCl, и как H-катиониты, если регенерируются раствором серной кислоты H_2SO_4.

При умягчении воды проходят следующие реакции:

$$Ca(HCO_3)_2 + 2NaR^* \rightarrow CaR_2 + 2NaHCO_3,$$
$$Ca(HCO_3)_2 + 2HR \rightarrow CaR_2 + 2H_2CO_3,$$
$$CaSO_4 + 2NaR \rightarrow CaR_2 + Na_2SO_4,$$
$$CaSO_4 + 2HR \rightarrow CaR_2 + H_2SO_4,$$
$$CaCl_2 + 2NaR \rightarrow CaR_2 + 2NaCl,$$
$$CaCl_2 + 2HR \rightarrow CaR_2 + 2HCl.$$

Аналогичные реакции протекают и при взаимодействии катионитов с солями магния. При Na-катионировании получается умягченная вода, щелочность остается без изменения; при H-катионировании вода получается кислой (H_2SO_4, HCl), кислотность приблизительно равна некарбонатной жесткости ($CaSO_4$, $CaCl_2$, $MgSO_4$, $MgCl_2$). При комбинировании Na- и H-катионитных фильтров можно получить воду с заданной щелочностью. После истощения катионит регенерируют: Na-катионит 8—10%-ным раствором NaCl, H-катионит 1—1,5%-ным раствором H_2SO_4. При регенерации проходят реакции:

* R — сложный комплекс катионита, играющий роль нерастворимого в воде аниона.

$$CaR_2 + 2NaCl \rightarrow 2NaR + CaCl_2,$$
$$CaR_2 + H_2SO_4 \rightarrow 2HR + CaSO_4,$$
$$MgR_2 + 2NaCl \rightarrow 2NaR + MgCl_2,$$
$$MgR_2 + H_2SO_4 \rightarrow 2HR + MgSO_4.$$

При катионировании достигается глубокое умягчение воды до жесткости примерно 5—10 *мкг·экв/кг*. Удаление из обрабатываемой воды анионов осуществляется в фильтрах, загруженных анионитом. Различают слабоосновные (АН-18, АН-31 и др.) и сильноосновные (АВ-17-8 и др.) аниониты.

Слабоосновные аниониты при анионировании способны обменивать свои активные обменные анионы только на анионы сильных кислот (SO_4^{2-}, Cl^-, NO_3^-), находящиеся в воде:

$$H_2SO_4 + 2Ra^*OH \rightarrow Ra_2SO_4 + 2H_2O,$$
$$HCl + RaOH \rightarrow RaCl + H_2O,$$
$$HNO_3 + RaOH \rightarrow RaNO_3 + H_2O.$$

Сильноосновные аниониты способны извлекать из воды все содержащиеся в ней анионы как сильных, так и слабых кислот (SO_4^{2-}, Cl^-, NO_3^-, $HSiO_3^-$, HCO_3^-). Однако сильноосновные аниониты дороже слабоосновных, поэтому их применяют главным образом для поглощения анионов кремниевой кислоты:

$$H_2SiO_3 + RaOH \rightarrow RaHSiO_3 + H_2O.$$

Анионирование применяется в схемах химического обессоливания воды. Аниониты хорошо работают в кислой среде, поэтому анионитные фильтры устанавливаются после Н-катионитных.

Регенерацию анионита производят 4%-ным раствором едкого натрия NaOH, но могут применяться и растворы Na_2CO_3, $NaHCO_3$, NH_4OH.

Проходят следующие реакции:

$$Ra_2SO_4 + 2NaOH \rightarrow 2RaOH + Na_2SO_4,$$
$$RaCl + NaOH \rightarrow RaOH + NaCl.$$

После схем химического обессоливания получается вода высокого качества с минимальным соле- и кремнесодержанием. Декарбонизатор в схемах водоподготовительных установок используется для удаления свободной угольной кислоты CO_2.

Схемы водоподготовительных установок применяются в зависимости от параметров пара, качества исходной природной воды, требований к химически обработанной воде и ее назначения.

* *Ra* — сложный нерастворимый в воде радикал анионита, играющий роль катиона.

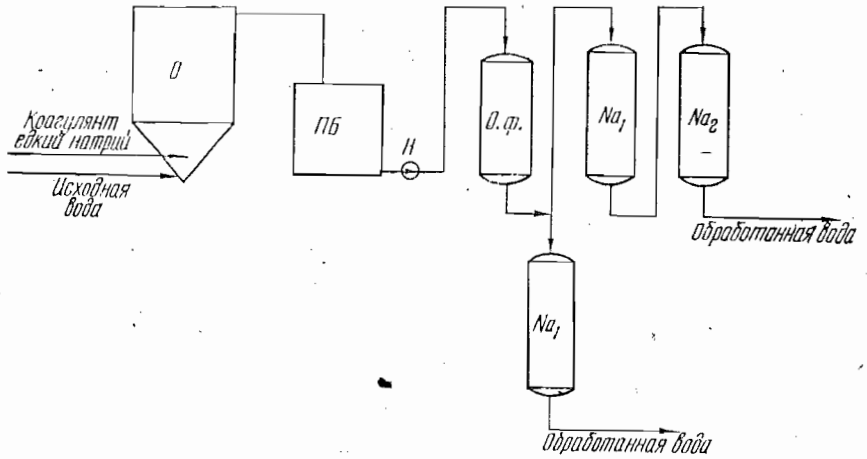


Рис. 6-1. Коагуляция и натрий-катионирование.

Схемы для парогенераторов давлением до 40 *ат*

Для обработки природных вод с малой (< 2 *мг·экв/кг*) карбонатной жесткостью (щелочностью) при возмещении любых потерь пара и конденсата, а также для обработки вод с повышенной (> 2 *мг·экв/кг*) карбонатной жесткостью при возмещении малых потерь пара и конденсата применяется схема, приведенная на рис. 6=1.

Для обработки природных вод с карбонатной жесткостью > 2 *мг·экв/кг* при возмещении любых безвозвратных потерь пара и конденсата применимы схемы, приведенные на рис. 6-2, 6-3.

Для обработки воды с карбонатной жесткостью 2—5 *мг·экв/кг* при возмещении небольших потерь пара и конденсата применима схема, приведенная на рис. 6-4.

Для обработки воды с $Ж_к > 0{,}5\,Ж_0$ и $(SO_4^{2-} + Cl^-) < 5$—7 *мг·экв/кг* применима схема, изображенная на рис. 6-5, а с $Ж_к < 0{,}5$ и $(SO_4^{2-} + Cl^-) > 5$—7 *мг·экв/кг* — схема на рис. 6-6.

По указанным схемам можно приготавливать также питательную воду для испарителей, паропреобразователей и добавочную воду тепловых сетей.

Добавочная вода для теплосети может также обрабатываться по схеме, приведенной на рис. 6-7.

Введение в схему буферного катионирования предусматривает сглаживание колебаний щелочности и устранение кислотности в случае ее появления в фильтрате после водород-катионитных фильтров. Буферные фильтры загру-

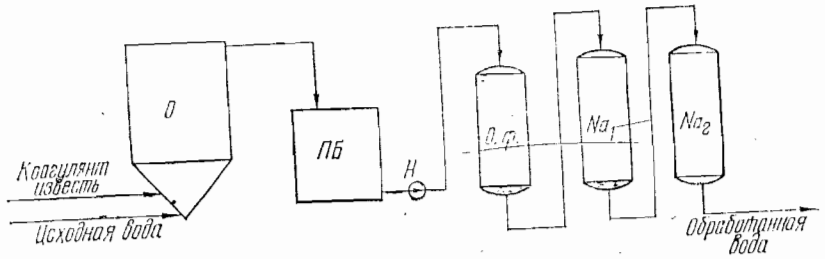


Рис. 6-2. Коагуляция с известкованием и натрий-катионирование.

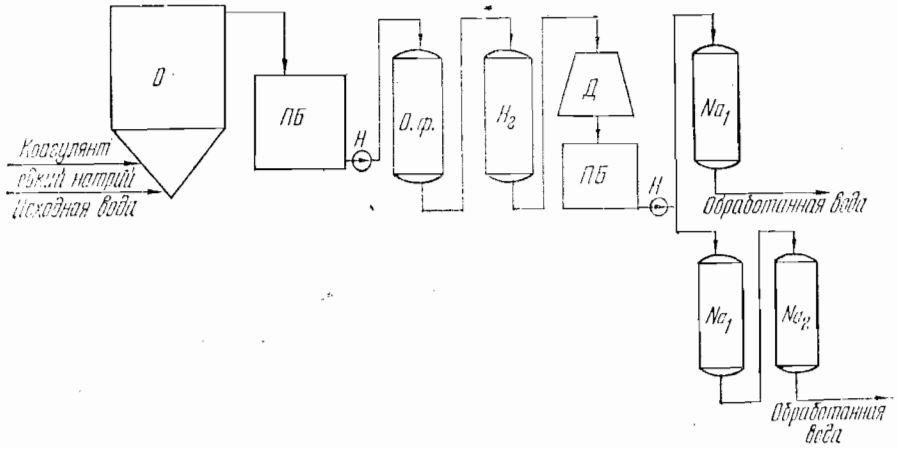


Рис. 6-3. Коагуляция, водород-катионирование при «голодной» регенерации, натрий-катионирование.

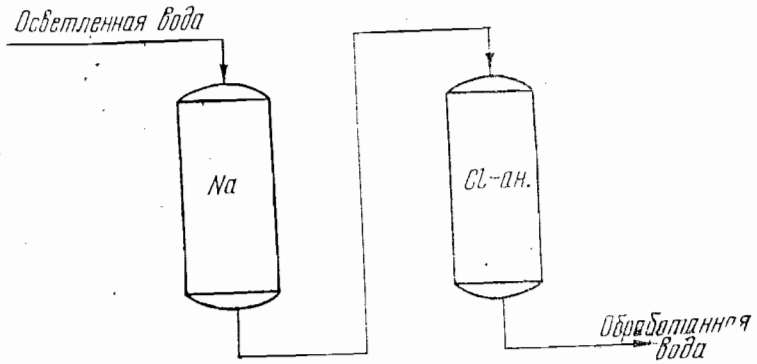


Рис. 6-4. Коагуляция, натрий-катионирование и снижение щелочности путем хлор-анионирования.

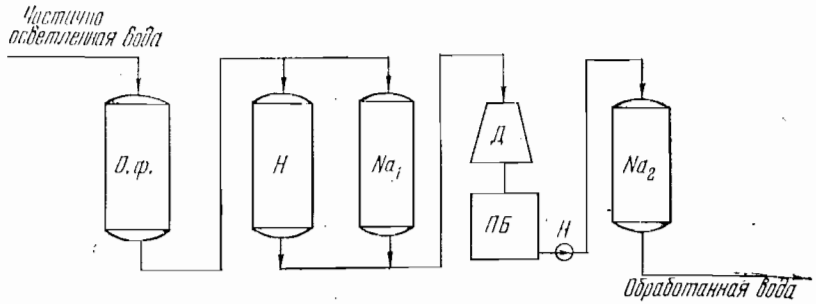


Рис. 6-5. Коагуляция, параллельное водород-натрий-катионирование.

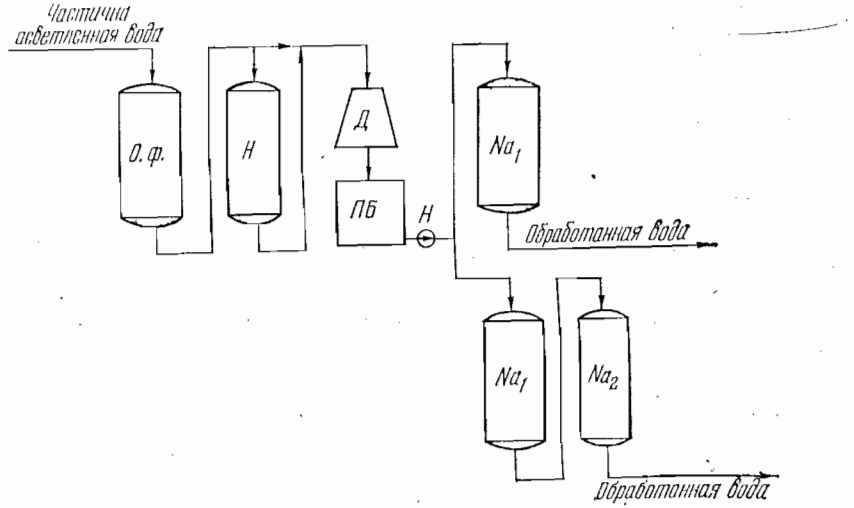


Рис. 6-6. Коагуляция, последовательное водород-натрий-катионирование.

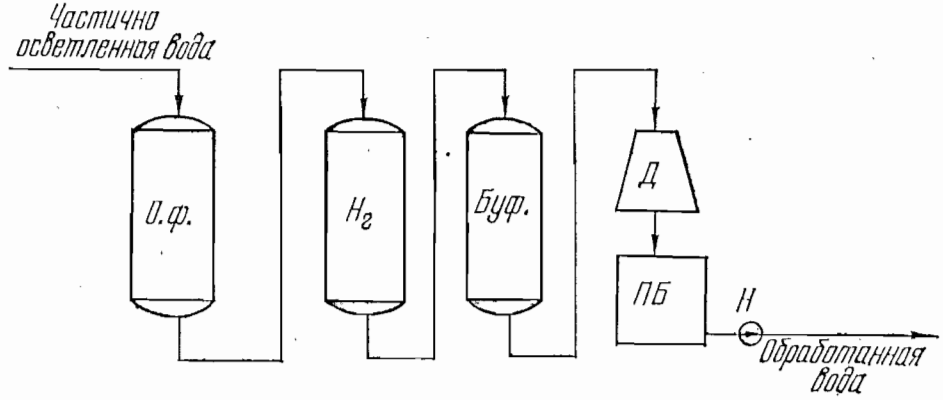


Рис. 6-7. Водород-катионирование при «голодной» регенерации, буферное катионирование, декарбонизация.

жаются сульфоуглем и не регенерируются, так как являются «саморегенерирующимися».

Для борьбы с накипеобразованием в парогенераторах низкого давления и тепловых сетях широкое применение получает магнитная обработка воды.

Схемы для парогенераторов давлением до 70 *ат*

Если сумма анионов сильных кислот ≤ 1 *мг·экв/кг*, применима схема на рис. 6-8, если же сумма анионов сильных кислот >1 *мг·экв/кг*, применима схема, приведенная на рис. 6-9.

Схемы для барабанных парогенераторов давлением выше 100 *ат*

Для обработки воды с повышенной минерализованностью, не содержащей нитратов, и нитритов, применяется схема, приведенная на рис. 6-10.

При содержании некарбонатных солей в исходной воде до 2 *мг·экв/кг* применима схема, приведенная на рис. 6-11. С целью экономии химических реагентов на регенерацию предусматривают противоточное катионирование в первой ступени и ступенчато-противоточное анионирование.

Для обработки воды с концентрацией некарбонатных солей от 2 до 7 *мг·экв/кг* используется схема, приведенная на рис. 6-12.

Схема для прямоточных парогенераторов

Схема, приведенная на рис. 6-13, кроме предочистки (коагуляция или коагуляция с известкованием) включает: катионирование ступенчато-противоточное или противоточное при маломинерализованной исходной воде; слабоосновное анионирование, ступенчато-противоточное или обычное прямоточное в зависимости от качества исходной воды; декарбонизацию; вторую ступень катионирования; сильноосновное анионирование; глубокое обессоливание в раздельных ионитных фильтрах или фильтрах смешанного действия.

Природные воды с повышенной щелочностью в процессе обработки подвергают не только коагуляции, но и снижению щелочности по методу известкования.

В случае содержания в исходной воде некарбонатных солей более 7 *мг·экв/кг* добавочную питательную воду для барабанных и прямоточных парогенераторов приготавливают в испарителях или паропреобразователях.

Условные обозначения к рисункам: О — осветлитель; ПБ — промежуточный бак; Н — насос; О. ф.— осветлительный фильтр; Na_1 и Na_2 — натрий-катионит-

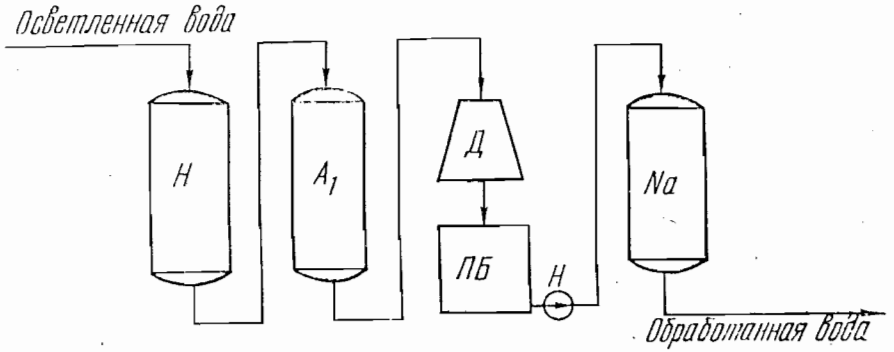


Рис. 6-8. Коагуляция, водород-катионирование, слабоосновное анионирование, декарбонизация и натрий-катионирование.

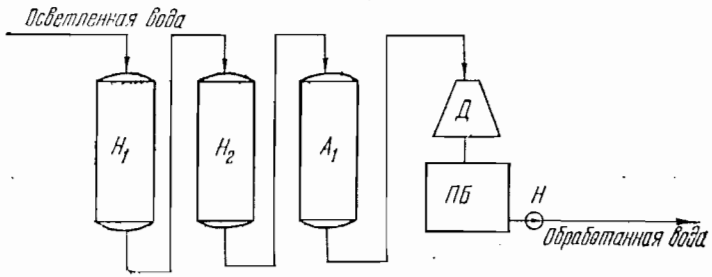


Рис. 6-9. Коагуляция, двухступенчатое водород-катионирование, слабоосновное анионирование, декарбонизация.

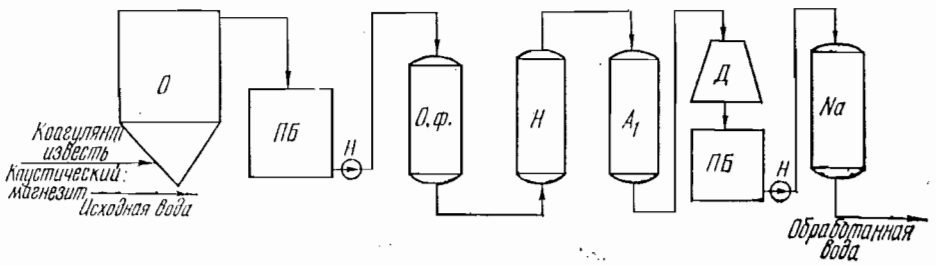


Рис. 6-10. Коагуляция с известкованием и магнезиальным обескремниванием, водород-катионирование, слабоосновное анионирование, декарбонизация, натрий-катионирование.

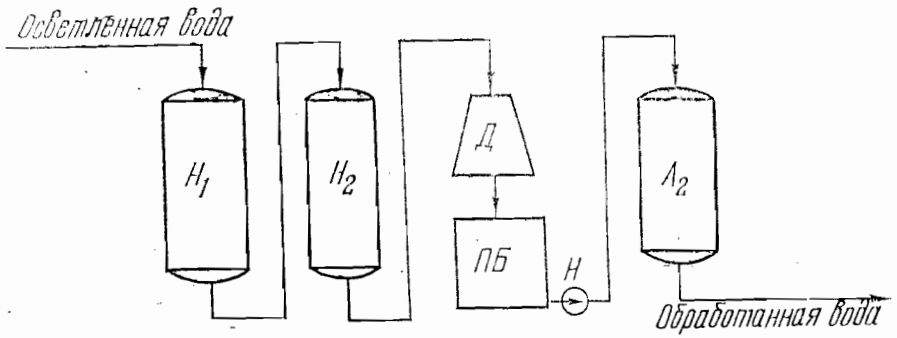


Рис. 6-11. Коагуляция, двухступенчатое водород-катионирование, декарбонизация, сильноосновное анионирование.

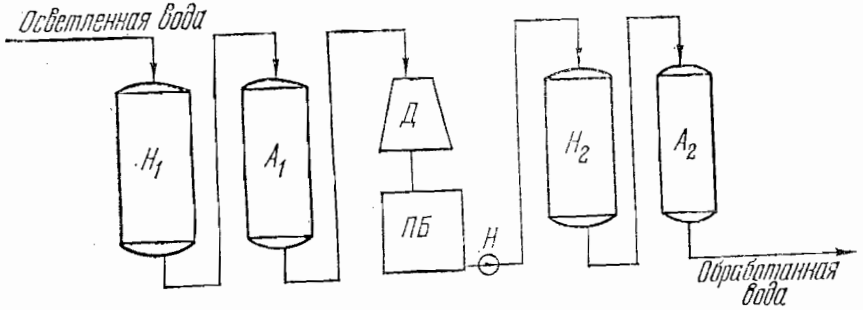


Рис. 6-12. Коагуляция, водород-катионирование, слабоосновное анионирование, декарбонизация, барьерное водород-катионирование, сильноосновное анионирование.

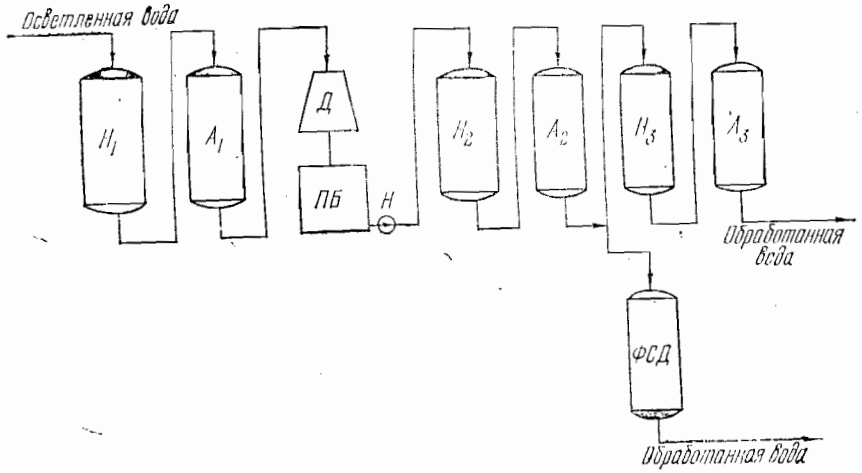


Рис. 6-13. Коагуляция, трехступенчатое Н-ОН-ионирование с декарбонизацией.

Таблица 6-1

Качество воды после реагентного умягчения, коагуляции и профильтрованной через осветлительные фильтры

Показатели	Единица измерения	Качество воды после осветлителей		Качество воды после осветлительных фильтров		
		Нормальных	Работающих с зашламлением	Вид предварительной обработки		
				без предварительной обработки	известкование или содоизвесткование	коагуляция или коагуляция-известкование
Взвешенные вещества	*мг/кг*	20—30	<10	<6	<2	<2
Окисляемость	—			Снижается	Снижается на 30—40% по сравнению с сырой	Снижается на 50—75% по сравнению с сырой
Остаточная щелочность	*мг·экв/кг*		При известковании Щк = 0,6—0,8 Що = 0,8—1,0			
Железо	*мг/кг*			Снижается		$<0,1$
Алюминий	*мг/кг*			Снижается		$<0,2$
Доумягчение воды на осветлительных фильтрах	*мг·экв/кг*				На 0,1—0,15	На 0,1—0,15

Качество очищенной воды при различных

Показатели	Единица измерения	Схемы водоподготови			
		Коагуляция-известкование-магнезиальное обескремнивание	Na-катионирование	Известкование — Na-катионирование	Параллельное H — Na-катионирование
Солесодержание	*мг/кг*	—	1	1	1
Кремниевая кислота SiO_3^{2-}	*мг/кг*	1—1,5	—	Снижается на 30—40%	—
Свободная углекислота CO_2	*мг/кг*	0	—	0	2—5
Сульфат-ион SO_4^{2-}	*мг/кг*	—	—	—	—
Хлор-ион Cl —	»	—	—	—	—
Жесткость общая Жо	$\frac{мг \cdot экв}{кг}$	—	$<0,03$	$<0,03$	$<0,03$
Щелочность общая Що	$\frac{мг \cdot экв}{кг}$	0,7—1,0	Жк	0,7—1,0	0,3—0,5
Окисляемость	$\frac{мг/кг}{по\ O_2}$	Снижается на 60—80%	—	Снижается на 25—30%	—
Реакция pH	—	10—10,4	~7	9,5—10,2	~7

Примечания: 1. Цифра 1 в первой строке означает, что солесодержание сни
2. Жк и Жнк — карбонатная и некарбонатная жесткости обрабатываемой воды.

ные фильтры первой и второй ступени; Д — декарбонизатор; $H_г$ — водород-катионитный фильтр с «голодной» регенерацией; Буф.— буферный фильтр; H_1, H_2 и H_3 — водород-катионитные фильтры первой, второй и третьей ступеней; A_1 — анионитный фильтр первой ступени, слабоосновный; A_2 и A_3 —

Таблица 6-2

схемах водоподготовительных установок

тельных установок

Последовательное H — Na-катионирование	Совместное H — Na-катионирование	Схемы с Na-катионированием II ступени	H-катионирование с «голодной» регенерацией	Схема химобессоливания		
				упрощенная	двухступенчатая	трехступенчатая
1	1	—	1	0,5—5	$<0,2$	$<0,1$
—	—	—	—	0,1—0,5	$<0,04$	$<0,03$
2—5	2—5	—	2—5	—	—	0
—	—	—	—	—	0	0
—	—	—	—	—	$<0,5$	0
$<0,03$	$<0,03$	$<0,01$	Жнк + + (0,3—0,7)	0,005	0,005	$<0,003$
0,3—0,7	0,7—1,2	Без изменений	0,3—0,7	0,2—0,4	0,1—0,13	$<0,01$
—	—	—	—	1—3	1—3	1—3
~7	~7	~7	~7	~7	~7	~7

жается на $(Щ_к - Щ_{ост}) \cdot 50$ *мг/кг*.

анионитные фильтры второй и третьей ступеней, сильноосновные; ФСД — фильтр смешанного действия; $Cl\text{-}_{ан}$ — хлор-анионитный фильтр.

Показатели качества воды при различных способах ее обработки приведены в табл. 6-1 и 6-2.

§ 6-2. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Производительность водоподготовительной установки для восполнения потерь питательной воды зависит от величины внутренних и внешних потерь пара и конденсата и может быть выбрана по рекомендациям табл 6-3.

Производительность водоподготовительной установки для подготовки добавочной воды тепловых сетей определяется утечкой воды и возможным ее разбором в открытых системах теплоснабжения. Величина потерь от утечек как в закрытых, так и в открытых системах принимается одинаковой и нормируется в зависимости от емкости тепловых сетей. Обычно эти потери находятся в пределах 1,5—2% от расхода сетевой воды. Количество отбираемой воды из открытых тепловых сетей определяется по величине нагрузки горячего водоснабжения.

На электростанциях с прямоточными парогенераторами предусматривается обезжелезивание и обессоливание конденсата турбин в специальных установках.

При начальном давлении 130 *ат* у каждой турбины должна быть установка, обеспечивающая очистку 50% конденсата, выходящего из конденсатора, и одна центральная (общестанционная) установка, обеспечивающая очистку 50% конденсата от одного блока максимальной мощности.

При начальном давлении 240 *ат* у каждой турбины устанавливаются блочные обессоливающие установки для очистки всего конденсата, выходящего из конденсатора турбины.

Таблица 6-3

Добавочная питательная вода на ТЭС

Расчетная производительность обессоливающей установки, *т/ч*			Производительность обессоливающих установок, дополняющих испарители*, *т/ч*		
ТЭС с прямоточными парогенераторами		ТЭС с барабанными парогенераторами	ТЭС с прямоточными парогенераторами		ТЭС с барабанными парогенераторами
для блоков до 300 *МВт*	для блоков 500 и 800 *МВт*		для блоков 200 и 300 *МВт*	для блоков 500 и 800 *МВт*	
$100+0{,}02\sigma Д$	$100+0{,}25\sigma Д$	$50+0{,}02\sigma Д$	100	150	50

* Расчетная производительность испарителей принимается $0{,}02\sigma Д$, где $\sigma Д$ — паропроизводительность установленных парогенераторов, *т/ч*.

В остальных случаях производительность водоподготовительных установок рассчитывают исходя из покрытия внутристанционных потерь конденсата в размере 3% паропроизводительности установленных парогенераторов, потерь конденсата на производстве с запасом 20% и потерь с продувкой.

§ 6-3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Расчет осветлительных и ионитных фильтров

Необходимая площадь фильтрования определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{w} \ м^2, \qquad (6\text{-}1)$$

где Q — производительность фильтров, $м^3/ч$;

w — скорость фильтрования, принимается 5—10 $м/ч$ в осветлительных фильтрах; 10—30 $м/ч$ в ионитных фильтрах I и II ступени, 30—50 $м/ч$ в Н-катионитных фильтрах II ступени, в ионитных фильтрах третьей ступени и фильтрах смешанного действия (ФСД). На конденсатоочистках в ФСД с внутренней регенерацией скорость фильтрования принимается 50—60 $м/ч$, а в ФСД с выносной регенерацией — 100—120 $м/ч$.

Число устанавливаемых фильтров m рекомендуется принимать не менее трех.

Необходимая площадь фильтрования каждого фильтра

$$f = \frac{F}{m} \ м^2. \qquad (6\text{-}2)$$

По площади f определяется диаметр фильтра и по справочным данным принимается ближайший больший стандартный фильтр (табл. 6-7). Расход воды на взрыхляющую промывку каждого осветлительного фильтра

$$q_{взр} = \frac{i \cdot f_o \cdot t_{взр} \cdot 60}{1000} \ м^3, \qquad (6\text{-}3)$$

где f_o — сечение осветлительного фильтра, $м^2$;

i — интенсивность взрыхления фильтра, загруженного антрацитом [12 $л/(с \cdot м^2)$];

$t_{взр}$ — продолжительность взрыхления (5—10 мин).

Расход воды на отмывку осветлительного фильтра (спуск первого фильтрата в дренаж)

$$q_{отм} = \frac{f_o \cdot w \cdot t_{отм}}{60} \ м^2, \qquad (6\text{-}4)$$

где w — скорость фильтрования, $м/ч$;

$t_{отм}$ — продолжительность отмывки (10 *мин*).

Часовой расход воды на промывку осветлительных фильтров

$$q_o = \frac{(q_{взр} + q_{отм}) \cdot m_o \cdot n_o}{24} \ м^3/ч, \qquad (6\text{-}5)$$

где m_o — число осветлительных фильтров;

n_o — число промывок каждого фильтра в сутки (1—3).

Производительность брутто с учетом расхода воды на промывку осветлительных фильтров

$$Q_o^{бр} = Q_o + q_o \ м^3/ч. \qquad (6\text{-}6)$$

Действительная скорость фильтрования во время выключения одного фильтра на промывку (при работе $m_o - 1$ фильтров)

$$w_{m_o-1} = \frac{Q_o^{бр}}{(m_o - 1) f_o} \quad м/ч. \tag{6-7}$$

Если скорость w_{m_o-1} больше максимально допустимой, то предусматривается резервный фильтр.

Полезная продолжительность фильтроцикла (при одном резервном или ремонтном фильтре)

$$T = \frac{f_и \cdot h \cdot e_{расч} \cdot (m_и - 1)}{Q_и \Sigma u} \quad ч, \tag{6-8}$$

где $Q_и$ — производительность рассчитываемых ионитных фильтров, $м^3/ч$;

Σu — суммарное содержание катионов или анионов в воде, поступающей на фильтры, $г \cdot экв/м^3$;

$f_и$ — площадь сечения фильтра, $м^2$;

h — высота слоя ионита, $м$;

$m_и$ — число установленных фильтров;

$e_{расч}$ — расчетная емкость поглощения ионита, $г \cdot экв/м^3$.

Количество регенераций в сутки ионитного фильтра

$$n_и = \frac{24}{T + t}, \tag{6-9}$$

где t — продолжительность операций, связанных с регенерацией фильтров, $ч$.

Количество регенераций каждого фильтра первой ступени должно быть не менее одного раза в сутки, а для анионитных фильтров второй ступени — не менее одного раза в двое суток и не более одного раза в сутки.

Объем ионитных материалов, загруженных в фильтры во влажном состоянии,

$$V_{вл} = f_и \cdot h \cdot m_и \quad м^3. \tag{6-10}$$

Объем товарного ионита

$$V_{сух} = \frac{V_{вл}}{k_4} \quad м^3, \tag{6-11}$$

где k_4 — коэффициент набухания ионита (табл. 6-6).

Расход воды на регенерацию группы ионитных фильтров

$$q_и = \frac{V_{вл} \cdot p_и \cdot n_и}{24} \quad м^3/ч, \tag{6-12}$$

где $p_и$ — удельный расход воды на регенерацию фильтров, $м^3/м^3$ ионита (табл. 6-4).

Полный часовой расход воды на рассчитываемую группу ионитных фильтров

$$Q_и^{бр} = Q_и + q_и \quad м^3/ч. \tag{6-13}$$

Суточный расход химических реагентов на регенерацию ионитных фильтров

$$G_р = \frac{\gamma \cdot e_{расч} \cdot f_и \cdot h \cdot m_и \cdot n_и}{10^6} \quad т/сутки, \tag{6-14}$$

где γ — удельный расход химического реагента (100%-го) на регенерацию, $г/г \cdot экв$.

Расчет осветлителей

Суммарная производительность осветлителей в схемах с известкованием принимается равной 125%, а в схемах с коагуляцией — 150% расчетного расхода осветленной воды, при этом устанавливается не менее двух осветлителей.

Емкость каждого из двух осветлителей определяется по формуле

$$V_{осв} = \frac{(1{,}25 \div 1{,}5)\, Q_{осв} \tau}{2} \quad м^3, \tag{6-15}$$

где $Q_{осв}$ — полная производительность всей установки, $м^3/ч$;

τ — продолжительность пребывания воды в осветлителе (2—2,5 $ч$).

По $V_{осв}$ выбирается ближайший по емкости серийный осветлитель (табл. 6-10).

Необходимое количество реагентов при коагуляции и известковании подсчитывают следующим образом.

Расход коагулянта $Al_2(SO_4)_3 \cdot 18H_2O$, $FeSO_4 \cdot 7H_2O$ или $FeCl_3$ в сутки

$$G_к = \frac{24 Q_{осв} \cdot э_к \cdot d_к}{1000} \quad кг/сутки, \tag{6-16}$$

где $G_к$ — расход безводного 100%-ного коагулянта, $кг/сутки$;

$э_к$ — эквивалент безводного коагулянта:

$Al_2(SO_4)_3 — 57{,}02$; $FeSO_4 — 75{,}16$; $FeCl_3 — 54{,}07$;

$д_к$ — доза коагулянта, $мг \cdot экв/кг$.

Расход технического коагулянта в сутки

$$G_{т.к} = \frac{G_к \cdot 100}{C} \quad кг/сутки, \tag{6-17}$$

где C — процентное содержание коагулянта $Al_2(SO_4)_3$, $FeSO_4$, $FeCl_3$ в техническом продукте.

Расход полиакриламида (ПАА) в сутки

$$G_{паа} = \frac{24 Q_{осв} д_{паа}}{1000} \quad кг/сутки, \tag{6-18}$$

где $G_{паа}$ — расход полиакриламида, $кг/сутки$;

$д_{паа}$ — доза полиакриламида, равная 0,2—1,8 $мг/кг$.

Расход извести (в виде $Ca(OH)_2$)

$$G_и = \frac{24 \cdot 37{,}05 \cdot Q_{осв} д_и}{1000} \quad кг/сутки, \tag{6-19}$$

где $G_и$ — суточный расход извести, $кг/сутки$;

37,05 — эквивалент $Ca(OH)_2$;

$д_и$ — доза извести, $мг \cdot экв/кг$.

Таблица 6-4

Удельный расход воды на регенерацию ионита при обработке природных вод

Название ионита	Удельный расход воды на регенерацию ионита, $м^3/м^3$		
	на приготовление регенерационных растворов H_2SO_4, NaOH, NaCl	на отмывку продуктов регенерации	общий $p_и$
Сильноосновные аниониты типа АВ-17-8 в ОН-форме	2,5	12,0	14,5
Сульфоуголь в Н-форме для фильтров 2-й ступени	1,1	10,0	11,1
КУ-2 в Н-форме для фильтров 2-й ступени	1,0	12,0	13,0
Слабоосновные аниониты типа АН-31 в ОН-форме	1,8	20,0	21,8 *
То же	—	20,0	20,0 **
Сульфоуголь в Н-форме для фильтров 1-й ступени	1,5	5,0	6,5
Катионит КУ-2 в Н-форме для фильтров 1-й ступени	4,0	6,5	10,5
Сульфоуголь в Na-форме для фильтров 1-й ступени	0,7	4,0	4,7
Сульфоуголь в Na-форме для фильтров 2-й ступени	0,5	6,0	6,5
Катионит КУ-2 в Na-форме для фильтров 1-й ступени	1,7	6,0	7,7
Катионит КУ-2 в Na-форме для фильтров 2-й ступени	1,1	8,0	9,1
Сульфоуголь в Н-форме при «голодном» режиме регенерации	0,7	5,0	5,7

Примечание. Для взрыхления ионитов во всех фильтрах используется часть отмывочной воды от предыдущей регенерации после сброса в дренаж основного количества продуктов регенерации.

* При отсутствии повторного использования щелочных вод на регенерацию анионита АН-31.

** При регенерации анионита АН-31 щелочными водами от A_2.

§ 6-4. ХИМИЧЕСКИЕ РЕАГЕНТЫ И МАТЕРИАЛЫ

Таблица 6-5

Реагенты и материалы, применяемые при обработке воды

Наименование реагента или материала	Основное действующее вещество		Примерная стоимость 1 *т*, руб.
	Формула	Содержание, %	
1	2	3	4
Аммиак:			
жидкий синтетический	NH_3	99,9	101
водный технический (вода аммиачная), марка Б	NH_3	25	27
Гидразин:			
гидрат технический	$N_2H_4 \cdot H_2O$	Сорт I — 97	5000
	$N_2H_4 \cdot H_2O$	Сорт II — 96	4800
сульфат технический	$N_2H_4 \cdot H_2SO_4$	94	1350
Глинозем (алюминий):			
сернокислый неочищенный	Al_2O_3, нерастворимый остаток	9 23	21
сернокислый очищенный	Al_2O_3	Сорт Экстра-14,0	43
		Сорт А-13,5	40
		Сорт С-13,5	39
		Сорт В-13,5	38
Железо:			
сернокислое (купорос)	$FeSO_4$	Марка А-53	11
		Марка Б-47	10
хлорное	$FeCl_3$	Сорт I-97	120
		Сорт II-95	105
Известь строительная негашеная, комовая, молотая	$CaO + MgO$	Кальциевая ($MgO < 7$)	
		I сорт > 85	5 ÷ 23
		II сорт > 70	4 ÷ 20
		III сорт > 60	3,5 ÷ 17
	$CaO + MgO$	Магниевая ($MgO = 7-20$)	

Продолжение таблицы 6-5

1	2	3	4
		I сорт — 80	5 ÷ 23
		II сорт — 70	4 ÷ 20
Известь гашеная (пушенка)		III сорт — 60	3,5 ÷ 17
Ингибитор «Уникол» ПБ-5	$Ca(OH)_2$	88	—
Иониты	—	—	500
Аниониты:			
Амберлит IRA-400	—	—	6600
Амберлит IRA-410	—	—	8000
Асмит 259-П	—	—	7000
Варион АД	—	—	8000
Зеролит IP	—	—	6600
АВ-17-8	—	На сухое вещество	6600
АВ-17-8 ЧС в гидроксильной форме	—	»	14 500
АН-2-ФН	—	»	1500
АН-18-6	Сорт I	»	6500
	Сорт II	»	4500
АН-31	—	»	3270
Катиониты:			
КБ-4	—	»	3800
КУ-1	—	»	1200
КУ-1г	—	»	1900
КУ-2-8	—	»	2250
КУ-2-8 ЧС в водородной форме	—	»	6000
Сульфоуголь:			
СК-1	Сорт I	»	170
СМ-1	—	»	160
СК-2	Сорт II	»	145
СМ-2	»	»	130

Продолжение таблицы 6-5

1	2	3	4
Кислоты:			
адипиновая	$C_6H_{10}O_4$	Марка А-99,0	950
		Марка Б	850
лимонная пищевая	$C_3H_4OH(COOH)_3$	—	2000
серная:			
башенная техническая	H_2SO_4	75	21
контактная техническая	H_2SO_4	92,5	30
соляная:			
ингибированная	HCl	19—25	23
синтетическая			
техническая	HCl	Сорт I — 27,5	22
		Сорт II — 27,5	21
этилендиаминтетрауксусная кислота (ЭДТА)	$(CH_2)_4N_2(COOH)_4$	90	3200
Натрий:			
едкий (сода каустическая)	NaOH	Марка А-42,0	62
технический, жидкий		Марка $А_1$-42,0	66
		» $А_2$-45,0	76
		» Б-50,0	57
		» В-42,0	42
		» Г-43,0	54
		» Д-42,0	42
гексаметафосфат натрия	$(NaPO_3)_6$	—	425
мононатрийфосфат	$NaH_2PO_4 \cdot 2H_2O$	90	
динатрийфосфат	$Na_2HPO_4 \cdot 12H_2O$	Сорт I — 98,0	205
		Сорт II — 96,0	188
		Сорт III — 92,0	172
тринатрийфосфат	$Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$		
	$(PO_4^3)^-$	не менее 23,7%	85
хлористый натрий (поваренная соль—пищевая)	NaCl	Сорт высший — 99,2	20÷30
		Сорт I — 97,2	
		Сорт II — 96,5	

Продолжение таблицы 6-5

1	2	3	4
поваренная соль техническая — отходы	—	—	1,3
Березниковского и Соликамского калийных комбинатов			
Октодециламин	—	—	3500
Полиакриламид	—	В пересчете на 100%	2500
Полиакриламид технический АМФ	—	—	250
Порошок каустический из магнезита	MgO	Сорт I — 87	16
		Сорт II — 85	12
		Сорт III — 70	8
Трилон Б	$C_{10}H_{11}O_8N_2Na_2$	90	4720
Уголь активный марки БАУ	—	Активность по хлору 35%	800
Уголь активированный БАУ для обезмасливания конденсата	—	Активность по йоду 60%	
Уротропин технический	$(CH_2)_6N_4$	99,5	220
Хлор жидкий	Cl_2	99,5	70
Материалы фильтрующие: Целлюлоза хлопковая: небеленая	—	—	480
специальная	—	Марка П	560
		Марка Ш	450
Целлюлоза:			
сульфатная небеленая	—	—	—
сульфитная небеленая	—	—	—
беленая хвойная	—	—	—
Антрацит штыб (АШ)	—	*d* зерен 1—2 *мм*	—
Песок кварцевый	SiO_2	*d* зерен 0,5—1,5 *мм*	6 ÷ 12
Мраморная крошка	—	*d* зерен 0,5—1,5 *мм*	—
Пек каменноугольный	—	Сорт А	44
		Сорт В	43
		Высокотемпературный	45

Примечание. Оптовые цены на химическую продукцию взяты по прейскуранту № 05—01 (введены с 1 июля 1967 г.).

Таблица 6-6

Насыпная масса ионитов

Название ионита	Влажность товарного ионита, % (по ГОСТ или ТУ)	Насыпная масса, $т/м^3$: товарного ионита К	Насыпная масса, $т/м^3$: ионита, набухшего в воде (влажность 50—60%), $К_1$	Масса сухого ионита (влажность 0%) в 1 $м^3$ набухшего в воде материала $К_2$	Коэффициент набухания сухого ионита (влажность 0%) в воде $К_3 = К_1 : К_2$	Коэффициент набухания товарного ионита в фильтрах при заполнении их водой $К_4$
Сульфоуголь (в H, Na-форме)	Не более 30	0,65	0,82	0,45	1,8	1,25
Катионит КУ-1 (в H, Na-форме)	50—60	0,65—0,70	0,60—0,70	0,32—0,35	2,0	1,0
Катионит КУ-2 (в H, Na-форме)	50—60	0,75—0,80	0,75—0,80	0,36—0,38	2,1	1,0
Катионит КУ-23 (в H, Na-форме)	50—60	0,72—0,82	0,72—0,82	0,38—0,40	2,0	1,0
Аниониты АН-2-Ф и АН-2-ФН (в хлор-форме)	Не более 15	0,65—0,68	0,75	0,36	2,1	2,0
Анионит ЭДЭ-10П (в хлор-форме)	Не более 15	0,60—0,64	0,96	0,33	2,9	2,8
Анионит АН-31 (в хлор-форме)	Не более 15	0,72—0,75	0,80	0,37	2,1	2,0
Анионит АВ-17-8 (в хлор-форме)	50—60	0,70—0,74	0,74	0,35	2,2	1,0

Таблица 6-7

Фильтры водоподготовительных установок

Наименование аппарата	Рабочее давление, *кгс/см²*	Диаметр фильтра, *мм*	Высота слоя загрузки, *м*	Строительная высота, *мм*	Вес без арматуры, *кг*	Цена, руб.	Завод-изготовитель
1	2	3	4	5	6	7	8
Фильтры осветлительные							
Фильтр осветлительный вертикальный однокамерный	6	1000	1,0	2912	932	430	БиКЗ
То же	6	1500	1,0	3298	1600	660	БиКЗ
»	6	2000	1,0	3620	2120	980	ТКЗ
»	6	2600	1,0	4000	3755	1400	ТКЗ
»	6	3000	1,0	4370	4780	1700	ТКЗ
»	6	3400	1,0	4530	6254	2140	ТКЗ
Фильтр осветлительный вертикальный двухкамерный	6	3400	0,9×2	5518	9135	3000	ТКЗ
Фильтр осветлительный вертикальный трехкамерный	6	3400	0,9×3	6635	13 135	3700	ТКЗ
Фильтр осветлительный горизонтальный однокамерный	6	3000	1,0	$l = 6680$	8325	2800	ТКЗ
То же	6	3000	1,0	$l = 11\,085$	14 224	4400	ТКЗ

Продолжение таблицы 6-7

1	2	3	4	5	6	7	8
Фильтры угольные сорбционные							
Угольный фильтр	6	2000	2,5	4850	2610	1060	ТКЗ
»	6	2600	2,5	5200	4350	1500	ТКЗ
»	6	3000	2,5	5440	5305	1750	ТКЗ
»	6	3400	2,5	5650	7530	2180	ТКЗ
Фильтры натрий-катионитные вертикальные параллельноточные							
1-я ступень	6	700	2,0	3240	511	230	БиКЗ
	6	700	1,8	3150	631	216	СЗТМ
	6	1000	2,0	3788	1308	620	СЗТМ
	6	1000	2,0	3592	1015	460	БиКЗ
	6	1500	2,0	3919	1655	620	БиКЗ
	6	2000	2,5	4870	2590	1070	ТКЗ
	6	2600	2,5	5195	4310	1520	ТКЗ
	6	3000	2,5	5460	5260	1660	ТКЗ
	6	3400	2,5	5724	7460	2400	ТКЗ
2-я ступень	6	1000	1,5	2917	927	460	БиКЗ
	6	1500	1,5	3303	1575	720	БиКЗ
	6	2000	1,5	3620	2116	1000	ТКЗ
	6	2600	1,5	4000	3757	1420	ТКЗ
	6	3000	1,5	4370	4785	1730	ТКЗ

Продолжение таблицы 6-7

1	2	3	4	5	6	7	8
Фильтры водород-катионитные вертикальные параллельноточные							
1-я ступень	6	1000	2,0	3597	~ 1025	520	БиКЗ
	6	1500	2,0	3924	~ 1655	770	БиКЗ
	6	2000	2,5	4870	2595	1200	ТКЗ
	6	2600	2,5	5195	4310	1750	ТКЗ
	6	3000	2,5	5460	5260	2020	ТКЗ
	6	3400	2,5	5724	7500	2800	ТКЗ
2-я ступень	6	1000	1,5	2922	935	520	БиКЗ
	6	1500	1,5	3302	1579	980	БиКЗ
	6	2000	1,5	3620	2117	1300	ТКЗ
	6	2600	1,5	4000	3788	1760	ТКЗ
	6	3000	1,5	4370	4893	2270	ТКЗ
Фильтры водород-катионитные вертикальные противоточные *							
Водород-катионитные противоточные	6	2000	—	6314	3743	—	ТКЗ
	6	2600	—	6745	6026	—	ТКЗ
	6	3000	—	6850	7118	3060	ТКЗ
	6	3400	—	7019	9414	—	ТКЗ

Продолжение таблицы 6-7

1	2	3	4	5	6	7	8
Фильтры скоростные *							
Водород-катионитные	6	2000	—	3620	2150	1540	ТКЗ
	6	2600	—	4000	3760	—	ТКЗ
	6	3000	—	4370	4832	2690	ТКЗ
Натрий-катионитные	6	2000	—	3620	2160	—	ТКЗ
	6	2600	—	4000	3778	—	ТКЗ
	6	3000	—	4370	4810	—	ТКЗ
Фильтры двухэтажные *							
Ступенчато-противоточные	6	1400/2000	—	6440	3655	—	ТКЗ
	6	2000/2600	—	7245	5800	3170	ТКЗ
	6	2600/3400	—	8005	9615	4530	ТКЗ

Продолжение таблицы 6-7

1	2	3	4	5	6	7	8
Фильтры смешанного действия (ФСД)							
ФСД с внутренней регенерацией ионитов	6	2000	1,2	5040	3410	~ 2300	ТКЗ
ФСД с внутренней регенерацией ионитов *	6	3400	1,2	—	—	~ 6830	ТКЗ
ФСД с выносной регенерацией ионитов	10	2000	1,2	4530	2748	~ 1900	ТКЗ
То же	10	2600	1,2	4240	3922	~ 2300	ТКЗ
»	10	3400	1,2	4795	7495	—	ТКЗ
Регенераторы для фильтров смешанного действия *							
Регенератор К ФСД ⌀ 2000	6	1600	2,0	4575	2091	—	ТКЗ
Регенератор К ФСД ⌀ 2600	6	2000	2,0	5715	3403	—	ТКЗ
Регенератор К ФСД ⌀ 3400	6	2600	2,0	6050	5346	—	ТКЗ
Фильтры целлюлозные							
Фильтр целлюлозный набивной	6	700	—	1470	381,3	—	БиКЗ
То же	6	700	—	2030	648,5	—	БиКЗ
»	6	1000	—	2260	1165	—	ТКЗ
Фильтр целлюлозный намывной *	10	1600	—	—	—	—	ТКЗ
То же	10	2000	—	5500	5140	—	ТКЗ

* Опытные фильтры.

Таблица 6-8

Баки, мешалки

Наименование оборудования	Емкость, *м*³	Диаметр, *мм*	Вес, *кг*	Нагрузочный вес, *т*	Завод-изготовитель
Бак для хранения крепкой серной кислоты	15,0	2000	3260	28,5	ТКЗ
Бак для хранения едкого натрия	30,0	2600	4835	50,0	ТКЗ
Бак-вытеснитель крепкой серной кислоты	0,5	800	245	1,4	БиКЗ
То же	1,5	1000	530	3,4	БиКЗ
»	3,5	—	—	—	—
Мешалка циркуляционная для кислых реагентов и известкового молока	1,0	1200	296	1,5	ТКЗ
То же	2,0	1600	394	2,5	ТКЗ
Мешалка циркуляционная для известкового молока	4,0	1600	531	4,6	ТКЗ
То же	8,0	2000	1420	9,5	ТКЗ
»	14,0	2600	2180	16,2	ТКЗ
Солерастворитель	0,2	450	200	0,5	СЗТМ
То же	0,4	600	371	1,2	СЗТМ
»	0,9	1000	910	3,0	СЗТМ

Таблица 6-9

Насосы-дозаторы серии НД

Показатели	Марка насоса															
	НД 10/100	НД 16/63	НД 25/40	НД 40/25	НД 63/16	НД 100/10	НД 160/25	НД 16/400	НД 25/250	НД 40/160	НД 63/100	НД 100/63	НД 400/16	НД 630/10	НД 1000/10	НД 1600/10	НД 2500/10	НД 100/250
Подача номинальная, *л/ч*	10	16	25	40	63	100	160	16	25	40	63	100	400	630	1000	1600	2500	100
Давление нагнетания, *кгс/см²*	100	63	40	25	16	10	25	400	250	160	100	63	16	10	10	10	10	250
Максимальный диапазон регулирования	0—16						0—40	0—60							0—60			
Рабочий ход плунжера, *мм*	4—16						10—40	15—60							15—60			
Диаметр плунжера, *мм*	12	16	20	25	32	40	32	8	10	12	16	20	40	50	60	80	100	20
Число ходов плунжера в минуту	100																	
Диаметры присоединительных трубопроводов, *мм*	10						15	10					25		32		40	10
Электродвигатель:																		
мощность, *кВт*	0,27		0,27		0,27		0,6	1,1		1,1		1,1	1,1	1,1	2,2	3,0	3,0	3,0
напряжение, *В*	220/380																	
число оборотов в минуту	1500 (синхронное)																	

Примечание. Заводы-изготовители: Таганрогский котельный — ТКЗ, Бийский котельный — БиКЗ, Саратовский тяжелого машиностроения — СЗТМ.

Таблица 6-10

Осветлители

Показатели	Тип осветлителя или проектная организация									
	Известкование	Обескремнивание	Коагуляция							
	ВТИ	ВТИ	ХОТЭП	ХОТЭП	ВТИ-ХОТЭП	ЦНИИ-2	ЦНИИ-3	ЦНИИ-3	Промэнергопроект	
Расчетная производительность, *м³/ч*	350	500	230	400	350	450	450	230	100	
Диаметр, *м*	9,7	12,2	9,2	12,2	12,0	12,2	12,5	9,0	7,14	
Высота корпуса, *м*	11,0	11,7	11,8	16	9,25	10,93	8,05	7,06	10,06	
Геометрический объем, *м³*	458	892	462	900	892	829	607	325	293	
Приведенная высота зоны контактной среды, *м*	4	4	4,25	4,4	4,5	4,0	3,0	3,0	3,2	
Высота защитной зоны осветленной воды (до дренажной решетки), *м*	1,45	2,0	1,3	1,4	1,8	1,4	1,35	1,1	3,09	
Условная по отношению к геометрическому объему расчетная длительность пребывания воды, *ч*	1,3	1,79	2,0	2,25	2,55	1,85	1,35	1,4	2,93	

Таблица 6-11

Декарбонизаторы

а) со сборным баком

Производительность, *м³/ч*	Емкость, *м³*	Диаметр, *м*		Строительная высота, *м*	Вес, *т*
		декарбонизатора	бака		
31	36	1	3,37	9	4,4
70	47	1,5	4,03	8,8	6
126	123	2	5,38	11,6	11,7
126	90	2	5,38	10,2	11
126	170	2	6,33	11,9	14,6
192	170	2,5	6,33	12,6	18,6
280	170	3	6,33	12,5	20,3

б) без бака

Производительность, $м^3/ч$	Диаметр декарбонизатора, $м$	Строительная высота, $м$	Вес, $т$	Производительность, $м^3/ч$	Диаметр декарбонизатора, $м$	Строительная высота, $м$	Вес, $т$
25—40	1	4,5	1	200	2	2,8	4,4
40—50	1,5	4,7	2	300	2,5	4,2	10
80—150	2	4,9	3,3	450	3,1	4,5	14,3
100	1,5	2,6	2,4	550	3,4	4,8	19,2

Таблица 6-12

Баки-мерники

Диаметр, *мм*	Емкость, $м^3$	Вес, *кг*	Нагрузочный вес, $т$
Крепкой серной кислоты			
450	0,09	98	0,3
500	0,15	132	0,4
670	0,25	190	0,7
810	0,5	313	1,3
1050	1,1	337	2,4
—	1,5	—	—
—	1,7	—	—
—	2,5	—	—
Насыщенного раствора соли			
—	1	—	—
—	2	—	—
—	3	—	—
—	3,7	—	—
—	4,7	—	—
—	5,5	—	—
—	6	—	—
—	7,3	—	—
—	10	—	—

Насосы-дозаторы серии НД применяются для объемного дозирования известкового молока и растворов коагулянтов, флокулянта полиакриламида (ПАА), хлорной извести, едкого натра, фосфатов натрия, гидразина и аммиака, хлористого натрия, а также крепкой (не менее 70% по массе) серной кислоты.

Насосы-дозаторы марок НД 16/400, НД 25/250, НД 100/250, НД 40/160, НД 60/100, НД 100/63 предназначены в основном для подачи растворов реагентов в парогенераторы. Остальные их типы применяются на ТЭС для подачи реагентов на водоподготовительных установках.

§ 6-6. ВОДНЫЙ РЕЖИМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Задачей водного режима электростанции является предотвращение отложений и коррозии парогенераторов, паровых турбин, трубопроводов, теплообменников, тепловых сетей. Поддержание нормального водно-химического режима обеспечивается чистотой воды и пара, введением в питательную и котловую воду растворов гидразина, аммиака, фосфатов, трилона Б, продувкой барабанных парогенераторов, предпусковыми и эксплуатационными промывками оборудования, применением антикоррозионных покрытий. Нормы качества воды и пара на ТЭС приведены в табл. 6-13.

Вода для подпитки тепловых сетей:

растворенный кислород — не более 50 *мкг/кг*;
свободная углекислота — отсутствует;
карбонатная жесткость — не более 700 *мкг·экв/кг*;
остаточная общая жесткость при использовании продувочной воды парогенераторов — не более 50 *мкг·экв/кг*.

Определение количества отложений

Количество отложений на 1 $м^2$ поверхности нагрева определяется по формуле.

$$g = \frac{G \cdot 10^4}{f} \ г/м^2, \qquad (6\text{-}20)$$

где G — вес отложений, *г*;
f — площадь, с которой сняты отложения, $см^2$.

Толщина отложений

$$\delta = \frac{G}{\rho f} \ см, \qquad (6\text{-}21)$$

где ρ — плотность отложений, $г/см^3$ (условно принимают $\rho = 2$ $г/см^3$).

Определение скорости коррозии

Скорость равномерной и частично язвенной коррозии может быть измерена путем установки в трубопроводах, входных коллекторах водяных экономайзеров и барабанах парогенераторов контрольных коррозионных

Нормы качества пара и воды

Таблица 6-13

Нормируемые показатели	Размерность	Парогенераторы с естественной циркуляцией										Прямоточные парогенераторы	
		Давление пара											
		до 40 *ат*	от 30 до 100 *ат*	40—100 *ат*	70—100 *ат*	70 *ат* и выше	до 100 *ат*	выше 100 *ат*	100 *ат* и выше	100—140 *ат*	выше 140 *ат*	докритическое	закритическое
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Насыщенный и перегретый пар													
Соединения натрия (в пересчете на Na), не более	*мкг/кг*	60 (ГРЭС) 100 (ТЭЦ)		15 (ГРЭС) 25 (ТЭЦ)				10 (ГРЭС) 15 (ТЭЦ)				15	10
Кремниевая кислота (в пересчете на SiO_3^{2-}), не более	*мкг/кг*					20 (ГРЭС) 30 (ТЭЦ)						20	20
Свободная углекислота (CO_2), не более	*мкг/кг*	10 (ГРЭС) 20 (ТЭЦ)		5 (ГРЭС) 10 (ТЭЦ)				Отсутствие				Отсутствие	
Питательная вода													
Жесткость, не более	*мкг·экв/кг*	10		5				3				0,5	0,2

Продолжение таблицы 6-13

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Кремниевая кислота (в пересчете на SiO_3^{2-}), не более	*мкг/кг*				100 (ГРЭС и отопительные ТЭЦ)			50 (ГРЭС и отопительные ТЭЦ); 150 (ТЭЦ с произв. отбором пара)				20	20
Соединения натрия (в пересчете на Na), не более	*мкг/кг*											15	10
Растворенный кислород после деаэратора	*мкг/кг*	30		20					10			10	10
Соединения железа (в пересчете на Fe), не более	*мкг/кг*	200					50 (нефтяное топливо) 100 (другие топлива)			30	20	20	10
Соединения меди (в пересчете на Cu), не более	*мкг/кг*		10 (нефтяное топливо); 20 (другие топлива)						5			5	5

Продолжение таблицы 6-13

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Свободная угольная кислота (CO_2)	*мкг/кг*	Отсутствие											
Показатель pH	—						8,5—9,0		9±0,2			9±0,2	9±0,2
Аммиак и его соединения (в пересчете на NH_3), не более	*мкг/кг*	1000										500	500
Избыток гидразина (в пересчете на N_2H_4)	*мкг/кг*	От 30 до 100											
Масла и тяжелые нефтепродукты, не более	*мг/кг*	1	0,3									Следы	Следы
		Конденсат турбин											
Жесткость, не более	*мкг-экв/кг*	10		5				3				1	1
Растворенный кислород, не более	*мкг/кг*						50		20			20	20

Питательная вода испарителей: жесткость — не более 30 *мкг-экв/кг*, а при солесодержании исходных вод более 2000 *мг/кг* — не более 75 *мкг-экв/кг*; содержание кислорода — не более 30 *мкг/кг*; свободная углекислота — отсутствует.

Таблица 6-14

Оценка степени загрязнения внутренней поверхности парогенерирующих труб (накипь-продукты коррозии)

Балл	Оценка состояния поверхности	Количество отложений (*г/м²*) при теплонапряжениях поверхности нагрева, *ккал/м·ч*			
		$< 10^5$	$10^5 - 2{,}5 \times 10^5$	$2{,}5 \times 10^5 - 4 \times 10^5$	$> 4 \times 10^5$
0	Чистая	25—50	До 25	До 25	До 25
1	Легкий налет	50—100	25—50	25—50	25—50
2	Незначительно загрязненная	100—200	50—150	50—100	50—100
3	Загрязненная	200—300	150—250	100—200	100—200
4	Сильно загрязненная	300—500	250—400	200—350	200—300
5	Катастрофически загрязненная	> 500	> 400	> 350	> 300

Таблица 6-15

Оценка интенсивности коррозии

Характеристика коррозионного процесса	Скорость язвенной коррозии, *мм/год*		Скорость равномерной коррозии, *мм/год*		Содержание железа в питательной воде в результате коррозии тракта питательной воды, *мг/кг*		Наличие коррозионных межкристаллитных трещин в соединениях котельных элементов
	парогенераторы						
	среднего давления	высокого давления	среднего давления	высокого давления	среднего давления	высокого давления	
Коррозия практически отсутствует	0,00—0,05	0,00—0,05	0,00—0,02	0,00—0,02	0,00—0,02	0,00—0,01	Отсутствуют
Слабая коррозия	0,05—0,1	0,05—0,2	0,02—0,04	0,02—0,08	0,02—0,03	0,01—0,02	То же
Допустимая коррозия	0,1—0,15	0,2—0,25	0,04—0,05	0,08—0,1	0,03—0,07	0,02—0,035	»
Сильная коррозия	0,15—0,6	0,25—1,2	0,05—0,2	0,1—0,4	0,07—0,2	0,035—0,1	Обнаруживаются
Аварийная коррозия	>0,6	>1,2	>0,2	>0,4	>0,2	>0,1	»

индикаторов. Коррозионный индикатор состоит из трех — пяти круглых пластинок диаметром 60 *мм*, толщиной 2 *мм* с отверстием в центре диаметром 10 *мм*. Пластинки изготавливаются из того же металла, что и подконтрольный аппарат. Индикаторы устанавливают на срок 6—12 месяцев.

Скорость равномерной коррозии определяется по формуле

$$K_р = \frac{(g_1 - g_2) \cdot 10^4}{f_{ср} \cdot T}, \qquad (6\text{-}22)$$

где $K_р$ — скорость коррозии, *г/м²·ч*;
g_1 и g_2 — средний вес одной пластины до и после опыта (окислы удалены), *г*;
$f_{ср}$ — средняя общая поверхность одной пластины, *см²*;
T — длительность опыта, *ч*.

Для получения скорости коррозии в *мм/год* необходимо умножить $K_р$ на 1,12 (для черных металлов). Средняя и максимальная скорость язвенной коррозии

$$K_я = \frac{h \cdot 8760}{T} + П, \qquad (6\text{-}23)$$

где $K_я$ — скорость язвенной коррозии, *мм/год*;
h — глубина язвин, *мм*;
T — длительность испытания, *ч*;
$П$ — проницаемость, *мм/год*.

Способы предотвращения коррозии станционного оборудования и трубопроводов

Наряду с деаэрацией основными средствами предупреждения коррозии оборудования являются:

гуммирование резиной (при температуре среды до 50° С) и покраска всех элементов водоподготовительного оборудования, емкостей с горячей водой и конденсатом химически стойкими лаками ХСЛ (до 50° С), покрытие эпоксидной шпаклевкой (до 100° С), эмалями ВЛ-515, ФЛ-723 (до 120° С);

применение гидразина для связывания остаточного кислорода в воде после деаэраторов;

поддержание повышенных значений pH питательной воды с помощью аммиака;

применение вакуумной деаэрации вместо декарбонизации в схемах обессоливания воды;

использование для регулирования состава питательной воды морфолина, пиперидина и других высокотемпературных ингибиторов коррозии;

ввод октадециламина в пар, идущий на производство;

применение полимерных материалов и новых видов покрытий;

консервация всех элементов оборудования с применением азота и летучих ингибиторов при хранении на монтажной площадке.

Расчет дозировки гидразина и аммиака

Гидразин в питательной воде расходуется на связывание растворенного кислорода и восстановление окислов железа и меди.

Дозировка гидразина (N_2H_4) рассчитывается по формуле

$$g_{N_2H_4} = 1{,}5\,(O_2) + 0{,}15\,(Fe_2O_3) + 0{,}1\,(CuO)\ мг/кг, \qquad (6\text{-}24)$$

где O_2, Fe_2O_3, CuO — содержание растворенного кислорода, окислов железа и меди в питательной воде, *мг/кг*.

Раствор аммиака дозируется в воду для нейтрализации свободной угольной кислоты.

Дозировка раствора аммиака производится непрерывно из расчета 0,8 *мг* NH_3 на 1 *мг* CO_2.

В качестве исходного раствора используют 25%-ный водный раствор аммиака, 1 *мл* которого содержит 233 *мг* NH_3. Расход 25%-ного NH_3

$$G_{NH_3} = \frac{0{,}8\,(CO_2)\cdot Q\cdot 10^3}{233}\ мл/ч, \qquad (6\text{-}25)$$

где CO_2 — содержание CO_2 в воде, *мг/кг*;

Q — расход воды, *т/ч*.

Коррекционная обработка котловой воды

Коррекционной обработкой котловой воды называют добавление в нее веществ, ослабляющих или устраняющих образование накипи.

Применяют следующие коррекционные вещества: тринатрийфосфат $Na_3PO_4 \times \times 12H_2O$, динатрийфосфат $Na_2HPO_4 \cdot 12H_2O$, гексаметафосфат натрия $Na_6P_6O_{18}$, триполифосфат натрия $Na_5P_3O_{10}$ и их смеси. Соединение, которое образуют ионы PO_4^{3-} с ионами Ca^{2+} в котловой воде, мало растворимо и выделяется в виде шлама, состав которого ближе всего к составу гидроксилапатита $Ca_{10}(PO_4)_6(OH)_2$. Ионы PO_4^{3-} предупреждают только кальциевую накипь. Гексаметафосфат также существенно снижает интенсивность медного накипеобразования.

Для снижения железоокисного накипеобразования используется гидразин.

Наиболее универсальным коррекционным веществом является этилендиаминтетрауксусная кислота и ее натриевые, калиевые и аммонийные соли. Являясь мощным комплексообразователем, это вещество связывает в прочные комплексы все катионы, могущие участвовать в процессах накипеобразования, т. е. ионы Ca^{2+}, Mg^{2+}, Zn^{2+}, Fe^{2+}, Cu^{2+}, Fe^{3+}, Al^{3+}.

Твердые отложения удаляются с поверхностей нагрева путем водных и химических промывок, выполняемых перед пуском и в период эксплуатации оборудования.

Водная промывка. Различают первоначальную водную промывку (перед щелочением) и последующие, применяемые после каждой технологической операции для удаления загрязненного раствора. Первоначальная водная промывка выполняется при удалении из промываемого контура грубых загрязнений и «воздушных пробок». В недренируемых змеевиках промывка проводится со скоростью не менее 2 *м/с*, в дренируемых — не менее 1 *м/с*.

Щелочение. Щелочение выполняется с целью удаления из контура жиров, масел и рыхлых загрязнений. Оно проводится 1%-ным раствором NaOH, 0,1%-ным раствором смачивающего вещества ОП-7 (ОП-10) в смеси с тринатрийфосфатом, а также водным раствором аммиака с pH-10 при температуре раствора 90—100° С. Щелочение прямоточных парогенераторов следует вести только раствором аммиака.

Обработка отложений моющими реагентами. В качестве основных моющих реагентов используются минеральные кислоты — соляная, серная; органические — лимонная, адипиновая, муравьиная и некоторые другие; комплексообразующие вещества — этилендиаминтетрауксусная кислота (ЭДТК) и ее натриевые соли, в частности двунатриевая соль — трилон Б, моноцитрат аммония, щавелевая кислота и др.

Соляная кислота применяется в виде 5%-ного раствора с ингибиторами ПБ-5, уротропином, катапином, БА-6 и др. Обработку производят при температуре 50—60° С с циркуляцией раствора со скоростью не менее 1 *м/с*.

Серную кислоту используют при гидразинно-кислотной очистке, что позволяет очищать и элементы, изготовленные из аустенитной стали. Концентрация гидразина в моющем растворе поддерживается 40—60 *мг/л* N_2H_4, pH раствора 3—3,5. Очистка ведется при температуре 100° С.

Лимонная кислота применяется в виде раствора концентрацией 1—3%, очистка ведется при температуре 95—105° С. Лимонная кислота безопасна для аустенитной стали.

Очистку оборудования адипиновой кислотой осуществляют при температуре 100° С раствором концентрацией 3%. Аустенитная сталь в растворах адипиновой кислоты не корродирует.

Очистку парогенераторов комплексообразующими реагентами проводят при температуре около 100° С, концентрацию раствора ЭДТК рекомендуется принимать 0,3—0,5%, а трилона Б 0,5—1%. Комплексоны обладают способностью давать растворимые и малодиссоциированные комплексные соединения с большинством катионов, не требуют создания специальных промывочных схем, сокращают длительность очистки.

Пассивация очищенной поверхности оборудования. Пассивация — заключительная операция очистки оборудования — проводится

с целью образования на поверхности металла защитной пленки, препятствующей атмосферной коррозии. Это достигается путем обработки поверхности сильными окислителями (нитриты) или сильными восстановителями (гидразин). В первом случае возникает пленка окислов $\gamma - Fe_2O_3$, во втором — Fe_3O_4. Образование пленки магнетита может быть достигнуто и обработкой поверхности комплексонами.

Наиболее часто применяют следующие режимы пассивации:

раствор нитрита натрия концентрацией 1% с добавлением аммиака до pH-10, пассивация при температуре 40—50° С в течение 6 часов;

раствор нитрита натрия 1%, уротропина 1% с добавлением аммиака до pH-10, пассивация при температуре 40—50° С в течение 6 часов;

10%-ный раствор нитрита натрия с добавлением аммиака до pH-10, пассивация при температуре 40—50° С в течение 6 часов;

раствор гидразина концентрацией 500 *мг/л* с добавлением аммиака до pH=9,5÷10, пассивация при температуре 120—140° С в течение 12 часов.

Нейтрализация отработавшего раствора. Нейтрализацию и обезвреживание сбросных вод проводят в специальных емкостях, куда подают растворы перед сбросом в водоем. В качестве емкостей целесообразно использовать котлованы, которые должны быть нефильтрующими. Кислоты нейтрализуют негашеной известью, гидразин — хлорной известью, нитриты — соляной кислотой. Свободный аммиак удаляют продувкой воздухом. Технология нейтрализации ингибиторов (каптакс, катапин и др.) а также аммонийных солей пока не разработана, и поэтому сбросные воды перед спуском в водоем следует разбавлять. Допустимые концентрации вредных веществ в воде водоемов приведены в табл. 6-16.

Очистка проточной части турбины от медистых отложений. Для химической очистки проточной части турбины используется раствор, содержащий 1 — 4% NH_4OH, 1,5—3,5% NH_4HCO_3 и 1,5—3,5% $(NH_4)_2CO_3$, а процесс очистки ведется при 40—50 °С.

При содержании окислов железа в отложениях более 15% целесообразно для их удаления применять лимонную кислоту или цитрат аммония концентрацией 0,1—0,2%.

Для очистки проточной части применяют также гидразин-гидрат и пиперидин.

Расчет расхода реагентов для химической очистки оборудования

Расход реагентов Q_1 определяется из условий получения необходимой концентрации реагента (C, %) в объеме промывочного контура (V $м^3$) по формуле

$$Q_1 = \alpha \frac{VC\rho}{K} m, \qquad (6\text{-}26)$$

где α — коэффициент запаса, равный 1,2—1,4;

Таблица 6-16

Предельно допустимая концентрация вредных веществ в воде водоемов, *мг/л*

Вредные вещества	Водоемы		
	для хозяйственно-питьевого водоснабжения	для купания, спорта и отдыха населения	используемые в рыбохозяйственных целях
1	2	3	4
Взвешенные вещества	Увеличение, не более 0,25	Увеличение, не более 0,75	Увеличение, не более 0,25
Железо	0,5	0,5	0,5
Медь	0,1	0,1	0,01
Цинк	1,0	1,0	0,01
Мышьяк	0,05	0,05	0,05
Никель	0,1	0,1	0,01
Кадмий	0,01	0,01	0,005
Аммиак	—	—	0,1
Соли аммония	—	—	5,0
Хлор активный	Отсутствие	Отсутствие	Отсутствие
Фенол	0,001	0,001	0,001
Сероуглерод	1,0	1,0	1,0
Хром III	0,5	0,5	—
Хром IV	0,1	0,1	—
Адипинат натрия	1,0	1,0	—
Ванадий	0,1	0,1	—
Фтор	1,5	1,5	—
Дихлорэтан	2,0	2,0	—
Нефтепродукты многосернистые	0,1	—	0,05
Прочие	0,3	—	—
ОП-7	0,4	0,4	—
ОП-10	1,5	1,5	—
Нитриты	10	—	—
Нитраты	10	—	—
Гидразин	0,01	—	—
Плавающие примеси	На поверхности водоема не должны обнаруживаться плавающие пленки, масляные пятна и др.		

Продолжение таблицы 6-16

1	2	3	4
Запах и вкус	Вода не должна приобретать запах и вкус		
Окраска	Не должна обнаруживаться в столбике, *см*:		Не должно быть окраски
	20	10	
Реакция, pH	6,5—8,5	6,5—8,5	6,5—8,5
Кислород	4	4	6
БПК при 20°С	3	6	2
Минеральный состав	$\leqslant$ 1000	—	—
Cl^-	$\leqslant$ 350	—	—
SO_4^{2-}	$\leqslant$ 500	—	—

K — содержание активного реагента в техническом продукте, %;

ρ — плотность раствора, $т/м^3$.

При очистке комплексонами расчет ведется с учетом двух факторов: необходимой концентрации рабочего раствора C % и потребного количества реагента для полного растворения отложений Q_2, определяемого по формуле

$$Q_2 = \beta \frac{gF \cdot 10^{-4}}{K} m, \qquad (6\text{-}27)$$

где g — удельная загрязненность поверхности оборудования, $г/м^2$;

β — расход реагента, $г$, на 1 $г$ окислов железа (при железоокисных отложениях); для моноцитрата аммония $\beta = 2{,}5 - 3$ $г/г$;

F — очищаемая поверхность, $м^2$.

Количество хлорной извести $Q_{х.и}$, расходуемой на нейтрализацию гидразина, определяют по формуле

$$Q_{х.и} = 25 C_г \cdot V_р, \qquad (6\text{-}28)$$

где $C_г$ — концентрация гидразина в сбрасываемом растворе, $мг/кг$;

$V_р$ — объем раствора, $м^3$.

Расход соляной, серной и адипиновой кислот, едкого натра и аммиака, ОП-7 при щелочении и нейтрализации, нитрита натрия и гидразина при пассивации, а также ингибиторов определяют по формуле (6-26).

Консервация парогенераторов

Для предохранения парогенераторов от стояночной коррозии производят их консервацию. В настоящее время применяют следующие способы консервации.

Удаление воды и осушение всех внутренних поверхностей. Осушение поверхностей парогенераторов осуществляют путем подачи в топку горячего воздуха (200—250° С) от работающих парогенераторов, либо подогревом топки одной-двумя форсунками, выдвинутыми в топку на 1—1,5 *м*. По окончании сушки в барабаны устанавливают противни с влагопоглотителями: прокаленным $CaCl_2$, негашеной известью или силикагелем из расчета 2 *кг* на 1 $м^3$ объема парогенератора. Данный способ консервации применим для небольших парогенераторов простой конструкции.

Заполнение парогенератора питательной водой с поддержанием в нем избыточного давления. Остановленный парогенератор продувают через нижние точки для удаления шлама. Затем, не допуская снижения давления ниже 1,5 *ат*, подсоединяют его к деаэраторам, заполняют деаэрированной водой и ставят под давление в деаэраторах.

Заполнение парогенератора щелочными растворами. Весь объем парогенератора, включая пароперегреватель, заполняют раствором NaOH концентрацией 2—10 $кг/м^3$ или Na_3PO_4 концентрацией 5—20 $кг/м^3$. Парогенератор заполняют до рабочего уровня и кипятят раствор в течение часа при открытых воздушниках для перемешивания, после чего заполняют полностью.

Для консервации используют также аммиак NH_3. После остановки и снижения давления парогенератор заполняют питательной водой через выходной коллектор перегревателя. В этот поток вводят аммиак NH_3 до создания концентрации 500 *мг/кг*. Перед растопкой парогенераторов их освобождают от раствора и заполняют свежей питательной водой. Способ консервации применим для парогенераторов низкого и среднего давления.

Нанесение на внутренние поверхности парогенератора пленки концентрированного раствора нитрита натрия. Применяется раствор $NaNO_2$ концентрацией 10%. Парогенератор заполняют раствором $NaNO_2$ и после 20—30-минутного выдерживания спускают в бак. После высыхания на поверхности металла остается тонкая защитная пленка. Перед пуском парогенератора эту пленку смывают. Данный способ консервации применим для парогенераторов низкого и среднего давления.

Заполнение парогенератора раствором гидразина. Консервируемый парогенератор тщательно продувают для удаления шлама. При давлении 3—4 *ат* его заполняют деаэрированной водой до нормального уровня и вводят насосом-дозатором 3—5%-ный раствор гидразин-гидрата или гидразин-сульфата до создания в котловой воде концентрации N_2H_4 200—250 *мг/кг*. Для перемешивания реагента воду в парогенераторе кипятят 1—2 *ч*, после чего заполняют водой и подсоединяют к деаэраторам.

При снижении концентрации гидразина в котловой воде до 100 *мг/кг* вводят новую порцию реагента.

Применение данного способа целесообразно для парогенераторов давлением $\geqslant$50 *ат*.

Подсоединение парогенераторов к источнику насыще

ного пара с давлением 2—3 *ат*. Для проведения этого способа консервации останавливают парогенератор, снижают давление до 2—3 *ат* и подсоединяют к источнику пара (расширитель продувки, линии отбора соответствующего давления и др.).

Обработка внутренних поверхностей парогенератора комплексонами. Отключенный от магистралей и охлажденный парогенератор освобождают от воды и заполняют раствором трилона Б с начальной концентрацией 300—800 *мг/кг*, приготавливаемого в специальных баках. Раствор подают до полного заполнения собственно парогенератора и пароперегревателя, затем медленно растапливают. В течение 4—6 *ч* поддерживают давление, соответствующее температуре кипения 150° С, затем давление поднимают до рабочего и поддерживают его в течение 1—2 *ч*. При указанном методе консервации на поверхности металла образуется защитная магнетитовая пленка, обладающая высокой противокоррозионной стойкостью.

Заполнение парогенератора азотом. Консервируемый парогенератор полностью освобождают от воды и заполняют газообразным азотом чистотой не ниже 99,5%. В парогенераторе поддерживается избыточное давление азота примерно 0,5—1 *ат*.

Глава седьмая

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СООРУЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

§ 7-1. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО

Топливное хозяйство электростанций включает устройства и механизмы для приема, разгрузки, хранения, подготовки (дробление, подогрев) и подачи топлива к парогенераторам.

Топливное хозяйство электростанций на твердом топливе

Топливное хозяйство электростанций, работающих на твердом топливе, включает:

внутристанционные подъездные и маневровые пути;

приемное разгрузочное устройство;

механизмы для транспортирования топлива от приемного устройства или склада к парогенераторам или к пылезаводу;

дробильные установки;

склады топлива с соответствующими механизмами;

размораживающие тепляки;

устройства для взвешивания, сортировки топлива, улавливания металлических включений и другие приспособления.

Для перевозки твердого топлива по железной дороге широкой колеи (1524 *мм*) применяются полувагоны грузоподъемностью соответственно 60, 93 и 125 *т*.

Приемные разгрузочные устройства — это сооружения, включающие приспособления для разгрузки вагонов, приемные бункеры или траншеи и средства для перемещения топлива в тракт топливоподачи или на склад. Приемные устройства бывают:

а) с вагоноопрокидывателями;

б) со щелевыми бункерами и самоходными лопастными питателями под ними;

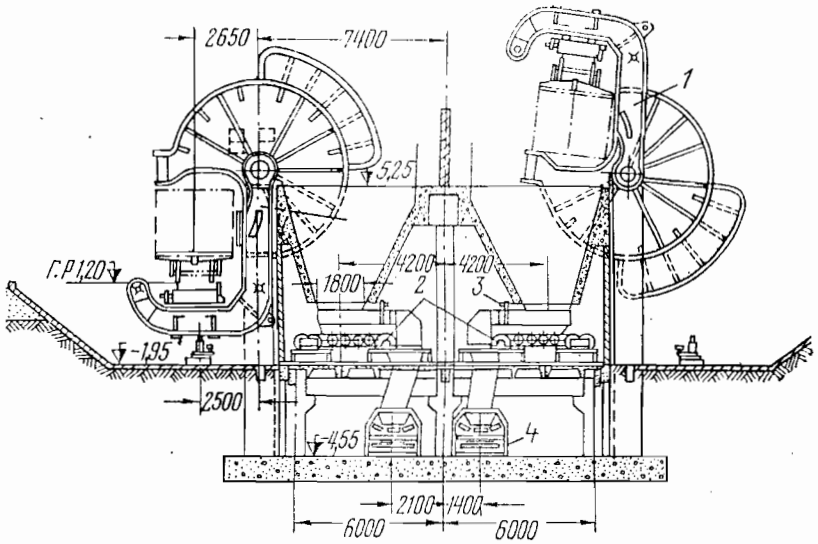


Рис. 7-1. Приемное разгрузочное устройство с боковыми вагоноопрокидывателями:
1—вагоноопрокидыватель; *2*—ленточный питатель; *3* — шибер; *4* — транспортер.

в) с траншеями, оборудованными канатными скреперами или поперечными багерными ковшовыми выгружателями.

Преимущественное распространение получило приемно-разгрузочное устройство с вагоноопрокидывателями. Продолжительность разгрузки одного вагона (с учетом времени расцепки и зачистки от приставшего к стенкам угля) составляет 3—4 мин., что соответствует производительности 900—1200 *т* в час. Летом производительность вагоноопрокидывателя увеличивается до 1500—1800 *т* в час.

Стационарные вагоноопрокидыватели бывают двух типов: роторные трехопорные и боковые (рис. 7-1). Чаще применяются последние, поскольку они уменьшают на 7—9 *м* заглубление подземной части, что важно при высоком уровне грунтовых вод. Недостатком вагоноопрокидывателей является повышенный износ вагонов. Для разгрузки неисправных, а также отсортированных вагонов дополнительно предусматривается разгрузочная эстакада длиной около 60 *м*.

При расходе топлива 250—350 *т/ч* обычно применяется один вагоноопрокидыватель (в качестве резерва сооружается железнодорожная разгрузочная эстакада длиной 120 *м*), при расходе свыше 350 *т/ч* устанавливается резервный вагоноопрокидыватель. Количество рабочих вагоноопрокидывателей определяется по номинальной среднесуточной производительности одного вагоноопрокидывателя — 900 *т/ч* при разгрузке вагонов грузоподъемностью 93 *т*

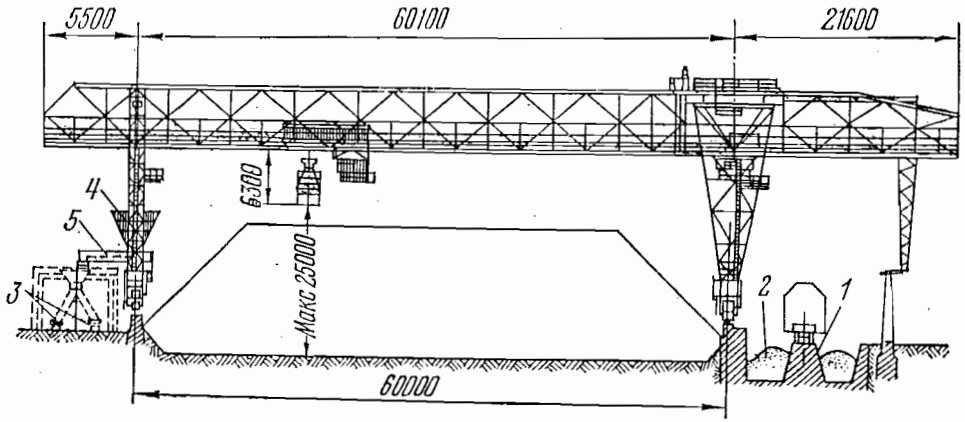


Рис. 7-2. Склад угля, оборудованный грейферным краном-перегружателем:
1 — эстакада; *2* — траншеи; *3* — горизонтальный конвеер; *4* — бункер; *5* — пластинчатый питатель.

и 700 *т/ч* при разгрузке вагонов грузоподъемностью 60 *т*. Техническая характеристика вагоноопрокидывателей приведена в табл. 7-1.

Емкость бункеров под вагоноопрокидывателем принимается не менее полуторной емкости полувагона грузоподъемностью 93 *т*. Производительность каждой нитки системы топливоподачи от разгрузочного устройства до склада топлива при установке двух и более вагоноопрокидывателей должна быть не менее 1100 *т/ч*.

Для разогрева смерзшегося в вагонах топлива предусматриваются размораживающие тепляки, обогреваемые горячим воздухом с температурой до 100° С. Длительность разогрева в зависимости от степени смерзаемости

Таблица 7-1

Вагоноопрокидыватели

Тип	Число опрокидываний в час	Теоретическая производительность, *т/ч*	Габариты, *м*	Мощность электродвигателей, *кВт*	Вес опрокидывателя с электрооборудованием, *т*
Роторный трехопорный	30	2790/1800 *	17×8,9×7,95	36×2	132
Боковой	20/25*	1860/1500 *	25,6×10,4×12,5	100×2	197

Примечание. Изготовитель: Зуевский литейно-механический завод Главэнергостроймеханизации.

* В числителе дроби указана производительность вагоноопрокидывателя при разгрузке 93-тонных вагонов, в знаменателе — при разгрузке 60-тонных вагонов.

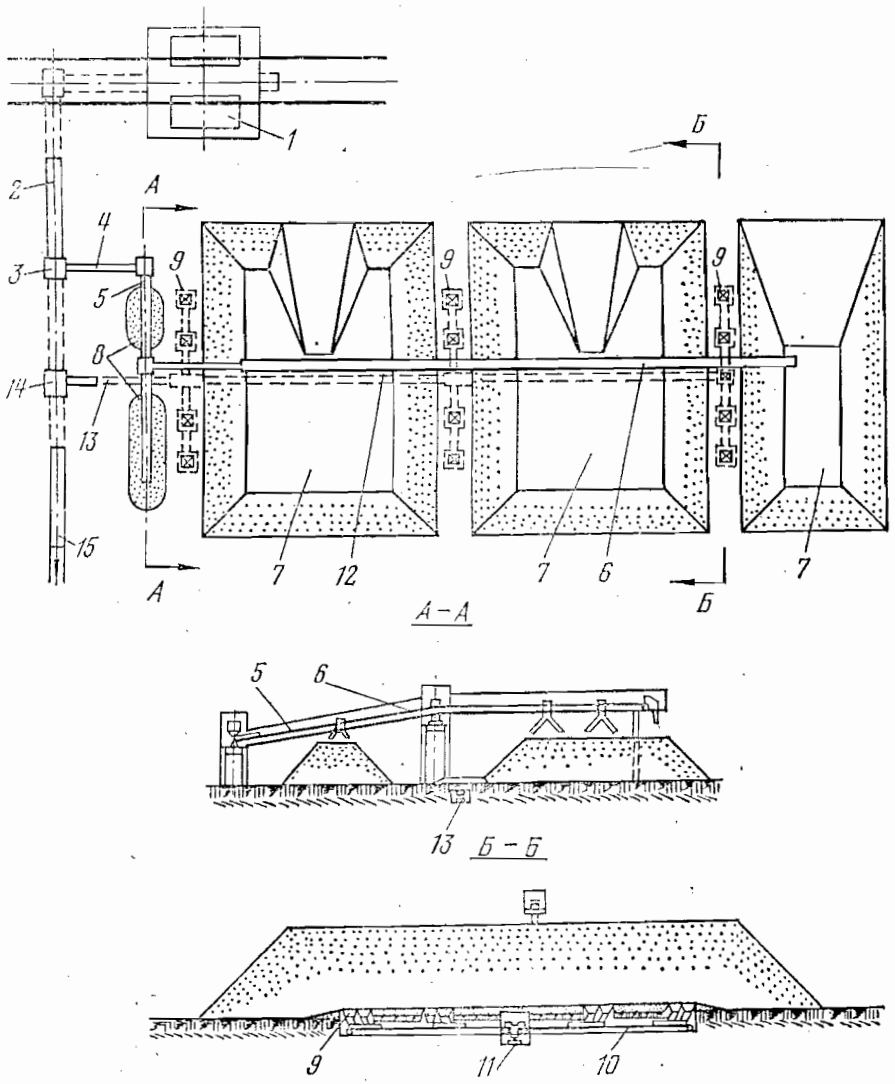


Рис. 7-3. Склад угля, оборудованный удлиненными ленточными конвейерами, бульдозерами и колесными скреперами на тракторной тяге:

1 — вагоноопрокидыватель; *2, 4, 5, 6* — система ленточных конвейеров для подачи угля на склад; *3, 14* — узлы пересыпки; *7* — основные штабеля; *8* — буферные штабеля; *9* — приемные загрузочные бункеры; *10, 11, 12, 13* — подземные конвейеры для подачи угля со склада; *15* — конвейер основного тракта топливоподачи.

топлива составляет 1,5—3 *ч*. С целью ускорения разогрева и разрыхления смерзшегося в вагонах угля используются стационарные бурорыхлительные машины БРМ-80.

Для приема, укладки топлива в штабеля и выдачи его со склада приме-

няются различные механизмы. Склады угля и сланца оборудуются грейферными кранами-перегружателями, удлиненными наземными ленточными конвейерами, стреловыми грейферными кранами на гусеничном ходу, канатными скреперными лебедками, а также бульдозерами и колесными скреперами на тракторной тяге. На современных тепловых электростанциях в основном применяются две схемы механизации угольных и сланцевых складов топлива: а) с грейферными кранами-перегружателями и бульдозерами (рис. 7-2); б) с удлиненными наземными конвейерами, бульдозерами и колесными скреперами на тракторной тяге (рис. 7-3). Склады торфа механизируются стреловыми грейферными кранами на гусеничном ходу, штабелерами и роторными погрузочными машинами.

Выбор схемы механизации угольных складов определяется климатическими условиями, качеством топлива, а также мощностью электростанции. Техническая характеристика механизмов топливо-транспортного цеха приведена в табл. 7-2 — 7-4.

Часовая производительность всех механизмов на складе топлива должна быть равна часовому расходу топлива электростанцией. Ленточные конвейеры, подающие топливо на склад и со склада, не резервируются.

Склады топлива рассчитываются на хранение запаса, необходимого для обеспечения бесперебойной работы электростанции при перерывах в поступлении топлива, а также для приема топлива, поступающего сверх его текущего расхода. Емкость расходных складов принимается исходя из условий железнодорожной доставки и назначения электростанции.

Для ГРЭС и ТЭЦ емкость склада угля принимается в расчете на месячный расход, исчисляемый исходя из 20-часовой работы в сутки всех рабочих парогенераторов. Для мощных ГРЭС, располагаемых вблизи (до 100 *км*) угольных разрезов или крупных шахт, емкость склада принимается на 2 недели.

Резервный запас торфа предусматривается на 2 недели, включая емкость расходного склада.

Топливо на складах укладывается в штабеля. Форма штабелей угля и сланцев в плане зависит от занимаемой складом территории и от типа применяемых на складе основных механизмов. Высота штабелей для этих топлив не ограничивается и обуславливается лишь техническими возможностями складских механизмов. Фрезерный торф по условиям пожарной безопасности укладывается в отдельные караваны длиной не более 125 *м*, шириной — 30 *м* и высотой 7 *м*.

Для отвода атмосферных и грунтовых вод поверхность площадки планируют с уклоном не менее 0,005 и прокладывают водосточные и дренажные устройства. Во избежание самовозгорания и доступа кислорода в толщу штабеля угли (кроме тощих и антрацитов), а также сланцы последовательно укладываются по всей площади штабеля слоями толщиной 0,5—1 *м* и совместно с откосами уплотняются гусеницами тракторов или тяжелыми катками. Верх штабеля выполняется с уклоном для стока дождевой воды.

Таблица 7-2

Угольные мостовые грейферные перегружатели

Пролет, *м*	Грузоподъемность, *т*	Емкость грейфера, *м*³	Средняя производительность, *т/ч*	Вес без электрооборудования, *т*	Суммарная мощность электродвигателей, *кВт*	Колея рельсового пути передвижения
60	25	12	400	600—700	658	Двухрельсовый 760 *мм*
76,2	30	12—15	400—500	800—900	680	То же

Таблица 7-3

Бульдозеры

Характеристика	Марка				
	Д-459	Д-271	Д-259А	Д-275	Д-290
Длина отвала, *м*	3,5	3,03	4,15	3,35	4,52
Марка трактора	ДТ-55А	С-100	С-100	6КДМ-50т	6КБМ-50т
Мощность двигателя, *л. с.*	54	100	100	140	140
Вес, *т*	7,56	13,23	14,62	28,27	—
Завод-изготовитель	Харьковский завод дорожного машиностроения	Челябинский завод дорожного машиностроения им. Колошенко	Брянский завод дорожного машиностроения		

Угли разных марок хранят в отдельных штабелях. Температура в штабеле систематически контролируется. При ее повышении до 60° С топливо выбирают из штабеля и используют. Потери топлива при погрузочно-разгрузочных операциях на складах составляют 1—1,5% от проходящего через склад топлива.

Площадь, непосредственно занятая штабелями, ориентировочно определяется по формуле

$$F = \frac{24 \cdot B \cdot n}{h\gamma \cdot \varphi}, \qquad (7\text{-}1)$$

где B — часовой расход топлива парогенераторами, *т/ч*;

n — число суток запаса топлива на складе;

h — высота штабеля, *м*;

γ — насыпной вес топлива, *т/м*³;

φ — коэффициент, учитывающий угол естественного откоса (сползания) топлива в штабеле, $\varphi = 0{,}85-0{,}9$.

Для дробления твердого топлива используются дробильные установки. Применяется одно- и двухступенчатое дробление. Одноступенчатое дробление применяется при поступлении на станцию углей мелких фракций (0—50 *мм*). Размещается дробильная установка в тракте топливоподачи. Двухступенчатое дробление применяется при использовании на станции топлив открытых разработок с кусками размером 200—400 *мм* и более. В этом случае дробилки первой ступени (грубого дробления) размещают под бункерами или вагоноопрокидывателями. Дробилки второй ступени (тонкого дробления) устанавливаются в тракте топливоподачи. Перед дробилками устанавливаются электромагнитные сепараторы для улавливания металла и неподвижные наклонные колосниковые решетки для отсева мелочи (снижения загрузки дробилок).

Применяются молотковые, зубчатые и дискозубчатые дробилки. Молотковые дробилки используются для более тонкого дробления топлива (до кусков 0—20 *мм*). Дискозубчатые и зубчатые дробилки служат для предварительного грубого дробления крупных плит топлива размером 300—900 *мм* до размера кусков на выходе из дробилки 0—150 *мм*. В последнее время для дробления углей с высокой влажностью применяются молотковые незабивающиеся дробилки с подвижными дробильной и отбойной плитами и с очистными устройствами.

Номенклатура выпускаемых дробилок приведена в табл. 7-4.

Для транспорта всех видов твердого топлива в системе топливоподачи электростанции применяют главным образом прорезиненные ленточные конвейеры (транспортеры).

Достоинством ленточных конвейеров является высокая производительность, надежность, а также возможность транспорта топлива одним конвейером на значительное расстояние (до 300—350 *м*).

Ленточные конвейеры могут быть горизонтальные, наклонные и комбинированные. Угол наклона ленты для всех видов углей не должен превышать 18°. Для крупнокускового топлива угол наклона принимается 12—15°. Для фрезерного торфа угол наклона ленты допускается до 20°. Верхняя ветвь ленты, несущая топливо, может быть плоской или желобчатой формы.

Во избежание обратного хода наклонной ленты при остановке приводного электродвигателя предусматривается специальное тормозное устройство. Натяжное устройство обеспечивает необходимое трение между лентой и приводным барабаном, а также ограничивает провисание ленты между роликовыми опорами.

Для разгрузки топлива с ленточного конвейера применяются передвижные сбрасывающие барабанные тележки либо плужковые сбрасыватели. Взвешивание количества топлива, подаваемого ленточным конвейером, осуществляется автоматическими ленточными весами.

Таблица 7-4

Дробилки для угля

Тип		Производительность, *т/ч*	Размеры ротора или валка, *мм*		Размер куска, *мм*, исходного / получаемого	Число оборотов ротора или валка, *об/мин*	Мощность двигателя, *кВт*	Вес, *т*
			диаметр	длина				
Молотковые однороторные	СМ-431	18—24	800	600	250/—	1000	55	3,7
	СМ-19А	67—105	1000	800	300/—	1000	125	7,2
	СМ-170Б	200	1300	1600	400/—	750	250	14,8
	ДМН-21 × 18,5	500 — 600	2100	1850	350/—	492	900	76,4
Отбойные центробежные	ОЦД-50с	50	600	—	350/—	1200	40	4
	ОЦД-100М	100	800	—	450—500/	490—650	75	7,9
Двухвалковые зубчатые	СМ-438	30	990	900	360/20—40	40	30	8,6
	ДЗ-1М	20—55	500	500	200/0—100	64	11	3,3
Одновалковая зубчатая	ДОЗ-М	60—80	900	900	800/0—125	36	20	7
Двухвалковые зубчатые	ДДЗ-2М	60—125	700	750	600/0—125	50	20	7
	ДДЗЭ-9 × 9	70—120	900	900	360/40—100	42	40	13,3
	ДДЗЭ-15 × 12	До 150	1500	1200	900/15—150	50	75	31,3
	ДДЗ-3М	125—180	900	900	800/0—150	36	25	11,2
Дискозубчатая	ДДЗ-4М	200—240	900	1200	1000/0—150	36	35	12,5
Двухвалковая	ДДЗ-500-6	300	500	—	500/150	235	34	4,5

Автоматические ленточные весы ЛТМ

Скорость ленты конвейера, *м/с* . . . . . До 2,5

Угол наклона конвейера, *град* . . . . . От 0 до 20

Погонная нагрузка на ленте конвейера, *кг/пог·м* . . . . . В пределах 6—500

Вес, *кг* . . . . . до 500

Размеры весов, *м*:

длина 2,4

ширина . . . . . 1,2—3,2

высота 2

Для предохранения от поломок дробилок и мельниц в тракте топливоподачи устанавливают подвесные или барабанные электромагнитные сепараторы, а в качестве приводных барабанов конвейера применяют электромагнитные шкивы, улавливающие из топлива металлические предметы.

Ленточные конвейеры размещают в закрытых галереях, в которых температура воздуха в зимнее время поддерживается не ниже 5° С. В парогенераторное отделение или центральный пылезавод топливо подается по двум ниткам со 100% производительностью каждой. При этом обеспечивается возможность одновременной работы обеих ниток топливоподачи.

В табл. 7-5 приведены данные ленточных конвейеров, в табл. 7-6 — данные электромагнитных сепараторов.

Таблица 7-5

Ленточные конвейеры

Ширина ленты, *мм*	Производительность при скорости ленты 1 *м/с*, *т/ч*		Наибольшая скорость ленты в топливоподачах, *м/с*
	по углю	по фрезерному торфу	
650	103	37	1,6
800	157	57	2,5
1000	274	89	2,5
1200	352	128	2,5
1400	478	174	2,5
1600	590	214	2,5
2000	930	340	2,5

Примечания: 1. При подсчете производительности ленты принимается: угол наклона конвейера 18°; плотность угля 0,85 *т/м*³ и фрезерного торфа 0,31 *т/м*³.
2. Ленты шириной 500—1400 *мм* поставляют Белохолуницкий и Новокарагандинский заводы, шириной 1600 — 2000 *мм* — Сызранский завод тяжелого машиностроения.

Таблица 7-6

Электромагнитные сепараторы

а) Подвесные (тип ЭП)

Характеристика	ЭП1-650	ЭП1-800	ЭП1-1000	ЭП2-1200	ЭП2-1400	ЭП2-1600
Ширина ленты конвейера, *мм*	650	800	1000	1200	1400	1600
Длина полюсного наконечника, *мм*	660	660	900	1150	1250	1400
Вес сепаратора, *кг*	1661	1661	1707	3420	3436	3460
Потребляемая мощность, *кВт*	2,7	2,7	2,7	3,4	3,4	3,4

б) Шкивные (тип ЭШ)

Характеристика	ЭШ 6,5/6,3-1	ЭШ 8/6,3-1	ЭШ 8-1	ЭШ 10/6,3-1	ЭШ 10-1	ЭШ 12-1 м
Ширина ленты конвейера, *мм*	650	800	800	1000	1000	1200
Диаметр шкива, *мм*	630	630	800	630	800	1000
Ширина магнитного шкива, *мм*	750	950	1150	1150	1150	1400
Потребляемая мощность, *кВт*	2,16	3,16	4,9	3,16	4,9	5,83
Вес, *кг*	1570	2160	3310	2260	3360	4960

в) Барабанные (тип БМ)

Характеристика	БМ2-1	БМ4-1	БМ5-1	БМ-12/10	БМ-14/10
Длина рабочей части барабана, *мм*	600	750	900	1330	1530
Диаметр барабана, *мм*	600	750	750	1000	1000
Число оборотов, *об/мин*	35	30	30	34	37
Мощность, потребляемая электромагнитной системой, *кВт*	1,25	1,45	2,05	3,42	3,42
Максимальная мощность привода, *кВт*	1,1	1,85	1,85	2,2	2,6
Вес, *кг*	850	1400	1750	5150	5700

Производительность ленточного конвейера зависит от типа ленты (плоская или желобчатая), ее ширины, скорости движения и угла наклона. Весовая производительность горизонтального конвейера приближенно может быть найдена по формуле

$$B_л = b^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot k_\alpha \ т/ч, \qquad (7\text{-}2)$$

где b — ширина ленты, *м*;
c — скорость ленты, *м/с*;
γ — насыпной вес топлива, $т/м^3$;
k_α — коэффициент, учитывающий угол естественного откоса α топлива на ленте (табл. 7-7). Угол α обычно находится в пределах 35—40°.

Таблица 7-7

Тип ленты конвейера	Значение коэффициента k_α в зависимости от угла естественного откоса α в *град*			
	30	35	40	45
Желобчатая	285	320	345	375
Плоская	155	180	210	240

Производительность желобчатой ленты в 1,5—2 раза больше плоской. Производительность наклонных конвейеров, ввиду возможного скольжения топлива, меньше производительности горизонтальных конвейеров с той же шириной и скоростью ленты на 5—10% при угле наклона 10—16° и на 10—15% — при угле наклона 18—20°. Скорость ленты обычно принимается в пределах 2—2,5 *м/с*.

Мощность на валу приводного барабана ленточного конвейера без сбрасывающего устройства определяется по формуле

$$N_б = \left(\frac{k_1 Lc + 2B_л L + 37 B_л H}{10\,000 \cdot 1{,}36}\right) k_2 \ кВт, \qquad (7\text{-}3)$$

где L — длина конвейера между центрами приводного и концевого барабанов, *м*;
H — высота подъема по вертикали между центрами приводного и концевого барабанов, *м*;
k_1 — коэффициент, зависящий от ширины ленты (табл. 7-8);
k_2 — коэффициент, зависящий от длины конвейера (табл. 7-9).

При наличии на конвейере сбрасывающего устройства дополнительно учитывается потребляемая им мощность:

а) передвижной барабанной сбрасывающей тележкой

$$N_{сб}^{бар} = 0{,}165\, N_б + 0{,}0058\, B_л \ кВт; \qquad (7\text{-}4)$$

Таблица 7-8.

Ширина ленты, *мм*	500	650	800	1000	1200	1400	1600	2000
k_1	237	296	385	515	629	749	900	1200

Таблица 7-9

Длина конвейера, *м*	До 15	16—30	31—45	Свыше 45
k_2	1,2	1,12	1,05	1,0

б) стационарным плужковым сбрасывателем

$$N_{сб}^{пл} = 0{,}0075\, B_л \cdot b \ кВт. \qquad (7\text{-}5)$$

Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции,

$$N_{э.д} = \frac{k_з\,(N_б + N_{сб})}{\eta_{э.д} \cdot \eta_р} \ кВт, \qquad (7\text{-}6)$$

где $k_з$ — коэффициент запаса, принимаемый для наклонных конвейеров 1,25, для горизонтальных — 1,15;

$\eta_{э.д}$, $\eta_р$ — к. п. д. электродвигателя и редуктора ($\eta_{э.д} = 0{,}93 - 0{,}97$; $\eta_р = 0{,}95 - 0{,}97$).

Мощность, потребляемая электродвигателем дробилки, приближенно может быть найдена по эмпирической формуле

$$N_{др} = 0{,}15\, d^2 L n \ кВт, \qquad (7\text{-}7)$$

где d — диаметр ротора, *м*;

L — длина рабочей части ротора, *м*;

n — число оборотов ротора в минуту.

Топливное хозяйство электростанций, работающих на жидком и газообразном топливе

Мазут и природный газ применяют как основное, а также как дополнительное или растопочное топливо на электростанциях, работающих на твердом топливе.

На электростанцию мазут доставляется в основном по железной дороге в цистернах грузоподъемностью 50, 60 и 90 *т*. Трубопроводный транспорт используется лишь при расположении электростанции вблизи нефтеперерабатывающих заводов или магистральных мазутопроводов.

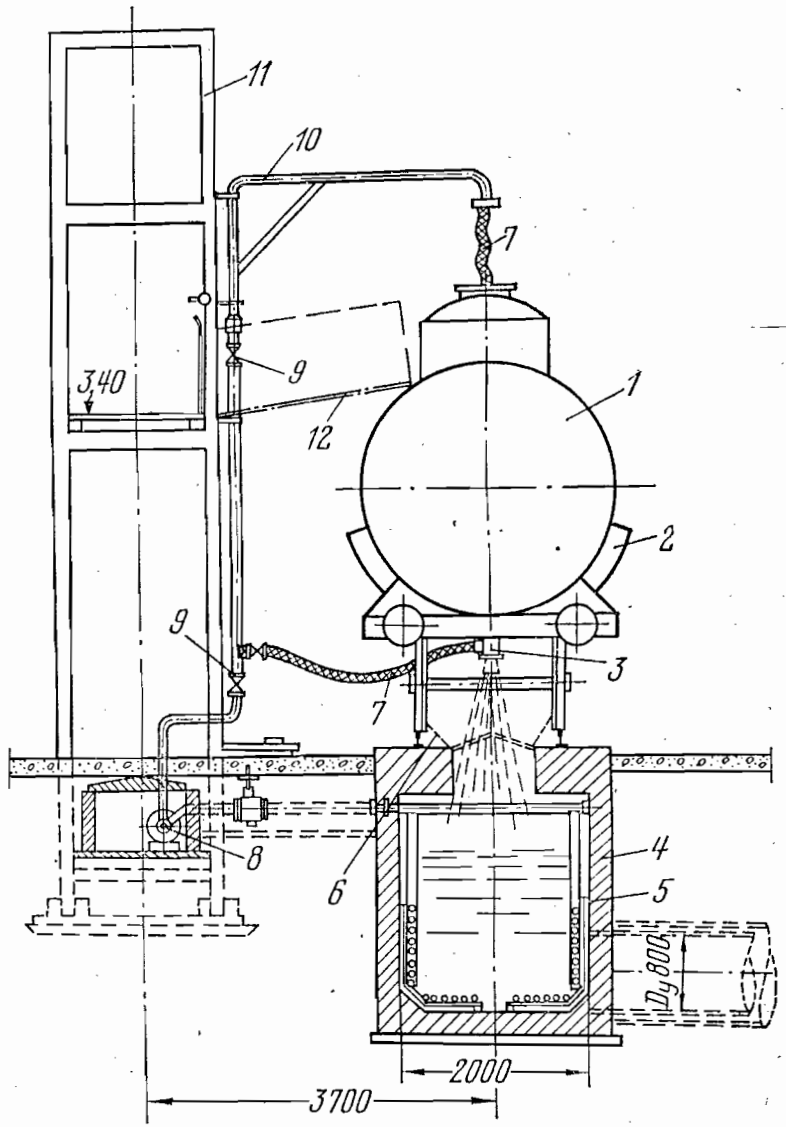


Рис. 7-4. Устройство для контактного разогрева и слива мазута из цистерн:

1 — железнодорожная цистерна; *2, 3* — сливной прибор; *4* — межрельсовый сливной желоб; *5* — трубчатые подогреватели; *6* — металлические крышки желоба; *7* — паровой шланг; *8* — паропровод; *9* — вентиль; *10* — поворотная колонка для присоединения шланга контактного подогревателя; *11* — эстакада; *12* — перекидной мостик.

Для разгрузки железнодорожных цистерн на электростанции сооружается специально оборудованное приемно-сливное устройство. Мазут из цистерн сливается в межрельсовые каналы, по которым он самотеком направляется в приемную емкость. Для ускорения слива мазут марок М40 и М100 предварительно разогревают до температуры 45—65° С. Мазут М200 транспортируется только по трубопроводам непосредственно с нефтеперегонного завода и разогрев его острым паром не допускается.

Разогрев мазута в цистернах без паровой рубашки производится открытым паром. Для этого по всей длине фронта разгрузки предусматривается эстакада с площадками для обслуживания парового разогревательного устройства(рис. 7-4). Дополнительно предусматривается контактный разогрев мазута в сливных каналах путем подачи в них горячего мазута, а сливные каналы оборудуются трубчатыми подогревателями.

Приемные и хранилищные (основные) емкости также оборудуются паровыми змеевиками для местного разогрева мазута до 65—75° С. В системе мазутного хозяйства используется пар давлением 8—13 *ат*. Давление пара в мазутных подогревателях должно быть выше давления мазута. Конденсат из поверхностных подогревателей направляется на очистку.

Схема подогрева мазута для подачи к парогенераторам принимается двухступенчатая: I ступень — резервуары, II ступень — выносные подогреватели. Подогреватели рассчитываются на подогрев мазута до 115—125° С и устанавливаются после насосов I ступени. В основных резервуарах, как правило, применяется циркуляционный разогрев мазута (часть мазута после подогревателей II ступени подается опять в резервуары), что обеспечивает интенсивное перемешивание мазута и выравнивание температуры в баке и способствует выпариванию влаги и выносу накапливающихся в мазуте карбидов. Циркуляционный разогрев в 4—5 раз быстрее, чем разогрев в резервуарах.

При контактном разогреве мазута в цистерне в зимний период, когда время простоя цистерн под разогревом и сливом доходит до 8—10 *ч*, происходит значительное обводнение мазута (до 5—6%). Возможен разогрев мазута и без его обводнения. Например, при помощи электроподогревателей, инфракрасного излучения, индукционного разогрева, барботирования в мазут горячего воздуха или газа, специальных тепляков, обогреваемых горячим воздухом, а также в цистернах с паровой рубашкой. Наибольшее распространение получил контактный способ разогрева мазута. В последнее время на крупных электростанциях начинает применяться разогрев мазута в тепляках. Недостатком его является повышенная пожароопасность и дороговизна.

Производительность насосов I ступени выбирается с учетом 50%-ной рециркуляции мазута в пределах мазутного хозяйства. Напор насосов I подъема принимается 6—6,5 *ат*. Производительность насосов II ступени выбирается с учетом максимального расхода топлива парогенераторами, а также рециркуляции мазута в контурах каждого парогенератора и обратной магистрали от них в мазутное хозяйство. Напор насосов II ступени принимается 45—50 *ат*. Количество мазутонасосов каждой ступени в основном мазутном хозяйстве

должно быть не менее трех, в том числе один резервный. Привод насосов — электрический.

В тракте слива мазута предусматривается установка грубой фильтр-сетки и устройство гидрозатвора перед приемной емкостью. Перед насосами I ступени устанавливаются фильтры-сетки с отверстиями 10—12 *мм*, а перед насосами II ступени — фильтры тонкой очистки.

Оборудование растопочного мазутного хозяйства рассчитывается на одновременную растопку двух парогенераторов с нагрузкой 30% от номинальной производительности. Оборудование основного мазутного хозяйства должно обеспечивать непрерывную подачу мазута при работе всех рабочих парогенераторов с номинальной производительностью. Подача мазута к парогенераторам из основного мазутохозяйства, а также от нефтеперегонного завода производится по двум магистралям пропускной способностью 75% номинальной производительности с учетом рециркуляции. Прокладка мазутопроводов выполняется, как правило, наземной в общей изоляции с паропроводами обогрева.

Приемная емкость растопочного мазутохозяйства должна быть не менее 60 $м^3$, а основного — не менее 15% емкости цистерн, устанавливаемых под разгрузку. Перекачка мазута из приемных в основные емкости производится погружными нефтяными насосами.

Необходимый запас мазута на электростанциях принимается в соответствии с нормами, приведенными в табл. 7-10.

Суточный расход мазута на ТЭС определяется исходя из 20-часовой работы энергетических парогенераторов и водогрейных котлов при покрытии тепловых нагрузок при средней температуре самого холодного месяца.

Резервуары основного мазутного хранилища выполняются наземными железобетонными или металлическими емкостью по 10 и 20 тыс. $м^3$.

Топливное хозяйство электростанций, работающих на газообразном топливе, состоит из газорегулирующего пункта (ГРП) и системы распределительных газопроводов. Давление газа перед ГРП ТЭС поддерживается в пределах 6—11 *ат* за счет установки вне территории электростанции газорегуляторной станции (ГРС). Давление газа на выходе из ГРП обычно равно 1,5—2 *ат*.

Производительность ГРП рассчитывается на максимальный расход газа всеми рабочими парогенераторами. Подвод газа к ГРП от магистрального или городского газопровода осуществляется по одной линии подземного трубопровода. Для ГРЭС мощностью до 1200 *МВт* и ТЭЦ до 900 *МВт* сооружается один ГРП. При большем расходе газа сооружается несколько ГРП. Количество параллельно работающих регулирующих установок в каждом ГРП принимается с одной резервной.

Резервный газопровод от ГРП к парогенераторной не предусматривается. Прокладка газопроводов от ГРП к парогенераторам выполняется наземной. Хранилища газа на электростанциях не сооружаются.

Таблица 7-10

Запас мазута на электростанциях

Назначение мазутохозяйства	Запас мазута в хранилищах
Основное — для электростанций на мазуте при доставке по железной дороге	На 15-суточный расход
Основное — для электростанций на мазуте при доставке по трубопроводам	На 3-суточный расход
Резервное — для электростанций на газе	На 10-суточный расход при полной мощности электростанции
Аварийное — для электростанций на газе	На 5-суточный расход при полной мощности электростанции
Для пиковых водогрейных котлов	На 10-суточный расход исходя из средней температуры за самый холодный месяц
Растопочное — для электростанций на твердом топливе с блоками 200 *МВт* и более	3 резервуара емкостью по 2000 $м^3$
Растопочное — для неблочных электростанций на твердом топливе	3 резервуара емкостью по 700 $м^3$

§ 7-2. ОЧИСТКА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

Содержащиеся в дымовых газах летучая зола, частицы несгоревшего топлива, окислы азота, сернистые газы и др. загрязняют атмосферу и оказывают вредное влияние на живые организмы и растения, увеличивают износ механизмов и вызывают коррозию металлов, разрушающе действуют на строительные конструкции зданий и сооружений.

Основными мероприятиями, обеспечивающими чистоту воздушного бассейна и должные санитарно-гигиенические условия населенных пунктов и промышленных зон, являются:

использование в энергоустановках газообразного и малосернистого жидкого топлива;

глубокая очистка дымовых газов от золы, сернистых и других соединений;

устройство высоких дымовых труб;

создание санитарно-защитных зон между электростанцией и жилым массивом.

Система очистки дымовых газов на электростанции должна быть такой, чтобы по выходе из трубы они не создавали концентрацию вредных примесей в воздухе, превышающей предельно допустимую. Допустимые нормы загрязнения атмосферного воздуха населенных мест на уровне земли, устанавливаемые «Санитарными нормами», приведены в табл. 7-11.

Таблица 7-11

Допустимые нормы загрязнения атмосферного воздуха

Загрязняющие вещества	Предельно допустимая концентрация в атмосфере на уровне земли, $мг/м^3$	
	максимальная разовая	среднесуточная
Сернистый ангидрид (SO_2)	0,5	0,15
Пыль нетоксическая (зола)	0,5	0,15
Сажа (копоть)	0,15	0,05

Золоуловители

Золоуловители осуществляют улавливание твердых частиц золы из потока дымовых газов. По физическому принципу действия они подразделяются на инерционные (сухие и мокрые) и электростатические.

Работа инерционных аппаратов основана на использовании сил инерции: выделение частиц происходит при изменении направления или скорости движения газового потока. В мокрых золоуловителях, кроме использования инерционного эффекта, дополнительное улавливание и удержание твердых частиц производится на водяной пленке.

Электростатическое улавливание (в электрофильтрах) твердых частиц основано на ионизации газовой среды под действием постоянного электрического поля высокой напряженности (50—80 *кВ*) и создании коронного разряда между разноименными электродами. В результате этого положительные и отрицательные ионы и свободные электроны, встречая на своем пути взвешенные в газах частицы уноса, заряжают их и вместе с ними движутся к противоположно заряженным электродам, на которых происходит осаждение частиц. Коронирующие (излучающие) электроды являются отрицательными, а осадительные — положительными. Основная масса частиц собирается на осадительных электродах фильтра. Удаление осевшей на электродах золы осуществляется путем их периодического встряхивания с помощью специальных механизмов.

Для получения постоянного пульсирующего тока высокого напряжения применяются механические (при сухих топливах и большом содержании золы) и полупроводниковые (при влажных топливах с концентрацией золы менее 40 $г/м^3$) выпрямители с автоматическим поддержанием оптимального напря-

жения на коронирующих электродах. Механические выпрямители применяются типов АФА-90-200 и АФАП-80-255.

Выбор типа золоуловителя определяется дисперсным составом и физическими свойствами золы, количеством улавливаемой золы, степенью очистки газов, санитарными нормами и т. д.

Эффективность работы золоуловителя характеризуется степенью очистки дымовых газов, представляющей отношение весового количества уноса, уловленного в аппарате $G_{ул}^{зол}$, к весу уноса, содержащегося в дымовых газах до их поступления в аппарат $G_{вх}^{зол}$:

$$\eta_{з.у} = \frac{G_{ул}^{зол}}{G_{вх}^{зол}} \cdot 100\%. \qquad (7\text{-}8)$$

Величина $G_{вх}^{зол}$ может быть найдена из выражения

$$G_{вх}^{зол} = 0{,}01\, B a_{ун} A^{р} + 0{,}01\, B q_4 \frac{Q_{н}^{р}}{7800} \ кг/ч, \qquad (7\text{-}9)$$

где B — часовой расход сжигаемого топлива при максимальной нагрузке электростанции, *кг/ч*;

$A^{р}$ — зольность рабочей массы топлива, %;

q_4 — потеря тепла с механическим недожогом, %;

$Q_{н}^{р}$ — низшая теплота сгорания топлива, *ккал/кг*;

$a_{ун}$ — доля золы, уносимая газами, зависит от типа топки, способа сжигания и вида топлива (табл. 7-12).

В процессе очистки дымовых газов от золы происходит также снижение концентрации SO_2 в результате взаимодействия его с золой или растворения в воде (в мокрых золоуловителях).

В качестве сухих инерционных золоуловителей в настоящее время на станциях применяются лишь батарейные циклоны, состоящие из большого числа отдельных циклонов небольшого диаметра, включенных по газу параллельно. Степень очистки дымовых газов в батарейных циклонах составляет 70—80%, поэтому они применяются главным образом в качестве первой ступени комбинированной системы золоулавливания (с электрофильтрами) при высокой начальной концентрации золы.

Среди мокрых инерционных золоуловителей наибольшее распространение на электростанциях получили мокрые прутковые аппараты типа МП-ВТИ (рис. 7-5). Улавливание золы в этом золоуловителе происходит главным образом в орошаемой водой прутковой решетке. Частицы золы соприкасаются с поверхностью водяной пленки, образующейся на прутках, и улавливаются ею. Дальнейшая очистка дымовых газов происходит на водяной пленке, стекающей сверху вниз по внутренней поверхности цилиндра золоуловителя.

Мокрые прутковые золоуловители имеют расчетную степень очистки газов 85—90% и способны улавливать как мелкие, так и крупные фракции летучей золы. Они характеризуются низкой стоимостью и простотой обслуживания. Снижение температуры и объема дымовых газов в результате контактирования с водой приводит к уменьшению мощности дымососов (одновременно снижается и самотяга дымовой трубы). Однако возможное увлажнение дымовых газов и растворение в воде окислов серы, содержащихся в газах, накладывает определенные ограничения на использование мокрых золоуловителей. Они могут применяться для топлив с приведенным содержанием серы и свободной извести не более 1%, и с содержанием щелочи в золе не более 20% при жесткости смывной воды не свыше 15 *мг-экв/л*. Температура газов после золоуловителя не должна быть ниже 120° С.

Таблица 7-12

Доля золы топлива, содержащаяся в шлаке и уносе

Тип топки и вид сжигаемого топлива	Доля золы топлива	
	в шлаке $a_{шл}$	в уносе $a_{ун}$
Камерные топки с сухим шлакоудалением при сжигании всех видов твердого топлива	0,1—0,05	0,9—0,95
Камерные топки с жидким шлакоудалением при сжигании:		
АШ, ПА и углей Т	0,2—0,15	0,8—0,85
каменных углей	0,3—0,2	0,7—0,8
бурых углей	0,4—0,3	0,6—0,7
Циклонные топки:		
при сжигании бурых и каменных углей в виде дробленки и грубой пыли	0,9—0,85	0,1—0,15
Топки с вертикальными предтопками:		
при сжигании бурых и каменных углей	0,8—0,75	0,2—0,25
при сжигании тощих углей и АШ	0,75—0,6	0,25—0,4

В связи со снижением температуры дымовых газов и ухудшением вследствие этого рассеивающего эффекта дымовых труб мокрые золоуловители на электростанциях большой мощности, особенно сжигающих сернистые топлива, не применяются.

Характеристика золоуловителей МП-ВТИ приведена в табл. 7-13. Число устанавливаемых аппаратов на один парогенератор зависит от его производительности, но должно быть не менее двух.

Наибольшее распространение на электростанциях получает улавливание летучей золы с помощью электрофильтров. Электрофильтры бывают с верти-

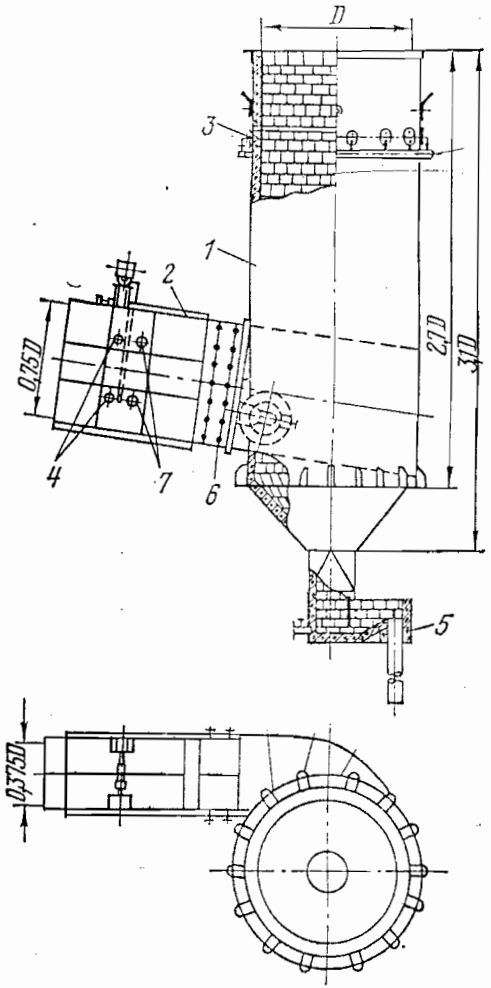


Рис. 7-5. Мокрый прутковый золоуловитель МП-ВТИ:

1 — корпус; *2* — входной патрубок; *3* — оросительные сопла; *4* — смывные сопла; *5* — гидрозатвор; *6* — прутковая решетка; *7* — оросительные форсунки прутковой решетки.

кальным и горизонтальным ходом газов. По числу расположенных по ходу газов электрических полей они выполняются одно-, двух-, трех- и четырехпольными. На рис. 7-6 приведена схема горизонтального пластинчатого трехпольного электрофильтра. С увеличением числа полей степень очистки газов в электрофильтре повышается. В основном применяются трех- и четырехпольные горизонтальные фильтры, степень очистки газов в которых может достигать 96—98%. Вертикальные фильтры выполняются обычно однопольными, и их коэффициент полезного действия меньше горизонтальных.

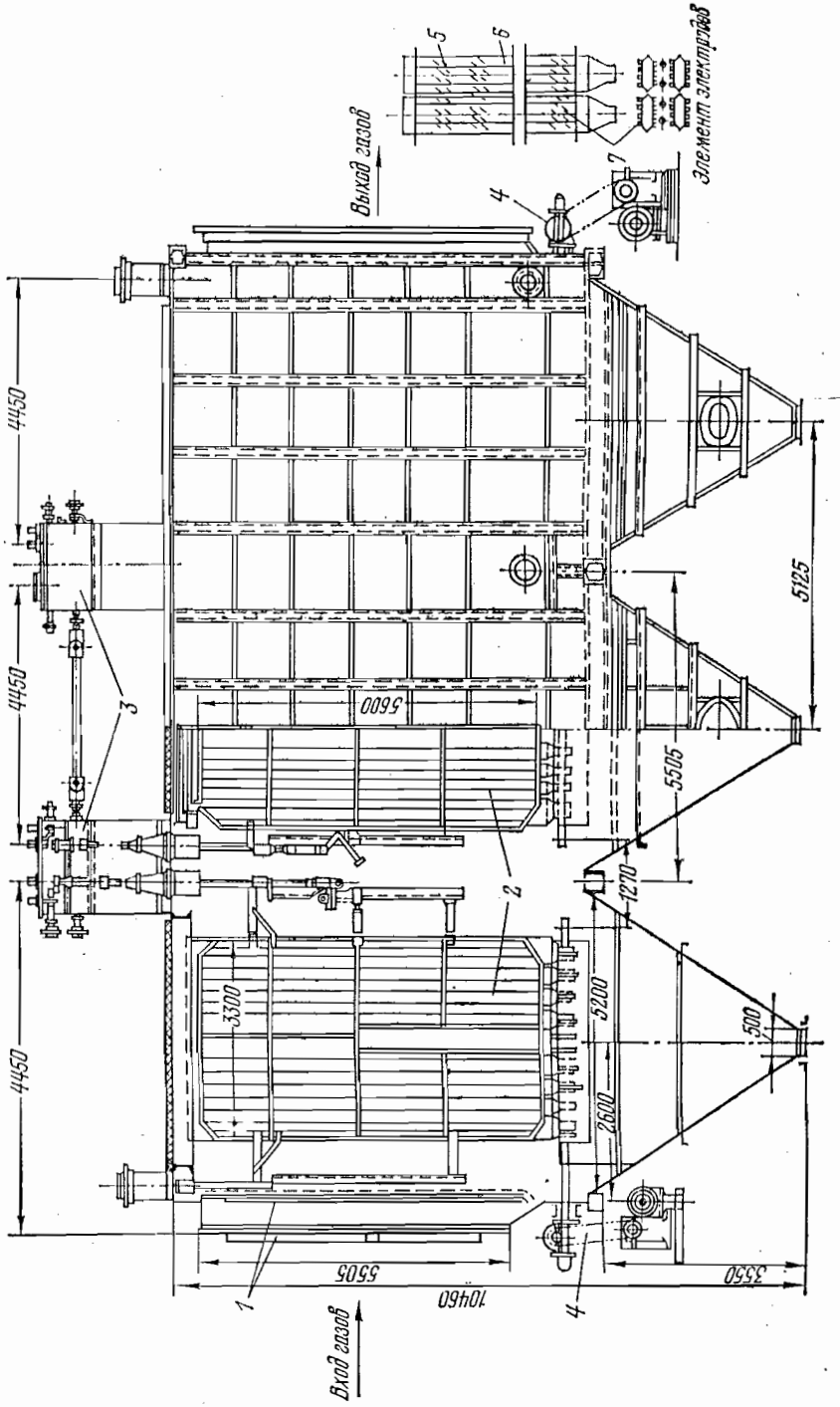


Рис. 7-6. Горизонтальный пластинчатый трехпольный электрофильтр ДГПН-35×3:

1 — газораспределительные решетки; *2* — система коронирующих и осадительных электродов; *3* — механизм встряхивания коронирующих электродов; *4* — механизм встряхивания осадительных электродов; *5* — коронирующие электроды; *6* — осадительные электроды; *7* — карманы осадительных электродов.

Таблица 7-13

Мокрые прутковые золоуловители МП-ВТИ

Диаметр, *мм*	Производительность, *м³/ч*	Общий расход воды, *м³/ч*	Внутреннее сечение патрубка (входного), *м*	Общая высота, *м*	Число форсунок	Общий вес, *т*
2300	66 600	10	1,7×0,87	8	16	20,8
2500	78 840	10,5	1,9×0,92	8,6	16	24,3
2700	92 160	7	2×1,02	17,1	18	26,4
2750	95 000	12,1	2,15×1,08	9,4	18	28,7
3000	124 200	13,1	2,36×1,17	10	20	33,4
3300	149 400	15	2,58×1,29	11	24	38,9
4000	240 000	25	2,65×1,7	12,4	30	52,7

Изготовители: Харьковский механический завод и Калтанский завод ВКОиТ Главтеплоэнергомонтажа.

Степень очистки газов в электрофильтре зависит от скорости, равномерности распределения и влажности газов, размера частиц, конструкции электродов и др.

Оптимальная скорость газов в активной зоне электрофильтра находится в пределах 1,2—1,5 *м/с* при сжигании каменных углей и 2—2,5 *м/с* при сжигании высоковлажных бурых углей.

Достоинствами электрофильтров являются высокая степень очистки дымовых газов и способность улавливать золу с частицами менее 10 *мк*, а также небольшой расход электроэнергии и малое гидравлическое сопротивление проходу газов. Основными недостатками их являются громоздкость, сложность эксплуатации и неудовлетворительная работа встряхивающего устройства, что значительно снижает степень очистки газов.

Техническая характеристика электрофильтров приведена в табл. 7-14.

Для обеспечения наиболее высокой степени очистки дымовых газов от золы (98—99%) на электростанциях большой мощности, работающих на высокозольном топливе, применяются комбинированные золоуловители, состоящие из последовательно установленных аппаратов двух типов, например батарейный циклон с электрофильтром.

Дымовые трубы

Дымовые трубы обеспечивают отвод в атмосферу дымовых газов и рассеяние в атмосферном воздухе не уловленных в газоочистительных устройствах частиц золы и сернистых газов. Чем выше труба, а также чем

Таблица 7-14

Электрофильтры

Тип	Число секций	Габариты, *м*	Вес механического оборудования, *т*
С горизонтальным ходом газов			
ПГД-2 × 20	2	10,8 × 4,4 × 14,1	33,8
ПГД-3 × 38	1	15,6 × 7,4 × 14,8	82,5
ПГД-3 × 50	1	15,4 × 10 × 14,9	115,2
ПГД-4 × 38	1	19,3 × 7,4 × 14,8	104,3
ПГД-4 × 50	2	20,2 × 10 × 15	148,1
ДГПН-32 × 3	1	16 × 6,29 × 11,2	113,7
ДГПН-35 × 3	2	16 × 7,18 × 12,34	229,5
ДГПН-42 × 3	2	16 × 8,48 × 12,5	221,5
ДГПН-55 × 3	2	16 × 11,3 × 11,5	204
ДГПН-84 × 2	4	17 × 11 × 11,5	326
С вертикальным ходом газов			
ДВПН-2 × 10	2	6 × 4,7 × 17	38
ДВПН-2 × 16,5	2	8 × 5,3 × 22	53
ДВПН-2 × 20	2	8,8 × 6,5 × 20	62
ДВПН-3 × 10	3	9 × 4,7 × 17	56
ДВПН-2 × 25	2	8,8 × 7,9 × 20	77
ДВПН-4 × 10	4	12,2 × 4,7 × 17	75
ДВПН-4 × 20	4	17,4 × 6,5 × 20	124

Примечания: В обозначении типа электрофильтра с горизонтальным ходом газов первое число означает количество электрополей, второе — площадь сечения активной зоны электрофильтра, *м²*; с вертикальным ходом газов первое число указывает количество секций, второе — площадь сечения активной зоны одной секции, *м²*; буквы означают: П — пылеуловитель, Г — горизонтальный, Д — дымовой, Н — наружный, В — вертикальный. 2. Разрежение газа в горизонтальном электрофильтре не более 200 *мм вод. ст*, вертикальном — 300 *мм вод. ст*; гидравлическое сопротивление горизонтального электрофильтра 200 *мм вод. ст*, вертикального — 150 *мм вод. ст*.

Изготовитель: Семибратовский завод газоочистительной аппаратуры.

выше температура и скорость газов в устье трубы, тем на большее расстояние рассеиваются газы и меньше концентрация вредных примесей на уровне дыхания. Выбор высоты и количества устанавливаемых на электро-

станции дымовых труб производится таким образом, чтобы загрязнение приземного слоя воздуха выбросами из дымовых труб не превышало предельно допустимую концентрацию вредных примесей (табл. 7-11).

Максимальная концентрация вредных примесей определяется по формуле

$$c_м = \frac{AMFm}{H^2}\sqrt[3]{\frac{n}{V\Delta T}}\ мг/м^3, \qquad (7\text{-}10)$$

где A — коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния (конвективной диффузии) примеси в воздухе, $c^{2/3} \cdot град.^{1/3}$ Для центральной европейской территории СССР принимается равным 120, для северной, северо-западной территории СССР, Урала и Украины — 160, для центральной Сибири, Казахстана и Средней Азии — 200;

M — суммарный выброс золы ($M_{зол}$) и сернистого газа (M_{SO_2}) из труб, $г/с$;

F — безразмерный коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений. Принимается равным 1 при расчете концентрации сернистого газа и 2 при расчете концентрации летучей золы, если коэффициент полезного действия золоуловителей более 90%;

m — безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скорости выхода дымовых газов из устья трубы ω_0.

При $\omega_0 = 10 - 15\ м/с\ m = 1;$
$\omega_0 = 20 - 25\ м/с\ m = 0{,}9;$
$\omega_0 = 30 - 35\ м/с\ m = 0{,}8;$

H — геометрическая высота дымовой трубы, $м$;

n — число труб одинаковой высоты;

V — суммарный объем дымовых газов, выбрасываемых из труб, $м^3/с$;

ΔT — разность температур выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха, °С. Принимается для наиболее неблагоприятных условий рассеяния газов — в летний период.

Количество загрязнений, выбрасываемых из дымовых труб электростанции, определяется по формулам:

а) летучей золы

$$M_{зол} = \frac{B \cdot 10^3}{3600}\left(1 - \frac{\eta_{з.у}}{100}\right)\left[\left(1 - \frac{q_4}{100}\right)\frac{A^р}{100}a_{ун} + \frac{q_4}{100}\right] г/с. \qquad (7\text{-}11)$$

б) сернистого ангидрида

$$M_{SO_2} = 0{,}02\frac{B \cdot 10^3}{3600} \cdot S^р\ г/с, \qquad (7\text{-}12)$$

где $\eta_{з.у}$ — коэффициент полезного действия золоулавливающей установки, %;

$S^р$ — процентное содержание органической и колчеданной серы в рабочей массе топлива.

Остальные обозначения те же, что в формуле (7-9).

Формула (7-10) применима при $H > 50\ м$; $\frac{V}{n} > 20\ м/с$; $\omega_0 > 5\ м/с$ и

$\Delta T > 30°$ С. Расстояние, на котором достигается максимальная концентрация вредных примесей, принимается равным примерно двадцатикратной высоте дымовой трубы.

По величине предельно допустимой разовой концентрации вредных примесей $c_{п.д}$ (табл. 7-11) может быть найдена минимально допустимая высота дымовой трубы:

$$H = \sqrt{\frac{AMFm}{c_{п.д}}\sqrt[3]{\frac{n}{V\Delta T}}}\ м. \qquad (7\text{-}13)$$

Если в районе сооружения электростанции атмосферный воздух загрязнен вредными примесями действующих предприятий, то при определении высоты дымовых труб следует учитывать начальную (фоновую) концентрацию $c_ф$, причем $c_м + c_ф$ также не должна превышать $c_{п.д}$. Высота дымовой трубы при этом определяется по формуле

$$H = H_0\sqrt{\frac{c_{п.д}}{c_{п.д} - c_ф}}\ м, \qquad (7\text{-}14)$$

где H_0 — высота трубы без учета $c_ф$, $м$. Значение $c_ф$ задается органами санинспекции.

Для электростанций с трубами разной высоты и различным характером выброса определяется отдельно для каждой трубы величина $c_м$, а суммируя их, получают суммарное значение $c_{м.с}$.

Эффективная высота выброса дымовых газов складывается из геометрической высоты трубы H и высоты подъема факела дымовых газов ΔH:

$$H_{эф} = H + \Delta H, \qquad (7\text{-}15)$$

$$\Delta H = 1{,}9\frac{d_0\omega_0}{v \cdot \varphi}, \qquad (7\text{-}16)$$

где d_0 — диаметр устья дымовой трубы, $м$;

ω_0 — скорость газа в устье трубы, $м/с$;

v — скорость ветра на высоте 10 $м$ над уровнем земли принимается обычно равной 4—5 $м/с$;

φ — коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы, а именно:

Высота трубы, $м$:	80	120	180	250	320
Коэффициент φ:	1,42	1,54	1,63	1,70	1,75

Самотяга в дымовой трубе может быть найдена по формуле

$$h_c = H(1{,}2 - \gamma_г), \qquad (7\text{-}17)$$

где $\gamma_г$ — средний удельный вес газов в трубе, $кг/м^3$. Приблизительно

$$\gamma_г = k_г\frac{351{,}5}{273 + t_г}, \qquad (7\text{-}18)$$

где $k_г$ — отношение удельных весов дымовых газов и воздуха при нормальных условиях составляет для природного газа 0,97, для влажных бурых углей и мазута 1,0, для АШ и каменных углей 1,03;

$t_г$ — средняя температура дымовых газов в трубе, °С.

Скорость газов в устье дымовой трубы w_0 определяется на основании технико-экономических расчетов и зависит от высоты трубы и количества подключаемых к ней блоков (парогенераторов). Для современных труб w_0 находится в следующих пределах:

Высота трубы, *м*	w_0, *м/с*
100—180	30—35
180—250	40—45
250—320	45—55

При выборе скорости газов следует учитывать возможность появления на некоторых участках железобетонных дымовых труб избыточных статических давлений, вызывающих выбивание агрессивных газов наружу и разрушение железобетонного ствола.

Количество дымовых труб определяется мощностью электростанции. Обычно устанавливается по одной трубе на 2—4 парогенератора (табл. 7-15, 7-16). Сокращение числа труб позволяет существенно снизить затраты на их

Таблица 7-15

Дымовые трубы для конденсационных электростанций

Мощность, *МВт*	Количество и производительность парогенераторов, шт. × *т/ч*	Вид топлива	Дымовые трубы *		
			количество, шт.	высота, *м*	Диаметр устья, *м*
1200	6×640	Твердое и газомазутное	2	180	7,2
1200	4×950	То же	2	180	7,2
1800	6×950	»	2	180	8,4
2400	8×950	»	2	250	9,6
3000	6×1600	Каменный уголь	3	250	9,6
4000	8×1600	То же	4	250	9,6
		Бурый уголь	4	180	8,4
3200	4×2600	Каменный уголь и газомазутное топливо	2	320	7,8
	4×2600	Бурый уголь	4	180	8,4
4800	6×2600	То же	6	250	9,6
3600	4×950+ 3×2600	Каменный уголь и газомазутное топливо	2	320	7,8

* Трубы высотой 180 и 250 *м* — железобетонные, трубы высотой 320 *м* — металлические (на ГРЭС мощностью 3200 *МВт* — двуствольные, на ГРЭС 3600 *МВт* — одна двуствольная, одна трехствольная).

Таблица 7-16

Дымовые трубы для теплоэлектроцентралей

Количество и производительность парогенераторов, шт. × *т/ч*	Дымовые трубы железобетонные *		
	количество, шт.	высота, *м*	диаметр устья, *м*
2×480	1	180	8,4
2×950	1	180	8,4
3×420	1	120	6,0
3×480	1	150	7,2
4×320	1	150	7,2
4×420	1	150	7,2
4×950	2	180	8,4
5×320	1	150	7,2
5×420	1	150	7,2
5×480	2	150	7,2
6×320	2	150	6,0
6×420	2	150	6,0
7×320	2	150	6,0
7×420	2	150	6,0
8×320	2	180	7,2
8×420	2	180	7,2
9×420	2	180	8,4
11×420	2	180	8,4

* Данные относятся как к твердому (уголь, фрезерный торф), так и к газомазутному топливу.

сооружение, уменьшить высоту и одновременно повысить эффективность рассеяния газов по сравнению с установкой нескольких труб такого же суммарного сечения. Это объясняется тем, что более мощный газовый столб медленнее остывает и медленнее теряет подъемную силу, а также меньше подвержен воздействию ветра. Считается целесообразным подключать к одной дымовой трубе количество блоков общей мощностью 1200—1600 *МВт*.

При использовании на мощных электростанциях высокосернистых топлив может оказаться, что даже установка высоких дымовых труб не обеспечивает допустимых норм концентрации SO_2. В связи с этим применение сернистого топлива нередко лимитирует мощность электростанции, поскольку проблема эффективных и экономичных методов очистки дымовых газов от сернистых соединений до сих пор не решена.

§ 7-3. ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЕ

Система шлакозолоудаления обеспечивает удаление золы и шлака от парогенераторов до золоотвала. Шлакозолоудаление бывает гидравлическое, пневматическое, пневмогидравлическое и механическое. На современных ТЭС в основном применяется гидравлическое шлакозолоудаление. Пневматическое шлакозолоудаление применяется в тех случаях, когда зола и шлак используются в качестве сырья побочных производств. Механическое удаление с помощью скреперов находит применение лишь в небольших котельных.

Гидравлическое шлакозолоудаление отличается высокой производительностью, надежностью, хорошими санитарно-гигиеническими условиями и возможностью транспорта золы и шлака на значительное расстояние (до 4—6 *км*).

Гидравлическое транспортирование шлака и золы производится в два этапа: по открытым самотечным каналам в пределах парогенераторного цеха и по напорным трубопроводам за пределами станции на отвал. В пределах парогенераторного цеха шлаковые и золовые самотечные каналы выполняются раздельными соответственно с уклоном 1,5—1,8% и 1%. Скорость воды в них принимается порядка 1,6—1,8 *м/с* при транспортировании шлака и 1—1,2 *м/с* — при транспортировании золы. Для уменьшения износа самотечные каналы облицовывают базальтовыми плитами. Для надежного транспортирования шлака и золы по каналам в них устанавливаются побудительные сопла на расстоянии 10—20 *м* друг от друга. К одному шлаковому каналу подключаются 4—5 парогенераторов производительности до 500 *т* в час.

Удаление шлака из-под топок современных парогенераторов осуществляется непрерывно с помощью скребкового транспортера, передвигающегося в заполненной водой ванне. С транспортера шлак сбрасывается в шлакодробилку, где дробится на куски не более 50 *мм*, затем поступает в самотечный канал. Дробилки устанавливаются валковые с электро- или гидроприводом. Удаление золы из золоуловителей осуществляется золосмывными аппаратами с открытым переливом.

Для транспортирования золы и шлака за пределы станции применяются багерные и шламовые насосы, гидроаппараты Москалькова и в отдельных случаях (при благоприятном рельефе местности и небольшом удалении золоотвалов) самотечные каналы. Транспортирование шлака и золы на золоотвал может осуществляться как по общим, так и раздельным трубопроводам. При раздельном транспортировании требуется больше трубопроводов, что увеличивает капиталовложения, но зато значительно снижает расход электроэнергии на гидротранспорт, так как золу можно транспортировать со скоростью 1,1—1,3 *м/с* при кратности смыва порядка 10 *кг* воды на 1 *кг* золы, тогда как для транспорта шлака скорость принимается в пределах 1,7—2,5 *м/с* при кратности смыва порядка 30 *кг* воды на 1 *кг* шлака. В раздельной схеме транспортирование золы осуществляется шламовыми насосами, а шлака — багерными насосами либо гидроаппаратами Москалькова.

При совместном удалении шлака и золы сокращается число пульпопроводов и транспортирующих установок, но увеличивается расход электроэнергии. Транспортирование шлакозоловой пульпы осуществляется багерными насосами или гидроаппаратами Москалькова. При транспортировании багерными насосами скорость пульпы принимается 1,7—1,8 *м/с* (при кратности смыва порядка 12 *кг*/1 *кг*), а при транспортировании гидроаппаратами 1,4—1,6 *м/с* (при кратности смыва порядка 20 *кг*/1 *кг*).

Для новых ТЭС, как правило, применяется схема совместного гидрошлакозолоудаления на отвал с помощью багерных насосов. Раздельная схема допускается лишь в том случае, если шлак и зола могут быть использованы для строительных целей.

Гидроаппарат Москалькова в настоящее время почти не применяется ввиду повышенного расхода воды и электроэнергии и крайне низкого к. п. д. (8—10%). Достоинством гидроаппарата является простота устройства и отсутствие необходимости установки шлаковых дробилок, так как дробление крупных кусков шлака происходит непосредственно в аппарате (горловине диффузора) струей воды, вытекающей из сопла со скоростью до 100 *м/с*. Вода для эжектирования гидросмеси подается к аппарату специальным насосом под напором 60—65 *ат*.

Багерные насосы выполняются одноступенчатыми центробежными и имеют к. п. д. 50—60%. Они подвержены быстрому износу (особенно рабочее колесо). Поэтому для обеспечения бесперебойной работы системы шлакозолоудаления устанавливают не менее трех багерных насосов, из которых один находится в работе, второй — в резерве, третий — в ремонте. К багерному насосу шлакозоловая смесь поступает после шлакодробилки и металлоуловителя с размером кусков не более 50 *мм*. Большей износоустойчивостью обладают так называемые «смерчевые» багерные насосы. Рабочее колесо «смерчевого» насоса имеет вид чаши с радиальными лопатками, при вращении которого образуется вихрь, отбрасывающий пульпу к периферии.

Системы гидрошлакозолового транспортирования могут быть разомкнутые и оборотные (с использованием осветленной воды). В последнее время в основном применяется оборотная схема с возвратом осветленной воды с золоотвала на ТЭС для повторного ее использования в системе шлакозолоудаления.

Для вновь вводимых в эксплуатацию электростанций на твердом топливе емкость площадок для шлакозолоотвала должна быть рассчитана на 25 лет работы ТЭС. При использовании шлака и золы емкость отдельного шлакоотвала рассчитывается на 3 года работы электростанции. Площадки золоотвалов располагают на непригодных для других целей земельных участках, по возможности на близком расстоянии от электростанции и на низких отметках.

Принципиальная схема гидравлического шлакозолоудаления показана на рис. 7-7. В табл. 7-17 приведено оборудование системы гидрозолоудаления,

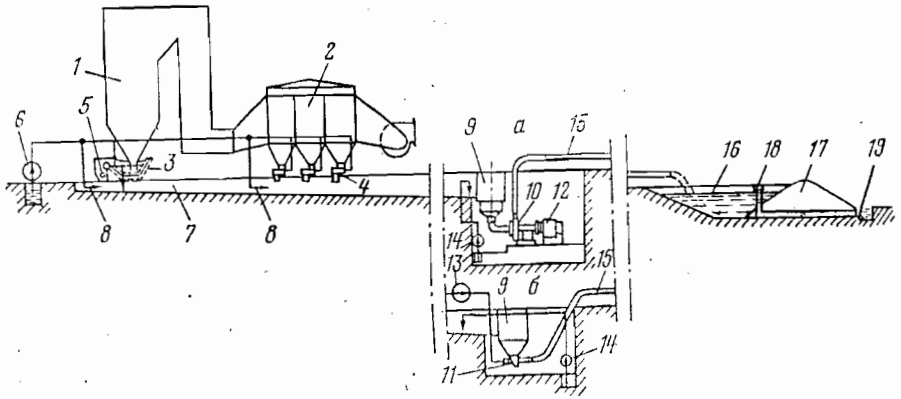


Рис. 7-7. Схема гидравлического совместного шлакозолоудаления:

а — с багерным насосом; *б* — с гидроаппаратом Москалькова; *1* — топка котла; *2* — электрофильтр; *3* — ванна со скребковым транспортером для механизированного непрерывного шлакоудаления; *4* — золосмывной аппарат с открытым переливом; *5* — шлакодробилка; *6* — смывной насос; *7* — шлакозоловой канал; *8* — побудительное сопло; *9* — приемный бункер пульпы с металлоуловителем; *10* — багерный насос; *11* — гидроаппарат Москалькова; *12* — электродвигатель; *13* — насос эжектирующей воды; *14* — дренажный насос; *15* — шлакозолопровод; *16* — золоотвал; *17* — дамба; *18* — шахта ливнесброса; *19* — канал осветленной воды.

в табл. 7-18 — потребная емкость золоотвалов на 1 *МВт* установленной мощности.

Напорные шлакозолопроводы (пульпопроводы) выполняются из стальных труб диаметром 200—500 *мм* и прокладываются на опорах с уклоном 0,5—1% в сторону отвала с минимальным числом изгибов и поворотов. Пульпопроводы подвержены сильному и неравномерному износу (наиболее интенсивно истирается нижняя часть трубопровода), поэтому их внутреннюю поверхность облицовывают износоустойчивым материалом или же предусматривают возможность периодического поворота труб (на 60—90°) по мере их износа.

Для предотвращения выпадения твердых частиц из потока и образования отложений на трубах скорость пульпы не должна быть ниже критической. Свободная известь, содержащаяся в золе, оседает в золопроводах в виде кристаллических отложений, увеличивающих сопротивление и снижающих производительность системы гидрозолоудаления. Для борьбы с этим применяется паровой обогрев с резким охлаждением. Конструкция шлакозолопроводов должна обеспечивать также возможность их механической очистки, для чего участки труб соединяются с помощью фланцев. При необходимости на пульпопроводах устанавливают компенсаторы.

Для каждой багерной насосной принимается один резервный пульпопровод.

Суммарное количество шлака и золы, удаляемое с электростанции, определяется по формуле

$$G_{ш.з} = 0{,}01B\left(A^{р} + q_4 \frac{Q_{н}^{р}}{7800}\right)\left[1 - a_{ун}\left(1 - \frac{\eta_{з.у}}{100}\right)\right] \text{ т/ч}, \qquad (7\text{-}19)$$

Таблица 7-17

Механизмы и оборудование систем гидрозолоудаления

Наименование	Производительность по шлаку, *т/ч*	Производительность по воде, *т/ч*	Давление, *м вод. ст.*	Мощность, *кВт*
Шлаковая шахта периодического смыва	6—12	20—30	—	—
Смывные сопла	—	6—30	60—100	—
Шлаковая ванная непрерывного удаления со скребковым транспортером	6—20	—	—	—
Золосмывной аппарат АЗС	1—4	4—16	30	—
Центральная одновалковая шлакодробилка ШД-12	12	—	—	21
Индивидуальная трехвалковая шлакодробилка с электродвигателем	—	—	—	12
То же, с гидроприводом (одновалковая)	20	20—30	60—100	—
Багерный насос 8ГР-8	—	300—400	40—35	75—85
» » 10ГР-8	—	600—800	42—40	—
» » 12ГР-8	—	1000—2000	56—31	440
Аппарат Москалькова М-2 и М-3	—	—	240—600	—

Таблица 7-18

Потребная емкость шлакозолоотвалов на 1000 *кВт* установленной мощности при сжатии углей, *м³/год*

Донецкий уголь АШ	Подмосковный уголь Б	Львовско-Волынский уголь Г	Экибастузский уголь СС	Канский уголь Б	Эстонские сланцы
5,8	16,7	12	16	5,2	25,4

где B — часовой расход сжигаемого топлива при максимальной нагрузке электростанции, *т/ч*;

$A^р$ — зольность рабочей массы топлива, %;

q_4 — потеря тепла с механическим недожогом, %;

$Q^р_н$ — низшая теплота сгорания топлива, *ккал/кг*;

$a_{ун}$ — доля золы, уносимая газами (табл. 7-12);

$\eta_{з.у}$ — к. п. д. золоулавливающей установки, %.

Диаметр шлакозолопровода определяется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{3600\pi v}}\ м, \qquad (7\text{-}20)$$

где Q — расчетный расход пульпы, $м^3/ч$;

v — расчетная скорость потока пульпы, $м/с$.

Расчетный расход пульпы

$$Q = \frac{G_ш}{\gamma_ш} + \frac{G_з}{\gamma_з} + \frac{G_в}{\gamma_в}, \qquad (7\text{-}21)$$

где $G_ш$, $G_з$, $G_в$ — соответственно расход шлака, золы и воды, $т/ч$;

$\gamma_ш$, $\gamma_з$, $\gamma_в$ — удельный вес шлака, золы и воды, $т/м^3$, $\gamma_з \simeq 0{,}5\ т/м^3$.

$$G_ш = 0{,}01B\left(A^р + q_4\frac{Q^р_н}{7800}\right)(1 - a_{ун})\ т/ч; \qquad (7\text{-}22)$$

$$G_з = G_{ш.з} - G_ш\ т/ч. \qquad (7\text{-}23)$$

Расчетная скорость потока пульпы в шлакозолопроводе определяется по формуле

$$v = Kv_0, \qquad (7\text{-}24)$$

где K — коэффициент, учитывающий влияние физических свойств шлака, принимается по данным табл. 7-19;

v_0 — скорость пульпы при транспортировании шлака, принимается по данным табл. 7-20 в зависимости от весовой консистенции C, определяемой по формулам:

при

$$\frac{G_ш}{G_{ш.з}} < 80\% \qquad C = \frac{G_ш}{G_в}\ 100\%; \qquad (7\text{-}25)$$

при

$$\frac{G_ш}{G_{ш.з}} \geqslant 80\% \qquad C = \frac{G_{ш.з}}{G_в}\ 100\%. \qquad (7\text{-}26)$$

Пневматическое шлакозолоудаление, где движение шлака и золы осуществляется с помощью воздуха, выполняется по вакуумной, напорной или комбинированной схемам. Из этих схем вакуумная (всасывающая) имеет некоторые преимущества, а именно: удобство отбора шлака и золы от парогенераторов, отсутствие пыления и меньшее гидравлическое сопротивление. Недостатком ее является невозможность транспортирования шлака и золы на расстояние более 200—250 *м*. Разрежение в системе создается паровым эжектором.

Схема вакуумного пневмошлакозолоудаления приведена на рис. 7-8.

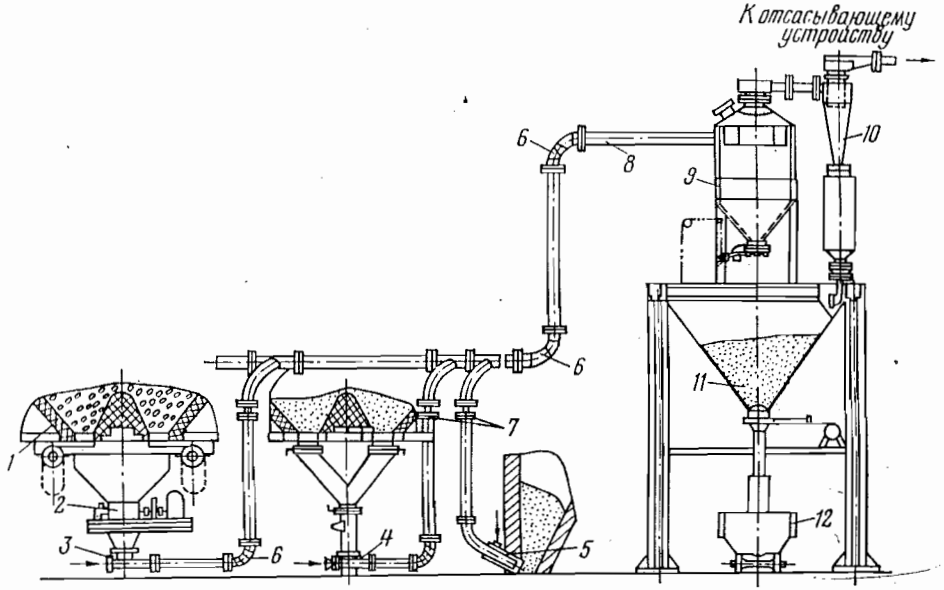


Рис. 7-8. Схема вакуумного пневмошлакозолоудаления:
1 — шлаковый бункер котла; *2* — шлакодробилка; *3* — насадка для всасывания шлака; *4* — насадка для всасывания золы; *5* — телескопическая насадка для всасывания золы (вариант); *6* — сварное колено; *7* — пробковые краны; *8* — шлакозолопровод; *9* — осадительная камера; *10* — циклон; *11* — бункер; *12* — вагон.

Таблица 7-19

Коэффициент учета влияния физических свойств шлака

Удельный вес шлака $\gamma_ш$, $т/м^3$	Коэффициент K при весовой пористости шлака, в %					
	0	10	20	30	40	50
2,0	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75
2,5	1,2	1,15	1,1	1,05	1,0	0,95
3,0	1,4	1,35	1,3	1,20	1,2	1,15
3,5	1,6	1,50	1,45	1,40	1,35	1,30

Шлак из топочной камеры попадает в шлакодробилку, а затем в горизонтальную всасывающую насадку, где подхватывается воздухом, поступающим в насадку под действием разрежения в системе. Зола из бункеров золоуловителей забирается с помощью аналогичных насадок. Далее шлак и зола направляются по трубопроводам в осадительные устройства — камеры для улавливания шлака и крупной золы и циклоны для улавливания мелких частиц.

Таблица 7-20

Зависимость скорости пульпы от весовой консистенции шлака и золы

Весовая консистенция C, %	1	4—5	9—10	14—15	19—20
Скорость пульпы при транспортировании шлака v_0, *м/с*	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4

Очищенный воздух после отсасывающего устройства сбрасывается в дымовую трубу. Уловленные в камере и циклоне шлак и зола с помощью клапанов-мигалок выпускаются в приемный бункер, откуда они грузятся в вагоны и автомашины.

§ 7-4. ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

На конденсационных электростанциях основная доля воды используется для конденсации отработавшего в турбине пара. Кроме того, она расходуется для охлаждения масла турбогенераторов, воздуха, водорода или непосредственно обмоток генераторов, охлаждения подшипников вспомогательного оборудования, удаления золы и шлака, восполнения потерь в цикле станции, системе теплоснабжения и оборотного технического водоснабжения, а также для хозяйственно-питьевых и противопожарных нужд.

Примерные значения относительных расходов воды на разные нужды конденсационной электростанции по отношению к расходу воды на конденсаторы приведены в табл. 7-21.

Расход охлаждающей воды на конденсацию отработавшего пара определяется из уравнения теплового баланса конденсатора турбины. Отношение расхода охлаждающей воды $G_ц$ к расходу сконденсировавшегося пара $D_к$ называется кратностью охлаждения m и является основным показателем работы конденсатора:

$$m = \frac{G_ц}{D_к} = \frac{i_к - \bar{t}_к}{\bar{t}_{ц2} - \bar{t}_{ц1}} \approx \frac{q_к}{\Delta t_ц} \quad кг/кг,\ т/т, \qquad (7\text{-}27)$$

где $i_к$, $\bar{t}_к$ — энтальпия отработавшего пара и его конденсата, *ккал/кг*;

$\bar{t}_{ц1}$, $\bar{t}_{ц2}$ — энтальпия охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора, *ккал/кг*.

Величина $q_к$ в условиях эксплуатации изменяется незначительно, поэтому кратность охлаждения в основном зависит от величины нагрева воды в конденсаторе $\Delta t_ц$ и главным образом от температуры $t_{ц1}$. Выбор экономического вакуума или отвечающей ему кратности охлаждения производится для принятой температуры охлаждающей воды на основании сопоставления изменений мощности турбины и циркуляционных насосов. Для двухходовых конденсаторов $m = 50 - 70$, для одноходовых—80—120. В зимнее время величина кратности охлаждения уменьшается почти вдвое по сравнению с летней.

Таблица 7-21

Относительный расход воды на разные нужды паротурбинной электростанции

Назначение водопотребления	Расход воды, %
Конденсаторы турбин	100
Охлаждение масла и воздуха (водорода)	3—7
Охлаждение подшипников вспомогательного оборудования	0,6—1
Гидрозолоудаление	2—5
Восполнение потерь в цикле станции	0,2—0,8
Восполнение потерь в системах оборотного водоснабжения (испарение, механический унос, продувка, фильтрация)	4—7
Хозяйственно-питьевые нужды	0,03—0,05

Источниками технического водоснабжения являются реки, озера, моря и артезианские воды. Основным источником водоснабжения электростанций СССР являются реки и озера, имеющие достаточно низкую среднегодовую температуру воды.

Температура охлаждающей воды зависит от типа источника, системы водоснабжения, района расположения станции, времени года и может изменяться в пределах от 0 до 30° С (табл. 7-22).

Таблица 7-22

Зависимость температуры охлаждающей воды от системы водоснабжения

Система водоснабжения	Среднегодовая температура воды, °С			
	Урал и Сибирь	Центр Европейской части СССР	Юг Европейской части СССР	Средняя Азия
Прямоточная	6—8	8—10	12—13	12—14
Оборотная:				
с прудами-охладителями	8—10	10—12	14—16	14—16
с градирнями	14—16	15—18	18—20	18—20

Применяются следующие основные системы снабжения электростанций технической водой:

прямоточная (проточная);

оборотная (циркуляционная);

смешанная (сочетание первых двух).

Прямоточная система водоснабжения обеспечивает электростанцию водой непосредственно из реки со сбросом использованной воды обратно в реку ниже водозабора. Эта система позволяет получать наиболее низкую температуру охлаждающей воды и наиболее глубокий вакуум при относительно недорогих гидротехнических сооружениях. При прямоточной системе среднегодовой дебит реки должен превышать потребность электростанции в воде.

Оборотная система водоснабжения применяется при недостаточном дебите источника водоснабжения, а также при необходимости значительного подъема воды или большом удалении электростанции от источника. В оборотных системах охлаждение циркуляционной воды осуществляется в естественных или искусственных охладителях: прудах-охладителях, градирнях, брызгальных бассейнах.

Смешанная система водоснабжения применяется, когда дебит источника воды в отдельные периоды года недостаточен для прямоточного водоснабжения, а также, когда имеются большие колебания уровня воды в источнике.

Наибольшее распространение получили прямоточная и оборотная системы водоснабжения.

В прямоточной системе водоснабжения циркуляционные насосы могут устанавливаться в береговой насосной, а также в машинном зале или в насосных (центральных, блочных) около него с подводом к ним воды из источника по самотечному каналу. Схема с береговой насосной применяется, если разность геодезических отметок осей насосов и минимального уровня воды в реке превышает допустимую высоту всасывания (3—4 *м*) и колебание уровня в реке значительно. Подача воды от береговой насосной осуществляется не менее чем по двум напорным магистралям.

При малых колебаниях горизонта воды в источнике и возможности подвода воды к машинному залу в системе прямоточного или прудового водоснабжения по самотечным каналам широкое применение на ГРЭС нашли схемы с блочными насосными. Располагаются они у фасада машинного зала и предназначены обычно для обслуживания четырех турбин с установкой двух циркуляционных насосов с отдельными напорными трубопроводами для каждой турбины. Схемы с блочными насосными позволяют существенно уменьшить длину дорогостоящих напорных трубопроводов и потерю давления в них по сравнению с береговой или центральной насосной станциями. Существенным также является то, что блочные насосные установки можно вводить в работу постепенно, с пуском каждого блока, тогда как центральная насосная станция должна быть полностью сооружена к пуску первого агрегата.

Установка на КЭС циркуляционных насосов в машинном зале или в центральных насосных допускается только при технико-экономическом обосновании.

Для забора воды из реки устраиваются водозаборные и водоприемные сооружения в виде берегового водозабора, водозабора с оголовком, вынесенным в глубь водоема (при недостаточной глубине у берега), а также ковшового водозабора. Ковши защищают водозабор от шуги, льда и наносов. Водоприемное устройство оборудуется решетками и очистными вращающимися сетками для задержания плавающих предметов. Вода из конденсаторов сбрасывается в сливные колодцы и далее по самотечным каналам — в реку на 50—60 *м* ниже водозабора. Скорость воды в них принимается 0,5—2 *м/с*. Для снижения требуемого напора насосов слив воды из конденсаторов в отводящие каналы производится через сифонные колодцы.

В системе технического водоснабжения электростанции используются центробежные и пропеллерные насосы с горизонтальным и вертикальным расположением вала.

Расчетный напор циркуляционного насоса в общем случае определяется по формуле

$$H_{ц.н} = h_{вс} + h_{под} + h_к + h_{вод}\ м\ вод.\ ст, \qquad (7\text{-}28)$$

где $h_{вс}$ — высота всасывания, *м вод. ст*;

$h_{под}$ — высота подъема воды от оси насоса до верхней точки конденсатора, *м вод. ст*;

$h_к$, $h_{вод}$ — потери напора в конденсаторе и циркуляционных водоводах, *м вод. ст*.

Величина $h_{вс} + h_{под}$ для прямоточных систем достигает 17—20 *м вод. ст*, для прудовых в среднем составляет 6—8 *м вод. ст*. Величина $h_к$ колеблется в пределах 2,5—5 *м вод. ст* (табл. 3—10).

При установке сифона

$$H_{ц.н} = h_г + h_к + h_{вод}, \qquad (7\text{-}29)$$

где $h_г$ — разность геодезических отметок между уровнем воды в сливном колодце и водоприемнике, *м вод. ст*.

Для надежного действия сифона необходимо, чтобы концы сливных труб были заведены под уровень воды в колодцах, высота столба воды в сифоне не превышала 7—8 *м*, а скорость воды в сливной трубе составляла порядка 1 *м/с*.

В оборотной системе водоснабжения среднегодовая температура охлаждающей воды более высокая, вследствие чего вакуум в конденсаторах турбин на 2—3% хуже, чем при прямоточной системе.

Особенностями оборотных систем водоснабжения являются зависимость работы охладительных устройств от метеорологических условий и необходимость восполнения потерь воды.

Охлаждение циркуляционной воды в охладителях оборотной системы происходит в основном под влиянием двух процессов, протекающих одновременно: теплоотдачи путем теплопроводности и конвекции при соприкосновении воды

с воздухом и переноса тепла от воды к воздуху при ее испарении. При относительной влажности воздуха $\varphi < 100\%$ теоретически можно охладить воду в охладителе до температуры мокрого термометра, т. е. $t_{ц1} = t_{мок}$. При $\varphi = 100\%$ (воздух насыщен водяными парами), когда $t_{мок} = t_{сух}$, воду можно охладить лишь до температуры окружающего воздуха, т. е. $t_{ц1} = t_{сух}$. Действительная температура охлажденной воды на выходе из охладителя $t_{ц1}$ всегда выше теоретического предела охлаждения на величину недоохлаждения $\delta = t_{ц1} - t_{мок}$, характеризующую совершенство работы охладительного устройства.

Пруды-охладители являются одними из наиболее распространенных и экономичных в эксплуатации охладительных устройств оборотной системы водоснабжения. Они характеризуются более низкой и устойчивой температурой воды, меньшими ее потерями, отсутствием обмерзания и небольшим расходом электроэнергии на циркуляционные насосы.

Пруды-охладители могут быть созданы на реках, озерах и наливными. Количество тепла, отданного водой в пруду различными видами теплообмена, зависит от времени года. Зимой преобладает конвективный теплообмен, летом — испарительное охлаждение.

Охлаждающая способность пруда зависит от его формы, величины, акватории, метеорологических условий и тепловой нагрузки. В теплообмене участвует только часть поверхности пруда, так называемая активная зона, в которой струи воды движутся от места сброса к месту забора. Для лучшего использования охлаждающей поверхности пруда устраиваются специальные струенаправляющие дамбы. Глубина охладителя принимается с учетом предотвращения их зарастания и прогрева воды. В зоне циркуляции глубина должна быть не менее 2,5 *м*.

При сливе нагретой воды в пруд-охладитель температура воды в нем повышается по сравнению с температурой воды в естественном (первоначальном) состоянии и недоохлаждение δ будет равно

$$\delta = t_{ц1} - t_{п}, \tag{7-30}$$

где $t_{п}$ — температура воды в пруду в первоначальном состоянии, принимается равной температуре наружного воздуха, °С.

Расчет прудов-охладителей производится с целью определения необходимой полной поверхности F или температуры охлажденной воды $t_{ц1}$ при заданных прочих параметрах пруда-охладителя, тепловой нагрузке конденсаторов турбин и метеорологических условиях. Необходимая площадь пруда-охладителя на участке от места сброса до места забора определяется по формуле

$$F = \frac{F_a}{\beta} \ м^2, \tag{7-31}$$

где F_a — активная или транзитная площадь пруда без застойных зон, $м^2$; β — коэффициент использования пруда, зависящий от его формы. При правильной вытянутой форме пруда $\beta = 0{,}9$, при неправильной — 0,6—0,7 и при округленной — 0,5 — 0,6.

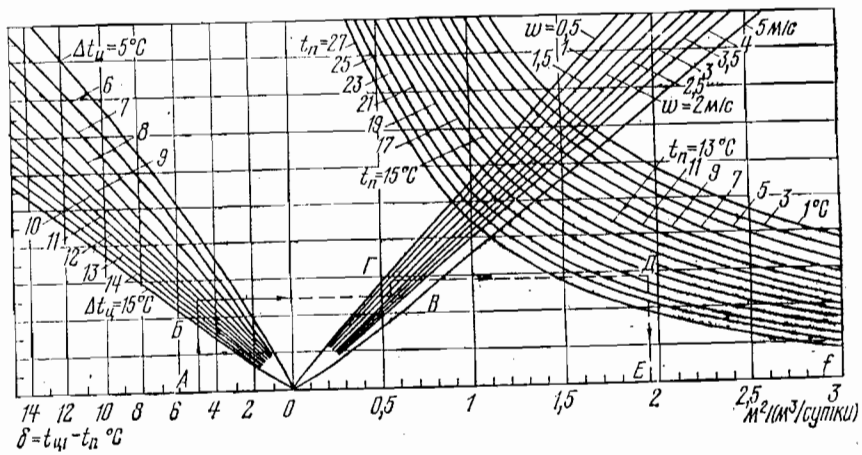


Рис. 7-9. Номограмма для расчета пруда-охладителя:
δ — недоохлаждение воды; f — удельная площадь активной зоны пруда; $\Delta t_ц = t_{ц_2} - t_{ц_1}$ — зона охлаждения; ω — скорость ветра на высоте 2 *м* от поверхности воды; $t_п$ — температура воды в пруду в естественном состоянии, приближенно равная теоретическому пределу охлаждения; $t_{ц_1}$ — температура охлажденной воды; $t_{ц_2}$ — температура охлаждаемой воды (сбрасываемой в пруд).

На каждый киловатт установленной конденсационной мощности электростанции требуется 5—6 $м^2$ активной площади пруда-охладителя.

$$F_a = (5 \div 6)\ N_к \ м^2, \tag{7-32}$$

где $N_к$ — полная конденсационная мощность, *кВт*.

Ориентировочно можно также принимать на 1 $м^3/ч$ расхода охлаждаемой воды активную площадь пруда, равную 30—40 $м^2$.

Для более точных расчетов прудов-охладителей используется номограмма (рис. 7-9), с помощью которой можно определить удельную активную площадь пруда или температуру охлажденной воды. Номограмма рис. 7-9 построена для скорости ветра $\omega = 1{,}5$ *м/с* на высоте 2 *м* от поверхности воды.

Определение по номограмме удельной активной площади пруда:

$$\delta = t_{ц1} - t_{п} \to \Delta t_ц \to \omega \to (\omega = 1{,}5) \to t_{п} \to f \ м^2/(м^3/\text{сутки}).$$

Определение по номограмме температуры охлажденной воды в пруду:

$$f \to t_{п} \to (\omega = 1{,}5) \to \omega \to \Delta t_ц \to \delta;\ t_{ц1} = t_{п} + \delta\ °С.$$

Обозначения см. на рис. 7-9.)

По величине f определяется площадь активной зоны пруда:

$$F_a = f \cdot G_ц^{сут} = f \cdot m \cdot D_к^{сут} \ м^2, \tag{7-33}$$

где $G_ц^{сут}$ — расход циркуляционной воды в сутки, $м^3/сутки$;

m, $D_к^{сут}$ — кратность охлаждения и суточный пропуск пара в конденсаторы, $т/т$, $т/сутки$.

Тепловой расчет охладителя производится на неустановившийся режим при среднемесячных гидрологических и метеорологических факторах.

Градирни представляют собой тепломассообменное устройство, в котором охлаждение воды осуществляется воздухом при их непосредственном контакте. В основном охлаждение воды происходит за счет частичного ее испарения. При этом убыль воды от испарения примерно равна расходу пара в конденсатор.

Потерю от испарения приближенно можно определить по формуле:

$$G_{\text{исп}} = k \cdot \Delta t_{\text{ц}} \%, \qquad (7\text{-}34)$$

где коэффициент k зависит от температуры воздуха:

температура воздуха, °С	0	10	20	30
коэффициент k	0,10	0,12	0,14	0,16

Потеря воды с механическим уносом составляет 0,5—1% от расхода охлаждающей воды.

Градирни отличаются большой производительностью, компактностью и применяются не только на ТЭЦ, но и на КЭС, когда возможности развития прямоточного или прудового охлаждения исчерпаны или вообще отсутствуют.

По способу перемещения воздуха градирни подразделяются на башенные, вентиляторные и открытые, по способу образования поверхности охлаждения — на капельные, пленочные и капельно-пленочные.

Наибольшее распространение получили башенные градирни с пленочным оросителем, в которых вытяжная башня выполняется в виде гиперболической формы из монолитного железобетона.

Капельные башенные градирни применяются в редких случаях для охлаждения небольших количеств воды.

Вентиляторные градирни также имеют ограниченное применение и в основном экономичны в южных районах, а также для передвижных электростанций. Они выполняются с верхним и нижним расположением вентиляторов и отличаются довольно устойчивым эффектом охлаждения воды независимо от погоды. Величина недоохлаждения воды до теоретического предела доходит в них до 3—5° С. Стоимость вентиляторных градирен на 50—60% меньше башенных. Однако они требуют значительного расхода электроэнергии на привод вентиляторов.

Открытые градирни имеют небольшую производительность, повышенный унос воды и в настоящее время на электростанциях не применяются.

Количество тепла, отдаваемого водой в единице объема оросительного устройства пленочной градирни в 2—2,5 раза больше, чем капельной. Основной характеристикой градирни является плотность орошения — отношение расхода циркулирующей воды $G_{\text{ц}}$ к площади поперечного сечения оросителя $F_{\text{ф}}$:

$$q = \frac{G_{\text{ц}}}{F_{\text{ор}}} \ м^3/м^2 \cdot ч. \qquad (7\text{-}35)$$

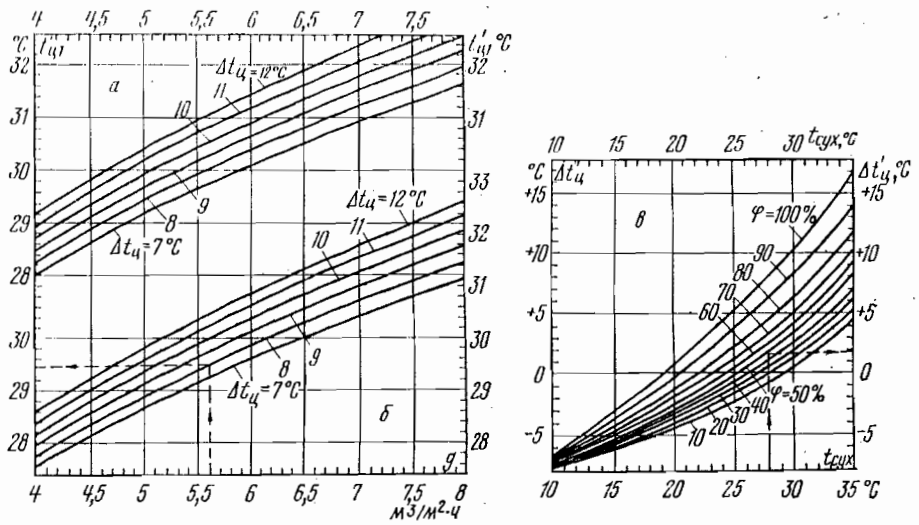


Рис. 7-10. Номограмма для расчета башенных градирен:
а — для капельной градирни при $t_{сух} = 25°$ С и $\varphi = 54\%$; *б* — для пленочной градирни; *в* — вспомогательный график для поправки на состояние наружного воздуха; q — плотность орошения; $t_{ц_1}$ — температура охлажденной воды без поправки; $\Delta t_ц = t_{ц_2} - t_{ц_1}$ — зона охлаждения; $t_{сух}$, φ — температура (по сухому термометру) и влажность наружного воздуха; $\Delta t'_ц$ — поправка к температуре охлажденной воды на состояние наружного воздуха; $t_{ц_2}$ — температура охлаждаемой воды (поступающей в градирню).

Для капельных башенных градирен $q = 2,5 - 3,5$ $м^3/м^2 \cdot ч$, для пленочных 6—8 $м^3/м^2 \cdot ч$.

Необходимая площадь орошения градирни приближенно может быть найдена по формуле:

$$F_{\text{ор}} = f_{\text{уд}} \cdot N_{\text{к}} \ м^2, \qquad (7\text{-}36)$$

где $N_{\text{к}}$ — конденсационная мощность станции, $кВт$;
$f_{\text{уд}}$ — удельная площадь градирни, $м^2/кВт$.

Для капельных градирен $f_{\text{уд}} = 0,05 - 0,1$ $м^2/кВт$, для пленочных — 0,025—0,05 $м^2/кВт$.

Для прикидочных расчетов пленочных башенных градирен можно также принимать на 1 $м^3/ч$ охлаждаемой воды удельную площадь оросителя 0,125—0,25 $м^2$. Более точный расчет градирен ведут по номограммам и графикам. На рис. 7-10 представлены графики для расчета охлаждения воды в капельных и пленочных градирнях с гиперболической железобетонной вытяжной башней.

Типовые гиперболические железобетонные пленочные градирни имеют площадь орошения в $м^2$: 1600, 2100, 2600, 3200, 4000 и 6400.

При эксплуатации градирен в зимний период происходит их обмерзание,

что затрудняет доступ холодного воздуха в оросительную систему и вызывает ее разрушение. Во избежание этого производят периферийное орошение нижних рядов реек и строительных конструкций оросительной системы струями тепловой воды из конденсаторов, применяют ограждение деревянными щитами входных окон для организации рационально направленного потока воздуха, а также создают воздушный промежуток между оросительной насадкой и обшивкой градирни.

В районах с ограниченными водными ресурсами, а также при высокой стоимости обычных градирен находят применение «сухие» градирни системы Геллера, в которых охлаждение воды осуществляется через оребренную стенку, обдуваемую воздухом. Движение воздуха осуществляется вытяжной башней или вентилятором.

При оборотном водоснабжении с градирнями насосы устанавливаются в машинном зале с подводом воды к ним из сборного бассейна градирен по самотечным каналам.

Брызгальные бассейны представляют собой искусственные открытые водоемы, в которые подается вода через систему разбрызгивающих сопл, расположенных над поверхностью воды. По сравнению с градирнями они имеют более низкий эффект охлаждения и большие потери воды (2—3%). Охлаждающий эффект брызгальных бассейнов зависит от скорости ветра, а их работа сопровождается образованием плотных туманов, что требует удаления бассейнов от электрических распределительных устройств, производственных и жилых сооружений и проезжих дорог для предотвращения обледенения. Удельная площадь брызгальных бассейнов составляет 0,2—0,25 $м^2/кВт$. В настоящее время система технического водоснабжения с брызгальными бассейнами на электростанциях не применяется.

При всех системах технического водоснабжения должны предусматриваться мероприятия для предотвращения механического, химического и биологического загрязнений конденсаторов, водозаборных сооружений и коммуникаций.

Конденсаторные трубки загрязняются илом и песком, отложением накипи, а также обрастанием микроорганизмами, что требует их периодической чистки. В большинстве случаев чистку конденсаторных трубок производят без останова турбины (при снижении мощности наполовину) механическим (с помощью резиновых шариков), химическим (хлорированием охлаждающей воды или кислотной промывкой трубок) и физическим (промывка трубок потоком воды с температурой 45—50° С) методами.

Хлорирование воды и физическая чистка являются хорошим средством борьбы против органического обрастания конденсаторных трубок, напорных и сливных трубопроводов. Кислотная промывка применяется для удаления накипи.

Наиболее трудным является удаление накипи со стенок. Механические и химические методы не всегда приводят к положительным результатам. Поэтому главное внимание должно уделяться профилактическим мероприятиям по борьбе с отложениями накипи на поверхностях охлаждения конденсаторов турбин и других охладительных устройств. Для борьбы с низкотемпературным накипеобразованием применяют такие профилактические мероприятия, как продувка циркуляционной системы, умягчение воды известкованием, обработка дымовыми газами (насыщение углекислотой), подкисление, фосфатирование. В настоящее время проводятся также исследования по защите циркуляционных систем от накипеобразования путем электромагнитной обработки воды, в результате чего меняется структура солевой решетки и соли выпадают из воды не в виде твердого осадка, а в виде коллоидных соединений, которые уносятся вместе с водой.

Глава восьмая

АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЯХ

§ 8-1. ОБЩИЕ ЗАДАЧИ УПРАВЛЕНИЯ ТЭС

Комплексная автоматизация тепловой электрической станции (ТЭС) заключается в оснащении основных и вспомогательных участков станции всеми необходимыми средствами автоматического управления.

Основными средствами автоматизации ТЭС являются теплотехнический контроль, тепловая защита, дистанционное управление, автоматическая блокировка, автопереключения, технологическая и командная сигнализации, связь и автоматическое регулирование.

В последнее время на ТЭС большой мощности комплексная автоматизация осуществляется с применением электронных вычислительных и управляющих машин (ЭВМ, УВМ). В этом случае система автоматического управления (САУ) получается наиболее сложной.

Экономическая целесообразность применения тех или иных средств автоматизации и достигаемый при этом эффект определяются рядом факторов, основными из которых являются:

снижение удельных расходов топлива, электроэнергии, воды и т. п.;

повышение к. п. д. агрегатов;

снижение трудовых затрат за счет повышения степени централизации управления и уменьшения численности обслуживающего персонала.

Объем комплексной автоматизации определяется технологическим совершенством оборудования и подготовленностью его к автоматизации, а также наличием соответствующих средств автоматического управления. Ниже приводятся общие сведения по автоматизации управления на современных ТЭС.

§ 8-2. АВТОМАТИЗАЦИЯ БЛОЧНЫХ ТЭС

Система автоматического управления (САУ) блочной установкой выполняет следующие функции:

контроль параметров состояния блока (текущий и по вызову);

защиту оборудования блока от повреждения;

аварийную сигнализацию;

автоматические переключения в технологической схеме блока, осуществляемые в процессе предупреждения и ликвидации аварийных состояний, а также при пуске и останове блока;

автоматическое регулирование параметров или их соотношений в диапазоне эксплуатационных нагрузок, а также при пусках и остановах блока;

поддержание оптимальной нагрузки блока при вынужденном отключении части оборудования или нарушении нормальной его работы;

подсчет технико-экономических показателей.

Структура САУ и организация управления блочной энергоустановкой зависит от особенностей технологической схемы ТЭС, типа и состава основного и вспомогательного оборудования блока, а также от режимов эксплуатации блока.

§ 8-3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БЛОК КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

Современный энергетический блок состоит из одного (моноблок) или двух (дубль-блок) парогенераторов, турбоагрегата и относящегося к ним вспомогательного оборудования.

Как объект управления энергоблок представляет собой сложную динамическую систему со многими взаимосвязанными параметрами, включающую оборудование с различными динамическими характеристиками.

Парогенератор и турбина обладают различной инерционностью: постоянная времени турбины при ступенчатом возмущении по каналу «регулирующие клапаны — мощность» измеряется секундами и долями секунд, постоянная же времени парогенератора по расходу пара при воздействии топливом составляет несколько минут.

Значительная инерционность парогенераторов, их ограниченная аккумулирующая способность (особенно прямоточных), запаздывания ЦСД и ЦНД турбины с промперегревом в наборе нагрузки из-за тормозящего влияния объема пара в тракте промежуточного перегрева, недостаточное быстродействие местных САР — все это снижает приемистость блоков, т. е. быстроту и величину изменения нагрузки.

С учетом всех особенностей динамических свойств и режимов работы энергоблоков разработаны, исследованы и осуществлены различные варианты схем авторегулирования мощности блоков. При проектировании этих схем учтена возможность работы блока не только в базовом, но и в регулирующем режимах.

На рис. 8-1 изображена в упрощенном виде функциональная схема САР мощности блочных энергоустановок, работающих в базовом (вариант *а*) и регулирующем (варианты *б* и *в*) режимах.

Повышение приемистости блока и быстродействия САР достигается в су-

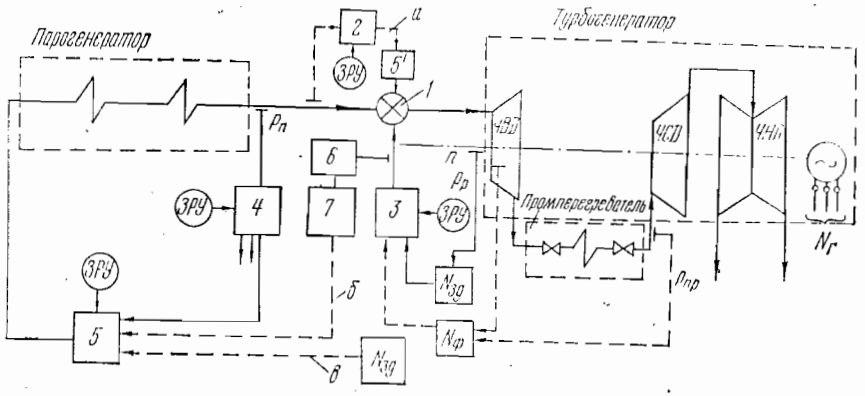


Рис. 8-1. Функциональная схема САР блочных установок:

а — базовый режим; *б* и *в* — регулирующий режим; *1* — регулирующие клапаны турбины; *2* — статический регулятор давления пара перед турбиной; *3* — регулятор числа оборотов (нагрузки) турбины; *4* — корректирующий ПИ-регулятор давления пара; *5* — регулятор тепловой нагрузки парогенератора; *5'* — синхронизатор турбины; *6* — датчик давления масла на выходе системы регулирования турбины; *7* — дифференциатор; *ЗРУ* — задатчик ручного управления.

ществующих схемах введением дополнительных импульсов в различных сочетаниях, а именно:

1) введением в систему регулирования тепловой нагрузки парогенератора дополнительного скоростного (исчезающего при постоянстве нагрузки) импульса по давлению масла в системе регулирования турбины (см. рис. 8-1, вариант *б*) или по положению ее регулирующих клапанов;

2) введением дополнительного импульса по изменению заданной мощности блока $N_{зд}$ (по числу оборотов или частоте сети) в систему регулирования тепловой нагрузки парогенератора и сигнала, пропорционального разности заданной ($N_{зд}$) и фактической ($N_ф$) мощностей блока, в систему регулирования тепловой нагрузки турбины (см. рис. 8-1, вариант *в*).

Сигнал, пропорциональный $N_ф$, может быть сформирован по разности давлений пара в камере регулирующей ступени ЧВД ($P_р$) и перед ЧСД ($P_{пр}$).

Регулирование энергетических блоков может осуществляться также путем использования в системе регулирования производительности парогенератора импульса непосредственно по отклонению частоты в энергосистеме. В этом случае при отклонении частоты в энергосистеме производительность парогенератора начинает без промедления изменяться. Мощность турбины изменяется соответственно изменению давления пара перед турбиной изодромным регулятором. Однако при наличии в схеме изодромного регулятора возникают трудности в использовании аккумулирующей способности парогенератора в нужном направлении. Это связано с тем, что при изменении мощности турбины должно быть предварительно изменено в том же направлении давление пара в парогенераторе; это вызывает, например, при набросе нагрузки увеличение количества тепла, аккумулированного в парогенераторе.

Для того чтобы сохранить возможность регулирования блоков по непосредственному воздействию на производительность парогенератора импульса по частоте с одновременным использованием в нужном направлении аккумулирующей способности парогенератора, необходимо при отклонении частоты в энергосистеме временно изменять задание изодромному регулятору турбины.

§ 8-4. ПРИМЕНЕНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ И УПРАВЛЯЮЩИХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН НА ТЭС

Многообразие и сложность технологических процессов, протекающих в блочной установке, потребовали качественно нового подхода к выбору системы управления энергоблоками.

Система управления должна получать подробную информацию о состоянии оборудования и его параметрах и на основании этого обеспечивать оптимизацию процессов управления, регулировать технологический процесс, вести управление многочисленными механизмами и запорными органами, выполнять автоматически все операции по пуску блока и выведению его на заданную нагрузку, производить сложные вычислительные и логические операции, а также осуществлять защиту оборудования блока.

Обработанная информация о ходе технологического процесса, режимах работы блока, о состоянии оборудования и других механизмов должна выдаваться оператору.

Исходя из такого многообразия и сложности функций, современная система автоматического управления может быть выполнена только на базе вычислительной техники — информационно-вычислительных (ИВМ) и управляющих вычислительных машин (УВМ).

На отечественных электростанциях автоматическое управление работой энергетических блоков мощностью 200, 300, 500 и 800 *МВт* осуществлено с применением информационно-вычислительных и управляющих машин типов ИВ-500, «Комплекс», М-7, «Днепр» и др.

Машина ИВ-500 выполняет следующие операции:

программный и по запросу сбор, первичную обработку и выдачу результатов обработки информации от всех или отдельных групп датчиков технологических параметров;

программный (с циклом опроса 5 *с*) и по запросу контроль всех или отдельных групп параметров (всего до 480 точек) от различных стандартных датчиков теплотехнического контроля (термопар, термометров сопротивления, дифференциально-трансформаторных датчиков, преобразователей с унифицированным выходом и др.) с автоматической световой и звуковой сигнализацией при отклонении любого контролируемого параметра за установленные для него пределы, предупредительной и аварийной сигнализацией и выдачей сигналов во внешние цепи;

вычисление технико-экономических показателей, используемых для оперативного управления технологическим процессом, а также для учета работы

блока. Обычно определяются к. п. д. парогенератора, турбины и блока в целом, удельные расходы тепла, расход электроэнергии на собственные нужды блока, удельный расход топлива на выработанную и отпущенную электроэнергию и т. д.;

математическую обработку по заранее заданным соотношениям и выдачу необходимых данных о ходе контролируемого процесса в вычислительную или управляющую машину;

периодическую цифровую регистрацию значения всех контролируемых параметров;

позиционное регулирование любого контролируемого параметра;

цифровую регистрацию отклонений контролируемых параметров от заданных пределов;

контроль значений любого контролируемого параметра или любой уставки с помощью цифровых табло;

выборочный контроль и запись значений любых контролируемых параметров с помощью выборочного измерения и графической записи;

автоматический контроль и сигнализацию о неисправности различных устройств и блоков машины и основных линий связи.

ИВМ осуществляет контроль более 80% параметров, характеризующих работу блока. Остальные параметры контролируются индивидуальными приборами, от контактных устройств которых осуществляется аварийная сигнализация и защита.

Информация от индивидуальных приборов и устройств вывода информации ИВМ (приборов избирательного контроля, цифропечатных устройств, сигнализаторов отклонения параметров) поступает к оператору, который осуществляет дистанционное управление оборудованием блока.

Основной объем управления осуществляется с помощью избирательной системы, аналогичной системе избирательного контроля,— при нажатии клавиши соответствующий исполнительный элемент подключается к групповому ключу управления (КУ).

Автоматическое регулирование технологических параметров и защита выполняются на базе обычных средств.

Управляющие вычислительные машины (УВМ) в большинстве случаев на блочных установках применяются в сочетании с обычными местными автономными системами управления (регулирования).

В функции УВМ входят сбор и обработка информации о работе блока, а также координация работы местных устройств регулирования, защиты и управления, выполнение логических операций в пусковых и нестационарных режимах, корректировка при необходимости настройки (статической и динамической) автономных регуляторов, оптимизация режима работы оборудования.

УВМ состоит из информационной и вычислительной частей. Первая выполняет непрерывный контроль за ходом технологического процесса, а также осуществляет регистрацию отклонений и периодическую запись параметров;

вторая производит расчет технико-экономических показателей работы оборудования, осуществляет оптимизацию режима работы, пуск и останов оборудования.

Применение УВМ обеспечивает большее быстродействие и оптимизацию процессов управления.

Автоматическое управление блочными установками ТЭС кратко рассматривается на примере отечественного энергоблока мощностью 300 *МВт*. Энергоблок включает прямоточный парогенератор ТПП-110 ТКЗ и турбину К-300-240 ЛМЗ или ХТГЗ.

Топливо — пыль АШ. Система пылеприготовления с промбункером.

На блоке предусмотрена автоматизация всех непрерывных и периодических процессов в парогенераторе, турбоустановке и вспомогательном оборудовании.

На рис. 8-2 изображена функциональная схема системы автоматического регулирования блока мощностью 300 *МВт*. Система обеспечивает автоматическое регулирование нагрузки, процесса горения, питания водой прямоточного парогенератора, температуры пара в тракте высокого давления и пара вторичного перегрева, пылеприготовления.

Система регулирования нагрузки блока выполняет следующие функции:

1) поддержание заданной мощности блока;
2) обеспечение участия блока в первичном регулировании частоты;
3) поддержание постоянного давления пара перед турбиной;
4) предохранение парогенератора от опасного (ниже критического) снижения давления в водопаровом тракте при значительных набросах нагрузки на турбину.

Две первые функции выполняет регулятор скорости системы регулирования турбины *1* и частично главный регулятор давления *2*.

При изменении частоты в энергосистеме регулятор скорости изменяет положение регулирующих клапанов турбины, при этом предусмотрен параллельный порядок открытия регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД.

В диапазоне нагрузок 30—100% номинальной регулирующие клапаны ЦСД полностью открыты.

Вследствие наличия в тракте промперегрева значительного объема пара турбина К-300-240 имеет пониженную приемистость: происходит некоторое запаздывание в изменении нагрузки ЦСД по сравнению с моментом перестановки клапанов ЦВД. Компенсация запаздывания ЦСД в изменении нагрузки в первые секунды после изменения частоты, т. е. обеспечение участия турбины в первичном регулировании частоты, осуществляется путем динамического переоткрытия или перезакрытия регулирующих клапанов ЦВД.

Третья функция САР нагрузки блока, т. е. поддержание постоянного давления пара перед турбиной, выполняется главным регулятором давления *2*.

Постоянство давления пара перед турбиной характеризует соответствие между производительностью парогенератора и расходом пара турбиной. При

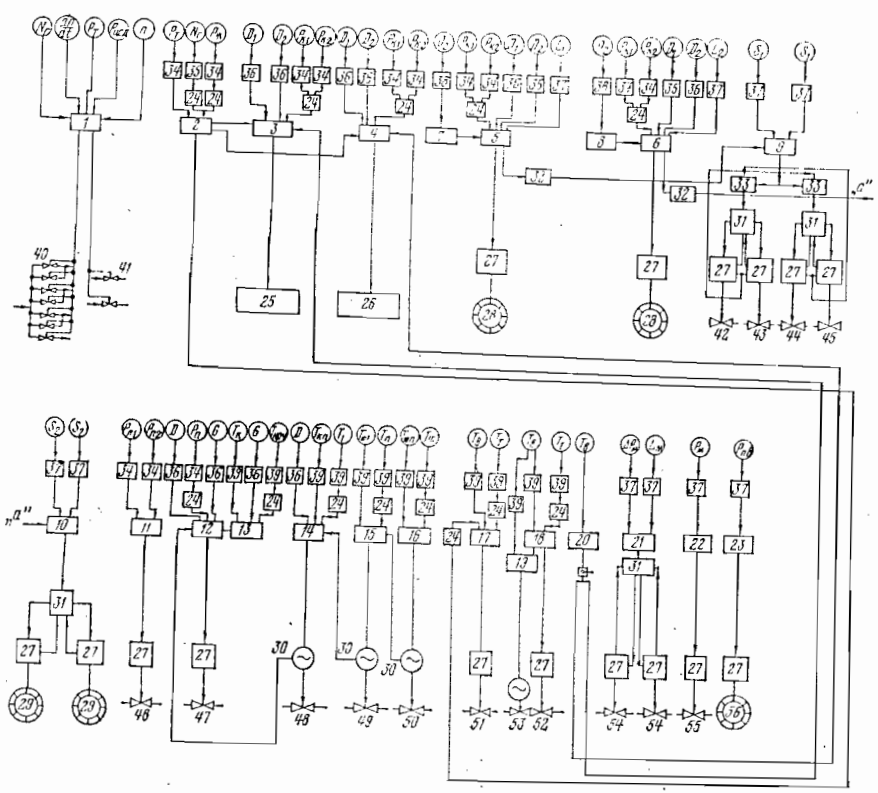


Рис. 8-2. Функциональная схема системы автоматического регулирования блока мощностью 300 *МВт*:

1 — система регулирования турбины; *2* — главный регулятор давления; *3, 4* — регуляторы тепловой нагрузки первого и второго корпусов парогенератора; *5, 6* — регуляторы общего воздуха первого и второго корпусов; *7, 8* — корректирующие приборы по свободному кислороду; *9, 10* — регуляторы разрежения в первом и втором корпусах; *11* — регулятор производительности питательного насоса; *12* — регулятор питания; *13* — корректирующий регулятор; *14, 15, 16* — регуляторы температуры пара соответственно за конвективным пароперегревателем, за ширмами I и II; *17* — регулятор температуры пара вторичного перегрева; *18* — предельный регулятор температуры пара вторичного перегрева; *19* — сигнальное устройство; *20* — корректирующий регулятор; *21* — регулятор загрузки мельницы; *22* — регулятор разрежения перед мельницей; *23* — регулятор давления первичного воздуха; *24* — электронный дифференциатор; *25, 26* — станции бесступенчатого управления пылепитателями; *27* — колонка дистанционного управления КДУ; *28, 29* — направляющие аппараты вентиляторов и дымососов; *30* — связь «люфт»; *31* — электронный ограничитель и сигнализатор; *32* — динамическая связь; *33* — реле; *34* — чувствительный манометр; *35* — датчик активной мощности; *36* — дифференциальный манометр; *37* — дифференциальный тягомер; *38* — комплект магнитного кислородомера; *39* — термопара; *40, 41* — регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД турбины; *42, 43, 44, 45* — газовые шиберы за воздухоподогревателями *1, 2, 3, 4*; *46* — регулирующий паровой клапан турбины питательного турбонасоса или регулирующий клапан гидромуфты питательного электронасоса; *47* — питательные клапаны водопаровых контуров котла; *48, 49, 50* — регулирующие клапаны соответственно первого, второго и третьего впрысков; *51* — регулирующие клапаны расхода пара через теплообменники «пар-пар»; *52* — регулирующий клапан впрыска; *53* — запорная задвижка; *54* — шибер регулирования толщины слоя; *55* — шибер воздуховода горячего воздуха; *56* — направляющие аппараты вентиляторов первичного воздуха; $N_т$ — мощность генератора; n — число оборотов турбины; $p_т$, $p_{ЦСД}$, $p_к$ — давление пара соответственно перед турбиной, перед ЦСД турбины, за зоной максимальной теплоемкости; $p_ж$ — давление рабочей жидкости в системе регулирования турбины; $p_м$, $p_{п.в}$ — соответственно разрежение перед мельницей и давление первичного воздуха; $\Delta p_м$ — перепад на мельнице; $p_{п_1}$, $p_{п_2}$ — давление питательной воды до и после питательного клапана; D — расход пара через контур; G — расход воды через контур; L — расход воздуха; O_2 — содержание свободного кислорода в продуктах сгорания; S — разрежение в топке; $T_{з.м.т}$, $T_{НРЧ}$, $T_{к.п}$, $T_{ш_1}$, $T_{ш_2}$, T_I, T_{II}, T_{III} — температура пара в тракте высокого давления соответственно за зоной максимальной теплоемкости, за НРЧ, за конвективным пароперегревателем, за ширмами I и II, за первым, вторым и третьим впрысками; $T_в$, $T_т$ — температура пара вторичного перегрева соответственно за вторичным пароперегревателем и теплообменником «пар-пар».

их равенстве давление пара перед турбиной поддерживается на заданном номинальном значении 240 *ат*.

Главный регулятор воспринимает импульсы по давлению пара перед стопорным клапаном ЦВД и по скорости изменения активной мощности генератора. Последний импульс формируется либо непосредственно с помощью датчика активной мощности генератора *35* либо в виде косвенного импульса по давлению рабочей жидкости в системе регулирования турбины. В турбинах К-300-240 это давление изменяется пропорционально мощности турбины.

Главный регулятор воздействует на подачу топлива в топки обоих корпусов парогенератора путем изменения задания регуляторам тепловой нагрузки *3, 4*.

Четвертая функция САР — предохранение парогенератора от опасного (ниже критического) снижения давления в водопаровом тракте при резком набросе нагрузки осуществляется статическим регулятором давления пара перед турбиной и соответствующей защитой. Последняя принудительно разгружает турбину в случае падения давления за зоной максимальной теплоемкости (ЗМТ) в каком-либо из четырех водопаровых контуров парогенератора ниже 235 *ат*.

Статический регулятор давления является составным элементом системы регулирования турбины (СРТ) *1*. Он воспринимает импульс по давлению пара перед турбиной и не оказывает воздействия на турбину до тех пор, пока давление перед ней не понизится до 228 *ат*. При дальнейшем снижении давления происходит принудительная разгрузка турбины до полного закрытия регулирующих клапанов при давлении 192 *ат*.

Благодаря наличию статического регулятора в СРТ создается возможность использования аккумулирующей способности парогенератора в безопасных для него размерах и тем самым обеспечивается участие блока мощностью 300 *МВт* в первичном регулировании частоты.

Предусмотренная защита, действующая в случае аварийного снижения давления за ЗМТ в каком-либо из четырех контуров до 235 *ат*, производит принудительную разгрузку турбины, воздействуя непосредственно на синхронизатор турбины.

Автоматическое регулирование процесса горения осуществляется регуляторами тепловой нагрузки, воздуха и разрежения по соот-

ветствующим импульсам. Указанные регуляторы предусмотрены отдельно для каждого корпуса парогенератора.

Регуляторы тепловой нагрузки воздействуют на станцию бесступенчатого управления питателями пыли своего корпуса.

Подача импульса на регуляторы тепловой нагрузки обоих корпусов от корректирующего регулятора *20* способствует осуществлению регулирования температуры пара вторичного перегрева путем перераспределения топлива между корпусами.

Воздействие осуществляется таким образом, что при увеличении подачи топлива в один из корпусов соответственно снижается подача топлива в другой корпус.

Регулирование тягодутьевого режима парогенератора производится регуляторами общего воздуха *5* и *6* и регуляторами разрежения *9* и *10* независимо в каждом корпусе.

Регуляторы воздуха включены по схеме «тепло — воздух» с коррекцией по содержанию свободного кислорода в продуктах сгорания; обратная связь у них выполнена по количеству воздуха. Сигнал по «теплу» формируется как сумма импульсов по расходу пара за ВРЧ обоих водопаровых контуров каждого корпуса и по средней скорости изменения давления за ЗМТ.

Регуляторы разрежения воспринимают импульсы по изменению разрежения в верхней части топки каждого корпуса.

Автоматические регуляторы воздуха и разрежения соответствующих корпусов связаны между собой динамической связью *32*. Воздействие от них передается через исполнительный механизм (типа КДУ) на направляющие аппараты вентилятора и дымососа соответствующего корпуса парогенератора.

Узел автоматизации питания парогенератора водой включает регулятор питания собственно парогенератора, регуляторы производительности питательных насосов (основного и пуско-резервного) и устройство для автоматического перевода нагрузки с электронасоса на турбонасос и обратно. На регулятор питания *12* поступают импульсы по «теплу» (расход пара за ВРЧ и скорость изменения давления за ЗМТ), по расходу воды через контур и корректирующий импульс от регулятора *13*, формируемый в нем по температуре за ЗМТ и скорости изменения температуры за НРЧ. Кроме того, в корректирующий регулятор вводится импульс по расходу воды через контур, так как импульс по температуре пара за ЗМТ зависит от нагрузки контура.

Температура пара за ЗМТ является весьма точным и малоинерционным показателем соответствия между расходом воды через контур и тепловосприятием контура; поэтому регулятор питания обеспечивает устойчивую работу как при внешних, так и при внутренних возмущениях.

Регулятор питания посредством связи типа «люфт» *30* связан с индуктивным датчиком привода первого по ходу пара впрыска.

Регуляторы производительности питательных насосов воспринимают импульсы по перепаду давления на регулирующем клапане и воздействуют на

соответствующие регулирующие органы (на гидромуфту электронасоса или регулирующие клапаны турбины турбонасоса).

Автоматический перевод нагрузки с электронасоса на турбонасос производится при пуске блока. Обратная операция — при плавном снижении нагрузки или останове блока, а также при аварийном останове турбонасоса.

Регулирование температуры пара в тракте высокого давления осуществляется за конвективным пароперегревателем, за ширмами I и на выходе из котла (за ширмами II) впрыскивающими пароохладителями. Последние установлены перед конвективным пароперегревателем, перед ширмами I и II.

Регулирование температуры пара осуществляется независимо в каждом контуре по схемам, идентичным для всех четырех контуров.

Три регулятора температуры и регулятор питания каждого контура связаны через связь «люфт» в единую систему. При выходе из диапазона регулирования регулирующего органа какого-либо из последующих по ходу пара регуляторов температуры предыдущему регулятору через эту связь передается импульс, включающий регулятор на увеличение впрыска; таким образом регулирующий орган последующего регулятора возвращается в диапазон регулирования.

Импульс от связи «люфт» отсутствует, когда регулирующий орган не выходит из диапазона регулирования.

Регулирование температуры пара вторичного перегрева в парогенераторах ТПП-110 может осуществляться двумя способами:

изменением подачи топлива во второй корпус, где размещен вторичный пароперегреватель, т. е. путем перераспределения топлива между корпусами и с помощью теплообменника «пар — пар», в котором пар вторичного перегрева догревается теплом острого пара.

Во втором случае регулятор температуры пара вторичного перегрева *17* каждого контура получает импульсы по температуре пара за теплообменником «пар — пар», по скорости изменения температуры пара за теплообменником и динамический импульс от главного регулятора давления. Регулятор *17* через сервомотор *27* воздействует на регулирующий клапан расхода пара через теплообменник.

Для управления аварийным впрыском предусмотрен предельный регулятор температуры *18*. Включение предельных регуляторов и электродвигателей запорных задвижек производится при помощи сигнального устройства *19*, которое включает силовую цепь регулятора *18* и привод запорного органа при достижении предельного значения температуры пара.

В системе управления блока 300 *МВт* предусмотрено регулирование системы пылеприготовления с помощью двух регуляторов: загрузки мельницы *21* и разрежения перед мельницей *22*.

Схемы регулирования всех трех пылесистем идентичны.

В систему управления блоком 300 *МВт* входит вычислительная машина типа ИВ-500.

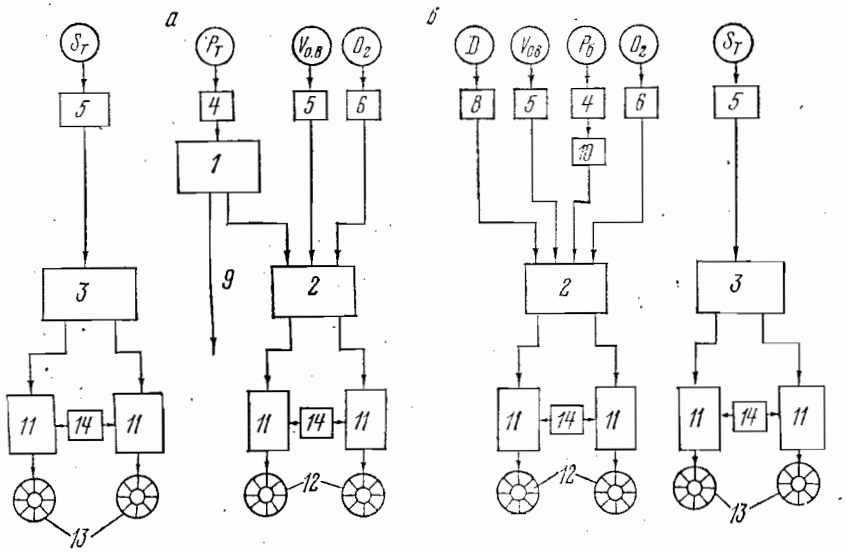


Рис. 8-3. Блок-схемы регулирования процесса горения:

а — по заданию главного корректирующего регулятора давления; *б* — по тепловой нагрузке парогенератора; *1* — главный корректирующий регулятор давления пара; *2* — регулятор расхода общего воздуха; *3* — регулятор разрежения; *4* — чувствительный манометр; *5* — дифтягомер; *6* — кислородомер корректирующий; *7* — дифтягомер; *8* — дифманометр; *9* — импульс к регулятору нагрузки; *10* — электронный дифференциатор; *11* — исполнительный механизм; *12* — направляющий аппарат вентилятора; *13* — направляющий аппарат дымососа; *14* — синхронизирующее устройство; $p_т$ — давление пара перед турбиной; $V_{о.в}$ — расход общего воздуха; O_2 — содержание свободного кислорода в дымовых газах; D — расход пара; $p_б$ — давление пара в барабане котла; $S_т$ — разрежение в топке.

Для моноблока схема автоматического регулирования блока (см. рис. 8-2) упрощается. Функции главного регулятора и регулятора тепловой нагрузки парогенератора совмещаются. Главный регулятор непосредственно оказывает воздействие на органы, регулирующие подачу топлива.

В системе регулирования блока устанавливается по одному регулятору воздуха, разрежения, питания и др.

§ 8-5. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ БАРАБАННЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

Пылеугольные топки

Назначение системы регулирования процесса горения состоит в поддержании заданной нагрузки парогенератора и обеспечении оптимального режима работы топочного устройства.

Принцип построения и структура системы регулирования процесса горения зависят от вида топлива и способа его сжигания.

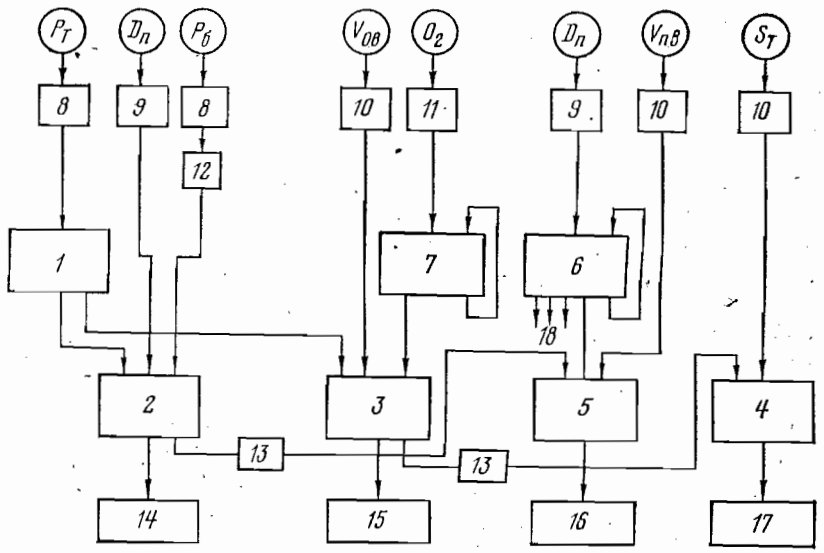


Рис. 8-4. Схема регулирования процесса горения для парогенераторов с шахтными мельницами (при прямом вдувании топлива — вариант ЦКТИ):

1 — корректирующий регулятор давления пара; *2* — регулятор топлива; *3* — регулятор общего воздуха; *4* — регулятор разрежения; *5* — регулятор первичного воздуха; *6, 7* — электронные корректирующие приборы; *8* — чувствительный манометр; *9* — дифманометр; *10* — дифтягомер; *11* — магнитный кислородомер; *12* — электронный дифференциатор; *13* — устройство динамической связи; *14* — топливо; *15* — общий воздух; *16* — первичный воздух; *17* — дымовые газы; *18* — импульсы к другим регуляторам; $p_п$ — давление пара в паропроводе; $D_п$ — расход пара; $p_б$ — давление пара в барабане котла; $V_{о.в}$ — количество общего воздуха; O_2 — содержание кислорода в продуктах сгорания; $V_{п.в}$ — расход первичного воздуха; $S_т$ — разрежение в топке.

При сжигании пылеугольного топлива в топках с промежуточным бункером применяются схемы регулирования процесса горения, изображенные на рис. 8-3, *а* и *б*. В обоих вариантах используется корректирующий импульс по количеству свободного кислорода в уходящих газах.

Топки с шахтными мельницами

Регулирование процесса горения в топках с шахтными мельницами, работающими с прямым вдуванием топлива в топку, отличается от схем регулирования процесса горения в топках с промбункером. Шахтные мельницы — это системы индивидуального пылеприготовления, особенностью которых является жесткая зависимость их режима работы от парогенератора: изменение нагрузки парогенератора возможно только при соответствующем изменении производительности мельниц. Вследствие этого система регулиро-

вания мельничной установки в отличие от системы пылеприготовления с промбункером, не является самостоятельной, а входит в схему регулирования процесса горения топки парогенератора.

Для регулирования процесса горения в шахтно-мельничных топках ЦКТИ и ВТИ разработаны различные схемы. Одна из схем показана на рис. 8-4.

В данной схеме, кроме основных регуляторов — давления пара *1*, топлива *2*, общего воздуха *3* и разрежения *4*, осуществляющих регулирование процесса горения в топке, входит еще регулятор первичного воздуха *5*. Регулирование последнего осуществляется по расходу пара $D_п$ (командный импульс от ЭКП *6*) и расходу первичного воздуха $V_{п.в}$. Кроме того, в схеме предусмотрена связь с регулятором топлива динамической связью *13*. Последней соединены также регуляторы общего воздуха *3* и разрежения *4*.

Топки для жидкого и газообразного топлива

При регулировании процесса горения в топках парогенераторов, работающих на жидком или газообразном топливе, отпадает необходимость введения косвенного импульса по тепловой нагрузке. Регулирование подачи топлива и воздуха можно осуществлять с использованием импульса по расходу топлива, так как количество поступающего в топку топлива может быть измерено непосредственно.

На рис. 8-5 изображена схема регулирования процесса горения в топках парогенераторов, работающих на мазуте. Аналогичной является схема регулирования процесса горения и при сжигании газообразного топлива.

§ 8-6. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПИТАНИЯ ВОДОЙ БАРАБАННЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

Система регулирования питания барабанных парогенераторов (рис. 8-6) предназначена для поддержания уровня воды в барабане в заданных пределах как в нормальных режимах работы парогенератора, так и в режимах пуска и останова.

При нормальных режимах работы парогенератора регулирование питания осуществляется режимными авторегуляторами уровня. В качестве последних применяются в основном электронные трехимпульсные регуляторы системы ВТИ. В регулятор подаются импульсы по расходу пара, уровню воды в барабане и количеству подаваемой воды. Импульс по расходу воды используется в качестве выключающего (обратной связи). Таким образом, в трехимпульсном регуляторе уровня охвачены соответствующими импульсами все основные источники возмущений. Кроме этого, благодаря наличию импульсов по расходу пара и воды регулятор питания обеспечивает благоприятную статическую характеристику регулирования как при внешних, так и внутренних возмущениях (со стороны подачи питательной воды). Однако обычные трехимпульсные регуляторы обеспечивают нормальный процесс регулирования питания барабанных парогенераторов только при нормальных эксплуатационных режимах.

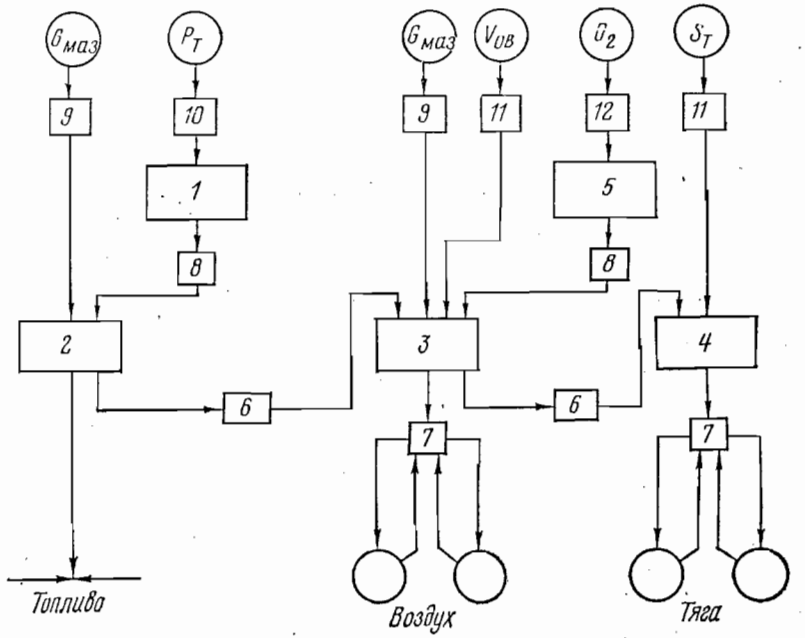


Рис. 8-5. Схема регулирования процесса горения для парогенераторов, работающих на жидком топливе:

1 — корректирующий регулятор давления; *2* — регулятор топлива; *3* — регулятор расхода общего воздуха; *4* — регулятор разрежения; *5* — электронный корректирующий прибор; *6* — устройство динамической связи; *7* — переключатель полупроводниковый; *8* — переключатель режимов; *9* — дифманометр; *10* — чувствительный манометр; *11* — дифтягомер; *12* — кислородомер; $G_{маз}$ — расход мазута (остальные обозначения см. на рис. 8-4).

В условиях работы парогенератора при низких нагрузках (в режимах пуска и останова), при работе на скользящих параметрах (при блочной компоновке) целесообразно применение всережимных регуляторов питания.

Необходимость в применении всережимных регуляторов питания вытекает из особенностей динамики регулирования уровня при переменных (скользящих) параметрах.

Изменения объема пара под зеркалом испарения, а также плотности пара и котловой воды вызывают изменение временных характеристик объекта регулирования. Это приводит к снижению достоверности показаний дифманометров уровня и расхода пара и ухудшению качества работы регулятора уровня по мере отклонения параметров пара от расчетных. В настоящее время ведутся поиски рациональной конструкции всережимных регуляторов питания.

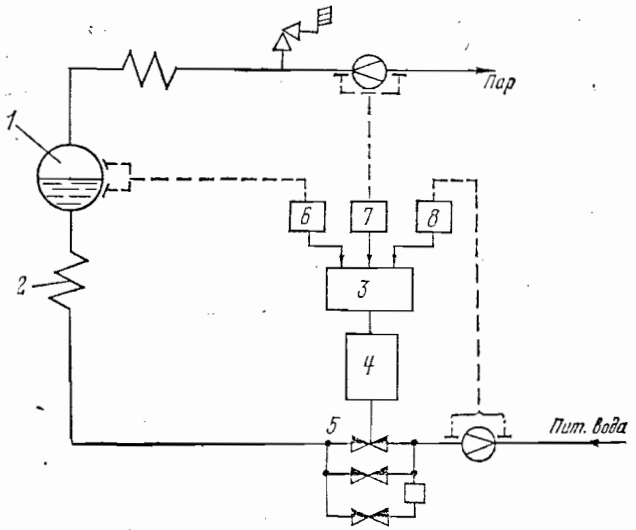


Рис. 8-6. Схема регулирования питания водой барабанного парогенератора:

1 — барабан парогенератора; *2* — водяной экономайзер; *3* — регулятор питания; *4* — исполнительный механизм; *5* — регулирующий клапан расхода питательной воды; *6* — импульс по уровню воды в барабане; *7* — импульс по расходу пара; *8* — импульс по расходу питательной воды.

§ 8-7. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕВА ПАРА

В современных мощных парогенераторах пароперегревательные поверхности нагрева разделены на несколько участков и регулирование температуры перегрева пара в каждом из них осуществляется самостоятельной системой регулирования.

В барабанных парогенераторах температура перегрева пара в установившемся режиме зависит от распределения общего количества тепла между испарительными и пароперегревательными поверхностями. Это распределение меняется как с изменением нагрузки, так и вследствие различных отклонений эксплуатационного режима: шлакования и загрязнения испарительных поверхностей нагрева и пароперегревателя, непостоянства температуры питательной воды, изменения коэффициента избытка воздуха в топке, огрубления помола пыли, нарушения нормальной работы паросепарационных устройств и др.

Таким образом, пароперегревательный тракт, как участок или объект регулирования температуры пара, характеризуется наличием большого числа источников возмущений.

По характеру влияния на изменение температуры перегрева пара все возмущения, действующие в пределах пароперегревательного тракта, можно свести к трем основным типам:

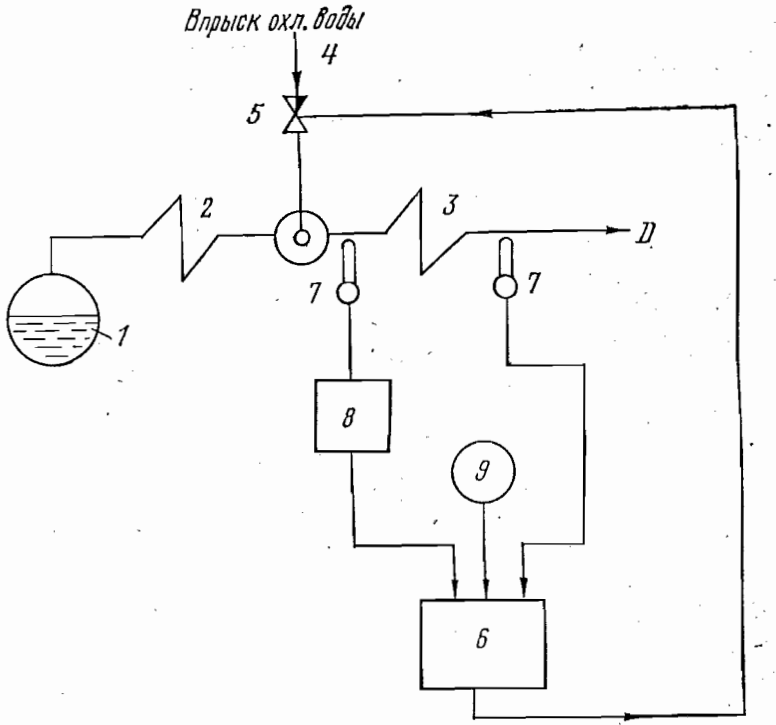


Рис. 8-7. Принципиальная схема регулирования температуры острого пара:

1 — барабан парогенератора; *2, 3* — ступени пароперегревателя; *4* — впрыск охлаждающей воды; *5* — регулирующий клапан впрыска; *6* — регулятор температуры пара; *7* — датчики-термопары; *8* — дифференциатор; *9* — задатчик; *D* — пар.

1) изменение расхода пара через пароперегреватель;

2) изменение энтальпии пара на входе в пароперегреватель за счет изменения температуры и влажности пара (возмущение со стороны подачи охлаждающей воды);

3) изменение тепловосприятия пароперегревателя за счет изменения количества газов или их температуры (возмущение со стороны топки).

Динамические свойства пароперегревателя зависят от конструктивных размеров пароперегревателя (тепловой емкости), условий его работы и типа возмущения.

С точки зрения динамики процесса наилучшим является способ регулирования температуры перегрева воздействием на расход пара через перегреватель. Однако этот способ не может быть использован, так как изменение расхода пара осуществляется потребителем (турбиной).

Поэтому регулирование температуры перегрева пара осуществляется воз-

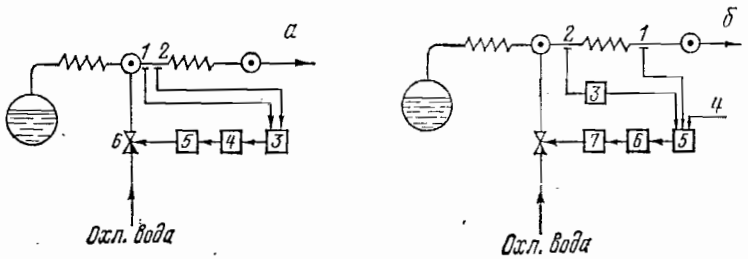


Рис. 8-8. Схема автоматического регулирования температуры пара в промежуточной точке пароперегревателя:

а — с воздействием на впрыск II; *1* — термопара; *2* — измерительная диафрагма; *3* — измерительный блок (сумматор) регулятора; *4* — регулирующий прибор; *5* — исполнительный механизм; *6* — регулирующий клапан; *б* — с использованием связи типа «люфт»: *1*, *2* — термопары; *3* — дифференциатор; *4* — импульс от исполнительного механизма типа «люфт», впрыска II; *5* — измерительный блок регулятора; *6* — регулирующий прибор; *7* — исполнительный механизм; *8* — регулирующий клапан.

действием на количество охлаждающей воды или на количество греющих газов (газовое регулирование).

Регулирование температуры перегрева первичного пара воздействием на количество охлаждающей воды может осуществляться с использованием пароохладителей впрыскивающего и поверхностного типов. Последние вследствие наличия больших переходных запаздываний в установках большой мощности не применяются.

Газовое регулирование, обладая наилучшими динамическими характеристиками, находит применение в виде регулирования температуры перегрева с помощью поворотных горелок в сочетании с впрыскивающим пароохладителем. Регулирование температуры пара с помощью поворотных шиберов, которые изменяют количество греющих газов, омывающих пароперегреватель, применяется в настоящее время редко (лишь в сочетании с впрыскивающими пароохладителями).

В барабанных парогенераторах всех типов регулирование температуры пара за последним участком пароперегревательного тракта (на выходе из пароперегревателя) осуществляется по схеме, представленной на рис. 8-7.

Для обеспечения требуемого диапазона регулирования последнего по ходу пара впрыска (питательной воды, конденсата) регулятор температуры в промежуточной точке пароперегревателя, воздействующий на впрыск предыдущего участка, должен иметь такую настройку, чтобы при установившемся режиме работы парогенератора расход воды на последний впрыск составлял около 50% от максимального.

Стремления к повышению устойчивости САР температуры перегрева пара привели к появлению различных вариантов схем с введением дополнительных импульсов: по расходу пара из парогенератора, по скорости изменения температуры газов, по скорости изменения температуры пара до впрыска и др.

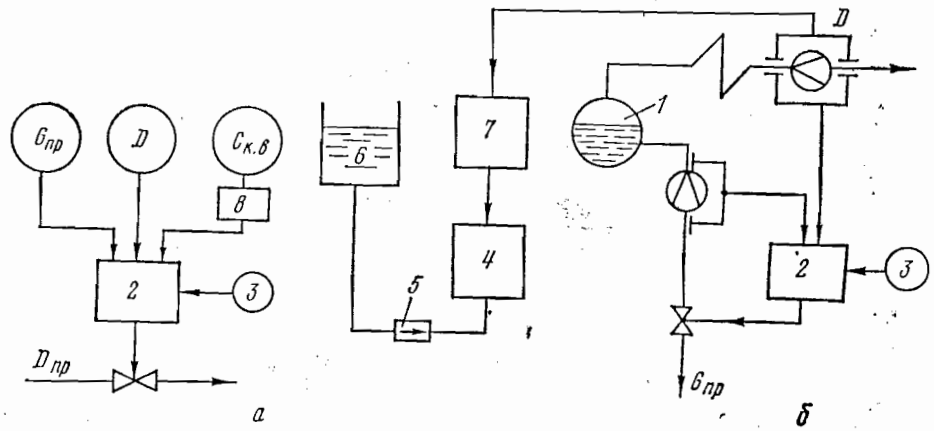


Рис. 8-9. Схемы регулирования непрерывной продувки барабанного парогенератора (*а* — схема регулирования продувки с трехимпульсным ПИ-регулятором; *б* — схема регулирования продувки и ввода фосфатов):

1 — барабан парогенератора; *2* — регулятор продувки; *3* — задатчик; *4* — пусковое устройство; *5* — плунжерный насос; *6* — бак раствора фосфата; *D* — расход пара; $G_{пр}$ — расход продувочной воды; $C_{к.в}$ — солесодержание котловой воды.

Регулирование температуры на промежуточных участках пароперегревательного тракта парогенератора может быть осуществлено по схемам, представленным на рис. 8-8, *а*, *б*.

§ 8-8. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ НЕПРЕРЫВНОЙ ПРОДУВКИ БАРАБАННЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

С целью поддержания необходимого качества котловой воды в барабанных парогенераторах предусматривается автоматическое регулирование величины непрерывной продувки (НП).

Динамические свойства участка регулирования НП определяются следующими параметрами: время запаздывания τ составляет 1—3 мин. и в основном обусловлено инерционностью измерительных устройств; постоянная времени T равна 10—40 мин. в зависимости от типа парогенератора.

Вследствие значительной инерционности участка регулирования применение одноимпульсного ПИ-регулятора с входным сигналом от датчика-солемера нецелесообразно из-за значительного времени регулирования. Обычно для барабанных парогенераторов применяется двух- или трехимпульсная схема регулирования (рис. 8-9, *а*, *б*).

В схеме на рис. 8-9, *а* импульс по солесодержанию котловой воды ($C_{к.в}$) является корректирующим. Импульс по расходу продувочной воды $G_{пр}$ используется в качестве обратной связи. Сигнал по расходу пара D включается навстречу сигналу по расходу продувочной воды. Являясь практически

Таблица 8-1

Электронные регуляторы серии РПИБ Московского завода тепловой автоматики (МЗТА)

Тип прибора	Область применения	Ток входного сигнала	Максимальное количество первичных приборов, шт.	Основные виды первичных приборов	Примечания
1	2	3	4	5	6
РПИБ-III	Регулирование уровня, давления, разрежения, расхода или соотношения любых двух указанных величин в жидких и газообразных средах и др.	Переменный, 50 *Гц*	3	Первичный прибор с дифференциально-трансформаторными датчиками завода «Манометр» или датчиками МЗТА	Прибор может работать от первичных приборов с реостатными или ферродинамическими датчиками, а также от прочих первичных приборов, развивающих на выходе переменный ток 50 *Гц*, синфазный со стабилизатором напряжения регулирующего прибора
РПИБ-IV	То же	То же	4	То же	То же
РПИБ-НК	Регулирование солесодержания воды в парогенераторах	»	3	Солемер КСКВ (1 шт.) и два первичных прибора с дифференциально-трансформаторными датчиками завода «Манометр» или индукционными датчиками МЗТА	

Продолжение таблицы 8-1

1	2	3	4	5	6
РПИБ-МК	Регулирование содержания свободного кислорода в продуктах сгорания топлива	Переменный, 50 *Гц*	2	Датчик магнитного кислородомера МК (1 шт.) и один первичный прибор с дифференциально-трансформаторным датчиком «Манометр» или индукционным датчиком МЗТА	Вместо первичного прибора с индукционным или дифференциально-трансформаторным датчиком можно применять один первичный прибор с реостатным и ферродинамическим датчиком
РПИБ-Т	Регулирование температуры любых сред при условии ее измерения с помощью термопары	Постоянный	1	Термопара хромель-копелевая	Прибор может работать от термопар любой стандартной градуировки и прочих первичных приборов, развивающих на выходе малый постоянный ток. Допускается последовательное включение с обычными термопарами, «скоростной термопары»
РПИБ-Т2	Регулирование температуры любых сред при условии ее измерения с помощью термопары с коррекцией по параметру, измеряемому первичным прибором дифференциально-трансформаторным или индукционным	По стоянный Переменный, 50 *Гц*	1 2	Термопара хромель-капелевая Первичные приборы с индукционными или дифференциально-трансформаторными датчиками	

Продолжение таблицы 8-1

1	2	3	4	5	6
РПИБ-С	Регулирование температуры с помощью электрических термометров сопротивления	Переменный, 50 *Гц*	1	ТСМ-Х	Прибор может работать от любых стандартных электрических термометров сопротивления
РПИБ-2С	То же	То же	2	Любые стандартные электрические термометры сопротивления	
РПИБ-III-ЭТ	Регулирование давления пара на БРОУ	»	3	То же, что для РПИБ-III	
РПИБ-Т-ЭТ	Регулирование температуры пара на БРОУ	Постоянный	1	То же, что для РПИБ-Т	
РПИБ-М	Регулирование активной мощности в трехфазных либо однофазных цепях переменного тока	Переменный 50 *Гц*	ДТТ МЗТА или дифференциально-трансформаторный датчик		

оезынерционным, он позволяет ликвидировать в конце процесса регулирования статочное отклонение по солесодержанию.

Схемой на рис. 8-9, *б* предусматривается двухимпульсное регулирование ПП по соотношению сигналов от расхода пара и количества продувочной воды, а также автоматический ввод фосфатов в чистый отсек барабана в зависимости от расхода пара *D*.

Требуемые соотношения между количеством вводимых фосфатов, паровой нагрузкой и величиной непрерывной продувки устанавливаются на основе специальных теплохимических испытаний.

При любой схеме регулирования регулятор непрерывной продувки (РНП) воздействует на продувочный клапан, изменяющий количество продувочной воды.

§ 8-9. АППАРАТУРА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Автоматическое регулирование тепловых процессов КЭС и ТЭЦ осуществляется на базе использования электронной аппаратуры Московского завода тепловой автоматики (МЗТА).

В настоящее время на тепловых электрических станциях используются в основном бесконтактные регуляторы типа РПИБ вместо ранее выпускаемых контактных систем серий РПИК, ЭР-III, ЭР-Т и др.

В табл. 8-1 приводится перечень основных типов автоматических регуляторов МЗТА различного назначения.

Глава девятая

ОСНОВЫ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ В ЭНЕРГЕТИКЕ

§ 9-1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДИКИ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

Целесообразность внедрения любого технического решения при планировании, проектировании, строительстве, эксплуатации, расширении, реконструкции и модернизации энергетического объекта или оборудования в каждом случае должна проверяться на экономическую эффективность.

Для оценки сравнительной экономической эффективности вариантов и внедрения новой техники в области энергетики применяется соответствующая методика технико-экономических расчетов. По этой методике определяются основные сопоставляемые показатели: капиталовложения, годовые издержки производства и себестоимость производства единицы продукции, срок окупаемости дополнительных капиталовложений и приведенные затраты.

При выполнении технико-экономических расчетов должны соблюдаться определенные условия энергетической и экономической сопоставимости рассматриваемых вариантов как по объему производства продукции, так и по методам расчетов, которые должны удовлетворять следующим требованиям:

обеспечение одинакового производственного эффекта у потребителей (одинаковый отпуск электрической и тепловой энергии при одинаковой степени надежности энергоснабжения и одинаковых санитарно-гигиенических условиях труда и быта), т. е. сопоставляются только взаимозаменяемые варианты;

учет изменения затрат в смежных отраслях народного хозяйства (это относится к учету затрат на добычу и транспортирование топлива при разном его расходе в сравниваемых вариантах);

оптимальность каждого из сравниваемых вариантов по выполнению и режиму эксплуатации;

обеспечение единства методов расчетов для всех случаев выбора оптимального варианта (планирования, проектирования, эксплуатации, строительства, реконструкции, расширения, выбора типа, мощности и параметров агрегата, определения сроков ввода в эксплуатацию и режимов работы оборудования и др.);

экономические показатели, отражающие количественные и качественные характеристики каждого варианта, даются в стоимостном выражении;

нахождение оптимального решения осуществляется путем сопоставления ряда возможных по выполнению взаимозаменяемых вариантов;

основным критерием оценки экономичности данного решения являются приведенные (расчетные) затраты.

Для выбора оптимального варианта из числа сопоставляемых используется один из следующих методов:

а) при сопоставлении приведенных затрат по каждому из вариантов оптимальным считается вариант с наименьшими приведенными затратами;

б) при определении разницы в приведенных затратах по всем рассматриваемым вариантам оптимальным считается вариант, давший наибольшую разницу затрат ($\Delta З = \max$). Так, например, если при сравнении трех вариантов получена разница в расчетных затратах $\Delta З_{I-II} = З_I - З_{II}$, $\Delta З_{I-III} = З_I - З_{III}$ и оказалось, что $\Delta З_{I-II} > \Delta З_{I-III}$, значит второй вариант имеет наименьшую величину приведенных затрат (дал наибольшую их разницу) и является оптимальным.

Первый метод требует определения суммарных приведенных затрат по всем вариантам и является более сложным в пользовании, однако он позволяет оценить относительное изменение экономичности сравниваемых вариантов. Преимущество второго метода состоит в упрощении и ускорении расчетов, так как для определения оптимального варианта достаточно подсчитать разницу в приведенных затратах лишь по объектам, отличающимся между собой по затратам.

Приведенные затраты или их разность могут определяться вариантным или дифференциальным методами.

При вариантном методе оптимальное решение находится путем определения затрат $З$ или $\Delta З$ при разных значениях искомого параметра. При дифференциальном методе оптимальное решение находится сразу, путем применения метода дифференциального исчисления. Вариантный метод хотя и оказывается в некоторых случаях более сложным и требует большего времени для вычислений, однако позволяет по полученным значениям затрат $З$ или $\Delta З$ произвести оценку изменения экономичности при возможных отклонениях определяемого параметра от оптимального значения.

§ 9-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННЫХ ЗАТРАТ

Приведенные затраты могут определяться за один год эксплуатации объекта или за период, равный нормативному сроку окупаемости.

Годовые приведенные затраты при единовременных капиталовложениях (срок строительства объекта менее одного года) определяются по формуле

$$З = \frac{1}{T_н} K + U_{нор} = p_н K + U_{нор} \text{ руб./год}, \quad (9\text{-}1)$$

где $T_н$ — нормативный или расчетный срок окупаемости дополнительных капиталовложений в годах;

$p_н = \frac{1}{T_н}$ — нормативный коэффициент сравнительной эффективности капиталовложений, 1/год; принимается равным 0,12 (при строительстве новых ТЭС) или 0,15 (при расширении, реконструкции и модернизации);

K — единовременные капитальные вложения, руб.;

$U_{нор}$ — ежегодные издержки производства в режиме нормальной эксплуатации, включая отчисления на реновацию, руб./год.

При сроках строительства объекта свыше одного года, но при постоянных издержках производства после ввода и освоения объекта (объект вышел на режим нормальной эксплуатации, т. е. стабилизировались годовые объемы выпуска продукции и ее себестоимость) в качестве капитальных вложений принимаются их приведенные значения, определяемые по формуле сложных процентов:

$$З = p_н \cdot K_{пр} + U_{нор}; \quad (9\text{-}2)$$

$$K_{пр} = \sum_{t=1}^{T} K_t (1 + p_{н.п})^{T-t} = K_1 (1 + p_{н.п})^{T-1} +$$

$$+ K_2 (1 + p_{н.п})^{T-2} + \ldots + K_{T-1}(1 + p_{н.п}) + K_T, \quad (9\text{-}3)$$

где $K_1, K_2 \ldots, K_T$ — капиталовложения первого, второго и последнего года строительства;

T — период строительства объекта в годах;

t — текущие значения лет строительства;

$p_{н.п}$ — нормативный коэффициент приведения разновременных затрат, учитывающий потери от «замораживания» капиталовложений в незавершенном строительстве; принимается равным 0,08.

В формуле (9-3) эффект от разновременности капиталовложений по годам строительства учитывается путем приведения капитальных затрат первых лет к последнему году строительства.

В общем случае, когда капитальные вложения и ежегодные издержки производства меняются по годам расчетного периода T (время строительства и освоения проектной мощности), за пределами которого не производятся капиталовложения, а издержки производства остаются постоянными, приведенные затраты определяются по формуле

$$З_\tau = p_н \sum_{t=1}^{T} (K_t + U_t)(1 + p_{н.п})^{\tau-t} + U_{нор}(1+p_{н.п})^{\tau-T}, \quad (9\text{-}4)$$

где K_t и U_t — капиталовложения и ежегодные издержки производства в текущем году расчетного периода;

τ — год, к которому приводятся затраты.

Если затраты приводятся к последнему году расчетного периода ($\tau=T$), то

$$З_T = p_н \sum_{t=1}^{T} (K_t + U_t)(1 + p_{н.п})^{T-t} + U_{нор}. \quad (9\text{-}5)$$

Приведенные затраты, отнесенные к единице отпущенной потребителям электроэнергии (тепла) с шин электростанции, называются удельными приведенными затратами и определяются соответственно по формулам.

При одновременных и приведенных капиталовложениях и постоянных издержках производства

$$з = \frac{З}{Э^{год}_{отп}}. \quad (9\text{-}6)$$

В общем случае, когда капиталовложения, ежегодные издержки производства и отпуск электроэнергии (тепла) меняются по годам расчетного периода,

$$з_\tau = \frac{З_\tau}{p_н \sum_{t=1}^{T} Э_t (1 + p_{н.п})^{\tau-t} + Э^{год}_{отп}(1 + p_{н.п})^{\tau-T}}. \quad (9\text{-}7)$$

В случае приведения удельных затрат к последнему году расчетного периода

$$з_\tau = \frac{З_T}{p_н \sum_{t=1}^{T} Э_t (1 + p_{н.п})^{T-t} + Э^{год}_{отп}}. \quad (9\text{-}8)$$

Здесь $Э^{год}_{отп}$ — количество отпущенной электроэнергии с шин электростанции за год нормальной эксплуатации;

$Э_t$ — то же, за текущий год.

Распределение капиталовложений по годам строительства и его общие сроки принимаются по проектным либо справочно-нормативным данным (табл. 9-1, 9-2).

§ 9-3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАПИТАЛЬНЫХ ВЛОЖЕНИЙ В СТРОИТЕЛЬСТВО ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Капиталовложения в строительство тепловых электростанций определяются ее мощностью, составом основного и вспомогательного оборудования, видом сжигаемого топлива, местными условиями района строительства, схемой отпуска электрической и тепловой энергии потребителям.

Таблица 9-1

Примерные сроки строительства и распределение капиталовложений по годам строительства КЭС закрытого типа на твердом топливе

Мощность КЭС, *МВт*	Количество и тип турбин	Продолжительность строительства, мес.		Распределение капиталовложений по годам строительства, %					
		до ввода 1 агрегата	до ввода полной мощности	I	II	III	IV	V	VI
640	4×К-160-130	27	39	15	38	44	3	—	—
1200	6×К-200-130	28	45	14	29	38	19	—	—
1200	4×К-300-240	29	44	11	26	39	24	—	—
1800	6×К-300-240	29	52	9	20	35	29	7	—
2400	8×К-300-240	29	59	8	17	32	27	16	—
4000	8×К-500-240	29	66	7	15	31	25	17	5

Примечание. Для электростанций на жидком и газообразном топливах нормы уменьшаются на 7%. Для электростанций открытого типа на жидком и газообразном топливе нормы уменьшаются на 15%.

Основным показателем капиталовложений являются удельные капиталовложения — стоимость установленного киловатта мощности:

$$k_{ст} = \frac{K_{ст}}{N_{уст}} \text{ руб./}кВт,$$

где $K_{ст}$ — полная стоимость электростанции, руб.;

$N_{уст}$ — установленная мощность, $кВт$.

Удельные капиталовложения $k_{ст}$ включают четыре основные составляющие:

$$k_{ст} = k_1 + k_2 + k_3 + k_4; \qquad (9\text{-}9)$$

k_1 — удельные капиталовложения в общестанционные объекты: сооружение подъездных автомобильных и железнодорожных путей, освоение и благоустройство территории, топливное хозяйство, гидротехнические сооружения, золошлакоотвалы, подсобные сооружения (мастерские, лаборатории, масляное хозяйство, мазутное хозяйство, складские помещения и т. п.);

k_2 — удельные капиталовложения в основное оборудование: парогенераторы, турбины, генераторы, включая все относящееся к ним вспомогательное оборудование и строительную часть главного корпуса в пределах блока;

k_3 — удельные капиталовложения на неблочное оборудование главного корпуса, сооружаемое обычно с первым блоком, но в дальнейшем обслуживающее

Таблица 9-2

Примерные сроки строительства, ввода агрегатов и распределение капиталовложений в ТЭЦ по годам строительства с учетом динамики роста тепловых нагрузок

Мощность ТЭЦ, *МВт*	Продолжительность строительства, мес.		Ввод агрегатов по годам								Распределение капиталовложений по годам строительства, %							
	до ввода 1 агрегата	до ввода полной мощности	II	III	IV	V	VI	VII	VIII		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
100	26/24	48/36	—/1	1/1	1/—	—	—	—	—		15/27	25/43	35/30	25/—	—	—	—	—
150	25/23	60/48	—/1	1/1	1/1	1/—	—	—	—		10/15	30/37	25/23	20/25	15/—	—	—	—
200	25/23	64/58	—/1	1/1	1/1	1/1	1/—	—	—		8/12	25/38	25/20	20/15	10/15	12/—	—	—
200	25/23	48/36	—/1	1/1	1/—	—	—	—	—		15/27	25/43	35/30	25/—	—	—	—	—
300	28/26	80/76	—	1/1	1/1	2/2	—	2/2	—		8/8	20/20	24/24	10/10	14/14	8/8	16/16	—
400	30/28	88/85	—	1/1	2/2	1/1	—	2/2	1/1		8/8	17/17	20/20	15/15	9/9	6/6	15/15	10/10
500	30/28	96/96	—	1/1	2/2	1/1	—	2/2	2/2		8/8	15/15	18/18	14/14	9/9	6/6	14/14	16/16

Примечание. Числитель дроби означает твердое топливо, знаменатель — газомазутное.

и остальные блоки; сюда относится также капиталовложения химводоподготовки;

k_1 – удельные капиталовложения в электротехническое оборудование по отпуску потребителям электроэнергии: повысительные трансформаторы, главное распределительное устройство.

Относительное соотношение удельных капиталовложений в процентах по четырем группам вложений представлено в табл. 9-3. В этой таблице приведено соотношение удельных капиталовложений для разных конденсационных блоков относительно блока К-300-240 на типовой ГРЭС-2400, удельные капиталовложения которого приняты за 100%.

Таблица 9-3

Соотношение удельных капиталовложений по четырем группам вложений в % относительно блока К-300-240

Количество и тип турбин	Общестанционные объекты (группа k_1)			Главный корпус и ХВО		ГРУ и повысительные трансформаторы (группа k_4)	Всего (округленно)
	всего, включая дымовые трубы	в том числе		блочное оборудование (группа k_2)	неблочное оборудование (группа k_3)		
		топливоподача	техническое водоснабжение				
4 × К-200-130	40	4	12	52	4,5	7	103
6 × К-200-130	35	3,5	11	52	3,3	7	97
4 × К-300-240	35	3,5	11	63	4,3	7	109
6 × К-300-240	30	3	9,5	63	3,2	7	103
8 × К-300-240	27	2,8	9	63	2,8	7	100
10 × К-300-240	25	2,6	8,5	63	2,5	7	98
6 × К-500-240	25	2,6	8,5	60	2,5	7	95
4 × К-800-240-II	25	2,6	8	59	2,5	7	93
4 × К-800-240-I *	25	2,6	8,5	61	2,5	7	96
3 × К-1200-240	25	2,6	8,5	61	2,5	7	96

* Двухвальная турбина.

Примерное распределение затрат по основному оборудованию (группа k_2) в %

Тепломеханическое оборудование . . . 65—72
Электротехническое оборудование . . . 8—10
Строительная часть и специальные строительные работы (изоляция, обмуровка) 15—20

Примерное распределение капиталовложений по элементам тепломеханического оборудования блока на параметры пара 240 *ат*, 560/565° С в %

Парогенератор без вспомогательного оборудования 35
Турбина с конденсатором, маслохозяйством, регенерацией и трубопроводами в пределах турбоустановки 25
Вспомогательное оборудование парогенератора (пылеприготовление, золоулавливание, тягодутьевая установка, золоудаление в пределах помещения парогенератора) 10
Трубопроводы и пуско-сбросные устройства (РОУ и БРОУ) . . 12
Питательные насосы, деаэраторы, установка для обессоливания конденсата 6
Автоматика и контрольно-измерительные приборы при установке ИВМ 12

Относительное распределение капиталовложений по отдельным видам затрат в КЭС при сжигании каменного угля (в процентах от удельных капиталовложений в типовую ГРЭС-2400 с К-300-240) приведено в табл. 9-4.

Таблица 9-4

Распределение капиталовложений по отдельным видам затрат в КЭС при сжигании каменного угля относительно ГРЭС-2400

Количество и тип турбин	Распределение затрат, %				Всего
	строительные работы	оборудование	монтажные работы	прочие	
4 × К-200-130	46	42	12	3	103
6 × К-200-130	42	41	11	3	97
4 × К-300-240	44	49	13	3	109
6 × К-300-240	41	47	12	3	103
8 × К-300-240	39	46	12	3	100
10 × К-300-240	38	45	12	3	98
6 × К-500-240	37	43	12	3	95
4 × К-800-240-II	37	42	11	3	93
3 × К-1200-240	37	44	12	3	96

Ориентировочные значения удельных капиталовложений в промышленное строительство КЭС для центрального района Европейской части СССР приведены в табл. 9-5.

Затраты по КЭС, отнесенные на один блок, приведены в табл. 9-6.

Таблица 9-5

Удельные капиталовложения в промышленное строительство КЭС

Мощность, *МВт*	Состав оборудования	Вид топлива	Удельные капиталовложения, *руб/кВт*			
			Всего	В том числе		
				строительно-монтажные работы	оборудование	прочие затраты
1200	6×К-200-130+6×640*	Каменный уголь Т и Д	112,6	63,4	46,1	3,1
		Бурый уголь	115,8	65,4	47,3	3,1
		Газ-мазут	98,1	57,1	38,2	2,8
1200	4×К-300-240+4×950	Каменный уголь ГСШ	131,7	71,0	57,1	3,6
		Экибастузский каменный уголь	135,5	74,0	57,8	3,7
		Газ-мазут	116,1	63,6	49,1	3,4
1800	6×К-300-240+6×950	Каменный уголь ГСШ	123,8	64,7	56,1	3,0
		Экибастузский каменный уголь	125,6	66,2	56,4	3,0
		Газ-мазут	108,4	58,0	47,6	2,8
2400	8×К-300-240+8×950	Каменный уголь ГСШ	120,0	62,6	54,5	2,9
		Экибастузский каменный уголь	121,8	64,0	54,9	2,9
		Газ-мазут	105,5	55,9	46,9	2,7
3000	6×К-500-240 + + 6×1600	Экибастузский каменный уголь	116,9	62,6	51,5	2,8
4000	8×К-500-240 + + 8×1600	Экибастузский каменный уголь	113,6	60,0	51,0	2,6
		Канско-ачинский бурый уголь	116,5	60,7	53,4	2,4
3200	4×К-800-240+4×2600	Каменный уголь ГСШ	119,2	62,5	53,8	2,9
		Канско-ачинский бурый уголь	118,0	61,4	53,7	2,9
		Газ-мазут	107,2	55,7	48,7	2,8
4800	6×К-800-240 + + 6×2600	Канско-ачинский бурый уголь	113,5	59,3	51,7	2,5
3600	4×К-300-240+4× ×950+3 (К-800-240+2600)	Каменный уголь ГСШ	117,9	62,0	53,2	2,7
		Газ-мазут	104,5	55,3	46,6	2,6

* Производительность парогенератора в *т/ч*.

Таблица 9-6

Затраты по КЭС, отнесенные на 1 блок *млн.руб.*

Состав блока	Вид топлива	Строительно-монтажные работы		Оборудование		Всего	
		I	II	I	II	I	II
К-200-130 + 640	Каменный донецкий уголь Д и Т	31,00	9,85	11,16	8,81	42,16	18,66
	Бурый уголь гусиноозерский	31,88	10,16	11,45	9,03	43,33	19,19
	Газ-мазут	27,48	8,98	9,24	7,29	36,72	16,27
К-300-240 + 950	Каменный экибастузский уголь	42,52	17,03	22,37	15,65	64,89	32,68
	Каменный донецкий уголь ГСШ	39,22	16,94	21,53	15,66	60,75	32,60
	Газ-мазут	35,56	15,14	18,37	13,48	53,93	28,62
К-500-240 + 1600	Каменный экибастузский уголь	61,86	26,63	29,99	25,30	91,85	51,93
	Бурый канско-ачинский уголь	63,66	27,89	30,86	25,59	94,52	53,48
К-800-240 + 2600	Каменный донецкий уголь ГСШ	73,47	45,89	49,82	40,83	123,29	86,72
	Бурый канско-ачинский уголь	70,00	45,58	57,05	38,31	127,05	83,89
	Газ-мазут	65,62	40,41	45,97	36,89	111,59	77,30

Примечание. I — первый агрегат, II — последующий.

При строительстве ТЭС в других районах СССР к данным табл. 9-5, 9-6 вводятся два поправочных коэффициента: один (k_m) — на особенности территориальных поясов по ценам на строительные материалы, тарифа на заработную плату и т. п., второй (k_u) — на изменения стоимости строительно-монтажных работ.

Величина коэффициентов k_m и k_u для некоторых районов имеет следующие значения: коэффициент k_m изменяется в пределах $0,99 \div 1,22$ и равен для центрального, Северо-Западного и Южного районов Европейской части, Поволжья, Закавказья, Белорусской ССР — 1; для Западно-Сибирского, Ураль-

ского, Средне-Азиатского районов — 1,05; коэффициент k_u изменяется для районов СССР в пределах $0{,}96 \div 1{,}08$ и равен для БССР — 0,97, республик Прибалтики 0,98—0,99, Центрально-Европейской части 0,99—1,01, Украинской ССР 0,96—0,98 и т. д.

Например, требуется определить стоимость сооружения в БССР ГРЭС мощностью 2400 *МВт* (8 блоков по 300 *МВт*) при сжигании газомазутного топлива. Полные капиталовложения в промышленное строительство составят:

$$K_{ст} = (55{,}9 \cdot k_u + 46{,}9 + 2{,}7) \cdot 2400 \cdot 10^3 \cdot k_m,$$

где 55,9; 46,9 и 2,7 *руб./кВт* — составляющие удельных капиталовложений, взятых из табл. 9-5;

$k_u = 0{,}97$ и $k_m = 1$ — поправочные коэффициенты для условий БССР. $K_{ст} = (55{,}9 \cdot 0{,}97 + 46{,}9 + 2{,}7) \cdot 2400 \times \times 10^3 \cdot 1{,}0 = 249{,}27$ млн. руб.

Ориентировочные значения удельных капиталовложений в промышленное строительство ТЭЦ приведены в табл. 9-7.

Затраты по ТЭЦ, отнесенные на один турбоагрегат и на один парогенератор приведены в табл. 9-8, 9-9.

В табл. 9-5—9-9 значения капиталовложений приведены по данным ТЭПа в ценах с 1 января 1969 года.

Определение дополнительных капиталовложений при сравнении вариантов различного выполнения ТЭС

Различные варианты выполнения ТЭС и ЛЭП вызывают изменения в капиталовложениях. Эти изменения обуславливаются:

а) различным расходом электроэнергии на собственные нужды электростанции;

б) различными потерями электроэнергии в ЛЭП от ТЭС до потребителя;

в) различным расходом (удельным и общим) топлива на ТЭС.

Первые два фактора определяют разный отпуск электроэнергии потребителям от ТЭС одинаковых мощностей. Для выравнивания сравниваемых вариантов обычно условно увеличивается мощность той ТЭС, где большее потребление энергии на собственные нужды и потери в ЛЭП. Величина дополнительной компенсирующей мощности берется такой, чтобы обеспечить один и тот же отпуск энергии потребителям.

Например, при сравнении двух вариантов ТЭС одинаковой установленной мощности ($N^{I}_{уст} = N^{II}_{уст} = N_{уст}$), но имеющих разные доли расхода электроэнергии на собственные нужды $\beta^{I}_{с.н} < \beta^{II}_{с.н}$, при одном и том же числе часов использования установленной мощности $\tau^{I}_{уст} = \tau^{II}_{уст} = \tau_{уст}$ и одних и тех же потерях в ЛЭП, отпуск электроэнергии с шин электростанций составит:

$$Э^{I}_{год} = N^{I}_{уст} \cdot \tau^{I}_{уст} (1 - \beta^{I}_{с.н}); \; Э^{II}_{год} = N^{II}_{уст} \cdot \tau^{II}_{уст} (1 - \beta^{II}_{с.н}). \qquad (9\text{-}10)$$

Таблица 9-7

Удельные капиталовложения в промышленное строительство теплоэлектроцентралей

Мощность электрическая, *Мвт*	Мощность тепловая *Гкал/ч*	Состав оборудования	Вид топлива	*Руб/кВт*				Тыс. руб./*Гкал*
				Всего	В том числе			
					строительно-монтажные работы	оборудование	прочие затраты	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
160	750	ПТ-60-130 + Т-100-130 + 3 × 420*	Каменный уголь	285,2	162,3	115,3	7,6	60,8
			Бурый уголь	282,7	165,3	109,9	7,5	60,3
			Газ-мазут	234,6	138,9	88,7	7,0	50,0
	760	ПТ-60-130 + Т-100-130 + 4 × 320*	Фрезерный торф	337,1	204,4	124,6	8,1	70,9
170	1000	2 × ПТ-60-130 + Р-50-130 + 4 × 420	Каменный уголь	313,2	171,8	133,8	7,6	53,2
			Бурый уголь	312,2	176,3	128,3	7,6	53,0
			Газ-мазут	260,7	151,0	102,7	7,0	44,4
220	1250	2×ПТ-60-130 + 2×Р-50-130 + 5×420	Каменный уголь	288,4	153,7	127,4	7,3	50,7
			Бурый уголь	291,1	160,5	123,3	7,3	51,3
			Газ-мазут	239,8	134,4	98,6	6,8	42,2
320	1450	2 × ПТ-135/165-130 + Р-50-130 + + 5 × 420 + 2 × 100**	Каменный уголь	236,5	128,5	102,5	5,4	52,2
			Бурый уголь	238,4	133,2	99,7	5,5	52,7
			Газ-мазут	201,5	113,9	82,5	5,1	44,5
420	1790	2× ПТ-60-130 + 3 × Т-100-130 + + 7 × 420 + 2 × 100	Каменный уголь	203,3	115,5	83,2	4,6	47,6
			Бурый уголь	204,5	118,8	81,1	4,6	47,9
			Газ-мазут	174,9	102,9	67,7	4,3	41,0

Продолжение таблицы 9-7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
420	1950	2 × ПТ-60-130 + 2 × Р-100-130 + + Т-100-130 + 7 × 420 + 2 × 100	Каменный уголь	223,2	118,4	100,0	4,8	48,1
			Бурый уголь	223,8	122,4	96,6	4,8	48,2
			Газ-мазут	188,9	104,7	79,7	4,5	40,7
480	2040	3 × ПТ-60-130 + 3 × Т-100-130 + + 6 × 420 + 3 × 180**	Каменный уголь	205,1	116,0	84,2	4,9	48,4
			Бурый уголь	205,7	119,1	81,7	4,9	48,6
			Газ-мазут	176,1	103,1	68,4	4,6	41,1
570	2500	2 × ПТ-135/165-130 + Р-100-130 + + 2 × Т-100-130 + 8 × 420 + 5 × 100	Бурый уголь	211,1	115,1	91,4	4,6	48,2
			Каменный уголь	209,4	117,2	87,7	4,5	47,7
			Газ-мазут	176,5	99,2	73,1	4,2	40,5
770	3290	2 × ПТ-135/165-130 + 2 × Р-100-130 + + 3 × Т-100-130 + 11 × 420 + 3 × 180	Каменный уголь	197,3	104,6	88,6	4,1	46,2
			Бурый уголь	196,7	107,2	85,4	4,1	46,1
			Газ-мазут	167,1	92,5	70,8	3,8	39,1
300	1410	3 × Т-100-130 + 3 × 480* + + 3 × 180 *Гкал/ч*	Газ-мазут	185,2	112,6	67,5	5,1	39,4
	1510	3 × Т-100-130 + 5 × 320 + 3 × 180	Фрезерный торф	255,2	153,8	95,5	5,9	50,7
500	2350	5 × Т-100-130 + 5 × 480 + 5 × 180	Газ-мазут	172,3	102,3	65,5	4,5	36,6
700	2910	2 × Т-100-130 + 2 × Т-250-240 + + 2 × 480 + 2 × 950* + 6 × 180	Газ-мазут	177,9	98,5	74,8	4,6	42,9
1000	3940	4 × Т-250-240 + 4 × 950 + 8 × 180	Газ-мазут	171,9	90,6	77,2	4,1	43,6

* Производительность парогенератора в *т/ч*, ** — водогрейного котла в *Гкал/ч*.

Таблица 9-8

Затраты по ТЭЦ, отнесенные на один турбоагрегат и на блок мощностью 250 *МВт*

млн. руб.

Тип турбин	Строительно-монтажные работы		Оборудование		Всего	
	I	II	I	II	I	II
ПТ-60-130	7,22	4,19	4,17	2,51	11,39	6,70
ПТ-135-130	11,66	6,88	8,11	4,77	19,77	11,65
Т-50-130	4,44	2,58	3,46	2,09	7,90	4,67
Т-100-130	9,99	5,05	5,85	3,32	15,84	8,37
Р-50-130	—	1,25	—	2,22	—	3,47
Р-100-130	—	2,46	—	4,17	—	6,63
Т-250-240 + 950 (газомазутное топливо)	25,79	21,66	22,20	17,58	47,99	39,24

Примечание. Римская цифра I означает первый агрегат, цифра II — последующий.

Таблица 9-9

Затраты по ТЭЦ, отнесенные на один парогенератор и один водогрейный котел

млн. руб.

Парогенератор, котел	Вид топлива	Строительно-монтажные работы		Оборудование		Всего	
		I	II	I	II	I	II
320 *т/ч*	Торф	10,96	3,67	4,20	2,75	15,16	6,42
	Каменный уголь	7,74	3,68	4,44	3,27	12,18	6,95
420 *т/ч*	Бурый уголь	8,29	3,72	4,12	2,99	12,41	6,71
	Газ-мазут	5,25	3,00	2,7	2,0	7,95	5,0
480 *т/ч*	Газ-мазут	5,34	3,92	3,16	2,17	8,5	6,09
100 *Гкал/ч*	»	—	0,43	—	0,21	—	0,64
180 *Гкал/ч*	»	—	0,58	—	0,28	—	0,86

Примечание. Римская цифра I означает первый агрегат, цифра II — последующий.

Разница в отпуске электроэнергии будет равна

$$\Delta Э^{I-II}_{год} = Э^{I}_{год} - Э^{II}_{год} = N_{уст} \cdot \tau_{уст} (\beta^{II}_{с.н} - \beta^{I}_{с.н}). \quad (9\text{-}11)$$

Условно вводимая дополнительная мощность на ТЭС второго варианта будет равна

$$\Delta N^{II}_{с.н} = \frac{\Delta Э^{I-II}_{год}}{\tau_{уст}(1 - \beta^{II}_{с.н})} = N_{уст} \cdot \frac{\beta^{II}_{с.н} - \beta^{I}_{с.н}}{1 - \beta^{II}_{с.н}}. \quad (9\text{-}12)$$

Дополнительно вводимая мощность по второму варианту вызовет дополнительные капиталовложения в электростанцию:

$$\Delta K^{II}_{с.н} = \Delta N^{II}_{с.н} \cdot k^{II}_{ст}, \quad (9\text{-}13)$$

где $k^{II}_{ст}$ — удельные капиталовложения в электростанцию по второму варианту.

Аналогично оцениваются дополнительные капиталовложения на мощность, компенсирующую бо́льшие потери в ЛЭП в сравниваемых вариантах:

$$\Delta K_{ЛЭП} = \Delta N_{ЛЭП} \cdot k_{ст}. \quad (9\text{-}14)$$

Потери в высоковольтных ЛЭП обычно оцениваются в 6—8%.

Расхождение в расходах топлива на отпуск потребителям одного и того же количества энергии в сравниваемых вариантах может определяться как особенностями основного технологического цикла ТЭС (различными начальными параметрами пара, совершенством выполнения проточной части турбин, различными температурами питательной воды и уходящих газов парогенераторов, разными давлениями пара в конденсаторах и т. п.), так и различными расходами электроэнергии на собственные нужды и потерями электроэнергии в ЛЭП. Увеличение мощности ТЭС, компенсирующее разное потребление на собственные нужды и потери в ЛЭП, вызовет дополнительный расход топлива:

$$\Delta B^{доп}_{с.н+ЛЭП} = (\Delta N_{с.н} + \Delta N_{ЛЭП}) \tau_{уст} (1 - \beta_{с.н}) \cdot b^{отп}_{КЭС}, \quad (9\text{-}15)$$

где $b^{отп}_{КЭС}$ — удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, *кг у. т./кВт·ч*.

Примерные значения расхода электроэнергии на собственные нужды ТЭС приведены в табл. 2-6, 2-7, а удельного расхода топлива на выработку электроэнергии на КЭС — в табл. 9-10.

Увеличение расхода топлива на величину $\Delta B^{доп}_{с.н+ЛЭП}$ ведет к увеличению капиталовложений в добычу и транспорт топлива по соответствующим вариантам выполнения ТЭС:

$$\Delta K^{доп}_{топл} = \Delta K_{доб} + \Delta K_{тр} = \Delta B^{доп}_{с.н+ЛЭП} (k^{уд}_{доб} + k^{уд}_{тр}), \quad (9\text{-}16)$$

где $\Delta K_{доб}$, $\Delta K_{тр}$ — капиталовложения в добычу и транспорт топлива, определяемые увеличением расхода топлива;

$k^{уд}_{доб}$, $k^{уд}_{тр}$ — удельные капиталовложения в добычу и транспорт топлива, *руб./т у·т*.

СПб

Таблица 9-10

Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, выработанную на КЭС

г у. т./кВт·ч

Тип турбин	Число часов использования установленной мощности											
	7000				6000				5000			
	АШ	Каменный уголь	Бурый уголь	Газ, мазут	АШ	Каменный уголь	Бурый уголь	Газ, мазут	АШ	Каменный уголь	Бурый уголь	Газ, мазут
К-160-130	373	361	367	350	377	365	371	354	385	373	378	362
К-200-130	355	344	348	335	359	348	353	339	367	356	360	346
К-300-240	340	331	335	323	342	333	337	325	346	337	341	329
К-500-240	338	329	333	321	339	330	334	322	342	333	337	325

Таким образом, в общем случае суммарные капиталовложения по сравниваемым вариантам включают слагаемые капиталовложений в ТЭС $K_{ТЭС}$, ЛЭП $K_{ЛЭП}$, добычу и транспорт топлива $K_{топл}$, а также в дополнительную мощность, компенсирующую разные расходы электроэнергии на собственные нужды и потери в ЛЭП $\Delta K^{доп}_{ТЭС}$:

$$\Sigma K = K_{ТЭС} + K_{ЛЭП} + K_{топл} + \Delta K^{доп}_{ТЭС}. \quad (9\text{-}17)$$

При определении разности капиталовложений в сравниваемых вариантах выполнения ТЭС в общем случае учитывается разность стоимостей ТЭС $\Delta K_{ТЭС}$, ЛЭП $\Delta K_{ЛЭП}$, слагаемое капиталовложений в дополнительную мощность $\Delta K^{доп}_{ТЭС}$, а также разность капиталовложений в добычу и транспорт топлива:

$$\Sigma \Delta K = \Delta K_{ТЭС} + \Delta K_{ЛЭП} + \Delta K_{топл} + \Delta K^{доп}_{ТЭС}. \quad (9\text{-}18)$$

§ 9-4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГОДОВЫХ ИЗДЕРЖЕК ПРОИЗВОДСТВА ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Ежегодные издержки, связанные с производством электрической энергии (тепла) на ТЭС, включают затраты на топливо $U_{топл}$, амортизационные отчисления $U_а$, текущие ремонты $U_{т.р}$, заработную плату обслуживающего персонала $U_{з.п}$, общестанционные и прочие расходы $U_{общ}$:

$$U_{ст} = U_{топл} + U_а + U_{т.р} + U_{з.п} + U_{общ} \text{ руб./год}. \quad (9\text{-}19)$$

Затраты на топливо

$$U_{\text{топл}} = B_{\text{год}} \cdot c_{\text{топл}} \text{ руб./год}, \quad (9\text{-}20)$$

где $B_{\text{год}}$ — годовой расход условного топлива на ТЭС с учетом его потерь при перевозке, погрузочно-разгрузочных работах и хранении (для ориентировочных расчетов потери можно принимать при доставке на расстояние до 1000 *км* 0,5—1% и на расстояние от 1000 до 2000 *км* 1 — 1,5%), *т у.т.*

$c_{\text{топл}}$ — стоимость топлива, *руб./т у.т.*

Амортизационные отчисления $U_{\text{а}}$, предназначенные для восстановления основных фондов (капитальные ремонты) и возобновления производства (реновация), определяются как доля от первоначальных капиталовложений:

$$U_{\text{а}} = p_{\text{а}} \cdot K_{\text{ст}} \text{ руб./год}, \quad (9\text{-}21)$$

где $p_{\text{а}}$ — доля амортизационных отчислений от первоначальных капиталовложений в ТЭС;

$K_{\text{ст}}$ — капиталовложения в ТЭС (полная стоимость электростанции).

Доля амортизационных отчислений $p_{\text{а}}$ зависит от срока службы, типа и мощности электростанции, установленного оборудования, вида сжигаемого топлива, числа часов использования установленной мощности. Примерное значение $p_{\text{а}}$ для разных групп и видов основных фондов приведено в табл. 9-11.

Для приближенных расчетов норму амортизационного отчисления в целом по станции можно принимать в пределах 6—8% в зависимости от качества топлива и числа часов использования установленной мощности (табл. 9-12, 9-13).

Затраты на текущий ремонт $U_{\text{т.р}}$ зданий, сооружений, оборудования, инструмента и пр. принимаются в размере 10—20% от амортизационных отчислений (меньшая величина для мощных ТЭС). Сюда относятся зарплата рабочих и ИТР, занятых ремонтом, затраты на приобретение необходимых материалов и запасных частей, стоимость услуг своих вспомогательных производств и сторонних организаций.

Заработная плата эксплуатационного персонала электростанций может быть определена по формуле

$$U_{\text{з.п}} = n \cdot \Phi_{\text{з.п}} \cdot N_{\text{уст}} \text{ руб./год}, \quad (9\text{-}22)$$

где n — штатный коэффициент, *чел/МВт* (табл. 9-14);

$N_{\text{уст}}$ — установленная мощность станции, *МВт*;

$\Phi_{\text{з.п}}$ — среднегодовой фонд заработной платы одного человека, руб./чел.-год.

В приближенных расчетах величина $\Phi_{\text{з.п}}$ может приниматься для электростанций средней мощности 1300—1400 руб./чел.-год и для крупных 1500—1600 руб./чел.-год.

По районным и промышленным котельным величина заработной платы определяется исходя из численности эксплуатационного персонала и среднегодового фонда зарплаты одного работника в размере 1000—1100 руб./чел.-год.

Таблица 9-11

Нормы амортизации разных элементов основных фондов ТЭС

Группы и виды основных фондов	Общая норма амортизации, % первоначальной стоимости	В том числе	
		на капитальные ремонты	на реновацию
Производственные здания с железобетонным или металлическим каркасом, заполненным каменным материалом	3,4	1,75	1,65
Парогенераторные установки, работающие на малозольном твердом топливе $A \leqslant 4{,}0\%$ и $S \leqslant 0{,}2\%$ на 1000 *ккал/кг*[1]	8,7	5,4	3,3
Паровые турбоагрегаты	7,0	3,7	3,3
Вспомогательное силовое тепломеханическое оборудование тепловых электростанций	13,3	10,0	3,3
Силовое электротехническое оборудование и распределительные устройства	6,3	3,0	3,3

Примечание. Нормы амортизационных отчислений на капитальный ремонт парогенераторов и турбин даны при работе в году в течение 6000 *ч* и более; при работе в году в течение 5000—6000 *ч* вводится коэффициент 0,9; 4000—5000 *ч*—0,8; 4000 *ч* и менее — 0,7.

[1] При других видах топлива к приведенной норме на капитальный ремонт парогенераторных установок применяются поправочные коэффициенты: при работе на малосернистом мазуте и газе — 0,8; при работе на многозольном и высокосернистом топливе — 1,3.

Общестанционные расходы $U_{\text{общ}}$ (административно-управленческие расходы по содержанию аппарата станции и отделов, затраты на содержание, эксплуатацию и ремонт общестанционных зданий и сооружений — контора, гаражи, склады, затраты на охрану, подготовку кадров, затраты по охране труда, стоимость потерь топлива на складах, оплата услуг сторонних организаций и прочие расходы) при выполнении приближенных расчетов могут быть оценены в 20—30% от суммы затрат $U_{\text{а}} + U_{\text{з.п}} + U_{\text{т.р}}$.

Таблица 9-12

Средние нормы амортизации на КЭС (в % от общих капиталовложений)

Мощность, *МВт*	Количество и тип турбин	Вид топлива							
		малозольные и малосернистые угли		высокозольные и высокосернистые угли		газ и малосернистый мазут		мазут сернистый	
		Использование установленной мощности в *ч*							
		6000 и более	5000—6000	6000 и более	5000—6000	6000 и более	5000—6000	6000 и более	5000—6000
640	4×К-160-130	6,25	6,06	6,56	6,34	6,25	6,05	6,8	6,58
1200	6×К-200-130	6,43	6,25	6,82	6,61	6,55	6,29	7,02	6,78
1200	4×К-300-240	6,79	6,61	7,16	6,95	6,6	6,48	7,26	7,02
1800	6×К-300-240	6,88	6,69	7,26	7,05	6,95	6,71	7,55	7,3
2400	8×К-300-240	6,98	6,77	7,36	7,14	7,01	6,77	7,64	7,37
3000	6×К-500-240	7,1	6,9	7,4	7,2	7,2	6,9	7,65	7,4
4000	8×К-500-240	7,2	7,0	7,5	7,3	7,25	7,0	7,76	7,5

Таблица 9-13

Средние нормы амортизации на ТЭЦ (в % от общих капиталовложений)

Мощность, *МВт*	Вид топлива		
	малозольные и малосернистые угли	высокозольные и высокосернистые угли и мазут	газ и малосернистый мазут
100	7,1	7,4	6,9
150	7,3	7,6	7,1
200	7,4	7,7	7,2
300	7,5	7,8	7,3
400	7,5	7,8	7,3
500	7,6	7,9	7,4

Примечания. 1. Нормы при 6000 *ч* работы в году.
2. Амортизационные отчисления по районным и промышленным котельным принимаются в размере 7—8% от первоначальных капиталовложений.

Таблица 9-14

Штатный коэффициент (*n*) для КЭС, *чел./МВт*

Мощность КЭС, *МВт*	Количество и тип агрегатов	Для каменного угля		Для мазута	
		Всего	В том числе для эксплуатационного персонала	Всего	В том числе для эксплуатационного персонала
1200	6×К-200-130	1,00	0,60	0,90	0,50
1200	4×К-300-240	1,08	0,62	0,88	0,52
2400	8×К-300-240	0,70	0,41	0,61	0,38
2000	4×К-500-240	0,80	0,44	0,71	0,40
3000	6×К-500-240	0,62	0,35	0,54	0,31
1600	2×К-800-240	0,95	0,53	0,82	0,49
2400	3×К-800-240	0,70	0,40	0,61	0,35
3200	4×К-800-240	0,60	0,32	0,52	0,28

Примечание. Для газа штатный коэффициент может быть снижен на 10% по сравнению с данными по мазуту, а для бурого угля увеличен на 6—8% по сравнению с данными для каменного угля.

§ 9-5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ НОВОЙ ТЕХНИКИ И МОДЕРНИЗАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ

Целесообразность осуществления новых технических решений (применение более совершенного оборудования, технологии и т. д.) как на новых, так и на действующих ТЭС должна проверяться путем сопоставления технико-экономических стоимостных показателей — капиталовложений и эксплуатационных расходов (себестоимости).

Экономическая эффективность может быть оценена по разности приведенных затрат:

$$\Delta З = \Delta U - p_н \cdot \Delta K \text{ руб./год}, \qquad (9\text{-}23)$$

где ΔK — изменение капитальных затрат;

$p_н$ — нормативный коэффициент сравнительной эффективности, 1/год;

ΔU — изменение годовых эксплуатационных расходов.

$$\Delta U = \Delta U_{топл} + \Delta U_{рем} + \Delta U_{з.п} + \Delta U_{потр} - \Delta U_{доп}, \qquad (9\text{-}24)$$

где $\Delta U_{топл} = \Delta B c_{топл}$ — топливная составляющая экономии;

$\Delta U_{рем}$ — экономия затрат на ремонт в связи с повышением надежности работы нового оборудования;

$\Delta U_{з.п}$ — экономия затрат на зарплате в связи с повышением производительности труда;

$\Delta U_{потр}$ — экономия, достигаемая у потребителей энергии в связи с повышением качества энергии и надежности энергоснабжения;

$\Delta U_{доп}$ — дополнительные затраты, в том числе на амортизацию, материалы и т. п.

Изменение капитальных затрат, вызванное внедрением новой техники (более совершенного оборудования, технологии и т. п.), с учетом изменений в смежных отраслях промышленности может быть найдено по выражению

$$\Delta K = \Delta K_{ТЭС} \pm \Delta K_{зам} - \Delta K_{топл}, \qquad (9\text{-}25)$$

где $\Delta K_{ТЭС}$ — изменение капиталовложений непосредственно в ТЭС;

$\Delta K_{зам}$ — изменение капиталовложений в замещаемую мощность энергосистемы;

$\Delta K_{топл} = k_{д+тр}\,\Delta B$ — изменение капиталовложений в добычу и транспорт сэкономленного в год топлива ΔB.

Эффективность внедрения новой техники может быть оценена также по величине срока окупаемости дополнительных капиталовложений, который должен быть меньше нормативного:

$$T_{ок} = \frac{\Delta K}{\Delta U} < T_{н}. \qquad (9\text{-}26)$$

При выполнении расчетов необходимо учитывать изменение капиталовложений и эксплуатационных издержек как по ТЭС, так и по энергосистеме в целом, и выдерживать условие экономической и энергетической сопоставимости вариантов.

В общем случае модернизация (реконструкция) энергетического оборудования на ТЭС (КЭС или ТЭЦ) ведет к изменению расхода топлива (обычно дает экономию), полезной мощности, количества выдаваемой потребителям энергии, капиталовложений и эксплуатационных расходов. Изменение капиталовложений определяется с учетом внедрения новой техники и выполнения модернизации ($K_{мод}$), стоимости неамортизируемой и неиспользуемой части элементов демонтируемого оборудования ($K_{дем}$), изменения капиталовложений в энергосистему в связи с увеличением или уменьшением полезной мощности ТЭС и отпуска от нее энергии потребителям ($\Delta K_{зам}$), а также уменьшения капиталовложений в добычу и транспорт топлива за счет полученной его экономии в результате модернизации оборудования ($\Delta K_{топл}$):

$$\Delta K = K_{мод} + K_{дем} \pm \Delta K_{зам} - \Delta K_{топл} = \\ = K_{мод} + K_{дем} \pm \Delta N_{ТЭС} \cdot \kappa_{ТЭС} - \Delta B\, k_{д+тр}, \qquad (9\text{-}27)$$

где $\Delta N_{ТЭС}$ — изменение мощности модернизируемой ТЭС (с учетом расхода на собственные нужды и потерь в ЛЭП замещаемой КЭС), *кВт*;

$k_{ТЭС}$ — удельные капиталовложения в замещаемую мощность энергосистемы, *руб./кВт*;

ΔB — годовая экономия условного топлива, *т/год*;

$k_{д+тр}$ — суммарные удельные капиталовложения в добычу и транспорт топлива, *руб/т у.т.*

Увеличение (или уменьшение) полезной мощности ТЭС может произойти как за счет увеличения мощностей основных агрегатов (турбин, электрогенераторов, парогенераторов), так и за счет изменения расхода электроэнергии на собственные нужды станции.

Экономия топлива подсчитывается с учетом изменения мощности модернизируемой ТЭС и количества отпускаемой энергии потребителям.

Во многих случаях внедрение новой техники на ТЭС ведет главным образом к экономии топлива, существенно не изменяя другие статьи эксплуатационных расходов. В этом случае эффективность приближенно может быть определена по выражению

$$\Delta З = (c_{топл} + p_{н} \cdot k^{уд}_{д+тр})\,\Delta B - (p_{н} + e)\,\Delta K, \qquad (9\text{-}28)$$

где e — доля отчислений на амортизацию и текущий ремонт.

Экономия топлива должна окупать перерасход капиталовложений.

Приложение

Расчетная температура наружного воздуха, продолжитель ность стояния температуры наружного воздуха за отопительный период, продолжительность отопительного периода для некоторых городов СССР

Наименование городов	Температура наружного воздуха в °С			Число суток за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха в °С								Продолжительность отопительного периода в сутках
	расчетная для проектирования		средняя отопительного периода	ниже −45	−45 −40	−40 −35	−35 −30	−30 −25	−25 −20	−20 −15	−15 −10	−10 − 5	−5 0	0 +8	
	отопления	вентиляции													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Европейская часть СССР															
Архангельск	−32	−17	−4,7	—	0,05	0,3	1,6	4,3	9,4	18,5	31,9	45,4	67,55	75	254
Астрахань	−22	−11	−2	—	—	—	—	0,32	1,54	5,2	13,9	26,5	64,54	59	171
Баку	− 3	− 1	4,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	110	110
Витебск	−23	−11	−2	—	—	—	0,05	0,6	2,52	8,1	21,3	35,8	70,63	70	209
Воронеж	−25	−14	−3,7	—	—	—	0,3	1,1	4,6	13,6	22,4	35,6	63,4	54	195
Волгоград	−25	−14	−3,6	—	—	—	0,03	0,5	4,7	12,3	21,1	30	60,37	49	178
Горький	−28	−17	−4,9	—	—	0,1	0,93	3,1	7,58	16,9	27,7	40,3	62,39	58	217
Иваново	−28	−16	−4,4	—	—	0,23	1,3	2,5	7,2	15	27,6	32,4	71,77	65	223
Киев	−21	−10	−1,2	—	—	—	—	0,12	0,92	5	13,5	28,6	69,86	73	191
Киров	−31	−19	−5,9	—	—	0,26	2,27	4,7	10,6	22,14	33,2	43,27	52,56	62	231
Кишинев	−16	− 7	0,6	—	—	—	—	—	0,1	1,8	7,5	16,04	63,56	78	167
Краснодар	−17	− 6	1,3	—	—	—	—	0,03	0,6	1,52	5,6	13,1	43,15	85	149
Куйбышев	−29	−18	−5,8	—	—	0,03	0,4	4,3	12	20,4	24,9	36	58,97	51	208
Курск	−25	−13	−3,1	—	—	—	0,12	0,5	3,4	10,3	22,1	36,1	63,48	64	200
Ленинград	−24	−12	−2	—	—	—	0,04	0,5	2,87	8,9	19,44	37,1	74,15	80	223
Лиепая (Латвийская ССР)	−17	− 6	1,2	—	—	—	—	0,02	0,14	1,4	6,5	16,82	75,12	104	204
Львов	−16	− 7	0,2	—	—	—	—	0,06	0,21	1,4	7	20,71	64,62	91	185
Магнитогорск	−33	−22	−7,7	—	0,3	0,8	1,6	5,2	15,6	28,8	54	35	29,7	50	221
Минск	−22	−10	−1,4	—	—	—	—	0,35	1,83	6,8	15,52	30,1	79,4	72	206
Москва	−26	−15	−3,7	—	—	0,02	0,45	2,04	5,4	13,82	24,7	39,3	66,27	60	212
Мурманск	−26	−14	−3,2	—	0,04	0,3	1,1	3,9	9,1	18,1	31,9	48,4	74,16	94	281

Продолжение приложения

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Одесса	—15	— 7	1,1	—	—	—	—	—	0,2	0,87	5,42	16,1	58,41	79	160
Пермь	—31	—20	— 6,4	—	0,12	0,52	2,5	6	11,9	21,8	33,7	42,62	50,84	56	226
Рига	—19	— 8	— 0,4	—	—	—	—	0,1	0,5	3,33	11,2	23,84	81,03	92	212
Ростов-на-Дону	—22	—10	— 1,4	—	—	—	—	0,2	1,5	5,7	13,1	26,65	65,85	62	175
Саратов	—28	—17	— 4,5	—	—	—	0,1	1,5	8,1	18	27,3	36,8	57,2	47	196
Свердловск	—32	—21	— 6,5	—	0,02	0,42	1,82	6	12,2	24,14	38,0	43,26	44,14	63	233
Смоленск	—24	—13	— 2,6	—	—	—	0,1	0,83	3,4	10,33	20,9	36	73,44	68	213
Сыктывкар (Коми АССР)	—32	—20	— 6,1	—	0,4	1,4	3,8	7,5	12	20,5	32,9	43,6	53,9	69	245
Таллин	—21	—10	— 0,6	—	—	—	—	0,02	0,7	4,0	13,8	30,9	84,58	90	224
Тбилиси	— 7	— 2	2,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	150	150
Уфа	—31	—19	— 6,2	—	—	0,22	1,4	5,04	11,4	22,8	33,2	41,1	46,84	56	218
Челябинск	—32	—21	— 6,8	—	—	0,3	1,32	5,3	14,8	24,6	34,9	40,63	41,15	59	222
Азиатская часть СССР															
Актюбинск	—29	—21	— 7,1	—	—	0,03	0,9	5,5	13,6	24,3	29,2	35	49,46	48	206
Алма-Ата	—24	—13	— 3	—	—	—	—	0,4	2,8	7,6	19	36,1	58,1	55	179
Барнаул	—38	—23	— 8,1	0,04	0,44	1,7	4,9	10,2	16,7	25,8	34,1	36,4	41,72	52	224
Владивосток	—24	—16	— 4,7	—	—	—	—	0,1	3,7	17,8	34,9	36,1	45,4	67	205
Иркутск	—35	—23	— 8,8	—	0,3	2,1	4,8	11,9	16,9	36	36	29,6	42,4	63	243
Караганда	—32	—20	— 7,2	—	0,14	1,3	3,1	6,9	12,85	20,25	31,9	40,2	53,35	47	217
Красноярск	—37	—22	— 7,5	0,02	0,72	2,7	5,3	10,8	14,9	22,1	31,6	37,1	42,76	63	231
Минусинск (Красноярский край)	—40	—26	— 8,2	—	1,1	3,3	7,3	13,3	19,4	24,8	30,4	31,1	42,3	57	230
Новосибирск	—39	—24	— 8,9	—	0,63	3,1	4,8	11,8	17,63	26,9	36,1	36,2	40,84	50	228
Омск	—36	—24	— 8,9	0,02	0,21	2,44	5,4	12,1	19,5	29,6	34,2	34,4	39,13	50	227
Павлодар (Целинный край)	—35	—23	— 8,9	0,04	0,23	0,9	3,4	11,7	23,14	29,1	33	33	34,49	43	212
Семипалатинск	—36	—21	— 7,5	—	0,25	1,8	3,4	7,9	15,4	24,6	29,9	35,4	42,35	49	210
Ташкент	—13	— 4	2	—	—	—	—	—	—	1,3	4,8	11,6	23,3	90	131
Томск	—39	—25	— 8,7	0,14	0,57	2,7	6,1	11,3	18,14	28	37	36,6	43	55	238
Тюмень	—33	—22	— 7,2	—	0,2	0,84	3,9	7,3	15,8	24,8	35,6	38,9	41,66	57	226
Хабаровск	—33	—25	— 9,3	—	—	0,1	2,1	12,3	28,2	35,8	29,8	26,6	27,1	58	220
Чита	—38	—30	—11,7	—	0,9	5,2	13,8	23,9	31,1	30,8	26,1	28,1	24,1	59	243

ЛИТЕРАТУРА

Волков Н. П., Леонков А. М. Модернизация паротурбинных электростанций. Минск, Белгосиздат, 1963.

Волков Н. П., Леонков А. М., Качан А. Д., Яковлев Б. В. Определение экономической эффективности перевода конденсационных паровых турбин на теплофикационное противодавление. «Известия вузов СССР — Энергетика», 1968, № 1.

Вукалович М. П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. «Энергия», 1965.

Гельтман А. Э., Будняцкий Д. М., Апатовский Л. Е. Блочные конденсационные электростанции большой мощности. «Энергия», М.-Л., 1964.

Голубцов В. А. и др. Обработка воды на тепловых электростанциях. «Энергия», 1966.

Гурвич С. М. и др. Справочник химика-энергетика, т. 1, «Энергия», 1972.

Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М.-Л., «Машгиз», 1965.

Имбрицкий М. И., Никитин А. П. Справочник по трубопроводам и арматуре для тепловых электрических станций. М., «Госэнергоиздат», 1962.

Каталог-справочник. Водоподготовительное оборудование. М., НИИинформтяжмаш, 1969.

Котельные агрегаты. Номенклатурный справочник, 3-70-24, М., НИИинформтяжмаш, 1970.

Левин И. М., Боткачик И. А. Дымососы и вентиляторы мощных электростанций. М., Госэнергоиздат, 1962.

Мещерский Н. А. Контроль водного режима на тепловых электростанциях и в котельных. «Энергия», 1970.

Мейкляр М. В. Котельные агрегаты ТКЗ сверхкритического давления. М., «Энергия», 1970.

Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей. М., «Энергия», 1967.

Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. «Энергия», 1968.

Прузнер С. Л. Экономика теплоэнергетики СССР. М., «Высшая школа», 1967.

Пивень В. Д., Богданов В. К. и др. Автоматизация энергетических блоков. М., «Энергия», 1965.

Рихтер Л. А. Газовоздушные тракты тепловых электростанций. М., «Энергия», 1969.

Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. «Энергия», 1967.

Сазанов Б. В., Юренев В. Н., Баженов М. И., Богородский А. С. Промышленные тепловые электростанции. Под редакцией Е. Я. Соколова. М., «Энергия», 1967.

Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. Переменный режим работы паровых турбин. М., Госэнергоиздат, 1955.

Сидоров М. Д. Справочник по воздуходувным и газодувным машинам. М., Машгиз, 1962.

Смирнов А. Д. Справочная книжка энергетика. М., «Энергия», 1972.

Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.

Справочник монтажника тепловых электростанций. Т. 2. Технология монтажных работ. Под общей редакцией В. П. Баннка, Д. Я. Виницкого. М., «Энергия», 1972.

Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П. Парогенераторы электростанций. «Энергия», 1966.

Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. М., «Энергия», 1973.

Технико-экономические основы выбора параметров конденсационных электрических станций. Под ред. Л. С. Стермана. М., «Высшая школа», 1970.

Шапиро Н. С. Сметный справочник по тепломеханическому оборудованию электрических станций. М., «Энергия», 1968.

Шкроб М. С., Вихрев В. Ф. Водоподготовка. М., «Энергия», 1973.

Шляхин П. Н., Бершадский М. Л. Краткий справочник по паротурбинным установкам. М., «Энергия», 1970.

Щегляев А. В. Паровые турбины. М., «Энергия», 1967.

Энергетические топлива СССР. М., «Энергия», 1968.

странить это явление можно лишь при внесении изменений в конструкцию стопорного клапана. В частности, может быть применен обогрев крышки.

6. Для улучшения условий работы стенок цилиндра в зоне переднего уплотнения при пусках из горячего состояния (для исключения больших «обратных» разностей температур) следует проверить эффективность подачи свежего пара к переднему уплотнению вместо деаэраторного пара $p=6$ *ат*, что одновременно позволит исключить относительное укорочение ротора.

УДК 621.165.6.003.1

Энергетические характеристики теплофикационных турбин ТМЗ

Канд. техн. наук Е. И. БЕНЕНСОН, инж. М. А. КОЛЕСНИЧЕНКО, инж. Р. С. РЕЗНИКОВА

Теплофикационные турбины делятся на три основных класса: конденсационные с одним регулируемым отбором (тип Т), конденсационные с двумя регулируемыми отборами (тип ПТ), турбины с противодавлением (тип Р), в том числе с регулируемым отбором и противодавлением (тип ПР).

Возможны следующие режимы работы теплофикационных турбин:

1. По тепловому графику, когда электрическая мощность полностью определяется величиной и параметрами тепловой нагрузки.

2. По электрическому графику, когда возможно произвольное сочетание тепловой и электрической нагрузок, иначе говоря, когда электрическая мощность может быть больше величины, соответствующей заданной тепловой нагрузке.

3. Чисто конденсационные режимы с выключенными регуляторами давления отбора.

В зависимости от типа и конструкции теплофикационные турбины могут работать на каждом из режимов (например, конденсационные турбины с двумя отопительными отборами пара), или только на части из них (турбины с противодавлением).

При работе теплофикационной турбины по электрическому графику наряду с выработкой электроэнергии на тепловом потреблении имеется конденсационная выработка, поэтому общий расход тепла на турбину может быть условно разделен на две составляющие: теплофикационный расход—$Q^{т}_{турб}$, которому соответствует мощность $N_т$ и конденсационный — $Q^{к}_{турб}$, которому соответствует мощность $N_к$.

Под $Q^{т}_{турб}$ понимается расход на турбину, который имел бы место при той же тепловой нагрузке, но при работе по тепловому графику. Под $Q^{к}_{турб}$ понимается дополнительный расход, обеспечивающий заданную мощность.

Следовательно, при работе по электрическому графику

$$Q_{тур.э}=Q^{т}_{турб}+Q^{к}_{турб};\ N_e=N_т+N_к.$$

При работе турбины по тепловому графику имеется только один поток — теплофикационный и, соответственно, $Q_{тур.т}=Q^{т}_{турб}$, и $N_e=N_т$.

При принятом разделении общего расхода тепла на турбину на теплофикационный и конденсационный расходы режим работы по тепловому графику может рассматриваться как частный случай электрического графика при $Q^{к}_{турб}=0$. В свою очередь, электрический график рассматривается как наложение дополнительного конденсационного расхода на режим теплового графика. Такая интерпретация электрического графика соответствует основному назначению теплофикационных турбин — выработке электроэнергии на тепловом потреблении, и принимается как основа при построении диаграмм режимов теплофикационных турбин [Л. 1].

Режимы работы по тепловому и электрическому графикам имеют единую энергетическую характеристику. Режимы чисто конденсационные, с выключенными регуляторами давления имеют самостоятельную энергетическую характеристику.

Общее уравнение энергетической характеристики теплофикационной турбины имеет следующий вид:

при работе по электрическому графику

$$Q_{тур.э}=q_т N_т+q_к N_к+Q_{отб} \qquad (1)$$

или

$$Q_{тур.э}=q_т N_т+q_к (N_e-N_т)+Q_{отб}; \qquad (1')$$

в частном случае теплового графика ($N_e=N_т$, $N_к=0$)

$$Q_{тур.т}=q_т N_e+Q_{отб}; \qquad (2)$$

при работе на чисто конденсационных режимах

$$Q_{тур.к}=q_e N_e. \qquad (3)$$

Здесь $Q_{турб}$ — расход тепла на турбину,
$Q_{отб}$ — тепловая нагрузка;
$N_т$, $N_к$, N_e — мощность, соответственно, теплофикационного расхода, конденсационного расхода, турбины на клеммах генератора;

$q_т$, $q_к$, $q_е$ — удельный расход тепла на выработанный *квт·ч*, соответственно, для теплофикационного расхода, для конденсационного расхода и на чисто конденсационном режиме.

Для пользования энергетическими характеристиками необходимо дополнительно иметь зависимость $N_т = f(Q_{отб})$, которая с достаточной для практических расчетов точностью может быть представлена линейным уравнением с двумя или тремя членами

$$N_т = C_0 + C_1 Q_{отб} + (C_2 - C_1)(Q_{отб} - Q^0_{отб}). \quad (4)$$

Особенностью турбин с регулируемым отбором пара типа Т и ПТ является обязательный пропуск пара в конденсатор, необходимый для охлаждения ступеней части низкого давления. При работе конденсационной турбины с регулируемым отбором по тепловому графику регулирующая диафрагма ЧНД закрывается, при этом пропуск пара в конденсатор минимален и не может быть дополнительно уменьшен [1]. При охлаждении конденсатора циркуляционной водой пропуску пара в ЧНД соответствуют потери тепла в конденсаторе. Некоторые типы турбин могут работать с охлаждением конденсатора обратной сетевой водой или подпиточной водой, в этом случае тепло пара, поступающего в конденсатор, используется [Л. 2].

Независимо от того, используется ли тепло пара, поступающего в конденсатор, или нет, в теплофикационный расход включен минимальный пропуск пара в конденсатор при закрытой регулирующей диафрагме ЧНД, т. к. эта величина и связанное с ней ухудшение экономичности не могут быть исключены и отражают характерную особенность турбин с регулируемым отбором пара.

[1] При закрытой диафрагме ЧНД пар проходит сквозь зазоры между поворотным кольцом и направляющими лопатками диафрагмы, его расход пропорционален давлению в камере отбора.

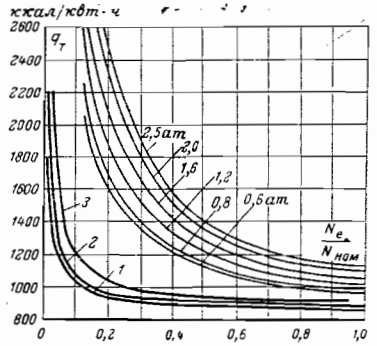


Рис. 1. Кривые зависимости удельного расхода тепла от нагрузки турбины при работе по тепловому графику.

——— — турбины с противодавлением; ——— — турбина Т-50-130 на режимах с потерей тепла пара, поступающего в конденсатор, при разных давлениях в регулируемом отборе.

1 — Р-100-130/15; Т-50-130 на режимах с использованием тепла пара, поступающего в конденсатор; *2* — Р-40-130/31, ПР-25-90/10/0,9; *3* — Р-6-90/31.

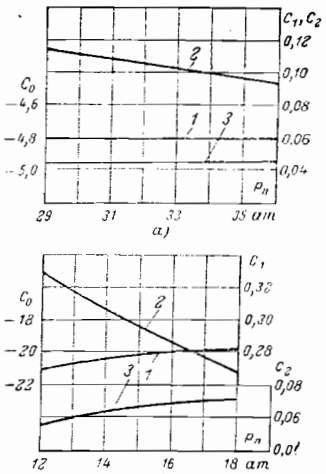


Рис. 2. Графики зависимости величин коэффициентов C_0, C_1, C_2 для турбин Р-40-130/31, Р-100-130/15 от противодавления.

а, б — турбины, соответственно, Р-40-130/31 и Р-100-130/15. *1* — C_0, *2* — C_1, *3* — C_2.

Таким образом, в общем случае под теплофикационным расходом понимается расход, обеспечивающий заданную тепловую нагрузку, минимальный расход пара в конденсатор и соответствующие отборы на регенерацию. Конденсационный расход и конденсационная мощность определяются из зависимостей

$$Q^к_{турб} = Q_{тур\,б} - Q^т_{турб}, \quad (5)$$

$$N_к = N_е - N_т. \quad (5')$$

Турбины с противодавлением (тип Р и ПР) работают только по тепловому графику. Их энергетическая характеристика выражается уравнением (2).

Баланс тепла для турбин с противодавлением

$$Q_{тур\,б} = Q_э + Q_{пр} + Q_{упл} + \Delta Q_{пот}, \quad (6)$$

где $Q_э = 0{,}860 N_е$ — расход тепла на выработку электроэнергии;

$Q_{пр} = G_{пр}(i_{пр} - i_к)$ — тепло, отданное потребителю в виде пара;

$Q_{упл} = \Sigma G_{упл}(i_{упл} - i_н)$ — тепло пара концевых уплотнений и штоков, не используемое в регенеративной системе данной турбины (в зависимости от условий станции $Q_{упл}$ расходуется для подогрева химочищенной воды или других целей, однако использование его не связано с $Q_{пр}$, поэтому $Q_{упл}$ выделено из общей тепловой нагрузки).

$\Delta Q_{пот}$ — суммарные потери (механические, в генератора и на излучение), величина которых может быть приближенно выражена линейной зависимостью

$$\Delta Q_{пот} = d_0 + \alpha N_е.$$

Таким образом, уравнение (6) примет вид

$$Q_{тур\,б} = d_0 + d_1 N_е + Q_{пр} + Q_{упл}, \quad (6')$$

где $d_1 = 0{,}860 + \alpha$.

Из сопоставления зависимостей (2) и (6′) следует, что

$$q_т = d_1 + \frac{d_0}{N_е}. \quad (8)$$

Следовательно, для получения энергетической характеристики турбины с противодавлением должны быть определены численные значения потерь холостого хода d_0 и коэффициента α в уравнении (7).

В таблице приведены энергетические характеристики и зависимости $N_е = f(Q_{пр})$, а на рис. 1 — зависимости $q_т = f(N_е)$ для турбин с противодавлением, на рис. 2 — величины коэффициентов. Характеристики турбины Р-6-90/31 определены по опытным данным, характеристики турбин Р-40-130/31, ПР-25-90/10/0,9 Р-100-130/15 — по расчетным.

Турбины типа Т с двумя отопительными отборами пара могут работать на режимах теплового и электрического графиков и на чисто конденсационных режимах, их энергетические характеристики выражаются зависимостями (1)—(3).

Энергетические характеристики и диаграммы режимов турбин с двумя отопительными отборами построены по единой методике, что позволяет зависимости $q_т = f(N_т)$ и $N_т = f(Q_{отб})$ определить с помощью диаграммы режимов по тепловому графику [Л. 1], описываемой приближенными линейными уравнениями с двумя или большим числом членов:

1-й квадрант диаграммы $Q_{тур\,б} = a_0 + a_1 Q_{отб}$; (9)

2-й квадрант диаграммы $Q_{тур\,б} = b_0 + b_1 N_т$. (10)

Коэффициенты a_i, b_i зависят от давления в регулируемом отборе турбины.

Как и для турбин с противодавлением, уравнение характеристики (2) для турбин типа Т может быть записано в форме (6′) при $Q_{упл} = 0$.

Тип турбины	$P_п$, $P_т$, *ат*	$Q_{упл}$, *Гкал/ч*	Режим работы	Энергетическая характеристика, $Q_{тур\,б}$	Зависимость (4)
Р-6-90/31*	31	2,8	Тепловой график	$0{,}2 + 0{,}875 N_е + Q_{пр} + Q_{упл}$	$N_е = -1{,}0 + 0{,}084 Q_{тр} + 0{,}026 (Q_{пр} - 39{,}5)$
Р-40-130/31*	31	6,3	Тепловой график	$0{,}7 + 0{,}87 N_е + Q_{пр} + Q_{упл}$	$N_е = -4{,}8 + 0{,}109 Q_{пр} + 0{,}045 (Q_{пр} - 155)$**
Р-100-130/15*	18	4,5	Тепловой график	$1{,}6 + 0{,}87 N_е + Q_{пр} + Q_{упл}$	$N_е = -19{,}7 + 0{,}269 Q_{пр} + 0{,}072 (Q_{пр} - 160)$**
	15	3,9			$N_е = -20{,}2 + 0{,}295 Q_{пр} + 0{,}067 (Q_{пр} - 160)$**
	12	3,4			$N_е = -21 + 0{,}329 Q_{пр} + 0{,}056 (Q_{пр} - 160)$**
ПР-25-90/10/0,9*	10/0,9	2,0	Тепловой график	$0{,}5 + 0{,}87 N_е + Q_п + Q_{от} + Q_{упл}$	$N_е = C_0 + C_1 (Q_п + Q_{от})$***
Т-25-90	1,2	—	Электрический график	$6{,}6 + 0{,}82 N_т + 2{,}18 (N_е - N_т) + Q_{от}$	$N_т = 0{,}15 + 0{,}515 Q_{от}$
			Конденсационные режимы	$4{,}68 + 2{,}22 N_е + 0{,}18 (N_е - 22{,}4)$	—
Т-50-130	1,2	—	Тепловой график: С использованием тепла в конденсаторе	$1{,}0 + 0{,}87 N_е + Q_{от}$	$N_е = -14{,}3 + 0{,}679 Q_{от}$
			Тепловой график: Без использования тепла в конденсаторе	$12{,}7 + 0{,}795 N_е + Q_{от}$	$N_е = -6{,}1 + 0{,}644 Q_{от}$
			Электрический график	$12{,}7 + 0{,}795 N_т + 1{,}92 (N_е - N_т) + Q_{от}$	$N_т = -6{,}1 + 0{,}644 Q_{от}$
			Конденсационные режимы	$6{,}8 + 2{,}12 N_е + 0{,}1 (N_е - 40)$	—
ПТ-25-90/10	10/1,2	—	Электрический график	$9{,}5 + 0{,}805 N_т + 1{,}94 (N_е - N_т) + Q_п + Q_{от}$	$N_т = C_0 + 0{,}617 Q$***$_{от}$
			Конденсационные режимы	$5{,}78 + 2{,}22 N_е$	—
ПТ-50-130/7	7/1,2	—	Электрический график	$11{,}9 + 0{,}834 N_т + 1{,}92 (N_е - N_т) + Q_п + Q_{от}$	$N_т = C_0 + 0{,}556 Q_{от} + 0{,}122 (Q$***$_{от} - 30)$
			Конденсационные режимы	$7{,}2 + 2{,}15 N_е + 0{,}2 (N_е - 40)$	—

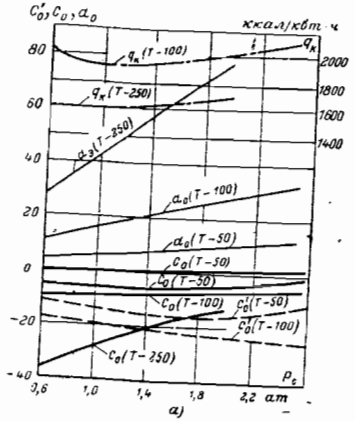
Примечание. *Для турбин Р-6-90/31, Р-40-130/31, не имеющих собственной регенеративной системы, теплосодержание питательной воды и возвращаемого конденсата принято равным нулю ($i_{п.в} = 0$, $i_к = 0$); для турбины Р-100-130/15 принято $i_к = 164{,}4$ *ккал/кг*; для турбины ПР-25-90/10/0,9 принято $t_к = 100$ *ккал/кг*. ** Численные значения C_0, C_1 см. рис. 2. *** Численное значение C_0, C_1, C_2 см. рис. 4.

Коэффициенты d_i, C_i уравнений (6′), (4) определяются совместным решением уравнений (9), (10), (6′), (4)

$$\left.\begin{aligned} d_0 &= b_0 - \frac{b_0 - a_0}{a_1}; \\ d_1 &= b_1 - \frac{b_1}{a_1}; \\ C_0 &= \frac{a_0 - b_0}{b_1}; \\ C_1 &= -\frac{a_1}{b_1}; \end{aligned}\right\} \qquad (11)^*$$

$q_т = f(N_т)$ определяется уравнением (8).

* При большем числе членов в уравнениях (9), (10) соответственно добавляются члены в уравнения (6′), (4), (8) и (11).



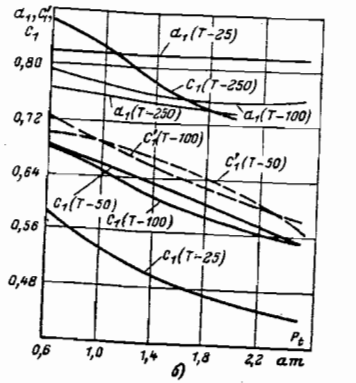


Рис. 3. Коэффициенты к уравнениям (1), (4), (6′) для турбин типа T в зависимости от давления в регулируемом отборе.
a — коэффициенты C_0, C_0'; d_0; $б$ — коэффициенты C_1', C_1, d_1.
——— — — — для режимов соответственно с потерей и использованием тепла пара, поступающего в конденсатор.

Зависимость $q_т = f(N_т)$ в турбинах с регул... мыми отборами пара, кроме потерь механич... в генераторе и на излучение, включает также ... ри в конденсаторе, которые при работе по т... вому графику пропорциональны давлению в ка... регулируемого отбора. Поэтому численное значен... $q_т$ для турбин с регулируемыми отборами пара ... висит от давления в отборе, за исключением реж... мов с использованием тепла в конденсаторе.

Использование зависимостей (9) и (10) позво... ляет определить энергетические характеристик... теплофикационных турбин при работе по тепл... вому графику во всем диапазоне изменения регул... руемого давления с точностью диаграммы реж... мов.

Энергетические характеристики могут быть определены и при отсутствии диаграммы режимов непосредственно по расчетным или опытным дан... ным. Для определения характеристики из извест... ной, расчетной или опытной, зависимости $Q_{турб} = f(N_e, Q_{отб})$ выделяются режимы с минимальны... для данной турбины пропуском пара в конденсато... Для этих режимов определяются приближенны... линейные зависимости $q_т = f(N_т)$, $N_т = f(Q_{отб})$, в... ражающие энергетическую характеристику турб... ны при работе по тепловому графику.

На режиме работы по электрическому графику, кроме теплофикационного расхода, для которого справедливы приведенные выше зависимости теп... лового графика, имеется конденсационный расход, отвечающий зависимости

$$Q^к_{турб} = q_к N_к.$$

Величина $q_к$, в отличие от $q_т$ и q_e, не имеет со... ставляющей холостого хода, т. к. конденсационны... расход в целом рассматривается как дополнитель... ный к теплофикационному.

Величина $q_к = \dfrac{Q_{турб} - Q^т_{турб}}{N_e - N_т}$ определяет... как усредненная для режимов электрического гра... фика. Погрешность в определении расхода тепла на... турбину, вызванная усреднением значения $q_к$, со... ставляет менее 1—2%, и находится в тех же пре... делах, что и погрешность диаграммы режимов. Ее... можно уменьшить усреднением $q_к$ в зависимости от давления в регулируемом отборе. На рис. 3,... приведена зависимость $q_к = f(p_t)$ для турбин Т-100-130 и Т-250/300-240.

Для чисто конденсационных режимов энергети... ческая характеристика, как обычно для конденса... ционных турбин, выражается уравнением с двумя или тремя членами

$$Q_{тут\,б} = n_0 + n_1 N_e + n_2 (N_e - N^0_e) \qquad (12)$$

и, соответственно,

$$q_e = n_1 + \frac{n_0}{N_e} + \frac{n_2 (N_e + N^0_e)}{N_e}. \qquad (13)$$

В таблице приведены в качестве примера энерге... тические характеристики турбин типа Т-25-90 ... Т-50-130 при давлении в отборе 1,2 *ат*. На рис. ... приведены коэффициенты энергетических характе...

...к турбин Т-25-90, Т-50-130, Т-100-130, ...0/300-240 для всего диапазона регулируемого ...ения в отопительном отборе. На рис. 1 приве... ...зависимость $q_т = f(N_т, p_t)$ турбины Т-50-130, ...строенная по данным рис. 3. Характеристики ...турбины Т-25-90 определены по опытным данным, ...характеристики турбин Т-50-130, Т-100-130, а так... ...е ПТ-50-130/7 по принятым в настоящее время ...диаграммам режимов. Проведенные испытания по... ...казали более высокую экономичность этих турбин ...сравнительно с принятой в диаграммах режимов. ...Характеристики турбины Т-250/300-240 определены ...предварительно по материалам технического про... ...екта.

В режиме с естественным повышением давле... ...ия в регулируемом отборе величины d_i, C_i опреде... ...яются по фактическому давлению в отборе.

Энергетические характеристики турбин Т-50-130, ...-100-130, Т-250/300-240 построены для определен... ...ого, принятого в диаграммах режимов этих тур... ..., соотношения между температурами сетевой во... ...перед и после бойлерной установки. Погреш... ...ость при максимально возможном отклонении от ...инятого соотношения температур по данным ...1] составляет менее 2%.

Турбины с регулируемыми производственными и ...топительными отборами типа ПТ могут работать ...о электрическому графику и на чисто конденсаци... ...ных режимах. Автоматическое поддержание ре... ...имов теплового графика с минимальным пропус... ...ом пара в ЧНД в турбинах типа ПТ не обеспечи... ...ается. Энергетические характеристики турбин типа ...Т строятся аналогично характеристикам турбин ...па Т с условным выделением теплофикационного ...асхода при закрытой регулирующей диафрагме ...ЧНД.

Турбины типа ПТ имеют два вида тепловой на... ...грузки: производственный отбор —, $Q_п$ и отопитель... ...ый — $Q_от$. При неизменном значении $N_т$ изменение ...соотношения между $Q_п$ и $Q_от$ не влияет на зависи... ...мость $q_т = f(N_т)$, в то же время коэффициенты C_i ...уравнения (4) зависят от соотношения обоих видов ...тепловой нагрузки (их величины см. на рис. 4).

В таблице приведены энергетические характер... ...истики турбин типа ПТ. Характеристики турбины ...ПТ-25-90/10 построены по опытным данным, тур... ...бины ПТ-50/130/7 для режима с двумя отопитель... ...ными отборами — по расчетным данным.

Дополнительный удельный расход тепла для конденсационной выработки электроэнергии при работе турбин с отборами пара по электрическому графику меньше дополнительного удельного расхода тепла при чисто конденсационном режиме ($q_к < n_1$). Это объясняется тем, что при наличии тепловой нагрузки в отличие от чисто конденсационных режимов регулирующие органы ЧНД частично прикрыты, и при увеличении конденсационного расхода степень дросселирования уменьшается, следовательно, уменьшаются потери от дросселирования для всего потока пара, проходящего через ступени ЧНД.

Неравенство $q_к < n_1$ должно учитываться при распределении нагрузки между параллельно работающими турбинами. Если, например, из двух теплофикационных турбин одного типа одна работает на чисто конденсационном режиме, а вторая с частичной тепловой нагрузкой, то дополнительную конденсационную нагрузку целесообразно передать на турбину с частичной тепловой нагрузкой.

Удельный расход тепла на выработку электроэнергии при работе по электрическому графику определяется по формуле:

$$q_э = \frac{Q_{тут\,б} - Q_{отб}}{N_e} = \frac{q_т N_т + q_к N_к}{N_т + N_к}. \qquad (14)$$

При работе по тепловому графику $q_э = q_т$, на чисто конденсационных режимах $q_э = q_e$.

Как следует из уравнения (8), при работе турбины по тепловому графику $q_т$ превышает теоретическую величину 860 *ккал/квт·ч* на величину потерь, которые в реальных условиях эксплуатации нельзя исключить. С уменьшением тепловой нагрузки $q_т$ возрастает и достигает величин, характерных для конденсационных турбин.

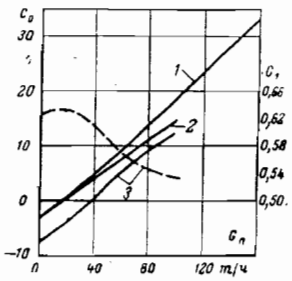


Рис. 4. Коэффициенты к уравнению (4) для турбин типа ПТ, ПР в зависимости от величины производственного отбора.
——C_0, — — — C_1. 1 — ПТ-50-130/7, 2 — ПТ 25-90/10, 3 — ПР-25-90/10/0,9.

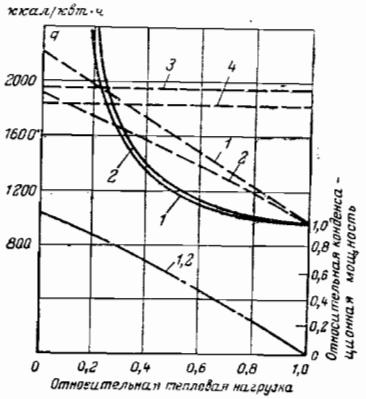


Рис. 5. Графики расходов тепла и конденсационной мощности при давлении в регулируемом отборе 1,2 *ат* и номинальном расходе пара.
——$q_т$; — — — $q_э$; — · — · — конденсационная мощность; 1 — Т-100-130, 2 — Т-250/300-240, 3 — К-200-130, 4 — К-300-240.

Как видно из рис. 1 и 5, на режимах теплового графика без использования тепла пара, поступающего в конденсатор, при нагрузках меньше 15—25% от номинальной, $q_т \geqslant 1\,850$—$2\,100$ *ккал/квт·ч*. При использовании тепла пара, поступающего в конденсатор, а также в турбинах с противодавлением, такие режимы имеют место при нагрузках менее 5% от номинальной. Работа теплофикационных турбин по тепловому графику на режимах с $q_т \geqslant 1\,850$—$2\,100$ *ккал/квт·ч* приводит к перерасходу топлива сравнительно с сопоставляемыми конденсационными турбинами.

На режимах с малыми тепловыми нагрузками повышение экономичности теплофикационной турбины обеспечивается при переходе с режима теплового графика на режим электрического графика с дополнительной конденсационной выработкой электроэнергии. Как следует из (14), на режимах с $q_т > q_к$ увеличение конденсационной мощности приводит к снижению удельного расхода тепла на выработку электроэнергии.

На режимах с $q_т < q_к$ увеличение конденсационной мощности приводит к увеличению $q_э$, однако для современных теплофикационных турбин, начиная с некоторой минимальной тепловой нагрузки во всем диапазоне изменения конденсационной мощности, обеспечиваются меньшие удельные расходы тепла, чем в лучших конденсационных турбинах. Как видно из рис. 5, турбина Т-100-130 при тепловых нагрузках, больших 25% $Q_{ном}$, и любой величине конденсационной мощности имеет удельный расход тепла на выработку электроэнергии меньший, чем турбина К-200-130 на номинальном режиме. При тепловых нагрузках, больших 30% $Q_{ном}$, турбина Т-100-130 экономичнее турбины К-300-240. Для проектируемой турбины Т-250/300-240 более высокая экономичность сравнительно с К-300-240 будет обеспечена, начиная с тепловой нагрузки, большей, чем 10% $Q_{ном}$.

Следовательно, современные теплофикационные турбины сохраняют экономичность более высокую, чем лучшие конденсационные турбины, в широком диапазоне изменения конденсационной мощности при условии, что тепловая нагрузка превышает некоторую минимальную величину, определяемую для каждого типоразмера турбины с помощью энергетической характеристики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Е. И. Бененсон. Диаграмма режимов теплофикационной турбины с двумя отопительными отборами пара. «Энергомашиностроение», 1964. № 6.

2. Д. П. Бузин, Е. И. Бененсон, Е. Я. Соколов, Я. М. Рубинштейн, Н. М. Зингер, Б. П. Тарано. Современные типы мощных теплофикационных турбин, сб. «Повышение параметров пара и мощности агрегатов в теплоэнергетике», Госэнергоиздат, 1961.

УДК 621.197.11.001.42

Энергетические характеристики новых теплофикационных паровых турбин ОАО "Турбомоторный завод"

Баринберг Г. Д., доктор техн.наук
ОАО ТМЗ

Энергетические характеристики выражают ту же функциональную зависимость, что и диаграммы режимов, но не в графической, а в аналитической форме и позволяют определить зависимость расхода тепла на турбину от электрической мощности и тепловой нагрузки на различных режимах.

Наличие энергетических характеристик турбин – основа для применения ЭВМ при решении задач оптимизации состава оборудования и распределения электрической и тепловой нагрузок между турбоагрегатами ТЭЦ.

Энергетические характеристики большинства ранее выпускаемых турбин приведены в [1 – 3].

За истекшее время ТМЗ изготовлены новые теплофикационные турбины, а также разработаны конструкция, техническая документация и осуществлена подготовка производства теплофикационных паровых турбин типа Т, ТР и ПТ, выпуск которых намечен в ближайшие годы.

Энергетические характеристики новых турбин типа Т и ТР представлены в табл. 1, коэффициенты к этим характеристикам – в табл. 2, а энергетические характеристики турбин типа ПТ и коэффициенты к ним – в табл. 3 и 4 соответственно. Приведенные энергетические характеристики помогут сотрудникам ТЭЦ не только в решении задач по оптимизации режимов работы турбоагрегатов, но и в заказе новых турбин как для замены отработавших свой ресурс, так и для расширения теплоэлектроцентралей.

Помещенные в табл. 1 – 4 энергетические характеристики теплофикационных паровых турбин выражены полиномами первой степени и рассчитаны на основании следующих положений [1, 2]:

1. Энергетические характеристики относятся к турбоагрегату в целом, включая систему регенерации, конденсационную установку и установку для подогрева сетевой воды.

2. Режимы работы теплофикационных паровых турбин, кроме турбин типа ТР, делятся на две группы: теплофикационные и конденсационные. На теплофикационных режимах электрическая

Таблица 1

Энергетические характеристики турбин типа Т и ТР

Марка турбины	Параметры пара		Режим работы	Энергетические характеристики	
	P_0, МПа	$t_0/t_{пп}$, °С		$Q_{турб}$, ГДж/ч	N_e^T, МВт
Т-265/305-240-С	23,5	540/540	Теплофикационный	$d_0 + d_1 N_e^T + q_e^K (N_e - N_e^T) + Q_т$	$C_0 + C_1 Q_т$
			Конденсационный	$128 + 7{,}73 N_e$	
Тп-115/125-130-1ТП	12,8	555/–	Теплофикационный	$d_0 + d_1 N_e^T + q_e^K (N_e - N_e^T) + Q_т$	$C_0 + C_1 Q_т$
			Конденсационный	$34{,}8 + 9{,}22 N_e$	
Тп-110/120-130-12М	12,8	555/–	Теплофикационный	$d_0 + d_1 N_e^T + q_e^K (N_e - N_e^T) + Q_т$	$C_0 + C_1 Q_т$
			Конденсационный	$51{,}5 + 8{,}52 N_e$	
ТР-110-130	12,8	555/–	Теплофикационный	$d_0 + d_1 N_e^T + Q_т$	$C_0 + C_1 Q_т$
Тп-90/100-90-1ТП	8,8	535/–	Теплофикационный	$d_0 + d_1 N_e^T + q_e^K (N_e - N_e^T) + Q_т$	$C_0 + C_1 Q_т$
			Конденсационный	$33{,}2 + 9{,}50 N_e$	

Примечания: 1. Численные значения d_0, d_1, C_0, C_1, q_e^K приведены в табл. 2. 2. Тп-90/100-90-1ТП – это частично модернизированная турбина Тп-115/125-130-1ТП для эксплуатации на начальные параметры пара 8,8 МПа, 535°С.

грева сетевой воды [2, 3], однако позволяют определить экономические показатели турбин типа Т и ТР при изменении температуры подогрева сетевой воды $\tau_{пс}$ после ПСГ-2 и типа ПТ – при изменении давления $P_т$ в камере верхнего отопительного отбора (отбора пара на ПСГ-2).

Регулирование по $\tau_{пс}$ отражает последние достижения завода по обеспечению высокой точности поддержания как тепловой нагрузки, так и изменения $\tau_{пс}$ при изменении температуры наружного воздуха $t_{нв}$ в результате исключения влияния потерь давления в трубопроводах подвода пара и недогревов в ПСГ.

Для турбин типа ПТ в области изменения тепловых нагрузок представлено влияние изменения давления в верхнем отопительном отборе только потому, что на ряде ТЭЦ предусмотрено питание из верхнего отопительного отбора вакуумного или атмосферного деаэраторов. Тем не менее, в системах регулирования турбин типа ПТ также предусмотрена возможность регулирования тепловой нагрузки и по $\tau_{пс}$.

Из табл. 1 – 4 видно, что в них не фигурирует температура обратной сетевой воды $\tau_{обр}$, которая оказывает значительно меньшее влияние на тепловую экономичность турбины, нежели $\tau_{пс}$ в турбинах типа Т и ТР или $P_т$ в турбинах типа ПТ. Для турбин типа ПТ, в которых тепловая нагрузка $Q_т$ ограничена в связи с наличием отбора пара на производство, при расчете энергетических характеристик $\tau_{обр}$ принята постоянной и равной 53°С для турбины ПТ-140 и 43°С для остальных турбин. В то же время при расчете энергетических характеристик турбин типа Т и ТР учтена зависимость $\tau_{обр} = f(\tau_{пс})$ в соответствии с температурным графиком теплосети для европейской части России. Дискретные значения температур приведены далее.

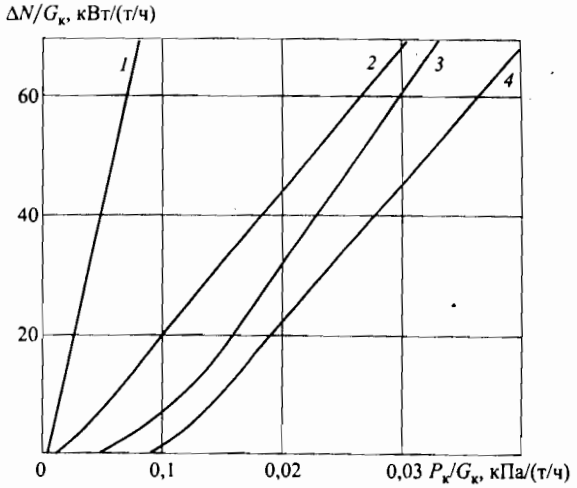


Рис. 1. Универсальные зависимости поправок на вакуум теплофикационных турбин типа Т:

1 – Тп-110/120-130-12М; *2* – Тп-115/125-130-1ТП; *3* – Т-185/20-130-2; *4* – Т-250/300-240; ΔN – изменение мощности турбины; $G_к$ – расход пара в конденсатор; $P_к$ – давление в конденсаторе

$\tau_{пс}$, °С	$\tau_{обр}$, °С
70	36
80	36
90	46
100	56
110	66
120	70
130	70

Влияние $\tau_{обр}$ на тепловую экономичность турбин типа ПТ, при необходимости, может быть учтено с помощью имеющихся поправок к мощности в диаграммах режимов.

Энергетические характеристики турбин типа Т-265/305-240-С, ПТ-140/165-130/15-2, Тп-

аблица 3

ергетические характеристики турбин типа ПТ

Марка турбины	Параметры пара			Режим работы	Энергетические характеристики	
	P_0, МПа	t_0, °С	$P_п$, МПа		$Q_{турб}$, ГДж/ч	N_e^T, МВт
Т-140/165-130/15-2	12,8	555	1,47	Теплофикационный	$d_0 + d_1 N_e^T + q_e^K (N_e - N_e^T) + Q_т + Q_п$	$C_0 + C_1 Q$
				Конденсационный	$66{,}9 + 8{,}89 N_e$	
Т-90/125-130/10-2	12,8	555	0,98	Теплофикационный	$d_0 + d_1 N_e^T + q_e^K (N_e - N_e^T) + Q_т + Q_п$	$C_0 + C_1 Q$
				Конденсационный	$29{,}1 + 9{,}13 N_e$	
Т-90/120/10-1	12,8	555	0,98	Теплофикационный	$d_0 + d_1 N_e^T + q_e^K (N_e - N_e^T) + Q_т + Q_п$	$C_0 + C_1 Q$
				Конденсационный	$70{,}8 + 9{,}17 N_e$	
Т-30/35-90/10	8,8	535	0,98	Теплофикационный	$d_0 + d_1 N_e^T + q_e^K (N_e - N_e^T) + Q_т + Q_п$	$C_0 + C_1 Q$
				Конденсационный	$42{,}4 + 9{,}04 N_e$	

имечание. Численные значения d_0, d_1, C_0, C_1, q_e^K приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения коэффициентов энергетических характеристик турбин типа ПТ

Марка турбины	$P_т$, МПа	d_0, ГДж/ч	d_1, ГДж/(МВт·ч)	C_b, МВт	C_1, МВт·ч/ГДж	$q_{ce}^к$, ГДж/(МВт·ч)
ПТ-140/165-130/15-2	0,25	159,1	3,52	–10,3 + 0,208Gп	0,142	7,86
	0,18	156,9			0,161	7,46
	0,12	150,2			0,179	7,16
	0,08	145,5			0,196	7,37
ПТ-90/125-130/10-2	0,25	58,2	3,47	–17,5 + 0,229$G_п$	0,146	8,52
	0,18	57,6			0,160	8,18
	0,12	57,0			0,174	7,83
	0,09	56,3			0,178	8,04
ПТ-90/120-130/10-1	0,25	43,7	3,50	–19,1 + 0,227$G_п$	0,146	8,57
	0,18	43,4			0,160	8,06
	0,12	42,9			0,174	7,77
	0,09	42,4			0,178	7,80
ПТ-30/35-90/10	0,25	40,5	3,42	–6,1 + 0,200$G_п$	0,123	8,12
	0,18	40,2			0,131	7,87
	0,12	39,6			0,140	7,93
	0,09	39,2			0,144	7,89

110/120-130-12М, ПТ-30/35-90/10 рассчитаны для номинальной температуры охлаждающей воды 20°С, а для остальных турбин – 27°С.

Энергетические характеристики рассчитаны по зависимостям [1], которые могут быть сведены к виду, позволяющему с большой степенью точности определить расход тепла на турбину в гигаджоулях на час:

при работе турбины на теплофикационных режимах

$$Q_{турб}^т = d_0 + d_1 N_e^т + q_e^к (N_e - N_e^т) + Q_т + Q_п \quad (1)$$

и при работе турбины на конденсационных режимах

$$Q_{турб}^к = b_0 + b_1 N_e, \quad (2)$$

где d_0, b_0 – условный расход холостого хода, учитывающий ту часть потерь, которая не зависит от нагрузки турбины, ГДж/ч; d_1, b_1 – дополнительный удельный расход тепла на выработку электроэнергии, ГДж/ч; $N_e^т$ – электрическая мощность теплофикационного потока, МВт; $q_e^к$ – удельный расход

Таблица 5

Поправки к мощности на изменение параметров пара турбин типа Т и ТР

Марка турбины	Формула расчета поправок ΔN, МВт	K_1, МВт/МПа	K_2, МВт/°С	$Q_{турб}^н$, ГДж/ч
Т-265/305-240-С	$K_1\overline{Q}_{турб}(P_{0i} - P_0)$	1,2	–	2580
	$K_2\overline{Q}_{турб}(t_{0i} - t_0)$	–	0,22	
	$K_3\overline{Q}_{турб}(t_{пп i} - t_{пп})$	–	–	
Тп-115/125-130-1ТП	$K_1\overline{Q}_{турб}(P_{0i} - P_0)$	0,79	–	1210
	$K_2\overline{Q}_{турб}(t_{0i} - t_0)$		0,2	
Тп-110/120-130-12М	$K_1\overline{Q}_{турб}(P_{0i} - P_0)$	0,78	–	1160
	$K_2\overline{Q}_{турб}(t_{0i} - t_0)$		0,19	
ТР-110-130	$K_1\overline{Q}_{турб}(P_{0i} - P_0)$	0,80	–	1170
	$K_2\overline{Q}_{турб}(t_{0i} - t_0)$		0,21	
Тп-90/100-90-1ТП	$K_1\overline{Q}_{турб}(P_{0i} - P_0)$	0,5	–	1000
	$K_2\overline{Q}_{турб}(t_{0i} - t_0)$		0,16	

Примечания: 1. K_3 = 0,3 МВт/°С. 2. Численные значения P_0, t_0, $t_{пп}$ приведены в табл. 1. 3. $\overline{Q}_{турб} = Q_{турб}^1 / Q_{турб}^н$, где $Q_{турб}^н$ расход тепла на турбину при номинальных параметрах пара.

епла конденсационного потока, ГДж/(МВт·ч); N_e – лектрическая мощность турбины, МВт; $Q_т$ – тепловая нагрузка турбины, ГДж/ч; $Q_п$ – расход тепла роизводственного отбора пара турбины, ГДж/ч.

В турбинах типа Т и ТР $Q_п = 0$.

Значение $N_e^т$ определено из равенства

$$N_e^т = C_0 + C_1 Q_т, \qquad (3)$$

де C_0 – мощность турбины на режиме с включенным регулятором давления при $Q_т = 0$, МВт; C_1 – астичная выработка электроэнергии теплофикационным потоком пара на тепловом потреблении, Вт·ч/ГДж.

Для турбин типа ПТ значение C_0 определялось равенства

$$C_0 = \gamma_0 + \gamma_1 G_п, \qquad (4)$$

де γ_0 – мощность турбины на режиме с включенным регулятором давления при $Q_т = 0$ и $G_п = 0$, Вт; γ_1 – частичная выработка электроэнергии роизводственным потоком пара на тепловом потреблении, МВт/(т/ч); $G_п$ – отбор пара на производство, т/ч.

В табл. 1, 3 в зависимостях (2) энергетических арактеристик конденсационных режимов коэффициенты b_0 и b_1 заменены на численные значения, определенные для соответствующих турбин в езультате расчетных исследований. Аналогично ля турбин типа ПТ в табл. 4 коэффициенты γ_0 и γ_1 равенства (4) заменены на численные значения.

Из табл. 2 и 4 видно, что энергетические характеристики рассчитаны для широкого диапазона изменения $\tau_{пс}$ или $P_т$, оказывающих наибольшее влияние на экономические показатели турбин как при

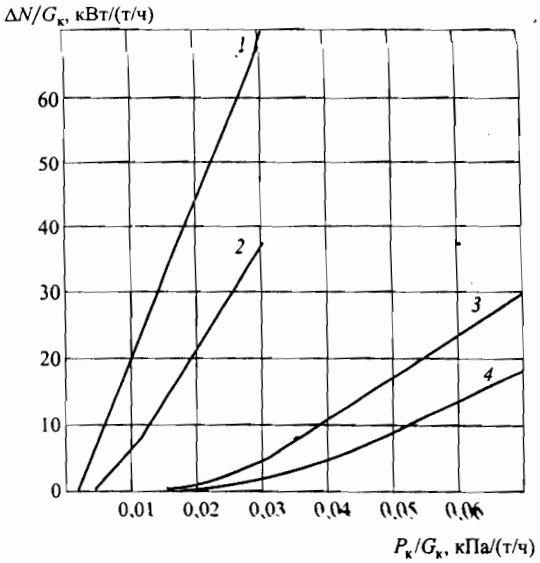


Рис. 2. Универсальные зависимости поправок на вакуум теплофикационных турбин типа ПТ:

1 – турбина ПТ-90/120-130/10-1; *2* – ПТ-30/35-90/10; *3* – ПТ-140/165-130/15-2; *4* – ПТ-90/125-130/10-2; остальные обозначения см. рис. 1

номинальных, так и переменных расходах свежего пара. Влияние других параметров на мощность турбины отражено в соответствующих поправках диаграмм режимов. Представление их в графическом виде, как и самой диаграммы режимов, в журнальном варианте не обеспечивает необходимой точности при пользовании. Поэтому в табл. 5 помещены формулы для определения поправок к мощности при изменении P_0, t_0, $t_{пп}$ и для турбин типа Т и ТР, а в табл. 6 – для турбин типа ПТ при изменении P_0, t_0, $P_п$, которые являются результатом аппроксимации соответствующих поправок диаграмм режимов. Кроме того, на рис. 1 построе-

аблица 6

оправки к мощности на изменение параметров пара турбин типа ПТ

Марка турбины	Формулы расчета поправок ΔN, МВт	K_1/K_1', МВт/МПа	K_2/K_2', МВт/°С	K_4/K_4', МВт/МПа	$Q_{турб}^{н}$, ГДж/ч	$G_{п}^{н}$, т/ч
Т-140/165-130/15-2	$[K_1 - K_1'(1{,}55 - \overline{G}_п)](P_{0i} - P_0)\overline{Q}_{турб}$; $(K_2 - K_2'\overline{G}_п)(t_{0i} - t_0)\overline{Q}_{турб}$; $[K_4 - K_4'(2{,}1 + \overline{G}_п)](P_{пi} - P_п)\overline{Q}_{турб}$	0,85/0,56	0,3/0,05	8,1/3,4	1960	320
Т-90/125-130/10-2, Т-90/120-130/10-1	$[K_1 - K_1'(1{,}5 - \overline{G}_п)](P_{0i} - P_0)\overline{Q}_{турб}$; $(K_2 - K_2'\overline{G}_п)(t_{0i} - t_0)\overline{Q}_{турб}$; $[K_4 - K_4'(2 + \overline{G}_п)](P_{пi} - P_п)\overline{Q}_{турб}$	0,8/0,53	0,2/0,03	8/3,3	1210	200
Т-30/35-90/10	$[K_1 - K_1'(2 - \overline{G}_п)](P_{0i} - P_0)\overline{Q}_{турб}$; $(K_2 - K_2'\overline{G}_п)(t_{0i} - t_0)\overline{Q}_{турб}$; $[K_4 - K_4'(3 + \overline{G}_п)](P_{пi} - P_п)\overline{Q}_{турб}$	0,9/0,45	0,04/0,10	2,5/1,0	490	83

мечания: 1. Численные значения P_0, t_0, $P_п$ приведены в табл. 3. 2. $\overline{Q}_{турб}$ – см. табл. 5; $\overline{G}_п = G_п^i/G_п^н$, где $G_п^н$ – расход на номинальный производственный отбор пара.

ны универсальные зависимости поправок на вакуум турбин типа Т, а на рис. 2 – турбин типа ПТ.

Тепловые испытания большинства турбин ТМЗ, выполненные сторонними организациями, показали более высокую, нежели расчетная, экономичность турбин как в б. СССР и России [4 – 7], так и за рубежом [8]. Поэтому представленные энергетические характеристики дают достаточно достоверные и объективные данные об экономичности теплофикационных турбин ТМЗ.

Список литературы

1. *Бененсон Е. И., Колесниченко М. А., Резникова Р. С.* Энергетические характеристики теплофикационных турбин ТМЗ. – Электрические станции, 1968, № 5.
2. *Бененсон Е. И., Иоффе* [illegible] турбины. М.: Энергия, 1976.
3. *Бененсон Е. И., Иоффе Л. С.* Теплофикационные паровы турбины. М.: Энергоатомиздат, 1986.
4. *Тепловые* характеристики теплофикационной турбины Т-100-130 ТМЗ / Рубинштейн Я. Н., Соколов Е. Я., Комаров Н. Ф. и др. –Теплоэнергетика, 1965, № 11.
5. *Результаты* тепловых испытаний головных образцов турбоагрегатов типа ПТ-135/165 и ПТ-130/15 УТМЗ / Губанов Б. Е., Каюкова Н. Н., Мокроусов В. А., Соколов С. М. – Теплоэнергетика, 1981, № 1.
6. *Дмитриев В. Е., Максименко А. А.* Результаты тепловых испытаний турбины Т-250/300-240 ТМЗ. – Теплоэнергетика, 1982, № 4.
7. *Рудых В. К., Белоусова Э. В., Соловьев А. А.* Результаты тепловых испытаний теплофикационных турбоагрегатов Т-175/210-13 ПО ТМЗ. Теплоэнергетика, 1992, № 6.
8. *Сахаров А. М., Фатьков О. В., Дементьев О. В.* Результаты гарантийных испытаний турбины типа Т-185/220-12,8 на ТЭЦ "Хуанен – Пекин". – Теплоэнергетика, 2000, № 2.

N7-8. 1972 г.

УДК 621.311.22 ТЭЦ.003.13.001.24

УПРОЩЕННОЕ АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ НОРМАТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОАГРЕГАТОВ ТЭЦ

Применяемый в настоящее время нормативный метод оценки экономичности работы оборудования ТЭС позволяет объективно определить общий уровень культуры эксплуатации и выявить возможности повышения экономичности. Для определения нормативных показателей турбоагрегатов ТЭЦ используются методические указания и типовые нормативные характеристики, разработанные ОРГРЭС [Л. 1, 2].

Однако при несомненных достоинствах этих разработок методика определения основного технико-экономического показателя турбоагрегата — удельного расхода тепла на производство электроэнергии — сложна и поэтому практически непригодна для оперативного применения. Кроме того, к недостаткам этих разработок следует отнести отсутствие аналитически описанной связи удельных расходов тепла на производство электроэнергии с тепловыми и электрическими нагрузками.

Исследование нормативных характеристик турбоагрегатов с регулируемыми отборами пара [Л. 1, 2] обнаруживает возможность простого и достаточно точного аналитического описания функциональных связей удельного расхода (брутто) тепла на производство электроэнергии [ккал/(кВт·ч)]. Эта возможность для турбоагрегатов ТЭЦ, работающих с отпуском тепла из одного отбора, реализуется уравнением, имеющим структуру

$$q_т^{бр} = A - \left(\frac{B}{N_т} + C\right)(Q_{отб} - Д), \qquad (1)$$

где $N_т$ — электрическая нагрузка турбоагрегата, МВт; $Q_{отб}$ — отпуск тепла из отбора, Гкал/ч; A, B, C и $Д$ — постоянные величины, определяемые для каждого типа турбоагрегатов при условиях, обычно обусловленных нормативными материалами (параметрах свежего пара, давлении пара в регулируемом отборе $p_{отб}$, вакууме или температуре циркуляционной воды $t_{ц.в}$).

В частности, для турбоагрегатов Т-100-130 при двухступенчатом подогреве сетевой воды:

при $p_{отб} = 1{,}2$ кгс/см²

$$q_т^{бр} = 1\,763 - \left(\frac{796}{N_т} - 1\right)(Q_{отб} - 49{,}2); \qquad (2)$$

при $p_{отб} = 2$ кгс/см²

$$q_т^{бр} = 1\,934 - \left(\frac{840}{N_т} - 1{,}2\right)(Q_{отб} - 56). \qquad (3)$$

отд. оттиски

Уравнения (2) и (3) дают результаты, хорошо согласующиеся с соответствующими графическими зависимостями рис. 13 и 15 [Л. 2].

Необходимо иметь в виду, что для турбоагрегатов, имеющих изломы тепловых характеристик, постоянные A, B, C и $Д$ уравнения (1) должны быть определены отдельно для каждого прямолинейного или монотонного участка характеристик. Такой случай имеет место, например, для теплофикационного режима турбоагрегата ПТ-60-130/13, анализ которого по графическим нормативным характеристикам рис. XVI-1; XVI-28, XVI-31 и XVI-33 [Л. 1] в связи с двумя изломами зависимости теплофикационной мощности от отпуска тепла (рис. XVI-28 [Л. 1]) дает следующие уравнения:

при тепловых нагрузках от 25 до 53,2 Гкал/ч

$$q_т^{бр} = 1\,870 - \left(\frac{566}{N_т} + 0{,}41\right)(Q_{отб} - 21{,}25); \qquad (4)$$

при тепловых нагрузках от 53,2 до 67,9 Гкал/ч

$$q_т^{бр} = 1\,871 - \left(\frac{636}{N_т} + 0{,}41\right)(Q_{отб} - 21{,}6); \qquad (5)$$

при тепловых нагрузках от 67,9 до 76 Гкал/ч

$$q_т^{бр} = 1\,871 - \left(\frac{542}{N_т} + 0{,}32\right)(Q_{отб} - 16{,}8). \qquad (6)$$

Уравнения (4)—(6) действительны при вакууме 96%, $p_{отб} = 1{,}2$ кгс/см², диапазоне электрических нагрузок до 60 МВт и отключенном регуляторе промышленного отбора, для теплового и электрического графика нагрузок.

При работе турбоагрегата с отпуском тепла из двух регулируемых отборов приведенный способ упрощенного аналитического описания нормативного удельного расхода тепла на производство электроэнергии также приемлем. Уравнение удельного расхода тепла на производство электроэнергии принимает в этом случае следующий вид:

$$q_т^{бр} = A - \left(\frac{B}{N_т} + C\right)(Q_{прив} - Д). \qquad (7)$$

В этом уравнении приведенный отпуск тепла (Гкал/ч)

$$Q_{прив} = Q_{отб} + kQ_п,$$

где $Q_п$ — отпуск тепла из производственного отбора, Гкал/ч; k — коэффициент приведения, изменяющийся только при изломах графиков теплофикационных мощностей цилиндров высокого и среднего давления.

Постоянные величины A, B, C и $Д$ в уравнениях (1) и (7) на основании результатов тепловых испытаний турбоагрегатов целесообразно определять в следующей последовательности:

строится семейство графических зависимостей $q_т^{бр} = f(Q_{отб})$ при $N_т = \text{const}$ для нескольких значений электрической нагрузки; эти зависимости представляют собой практически семейство прямых, имеющих общую точку пересечения (рисунок);

постоянные A и $Д$ определяются соответственно как ордината и абсцисса общей точки пересечения семейства прямых;

постоянные B и C определяются как усредненный результат решения нескольких пар систем уравнений $\Delta q_т^{бр} = \Delta Q_{отб} \times (B/N_т + C)$, определяемых графически (рисунок).

При практическом использовании уравнений вида (1) и (7) для нормирования удельных расходов тепла на производство электроэнергии весьма важно во избежание ошибок четко определить границы применимости каждого конкретного уравнения. Любое такое уравнение действительно только для не определенных диапазонов электрической мощности, т вых нагрузок, давления пара в регулируемых отборах вакуума или температуры циркуляционной воды $t_{ц.в}$. Н мер, уравнение (2) применимо только при $N_т = 40 \div 100$ $Q_{отб} = 60 \div 160$ Гкал/ч, $t_{ц.в} = 20°C$ и $p_{отб} = 1{,}2$ кгс/см², ур ние (3) — при $p_{отб} = 2$ кгс/см² и прочих равных условиях границы применимости уравнений (2) и (3) определя условиями построения нормативных характеристик рис. 13 [Л. 2], которые эти уравнения аппроксимируют. Приме уравнений (1) и (7) при электрических и тепловых нагру находящихся за пределами указанного диапазона теп или электрических нагрузок недопустимо, а при откло от обусловленных значений $p_{отб}$, вакуума или $t_{ц.в}$ необхо внесение поправок.

Погрешность определения нормативного значения $q_т^{бр}$ уравнениям (1) и (7), например для турбоагрегата ПТ-60-1 не превышает ±0,06%, в то время как субъективная по ность, возникающая при последовательном применени скольких графических зависимостей согласно [Л. 1] может выше.

Преимущество предложенного способа определения мативного значения $q_т^{бр}$ заключается в уменьшении з квалифицированного труда при нормировании и упро оперативного определения нормативных показателей установки.

Пример. Определить нормативный $q_т^{бр}$ для турбоа та ПТ-60-130/13, работающего со следующими показате $N_т = 50$ МВт, $Q_{отб} = 45$ Гкал/ч, $p_{отб} = 1{,}2$ кгс/см², вакуум производственный отбор отключен.

Указанным условиям соответствует уравнение (4)

$$q_т^{бр} = 1\,870 - \left(\frac{566}{N_т} + 0{,}41\right)(Q_{отб} - 21{,}25) =$$

$$= 1\,870 - \left(\frac{566}{50} + 0{,}41\right)(45 - 21{,}25) = 1\,591{,}4 \text{ ккал/кВ}$$

В случае определения удельного расхода тепла по ке [Л. 1] необходимо последовательное применение графических зависимостей и выполнение нескольких точных вычислений.

Уравнения вида (1) и (7) могут быть, кроме того, при оптимизации режимов и разработке информацио стем ТЭЦ.

Применение описанного способа нормирования лябинской ТЭЦ-2 дало положительные результаты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л. М. Миттельман и др., Инструкция и мето зания по нормированию удельных расходов топлива на т ростанциях, изд. БТИ ОРГРЭС, 1966.

2. В. Н. Рузанков, Б. В. Михайлов, Типова характеристика турбоагрегата Т-100-130 ТМЗ, изд. СЦНТ 1972.

Инж. Н. М
Чел

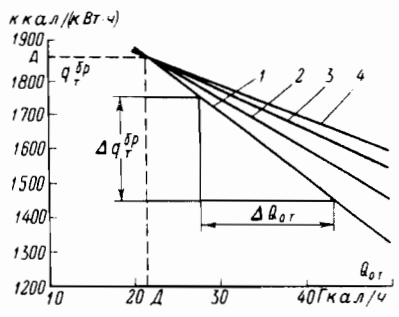


График зависимости $q_т^{бр} = f(Q_{отб})$ при работе турбины ПТ-60-130/13 в теплофикационном режиме. *1* — при $N_т = 30$ МВт; *2* — при $N_т = 50$ МВт; *3* — при $N_т = 60$ МВт.

УДК 621.1

РЕКОНСТРУКЦИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЫСО ДАВЛЕНИЯ ЭНЕРГОБЛОКОВ 200 МВт

На энергоблоках с турбинами К-200-130 Л принципиальная возможность повышения их мо 220 МВт, что требует, однако, проведения комплекса тий по увеличению пропускной способности отдель тов блока. В частности, при повышенной нагруз питательной воды в змеевиках подогревателей высо ния (ПВД) типа ПВ-480-230 или ПВ-500-240 ТКЗ, укомплектованы эти установки, превысила бы 3 м/с ственно выше скоростей, рекомендуемых по услови по-коррозионной стойкости (примерно 2,1 м/с по [Л по технико-экономическим соображениям (1,5—1 [Л. 2] или 1,4—1,9 м/с по расчетам УралВТИ). Та ние скорости воды, безусловно, снизило бы надежн ПВД, надежность и экономичность установки в ц

Известно, что при скоростях воды в змеевиках принимаемых при проектировании ПВД, после

УДК 621.311.22:614.446.00

Определение тепловыделений в котельном цехе

Канд. техн. наук З. Ф. НЕМЦЕВ, инж. Г. В. АРСЕНЬЕВ, инж. Е. Н. БЕЛОНОГОВ, инж. В. П. БУЯНОВ, инж. Н. В. КУДРЯВЦЕВ

При тепловом испытании котлоагрегатов малой производительности удается с достаточной точностью определять величины, необходимые для составления прямого теплового баланса. Тогда потери тепла в окружающую среду Q_5 (q_5) определяются как остаточный член теплового баланса [Л. 1].

Коэффициент полезного действия мощных котлоагрегатов определяют методом обратного теплового баланса. Потери тепла q_5 при этом принимают по нормативным данным или рассчитывают по эмпирической формуле [Л. 2, 3]. Считается [Л. 2], что метод обратного теплового баланса обеспечивает меньшую погрешность для котлов, работающих на твердом топливе, с к. п. д. более 75%, а для котлов, сжигающих жидкое топливо, при $\eta > 80\%$.

Однако ни тот, ни другой методы определения потерь тепла q_5 не обеспечивают достаточной точности, так как зависят от погрешностей измерения больших абсолютных величин (метод прямого теплового баланса), не учитывают состояния тепловой изоляции, изменения температуры наружного воздуха и в помещении котельного цеха, конструктивных особенностей и условий эксплуатации (метод обратного баланса).

В последние годы разработаны специальные методы оценки потерь тепла в окружающую среду через обмуровку по измеренным теплоперепадам в толще обмуровки [Л. 4], по измерению тепловых потоков с помощью тепломеров [Л. 5—7]. Наиболее успешными следует считать последние опыты с применением моделирующего тепломера ИТП-2 ОРГРЭС. Однако эти методы могут быть применены только при специальных испытаниях котлоагрегатов, так как требуют применения большого количества датчиков и являются трудоемкими при подготовке испытания и обработке его результатов.

Предлагаемый метод экспериментального определения потерь тепла в окружающую среду Q_5^y (q_5^y)* основан на тепловом балансе помещения котельной. Этот баланс можно представить следующим образом. Часть тепла, отдаваемого котлоагрегатом при его наружном охлаждении, возвращается обратно в количестве $Q_{вент}$ с нагретым в помещении котельной воздухом, поступающим на всас вентилятора.

$$Q_{вент} = V_{вент} c_в (t_в - t_н), \ кдж/кг, \qquad (1)$$

где $V_{вент}$ — количество холодного воздуха, засасываемого дутьевым вентилятором (в расчете на 1 $кг$ сожженного топлива), $м^3/кг$.

$$V_{вент} = V^0 (\alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{плу} + \Delta\alpha_{вп}), \ м^3/кг, \ [Л.8], \qquad (2)$$

где $c_в$ — теплоемкость воздуха, $кдж/м^3 \cdot град$;

$t_в$ — температура воздуха на всасе вентилятора, °С;

$t_н$ — температура наружного воздуха, °С;

V^0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 $кг$ топлива, $м^3/кг$;

$\alpha_т$ — коэффициент избытка воздуха в топке;

$\Delta\alpha_т$, $\Delta\alpha_{плу}$ — присосы воздуха в топке и в системе пылеприготовления;

$\Delta\alpha_{вп}$ — относительная утечка воздуха в воздухоподогревателе.

Другая часть тепла $Q_{прис}$ возвращается с присосами воздуха в топку и конвективную шахту.

$$Q_{прис} = (\Delta\alpha_т + \Delta\alpha_{плу} + \Delta\alpha'_{к.ш}) V^0_в (t'_в - t_н), \ кдж/кг, \qquad (3)$$

где $t'_в$ — температура воздуха в котельной вблизи обмуровки, °С;

$\Delta\alpha'_{к.ш}$ — присосы воздуха в конвективную шахту без учета присосов в воздухоподогревателе, которые учтены в формуле (2).

Третья часть тепла $Q_{зд}$ отдается наружному воздуху через ограждения здания котельной

$$Q_{зд} = \Sigma F_i \frac{1}{R_i} (t''_в - t_н) \frac{1}{B}, \ кдж/кг, \qquad (4)$$

где F_i — площадь ограждений, $м^2$;

R_i — сопротивление теплопередаче через ограждения;

индекс i означает номер ограждения (стены, окна, перекрытия и т. п.).

$t''_в$ — температура воздуха вблизи ограждающих конструкций котельной, °С.

B — расход топлива, $кг/ч$.

В некоторых случаях возможны дополнительные потери тепла $Q_{ут}$, связанные с утечками теплого воздуха из котельной.

В тепловом балансе помещения котельной возможны притоки тепла от других источников. Сюда можно отнести тепло от отопления котельного цеха $Q_{отопл}$ и тепло прочих источников тепла $Q_{проч}$

$$Q_{отопл} = W_c (t_п - t_о) \frac{1}{B}, \ кдж/кг, \qquad (5)$$

где W_c — расход циркулирующей воды в системе отопления, $м^3/ч$;

c — теплоемкость воды, $кдж/кг \cdot град$;

$t_п$, $t_о$ — температура воды в прямой и обратной нитках системы отопления, °С.

Таким образом, можно написать в следующем виде формулу для определения потерь тепла в окружающую среду:

$$Q_5^y = Q_{вент} + Q_{прис} + Q_{зд} - Q_{отопл} + Q_{ут} - Q_{проч}, \ кдж/кг. \qquad (6)$$

* Индекс «у» добавлен к Q_5, q_5 в связи с тем, что эти тепловыделения происходят от установки в целом как от котлоагрегата, так и от его оборудования.

Предлагаемый метод в отличие от методов [Л. 4, 5—7] не требует специальных измерений. Он основан на использовании тех измерений, которые выполняются при любом испытании котлоагрегатов. Поделив все члены уравнения (6) на Q_5^y, получим безразмерное выражение:

$$1 = \bar{Q}_{вент} + \bar{Q}_{прис} + \bar{Q}_{зд} - \bar{Q}_{отопл} + \bar{Q}_{у.т} - \bar{Q}_{проч}. \qquad (7)$$

Ниже приведены результаты расчетов по формуле (7), выполненные для котлов ТП-230 и ТП-170:

Q_5^y	ТП-230	ТП-170
$\bar{Q}_{вент}$	0,936	0,919
$\bar{Q}_{прис}$	0,039	0,061
$\bar{Q}_{зд}$	0,025	0,020
$\bar{Q}_{отопл}$	—	—
$\bar{Q}_{у.т}$	—	—
$\bar{Q}_{проч}$	—	—

Измерения по котлу ТП-230 велись при $t_н = -31°$ С, а по котлу ТП-170 при $t_н = -14°$ С.

Следовательно, основная часть тепла Q_5^y (более 90%) возвращается обратно в котлоагрегат, поступая с воздухом на всас вентилятора.

Точность определения $Q_{зд}$ невысока в связи с трудностями определения R_i. Однако безразмерная величина ее $\bar{Q}_{зд}$ весьма несущественна (2—2,5%). Поэтому даже ошибка в определении $Q_{зд}$ на 100% приводит к ошибке в определении Q_5^y всего на 2—2,5%.

Составляющая $\bar{Q}_{прис}$ также незначительна (4—6%), поэтому погрешность измерения $t'_в$, $\Delta\alpha_т$, $\Delta\alpha_{плу}$ не приводит к заметным ошибкам. Следовательно, для упрощения метода можно отказаться от измерения $t'_в$, принимая $t'_в \approx t_в$.

$$Q_{вент} + Q_{прис} = Q_в = V^0 \alpha_д c_в (t_в - t_н), \ кдж/кг, \qquad (8)$$

где $\alpha_д$ — коэффициент избытка воздуха перед дымососом. Формула (6) в этом случае примет вид:

$$Q_5^y = Q_в + Q_{зд} - Q_{отопл} + Q_{ут} - Q_{проч}, \ кдж/кг. \qquad (9)$$

Если пренебречь погрешностью определения $Q_{зд}$, $Q_{отопл}$, $Q_{ут}$ и $Q_{проч}$, то погрешность определения Q_5^y по предлагаемому методу равна погрешности определения $Q_в$. Тогда при относительных ошибках $\overline{\Delta V^0} = 0{,}025—0{,}05$, $\overline{\Delta\alpha} = 0{,}03—0{,}032$, $\bar{\Delta}(t_в - t_н) = 0{,}025—0{,}05$ [Л. 2]. Средняя квадратичная ошибка определения Q_5^y по формуле (8) составит:

$$\Delta\bar{Q}_5^y = \Delta\bar{Q}_в = \sqrt{(\bar{\Delta}V^0)^2 + \bar{\Delta}\alpha^2 + \Delta(\bar{t}_в - t_н)^2} = 0{,}046 \div 0{,}077.$$

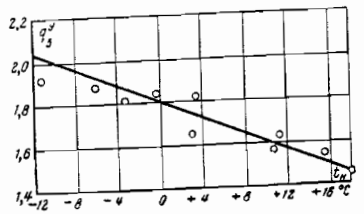


Рис. 1. График зависимости потерь тепла q_5^y от температуры наружного воздуха $t_н$.

Даже самые точные методы непосредственного измерения тепловых потоков с поверхности обмуровки имеют относительно невысокую точность. Погрешность определения потерь тепла Q_y^5 этими методами равна ±(12—15%) [Л. 4, 6].

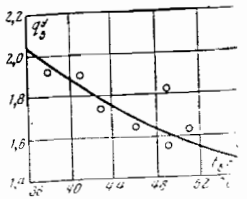


Рис. 2. Кривая зависимости потерь тепла q^y от температуры воздуха на всасе вентилятора $t_в$.

Существует мнение [Л. 2], что при пользовании нормативными данными относительная погрешность определения q_5 составляет ±15—50%. Однако исследования [Л. 7, 9] свидетельствуют о том, что фактические потери тепла q_5 отличались от нормативных на исследуемых котлах величину от —42% до +117% в связи с различием конструктивных особенностей и состояния тепловой изоляции котлоагрегатов.

Кроме того, нормативные данные не учитывают влияние изменения температуры наружного воздуха на потери тепла в окружающую среду, что следует из формул (8) и (9).

На рис. 1 приведена зависимость потерь тепла q_5^y от температуры наружного воздуха $t_н$. Рисунок построен по данным технических отчетов по эксплуатации тепловых станций (форма № 3) для группы из пяти котлов ТП-230 и дополнен результатами испытания одного из них. При изменении $t_н$ от +20° С до —12° С потери тепла q_5^y возрастают на 60 %.

Из рис. 1, 2, 3 можно сделать следующие выводы: $t_в$ понижается при снижении $t_н$, что в свою очередь вызывает увеличение q_5^y. Все это находится в полном соответствии с законами теплопередачи. Повышение q_5 при этом частично связано с увеличением $Q_{зд}$. Однако основная часть тепла связана с повышением температуры воздуха от $t_н$ до $t_в$; часть потерь тепла можно было бы отнести к потерям тепла q_2 с уходящими газами. Тогда потеря тепла q_5^y в соответствии с формулой (9) была бы значительно меньше и сводилась в основном к $Q_{зд}$ и $Q_{ут}$. Однако существующие нормы отчетности требуют отнесения этих потерь к q_5.

На потери тепла в окружающую среду существенно

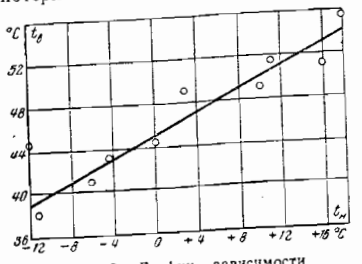


Рис. 3. График зависимости температуры $t_в$ от $t_н$.

Номер опыта	$\eta_{пр}$			$\eta'_{обр}$			$\eta''_{обр}$			$\eta'_{обр}-\eta_{пр}$			$\eta''_{обр}-\eta_{пр}$		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1	86,85	86,26	—	88,25	89,54	—	89,66	92,14	—	1,40	3,28	—	2,81	5,88	—
2	87,28	89,9	—	88,74	89,39	—	90,08	92,05	—	1,46	—0,51	—	2,8	2,16	—
3	87,81	87,36	—	88,96	88,67	—	90,44	91,82	—	1,15	—1,31	—	2,63	4,46	—
4	89,18	91,8	—	90,21	88,86	—	91,27	92,03	—	1,03	—2,94	—	2,09	0,23	—
5	88,12	91,05	89,1	90,91	89,32	89,19	91,73	91,97	90,61	2,79	—1,73	0,09	3,61	0,92	1,51
6	88,63	90,04	88,95	88,29	89,58	89,92	89,76	92,19	90,77	—0,34	—0,56	0,47	1,13	2,15	1,82

Примечания: I, II, III—даты испытаний: март 1958 г., декабрь 1957 г. и октябрь 1960 г. соответственно;

2. $\eta''_{сбр}$—к. п. д. котлоагрегата, подсчитанный по обратному балансу с применением нормативных кривых [Л. 2, 10] для определения q_5;

3. $\eta'_{обр}$—к. п. д. котлоагрегата, подсчитанный по обратному балансу для случая определения q_5^y по предлагаемой формуле (9);

4. Большая разница между к. п. д., определяемыми по прямому и обратному балансу для котла, испытанного в декабре объясняется плохим состоянием изоляции котла и погрешностями замеров.

венное влияние оказывают также свойства использованных теплоизоляционных материалов, изменение свойств изоляции в процессе эксплуатации и другие особенности, не учитываемые в нормативных данных.

При испытании котлоагрегатов, работающих на жидком или газообразном топливе, удается относительно точно определить к. п. д. котлоагрегата по прямому балансу $\eta_{пр}$ [Л. 2]. Тогда появляется возможность сравнить к. п. д. котлоагрегата, подсчитанный по обратному балансу, с $\eta_{пр}$.

Коэффициенты полезного действия котла ТП-230, подсчитанные для разных способов определения потерь тепла в окружающую среду, приведены в таблице.

Даные таблицы могут служить дополнительным косвенным подтверждением более высокой точности предлагаемого метода определения потерь тепла в окружающую среду в связи с тем, что использованный нами метод обеспечил лучшее совпадение результатов определения к. п. д. по прямому и обратному балансам.

Таким образом, использование нормативной кривой для определения q_5 может приводить к существенным погрешностям. Этот вывод находит подтверждение в результатах измерения потерь тепла Q_5 другими способами [Л. 11].

В результате изучения этих факторов выяснилось, что под нормативной потерей тепла q_5, определяемой по графикам [Л. 2, 10], подразумевается потеря тепла от наружного охлаждения собственно котлоагрегата, не включая вспомогательное оборудование [Л. 7, 11] (это относится как к советским, так и к американским нормам). Учитывая это, нетрудно понять, почему фактические потери оказываются значительно больше нормативных [Л. 7].

Таким образом, определение потери тепла q_5 по нормам [Л. 2, 10] приводит к завышенному значению к. п. д. котлоагрегата ввиду того, что при таком способе определения q_5 не учитываются тепловые потери оборудованием котлоагрегата.

Из вышеизложенного следует, что полные потери тепла Q_5^y котельной установки от наружного охлаждения состоят из потерь Q_5 собственно котлоагрегата и потерь Q_5^0 вспомогательного оборудования. В свою очередь, Q_5^0 состоит из потерь $Q_5^{т.п.о}$, относящихся к потерям теплового потока от паропроводов острого и перегретого пара с трубопроводами питательной воды в пределах котельного цеха и остальной части $Q_5^{'(0)}$.

$$Q_5^y = Q_5 + Q_5^0 = Q_5 + Q_5^{т.п.о} + Q_5^{'(0)}, \ кдж/кг \quad (10)$$

$$q_5^y = q_5 + q_5^0 = q_5 + q_5^{т.п.о} + q_5^{'(0)}. \quad (11)$$

В принципе $q_5^{т.п.о}$ можно было бы не выделять из общих потерь. Однако этого требует существующий порядок учета потерь теплового потока на электростанции.

Доля $Q_5^{т.п.о}$ в общей потере тепла Q_5^y невелика (5 — 12 %) [Л. 11], поэтому при определении к. п. д. котельной установки методом обратного баланса следует пользоваться величиной $Q'_5(q'_5)$, а не $Q_5(q_5)$.

$$Q'_5 = Q_5 + Q_5^{'(0)}, \ кдж/кг \quad (12)$$

$$q'_5 = q_5 + q_5^{'(0)}. \quad (13)$$

Тогда вместо формулы (6) можно написать:

$$Q'_5 = Q_в - Q_5^{т.п.о} + Q_{зд} - Q_{отопл} + Q_{ут} - Q_{щгоч}, \ кдж/кг. \quad (14)$$

Если не требуется очень высокая точность определения Q'_5, то, пренебрегая последними членами уравнения (14), можно принять:

$$Q'_5 \approx Q_в, \ кдж/кг \quad (15)$$

$$q'_5 \approx q_в = \frac{V^0}{Q_н^р} c_в \alpha_д (t_в - t_н). \quad (16)$$

Обозначим $\frac{V^0 10^3}{Q_н^р} = v^0$ и подставим в уравнение (16), тогда

$$q'_5 = v^0 c_в \alpha_д (t_в - t_н) 10^{-3}. \quad (17)$$

Величина v^0 для различных топлив изменяется в относительно небольших пределах. Используя данные [Л. 12] и принимая в соответствии с [Л. 10] количество влаги в атмосферном воздухе в расчете на 1 $м^3$ сухого воздуха равным 0,0161 $м^3/м^3$, нетрудно получить формулу для расчета v^0:

$$v^0 = 1{,}0161 \left(l_1 + l_2 \frac{\omega^р 10^3}{Q_н^р} - \frac{\Delta v^0 10^3}{Q_н^р} \right). \quad (18)$$

Ниже приведены значения l_1, l_2, Δv^0 для различных видов топлива.

Топливо	l_1	l_2	Δv^0
Жидкие топлива, каменные и бурые угли	1,10	0,007	0,06
Антрацит и кокс	1,10	0,007	0
Торф, дрова, растительные суррогаты	1,07	0,007	0,06
Газ $Q_н^р < 35\,600\ кдж/нм^3$	1,105	0	0,05
$Q_н^р > 35\,600\ кдж/нм^3$	1,105	0	0

Из формулы (17) можно получить приближенные зависимости $t_н = f(t_в)$, $q_5 = f(t_в)$, $q_5 = f(t_н)$ для каждой электростанции, позволяющие приводить результаты испытания к заданной температуре воздуха на всасе вентиляторов $t_в$ или к заданной температуре наружного воздуха $t_н$, а также вести контроль за состоянием изоляции.

При нагрузках D_x, отличных от номинальной $D_н$, рекомендуется [Л. 2, 10] определять величину q_5^x по формуле

$$q_5^x = q_5^н \frac{D_н}{D_x}. \quad (19)$$

Эта формула не учитывает влияние нагрузки на абсолютные потери тепла в окружающую среду, поэтому предлагается формула для определения q_5^x:

$$q_5^x = (0{,}3 \div 0{,}5) \cdot \left(1 + \frac{D_н}{D_x}\right) q_5^н. \quad (20)$$

Формула эмпирическая. Коэффициенты найдены на основании анализа испытаний ряда котлоагрегатов. Учтено, что абсолютная величина потерь Q_{5y} несколько уменьшается с уменьшением нагрузки. Степень уменьшения ее зависит от конструктивных особенностей агрегата и состояния изоляции в различных его частях. Чем больше доля поверхности котлоагрегата с температурой, не зависящей от нагрузки (водоопускные трубы, паропроводы и т. п.), тем больше и постоянный коэффициент в формуле (20). Практически коэффициент получается с помощью испытаний или эксплуатационных измерений при разных нагрузках. При отсутствии данных можно принимать среднее значение коэффициента 0,4.

Интересно следующее обстоятельство. Основная часть потерь тепла от наружного охлаждения котельной установки еще не является прямой потерей. Она возвращается в котлоагрегаты с воздухом, подаваемым вентиляторами, и с его присосами. Это открывает возможность для частичной компенсации потерь. Поэтому для повышения к. п. д. котлоагрегата необходимо максимально использовать тепловыделения в котельном цехе, не допускать проникновения холодного воздуха (особенно зимой) в помещение котельной через фрамуги фонарей, окна и двери котельной.

Для повышения к. п. д. электростанции рационально использовать тепловыделения и в машинном зале. Можно установить специальные вентиляторы в зонах высоких температур воздуха в машинном зале и для подачи нагретого воздуха на всас вентиляторов котлоагрегата или в воздухопровод после вентиляторов. Реализация такой схемы использования тепловыделений, помимо улучшения санитарных условий, даст экономию около 700 *т у. т/год* для блока 100 *Мвт* и может быть средством борьбы против коррозии воздухоподогревателей.

ВЫВОДЫ

1. Предлагаемый метод позволяет относительно просто и с небольшой погрешностью определять потери тепла в окружающую среду q_5^y, например по формуле (17).

2. Необходимо максимально использовать тепловыделения в котельном и турбинном цехах, т. е. организовать подачу теплого воздуха на всас вентиляторов и ликвидировать его утечки.

3. Нормативные кривые не учитывают тепловыделение оборудования цеха и зависимость тепловыделения от температуры наружного воздуха.

4. Предлагаемый метод позволяет определять потери тепла в окружающую среду всей котельной установки.

5. Предложена формула для подсчета q_5, учитывающая уменьшение тепловыделений при нагрузках, отличных от номинальной.

6. Для каждой электростанции можно построить зависимости $t_в = f(t_н)$, позволяющие контролировать состояние изоляции и тепловыделения.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. Б. Гатеев, Теплотехнические испытания котельных установок, Госэнергоиздат, 1954.

2. Е. Д. Фингер, Г. Г. Бойко, А. А. Аздеева, В. И. Трембовля, «Методика испытаний котельных установок», «Энергия», 1964.

3. М. А. Стырикович, К. Я. Катковская, Е. П. Серов, «Котельные агрегаты», Госэнергоиздат, 1959.

4. В. Н. Тилипан, Основные характеристики тепловой изоляции паропроводов блока и обмуровки котла ПК-33-83 СП, сб. «Опыт освоения и исследования моноблока 200 *Мвт* с прямоточным котлом», Госэнергоиздат, 1963.

5. Характеристика теплоизоляционных свойств котельных обмуровок, сб. «Энергетика за рубежом», БТИ ОРГРЭС, 1962.

6. Руководящие указания по испытаниям тепловой изоляции на электростанциях, БТИ ОРГРЭС, 1964.

7. Г. Н. Васильева, И. Я. Залкинд и др. Определение тепловых потерь котлоагрегатов в окружающую среду, «Электрические станции», 1965. № 2.

8. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод), под ред. С. И. Мочана, «Энергия», 1964.

9. Т. Н. Григорьев, Б. Д. Дар, Состояние вентиляции на ГРЭС, «Электрические станции», 1961, № 5.

10. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод), под ред. А. М. Гурвича и Н. В. Кузнецова, Госэнергоиздат, 1957.

11. А. К. Внуков, В. Г. Синякевич, О. И. Чабан, Исследование тепловых потерь в окружающую среду на электростанциях с блоками высокого и сверхвысокого давлений, «Электрические станции», 1958, № 11.

12. Д. В. Будрин, М. А. Глинков и др., «Металлургические печи», Металлургиздат, 1951.