

Г.Ф. БЫСТРИЦКИЙ
Г.Г. ГАСАНГАДЖИЕВ
В.С. КОЖИЧЕНКОВ

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

[производство тепловой и электрической энергии]

УЧЕБНИК



Г.Ф. БЫСТРИЦКИЙ, Г.Г. ГАСАНГАДЖИЕВ, В.С. КОЖИЧЕНКОВ

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА (ПРОИЗВОДСТВО ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ)

Допущено УМО по образованию
в области энергетики и электротехники
в качестве **учебника**
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлениям
140600 «Электротехника, электромеханика
и электротехнологии» и 140200 «Электроэнергетика»

Второе издание, стереотипное

КНОРУС • МОСКВА • 2014

KnorusMedia
электронные версии книг

УДК 620.9(075.8)

ББК 31я723

Б95

Рецензенты:

Г.Г. Ольховский, генеральный директор Всероссийского теплотехнического института, чл.-кор. Российской академии наук, д-р техн. наук, проф.,

Т.Б. Лещинская, заведующая кафедрой электроснабжения и электрических машин Московского государственного агроинженерного университета им. В.П. Горячкина, д-р техн. наук, проф.,

С.И. Гамазин, проф. кафедры электроснабжения промышленных предприятий Московского энергетического института (технического университета), д-р техн. наук

Быстрицкий Г.Ф.

Б95 Общая энергетика (Производство тепловой и электрической энергии) : учебник / Г.Ф. Быстрицкий, Г.Г. Гасангаджиев, В.С. Кожиченков. — 2-е изд., стер. — М. : КНОРУС, 2014. — 408 с. — (Бакалавриат).

ISBN 978-5-406-03655-6

Содержит сведения о невозобновляемых и возобновляемых энергетических ресурсах, их характеристики; основы теплотехники, положения технической термодинамики и основы теплообмена. Приведены схемы и технологические процессы тепловых электрических станций, газотурбинных установок, АЭС, гидравлических и ветровых электрических станций.

Представлены принципы работы основного теплового оборудования ТЭС: паровые и водогрейные котлы, паровые турбины, оборудование систем теплоснабжения; нагнетательные машины. Рассмотрено основное электрооборудование энергосистемы: электрические генераторы — турбо- и гидрогенераторы, силовые трансформаторы, воздушные и кабельные линии электропередачи, их конструктивные элементы.

Соответствует Федеральному государственному образовательному стандарту высшего профессионального образования третьего поколения.

Для студентов электротехнических и электроэнергетических специальностей вузов. Может быть полезен учащимся техникумов соответствующих специальностей, а также работникам энергетической отрасли и промышленных предприятий.

УДК 620.9(075.8)

ББК 31я723

Быстрицкий Геннадий Федорович

Гасангаджиев Гасан Гизбуллагович

Кожиченков Владимир Сергеевич

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

(ПРОИЗВОДСТВО ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ)

Сертификат соответствия № РОСС RU. АЕ51. Н 16509 от 18.06.2013.

Изд. № 7357. Подписано в печать 06.12.2013. Формат 70×100/16.

Гарнитура «Times New Roman». Печать офсетная.

Усл. печ. л. 33,15. Уч.-изд. л. 17,3. Тираж 500 экз. Заказ № 2495.

ООО «КноРус».

127015, Москва, ул. Новодмитровская, д. 5а, стр. 1.

Тел.: 8-495-741-46-28.

E-mail: office@knorus.ru <http://www.knorus.ru>

Отпечатано в ГУП МО «Коломенская типография».

140400, Московская обл., г. Коломна, ул. III Интернационала, д. 2а.

Тел.: 8 (496) 618-69-33, 618-60-16. E-mail: bab40@yandex.ru

© Быстрицкий Г.Ф., Гасангаджиев Г.Г.,
Кожиченков В.С., 2014

© ООО «КноРус», 2014

ISBN 978-5-406-03655-6

ПРЕДИСЛОВИЕ

Известно, что электрическая энергия считается основой современной цивилизации. Можно без преувеличения сказать, что без электрической энергии невозможна нормальная жизнь современного общества. Электрическая энергия широко используется в промышленности для приведения в действие самых различных механизмов и непосредственно в технологических процессах, на транспорте, в быту. Работа современных средств связи – телеграфа, телефона, радио, телевидения – основана на применении электрической энергии. Без нее невозможно было бы развитие кибернетики, вычислительной техники, космической техники и т.д.

Основные отличительные свойства электрической энергии состоят в том, что она может легко передаваться на большие расстояния и относительно просто с малыми потерями преобразовываться в другие виды энергии.

Электроэнергия вырабатывается на специальных предприятиях – электростанциях, преобразующих в электрическую энергию другие виды энергии: химическую энергию топлива, энергию воды, энергию ветра, атомную энергию и др. Выработанная электростанцией электроэнергия передается различным потребителям – промышленным, коммунальным, сельскохозяйственным, бытовым и т.д.

В зависимости от используемого вида энергии различают электростанции тепловые, гидравлические, ветровые, атомные и др.

На тепловых электростанциях используется твердое, жидкое и газообразное топливо. В зависимости от рода первичного двигателя, приводящего во вращение электрический генератор, тепловые электростанции можно подразделить на станции с паровыми турбинами, с двигателями внутреннего сгорания и с газовыми турбинами. Станции с паровыми турбинами, кроме того, подразделяются на конденсационные (КЭС) и теплофикационные (ТЭЦ). Конденсационные электростанции снабжают потребителей только электрической энергией, а теплофикационные электростанции – электрической и тепловой энергией.

Электрическая энергия вырабатывается электрическими генераторами – турбо- и гидрогенераторами; с помощью трансформаторов повышается напряжение тока, и энергия передается по воздушным и кабельным линиям электропередачи к потребителям на значительные расстояния.

Подготовка квалифицированных инженерных кадров различных специальностей по теплоэнергетике и электроэнергетике осуществляется в энергетических вузах и техникумах. Наряду с указанными специальностями в учебных заведениях России готовят большое число инженеров различных электротехнических специальностей: электромехаников, электротехников, электроаппаратчиков и т.п.

Практическая деятельность инженера-электротехника и инженера-электрика фактически связана с вопросами тепломеханического и различного энергосилового оборудования, включающего в себя паровые и водогрейные котлы, паровые турбины, системы теплоснабжения, нагнетательные машины и т.д.

В последние годы в учебных планах подготовки инженеров и техников электротехнических специальностей отсутствуют учебные дисциплины, охватывающие полный технологический цикл получения электрической и тепловой энергии, работу основного оборудования, что, в свою очередь, уменьшает общий уровень технической подготовки студентов.

Указанное предопределило издание настоящего учебника, в котором приведены практически все разделы энергетики: энергетические ресурсы, основы теплотехники, технология производства тепловой и электрической энергии на различных видах электрических станций: КЭС, ТЭЦ, АЭС, ГЭС и др.; принципы работы и характеристики основного энергетического и электротехнического оборудования.

Материал учебника базируется на основе многолетнего опыта чтения первым автором лекций студентам электротехнических специальностей по дисциплинам «Основы энергетики», «Общая энергетика», «Физические основы производства электрической энергии», «Энергетические установки».

Учебник предназначен для студентов электротехнических и электро-энергетических специальностей высших учебных заведений по направлениям подготовки дипломированного специалиста 140600 «Электротехника, электромеханика и электротехнологии» и 140200 «Электроэнергетика».

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

Глава 1. Энергоресурсы и их использование

1.1. Общие сведения

Под *энергоресурсами* понимаются материальные объекты, в которых сосредоточена возможная для использования энергия. *Энергия* – количественная оценка различных форм движения материи, которые могут превращаться друг в друга, – условно подразделяется по видам: химическая, механическая, электрическая, ядерная и т.д.

Из большого разнообразия ресурсов, встречающихся в природе, выделяют *основные*, используемые в больших количествах для практических нужд.

К *основным энергоресурсам* относят энергию рек, водопадов, различные органические топлива, такие, как уголь, нефть, газ; ядерное топливо – тяжелые элементы урана и тория, а в перспективе – легкие элементы и т.д. Энергоресурсы разделяют на *возобновляемые* и *невозобновляемые*. К первым относятся те, которые природа непрерывно восстанавливает (вода, ветер и т.д.), а ко вторым – ранее накопленные в природе, но в новых геологических условиях практически не образующиеся (например, каменный уголь, нефть, газ и др.).

Энергия, непосредственно извлекаемая в природе (энергия топлива, воды, ветра, тепла Земли, ядерная), называется *первичной*.

Энергия, получаемая человеком после преобразования первичной энергии на специальных установках – станциях, называется *вторичной* (энергия электрическая, пара, горячей воды и т.д.).

Оценить запасы источников первичной энергии довольно сложно из-за различной оценки экономической целесообразности извлечения их из недр Земли и вод Мирового океана. В табл. 1.1 приведены ориентировочные цифры ресурсов энергии на Земле, МВт · ч.

Таблица 1.1

Ресурсы энергии на Земле

Ресурсы	Количество, МВт · ч
1. Невозобновляемые (общие запасы):	
термоядерная энергия	$100\,000 \cdot 10^{12}$
ядерная энергия деления	$547 \cdot 10^{12}$
химическая энергия ископаемых органических горючих веществ	$55 \cdot 10^{12}$
внутреннее тепло Земли (геотермальная энергия)	$0,134 \cdot 10^{12}$
2. Ежегодно возобновляемые:	
энергия солнечных лучей, достигающих земной поверхности	$580 \cdot 10^{12}$
энергия солнечных лучей, аккумулирующихся в верхних слоях атмосферы (150–200 км) в виде атомарного кислорода	$0,000012 \cdot 10^{12}$
энергия морских приливов	$70 \cdot 10^{12}$
– " – ветра	$1,700 \cdot 10^{12}$
– " – рек	$0,018 \cdot 10^{12}$

Пока человечество широко использует только энергию химических горючих, притом органического происхождения, запасы которых составляют всего доли процента всех ресурсов энергии на Земле (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Ориентировочные мировые запасы основных органических горючих

Виды горючего	Геологические		Извлекаемые	
	млрд. т. у.т.	%	млрд. т. у.т.	%
Всего	12 800	100	3800	100
В том числе:				
уголь	11 200	87,4	2900	76
нефть	740	5,8	370	9,7
газ природный	630	4,9	500	13,3
прочие	230	≈ 1,9	30	≈ 1,0

Большое отличие в цифрах между геологическими и извлекаемыми запасами объясняется тем, что при подсчете последних не учитывались тонкие пласты (до 0,5 м) и глубокие залегания (свыше 1,5 км).

Дело в том, что «экономическая целесообразность извлечения» определяется пока стоимостью энергоресурса, которая весьма неустойчива. В результате нефтяные вышки уходят все дальше в море, хотя себестоимость нефти возросла втрое. *Надежным критерием целесообразности* извлечения может быть лишь отношение энергоемкости извлекаемого источника энергии (ИЭ) к количеству затраченной энергии (включая овеществленную в расходующихся материалах, амортизирующей части оборудования и т.д.), которое должно быть больше единицы.

Оценить природные ресурсы делящегося ядерного топлива очень сложно. Число первичных ядерных топлив ограничено двумя: ураном и торием. Залежи этих элементов в земной коре и содержание в водах Мирового океана чрезвычайно рассредоточены и малоконцентрированы.

1.2. Невозобновляемые источники энергии

1.2.1. Органические топлива (горючие)

Основные сведения. *Топливом* может быть названо любое вещество, способное при горении (окислении) выделять значительное количество теплоты. По определению, данному Д.И. Менделеевым, «топливом называется горючее вещество, умышленно сжигаемое для получения тепла». Практическая целесообразность топлива определяется его количественными запасами, удобствами добычи, скоростью горения, теплотворной способностью, возможностью длительного хранения и безвредностью продуктов сгорания для людей, растительного и животного мира и оборудования. Существуют естественные (природные) виды топлив и искусственные.

Процесс освобождения химической энергии представляет собой реакцию окисления горючего. Поэтому химические топлива состоят из горючего и окислителя.

Горючие топлива бывают органического и неорганического происхождения. Те и другие могут быть твердыми, жидкими и газообразными. Окислителями служат вещества, включающие элементы с незаполненными внешними атомными оболочками, например, кислород, у которого не хватает двух электронов, фтор и хлор – по одному.

В энергетике для получения электрической энергии на тепловых электрических станциях (ТЭС) в основном используются топлива органического происхождения.

Все виды органического топлива (горючие) представляют собой углеводородные соединения, в которые входят небольшие количества других веществ.

К *твердому топливу* относят: антрацит, каменный и бурый уголь, торф, дрова, сланцы, отходы лесопильных заводов и деревообделочных це-

хов, а также растительные отходы сельскохозяйственного производства – солому, костру, лузгу, чинголак и др.

Твердые топлива используются в основном на ТЭС для получения электрической энергии, для отопления и технологических нужд промышленности и в незначительной степени для судовых и локомотивных двигателей.

К *жидкому топливу* относят нефть, а также различные продукты ее переработки: бензин, керосин, лигроин, разнообразные масла и остаточный продукт нефтепереработки нефти – мазут. Искусственное жидкое топливо и горючие смолы, а также масла получают при переработке твердых топлив.

До 70% и более жидких топлив используется на транспорте – авиация, автомобили, трактора, суда, на железнодорожном транспорте (тепловозы), около 30% сжигается в виде мазута на тепловых электростанциях. Сырую нефть в качестве топлива в котельных не применяют.

К *газообразному топливу* относят природный газ, добываемый из недр земли, попутный нефтяной газ, газообразные отходы металлургического производства (коксовый и доменный газ), крекингový газ, а также генераторный газ, получаемый искусственным путем из твердого топлива в особых газогенераторных установках.

Газообразные топлива (горючие) сжигаются на ТЭС для получения электрической и тепловой энергии. И в очень небольшом количестве используются на транспорте.

Элементарный состав твердого и жидкого топлив. Топливо в том виде, в каком оно поступает для сжигания в топке или в двигатели внутреннего сгорания и специальные аппараты, называется рабочим.

В общем случае, в состав рабочего (твердого или жидкого) топлива входят углерод С, водород Н, кислород О, азот N и летучая сера S, а также негорючие минеральные примеси – зола А и влага W.

Для рабочей массы топлива имеет место очевидное равенство:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100\%, \quad (1.1)$$

где C^p , H^p , O^p и т.д. – элементы рабочего топлива в процентах от общей массы топлива.

Характеристика топлива по составу его рабочей массы является весьма неустойчивой, так как для одного и того же сорта топлива в зависимости от способа его добычи, транспортирования и хранения содержание в нем S^p , A^p и W^p может значительно колебаться.

Влага, содержащаяся в топливе совместно с золой, называется балластом топлива.

Балласт значительно снижает ценность топлива, уменьшая его теплоту сгорания. Влага в топливе вредна тем, что, во-первых, на ее испарение при горении расходуется тепло, и, во-вторых, уменьшается относительное количество горючего вещества в топливе. Наличие золы не только снижает теплоту сгорания, но значительно затрудняет процесс горения в топке и ее эксплуатацию.

В естественных видах ископаемого твердого топлива встречается сера трех разновидностей:

органическая S^o , связанная с другими элементами топлива C, H, N и O в виде сложных органических соединений;

колчеданная S^k в виде пирита, колчедана FeS_2 ;

сульфатная $S^{сульф}$ в виде солей серной кислоты (гипс, $FeSO_4$ и др.).

Сульфаты представляют собой высокие окислы серы, поэтому находящаяся в них сера гореть не может. Присутствующие в топливе органическая и колчеданная серы сгорают, образуя токсичный сернистый ангидрид SO_2 и (в небольших количествах) еще более токсичный серный ангидрид SO_3 . Выброс их с продуктами сгорания вызывает загрязнение воздушного бассейна.

Органическая и колчеданная сера образуют вместе летучую горючую серу $S_{л}$. Таким образом, общее содержание серы в топливе

$$S_{общ} = S^o + S^k + S^{сульф} = S_{л} + S^{сульф}.$$

Следовательно, в горючую часть топлива входят только летучая сера, остальная сера в горении участия не принимает и может быть отнесена к балласту (зола топлива).

Для правильного представления о тепловых свойствах топлива вводится понятие горючей массы, для которой

$$C^Г + H^Г + O^Г + N^Г + S_{л}^Г = 100\%,$$

где индекс сверху показывает, что процентный состав отдельных элементов отнесен к горючей массе.

Название «горючая масса» носит условный характер, так как действительно горючими ее элементами являются только углерод, водород и сера. Углерод – преобладающий компонент твердых и жидких топлив, в топливах его обычно содержится от 50 до 95%, тогда как содержание водорода $H^Г$ колеблется в пределах от 1 до 11, а серы $S^Г$ от 0 до 8%. Горючую массу можно характеризовать как топливо, не содержащее золы и в абсолютно сухом состоянии. Содержание азота в горючей массе твердых топлив обычно составляет 1–2% по массе. Несмотря на столь малое количество, азот является весьма вредным компонентом, поскольку при сгорании азотсодержащих соединений в высокотемпературных топках образуются сильнотоксичные оксиды NO и NO_2 (они образуются также и из атмосферного азота, но в меньшей степени).

Для топлива, содержащего большое количество влаги (бурый уголь, торф, дрова, некоторые растительные отходы), в некоторых случаях удобно использовать понятие сухой массы, т.е. характеризовать состав абсолютно сухого топлива суммой элементов C^c , H^c , O^c , N^c , S^c и A^c . При этом

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^c + A^c = 100\%,$$

где индекс показывает, что процентный состав отдельных элементов отнесен к сухой массе.

Для взаимного пересчета массы топлива в соответствии с понятием о массах топлива служат формулы, объединенные в табл. 1.3.

Таблица 1.3

**Формулы для пересчета состава топлива
с одной массы на другую**

Заданная масса топлива	Искомая масса топлива, %		
	Рабочая	Сухая	Горючая
Рабочая	1	$\frac{100}{100 - W^p}$	$\frac{100}{100 - (W^p + A^p)}$
Сухая	$\frac{100 - W^p}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^c}$
Горючая	$\frac{100 - (W^p + A^p)}{100}$	$\frac{100 - A^c}{100}$	1

Зольность топлива. Золой называют твердый негорючий остаток, остающийся после сжигания топлива в атмосфере воздуха. Зола может быть в виде сыпучей массы с плотностью в среднем 600 кг/м^3 и в виде сплавленных пластин и кусков, называемых шлаками, с плотностью до 800 кг/м^3 .

В состав золы большинства видов твердого топлива входят: глинозем Al_2O_3 , кремниевая кислота SiO_2 , известь CaO , магнeзия MgO , щелочи Na_2O , окислы железа FeO и Fe_2O_3 .

Часть золы в топливе распределена довольно равномерно; другая часть, представляющая собой пустую породу, захваченную при разработке или добыче топлива, распределена неравномерно, но может быть сравнительно легко отделена. Процесс отделения золы, называемый обогащением твердого топлива, получил широкое распространение. Процесс этот достаточно дорогой, поэтому применяется лишь для углей, предназначенных для коксования.

При высокой температуре зола плавится. Степень легкоплавкости золы в значительной степени зависит от ее состава. Для оценки поведения золы при сжигании топлива весьма существенны температуры начала деформации $t_{н.д.}$, размягчения t_p , а также начала жидкоплавкого состояния $t_{пл}$ золы, определяемые опытным путем.

Зола способствует разрушению обмуровки топочных устройств и поверхностей камер сгорания, оседает в газоходах теплообменных аппаратов и ускоряет износ поверхностей, обтекаемых забалластированным газовым потоком, а также засоряет окружающую местность.

Влажность топлива определяется по ГОСТ 11014-70 высушиванием навески при 105–110°C. Максимальная влажность массы W^p доходит до 50% и более и определяет экономическую целесообразность использования данного горючего материала и возможность его сжигания. Влага снижает температуру в топке и увеличивает объем дымовых газов. Для превращения 1 кг воды в пар комнатной температурой нужно затратить 2,5 МДж теплоты. Увеличенный объем дымовых газов требует дополнительной энергии на их удаление.

Очевидно, что *влага* является балластной примесью, так как уменьшает тепловую ценность исходного топлива. Кроме того, часть теплоты, выделяемой топливом при его сгорании, расходуется на испарение влаги.

Различают влагу внешнюю и внутреннюю, или гигроскопическую. К *внешней* относится влага, попадающая в топливо при его добыче, хранении или транспортировке, а также капиллярная, заполняющая многочисленные поры угля и торфа.

Содержание внешней влаги в различных видах топлива колеблется в широких пределах – от нескольких процентов до десятков процентов. Эта влага может быть сравнительно легко удалена высушиванием. *Гигроскопическая и коллоидная влажность* топлива зависят от его структуры и связаны с органическими веществами топлива и его минеральными примесями. В жидком топливе содержится только внешняя влага в капельно-жидком состоянии в виде эмульсии. Применительно к твердому топливу в топочной технике используют понятие *приведенной* влажности (% кг/МДж), под которой понимают отношение влажности топлива к количеству низшей теплоты сгорания топлива:

$$W^п = 1000 W^p / Q_H^п.$$

Если $W^п < 3\%$, то топливо считается маловлажным (антрацит, каменные угли). Если $W^п = 3,89–8\%$, топливо считается высоковлажным (торф, бурые угли); топлива с промежуточными значениями $W^п$ составляют группу топлив средней влажности.

Летучие вещества. При нагревании твердого топлива без доступа воздуха его органическая масса разлагается, в результате чего образуются газы, водяные и смоляные пары и углеродосодержащий остаток. Суммарное количество выделяющихся *летучих веществ* увеличивается с увеличением температуры и времени выдержки. Этот процесс в основном заканчивается при 700–800°C, поэтому по ГОСТ 6382-75 выход летучих веществ V^r , в % на горючую массу, определяется путем прокаливания 1 г топлива в закрытом тигле при $850 \pm 10^\circ\text{C}$ в течение 7 мин. Выход летучих веществ является важнейшей характеристикой горючей массы топлива и уменьшается по мере увеличения его возраста. Чем больше выход летучих веществ, т.е. чем больше топлива превращается при нагревании в горючий газ, тем проще зажечь это топливо и легче поддерживать устойчивое горение. Органическая часть древесных и горючих сланцев при нагревании без доступа воздуха почти целиком переходит в летучие вещества ($V^r = 85–90\%$), в то время как у антрацитов $V^r = 3–4\%$. Именно

большой выход летучих веществ определяет хорошую горючесть древесины.

Примерный состав некоторых видов твердого топлива представлен в табл. 1.4. Как видно из таблицы, основной горючей составляющей частью являются углерод и водород.

Жидкое топливо. Практически все жидкие топлива пока получают путем переработки нефти (бензин, керосин, дизельное топливо и мазут). Мазут, как и моторные топлива, представляет собой сложную смесь жидких углеводородов, в состав которых входят в основном углерод ($C^p = 84\text{--}86\%$) и водород ($H^p = 10\text{--}12\%$); $O^p + N^p = 1\text{--}2\%$; содержание воды и зольность не превышает $0,2\text{--}1,5\%$.

Таблица 1.4

**Примерный состав и теплотехнические характеристики
горючей массы твердого топлива**

Топливо	Состав горючей массы, %					Выход летучих веществ, V^p , %	Низшая теплота сгорания, МДж/кг	Жаро-производительность, $t_{\max}^p$, °C	RO _{2max} продуктов сгорания, %
	C ^p	S ^p	H ^p	O ^p	N ^p				
Дрова	51	—	6,1	42,2	0,6	85	19	1980	20,5
Торф	58	0,3	6	33,6	2,5	70	8,12	2050	19,5
Горючий сланец	60–75	4–13	7–10	12–17	0,3–1,2	80–90	7,66	2120	16,7
Бурый уголь	64–78	0,3–6	3,8–6,3	15,26	0,6–1,6	40–60	27	—	19,5
Каменный уголь	75–90	0,5–6	4–6	2–13	1–2,7	9–50	33	2130	18,72
Полуантрацид	90–94	0,5–3	3–4	2–5	1	6–9	34	2130	19,32
Антрацид	93–94	2–3	2	1–2	1	3–4	33	2130	20,2

Мазуты, полученные из нефти ряда месторождений, могут содержать много серы (до $4,5\text{--}5\%$), что резко усложняет защиту окружающей среды при их сжигании.

Характеристики жидких топлив – продуктов переработки нефти приведены в табл. 1.5.

Наиболее легкие сорта бензинов применяются в авиации и называются авиационными, более тяжелые – автомобильными. Лигроин и керосин могут применяться для тракторных, турбореактивных и других двигателей.

Из указанных выше жидких топлив в котельных и промышленных печах сжигаются только топочные мазуты, которые классифицируются по степени их вязкости: М20, М40, М60, М80, М100 и М120, цифры в указанных марках мазута указывают условную вязкость в градусах Энглера.

Основные свойства жидких топлив – плотность, испаряемость, вязкость, стабильность при хранении, температуры застывания, вспышки, воспламенения и самовоспламенения, антидетонационная стойкость и др.

Таблица 1.5

Характеристики жидких топлив, получаемых из нефти

Топливо	Состав горючей массы, %				Зольность сухого топлива, % А ^с	Влага рабочего топлива, % W ^p	Низшая теплота сгорания рабочего топлива, МДж/кг
	Угле- род, С ^r	Водо- род, Н ^r	Сера, S ^r	Кисло- род и азот, O ^r + N ^r			
Бензин	85	14,9	0,05	0,05	0	0	43,8
Керосин	86	13,7	0,2	0,1	0	0	43,0
Дизельное	86,3	13,3	0,3	0,1	Следы	Следы	42,4
Солярное	86,5	12,8	0,3	0,4	0,02	Следы	42,0
Моторное	86,5	12,6	0,4	0,5	0,05	1,5	41,5
Мазут: малосернистый	86,5	12,5	0,5	0,5	0,1	1,0	41,3
сернистый	85	11,8	2,5	0,7	0,15	1,0	40,2
многосернистый	84	11,5	3,5	0,5	0,1	1,0	40,0

По *испаряемости* жидкие топлива делят на легкие (испаряются полностью и быстро при невысоких температурах) – бензин, бензол, газولين, керосин, лигроин – и на тяжелые (испаряются медленно и при высоких температурах) – мазуты. Бензины применяются в авиационных и автомобильных двигателях, керосины – в воздушно-реактивных и тракторных, лигроины – в транспортных, мазуты сжигаются в топках котлов и печей.

Температура воспламенения горючего – температура окружающей среды, при которой начинается самоподдерживающееся длительное горение с поверхности горючего. Не следует путать эту температуру с *температурой вспышки*, которая характеризует способность паров жидкого горючего воспламеняться от пламени над поверхностью горючего.

Эти две температуры характеризуют условия хранения и обращения с топливом (пожарная опасность).

Температура самовоспламенения определяет способность топлива самовоспламеняться от постороннего источника (например, в дизелях это нагретый от сжатия воздух, в карбюраторных двигателях – искра от электрической свечи).

Показателем воспламеняемости дизельных топлив является *цетановое число*, характеризующее склонность дизельного горючего к термическому распаду, окислению и самовоспламенению. Чем больше цетановое число, тем легче самовоспламеняется горючее.

Цетановое число определяется на специальной установке путем сравнения воспламеняемости испытуемого дизельного горючего с воспламеняемостью эталонных горючих. Последние представляют собой смеси различного состава из цетана $C_{16}H_{34}$, самовоспламеняемость которого принята за 100 (цетановое число – 100), и альфа-метилнафталина $C_{10}H_7CH_3$, самовоспламеняемость которого принята за 0 (цетановое число – 0).

Октановое число характеризует склонность жидкого топлива, обычно бензина, к *детонационному*, т.е. *взрывному*, сгоранию. Чем октановое число выше, тем склонность к детонации меньше. Если скорость нормального горения – скорость распространения фронта пламени – бензовоздушной смеси составляет 0,5–50 м/с, то скорость детонационного горения достигает 1500–3500 м/с и горение охватывает весь объем смеси сразу, т.е. носит характер взрыва.

Детонация наблюдается в карбюраторных двигателях и ведет к повышению износа двигателя, уменьшению его мощности, увеличению расхода горючего. Чем выше давление смеси, тем больше при прочих равных условиях возможность и сила детонации. Это объясняется образованием в смеси перекисей, бурно реагирующих с кислородом.

Октановое число жидкого топлива (бензина) определяется подобно цетановому. Только здесь за идеальное в антидетонационном отношении горючее принимается изооктан C_8H_{18} (октановое число – 100), а за идеально детонирующее – нормальный гептан C_7H_{16} (октановое число – 0).

Жидкие топлива имеют цетановое число 40–50, а октановые числа бензинов равны 60–98, для авиационных, более легких, бензинов – близки к 100. Кроме изооктана в качестве антидетонаторов применяют ацетон с тетраэтиловым свинцом (он ядовит).

Газообразные топлива. Газообразное топливо по сравнению с другими видами топлив имеет ряд существенных преимуществ. Газообразное топливо сгорает при небольшом избытке воздуха, образуя продукты полного горения без дыма и копоти, не дает твердых остатков; удобно для транспортировки по газопроводам на большие расстояния и позволяет простейшими средствами осуществлять сжигание в установках самых различных конструкций и мощностей. Газообразное топливо делится на естественное и искусственное. Естественное, в свою очередь, делится на природное и нефтепромысловое.

Природный газ получают из чисто газовых месторождений, где он выбрасывается из недр земли под давлением, достигающим иногда до 100 ат и более. Основным его компонентом является метан CH_4 , кроме того, в газе разных месторождений содержатся небольшие количества водорода H_2 , азота N_2 , высших углеводородов C_nH_m , оксида CO и диоксида CO_2 углерода. В процессе добычи природного газа его обычно очищают от сернистых

соединений, но часть их (в основном сероводород) может оставаться. Кроме того, в бытовой газ для обнаружения утечек добавляют так называемые одоризаторы, придающие газу специфический запах; они тоже содержат соединения серы. Принято считать, что концентрация водяного пара в природном газе соответствует состоянию насыщения при температуре газа в трубопроводе.

Нефтепромысловые газы выделяются в большом количестве в районах месторождений нефти и, особенно, в районах эксплуатации нефтяных скважин.

При добыче нефти выделяется так называемый *попутный газ*, содержащий меньше метана, чем природный, но больше высших углеводородов и поэтому выделяющий при сгорании больше теплоты. Проблема полного его использования сейчас весьма актуальна.

В промышленности и, особенно, в быту находит широкое распространение сжиженный газ, получаемый при первичной переработке нефти и попутных нефтяных газов. По ГОСТ 20448-75 выпускают технический пропан (не менее 93% $C_3H_8 + C_3H_6$), технический бутан (не менее 93% $C_4H_{10} + C_4H_8$) и их смеси. Температура конденсации пропана при атмосферном давлении равна $-44,5^\circ C$, а бутана $+5^\circ C$; соответственно при $20^\circ C$ давление паров пропана составляет около 0,8 МПа, а бутана — около 0,2 МПа. Поэтому эти газы транспортируют в жидком виде в баллонах под небольшим давлением (менее 2 МПа). В зависимости от назначения и условий использования смеси содержание в ней пропановой и бутановой фракций должно быть разным. Например, зимой цистерны без подогрева, размещаемые на улице, должны заполняться пропаном, ибо бутан при отрицательных температурах испаряться не будет. Наоборот, небольшие баллоны, устанавливаемые в помещении, заполняют смесью, состоящей примерно поровну из пропана и бутана, в результате чего давление в баллоне обычно не превышает 0,6 МПа.

К искусственным газам относят также доменный газ, являющийся продуктом при выплавке чугуна на металлургических заводах; коксовый, образующийся при получении кокса в коксовых батареях; светильный, получаемый при сухой перегонке угля; генераторный, получаемый в газогенераторах, который для сжигания в топках котлов не применяют.

Коксовый и доменный газ используют, главным образом, на месте в доменном и других цехах металлургического завода.

К *основным свойствам газообразных горючих* относятся плотность, токсичность, взрываемость, влажность, запыленность и др. Плотность газообразных горючих составляет $0,7\text{--}0,8\text{ кг/м}^3$, сжиженных газов — до $2,3\text{ кг/м}^3$ и производных — от $0,7$ до $1,4\text{ кг/м}^3$. Опасность отравления газами (токсичность) зависит от содержания в горючем газе окиси углерода CO, сероводорода H_2S и др. Пребывание в атмосфере, содержащей 1% этих газов, в течение 1–3 мин может привести к смерти. Взрывоопасность определяется содержанием H_2 и CO, которые образуют взрывчатые смеси с воздухом. Эти смеси взрывоопасны при содержании H_2 от 4 до

Газы обладают многими достоинствами: как горючее для ДВС – высокими антидетонационными свойствами, широкими пределами воспламенения (по избытку воздуха), хорошими условиями смесеобразования, приводят к меньшему, чем в ДВС на жидком горючем, износу, снижают требования к качеству смазочных материалов и т.п. Однако все горючие газы имеют высокую температуру самовоспламенения и поэтому нуждаются в постороннем источнике зажигания.

В табл. 1.6 представлены состав и теплота сгорания некоторых горючих газов.

Теплота сгорания топлива. Основной характеристикой топлива является так называемая теплота сгорания. Теплотой сгорания твердого и жидкого топлива называется количество тепла (кДж), выделяемое 1 кг топлива при его полном сгорании. Теплоту сгорания обозначают буквой Q и измеряют в кДж/кг (в системе МКГСС в ккал/кг).

Теплоту сгорания газообразного топлива относят обычно к 1 м³, взятому при нормальных условиях (0°С, 760 мм рт. ст.), и измеряют в кДж/м³.

Теплота сгорания зависит от химического состава топлива и условий его сжигания.

Таблица 1.6

Состав и теплота сгорания горючих газов

[illegible]

В соответствии с понятием органической, горючей и других масс топлива она может быть отнесена к той или другой из этих масс. Наибольший практический интерес представляет теплота сгорания рабочей массы топлива Q_H^P .

В продуктах сгорания топлива, содержащего водород и влагу, будет содержаться водяной пар H_2O , обладающий определенной энтальпией, равной примерно 2510 кДж/кг. Наличие в продуктах сгорания топлива водяного пара заставляет ввести понятия высшей теплоты сгорания Q_B^P .

Высшей теплотой сгорания рабочего топлива называют тепло, выделяемое при полном сгорании 1 кг топлива, считая, что образующиеся при сгорании водяные пары конденсируются.

Низшей теплотой сгорания рабочего топлива называют тепло, выделяемое при полном сгорании 1 кг топлива, за вычетом тепла, затраченного на испарение как влаги, содержащейся в топливе, так и влаги, образующейся от сгорания водорода.

Теплоту сгорания рабочего топлива определяют в основном двумя методами:

калориметрическим – сжигая навески топлива в сжатом кислороде в особой бомбе, погруженной в воду, и точно измеряя тепло, поглощаемое водой; *аналитическим* – вычисляя по формулам, учитывающим химический состав топлива.

Определение теплоты сгорания калориметрическим методом требует специального оборудования; кроме того, этот метод довольно сложен.

Чаще всего теплоту сгорания топлива определяют по формулам, учитывающим, что углерод С, водород Н и сера S, участвующие в горении, выделяют определенное количество тепла.

Наиболее распространена формула Д.И. Менделеева, которая дает достаточно точные результаты для самых разнообразных топлив. Эта формула для высшей теплоты сгорания твердых и жидких топлив имеет вид:

$$Q_B^P = 338C^P + 1249H^P - 108,5(O^P - S_{II}^P),$$

для низшей теплоты сгорания твердого и жидкого топлива:

$$Q_H^P = 338C^P + 1025H^P - 108,5(O^P - S_{II}^P) - 25W^P,$$

где коэффициенты выражают теплоту сгорания отдельных горючих элементов, деленную на 100.

Низшую теплоту сгорания сухого газообразного топлива определяют как сумму произведений теплот сгорания горючих газов на их объемное содержание в смеси:

$$Q_H^C = 127CO_2 + 108H_2 + 358CH_4 + 591C_2H_6 + 911C_3H_8 + 234H_2S.$$

Точность формулы Д.И. Менделеева очень высока; по ней рекомендуется сверять результаты лабораторных определений теплоты сгорания.

Условное топливо. Большая разница в величине теплоты сгорания различных видов топлива затрудняет в некоторых случаях проведение сравнительных расчетов, например, при выявлении запасов топлива, при оценке целесообразности применения разных сортов топлива и пр. Поэтому принято понятие условного топлива. Условным называется та-

кое топливо, теплота сгорания 1 кг или 1 м³ которого равна 29330 кДж (Q_{yc}).

Для перевода действительного топлива в условное пользуются соотношением (безразмерным коэффициентом):

$$\mathcal{E}_k = \frac{Q_H^p}{29330} \left(\text{в системе МКГСС} \quad \mathcal{E}_k = \frac{Q_H^p}{7000} \right), \quad (1.2)$$

где $\mathcal{E}_k$ – калорийный эквивалент, указывающий какая часть теплоты сгорания условного топлива соответствует низшей теплоте сгорания рассматриваемого топлива.

Расход условного топлива:

$$B_{yc} = \frac{BQ_H^p}{Q_{yc}}, \quad (1.3)$$

B – расход рассматриваемого натурального топлива; Q_H^p – его теплота сгорания.

1.2.2. Состав продуктов сгорания при сжигании органических топлив

При тепловом расчете топливосжигающих установок (паровых и водогрейных котлов, промышленных огневых печей, двигателей внутреннего сгорания), а также при обработке результатов их испытаний определяют следующие характеристики и величины:

- теоретический и действительный расходы воздуха V_0 и V_d , необходимые для сгорания 1 кг твердого и жидкого топлива или 1 м³ газообразного топлива;

- состав и объем продуктов сгорания V_r (дымовых газов);

- энтальпию дымовых газов при требуемых температурах и коэффициентах избытка воздуха.

Для полного сгорания топлива требуется некоторый избыток воздуха против теоретического расхода. Избыток воздуха характеризуется так называемым коэффициентом избытка α_r (иногда называемым коэффициентом расхода воздуха). Он зависит от способа сжигания топлива, качества смесеобразования топлива с воздухом и ряда других факторов.

Коэффициент избытка воздуха представляет собой отношение действительного расхода воздуха к теоретическому, т.е.

$$\alpha_r = \frac{V_d}{V_0}.$$

При полном сгорании дымовые газы (продукты сгорания) состоят из CO_2 и SO_2 , получившихся при сгорании углерода и летучей серы; водяного пара, образующегося при испарении влаги топлива и сгорании его водорода; азота, подводимого в топку (камеру сгорания) с воздухом, и, наконец, кислорода, не использованного при горении.

Объем продуктов сгорания определяется по формуле

$$V_r = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}.$$

При проведении химического анализа дымовых газов содержание CO_2 и SO_2 определяется совместно, поэтому в расчетные формулы вводится сумма количества CO_2 и SO_2 , обозначаемая символом RO_2 , тогда

$$V_r = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{с.г}} + V_{\text{H}_2\text{O}},$$

где $V_{\text{с.г}}$ – объем сухих дымовых газов,

$$V_{\text{с.г}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}.$$

В табл. 1.7 приведены расчетные формулы для определения объемов воздуха и продуктов полного сгорания для твердых, жидких и газообразных топлив. В этих формулах C^p , H^p , ... ; CO^p , H_2^p , CH_4^p ... – содержание соответствующих элементов и компонентов в рабочем топливе, %; α_T – коэффициент избытка воздуха; d_b – влагосодержание сухого воздуха, г/м³ (обычно принимается 10 г/м³).

Таблица 1.7

**Расчетные формулы для определения объемов воздуха
и продуктов полного сгорания**

Определяемые величины	Для твердого и жидкого топлива, нм ³ /кг	Для газообразного топлива, нм ³ /нм ³
Теоретически необходимое количество воздуха	$V_0 = [0,0889(\text{C}^p + 0,375\text{S}^p) + 0,2665\text{H}^p - 0,0330\text{O}^p] \times (1 + 0,00124d_b)$	$V_0 = 0,0476[0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum \left(m + \frac{n}{4}\right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2] \times (1 + 0,00124d_b)$
Действительное количество воздуха	$V_d = \alpha_T V_0$	
Количество продуктов полного сгорания	$V_{\text{CO}_2} = 0,0187 \cdot \text{C}^p$ $V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,112\text{H}^p + 0,0124\text{W}^p + 0,00124V_d d_b$ $V_{\text{SO}_2} = 0,07 \cdot \text{S}^p$ $V_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha_T - 1) \cdot V_0$ $V_{\text{N}_2} = 0,008 \cdot \text{N}^p + 0,79V_d$	$V_{\text{CO}_2} = (\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4 + \sum m\text{C}_m\text{H}_n)0,01$ $V_{\text{H}_2\text{O}} = (\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + 2 \cdot \text{CH}_4 + \sum \frac{n}{2} \text{C}_m\text{H}_n + 0,124V_d d_b)0,01$ $V_{\text{SO}_2} = 0,01 \cdot \text{H}_2\text{S}$ $V_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha_T - 1) \cdot V_0$ $V_{\text{N}_2} = (\text{N}_2 + 79 \cdot V_d) \cdot 0,01$

Продолжение табл. 1.7

$V_{\Gamma} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2}$	
Процентный состав продуктов сгорания	$\text{CO}_2 = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\Gamma}} \cdot 100 \% \text{ и т.д.}$

В случае отсутствия элементарного состава сжигаемого топлива при известной величине Q_{H}^{P} и W^{P} можно пользоваться эмпирическими формулами табл. 1.8.

Энтальпия газа в общем виде вычисляется как произведение его объема при нормальных условиях на объемную теплоемкость при постоянном давлении и на температуру. Удельная энтальпия (кДж/кг) продуктов сгорания i рассчитывается для твердого и жидкого топлива, а объемная энтальпия (кДж/м³) – для газообразного. Выражается она в виде суммы энтальпий теоретического объема продуктов сгорания i_{Γ}^0 и избыточного воздуха $(\alpha_{\Gamma} - 1)i_{\text{возд}}^0$.

Таким образом, $i = i_{\Gamma}^0 + (\alpha_{\Gamma} - 1)i_{\text{возд}}^0$.

Таблица 1.8

Эмпирические формулы для определения V_0 и V_{Γ} , м³/кг или м³/м³

Топливо	Теоретически необходимое количество воздуха	Действительное количество продуктов сгорания
Дрова	$V_0 = 4,66 \left(1 - \frac{W^{\text{P}}}{1000} \right)$	$V_{\Gamma} = 5,3 - 4,055 \frac{W^{\text{P}}}{1000} + (\alpha - 1)V_0$
Уголь	$V_0 = 0,24 \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} + 0,5$	$V_{\Gamma} = 0,21 \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} + 1,65 + (\alpha - 1)V_0$
Жидкое топливо	$V_0 = 0,2 \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} + 2,0$	$V_{\Gamma} = 0,265 \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} + (\alpha - 1)V_0$
Газообразное топливо с $Q_{\text{H}}^{\text{P}} < 12 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}$	$V_0 = 0,21 \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}}$	$V_{\Gamma} = 0,17 \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} + 1,0 + (\alpha - 1)V_0$
То же с $Q_{\text{H}}^{\text{P}} > 12 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}$	$V_0 = 0,26 \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} - 0,25$	$V_{\Gamma} = 0,27 \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} + 0,25 + (\alpha - 1)V_0$
Коксодоменная смесь	$V_0 = 0,24 \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} - 0,2$	$V_{\Gamma} = 0,225 \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} + 0,765 + (\alpha - 1)V_0$

Примечание: Q_{H}^{P} в МДж/кг или МДж/м³ (1 ккал = 4,187 кДж).

Объемная энтальпия теоретического объема продуктов сгорания при температуре ϑ (°C) определяется по формуле:

$$i_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}.$$

Объемная энтальпия теоретически необходимого количества воздуха:

$$i_{\text{возд}}^0 = V_0 (c\vartheta)_{\text{возд}}. \quad (1.4)$$

Объемные энтальпии отдельных газов и воздуха определяют по табл.

1.9. Величину i определяют для нескольких значений ϑ и α_{Γ} .

На основании этих подсчетов строят кривые зависимости i от ϑ для нескольких α_{Γ} , по которым можно определить объемную энтальпию дымовых газов при заданных температуре и коэффициенте избытка воздуха.

Таблица 1.9

Объемная энтальпия газов, кДж/м³

ϑ, C	$(c\vartheta)_{\text{RO}_2}$	$(c\vartheta)_{\text{N}_2}$	$(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(c\vartheta)_{\text{возд}}$
100	169	130	151	132
200	357	260	304	266
300	559	392	463	403
400	772	527	626	542
500	996	664	794	684
600	1222	804	967	830
700	1461	946	1147	979
800	1704	1093	1335	1130
900	1951	1243	1542	1281
1000	2202	1394	1725	1436
1200	2717	1695	2131	1754
1400	3240	2009	2558	2676

1.2.3. Неорганические топлива (горючие)

Неорганические горючие пока применяются только в ракетной технике. Те из них, которые способны реагировать с водой, – гидрореагирующие горючие (ГРГ) – имеют некоторые перспективы применения на морских судах и аппаратах.

Однако по мере исчерпания запасов органических горючих интерес к неорганическим должен повышаться, особенно к такому самому распространенному, как кремний, составляющему 25% земной коры (в связанном виде).

В качестве возможных горючих исследованы все элементы периодической системы Д.И. Менделеева. Наилучшими показателями обладают металлические горючие – кремний (металлоид), алюминий, бериллий, литий (табл. 1.10).

При нормальных условиях они находятся в твердом состоянии, поэтому их подают в камеру сгорания в составе суспензий, распыляют в виде порошка или впрыскивают в расплавленном состоянии. Можно также весь запас горючего поместить в камеру сгорания и, расплавив и воспламенив его с помощью порции обычного топлива, сжигать постепенно, регулируя подачу окислителя.

Таблица 1.10

Основные характеристики элементарных неорганических топлив

Горючее	Окислитель				
	Кислород			Фтор	
	ρ , г/см ³	Q_H^p , кДж/кг	продукты сгорания	Q_H^p , кДж/кг	продукты сгорания
Водород H ₂	–	13 500	H ₂ O газообразный	13 350	HF газообразный
Литий Li	0,534	20 000	Li ₂ O твердый	23 700	LiF твердый
Бериллий Be	1,85	2 260	BeO – " –	20 250	BeF ₂ – " –
Бор B	2,30	18 200	B ₂ O ₃ – " –	15 900	BF ₃ газообразный
Углерод C	2,25	28 970	CO ₂ газообразный	7670	CF ₄ – " –
Магний Mg	2,25	13 120	MgO твердый	17 750	MgF ₂ твердый
Алюминий Al	2,69	16 100	Al ₂ O ₃ – " –	15 500	AlF ₃ – " –
Кремний Si	2,40	14 340	SiO ₂ – " –	14 900	SiF ₄ газообразный

ГРГ представлены в табл. 1.11. Поскольку окислитель (вода) берется из окружающей среды, теплота сгорания отнесена только к количеству ГРГ. Показатели ГРГ значительно превышают показатели лучших ракетных топлив на металлической основе. Проблема подачи твердых ГРГ решается так же, как и для ракетных топлив.

Важной задачей при использовании металлов является предотвращение оседания твердых и жидких продуктов сгорания на деталях двигателя, а следовательно, их износа и выхода из строя.

Интерес представляют также бороводороды: B_2H_6 , B_4H_{10} , B_5H_9 и др. Одни из них при нормальных условиях являются жидкостями, другие – твердыми или очень вязкими веществами. Теплота сгорания бороводородов достигает 60000–75000 кДж/кг. Основные их недостатки – ядовитость, высокая температура застывания, термическая нестойкость, нестойкость при хранении на воздухе (реагируют с влагой), образование отложений на деталях двигателя. Бороводороды хорошо реагируют не только с кислородом воздуха и тем более с чистым кислородом, но и с водой. Поэтому их рассматривают и как возможные ГРГ для судов.

Таблица 1.11

Основные характеристики типичных гидрореагирующих горючих (топлив)

ГРГ	Удельная масса, кг/л	Температура плавления, °C	Теплота сгорания, $Q_H^p \cdot 10^{-4}$		Газообразование	
			кДж/кг	кДж/м ³	м ³ /кг	м ³ /м ³
Литий Li	0,534	186,0	2,83	154,5	1,61	800
Натрий Na	0,971	97,5	0,612	60,7	0,485	470
Калий K	0,89	62,3	0,361	32,9	0,285	245
Кальций Ca	1,55	850,0	1,032	163,2	0,56	370
Алюминий Al	2,69	660,0	1,55	426,0	1,24	3220
Магний Mg	1,74	651,0	1,39	248,0	0,92	1600
Диборан B_2H_6	0,477	165,5	1,74	84,7	4,536	2220
Тетраборан B_4H_{10}	0,56*	120,0	1,795	102,3	4,62	2720
Пентаборан B_5H_9	0,61**	46,6	2,013	125,2	4,26	2600

* При 112°C.

** При 70°C.

Для увеличения теплоты сгорания приготавливают суспензии металлов (магний, алюминий и т.п.) в углеводородном горючем, сжигание которых позволяет повысить температуру в камере сгорания до 6000–7000°C, что приводит к резкому увеличению тяги двигателя.

Окислители. Во всех обычных теплогенераторах и тепловых двигателях в качестве окислителя используется атмосферный воздух. На морских судах можно использовать воду.

На ракетах и летательных аппаратах других типов применяются окислители, содержащие кислород, фтор или хлор. Кислородные окислители –

озон, кислород (газообразный и жидкий), перекись водорода H_2O_2 , вода, тетранитрометан $C(NO_2)_4$, азотная кислота HNO_3 , окислы азота N_2O_3 , N_2O_4 и др. Фторные окислители – фтор (газообразный и жидкий), моноокись фтора OF_2 , перекись фтора O_2F_2 , трифторид хлора ClF_3 и др. Хлорные окислители представляют собой кислородные соединения хлора – безводная хлорная кислота $HClO_4$ и семиокись хлора Cl_2O_7 . Соли хлорной кислоты (хлораты и перхлораты) применяются в качестве окисляющих компонентов твердых ракетных топлив. В целом же фторные и хлорные окислители уступают кислородным по активности. Каждая из этих групп окислителей, так же как и каждый окислитель внутри группы, имеют свои достоинства и недостатки, которые подробно рассматриваются в специальной литературе.

1.2.4. Ядерная энергия и механизм тепловыделения

Общие сведения. Ядерная энергия освобождается в виде тепловой в процессе торможения продуктов ядерного деления или синтеза атомных ядер, движущихся с большими скоростями, и поглощения их кинетической энергии веществом теплоносителя.

Известно, что *полная энергия связи* – энергия, необходимая для деления ядра на отдельные протоны и нейтроны, или, что то же самое, энергия, выделяющаяся при синтезе ядра из отдельных протонов и нейтронов. Если известна масса m ядра, состоящего из Z протонов и $A-Z$ нейтронов, то его полная энергия связи будет равна:

$$E_{св} = [m_p Z + m_n (A - Z) - m] c^2, \quad (1.5)$$

где m_n – масса нейтрона, m_p – масса протона, A – массовое число, равное числу протонов и нейтронов в ядре, c – скорость света. Так для урана 238 $E_{св} = 1780$ МэВ, кислорода 16 $E_{св} = 127,2$ МэВ, дейтрона, состоящего из одного протона и одного нейтрона, $E_{св} = 2,2$ МэВ.

Удельная энергия связи ядра – энергия, приходящаяся на один нуклон (общее название частицы из протона и нейтрона), для большинства ядер ($A = 50-90$) примерно постоянна и составляет 8,5 МэВ.

В области тяжелых ядер она уменьшается, достигая значения 7,6 МэВ для урана.

Таким образом, наиболее стабильными оказываются элементы с массовыми числами приблизительно от 20 до 200, поэтому *энергетически выгодно производить деление тяжелых ядер и синтез легких*.

Чтобы освобождение ядерной энергии началось, надо подвести некоторую начальную энергию – энергию активации E_a .

Деление ядер нейтронами. Попытки освобождения энергии связи ядра путем бомбардировки его протонами и другими заряженными частицами оказались неудачными из-за противодействия кулоновских сил. Освобождение ядерной энергии стало возможным после открытия в 1932 г. нейтрона Чадвиком (Англия) на основе экспериментов Бете и Беккера (Германия, 1930 г.) и Ирэн и Фредерика Жолио-Кюри (Франция, 1932 г.).

Не обладая зарядом, нейтрон оказался идеальным снарядом для деления ядер, открытым Ганом и Штрассманом (Германия, 1939 г.).

По скоростям движения различают медленные (тепловые) нейтроны, энергия которых $E_n = 0,03\text{--}0,5$ эВ (скорость несколько тысяч метров в секунду, температура комнатная и несколько выше), промежуточные – $E_n = 1\text{--}10^3$ эВ и быстрые – $E_n = 10^5$ эВ и выше.

Энергия активации зависит от вида ядер и применяемых «снарядов». Так, ^{235}U , ^{233}U и ^{239}Pu делятся под действием тепловых нейтронов, а ^{232}Th и ^{238}U – при бомбардировке быстрыми нейтронами.

Не все нейтроны, направляемые на мишень, сталкиваются с ее ядрами, а из столкнувшихся не все вызывают соответствующую реакцию.

Если нейтрон не поглощается ядром, а только сталкивается с ним, он теряет часть своей энергии, т.е. замедляется. При замедлении (упругом и неупругом рассеянии энергии) быстрый нейтрон может стать промежуточным, медленным (или тепловым).

Процесс деления ядра проще всего представить с помощью капельной модели. В ядре-капле действуют противоположные силы – электростатическое (кулоновское) отталкивание протонов стремится разорвать ядро-каплю на составные части, а поверхностные силы, обусловленные ядерным взаимодействием нуклонов, противодействуют распаду ядра. Ядро, поглотившее нейтрон, возбуждается и, подобно жидкой капле, начинает колебаться.

Если нейтрон с кинетической энергией W_k захватывается делящимся ядром, то образующееся промежуточное ядро приобретает энергию возбуждения $W_{\text{возб}}$, равную сумме кинетической энергии и энергии связи поглощенного нейтрона в промежуточном ядре. Если $W_{\text{возб}} > E_a$, то ядро делится, если, напротив, $W_{\text{возб}} < E_a$, то энергия возбуждения передается какой-либо частице, испускаемой ядром. Так как энергия связи существенно зависит от того, является ли число нейтронов в ядре $N = A - Z$ четным или нечетным, Бору удалось вывести правило (правило Бора), согласно которому *ядра с нечетным числом нейтронов (большое $W_{\text{возб}}$) в основном делятся тепловыми нейтронами*, тогда как *ядра с четным числом нейтронов (малое $W_{\text{возб}}$) делятся только под действием быстрых нейтронов*.

Мерой способности деления ядра является отношение энергии электростатического отталкивания протонов E_k к энергии поверхностного натяжения E_n , называемое *параметром деления*. Установлено, что $E_k/E_n = aZ^2/A$, где a – коэффициент пропорциональности.

Чем Z^2/A больше, тем меньше надо затратить энергии для разрыва ядра (более подробно вопросы ядерного деления рассматриваются в специальной литературе).

Цепные реакции деления ядерных топлив. Для возникновения цепной реакции необходимо, чтобы в каждом последующем акте деления участвовало больше нейтронов, чем в предыдущем. Делящиеся ядерные топлива являются однокомпонентными. Тепловые нейтроны поглощаются делящимися изотопами наиболее интенсивно. Сечение деления в тепловой области в сотни раз превышает сечение деления в области энергий быс-

трех нейтронов. Поэтому в атомных реакторах нейтроны замедляются в специальных веществах – *замедлителях* – в воде, тяжелой воде, бериллии, графите и др.

Природный уран, добываемый из земной коры, содержит только 0,712% ^{235}U , делящегося при захвате тепловых нейтронов. Остальную массу составляет ^{238}U , который обладает большим сечением захвата тепловых нейтронов, поэтому осуществить цепную реакцию с ними можно только при тщательном расчете системы топливо – замедлитель в реакторах очень больших размеров. Это приводит к необходимости обогащать природный уран добавлением в него ^{235}U от 1–2 до 40–80% (первые цифры относятся к реакторам электростанций, а последние – к реакторам некоторых транспортных установок).

В двухступенчатом режиме с воспроизводством топлива можно использовать ^{238}U и ^{232}Th . Ни одно из них не делится под действием тепловых нейтронов, но, захватывая быстрые нейтроны, они превращаются в делящиеся изотопы ^{239}Pu и ^{233}U (рис. 1.1). Таким путем запасы ядерного топлива теоретически увеличиваются почти в 140 раз за счет энергии урана и еще в 2–3 раза за счет энергии тория. Однако если учесть при этом различные потери, то энергоресурсы возрастут только в 15–25 раз. В расчете на это и планируется будущее ядерной энергетики (деления).

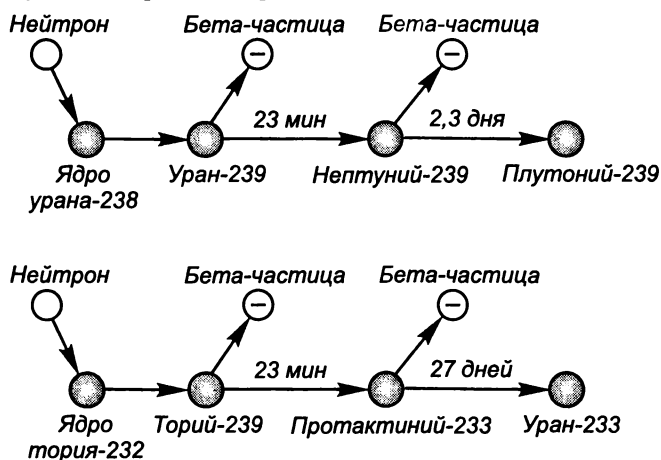
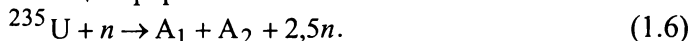


Рис. 1.1. Процессы воспроизводства ядерного топлива:
а – урановый цикл; б – ториевый цикл

Реакцию деления в общей форме можно записать так:



Символ n означает нейтрон, а A_1 и A_2 – два осколка деления, представляющие собой радиоактивные многократно ионизованные атомы различных элементов из средней части периодической таблицы Д.И. Менделеева. В среднем, за каждый акт деления ^{235}U испускается $2,5 \pm 0,1$ нейтрона. При делении ядра ^{235}U освобождающаяся энергия распределяется между различными продуктами деления следующим образом, МэВ:

Кинетическая энергия осколков деления	168
Энергия нейтронов деления	5
Энергия мгновенного γ -излучения	5
Энергия β -распада	7
Энергия фотонов γ -распада осколков деления	6
Энергия нейтрино	11
Всего	202

Энергия, уносимая нейтрино, не может быть уловлена.

Кинетическая энергия продуктов реакции, попадающих в вещество теплоносителя, превращается в теплоту. 1 кг ядерного топлива обеспечивает получение тепловой мощности 2000 кВт в течение года.

Ядерное топливо применяется в реакторах в виде металлических блоков, отличающихся высокой эффективностью использования нейтронов, хорошей теплопроводностью и высоким сопротивлением термическим ударам (внезапным изменениям теплового режима при выключении и включении реактора). Но твердое металлическое ядерное топливо имеет и ряд недостатков: низкую температуру плавления $t_{\text{пл}} = 1133^\circ\text{C}$, малую прочность, испытывает фазовые превращения при высокой температуре (до 600°C), что не позволяет применять его в реакторах большой удельной мощности. Для устранения этих недостатков разрабатывают различные виды керамического ядерного топлива — двуокись урана UO_2 ($t_{\text{пл}} = 2800^\circ\text{C}$), карбид урана UC ($t_{\text{пл}} = 2700^\circ\text{C}$), силицид урана USi_2 ($t_{\text{пл}} = 1700^\circ\text{C}$) и др.

Помимо твердых на базе указанных выше делящихся материалов готовят жидкие и газообразные ядерные топлива или топливные суспензии и аэрозоли.

1.3. Возобновляемые источники энергии

1.3.1. Тепло недр Земли и толщи вод морей

Поток тепла из недр Земли, источником которого являются радиоактивные процессы внутри Земли, постоянен, но его плотность очень мала. Так, с углублением на каждые 33 м температура повышается на 1°C . При глубине современного бурения скважин до 10–12 км и более можно получить перепад температур 300°C и использовать его для превращения в электрическую и механическую энергии. Однако потери тепла в трубопроводах подачи рабочего тела и электропроводах термоэлектрогенераторов будут так велики, что получение полезной энергии на этом источнике энергии вряд ли окажется рентабельным в обозримом будущем.

В ближайшем будущем, наверное, будет легче использовать разность температур между нагретым воздухом и холодными слоями воды (в тропических морях) или между холодным воздухом и относительно теплыми сло-

ями воды (в арктических морях). Здесь расстояние между источниками тепла небольшое и даже при малом перепаде температур (30–40°C) получается относительно рентабельная установка по генерации полезной энергии.

Кроме этого более выгодна возможность использования тепла горячих вод и газов, выбрасываемых из Земли через естественные каналы или специально пробуренные скважины в подходящих местах.

На планете имеются значительные запасы энергии в виде *тепла земных недр*.

Энергия глубинного тепла Земли практически неисчерпаема, и ее использование весьма перспективно. Земля непрерывно отдает в мировое пространство тепло, которое постоянно восполняется за счет распада радиоактивных элементов.

Термальные воды широко применяются для отопления и горячего водоснабжения в ряде стран. Так, столица Исландии – Рейкьявик – почти полностью обогревается подземным теплом. В больших масштабах термальные воды для теплоснабжения используют в Австралии, Новой Зеландии, Италии.

Практическое использование тепла Земли зависит от глубины залегания достаточно горячих источников. Чтобы объяснить природу геотермальных явлений, рассмотрим наиболее интересное из них – извержение вулканов. По мере увеличения глубины земной коры, или литосферы, повышается температура. На глубине 40 км температура равна 1200°C. При этой температуре и атмосферном давлении произошло бы плавление пород. Однако в земных недрах на такой глубине повсеместно плавления не происходит из-за большого давления – порядка 1210 МПа.

В тех местах, где давление, обусловленное весом покрывающих пород, снято или значительно уменьшено, происходит плавление. Подобные явления наблюдаются при перемещениях земной коры, когда наряду с образованием складок при сжатиях образуются трещины при растяжениях. Расплавившаяся в трещинах масса может достигать поверхности Земли и выходить в виде лавы, горячих газов и водяного пара. Иногда такая масса, поднимаясь по трещинам и разломам, не доходит до поверхности Земли вследствие расширения и уменьшения давления. При этом нагретые теплом больших глубин породы медленно остывают в течение десятков и сотен тысяч лет.

Передача тепла от массы к поверхности происходит за счет теплопроводности покрывающих пород и конвекции выделяющихся из массы горячих газов и водяного пара. Горячие газы и пар, поднимаясь по трещинам к поверхности Земли, могут встретить воду, которую они нагревают. Нагретая вода выходит на поверхность в виде горячих источников.

Эта вода может быть использована на геотермальных электростанциях. Объем выходящей на поверхность воды с течением времени меняется.

Анализ работы геотермальных электростанций в Новой Зеландии и Италии показал, что со временем падают давление и температура в скважи-

В настоящее время в России на Камчатке проектируются и создаются ГеоЭС (Геотермальные электрические станции) на базе Мунтовского геотермального месторождения, общей мощностью 300 МВт (см. рис. 1.2).

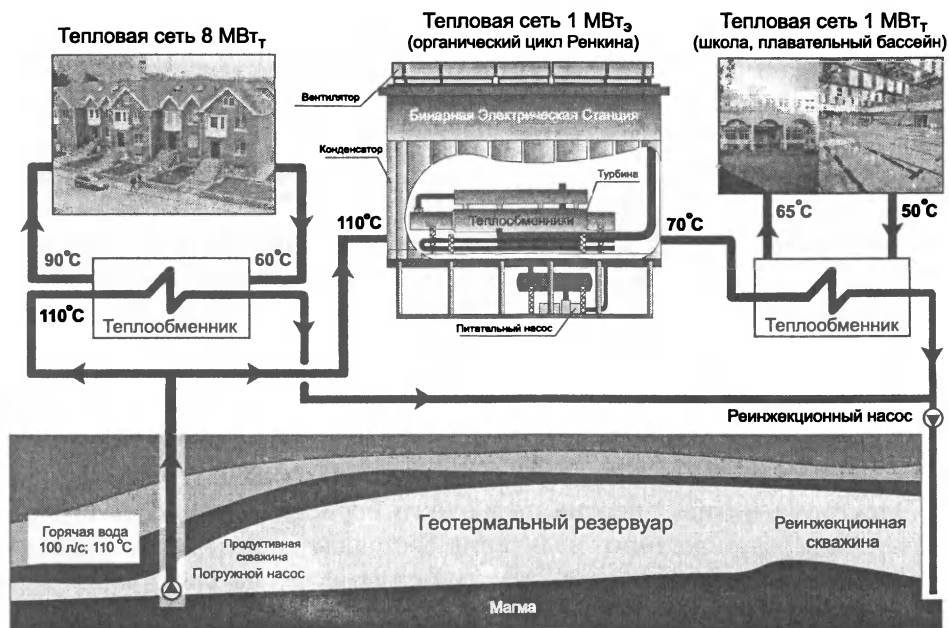


Рис. 1.2. Схема использования блочной бинарной ГеоЭС для выработки электрической и тепловой энергии

Геотермальная энергетика России (геотермальные электрические станции и геотермальные тепловые станции) в перспективе может составить ощутимую долю (до 8%) от общей выработки энергии на ТЭС, ТЭЦ, АЭС и локальных систем теплоснабжения.

Геотермальная энергетика сегодня – экологически чистые технологии выработки электричества и тепла. Современные экологически чистые ГеоЭС исключают прямой контакт геотермального рабочего тела с окружающей средой и выбросы вредных парниковых газов (прежде всего CO_2) в атмосферу. С учетом лимитов на выбросы углекислого газа ГеоЭС и ГеоТС имеют заметное экологическое преимущество по сравнению с тепловыми электростанциями, работающими на органическом топливе (рис. 1.3).

Камчатка и Курильские острова располагают уже разведанными запасами геотермальной энергии (до 2000 МВт_(электрических) и 5000 МВт_(тепловых)), которые позволяют в короткие сроки полностью решить проблему электро- и теплоснабжения этих районов на многие годы вперед (до 100 лет).



Рис. 1.3. Выбросы диоксида углерода CO_2 при сжигании различных видов топлива

1.3.2. Солнечная энергия

Солнце обладает огромными запасами энергии. Рассеиваемая в течение года энергия Солнца оценивается фантастической цифрой в $3,48 \cdot 10^{30}$ кВт · ч. На поверхность Земли приходит в течение года $7,5 \cdot 10^{17}$ кВт · ч.

Электромагнитная энергия падающего перпендикулярно на верхний слой атмосферы солнечного излучения составляет примерно $1,35$ кВт/м². Из-за отражения и поглощения излучения в атмосфере в средних широтах достигает Земли не более 10% этой энергии. Но даже при плотности населения 200 чел/км² энергия солнечного излучения составляет 700 кВт · ч на одного человека.

Важнейшее достоинство солнечного излучения – безвредность для окружающей среды процесса превращения его энергии в полезные виды. Более того, если при интенсивном использовании термоядерной энергии существует опасность перегрева атмосферы (по некоторым подсчетам, термоядерное выделение на всей Земле не должно превышать 5% энергии солнечного излучения, достигающего земной поверхности), то при больших масштабах превращения солнечной энергии в электрическую это явление может даже несколько компенсироваться. Удобно также, что солнечная энергия не нуждается в специальных средствах доставки.

В связи с малой плотностью потока энергии излучения и его неравномерностью из-за смены дня и ночи, перемен погоды необходимо решать и две трудные задачи: концентрации солнечной энергии и ее накопления (аккумуляции).

1.3.3. Энергия движения воздуха в атмосфере

Ветер – один из первых источников энергии (ИЭ), освоенных человеком. Запасы ветра в 100 раз превышают запасы гидроэнергии рек, однако

в настоящее время двигатели, использующие энергию ветра, имеют установленную мощность всего 1600 МВт и дают в год около 10^7 МВт · ч энергии, что составляет примерно 0,002 долю мировых потребностей. Тем не менее энергетический кризис в ряде стран Запада заставил возвратиться к использованию и этого ИЭ. Составлены национальные программы исследований и разработок по созданию усовершенствованных ветряных двигателей электростанций.

На Земле существуют постоянные воздушные течения к экватору со стороны северного и южного полушарий, которые образуют систему пассатов.

Помимо постоянных движений воздушных слоев существуют периодические движения воздуха с моря на сушу и обратно в течение суток (бризы) и года (муссоны). Происхождение бризов и муссонов обусловлено различными температурами нагрева воды в морях и поверхности суши вследствие их различной теплоемкости.

При современных аэродинамически совершенных винтах и преобразующих устройствах $2,6 \cdot 10^6$ м² фронта ветра могут дать мощность 150 МВт при любой скорости ветра, превышающей 6–8 км/ч.

Неустойчивость ветра приводит к необходимости применения средств аккумуляции энергии. Это удорожает установку и в целом стоимость получаемой энергии оказывается выше, чем на гидростанциях и на многих тепловых электростанциях.

В табл. 1.12 приведены данные по использованию энергии ветра в различных странах мира.

Таблица 1.12

Производство энергии на ветровых электростанциях

Страна	Производство энергии, МВт, в год					Темпы роста, %
	на конец 1997 г.	на конец 1998 г.	на конец 1999 г.	на сентябрь 2000 г.	прирост в 2000 г.	
Германия	2081	2875	4443	5432	989	22,26
США	1673	1820	2473	2495	22	0,90
Испания	427	834	1542	2099	557	36,12
Дания	1066	1383	1771	2016	245	13,83
Китай	166	214	261	302	41	15,71
Греция	29	39	82	186	104	126,83
Япония	18	40	68	81	13	19,12
Марокко	0	0	0	54	54	100,00
Египет	5	5	35	53	18	51,43
Россия	5	5	5	5	0	0,00

1.3.4. Гидроэнергетические ресурсы

Гидроэнергетические ресурсы на Земле оцениваются величиной 33000 ТВт · ч в год, но по техническим и экономическим соображениям из всех запасов доступны от 4 до 25%. Общий гидропотенциал рек России исчисляется в 4000 млн. МВт · ч (450 тыс. МВт среднегодовой установленной мощности), что составляет приблизительно 10–12% от мирового.

В табл. 1.13 приводятся данные о гидроресурсах в различных странах мира.

Известно, что первоисточником гидроэнергии является солнечная энергия. Вода океанов и морей, испарясь под действием солнечной радиации, конденсируется в высоких слоях атмосферы в виде капелек, собирающихся в облака. Вода облаков падает в виде дождя в моря, океаны и на сушу или образует мощный снеговой покров гор. Дождевая вода дает начало рекам, питающимся подземными источниками. Круговорот воды в природе происходит под влиянием *солнечной радиации*, благодаря которой появляются начальные процессы круговорота – испарение воды и движение облаков. Таким образом, кинетическая энергия движущейся в реках воды есть, образно говоря, освобожденная энергия Солнца.

Таблица 1.13

Гидроресурсы различных стран

Страна	Мощность, ГВт		Страна	Мощность, ГВт	
	при средне- годовых расходах воды (обеспечен- ность – 50%)	при минималь- ных расходах воды (обеспечен- ность – 95%)		при средне- годовых расходах воды (обеспечен- ность – 50%)	при минималь- ных расходах воды (обеспечен- ность – 95%)
Россия	230,4	79,5	Франция	5,8	3,4
США	53,9	25,0	Италия	5,2	2,8
Канада	25,1	15,85	Швейцария	3,8	2,4
Япония	13,2	5,6	Испания	5,0	2,9
Норвегия	20,0	12,0	Германия	3,7	1,5
Швеция	8,9	2,9	Англия	1,2	0,6

В отличие от невозобновляемой химической энергии, запасенной в органическом топливе, кинетическая энергия движущейся в реках воды возобновляема – на гидроэлектростанциях она превращается в электрическую энергию.

Свойство возобновляемости гидроэнергии является важным преимуществом ГЭС. К их преимуществам относятся также:

1) небольшая стоимость эксплуатации и отсюда низкая себестоимость энергии, вырабатываемой на ГЭС;

2) большая надежность работы, объясняемая отсутствием высоких температур и давлений в гидротурбинах и относительно невысокими скоростями вращения этих турбин и гидрогенераторов;

3) высокая маневренность, определяемая небольшим временем, требующимся для включения в работу, набора нагрузки, а также останова ГЭС (это время составляет всего несколько минут).

Строительство ГЭС во многих случаях решает также задачи снабжения водой городов, промышленности и сельского хозяйства (орошение).

Работа ГЭС, в отличие от ТЭС, не ухудшает санитарного состояния воздушной среды и качество воды в водоемах. Недостатками ГЭС являются их более высокая стоимость и большой срок строительства в сравнении с ТЭС. Однако эти недостатки обычно компенсируются преимуществами ГЭС.

Энергия приливов и отливов. К использованию этих видов энергии в последнее время проявляется значительный интерес.

Наибольшей высоты приливы достигают в некоторых заливах и окраинных морях Атлантического океана – 14–18 м. В Тихом океане у побережья России максимальные приливы бывают в Пенжинской губе Охотского моря – 12,9 м. У берегов Кольского полуострова в Баренцевом море они не превышают 7 м, но в Белом море, в Мензенской губе, достигают 10 м. В окраинных морях Северного Ледовитого океана приливы не велики – 0,2–0,3 м, редко 0,5 м. Во внутренних морях – Средиземном, Балтийском, Черном – приливы почти незаметны.

Доступный для использования потенциал приливов в европейской части России оценивается в 40 млн. МВт (16 тыс. МВт среднегодовой установленной мощности), а на Дальнем Востоке – в 170 млн. МВт.

Течения и волнения в Мировом океане велики и чрезвычайно разнообразны. Скорости течений достигают высоких значений, например, у Гольфстрима – 2,57 м/с (9,2 км/ч) при глубине 700 м и ширине 30 км. Правда, чаще они не превышают нескольких сантиметров в секунду.

Максимальные параметры волнений: высота волн – 15 м, длина – 800 м, скорость – 38 м/с, период – 23 с. В толще вод возникают и внутренние волны, обнаруженные впервые Ф. Нансеном в 1902 г., амплитуда их – от 35 до 200 м. При амплитуде же в 1 м, ширине 5 м и скорости распространения 10 м/с энергия волны достигает 267 кВт. Отсюда видно, как велики запасы энергии в этих источниках энергии.

В настоящее время сооружено несколько мощных электростанций, использующих энергию приливов. Однако большая стоимость сооружения таких станций, трудности, связанные с неравномерностью их работы (пульсирующий характер выдачи мощности), не позволяют пока считать приливные станции достаточно эффективными, в связи с чем развитие их

идет медленно. Общая мощность приливных волн оценивается в 2–3 ТВт, однако мощность приливов в местах, удобных для ее использования, значительно меньше.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные возобновляемые и невозобновляемые энергетические ресурсы.
2. Назовите элементарный состав твердого топлива и виды массы топлива.
3. Что является основной характеристикой любого вида топлива?
4. Что такое условное топливо?
5. Назовите основной принцип получения тепловой энергии на атомных станциях.

ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

Глава 2. Основные положения технической термодинамики

2.1. Основные понятия и определения

Термодинамика является наукой, в которой изучаются энергия и законы превращения ее из одних видов в другие.

Раздел этой науки, в котором рассматриваются взаимопревращения тепловой и механической энергии с помощью тел, именуемых рабочими телами, называется *технической термодинамикой*. Техническая термодинамика является основой теории тепловых двигателей и других промышленных установок, так или иначе связанных с взаимопревращениями указанных видов энергии.

Преобразование теплоты в механическую работу происходит с помощью рабочего тела. Наиболее эффективными рабочими телами будут те, которые обладают резко выраженными упругими свойствами, позволяющими в значительной мере деформироваться (изменять свой объем) под влиянием механических сил (давления) или термических воздействий (тепла, температуры), или, проще говоря, под влиянием комбинированных термомеханических воздействий.

Наблюдая за поведением тел в природе, в их различных агрегатных состояниях, можно заметить, что наиболее целесообразными рабочими телами для использования их в различных тепловых устройствах являются газы или пары. Именно они наиболее полно могут быть использованы в процессах преобразования теплоты в механическую работу, так как газы и пары, с одной стороны, легко деформируемы (легко сжимаются, расширяются) под влиянием внешних сил, а с другой стороны, им же свойственны значительные (сравнительно с другими агрегатными состояниями тел) по величине коэффициенты объемного расширения.

Одним из основных в технической термодинамике является понятие о *термодинамической системе*, представляющей собой совокупность тел, находящихся во взаимодействии как между собой, так и с окружающей средой. Простым примером термодинамической системы может служить газ, расширяющийся или сжимающийся в цилиндре с движущимся поршнем.

Материальные тела, входящие в термодинамическую систему, разделяют на источники теплоты и рабочие тела, которые под воздействием источника теплоты совершают механическую работу.

Для определения конкретных физических условий, в которых находится термодинамическая система, используется ряд показателей, называемых *параметрами состояния*. В число основных параметров входят: абсолютная температура T , абсолютное давление p и удельный объем v (или величина, обратная удельному объему – плотность ρ).

Последовательность изменения состояния рабочего тела в термодинамической системе называют *термодинамическим процессом*. Основным признаком процесса является изменение хотя бы одного из параметров состояния.

Давление (p) в термодинамике определяется как сила, действующая по нормали на единицу поверхности тела. Давление измеряют в ньютонах на квадратный метр (Н/м^2).

Различают *абсолютное и избыточное давление*. Под абсолютным понимают действительное давление рабочего тела внутри сосуда. Под избыточным давлением понимают разность между абсолютным давлением в сосуде и давлением окружающей среды. Прибор, служащий для замера этой разности давлений, называют *манометром*.

Из приведенных выше определений следует, что для случая, когда давление в сосуде превышает давление окружающей среды

$$p_a = p_m + p_6,$$

где p_a – абсолютное давление в сосуде; p_m – манометрическое давление; p_6 – давление окружающей среды (барометрическое давление).

Если абсолютное давление меньше давления окружающей среды, то разность между ними называют *разрежением* или *вакуумом*. Для измерения его служит *вакуумметр* – прибор, показывающий разность давления окружающей среды и абсолютного давления газа в сосуде. В этом случае

$$p_a = p_6 - p_v,$$

где p_v – разрежение.

Для измерения небольших давлений пользуются жидкостными приборами, заполненными водой, ртутью или другой жидкостью.

В системе СИ за единицу давления принят 1 Паскаль (Па), причем $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$.

В теплотехнических установках приборы чаще всего градуированы в системе МКГСС, в которой за единицу давления принята атмосфера (ат):

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10^4 \text{ кгс/м}^2.$$

Так как $1 \text{ кгс} = 9,8 \text{ Н}$, то $1 \text{ ат} = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Па}$, или $1 \text{ ат} = 98 \text{ кПа} = 0,098 \text{ МПа}$, а с округлением, $1 \text{ ат} = 0,1 \text{ МПа}$.

Следует также отметить, что рабочее тело находится при *нормальных физических условиях*, если давление его равно 1 атм ($p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$, или 101325 Н/м^2), а температура $t_0 = 0^\circ\text{C}$.

Под *удельным объемом* рабочего тела понимают объем, занимаемый массой в 1 кг этого тела. Удельный объем обозначают буквой v и измеряют в кубических метрах на килограмм ($\text{м}^3/\text{кг}$).

Под **плотностью** рабочего тела понимают величину, обратную удельному объему, т.е. массу вещества в 1 м^3 рабочего тела. Плотность обозначают буквой ρ и измеряют в килограммах на кубический метр ($\text{кг}/\text{м}^3$). Из приведенных выше определений следует

$$\nu = V/M, \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$\rho = M/V, \text{ кг}/\text{м}^3;$$

и поэтому

$$\nu\rho = 1,$$

где V – объем рабочего тела, м^3 ; M – масса рабочего тела, кг .

Абсолютная температура является одним из основных параметров, характеризующих тепловое состояние тела, и мерой степени нагретости тела. Знак разности температур двух неодинаково нагретых тел определяет направление передачи теплоты. Температуру измеряют либо по абсолютной шкале в градусах Кельвина (обозначается через T , K), либо по Международной стоградусной шкале в градусах Цельсия (обозначается через t , $^\circ\text{C}$). Единица деления шкалы Кельвина равна градусу шкалы Цельсия. Соотношение между величинами T и t определяется формулой:

$$T, \text{ K} = t, ^\circ\text{C} + 273,15.$$

В странах США, Канаде и других применяется шкала Фаренгейта, в которой за 0° принята температура смеси равных частей льда и нашатыря. В этой шкале температура таяния льда равна $+32^\circ\text{F}$, а температура кипения химически чистой воды равна $+212^\circ\text{F}$. Соотношение будет:

$$t, ^\circ\text{F} = 9/5 t, ^\circ\text{C} + 32.$$

2.2. Внутренняя энергия, работа расширения. I закон термодинамики

Известно, что эквивалентность теплоты и работы является опытным подтверждением всеобщего закона сохранения и превращения энергии, согласно которому *энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит в различных физических (а также химических) процессах из одного вида в другой*.

Закон сохранения и превращения энергии в применении к понятиям термодинамики носит название I закона термодинамики.

Опыт показывает, что подвод теплоты Q к какому-либо телу (так же, как и отвод теплоты), обычно связан с изменением температуры тела T и его объема V .

Изменение температуры обусловлено изменением энергии движения молекул вещества. Этот вид энергии называют *внутренней энергией*, понимая под ним сумму кинетической и потенциальной энергий атомов и молекул тела. В общем случае внутренняя энергия тела складывается из кинетической энергии поступательного, вращательного и колебательного движения молекул, потенциальной энергии сил сцепления (отталкивания)

между молекулами, внутримолекулярной, внутриатомной и внутриядерной энергии.

Если количество внутренней энергии рабочего тела до начала подвода теплоты к этому телу обозначить через U_1 , а количество внутренней энергии этого же тела после окончания подвода теплоты – через U_2 , то результатом процесса будет изменение внутренней энергии:

$$\Delta U = U_2 - U_1.$$

Для определения разности ΔU нет необходимости знать, по какому закону происходит подвод теплоты к телу. Поэтому внутренняя энергия тела может быть отнесена к группе параметров состояния.

Изменение объема тела при нагревании (или охлаждении) связано с работой, которую производят возникающие в этом процессе силы, проявляющиеся в форме давления на поверхность тела. Работа этих сил в процессе подвода теплоты Q называется *внешней работой* L . Отсюда следует, что затрата теплоты Q при изменении температуры и объема тела связана с изменением внутренней энергии ΔU и совершением внешней работы L , и, следовательно, в соответствии с законом сохранения энергии:

$$Q = \Delta U + L. \quad (2.1)$$

Соотношение (2.1) называют обычно аналитическим выражением I закона термодинамики для неподвижного тела. Это выражение устанавливает, что в данном термодинамическом процессе теплота расходуется в двух направлениях: на изменение внутренней энергии и на совершение внешней работы.

В технической термодинамике принимают, что основной формой преобразования теплоты во внутреннюю энергию является изменение кинетической энергии движения молекул (как функции изменения температуры) и потенциальной энергии сил сцепления между молекулами (как функции изменения удельного объема):

$$U = f(T; v).$$

Для идеальных газов силы сцепления между молекулами равны нулю, и, следовательно, внутренняя энергия таких газов зависит только от их абсолютной температуры:

$$U = f(T).$$

Работа расширения (сжатия) неподвижного тела проявляется в изменении объема тела V под действием давления p . Так, например, если к газу, занимающему объем V_1 (рис. 2.1) при давлении среды p , подвести некоторое количество теплоты Q , то можно наблюдать увеличение объема газа до величины V_2 . Каждый элемент объема под действием давления p переместится при этом на величину x . Так как давление всегда направлено по нормали к поверхности, то сила, действующая на элемент поверхности dF , будет равна $p dF$, а элементарная работа на пути x :

$$dL_p = p dF x = p dV,$$

где $dV = dF x$ – элементарный объем.

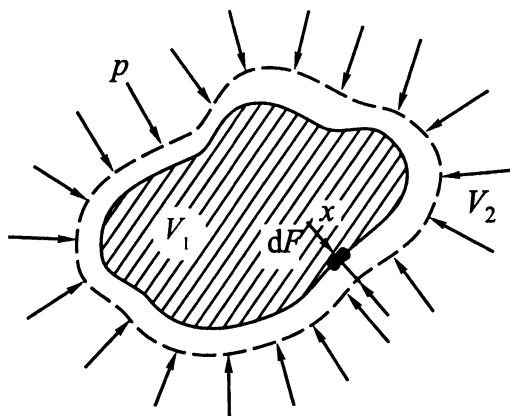


Рис. 2.1. Изменение объема газа в процессе расширения

Очевидно, полная работа для всей поверхности тела при изменении объема от V_1 до V_2 составит:

$$L_p = \int_1^2 dL_p = \int_1^2 p dV,$$

или (для 1 кг газа):

$$l_p = \int_1^2 p dv$$

и

$$dl_p = p dv.$$

Работа расширения как функция давления и объема может быть графически изображена в координатах p, v (рис. 2.2). Если в данном процессе зависимость давления от объема изображается кривой 1–2, то для элементарного объема dv величина элементарной работы dl_p изобразится элементарной площадкой $dl_p = p dv$, а вся работа расширения при изменении объема 1 кг газа от v_1 до v_2 , будет равна:

$$l_p = \int_1^2 p dv, \quad (2.2)$$

т.е. площади, ограниченной линией процесса 1–2 и осью абсцисс.

Уравнение 1 закона термодинамики, устанавливающего связь между подведенным к телу теплом, изменением внутренней энергии и внешней работой, при расчете на единицу массы примет следующий вид:

$$q = \Delta u + l_p \quad (2.3)$$

или в дифференциальной форме:

$$dq = du + dl_p = du + p dv. \quad (2.4)$$

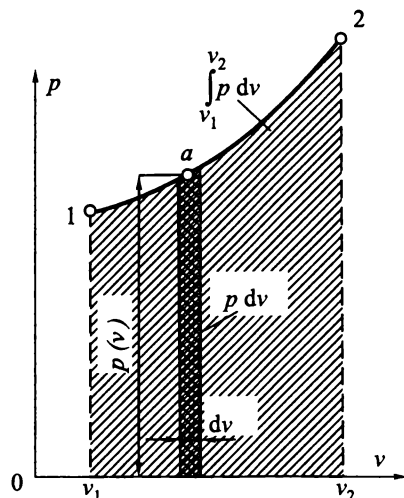


Рис. 2.2. Графическое изображение работы расширения (сжатия) в p, v -диаграмме

Техническая работа. Если тепло сообщается движущемуся в пространстве телу, например, потоку газа или пара, текущему по каналу произвольной формы, то получаемая при этом внешняя работа, кроме работы расширения, включает еще и другие виды механической энергии. Так, если 1 кг газа или пара движется (рис. 2.3) от сечения 1–1 к сечению 2–2 со скоростью, изменяющейся от c_1 до c_2 , то, очевидно, в этом случае наблюдается изменение кинетической энергии от $l_1 = c_1^2/2$ до $l_2 = c_2^2/2$. Кроме того, подходя к сечению 1–1 (или покидая сечение 2–2), каждый элемент объема вытесняет равный ему объем вещества, т.е. совершает так называемую *работу проталкивания*.

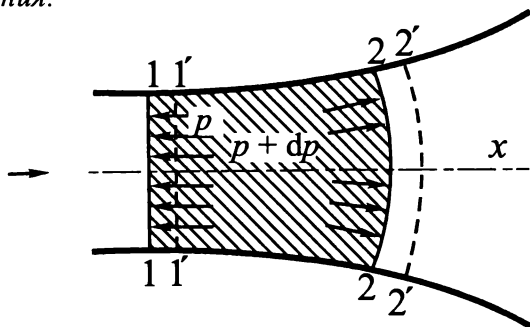


Рис. 2.3. Внешняя работа движущегося газа

По аналогии с работой расширения можно получить, что тепло, подводимое к движущему телу (газу или пару):

$$dq = du + dl_{\text{пр}} + dl_{\text{кин}}, \quad (2.5)$$

где $dl_{\text{пр}}$ — изменение работы проталкивания; $dl_{\text{кин}}$ — изменение кинетической энергии.

Уравнение (2.5) является аналитическим выражением l закона термодинамики для потока газа.

Изменение кинетической энергии потока называют его *технической работой* $l_{\text{техн}} = \Delta l_{\text{кин}}$, откуда согласно (2.4) и ряда замен и преобразований получим:

$$dl_p = d(pv) + dl_{\text{техн}},$$

или

$$p dv = p dv + v dp + dl_{\text{техн}};$$

следовательно,

$$dl_{\text{техн}} = \Delta l_{\text{кин}} = -v dp,$$

или

$$l_{\text{техн}} = \Delta l_{\text{кин}} = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = - \int_1^2 v dp.$$

Так как техническая работа, аналогично работе расширения, является функцией меняющихся в данном процессе давления и объема, то величина $dl_{\text{техн}}$ для процесса 1–2 будет отображена в p, v -диаграмме рис. 2.4 в виде элементарной площадки между линией процесса и осью p , т.е. $dl_{\text{техн}} = -v dp$ (знак «минус» указывает на уменьшение объема при росте значений давления).

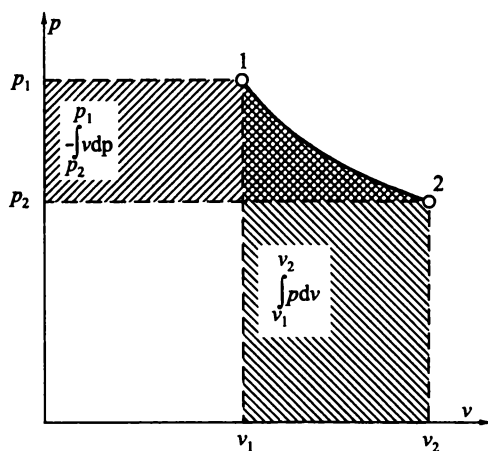


Рис. 2.4. Графическое изображение технической работы в p, v -диаграмме

В итоге полная техническая работа, совершаемая в процессе 1–2 и равная

$$l_{\text{техн}} = - \int_{p_2}^{p_1} v dp \quad (2.6)$$

определится как площадь, ограниченная линией процесса 1–2 и осью p (напоминаем, что величина l_p определялась как площадь, ограниченная линией процесса и осью v).

2.3. Теплоемкость, энтальпия и энтропия.

II закон термодинамики

Теплоемкость и ее виды. Удельной теплоемкостью c называют количество теплоты q , которое требуется для изменения температуры единицы количества вещества на 1 градус: $c = q/\Delta T$, $c = dq/dT$.

В зависимости от способа измерения единицы количества вещества, характера термодинамического процесса и величины интервала температур различают несколько видов теплоемкостей.

1. В зависимости от единицы количества вещества – 1 кг, 1 м³, 1 кмоль – теплоемкость называют *массовой* c [Дж/(кг · К)], *объемной* c' [Дж/(м³ · К)] или *мольной* μc [Дж/(кмоль · К)].

Связь между ними выражается следующей зависимостью:

$$c = c' / \rho_n = \mu c / \mu,$$

где ρ_n – плотность при нормальных физических условиях.

Количество теплоты определяется соответственно:

$$Q = c m (T_2 - T_1) = c' V_n (T_2 - T_1) = \mu c n (T_2 - T_1),$$

где m – масса газа; V_n – объем газа, приведенный к нормальным физическим условиям; n – число молей газа.

2. Теплоемкость зависит от характера процесса и свойств газа. В зависимости от способа подвода теплоты различают *теплоемкость при постоянном давлении* (изобарную) c_p и *теплоемкость при постоянном объеме* (изохорную) c_v . Понятия «теплоемкость при постоянной температуре» и «адиабатная теплоемкость» редко применяются, так как при $T = \text{const}$ $c = dq/0 = \infty$, а при $dq = 0$ $c = 0/dt = 0$.

Еще в 1842 г. один из основоположников закона сохранения и превращения энергии Р.Ю. Майер установил, что

$$\mu c_p - \mu c_v = \mu R = 8,3 \text{ кДж/(моль} \cdot \text{К)}, \text{ или } c_p - c_v = R.$$

Отношение $k = c_p/c_v$ называют *показателем адиабаты*.

3. Поскольку теплоемкость изменяется с температурой, в зависимости от интервала температур различают *истинную* c и *среднюю* c_m удельные теплоемкости. Истинной называют теплоемкость, соответствующую бесконечно малому интервалу температур $c = dq/dT$, а средней – теплоемкость, соответствующую конечному интервалу изменения температуры: $c_m = q/(T_2 - T_1)$.

При практических расчетах обычно пользуются табличными данными средних теплоемкостей в интервале температур от 0 до t °С. В этом случае количество теплоты, потребное на нагрев 1 кг рабочего тела от 0 до t_1 °С или до t_2 °С будет:

$$q_1 = c_{m_0}^{t_1} (t_1 - 0) = c_{m_0}^{t_1} \cdot t_1;$$

$$q_2 = c_{m_0}^{t_2} (t_2 - 0) = c_{m_0}^{t_2} \cdot t_2;$$

здесь $c_{m_0}^{t_1}$ и $c_{m_0}^{t_2}$ – табличные значения теплоемкостей в интервалах температур (0 – t_1 °С) и (0 – t_2 °С).

Количество теплоты, необходимое для нагрева 1 кг тела от t_1 °С до t_2 °С, определяется как разность:

$$q = q_2 - q_1 = c_{m_0}^{t_2} \cdot t_2 - c_{m_0}^{t_1} \cdot t_1, \text{ Дж/кг.}$$

Энтальпия. В ряде случаев оказывается целесообразным объединение параметров u и pv в общий калорический параметр, называемый энтальпией

$$i = u + pv, \text{ Дж/кг.} \quad (2.7)$$

Энтальпия – термодинамическая функция, имеющая смысл полной (внутренней и внешней) энергии системы. Она складывается из внутренней энергии u и упругостной энергии pv , обусловленной наличием внешнего давления окружающей среды p , т.е. pv – работа, которую надо затратить, чтобы ввести рабочее тело объемом v в среду, имеющей давление p .

Для идеального газа справедливы соотношения:

$$u = c_v T; pv = RT.$$

Можно получить при $p = \text{const}$:

$$di = du + p dv = c_v dT + R dT = (c_v + R) dt = c_p dT.$$

Продифференцировав $i = u + pv$ и подставив в дифференциальное уравнение I закона термодинамики для потока рабочего тела, можно получить:

$$dq = di - v dp;$$

или

$$q = i_2 - i_1 - \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (2.8)$$

Энтальпия измеряется в тех же единицах, что и теплота, работа и внутренняя энергия, т.е. в Дж/кг.

II закон термодинамики. II закон термодинамики, как и I, является опытным законом, основывающимся на многовековых наблюдениях ученых. Однако установлен он был только в середине XIX в.

Наблюдения за явлениями природы показывают, что: а) возникновение и развитие самопроизвольно протекающих в ней естественных процессов, работа которых может быть использована для нужд человека, возможно лишь при отсутствии равновесия между участвующей в процессе термодинамической системой и окружающей средой; б) процессы эти всегда характеризуются односторонним их протеканием от более высокого потенциала к более низкому (от более высокой температуры к более низкой или от более высокого давления к более низкому); в) при протекании указанных выше процессов термодинамическая система стремится к тому, чтобы прийти в равновесие с окружающей средой, характеризующееся равенством давления и температуры системы и окружающей среды.

Из наблюдений за явлениями природы следует также, что для того чтобы заставить процесс протекать в направлении, обратном направлению протекания самопроизвольного процесса, необходимо затратить заимствуемую из внешней среды энергию.

II закон термодинамики представляет собой обобщение изложенных выше положений и заключается в том, что 1) *самопроизвольное протекание естественных процессов возникает и развивается при отсутствии равновесия между участвующей в процессе термодинамической системой и окружающей средой*; 2) *самопроизвольно происходящие в природе естественные процессы, работа которых может быть использована человеком, всегда протекают лишь в одном направлении от более высокого потенциала к более низкому*; 3) *ход самопроизвольно протекающих процессов происходит в направлении, приводящем к установлению равновесия термодинамической системы с окружающей средой, и по достижении этого равновесия процессы прекращаются*; 4) *процесс может протекать в направлении, обратном самопроизвольному процессу, если энергия для этого заимствуется из внешней среды*.

Формулировки II закона термодинамики, данные различными учеными, вылились в форму постулатов, полученных в результате развития положений, высказанных французским ученым Сади Карно.

В частности, постулат немецкого ученого Клаузиуса состоит в том, что тепло не может переходить от холодного тела к теплому без компенсации. Сущность постулата английского ученого Томсона заключается в том, что невозможно осуществить цикл теплового двигателя без переноса некоторого количества теплоты от источника теплоты с более высокой температурой к источнику с более низкой температурой.

Эту формулировку надо понимать так, что, для того чтобы работала периодически действующая машина, необходимо, чтобы были минимум два источника теплоты различной температуры; при этом в работу может быть превращена лишь часть теплоты, забираемой из высокотемпературного источника, в то время как другая часть теплоты должна быть передана низкотемпературному источнику.

Энтропия. В термодинамике пользуются еще одним параметром состояния рабочего тела – энтропией, устанавливающего связь между количеством теплоты и температурой (Р. Клаузиус, 1850 г.). Понятие о нем строится на основе следующих соображений.

Уравнение I закона термодинамики можно записать в виде:

$$dq = du + pdv = du + dl.$$

В этом уравнении dq не является полным дифференциалом, поскольку в правую часть уравнения входит член dl , не являющийся полным дифференциалом, так как работа является не параметром состояния газа, а функцией процесса. Вследствие этого уравнение нельзя проинтегрировать в интервале двух произвольно выбранных состояний газа.

Из математики известно, что всякий двучлен можно представить в виде полного дифференциала, если его умножить на так называемый интегрирующий множитель.

При умножении на интегрирующий множитель $1/T$ (где T – абсолютная температура), приведенное выше уравнение примет вид:

$$\frac{dq}{T} = \frac{du}{T} + \frac{dl}{T}. \quad (2.9)$$

Уравнение (2.9) можно представить в несколько ином виде, а именно:

$$dq/T = c_v dT/T + R dv/v. \quad (2.10)$$

Выражение (2.10) говорит о том, что dq/T представляет собой полный дифференциал некоторой функции s (т.е. $dq/T = ds$), являющейся параметром состояния газа, поскольку она зависит только от двух параметров состояния газа и поэтому не зависит от того, каким путем газ из одного состояния пришел в другое. Этот параметр состояния газа в общем случае называют *энтропией* газа, обозначают через S и выражают в Дж/К; энтропию, отнесенную к 1 кг газа, называют *удельной энтропией* газа, обозначают через s и выражают в Дж/(кг · К).

Приведенное раньше уравнение

$$dq = di - v dp$$

также является неполным дифференциальным уравнением, поскольку dq не является полным дифференциалом. Однако и это уравнение при умножении его на интегрирующий множитель $1/T$ может быть приведено к виду полного дифференциального уравнения:

$$\frac{dq}{T} = \frac{di}{T} - \frac{v dp}{T} = ds$$

и, следовательно,

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{du}{T} + \frac{p dv}{T} = \frac{di}{T} - \frac{v dp}{T}. \quad (2.11)$$

Учитывая, что для идеального газа $p v = R T$ и, следовательно,

$$\frac{p dv}{T} = R \frac{dv}{v} \quad \text{и} \quad \frac{p dv}{T} = R \frac{dp}{p},$$

а также

$$du = c_v dT \quad \text{и} \quad di = c_p dT,$$

уравнение (2.11) для идеального газа может быть преобразовано следующим образом:

$$ds = \frac{dq}{T} = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}.$$

После интегрирования оно примет вид:

$$s = c_v \ln T + R \ln v + \text{const} = c_p \ln T - R \ln p + \text{const}.$$

Изменение энтропии в интервале между двумя состояниями газа 1 и 2 выражается уравнением:

$$\Delta s = \int_1^2 ds = s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Из уравнения (2.11) следует, что количество теплоты, участвовавшее в том или ином термодинамическом процессе при изменении рабочего тела от состояния 1 до состояния 2, можно выразить следующим образом:

$$q = \int_1^2 T ds. \quad (2.12)$$

Этот интеграл можно решить, если известна функциональная зависимость между T и s . Пользуясь этой зависимостью, строят кривые в системе координат $s - T$, отображающие те или иные термодинамические процессы.

На основании выражения (2.12) можно заключить, что для процесса 1–2 (рис. 2.5) площадь 1–2– s_2 – s_1 , лежащая под кривой, отображающей этот процесс, выражает количество теплоты, участвующее в этом процессе.

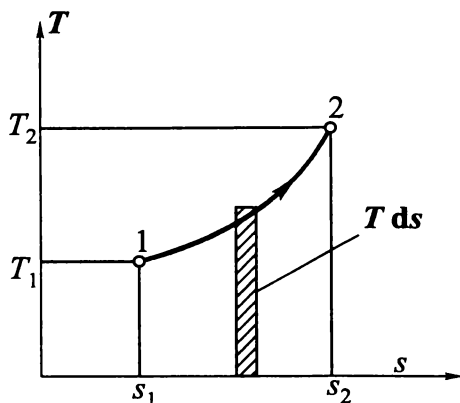


Рис. 2.5. Графическое изображение подвода теплоты в T,s -диаграмме

Для определения численных значений энтропии пользуются началом отсчета при $T = 0$ К, для которого $s_0 = 0$.

Физический смысл энтропии. Энтропию нельзя измерить, ее смысл затруднительно продемонстрировать с помощью наглядных пособий, но можно понять по следующим интерпретациям.

1. Энтропия – мера ценности теплоты: его работоспособности и технологической эффективности. Можно сказать, что для изолированной системы (нагреватель – рабочее тело) $\Delta s = 0$, при получении от нагревателя количества теплоты q_1 тогда $s_1 = (q_1/T_1)$ и чем меньше s_1 т.е. чем выше T_1 , тем больше совершаемая системой работа.

Повседневный опыт свидетельствует, что чем температура теплоносителя выше при том же количестве теплоты q , т.е. чем меньше энтропия $s = (q/T)$, тем теплота ценнее, поскольку она может быть использована не только для совершения работы, но и для технологических нужд – выплавки металла, отопления и т.д.

2. Энтропия – мера потери работы вследствие необратимости реальных процессов. Чем больше необратим процесс в изолированной системе, тем больше возрастает энтропия $s_2 \gg s_1$ и тем большая доля энергии не превращается в работу, рассеивается в окружающую среду.

3. Энтропия – мера беспорядка. Если установить некоторую меру неупорядоченности макросистемы – неупорядоченности расположения и движения частиц D , то можно записать $s = k \ln D$.

Следовательно, возрастание беспорядка означает возрастание энтропии, рассеивание энергии. При подводе теплоты увеличивается хаотичность теплового движения частиц, и энтропия возрастает. Наоборот, охлаждение системы при постоянном объеме есть извлечение из нее теплоты, а следовательно, и энтропии; упорядоченность системы при этом повышается, а энтропия уменьшается. При конденсации газа в жидкость молекулы занимают более определенные положения, упорядоченность их расположения скачкообразно увеличивается, что соответствует скачкообразному уменьшению энтропии. При дальнейшем понижении температуры тепловое движение становится все менее интенсивным, беспорядок – все меньшим, а значит, и все меньшей становится энтропия. Когда жидкость превратится в твердое вещество, молекулы (ионы) образуют правильные кристаллические решетки, т.е. неупорядоченность опять уменьшится, а с нею уменьшится и энтропия и т.д. Такая закономерность позволяет предположить, что при нуле абсолютной температуры тепловое движение полностью прекратится и в системе установится максимальный порядок, т.е. неупорядоченность и энтропия станут равными нулю. Это предположение, согласующееся с опытом, но не поддающееся опытной проверке, ибо абсолютный нуль температуры недостижим, носит название *третьего закона термодинамики*.

$$\text{Следовательно,} \quad \lim_{T \rightarrow 0} s = 0. \quad (2.13)$$

Обратимые и необратимые термодинамические процессы. Для исследования термодинамических процессов вводят понятия о равновесных (обратимых) процессах.

Состояние рабочего тела, при котором давление и температура и, следовательно, удельный объем во всех его точках не изменяются без внешнего энергетического воздействия во времени, называется равновесным состоянием.

Последовательное изменение состояния рабочего тела, происходящее в результате энергетического взаимодействия рабочего тела с окружающей средой, называется термодинамическим процессом. Процесс, при осуществлении которого тело последовательно проходит непрерывный ряд состояний равновесия, называется равновесным.

Обратимым процессом называется такой термодинамический процесс, который допускает возможность протекания его через одни и те же равновесные состояния как в прямом, так и в обратном направлениях, а в окружающей среде не остается никаких изменений.

Если указанное условие не выполняется, то процесс оказывается необратимым. Примером необратимого процесса является передача теплоты в паровом котле от газов с температурой 600–1000°C к пару, имеющему

температуру 400–500°C, так как обратная передача теплоты от пара к газам без изменения их температур невозможна.

В чистом виде в природе и технике обратимые процессы не наблюдаются. Однако их изучение имеет большую роль, так как многие реальные процессы близки к обратимым.

2.4. Основные термодинамические процессы идеальных газов

Основными процессами в технической термодинамике, весьма важными и в теоретическом, и в прикладном отношении, являются: *изохорный*, протекающий при постоянном объеме; *изобарный*, протекающий при постоянном давлении; *изотермический*, происходящий при постоянной температуре; *адиабатный* процесс, при котором отсутствует теплообмен с окружающей средой и *политронный*, удовлетворяющий уравнению $p\nu^n = \text{const}$. Указанные выше четыре процесса являются частными случаями *политронного* процесса.

При исследовании этих процессов определяют уравнение процесса в координатах p, ν и T, s , связь между параметрами состояния газа, изменение внутренней энергии, величину внешней работы и количество подведенной теплоты на осуществление процесса или количество отведенной теплоты.

Изохорный процесс. При изохорном процессе выполняется условие $d\nu = 0$ или $\nu = \text{const}$. Из уравнения состояния идеального газа следует, что:

$$P/T = R/\nu = \text{const},$$

т.е. давление газа прямо пропорционально его абсолютной температуре:

$$p_2/p_1 = T_2/T_1.$$

На рис. 2.6 представлены графики процесса в p, ν и T, s -диаграммах. Работа расширения в этом процессе равна нулю, так как $d\nu = 0$. Количество теплоты, подведенной к рабочему телу в процессе 1–2 при $c_v = \text{const}$, определяется из соотношения:

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v(T_2 - T_1).$$

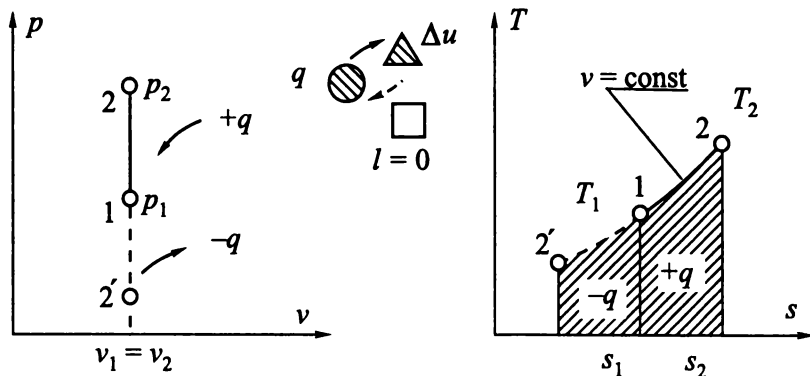


Рис. 2.6. Изохорный процесс в p, ν - и T, s -диаграммах и схема энергобаланса

Так как $l = 0$, то в соответствии с первым законом термодинамики $\Delta u = q$

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1) \quad \text{при } c_v = \text{const};$$

Изменение энтропии в изохорном процессе определяется по формуле:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln(p_2 / p_1) = c_v \ln(T_2 / T_1),$$

т.е. зависимость энтропии от температуры на изохоре при $c_v = \text{const}$ имеет логарифмический характер.

Изобарный процесс. Изобарным называется процесс, происходящий при постоянном давлении. Из уравнения состояния идеального газа при $p = \text{const}$ находим:

$$v/T = R/p = \text{const},$$

или

$$v_2/v_1 = T_2/T_1,$$

т.е. в изобарном процессе объем газа пропорционален его абсолютной температуре (закон Гей-Люссака). На рис. 2.7 изображены графики процесса в p, v и T, s -диаграммах.

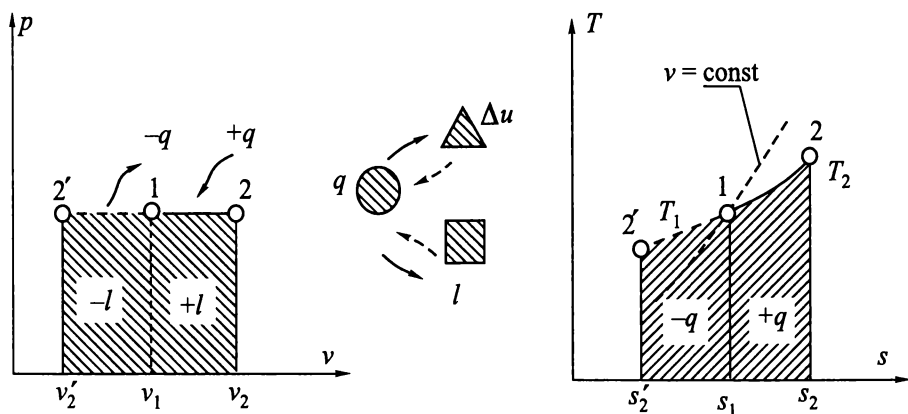


Рис. 2.7. Изобарный процесс в p, v - и T, s -диаграммах и схема энергобаланса

Из выражения (2.2) следует, что:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1).$$

Так как $pv_1 = RT_1$ и $pv_2 = RT_2$, то одновременно $l = R(T_2 - T_1)$.

Количество теплоты, сообщаемое газу при нагревании (или отдаваемое им при охлаждении), находим из уравнения:

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \quad \text{при } c_p = \text{const}$$

$$q = c_p(T_2 - T_1).$$

Изменение энтропии при $c_p = \text{const}$ равно

$$s_2 - s_1 = c_p \ln(T_2/T_1),$$

т.е. температурная зависимость энтропии при изобарном процессе тоже имеет логарифмический характер, но поскольку $c_p > c_v$, то изобара в T, s -диаграмме идет более полого, чем изохора.

Изотермический процесс. При изотермическом процессе температура постоянна, следовательно,

$$pv = RT = \text{const},$$

или

$$p_2/p_1 = v_1/v_2,$$

т.е. давление и объем обратно пропорциональны друг другу, так что при изотермическом сжатии давление газа возрастает, а при расширении – падает (закон Бойля-Мариотта).

Графиком изотермического процесса в p, v -координатах является равнобокая гиперболы, для которой координатные оси служат асимптотами (рис. 2.8).

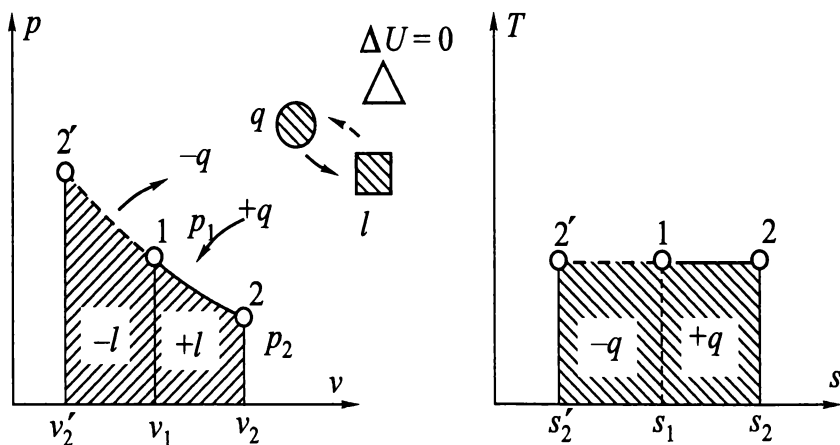


Рис. 2.8. Изотермический процесс в p, v - и T, s -диаграммах и схема энергобаланса

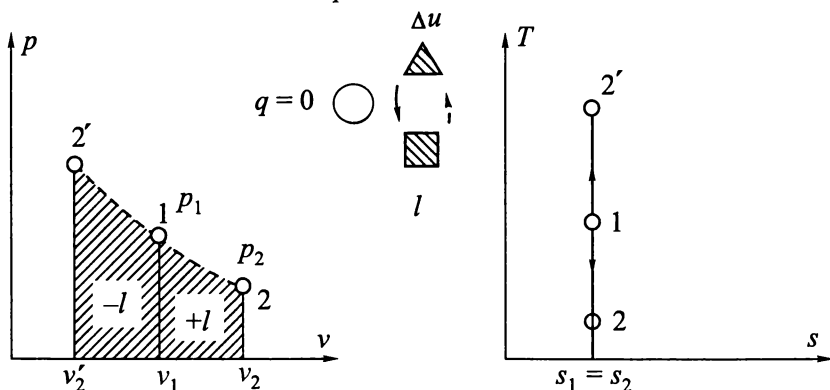
Работа процесса:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} RT/v dv = RT \ln(v_2/v_1) = RT \ln(p_1/p_2).$$

Так как температура не меняется, то внутренняя энергия идеального газа в данном процессе остается постоянной ($\Delta u = 0$) и вся подводимая к газу теплота полностью превращается в работу расширения:

$$q = l.$$

При изотермическом сжатии от газа отводится теплота в количестве, равном затраченной на сжатие работе.

$$s_2 - s_1 = R \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) = R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right).$$
$$du + p dv = 0$$
$$\Delta u + l = 0,$$
$$\Delta u = -l.$$
$$dq = c_{p,7} dT = 0.$$
$$\frac{c_p}{c_v} = k,$$
$$pv^k = \text{const.}$$


В этом выражении k носит название *показателя адиабаты* (эту величину называют также коэффициентом Пуассона).

Из предыдущего следует:

$$\begin{aligned} l &= -\Delta u = c_v(T_1 - T_2); \\ i_1 - i_2 &= c_p(T_1 - T_2), \end{aligned}$$

можно установить, что

$$i_1 - i_2 = l_{\text{техн}},$$

т.е. техническая работа адиабатного процесса расширения равна разности энтальпий начала и конца процесса.

Адиабатный процесс, происходящий без внутреннего трения в рабочем теле, называется изэнтропийным. В диаграмме T, s на рис. 2.9 он изображается вертикальной прямой.

Обычно реальные адиабатные процессы протекают при наличии внутреннего трения в рабочем теле, в результате которого всегда выделяется теплота, которая тут же сообщается самому рабочему телу. В этом случае $ds > 0$, и процесс называется реальным адиабатным процессом.

Политропный процесс и его обобщающее значение. Политропным называется процесс, который описывается уравнением:

$$p v^n = \text{const.} \quad (2.14)$$

Показатель политропы n может принимать любое численное значение в пределах от $-\infty$ до $+\infty$, но для данного процесса он является величиной постоянной.

Из уравнения (2.14) и уравнения Клапейрона нетрудно получить выражение, устанавливающее связь между p , v и T в любых двух точках на политропе:

$$p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^n; \quad T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{n-1}; \quad T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (2.15)$$

Работа расширения газа в политропном процессе:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv.$$

В случае идеального газа можно преобразовать к виду:

$$\left. \begin{aligned} l &= \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2); \\ l &= \frac{p_1 v_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right); \\ l &= \frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2). \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

Количество подведенного (или отведенного) в процессе теплоты можно определить с помощью уравнения первого закона термодинамики:

$$q = (u_2 - u_1) + l.$$

Поскольку

$$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1), \quad l = \frac{R}{1-n}(T_2 - T_1),$$

то

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) = c_n (T_2 - T_1),$$

где

$$c_n = c_v \frac{n-k}{n-1} \quad (2.17)$$

представляет собой теплоемкость идеального газа в политропном процессе. При c_v, k и $n = \text{const}$ $c_n = \text{const}$, поэтому политропный процесс иногда определяют как процесс с постоянной теплоемкостью.

Политропный процесс имеет обобщающее значение, ибо охватывает всю совокупность основных термодинамических процессов (см. табл. 2.1).

Таблица 2.1

Характеристики основных термодинамических процессов

Название процесса	Уравнение кривой процесса в диаграмме p, v	Показатель степени в уравнении кривой процесса	Теплоемкость в процессе	Величина α^* ,	Уравнение кривой процесса в диаграмме T, s
Политропный	$pv^n = \text{const}$	n	c	$\frac{c_v}{c_p}$	$s = c_v \ln \frac{T}{T_0} + R \ln \frac{v}{v_0} + s_0 = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0} + s_0$
Изохорный	$v = \text{const}$	$n = \pm \infty$	c_v	1	$s = c_v \ln \frac{T}{T_0} + s_0$
Изобарный	$p = \text{const}$	$n = 0$	c_p	$\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{k}$	$s = c_p \ln \frac{T}{T_0} + s_0$
Изотермический	$pv = \text{const}$	$n = 1$	$c_{\text{из}}$	0	$T = \text{const}$
Адиабатный	$pv^k = \text{const}$	$n = k$	$c_{\text{ад}}$	$\pm \infty$	$s = \text{const}$

$\alpha^* = \Delta u/q$ – отношение изменения внутренней энергии Δu к теплоте процесса.

2.5. Реальные газы, вода и водяной пар

К реальным газам в технической термодинамике принято относить перегретые пары некоторых жидкостей. В отличие от воображаемого иде-

ального газа реальный газ, при соответствующих условиях, может быть сжижен, т.е. сконденсирован, или же переведен в твердое состояние.

В технике широко применяют пары различных веществ: воды, аммиака, хлористого метила, сернистого ангидрида и др. Наибольшее применение имеет водяной пар, являющийся основным рабочим телом паровых двигателей, отопительных и других устройств.

Известно, что законы идеальных газов нельзя распространить на рабочие тела, состояние которых не очень удалено от жидкой фазы.

В связи с этим на водяной пар при давлениях и температурах, обычно применяемых в теплоэнергетике, не распространяется уравнение состояния Клапейрона. Из ряда предлагавшихся уравнений состояния, применимых для него с известной степенью приближенности, можно отметить уравнение Ван-дер-Ваальса, составленное для реальных газов и имеющих вид:

$$(p + a/v^2) \cdot (v - b) = RT,$$

где a и b – постоянные для данного газа.

Слагаемым a/v^2 в первом множителе учитывается влияние сил взаимодействия молекул, во втором множителе вычитаемым b учитывается влияние объема молекул (поскольку в идеальном газе, для которого и справедливо уравнение состояния Клапейрона, объем молекул полагается равным нулю).

Практически пользоваться уравнением Ван-дер-Ваальса нельзя, так как оно дает результаты, недостаточно точные для нужд современной паротехники. Наиболее точным является в настоящее время уравнение состояния реальных газов, разработанное М.П. Вукаловичем и Н.И. Новиковым (Московский энергетический институт) применительно в основном к водяному пару. Вывод этого уравнения основан на предположении наличия в реальных газах ассоциаций молекул, механически объединенных в двойные, тройные и более сложные комплексы, образующиеся в результате взаимодействия между ними. Для этого уравнения характерно близкое совпадение результатов расчетов с опытными данными. Однако для практических целей пользование этим, как и другими уравнениями состояния реального газа, неудобно вследствие сложности их и необходимости выполнения трудоемких вычислений. Обычно пользуются готовыми данными, которые берут из таблиц водяного пара или из диаграммы i,s водяного пара.

Промежуточное состояние вещества между состоянием реального газа и жидкостью принято называть *парообразным*, или просто *паром*. Превращение жидкости в пар представляет собой *фазовый переход* из одного агрегатного состояния в другое. При фазовом переходе наблюдается скачкообразное изменение физических свойств вещества.

Примерами таких фазовых переходов являются процесс *кипения* жидкости с появлением *влажного насыщенного пара* и с последующим переходом его в лишенный влаги *сухой насыщенный пар* или обратный кипению процесс *конденсации* насыщенного пара. Во всех этих фазовых переходах существует однозначная связь между давлением и температурой (в данном примере – связь давления с *температурой кипения* или *конденсации*).

Одно из основных свойств сухого насыщенного пара заключается в том, что дальнейший подвод теплоты к нему приводит к возрастанию температуры пара, т.е. переходу его в состояние перегретого пара, а отвод теплоты – к переходу в состояние важного насыщенного пара. В современной теплотехнике основным рабочим телом является *водяной пар*. Поэтому изучение термодинамических свойств паров рассмотрим на примере водяного пара.

Водяной пар. На рис. 2.10 изображены фазовые состояния воды. Здесь может быть выделено несколько областей:

область I – газообразное состояние (перегретый пар, обладающий свойствами реального газа);

область II – равновесное состояние воды и насыщенного водяного пара (двухфазное состояние); двухфазную область II называют также областью парообразования;

область III, ограниченная изотермой EK , – жидкое состояние (вода).

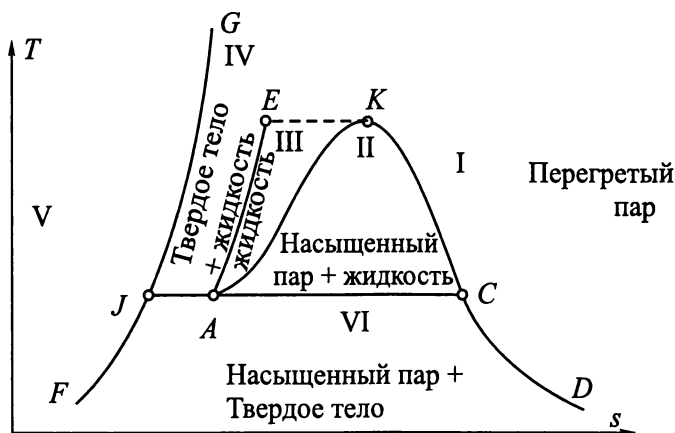


Рис. 2.10. Фазовая диаграмма для водяного пара в T,s -диаграмме

Области III, II и II, I отделены так называемыми *пограничными линиями*: левой AK и правой KD . Общая для левой и правой пограничных линий (и областей I, II и III) точка K обладает особыми свойствами и называется *критической точкой*. Эта точка имеет определенные параметры $p_{кр}$, $v_{кр}$ и $T_{кр}$, при которых кипящая вода переходит в перегретый пар, минуя двухфазную область. Отсюда следует, что вода (точнее ее жидкая фаза) не может существовать при температурах выше $T_{кр}$. Будучи нагретой до этой температуры, весь объем воды практически мгновенно должен превратиться в пар. Вместе с тем пар при давлениях больших, чем $p_{кр}$ и при охлаждении до температуры $T_{кр}$ непосредственно превращается в жидкость, минуя область влажного пара.

Критическая точка воды имеет следующие параметры:

$$p_{кр} = 22,136 \text{ МПа}; \quad t_{кр} = 374,15^\circ\text{C}; \quad v_{кр} = 0,00326 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Значения p , t , v и s для обеих пограничных линий (кипения и сухого насыщенного пара) приводятся в специальных таблицах термодинамических свойств водяного пара.

На современных крупных тепловых электростанциях основным двигателем является паровая турбина, где в качестве рабочего тела используется водяной пар, который получают в паровых котлах. Процесс парообразования в котлах обычно происходит при постоянном давлении, т.е. $p = \text{const}$.

На рис. 2.11 и 2.12 изображены процессы нагрева воды до кипения, парообразования и перегрева водяного пара соответственно в p, v - и T, s -диаграммах.

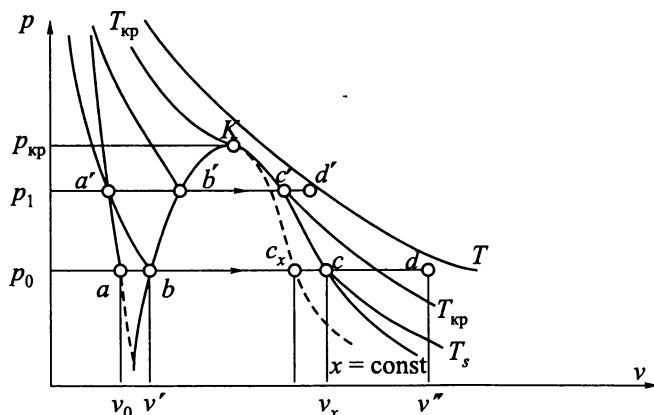


Рис. 2.11. Диаграмма p, v для воды и водяного пара

Рассмотрим процесс получения водяного пара из воды. Начальное состояние жидкой воды, находящейся под давлением p_0 и имеющей температуру 0°C , изображается на диаграммах p, v и T, s точкой a . При подводе к воде теплоты при $p = \text{const}$ температура ее увеличивается, а удельный объем растет. В некоторый момент времени температура воды достигает температуры кипения и состояние ее при этом изображается точкой b .

При дальнейшем подводе теплоты начинается процесс парообразования с сильным увеличением объема, и при этом образуется двухфазная среда – смесь воды и пара, называемая влажным насыщенным паром.

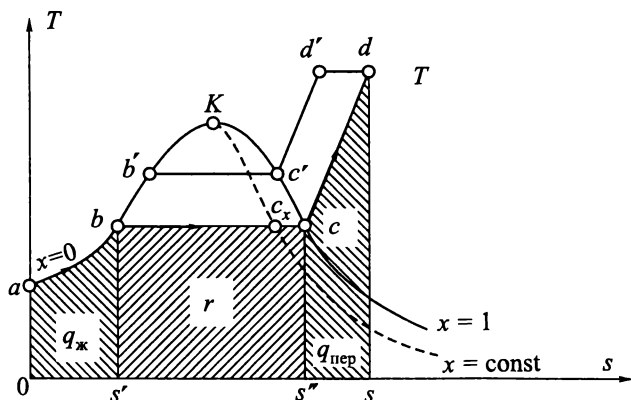


Рис. 2.12. Диаграмма T, s для воды и водяного пара

Температура смеси остается постоянной, так как все тепло расходуется на испарение жидкой фазы. Процесс парообразования на этой стадии является изобарно-изотермическим и изображается участком bc . Наконец, в некоторый момент времени вся вода превращается в пар, называемый сухим, насыщенным. Его состояние изображается точкой c .

При дальнейшем подводе теплоты температура пара увеличивается, и происходит процесс перегрева пара $c-d$. Точка d изображает состояние перегретого пара и в зависимости от его температуры может находиться на разных расстояниях от точки c .

Для обозначения величин, относящихся к различным состояниям воды и пара, устанавливается следующая индексация:

величина с индексом 0 относится к начальному состоянию воды;

величина с индексом ' относится к воде, нагретой до температуры кипения;

величина с индексом '' относится к сухому насыщенному пару;

величина с индексом x относится к влажному насыщенному пару;

величина без индекса относится к перегретому пару.

При рассмотрении процесса парообразования при более высоком давлении $p_1 > p_0$ можно отметить, что точка a' , изображающая состояние жидкой воды при температуре 0°C и новом давлении, остается практически на той же вертикали, так как удельный объем воды почти не зависит от давления. Точка b' , изображающая состояние воды при температуре кипения, смещается вправо (на p, v -диаграмме) и поднимается вверх (на T, s -диаграмме), так как с увеличением давления увеличивается температура кипения и, следовательно, удельный объем воды. Точка c' , изображающая состояние сухого насыщенного пара, смещается влево, так как с увеличением давления удельный объем пара уменьшается, несмотря на увеличение температуры.

Соединение множества точек b и c при различных давлениях дает нижнюю и верхнюю пограничные кривые aK и Kc . Из p, v -диаграммы видно, что по мере увеличения давления разность удельных объемов v'' и v' уменьшается и при некотором давлении становится равной нулю. В этой точке, называемой критической, сходятся пограничные кривые aK и Kc . Состояние, соответствующее точке K , называется критическим. Оно характеризуется тем, что при нем пар и вода имеют одинаковые удельные объемы и не отличаются по свойствам друг от друга. Область, лежащая в криволинейном треугольнике bKc (в p, v -диаграмме), соответствует влажному насыщенному пару.

Состояние перегретого пара изображается точками, лежащими над верхней пограничной кривой Kc .

Следует отметить, что на T, s -диаграмме площадь $oabs$ изображает количество теплоты, потребное для нагрева жидкой воды до температуры кипения. Количество подведенной теплоты, равное теплоте парообразования r , выражается площадью $s'bcs''$, и для него имеет место соотношение:

$$r = T (s'' - s'), \text{ Дж/кг.}$$

Количество подведенной теплоты в процессе перегрева водяного пара изображается площадью $s''cds$.

Семейство изобар в области насыщения представляет собой пучок расходящихся прямых, начинающихся на нижней и оканчивающихся на верхней пограничной кривой. Чем больше давление, тем выше лежит соответствующая изобара.

Переход изобар из области влажного насыщенного в область перегретого пара происходит без перелома на верхней пограничной кривой.

В i,s -диаграмме водяного пара наносятся также линии постоянного паросодержания $x = \text{const}$ и линии постоянного удельного объема $v = \text{const}$. Изохоры идут несколько круче, чем изобары.

Состояние перегретого пара обычно определяется в технике давлением p и температурой t . Точка, изображающая это состояние, находится как пересечение соответствующей изобары и изотермы. Состояние влажного насыщенного пара определяется в технике давлением p и паросодержанием x .

Точка, изображающая это состояние, определяется пересечением изобары и линии $x = \text{const}$.

На рис. 2.14 представлены основные термодинамические процессы для водяного пара в i,s -диаграмме.

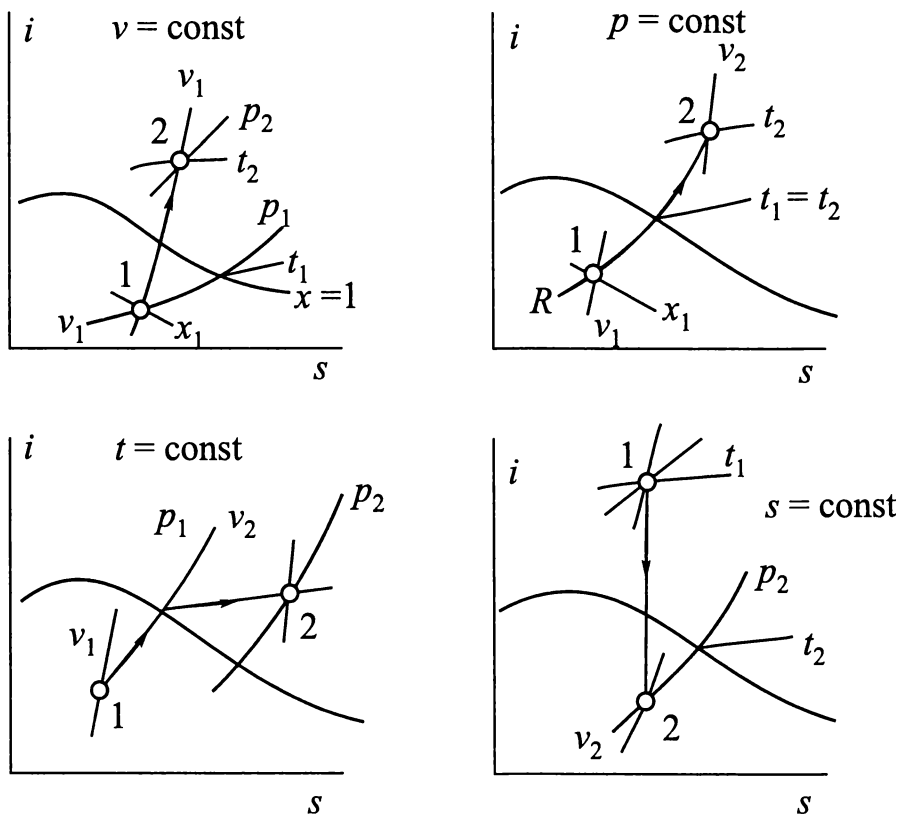


Рис. 2.14. Основные термодинамические процессы для водяного пара в i,s -диаграмме

Диаграмма i,s получила исключительно большое применение в технике. Большое достоинство i,s -диаграммы заключается в том, что техническая работа и количество теплоты изображается на ней отрезками, а не площадями.

2.6. Круговой процесс, цикл Карно

Ранее было показано, что величины работы и количество теплоты в каком-либо произвольном политропном термодинамическом процессе зависят от характера процесса (показателя политропы); знак работы (положительный или отрицательный) зависит от направления процесса (расширения или сжатия).

Если, например, между точками 1 и 2 (рис. 2.15) рабочее тело осуществляет последовательно ряд процессов расширения на пути 1- a -2, а затем также последовательно – ряд процессов сжатия на пути 2- b -1, то в итоге рабочее тело совершит так называемый круговой процесс (1- a -2- b -1) или термодинамический цикл, описывающий изменение термодинамических параметров рабочего тела и преобразование теплоты в работу в тепловых машинах.

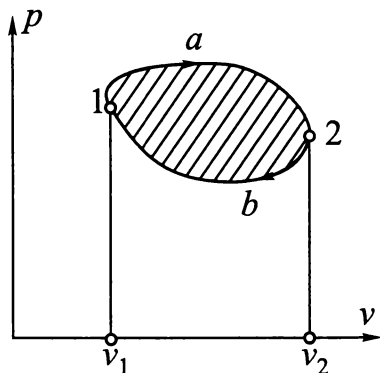


Рис. 2.15. Круговой процесс (цикл) в p,v -диаграмме

Непрерывность действия тепловой машины обеспечивается тем, что рабочее тело с параметрами p_1 , v_1 , T_1 , пройдя последовательно ряд процессов расширения на пути 1- a -2 и затем ряд процессов сжатия 2- b -1 с изменением p , v и T , вновь возвращается в точку 1 (исходное состояние), где $p = p_1$; $v = v_1$ и $T = T_1$ и цикл может быть повторен.

В p,v -диаграмме площадь v_1 -1- a -2- v_2 представляет величину работы расширения:

$$l_{\text{расш}} = \int_1^2 p dv = \text{пл.} (v_1 - 1 - a - 2 - v_2),$$

тогда как работа сжатия:

$$l_{\text{сж}} = \int_2^1 p dv = \text{пл.} (v_2 - 2 - b - 1 - v_1),$$

причем $l_{\text{расш}} > l_{\text{сж}}$.

Так как работа является функцией процесса, а не состояния, то в итоге совершения замкнутого кругового процесса (цикла) в машине непрерывного действия, где $l_{\text{расш}} > l_{\text{сж}}$, рабочее тело имеет возможность совершить работу $l_{\text{ц}} = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}}$, которая на рис. 2.15 изображается площадью внутри контура цикла $1-a-2-b-1$.

Так как при процессах расширения к рабочему телу подводилась теплота $q_{\text{расш}}$, то согласно I закону термодинамики:

$$q_{\text{расш}} = \Delta u_{\text{расш}} + l_{\text{расш}} = q_{\text{подв}},$$

причем в T,s -диаграмме (рис. 2.16) подведенное тепло равно:

$$q_{\text{подв}} = \text{пл.} (s_1 - 1 - a - 2 - s_2),$$

а отведенное при сжатии:

$$q_{\text{подв}} = (s_2 - 2 - b - 1 - s_1) = q_{\text{сж}} = \Delta u_{\text{сж}} + l_{\text{сж}},$$

причем $q_{\text{расш}} > q_{\text{сж}}$, или что то же самое, $q_{\text{под}} > q_{\text{отв}}$.

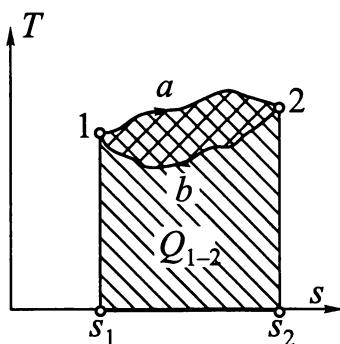


Рис. 2.16. Цикл в T,s -диаграмме

Так как внутренняя энергия есть функция состояния, т.е. величина, не зависящая от пути процесса, то для любого кругового процесса (цикла):

$$\Delta u_{\text{расш}} = \Delta u_{\text{сж}},$$

а

$$q_{\text{подв}} - q_{\text{отв}} = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}} = l_{\text{ц}}, \quad (2.18)$$

Отсюда следует, что полезная работа цикла $l_{\text{ц}}$ должна быть равна разности количеств теплоты, подведенной и отведенной при совершении цикла.

В цикле, показанном на рис. 2.15 линии процессов расширения располагаются выше линий процессов сжатия, вследствие чего $l_{\text{расш}} > l_{\text{сж}}$ и $l_{\text{ц}} = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}}$. Такие циклы называют *прямыми циклами*. Очевидно, можно осуществить и другие циклы, в которых процессы сжатия располагаются в p,v -диаграмме выше, чем процессы расширения (рис. 2.17, б).

Такие циклы обычно называют обратными, причем для таких циклов $l_{\text{расш}} < l_{\text{сж}}$ и $q_{\text{подв}} < q_{\text{отв}}$ откуда $l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}} = -l_{\text{ц}}$.

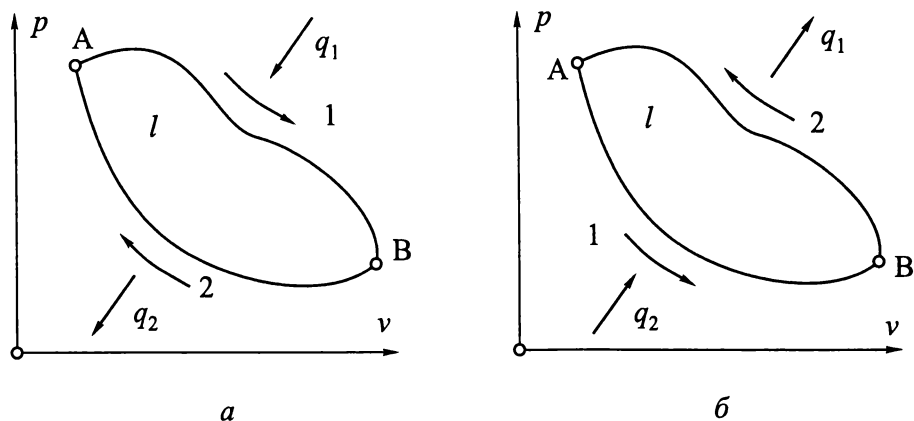


Рис. 2.17. Круговые процессы (циклы): а – прямой; б – обратный

Так как $q_{\text{подв}} = \Delta u_{\text{расш}} + l_{\text{расш}},$

а $q_{\text{отв}} = \Delta u_{\text{сж}} + l_{\text{сж}},$

то $q_{\text{под}} - q_{\text{отв}} = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}} = -l_{\text{ц}},$

или в обозначениях, учитывающих знак направления потока теплоты:

$$-q_1 + q_2 = -l_{\text{ц}}. \quad (2.19)$$

Последние соотношения показывают, что для совершения обратного цикла к рабочему телу должна быть подведена извне работа $-l_{\text{ц}}$, которая в результате совершения цикла превращается в тепло.

Таким образом, результатом обратного цикла является перенос теплоты от холодного источника к более горячему, что в технике используется для создания холодильных установок.

Термический КПД цикла. Прямые термодинамические циклы, в которых за счет теплоты источника может быть получена полезная работа, отдаваемая внешним потребителям, носят название *циклов теплоэнергетических установок*; *обратные термодинамические циклы* могут применяться либо для отвода теплоты в окружающую среду от рабочего тела, имеющего более низкую температуру (*холодильные установки*), либо для передачи теплоты от тел с более низкой температурой для нагревания окружающей среды (*тепловые насосы*).

Задачей прямого цикла является получение работы за счет теплоты источника:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2,$$

где q_1 – тепло от источника и q_2 – тепло, отданное холодному источнику.

Оценка совершенства такого цикла, составленного из обратимых процессов, производится с помощью так называемого *термического* (или *термодинамического*) *коэффициента полезного действия* (КПД) η , путем сопоставления полученной работы $l_{\text{ц}}$ и подведенной теплоты q_1 :

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1}, \quad (2.20)$$

или

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}, \quad (2.21)$$

или

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (2.22)$$

Из этих соотношений следует, что термический КПД прямого обратимого цикла определяет, какая часть подведенной в цикл теплоты q_1 превращается в работу $l_{\text{ц}}$.

Для обратного цикла холодильных установок критерием эффективности служит *холодильный коэффициент*:

$$\varepsilon_{\text{хол}} = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}}, \quad (2.23)$$

где q_2 – теплота, отведенная от холодного источника.

Так как затраченная для осуществления цикла работа $l_{\text{ц}} = q_1 - q_2$, то

$$\varepsilon_{\text{хол}} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (2.24)$$

В холодильной установке рабочими телами служат, как правило, пары легкокипящих жидкостей – фреона, аммиака и т.п. Процесс «перекачки теплоты» от тел, помещенных в холодильную камеру, к окружающей среде происходит за счет затрат электроэнергии.

Заметим, что чем меньше разность температур между холодильной камерой и окружающей средой, тем меньше нужно затратить энергии для передачи теплоты от холодного тела к горячему и тем выше холодильный коэффициент.

Холодильную установку можно использовать в качестве теплового насоса.

Если, например, для отопления помещения использовать электронагревательные приборы, то количество теплоты, выделенное в них, будет равно расходу электроэнергии. Если же это количество электроэнергии использовать в холодильной установке, горячим источником, т.е. приемником теплоты q_1 , которой является отапливаемое помещение, а холодным – наружная атмосфера, то количество теплоты, полученное помещением:

$$q_1 = q_2 + l_{\text{ц}}, \quad (2.25)$$

где q_2 – количество теплоты, взятое от наружной атмосферы, а $l_{\text{ц}}$ – расход электроэнергии. Понятно, что $q_1 > l_{\text{ц}}$, т.е. отопление с помощью теплового насоса выгоднее простого электрообогрева.

На рис. 2.18 показана термодинамическая схема холодильной машины (теплового насоса).

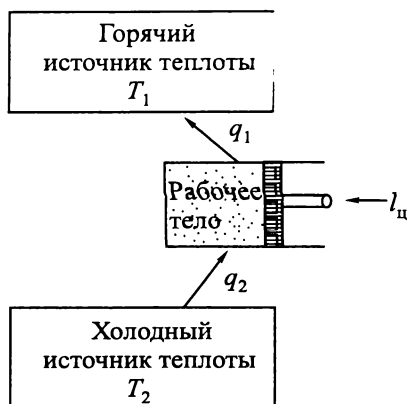
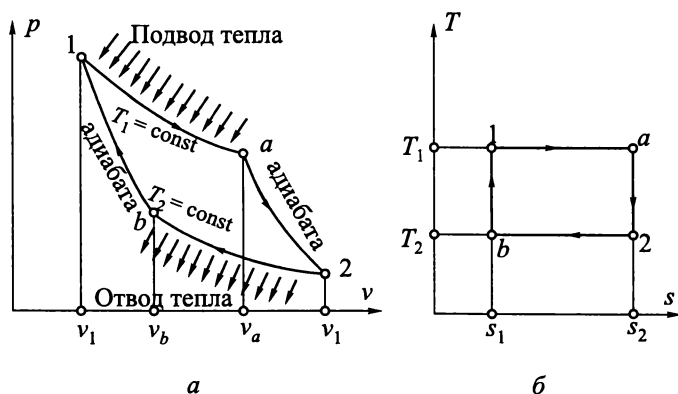


Рис. 2.18. Термодинамическая схема холодильной машины

Цикл Карно. При исследовании свойств обратимых циклов особое значение имеет цикл, исследованный в 1824 г. французским ученым С. Карно. Цикл Карно состоит в преобразовании теплоты в работу при наличии только двух источников теплоты: верхнего, с температурой T_1 , и нижнего, с температурой $T_2 < T_1$ (рис. 2.19). В прямом цикле Карно рабочее тело расширяется сначала при $T_1 = \text{const}$ с подводом теплоты q_1 на участке $1-a$, затем в адиабатном процессе до точки 2, охлаждаясь до температуры $T_2 = \text{const}$, затем сжимается до точки b с отводом теплоты q_2 , а потом сжимается по адиабате до восстановления первоначальных параметров в точке 1.

Рис. 2.19. Цикл Карно: а – в p, v -диаграмме; б – в T, s -диаграмме

Поскольку в обратимом процессе работа трения отсутствует, то изменения энтропии в адиабатных процессах $a-2$ (расширение) и $b-1$ (сжатие) не происходит и, следовательно,

В соответствии с этим подведенная в процессе $T_1 = \text{const}$ теплота равна:

$$q_1 = T_1 (s_2 - s_1),$$

а отведенная теплота:

$$q_2 = T_2 (s_2 - s_1).$$

Величина термического КПД цикла Карно в соответствии с (2.22):

$$\eta_t^k = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2 (s_2 - s_1)}{T_1 (s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

или

$$\eta_t^k = \frac{T_1 - T_2}{T_1}. \quad (2.26)$$

Таким образом, в отличие от КПД всех других циклов термический КПД цикла Карно полностью определяется только температурами верхнего и нижнего источников теплоты и возрастает с увеличением T_1 и снижением T_2 . При этом КПД обратного цикла Карно не зависит от рода теплоносителя и от величины, полученной за цикл полезной работы.

Цикл Карно обладает также весьма важным свойством, которое позволяет использовать его как эталонный цикл, так как обратимый цикл Карно имеет наивысший (для данных температур источника и холодильника) термический КПД. Таким образом, можно утверждать, что **при данной разности T_1 и T_2 термический КПД любого обратимого цикла не может быть больше КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого при тех же температурах T_1 и T_2 .**

Это же утверждение может быть сделано и по отношению к любому обратному обратимому циклу, для температурных условий которого цикл Карно будет иметь наибольшие возможные значения холодильного коэффициента эффективности. Для обратных циклов следует иметь в виду, что наиболее эффективным из них будет тот, который для переноса теплоты q_2 с температурного уровня T_2 на T_1 потребует подвода извне наименьшей работы, тогда как для прямого цикла эффективность определяется получением максимальной работы $l_{\text{ц}}^{\text{max}}$ за счет подвода теплоты q_1 .

Контрольные вопросы

1. Укажите основные параметры состояния рабочего тела и их единицы измерения.
2. Чем отличается реальный газ от идеального газа?
3. Дайте определение средней и истинной теплоемкости. Чем отличается теплоемкость c_p от c_v ?
4. Объясните сущность I закона термодинамики и напишите его математическое выражение.

5. Опишите основные термодинамические процессы и укажите энергобаланс этих процессов.
6. Какова сущность II закона термодинамики? Дайте некоторые формулировки этого закона.
7. Что такое цикл Карно? Чем оценивается его эффективность?
8. Покажите в p, v - и T, s -диаграммах характерные области и линии для воды и водяного пара.
9. Покажите в T, s -диаграмме площадки, изображающие количество теплоты на подогрев воды, теплоту парообразования, теплоту на перегрев пара.
10. Чем определяется эффективность холодильной установки?

Глава 3. Основы теории теплообмена

3.1. Основные понятия и определения

Обмен тепловой энергией между физическими телами (или системами), вызванный наличием разности температур этих тел (или систем), принято называть теплообменом. Такой перенос теплоты в соответствии со II законом термодинамики всегда имеет определенное направление от более нагретых тел (или систем) к менее нагретым.

Теплота может распространяться в любых веществах и даже через вакуум.

В реальных условиях теплообмен является сложным процессом. Однако ради простоты изучения различают три элементарных вида теплообмена: *теплопроводность* (кондукцию), *конвекцию* и *тепловое излучение*.

При *теплопроводности* перенос теплоты происходит за счет соударений и диффузии частиц тел, а также квантов упругих колебаний их кристаллических решеток – фононов, при макроскопической неподвижности всей массы вещества. В наиболее чистом виде теплопроводность можно наблюдать в твердых телах и тонких неподвижных слоях жидкости и газа. В металлах и полупроводниках теплообмен осуществляется за счет соударений и диффузии свободных электронов, а также упругих колебаний кристаллической решетки, т.е. теплопроводность складывается из двух слагаемых – электронной и фононной. В металлах вторая слагающая мала, в полупроводниках она больше, а в диэлектриках – является основной.

Основной закон теплопроводности – закон Фурье – является феноменологическим описанием процесса и имеет вид:

$$q = -\lambda \operatorname{grad} t, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.1)$$

где q – удельный тепловой поток; λ – коэффициент теплопроводности вещества, Вт/(м · град); $\operatorname{grad} t$ – градиент температуры, град/м.

Под *конвекцией тепла* понимают процесс передачи его из одной части пространства в другую перемещающимися макроскопическими объемами жидкости или газа. В зависимости от причины, вызывающей движение, конвекция может быть *свободной* (естественной) или *вынужденной*, происходящей за счет действия внешних сил. Естественное или свободное движение жидкости или газа, а следовательно, и конвекция тепла вызываются разностью удельных весов неравномерно нагретой среды; принудительное движение осуществляется нагнетателями (насосами, вентиляторами, компрессорами и др.).

Из определения конвекции следует, что количество передаваемой конвекцией в единицу времени теплоты прямо связано со скоростью движения среды. Теплота передается главным образом в результате происходящих потоков жидкости или газа (макрообъемов), но отчасти теплота распространяется и в результате обмена энергией между частицами, т.е. теплопроводностью. Таким образом, конвекция всегда сопровождается

теплопроводностью (кондукцией), и, следовательно, теплопроводность является неотъемлемой частью конвекции. Совместный процесс конвекции теплоты и теплопроводности называют *конвективным теплообменом*. Конвективный теплообмен между потоком теплоносителя и поверхностью называют *конвективной теплоотдачей* или *теплоотдачей соприкосновением* и описывают формулой Ньютона-Рихмана:

$$q_k = \alpha_k \Delta t, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.2)$$

где q_k – удельный поток теплоты; α_k – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м · град); Δt – средняя разность температур между греющей средой и нагреваемой поверхностью (температурный напор), град. Величину, обратную коэффициенту теплоотдачи $1/\alpha$, называют *термическим сопротивлением*. Коэффициент конвективной теплоотдачи зависит от многих факторов: от скорости потока и характера движения, от формы и размера обтекаемого тела, от свойств и состояния среды и пр.

При *теплообмене излучением* (называемом также *лучистой* или *радиационной теплоотдачей*) тела не соприкасаются друг с другом и перенос теплоты между ними при наличии разности температур $T_1 > T_2$ осуществляется с помощью электромагнитной энергии. Происходит двойное превращение энергии – в теле с T_1 теплота превращается в излучение – носитель электромагнитной энергии, а в теле с T_2 в результате поглощения излучения электромагнитная энергия снова превращается в теплоту.

Результирующий тепловой поток от излучающей среды с абсолютной температурой $T_{\text{окр}}$, К, к поверхности, средняя абсолютная температура которой равна T_c определяется по формуле, построенной на законе Стефана-Больцмана:

$$q_{\text{л}} = \sigma_0 \varepsilon_{\text{пр}} (T_{\text{окр}}^4 - T_c^4) \text{ Вт/м}^2, \quad (3.3)$$

где σ_0 – коэффициент излучения, Вт/(м² · К⁴); $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведенная степень черноты, зависящая от свойств излучающей среды и поверхности и выраженная в долях от степени черноты абсолютно черного тела, принимаемой за единицу.

Величина $q_{\text{л}}$ называется *плотностью теплового потока*.

Количество теплоты, передаваемое в единицу времени через произвольную поверхность F , в теории теплообмена принято называть *тепловым потоком* и обозначать буквой Q , Вт.

Следовательно:

$$q = Q/F; Q = qF. \quad (3.4)$$

Возможны любые сочетания из трех указанных элементарных видов теплообмена. Такой *сложный теплообмен*, всегда имеющий место в реальных условиях, называется собственно теплопередачей. Примером его может служить теплообмен между топочными газами в паровом котле и водой, движущейся по трубам, расположенным в топке и газоходах. Передача теплоты от факела горящего топлива к наружным поверхностям стенок труб осуществляется лучеиспусканием, от горячих газов к этим поверхностям – конвективной теплоотдачей, через стенки труб – теплопроводностью, а от внутренних стенок к воде – конвективной теплоотдачей.

3.2. Теплопроводность

Перенос теплоты теплопроводностью зависит от распределения температуры по объему тела. Совокупность значений температуры во всех точках тела в данный момент времени называется *температурным полем*. Математическое выражение температурного поля связывает температуру t с пространственными координатами любой точки x, y, z в данный момент времени τ :

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (3.5)$$

Если температура является функцией одних только пространственных координат (x, y, z) , то такое поле называется *стационарным*, или *установившимся*. Однако часто температура каждой точки тела зависит также от времени τ , т.е. $t = f(x, y, z, \tau)$, и тогда поле называется *нестационарным*, или *неустановившимся*. Так, например, нагревающаяся в печи стальная заготовка имеет нестационарное поле, а в прогретой стенке здания температура каждой точки не меняется во времени, и ее температурное поле будет стационарным.

Очевидно, что для установившегося теплового режима:

$$\frac{dt}{d\tau} = 0 \text{ и } t = f(x, y, z). \quad (3.6)$$

Поверхность, объединяющую точки равной температуры, называют *изотермической*.

По закону Фурье (3.1):

$$q = -\lambda / \text{grad } t = -\lambda \frac{dt}{dn}, \quad (3.7)$$

где λ – коэффициент теплопроводности:

$$\lambda = -\frac{q}{\text{grad } t}. \quad (3.8)$$

Знак «минус» в уравнении (3.1) указывает на то, что вектор q направлен противоположно вектору $\text{grad } t$, т.е. в сторону наибольшего уменьшения температуры (рис. 3.1).

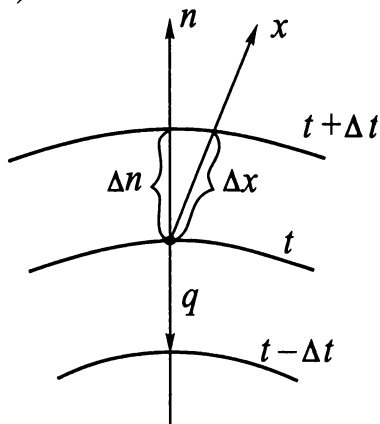


Рис. 3.1. К закону теплопроводности Фурье

Отсюда видно, что величина коэффициента теплопроводности есть количество теплоты, переносимой в единицу времени через единицу поверхности материала при падении температуры на один градус на единицу длины.

Опытным путем установлено, что коэффициент теплопроводности зависит от свойств вещества (его плотности, структуры, влажности и т.п.) и параметров состояния (давления, температуры). Значения λ для различных веществ и условий сводятся в таблицы (табл. 3.1.). В ответственных случаях для специфических условий их определяют непосредственно в лаборатории.

Зависимость λ от температуры для большинства материалов имеет линейный характер:

$$\lambda = \lambda_0(1 + bt), \quad (3.9)$$

где λ_0 – значение λ при 0°C ; b – постоянная, зависящая от свойств материала.

Однако в технических расчетах значения λ принимаются обычно постоянными, равными среднеарифметическим в данных пределах изменения температуры.

Таблица 3.1

Коэффициенты теплопроводности

Наименование вещества	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
<i>Металлы</i>	–	2,3–418
Серебро	0	418
Медь	0	392
Алюминий	0	209
Сталь	0	50,1
Ртуть	0	8,2
<i>Строительные и изоляционные материалы</i>	–	0,023–2,9
Кирпич шамотный	500	0,75
Кирпич красный	0	0,6–0,66
Песок (влажность 10%)	0–40	0,57–0,83
Стекланная вата (влажность 10%)	20–30	0,052
Асбест	0	0,072
Котельная накипь	100	0,08–2,3
Ламповая сажа	40	0,07–0,116
<i>Капельные жидкости</i>	–	0,093–0,70
Вода	0	0,55
— " —	100	0,68
<i>Газы</i>	–	0,06–0,58
Воздух	0	0,0244
— " —	100	0,0805

Для решения задачи по определению количества теплоты, передаваемой теплопроводностью, было найдено дифференциальное уравнение теплопроводности при следующих допущениях: тело однородно, изотропно, физические параметры его постоянны.

Общее дифференциальное уравнение теплопроводности в декартовой системе координат:

$$\frac{dt}{d\tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c\rho} = a \nabla^2 t + \frac{q_v}{c\rho}, \quad (3.10)$$

где ∇^2 – дифференциальный оператор Лапласа; q_v – удельная объемная теплопроизводительность внутренних источников, Вт/м³; $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ – коэффициент температуропроводности, величина которого пропорциональна скорости прогрева (или остывания), м²/с; $\frac{dt}{d\tau}$ – представляет собой скорость изменения температуры.

Наиболее простые соотношения получаются при условии стационарного (установившегося) режима, в которых температура тела не зависит от времени, т.е. $\frac{dt}{d\tau} = 0$, а следовательно

$$a \nabla^2 t + \frac{q_v}{c\rho} = 0 \quad \text{или} \quad \nabla^2 t + q_v/\lambda = 0.$$

При отсутствии внутренних источников тепла для одномерной задачи получим:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0. \quad (3.11)$$

3.2.1. Теплопроводность плоской стенки

Из предыдущего следует, что для плоской стенки, или иначе для неограниченной пластины, условие установившегося режима выражается уравнением:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0.$$

Решив это уравнение, получим $\frac{\partial t}{\partial x} = C_1$, и, следовательно,

$$t = C_1 x + C_2, \quad (3.12)$$

где C_1 и C_2 – постоянные интегрирования.

Отсюда вытекает, что в плоской стенке без внутренних источников тепла температура распределяется по закону прямой линии (рис. 3.2, а).

Определив значения постоянных (положив один раз $x = 0$, а другой раз $x = \delta$) и подставив их в уравнение (3.9), найдем значение температуры в любой точке:

$$t_x = t_{c_2} + \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\delta} x. \quad (3.13)$$

Тепловой поток, проходящий через 1 м² стенки, можно выразить следующим образом:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c_1} - t_{c_2}) = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\delta/\lambda}. \quad (3.14)$$

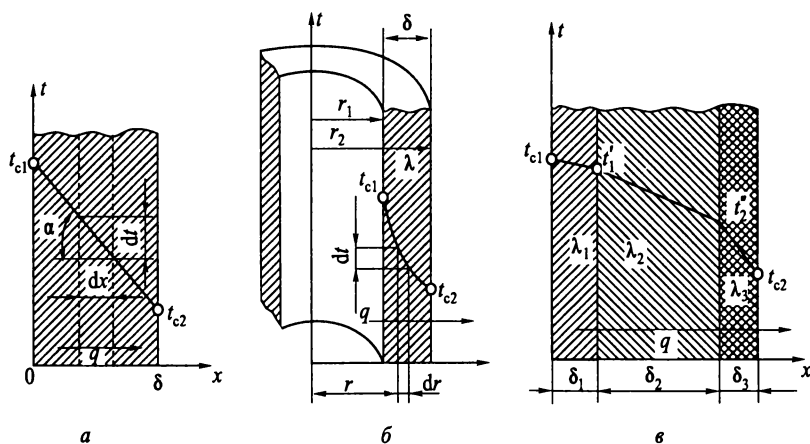


Рис. 3.2. Теплопроводность через плоскую (а), цилиндрическую (б) и многослойную (в) стенку

Закон Фурье можно написать в форме, аналогичной закону Ома в электротехнике, введя понятие о тепловом (термическом) сопротивлении:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.15)$$

где $R = \frac{\delta}{\lambda}$ — тепловое (термическое) сопротивление стенки, $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.

Для многослойной сложной стенки, состоящей из n -слоев, тепловое сопротивление будет равно сумме сопротивлений отдельных слоев

$$R = \sum_1^n R_i = \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (3.16)$$

и удельный тепловой поток может быть определен по формуле:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R} = \frac{\Delta t}{\sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (3.17)$$

Распределение температур внутри многослойной стенки изображается ломаной линией (рис. 3.2, в).

3.2.2. Теплопроводность цилиндрической стенки трубы

Цилиндрические стенки встречаются очень часто в различных трубопроводах, в поверхностях нагрева всевозможных теплообменных аппаратов, котельных агрегатов и т.д. Требуется рассчитать тепловой поток, передаваемый через цилиндрическую стенку трубы. Задача о распространении теплоты в цилиндрической стенке при известных и постоянных температурах на внутренней и наружной поверхностях также одномерная, если ее рассматривать в цилиндрических координатах. Температура изменяется только вдоль радиуса (по координате r), а по длине трубы и по ее

периметру остается неизменной (рис. 3.2, б). В этом случае $\text{grad } t = dt/dr$, и закон Фурье будет иметь вид:

$$q = -\lambda(dt/dr),$$

или

$$Q = Fq = 2\pi r l \lambda (dt/dr). \quad (3.18)$$

Интегрирование уравнения (3.15) в определенных пределах (по t от t_{c1} до t_{c2} и по r от r_1 до r_2) дает зависимость для расчета теплового потока через цилиндрическую стенку:

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R}, \text{ Вт}, \quad (3.19)$$

где

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1},$$

где l и d – соответственно, длина и диаметр трубы, м.

Количество теплоты, отнесенное к 1 м длины трубы:

$$q_l = \frac{Q}{l} = 2\pi\lambda \frac{\Delta t}{\ln d_2/d_1}, \text{ Вт/м}. \quad (3.20)$$

Температура внутри стенки распределяется по логарифмической кривой, изображенной на рис. 3.2, б.

Для многослойной цилиндрической трубы, покрытой n слоями тепловой изоляции, количество тепла, отнесенного к 1 м длины трубы

$$q_l^n = \frac{Q}{l} = -\frac{2\pi(t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{(i+1)}}{d_i}}. \quad (3.21)$$

3.3. Конвективный теплообмен

Обычно жидкие и газообразные теплоносители нагреваются или охлаждаются при соприкосновении с поверхностью твердых тел. Например, дымовые газы в печах отдают свое тепло нагреваемым заготовкам, а в паровых котлах – трубам, внутри которых греется или кипит вода; воздух в комнате греется от горячих приборов отопления и т.д. *Процесс теплообмена между поверхностью твердого тела и жидкостью называется **теплоотдачей**, а поверхность тела, через которую переносится теплота, – **поверхностью теплообмена** или **теплоотдающей** поверхностью.*

Согласно закону Ньютона-Рихмана *тепловой поток в процессе теплоотдачи пропорционален площади поверхности теплообмена F и разности температур поверхности t_c и жидкости t_* :*

$$Q = \alpha F |t_c - t_*|.$$

В процессе теплоотдачи, независимо от направления теплового потока Q (от стенки к жидкости или наоборот), значение его принято считать положительным, поэтому разность $|t_c - t_*|$ берут по абсолютной величине, т.е. просто из большего значения вычитают меньшее.

Коэффициент пропорциональности α называется *коэффициентом теплоотдачи*; его единица измерения $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Он характеризует интенсивность процесса теплоотдачи.

Удельный тепловой поток по (3.2) будет:

$$q = \frac{Q}{F} = \alpha(t_c - t_{\text{ж}}) = \alpha \Delta t, \text{Вт}/\text{м}^2; \quad (3.22)$$

где $\Delta t = t_c - t_{\text{ж}}$ называют *температурным напором теплоотдачи*.

При использовании формул (3.2) и (3.19) основные трудности состоят в определении коэффициента теплоотдачи α , являющегося функцией многих переменных, взаимные связи которых определяются системой сложных и труднорешаемых дифференциальных уравнений.

Было найдено, что α зависит от коэффициента теплопроводности λ и скорости потока w , от коэффициента кинематической вязкости ν , теплоемкости c , температуры жидкости $t_{\text{ж}}$ и стенки t_c и других факторов (форм поверхности Φ , размеров поверхности $l_1, l_2, \dots$).

Таким образом:

$$\alpha = f(w, \lambda, c, \rho, \mu, t_{\text{ж}}, t_c, \Phi, l_1, l_2, \dots). \quad (3.23)$$

Для изучения процессов теплообмена и упрощения задачи получения надежных данных по величине коэффициентов теплообмена большое значение имеет *теория подобия физических процессов и теория теплового моделирования*.

В теории физического подобия рассматриваются условия подобия физических явлений. Для установления подобия и моделирования таких явлений отдельные физические размерные величины объединяют в безразмерные комплексы, так называемые *критерии подобия*, рассматривая которые как новые переменные, можно получить опытные зависимости, оказывающиеся действительными и за пределами проведенного эксперимента.

В теории подобия показывается, что при правильно выбранной структуре критериев подобия они имеют свойство сохранять одно и то же значение для данной группы подобных явлений; иначе говоря, если физические процессы подобны друг другу, то одноименные критерии подобия этих процессов имеют одинаковую величину.

Наиболее часто в уравнениях конвективного теплообмена используются следующие критерии подобия (табл. 3.2). Таким критериям присвоены имена выдающихся ученых в области теплопередачи и гидродинамики. Поэтому α определяют с помощью экспериментов на моделях и, используя теорию подобия, переносят полученные результаты на полномерные объекты. Для этого на основе опытов составляются критериальные уравнения типа (α входит в $\text{Nu} = \alpha l/\lambda$):

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Gr}, \text{Pr}). \quad (3.24)$$

При вынужденном движении жидкости влияние свободной конвекции незначительно и критерий Грасгофа Gr можно не учитывать:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}). \quad (3.25)$$

Наоборот, если жидкость движется свободно, то исключается Re :

$$\text{Nu} = f(\text{Gr}, \text{Pr}). \quad (3.26)$$

Таблица 3.2

Основные критерии подобия и их физический смысл

Формула	Название критерия	Величины, входящие в критерий	Значение критерия
$Re = \frac{wd}{\nu}$	<i>Критерий Рейнольдса</i> (критерий режима движения жидкости)	w – скорость потока, м/с; d – эквивалентный диаметр канала, м; ν – коэффициент кинематической вязкости, м ² /с	Характеризует гидродинамический режим движения, являясь мерой отношения сил инерции и вязкости. При малых силах инерции и больших силах вязкости движение ламинарное, в противоположном случае – турбулентное
$Gr = \frac{\beta_p g l' \Delta t}{\nu^2}$	<i>Критерий Грасгофа</i> (критерий подъемной силы)	$\beta_p = \frac{1}{\nu_p} \left(\frac{\partial \nu}{\partial T} \right)_p$ – коэффициент объемного расширения, К ⁻¹ ; $\beta_p = 1/T$ – для идеального газа; Δt – разность температур в двух точках системы потока и стенки, К. Если ρ_* и ρ_c – плотности жидкости в двух точках системы, то $\frac{\rho_* - \rho_c}{\rho_*} = \beta \Delta t$; $\beta = \frac{1}{273 + t}$	Характеризует гидродинамическое подобие при свободном движении жидкости; отражает соотношение между подъемной силой, заставляющей всплывать нагретые частицы теплоносителя (архимедова сила), и силой вязкостного трения, препятствующей подъему этих частиц. Чем Gr выше, тем свободное движение интенсивнее
$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$	<i>Критерий Нуссельта</i> (критерий теплоотдачи)	α – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м ² · К); λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К)	Характеризует отношение между интенсивностью теплоотдачи и температурным полем в пограничном слое потока. Чем Nu выше, тем интенсивнее процесс конвективного теплообмена
$Pr = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$	<i>Критерий Прандтля</i> (критерий физических свойств жидкости)	c_p – теплоемкость жидкости, при постоянном давлении Дж/(кг · К); $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ – коэффициент температуропроводности, м ² /с; λ – коэффициент теплопроводности жидкости	Характеризует физические свойства жидкости и способность распространения теплоты в жидкости. Для газов $Pr = 0,67-1,0$ и зависит только от атомности, для жидкостей $Pr = 1-2500$, для жидких металлов $Pr = 0,005-0,05$

Многолетние эксперименты в области конвективного теплообмена позволили накопить большое количество опытных данных по определению α для различной совокупности влияющих на него факторов и практически часто встречающихся компоновок теплообменных аппаратов (табл. 3.3).

Таблица 3.3

Ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи

Условия конвективного теплообмена	α , Вт/(м ² · К)
Газы при естественной конвекции	6–100
Вода при естественной конвекции	100–1000
Газы при движении в трубах или между ними	12–300
Вода при движении в трубах или между ними	1000–1200
Кипение воды в трубах (пузырьковое)	580–52000 и выше
Конденсация водяного пара пленочная	4650–17500
Конденсация водяного пара капельная	46500–140000

3.3.1. Теплоотдача при естественной конвекции (свободном движении теплоносителя)

Естественная конвекция в больших объемах наблюдается при отоплении помещений, отдаче теплоты в окружающую среду от нагретых поверхностей теплообменных аппаратов (парогенераторов, теплообменников), а также при нагревании жидкостей в больших сосудах. Характер движения жидкости при естественной конвекции в неограниченном пространстве показан на рис. 3.3.

Тепло, поступающее от источника, создает разность температур в обогреваемой подвижной среде, вследствие чего возникают градиенты плотности среды, формирующие гравитационные подъемные силы.

В неограниченном пространстве могут быть три режима движения жидкости (рис. 3.3, а): ламинарный (1), локонообразный (2) и турбулентный (3). Переход из 1 в 3 происходит по мере прогрева жидкости и утолщения в связи с этим пограничного слоя. С изменением характера движения изменяется и величина α_k . На участке 1 вследствие увеличения толщины пограничного слоя термическое сопротивление его возрастает и α_k убывает; на участке 2 коэффициент α_k резко возрастает, достигая постоянного значения при турбулентном режиме (участок 3).

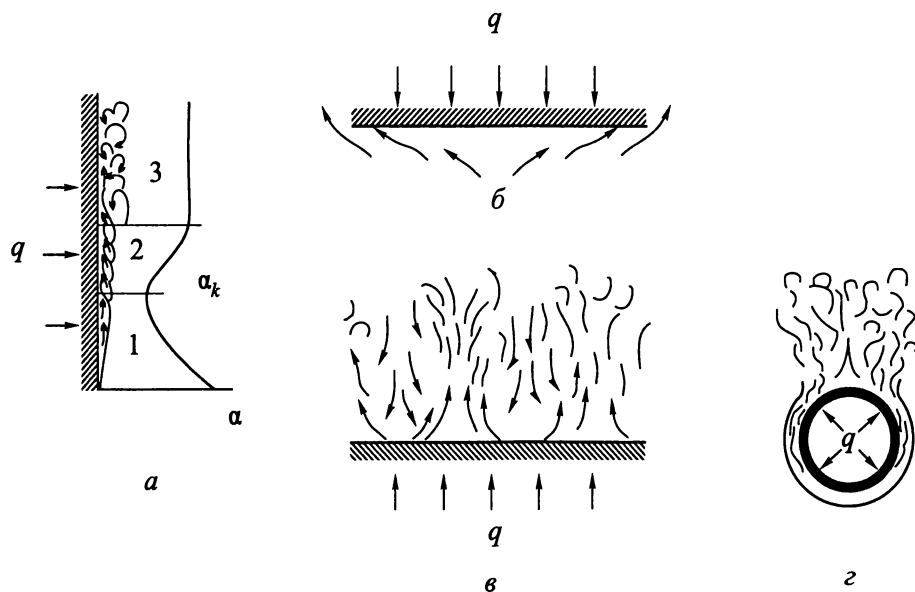


Рис. 3.3. Характер движения жидкости при естественной конвекции в неограниченном пространстве: а – нагрев вертикальной стенки; б – нагрев горизонтальной стенки сверху; в – нагрев горизонтальной стенки снизу; з – нагрев горизонтальной трубы изнутри

Таким образом, при теплоотдаче в неограниченном пространстве главную роль играет протяженность поверхности, а не ее геометрическая форма.

В общем случае для определения α можно пользоваться критериальным уравнением М.А. Михеева.

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^m, \quad \alpha_k = C\lambda(Gr \cdot Pr)^m/l, \quad (3.27)$$

где C и m определяются по табл. 3.4.

Таблица 3.4

Значение констант C и m в уравнении (3.27) в зависимости от $(GrPr)$

Константа	$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7 \dots 10^{13}$
C	1,18	0,54	0,135
m	0,125	0,250	0,33

Уравнение (3.27) применимо для тел любой формы при омывании их любыми капельными жидкостями и газами при $Pr \geq 0,7$; за определяющую температуру принимают среднюю температуру пограничного слоя $t_m = 0,5(t_{\text{ж}} + t_{\text{ст}})$, за определяющий геометрический размер: для труб и шаров – их диаметр; а для плоских стенок – их высоту.

3.3.2. Теплоотдача при вынужденном движении

Она имеет место в различных теплообменных устройствах, поскольку широкие возможности изменения скорости потока в них позволяют легко изменять интенсивность теплоотдачи.

Вынужденное движение рабочего тела, осуществляемое при помощи нагнетателей – насосов, вентиляторов, компрессоров, является самым распространенным в технике.

Движение может быть *ламинарным* (вязкостным) или, чаще всего, *турбулентным*. Характер движения определяется значением критерия Рейнольдса – $Re = wd/\nu$. Ламинарный режим наблюдается при $Re < 2300$. Турбулентное движение может быть при $Re > 3000$, но стабильный турбулентный режим наблюдается в обычных условиях при $Re > 1 \cdot 10^4$. Между значениями Re от 2300 до 10000 движение может носить неустойчивый характер (*переходной режим*).

При ламинарном потоке жидкость движется несмешивающимися геометрически подобными струями, при турбулентном поток пронизывается хаотически движущимися вихрями и жидкость перемешивается. Чем больше турбулентность, тем интенсивнее перемешивается жидкость, однако температура теплоносителя по сечению практически постоянна и поэтому роль свободной конвекции, зависящей от разности температур, заметного влияния на теплоотдачу не оказывает.

У стенки всегда наблюдается *вязкий подслой* (ламинарный пограничный слой), в котором жидкость движется крайне медленно и как бы прилипает к поверхности. Тепло через этот тонкий слой распространяется только теплопроводностью, и в нем наблюдается очень резкое падение температуры – от температуры жидкости до температуры стенки. Пограничный слой ограничивает теплоотдачу от жидкости к стенке.

Наоборот, при ламинарном движении в трубах перенос тепла в радиальном направлении осуществляется путем теплопроводности и теплоотдачи от жидкости к стенке (или наоборот) и протекает медленно вследствие малой теплопроводности жидкости.

Для расчета теплоотдачи при вынужденном движении жидкости внутри или снаружи круглой трубы (рис. 3.4, а, б) применяются критериальные уравнения типа:

$$Nu = C Re^m Pr^n, \quad (3.28)$$

где C , m и n определяются по опытным данным в зависимости от условий эксперимента. Графическое изображение этой зависимости (рис. 3.4, в) показывает, что при ламинарном движении ($Re \geq 2300$) величина Nu , а

следовательно, и α_k изменяются мало, т.е. мало зависят от скорости потока. При турбулентном режиме эта зависимость усиливается.

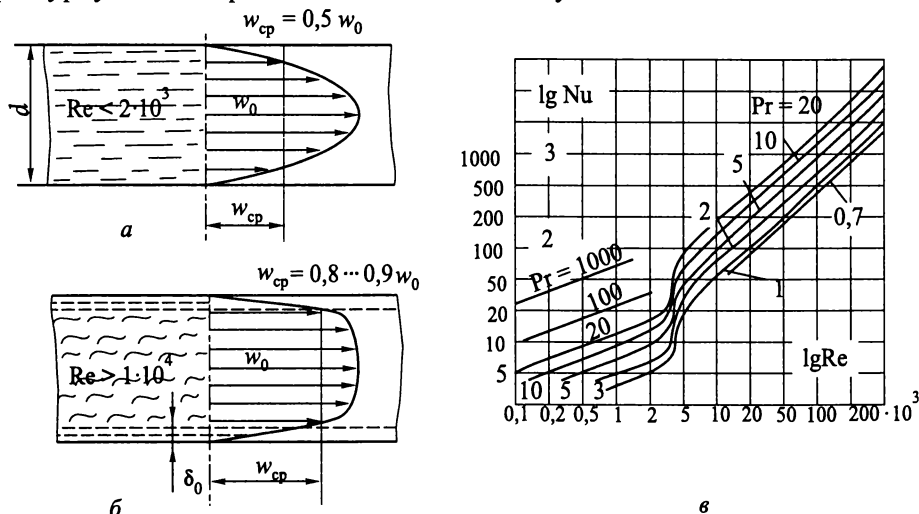


Рис. 3.4. Теплоотдача при вынужденном течении жидкости: распределение скоростей по сечению трубы при ламинарном (а) и турбулентном (б) режимах; в – характер изменения интенсивности теплоотдачи при вынужденном движении жидкости

При ламинарном течении любой жидкости рекомендуется следующее критериальное уравнение М.А. Михеева:

$$Nu = 0,17 Re_{ж}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} Gr_{ж}^{0,1} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (3.29)$$

Определяющая температура – температура жидкости, определяющий размер – эквивалентный диаметр $d_{э\text{кв}} = 4F/p$ (где F – площадь сечения канала, p – периметр сечения). Критерий $Pr_{ст}$ выбирается по средней температуре стенки.

Параметр $(Pr_{ж}/Pr_{ст})$ учитывает влияние направления теплового потока и температурного напора. Уравнение (3.29) применимо в широком диапазоне значений Pr и Gr .

При турбулентном движении в результате интенсивного перемешивания температура жидкости по сечению ядра практически одинакова, поэтому критериальное уравнение для этого случая:

$$Nu = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (3.30)$$

Определяющие параметры те же, что и в уравнении (3.29). Эта формула применима для всех капельных и газообразных жидкостей ($Pr_{ж} = 0,7-2500$) при $Re > 10^4$.

3.3.3. Поперечное обтекание пучка труб

Во многих теплообменниках трубы располагаются в виде шахматных (рис. 3.5, б) или коридорных (рис. 3.5, а) пучков. Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании таких пучков в интервале $Re = 10^3 \dots 10^5$ можно рассчитывать по формуле:

$$Nu = C Re_{\text{ж}}^n Pr_{\text{ж}}^{0,33} (Pr_{\text{ж}}/Pr_c)^{0,25} \varepsilon_{\varphi} \varepsilon_s. \quad (3.31)$$

Коэффициент ε_{φ} учитывает угол между направлением течения потока и осью трубы. Наибольшие значения α ($\varepsilon_{\varphi} = 1$) наблюдаются при расположении труб перпендикулярно потоку. Если трубы наклонены, то значение ε_{φ} можно взять из графика на рис. 3.6.

Для шахматных пучков $C = 0,41$, $n = 0,6$, для коридорных $C = 0,26$, $n = 0,65$. Определяющим размером в формуле (3.28) является наружный диаметр труб, определяющей температурой – среднее значение между температурами жидкости до пучка и после него. Скорость w рассчитывается как отношение объемного расхода теплоносителя при $t_{\text{ж}}$ к наиболее узкому сечению в пучке, ширина которого меньше ширины полного сечения канала на величину произведения наружного диаметра труб на их число в одном ряду. Поправочный коэффициент ε_s учитывает влияние поперечного s_1 и продольного s_2 шагов. Для шахматного пучка:

$$\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6} \text{ при } s_1/s_2 < 2;$$

$$\varepsilon_s = 1,12 \text{ при } s_1/s_2 > 2.$$

Для коридорного пучка:

$$\varepsilon_s = (s_2/d)^{0,15}.$$

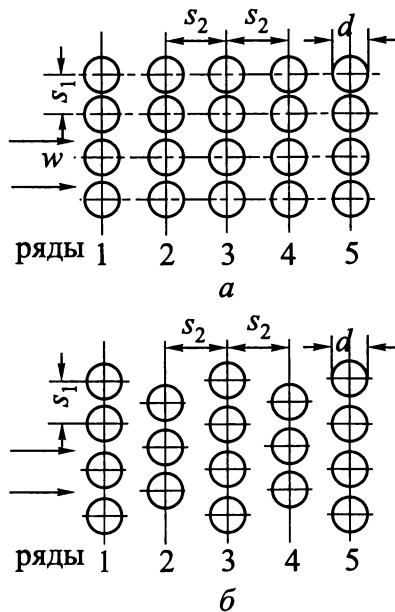


Рис. 3.5. Схема расположения труб в коридорных (а) и шахматных (б) пучках

При прочих одинаковых условиях коэффициент теплоотдачи от труб шахматного пучка выше, чем от труб коридорного, вследствие большей турбулизации потока в шахматном пучке.

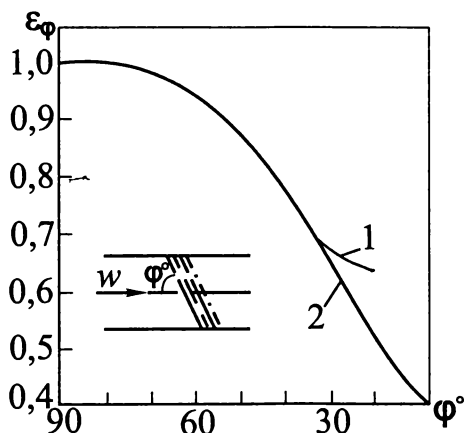


Рис. 3.6. Зависимость ε_φ от угла между направлением потока и осями труб для одиночной трубы (1) и для пучка труб (2)

3.3.4. Теплоотдача при кипении жидкости

Фазовые превращения вещества — кипение, испарение, конденсация, сублимация — сопровождаются существенным изменением условий теплообмена около поверхности. Переход теплоносителя из одного агрегатного состояния в другое влияет на механизм и интенсивность теплообмена.

Теплообмен при кипении воды является важнейшим процессом, протекающим в парогенераторах (котлах), различных испарителях и атомных реакторах, и по своей физической сущности отличается большой сложностью.

Процесс парообразования — кипение характеризуется образованием новых свободных поверхностей раздела жидкой и паровой фаз внутри жидкости, нагретой выше температуры насыщения.

Возникновение процесса кипения возможно только при наличии в жидкости центров парообразования, которыми являются взвешенные частички и неровности, микротрещины поверхности нагрева, а также адсорбированные на поверхности нагрева газы. При испарении жидкости в полости пузырей объем их увеличивается, и пузыри, достигнув определенного размера, отрываются от стенки. Размер пузыря при обрыве определяется условиями механического равновесия между подъемной силой, стремящейся оторвать пузырек от поверхности и силой поверхностного натяжения, удерживающего его на поверхности.

После зарождения паровые пузыри быстро растут, отрываются от поверхности и всплывают, но небольшие части их остаются на поверхности и служат зародышами следующих пузырей (рис. 3.7).

Сами пузыри забирают от обогреваемой поверхности немного теплоты, но они интенсивно перемешивают жидкость во всем объеме и главное – в пограничном слое, приводя к резкой интенсификации теплоотдачи к кипящей жидкости по сравнению с обычной естественной конвекцией.

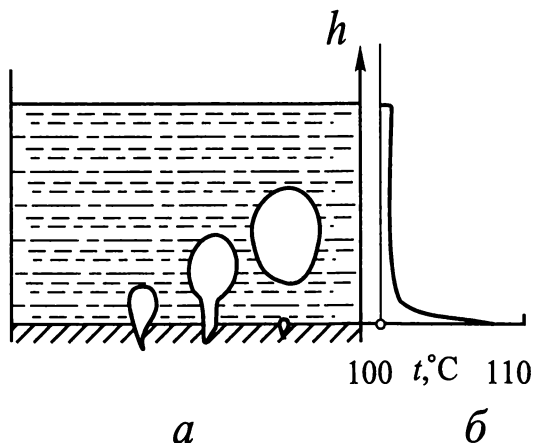


Рис. 3.7. Схема зарождения паровых пузырей в микротрещине обогреваемой поверхности (а) и распределение температуры по высоте сосуда с кипящей водой (б)

Число центров парообразования на греющей поверхности увеличивается по мере роста плотности теплового потока q , поскольку при этом увеличивается перегрев жидкости у стенки.

Механизм парообразования и интенсивность теплообмена определяются разностью температур стенки и жидкости $\Delta t = t_c - t_{\text{ж}}$ (*температурным напором*).

На рис. 3.8 изображена типичная зависимость коэффициента теплоотдачи и тепловой нагрузки (плотности теплового потока) от температурного напора.

При значениях $\Delta t < 5^\circ\text{C}$ количество отделяющихся от поверхности нагрева пузырьков невелико, и пузырьки не способны еще вызвать существенного перемешивания жидкости. В этих условиях интенсивность теплообмена определяется свободным движением жидкости и коэффициент теплоотдачи слабо увеличивается с ростом Δt . Такой режим кипения называется *конвективным* (зона естественной конвекции на рис. 3.8).

Дальнейшее увеличение температурного напора Δt сопровождается ростом числа пузырьков пара, и их движение после отрыва вызывает интенсивное перемешивание жидкости. Наступает режим развитого *пузырькового кипения*, при котором коэффициент теплоотдачи и тепловая нагрузка резко возрастают (зона пузырькового кипения на рис. 3.8).

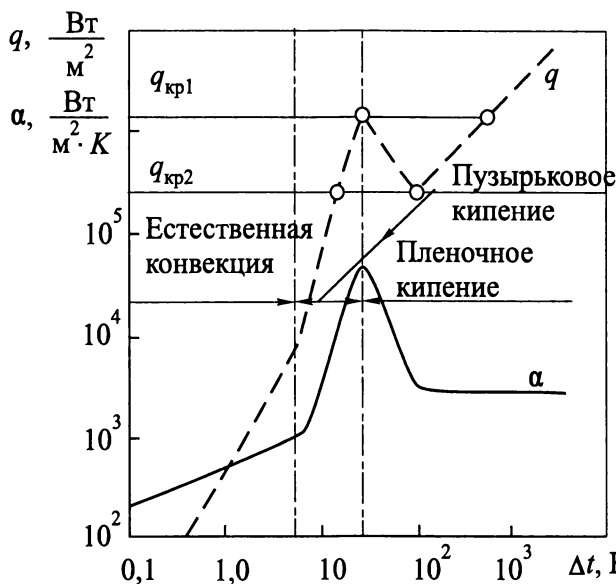


Рис. 3.8. Зависимость плотности теплового потока q и коэффициента теплоотдачи α от перегрева стенки $\Delta t = t_c - t_n$ (в логарифмических координатах)

При некоторой величине Δt отдельные пузырьки пара начинают соединяться и образуют паровую пленку, которая покрывает сначала отдельные участки поверхности нагрева, а затем отделяет полностью жидкость от поверхности нагрева.

Пленка периодически разрушается и уходит от поверхности в виде больших пузырей. Вместо разрушившейся пленки возникает новая. Такое кипение называется *пленочным*.

В этих условиях теплота передается от поверхности нагрева к жидкости путем теплопроводности, конвективного теплообмена и излучения, а испарение происходит с поверхности пленки. Так как теплопроводность пара значительно меньше теплопроводности жидкости, то появление паровой пленки приводит к резкому уменьшению коэффициента теплоотдачи (зона пленочного кипения на рис. 3.8).

Когда пленка устойчиво покрывает всю поверхность нагрева, условия теплообмена стабилизируются и при дальнейшем росте Δt коэффициент теплоотдачи остается практически неизменным, а тепловая нагрузка увеличивается пропорционально Δt .

В области перехода пузырькового кипения в пленочное зависимость $q = f(\Delta t)$ имеет максимум.

Величины Δt , q , α , соответствующие моменту перехода пузырькового режима кипения в пленочное, называются *критическими*.

Критические параметры, соответствующие переходу пузырькового кипения в пленочное, для воды равны: $\Delta t_{кр} = 25^\circ\text{C}$, $\alpha_{кр} = 46500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $q_{кр1} = 1,16 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

В технике стараются не приближаться к критической тепловой нагрузке $q_{\text{кр}1}$, соответствующей переходу к пленочному режиму кипения. Дело в том, что в аппаратах, в которых тепловой поток задается независимо от интенсивности теплоотдачи (например, в электронагревателях), случайное, даже непродолжительное по времени, превышение тепловой нагрузки над $q_{\text{кр}1}$ приведет к переходу в пленочный режим кипения и температура нагревателя резко возрастет – почти на 1000°C (см. рис. 3.8). Даже легированные стали не выдерживают столь высоких температур. Обратный переход к пузырьковому кипению происходит только при достаточно сильном снижении тепловой нагрузки (до $q_{\text{кр}2}$).

Для расчета $\alpha_{\text{кр}}$ для воды при пузырьковом режиме кипения при $p = 1\text{--}200$ бар можно использовать формулу:

$$\alpha_{\text{кр}} = 3,4q^{0,7} p_s^{0,18} = 33,4\Delta t^{2,33} p_s^{0,5}, \quad (3.32)$$

где p_s – давление насыщенных паров воды; Δt – температурный напор ($\Delta t = t_c - t_s$); q – тепловая нагрузка, Вт/м².

3.3.5. Теплоотдача при конденсации

Переход вещества из газообразного состояния в жидкое называют *конденсацией*. Различают конденсацию в объеме пара или парогазовой смеси и конденсацию на поверхности твердого тела или жидкости, с которыми пар находится в контакте. Чаще на практике встречается поверхностная конденсация (конденсаторы турбин, теплообменные аппараты и др.).

Конденсат выпадает на поверхность твердого тела в виде сплошной пленки или в виде отдельных капель жидкости, т.е. конденсация может иметь *пленочный* или *капельный* характер. Возможна и *смешанная* конденсация, при которой на различных участках поверхности наблюдаются как пленочная, так и капельная конденсации.

Освобождающаяся при конденсации теплота передается холодной поверхности. При пленочной конденсации пар отделен от стенки тонким слоем конденсата, который создает значительное термическое сопротивление тепловому потоку. При капельной конденсации возможен непосредственный контакт пара со стенкой, и поэтому теплообмен протекает во много раз интенсивнее, чем при пленочной конденсации (в 5–10 раз).

На рис. 3.9, а представлен процесс пленочной конденсации на вертикальной поверхности. По мере стекания конденсата по высоте h количество конденсата увеличивается, соответственно возрастают толщина пленки δ и средняя по толщине скорость течения конденсата. При значениях числа Рейнольдса $Re = wd/\nu$, превышающих $Re_{\text{кр}} = 400$, ламинарное течение переходит в турбулентное.

На коэффициент теплоотдачи оказывает влияние направление движения пара. Движение пара вдоль вертикальной стенки вниз увеличивает скорость течения пленки, уменьшает ее толщину и увеличивает коэффициент теплоотдачи. При противоположном движении пара и пленки наблюдается обратный эффект.

В многорядных пучках труб конденсат стекает с верхних рядов на нижние, и пленка становится все толще, а α – все меньше (рис. 3.9, б, в). Для борьбы с этим явлением разработаны наивыгоднейшие комбинации расположения труб в пучке (например, в конденсаторах паротурбинных установок). Наибольшее значение α имеет при ромбическом расположении труб под углом 60° в пучке, повернутом на угол ψ . Такая схема носит название схемы Жинаба (рис. 3.9, з).

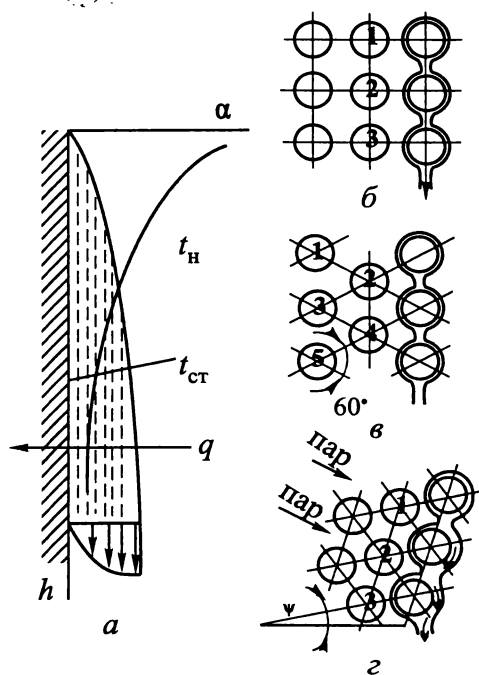


Рис. 3.9. Изменение коэффициента теплоотдачи по высоте пластины при пленочной конденсации пара (а) и схемы расположения труб в конденсаторах: б – коридорная; в – ромбическая; з – ромбическая с утонченной пленкой (схема Жинаба)

Большое влияние на интенсивность теплоотдачи при конденсации оказывает содержание в паре газов. Скапливаясь у теплоотдающих или тепловоспринимающих поверхностей, газы резко уменьшают коэффициент теплоотдачи (за счет малого значения их теплопроводности). Так, например, наличие в паре 2% воздуха уменьшает α примерно в 3 раза. Поэтому в теплообменниках с двухфазной средой предусматривают отсос газов и продувку застойных зон.

3.4. Лучистый теплообмен

Тепловое излучение есть результат превращения внутренней энергии тел в энергию электромагнитных колебаний. При попадании тепловых лучей (волн) на другое тело их энергия частично поглощается им, снова

превращаясь во внутреннюю. Так осуществляется лучистый теплообмен между телами.

Из курса физики известно, что все тела при температурах, отличных от абсолютного нуля, излучают и поглощают кванты электромагнитного поля – фотоны, распространяющиеся со скоростью света ($c = 3 \cdot 10^8$ м/с).

При температурах, с какими обычно имеют дело в технике, основное количество энергии излучается при λ от 0,8 до 400 мкм. Эти лучи принято называть *тепловыми (инфракрасными)*. Они состоят из видимого (светового) излучения (0,4 до 0,8 мкм) и из инфракрасного излучения (от 0,8 до 400 мкм).

3.4.1. Основные определения

Тепловой поток, излучаемый на всех длинах волн с единицы поверхности тела по всем направлениям, называется поверхностной плотностью потока интегрального излучения E , Вт/м².

Излучательная способность определяется природой данного тела и его температурой. Это собственное излучение тела.

Поскольку свет и тепловое излучение имеют одинаковую природу, между ними много общего. Часть энергии излучения $E_{\text{пад}}$, падающей на тело (рис. 3.10), поглощается (E_A), часть отражается (E_R) и часть проникает сквозь него (E_D). Таким образом,

$$E_A + E_R + E_D = E_{\text{пад}}. \quad (3.33)$$

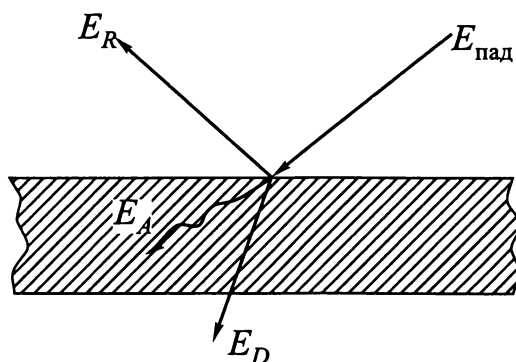


Рис. 3.10. Распределение энергии излучения, падающей на тело

Это уравнение теплового баланса можно записать в безразмерной форме:

$$A + R + D = 1.$$

Величина $A = E_A/E_{\text{пад}}$ называется *коэффициентом поглощения*, $R = E_R/E_{\text{пад}}$ – *коэффициентом отражения*, $D = E_D/E_{\text{пад}}$ – *коэффициентом пропускания*.

Тело, поглощающее все падающее на него излучение, называется абсолютно черным. Для этого тела $A = 1$. Тела, для которых коэффициент $0 < A < 1$ и не зависит от длины волны падающего излучения, называются серыми. Для абсолютно белого тела $R = 1$, для абсолютно прозрачного $D = 1$.

Если поверхность поглощает тепловые лучи, но не поглощает световые, она не кажется черной. Более того, наше зрение может воспринимать такую поверхность как белую – например, снег, для которого $A = 0,98$. Стекло, прозрачное в видимой части спектра, почти не прозрачно для тепловых лучей ($A = 0,94$).

Твердые и жидкие тела в большинстве излучают энергию всех длин волн в интервале от 0 до ∞ , т.е. имеют сплошной спектр излучения (хотя наибольшее количество энергии испускается в пределах длин волн от 0,8 до 80 мкм). Чистые (неокисленные) металлы и газы характеризуются выборочным – селективным излучением, т.е. излучают энергию только определенных длин волн.

В большинстве твердых и жидких тел поглощение тепловых лучей завершается в тонком поверхностном слое, т.е. не зависит от толщины тела. Для этих тел тепловое излучение обычно рассматривается как поверхностное явление. В газе, в силу значительно меньшей концентрации молекул, процесс лучистого теплообмена носит объемный характер. Коэффициент поглощения газа зависит от размеров («толщины») газового объема и давления газа, т.е. концентрации поглощающих молекул.

Сумма потоков собственного и отраженного телом излучения называется его *эффективным излучением* (рис. 3.11):

$$E_{\text{эф}} = E + RE_{\text{пад}}.$$

Суммарный процесс взаимного испускания, поглощения, отражения и пропускания энергии излучения в системах тел называется *лучистым теплообменом*.

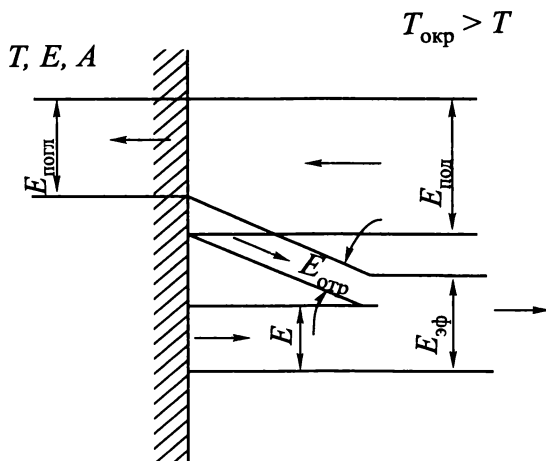


Рис. 3.11. Графическая иллюстрация соотношения величин $E_{\text{пад}}$, $E_{\text{погл}}$, $E_{\text{отр}}$ и $E_{\text{эф}}$

3.4.2. Основные законы лучистого теплообмена

Закон Планка устанавливает распределение интенсивности излучения по различным участкам спектра длин волн λ . Выделим участок $d\lambda$ в окрестности точки λ_i спектра (рис. 3.12). В этом интервале длин волн излучается энергия dE . Величина $I_{0\lambda_i} = dE/d\lambda$, характеризует интенсивность излучения на данной длине волны λ_i и называется *спектральной плотностью потока излучения*.

Связь спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела $I_{0\lambda}$ (в дальнейшем все характеристики абсолютно черного тела будем записывать с индексом «нуль») с длиной волны излучения λ и абсолютной температурой тела была установлена в 1900 г. М. Планком:

$$I_{0\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{(e^{c_2 / (\lambda T)} - 1)} \quad (3.34)$$

В этом выражении $c_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$ Вт/м² и $c_2 = 1,44 \cdot 10^{-2}$ м · К – постоянные излучения; e – основание натуральных логарифмов.

Закон Вина. Из рис. 3.12 видно, что плотность потока излучения $I_{0\lambda}$ возрастает от нуля при $\lambda = 0$ до максимума при определенной длине волн λ_m и снова стремится к нулю при $\lambda \rightarrow \infty$.

В. Вин в 1893 г. установил, что произведение $T\lambda_m$ есть величина постоянная:

$$T\lambda_m = 2,898 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К}. \quad (3.35)$$

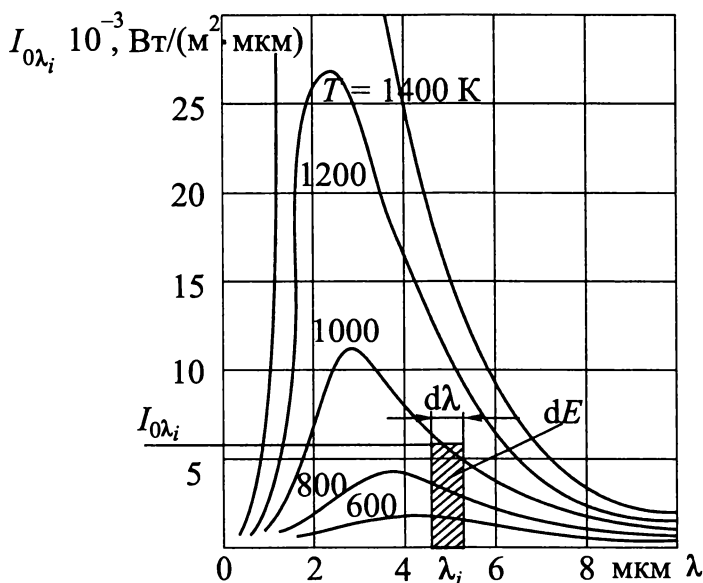


Рис. 3.12. Спектральная плотность потока излучения по закону Планка

Из выражения (3.35) следует, что с ростом температуры максимум излучения смещается в сторону коротких волн. Так, в излучении с поверх-

ности Солнца ($T \approx 5500 \text{ K}$) максимум приходится на видимую часть спектра ($\lambda \approx 0,5$), а в излучении электронагревателя ($T \approx 1100 \text{ K}$) $\approx 3 \text{ мкм}$, причем энергия видимого (светового) излучения ничтожна в сравнении с энергией теплового (инфракрасного) излучения.

Закон Стефана-Больцмана. На рис. 3.12 площадь заштрихованного прямоугольника, равная произведению $I_{0\lambda} d\lambda$ определяет поверхностную плотность потока излучения абсолютно черного тела $dE_0 = I_{0\lambda} d\lambda$ в диапазоне длин волн от λ_i до $\lambda_i + d\lambda$.

Поверхностная плотность потока интегрального излучения абсолютно черного тела E_0 определяется суммированием dE по всем длинам волн, т.е. площадью под кривой для данной температуры тела (см. рис. 3.12):

$$E_0 = \int_0^{\infty} I_{0\lambda} d\lambda.$$

Подставив сюда $I_{0\lambda}$ из формулы (3.34) и проинтегрировав, получим выражение:

$$E_0 = \sigma_0 T^4. \quad (3.36)$$

Здесь $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4)$ – постоянная Больцмана.

Формула (3.36) была получена опытным путем в 1879 г. И. Стефаном и теоретически обоснована в 1881 г. Л. Больцманом.

Для технических расчетов закон Стефана–Больцмана обычно записывают в виде:

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (3.37)$$

где $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4)$ называют *излучательной способностью* абсолютно черного тела.

Тела, с которыми мы имеем дело на практике, излучают меньше тепловой энергии, чем абсолютно черное тело при той же температуре (рис. 3.17). Если они излучают при этом во всем диапазоне спектра длин волн, они называются серыми. *Отношение поверхностной плотности потока собственного интегрального излучения E данного тела к поверхностной плотности потока интегрального излучения E_0 абсолютно черного тела при той же температуре называется коэффициентом теплового излучения (или степенью черноты) ε :*

$$\varepsilon = E/E_0. \quad (3.38)$$

Используя понятие коэффициента теплового излучения, можно записать закон Стефана-Больцмана для реального тела:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 = c \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (3.39)$$

Здесь $c = \varepsilon c_0$ – излучательная способность серого тела. $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4)$.

Коэффициент теплового излучения ε меняется для различных тел от нуля до единицы в зависимости от материала, состояния поверхности, температуры (табл. 3.5).

Закон Кирхгофа устанавливает количественную связь между энергиями излучения и поглощения для серых и абсолютно черного тел. Он указы-

вает, что отношение излучательной способности тела к его поглощательной способности одинаково для всех тел и зависит только от температуры, т.е. для всех тел при данной температуре:

$$E/A = \text{const} = f(T). \quad (3.40)$$

Выше указывалось, что степень черноты серого тела $E = E/E_0$, следуя закону Кирхгофа, можно записать:

$$E/A = E_0/A_0$$

и, поскольку $A_0 = 1$, то

$$E/A = E_0 \quad \text{и} \quad \varepsilon = A. \quad (3.41)$$

Таблица 3.5

Степень черноты различных материалов, ε

Название материала	Температура, °C	Величина, ε
Алюминий:		
полированный	225–575	0,039–0,057
с шероховатой поверхностью	26	0,055
Сталь:		
листовая шлифованная	940–1100	0,55–0,61
окисленная	200–600	0,80
Чугун обточенный	830–990	0,60–0,70
Кирпич:		
красный строительный	20	0,93
огнеупорный	1100	0,75
Штукатурка известковая шероховатая	10–90	0,91
Сажа ламповая	40–370	0,945
Вода	0–100	0,95–0,963
Масляные краски различных цветов	100	0,92–0,96

В соответствии с законом Кирхгофа отношение энергии излучения к коэффициенту поглощения не зависит от природы тела и энергии излучения абсолютно черного тела при той же температуре. Чем больше коэффициент поглощения, тем больше для этого тела и энергия излучения. Если тело мало излучает, то оно мало и поглощает.

Закон Кирхгофа справедлив не только для всего спектра в целом, но и для излучения определенной длины волны (монохроматического излучения).

Закон Ламберта. Ранее было показано, что закон Стефана-Больцмана определяет количество энергии, излучаемой телом по всем направлениям. Однако интенсивность его зависит от направления, определяемого углом φ , который образует направление излучения с нормалью к поверхности (рис. 3.13). И. Ламбертом было установлено, что максимальное излучение E_n имеет место в направлении нормали к поверхности. Количество энергии (E_φ), излучаемой под углом φ к нормали, пропорционально косинусу угла φ :

$$E_\varphi = E_n \cos \varphi. \quad (3.42)$$

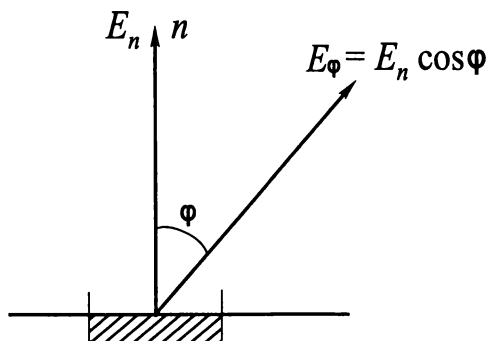


Рис. 3.13. К закону Ламберта

Отсюда видно, что интенсивность излучения вдоль поверхности (при $\varphi = 90^\circ$) равна нулю.

3.4.3. Теплообмен излучением между твердыми телами

Вначале рассмотрим теплообмен между двумя единичными (по 1 м^2) поверхностями, обращенными друг к другу с небольшим зазором (рис. 3.14), причем $T_1 > T_2$. В этой системе E_1 – энергия собственного излучения первого тела на второе, E_2 – второго на первое. После попадания энергии E_1 на второе тело часть ее $E_1 A_2$ поглощается вторым телом, часть $E_1 - E_1 A_2 = E_1 (1 - A_2)$ отражается снова на первое тело, где доля $E_1 (1 - A_2) A_1$ отраженного излучения поглощается, а доля $E_1 (1 - A_2) (1 - A_1)$ отражается на второе тело и так до бесконечности.

Используем понятие эффективного излучения тела. Оно равно сумме собственного и отраженного излучений тела (см. рис. 3.11).

Плотность результирующего теплового потока от первого тела на второе равна

$$q_{1,2} = E_{\rightarrow \phi_1} - E_{\rightarrow \phi_2}. \quad (3.43)$$

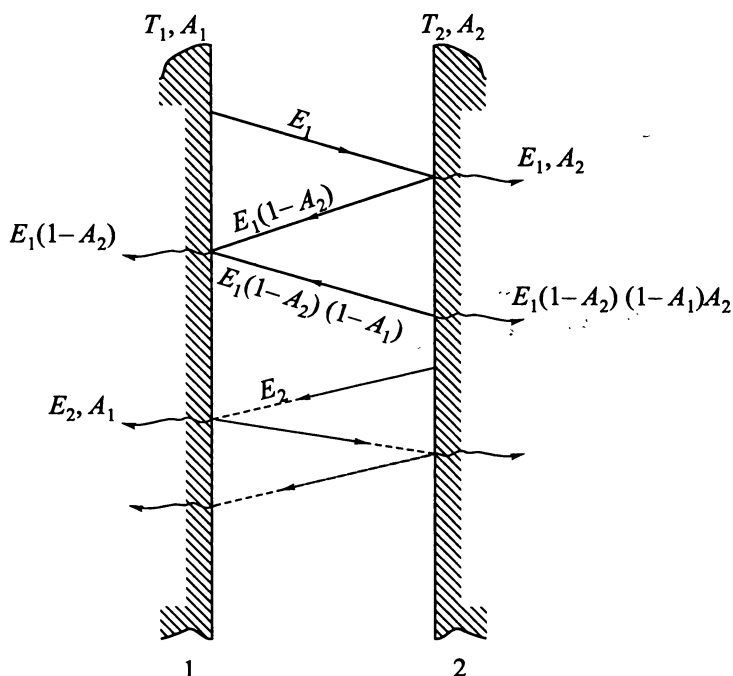


Рис. 3.14. Схема лучистого теплообмена

Опуская подстановки и замены соответствующих величин, считая, что коэффициенты теплового излучения обеих поверхностей не меняются заметно в диапазоне температур от T_1 до T_2 , получим:

$$q_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (3.44)$$

Величина

$$\frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} = \epsilon_{\text{пр}} \quad (3.45)$$

называется *приведенным коэффициентом теплового излучения системы тел (приведенная степень черноты системы двух тел)*.

С учетом $\epsilon_{\text{пр}}$ формула для полного теплового потока записывается в виде:

$$Q_{1,2} = \epsilon_{\text{пр}} c_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (3.46)$$

где F — площадь теплообменной поверхности, одинаковая в нашем случае для обоих тел.

Из (3.45) видно, что $\epsilon_{\text{пр}}$ меняется от нуля до единицы, оставаясь всегда меньше ϵ_1 и ϵ_2 .

В соответствии с формулой (3.46) полный поток теплоты, передаваемой излучением от горячего тела более холодному, пропорционален поверхности тела, приведенному коэффициенту теплового излучения системы и разности четвертых степеней абсолютных температур тел.

На практике часто имеет место случай, когда одна теплообменная поверхность находится внутри другой с большим зазором (рис. 3.15). В отличие от теплообмена между близко расположенными поверхностями одинаковой величины здесь лишь часть излучения поверхности F_2 попадает на F_1 . Остальная энергия воспринимается самой же поверхностью F_2 . Количество излученной внутренним телом внешнему телу теплоты можно также определить по формуле (3.46), если вместо F подставить поверхность меньшего тела F_1 , а приведенный коэффициент тепловой системы определить по формуле:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}.$$

В общем случае теплообмена каждое из тел излучает в сторону другого лишь часть своей энергии излучения, остальная часть рассеивается в пространстве или попадает на другие тела. Поэтому в расчетную формулу (3.46) вводится поправочный коэффициент, называемый *коэффициентом облученности тела* $\varphi_{1,2}$, учитывающий долю излучения первого тела, которая воспринимается вторым телом.

Таким образом, теплообмен между двумя произвольно расположенными телами может быть рассчитан по формуле:

$$Q_{1,2} = \varphi_{1,2} \varepsilon_{\text{пр}} c_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (3.47)$$

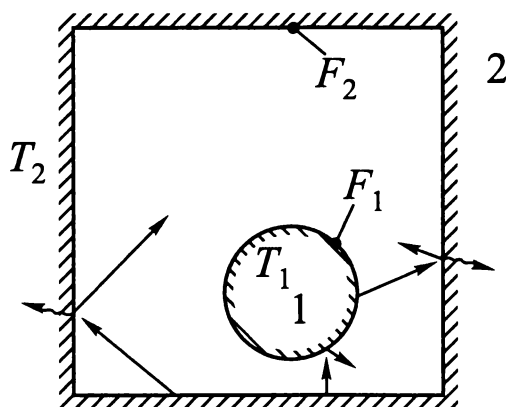


Рис. 3.15. Схема лучистого теплообмена между телами в замкнутом пространстве

Коэффициент облученности называют также *угловым коэффициентом излучения*. Это чисто геометрический фактор, зависящий только от

формы, размеров тел и их взаимного расположения. Различают коэффициент облученности первым телом второго $\varphi_{1,2}$ и коэффициент облученности вторым телом первого $\varphi_{2,1}$. При этом $\varphi_{1,2} F_1 = \varphi_{2,1} F_2$. Коэффициент облученности определяется аналитически или экспериментально. Для большинства частных случаев, имеющих место в технике, значения коэффициентов облученности или соответствующие формулы для их расчета приводятся в справочниках. Если все излучение одного тела попадает на другое, как это имеет место на рис. 3.15, то $\varphi_{1,2} = 1$.

В приближенных расчетах лучистого теплообмена между двумя произвольно расположенными телами величину $\varepsilon_{\text{пр}}$ допустимо рассчитывать по формуле $\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_1 \varepsilon_2$.

При ε_1 и $\varepsilon_2 \geq 0,8$ ошибка таких расчетов меняется от 0 до 20% при изменении отношения F_1/F_2 от 1 до 0.

3.4.4. Влияние экранов на излучение

Для защиты от перегрева некоторых элементов теплотехнического оборудования требуется уменьшить лучистый теплообмен. В этом случае между излучателем и обогреваемым элементом ставят перегородки, называемые экранами.

На рис. 3.16 представлен пример лучистого теплообмена между двумя поверхностями через экран. Если исключить из рассмотрения конвекцию и теплопроводность и принять, что $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon$ и $T_1 > T_2$, можно получить $q_{1,2}^3 / q_{1,2} = 0,5$, т.е. установка одного экрана уменьшает поток излучения вдвое.

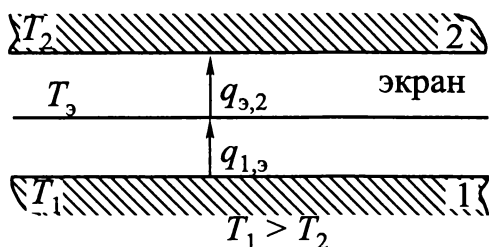


Рис. 3.16. Лучистый теплообмен между двумя поверхностями через экран

Можно показать, что при установке n экранов с $\varepsilon_3 \neq \varepsilon$ ($\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$):

$$\frac{q_{1,2}^3}{q_{1,2}} = \frac{1}{1 + n \frac{\varepsilon(2 - \varepsilon_3)}{\varepsilon_3(2 - \varepsilon)}}. \quad (3.48)$$

Если $\varepsilon = 0,8$ (окисленная стальная поверхность), а $\varepsilon_3 = 0,1$ (полированная металлическая поверхность), то при наличии одного экрана $q_{1,2}^3 / q_{1,2} = 0,073$, т.е. лучистый тепловой поток уменьшается более чем в 13 раз. При наличии трех таких экранов лучистый теплообмен снижается в 39

раз! На этом основано конструирование специальной изоляции, состоящей из множества полированных металлических пластин или фольги с зазорами, широко применяемой в последнее время.

Для исключения конвекции и теплопроводности из зазоров часто откачивается воздух. Такая изоляция называется вакуумно-многослойной.

3.4.5. Излучение и поглощение в газах

Ранее было показано, что излучение твердых тел распределено хотя и неравномерно, но по всем длинам волн, т.е. имеет сплошной спектр. В отличие от этого газы излучают и поглощают лучи только в определенных для каждого газа интервалах длин волн, т.е. они обладают избирательной или селективной излучательно-поглощательной способностью и имеют спектр в виде полос – полосовой (см. рис. 3.17. и табл. 3.6).

Это объясняется тем, что газы излучают и поглощают свободными молекулами, а твердые тела – огромным числом связанных молекул.

Таблица 3.6

Основные полосы поглощения CO_2 и H_2O

CO_2		H_2O	
λ	$\Delta\lambda$	λ	$\Delta\lambda$
2,0–3,0	0,6	2,2–3,0	0,8
4,0–4,8	0,8	4,8–8,5	3,7
12,5–16,5	4,0	12–30	18

Одноатомные и двухатомные газы почти полностью пропускают тепловое излучение, являются диатермичными, поэтому поглощение в них обычно не учитывают. Трехатомные и многоатомные газы обладают излучательно-поглощательной способностью в определенном диапазоне длин волн. Так, например, основные продукты сгорания органического топлива CO_2 и H_2O имеют в своем спектре три полосы в диапазоне волн $\lambda = 2,24\text{--}30$ мкм.

Другой особенностью теплообмена излучением в газах является взаимное излучение и поглощение молекул всей массы газа, а не какой-то определенной поверхности, как это свойственно твердым телам. Эта особенность серьезно затрудняет расчет теплообмена излучением и делает его весьма приближенным.

Так, для ориентировочного расчета излучения газов в пустоту можно использовать уравнение Стефана-Больцмана:

$$E_{\Gamma} = c_0 \epsilon_{\Gamma} \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 = c \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4, \quad (3.49)$$

где коэффициент черноты ε_r (или $A_r = \varepsilon_r$) зависит от температуры T_r , парциального давления данного газа в смеси p_r и пути пробега излучения l_r , который часто бывает равен толщине слоя газа δ_r :

$$\varepsilon_r = f(T_r, p_r, l_r). \quad (3.50)$$

Эта функция для различных газов имеет различный вид, но в любом случае, если ее ввести в уравнение (3.46), окажется, что E_r будет пропорциональна уже не T^4 , а T^n , где $n < 4$; например, для CO_2 $n = 3,5$, а для H_2O $n = 3$.

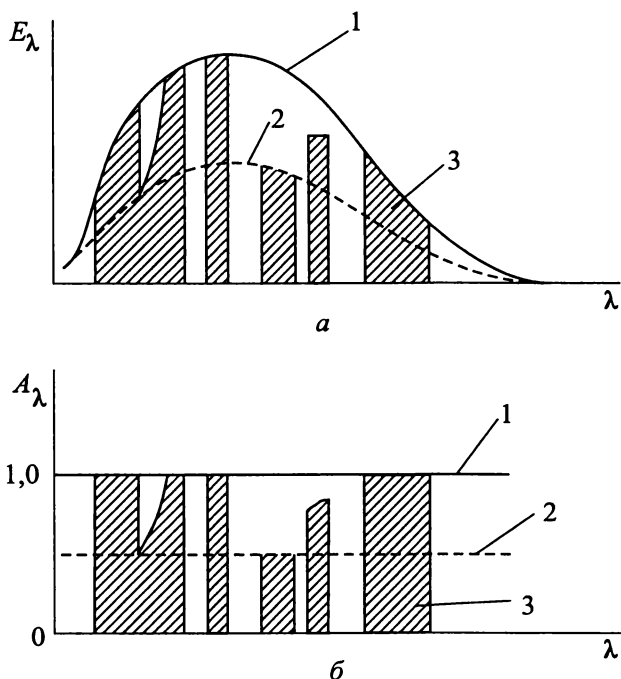


Рис. 3.17. Спектры излучения (а) и поглощения (б):

1 – абсолютно черного тела; **2** – серого тела; **3** – газа

Из табл. 3.6, в которой приведены основные полосы поглощения CO_2 и H_2O , видно, что в световой части спектра CO_2 и пары H_2O не излучают и не поглощают. В коротковолновой части спектра газы поглощают и излучают хуже, чем в длинноволновой. Так, для коротковолнового излучения Солнца атмосфера Земли является практически прозрачной, в то время как длинноволновое тепловое излучение Земли в большей степени улавливается ею. Этим обусловлен «парниковый эффект» влияния атмосферы на возможное потепление климата при увеличении содержания в ней CO_2 вследствие производственной деятельности человека.

С ростом температуры, когда максимум излучения смещается в область коротких волн, коэффициент теплового излучения газа уменьшается.

Выше отмечалось, что излучение газов носит объемный характер. Способность газа излучать энергию изменяется в зависимости от плотности и толщины газового слоя. Чем выше плотность излучающего компонен-

та газовой смеси, определяемая парциальным давлением $p_{\text{пр}}$ и чем больше толщина слоя l , тем больше молекул принимает участие в излучении и тем выше его излучательная способность и коэффициент поглощения. Поэтому коэффициент теплового излучения ϵ газов обычно представляют в виде зависимости от произведения pl . Величина l здесь является одновременно и длиной пути луча, пронизывающего газовый объем. На рис. 3.18 и 3.19 приведены зависимости коэффициентов теплового излучения (степени черноты) диоксида углерода ϵ_{CO_2} и водяного пара $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ от температуры при различных значениях pl . Для водяного пара в связи со способностью его молекул к ассоциации влияние p сильнее, чем l , поэтому значение $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$, найденное по номограмме рис. 3.19, следует умножить на поправочный коэффициент β (см. рис. 3.20), зависящий от парциального давления $p_{\text{H}_2\text{O}}$.

Диоксид углерода и водяной пар обычно содержатся в топочных газах (продуктах сгорания) одновременно. В этом случае коэффициент излучения газа:

$$\epsilon_{\text{г}} = \epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (3.51)$$

Возможное присутствие в газе золы и сажи существенно увеличивает коэффициент излучения объема и должно учитываться отдельно.

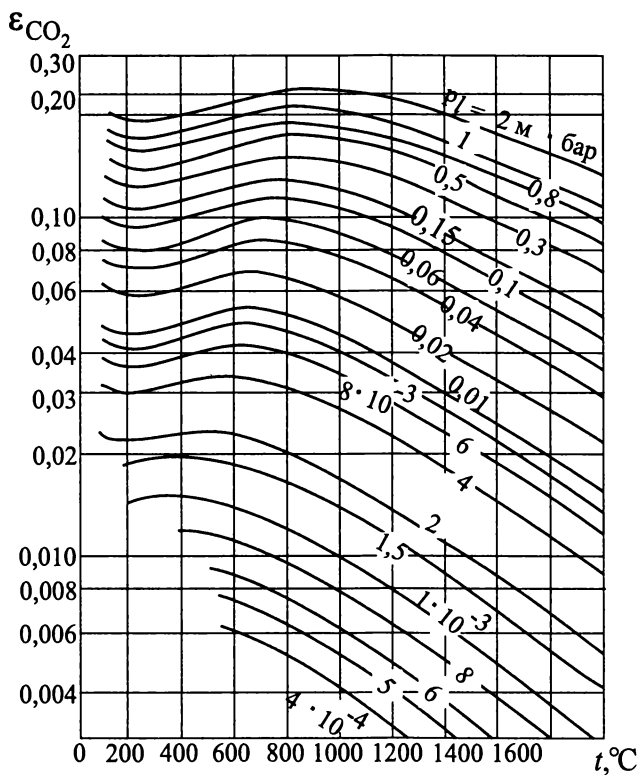


Рис. 3.18. Коэффициент теплового излучения (степень черноты) CO_2

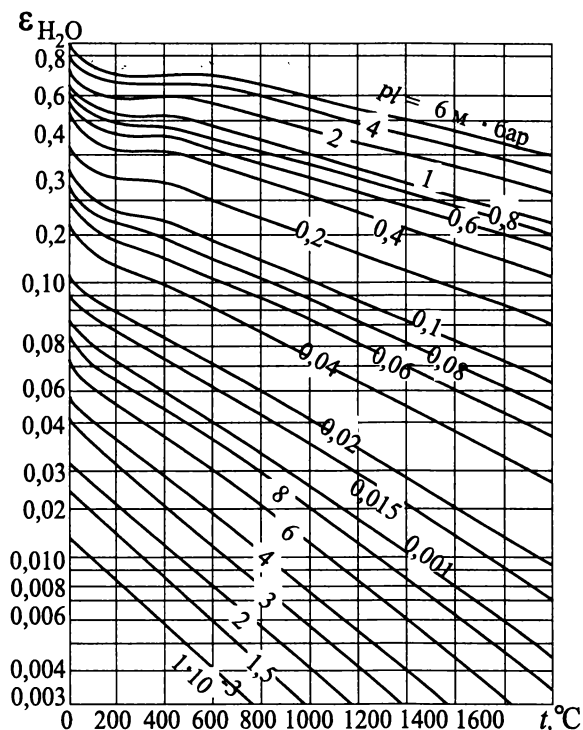


Рис. 3.19. Коэффициент теплового излучения (степень черноты) H_2O

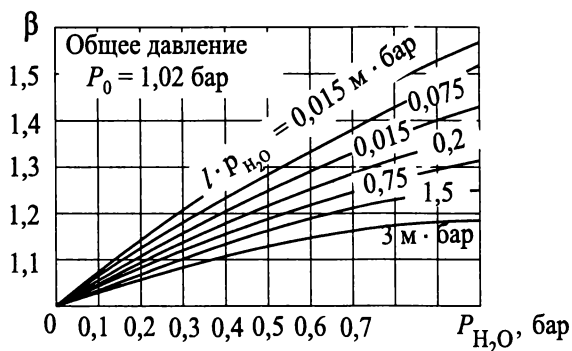


Рис. 3.20. Поправочный множитель β на степень черноты H_2O

3.5. Теплопередача (сложный теплообмен)

Рассмотренные выше виды теплообмена на практике по отдельности встречаются редко. Как правило, теплообмен протекает одновременно посредством двух, а чаще трех видов теплообмена. Такой теплообмен называется *сложным*.

Часто приходится рассчитывать стационарный процесс переноса теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку (рис. 3.21). Такой процесс называется *теплопередачей*.

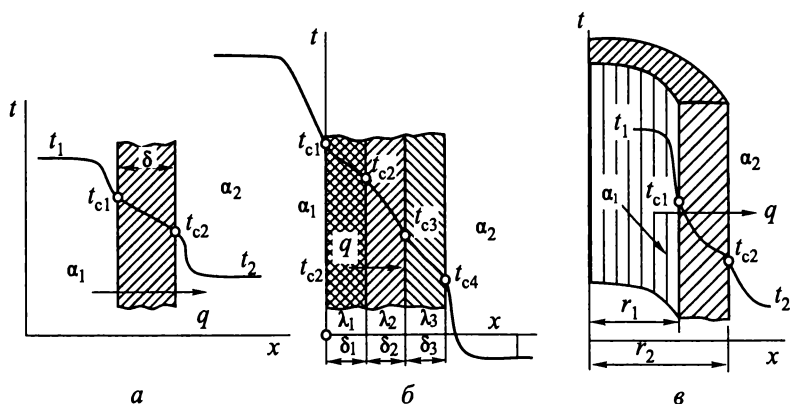


Рис. 3.21. Теплопередача через однослойную (а), многослойную (б) и цилиндрическую (в) стенки

Процесс передачи теплоты от греющей жидкости с температурой t_1 к нагреваемой с температурой t_2 в этом случае складывается из следующих процессов:

- а) теплообмена между греющей жидкостью и стенкой;
- б) передачи теплоты через стенку путем теплопроводности;
- в) теплообмена между стенкой и нагреваемой жидкостью.

При установившемся тепловом состоянии тепловые потоки – от греющей жидкости к стенке, прошедший через стенку, и, наконец, от стенки к нагреваемой жидкости – одинаковы.

Поэтому для плотности теплового потока можно написать:

$$q = \alpha_1(t_1 - t_{c1});$$

$$q = -\frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2});$$

$$q = \alpha_2(t_{c2} - t_2),$$

откуда получим:

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}(t_1 - t_2) = K(t_1 - t_2). \quad (3.52)$$

Уравнение (3.52) может быть написано так:

$$q = K\Delta t, \quad (3.53)$$

где Δt – температурный напор, а

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.54)$$

называется *коэффициентом теплопередачи*. Он характеризует интенсивность процесса теплопередачи от одного теплоносителя к другому через разделяющую их плоскую стенку.

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется *общим термическим сопротивлением* теплопередачи:

$$\frac{1}{K} = R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (3.55)$$

Из этого уравнения следует, что общее термическое сопротивление складывается из частных термических сопротивлений. К ним относятся: $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$ – внешние термические сопротивления теплоотдачи соответственно от горячей жидкости к стенке и от поверхности стенки к холодной жидкости; λ/δ – внутреннее термическое сопротивление теплопроводности стенки.

В случае многослойной плоской стенки (рис. 3.21, б) формула (3.54) имеет вид:

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.56)$$

или

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.57)$$

Общее количество тепла, переданное через одно- или многослойную плоскую стенку поверхностью F , м^2 , будет равно:

$$Q = qF = KF(t_1 - t_2) = K\Delta t F, \text{ Вт}. \quad (3.58)$$

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 входят в состав коэффициента теплопередачи и **следует четко видеть разницу между этими понятиями**.

Формулы (3.54), (3.56) широко применяют на практике, и ими пользуются при расчете теплообменных аппаратов.

При теплопередаче через тонкие металлические стенки величина δ/λ принимается равной нулю, и тогда формула (3.54) приобретает вид:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.59)$$

В случае цилиндрической стенки (рис. 3.21, в) уравнение теплового потока, отнесенного к 1 м длины трубы:

$$\frac{Q}{l} = q_l = K_l \pi (t_1 - t_2), \text{ Вт}/\text{м}, \quad (3.60)$$

где K_l – линейный (т.е. отнесенный к 1 м длины трубы) коэффициент теплопередачи:

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}). \quad (3.61)$$

Величину, обратную K , т.е. $R_l = 1/K$, называют линейным термическим сопротивлением. В случае многослойной стенки расчетная формула для R_l имеет вид:

$$R_l = \frac{1}{K_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_n}, \text{ м} \cdot \text{К/Вт}. \quad (3.62)$$

Следует заметить, что если передача теплоты от жидкости (газа) к стенке осуществляется как за счет теплоотдачи конвекцией, так и излучением (топки котлов, камеры сгорания двигателей и пр.), то суммарная плотность теплового потока от жидкости к стенке составляет:

$$q = q_k + q_{\text{л}} = \alpha_1 (t_1 - t_2), \quad (3.63)$$

где q_k , $q_{\text{л}}$ — конвективная и лучистая составляющие плотности теплового потока, $\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_{\text{л}}$, где

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{\varepsilon_2 c_0 \left[\left(\frac{T_{\text{ж}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{с}}}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}}, \quad (3.64)$$

$\alpha_{\text{л}}$ — условный коэффициент теплоотдачи, характеризующий передачу теплоты от жидкости к стенке излучением.

Теплопередача через ребристую стенку. Оребренные поверхности используются для интенсификации теплообмена. С помощью ребер увеличивается поверхность нагрева (рис. 3.22).

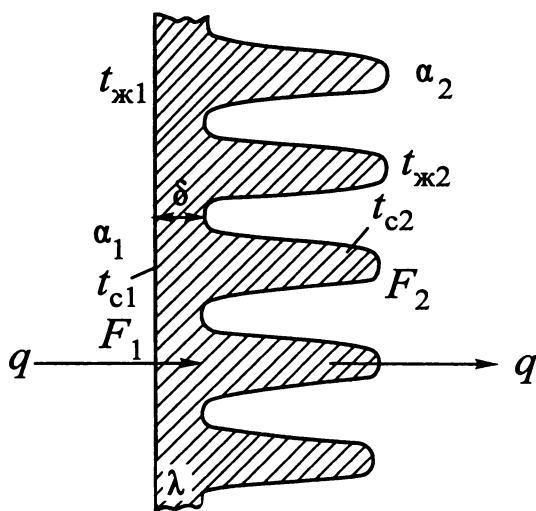


Рис. 3.22. Теплопередача через ребристую стенку

В связи с тем, что поверхность теплообмена с обеих сторон рассматриваемой стенки неодинакова, расчет величин K и q можно выполнять для единицы гладкой или оребренной поверхности.

Отношение площади оребрения к площади гладкой стенки называется коэффициентом оребрения $m = F_2/F_1$.

В этом случае коэффициент теплопередачи гладкой поверхности стенки (см. рис. 3.22):

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 m}}; \quad (3.65)$$

для оребренной поверхности:

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} m + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3.66)$$

Ребристые поверхности широко применяют в теплообменных аппаратах для интенсификации теплопередачи, где коэффициент теплоотдачи мал; с помощью ребер увеличивается поверхность нагрева.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается процесс теплообмена и его физическая сущность? Перечислите виды теплообмена.
2. Объясните процесс теплопроводности и запишите общую формулу теплопроводности в дифференциальной форме.
3. В чем заключается сущность конвективного теплообмена и метод решения с помощью теории подобия и критериев подобия.
4. Какие существуют частные случаи естественной и вынужденной конвекции и принципы определения коэффициента теплоотдачи?
5. Опишите физические процессы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества (кипение и конденсация).
6. Назовите основные законы лучистого теплообмена.
7. Как происходит теплообмен излучением между двумя телами?
8. Назовите особенности излучения газов.
9. Опишите физическую сущность сложного теплообмена или теплопередачи от одного теплоносителя к другому.
10. Как осуществляется процесс интенсификации теплообмена?

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

Глава 4. Циклы основных тепловых электрических станций

4.1. Общие сведения и типы электростанций

В настоящее время для получения электрической энергии используют следующие типы электростанций:

1) тепловые электростанции (ТЭС), которые подразделяются на конденсационные (КЭС), теплофикационные (теплоэлектроцентрали – ТЭЦ) и газотурбинные (ГТЭС). Крупные КЭС, обслуживающие потребителей значительного района страны, получили название государственных районных электростанций (ГРЭС);

2) гидроэлектростанции (ГЭС) и гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС);

3) атомные электростанции (АЭС);

4) гелиоэлектростанции или солнечные электростанции (СЭС);

5) геотермальные электростанции (ГТЭС);

6) дизельные электростанции (ДЭС);

7) приливные электростанции (ПЭС);

8) ветроэлектростанции (ВЭС).

Большую часть электроэнергии (как в России, так и в мировой энергетике) вырабатывают тепловые (ТЭС), атомные (АЭС) и гидравлические (ГЭС) электростанции. Состав электростанций различного типа по установленной мощности зависит от наличия и размещения по территории страны гидроэнергетических и теплоэнергетических ресурсов, их технико-экономических характеристик, включая затраты на транспортировку топлива, а также от технико-экономических показателей электростанций.

Рассмотрим некоторые особенности электростанций, которые в той или иной степени приходится учитывать при их строительстве и эксплуатации.

Тепловые конденсационные электростанции (КЭС) строят по возможности ближе к местам добычи топлива, удобным для водоснабжения. Их выполняют из ряда блочных агрегатов (котел – турбогенератор – повышающий трансформатор) мощностью от 200 до 1200 МВт, выдающих выработанную энергию в сети 110–750 кВ.

Особенность агрегатов КЭС заключается в том, что они недостаточно маневренны: подготовка к пуску, разворот, синхронизация и набор нагрузки требуют 3–6 часов. Поэтому для них предпочтительным является режим работы с равномерной нагрузкой в пределах от номинальной до нагрузки, соответствующей техническому минимуму, определяемому видом топлива и конструкцией агрегата. Коэффициент полезного действия КЭС не превышает 32–40%. Они существенно влияют на окружающую среду – загрязняют атмосферу, изменяют тепловой режим источников водоснабжения.

Теплофикационные электростанции (ТЭЦ) строят вблизи потребителей тепла, при этом используется обычно привозное топливо. Работают эти электростанции наиболее экономично (коэффициент использования тепла достигает 60–70%) при нагрузке, соответствующей тепловому потреблению и минимальному пропуску пара в часть низкого давления турбин и в конденсаторы. Единичная мощность агрегатов составляет 30–250 МВт. Станции с агрегатами до 60 МВт включительно выполняют в тепломеханической части с поперечными связями по пару и воде, в электрической части – со сборными шинами 6–10 кВ и выдачей значительной части мощности в местную распределительную сеть. Станции с агрегатами 100–250 МВт выполняют блочного типа с выдачей мощности в сети повышенного напряжения. ТЭЦ, как и КЭС, существенно влияют на окружающую среду.

Атомные электростанции (АЭС) могут быть сооружены в любом географическом районе, в том числе и труднодоступном, но при наличии источника водоснабжения. Количество (по массе) потребляемого топлива (уранового концентрата) незначительно, что облегчает требования к транспортным связям. АЭС состоят из ряда агрегатов блочного типа, выдающих энергию в сети повышенного напряжения. Агрегаты АЭС, в особенности на быстрых нейтронах, не маневренны, так же как и агрегаты КЭС. По условиям работы и регулирования, а также по технико-экономическим соображениям предпочтительным является режим с относительно равномерной нагрузкой. АЭС предъявляют повышенные требования к надежности работы оборудования. Коэффициент полезного действия составляет 35–38%. Практически АЭС не загрязняют атмосферу. Выбросы радиоактивных газов и аэрозолей незначительны, что позволяет сооружать АЭС вблизи городов и центров нагрузки. Трудной проблемой является захоронение или восстановление отработанных топливных элементов.

Гидроэлектростанции (ГЭС) могут быть сооружены там, где имеются гидроресурсы и условия для строительства, что часто не совпадает с расположением потребителей электроэнергии.

При сооружении ГЭС обычно преследуют решение комплекса задач, а именно: выработки электроэнергии, улучшения условий судоходства, оро-

шения. Единичная мощность гидроагрегатов достигает 640 МВт. Электрическую часть выполняют по блочным схемам генераторы – трансформаторы с выдачей мощности в сети повышенного напряжения. Гидроагрегаты высокоманевренны: разворот, синхронизация с сетью и набор нагрузки требуют 1–5 мин. При наличии водохранилищ ГЭС может быть целесообразно использована для работы в пиковой части суточного графика системы с частыми пусками и остановами агрегатов. Коэффициент полезного действия ГЭС составляет 85–87%. Станции существенно влияют на водный режим рек, рыбное хозяйство, микроклимат в районе водохранилищ, а также на лесное и сельское хозяйство, поскольку создание водохранилищ связано с затоплением значительных полезных для народного хозяйства площадей.

Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) предназначены для выравнивания суточного графика энергосистемы по нагрузке. В часы минимальной нагрузки они работают в насосном режиме (перекачивают воду из нижнего водоема и запасают энергию); в часы максимальной нагрузки энергосистемы агрегаты ГАЭС работают в генераторном режиме, принимая на себя пиковую часть нагрузки. ГАЭС сооружают в системах, где отсутствуют ГЭС или их мощность недостаточна для покрытия нагрузки в часы пик. Их выполняют из ряда блоков, выдающих энергию в сети повышенного напряжения и получающих ее из сети при работе в насосном режиме. Агрегаты высокоманевренны и могут быть быстро переведены из насосного режима в генераторный или в режим синхронного компенсатора. Коэффициент полезного действия ГАЭС составляет 70–75%. Их сооружают там, где имеются источники водоснабжения и местные геологические условия позволяют создать напорное водохранилище.

4.2. Паротурбинные электрические станции (КЭС и ТЭЦ)

На современных тепловых электростанциях большой мощности преобразование тепла в работу производится в циклах, использующих в качестве основного рабочего тела водяной пар высоких давлений и температур. Водяной пар производится парогенераторами (паровыми котлами), в топках которых сжигаются различные виды органического топлива: уголь, мазут, газ и др.

Термодинамический цикл преобразования тепла в работу с помощью водяного пара был предложен в середине XIX века инженером и физиком У. Ренкиным.

Принципиальная тепловая схема конденсационной электростанции (КЭС), работающей по циклу Ренкина, показана на рис. 4.1, а ее общий вид – на рис. 4.1, б.

В парогенераторе 1 за счет тепла сжигаемого топлива вода, нагнетаемая в парогенератор насосом 5, превращается в водяной пар, который затем поступает в турбину 2, вращающую электрогенератор 3. Тепловая энергия пара преобразуется в турбине в механическую работу, которая, в

свою очередь, преобразуется в генераторе в электроэнергию. Из турбины отработанный пар поступает в конденсатор 4. В конденсаторе пар конденсируется (превращается в воду). Насос 5 нагнетает конденсат в парогенератор, замыкая таким образом цикл.

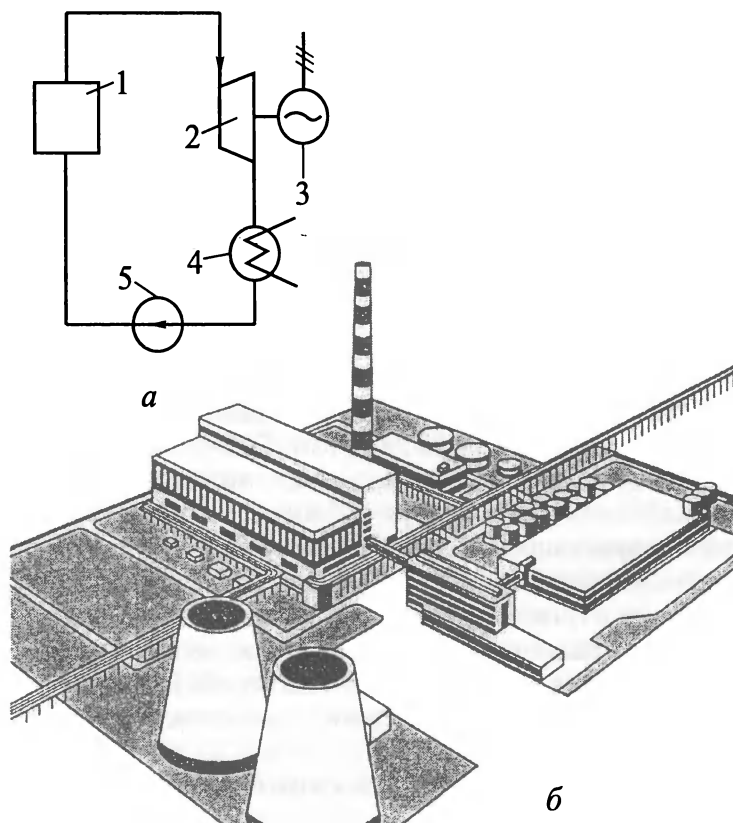


Рис. 4.1. Принципиальная тепловая схема ТЭС, работающей по циклу Ренкина: а – тепловая схема; б – общий вид

На рис. 4.2 изображен цикл Ренкина на перегретом паре в p, v - и T, s -диаграммах, состоящий из следующих процессов:

- изобара 4-5-6-1 – процесс нагрева, испарения воды и перегрева пара в парогенераторе за счет подводимой теплоты сгорания топлива q_1 ;
- адиабата 1-2 – процесс расширения пара в турбине с совершением полезной внешней работы l_a^T ;
- изобара 2-3 – процесс конденсации отработанного пара с отводом тепла q_2 охлаждающей водой;
- адиабата 3-4 – процесс сжатия конденсата питательным насосом до первоначального давления в парогенераторе с затратой подводимой извне работы l_a^H .

все большим удельный объем пара, что тоже ведет к увеличению размера конденсатора, а также и к увеличению последних ступеней турбины. На рис. 4.3 и 4.4 показан графически характер влияния повышения p_1 и t_1 и понижения p_2 на термический КПД.

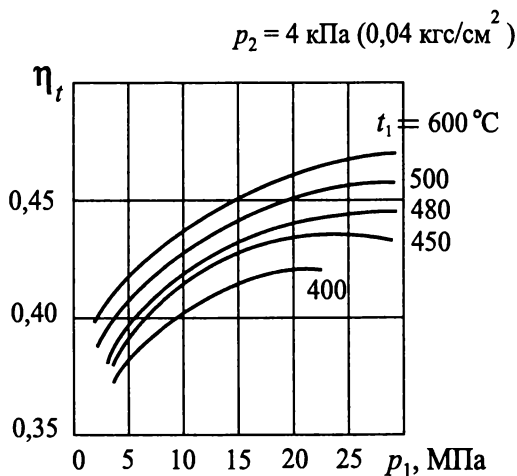


Рис. 4.3. Влияние повышения начальных давления и температуры пара на экономичность цикла Ренкина

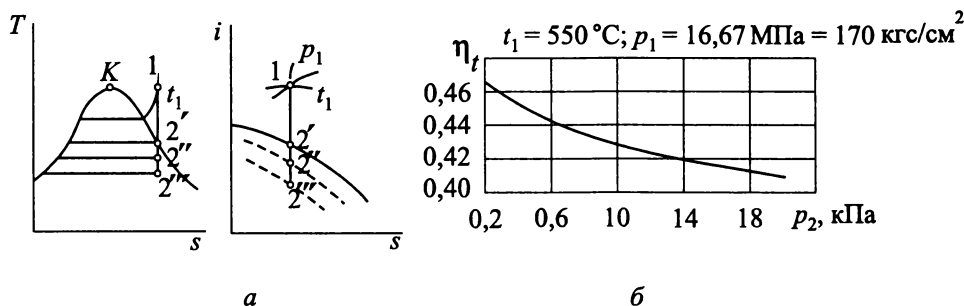


Рис. 4.4. Влияние понижения давления в конденсаторе на влажность пара в конце расширения (а) и экономичность цикла Ренкина (б)

На рис. 4.5 показана упрощенная технологическая схема энергоблока КЭС. Энергоблок представляет собой как бы отдельную электростанцию со своим основным и вспомогательным оборудованием и центром управления – блочным щитом. Связей между соседними энергоблоками по технологическим линиям обычно не предусматривается.

Построение КЭС по блочному принципу дает определенные технико-экономические преимущества, которые заключаются в следующем:

облегчается применение пара высоких и сверхвысоких параметров вследствие более простой системы паропроводов, что особенно важно для освоения агрегатов большой мощности;

упрощается и становится более четкой технологическая схема электростанции, вследствие чего увеличивается надежность работы и облегчается эксплуатация;

уменьшается, а в отдельных случаях может вообще отсутствовать резервное тепломеханическое оборудование;

сокращается объем строительных и монтажных работ;

уменьшаются капитальные затраты на сооружение электростанции;

обеспечивается удобное расширение электростанции, причем новые энергоблоки при необходимости могут отличаться от предыдущих по своим параметрам.

Технологическая схема КЭС состоит из нескольких систем: топливоподачи, топливоприготовления, основного пароводяного контура вместе с парогенератором и турбиной, циркуляционного водоснабжения, водоподготовки; золоулавливания и золоудаления и электрической части станции.

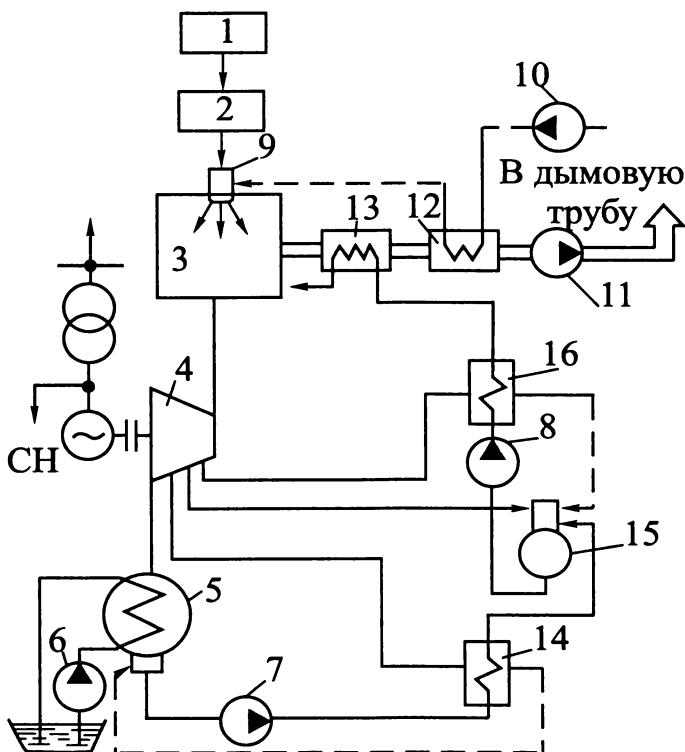


Рис. 4.5. Принципиальная технологическая схема КЭС:

1 – склад топлива и система топливоподачи;

2 – система топливоприготовления; 3 – котел; 4 – турбина; 5 – конденсатор;

6 – циркуляционный насос; 7 – конденсатный насос; 8 – питательный насос; 9 – горелки котла; 10 – вентилятор; 11 – дымоход; 12 – воздухоподогреватель; 13 – водяной экономайзер; 14 – подогреватель низкого давления;

15 – деаэратор; 16 – подогреватель высокого давления;

СН – собственные нужды

Механизмы и установки, обеспечивающие нормальное функционирование выше названных систем, входят в так называемую систему собственных нужд станции (энергоблока).

Наибольшие энергетические потери на КЭС имеют место в основном в пароводяном контуре, а именно в конденсаторе, где отработавший пар, содержащий еще большое количество тепла, затраченного при парообразовании, отдает его циркуляционной воде. Тепло с циркуляционной водой уносится в водоемы, т. е. теряется.

Эти потери в основном и определяют КПД электростанции, составляющий даже для самых современных КЭС, не более 40–42%.

Электроэнергия, вырабатываемая электростанцией, выдается на напряжение 110–220 кВ, и лишь часть ее отбирается на собственные нужды через трансформатор собственных нужд, подключенный к выводам генератора.

Наиболее крупные КЭС в настоящее время имеют мощность до 4 млн. кВт; сооружаются электростанции мощностью 4–6,4 млн. кВт с энергоблоками 500 и 800 МВт. Предельная мощность КЭС определяется условиями водоснабжения и влиянием выбросов станции на окружающую среду.

Современные КЭС весьма активно воздействуют на окружающую среду: на атмосферу, гидросферу и литосферу. Влияние на атмосферу сказывается в большом потреблении кислорода воздуха для горения топлива и в выбросе значительного количества продуктов сгорания. Это в первую очередь газообразные окислы углерода, серы, азота, часть из которых имеет высокую химическую активность. Летучая зола, прошедшая через золоуловители, загрязняет воздух. Наименьшее загрязнение атмосферы (для станций одинаковой мощности) отмечается при сжигании газа и наибольшее – при сжигании твердого топлива с низкой теплотворной способностью и высокой зольностью. Необходимо учесть также большие уносы тепла в атмосферу, а также электромагнитные поля, создаваемые электрическими установками высокого и сверхвысокого напряжения.

КЭС загрязняет гидросферу большими массами теплой воды, сбрасываемыми из конденсаторов турбин, а также промышленными стоками, хотя они проходят тщательную очистку.

Для литосферы влияние КЭС сказывается не только в том, что для работы станции извлекаются большие массы топлива, отчуждаются и застраиваются земельные угодья, но и в том, что требуется много места для захоронения больших масс золы и шлаков (при сжигании твердого топлива).

Влияние КЭС на окружающую среду чрезвычайно велико. Например, о масштабах теплового загрязнения воды и воздуха можно судить по тому, что около 20% тепла, которое получается в котле при сгорании всей массы топлива, теряется за пределами станции. Учитывая размеры производства электроэнергии на КЭС, объемы сжигаемого топлива, можно предположить, что они в состоянии влиять на климат больших районов страны. В

то же время в современных условиях решается задача утилизации части тепловых выбросов путем отопления теплиц, создания подогреваемых трудовых рыбохозяйств. Зола и шлаки используют в производстве строительных материалов и т.д.

Регенеративный цикл. Для повышения экономичности работы паротурбинных установок, помимо повышения параметров пара, применяют так называемый регенеративный цикл, в котором питательная вода до ее поступления в котельный агрегат подвергается предварительному нагреву паром, отбираемым из промежуточных ступеней паровой турбины. На рис. 4.6 представлена принципиальная схема паросиловой установки с регенеративным подогревом питательной воды, где α_1 , α_2 и α_3 – доли отбираемого пара из турбины. Изображение в T,s -диаграмме носит условный характер, так как количество рабочего пара (рабочего тела) меняется по длине проточной части турбины, а она строится для постоянного количества.

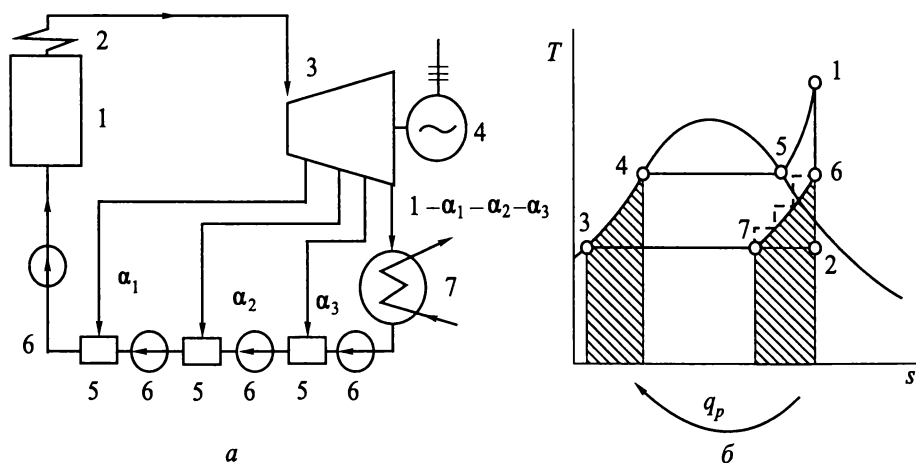


Рис. 4.6. Регенеративный подогрев питательной воды в цикле Ренкина:
а – схема установки; **б** – изображение (условное) процесса в T,s -координатах;
 1 – котел; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина с промежуточными отборами пара; 4 – электрогенератор; 5 – регенеративные подогреватели; 6 – насосы; 7 – конденсатор

Следует отметить, что поскольку питательной воде передается теплота отобранного пара, включая теплоту парообразования, а при получении работы используется лишь часть теплоты пара, не включающая теплоту парообразования, то потеря работы в результате отборов будет значительно меньше, чем увеличение энтальпии питательной воды. Поэтому в целом КПД цикла возрастает. Однако возрастает и удельный расход пара, так как отобранная часть пара не полностью участвует в совершении работы и для получения заданной мощности его расход надо увеличивать. Правда, это обстоятельство облегчает конструкцию последних ступеней турбин, позволяя уменьшить длину их лопаток.

Применение регенеративного подогрева позволяет, когда это желательно, исключить экономайзер (устройство подогрева питательной воды уходящими газами), использовав теплоту уходящих газов для подогрева поступающего в топку воздуха.

Увеличение КПД при применении регенерации составляет 10–15%. При этом экономия теплоты в цикле возрастает с повышением начального давления p_1 пара. Это связано с тем, что с повышением p_1 увеличивается температура кипения воды, а следовательно, повышается количество теплоты, которое можно подвести к воде при подогреве ее отработанным паром. В настоящее время регенеративный подогрев применяется на всех крупных электростанциях.

Цикл с промежуточным (вторичным) перегревом пара.

Из предыдущего следует, что при применении пара высокого давления его влажность в турбине в конце процесса расширения становится значительной даже при очень высокой начальной температуре. Между тем работа турбин на влажном паре недопустима, так как она вызывает увеличение потерь и износ (эрозию) турбинных лопаток в результате механического воздействия на них взвешенных в паре частиц влаги.

При использовании пара высокого давления, повышение его начальной температуры до пределов, допустимых по соображениям прочности металла пароперегревателя и паровой турбины, может оказаться недостаточным для обеспечения допустимой влажности пара в конце его процесса расширения в турбине. Поэтому пар на некоторой стадии расширения приходится отводить из турбины и подвергать повторному перегреву в специальном пароперегревателе, после чего повторно перегретый пар вновь вводится в турбину, где и заканчивается процесс его расширения. В результате этого при окончательном расширении пара до принятых на практике давлений влажность его не превышает допустимых значений.

Паротурбинные установки, в которых используется такой метод, называют *установками с промежуточным перегревом пара*.

При правильном выборе давления отбора пара для его промежуточного перегрева и температуры промежуточного перегрева не только предотвращается чрезмерное увлажнение пара в конце процесса расширения, но и достигается некоторое увеличение термического КПД установки.

Применение одного промежуточного перегрева пара приводит к повышению термического КПД установки на 2–3%.

Схема паросиловой установки с промежуточным перегревом пара представлена на рис. 4.7, а, а процессы в T,s - и i,s -диаграммах – на рис. 4.7, б.

Теплофикационный цикл ТЭЦ. В тех случаях, когда прилегающие к тепловым электростанциям районы должны потреблять большие количества тепла, целесообразнее прибегать к комбинированной выработке тепла и электроэнергии. Установки, служащие для комбинированной выработки тепла и электроэнергии, называют *теплоэлектроцентралями* (ТЭЦ), они работают по так называемому теплофикационному циклу.

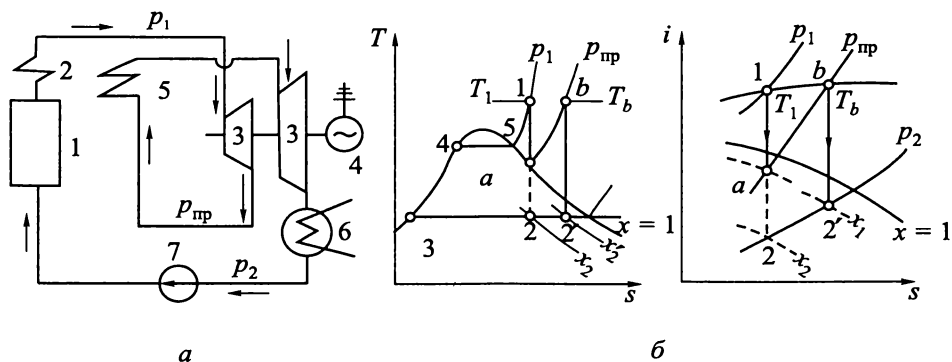


Рис. 4.7. Промежуточный перегрев пара в цикле Ренкина:

***a* – схема установки; *б* – изображение процесса в T,s - и i,s -диаграммах; 1 – котел; 2 – пароперегреватель; 3 – турбина; 4 – электрогенератор; 5 – промежуточный (вторичный) пароперегреватель; 6 – конденсатор; 7 – насос (питательный)**

Этот вид электростанций предназначен для централизованного снабжения промышленных предприятий и городов электроэнергией и теплом.

Являясь, как КЭС, тепловыми электростанциями, они отличаются от последних использованием тепла «отработавшего» в турбинах пара для нужд промышленного производства, а также для отопления, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения. При такой комбинированной выработке электроэнергии и тепла достигается значительная экономия топлива по сравнению с раздельным энергоснабжением, т. е. выработкой электроэнергии на КЭС и получением тепла от местных котельных. Поэтому ТЭЦ получили широкое распространение в районах (городах) с большим потреблением тепла и электроэнергии. В России в настоящее время на ТЭЦ производится около 25–30% всей вырабатываемой электроэнергии.

Простейшая схема теплофикационной установки с основными элементами паросиловой установки показана на рис. 4.8. Цифрой 7 обозначен тепловой потребитель (например, система отопления).

Охлаждающая вода под действием насоса 8 циркулирует по замкнутому контуру, в который включен потребитель тепла.

Температура ее на выходе из конденсатора несколько ниже температуры конденсата t_n , но достаточно высока для обогрева помещений. Конденсат при температуре t_n забирается насосом 5 и после сжатия подается в котел 1. Охлаждающая вода нагревается за счет тепла конденсирующего пара и под напором, создаваемым насосом 8, поступает в отопительную систему 7. В ней нагретая вода отдает тепло окружающей среде, обеспечивая необходимую температуру помещений. На выходе из отопительной системы охлажденная вода вновь поступает в конденсатор и в нем опять нагревается поступающим из турбины паром.

При наличии более или менее постоянного потребителя производственного пара пользуются турбиной, работающей с противодавлением без конденсатора.

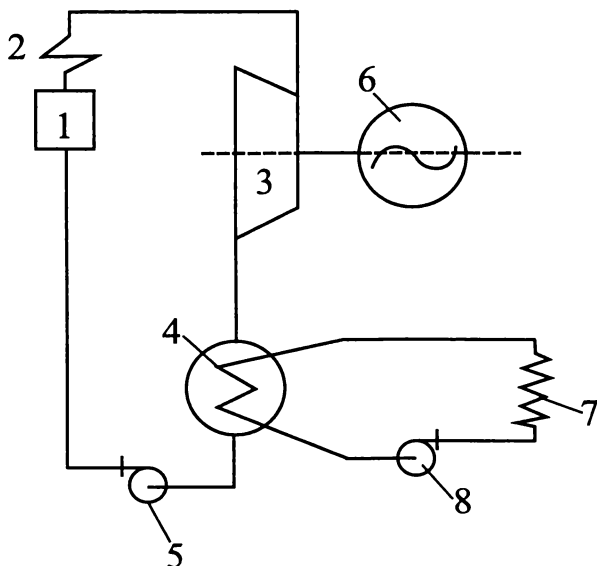


Рис. 4.8. Схема простейшей теплофикационной установки:

1 – котел; 2 – пароперегреватель; 3 – турбина; 4 – конденсатор; 5 – насос питательный; 6 – генератор; 7 – отопительная система; 8 – насос циркуляционный

В теплофикационных установках используются турбины трех типов:

- с противодавлением $p_2 = 1,2\text{--}12$ бар;
- с ухудшенным вакуумом $p_2 = 0,5\text{--}0,9$ бар;
- с регулируемыми отборами пара.

Турбины с противодавлением (рис. 4.9, б) относительно просты, малогабаритны и дешевы, но применяются они мало, поскольку количество электроэнергии, вырабатываемое с их помощью, зависит не от электрических, а от тепловых потребителей, весьма нестабильных.

Турбины с ухудшенным вакуумом (рис. 4.9, в) при отсутствии тепловых потребителей могут работать с расширением пара до глубокого вакуума, как конденсационные, но выработка электроэнергии у них тоже зависит от расхода теплоты.

Только *турбины с регулируемыми отборами* не имеют отмеченных недостатков, позволяя свободно изменять электрическую и тепловую нагрузки, т. е. работать по свободному графику. Они в основном и применяются на ТЭЦ. На рис. 4.9, г приведена схема такой установки с одним регулируемым в зависимости от потребителей электроэнергии и теплоты отбором пара при давлении $p_{\text{отб}}$, которое устанавливается с помощью клапана 2, расположенного на магистрали между ступенями турбины высокого 1 и низкого 3 давлений.

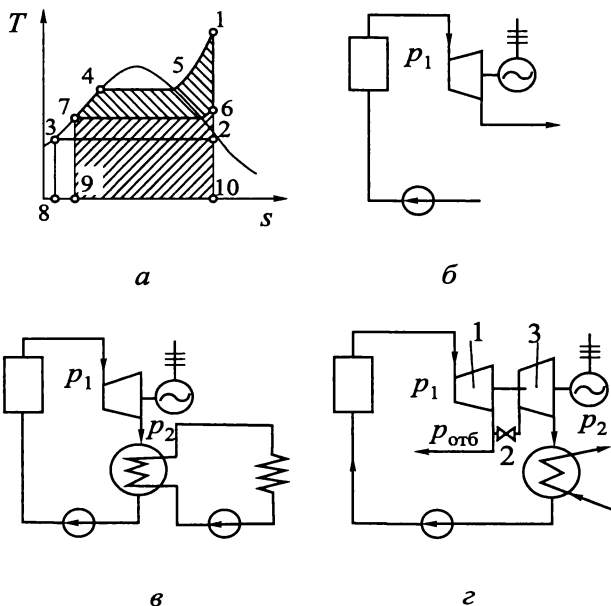


Рис. 4.9. Теплофикационный цикл (а) и три типа установок: с противодавлением (б), с ухудшенным вакуумом (в) и с регулируемым отбором пара (г): 1 – часть турбины высокого давления; 2 – регулятор количества отбираемого пара; 3 – часть турбины низкого давления

Теплофикационный цикл на T,s -диаграмме иллюстрирует рис. 4.9, а. Площадь, образуемая контуром 7–4–5–1–6–7, соответствует теплу $q_{\text{пол}}$, превращенному в турбине в механическую работу.

Площадь, расположенная под указанным контуром и соответствующая количеству тепла q_2 (контур 7–6–10–9–7), уносимому охлаждающей водой, в данном теоретическом случае не теряется бесполезно, а используется для целей отопления. Таким образом, общее количество полезного использованного тепла складывается из $q_{\text{пол}}$ и q_2 .

Термический КПД теплофикационного цикла ниже термического КПД соответствующего конденсационного цикла, в котором пар расширяется в турбине до очень низкого давления ($p_2 = 3\text{--}5$ кПа), производя при этом полезную работу, и превращается в холодильнике в конденсат, а отнятое от него в конденсаторе тепло полностью теряется с охлаждающей водой. Это объясняется тем, что в теплофикационном цикле конечное давление пара p_2 значительно превосходит обычное давление в конденсаторе паровой турбины, работающей по конденсационному циклу. Увеличению же давления p_2 , как в этом можно легко убедиться, рассматривая T,s -диаграмму (см. рис. 4.9, а), соответствует сокращение количества тепла $q_{\text{пол}}$, используемого в паровой турбине (уменьшение площади 3–4–5–1–2–3), и увеличение количества тепла q_2 , уносимого охлаждающей водой (увеличение площади 7–6–10–9), и, следовательно, в итоге – уменьшение η_c .

Однако применительно к теплофикационному циклу термический КПД его не может служить полноценной мерой экономичности, поскольку этим КПД не учитывается полезное использование потребителем той части тепла, которое не превращается в работу, т. е. тепла q_2 .

Поэтому для оценки экономичности теплофикационных циклов пользуются так называемым *коэффициентом использования* теплоты, представляющим собой отношение всего количества полезно использованного тепла, т. е. суммы тепла, превращенного в работу и равного $q_{\text{пол}}$, и тепла, использованного потребителем без его превращения в работу, равного q_2 , ко всему количеству подведенного к рабочему телу тепла, т. е.

$$\eta_{\text{ит}} = \frac{q_{\text{общ}}}{q_1} = \frac{q_{\text{пол}} + q_2}{q_1} . \quad (4.1)$$

В теоретическом случае, поскольку $q_1 = q_{\text{пол}} + q_2$, этот коэффициент равен 1; практически величина его колеблется от 0,65 до 0,7; это говорит о том, что в теплофикационном цикле степень теплоиспользования теплоты почти вдвое больше, чем в чисто конденсационном цикле, и что, следовательно, комбинированный способ выработки тепла и электрической энергии значительно экономичнее способа их раздельной выработки.

Особенности технологической схемы ТЭЦ показаны на рис. 4.10. Части схемы, которые по своей структуре подобны таковым для КЭС, здесь не показаны. Основное отличие заключается в специфике пароводяного контура.

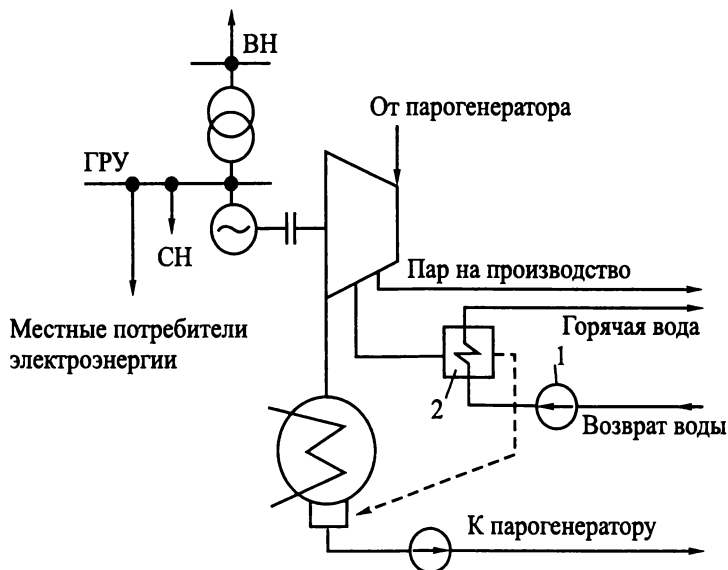


Рис. 4.10. Особенности технологической схемы ТЭЦ:
1 – сетевой насос; 2 – сетевой подогреватель

Часть пара при расширении в турбине (с параметрами $p_{\text{отб}} = 0,9-1,2$ МПа) отбирается и отводится в сетевой пароводяной подо-

греватель 2, через который сетевым насосом 1 прогоняется вода, используемая для отопления зданий и для других нужд городского хозяйства и промышленных предприятий.

На производство пар подается в тех случаях, когда вблизи станции имеются промышленные предприятия, требующие пар для технологического процесса. Количество отбираемого от промежуточных ступеней турбины пара определяется потребностью тепловых потребителей в горячей воде и паре.

Использование для теплофикации частично отработавшего пара из промежуточных ступеней турбины уменьшает количество пара, поступающего в ее конденсатор, а следовательно, и потери тепла с циркуляционной водой. Все тепло, содержащееся в горячей воде и паре, которые поступают со станции в теплофикационную сеть, считают полезно отпущенным теплом.

Коэффициент использования теплоты теплоэлектроцентралей ($\eta_{\text{ит}}$), учитывающей отпуск потребителям обоих видов энергии – электрической и тепловой, – достигает 60–70% и даже более. Этот показатель характеризует общее использование энергии топлива на теплоэлектроцентралях.

Очевидно, что экономичность работы теплоэлектроцентрали зависит от величины отбора пара на теплофикацию. С уменьшением количества пара, поступающего в конденсаторы теплофикационных турбин, КПД теплоэлектроцентрали возрастает.

Отметим, что минимально возможное количество пара, проходящего последние ступени турбины и поступающего в конденсатор, указывается заводом-изготовителем турбины из соображений работы ее последних ступеней. В случае полного отсутствия отпуска тепла в теплофикационную сеть турбины работают в конденсационном режиме, при этом КПД станции обычно не превышает 30–35%.

Из сказанного следует, что наиболее экономичным режимом работы теплоэлектроцентрали является ее работа по графику теплового потребления, т. е. при регулировании поступления пара в турбины соответственно отбору его на теплофикацию при минимальном пропуске пара в конденсатор.

Так как режимы работы тепловых и электрических потребителей различны, то осуществление указанного режима работы теплоэлектроцентрали возможно только при ее параллельной работе с другими электростанциями энергосистемы – тепловыми и гидроэлектрическими.

Специфика электрической части ТЭЦ определяется расположением электростанции вблизи центров электрических нагрузок. В этих условиях часть мощности может выдаваться в местную сеть непосредственно на генераторном напряжении. С этой целью на электростанции создается обычно генераторное распределительное устройство ГРУ (см. рис. 4.10). Избыток мощности выдается, как и в случае с КЭС, в энергосистему на повышенном напряжении.

Существенной особенностью ТЭЦ является также повышенная мощность теплового оборудования по сравнению с электрической мощностью электростанции. Это обстоятельство предопределяет больший относительный расход электроэнергии на собственные нужды, чем на КЭС.

Размещение ТЭЦ преимущественно в крупных промышленных центрах повышает требования к охране окружающей среды. Так, для уменьшения вредных выбросов ТЭЦ целесообразно, где это возможно, использовать в первую очередь газообразное или жидкое топливо, а также высококачественные угли.

4.3. Цикл газотурбинной установки

В отличие от паротурбинного цикла (паросилового цикла Ренкина для водяного пара), в циклах газотурбинных установок рабочим телом служат нагретые до высокой температуры сжатые газы. В качестве таких газов чаще всего используют смесь воздуха и продуктов сгорания жидкого (или газообразного) топлива.

Принципиальная схема газотурбинной установки (ГТУ с подводом тепла при $p = \text{const}$) представлена на рис. 4.11. Воздушный компрессор КП сжимает атмосферный воздух, повышая его давление с p_1 до p_2 , и непрерывно подает его в камеру сгорания КС. Туда же специальным насосом непрерывно подается необходимое количество жидкого или газообразного топлива. Образующиеся в камере продукты сгорания выходят из нее с температурой T_3 и практически с тем же давлением p_2 (если не учитывать сопротивления), что и на выходе из компрессора ($p_2 = p_3$). Следовательно, горение топлива (т. е. подвод теплоты) происходит при постоянном давлении.

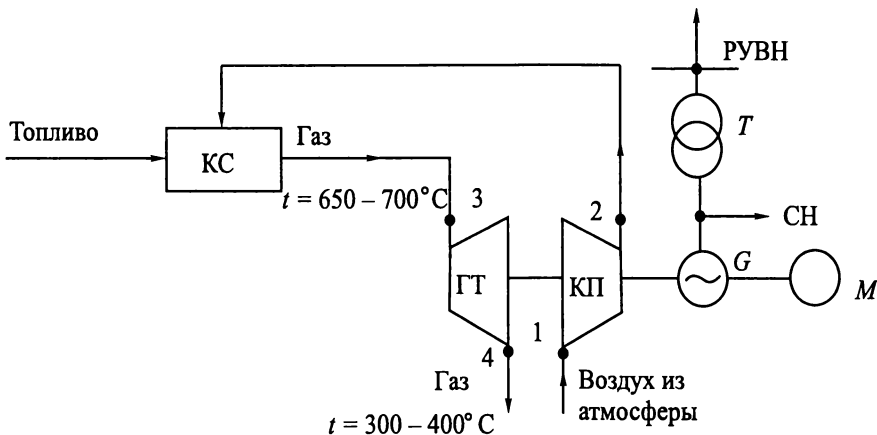


Рис. 4.11. Принципиальная технологическая схема электростанции с газовыми турбинами: КС – камера сгорания; КП – компрессор; ГТ – газовая турбина; G – генератор; Т – трансформатор; М – пусковой двигатель; СН – собственные нужды; РУВН – распределительное устройство высокого напряжения

В газовой турбине ГТ продукты сгорания (рис. 4.12) адиабатно расширяются, в результате чего их температура снижается до T_4 , а давление уменьшается до атмосферного p_0 . Весь перепад давлений $p_3 - p_0$ используется для получения технической работы в турбине $l_{\text{тех}}$.

Большая часть этой работы l_k расходуется на привод компрессора; разность $l_{\text{тех}} - l_k$ затрачивается на производство электроэнергии в электрическом генераторе G или на другие цели. Эта разность и составляет полезную работу цикла (расход энергии на привод топливного насоса невелик, и в первом приближении его можно не учитывать).

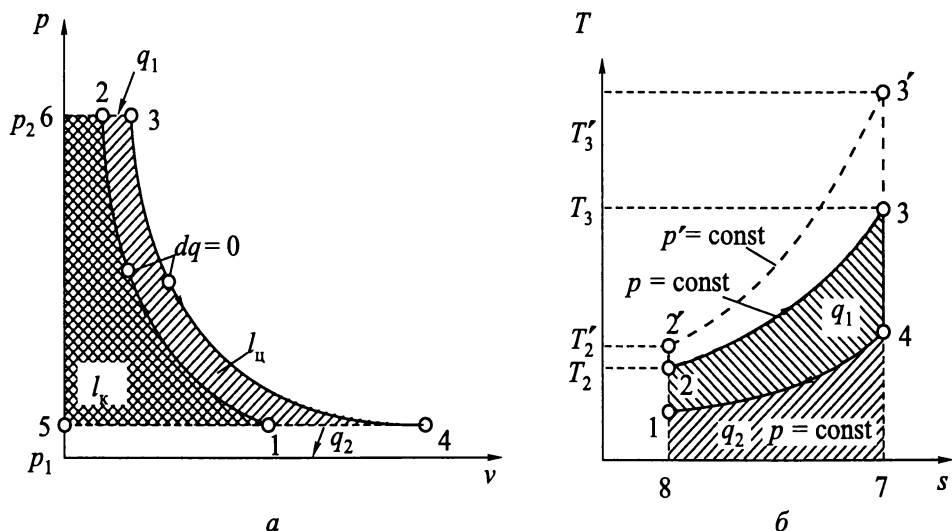


Рис. 4.12. Цикл ГТУ: а – в p, v -диаграмме; б – в T, s -диаграмме

Заменив сгорание топлива изобарным подводом теплоты (линия 23 на рис. 4.12), а охлаждение выброшенных в атмосферу продуктов сгорания – изобарным отводом тепла (линия 41), получим цикл газотурбинной установки 1–2–3–4.

Полезная работа l_u изображается в p, v -диаграмме площадью, заключенной внутри контура цикла (площадь 1–2–3–4). На рис. 4.12, а видно, что полезная работа равна разности между технической работой, полученной в турбине (площадь 6–3–4–5), и технической работой, затраченной на привод компрессора (площадь 6–2–1–5). Площадь цикла 1–2–3–4 в T, s -диаграмме эквивалентна этой же полезной работе (см. рис. 4.12, б). Теплота, превращенная в работу, получается как разность между количествами подведенной q_1 (площадь 8–2–3–7) и отведенной q_2 (площадь 1–4–7–8) теплоты. Коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (4.2)$$

(теплоемкость c_p принята для простоты постоянной).

Одной из основных характеристик цикла газотурбинной установки является степень повышения давления в компрессоре π , равная отношению давлений воздуха после компрессора p_2 к давлению перед ним p_1 . Выразим

отношение температур в формуле (4.2) через степень повышения давления $\pi = p_2/p_1$ из уравнения адиабаты:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}};$$

поскольку $p_4 = p_1$ и $p_3 = p_2$, после ряда преобразований из (4.2) получим

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (4.3)$$

Формула (4.3) при $k = 1,33$ дает следующие значения η_i для различных величин π :

π	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\eta_i, \%$	16	24	29	33	36	38,5	40,5	42	43,5

Коэффициент полезного действия идеального цикла непрерывно возрастает с увеличением π . Это связано с увеличением температуры в конце процесса сжатия T_2 и соответственно температуры газов перед турбиной T_3 .

На рис. 4.12, б отчетливо видно, что цикл 1–2'–3'–4, в котором π больше, экономичнее цикла 1–2–3–4, ибо по линии 2'–3' подводится больше теплоты q_1 , чем по линии 2–3, при том же количестве отведенной в процессе 4–1 теплоты q_2 . При этом T'_2 и T'_3 больше, чем соответственно T_2 и T_3 .

К сожалению, максимальная температура газов перед турбиной ограничивается жаропрочностью металла, из которого делают ее основные элементы (в авиационных двигателях 1100–1200°C, а в стационарных 750–850°C). Поэтому приходится сознательно идти на снижение температуры горения топлива (за счет подачи излишнего количества воздуха).

При определении оптимального значения π для заданной начальной температуры газа стремятся не только к более высокому КПД, но и к минимальному расходу газа на единицу вырабатываемой мощности.

Чем меньше этот расход, тем меньше размеры турбины и компрессора, а следовательно, размеры всей установки. Значение π , отвечающее максимуму η_i , не совпадает со значением π , отвечающим минимуму расхода газа.

Оптимальные значения $\pi = 3$ –6, в некоторых случаях 10–12.

Очевидно, что эффективность газотурбинной установки возрастает с понижением температуры воздуха, засасываемого в компрессор. Понижение этой температуры приводит к увеличению полезной мощности газотурбинной установки и, следовательно, к повышению ее КПД.

Чем совершеннее газовая турбина и компрессор, тем эффективнее газотурбинная установка, так как более совершенная турбина вырабатывает большую мощность, а более совершенный компрессор поглощает мень-

шую мощность и в результате увеличивается полезная мощность и КПД газотурбинной установки. При этом следует отметить, что влияние турбины на КПД газотурбинной установки больше, чем влияние компрессора.

Для повышения КПД ГТУ применяют способ регенерации тепла (рис. 4.13). В отличие от предыдущей принципиальной схемы в нее включен теплообменник (2). Он представляет собой теплообменник, в котором воздух, идущий от компрессора в камеру сгорания, нагревается отработавшими газами, уходящими из турбины в атмосферу. Вследствие частичного использования тепловой энергии отработавших газов КПД установки повышается.

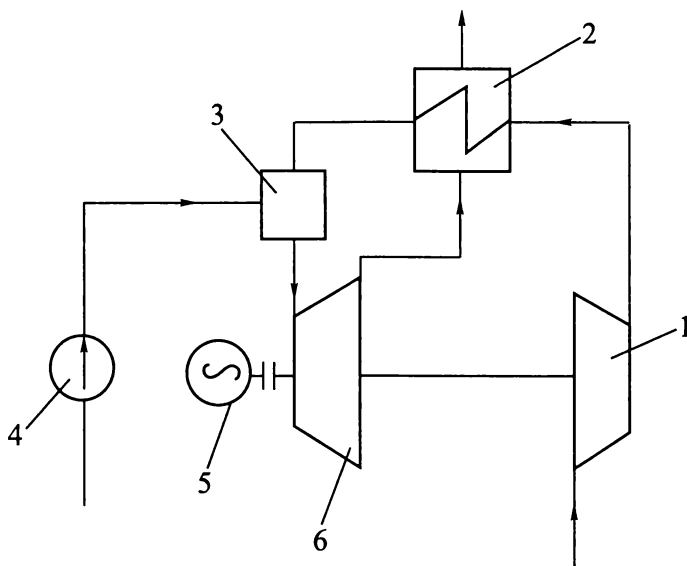


Рис. 4.13. Принципиальная схема газотурбинной установки разомкнутого процесса со сгоранием при постоянном давлении и регенерацией тепла:
1 – компрессор; 2 – регенератор; 3 – камера сгорания; 4 – топливный насос;
5 – генератор электрического тока; 6 – газовая турбина

Идеальный цикл такой установки в p, v - и T, s -диаграммах дан на рис. 4.14. Линия 1–2 изображает изоэнтропное сжатие воздуха (в компрессоре); линия 2–3 – изобарный подвод тепла к газу (в регенераторе); линия 3–4 – изобарный подвод тепла в камере сгорания; линия 4–5 – изоэнтропное расширение газа (в турбине); линия 5–6 – изобарный отвод тепла от продуктов сгорания (в регенераторе); линия 6–1 – изобарный отвод тепла от продуктов сгорания (в атмосферу).

Отношение количества тепла, полученного воздухом в регенераторе, к количеству тепла, необходимого для нагрева воздуха до температуры отработавших в турбине газов, называется *степенью регенерации* σ . Так как температура нагретого воздуха, покидающего регенератор, практически всегда меньше температуры отработавших газов, покидающих турбину, то $\sigma < 1$.

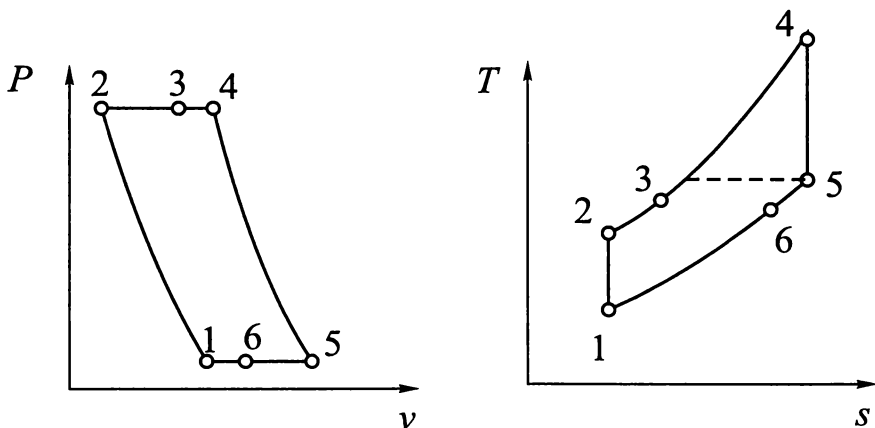


Рис. 4.14. Идеальный цикл газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении и регенерацией тепла

В соответствии с рис. 4.14

$$\sigma = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2}. \quad (4.4)$$

Определим термический КПД цикла. Количество тепла, подведенного в цикле (от верхних источников тепла), составляет

$$q_1 = c_p (T_4 - T_3) = c_p [(T_4 - T_2) - (T_3 - T_2)] = c_p [(T_4 - T_2) - \sigma(T_5 - T_2)].$$

Количество тепла, отведенного в цикле (в нижние источники тепла), меньше, чем в цикле без регенерации, на величину количества тепла, отдаваемого на нагрев в регенераторе, т. е. на величину $c_p (T_3 - T_2)$. Поэтому количество тепла, отводимого в цикле, будет

$$q_2 = c_p [(T_5 - T_1) - (T_3 - T_2)] = c_p [(T_5 - T_1) - \sigma(T_5 - T_2)].$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{(T_5 - T_1) - \sigma(T_5 - T_2)}{(T_4 - T_2) - \sigma(T_5 - T_2)}. \quad (4.5)$$

Обозначим отношение максимальной и минимальной температур в цикле через

$$\delta = \frac{T_4}{T_1}.$$

Можно показать, что при отсутствии регенерации ($\sigma = 0$) уравнение (4.5) переходит в уравнение (4.3).

На рис. 4.15 представлена зависимость η_t от σ для некоторых значений π (степень повышения давления в компрессоре). Из рисунка видно, что η_t увеличивается с ростом σ , причем это увеличение более значительно при сравнительно небольших значениях π . Однако для получения больших σ требуются регенераторы с большими поверхностями. Кроме того, включение регенератора в схему вызывает дополнительные гидравлические сопротивления. Все это несколько снижает экономичность установки, поэтому увеличение поверхности регенератора, т. е. увеличение σ , производится до определенного предела, зависящего от выполнения всей установ-

ки и определяемого окончательно технико-экономическим расчетом. Для установок с процессом $p = \text{const}$ обычно $\sigma = 0,7\text{--}0,8$.

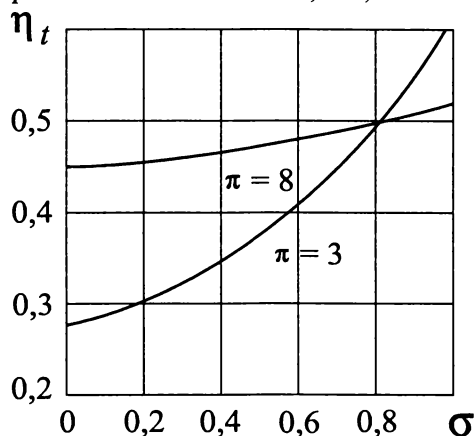


Рис. 4.15. Зависимость η_t от σ при некоторых значениях π для цикла газотурбинной установки со сгоранием при $p = \text{const}$

Отметим, что основу современных газотурбинных электростанций России составляют газовые турбины мощностью 25–100 МВт.

В последние годы для электроснабжения газовых и нефтяных месторождений получили широкое распространение газотурбинные электростанции мощностью 2,5–25 МВт. В табл. 4.1 приведены основные характеристики газотурбинных электростанций ЗАО «Искра-Энергетика», а на рис. 4.16 – общий вид ГТЭС-4.

Таблица 4.1

Основные характеристики газотурбинных электростанций

Параметр	ГТЭС-2,5	ГТЭС-4	ГТЭС-5	ГТЭС-6	ГТЭС-12	ГТЭС-16	ГТЭС-25
Электрическая мощность, кВт	2500	4000	5000	6000	12000	16000	25000
Линейное напряжение, кВ/частота, Гц	6,3 или 10,5/50						
Газотурбинный привод ГТУ	На базе ДЗО				На базе ПС-90		
КПД ГТУ, %, не менее	21,4	24,0	26,0	27,0	34,5	37,0	40,0
КПД генератора, %, не менее	97						
КПД с утил. теплообменником, %	48...60						
КПД с паровым котлом, %	72...87						

Продолжение табл. 4.1

Параметр	ГТЭС -2,5	ГТЭС -4	ГТЭС - 5	ГТЭС - 6	ГТЭС - 12	ГТЭС -16	ГТЭС -25
Вид топлива	Природный газ, попутный нефтяной газ, жидкое топливо						
Расход топливного газа, кг/ч	825	1160	1360	1560	2496	3104	4425
Давление топливного газа, кгс/см ²	12...16		18...22			24...32	
Температура топливного газа, °С	+5 ... +50						
Тепловая мощность, ГКал/ч	6,0	8,2	9,5	10,7	16,7	20,7	30,1
Уровень выбросов NO _x /CO, мг/нм ³	50 / 100						
Уровень звуковой мощности, дБА	Не более: при обслуживании – 80, на расстоянии 700 м – 45						
Ресурс до капремонта, ч	25000, по техническому состоянию – до 35000						
Ресурс назначенный, ч	100000, по техническому состоянию – до 120000						

4.4. Парогазовые установки

Высокий уровень температур при подводе теплоты в газотурбинной установке и низкий уровень отвода теплоты в паротурбинной установке привели к развитию комбинированного парогазового цикла, который применяется в разнообразных сочетаниях двух рабочих тел: газа и водяного пара. Парогазовый цикл содержит газотурбинную ступень в области высоких температур и паротурбинную в области низких. Общий вид ГТУ показан на рис. 4.16. Отработавший в газовой турбине ступени газ отдает свою теплоту в паротурбинной ступени для целей промежуточного перегрева пара, для нагрева питательной воды, получения пара низкого давления в котле-утилизаторе и др. На рис. 4.17 представлена простейшая схема, а на рис. 4.18 в T,s -диаграмме – теоретический цикл парогазовой установки с использованием теплоты из газовой ступени для подогрева питательной воды.

В камеру сгорания 2 (см. рис. 4.17) подается топливо, а компрессором 1 – сжатый воздух. Продукты сгорания, отработав в газовой турбине 3, поступают в подогреватель 6, где нагревают питательную воду, поступающую в котел, и удаляются в атмосферу. Перегретый пар, получаемый в котлоагрегате 5, расширяется в паровой турбине 9 и конденсируется в конденсаторе 8.

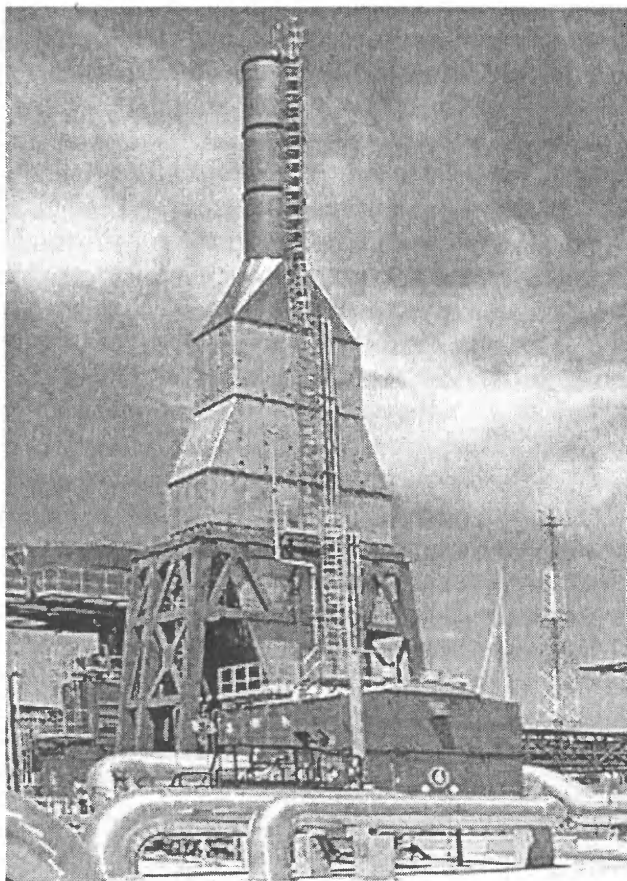


Рис. 4.16. Общий вид газотурбинной установки

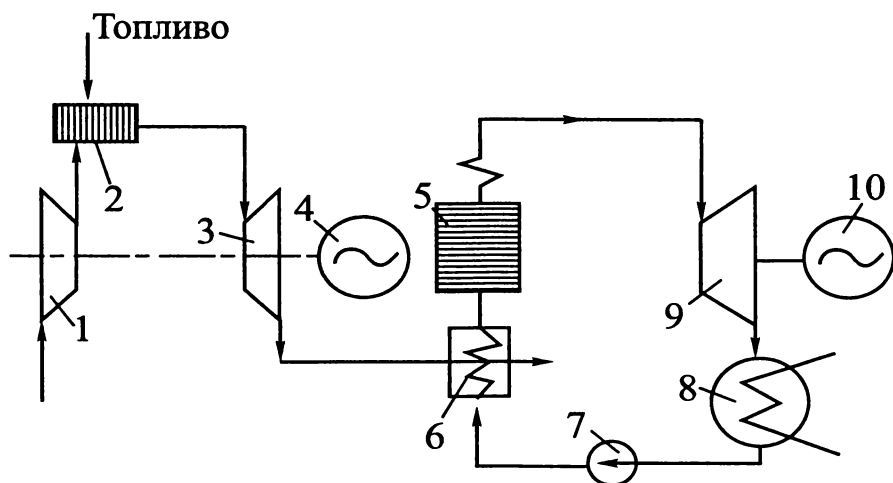


Рис. 4.17. Схема парогазовой установки

Конденсат насосом 7 перекачивается в подогреватель 6, где обогревается и поступает затем в котел. Полезная мощность, вырабатываемая газовой и паровой турбинами, передается генераторам электрического тока 4 и 10. Соотношение между количеством отработавших газов и количеством обогреваемой питательной воды определяется из условия, что количество тепла, отдаваемого отработавшими газами, должно равняться количеству тепла, необходимого для подогрева питательной воды до расчетной температуры.

Цикл этой установки в T,s -диаграмме, изображенной на рис. 4.18, строится для 1 кг питательной воды и количества газов, приходящихся на 1 кг воды. Цикл газотурбинной части установки – 1–2–3–4–5–1, цикл Ренкина паротурбинной части – 6–7–8–8'–9–9'–6.

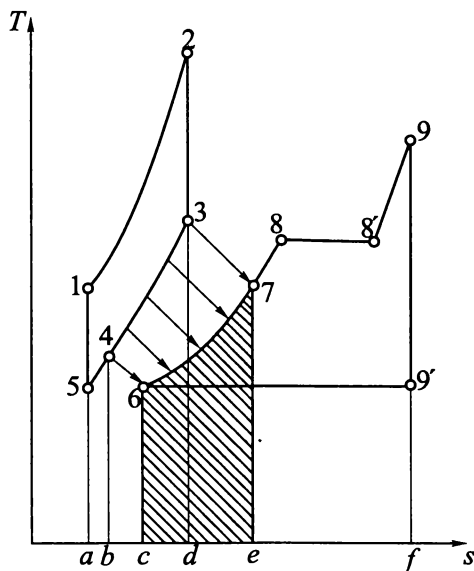


Рис. 4.18. Идеальный цикл парогазовой установки в T,s -диаграмме

При раздельном осуществлении газотурбинной и паротурбинной установок теплота, подводимая в цикле газотурбинной установки, измеряется площадью $a-1-2-d$, а полезная работа – площадью $1-2-3-4-5$.

Тепло, подводимое в цикле паротурбинной установки, измеряется площадью $c-6-7-8-8'-9-f$, а полезная работа – площадью $6-7-8-8'-9-9'-6$. Количество тепла, измеряемое площадью $3-5-a-d$, бесполезно отдается в процессе 3–5 отработавшими газами окружающей среде. В парогазовой же установке количество тепла, изображаемое площадью $3-4-b-d$, отдается в процессе 3–4 отработавшими газами питательной воде. Эта площадь равна площади $c-6-7-e$ (заштриховано), определяющей количество тепла, получаемого в процессе 6–7 питательной водой. Следовательно, при одинаковой мощности количество тепла, подводимого в паротурбинной установке, по сравнению с раздельной установкой уменьшается на величину площа-

ли с–6–7–е. Этот выигрыш в расходе тепла и определяет эффективность рассматриваемой парогазовой установки.

В парогазовой установке термический КПД общего цикла больше, чем КПД каждого из составных циклов (газового и пароводяного) и, следовательно, наибольшего из них. Цикл строится для 1 кг воды и соответствующего количества газа на 1 кг воды, определяемого из теплового баланса подогревателя.

Возможен и другой тип парогазовой установки. На рис. 4.19 представлена принципиальная схема ПГУ с высоконапорным парогенератором. В топку парогенератора (котлоагрегата) компрессором 2 подается под давлением воздух. Давление продуктов сгорания в топке котла составляет 0,5–0,6 МПа (5,1–6,1 кгс/см²). Работа под наддувом значительно интенсифицирует процессы горения и теплообмена, в результате чего высоконапорный парогенератор 1 оказывается компактным и имеет высокий КПД. Перегретый пар, получаемый в парогенераторе 1 за счет сжигания жидкого или газообразного топлива, поступает в паровую турбину 5, после расширения в которой идет в конденсатор 7. Отсюда конденсат насосом 8 подается в парогенератор, и цикл паротурбинной части установки замыкается. Вал турбины соединен с валом электрического генератора 6. Продукты сгорания топлива (газы), охлажденные в поверхностях нагрева парогенератора до необходимой температуры, направляются в качестве рабочего тела в газовую турбину 3. Отработав в турбине, газы нагревают в подогревателе 9 конденсат, идущий в парогенератор, и удаляются в атмосферу. Часть механической энергии, вырабатываемой газовой турбиной, затрачивается на привод компрессора, остальная часть преобразуется в электрическую энергию посредством электрического генератора 4. Общая электрическая мощность парогазовой установки складывается из мощностей, вырабатываемых генераторами 4 и 6.

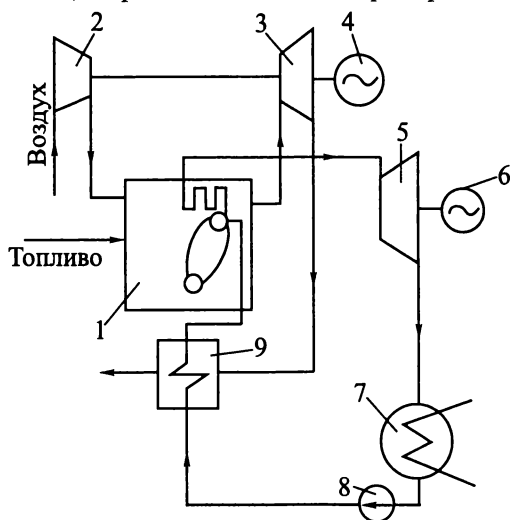


Рис. 4.19. Принципиальная схема парогазовой установки с высоконапорным парогенератором

Повышение эффективности достигается здесь за счет дополнительной мощности, получаемой в газотурбинной части установки.

КПД парогазовой установки повышается при регенеративном подогреве воды, подаваемой в парогенератор. Использование (полное или частичное) отработавшего в турбине пара для целей теплофикации также повышает эффективность установки. Ввиду того, что рабочим телом для газовой турбины являются газы, уходящие из парогенератора, работа рассматриваемого типа парогазовой установки на твердом топливе в настоящее время не возможна, что является недостатком этих установок.

Рассмотренные две схемы парогазовых установок могут создаваться на жидком и газообразном топливе – для газотурбинной части и твердом топливе – для паротурбинной части установок (по схеме рис. 4.17).

4.5. Атомные электрические станции (АЭС)

4.5.1. Общие положения

АЭС – это, по существу, тепловые электростанции, которые используют тепловую энергию ядерных реакций (см. гл. 1).

Возможность использования ядерного топлива, в основном ^{235}U , в качестве источника теплоты связана с образованием цепной реакции деления вещества и выделением при этом огромного количества энергии. Самоподдерживающаяся и регулируемая цепная реакция деления ядер урана обеспечивается в ядерном реакторе. Ввиду эффективности деления ядер урана ^{235}U при «бомбардировке» их медленными тепловыми нейтронами пока преобладают реакторы на медленных тепловых нейтронах. В качестве ядерного горючего используют обычно изотоп урана ^{235}U , содержание которого в природном уране составляет 0,714%; основная масса урана – изотоп ^{238}U (99,28%). Ядерное топливо используют обычно в твердом виде. Его заключают в предохранительную оболочку. Такого рода тепловыделяющие элементы называют ТВЭлами, их устанавливают в рабочих каналах активной зоны реактора. Тепловая энергия, выделяющаяся при реакции деления, отводится из активной зоны реактора с помощью теплоносителя, который прокачивают под давлением через каждый рабочий канал или через всю активную зону. Наиболее распространенным теплоносителем является вода, которую подвергают тщательной очистке.

Реакторы с водяным теплоносителем могут работать в водном или паровом режиме. Во втором случае пар получается непосредственно в активной зоне реактора.

При делении ядер урана или плутония образуются быстрые нейтроны, энергия которых велика. В природном или слабообогатенном уране, где содержание ^{235}U невелико, цепная реакция на быстрых нейтронах не развивается. Поэтому быстрые нейтроны замедляют до тепловых (медленных) нейтронов. В качестве замедлителей используют вещества, которые содержат элементы с малой атомной массой, обладающие низкой поглощающей

способностью по отношению к нейтронам. Основными замедлителями являются вода, тяжелая вода, графит.

В настоящее время наиболее освоены реакторы на тепловых нейтронах. Такие реакторы конструктивно проще и легче управляемы по сравнению с реакторами на быстрых нейтронах. Однако перспективным направлением является использование реакторов на быстрых нейтронах с расширенным воспроизводством ядерного горючего – плутония; таким образом может быть использована большая часть ^{238}U .

На атомных станциях России используют ядерные реакторы следующих основных типов:

РБМК (реактор большой мощности, канальный) – реактор на тепловых нейтронах, водо-графитовый;

ВВЭР (водо-водяной энергетический реактор) – реактор на тепловых нейтронах, корпусного типа;

БН (быстрые нейтроны) – реактор на быстрых нейтронах с жидкометаллическим натриевым теплоносителем.

Единичная мощность ядерных энергоблоков достигла 1500 МВт. В настоящее время считается, что единичная мощность энергоблока АЭС ограничивается не столько техническими соображениями, сколько условиями безопасности при авариях с реакторами.

Действующие в настоящее время АЭС по технологическим требованиям работают главным образом в базовой части графика нагрузки энергосистемы с продолжительностью использования установленной мощности 6500–7000 ч/год.

Технологическая схема АЭС зависит от типа реактора, вида теплоносителя и замедлителя, а также от ряда других факторов. Схема может быть одно-, двух- и трехконтурной.

На рис. 4.20 в качестве примера представлена двухконтурная схема АЭС для электростанций с реакторами ВВЭР. Видно, что эта схема близка к схеме КЭС, однако вместо парогенератора на органическом топливе здесь используется ядерная установка.

АЭС, так же как и КЭС, строятся по блочному принципу как в тепломеханической, так и в электрической части.

Ядерное топливо обладает очень высокой теплотворной способностью (1 кг ^{235}U заменяет 2900 т угля), поэтому АЭС особенно эффективны в районах, бедных топливными ресурсами, например, в европейской части России.

АЭС выгодно оснащать энергоблоками большой мощности. Тогда по своим технико-экономическим показателям они не уступают КЭС, а в ряде случаев и превосходят их. В настоящее время разработаны реакторы электрической мощностью 440 и 1000 МВт типа ВВЭР, а также 1000 и 1500 МВт типа РБМК. При этом энергоблоки формируются следующим образом: реактор сочетается с двумя турбоагрегатами (реактор ВВЭР-440 и два турбоагрегата по 220 МВт, реактор ВВЭР-1000 и два турбоагрегата по 500 МВт, реактор РБМК-1500 и два турбоагрегата по 750 МВт) или реактор

сочетается с турбоагрегатом одинаковой мощности (реактор 1000 МВт и турбоагрегат 1000 МВт единичной мощности)

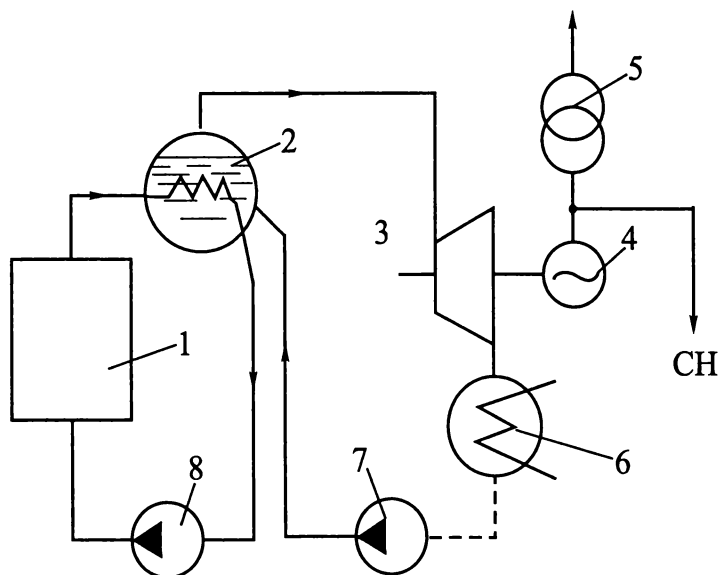


Рис. 4.20. Принципиальная технологическая схема АЭС с реактором типа ВВЭР: 1 – реактор; 2 – парогенератор; 3 – турбина; 4 – генератор; 5 – трансформатор; 6 – конденсатор турбины; 7 – конденсационный (питательный) насос; 8 – главный циркуляционный насос

Перспективными являются АЭС с реакторами на быстрых нейтронах (БН), которые могут использоваться для получения тепла и электроэнергии, а также и для воспроизводства ядерного горючего. Технологическая схема энергоблока такой АЭС представлена на рис. 4.21. Реактор типа БН имеет активную зону, где происходит ядерная реакция с выделением потока быстрых нейтронов. Эти нейтроны воздействуют на элементы из ^{238}U , который обычно в ядерных реакциях не используется, и превращают его в плутоний ^{239}Pu , который может быть впоследствии использован на АЭС в качестве ядерного горючего. Тепло ядерной реакции отводится жидким натрием и используется для выработки электроэнергии.

Схема АЭС с реактором БН трехконтурная, в двух из них используется жидкий натрий (в контуре реактора и промежуточном). Жидкий натрий бурно реагирует с водой и водяным паром. Поэтому, чтобы избежать при авариях контакта радиоактивного натрия первого контура с водой или водяным паром, выполняют второй (промежуточный) контур, теплоносителем в котором является нерадиоактивный натрий. Рабочим телом третьего контура является вода и водяной пар.

В настоящее время в эксплуатации находится ряд энергоблоков типа БН, из них наиболее крупный БН-600.

АЭС не имеют выбросов дымовых газов и не имеют отходов в виде золы и шлаков. Однако удельные тепловыделения в охлаждающую воду у АЭС больше, чем у ТЭС, вследствие большего удельного расхода пара, а следовательно, и больших удельных расходов охлаждающей воды.

Поэтому на большинстве новых АЭС предусматривается установка градирен, в которых теплота от охлаждающей воды отводится в атмосферу.

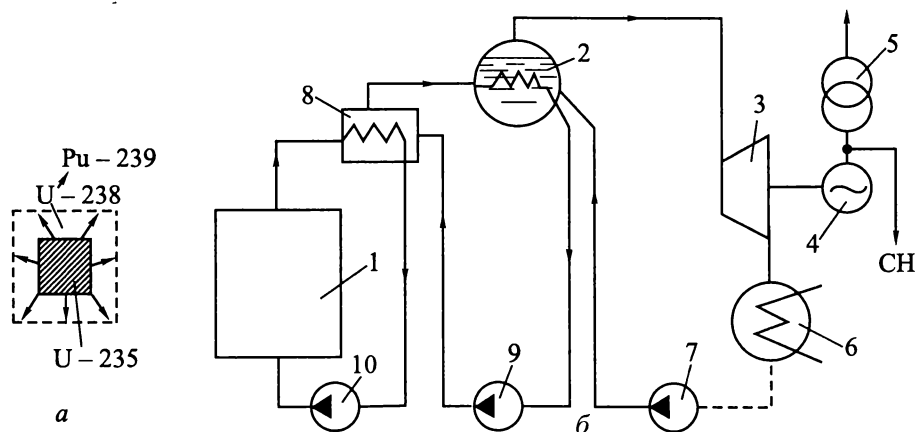


Рис. 4.21. Принципиальная технологическая схема АЭС с реактором типа БН: а – принцип выполнения активной зоны реактора; б – технологическая схема: 1–7 – аналогичны указанным на рис. 4.20; 8 – теплообменник натриевых контуров; 9 – насос нерадиоактивного натрия; 10 – насос радиоактивного натрия

Важной особенностью возможного воздействия АЭС на окружающую среду является необходимость захоронения радиоактивных отходов. Это делается в специальных могильниках, которые исключают возможность воздействия радиации на людей.

Чтобы избежать влияния возможных радиоактивных выбросов АЭС на людей при авариях, применены специальные меры по повышению надежности оборудования (дублирование систем безопасности и др.), а вокруг станции создается санитарно-защитная зона.

Следует также отметить, что применение атомной энергии позволит расширить энергетические ресурсы, способствуя этим сохранению ресурсов органического топлива. Оно обещает снизить стоимость электрической энергии, что особенно важно для районов, удаленных от источников топлива, снизить загрязнение атмосферы, разгрузить транспорт от перевозки топлива, помочь в электрификации и теплоснабжении новых отраслей технологии (например, опреснении морской воды и расширении ресурсов пресной воды). Что касается загрязнения среды, то при использовании АЭС отпадает проблема нехватки кислорода в среде, которая характерна для тепловой электростанции по причине его использования для горения органического топлива. Отсутствует выброс с дымовыми газами золы.

В связи с проблемой борьбы с загрязнением воздушной среды важно отметить целесообразность внедрения также атомных ТЭЦ, так как ТЭЦ обычно располагаются вблизи тепловых потребителей, промышленных узлов и крупных населенных пунктов, где чистота среды особенно желательна.

Кроме указанного, при работе АЭС, не потребляющих органическое топливо (уголь, нефть, газ), в атмосферу не выбрасываются окислы серы, азота, углекислый газ; это позволяет снизить «парниковый эффект», ведущий к глобальному изменению климата.

Во многих странах атомные станции уже вырабатывают более половины электроэнергии (во Франции – около 76%, в Бельгии – около 65%), в России только 15% (рис. 4.22).

Уроки аварии на Чернобыльской АЭС (апрель 1986 г.) потребовали существенно (во много раз) повысить безопасность АЭС и заставили отказаться от строительства АЭС в густонаселенных и сейсмоактивных районах. Тем не менее с учетом экологической ситуации атомную энергетику следует рассматривать как перспективную.

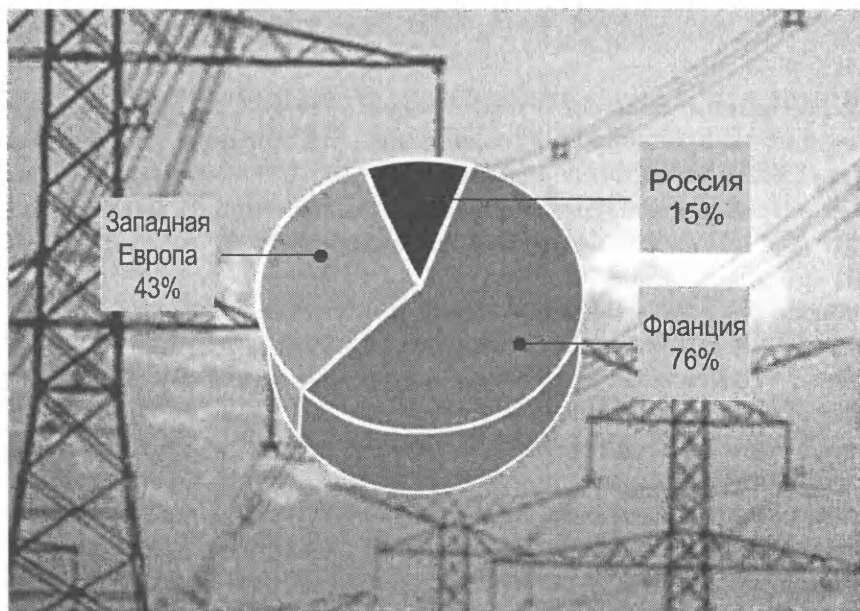


Рис. 4.22. Доля АЭС в выработке электроэнергии по странам

Несмотря на отмеченное выше обстоятельство, атомная энергетика России сохраняет тенденции дальнейшего развития и в предшествующие годы стабильно вырабатывала около 120 млрд. кВт·ч электрической энергии (рис. 4.23).

По данным Росэнергоатом на ближайшую перспективу будет наблюдаться дальнейшее развитие атомной энергетики как по мощности АЭС, так и по количеству вырабатываемой электрической энергии на АЭС России (рис. 4.24 и рис. 4.25).

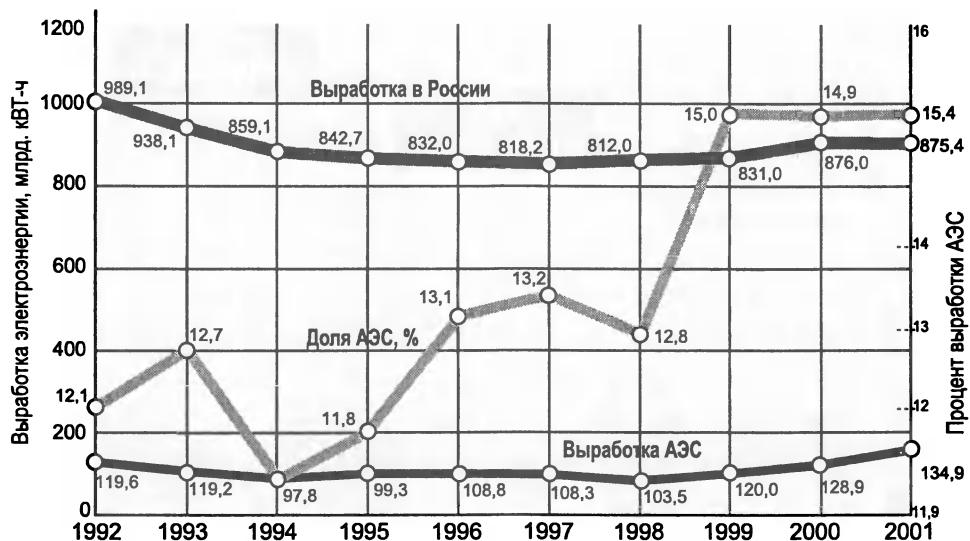


Рис. 4.23. Доля АЭС в выработке электроэнергии в России в период 1992–2001 гг.

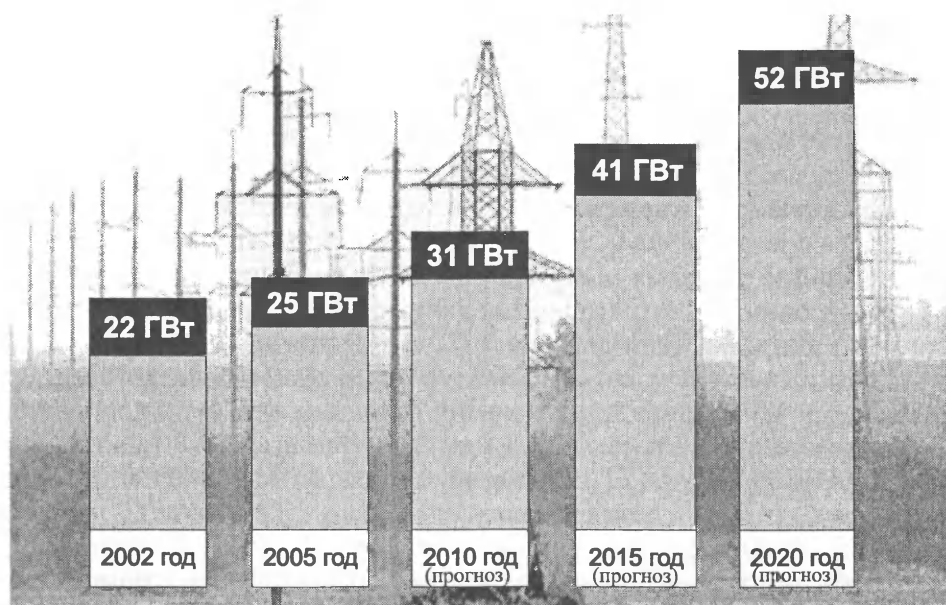


Рис. 4.24. Установленная мощность атомных станций России до 2020 года

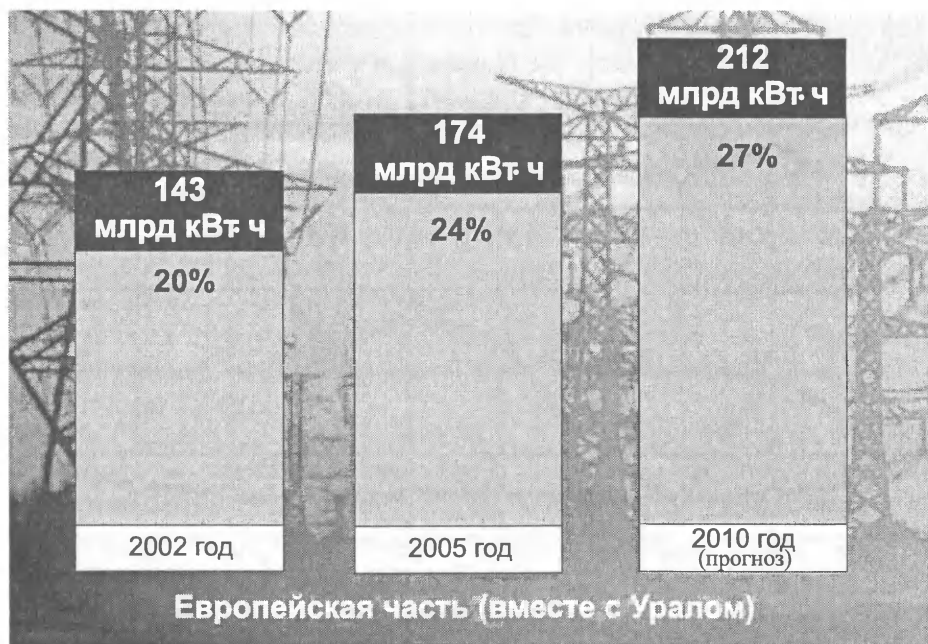


Рис. 4.25. Выработка электроэнергии на АЭС России до 2010 года

4.5.2. Циклы АЭС и их эффективность

Как уже отмечалось, на АЭС ядерный тепловой двигатель состоит из реактора, являющегося источником теплоты (подобно паровому котлу или камере сгорания), соответственно паро- или газотурбинной установки, где эта теплота превращается в механическую работу. Поэтому теоретические циклы ядерных тепловых двигателей подобны рассмотренным выше циклам паротурбинных и газотурбинных двигателей и к ним применимы те же оценочные критерии. Однако существуют и некоторые особенности:

1) возможность широко изменять тепловую мощность реактора;

2) ограниченность ее максимальной величины термостойкостью оболочек тепловыделяющих элементов (ТВЭЛов) (сплавы из Al и Mg – до 450°C, нержавеющая сталь – до 600°C, другие материалы – до 1000°C) и термостойкостью ядерного топлива (металлический уран – до 600°C, двуокись урана UO_2 – 2760°C);

3) небольшая доля топливной составляющей в балансе стоимости вырабатываемой энергии (10–15% против 50–60% на ТЭС), которая при производстве ядерного топлива становится совсем ничтожной;

4) последнее обстоятельство предъявляет к АЭС не только требование высокого термического КПД цикла, но и максимальной единичной мощности, позволяющей снизить капиталовложения в строительство электростанций и энергосиловых установок судов.

Если обозначить тепловую мощность реактора Q_T , то максимальная теоретическая мощность АЭС, кВт,

$$N_T^{\text{макс}} = Q_T \cdot \eta_t, \quad (4.6)$$

где η_t – термический КПД цикла АЭС.

Можно получить

$$Q_T = K_T \cdot K_{\text{нр}} \cdot F(T_{\text{онр}} - T_{\text{лср}}), \quad (4.7)$$

где K_T – коэффициент теплопередачи от ядерного топлива к теплоносителю; $K_{\text{нр}}$ – коэффициент неравномерности тепловыделения по радиусу реактора; $T_{\text{онр}}$ – предельно допустимое значение температуры наиболее напряженной поверхности твэла; F – оmyаемая площадь поверхности твэлов реактора.

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{2\text{ср}}}{T_{\text{лср}}}, \quad (4.8)$$

где $T_{\text{лср}}$ – средняя температура подвода теплоты в цикле; $T_{2\text{ср}}$ – средняя температура отвода теплоты в цикле.

Следовательно,

$$N_T^{\text{макс}} = K_T K_{\text{нр}} F(T_{\text{онр}} - T_{\text{лср}}) \left(1 - \frac{T_{2\text{ср}}}{T_{\text{лср}}} \right). \quad (4.9)$$

Из формулы (4.9) видно, что с повышением температуры $T_{\text{лср}}$ подвода теплоты в цикле тепловая мощность реактора Q_T уменьшается, а термический КПД цикла η_t возрастает.

Отсюда можно найти оптимальную среднюю температуру подвода теплоты в цикле, взяв первую производную выражения (4.9) $dN_T^{\text{макс}}/dT_{\text{лср}}$ и приравняв ее нулю. В результате получим

$$T_{\text{лср}} = \sqrt{T_{\text{онр}} \cdot T_{2\text{ср}}} \quad (4.10)$$

и соответственно ей оптимальное значение термического КПД

$$\eta_t^{\text{опт}} = 1 - \sqrt{\frac{T_{2\text{ср}}}{T_{\text{онр}}}}. \quad (4.11)$$

Из полученных результатов очевидна роль значения предельной температуры тепловыделяющих элементов $T_{\text{онр}}$.

Как видно из выражений (4.7) и (4.11), чем больше $T_{\text{онр}}$, тем больше оптимальный КПД $\eta_t^{\text{опт}}$, тем больше оптимальная средняя температура подвода теплоты в цикле $T_{\text{лср}}^{\text{опт}}$. При этом с увеличением $T_{\text{онр}}$ выделение теплоты Q_T согласно уравнению (4.7), увеличивается. Таким образом, увеличивается электрическая мощность атомной установки.

Согласно изложенному, в зависимости от допускаемой предельной температуры $T_{\text{онр}}$ различают так называемые реакторы низкотемпературные и высокотемпературные.

Высокотемпературные реакторы позволяют повысить давление и температуру пара в цикле АЭС. Они обеспечивают наибольшую эффективность при более простой схеме станции. Они рассчитаны на применение воды в качестве теплоносителя.

Одним из путей повышения параметров пара АЭС является использование газовых (CO_2 , воздуха, гелия, аргона) и жидкометаллических (натрия, сплава натрия с калием) теплоносителей в реакторе, позволяющих достигнуть высоких параметров пара непосредственно во вторичном контуре двухконтурной АЭС.

Электрическая мощность атомной установки определяется из выражения

$$N_э = Q_T \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_{сн} , \quad (4.12)$$

где η_{oi} – относительный внутренний КПД турбины; η_m – механический КПД; η_g – КПД электрического генератора; $\eta_{сн}$ – КПД оборудования собственных нужд установки.

В настоящее время наиболее широко применяются паротурбинные ядерные установки, реже – газотурбинные. Для повышения эффективности в них используются все рассмотренные выше усовершенствования (способы): регенерация теплоты, промежуточный перегрев пара, парогазовые и бинарные циклы и т. д.

Основное назначение ядерных установок – выработка электроэнергии на электростанциях, но они устанавливаются также на крупных судах и на подводных лодках.

В России применяют и строят главным образом паротурбинные установки.

4.5.3. Циклы паротурбинных АЭС

На современных АЭС паротурбинные циклы осуществляются по различным схемам: одноконтурные и двухконтурные. На рис. 4.26 представлены циклы одноконтурных схем паротурбинных АЭС.

Ранее указывалось, что при расширении пара в турбине в области насыщенного пара снижается экономичность установки и возникает эрозия лопаток турбин. Вследствие этого влажность пара в конце расширения не должна превышать 12–14%. Для выполнения этого условия применяется промежуточная подсушка – сепарация пара и перегрев его – промежуточный и начальный. При давлении в конце расширения $p_2 = 0,0034\text{--}0,0039$ МПа сепарация необходима уже при начальном давлении $p_1 = 0,3\text{--}0,4$ МПа, при $p_1 > 4,5$ МПа необходима двухступенчатая сепарация, а при $p_1 > 8,0$ МПа – трехступенчатая. Сепарация дает, кроме того, повышение КПД реального цикла на 1–3%, однако серьезно усложняет установку, из-за чего больше двух ступеней не делают (рис. 4.26, а).

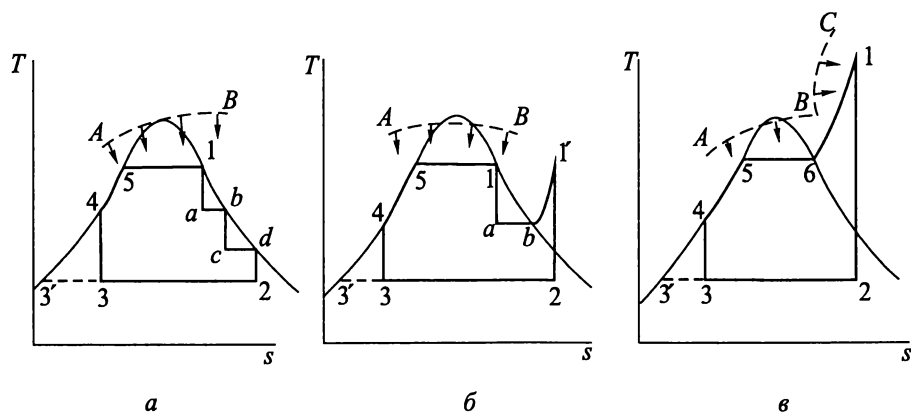


Рис. 4.26. Циклы одноконтурных паротурбинных АЭС с реакторами кипящего типа: *а* – насыщенного пара с двухступенчатой промежуточной сепарацией; *б* – насыщенного пара с одноступенчатой сепарацией и промежуточным перегревом пара; *в* – с начальным перегревом пара

На рис. 4.26, *а* пунктиром *A–B* условно показано изменение температуры поверхности твэлов. Процесс 4–5–1 – нагрев воды до температуры насыщения (точка 5) и парообразование ее до получения сухого пара (точка 1); процессы 1–*a*, *b–c* и *d–2* – расширение пара в турбине, а *a–b* и *c–d* – подсушка в сепараторах. Точка 3 соответствует конечной температуре регенеративного подогрева питательной воды.

Термический КПД этого цикла определяется так:

$$\eta_t = \Delta i_t / (i_1 - i_4), \quad (4.13)$$

где $\Delta i_t = (i_1 - i_2)K$ – суммарный перепад, использованный в турбине с учетом отборов на регенерацию и сепарации; коэффициент $K < 1$. Из-за сложности выражения K мы его здесь не приводим.

При нежелательности двухступенчатой сепарации вместо второй ступени вводят промежуточный перегрев пара *b–1'* (рис. 4.26, *б*) острым (не поступившим еще в турбину) или отборным паром. Степень перегрева острым паром зависит от температурного напора в пароперегревателе $\Delta t_{пп} = t_1 - t_1' \approx 15\text{--}30^\circ\text{C}$, выбираемого с учетом начального и промежуточного давлений пара, мощности турбины и конечной влажности пара. Если брать острый пар из паропровода перед стопорным клапаном турбины, то можно повысить начальное давление пара, снизить конечную влажность, за счет чего повысить КПД ступеней низкого давления. Вместе с тем паро-паровой перегрев усложняет водный режим и схему. Важное значение имеет правильный выбор давления осушки и перегрева пара (*a–b–1'*).

Опыт проектирования и эксплуатации АЭС показал, что самые высокие параметры пара на входе в турбину ($p_1 \geq 10$ МПа и t_1 до $500\text{--}550^\circ\text{C}$) реализуются в одноконтурной схеме с кипящими реакторами (с водой и графитом в качестве замедлителя). Водяной пар, выполняю-

ший роль одновременно теплоносителя реактора и рабочего тела турбины, перегревается в твэлах и затем направляется непосредственно в турбину.

Начальный перегрев пара (процесс 6–1 на рис. 4.26, в) производится в ядерном реакторе (поэтому называется ядерным перегревом), в каналах или выделенной части активной зоны до температуры (точка 1), обеспечивающей допустимую влажность в конце расширения (точка 2). Этому условию удовлетворяют так называемые «сопряженные начальные параметры пара». При конечном давлении пара $p_2 = 0,0039$ МПа сопряженными начальными параметрами являются: 7,0 МПа – 450°C; 8,8 МПа – 480°C; 12,3 МПа – 515 °C. Если t_1 ниже, а p_1 выше этих значений, необходима промежуточная сепарация или перегрев пара.

Этот цикл перспективен, поскольку позволяет получить параметры пара, соответствующие параметрам выпускаемых отечественными заводами паровых турбин перегретого пара, повысить тепловую экономичность, сократить удельный расход пара и расход воды на конденсацию пара. Основные трудности его реализации связаны с проблемой создания надежной зоны ядерного перегрева, устойчиво работающей при высоких температурах, больших тепловых нагрузках и глубинах выгорания ядерного топлива. Этот цикл применен для второго блока Белоярской АЭС с начальными параметрами 8,0 МПа и 500°C, а также на АЭС за рубежом.

Основные теоретические циклы двухконтурных АЭС с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением (ВВЭР), приведены на рис. 4.27. Общей особенностью этих циклов является ограничивающее влияние параметров промежуточного теплоносителя (зависящих от его свойств) на параметры цикла.

В цикле с *начальным перегревом пара* (см. рис. 4.27, а) нагрев воды (процесс 4–5), парообразование (процесс 5–6) и перегрев пара (процесс 6–1) осуществляются за счет подвода теплоты от теплоносителя (линия АВ).

Температура перегрева пара (точка 1) зависит от максимальной температуры воды-теплоносителя (точка В) и температурного напора ($t_A - t_1$).

Давление пара во втором контуре зависит от давления теплоносителя, температуры пара t_1 , давления p_2 и влажности $(1 - x)$ в конце расширения в турбине и находится по i, s -диаграмме.

Примерные данные для пара, выражающие эту зависимость, приведены в табл. 4.2 для условий: «запас до кипения» теплоносителя – 30°C; $t_A - t_1 = 20$ °C; $(1 - x) = 0,14$; $\eta_{oi} = 0,82$ (внутренний КПД турбины) $t_4 = 104$ °C; $\eta_b = \eta_{oi}$, η_t – внутренний КПД цикла.

Термический (внутренний) КПД цикла с начальным перегревом определяется по формуле

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_4} \left(1 - \sum \alpha_i y_i \right), \quad y_i = \frac{i_{отб} - i_2}{i_1 - i_2}, \quad (4.14)$$

где α_i – доля пара, отбираемого на регенерацию, y_i – коэффициент недовыработки мощности паром соответствующего отбора.

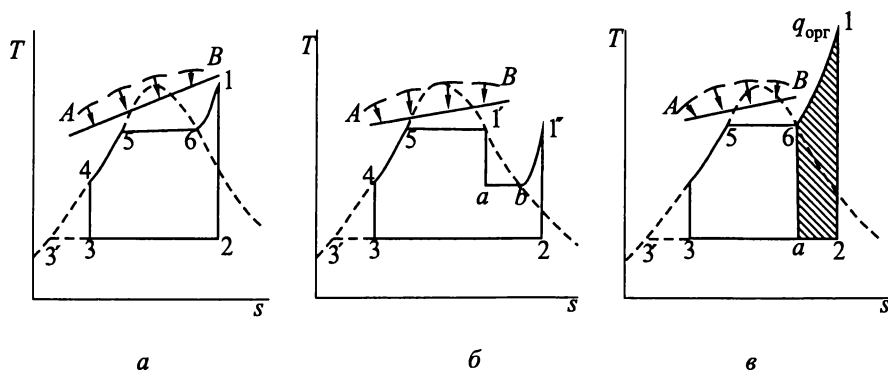


Рис. 4.27. Циклы двухконтурных паротурбинных АЭС с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением: *а* – с начальным перегревом пара; *б* – насыщенного пара с однократной промежуточной сепарацией и перегревом; *в* – с начальным (огневым) перегревом пара от постороннего источника

Таблица 4.2

Зависимость параметров пара и КПД цикла (η_p) от параметров теплоносителя (воды) в первом контуре

Давление теплоносителя, МПа	$t_B, ^\circ\text{C}$	$t_A, ^\circ\text{C}$	$t_1, ^\circ\text{C}$		Максимальное давление пара, МПа		КПД внутренний	
			перегр.	насыщ.	перегр.	насыщ.	перегр.	насыщ.
9,8	310	280	260	255	1,12	3,7	0,216	0,321
14,7	341	311	291	286	1,50	5,7	0,274	0,348
19,6	364	334	314	309	1,86	9,4	0,284	0,368

Из табл. 4.2 видно, что начальный перегрев пара теплоносителем ограничивает допустимое давление и КПД цикла низкими значениями. Эффективнее использовать насыщенный пар.

Цикл двухконтурной АЭС на *насыщенном* паре (см. рис. 4.27, б) отличается от аналогичного цикла одноконтурной АЭС (рис. 4.26, б) изменением температуры теплоносителя первого контура (линия AB). Давление насыщенного пара p_1 зависит от давления и максимальной температуры теплоносителя (точка B). При нагреве теплоносителя в реакторе $\Delta t_T^{\min} = 25^\circ\text{C}$, минимальном температурном напоре в точке 5 $\Delta t_{\text{нр}}^{\min} = 15^\circ\text{C}$, при «запасе до кипения» 30°C , пяти регенеративных подогревателей $t_4 = 200^\circ\text{C}$ в случае $p'_1 < 4,4$ МПа применяется одноступенчатая сепарация, а при $p'_1 > 4,4$ МПа – одноступенчатая сепарация и перегрев пара. Расчетные значения параметров и КПД приведены в табл. 4.2.

Этот цикл широко применяется на современных АЭС России (Ново-Воронежской, Кольской, Армянской) и других стран.

Давление теплоносителя поддерживается в пределах 15–16 МПа, давление насыщенного пара – 5–6 МПа, сепарация обычно одноступенчатая с последующим перегревом (острым паром).

Наконец, имеются двухконтурные АЭС, в которых применяется *огневой перегрев пара* за счет теплоты от сжигания органического горючего $q_{\text{орг}}$ (см. рис. 4.27, в). В этом случае возможна практически любая допустимая для паровой турбины температура перегрева пара (точка 1), а также любые параметры, включая сверхкритические с промежуточным перегревом пара. Доля мощности, приходящейся на огневой пароперегреватель, может выбираться в широких пределах (0,23–0,84) в зависимости от t_g и x .

По этому циклу работают АЭС в США и ФРГ, но в последние годы от него отказываются из-за сложности эксплуатации.

4.5.4. Газоохлаждаемые паротурбинные циклы АЭС

В двухконтурных АЭС для охлаждения реакторов используют при низких температурах CO_2 , а при высоких – не поддающийся радиоактивации в чистом виде гелий, реже азот.

Наиболее широко применяется пока *цикл двух давлений* (рис. 4.28, а), позволяющий уменьшить необратимые потери при передаче теплоты от теплоносителя (линия АВ) воде и пару (процессы 4–5–6–1' и а–b) и снизить конечную влажность пара. Цикл можно считать состоящим из цикла высокого давления и температуры (4–5–6–1'–а–4) и цикла низкого давления и температуры (4–а–b–с–3–4). При смешении пара высокого и низкого давления в процессе а–1'' образуется перегретый пар с параметрами точки 1''. Его энтальпия равна

$$i_{1''} = (i_a + \varepsilon i_b) / (1 + \varepsilon),$$

где ε – количество пара низкого давления, приходящееся на 1 кг пара высокого давления; $(1 + \varepsilon)$ – количество пара в цикле низкого давления.

Вследствие необратимых потерь при смешении пара η , цикла несколько падает, однако благодаря уменьшению конечной влажности возрастает внутренний относительный КПД η_{oi} всего ядерного паротурбинного цикла.

Термический КПД данного цикла в значительной степени зависит от ε .

Этот цикл применяется на АЭС Великобритании, Франции, Японии, Италии. Величина ε имеет значение в пределах 0,25–0,35.

С увеличением температуры регенеративного подогрева питательной воды (точка 4) и температуры теплоносителя на входе в реактор (точка А) экономичность АЭС, работающих по циклу двух и одного давлений, все более сближается (см. рис. 4.28, б). Поэтому при высоких температурах газа от двух давлений отказываются.

В этом случае целесообразнее применять *цикл с начальным и промежуточным перегревом пара* (см. рис. 4.28, в). При высокой начальной температуре газа (точка В) в таком цикле можно получить любые параметры

пара. Для цикла с закритическими параметрами пара и промежуточным перегревом начальная температура газа должна быть на уровне 640–650°C. Тогда КПД цикла будет на уровне значений, предельно достижимых для паротурбинных двигателей, т. е. 40–42%.

Важным достоинством этого цикла является возможность использования высокоэкономичных серийных турбин. Однако широкое внедрение его задерживается из-за трудностей создания надежного высокотемпературного газоохлаждаемого реактора. Пока в мире работает несколько таких АЭС.

При использовании в качестве теплоносителя жидких металлов или расплавленных солей, обладающих высокими теплопередачными свойствами и низкими давлениями при высоких температурах нагрева, АЭС часто строятся *трехконтурными с начальным и промежуточным перегревом*.

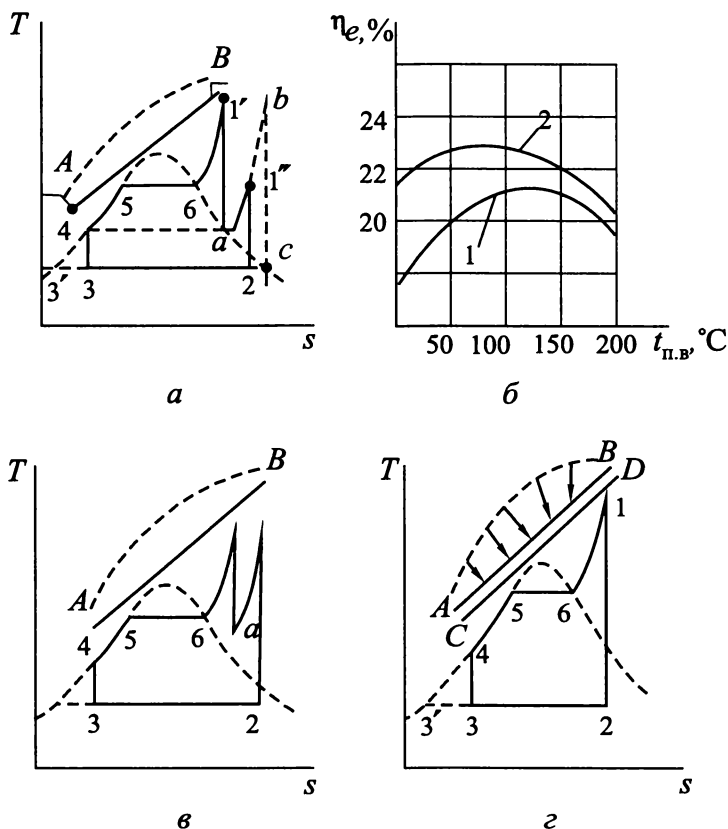


Рис. 4.28. Циклы двухконтурных с газоохлаждаемыми реакторами (а, в) и трехконтурных с реакторами, охлаждаемыми жидкими металлами (г), паротурбинных АЭС: а – цикл двух давлений; б – изменение экономичности циклов с одним (1) и с двумя давлениями (2) с увеличением температуры питательной воды (регенеративного подогрева); в – цикл с перегретым паром и промежуточным перегревом до начальной температуры; г – цикл трехконтурной АЭС с реактором, охлаждаемым жидким металлом или расплавленной солью)

На рис. 4.28, *г* линия *AB* условно изображает изменение температуры теплоносителя контура реактора, а линия *CD* – изменение температуры теплоносителя промежуточного контура, который необходим для обеспечения безопасной эксплуатации.

Несмотря на сложность конструкции, подобная схема пока рассматривается как наиболее приемлемая для реакторов-размножителей на быстрых нейтронах.

Контрольные вопросы

1. Перечислите типы электростанций по производству электрической и тепловой энергии.
2. Опишите принципиальную тепловую схему ТЭС и основной принцип ее работы.
3. Перечислите основные способы увеличения КПД тепловой паротурбинной станции.
4. Укажите основной термодинамический принцип теплофикации на ТЭЦ.
5. Что такое коэффициент использования топлива ТЭЦ?
6. Опишите принцип действия газотурбинной установки.
7. В чем заключается принцип работы парогазовой установки?
8. Опишите принципиальную тепловую схему АЭС.
9. Перечислите типы реакторов и схемы АЭС.
10. Чем оценивается максимальная теоретическая мощность АЭС?
11. Перечислите основные паротурбинные циклы АЭС.

Глава 5. Гидроэлектрические станции

5.1. Общие положения

Гидроэлектрические станции – это высокоэффективные источники электроэнергии. В большинстве случаев гидроэлектростанции представляют собой объекты комплексного назначения, обеспечивающие нужды электроэнергетики и других отраслей народного хозяйства: мелиорации земель, водного транспорта, водоснабжения, рыбного хозяйства и пр.

Гидроэлектрическая станция – это комплекс сооружений и оборудования, посредством которых энергия водотока преобразуется в электрическую энергию. ГЭС состоит из *гидротехнических сооружений*, обеспечивающих необходимую концентрацию потока воды и создание сосредоточенного *напора*, и энергетического оборудования, преобразующего энергию движущейся под напором воды в электрическую энергию.

По напору ГЭС делятся на: высоконапорные (более 80 м), средненапорные (от 25 до 80 м) и низконапорные (до 25 м).

Принято называть совокупность гидротехнических сооружений, энергетическое и механическое оборудование *гидроэнергетической установкой* (ГЭУ).

Различают следующие основные типы гидроэнергетических установок:

- гидроэлектростанции (ГЭС);
- насосные станции (НС);
- гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС);
- приливные электростанции (ПЭС).

Как уже отмечалось, ГЭС – это предприятие, на котором гидравлическая энергия водотока преобразуется в электрическую.

Основными сооружениями ГЭС на равнинной реке являются *плотина*, создающая водохранилище и сосредоточенный перепад уровней, т. е. *напор*, и *здание ГЭС*, в котором размещаются гидравлические турбины, генераторы, электрическое и механическое оборудование. В случае необходимости строятся водосбросные и судоходные сооружения, рыбопропускные сооружения и т. п.

Общий вид ГЭС приплотинного типа представлен на рис. 5.1.

Вода под действием силы тяжести по водоводам движется из верхнего бьефа в нижний, вращая рабочее колесо турбины. Гидравлическая турбина соединена валом с ротором электрического генератора. Турбина и генератор вместе образуют *гидрогенератор*. В турбине гидравлическая энергия преобразуется в механическую энергию вращения на валу агрегата, а генератор преобразует эту энергию в электрическую. Возможно создание на реках каскадов ГЭС. В России построены и успешно эксплуатируются Волжский, Камский, Ангарский, Енисейский и другие каскады ГЭС.

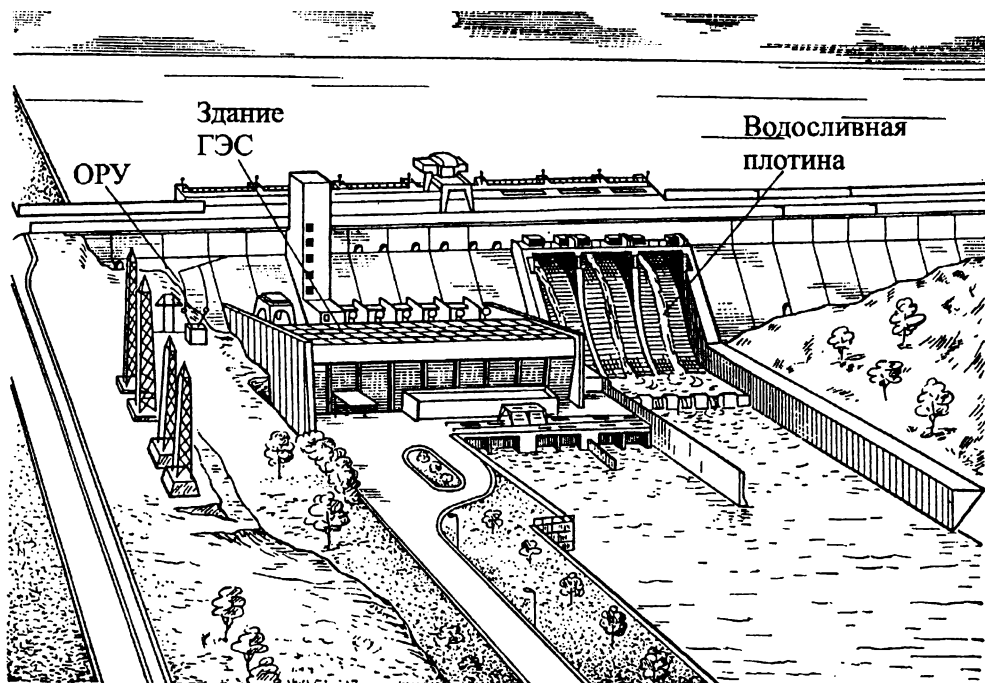


Рис. 5.1. Общий вид ГЭС приплотинного типа

Гидроэлектростанции как источник электрической энергии имеют существенные преимущества перед тепловыми и атомными электростанциями. Они лучше приспособлены для автоматизации и требуют меньшего количества эксплуатационного персонала. Показательны следующие средние значения удельной численности персонала станций различного вида на 1 млн. кВт установленной мощности, которые составляют: для ГЭС – 300, для ТЭС – 1400, для АЭС – 1800 чел. Но это только на самой станции, а еще нужно добавить трудозатраты на добычу и транспортировку топлива, в итоге требуемая удельная численность персонала на 1 млн. кВт для ТЭС (АЭС) в среднем составляет 2500 чел.

В России построены и эксплуатируются крупные ГЭС: каскад Волжских ГЭС, каждая мощностью 2530 МВт и менее; Братская ГЭС – 4500 МВт, Красноярская ГЭС – 6000 МВт, Саяно-Шушенская ГЭС – 6400 МВт и много других.

Малые ГЭС (мощностью до 30 МВт). В настоящее время в мире и России большой интерес вызывает возможность создания малых ГЭС. Они могут создаваться в короткие сроки с использованием унифицированных гидроагрегатов и строительных конструкций с высоким уровнем автоматизации систем управления. Экономическая эффективность их использования существенно возрастает при комплексном использовании малых водохранилищ (восстановление объема водохранилища, рыбоводство, водозаборы для систем орошения и водоснабжения и т. п.).

Насосная станция предназначена для перекачки воды с низких отметок на высокие и транспортировки воды в удаленные пункты.

На насосной станции устанавливаются насосные агрегаты, состоящие из насоса и двигателя. Она является потребителем электроэнергии.

Насосные станции используются для водоснабжения тепловых и атомных станций, коммунально-бытового и промышленного водоснабжения, в ирригационных системах, судоходных каналах, пересекающих водоразделы и т. п.

Гидроаккумулирующая электростанция предназначена для перераспределения во времени энергии и мощности в энергосистеме. В часы пониженных нагрузок ГАЭС работает как насосная станция. Она за счет потребляемой энергии перекачивает воду из нижнего бьефа в верхний и создает запасы гидроэнергии за счет повышения уровня верхнего бьефа.

В часы максимальной нагрузки ГАЭС работает как гидроэлектростанция. Вода из верхнего бьефа пропускается через турбины в нижний бьеф, и ГАЭС вырабатывает и выдает электроэнергию в энергосистему. В процессе работы ГАЭС потребляет дешевую электроэнергию, а выдает более дорогую энергию в период пика нагрузки (за счет разности тарифов). Заполняя провалы нагрузки в энергосистеме, позволяет работать агрегатам атомных и тепловых станций в наиболее экономичном и безопасном режиме, резко снижая при этом удельный расход топлива на производство 1 кВт·ч электроэнергии в энергосистеме.

В настоящее время в России работает Загорская ГАЭС мощностью 1200 МВт, ведется проектирование других ГАЭС.

Схема работы ГАЭС показана на рис. 5.2, V.

Приливные электростанции сооружаются на побережье морей и океанов со значительными приливо-отливными колебаниями уровня воды. Для этого естественный залив отделяется от моря плотиной и зданием ПЭС. При приливе уровень моря будет выше уровня воды в отделенном от него заливе, а при отливе, наоборот, ниже, чем уровень воды в заливе (см. рис. 5.2, схема IV). Перепады этих уровней создают напор, который используется при работе гидротурбин ПЭС.

В некоторых морских заливах приливы достигают 10–12 м, а наибольшие приливы наблюдаются в заливе Фанди (Канада) и достигают 19,6 м.

Технические ресурсы приливной энергии России оцениваются в 200–250 млрд. кВт·ч в год и в основном сосредоточены у побережья Охотского, Берингова и Белого морей.

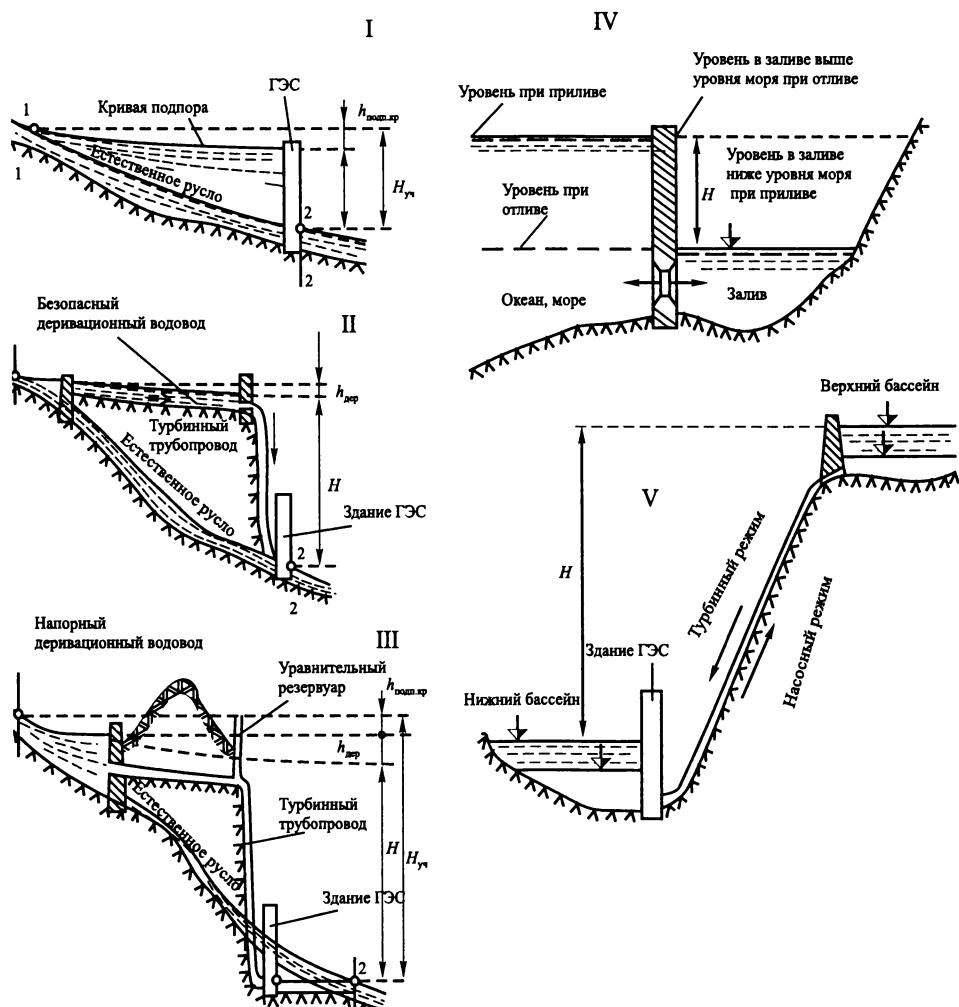


Рис. 5.2. Принципиальные схемы создания напора

5.2. Энергия речного водотока

Работа гидравлических станций в значительной мере основывается на законах науки, называемой *гидравликой*; она включает в себя гидростатику, изучающую равновесие жидкостей, и гидродинамику, изучающую движение жидкостей.

Известно, что вода покрывает почти три четверти нашей планеты. Значительное количество воды испаряется и выпадает в виде осадков на поверхность Земли, в том числе и на отдельные участки суши, расположенные над уровнем океана. Спускаясь с более возвышенных участков на более низкие в виде больших и малых водотоков, эти, постоянно возобновляемые природой, массы воды теряют энергию, которая может быть эффективно использована. В естественном состоянии эта энергия расхо-

дуется на преодоление сил трения при взаимодействии потока с руслом, на перемещение наносов, на преодоление препятствий в руслах (пороги, перекаты и др.).

Территория, с которой стекает вода в реку, называется *водосборным бассейном* данной реки. Линия, проходящая по повышенным местам и отделяющая друг от друга соседние бассейны, называется *водораздельной линией* или *водоразделителем*.

К водосборному бассейну моря относят водосборные бассейны всех рек, впадающих в данное море.

Количество воды, протекающей через поперечное сечение водотока в 1 с, называется *расходом воды* Q ($\text{м}^3/\text{с}$ или $\text{л}/\text{с}$).

Хронологический график изменения расходов воды во времени называется *гидрографом*. Его строят по результатам регулярных измерений расходов воды в реке.

Суммарный объем воды, прошедший через поперечное сечение водотока от какого-либо начального момента времени t_0 до некоторого конечного t_k , называется *стоком* W .

Величина стока реки за сутки, месяц или любой другой промежуток времени, в течение которого расход воды Q , $\text{м}^3/\text{с}$, сохраняет постоянное значение, равна

$$W = Q t,$$

где t – число секунд в данном промежутке времени.

При различном расходе воды в течение всего рассматриваемого интервала времени от t_0 до t_k (по гидрографу) объем стока определяется

$$W = \int_{t_0}^{t_k} Q(t) dt.$$

Отметим, что среднегодовой сток всех рек мира составляет 32 тыс. км^3 ; в табл. 5.1 приведены данные о речном стоке отдельных стран мира.

Запасы поверхностного стока по территории России распределены неравномерно, что весьма неблагоприятно для народного хозяйства, в том числе и для энергетики. Более 80% речного стока российских рек приходится на еще мало освоенные территории бассейнов Северного Ледовитого и Тихого океанов.

Таблица 5.1

Данные о речном стоке отдельных стран мира

Страна	Площадь территории, млн. км^2	Суммарный средний многолетний объем стока, $\text{км}^3/\text{год}$	Удельная водность в среднем за год с 1 км^2 , л/с
Россия	17,075	4000	7,4
Бразилия	8,51	5300	11,9

Продолжение табл. 5.1

Страна	Площадь территории, млн. км ²	Суммарный средний многолетний объем стока, км ³ /год	Удельная водность в среднем за год с 1 км ² , л/с
США	9,36	2850	9,8
Китай	9,90	2600	8,3
Канада	9,98	1500	24,0
Норвегия	0,32	368	35,8
Франция	0,551	343	19,7
Югославия	0,256	123	15,2
Польша	0,312	58	5,9

Особенностью стока реки является его неравномерное распределение как по годам, так и в течение года.

Многолетняя неравномерность стока неблагоприятна для всех отраслей народного хозяйства и прежде всего для энергетики.

Различают: *многоводные, средневодные и маловодные* годы. В маловодные годы обычно значительно снижается выработка энергии на гидроэлектростанциях.

Для большинства рек России маловодный период наблюдается зимой, когда потребность в электроэнергии наибольшая.

Численное значение энергии водотока определяют следующим образом. Водоток разбивают на ряд участков, начиная от истока до устья и определяют полную энергию потока жидкости в начальном $\mathcal{E}_1$ и конечном $\mathcal{E}_2$ створах участка, используя известное *уравнение Бернулли*. Теряемая энергия на этом участке будет равна разности $\mathcal{E}_1$ и $\mathcal{E}_2$:

$$\mathcal{E}_{\text{уч}} = \mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2 = \rho g W \left(z_1 - z_2 + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right), \quad (5.1)$$

где W – объем стока воды, м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; ρ – плотность жидкости, кг/м³; каждый член выражения, заключенный в скобки, представляет собой удельную энергию массы протекающей жидкости в единицах напора, м; z_1 и z_2 – геометрическая высота над уровнем моря или над произвольно выбранной плоскостью сравнения, м; p_1 и p_2 – давление, Па; v_1 , v_2 – средняя скорость, м/с; α_1 и α_2 – коэффициент кинетической энергии, представляющий собой отношение действительной кинетической энергии к ее величине, полученной по средней скорости.

Разделив выражение (5.1) на время t , получим *среднюю мощность водотока* на данном участке

$$N_{\text{уч}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{уч}}}{t} = \rho g Q \left(z_1 - z_2 + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right). \quad (5.2)$$

Поскольку в естественных условиях разность кинетических энергий $\frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2g}$ незначительна, а давление одинаково, тогда выражения (5.1)

и (5.2) принимают вид:

$$\mathcal{E}_{\text{уч}} = \rho g W H_{\text{уч}}; \quad (5.3)$$

$$N_{\text{уч}} = \rho g Q H_{\text{уч}}, \quad (5.4)$$

где $H_{\text{уч}} = z_1 - z_2$ – разность уровней (падение уровней) свободной поверхности водотока в пределах рассматриваемого участка, м.

Для водотоков с чистой пресной водой $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ и при $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ формула (5.4) приводится к удобному виду (в кВт):

$$N_{\text{уч}} = 9,81 Q H_{\text{уч}}. \quad (5.5)$$

Формулы (5.3) и (5.5) выражают теоретическую (потенциальную) энергию и мощность на рассматриваемом участке.

Суммируя потенциальные энергетические ресурсы по участкам водотока, получаем потенциальные энергетические ресурсы реки.

Гидроэнергетические ресурсы подразделяются на теоретические (потенциальные), технические и экономические.

Теоретические гидроэнергетические ресурсы – это теоретические запасы, определяемые по формуле

$$\mathcal{E} = 8760 \sum_{i=1}^n 9,81 Q_i H_i, \quad (5.6)$$

где $\mathcal{E}$ – энергия, кВт·ч; Q_i – средний годовой расход реки на i -м рассматриваемом участке, м³/с; H_i – падение уровня реки на этом участке, м; n – число участков.

Они подсчитываются в предположении, что весь сток будет использован для выработки электроэнергии без потерь при преобразовании гидравлической энергии в электрическую.

Мировые потенциальные гидроэнергетические ресурсы оцениваются в $35 \cdot 10^3$ млрд. кВт·ч в год, потенциальные ресурсы России составляют 2896 млрд. кВт·ч.

Технические гидроэнергетические ресурсы – всегда меньше теоретических, так как они учитывают потери:

- гидравлических напоров в водоводах, бьефах, на неиспользуемых участках водотоков;
- расходов воды на испарение из водохранилищ, фильтрацию, холодные сбросы и т.п.;
- энергии в различном гидроэнергетическом оборудовании.

Технические ресурсы характеризуют возможность получения энергии на современном этапе.

Технические гидроэнергетические ресурсы России составляют 1670 млрд. кВт·ч в год, в том числе по малым ГЭС – 382 млрд. кВт·ч в год.

Выработка электроэнергии на действующих ГЭС России в 2002 г. составила 170,4 млрд. кВт·ч, в том числе на малых ГЭС – 2,2 млрд. кВт·ч.

Экономические гидроэнергетические ресурсы – это часть технических ресурсов, которую по современным представлениям целесообразно использовать в обозримой перспективе. Они существенно зависят от прогресса в энергетике, удаленности ГЭС от места подключения к энергосистеме, обеспеченности рассматриваемого региона другими энергетическими ресурсами, их стоимости, качества и т. п.

5.3. Схемы создания напора и основное оборудование ГЭС

Наиболее эффективное использование энергии водотока возможно при концентрации перепадов уровней воды на относительно коротком участке. Для использования падения уровней рек, распределенных по значительной длине водотока, прибегают к искусственному сосредоточению перепада, что может быть осуществлено различными способами.

Различают три основные схемы:

- плотинная, при которой напор создается плотиной;
- деривационная, где напор создается преимущественно с помощью деривации (отведения, отклонения), выполняемой в виде канала, туннеля или трубопровода;
- комбинированная, в которой напор создается плотиной и деривацией.

Плотинная схема (см. рис. 5.2, I) предусматривает создание подпора уровня водотока путем сооружения плотины. Образующееся при этом водохранилище может использоваться в качестве регулирующей емкости, позволяющей периодически накапливать запасы воды и более полно использовать энергию водотока.

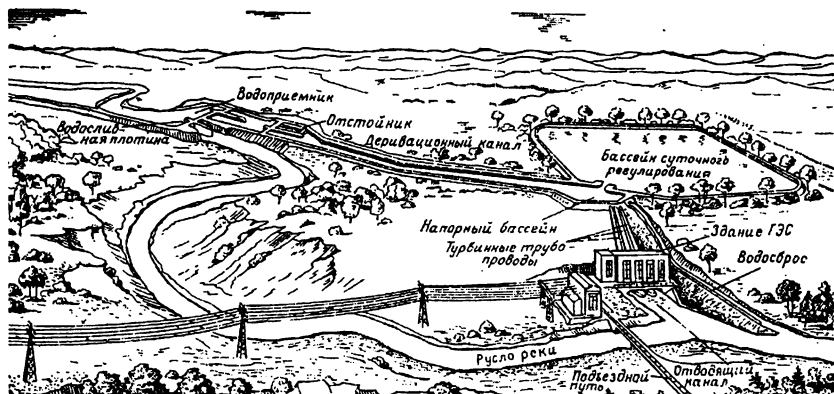
В гидроузлах, осуществленных по плотинной схеме создания напора, различают русловые и приплотинные здания станций.

ГЭС с русловым зданием характеризуется тем, что ее здание входит в состав водоподпорных сооружений и воспринимает давление воды со стороны верхнего бьефа. Конструкция здания в этом случае должна удовлетворять всем требованиям устойчивости и прочности, предъявляемым к плотинам. Размеры здания, в частности его высота, определяются напором, поэтому ГЭС с русловыми зданиями строятся при сравнительно небольших напорах – до 30–40 м (каскад Волжских ГЭС).

ГЭС с приплотинным зданием характеризуется тем, что ее здание располагается за плотиной (см. рис. 5.1) и не воспринимает давление воды. На крупных современных гидроэлектростанциях такого типа напор достигает до 300 м (Красноярская ГЭС).

Деривационная схема (см. рис. 5.2, II и III), позволяет получить сосредоточенный перепад путем отвода воды из естественного русла по искусственному водоводу, имеющему меньший продольный уклон. Благодаря этому уровень воды в конце водовода оказывается выше уровня воды в реке; эта разность уровней и является напором гидроэлектростанции. В зависимости от типа искусственных водоводов (деривации) различают ГЭС с напорной и с безнапорной деривацией.

При безнапорной деривации отвод воды из реки осуществляется безнапорными водоводами, например, открытым каналом (рис. 5.3, а).



а



б

Рис. 5.3. Общий вид деривационной ГЭС:

а – с безнапорной деривацией; б – с напорной деривацией

Для забора воды в деривационный канал в русле реки возводится невысокая плотина, создающая водохранилище. Вода в канал поступает через водоприемник. Плотина, водоприемник, а в ряде случаев и другие сооружения (водосброс, отстойник и др.) образуют так называемый головной узел деривационной гидроэлектростанции.

Деривационный канал заканчивается напорным бассейном, из которого вода по трубопроводам подается к турбинам в здание станции. Прошедшая через турбины вода отводится обратно в русло реки по отводящему каналу. Напорный бассейн, трубопроводы, здание станции и другие сооружения, примыкающие к ним, образуют станционный узел, который в зависимости от длины деривации может находиться на значительном удалении от головного узла.

На рис. 5.3, б показан общий вид ГЭС с напорной деривацией в виде напорного туннеля. В ряде случаев для защиты деривационных напорных водоводов от перегрузок избыточным внутренним давлением может потребоваться строительство специального сооружения – уравнительного резервуара.

Создание или увеличение сосредоточенного перепада уровней воды можно осуществить также посредством отводящего деривационного водовода, продольный уклон которого меньше уклона естественного русла. В этом случае здание ГЭС располагается в глубокой выемке или под землей в удалении от нижнего сечения используемого участка водотока.

Сооружение деривационных ГЭС оказывается целесообразным в горных условиях при больших уклонах рек и относительно малых расходах воды; тогда при небольшой протяженности и малой площади сечения деривационного водовода можно получить большой напор (до 1000 м и более) и соответственно большую мощность.

Комбинированная схема (см. рис. 5.2, III) предусматривает создание напора посредством использования напора как плотины, так и деривационных сооружений.

На всех гидроэлектростанциях, осуществленных по любой из указанных выше схем, механическая энергия движущихся масс воды преобразуется в электрическую с помощью гидротурбин и гидрогенераторов, размещенных вместе с многочисленным вспомогательным оборудованием в зданиях станции.

5.3.1. Напоры гидроэлектрических станций

Напоры гидроэлектрических станций определяются в соответствии с типами ГЭС. Разность отметок верхнего и нижнего бьефов называется статическим напором $H_{\text{ст}}$, м:

$$H_{\text{ст}} = \nabla \text{ВВ} - \nabla \text{НБ}.$$

Разность удельных энергий потока в сечении 1–1 верхнего бьефа до входа в энергетические водоводы и в сечении 2–2, расположенном в нижнем бьефе за отсасывающими трубами гидротурбин, называется напором брутто $H_{\text{бр}}$, м (см. рис. 5.4):

$$H_{\text{бр}} = H_{\text{ст}} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}.$$

Разность напора брутто и гидравлических потерь в подводящем и отводящем водоводах $h_{\text{пот}}$ (по длине и местные) называется напором нетто $H_{\text{н}}$, м:

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - h_{\text{пот}}. \quad (5.7)$$

Поскольку разность кинетических энергий обычно невелика, в большинстве случаев для практических расчетов напор, используемый турбинами ГЭС, м, принимается равным

$$H = H_{\text{ст}} - h_{\text{пот}} \quad (5.8)$$

Потери напора $h_{\text{пот}}$ обычно составляют 2–5% $H_{\text{ст}}$.

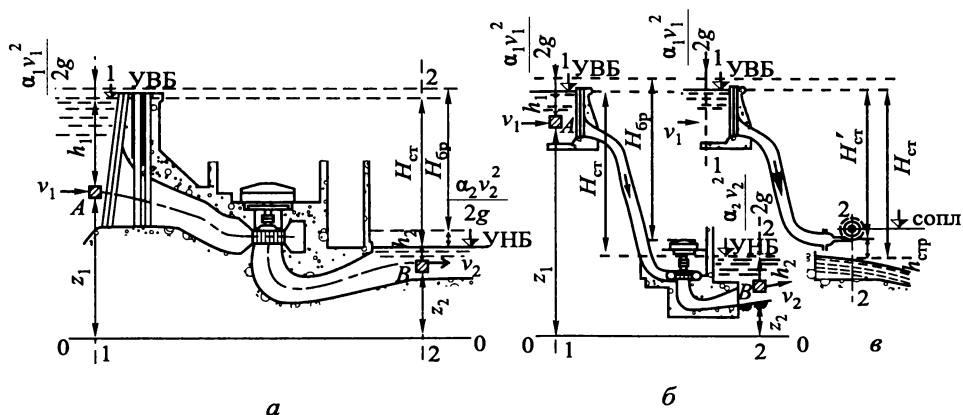


Рис. 5.4. Схемы определения напоров ГЭС: *а* – русловая ГЭС; *б* – деривационная ГЭС; *в* – ГЭС с ковшовыми турбинами

При использовании на ГЭС активных ковшовых гидротурбин с выпуском воды из сопла в атмосферу имеется еще дополнительная потеря напора $h_{\text{стр}}$ (см. рис. 5.4, *в*), равная разности отметок оси струи и уровня нижнего бьефа. Напор турбин в этом случае определится выражением

$$H = H_{\text{ст}} - h_{\text{стр}} - h_{\text{пот}} \quad (5.9)$$

5.3.2. Гидротурбины

Основным энергетическим оборудованием ГЭС являются гидротурбины и генераторы.

Гидравлической турбиной называется машина, преобразующая энергию движения воды в механическую энергию вращения ее рабочего колеса. Гидротурбины разделяют на два класса: активные и реактивные. Турбина называется *активной*, если используется только кинетическая энергия потока, и *реактивной*, если используется и потенциальная энергия при реактивном эффекте.

Наиболее распространенными активными гидротурбинами являются ковшовые (рис. 5.5).

В *ковшовой активной турбине* потенциальная энергия гидростатического давления в суживающейся насадке – сопле – полностью превращается в кинетическую энергию движения воды. Рабочее колесо турбины выполнено в виде диска, по окружности которого расположены ковшеобразные лопасти 7 (рис. 5.5). Вода, огибая поверхности лопастей, меняет направление движения. При этом возникают центробежные силы, действующие на поверхности лопастей, и энергия движения воды преобразуется в энергию вращения колеса турбины.

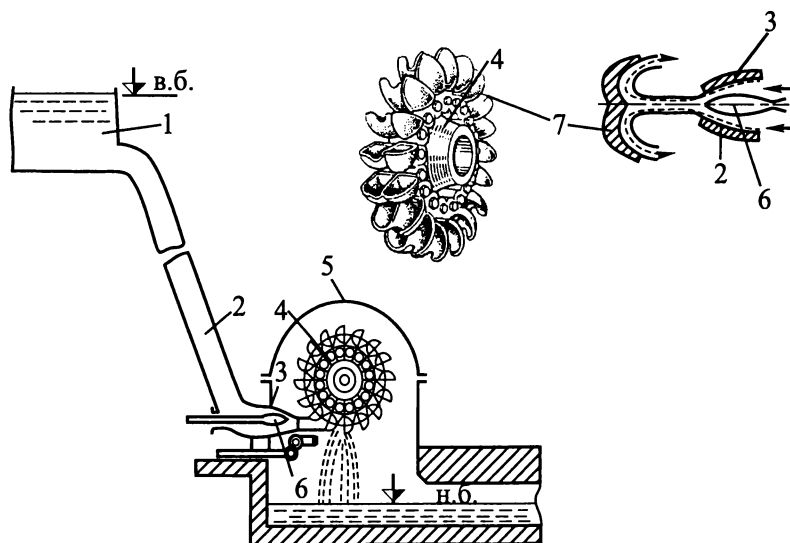


Рис. 5.5. Принцип работы и общий вид ковшовой турбины:

- 1** – бассейн верхнего уровня (бьефа); **2** – турбинный трубопровод;
3 – сопло; **4** – рабочее колесо; **5** – кожух; **6** – регулировочная игла;
7 – лопасти (ковши)

Если скорость движения воды, вытекающей из турбины, равна нулю, то вся кинетическая энергия воды, не считая потерь, превращается в механическую энергию турбины.

Внутри сопла расположена регулирующая игла **6** (рис. 5.5), перемещением которой меняется выходное сечение сопла, а следовательно, и расход воды.

В *реактивной гидравлической турбине* на лопастях рабочего колеса преобразуется как кинетическая, так и потенциальная энергия воды в механическую энергию турбины. Вода, поступающая на рабочее колесо турбины, обладает избыточным давлением, которое по мере протекания воды по проточному тракту рабочего колеса уменьшается. При этом вода оказывает реактивное давление на лопасти турбины и слагающая потенциальной энергии воды превращается в механическую энергию рабочего колеса турбины.

За счет кривизны лопастей изменяется направление потока воды, при котором, как и в активной турбине, кинетическая энергия воды в результате действия центробежных сил превращается в механическую энергию турбины. Рабочее колесо реактивной турбины в отличие от активной полностью находится в воде, т. е. поток воды поступает одновременно на все лопасти рабочего колеса. Различные конструкции рабочих колес реактивных турбин показаны на рис. 5.6.

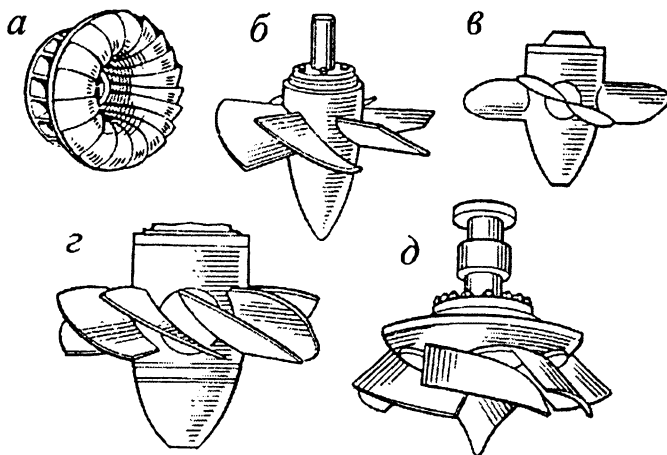


Рис. 5.6. Общие виды рабочих колес гидротурбин:
а – радиально-осевое; **б** – пропеллерное; **в** – поворотнo-лопастное;
г – двухперовое; **д** – диагональное

У *радиально-осевых турбин* лопасти рабочего колеса имеют сложную кривизну, поэтому вода, поступающая с направляющего аппарата, постепенно меняет направление с радиального на осевое.

Такие турбины используют в широком диапазоне напоров от 30 до 600 м. В настоящее время созданы уникальные радиально-осевые турбины мощностью 700 МВт.

Пропеллерные турбины обладают простой конструкцией и высоким КПД, однако у них с изменением нагрузки КПД резко уменьшается.

У *поворотнo-лопастных гидротурбин* в отличие от пропеллерных лопасти рабочего колеса поворачиваются при изменении режима работы для поддержания высокого значения КПД.

Двухперовые турбины имеют спаренные рабочие лопасти, что позволяет повысить расход воды. Широкое применение их ограничено конструктивными сложностями. Сложная конструкция свойственна также *диагональным турбинам*, у которых рабочие лопасти поворачиваются относительно своих осей.

Радиально-осевые турбины установлены на Братской, Красноярской ГЭС и др. Поворотнo-лопастными турбинами оборудованы Куйбышевская, Волгоградская, Каховская и Кременчугская ГЭС и др.

На электрических станциях турбина и генератор связаны общим валом. Частоты их вращения не могут выбираться произвольно. Они зависят от числа пар полюсов ротора генератора и частоты переменного тока, которая должна соответствовать стандартной. Кроме того, необходимо учитывать, что при небольших частотах вращения турбины получаются громоздкими и дорогими. Чтобы получить скорости агрегатов, близкие к оптимальным, при больших напорах используют турбины с малыми значениями коэффи-

циента быстроходности, а при небольших напорах – с большими значениями этого коэффициента.

Разнообразие природных условий, в которых сооружаются ГЭС, определяет разнообразие конструктивного исполнения турбин. Мощности турбин изменяются от нескольких киловатт до 640 МВт, а частота вращения изменяется от $16 \frac{2}{3}$ до 1500 мин⁻¹.

В последнее время стали применяться горизонтальные агрегаты (капсульные), в которых генератор заключен в герметичную капсулу, обтекаемую водой. КПД таких агрегатов выше (95–96%) благодаря лучшим гидравлическим условиям обтекания.

При сооружении ГЭС обычно решают комплекс народнохозяйственных задач, в который помимо выработки электрической энергии входит регулирование стока воды и улучшение судоходства реки, создание орошаемых массивов, развитие энергоемких производств, использующих местное сырье, и т. д.

В настоящее время на равнинных реках сооружают станции, напор которых достигает 100 м, например на Братской ГЭС, построенной на Ангаре, и на Асуанской ГЭС, построенной в Египте.

На рис. 5.7 показана Саяно-Шушенская ГЭС на р. Енисей, у которой высота плотины составляет 240 м и вода по водоводам поступает к 10 турбинам, вращающим электрические генераторы мощностью по 640 МВт каждый.

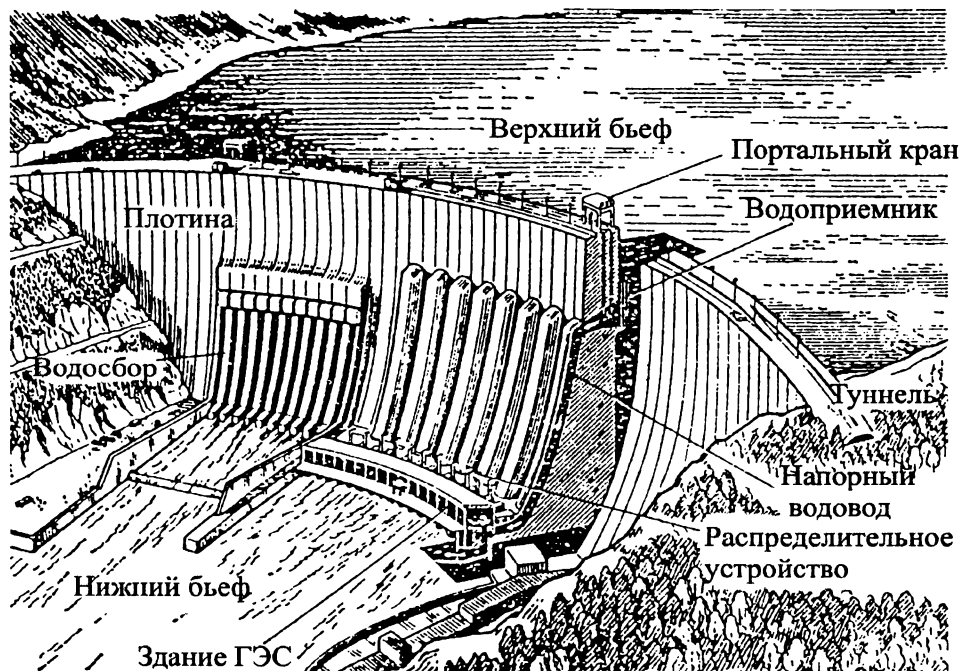


Рис. 5.7. Общий вид Саяно-Шушенской ГЭС
(приплотинного типа с напором 240 м, мощностью 6400 МВт)

5.4. Энергия и мощность ГЭС

Энергия, используемая ГЭС, может быть определена из (5.3) путем замены $H_{\text{уч}}$ на напор H по (5.8) или по (5.9). Однако на ГЭС выработку энергии и мощность принято измерять на выводах гидротурбинатора, поэтому энергия и мощность ГЭС будет определяться с учетом коэффициентов полезного действия гидротурбины и электротурбинатора.

Мощность на валу гидротурбины (кВт) определяется как

$$N_{\text{т}} = 9,81 Q_{\text{т}} H \eta_{\text{т}}, \quad (5.10)$$

где $Q_{\text{т}}$ – расход воды через гидротурбину, $\text{м}^3/\text{с}$; H – напор турбины с учетом потерь по (5.8) или (5.9); $\eta_{\text{т}}$ – коэффициент полезного действия (КПД) турбины (у современных крупных гидротурбин $\eta_{\text{т}} = 0,93\text{--}0,96$).

Электрическая мощность гидрогенератора

$$N_{\text{ген}} = N_{\text{т}} \eta_{\text{ген}}, \quad (5.11)$$

где $\eta_{\text{ген}}$ – КПД гидрогенератора, обычно $\eta_{\text{ген}} = 0,97$.

Регулирование мощности агрегата ГЭС производится изменением расхода воды, проходящего через гидротурбину. Мощность ГЭС в i -й момент времени равна

$$N_{\text{ги}} = 9,81 Q_{\text{ги}} H_{\text{ги}} \eta_{\text{ги}}, \quad (5.12)$$

где $Q_{\text{ги}}$, $H_{\text{ги}}$, $\eta_{\text{ги}}$ – расход ГЭС, напор ГЭС и КПД ГЭС соответственно в i -й момент времени.

Выработка электроэнергии ГЭС (кВт·ч) за период времени T (ч) определяется как

$$\mathcal{E}_{\text{ГЭС}} = \int_0^T N_{\text{ги}} dt. \quad (5.13)$$

В качестве расчетного периода T рассматриваются час, сутки, неделя, месяц, год.

Годовая выработка электроэнергии ГЭС не является постоянной величиной, а изменяется в зависимости от объема стока, поступившего в водохранилище, степени его регулирования и условий эксплуатации ГЭС. При годичном регулировании годовая выработка электроэнергии ГЭС, как правило, существенно колеблется в основном за счет энергоотдачи в паводковый период.

При многолетнем регулировании неравномерность выработки электроэнергии по годам бывает незначительной.

Очевидно, что электрическая мощность, подведенная к потребителю, меньше мощности, производимой гидроэлектростанцией, $N_{\text{ГЭС}}$. Сумма всех потерь при передаче электрической мощности от ГЭС до потребителя и при многократных преобразованиях ее в повышающих и понижающих трансформаторах можно оценить при помощи КПД системы передачи и преобразований $\eta_{\text{пер}}$. Обычно $\eta_{\text{пер}}$ составляет $0,92\text{--}0,93$.

Установленная мощность ГЭС $N_{\text{уст}}$ определяется как сумма номинальных (паспортных) мощностей установленных на ней генераторов. Она соответствует максимальной мощности, которую может развить гидроэлектростанция.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные типы ГЭС.
2. Какие параметры характеризуют водоток?
3. Как определяется напор гидроэлектрических станций нетто и брутто?
4. Какие виды гидротурбин используются на ГЭС?
5. Как определяется мощность и энергия гидроэлектростанции за какой-нибудь период времени?

Глава 6. Ветроэнергетика и солнечная энергетика

6.1. Общие сведения о ветроэнергетике

Энергия ветра на земном шаре оценивается в 175–219 тыс. ТВт·ч в год, при этом развиваемая им мощность достигает $(20\text{--}25) \cdot 10^9$ кВт. Это примерно в 2,7 раза больше суммарного расхода энергии на планете. Считают, однако, что полезно может быть использовано только 5% от этой величины; в настоящее же время используется значительно меньше. Применять ветер, т. е. энергию движения воздуха, человек начал еще в глубокой древности.

Постоянные воздушные течения к экватору со стороны северного и южного полушарий образуют систему пассатов. Общая циркуляция атмосферы происходит главным образом из-за вращения Земли, при котором под действием центробежной силы инерции воздушные массы отбрасываются в районе экватора в верхние слои атмосферы. На место ушедших масс воздуха с севера и юга подтекают новые воздушные слои.

Помимо постоянных движений воздушных слоев существуют периодические движения воздуха с моря на сушу и обратно в течение суток (бризы) и года (муссоны). Происхождение бризов и муссонов обусловлено различными нагреваниями воды и суши вследствие их различной теплоемкости.

При использовании энергии ветра в современных условиях стремились учесть опыт тех стран, в которых ветряные двигатели издавна широко применялись, особенно в Дании и Голландии – классических странах ветряных мельниц.

Многие видные русские исследователи, такие, как профессор Н.Е. Жуковский и академик С.А. Чаплыгин, внесли большой вклад в развитие ветряных двигателей.

Ветроэнергетика – отрасль науки и техники, разрабатывающая теоретические основы, методы и средства использования энергии ветра для получения механической, электрической и тепловой энергии (ветротехника) и определяющая области и масштабы целесообразного использования ветровой энергии в народном хозяйстве.

Использование ветровой энергии осуществляется с помощью специальных установок.

Ветроэнергетическая установка (ВЭУ) – это комплекс технических устройств для преобразования кинетической энергии ветрового потока в какой-либо другой вид энергии. ВЭУ состоит из ветроагрегата (ветродвигатель в комплекте с одной или несколькими рабочими машинами), устройства, аккумулирующего энергию или резервирующего мощность, в ряде случаев дублирующего двигателя (большой частью теплового) и систем автоматического управления и регулирования режимов работы установки.

Различают ветросиловые установки и ветроэлектрические станции.

Под *ветродвигателем* понимают двигатель, использующий кинетическую энергию ветра для выработки механической энергии. Различают ветродвигатели крыльчатые с коэффициентом использования энергии ветра до 0,48 (наиболее распространенные), карусельные или роторные, с коэффициентом использования не более 0,15, и барабанные.

В основном ветродвигатели применяют в ветроэлектрических станциях.

В настоящее время ветроэнергетика – одна из самых бурно развивающихся отраслей мировой электроэнергетики. В 60–70-е годы прошлого столетия большинство эксплуатируемых в Европе ВЭУ имело мощность до 20 кВт, затем – от 100 до 250 кВт; средняя мощность ВЭУ, выпущенных в 2002 г. в Германии, составила 1100 кВт. Тенденция роста единичных мощностей ВЭУ, по-видимому, сохранится и далее.

Современные мощные ВЭУ более экономичны, стоимость 1 кВт установленной мощности таких установок ниже. Ветроколесо мощных ВЭУ находится на большой высоте, где скорость ветра выше (рис. 6.1, а). Выше у них и коэффициент удельной выработки электроэнергии $K_{уд}$, являющийся обобщенной характеристикой ВЭУ (рис. 6.1, б):

$$K_{уд} = \frac{W_{год}}{\pi R^2}, \quad (6.1)$$

где $W_{год}$ – годовая выработка электроэнергии, кВт·ч; πR^2 – ометаемая поверхность ветроколеса, м².

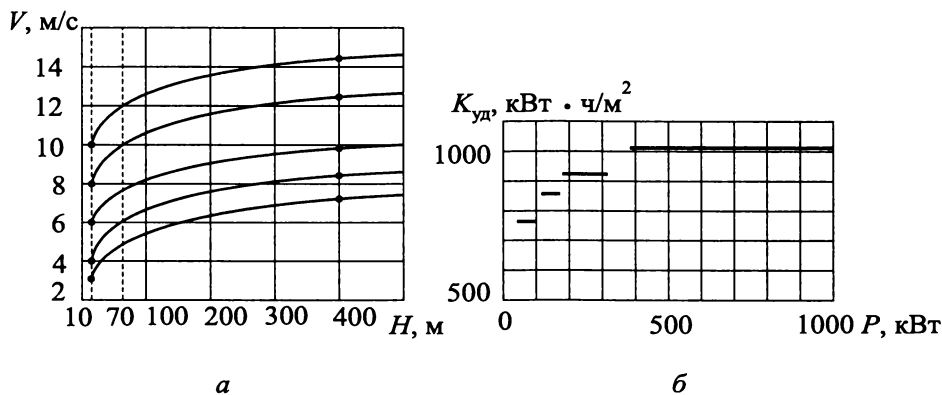


Рис. 6.1. К характеристикам ВЭУ:

а – зависимость среднегодовой скорости ветра от высоты над поверхностью земли; б – средняя удельная выработка электроэнергии ВЭУ в Дании

Считается целесообразным установка ВЭУ в местах, где среднегодовая скорость ветра составляет более 5 м/с.

На бурное развитие ВЭУ указывают данные роста установленных мощностей в ряде стран мира (табл. 6.1).

Таблица 6.1

**Установленная мощность ветроустановок в странах мира,
подключенных к электрическим сетям, МВт**

Страна	1998 г.	2001 г.
Дания	130	2417
Германия	2875	8754
Италия	178	697
Испания	834	3337
Швеция	174	290
Англия	333	474
Финляндия	17,4	39
Португалия	60	125
Россия	4,15	7
Канада	82	142
США	1820	2525
Китай	214	328
Япония	40	142
Всего в мире	9665	24 000

Важным шагом в развитии ветроэнергетики в России, обладающей огромным потенциалом, можно считать сдачу в эксплуатацию в 2002 г. самого крупного ветропарка в стране мощностью 5,1 МВт (одна установка мощностью 600 кВт и 20 – по 225 кВт каждая), построенного в Калининградской области. Кроме этого построена Анадырьская ВЭС (Чукотка) мощностью 2,5 МВт (10 агрегатов по 250 кВт) и строится Элистинская ВЭС (Калмыкия) мощностью 22 МВт (22 агрегата по 1 МВт).

6.2. Энергия воздушного потока и мощность ВЭУ

Кинетическая энергия $\mathcal{E}_{\text{кин}}$, Дж, воздушного потока со средней скоростью v , м/с, проходящего через поперечное сечение F , м², перпендикулярное v , и массой воздуха m , кг, рассчитывается по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{кин}} = \frac{mv^2}{2}. \quad (6.2)$$

Величина m определяется по формуле

$$m = \rho v F,$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Обычно в расчетах в качестве ρ принимают ее значение, равное 1,226 кг/м³ и соответствующее следующим нормальным климатическим условиям: $t = 15^\circ\text{C}$, $p = 760$ мм рт. ст. или 101,3 кПа. Если в (6.2) в качестве m взять секундную массу воздуха (кг/с), то получим значение мощности, развиваемой потоком воздуха (Дж/с или Вт), т. е.

$$N = 0,5\rho v^3 F. \quad (6.3)$$

Для $F = 1$ м² получаем значение удельной мощности ветрового потока $N_{\text{уд}}$ (Вт/м²) со скоростью v , м/с:

$$N_{\text{уд}} = 0,5\rho v^3. \quad (6.4)$$

Обычно в ветроэнергетике используется рабочий диапазон скоростей ветра, не превышающих 25 м/с. Эта скорость соответствует 9-балльному ветру (шторм) по 12-балльной шкале Бофорта. Ниже приведены значения $N_{\text{уд}}$ для указанного рабочего диапазона скоростей ветра:

v , м/с	2	3	4	5	10	14	18	20	23	25
$N_{\text{уд}}$, Вт/м ²	4,9	16,55	39,2	76,6	613	1682	3575	4904	7458	9578

Преобразование кинетической энергии ветра в электрическую происходит с помощью ветроэнергетических установок (ВЭУ), которые можно классифицировать по следующим признакам:

- по мощности – малые (до 10 кВт), средние (от 10 до 100 кВт), крупные (от 100 до 1000 кВт), сверхкрупные (более 1000 кВт);
- по числу лопастей рабочего колеса – одно-, двух-, трех- и многолопастные;
- по отношению рабочего колеса к направлению воздушного потока – с горизонтальной осью вращения, параллельной (рис. 6.2, а) или перпендикулярной вектору скорости (ротор Дарье) (рис. 6.2, б).

В настоящее время в мире и в России наибольшее распространение получили трехлопастные ВЭУ с горизонтальной осью вращения, в состав которых входят следующие основные компоненты: рабочее колесо 1, гондола 2 с редуктором и генератором, башня 3 и фундамент 4.

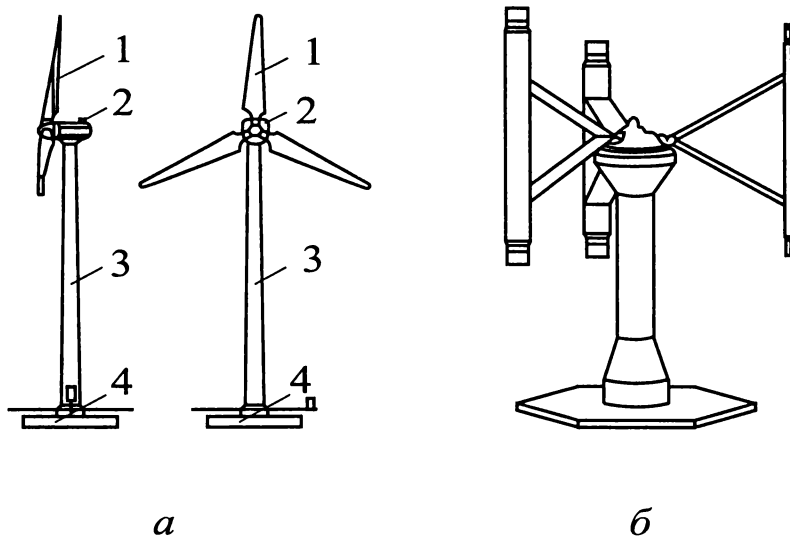


Рис. 6.2. Виды ветроэнергетических установок:

а – ВЭУ с горизонтальной осью вращения; **б** – ВЭУ с вертикальной осью вращения; 1 – рабочее колесо; 2 – гондола с двигателем и редуктором; 3 – башня; 4 – фундамент установки

Башня – чаще трубообразная, реже – решетчатая, на ней в гондоле размещается основное энергетическое, механическое и вспомогательное оборудование ВЭУ, в том числе рабочее колесо или ротор с лопастями, преобразующий энергию ветра в энергию вращения вала, редуктор для повышения частоты вращения вала ротора и генератор. Лопасти ротора могут быть жестко закреплены на его втулке или изменять свое положение в зависимости от скорости ветра для повышения полезной мощности ВЭУ. В качестве генератора могут использоваться: синхронные и асинхронные (чаще всего), а также (реже) асинхронизируемые синхронные генераторы.

Для каждой ветроэнергетической установки можно выделить три следующих характерных значения рабочей скорости ветра:

- 1) $v_p^{\min}$, при которой $0 \leq v \leq v_p^{\min}$ и мощность ВЭУ равна нулю;
- 2) v_p^N , при которой скорость ветра $v_p^{\min} \leq v \leq v_p^N$ и мощность ВЭУ меняется в зависимости от скорости ветра и частоты вращения ротора;
- 3) $v_p^{\max}$, при скорости ветра $v > v_p^{\max}$ мощность ВЭУ равняется нулю за счет принудительного торможения ротора или разворота его лопастей параллельно вектору скорости ветра.

Для ориентировочных расчетов в диапазоне скоростей ветра от $v_p^{\min}$ до v_p^N полезная мощность ВЭУ $N_{\text{ВЭУ}}$, кВт, для заданной скорости ветра v , м/с, на высоте башни H_b , м, и диаметре ротора ВЭУ D_1 , м, рассчитывается по формуле

$$N_{\text{ВЭУ}} = N_{\text{уд}} F_{\text{ВЭУ}} \eta_p \eta_r \zeta \cdot 10^{-3}, \quad (6.5)$$

где $N_{\text{уд}}$, Вт/м², определяется по формуле (6.4); $F_{\text{ВЭУ}}$ – ометаемая площадь ВЭУ с горизонтальной осью вращения, м², определяемая по формуле $F_{\text{ВЭУ}} = \frac{\pi D_1^2}{4}$; η_p – КПД ротора (порядка 0,9); η_r – КПД электрогенератора (порядка 0,95); ζ – коэффициент мощности, обычно принимаемый равным 0,45 в практических расчетах, который учитывает долю получаемой мощности ветродвигателем от мощности воздушного потока.

После подстановки всех указанных значений в (6.5) получаем для ориентировочных расчетов:

$$N_{\text{ВЭУ}} = 1,85 D_1^2 v^3. \quad (6.6)$$

Для малых ВЭУ $v_p^{\min}$ находится обычно в пределах 2,5–4 м/с, а v_p^N – от 8 до 10 м/с. Для крупных ВЭУ указанные значения составляют 4–5 м/с и 12–15 м/с соответственно. Предельная допустимая скорость ветра по соображениям прочности ВЭУ равна 60 м/с.

Уровень шума крупных ВЭУ непосредственно у основания башни не превышает 95–100 дБ. Обычно для энергетических целей используют кинетическую энергию приземного слоя воздуха высотой не более 200 м с максимальной его плотностью ρ . При этом для повышения мощности единичной ВЭУ с заданным диаметром ротора D_1 , м, стремятся увеличить высоту башни H_0 , м, так как скорость ветра увеличивается с высотой.

Чем выше расчетная скорость ветра, тем выше эффективность ВЭУ. Обычно в качестве нее применяется среднегодовая скорость ветра v_0 , м/с, которая относительно мало меняется по годам. В то же время скорость ветра в течение года может существенно меняться во времени (как в течение суток, так и года в целом).

Для нее характерны случаи, когда скорость ветра равна нулю (штиль), или не превышает $v_p^{\min}$ (в этом случае мощность ВЭУ равна нулю из-за малой скорости ветра), или превышает $v_p^{\max}$ (здесь мощность ВЭУ также равна нулю, но уже по соображениям прочности сооружений). Это означает, что гарантированная мощность ВЭУ в этих случаях равна нулю, и использование ВЭУ может лишь привести к экономии других видов энергоресурсов.

Процесс изменения скорости ветра в течение года имеет свои закономерные зависимости (зимой скорость ветра выше, чем летом; в полдень выше, чем утром).

В ветроэнергетических расчетах учитывается также и «роза ветров», т. е. характерные направления скоростей ветра в данной точке в течение года. Особое значение «роза ветров» приобретает в случае строительства ветропарков или ветроэлектростанций (ВЭС), состоящих из нескольких ВЭУ (десятков-сотен) в данной местности.

Для оценки перспективности ВЭУ в данной местности или регионе необходимо знать его валовые, технические и экономические ветроэнергетические ресурсы.

Для России в целом указанные виды ресурсов соответственно равны: 80000; 6218 и 31 ТВт·ч. На сегодняшний день использование указанных ресурсов ветра в России практически неощутимо. Обычно в мировой практике принято считать, что если среднегодовая скорость ветра в данной местности превышает 5 или 6 м/с, то использование ВЭУ здесь весьма перспективно.

Для среднегодовых скоростей ветра от 3 до 5 (6) м/с необходимы детальные технико-экономические расчеты, в том числе и учет условий использования ВЭУ – в объединенной или локальной сети или для питания автономного потребителя, а также конкретные социально-экологические и экономические характеристики рассматриваемого региона.

Весьма перспективным для России представляется совместное использование ВЭУ и дизельных энергоустановок (ДЭУ), которые в настоящее время составляют основы локальных систем электроснабжения обширных северных и приравненных к ним территорий страны. Использование энергии ветра в России весьма незначительно, хотя в стране имеется хороший производственный потенциал для разработки серийных или массовых ВЭУ любой мощности (от сотен ватт до 1 МВт).

Весьма ощутимы успехи развития ветроэнергетики в мире, где ежегодный прирост мощности в последнее пятилетие составляет 30% и более в разных странах. На 01.01.2008 г. общая установленная мощность в мире составила 40.000 МВт при годовом приросте мощности 6824 МВт (27,37%).

6.3. Солнечная энергетика

Лучистая энергия Солнца, поступающая на Землю, представляет собой самый значительный источник энергии, которым располагает человечество. Поток солнечной энергии на земную поверхность эквивалентен условному топливу $1,2 \cdot 10^{14}$ т. Солнце, как и другие звезды, является раскаленным газом. В его составе 82% водорода, 17% гелия, остальные элементы составляют около 1%. Внутри Солнца существует область высокого давления, где температура достигает 15–20 млн. градусов. На Солнце имеется в незначительном количестве кислород и поэтому процессы горения, понимаемые в обычном смысле, не протекают сколько-нибудь заметно. Огромная энергия образуется на Солнце за счет синтеза легких элементов водорода и гелия.

Одна из проблем использования солнечной энергии заключается в том, что наибольшее количество ее поступает летом, а наибольшее потребление энергии происходит зимой.

Солнечная энергетика – отрасль науки и техники, разрабатывающая основы, методы и средства использования солнечного излучения или солнечной радиации для получения электрической, тепловой и других видов энергии и использования их в народном хозяйстве.

Солнечное излучение (СИ) – это процесс переноса энергии при распространении электромагнитных волн в прозрачной среде. По квантовой теории электромагнитные волны – это поток элементарных частиц и фотонов с нулевой массой покоя, движущихся в вакууме со скоростью света. В космосе через 1 м^2 в 1 с проходит $3 \cdot 10^{21}$ фотонов, энергия которых зависит от длины волны (мкм).

Земля находится от Солнца на расстоянии примерно 150 млн. км. Площадь поверхности Земли, облучаемой Солнцем, составляет около $500 \cdot 10^6 \text{ км}^2$. Поток солнечной радиации, достигающей Земли, по разным оценкам составляет $(7,5\text{--}10) \cdot 10^7 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}$, или $(0,85\text{--}1,2) \cdot 10^{14} \text{ кВт}$, что значительно превышает ресурсы всех других возобновляемых источников энергии.

Солнечное излучение на поверхность Земли зависит от многих факторов: широты и долготы местности, ее географических и климатических особенностей, состояния атмосферы, высоты Солнца над горизонтом, размещения приемника СИ на Земле и по отношению Солнца и т.д.

Поток солнечного излучения на Землю меняется, достигая максимума в $2200 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^2$ в год для северо-запада США, запада Южной Америки, части юга и севера Африки, Саудовской Аравии и Центральной части Австралии. Россия находится в зоне, где поток СИ меняется в пределах от 800 до $1400 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^2$ в год. При этом продолжительность солнечного сияния в России находится в пределах от 1700 до 2000 ч/год и несколько более. Максимум указанных значений на Земле составляет более 3600 ч/год. За год на всю территорию России поступает солнечной энергии больше, чем энергия от всех российских ресурсов нефти, газа, угля и урана.

В мире сегодня солнечная энергетика весьма интенсивно развивается и занимает заметное место в топливно-энергетическом комплексе ряда стран, например, в Германии. В этой стране, как и в ряде других развитых и развивающихся стран, принят ряд законов на государственном уровне, которые дают существенную поддержку развитию нетрадиционных возобновляемых источников энергии и, в частности, солнечной энергетике.

Солнечная энергия на Земле используется с помощью солнечных энергетических установок, которые можно классифицировать по следующим признакам:

- по виду преобразования солнечной энергии в другие виды энергии – теплоту или электричество;
- по концентрированию энергии – с концентраторами и без концентраторов;
- по технической сложности – простые (нагрев воды, сушилки, нагревательные печи, опреснители и т. п.) и сложные.

Последние можно разделить на два подвида. Первый базируется в основном на системе преобразования солнечного излучения в тепло, которое далее чаще всего используется в обычных схемах тепловых электростанций. К ним относятся: башенные СЭС, солнечные пруды, солнечные энергетические установки с параболоцилиндрическими концентраторами.

Второй подвид базируется на прямом преобразовании солнечного излучения в электроэнергию с помощью солнечных фотоэлектрических установок (СФЭУ).

Солнечные коллекторы (СК) – это технические устройства, предназначенные для прямого преобразования СИ в тепловую энергию в системах теплоснабжения для нагрева воздуха, воды или других жидкостей. Системы теплоснабжения обычно принято разделять на *пассивные* и *активные*. Самыми простыми и дешевыми являются пассивные системы теплоснабжения, которые для сбора и распределения солнечной энергии используют специальным образом сконструированные архитектурные или строительные элементы здания или сооружения и не требуют дополнительного специального оборудования.

В настоящее время в мире все большее распространение получают активные системы теплоснабжения со специально установленным оборудованием для сбора, хранения и распространения энергии СИ, которые по сравнению с пассивными позволяют значительно повысить эффективность использования СИ, обеспечить большие возможности регулирования тепловой нагрузки и расширить область применения солнечных систем теплоснабжения в целом.

Солнечные коллекторы классифицируются по следующим признакам:

- 1) по назначению – для горячего водоснабжения, отопления;
- 2) по виду теплоносителя – жидкостные и воздушные;
- 3) по продолжительности работы – сезонные и круглогодичные;
- 4) по техническому решению – одно-, двух- и многоконтурные.

Сегодня наиболее распространены плоские водонагреватели или СК, позволяющие использовать как прямую, так и диффузную составляющие СИ, которая весьма значительна в условиях России.

Такой СК представляет собой теплоизолированный с тыльной стороны к СИ и боков ящик, внутри которого расположены теплопоглощающие каналы, по которым движется теплоноситель. Сверху СК закрыт светопропускающим материалом. Циркуляция теплоносителя в таком подогревателе (чаще всего воды) может осуществляться принудительно с помощью небольшого насоса или естественным путем за счет разности гидростатических давлений в столбах холодной и горячей воды (см. рис. 6.3, а).

Обычный солнечный водоподогреватель для нагрева воды до 50–60°C, в котором облучаемая поверхность ориентирована на юг под углом 25–35° к горизонту, имеет дневную производительность в среднем 70–80 л воды с 1 м² поверхности нагревателя.

В ряде стран мира солнечные коллекторы систем теплоснабжения стали обычным атрибутом жизни. Технологии эффективного нагрева воды для бытовых целей с помощью СИ достаточно хорошо отработаны. Например, в США более 60% находящихся в среднем на широте Крыма частных и общественных бассейнов обогреваются за счет СИ. При этом используются простейшие и дешевые системы – бесстекольные, без тепловой изоляции, пластиковые.

Солнечные фотоэлектрические установки в настоящее время находят все более широкое распространение и применение как источники энергии для средних и малых автономных потребителей, а иногда и для больших солнечных электростанций, работающих в энергосистемах параллельно с традиционными ТЭС, ГЭС и АЭС.

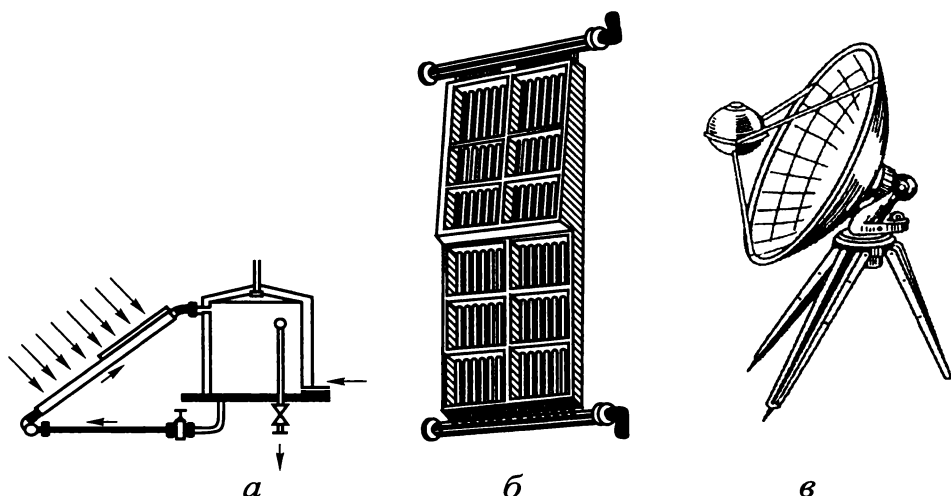


Рис. 6.3. Солнечный водонагреватель: а – схема установки;
б – секция солнечного водонагревателя;
в – параболический концентратор СИ

Конструктивно СФЭУ, работа которой состоит в преобразовании энергии СИ в электрическую энергию, обычно состоит из солнечных батарей в виде плоских прямоугольных поверхностей. Электрический ток в фотоэлектрическом генераторе возникает в результате процессов, происходящих в фотоэлементе при попадании на него СИ. Наиболее эффективны фотоэлектрические генераторы, основанные на возбуждении ЭДС (электродвижущей силы) на границе между проводником и светочувствительным полупроводником (например, кремний) или между разнородными проводниками.

За последние десятилетия фотоэнергетика сделала очень большие шаги в решении двух основных проблем: повышении КПД СФЭУ и снижении стоимости их производства.

Наибольшее распространение получили СФЭУ на основе кремния трех видов: монокристаллического, поликристаллического и аморфного. В промышленном производстве находятся СФЭУ со следующими КПД:

- 1) монокристаллический – 15–16% (до 24% на опытных образцах);
- 2) поликристаллический – 12–13% (до 16% на опытных образцах);
- 3) аморфный – 8–10% (до 14% на опытных образцах).

Все эти данные соответствуют так называемым однослойным фотоэлементам. Сегодня уже исследуются двух- и трехслойные фотоэлементы, которые позволяют использовать большую часть солнечного спектра по длине волны солнечного излучения.

Для двухслойного фотоэлемента на опытных образцах получено КПД 30%, а трехслойного 35–40%.

Наконец, в последние годы появился весьма перспективный конкурент для кремния в СФЭУ – арсенид галлия. Установки на его основе даже в однослойном исполнении имеют КПД до 30 % при гораздо более слабой зависимости его КПД от температуры, поскольку во время работы СФЭУ поверхности их сильно нагреваются, что приводит к снижению их энергетических показателей. Для охлаждения таких установок необходимо использовать охлаждающую воду.

В настоящее время СФЭУ с успехом используются в ряде стран мира, особенно в Японии, Германии и США.

По экспертным оценкам, вновь вводимая за год мощность СФЭУ в мире в 2005 г. составила 200 МВт, а в 2010 г. составит 700 МВт при среднегодовом приросте около 25%.

Сегодня в России имеется достаточная научная база для развития фотоэнергетики и мощное промышленное производство, которое способно создавать любые современные СФЭУ.

Контрольные вопросы

1. Опишите назначение ВЭУ и принцип ее работы.
2. Как определяется энергия и мощность воздушного потока?
3. Укажите три характерные рабочие скорости ветра ВЭУ.
4. Как определяется мощность ВЭУ?
5. На чем базируется солнечная энергетика?
6. Опишите принцип работы солнечной фотоэлектрической установки.

ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Глава 7. Котельные установки ТЭС

7.1. Общие сведения

Котельная установка состоит из котла и вспомогательного оборудования. Устройства, предназначенные для получения пара или горячей воды повышенного давления за счет теплоты, выделяемой при сжигании топлива, или теплоты, подводимой от посторонних источников (обычно с горячими газами), называют котельными агрегатами. Они делятся соответственно на *котлы паровые* и *котлы водогрейные*. Котельные агрегаты, использующие (т. е. утилизирующие) теплоту отходящих из печей газов или других основных и побочных продуктов различных технологических процессов, называют *котлами-утилизаторами*.

В состав котла входят: топка, пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель, каркас, обмуровка, тепловая изоляция, обшивка.

Вспомогательным оборудованием считают: тягодутьевые машины, устройства очистки поверхностей нагрева, устройства топливоприготовления и топливоподачи, оборудование шлако- и золоудаления, золоулавливающие и другие газоочистительные устройства, газовоздухопроводы, трубопроводы воды, пара и топлива, арматуру, гарнитуру, автоматику, приборы и устройства контроля и защиты, водоподготовительное оборудование и дымовую трубу.

К *арматуре* относят регулирующие и запорные устройства, предохранительные и водопробные клапаны, манометры, водоуказательные приборы.

В *гарнитуру* входят лазы, гляделки, люки, шиберы, заслонки.

Здание, в котором располагаются котлы, называют *котельной*.

Комплекс устройств, включающий в себя котельный агрегат и вспомогательное оборудование, называют *котельной установкой*. В зависимости от вида сжигаемого топлива и других условий некоторые из указанных элементов вспомогательного оборудования могут отсутствовать.

Котельные установки, снабжающие паром турбины тепловых электрических станций, называют энергетическими.

Для снабжения паром производственных потребителей и отопления зданий в ряде случаев создают специальные *производственные* и *отопительные* котельные установки.

В качестве источников теплоты для котельных установок используются природные и искусственные топлива (каменный уголь, жидкие и газообразные продукты нефтехимической переработки, природный и доменный газы и др.), отходящие газы промышленных печей и других устройств, солнечная энергия, энергия деления ядер тяжелых элементов (урана, плутония) и т. д.

Технологическая схема котельной установки с барабанным паровым котлом, работающим на пылевидном угле, приведена на рис. 7.1. Топливо с угольного склада после дробления подается конвейером в *бункер сырого угля 1*, из которого направляется в систему пылеприготовления, имеющую углеразмельняющую мельницу 2. Пылевидное топливо с помощью специального вентилятора 3 транспортируется по трубам в воздушном потоке к *горелкам 4* топки котла 5, находящегося в котельной 14. К горелкам подводится также вторичный воздух *дутьевым вентилятором 13* (обычно через *воздухоподогреватель* котла 10). Вода для питания котла подается в его *барабан 7 питательным насосом 12* из бака питательной воды 11, имеющего *деаэрационное устройство*. Перед подачей воды в барабан она подогревается в *водяном экономайзере 9* котла. Испарение воды происходит в трубной системе 6. Сухой насыщенный пар из барабана поступает в *пароперегреватель 8*, затем направляется к потребителю.

Топливо-воздушная смесь, подаваемая горелками в *топочную камеру* (топку) парового котла, сгорает, образуя высокотемпературный (1500°C) факел, излучающий тепло на трубы 6, расположенные на внутренней поверхности стен топки. Это – испарительные поверхности нагрева, называемые *экранами*.

Отдав часть теплоты экранам, топочные газы с температурой около 1000°C проходят через верхнюю часть заднего экрана, трубы которого здесь расположены с большими промежутками (эта часть носит название *фестона*), и омывают пароперегреватель.

Затем продукты сгорания движутся через водяной экономайзер, воздухоподогреватель и покидают котел с температурой, несколько превышающей 100°C. Уходящие из котла газы очищаются от золы в *золоулавливающем устройстве 15* и *дымососом 16* выбрасываются в атмосферу через дымовую трубу 17. Уловленная из дымовых газов пылевидная зола и выпавший в нижнюю часть топки шлак удаляются, как правило, в потоке воды по каналам, а затем образующаяся пульпа откачивается специальными *багерными насосами 18* и удаляется по трубопроводам.

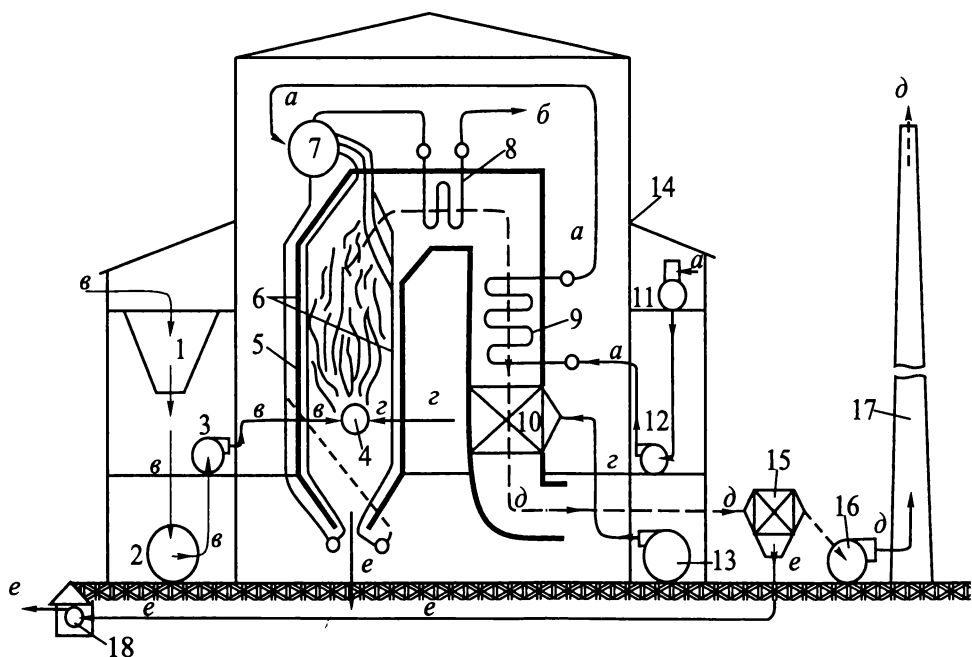


Рис. 7.1. Технологическая схема котельной установки:

а – водяной тракт; б – перегретый пар; в – топливный тракт; г – путь движения воздуха; д – тракт продуктов сгорания; е – путь золы и шлака; 1 – бункер топлива;

2 – углеразмольная мельница; 3 – мельничный вентилятор;

4 – горелка; 5 – контур топки и газоходов котельного агрегата; 6 – экраны топки; 7 – барабан; 8 – пароперегреватель;

9 – водяной экономайзер; 10 – воздухоподогреватель;

11 – бак запаса воды с деаэрационным устройством; 12 – питательный насос; 13 – вентилятор; 14 – контур здания котельной

(помещения котельного отделения); 15 – золоулавливающее устройство; 16 – дымосос; 17 – дымовая труба;

18 – насосная для откачки золошлаковой пульпы

Из рис. 7.1 видно, что барабанный котельный агрегат состоит из топочной камеры и газоходов, барабана, поверхностей нагрева, находящихся под давлением рабочей среды (воды, пароводяной смеси, пара), воздухоподогревателя, соединительных трубопроводов и воздухопроводов. Поверхности нагрева, находящиеся под давлением, включают в себя водяной экономайзер, испарительные элементы, образованные в основном экранами топки и фестоном, и пароперегреватель.

Все поверхности нагрева котла, в том числе и воздухоподогреватель, как правило, трубчатые. Лишь некоторые мощные паровые котлы имеют воздухоподогреватели иной конструкции.

Испарительные поверхности подключены к барабану и вместе с опускными трубами, соединяющими барабан с нижними коллекторами экранов, образуют *циркуляционный контур*. В барабане происходит разделение пара и воды, кроме того, большой запас воды в нем повышает надежность работы котла.

Нижнюю трапециевидную часть топки котельного агрегата (см. рис. 7.1) называют холодной воронкой – в ней охлаждается выпадающий из факела частично спекшийся зольный остаток, который в виде шлака проваливается в специальное приемное устройство. Газомазутные котлы не имеют холодной воронки. Газоход, в котором расположены водяной экономайзер и воздухоподогреватель, называют конвективным (*конвективная шахта*), в нем теплота передается воде и воздуху в основном конвекцией. Поверхности нагрева, встроенные в этот газоход и называемые хвостовыми, позволяют снизить температуру продуктов сгорания от 500–700°C после пароперегревателя почти до 100°C, т. е. полнее использовать теплоту сжигаемого топлива.

Вся трубная система и барабан котла поддерживаются каркасом, состоящим из колонн и поперечных балок. Топка и газоходы защищены от наружных теплопотерь *обмуровкой* – слоем огнеупорных и изоляционных материалов. С наружной стороны обмуровки стенки котла имеют газоплотную *обшивку* стальным листом с целью предотвращения присосов в топку избыточного воздуха и выбивания наружу запыленных горячих продуктов сгорания, содержащих токсичные компоненты.

7.2. Назначение и классификация котлоагрегатов

Как уже отмечалось, *котельным агрегатом* называется энергетическое устройство для получения пара заданного давления и температуры и в заданном количестве (p , МПа; t , °C; D , т/ч). Часто это устройство называют парогенератором, ибо в нем происходит генерация пара, или просто паровым котлом. Если конечным продуктом является горячая вода заданных параметров (давления и температуры), используемая в промышленных технологических процессах и для целей отопления промышленных, общественных и жилых зданий, то устройство называют водогрейным котлом. Таким образом, все котлоагрегаты можно подразделить на два основных класса: паровые и водогрейные.

По характеру движения воды, пароводяной смеси и пара паровые котлы подразделяются (см. рис. 7.2) на:

- 1) барабанные с естественной циркуляцией;
- 2) барабанные с многократной принудительной циркуляцией;
- 3) прямоточные.

В барабанных котлах с естественной циркуляцией (см. рис. 7.3) вследствие разности плотностей пароводяной смеси в левых трубах 2 и жидкости в правых трубах 4 будет происходить движение пароводяной смеси в левом ряду – вверх, а воды в правом ряду – вниз. Трубы правого ряда называются опускными, а левого – подъемными (экранными).

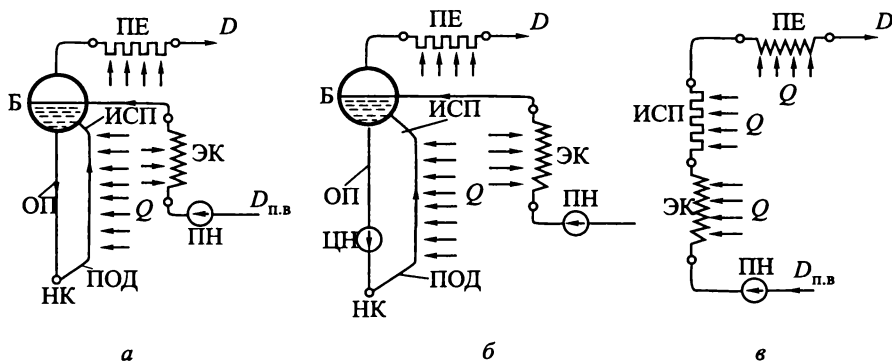


Рис. 7.2. Схемы генерации пара в паровых котлах:

а – естественная циркуляция; *б* – многократная принудительная циркуляция; *в* – прямоточная схема; Б – барабан; ИСП – испарительные поверхности; ПЕ – пароперегреватель; ЭК – водяной экономайзер; D – расход пара; $D_{п.в.}$ – расход питательной воды; ПН – питательный насос; ЦН – циркуляционный насос; НК – нижний коллектор; Q – подвод тепла; ОП – опускные трубы; ПОД – подъемные трубы

Отношение количества воды, проходящей через контур, к паропроизводительности контура D за тот же промежуток времени называется *кратностью циркуляции* $K_{ц}$. Для котлов с естественной циркуляцией $K_{ц}$ колеблется в пределах от 10 до 60.

Разность весов двух столбов жидкостей (воды в опускных и пароводяной смеси в подъемных трубах) создает движущий напор циркуляции воды в трубах котла Δp , Н/м², равный

$$\Delta p = gh (\rho_{в} - \rho_{см}), \quad (7.1)$$

где $\rho_{в}$ и $\rho_{см}$ – плотность (объемная масса) воды и пароводяной смеси, кг/м³; h – высота контура, м.

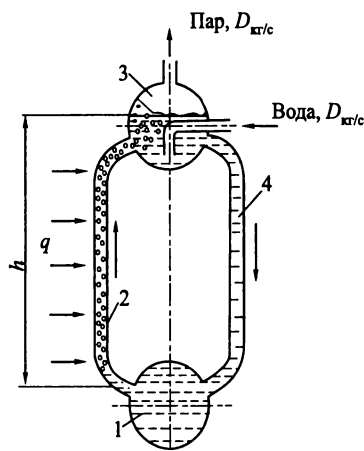


Рис. 7.3. Схема естественной циркуляции воды в котле: 1 – нижний коллектор; 2 – левая труба (экран); 3 – барабан котла; 4 – правая труба

Движущий напор циркуляции расходуется на преодоление сопротивления движению по трубам воды и пароводяной смеси, а также на сообщение ускорения пароводяной смеси в связи с ростом объема жидкости, происходящим при парообразовании в подъемных трубах.

В котлах с принудительной циркуляцией движение воды и пароводяной смеси (рис. 7.2, б) осуществляется принудительно с помощью циркуляционного насоса ЦН, движущий напор которого рассчитан на преодоление сопротивления всей системы.

В прямоточных котлах (см. рис. 7.2, в) нет циркуляционного контура, нет многократной циркуляции воды, отсутствует барабан, вода прокачивается питательным насосом ПН через экономайзер ЭК, испарительные поверхности ИСП и пароперегреватель ПЕ, включенные последовательно. Следует отметить, что прямоточные котлы используют воду более высокого качества, вся вода, поступающая в испарительный тракт ИСП на выходе из него полностью превращается в пар, т.е. в этом случае кратность циркуляции $K_{\text{ц}} = 1$.

Паровой котельный агрегат (парогенератор) характеризуется паропроизводительностью, давлением и температурой производимого пара и температурой питательной воды. Эти параметры в России регламентируются (см. табл. 7.1).

Паропроизводительность парогенератора выражают в т/ч или кг/с. Поскольку парогенератор предназначен для превращения тепла, заключенного в топливе, в потенциальную энергию пара, он представляет собой разновидность преобразователя энергии, а потому его можно характеризовать также по мощности, выражаемой в кВт или в МВт. По паропроизводительности различают котлы малой паропроизводительности, до 20–25 т/ч, средней паропроизводительности, от 35–50 до 160–220 т/ч, и большой паропроизводительности, от 220–250 т/ч и выше.

Давление производимого в котле пара выражают в кН/м² и МН/м².

По давлению производимого пара различают котлы: низкого давления – до 1,37 МН/м², среднего давления – 2,35 и 3,92 МН/м², высокого давления – 9,81 и 13,7 МН/м² и критического давления – 25,1 МН/м². Граница, отделяющая котлы низкого давления от котлов среднего давления, условна.

В котельных агрегатах производят либо насыщенный пар, либо пар, перегретый до различной температуры, величина которой зависит от его давления. В настоящее время в котлах высокого давления температура пара не превышает 540–570°C. Температура питательной воды в зависимости от давления пара в котле колеблется от 50 до 260°C.

Водогрейные котлы характеризуют по их теплопроизводительности, температуре и давлению подогретой воды, а также по роду металла, из которого изготовлен котел.

Теплопроизводительность водогрейного котла выражают в киловаттах или мегаваттах (в системе МКГСС в Гкал/ч).

По роду металла различают чугунные и стальные водогрейные котлы. Первые предназначают для отопления отдельных зданий и выполняют

на небольшие теплопроизводительности, не превышающие 1,2–1,6 МВт, для подогрева воды с давлением не выше 300–400 кН/м² до температуры 115°C. Вторые выполняют на большие теплопроизводительности от 4,75 до 210 МВт и устанавливают в крупных квартальных и районных котельных для теплоснабжения больших жилых массивов. Кроме того, водогрейные котлы теплопроизводительностью 35 МВт и выше устанавливают также на ТЭЦ взамен пиковых подогревателей сетевой воды.

Таблица 7.1

**Сводная таблица котельных агрегатов, выпускаемых
отечественной промышленностью, с указанием области
применения**

Давление, МПа (ат)	Паропроизвод- тельность котла, т/ч	Температура пара, °С	Темпе- ратура питатель- ной воды, °С	Область применения
0,88 (9)	0,2; 0,4; 0,7; 1,0	Насыщенный	50	Удовлетворение технологических и отопительных нужд небольших промышленных предприятий
1,37 (14)	2,5	Насыщенный	80	Удовлетворение технологических и отопительных нужд более крупных промышленных предприятий
	4; 6,5; 10; 15; 20	Насыщенный или перегретый, 250	100	Квартальные отопительные котельные
2,35 (24)	4; 6,5; 10; 15; 20	Насыщенный или перегретый, 370 и 425	100	Удовлетворение технологических нужд некоторых промышленных предприятий
3,92 (40)	6,5; 10; 15; 20; 25; 35; 50; 75	440	145	Снабжение паром турбин мощностью от 0,75 до 12 МВт на электрических станциях малой мощности

Продолжение табл. 7.1

9,80 (100)	60; 90; 120; 160; 220	540	215	Снабжение паром турбин мощностью от 12 до 50 МВт на электрических станциях
13,70 (140)	160; 210; 320; 420; 480	570	230	Снабжение паром турбин мощностью от 50 до 200 МВт на крупных электрических станциях
	320; 500; 640	570/570 (со вторичным перегревом)	230	
25,00 (255)	950; 1600; 2500	570/570 (со вторичным перегревом)	260	Снабжение паром турбин мощностью 300, 500 и 800 МВт на крупнейших электрических станциях

7.3. Основные виды котельных агрегатов

7.3.1. Энергетические котельные агрегаты

Котельные агрегаты паропроизводительностью от 50 до 220 т/ч на давление 3,92–13,7 МН/м² выполняют только в виде барабанных, работающих с естественной циркуляцией воды: агрегаты паропроизводительностью от 250 до 640 т/ч на давление 13,7 МН/м² выполняют в виде и барабанных, и прямоточных, а котельные агрегаты паропроизводительностью от 950 т/ч и выше на давление 25 МН/м² – только в виде прямоточных, так как при сверхкритическом давлении естественную циркуляцию осуществить нельзя.

Типичный профиль котельного агрегата паропроизводительностью 50–220 т/ч на давление пара 3,97–13,7 МН/м² при температуре перегрева 440–570°C (рис. 7.4) характеризуется компоновкой его элементов в виде буквы П, в результате чего образуются два хода дымовых газов. Первым ходом является экранированная топка, определившая название типа котельного агрегата. Экранирование топки настолько значительно, что в ней экранными поверхностями передается полностью все тепло, требующееся для превращения в пар воды, поступившей в барабан котла. В результате исчезает необходимость в кипяtilьных конвективных поверхностях нагрева; конвективными поверхностями нагрева в котельных агрегатах этого типа остаются только пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Выйдя из топочной камеры 2, дымовые газы поступают в короткий горизонтальный соединительный газоход, где размещен пароперегреватель 4, отделенный от топочной камеры только небольшим

фестоном 3. После этого дымовые газы направляются во второй нисходящий газоход, в котором расположены в рассечку водяные экономайзеры 5 и воздухоподогреватели 6. Горелки 1 могут быть как завихривающие с расположением на передней стене или на боковых стенах встречно, так и угловые (как показано на рисунке).

У котельных агрегатов паропроизводительностью 320–640 т/ч на давление пара 13,7 МН/м², как правило, сохраняют П-образную компоновку, хотя в некоторых случаях появляется и Т-образная компоновка. Выполнение пароперегревателя становится более сложным. Шире начинают применяться полуоткрытые топки и регенеративные воздухоподогреватели.

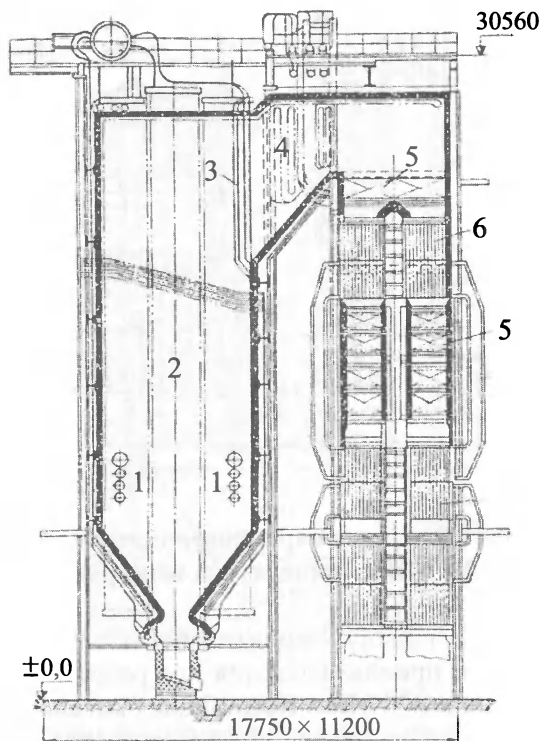


Рис. 7.4. Котельный агрегат паропроизводительностью 220 т/ч; давление пара 9,8 МПа; температура перегретого пара 540°C

При П-образной компоновке котельного агрегата (рис. 7.5), работающего с естественной циркуляцией воды, барабан 4 котла обычно размещают сравнительно высоко над топкой; сепарацию пара в этих котлах обычно осуществляют в выносных устройствах – циклонах 5. При сжигании антрацита применяют полуоткрытую полностью экранированную топку 2 с встречным расположением горелок 1 на передней и задней стенках и подом, предназначенным для жидкого шлакоудаления. На стенках камеры горения размещают шиповые, утепленные огнеупорной массой экраны, а

на стенках камеры охлаждения – открытые экраны. Часто применяют комбинированный пароперегреватель 3, состоящий из потолочной радиационной части, полурadiационных ширм и конвективной части. В нисходящей части агрегата в рассечку, т. е. чередуясь, размещены водяной экономайзер второй ступени (по ходу воды) и трубчатый воздухоподогреватель второй ступени (по ходу воздуха), а за ними водяной экономайзер и воздухоподогреватель первой ступени (6 и 7).

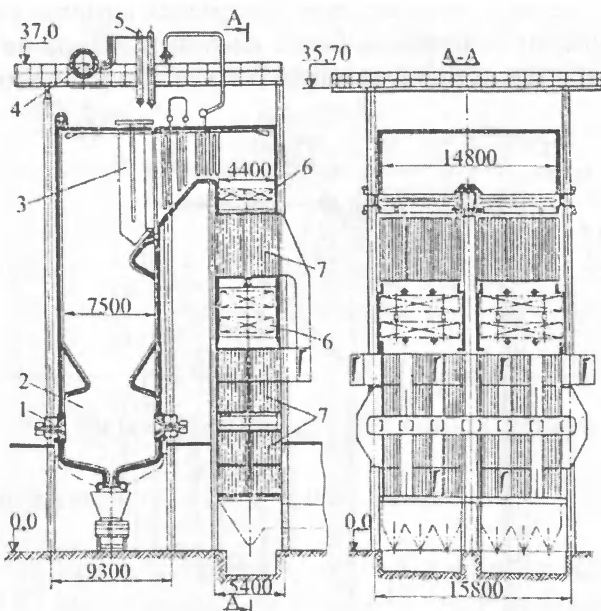


Рис. 7.5. Котельный агрегат паропроизводительностью 420 т/ч; давление пара 13,7 МПа; температура перегретого пара 570°C

Котельные агрегаты паропроизводительностью 950, 1600 и 2500 т/ч на давление пара 25 МН/м² предназначены для работы в блоке с турбинами мощностью 300, 500 и 800 МВт. Компоновка котельных агрегатов названной паропроизводительности (рис. 7.6) П-образная с воздухоподогревателем, вынесенным за пределы основной части агрегата. Перегрев пара двойной; параметры его после первичного пароперегревателя 25 МН/м² и 565°C, после вторичного 4 МН/м² и 570°C. Агрегат состоит из двух рядом стоящих одинаковых корпусов. Топка каждого корпуса состоит из камеры горения 2 с жидким шлакоудалением и с закрытыми экранами и камеры охлаждения 3 с открытыми экранами. Горелки 1 размещены на передней и задней стенах топки. По выходе из топки дымовые газы поступают в пароперегреватель, состоящий из двух радиационных частей 4 и 5 и конвективной части 7, между которыми размещена верхняя радиационная часть 6 агрегата. Далее газы поступают в промежуточные пароперегреватели первой ступени 8 и второй ступени 9 и далее в конвективные поверхности нагрева котла 10 и водяного экономайзера 11. Затем газы проходят в реге-

неративный воздухоподогреватель 12, размещенный в стороне, дымососы и дымовую трубу.

Питательная вода поступает параллельными потоками в каждый корпус так, что имеется возможность раздельного регулирования подачи ее по корпусам. Вода проходит последовательно через конвективные водяные экономайзеры 11, размещенные в зоне малого температурного напора, экраны камеры горения 2 и конвективную поверхность котла (переходную зону) 10, где она превращается в пар. Полученный пар проходит через экраны камер охлаждения 3 и поступает в конвективную часть 7 первичного пароперегревателя, а из него в радиационные части 4 и 5 первичного пароперегревателя и далее в турбину.

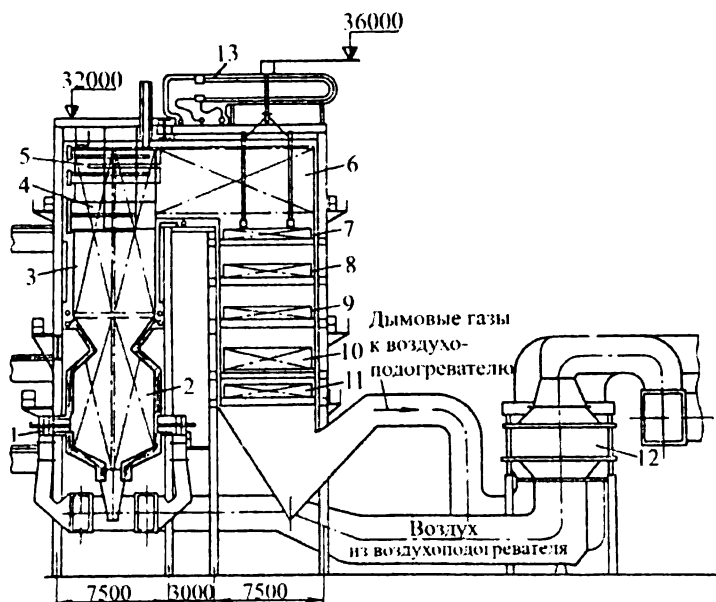


Рис. 7.6. Прямоточный котельный агрегат паропроизводительностью 950 т/ч; давление пара 25 МПа; температура перегретого пара 565/570°C

Возвращающийся из турбины пар, подлежащий промежуточному перегреву, поступает во вторую ступень 9 промежуточного пароперегревателя, затем проходит в теплообменник 13, предназначенный для регулирования его температуры, и далее в первую ступень пароперегревателя 8 и обратно в турбину. Дополнительное регулирование температуры перегретого пара осуществляется впрыскивающими пароохладителями. Трубы конвективных поверхностей нагрева очищаются от загрязнений дробеочистным устройством. Все конвективные поверхности нагрева выполнены в виде пакетов из горизонтальных змеевиков. Наружный диаметр труб поверхностей нагрева равен 32 мм.

7.3.2. Паровые котлы производственных котельных

Промышленные котельные, снабжающие промпредприятия паром низкого давления (до 1,4 МПа), образуются паровыми котлами, изготавливаемыми отечественной промышленностью, производительностью до 50 т/ч. Котлы выпускаются для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива.

На рис. 7.7 показан котел низкого давления с пылеугольной топкой, на рис. 7.8 – с газомазутной топкой.

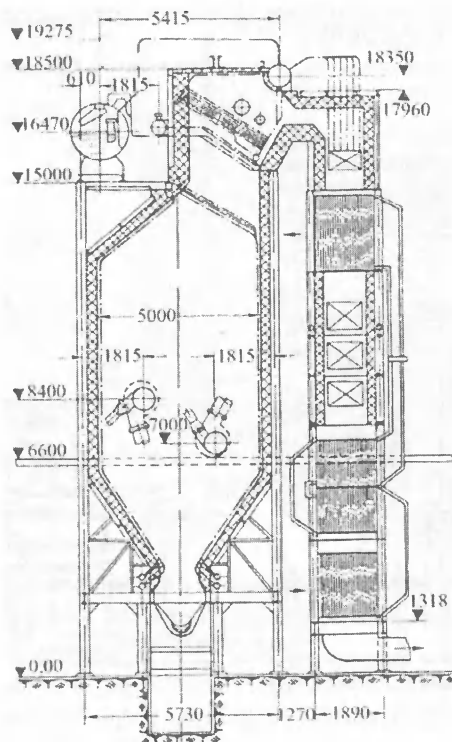


Рис. 7.7. Котел низкого давления 50 т/ч типа К-50-14 с пылеугольной топкой

На ряде промышленных предприятий при технологической необходимости применяют котлы среднего давления. На рис. 7.9 представлен общий вид однотрубного вертикально-водотрубного котла БК-35, производительностью 35 т/ч, при избыточном давлении в барабане 4,3 МПа (давление пара на выходе из пароперегревателя 39 ат) и температуре перегрева 440°C. Котел состоит из двух вертикальных газоходов – подъемного и опускного, соединенных в верхней части небольшим горизонтальным газоходом. Такая компоновка котла называется П-образной.

В котле сильно развитая экранная поверхность и сравнительно небольшой конвективный пучок.

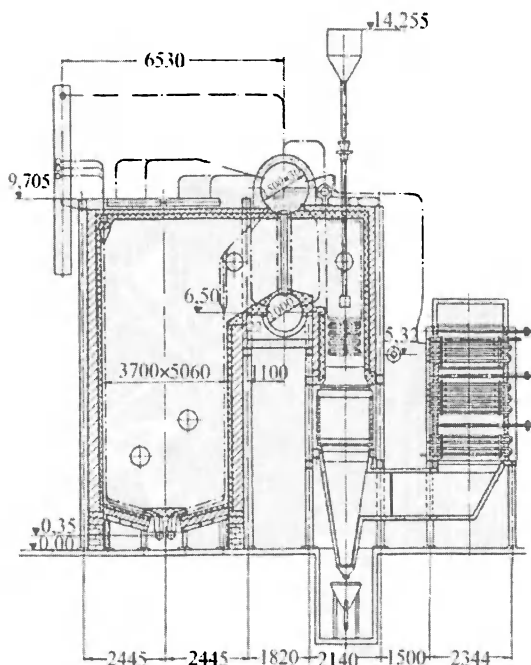


**Рис. 7.8. Котел низкого давления 50 т/ч типа ГМ-50-14
с газомазутной топкой**

Экранные трубы диаметром 60×3 мм выполнены из стали марки 20. Трубы заднего экрана в верхней части разводятся, образуя фестон. Нижние концы экранных труб развальцованы в коллекторах, а верхние ввальцованы в барабан.

Коллекторы экранов имеют пружинные опоры, благодаря чему вся трубная система может беспрепятственно расширяться при нагревании.

Пароперегреватель вертикального типа 14, выполненный из труб диаметром 38×3 мм, расположен в горизонтальном газоходе и состоит из двух частей. В рассечку между первой и второй частями пароперегревателя включен поверхностный пароохладитель 13 (регулятор температуры перегрева пара).

В опускном газоходе котла размещены хвостовые поверхности нагрева — змеевиковый водяной экономайзер 15 и трубчатый воздушонагреватель 17.

Компоновка хвостовых поверхностей нагрева зависит от сорта топлива и способа его сжигания. На рис. 7.9 первым по ходу газов в конвективной шахте размещен водяной экономайзер, а за ним воздухоподогреватель. Такое расположение хвостовых поверхностей называется одноярусным. Оно применяется для высокосортных топлив.

Змеевиковый экономайзер выполнен из стальных труб 32×3 мм марки Ст.20. Расположение труб змеевиков экономайзера шахматное.

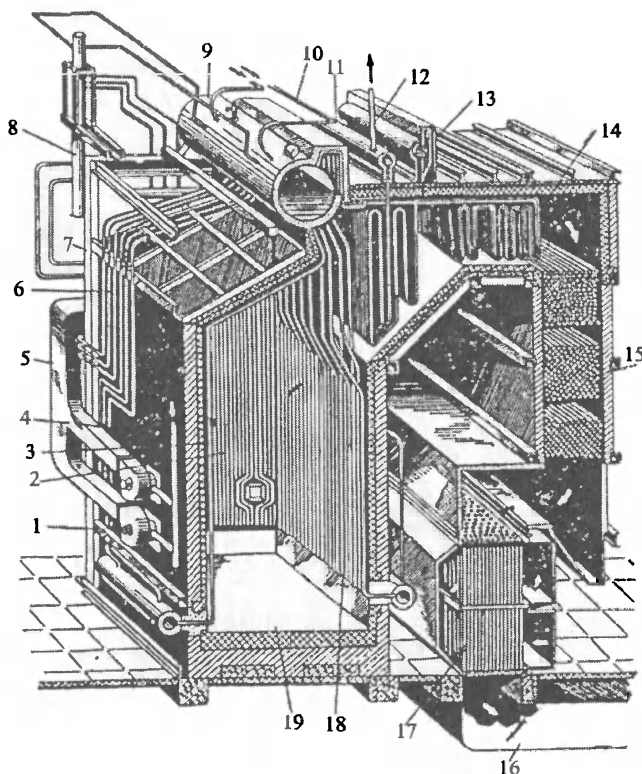


Рис. 7.9. Паровой однобарабанный котел БК-35 с газомазутной топкой:
1 – газомазутная горелка; **2** – боковой экран; **3** – фронтальный экран; **4** – подвод газа; **5** – воздухопровод; **6** – опускные трубы; **7** – каркас; **8** – выносной циклон; **9** – барабан котла; **10** – подвод воды; **11** – коллектор пароперегревателя; **12** – выход пара; **13** – поверхностный охладитель пара; **14** – пароперегреватель; **15** – змеевиковый экономайзер; **16** – выход дымовых газов; **17** – трубчатый воздухоподогреватель; **18** – задний экран; **19** – топочная камера

Воздухоподогреватель трубчатого типа изготовлен из тонкостенных стальных труб $40 \times 1,5$ мм. Трубы воздухоподогревателя омываются газами в продольном направлении (газы проходят внутри труб) и воздухом в поперечном направлении.

В хвостовых поверхностях газы движутся навстречу воде и воздуху (по принципу противотока), что обеспечивает хорошую передачу тепла газов нагреваемой среде.

В котле двухступенчатое испарение. В чистый отсек включены фронтальный и задний экраны, а боковые экраны присоединены к так называемым соленым отсекам.

Таким образом, образуются три самостоятельных циркуляционных контура: один питается из чистого отсека с малым содержанием кот-

ловой воды и два боковых питаются из соленых отсеков с большим содержанием котловой воды.

Подводимая в котел питательная вода поступает в среднюю часть барабана, т. е. в чистый отсек.

Основным типом паровых котлов малой производительности, широко распространенных в различных отраслях промышленности, на транспорте, в коммунальном и сельском хозяйстве (пар используется для технологических и отопительно-вентиляционных нужд), а также на электростанциях малой мощности, являются вертикально-водотрубные котлы ДКВР (двухбарабанный вертикальный котел, реконструированный); основные типоразмеры и параметры представлены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

**Основные данные котлов ДКВР, производства «Уралкотломаш»
(на жидком и газообразном топливе)**

Обозначения	Паро-производительность, т/ч	Давление пара, МПа (кгс/см ²)	Температура, °С	КПД, % (газ / мазут)	Размеры, мм			Масса, кг
					Длина	Ширина	Высота	
ДКВР-2,5-13	2,5	1,3 (13)	194	90,0/88,8	4120	3200	4343	7068
ДКВР-4-13	4,0	1,3 (13)	194	90,0/88,8	5410	3430	4345	7800
ДКВР-6,5-13	6,5	1,3 (13)	194	91,0/89,5	6520	3830	4345	12200
ДКВР-10-13	10,0	1,3 (13)	194	91,0/89,5	6860	3830	6315	16000
ДКВР-10-13	10,0	1,3 (13)	225	90/88	6860	3830	6315	17000
ДКВР-10-23	10,0	2,3 (23)	220	91/89	6860	3830	6315	17000
ДКВР-10-23	10,0	2,3 (23)	370	90/89	6860	3830	6315	18300
ДКВР-10-39	10,0	3,9 (39)	247	89	7050	3450	6660	30500
ДКВР-10-39	10,0	3,9 (39)	470	89	7050	3450	6660	32700
ДКВР-20-13	20,0	1,3 (13)	194	92/90	9775	3215	7660	43700
ДКВР-20-13	20,0	1,3 (13)	250	91/89	9775	3215	7660	44400
ДКВР-20-23	20,0	2,3 (23)	370	91/89	9775	3215	7660	44400

Котлы ДВРК (рис. 7.10), как указывалось выше, широко применяются в промышленной теплоэнергетике и в коммунальном хозяйстве.

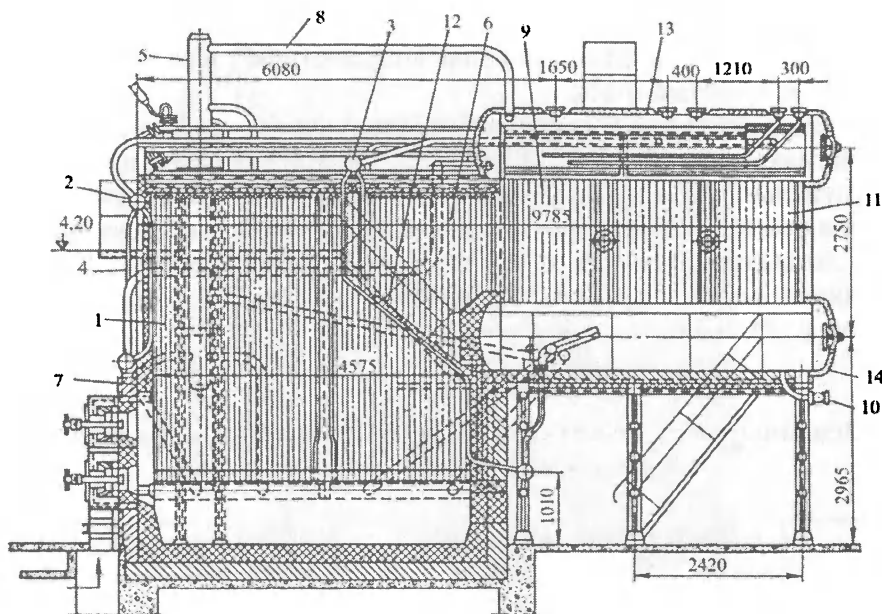


Рис. 7.10. Котел ДКВР-20-13 с топкой для сжигания газа и мазута в облегченной обмуровке

В котле стены топки закрывают экранные трубы *1*. На наклонной части заднего экрана установлена шамотная перегородка *12*, разделяющая топочную камеру на собственно топку и камеру догорания *б*. Из камеры догорания топочные газы поступают в расположенный между верхним *13* и нижним *14* барабанами конвективный пучок, разделенный перегородками на три горизонтальных газохода, в которых трубы омываются поперечным потоком газов.

В начале этого пучка располагаются трубы пароперегревателя *9* (пароперегреватель в котлах ДКВР может отсутствовать), а затем – трубы котельного пучка *11*. В коллекторы *2, 3* поступает пароводяная смесь; отделившаяся от смеси вода в барабане по циркуляционным трубам *4* опускается в нижние коллекторы, а пар с обильным количеством капелек воды по пароотводящим трубам поступает в два выносных вертикальных циклона *5*.

Отделившаяся в циклонах вода по водоотводящим трубам *7* поступает в нижние коллекторы экранов. Пар из выносных циклонов по трубам *8* направляется в сепарационное устройство внутри барабана *9*, а оттуда в пароперегреватель котла или сразу к теплопотребителю (если пароперегреватель в котле отсутствует). Питательная вода поступает в котел через клапаны *10*. Монтируется котел на опорной раме.

Котлы изготавливаются паропроизводительностью от 0,7 до 5,5 кг/с (от 2,5 до 20 т/ч) на давление пара 1,3 и 2,3 МПа (13 и 23 кгс/см²). В них сжи-

гается газообразное, жидкое или твердое топливо. В соответствии с этим котлы имеют различные типы топок. КПД их может изменяться в пределах от 75 до 91% в зависимости от температуры уходящих газов, поскольку котлы ДКВР могут быть смонтированы либо с экономайзерами, либо без них. Экономайзеры нагревают питательную воду до 138–165°C за счет охлаждения уходящих газов до 140–180°C.

Котлы ДКВР могут быть использованы в качестве водогрейных. Для этого над котлом устанавливается пароводяной подогреватель, который включается в схему циркуляции котла. При этом пар, нагревая сетевую воду, конденсируется, а конденсат самотеком из подогревателя поступает в нижний барабан котла.

Кроме котлов ДКВР в настоящее время получили также широкое распространение котлы малой мощности типа ДЕ, производительностью от 1 до 25 т/ч; КЕ, производительностью от 2,5 до 25 т/ч, давлением 1,4 МПа (14 кгс/см²).

7.3.3. Водогрейные котлы

Ранее указывалось, что на ТЭЦ с большой тепловой нагрузкой взамен пиковых подогревателей сетевой воды устанавливаются водогрейные котлы большой мощности для централизованного теплоснабжения крупных промышленных предприятий, городов и отдельных районов.

Водогрейные котлы предназначены для получения горячей воды заданных параметров, главным образом для целей отопления. Они работают по прямоточной схеме с постоянным расходом воды. Конечная температура нагрева определяется условиями поддержания стабильной температуры в жилых и рабочих помещениях, обогреваемых отопительными приборами, через которые и циркулирует вода, нагретая в водогрейном котле. Поэтому при постоянной поверхности отопительных приборов температуру воды, подаваемой в них, повышают при снижении температуры окружающей среды.

Обычно воду тепловой сети в котлах подогревают от 70–104 до 150–170°C. В последнее время имеется тенденция к повышению температуры подогрева воды до 180–200°C.

Во избежание конденсации водяных паров из уходящих газов и связанной с этим наружной коррозии поверхностей нагрева температура воды на входе в агрегат должна быть выше точки росы для продуктов сгорания. В этом случае температура стенок труб в месте ввода воды также будет не ниже точки росы. Поэтому температура воды на входе не должна быть ниже 60°C при работе на природном газе, 70°C при работе на малосернистом мазуте и 110°C при использовании высокосернистого мазута. Поскольку в теплосети вода может охлаждаться до температуры ниже 60°C, перед входом в агрегат к ней подмешивается некоторое количество уже нагретой в котле (прямой) воды.

На рис. 7.11 изображен общий вид газомазутного водогрейного котла типа ПТВМ-30М-4 теплопроизводительностью при работе на мазуте

41 МВт (35 Гкал/ч), хорошо зарекомендовавшего себя в эксплуатации. Котел имеет П-образную компоновку и оборудован шестью газомазутными горелками (по три на каждой боковой стене) с мазутными форсунками механического распыливания. Топочная камера котла полностью экранирована трубами диаметром 60 мм. Конвективная поверхность нагрева выполнена из горизонтальных U-образных труб диаметром 28 мм. Конвективная шахта также экранирована. Облегченная обмуровка котла крепится непосредственно на трубы, опирающиеся в свою очередь на каркасную раму. Котлы этого типа, предназначенные для работы на мазуте, оборудуются дробеочистительной установкой.

Воздух на все горелки подается от одного вентилятора с двигателем мощностью 40 кВт. Тяга осуществляется также одним дымососом с электродвигателем мощностью 95 кВт.

Циркуляционная схема котла приведена на рис. 7.12. Вода подводится к фронтovому крану топочной камеры, выводится – из бокового экрана топки.

На рис. 7.13 показан общий вид водогрейного газомазутного котла тип КВ-ГМ-50, теплопроизводительностью 58 МВт (50 Гкал/ч); расчетный расход воды в основном режиме 618 т/ч; в пиковом режиме 1230 т/ч; температура уходящих газов в основном режиме 140/180°C; КПД котла в основном режиме 92,6/91,1%.

На рис. 7.14 представлен башенный водогрейный котел теплопроизводительностью 50 Гкал/ч.

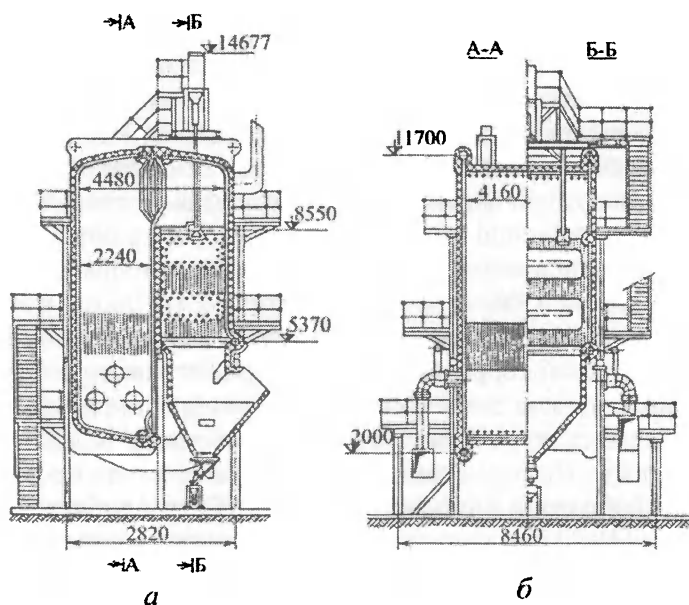


Рис. 7.11. Газомазутный водогрейный котел ПТВМ-30М-4:
а – продольный разрез; *б* – поперечный разрез

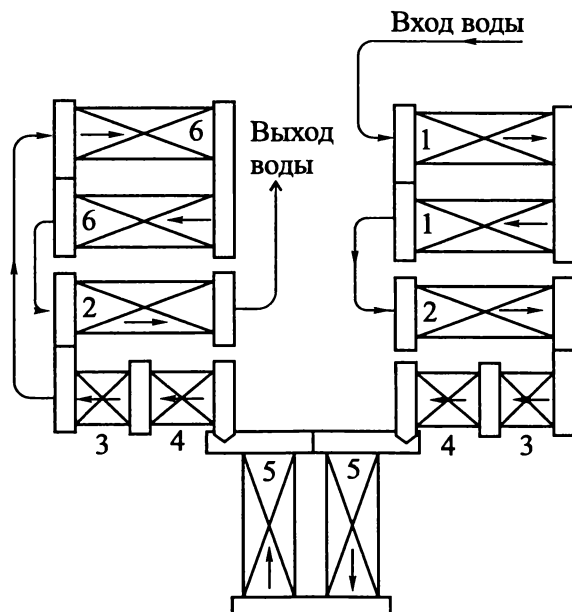


Рис. 7.12. Схема циркуляции котла ПТВМ-30М-4:

1 – фронтальный экран топки; 2 – боковые экраны топки; 3 – боковые экраны конвективной шахты; 4 – конвективные поверхности; 5 – задний экран конвективной части; 6 – задний экран топки

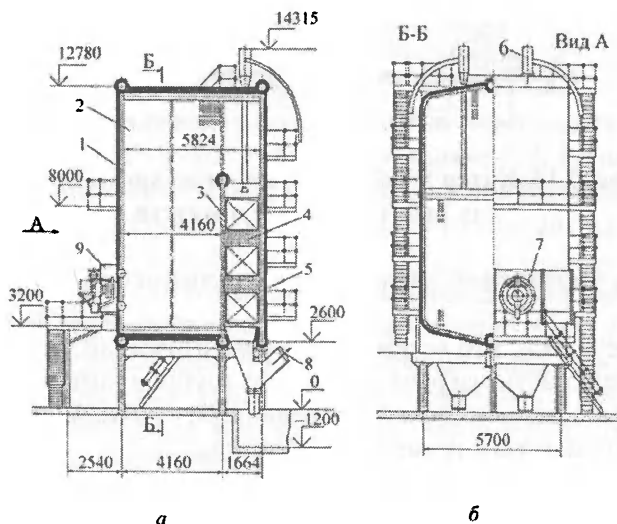


Рис. 7.13. Водогрейный мазутный котел типа КВ-ГМ-50:

а – продольный разрез; б – поперечный разрез; 1 – передний экран; 2 – боковой экран; 3 – промежуточный экран; 4 – конвективные пакеты; 5 – задний экран; 6 – дробеочистительная установка; 7 – газомазутная горелка; 8 – выход топочных газов; 9 – вход вторичного воздуха

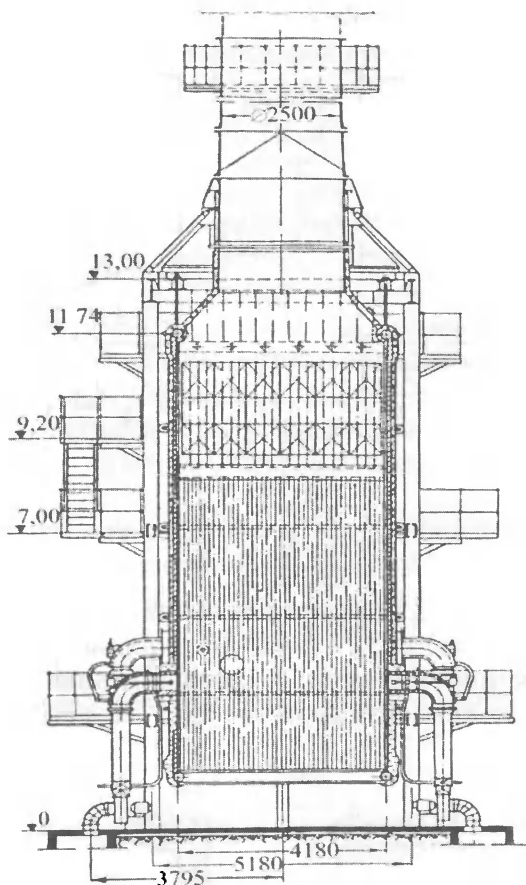


**Рис. 7.14. Котел ПТВМ-50-1 мощностью 50 Гкал/ч
для работы на газе и мазуте**

7.4. Основные элементы котельного агрегата

Ранее отмечалось, что основными элементами котла являются: испарительные поверхности нагрева (экранные трубы и котельный пучок); пароперегреватель с регулятором перегрева пара; водяной экономайзер, воздухоподогреватель и тягодутьевые устройства.

7.4.1. Испарительные поверхности котла

Парогенерирующие (испарительные) поверхности нагрева отличаются друг от друга в котлах различных систем, но, как правило, располагаются в основном в топочной камере и воспринимают теплоту излучением – радиацией. Это – экранные трубы, а также устанавливаемый на выходе из топки небольших котлов конвективный (котельный) пучок (см. рис. 7.15).

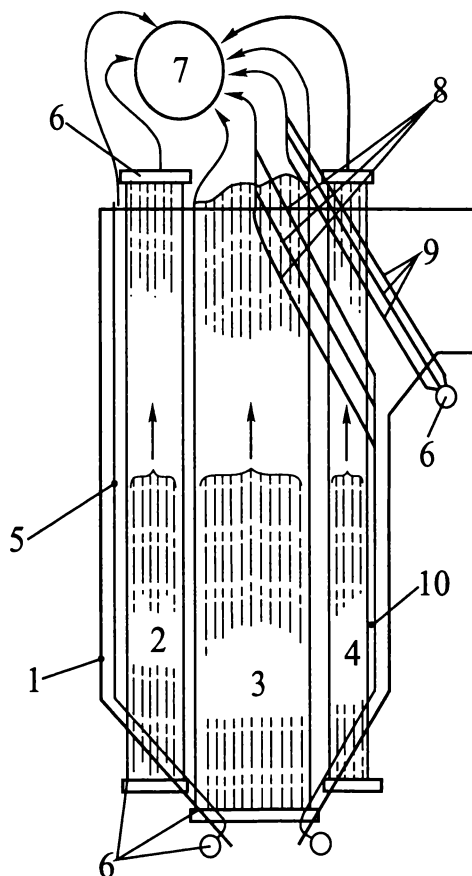


Рис. 7.15. Схема расположения испарительных поверхностей барабанного котельного агрегата: 1 – контур обмуровки топки; 2, 3, 4 – панели бокового экрана; 5 – фронтальный экран; 6 – коллектор конвективного пучка; 7 – барабан; 8 – фестон; 9 – конвективный пучок; 10 – задний экран

Экраны котлов с естественной циркуляцией, работающих под разрежением в топке, выполняются из гладких труб (гладкотрубные экраны) с внутренним диаметром 40–60 мм. Экраны представляют собой ряд параллельно включенных вертикальных подъемных труб, соединенных между собой коллекторами (см. рис. 7.15). Зазор между трубами обычно составляет 4–6 мм. Некоторые экранные трубы введены непосредственно в барабан и не имеют верхних коллекторов. Каждая панель экранов вместе с опускными трубами, вынесенными за пределы обмуровки топки, образует независимый контур циркуляции.

Трубы заднего экрана в месте выхода продуктов сгорания из топки разводятся в 2–3 ряда. Такая разрядка труб называется фестонированием.

Она позволяет увеличить сечение для прохода газов, снизить их скорость и предотвращает забивание зазоров между трубами затвердевшими при охлаждении расплавленными частицами золы, выносимыми газами из топки.

В парогенераторах большой мощности, кроме настенных, устанавливаются дополнительные экраны, делящие топку на отдельные отсеки (рис. 7.16). Эти экраны освещаются факелами с двух сторон и называются двусветными. Они воспринимают вдвое больше теплоты, чем настенные. Двусветные экраны, увеличивая общее тепловосприятие в топке, позволяют уменьшить ее размеры.

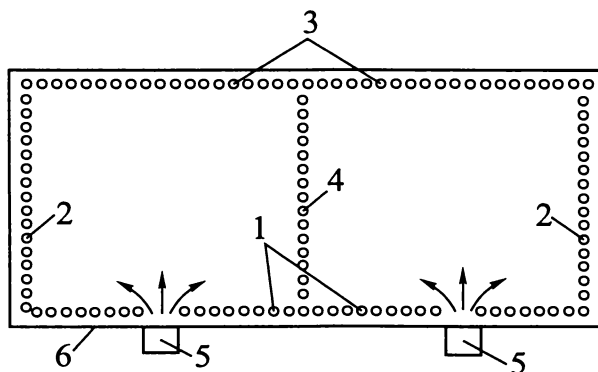


Рис. 7.16. Размещение экранов в поперечном сечении топки:
1 – фронтальный экран; 2 – боковые экраны; 3 – задний экран;
4 – двусветный экран; 5 – горелки; 6 – контур обмуровки топки

7.4.2. Пароперегреватели

Пароперегреватель предназначен для повышения температуры пара, поступающего из испарительной системы котла. Он является одним из наиболее ответственных элементов котельного агрегата. С повышением параметров пара тепловосприятие пароперегревателей возрастает до 60% всего тепловосприятия котлоагрегата. Стремление получить высокий перегрев пара вынуждает располагать часть пароперегревателя в зоне высоких температур продуктов сгорания, что, естественно, снижает прочность металла труб. В зависимости от определяющего способа передачи теплоты от газов пароперегреватели или отдельные их ступени разделяются на конвективные, радиационные и полурadiационные (рис. 7.17).

Пароперегреватели выполняются обычно из труб диаметром 22–54 мм.

При высоких параметрах пара их размещают в топочной камере, и большую часть тепла они получают излучением от факела. Это – *радиационный пароперегреватель*.

Конвективные пароперегреватели располагаются в горизонтальном газоходе или в начале конвективной шахты в виде плотных пакетов, образованных змеевиками с шагом по ширине газохода, равным 2,5–3 диаметрам трубы.

Конвективные пароперегреватели в зависимости от направления движения пара в змеевиках и потока дымовых газов могут быть противоточными, прямоточными и со смешанным направлением потоков (рис. 7.18).

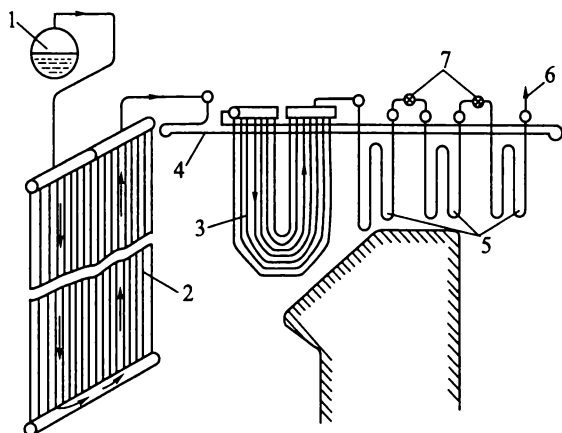


Рис. 7.17. Схема радиационного и конвективного пароперегревателя:
1 – барабан; 2 – настенный радиационный перегреватель; 3 – ширмовый
полурадиационный перегреватель; 4 – потолочный радиационный
перегреватель; 5 – конвективный перегреватель;
6 – отвод перегретого пара; 7 – регуляторы перегрева

Температура перегретого пара должна поддерживаться постоянной всегда, независимо от режима работы и нагрузки котлоагрегата, поскольку при ее понижении повышается влажность пара в последних ступенях турбины, а при повышении температуры сверх расчетной появляется опасность чрезмерных термических деформаций и снижения прочности отдельных элементов турбины. Поддерживают температуру пара на постоянном уровне с помощью регулирующих устройств – *пароохладителей*. Наиболее широко распространены пароохладители впрыскивающего типа, в которых регулирование производится путем впрыскивания обессоленной воды (конденсата) в поток пара. Вода при испарении отнимает часть тепла у пара и снижает его температуру (рис. 7.19, а).

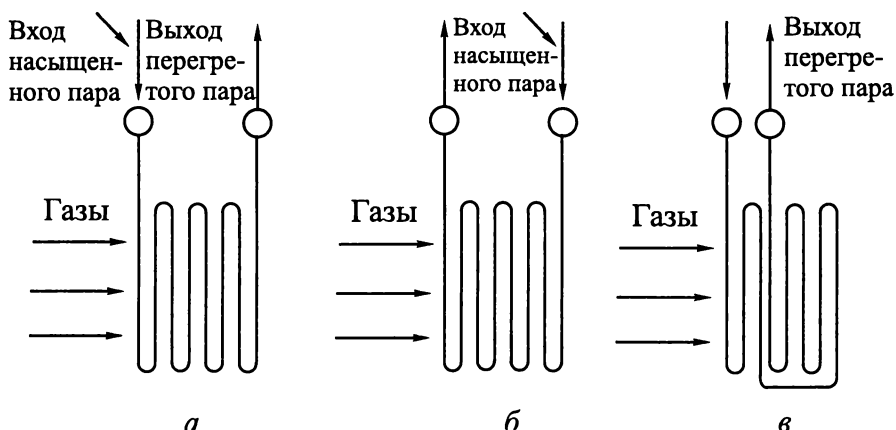


Рис. 7.18. Схема взаимного движения пара и газов в пароперегревателе:
а – прямоточного; б – противоточного; в – смешанного

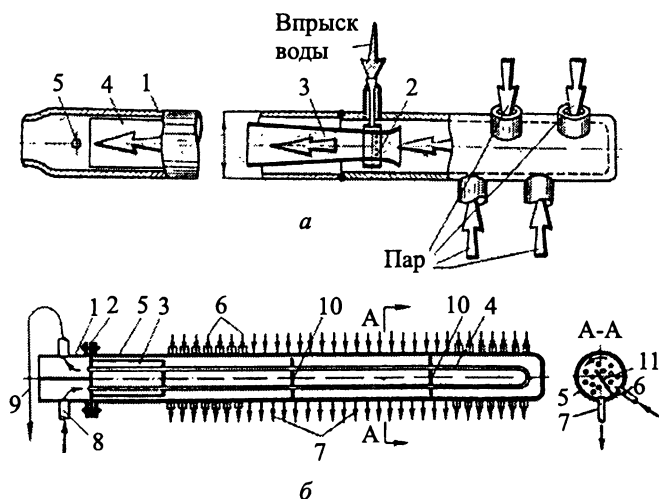


Рис. 7.19. Схемы впрыскивающего и поверхностного пароохладителя:
а – впрыскивающий: 1 – корпус пароохладителя; 2 – отверстия для распыления воды в паре; 3 – диффузор; 4 – цилиндрическая часть рубашки; 5 – лючок для измерительных приборов; ***б*** – поверхностный с охлаждением пара питательной водой: 1 – головка пароохладителя; 2 – трубная доска; 3 – рубашка, препятствующая омыванию паром трубной доски; 4 – один из водяных змеевиков; 5 – коллектор; 6 и 7 – трубы, подводящие и отводящие пар из пароохладителя; 8 и 9 – трубы, подводящие и отводящие питательную воду; 10 – дистанционные перегородки; 11 – продольная перегородка, улучшающая омывание паром змеевиков 4

Обычно впрыскивающий пароохладитель устанавливают между отдельными частями пароперегревателя. Вода впрыскивается через ряд отверстий по окружности сопла и разбрызгивается внутри рубашки, состоящей из диффузора и цилиндрической части, защищающей корпус, имеющий более высокую температуру, от попадания из него брызг воды во избежание образования трещин в металле корпуса из-за резкого изменения температуры.

В котлах средней паропроизводительности применяются поверхностные пароохладители (рис. 7.19, б), которые обычно размещают при входе пара в пароперегреватель или между его отдельными частями.

К коллектору пар подводится и отводится через змеевики. Внутри коллектора расположены змеевики, по которым течет питательная вода. Температура пара регулируется количеством воды, поступающей в пароохладитель.

7.4.3. Водяные экономайзеры

Водяные экономайзеры расположены в конвективном газоходе и работают при относительно невысоких температурах продуктов сгорания (дымовых газов).

Они предназначены для подогрева питательной воды перед ее поступлением в испарительную часть котлоагрегата за счет использования тепла уходящих газов. Наиболее часто экономайзеры выполняют из стальных труб диаметром 28–38 мм, согнутых в вертикальные змеевики и скомпонованных в пакеты. Трубы в пакетах располагаются в шахматном порядке довольно плотно: расстояние между осями соседних труб поперек потока дымовых газов составляет 2–2,5 диаметра трубы, вдоль потока – 1–1,5.

Крепление труб змеевиков и их дистанционирование осуществляются опорными стойками, закрепленными в большинстве случаев на полых (для воздушного охлаждения), изолированных со стороны горячих газов балках каркаса (рис. 7.20).

В зависимости от степени подогрева воды экономайзеры делят на некипящие и кипящие. В кипящем экономайзере до 20% воды может превращаться в пар.

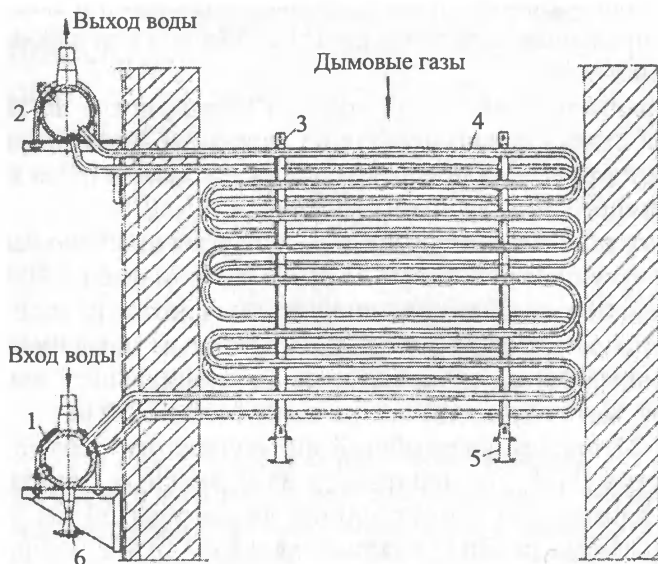


Рис. 7.20. Стальной змеевиковый экономайзер:

- 1** – нижний коллектор (вход воды); **2** – верхний коллектор (выход воды);
3 – опорная стойка; **4** – змеевики; **5** – опорные балки (охлаждаемые);
6 – спуск воды

Общее число параллельно работающих труб выбирается исходя из скорости воды не ниже 0,5 м/с для некипящих и 1 м/с для кипящих экономайзеров. Эти скорости обусловлены необходимостью смывания со стенок труб пузырьков воздуха, способствующих коррозии, и предотвращения расслоения пароводяной смеси, что может привести к перегреву слабо охлаждаемой паром верхней стенки трубы и ее разрыву. Движение воды в экономайзере – обязательно восходящее.

Число труб в пакете в горизонтальной плоскости выбирается исходя из скорости продуктов сгорания 6–9 м/с.

Скорость эта определяется стремлением, с одной стороны, предохранить змеевики от заноса золой, а с другой – не допустить чрезмерного золового износа.

Коэффициенты теплопередачи при этих условиях составляют обычно несколько десятков Вт/(м²·К). Для удобства ремонта и очистки труб от наружных загрязнений экономайзер разделяют на пакеты высотой 1–1,5 м с зазорами между ними до 800 мм.

Наружные загрязнения с поверхности змеевиков удаляются путем периодического включения в работу системы дробеочистки, когда металлическая дробь пропускается (падает) сверху вниз через конвективные поверхности нагрева, сбивая налипшие на трубы отложения. Налипание золы может быть следствием выпадения росы из дымовых газов на относительно холодной поверхности труб. Это является одной из причин предварительного подогрева питательной воды, подаваемой в экономайзер, до температуры, превышающей точку росы паров воды или паров серной кислоты в топочных газах.

Верхние ряды труб экономайзера при работе котла на твердом топливе, даже при относительно невысоких скоростях газов, подвержены заметному износу золой. Для предотвращения золового износа на эти трубы крепятся различного рода защитные накладки.

В котлах малой мощности и низкого давления широкое распространение получили чугунные ребристые водяные экономайзеры. Чугунные экономайзеры бывают только некипящие и отключаются по воде и газу. Они устанавливаются на котлах с рабочим избыточным давлением до 2 МПа. Чугунные экономайзеры, изготовленные из специального высококачественного чугуна, могут применяться на давление до 6 МПа.

На рис. 7.21 представлен общий вид чугунного ребристого экономайзера системы ВТИ. Он набирается из отдельных стандартных ребристых труб длиной 2 м с внутренним диаметром 50 мм и толщиной стенки 13 мм, форма ребер – квадратная 140×140 мм. Ребра на трубах служат для увеличения поверхности нагрева и лучшей передачи тепла горячих газов воде. На конце каждой ребристой трубы имеется фланец прямоугольной формы размером 150×150 мм. Поверхность нагрева одной трубой – 2,95 м².

Ребристые трубы соединяются между собой калачами, расположенными горизонтально и вертикально, чем обеспечивается проход воды последовательно через все трубы горизонтальных рядов экономайзера.

Для уплотнения соединений калачей с ребристыми трубами применяются паронитовые прокладки. Обдувка экономайзеров для очистки налипшей золы и сажистых загрязнений производится сжатым воздухом или перегретым паром давлением не менее 0,8 МПа.

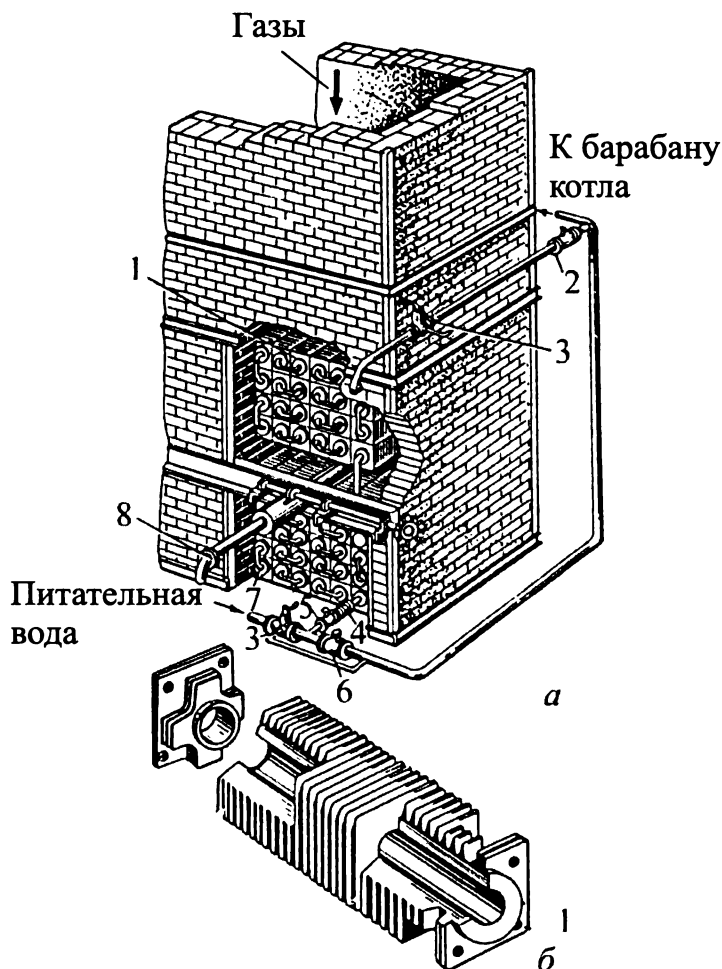


Рис. 7.21. Чугунный экономайзер:

***a* – компоновка в газоходе котла; *б* – элемент экономайзера;
 1 – ребристые трубы; 2–6 – регулирующие и запорные арматуры;
 7 – соединительные калачи; 8 – водоохлаждаемая труба-балка**

7.4.4. Воздухонагреватели

Воздухонагреватели устанавливаются с целью подогрева воздуха, направляемого затем в топку для повышения эффективности горения топлив и углеразмольные устройства, за счет использования тепла уходящих газов.

Оптимальная величина подогрева воздуха в воздухонагревателе зависит от рода сжигаемого топлива, его влажности и типа топочного устройства и колеблется от 200°С для каменных углей, сжигаемых на цепной решетке (во избежание перегрева колосников), и 250°С для торфа, сжигаемого на тех же решетках, до 350–450°С при сжигании жидкого и пылевидного топлива в камерных топках.

Для получения высокой температуры подогрева воздуха применяется двухступенчатый подогрев. Для этого воздушнонагреватель делится на две части, между которыми («в рассечку») устанавливается часть водяного экономайзера.

Температура воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, должна быть не менее чем на $10\text{--}15^\circ$ выше точки росы дымовых газов, во избежание коррозии холодного конца воздухоподогревателя в результате конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах (при их соприкосновении с относительно холодными стенками воздухоподогревателя), а также забивания при этом проходных каналов для газов налипающей на влажные стенки золой. Эти условия можно соблюсти двумя путями: либо повышением температуры уходящих газов и потерей тепла, что экономически невыгодно, либо установкой специальных устройств для подогрева воздуха перед его поступлением в воздухоподогреватель. Для этого применяются специальные калориферы, в которых воздух подогревается отборным паром от турбин или отработавшим паром от питательных насосов. В некоторых случаях подогрев воздуха осуществляется путем рециркуляции, т. е. часть нагретого в воздухоподогревателе воздуха возвращается через всасывающий патрубок к дутьевому вентилятору и смешивается с холодным воздухом.

По принципу действия воздухоподогреватели разделяются на рекуперативные и регенеративные. В *рекуперативных* воздухоподогревателях тепло от газов к воздуху передается через неподвижную разделяющую их металлическую стенку трубы. Как правило, это – стальные трубчатые воздухоподогреватели (диаметр трубок $25\text{--}40$ мм). Схема такого подогревателя приведена на рис. 7.22. Трубки в нем расположены обычно вертикально, внутри них движутся продукты сгорания; воздух омывает их поперечным потоком в несколько ходов, организуемых за счет перепускных воздухопроводов (коробов) и промежуточных перегородок.

Газ в трубках движется со скоростью $8\text{--}15$ м/с, воздух между трубками – вдвое медленнее. Это позволяет иметь примерно равные коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон стенки трубы.

Тепловое расширение воздухоподогревателя воспринимается линзовым компенсатором 3 (см. рис. 7.22), который устанавливается над воздухоподогревателем.

При помощи фланцев он прикрепляется болтами снизу к воздухоподогревателю, а сверху к переходной раме предыдущего газохода котлоагрегата.

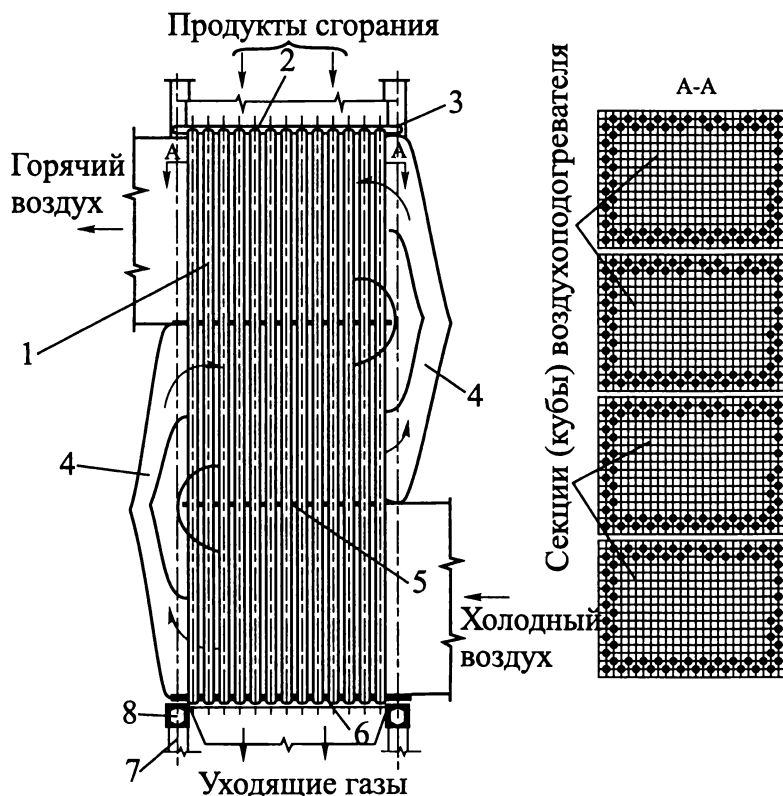


Рис. 7.22. Трубчатый воздухоподогреватель:

1 – стальные трубы $40 \times 1,5$ мм; **2, 6** – верхняя и нижняя трубные доски толщиной 20–25 мм; **3** – компенсатор тепловых расширений; **4** – воздухоперепускной короб; **5** – промежуточная трубная доска; **7, 8** – опорные рама и колонны

В *регенеративном* воздухоподогревателе тепло передается металлической насадкой, которая периодически нагревается газообразными продуктами сгорания, после чего переносится в поток воздуха и отдает ему аккумулированное тепло. Регенеративный воздухоподогреватель котла (рис. 7.23) представляет собой медленно вращающийся (3–5 об/мин) барабан (ротор) с набивкой (насадкой) из гофрированных тонких стальных листов, заключенный в неподвижный корпус.

Секторными плитами корпус разделен на две части – воздушную и газовую. При вращении ротора набивка попеременно пересекает то газовый, то воздушный поток. Несмотря на то, что набивка работает в нестационарном режиме, подогрев идущего сплошным потоком воздуха осуществляется непрерывно без колебаний температуры. Движение газов и воздуха – противоточное.

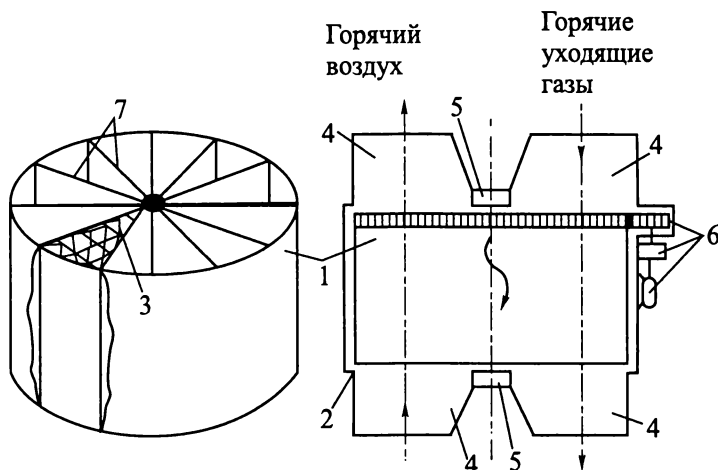


Рис. 7.23. Устройство регенеративного вращающегося воздухоподогревателя: 1 – ротор; 2 – неподвижный корпус; 3 – набивка; 4 – коробка подвода и отвода воздуха и газа; 5 – секторные плиты, разделяющие газовый и воздушный потоки; 6 – механизм привода (электродвигатель, редуктор, шестерня); 7 – сплошные перегородки ротора, препятствующие перемешиванию воздуха и продуктов сгорания

Регенеративный воздухоподогреватель отличается компактностью (до 250 м² поверхности в 1 м³ набивки); он широко распространен на мощных энергетических котлоагрегатах.

Недостатком его являются большие (до 10%) перетоки воздуха в тракт газов, что ведет к перегрузкам дутьевых вентиляторов и дымососов и увеличению потерь с уходящими газами.

7.4.5. Тяго-дутьевые устройства котельного агрегата

Для того чтобы в топке котельного агрегата могло происходить горение топлива, в нее необходимо подавать воздух. Для удаления же из топки газообразных продуктов сгорания и обеспечения их прохождения через всю систему поверхностей нагрева котельного агрегата должна быть создана тяга.

В настоящее время различают четыре схемы подачи воздуха и отвода продуктов сгорания в котельных установках, а именно:

- а) с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой, и естественным засасыванием воздуха в топку в результате разрежения в ней, создаваемого тягой трубы;
- б) с искусственной тягой, создаваемой дымососом, и засасыванием воздуха в топку в результате разрежения, создаваемого дымососом;
- в) с искусственной тягой, создаваемой дымососом, и принудительной подачей воздуха в топку дутьевым вентилятором;

г) с наддувом, при котором вся котельная установка герметизируется и ставится под некоторое, создаваемое дутьевым вентилятором, избыточное давление, которого хватает на преодоление всех сопротивлений воздушного и газового трактов, что снимает необходимость установки дымососа.

Дымовая труба во всех случаях искусственной тяги или работы под наддувом сохраняется, но при этом основным назначением трубы становится вывод дымовых газов в более высокие слои атмосферы, с тем чтобы улучшить условия рассеяния их в пространстве.

В связи с непрерывным усложнением профиля современного котельного агрегата и снижением температуры уходящих газов в настоящее время две первые схемы создания тяги и дутья сохранились только в очень небольших котельных установках, паропроизводительностью не выше 1–2 т/ч. В котельных же установках большей паропроизводительности повсеместно применяется искусственная тяга с искусственным дутьем.

Дымовые трубы выполняют кирпичными, железобетонными и железными. Из кирпича обычно сооружают трубы высотой до 80 м. Более высокие трубы сооружают железобетонными. Железные трубы устанавливают только на вертикально-цилиндрических котлах, а также на мощных стальных водогрейных котлах башенного типа. Для уменьшения затрат обычно сооружают одну общую дымовую трубу для всей котельной или для группы котельных установок.

Принцип действия дымовой трубы остается одинаковым в установках, работающих с естественной и искусственной тягой, с той особенностью, что при естественной тяге дымовая труба должна преодолеть сопротивление всей котельной установки, а при искусственной ею создается дополнительная тяга к основной, создаваемой дымососом.

На рис. 7.24 представлена схема котла с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой 1. Она заполнена дымовыми газами (продуктами сгорания) с плотностью ρ_r , кг/м³, и сообщается через газоходы 2 котла с атмосферным воздухом, плотность которого ρ_b , кг/м³. Очевидно, что $\rho_b > \rho_r$.

При высоте дымовой трубы H разность давлений столбов воздуха $gH\rho_b$, Н/м², и газов $gH\rho_r$, Н/м, на уровне основания трубы, т. е. величина тяги ΔS , Н/м², будет равна

$$\Delta S = gH(\rho_b - \rho_r),$$

где $\rho_b = \rho_b^0 \frac{273}{273 + t_b} \frac{B}{760}$ и $\rho_r = \rho_r^0 \frac{273}{273 + t_r} \frac{B}{760}$, ρ_b^0 и ρ_r^0 — плотности воздуха

и газов при нормальных условиях; B — барометрическое давление в мм рт. ст.

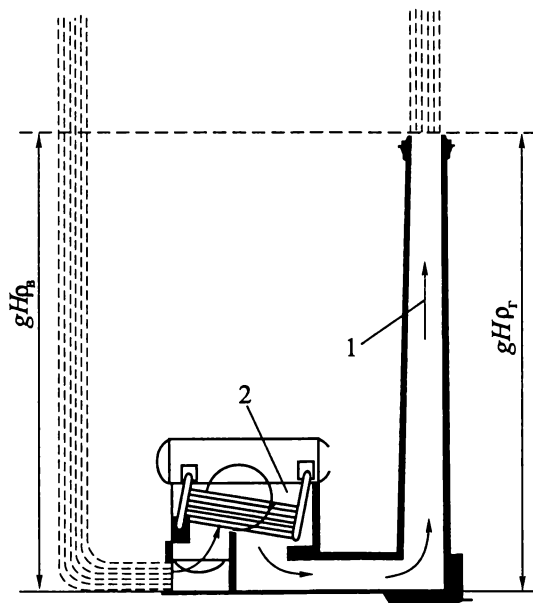


Рис. 7.24. Схема котла с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой

Подставляя значения ρ_b и ρ_r , получим H/m^2

$$\Delta S = Hg \left(\frac{\rho_b^0}{273 + t_b} - \frac{\rho_r^0}{273 + t_r} \right) \frac{273B}{760}. \quad (7.2)$$

Из уравнения (7.2) следует, что величина естественной тяги тем выше, чем больше высота трубы и температура дымовых газов и чем ниже температура окружающего воздуха.

Определив расчетным путем (в специальной литературе) газовое сопротивление котлоагрегата, из уравнения (7.2), взяв запас в 30–50% на случай увеличения сопротивления по дымовому тракту вследствие загрязнения конвективных поверхностей нагрева, можно найти требуемую высоту дымовой трубы.

Минимальная допустимая высота трубы регламентируется на основе санитарных соображений. Диаметр трубы определяют по скорости истечения дымовых газов из нее при максимальной паропроизводительности всех подключенных к трубе котельных агрегатов. При естественной тяге эта скорость должна находиться в пределах 6–10 м/с, не падая ниже 4 м/с во избежание нарушения тяги ветром (задувания трубы).

При искусственной тяге скорость истечения дымовых газов из трубы обычно принимают равной 20–25 м/с.

К котельным агрегатам устанавливают центробежные дымососы и дутьевые вентиляторы (рис. 7.25), а для парогенераторов производительностью 950 т/ч и выше устанавливают осевые многоступенчатые дымососы (рис. 7.26).

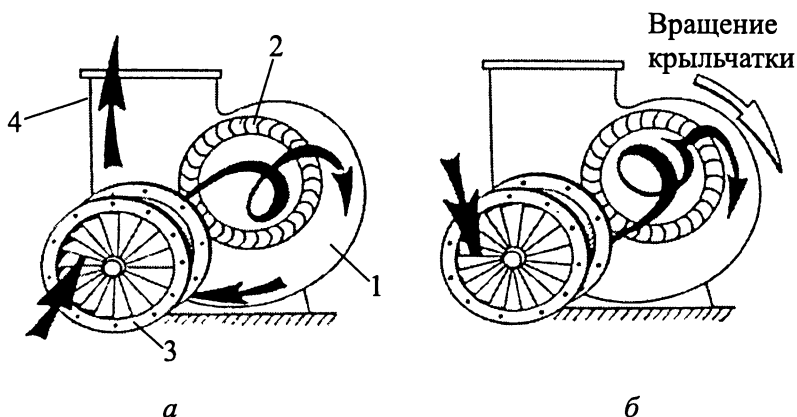


Рис. 7.25. Схемы работы центробежного вентилятора. Передняя часть кожуха условно снята: а – при правильном направлении предварительного завихрения воздуха; б – при его неправильном завихрении; 1 – кожух; 2 – ротор; 3 – направляющий аппарат, показанный для наглядности схемы в смещенном положении; 4 – выходной патрубок

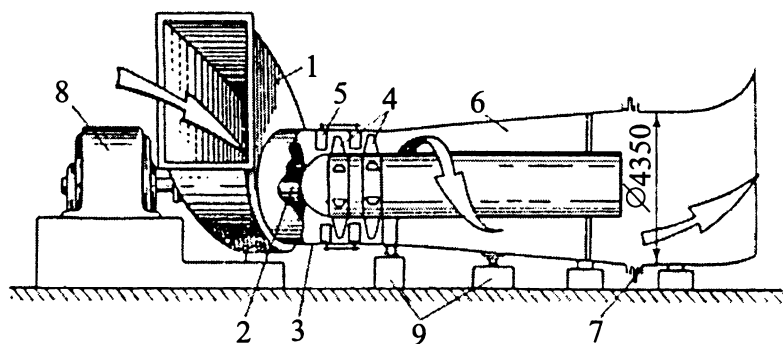


**Рис. 7.26. Устройство дымососа осевого типа:
1 – всасывающий патрубок; 2 – вал; 3 – корпус; 4 – рабочее колесо с лопатками; 5 – направляющий аппарат; 6 – диффузор; 7 – компенсатор; 8 – электродвигатель; 9 – опоры**

Дымососы производительностью до $30 \text{ м}^3/\text{с}$, а также все дутьевые вентиляторы, выпускаемые отечественной промышленностью, выполняют в виде центробежных машин одностороннего всасывания с консольным расположением крыльчатки. Дымососы и дутьевые вентиляторы одного типоразмера имеют одинаковую конструкцию и размеры. Дымососы большей производительности, до $100 \text{ м}^3/\text{с}$, выполняют с двусторонним всасом (подробно о принципах работы центробежных нагнетательных машин, их параметрах и характеристиках см. в гл. 10).

Дымососы размещают за котельным агрегатом, причем в котельных установках, предназначенных для сжигания твердого топлива, дымососы устанавливаются после золоудаления, чтобы уменьшить количество летучей золы, проходящей через дымосос, и тем самым снизить истирание золой крыльчатки дымососа.

Разрежение, которое должно быть создано дымососом, определяется суммарным аэродинамическим сопротивлением газового тракта котельной установки, которое должно быть преодолено при условии, что разрежение дымовых газов вверху топки будет равно $20\text{--}30 \text{ Н/м}^2$ и будет создано необходимое скоростное давление на выходе дымовых газов из дымовой трубы. В небольших котельных установках разрежение, создаваемое дымососом, обычно составляет $1000\text{--}2000 \text{ Н/м}^2$, а в крупных установках $2500\text{--}3000 \text{ Н/м}^2$.

Дутьевые вентиляторы, устанавливаемые перед воздухоподогревателем, предназначены для подачи в него неподогретого воздуха. Давление, создаваемое вентилятором, определяется аэродинамическим сопротивлением воздушного тракта, которое должно быть преодолено. Обычно оно складывается из сопротивлений всасывающего воздуховода, воздухоподогревателя, воздуховодов между воздухоподогревателем и топкой, а также сопротивления решетки и слоя топлива или горелок. В сумме эти сопротивления составляют $1000\text{--}1500 \text{ Н/м}^2$ для котельных установок малой производительности и возрастают до $2000\text{--}2500 \text{ Н/м}^2$ для крупных котельных установок.

7.5. Тепловой баланс котельного агрегата

7.5.1. Тепловой баланс парового котла

Тепловой баланс парового котла заключается в установлении равенства между поступившим в агрегат при сжигании топлива количеством теплоты, называемым *располагаемой теплотой*, Q_p^p и суммой *использованной теплоты* Q_1 и *тепловых потерь*. На основе теплового баланса находят КПД и расход топлива.

При установившемся режиме работы агрегата тепловой баланс для 1 кг или 1 м^3 сжигаемого топлива записывается как

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (7.3)$$

где Q_p^p – располагаемая теплота, приходящаяся на 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м^3 газообразного топлива, здесь и далее кДж/кг или кДж/м^3 ; Q_1 – использованная теплота; Q_2 – потери теплоты с уходящими из агрегата газами; Q_3 – потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива; Q_4 – потери теплоты от механической неполноты сгорания; Q_5 – потери теплоты в окружающую среду через внешнее ограждение котла; Q_6 – потери теплоты с физической теплотой шлака (рис. 7.27).

Обычно в расчетах используется уравнение теплового баланса, выраженное в процентах по отношению к располагаемой теплоте, принимаемой за 100% ($Q_R^P = 100\%$):

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \quad (7.4)$$

где $q_1 = Q_1 \cdot 100 / Q_R^P$; $q_2 = Q_2 \cdot 100 / Q_R^P$ и т. д.

Располагаемая теплота включает все виды теплоты, внесенной в топку вместе с топливом:

$$Q_R^P = Q_N^P + Q_{ф.т} + Q_{в.вн} + Q_{ф}, \quad (7.5)$$

где $Q_{ф.т}$ – физическая теплота топлива, включая полученную при подсушке и подогреве; $Q_{в.вн}$ – теплота воздуха, полученная им при подогреве вне котла; $Q_{ф}$ – теплота, вносимая в топку с распыливающим форсуночным паром.

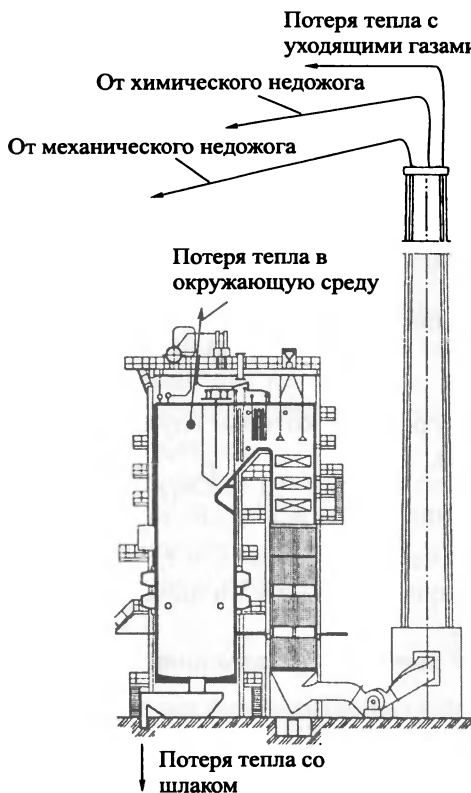


Рис. 7.27. Основные потери теплоты

Тепловой баланс котельного агрегата составляют относительно некоторого температурного уровня или, другими словами, относительно некоторой отправной температуры. Если в качестве этой температуры принять температуру воздуха, поступающего в котельный агрегат без подогрева вне котла, не учитывать теплоту парового дутья в форсунках и исключить величину $Q_{ф}$, так как она пренебрежимо мала по сравнению с теплотой сгорания топлива, то можно принять

$$Q_p^p \cong Q_n^p. \quad (7.6)$$

Следует отметить, что в выражении (7.5) не учитывается теплота, вносимая в топку горячим воздухом собственного котла. Дело в том, что это же количество теплоты отдается продуктами сгорания воздуху в воздухоподогревателе в пределах котельного агрегата, т. е. осуществляется своего рода рециркуляция (возврат) теплоты.

Использованная теплота Q_1 воспринимается поверхностями нагрева в топочной камере котла и его конвективных газоходах, передается рабочему телу и расходуется на подогрев воды до температуры фазового перехода, испарение и перегрев пара. Количество использованной теплоты, приходящейся на 1 кг или 1 м³ сожженного топлива, подсчитывается как

$$Q_1 = \frac{D_1}{B}(i_{n.p} - i_{n.в}) + \frac{D_n}{B}(i'' - i_{n.в}) + \frac{D_{np}}{B}(i' - i_{n.в}), \quad (7.7)$$

где B – расход топлива, кг/с или м³/с; D_1, D_n, D_{np} – соответственно производительность парового котла (расход перегретого пара), расход насыщенного пара, расход котловой воды на продувку, кг/с; $i_{n.p}, i'', i', i_{n.в}$ – соответственно энтальпии перегретого пара, насыщенного пара, воды на линии насыщения, питательной воды, кДж/кг. При доле продувки

$p = \frac{D_{np} \cdot 100}{D_1} < 2\%$ и отсутствии расхода насыщенного пара формула (7.7) принимает вид

$$Q_1 = \frac{D_1}{B}(i_{n.p} - i_{n.в}). \quad (7.8)$$

Для котельных агрегатов, которые служат для получения горячей воды (водогрейные котлы),

$$Q_1 = \frac{G_b}{B}(i_2 - i_1), \quad (7.9)$$

где G_b – расход горячей воды, кг/с; i_1 и i_2 – соответственно удельные энтальпии воды, поступающей в котел и выходящей из него, кДж/кг.

7.5.2. Тепловые потери парового котла

Эффективность использования топлива определяется в основном полнотой сгорания топлива и глубиной охлаждения продуктов сгорания в паровом котле.

Потери теплоты с уходящими газами Q_2 являются наибольшими и определяются как

$$Q_2 = (I_{yx} - \alpha_{yx} I_{x.в}^0)(100 - q_4), \quad (7.10)$$

где I_{yx} – энтальпия уходящих газов при температуре уходящих газов ϑ_{yx} и избытке воздуха в уходящих газах α_{yx} , кДж/кг или кДж/м³; $I_{x.в}^0$ – энтальпия холодного воздуха при температуре холодного воздуха $t_{x.в}$ и избытке воздуха α_{yx} , кДж/кг или кДж/м³; $(100 - q_4)$ – доля сгоревшего топлива.

Для современных котлов величина q_2 находится в пределах 5–8%

располагаемой теплоты, q_2 возрастает при увеличении ϑ_{yx} , α_{yx} и объема уходящих газов. Снижение ϑ_{yx} примерно на 14–15°C приводит к уменьшению q_2 на 1%. Глубокое охлаждение уходящих газов требует больших поверхностей нагрева. Оптимальное значение температуры уходящих газов для каждого топлива устанавливается на основании технико-экономических расчетов, в которых составляются стоимости дополнительных поверхностей нагрева и увеличение затрат на собственные нужды (в данном случае на преодоление гидравлических сопротивлений движению газа в них) с получаемой экономией топлива.

В современных энергетических котельных агрегатах ϑ_{yx} составляет 100–120°C, производственно-отопительных – 140–180°C.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива Q_3 – это теплота, которая осталась химически связанной в продуктах неполного горения и рассчитывается как

$$Q_3 = (126,4 \text{ CO} + 108 \text{ H}_2 + 358,2 \text{ CH}_4) V_{\text{с.г.}} (100 - q_4), \quad (7.11)$$

где CO, H₂, CH₄ – объемное содержание продуктов неполного сгорания по отношению к сухим газам, %; цифры перед CO, H₂, CH₄ – уменьшенная в 100 раз теплота сгорания 1 м³ соответствующего газа, кДж/м³.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания обычно зависят от качества смесеобразования и локальных недостаточных количеств кислорода для полного сгорания. Следовательно, q_3 зависит от α_r . Наименьшие значения α_r , при которых q_3 практически отсутствуют, зависят от вида топлива и организации режима горения.

Химическая неполнота сгорания сопровождается всегда сажеобразованием, недопустимым в работе котла.

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива Q_4 – это теплота топлива, которая при камерном сжигании уносится продуктами сгорания в газоходы котла или остается в шлаке, а при слоевом сжигании и в провале через колосниковую решетку

$$Q_4 = \left(a_{\text{шл+пр}} \frac{\Gamma_{\text{шл+пр}}}{100 - \Gamma_{\text{шл+пр}}} + a_{\text{ун}} \frac{\Gamma_{\text{ун}}}{100 - \Gamma_{\text{ун}}} \right) 32,7 A^p, \quad (7.12)$$

где $\Gamma_{\text{шл+пр}}$, $\Gamma_{\text{ун}}$ – содержание горючих соответственно в шлаке, провале, уносе, определяется взвешиванием и дожиганием в лабораторных условиях проб шлака, провала, уноса, %; $a_{\text{шл+пр}}$, $a_{\text{ун}}$ – соответственно доля золы в шлаке, провале и уносе, определяется взвешиванием и из золowego баланса $a_{\text{шл+пр}} + a_{\text{ун}} = 1$, в долях от единицы; 32,7 кДж/кг – теплота сгорания горючих в шлаке, провале и уносе, по данным ВТИ; A^p – зольность рабочей массы топлива, %.

Величина q_4 зависит от метода сжигания и способа удаления шлака, а также свойств топлива. При хорошо отлаженном процессе горения твердого топлива в камерных топках $q_4 \approx 0,3\text{--}0,6$ для топлив с большим выходом летучих, для АШ $q_4 \geq 2\%$. При слоевом сжигании для каменных углей $q_4 = 3,5$ (из них 1% приходится на потери со шлаком, а 2,5% – с уносом), для

бурых – $q_4 = 4\%$.

Потери теплоты в окружающую среду Q_5 зависят от площади наружной поверхности агрегата и разности температур поверхности и окружающего воздуха. На рис. 7.28 приведены данные, которые показывают, что при росте номинальной нагрузки котла q_5 уменьшается.

Потери теплоты с физической теплотой (шлака) Q_6 происходят за счет удаления из топки шлака, температура которого может быть достаточно высокой. В пылеугольных топках с твердым шлакоудалением температура шлака 600–700°C, а с жидким – 1500–1600°C.



Рис. 7.28. Зависимость потерь теплоты на наружное охлаждение котельного агрегата от его паропроизводительности

Потери теплоты Q_6 , кДж/кг, рассчитываются по формуле

$$Q_6 = a_{\text{шл}} \frac{A^p}{100} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}}, \quad (7.13)$$

где, кроме указанных ранее величин, $c_{\text{шл}}$ – теплоемкость шлака, зависящая от температуры шлака $t_{\text{шл}}$. Так, для 600°C $c_{\text{шл}} = 0,930$ кДж/(кг·K), для 1600°C – 1,172 кДж/(кг·K).

7.5.3. Коэффициент полезного действия и расход топлива

Совершенство тепловой работы парового котла оценивается коэффициентом полезного действия брутто $\eta_{\text{к}}^{\text{бр}}$, %. Так, по прямому балансу

$$\eta_{\text{к}}^{\text{бр}} = q_1 = \frac{Q_1 \cdot 100}{Q_p^p} = \frac{Q_{\text{к}}}{Q_p^p B}, \quad (7.14)$$

где $Q_{\text{к}}$ – теплота, полезно отданная котлу и выраженная через тепловосприятие поверхностей нагрева, кДж/с:

$$Q_{\text{к}} = D(i'_{\text{п.п}} - i'_{\text{п.в}}) + D_{\text{пр}}(i' - i'_{\text{п.в}}) + Q_{\text{ст}}, \quad (7.15)$$

где $Q_{\text{ст}}$ – теплота воды или воздуха, подогреваемых в котле и отдаваемых на сторону. Теплота продувки учитывается только для $D_{\text{пр}} > 2\% D$.

КПД котла, %, можно рассчитывать и по обратному балансу:

$$\eta_{\text{к}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (7.16)$$

Метод прямого баланса менее точен в основном из-за трудностей при определении в эксплуатации больших масс расходуемого топлива. Тепловые потери определяются с большей точностью, и поэтому метод обратного баланса нашел преимущественное распространение при определении КПД.

Кроме КПД брутто используется КПД нетто, показывающий эксплуатационное совершенство агрегата

$$\eta_{\text{к}}^{\text{н}} = \eta_{\text{к}}^{\text{бр}} - q_{\text{с.н}}, \quad (7.17)$$

где $q_{\text{с.н}}$ – суммарный расход теплоты на собственные нужды котла, т. е. расход электрической энергии на привод вспомогательных механизмов (вентиляторов, насосов и т. д.), расход пара на обдувку и распыл мазута, подсчитанных в % от располагаемой теплоты.

Из выражения (7.14) определяется расход подаваемого в топку топлива B , кг/с,

$$B = Q_{\text{к}} \cdot 100 / Q_{\text{р}}^{\text{п}} \eta_{\text{к}}^{\text{бр}}. \quad (7.18)$$

Так как часть топлива теряется с механическим недожогом, то при всех расчетах объемов воздуха и продуктов сгорания, энтальпий используется расчетный расход топлива $B_{\text{р}}$, кг/с, учитывающий механическую неполноту сгорания:

$$B_{\text{р}} = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right). \quad (7.19)$$

Следует заметить, что при сжигании в котлах жидкого и газообразного топлив $Q_4 = 0$ и $Q_6 = 0$.

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются котельные агрегаты и их назначение?
2. Назовите основные виды котельных агрегатов и перечислите их основные элементы.
3. Опишите испарительные поверхности котла; виды пароперегревателей и способы регулирования температуры перегретого пара.
4. Какие виды водяных экономайзеров и воздухоподогревателей используются в котлах? Опишите принципы их устройства.
5. Как осуществляется подача воздуха и удаление дымовых газов в котельных агрегатах?
6. Опишите назначение дымовой трубы, определение ее самотяги; укажите виды дымососов, применяемых в котельных установках.
7. Что такое тепловой баланс котельного агрегата? Перечислите потери тепла в котле и укажите их причины.
8. Укажите, как определяется КПД котельного агрегата и порядок его величины.

Глава 8. Паровые турбины ТЭС

8.1. Основные сведения

Паровые турбины представляют собой основной тип тепловых машин (двигателей), служащих для привода электрических генераторов современных тепловых электростанций.

По сравнению с другими типами тепловых двигателей (паровыми машинами, двигателями внутреннего сгорания и газовыми турбинами) паровые турбины имеют ряд существенных преимуществ: постоянная частота вращения вала, возможность получения частоты вращения, одинаковой с частотой вращения электрогенератора, экономичность работы и большая концентрация единичных мощностей в одном агрегате. Кроме того, паровые турбины относительно просты в обслуживании и обладают способностью изменения рабочей мощности в широком диапазоне электрической нагрузки.

Принцип действия паровой турбины заключается в преобразовании тепловой энергии пара, поступающего из парогенератора, в кинетическую энергию потока пара, который, воздействуя на рабочее колесо турбины, приводит его во вращение, отдавая при этом часть своей энергии.

Принципиальная схема работы пара в турбине показана на рис. 8.1. Поступающий из парогенератора к турбине пар сначала проходит через сопла 1, где его потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию потока, после чего с большой скоростью направляется на рабочие лопатки 2, расположенные на ободе диска (ротора) 3 или специального барабана, закрепленного на валу турбины 4.

По направлению потока пара различают *осевые*, или *аксиальные*, турбины, в которых поток направлен вдоль оси ротора, и *радиальные*, в которых поток направлен от центра к периферии ротора (см. рис. 8.1, б).

Рабочие лопатки имеют изогнутую форму и в совокупности образуют систему криволинейных каналов (так называемую рабочую решетку). При повороте потока пара в каналах таких решеток возникают центробежные и реактивные силы, вращающие диск (ротор) и связанный с ним вал, соединенный через специальную муфту с электрическим генератором (или другим рабочим механизмом, например, насосом, компрессором, воздухоподувкой и т.п.).

В конструкции турбины выделяют два основных элемента: сопловые каналы (сопловые решетки) и рабочие колеса с лопатками, образующие рабочие решетки. Сопловый аппарат вместе с соответствующими рабочими лопатками образуют *ступень давления*. Поэтому рассмотренную простейшую турбину (см. рис. 8.1, а) называют *одноступенчатой*. При работе современных ТЭС перепады теплоты в турбинах высоких начальных и низких конечных параметров пара могут достигать больших значений 1200–1500 кДж/кг. Поэтому для создания мощных и эффективных турбин применяют *многоступенчатые* турбины. В качестве примера на рис. 8.2 показана схема активной турбины с тремя ступенями давления (дискового типа).

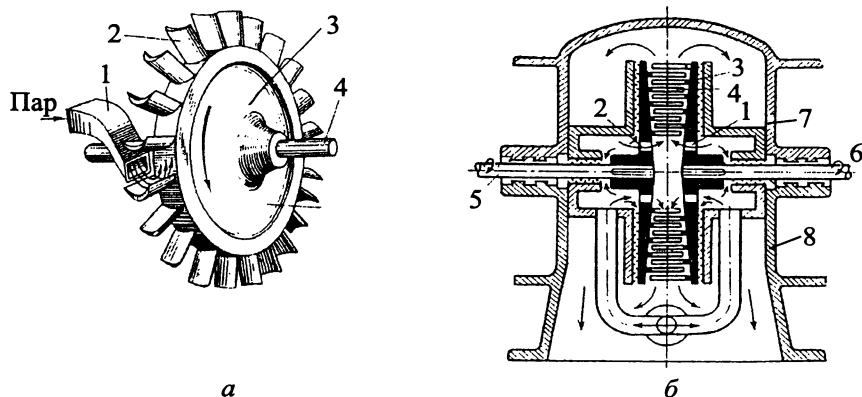


Рис. 8.1. Принципиальная схема работы пара в турбине:
а – турбина аксиальная: 1 – сопло; 2 – лопатки; 3 – диск; 4 – вал;
б – турбина радиального типа: 1 – подвод пара; 2 – диски;
 3, 4 – рабочие лопатки; 5, 6 – валы; 7, 8 – корпус

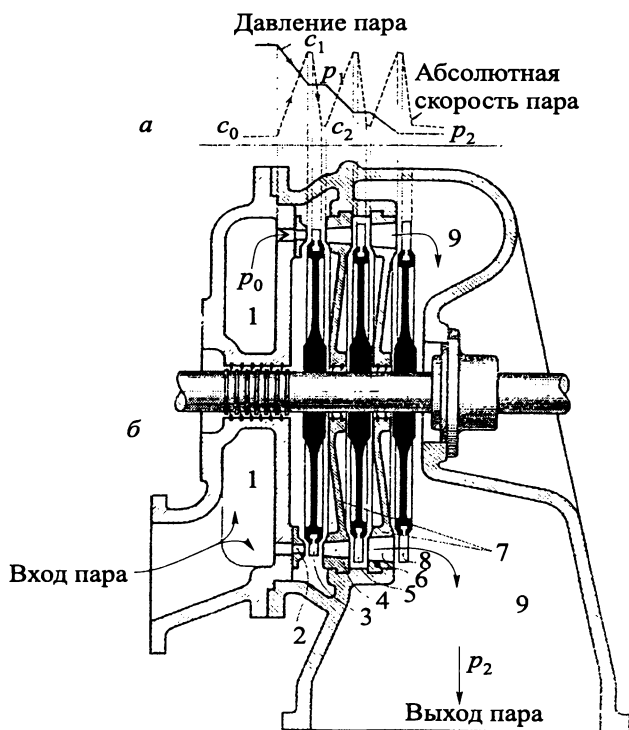


Рис. 8.2. Активная турбина с тремя ступенями давления:
а – изменение давления пара и абсолютной скорости пара; **б** – поперечный разрез турбины; 1, 9 – камеры свежего и отработавшего пара;
 2, 4, 6 – сопла; 3, 5, 8 – рабочие лопатки; 7 – диафрагмы

Если преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую происходит только в сопловых решетках, то такой принцип работы пара в турбине называют *активным*, а соответствующие ступени турбин – *активными ступенями*. Если же преобразование потенциальной энергии пара происходит не только в сопловых (неподвижных), но и во вращающихся рабочих решетках, то такой принцип действия пара называют *реактивным*, а соответствующие ступени – *реактивными*.

8.2. Преобразование энергии в соплах и на рабочих лопатках

8.2.1. Преобразование в соплах

Сопло паровой турбины представляет собой канал с сечением, близким к прямоугольному. В паровых турбинах применяют как расширяющиеся, так и суживающиеся сопла в зависимости от срабатываемого перепада давлений. При большом перепаде давлений, когда давление за соплом меньше критического, сопло должно быть расширяющимся.

Если же перепад давлений небольшой и давление за соплом равно или больше критического, сопло должно быть суживающимся.

В паровых турбинах суживающиеся сопла встречаются чаще расширяющихся. Объясняется это тем, что на практике наибольшее распространение получили многоступенчатые турбины, у которых в каждой ступени используется сравнительно небольшой теплотерпад. Кроме того, расширяющиеся сопла сложны в изготовлении.

На рис. 8.3 показан процесс расширения пара в сопле в диаграмме $i-s$.

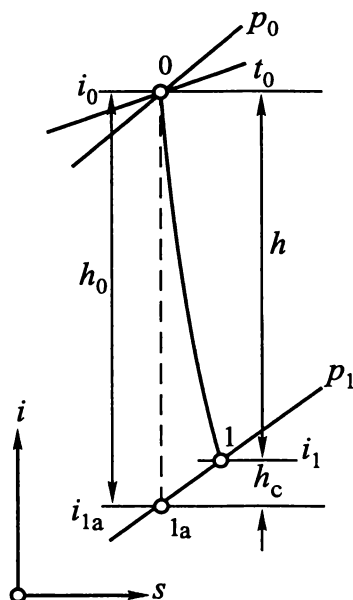


Рис. 8.3. $i-s$ -диаграмма процесса расширения пара в сопле

В соответствии с первым законом термодинамики для потока рабочего тела, по которому тепло, подведенное к потоку рабочего тела, расходуется на изменение энтальпии, совершение технической работы и изменение его кинетической энергии:

$$q_{\text{внеш}} = i_0 - i_{1a} + l_{\text{тех}} + \frac{c_{1r}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}. \quad (8.1)$$

Считая процесс адиабатным, а сопло неподвижным имеем $q_{\text{внеш}} = 0$, $l_{\text{тех}} = 0$, тогда уравнение (8.1) приобретает вид

$$i_0 - i_{1a} = \frac{c_{1r}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}, \quad (8.2)$$

где c_{1r} – теоретическая скорость истечения пара, а c_0 – скорость пара на входе в сопло.

Из выражения (8.2) находим

$$c_{1r} = \sqrt{2(i_0 - i_{1a}) + c_0^2} = \sqrt{2h_0 + c_0^2} \quad (8.3)$$

Действительная скорость истечения несколько меньше c_{1r} и равна

$$c_1 = \varphi c_{1r} = \varphi \sqrt{2h_0 + c_0^2} = \sqrt{2h + \varphi^2 c_0^2}, \quad (8.4)$$

где φ – коэффициент скорости, определяемый опытным путем, $\varphi = 0,93 - 0,98$; $h = \varphi^2 h_0$.

Уменьшение скорости истечения связано с потерей части кинетической энергии на трение, вихри и пр.

Потерянная энергия превращается в тепло и повышает конечную энтальпию пара с i_{1a} до i_1 (см. рис. 8.3). Вследствие этого в кинетическую энергию преобразуется действительный теплоперепад $h = \varphi^2 h_0 = i_0 - i_1$ и часть кинетической энергии пара перед соплами $\frac{c_0^2}{2} \varphi^2$.

8.2.2. Преобразование на рабочих лопатках

На рис. 8.4 изображена схема проточной части турбинной ступени, а над ней – график изменения давления p . Перед соплами в сечении 0–0 давление пара равно p_0 . В соплах давление пара падает, так что после сопел в сечении 1–1 давление равно p_1 . С таким давлением пар поступает в каналы рабочих лопаток. Может быть три случая: 1) $p_2 > p_1$; 2) $p_2 = p_1$; 3) $p_2 < p_1$. Все это зависит от формы лопаточного канала.

В первом случае (при $p_2 > p_1$) лопаточный канал должен быть расширяющимся (вращающийся диффузор). Очевидно, что этот случай не может иметь практического значения, так как бесцельно хотя бы частично преобразовать кинетическую энергию струи в первоначальную потенциальную энергию пара. Что же касается двух остальных случаев, то они широко применяются на практике.

Во втором случае (при $p_2 = p_1$) для сохранения давления пара неизменным лопаточный канал (при отсутствии потерь в нем) должен иметь

постоянное сечение. В решетке рабочих лопаток происходит лишь поворот струи, и изменение количества движения потока пара преобразуется в силу, действующую на лопатки. Производимую этой силой работу называют *активной*, а саму ступень турбины – *активной ступенью* (или *ступенью равного давления*).

В третьем случае (при $p_2 < p_1$) лопаточный канал должен быть сужающимся (вращающееся сопло).

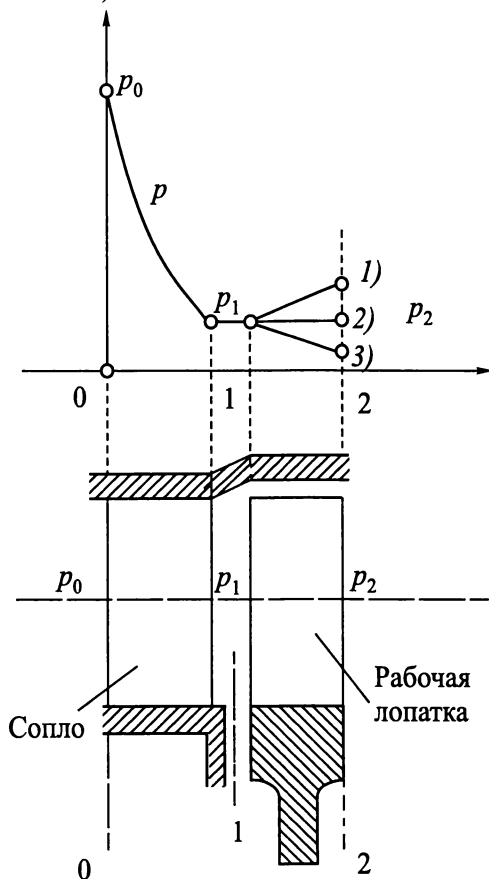


Рис. 8.4. Схема проточной части турбинной ступени и изменение давления

Падение давления сопровождается ускорением пара по отношению к рабочим лопаткам и возникновением силы отталкивания (подобной отдаче при выстреле из орудия), называемой *реактивным давлением*.

Реактивное давление направлено против скорости вытекающей струи и способствует вращению ротора. Работу, производимую реактивным давлением, называют *реактивной*, а саму ступень турбины — *реактивной ступенью* (или *ступенью избыточного давления*). Заметим, что на рабочей

лопатке реактивной турбины наряду с реактивной работой (падением давления) имеет место и активная работа (поворот струи).

Активная ступень. На рис. 8.5 изображена развертка проточной части, выполненная по среднему диаметру активной ступени, а над нею – диаграмма изменений давления, энтальпии и скорости. Пар подходит к сопловой решетке, имея скорость c_0 и давление p_0 . Из сопловой решетки пар выходит с абсолютной скоростью c_1 под углом α_1 к плоскости диска и поступает в каналы рабочих лопаток, имея давление p_1 . Угол α_1 определяется направлением оси сопла. Так как диск с лопатками вращается, то *относительную* скорость $\vec{w}_1$ входа пара в каналы рабочих лопаток можно найти как геометрическую разность $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}$, где $\vec{u}$ – *окружная* скорость (скорость переноса), причем $u = \frac{\pi D n}{60}$ (D – средний диаметр ступени, а

n – число оборотов ротора турбины в минуту). Для сокращения потерь и, следовательно, для повышения КПД турбины необходимо обеспечить «безударный» вход пара в каналы рабочих лопаток, так как удар от струи сопровождается завихрениями и частичной потерей кинетической энергии. Для этого входная кромка рабочей лопатки должна быть направлена под углом β_1 , определяемым входным треугольником скоростей.

При выходе из каналов рабочих лопаток относительная скорость пара w_2 из-за трения и вихрей меньше w_1 . Если ψ – коэффициент скорости, определяемый опытным путем, причем $\psi < 1$, то

$$w_2 = \psi w_1 \quad (8.5)$$

Очевидно, что $\vec{w}_2$ направлена по касательной к выходной кромке лопатки, т.е. под углом β_2 . Геометрически складывая скорости $\vec{w}_1$ и $\vec{u}$, из выходного треугольника находят абсолютную скорость выхода пара c_2 и угол α_2 .

В каналах рабочих лопаток активной ступени абсолютная и относительная скорости падают. Однако это падение скоростей вызвано разными причинами.

В то время как абсолютная скорость падает в основном за счет превращения кинетической энергии парового потока в механическую работу, относительная скорость падает исключительно из-за потерь на лопатках. Потерянная на трение и вихри энергия

$$h_n = \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_1^2}{2}(1 - \psi^2), \text{ [Дж/кг]} \quad (8.6)$$

в конечном итоге превращается в тепло, и поэтому энтальпия пара i_2 за решеткой рабочих лопаток несколько выше энтальпии пара i_1 перед рабочей решеткой. Даже в случае обтекания паром решетки идеально гладких лопаток, когда $w_2 = w_1$ и $i_2 = i_1$, абсолютная скорость пара в каналах рабочих лопаток все же уменьшится и c_2 будет меньше c_1 , так как без этого невозможно производство механической работы.

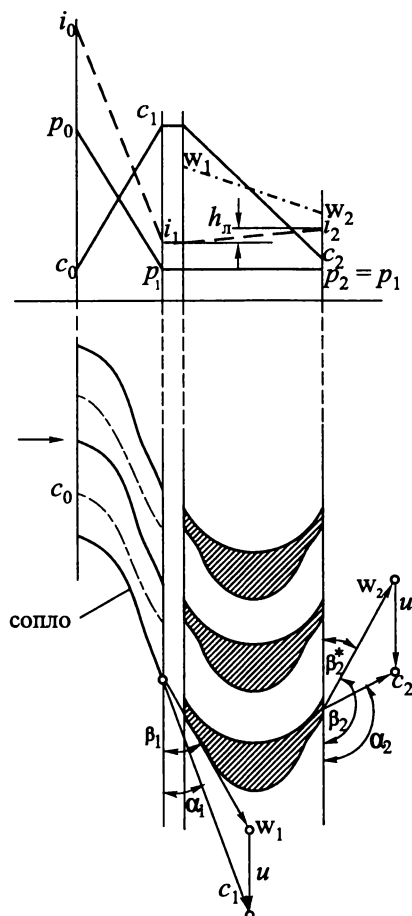


Рис. 8.5. Развертка проточной части активной ступени; изменение параметров пара и Δ -и скоростей

Пар, уходя из каналов рабочих лопаток со скоростью c_2 , уносит с собой кинетическую энергию

$$h_b = \frac{c_2^2}{2}. \quad (8.7)$$

Для данной ступени это количество энергии остается неиспользованным и представляет потерю, называемую *выходной потерей*.

Реактивная ступень. На рис. 8.6 изображены развертка проточной части ступени и диаграмма изменений давления, скорости и энтальпии пара. Сопла реактивной ступени образуются каналами *неподвижных* лопаток.

В них пар расширяется вследствие частичного понижения давления с p_0 до p_1 . Теплоперепад $h_1 = i_0 - i_1$ переходит в кинетическую энергию, повышая скорость входа пара c_0 до значения c_1 . С такой скоростью пар поступает в суживающиеся каналы рабочих лопаток, фактически представляющие собой систему подвижных сопел. В них пар продолжает расширяться. Давление пара падает от значения p_1 до p_2 , а энтальпия уменьшается от i_1 до i_2 .

За счет теплоперепада $h_2 = i_1 - i_2$ получается соответствующее увеличение относительной скорости входа пара в каналы рабочих лопаток w_1 до значения w_2 . Однако абсолютная скорость падает (так как без этого невозможно производство механической работы) до значения c_2 .

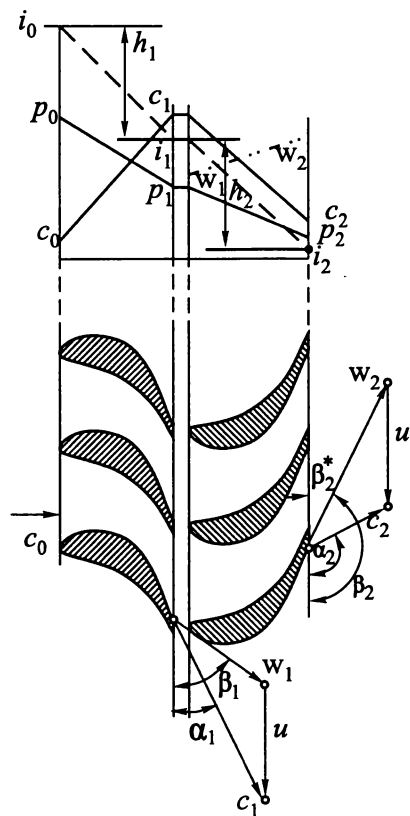


Рис. 8.6. Развертка проточной части реактивной ступени; изменение параметров пара и Δ -и скоростей

Отношение адиабатного теплоперепада на рабочих лопатках к адиабатному теплоперепаду всей ступени (рис. 8.7) называют *степенью реактивности*:

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}} \approx \frac{h_{02}}{h_0}.$$

Из формулы следует, что $h_{02} = \rho h_0$, а $h_{01} = (1 - \rho)h_0$.

Фактический процесс на неподвижных лопатках изображается в i, s -диаграмме линией $0-1$, а на рабочих лопатках – линией $1-2$.

Скорости c_1 и w_2 можно найти из следующих выражений:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2(1 - \rho)h_0 + c_0^2}, \quad (8.8)$$

$$w_2 = \psi \sqrt{2\rho h_0 + w_1^2}, \quad (8.9)$$

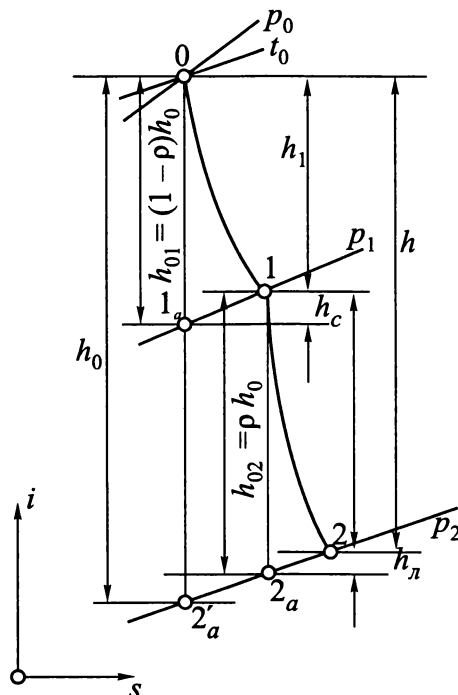


Рис. 8.7. I - s -диаграмма процесса расширения пара в реактивной ступени

На рабочих лопатках чисто активных турбин преобразования тепловой энергии в кинетическую не происходит, следовательно, для них $\rho = 0$, а потому формула (8.8) переходит в формулу (8.4).

В реактивных турбинах степень реактивности равна 0,5, т.е. теплорепад распределяется поровну между неподвижными и рабочими лопатками. В этом случае удастся упростить изготовление турбины, так как неподвижные и рабочие лопатки могут набираться из элементов одинакового профиля (входной и выходной треугольники симметричны). Для получения более плавного профиля проточной части и некоторого улучшения КПД активные ступени иногда выполняют с небольшой величиной степени реактивности ρ порядка 5–20%. Кроме того, это позволяет обойтись без применения расширяющихся сопел.

Окружное и осевое усилия. На рис. 8.8 изображены входной и выходной треугольники скоростей, построенные из одной точки O отдельно для активной и реактивной ступеней. Пользуясь этими треугольниками скоростей, можно легко определить окружное усилие, вращающее ротор турбины, и осевое усилие, стремящееся сдвинуть ротор турбины вдоль его оси.

Для этого воспользуемся законом количества движения, гласящим, что импульс силы (произведение величины силы на время ее действия) равен геометрическому изменению количества движения (произведению массы на скорость).

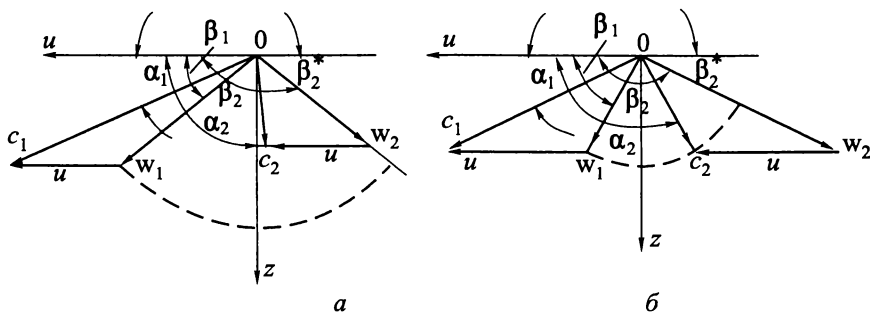


Рис. 8.8. Треугольники скоростей: *а* – активная ступень; *б* – реактивная ступень

Импульс силы за единицу времени (секунду) равен величине самой силы. Если массовый расход пара через ступень составляет G , кг/с, то количество движения пара, входящего в лопаточный канал, равно Gc_1 , а выходящего Gc_2 . Отсюда получим закон количества движения в виде векторного уравнения

$$\vec{P} = G(\vec{c}_1 - \vec{c}_2)$$

Проекция на плоскость диска определяет окружное усилие, Н:

$$P_u = G(\vec{c}_1 \cos \alpha_1 - \vec{c}_2 \cos \alpha_2) = G(\vec{w}_1 \cos \beta_1 - \vec{w}_2 \cos \beta_2), \quad (8.10)$$

а проекция на осевое направление – осевое усилие, Н:

$$P_a = G(\vec{c}_1 \sin \alpha_1 - \vec{c}_2 \sin \alpha_2) = G(\vec{w}_1 \sin \beta_1 - \vec{w}_2 \sin \beta_2) \quad (8.11)$$

Однако следует учитывать, что в реактивной ступени, помимо давления, создаваемого потоком пара, появляется большое добавочное усилие на лопатки, создаваемого разностью давлений пара по обе стороны рабочей решетки.

8.2.3. Работа и КПД ступени

Основными потерями ступени турбины являются потери: в сопловой решетке h_c , в каналах рабочих лопаток h_l и с выходной скоростью h_b . Они определяют относительный КПД на лопатках, который для активной ступени равен:

$$\eta_{ол} = \frac{h_0 - h_c - h_l - h_b}{h_0} = \frac{l}{h_0},$$

и представляет собой отношение механической работы 1 кг пара на лопатках ступени l к располагаемому в ступени теплоперепаду h_0 .

Знаменатель выражения равен $h_0 = \frac{c_{1u}^2}{2} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}$. Что же касается числителя, то его можно определить следующим образом. Работа, производимая на окружности лопаток в секунду, т.е. мощность, равна $L = P_u u$, Дж/с, или на 1 кг пара

$$l = \frac{L}{G} = \frac{P_u u}{G}, \text{ Дж/кг.}$$

Подставив все это в выражение для $\eta_{ол}$ и заменив P_u , пользуясь формулой (8.10), получим:

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{2\varphi^2 u}{c_1^2} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2). \quad (8.12)$$

Используя треугольники скоростей (см. рис. 8.8), из выражения (8.12) можно получить:

$$\eta_{\text{о.л}} = 2\varphi^2 x (\cos \alpha_1 - x) \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right), \quad (8.13)$$

где $x = u/c_1$.

Можно найти максимальное значение $\eta_{\text{о.л}}$ при условии $\frac{d\eta_{\text{о.л}}}{dx} = 0$ и получить

$$\eta_{\text{о.л}}^{\text{max}} = \frac{1}{2} \varphi^2 \cos^2 \alpha_1 \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) = \frac{1}{2} \varphi^2 \cos^2 \alpha_1 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2^*}{\cos \beta_1}\right). \quad (8.14)$$

Полученное выражение показывает, что для повышения КПД угол α_1 нужно брать как можно меньшим. Теоретически наибольший КПД получился бы при $\alpha_1 = 0$, т.е. при $u = 0,5c_1$. Однако такой угол практически нельзя осуществить. Обычно угол $\alpha_1 = 12-14^\circ$ и, следовательно, наивыгоднейшая окружная скорость равна $u = (0,45 - 0,48)c_1$.

Величиной угла α_1 определяется угол β_1 . Что же касается угла β_2^* , то и он, как следует из формулы (8.14), должен быть взят по возможности малым. Обычно выбирают угол $\beta_2^* = \beta_1 - (3-10)^\circ$ и как максимум его делают равным β_1 .

На рис. 8.9 показана зависимость $\eta_{\text{о.л}}$ и отдельных потерь от отношения $x = \frac{u}{c_1}$. Относительная потеря в сопловой решетке $\zeta_c = h_c/h_0$, очевидно не зависит от $\frac{u}{c_1}$. Относительная потеря в рабочей решетке $\zeta_{\text{л}} = \frac{h_{\text{л}}}{h_0}$ постепенно уменьшается с увеличением $\frac{u}{c_1}$. Относительная выходная потеря $\zeta_{\text{в}} = \frac{h_{\text{л}}}{h_0}$ при увеличении $\frac{u}{c_1}$ вначале быстро уменьшается, а затем, достигнув минимума, начинает еще быстрее расти. Таким образом, $\eta_{\text{о.л}}$ в основном определяется величиной потери $\zeta_{\text{в}}$.

Для реактивной ступени при $\rho = 0,5$ треугольники скоростей (см. рис. 8.8, б) симметричны ($\vec{c}_1 = \vec{w}_2$; $\vec{w}_2 = \vec{c}_2$; $\alpha_1 = 180 - \beta_2$; $\beta_1 = 180 - \alpha_2$).

Поэтому из выражения $l = \frac{L}{G} = \frac{P_u u}{G}$, учитывая формулу (8.10), можно последовательно получить:

$$\begin{aligned} l &= u(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = u(c_1 \cos \alpha_1 + w_1 \cos \beta_1) = \\ &= u(c_1 \cos \alpha_1 + c_1 \cos \alpha_1 - u) = x(2 \cos \alpha_1 - x) \end{aligned}$$

Очевидно, что максимальная полезная работа получится при

$$\frac{dl}{dx} = (2 \cos \alpha_1 - 2x) = 0, \quad (8.15)$$

т.е. при $x = u/c_1$; $\cos \alpha_1 \approx 1$.

Это соотношение, аналогичное (8.14), определяет возможную экономичность реактивной ступени, имеющей $\rho = 0,5$.

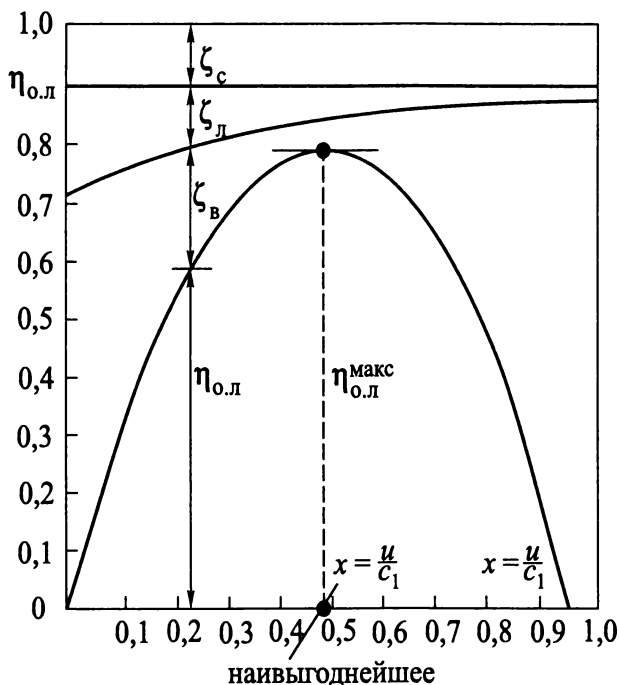


Рис. 8.9. Зависимость $\eta_{0,л}$ от отношения скоростей $x = u/c_1$ для активной ступени

8.3. Классификация и основные конструкции паровых турбин

По назначению турбины делятся на *чисто конденсационные*, с *противодавлением* (отработавший пар используют для каких-либо производственных или бытовых целей; если отработавший пар используют в других турбинах, то такую противодавленческую турбину называют *предвключенной*), *конденсационные с отбором пара*, с отбором и противодавлением *матого пара* (турбина использует, кроме свежего пара, отработавший на производстве пар, который подводится в одну из промежуточных ступеней турбины) и др.

Каждая турбина обозначается шифром, состоящим из трех частей: первая из них – буквенная, остальные цифровые. Буквенная часть шифра характеризует тип турбины, а именно: К – конденсационная без регулируемых отборов; Т – с теплофикационным регулируемым отбором пара ($p = 0,7\text{--}2,5$ бар); П – с производственным регулируемым отбором пара ($p \geq 3$ бар); Р – с противодавлением.

Вторая (цифровая) часть шифра дает номинальную мощность турбины (тыс. кВт). Третья часть шифра обозначает давление свежего пара.

У турбин типов *П* и *Р* третья часть шифра представляет собой дробь, числитель которой указывает давление свежего пара, а знаменатель – давление отборного или противодавленческого пара.

Так, например, турбина мощностью 50 000 кВт с начальным давлением 127,5 бар (130 ат) конденсационная обозначается К-50-130. Та же турбина, но с двумя регулируемыми отборами пара – производственным давлением ~ 7 бар и теплофикационным – обозначается ПТ-50-130/7 и т.д.

Для иллюстрации конструктивных схем паровых турбин на рис. 8.10– 8.14 приведены общие виды некоторых турбин, используемых на электрических станциях

В качестве характерной конструкции паровой турбины на рис. 8.10 приведен продольный разрез конденсационной турбины мощностью 50 тыс. кВт, $n = 3000$ об/мин, изготовленной ЛМЗ.

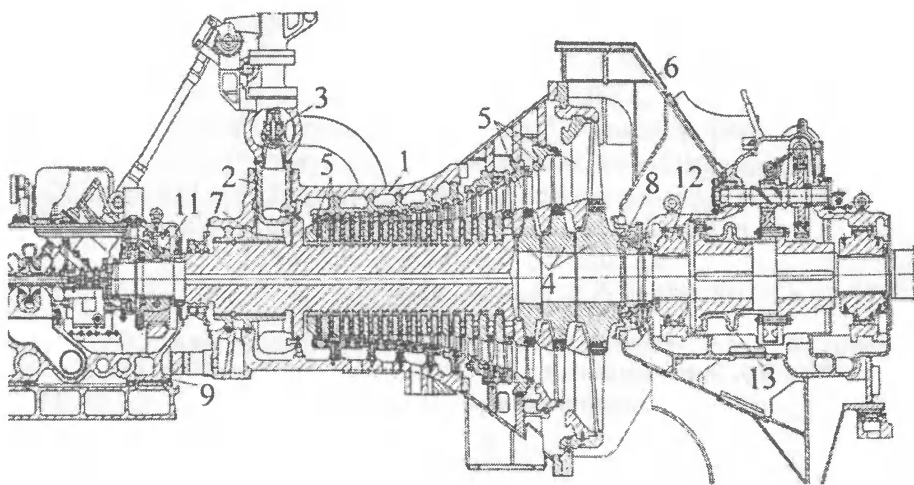


Рис. 8.10. Продольный разрез турбины 50 тыс. кВт

Пар с начальными параметрами 9,0 МПа и 535°C подводится по паропровпускной трубе к расположенной на корпусе турбины паровой коробке 2, в которой размещены регулирующие клапаны 3. Из клапанной коробки пар через одновенечную регулируемую ступень подводится к проточной части турбины, состоящей из 21 ступени. Первые 18 ступеней имеют рабочие диски (колеса), выполненные за одно целое с валом турбины. Последующие три ступени 4 имеют диски, посаженные с натягом на вал. На ободах каждого диска укреплены рабочие лопатки.

Сопловые решетки первой регулирующей ступени укреплены в паровой коробке, приваренной к корпусу турбины 1. Диски остальных ступеней разделены неподвижными промежуточными диафрагмами 5.

В каждой диафрагме размещены неподвижные сопловые решетки. Часть корпуса 1, охватывающая первые 14 ступеней высокого давления, выполнена в виде стальной отливки. Остальные ступени размещены в

сварной части корпуса. Выхлопной патрубков турбины 6 сварен из листовой стали. В корпусе турбины предусмотрено пять патрубков для отбора пара из промежуточных ступеней турбины. Эти нерегулируемые отборы предназначены для подогрева питательной воды.

Вал ротора турбины опирается на два подшипника. Передний подшипник 11 имеет несколько более сложную конструкцию, чем задний 12, так как он, помимо веса ротора, воспринимает также осевые усилия, возникающие при протекании пара через лопатки ротора. Конструкция переднего подшипника дает возможность фиксировать осевое положение ротора по отношению к корпусу турбины. Такой подшипник носит название опорно-упорного.

Там, где вал турбины проходит через ее корпус, расположены два концевых уплотнения 7 и 8. Переднее концевое уплотнение 7, работающее в области избыточных давлений пара, служит для предотвращения утечки пара из корпуса турбины в окружающую среду. Заднее концевое уплотнение 8, работающее в области вакуума, защищает выходную часть турбины от присоса воздуха из окружающей среды, при котором ухудшается экономичность работы турбины и снижается развиваемая ею мощность.

В местах, где вал проходит через расположенные между рабочими дисками перегородки-диафрагмы, установлены промежуточные уплотнения, препятствующие протечкам пара из одной ступени в другую в обход сопловых решеток. Диски рабочих колес имеют разгрузочные отверстия для выравнивания давления по обе стороны диска.

На переднем конце вала турбины расположен предельный скоростной регулятор, который служит для предотвращения повышения частоты вращения вала турбины более чем на 10–12% сверх номинальной. Масляный насос предназначен для подачи масла в систему смазки подшипников турбоагрегата, управления и привода механизма системы автоматического регулирования турбины. Масляный насос и опорно-упорный подшипник опираются на станину 9.

На противоположном конце вала размещена муфта 13, служащая для передачи крутящего момента валу генератора. Рядом с муфтой установлено валоповоротное устройство, состоящее из электродвигателя и червячно-зубчатой передачи. Валоповоротное устройство служит для медленного вращения вала неработающей турбины в период пуска и останова агрегата для обеспечения равномерного прогрева или остывания ротора турбины и равномерности распределения возникающих при этом термических деформаций. С передним концом вала связан указатель числа оборотов – тахометр, служащий для определения частоты вращения.

Корпус турбины, а также корпуса подшипников имеют горизонтальный разъем на уровне вала турбины в форме фланцевого соединения. Это дает возможность разборки и сборки турбины путем съема верхней части ее корпуса.

На рис. 8.11 показан продольный разрез реактивной турбины. Ротор таких турбин обычно выполнен в виде сварного барабана, а корпус не имеет диафрагм. Выполнение ротора реактивных турбин в виде барабана, а не отдельных дисков объясняется стремлением к уменьшению осевых усилий,

стремящихся сдвинуть ротор в сторону движения потока пара. Эти усилия особенно велики в турбинах реактивного типа, так как давление пара по обе стороны рабочих лопаток различно. Если бы на ступенях реактивных турбин рабочие лопатки закреплялись на дисках, то эта разность давлений, действуя на всю площадь дисков, могла бы создать осевое усилие весьма большой величины. Даже при использовании в реактивных турбинах барабанных роторов осевые усилия получаются значительно большими, чем в турбинах с активными ступенями.

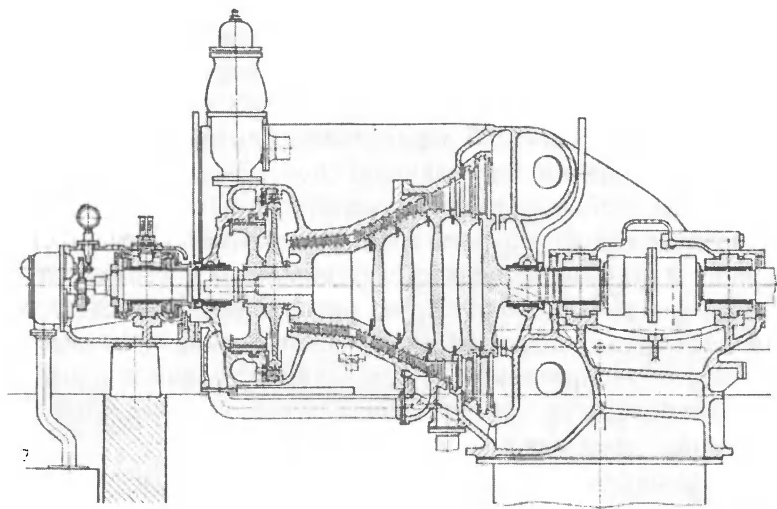


Рис. 8.11. Продольный разрез реактивной турбины 20 тыс. кВт

При барабанных роторах рабочие лопатки крепятся непосредственно на наружной поверхности барабанов, и потому нет необходимости в применении для размещения сопловых решеток каких-либо специальных перегородок-диафрагм. Лопатки сопловых решеток в этом случае могут крепиться непосредственно в корпусе турбины, как это более детально показано на рис. 8.12.

Для предотвращения протекания пара внутри ступеней в обход сопловых и рабочих решеток лопатки реактивных ступеней снабжены внутренними уплотнениями, выполненными в виде гребенок и закрепленных в роторе (для сопловых) и корпусе (для рабочих лопаток).

Поскольку в реактивных турбинах осевые усилия намного больше, чем в активных, то для их восприятия в реактивных турбинах применяется специальное устройство — разгрузочный поршень (см. рис. 8.11). Такой поршень, находящийся под давлением пара регулирующей (обычно активной) ступени турбины, выполняют с большим диаметром, чем расположенную за регулирующей ступенью нерегулируемую реактивную ступень. Поэтому давление пара в камере регулирующего колеса, действующее на

площадь, определяемую разностью этих диаметров, создает силу, направленную в сторону, противоположную осевому усилию, возникающему при работе турбины. Разность диаметров поршня и турбины рассчитывается таким образом, чтобы уравновесить осевые усилия, действующие вдоль ротора турбины.

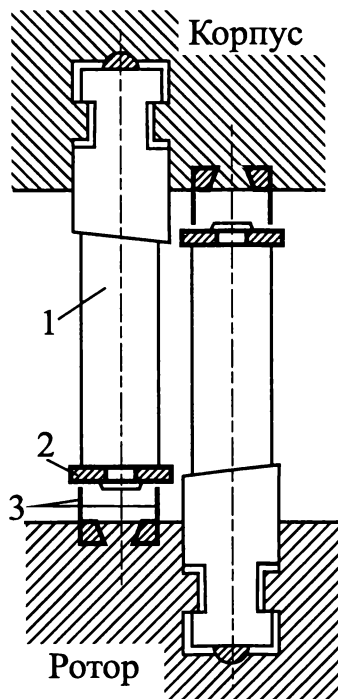


Рис. 8.12. Крепление реактивных лопаток в корпусе и роторе турбины:
1 – неподвижные лопатки; 2 – бандаж; 3 – гребешки уплотнения

В остальном отдельные элементы конструкции реактивной турбины тождественны конструкции активных турбин.

На рис. 8.13 дан продольный разрез турбины ЛМЗ типа ПТ-25-90/10 мощностью 25000 кВт на начальные параметры пара 88 бар и 500°C с двумя регулируемыми отборами: при 10^{+3}_{-2} бар с расходом 20 кг/с и при 1,2–2,4 бар – 15 кг/с и тремя нерегулируемыми отборами для регенеративного подогрева питательной воды.

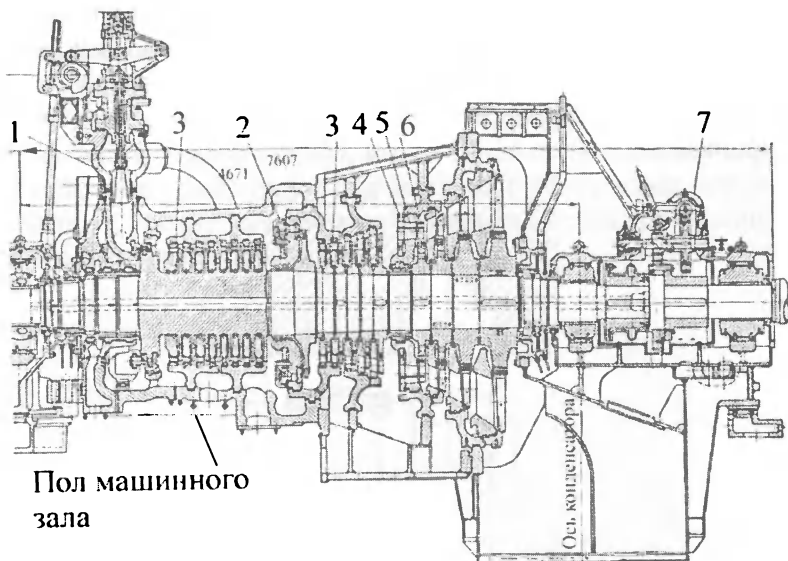


Рис. 8.13. Турбина ПТ-25-90/10 с двумя регулируемыми отборами пара при 10 и 1,2 бар: 1 – паровая коробка; 2 – диафрагма с разгруженным реактивным кольцом; 3 – сварные диафрагмы; 4 – поворотное кольцо; 5 – двухъярусные направляющие лопатки; 6 – двухъярусные рабочие лопатки; 7 – валоповоротное устройство

ЧВД состоит из двухвенечной регулировочной ступени и восьми ступеней давления. Диски этих ступеней изготовлены заодно с валом. ЧСД состоит из одновенечной регулировочной ступени и пяти ступеней давления. ЧНД состоит из регулировочной ступени и трех ступеней давления. Диски ступеней ЧСД и ЧНД – насадные.

Пар подается в турбину через четыре регулирующих клапана. Регулирование пропуска пара после регулируемых отборов осуществлено с помощью поворотных диафрагм, что позволило выполнить турбину в одном корпусе. Минимальный пропуск пара ЧНД составляет 2,2 кг/с при давлении в отборе 1,2 бар.

На рис. 8.14 приведен продольный разрез трехкорпусной турбины типа К-200-130 мощностью 200000 кВт на 3000 об/мин, построенной ЛМЗ (Ленинградским металлическим заводом), с начальными параметрами пара $p_0 = 127,5$ бар, $t_0 = 565^\circ\text{C}$ и давлением в конденсаторе $p_k = 0,034$ бар. Турбина работает в блоке с котельным агрегатом производительностью 640 т/ч пара.

Свежий пар поступает через два клапана автоматического затвора, а от них по четырем трубам к четырем регулирующим клапанам, расположенным на корпусе ЧВД. Корпус ЧВД частично литой и частично сварной конструкции. Проточная часть состоит из регулирующей ступени и 11 ступеней давления, диафрагмы которых установлены в трех обоймах. Ротор ЧВД цельнокованный.

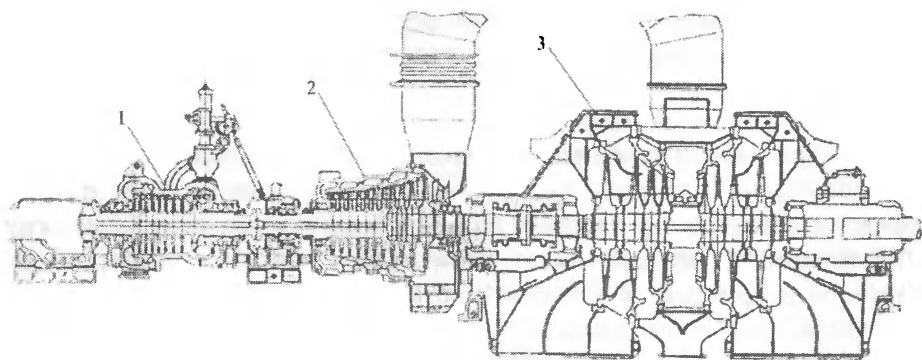


**Рис. 8.14. Продольный разрез турбины К-200-130, 200 тыс. кВт;
 $n = 3000$ об/мин, 127,5 бар, 565°C: 1 – первый корпус;
2 – второй корпус; 3 – третий корпус**

При выходе из ЧВД пар с параметрами $p = 24,5$ бар и $t = 340^\circ\text{C}$ направляется в промежуточный пароперегреватель котла. Перегретый пар с давлением 20,5 бар и температурой 565°C через два защитных клапана по четырем трубам поступает к регулирующим клапанам, установленным на корпусе ЧСД. Защитные клапаны переключают пар в конденсатор в случае полного сброса нагрузки. Они работают так же, как и автоматические стопорные клапаны свежего пара.

В ЧСД размещаются 11 ступеней давления. Диафрагмы первых трех ступеней установлены в выточках корпуса. Последние четыре диска насажены в горячем состоянии.

Пар с параметрами $p = 1,56$ бар и $t = 235^\circ\text{C}$ подводится по перепускным трубам из ЧСД к ЧНД и разветвляется на два потока.

В каждом потоке расположено по четыре симметричные ступени. Предпоследняя ступень – двухъярусная. Отработавший пар из выхлопных патрубков турбины направляется в два приваренных к ним конденсатора.

Лопатка двухъярусной ступени разделена по высоте на две части. Через нижнюю часть проходит большее количество пара (обычно около 60–70%), которое далее поступает в сопла последней ступени.

Профиль верхней части двухъярусной лопатки рассчитывается так, что пар, поступающий сюда, расширяется до конечного давления за турбиной, не проходя последних лопаток. Таким образом, последняя ступень должна пропустить не все количество пара, проходящего через ЧНД.

Корпус ЧНД состоит из трех разъемных частей: средняя часть литая из чугуна, а выхлопные части сварные. Ротор ЧНД лежит на двух опорных подшипниках, а роторы ЧВД и ЧСД, соединенные жесткой муфтой, – на трех, причем, средний подшипник – комбинированный: опорно-упорный. Подвод пара в ЧВД и ЧСД производится со стороны среднего подшипника. Такое расположение позволило уменьшить длину трубы на 1,5 м и разгрузить упорный подшипник. Роторы ЧСД и ЧНД, а также роторы ЧНД и генератора соединены полугибкими (упругими) муфтами. На корпусе подшипника между ЧНД и генератором расположено валоповоротное устрой-

ство для медленного вращения роторов, обеспечивающего равномерный прогрев их перед пуском или равномерное остывание после останова турбины.

8.4. Потери энергии и КПД турбины

Все потери энергии паровой турбины можно разделить на две группы: внутренние и внешние. *Внутренние* потери возникают внутри корпуса турбины и приводят к уменьшению используемого теплоперепада h_0 . Они представляют собой потерю энергии пара на трение, вихри, удар и пр. Потерянная энергия превращается в тепло, повышая конечную энтальпию пара. К *внешним* потерям турбины относятся потери от утечки пара через концевые уплотнения и механические потери.

8.4.1. Внутренние потери

К внутренним потерям, помимо рассмотренных выше потерь (см. § 8.2) (в сопловой решетке h_c , в каналах рабочих лопаток h_d и с выходной скоростью h_v), относятся: потери на трение и вентиляцию, потеря на утечку пара через внутренние зазоры, потеря от влажности и др.

Потеря на трение и вентиляцию $h_{т.в}$. Потеря на трение диска о пар вызвана тем, что вращающийся диск увлекает за собой окружающие его частицы пара. На преодоление трения и сообщения частицам пара ускорения затрачивается некоторая энергия.

Потеря на вентиляцию возникает в первых ступенях активных турбин, имеющих парциальный подвод пара, когда рабочие лопатки, проходя промежутки между соплами, действуют как вентилятор, подсасывая пар из зазора и прокачивая его с одной стороны диска на другую.

Кроме того, при подходе лопатки к соплу струя рабочего пара «выколачивает» нерабочий пар, заполняющий канал лопатки. На все это тратится часть энергии струи рабочего пара.

Величина $h_{т.в}$ получается значительной для двух- и трехвенечных дисков Кертиса с парциальным подводом пара, работающих с паром высокого давления. Для ступеней низкого давления активных турбин с полным подводом пара величина $h_{т.в}$ невелика, и часто ею можно пренебречь. Особенно небольшой получается потеря $h_{т.в}$ в реактивных турбинах при барабанной конструкции ротора, так как здесь всегда степень парциальности $\varepsilon = 1$, а трение барабана со сплошной поверхностью о пар невелико.

Потеря на утечку пара через внутренние зазоры возникает между диафрагмами и валом у активных турбин со ступенями давления или через радиальные зазоры у реактивных турбин (см. рис. 8.12).

Энергия пара, протекающего через внутренние зазоры, не используется в данной ступени, а потому ухудшает ее КПД. Если потерянную в данной ступени энергию 1 кг рабочего пара из-за утечки обозначить через $h_{ут}$, то на такую величину увеличится энтальпия пара за рабочими лопатками этой ступени. Особенно большое значение $h_{ут}$ имеют турбины высокого давления.

Потеря от влажности пара $h_{\text{вл}}$ возникает в последних ступенях конденсационных турбин, работающих в области влажного пара. Частицы влаги в паре движутся медленнее сухого пара, а потому их относительная скорость w_1 направлена не по касательной к входной кромке лопаток. Ударяясь о спинки лопаток, частицы влаги производят тормозящее действие на ротор, снижая работу, передаваемую на лопатки. Одновременно капельки воды разрушающе действуют на входные кромки рабочих лопаток. Поэтому минимально допустимым значением сухости пара в последних ступенях турбины можно считать $x = 0,88-0,90$.

8.4.2. Рабочий процесс паровой турбины в i, s -диаграмме

На рис. 8.15 изображен рабочий процесс активной ступени давления в i, s -диаграмме. Отрезок $0-1a$ представляет собой теоретический процесс адиабатного расширения пара. От точки $1a$ вверх по изобаре p_1 отложены все внутренние потери энергии.

Точка 1 характеризует фактическое состояние пара за сопловой решеткой, а линия $0-1$ – процесс в соплах; точка 1 – характеризует состояние пара за сопловой решеткой, а линия $1-2$ – процесс в каналах рабочих лопаток; точка K характеризует состояние пара за данной ступенью и на входе в следующую.

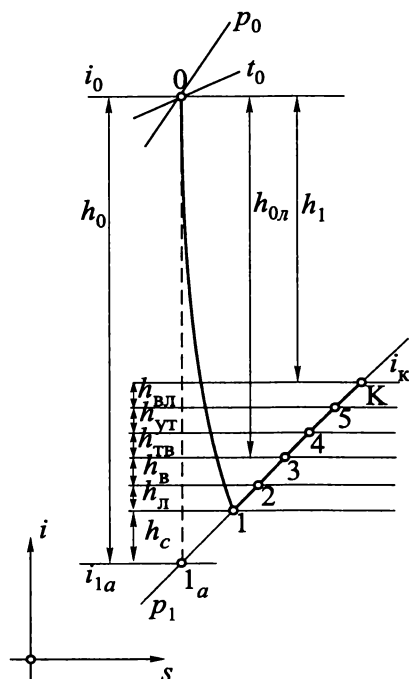


Рис. 8.15. Процесс активной ступени давления в i, s -диаграмме

Внутренняя работа ступени (внутреннюю работу обозначает через h с индексом i по аналогии с поршневыми двигателями, у которых внут-

ренную работу или мощность называют индикаторной, так как они могут быть замерены специальным прибором – индикатором)

$$h_i = h_0 - (h_c + h_l + h_b + h_{т.в} + h_{ут} + h_{вл}), \text{ Дж/кг.}$$

Отсюда внутренний относительный КПД ступени

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{h_0}. \quad (8.16)$$

На рис. 8.16 изображен процесс многоступенчатой турбины в i, s -диаграмме. Как и для одной ступени, внутренний относительный КПД турбины в целом определяется отношением

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{\sum h_i}{H_0}. \quad (8.17)$$

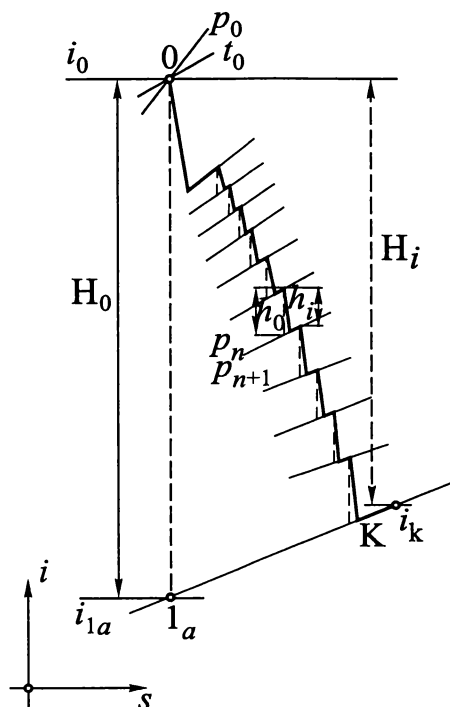


Рис. 8.16. Процесс многоступенчатой турбины в i, s -диаграмме

Рассмотрение процесса показывает, что внутренний относительный КПД турбины выше, чем средний η_{oi} ступени. Объясняется это тем, что изобары в i, s -диаграмме веерообразно расходятся слева направо, так что расстояние между ними увеличивается. Вследствие этого сумма располагаемых во всех ступенях турбины теплоперепадов $\sum h_0$ больше, чем располагаемый теплоперепад H_0 для турбины в целом.

Можно написать

$$\sum h_0 = (1 + \alpha) H_0 \quad (8.18)$$

где α – коэффициент возврата тепла.

Свое название коэффициент α получил в связи с тем, что потери в предыдущих ступенях приводят к некоторому росту располагаемого, а следовательно, и использованного теплоперепада в последующих ступенях. В результате чего потери частично возвращаются.

В современных конденсационных турбинах коэффициент возврата тепла составляет приблизительно 0,04–0,06, т.е. внутренний относительный КПД многоступенчатой турбины на 4–6% выше среднего внутреннего относительного КПД ступеней.

8.4.3. Внешние потери турбины

Потеря от утечки пара через концевые уплотнения увеличивает расход пара на турбину. Она не влияет на энтальпию пара, а потому ее относят к внешним, а не внутренним потерям.

Механические потери определяются затратой части энергии на преодоление трения в опорных и упорных подшипниках турбины (включая опорные подшипники электрического генератора или другой машины, соединенной с валом турбины), на привод системы регулирования и главного масляного насоса. Потери на трение превращаются в тепло смазочного масла. Это тепло выделяется в масляном холодильнике и уносится охлаждающей водой.

8.4.4. Мощности, КПД и расход пара

Работу парового турбогенератора можно представить диаграммой (рис. 8.17), в которой в определенном масштабе изображены мощности тепловых потоков.

Внутренней мощностью N_i называют мощность, развиваемую внутри корпуса турбины. Внутренняя мощность меньше мощности, развиваемой идеальным двигателем, N_0 , на величину внутренних потерь.

Эффективной мощностью N_e называют мощность, снимаемую с вала или соединительной муфты турбины. Она меньше внутренней мощности N_i на величину механических потерь N_m , т.е. $N_e = N_i - N_m$.

Наконец, электрической мощностью N_z называют мощность, снимаемую с зажимов генератора. Электрическая мощность меньше эффективной на величину электрических потерь.

КПД характеризуют степень совершенства двигателя и служат для сравнения двигателей и анализа их работы.

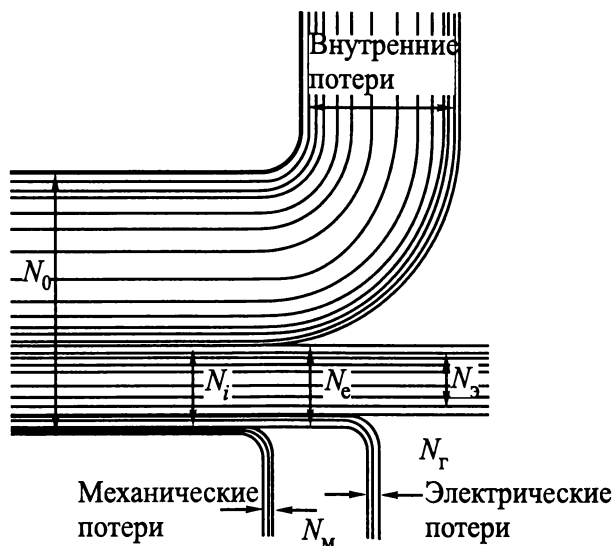


Рис. 8.17. Мощности тепловых потоков парового турбогенератора

Механическим КПД η_m называют отношение эффективной мощности к внутренней

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}. \quad (8.19)$$

Механический КПД зависит от типа двигателя и его мощности. У турбин механический КПД выше, чем у поршневых двигателей, у которых есть возвратно-поступательно движущиеся части, вызывающие большие потери трения. Чем выше мощность двигателя, тем больше его механический КПД. Механический КПД турбин достаточно высок и составляет для турбин мощностью от 500 до 5000 кВт 96–99%, а свыше 5000 кВт 99–99,5%.

КПД электрического генератора называют отношение электрической мощности к эффективной

$$\eta_r = \frac{N_z}{N_e}. \quad (8.20)$$

Для электрических генераторов мощностью от 500 до 5000 кВт $\eta_r = 92,5\text{--}96\%$, а свыше 5000 кВт $\eta_r = 96\text{--}99\%$.

Помимо рассмотренных выше КПД применяют еще группу относительных и абсолютных КПД. Относительные КПД получают путем сравнения той или иной мощности действительного двигателя с мощностью идеального двигателя.

Относительным внутренним КПД η_{oi} называют отношение внутренней мощности к мощности идеального двигателя

$$\eta_{oi} = \frac{N_i}{N_0}. \quad (8.21)$$

Относительным эффективным КПД называют отношение эффективной мощности к мощности идеального двигателя:

$$\eta_{oi} = \frac{N_i}{N_0}. \quad (8.22)$$

Относительным электрическим КПД $\eta_{оэ}$ называют отношение электрической мощности к мощности идеального двигателя:

$$\eta_{оэ} = \frac{N_э}{N_0}. \quad (8.23)$$

Для турбин $\eta_{oi} = 70\text{--}88\%$; $\eta_{oe} = 65\text{--}86\%$; $\eta_{оэ} = 60\text{--}84\%$.

Если учесть, что сам идеальный двигатель согласно второму закону термодинамики имеет термический КПД $\eta_t < 1$, то получим так называемые абсолютные КПД, причем

$$\eta_{абс} = \eta_t \eta_{отн}.$$

Обычно отбрасывают слово «абсолютный» для характеристики абсолютных КПД.

Итак, внутренний КПД $\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$;

эффективный КПД $\eta_e = \eta_t \eta_{oe}$;

электрический КПД $\eta_э = \eta_t \eta_{оэ}$.

Легко показать, что

$$\eta_{оэ} = \eta_{oe} \eta_{г} = \eta_{oi} \eta_{м} \eta_{г} \quad (8.24)$$

и аналогично

$$\eta_э = \eta_e \eta_{г} = \eta_i \eta_{м} \eta_{г}. \quad (8.25)$$

Характеристикой экономичности паровой турбины наряду с КПД является удельный расход пара, т.е. расход пара в единицу времени на единицу вырабатываемой мощности. При этом удельный расход пара равен:

$$d_э = \frac{D}{N_э} = \frac{1}{H_0 \eta_{оэ}}, \text{ кг/кДж} \quad (8.26)$$

где D – секундный расход пара, кг/с.

Удельный расход пара современных мощных конденсационных турбин при полной нагрузке составляет $(0,85\text{--}1,0) \cdot 10^{-3}$ кг/кДж.

Максимально длительной называют такую мощность $N_{дл}$, при которой турбогенератор может надежно и достаточно экономично работать длительное время (тысячи часов). Для конденсационной турбины $N_{дл}$ совпадает с номинальной (табличной или паспортной) ее мощностью $N_{н}$, определяемой заводом-изготовителем. Экономической называют мощность $N_{эж}$, на которую производится тепловой расчет турбины и при которой она должна иметь максимальный КПД.

Обычно $N_{эж} = (0,8\text{--}0,9) N_{дл}$. Для турбин большой мощности, несущих базовую нагрузку на электрических станциях, $N_{эж} = (0,9\text{--}1,0) N_{дл}$.

8.5. Конденсационные установки паровых турбин

Из раздела термодинамики известно, что термический КПД паротурбинного цикла тем выше, чем ниже температура пара в конце расширения. Для получения низкой температуры в выпускном патрубке турбины, как следует из свойств водяного пара, давление должно быть ниже атмосферного, т.е. должен быть создан вакуум. Это достигается в результате конденсации отработавшего пара, охлаждаемого циркуляционной водой; образующийся конденсат откачивается насосами. При конденсации скрытая теплота парообразования отработавшего пара воспринимается циркуляционной водой, температура которой повышается.

Для конденсации покидающего турбину пара к выхлопному патрубку турбины присоединяется специальный теплообменник – *конденсатор*. Вакуум в конденсаторе создается при конденсации пара с помощью охлаждающей воды и отсоса воздуха эжекторами, вакуум-насосами и др. Конденсация пара может производиться либо непосредственным смешением его с охлаждающей водой (*смешивающие конденсаторы*), либо при охлаждении его в поверхностных теплообменниках (*поверхностные конденсаторы*).

В турбинных установках электростанций применяются исключительно поверхностные конденсаторы, поскольку они обеспечивают как сохранение количества конденсата, так и требуемое его качество по содержанию, что весьма важно для питания котлоагрегатов высоких параметров большой мощности. Схема устройства поверхностного конденсатора показана на рис. 8.18.

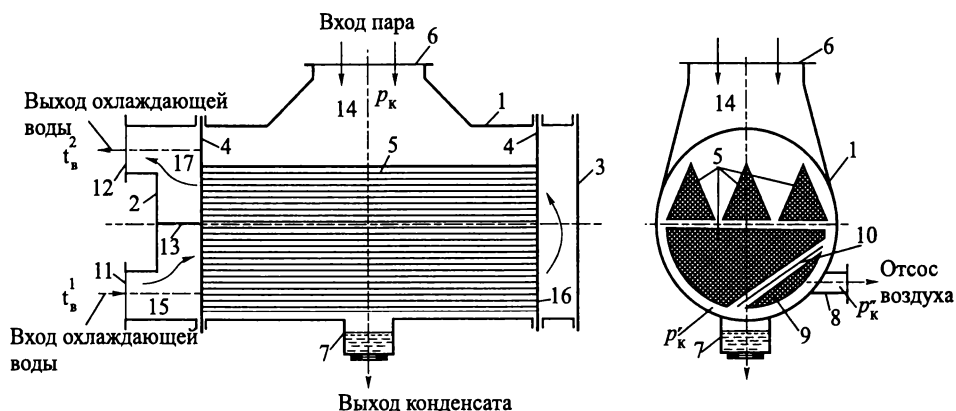


Рис. 8.18. Схема поверхностного конденсатора

Пар из турбины поступает в корпус конденсатора 1 через горловину 14, имеющую фланец 6 для присоединения к выхлопу турбины. В цилиндрической части конденсатора расположена система прямых охлаждающих труб 5, закрепленных с обеих сторон в трубных досках 4. Трубная система

располагается в корпусе 1 так, что по обе стороны ее образуются камеры 15 и 16 между трубными досками и крышками корпуса 2 и 3. Охлаждающая вода по подводящей трубе 11 поступает в нижнюю часть камеры 15 (входная камера), проходит по нижнему пучку труб и поступает в другую поворотную камеру 16. Из поворотной камеры вода проходит по верхнему пучку трубок в направлении, обратном первоначальному, после чего удаляется из верхней части выходной камеры 17, отделенной перегородкой 13 от входной камеры, по трубе 12.

Конденсаторы с такой схемой движения воды в двух направлениях называют *двухходовыми*. Аналогично этому могут быть выполнены одноходовые, а также трех- и четырехходовые конденсаторы.

Пар, омывая холодные наружные поверхности охлаждающих трубок, конденсируется на них, отдавая теплоту парообразования, и образовавшийся конденсат стекает в нижнюю часть 7 конденсатора, а оттуда откачивается специальным насосом через патрубок. Этот насос называют *конденсатным*, а насос, прокачивающий охлаждающую воду через трубную систему конденсатора, – *циркуляционным*.

Конденсатор должен быть герметически плотным. Наличие даже небольших неплотностей приводит к подсосу воздуха из окружающей среды, что снижает вакуум и может резко ухудшить процесс теплоотдачи.

Для поддержания в паровом пространстве конденсатора требуемого глубокого вакуума через патрубок 8 осуществляется непрерывный отсос воздуха. Так как вместе с воздухом может быть удалено и некоторое количество несконденсировавшегося пара (паровоздушная смесь), то в месте отсоса воздуха часть трубной поверхности 9 отделяют перегородками 10, образуя воздухоохладитель. В этой части трубной поверхности должна происходить более интенсивная конденсация пара с тем, чтобы количество пара в удаляемой паровоздушной смеси было минимальным.

Образовавшийся в конденсаторе конденсат используется для питания котлоагрегатов и потому представляет большую ценность, в особенности в установках с высокими параметрами пара, требующих применения питательной воды особо высокого качества. По этой причине конденсаторы должны обладать высокой плотностью не только по воздуху, но и по охлаждающей воде.

При хорошей плотности трубок охлаждающей системы конденсат турбины может быть чистым дистиллятом, т.е. водой, не содержащей каких-либо примесей. Кроме того, в нормально работающем конденсаторе конденсат хорошо дегазируется, что устраняет опасность коррозии питательных трубопроводов и подогревателей.

Вода, поступающая для охлаждения конденсатора (циркуляционная вода), забирается циркуляционным насосом либо из расположенных вблизи станции естественных источников водоснабжения (река, озеро, море), либо из искусственных водоемов (пруды, бассейны). Водоснабжение от естественных источников воды называется *прямоточным* (рис. 8.19).

Расход воды на удаление золы и шлака зависит от зольности и количества сжигаемого топлива, а также от принятой системы гидрозолоудаления. Для высоконапорной системы гидрозолоудаления с гидроаппаратами системы Москалькова средний удельный расход воды составляет 14–15 м³ на тонну золы и шлака. Как правило, в системе гидрозолоудаления используется сливная вода из конденсаторов турбин.

В табл. 8.2 приведены ориентировочные значения относительных (по отношению к расходу воды на конденсаторы) расходов воды на различные нужды паротурбинной конденсационной электростанции.

При использовании искусственных источников водоснабжения вода, нагревшаяся при конденсации пара в конденсаторе, направляется в специальные устройства: пруды-охладители, брызгательные бассейны, башенные охладители (градирни). После охлаждения в этих устройствах вода вновь подается в конденсаторы. Такая система охлаждения называется *оборотной*.

Для охлаждения циркуляционной воды пользуются охлаждающими прудами, бассейнами и градирнями различных типов.

Охлаждающий пруд представляет собой естественный или искусственный водоем, из которого охлаждающая вода берется в одном месте, а сбрасывается после использования в другом месте, по возможности удаленном от первого.

Таблица 8.2

Относительные расходы воды на различные нужды конденсационной паротурбинной электростанции

Назначение воды	Относительный расход воды, %
Охлаждение конденсаторов турбин	100
Охлаждение масла и воздуха:	
– для крупных турбоустановок	3–7
– для малых турбоустановок	6–15
Охлаждение подшипников вспомогательного оборудования электростанции	0,6–1,0
Восполнение потерь конденсата и питательной воды на станции	0,06–0,12
Хозяйственно-питьевые нужды	0,03–0,05
Гидрозолоудаление (в зависимости от зольности топлива и системы золоудаления)	2–5
На восполнение потерь воды в системах оборотного водоснабжения (испарение, механический унос, продувка, фильтрация)	4–7

Охлаждение воды происходит от соприкосновения с окружающим воздухом и испарения части воды с отъемом значительного количества теплоты из водоема. Кроме потери на испарение часть воды в прудах теряется в почву через дно, берега и др. Поэтому запас воды в прудах надо постоянно пополнять.

Для уменьшения потерь воды иногда вместо прудов устанавливаются *бассейны* с бетонными стенками и дном. Поверхность пруда или бассейна должна быть значительной, так как на 1 кВт мощности турбины требуется приблизительно 7–10 м² охлаждающей поверхности. Для уменьшения потребной поверхности применяются пруды или бассейны с брызгалами. Охлаждаемая вода подается здесь под избыточным давлением 50–150 кПа (0,5–1,53 кгс/см²) к соплам (брызгалам), расположенным над поверхностью пруда или бассейна. Пройдя сопла, вода разбрызгивается на мелкие струи, быстро охлаждается от соприкосновения с воздухом и стекает в пруд. Интенсивность охлаждения зависит от атмосферных условий.

Наиболее распространенным устройством для охлаждения циркуляционной воды являются *градирни*.

Для теплосиловых установок малой мощности ввиду простоты и дешевизны применяют *открытые* градирни, состоящие из системы деревянных стоек и горизонтальных планок, омываемых со всех сторон воздухом. Вода, поступая сверху, проходит по планкам, разбрызгивается и охлаждается воздухом. Иногда вверху градирни устраиваются разбрызгивающие сопла.

Для крупных теплосиловых установок применяются *закрытые* градирни, называемые также башенными охладителями. Они строятся с естественной и принудительной циркуляцией воздуха.

Схема градирни с *естественной* циркуляцией воздуха дана на рис. 8.20. Охлаждающая вода, прошедшая конденсатор, стекает на оросительное устройство 1, представляющее собой при капельной конструкции систему горизонтальных брусков с малыми зазорами между ними. Проходя оросительное устройство, вода разбрызгивается на мелкие капли, охлаждаемые движущимся навстречу воздухом, поступающим через жалюзи в нижней части градирни. При пленочной конструкции оросительного устройства вода стекает в виде пленки по вертикальным щиткам оросителя. Охлажденная вода собирается в бассейне 3, расположенном внизу градирни, и отсюда циркуляционным насосом 4 подается в конденсатор 5. Движение воздуха вверх обеспечивается высокой башней 6, действующей по принципу дымовой трубы. Для восполнения потери в бассейн насосом 2 подается вода из близлежащего источника.

В градирнях с *принудительной* циркуляцией воздух подается вентилятором через специальные отверстия в нижней части градирни.

В остальном эти градирни подобны предыдущим. Расход энергии на вентилятор составляет 1–2% от энергии, вырабатываемой на станции. Поэтому эти градирни применяются в тех случаях, когда атмосферные условия делают работу градирен с естественной циркуляцией ненадежной.

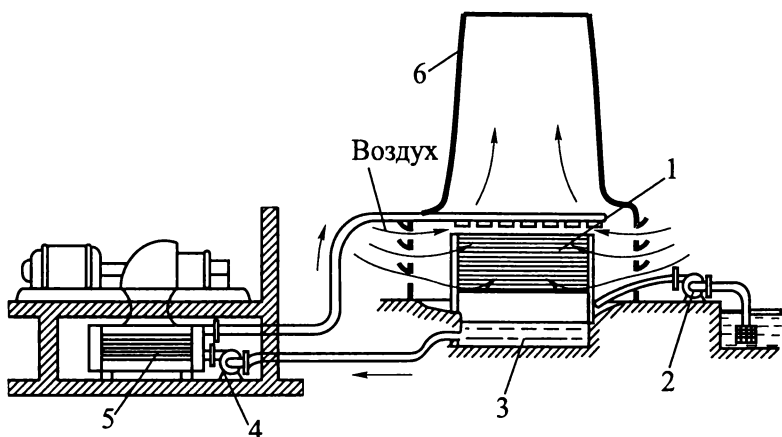


Рис. 8.20. Схема градирни с естественной циркуляцией

Иногда строятся градирни, в которых к естественной циркуляции добавляется принудительная (включение вентилятора), – когда естественная тяга оказывается недостаточной.

Конструкция конденсаторов должна обеспечивать хорошую организацию процессов теплообмена между паром и охлаждающей водой и гарантировать глубокий вакуум (путем уменьшения сопротивления конденсаторов по паровой стороне и организации отсоса воздуха).

На рис. 8.21 показаны схемы конструкций современных конденсаторов для турбин большой мощности. Различные схемы отличаются между собой направлением потока конденсирующегося пара и местом отсоса воздуха. На схеме рис. 8.21, *а* отсос воздуха сделан сверху, что заставляет поток двигаться снизу вверх (конденсатор с восходящим потоком пара).

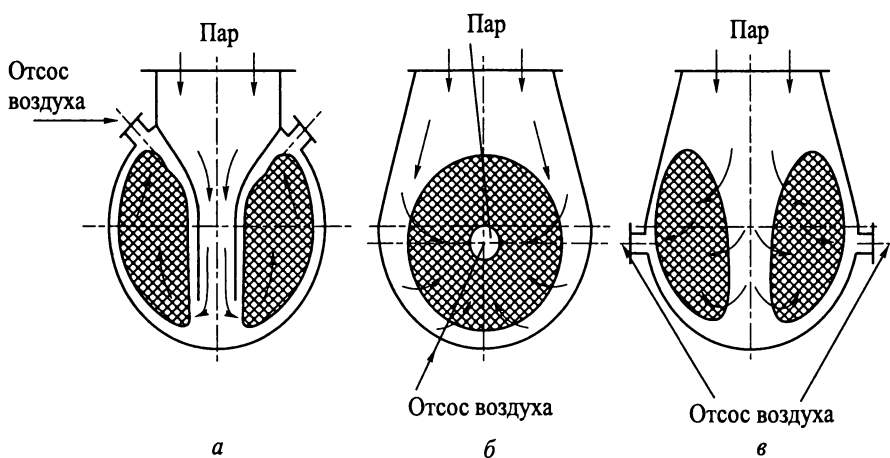


Рис. 8.21. Схемы конденсаторов: *а* – конденсатор с восходящим потоком пара; *б* – конденсатор с центральным потоком пара; *в* – конденсатор с боковым потоком пара

В противоположность этому конденсатор с нижним отсосом воздуха, показанный на рис. 8.18, называют конденсатором с нисходящим потоком пара. На рис. 8.21, б представлена конструкция конденсатора с центральным потоком пара, в котором отсос воздуха происходит через центральную трубу, а вокруг пучка охлаждающих труб оставлен широкий проход, позволяющий пару поступать в пучок со всех сторон с минимальным сопротивлением.

Конденсат, стекающий с верхних труб и охлажденный ниже температуры насыщения, смешиваясь с паром в нижней части конденсатора, вновь нагревается почти до температуры насыщения. Такие конденсаторы называются *регенеративными*. В регенеративных конденсаторах устраняется возможность охлаждения конденсата до температуры более низкой, чем температура насыщенного конденсирующегося пара, т.е. *переохлаждение конденсата*. Переохлаждение представляет собой недопустимую потерю, так как при нем увеличивается тепло, передаваемое охлаждающей воде, т.е. понижается термический КПД цикла.

На рис. 8.21, в показана конструкция регенеративного конденсатора, в середине которого оставлен широкий проход для пара. Отсос паровоздушной смеси в этом случае производится с двух сторон конденсатора. Центральный проход пара должен снизить сопротивление конденсатора по паровой стороне и устранить опасность переохлаждения конденсата.

Корпуса конденсаторов (обычно сварной конструкции) устанавливаются на пружинных опорах, что облегчает компенсацию температурных деформаций. Трубки конденсаторов делаются из латуни (для морской воды применяется медно-никелевый сплав) и закрепляются в трубных досках вальцовкой. Применение латуни предотвращает коррозию трубок. Наиболее употребительные размеры трубок конденсатора 25 мм при толщине стенок 1 мм.

Водяные камеры конденсаторов часто бывают разделены вертикальной перегородкой на две половины. Это позволяет производить чистку внутренних поверхностей охлаждающих трубок одной половины конденсатора во время работы другой половины (чистка «на ходу»). При чистке конденсаторов на ходу нагрузку турбины приходится несколько снижать.

Конденсирующийся пар в количестве D_k , кг/с отдает тепло $i_2 - q_k$, где i_2 – энтальпия отработавшего пара при входе в конденсатор, а q_k – энтальпия конденсата. Так как потери конденсатора в окружающую среду относительно малы, то можно считать, что тепло, отдаваемое конденсирующимся паром, воспринимается охлаждающей водой.

Если количество охлаждающей воды обозначить через W , кг/с, а ее температуру при входе и выходе из конденсатора – соответственно через $t'_в$ и $t''_в$, то с учетом теплоемкости воды c (4,19 кДж/(кг·град)) получим:

$$D_k(i_2 - q_k) \approx W(t''_в - t'_в)c, \text{ кВт.} \quad (8.27)$$

В этом уравнении выделяют отношение $m = \frac{W}{D_k}$, называемое *кратностью охлаждения*:

$$m = \frac{W}{D_k} = \frac{i_2 - q_k}{(t''_b - t'_b)c}, \text{ кг/кг} \quad (8.28)$$

Кратность охлаждения показывает, сколько килограммов воды расходуется на конденсацию 1 кг пара. Обычно кратность охлаждения в смешивающих конденсаторах составляет 15–25 кг/кг, а в поверхностных: 40–80 – в двухходовых и 80–120 – в одноходовых.

Вакуум в конденсаторе определяется температурой насыщения конденсирующегося пара t_k .

Последняя равна

$$t_k = t'_b + (t''_b - t'_b) + \mathcal{G}. \quad (8.29)$$

Здесь $\mathcal{G} = t_k - t''_b$ – недогрев воды до температуры насыщения.

Подставив в (8.29) значение $t''_b - t'_b$ из уравнения (8.28), имеем

$$t_k = t'_b + \frac{1}{m} \cdot \frac{i_2 - q_k}{c} + \mathcal{G}. \quad (8.30)$$

Из уравнения (8.30) видно, что глубина вакуума прежде всего определяется температурой охлаждающей воды t'_b , а также кратностью охлаждения m (рис. 8.22).

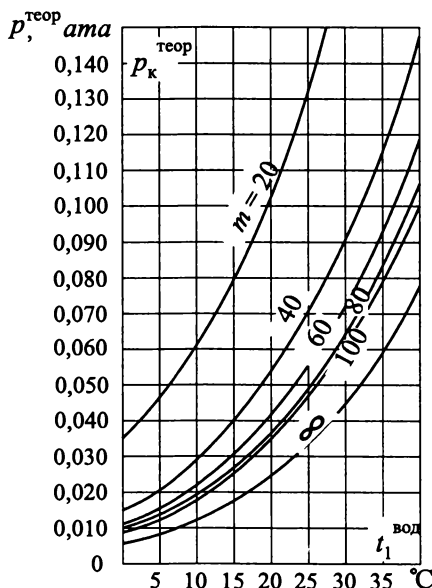


Рис. 8.22. Зависимость теоретически достижимого давления в конденсаторе от температуры охлаждающей воды и кратности охлаждения

Начальная температура охлаждающей воды t'_b не зависит от работы конденсационной установки и определяется метеорологическими условиями, временем года и источником водоснабжения. Для *прямоточного*

охлаждения (река и т.д.) $t'_в = 10-15^\circ\text{C}$, а для *оборотного* водоснабжения (брызгальный бассейн, градирня и т.д.) $t'_в = 20-25^\circ\text{C}$.

При одном и том же расходе охлаждающей воды зимой (за счет ее более низкой температуры) достигается более глубокое разрежение в конденсаторе, чем летом. На рис. 8.23 представлена схема конденсационной установки паровой турбины.

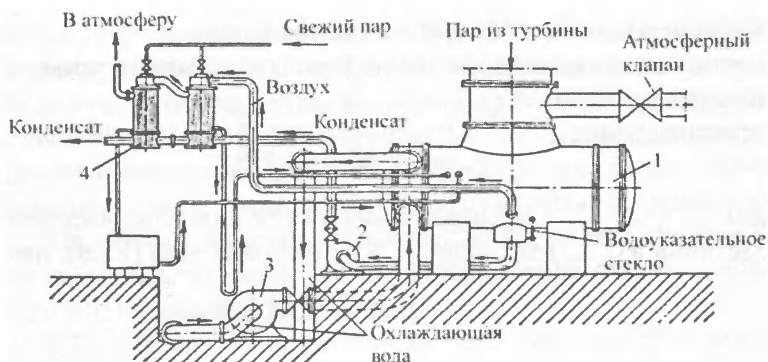


Рис. 8.23. Схема конденсационной установки:

**1 – конденсатор; 2 – конденсатный насос; 3 – циркуляционный насос;
4 – пароструйный эжектор**

Для поддержания требуемого вакуума в конденсаторе необходимо непрерывно удалять воздух. Для этой цели применяют специальные воздухоотсасывающие устройства. Наиболее распространенными из них являются *пароструйные* и *водоструйные эжекторы*.

Эжекторы (воздушные насосы) бывают паровыми, водяными и центробежными. В настоящее время наибольшее распространение получили паровые эжекторы. Одноступенчатый эжектор может создать разрежение до 650 мм рт. ст.

Для получения более глубокого разрежения при хорошей экономичности эжектора применяют двух- и даже трехступенчатые эжекторы.

На рис. 8.24 приведена схема двухступенчатого парового эжектора. Свежий пар поступает в рабочее сопло 1, где он расширяется и приобретает большую скорость, подсасывая из конденсатора воздух (с небольшой примесью пара) в камеру 2. Смешавшись с воздухом, рабочий пар далее сжимается до абсолютного давления 0,2 бар в диффузоре 3 и конденсируется в холодильнике 4 первой ступени эжектора.

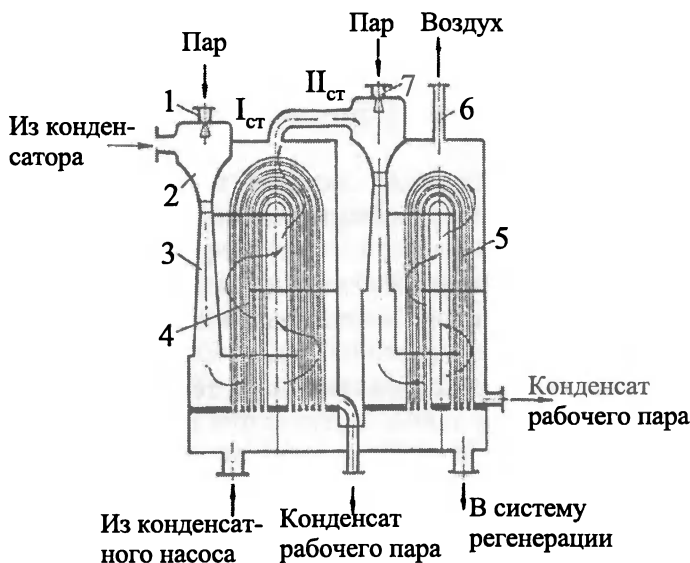


Рис. 8.24. Схема двухступенчатого парового эжектора:
1 – рабочее сопло; 2 – камера; 3 – диффузор; 4 – холодильник первой ступени; 5 – холодильник второй ступени; 6 – патрубок для удаления воздуха; 7 – рабочее сопло второй ступени

Воздух и несконденсировавшаяся часть пара отсасываются эжектором второй ступени и в диффузоре этой ступени дожимаются до давления несколько выше атмосферного. К рабочему соплу 7 второй ступени эжектора также подводят свежий пар. Пар конденсируется в холодильнике 5 второй ступени, а воздух и несконденсировавшаяся часть пара выбрасываются в атмосферу через патрубок 6. Конденсат рабочего пара из холодильников отводится в конденсатор.

Контрольные вопросы

1. Опишите принцип работы паровых активных и реактивных турбин.
2. Как определяется окружное усилие на лопатках турбины?
3. Что такое относительный внутренний КПД ступени и от чего он зависит?
4. Чем определяются внутренние и внешние потери энергии в турбине?
5. Что такое относительный электрический КПД турбины и удельный расход пара?
6. Опишите назначение и устройство конденсационной установки паровых турбин.
7. Для чего применяют градирни на ТЭС?
8. Для чего применяют эжекторы в конденсаторах паровых турбин?

Глава 9. Системы теплоснабжения

9.1. Классификация систем теплоснабжения

Основное назначение любой системы теплоснабжения состоит в обеспечении потребителей необходимым количеством теплоты заданных параметров.

В зависимости от размещения источника теплоты по отношению к потребителям системы теплоснабжения разделяются на *децентрализованные* и *централизованные*.

В децентрализованных системах источник теплоты и теплоприемники потребителей совмещены в одном агрегате или размещены столь близко, что передача теплоты от источника до теплоприемников может производиться без промежуточного звена – тепловой сети.

В системах централизованного теплоснабжения источник теплоты и теплоприемники потребителей размещены раздельно, часто на значительном расстоянии, поэтому передача теплоты от источника до потребителей производится по тепловым сетям.

Системы децентрализованного теплоснабжения разделяются на *индивидуальные* и *местные*.

В индивидуальных системах теплоснабжение каждого помещения (участок цеха, комната, квартира) обеспечивается от отдельного источника. К таким системам, в частности, относятся печное и поквартирное отопление. В местных системах теплоснабжение каждого здания обеспечивается от отдельного источника теплоты, обычно от местной котельной. К этой системе, в частности, относится так называемое центральное отопление зданий. В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения можно разделить на следующие четыре группы:

- *групповое* – теплоснабжение группы зданий;
- *районное* – теплоснабжение нескольких групп зданий (района);
- *городское* – теплоснабжение нескольких районов;
- *межгородское* – теплоснабжение нескольких городов.

Процесс централизованного теплоснабжения состоит из трех последовательных операций: а) подготовки теплоносителя; б) транспорта теплоносителя и в) использования теплоносителя.

Подготовка теплоносителя производится в специальных, так называемых теплоподготовительных установках на ТЭЦ, а также в городских, районных, групповых (квартальных) или промышленных котельных.

Транспортируется теплоноситель по тепловым сетям. Используется теплоноситель в теплоприемниках потребителей. *Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспорта и использования теплоносителя, составляет систему централизованного теплоснабжения.* Для транспорта теплоты на большие расстояния применяются два теплоносителя: вода и водяной пар. Как правило, для удовлетворения сезонной на-

грузки и нагрузки горячего водоснабжения в качестве теплоносителя используется вода, для промышленной технологической нагрузки – пар.

Если сравнить по основным показателям воду и пар, можно отметить следующие преимущества их друг перед другом.

Преимущества воды:

1) сравнительно низкая температура воды, а, следовательно, температура поверхности нагревательных приборов; 2) возможность транспортирования воды на большие расстояния без уменьшения ее теплового потенциала; 3) возможность центрального регулирования тепловой отдачи систем теплоснабжения; 4) возможность ступенчатого подогрева воды на ТЭЦ с использованием низких давлений пара и увеличения таким образом выработки электрической энергии на тепловом потреблении; 5) простота присоединений водяных систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения к тепловым сетям; 6) сохранение конденсата греющего пара на ТЭЦ или в районных котельных; 7) большой срок службы систем отопления и вентиляции.

Преимущества пара:

1) возможность применения пара не только для тепловых потребителей, но также для силовых и технологических нужд; 2) быстрый прогрев и быстрое остывание систем парового отопления, что представляет собой ценность для помещений с периодическим обогревом; 3) пар низкого давления (обычно применяемый в системах отопления зданий) имеет малую объемную массу (примерно в 1650 раз меньше объемной массы воды); это обстоятельство в паровых системах отопления позволяет не учитывать гидростатическое давление и создает возможность применять пар в качестве теплоносителя в многоэтажных зданиях; паровые системы теплоснабжения по тем же соображениям могут применяться при самом неблагоприятном рельефе местности теплоснабжаемого района; 4) более низкая первоначальная стоимость паровых систем ввиду меньшей поверхности нагревательных приборов и меньших диаметров трубопроводов; 5) простота начальной регулировки вследствие самораспределения пара; 6) отсутствие расхода энергии на транспортирование пара.

К недостаткам пара можно отнести дополнительно: 1) повышенные потери теплоты паропроводами из-за более высокой температуры пара; 2) срок службы паровых систем отопления значительно меньше, чем водяных, из-за интенсивной коррозии внутренней поверхности конденсатопроводов.

Принимая во внимание сказанное, несмотря на некоторые преимущества пара как теплоносителя, последний применяется для систем теплоснабжения и отопительных систем значительно реже воды и то лишь для тех помещений, где нет долговременного пребывания людей. Строительными нормами и правилами паровое отопление разрешается применять в торговых помещениях, банях, прачечных, кинотеатрах, в промышленных зданиях. В жилых зданиях паровые системы не применяются.

В системах воздушного отопления и вентиляции любых зданий разрешается применение пара в качестве первичного (нагревающего воздух)

теплоносителя. Применять его также можно для нагревания водопроводной воды в системах горячего водоснабжения.

Параметрами теплоносителей называют температуру и давление. Вместо давления в практике эксплуатации широко пользуются другой единицей – напором.

Напор и давление связаны зависимостью

$$H = \frac{P}{\rho g},$$

где H – напор, м; P – давление, Па; ρ – плотность теплоносителя кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Вода как теплоноситель характеризуется различными температурами до системы теплоснабжения (нагревательного прибора) и после системы теплоснабжения.

Мощность теплового потока, кВт, отдаваемого водой, Q определяется формулой

$$Q = Gc(t_1 - t_2), \quad (9.1)$$

где G – количество воды, проходящей через систему теплоснабжения, кг/с; c – удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·°C); t_1 – температура воды до системы теплоснабжения (после источника теплоты), °C; t_2 – температура воды после системы теплоснабжения (до источника теплоты), °C.

В современных системах теплоснабжения применяют следующие значения температур воды: а) $t_1 = 105^\circ\text{C}$ (95°C); $t_2 = 70^\circ\text{C}$ в системах отопления жилых и общественных зданий; б) $t_1 = 150^\circ\text{C}$; $t_2 = 70^\circ\text{C}$ в системах централизованного теплоснабжения от котельной или ТЭЦ, а также в системах отопления промышленных зданий.

Температура воды в системах теплоснабжения должна соответствовать давлению, при котором не будет вскипания (например, вода при температуре 150°C должна иметь давление не ниже 0,4 МПа).

Повышение температуры воды в источнике теплоснабжения (у генератора теплоты) ведет к снижению количества перекачиваемой воды, уменьшению диаметров труб и расходов энергии на перекачку.

Сказанное будет ясно, если формулу (9.1) решить относительно расхода воды, кг/с,

$$G = \frac{Q}{c(t_1 - t_2)}. \quad (9.2)$$

Для передачи того же количества теплоты Q тем меньше потребуются воды G , чем больше разность температур $(t_1 - t_2)$.

Для перехода от массы перекачиваемой воды к ее объему V , м/с, используют формулу

$$V = G/\rho, \quad (9.3)$$

где G – расходы воды, кг/с; ρ – плотность воды, кг/м³.

В системах парового теплоснабжения применяется пар различных давлений, МПа:

В системах парового отопления низкого давления ————— 0,005–0,07

В системах парового отопления высокого давления ————— > 0,07

Для технологии применяется пар с различными более высокими давлениями.

Мощность тепловой отдачи пара, кВт, в системе теплоснабжения Q и количество пара G для передачи этого же количества теплоты определяются по формуле:

$$Q = G (i - c_k t_{\text{нас}}), \quad (9.4)$$

где G – количество пара, кг/с; i – энтальпия сухого насыщенного пара, кДж/кг; $t_{\text{нас}}$ – температура насыщения пара, °С.

Теплоемкость конденсата c_k , как и воды, равна 4,19 кДж/(кг·°С), поэтому энтальпия конденсата $i_k = t_{\text{нас}} c_k = 4,19 t_{\text{нас}}$.

Для пара низкого давления формула (9.4) может быть упрощена

$$Q = Gr,$$

где r – скрытая теплота парообразования, равная 2260 кДж/кг.

Расход пара (и конденсата), кг/с,

$$G = \frac{Q}{i - c_k t_{\text{нас}}}.$$

9.2. Тепловые системы источников тепла

Большая часть тепловой нагрузки при теплофикации покрывается отработавшей теплотой, получаемой от установленных на ТЭЦ теплофикационных турбин, в которых электрическая энергия вырабатывается комбинированным методом.

В России на современных ТЭЦ, работающих на органическом топливе, устанавливаются, как правило, теплофикационные турбины большой единичной мощностью (50–250 МВт) на высокие и сверхкритические начальные параметры (13 и 24 МПа) двух основных типов: а) конденсационные с отбором пара (Т и ПТ); б) с противодавлением (Р). Основные параметры теплофикационных турбин серийного производства приведены в табл. 9.1. На атомных ТЭЦ, сооружение которых планируется в ближайшей перспективе в европейской части России, намечается применение конденсационных турбин с отбором пара еще большей электрической мощности (до 500 МВт) на начальные параметры 6–6,5 МПа.

Таблица 9.1

Марки и основные параметры стационарных теплофикационных турбин серийного производства единичной мощностью $N \geq 25\,000$ кВт

Тип турбины	Обозначение	Завод-изготовитель	Электрическая мощность, кВт ¹	Начальные параметры: давление, МПа; температура, °С	Номинальный расход острого пара, т/ч	Давление регулируемых отборов, МПа	Расход пара в отборе, т/ч	Температура питательной воды, °С	Число регенеративных подогревателей ³	Температура охлаждающей воды, °С	Число цилиндров
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Конденсационная с отопительным отбором	T-25-90	ТМЗ	$\frac{25\,000}{30\,000}$	9; 535	130	0,07–0,25	92	225		20	1
	T-50/60-130	ТМЗ	$\frac{55\,000}{60\,000}$	13; 565	256	0,05–0,20 0,06–0,25	180	230	$\frac{4}{3}$	20	2
	T-105/120-130-2	ТМЗ	$\frac{105\,000}{120\,000}$	13; 565	460	0,05–0,20 0,06–0,25	310	230	$\frac{4}{3}$	20	3
	T-175/210-130	ТМЗ	$\frac{175\,000}{210\,000}$	13; 565	745	0,05–0,20 0,06–0,30	520	232	$\frac{4}{3}$	20	3
	T-180/215-130	ТМЗ	$\frac{180\,000}{215\,000}$	13; 560/565	628	0,05–0,15 0,06–0,20	465	232	$\frac{4}{3}$	20	3
	T-250/300-240	ТМЗ	$\frac{250\,000}{300\,000}$	24; 560/565	905	0,05–0,20 0,06–0,20	645	265	$\frac{5}{3}$	20	4

Продолжение табл. 9.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Конденсационная с производственным и отопительным отборами	ПТ-25-90/10	КТЗ	$\frac{25\ 000}{30\ 000}$	9; 535	157	0,8–1,3 – верхнего 0,07–0,25 – нижнего	$\frac{70}{120}$ – верхнем $\frac{50}{100}$ – нижнем	215	$3 \frac{3}{2}$	–	1
	ПТ-60/75-90/13	ЛМЗ	$\frac{60\ 000}{75\ 000}$	9; 535	390	1,0–1,6 – верхнего 0,07–0,25 – нижнего	$\frac{165}{290}$ – верхнем $\frac{115}{160}$ – нижнем	230	$4 \frac{4}{3}$	–	2
	ПТ-60/75-130/13	ЛМЗ	$\frac{60\ 000}{75\ 000}$	13; 565	350	1,0–1,6 – верхнего 0,07–0,25 – нижнего	$\frac{140}{250}$ – верхнем $\frac{100}{160}$ – нижнем	230	$4 \frac{4}{3}$	–	2
	ПТ-50/60-130/7	ТМЗ	$\frac{50\ 000}{80\ 000}$	13; 565	274	0,5–1,0 – верхнего 0,05–0,20 – нижнего	$\frac{118}{160}$ – верхнем $\frac{80}{120}$ – нижнем	230	$4 \frac{4}{3}$	–	2
	ПТ-80/100-1300/13	ЛМЗ	$\frac{80\ 000}{100\ 000}$	13; 555	450	1,0–1,8 – верхнего 0,035–0,25 – нижнего	$\frac{185}{300}$ – верхнем $\frac{90}{132}$ – нижнем	230	$4 \frac{4}{3}$	–	2

Окончание табл. 9.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	ПТ-135/165-130/15	ТМЗ	135 000 165 000	13; 565	738	1,2-1,8 – верхнего 0,04 – 0,12 0,09 – 0,25 – нижнего	320 – 480 верхнем 220 320 – нижнем	230	4 3	–	2
С проти- водавле- нием	ПР-25-90/10/0,9	ТМЗ	25 000	9; 535	160	0,8-1,3 – отбор 0,05-0,025 – противо- давление	65 – отбор 65 – противо- давление	–	1 2	–	1
	Р-40-130/31	ТМЗ	40 000	13; 565	456	2,9-3,3	–	–	–	–	–
	Р-50-130/13	ТМЗ	50 000 60 000	13; 565	373 452	0,7-2,1	–	225 – 250	0 3	–	1
	3-100-130/15	ТМЗ	100 000 109 000	13; 565	760	1,2-1,5	–	225	0 3	–	1

¹ Числитель – номинальная, знаменатель – максимальная электрическая мощность.² Числитель – номинальный режим; знаменатель – максимальный расход пара через данный отбор, когда второй отбор закрыт.³ Числитель – число ПНД; знаменатель – число ПВД.

В теплоподготовительных установках на современных ТЭЦ с крупными теплофикационными турбинами предусматривается многоступенчатый подогрев сетевой воды. Для этого используют пар из отборов турбины, водогрейные котельные агрегаты, а в некоторых схемах отработавший пар турбины (встроенные теплофикационные пучки в конденсатор турбины).

В состав теплоподготовительной установки входит также оборудование подпиточного устройства тепловой сети: термические деаэраторы, аккумуляторные баки (в открытых системах теплоснабжения), подпиточные насосы и приборы автоматики.

На рис. 9.1 изображена схема теплоподготовительной установки на ТЭЦ с установленными турбинами типа Т-100-130/565.

В схеме осуществлен четырехступенчатый подогрев воды, поступающей из тепловой сети: в теплофикационном пучке конденсатора, в сетевых подогревателях нижней и верхней ступени и в пиковом водогрейном котле.

Подогрев сетевой воды в пиковом котле 10 производится только при тех режимах, у которых температура сетевой воды на выходе из верхнего теплофикационного подогревателя 8 недостаточна для удовлетворения тепловой нагрузки присоединенных абонентов. Обычно такие режимы характерны для низких наружных температур отопительного периода.

Конденсат отработавшего пара забирается из конденсатора 3 конденсатным насосом и подается им через регенеративные подогреватели низкого давления (ПНД) в деаэратор, откуда он забирается питательным насосом и подается им через систему регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД) в котел.

В водяных тепловых сетях, как правило, всегда имеет место утечка теплоносителя через различного рода неплотности. Эта утечка должна пополняться химически очищенной деаэрированной водой. Для этой цели вода из водопровода поступает на химводоочистку, откуда подается насосом в деаэратор 11, обогреваемый отработавшим паром из турбины. Из деаэратора вода поступает в подпиточный насос 12 и подается им через регулирующий клапан 13 во всасывающую линию бустерного насоса 5. Импульсом для регулятора подпитки является давление в одной из точек циркуляционного контура в тепловой сети. Наиболее удобно импульс давления брать от какой-либо точки на перемычке, соединяющей нагнетательный и всасывающий патрубки сетевого насоса 9. Когда расход утечки превышает расход подпитки, давление в импульсной точке понижается. Это приводит к раскрытию регулирующего клапана 13 и увеличению подпитки. Когда утечка становится меньше расхода подпитки, давление в импульсной точке возрастает, клапан 13 прикрывается и подпитка уменьшается.

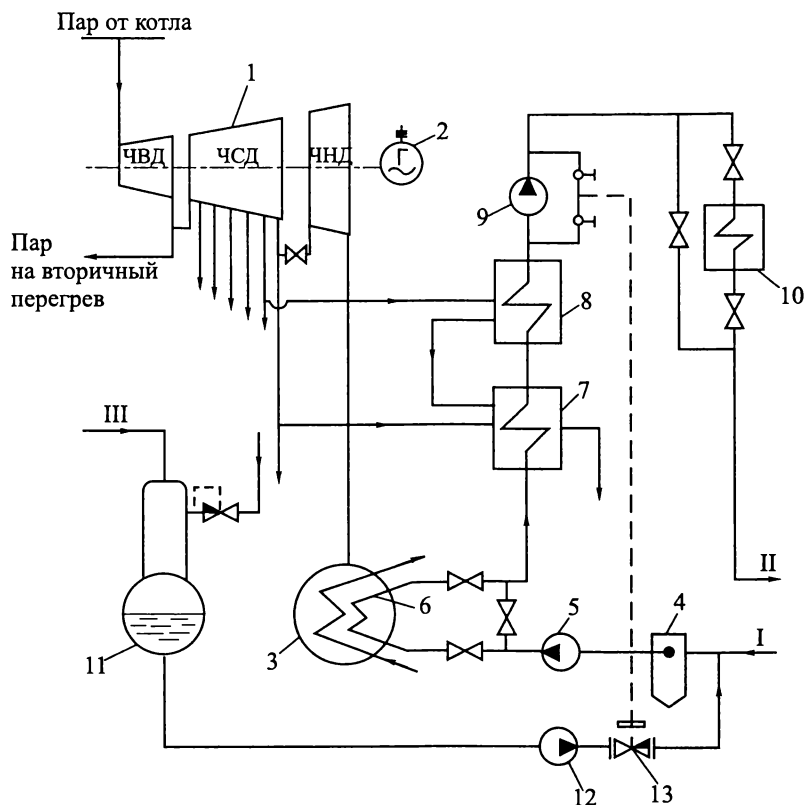


Рис. 9.1. Принципиальная схема теплоподготовительной установки на ТЭЦ с турбинами Т-100-130: 1 – турбина; 2 – генератор; 3 – конденсатор; 4 – фильтр-грязевик; 5 – подкачивающий (бустерный) насос; 6 – встроенный теплофикационный пучок; 7 – сетевой подогреватель нижней ступени; 8 – сетевой подогреватель верхней ступени; 9 – сетевой насос; 10 – пиковый водогрейный котельный агрегат; 11 – деаэратор подпитки сетевой воды; 12 – подпиточный насос; I – обратная линия; II – подающая линия; III – химически очищенная вода

На рис. 9.2 показана принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной ТЭЦ (АТЭЦ) с реакторами типа ВВР и конденсационными турбинами с отбором пара (типа Т).

Между реактором 17 и парогенератором 1 включен промежуточный контур. В парогенераторе вырабатывается «чистый» пар, т.е. пар незагрязненный радиоактивными веществами. Это обстоятельство позволяет существенно упростить схему и оборудование теплоподготовительной установки АТЭЦ, так как пар, отработавший в турбине, может быть использован в теплофикационных подогревателях 5–7 для непосредственного подогрева сетевой воды.

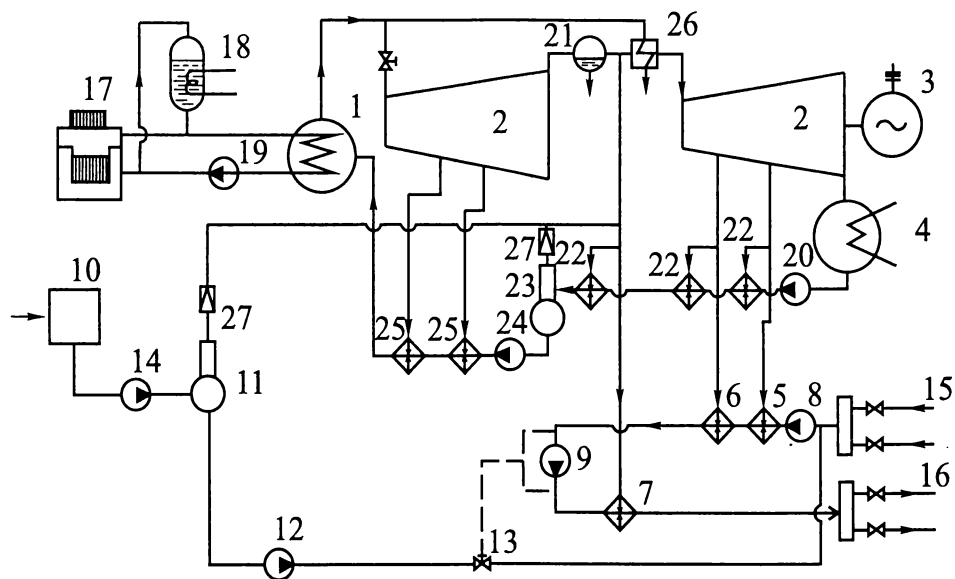


Рис. 9.2. Принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной ТЭЦ (АТЭЦ) с реакторами типа ВВР или В: 1 – парогенератор; 2 – турбина; 3 – электрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – теплофикационный подогреватель нижней ступени; 6 – теплофикационный подогреватель средней ступени; 7 – теплофикационный подогреватель верхней ступени; 8 – бустерный насос; 9 – сетевой насос; 10 – химоводоочистка; 11 – деаэратор подпитки сети; 12 – подпиточный насос; 13 – регулятор подпитки; 14 – насос химоводоочистки; 15 – обратный водяной коллектор; 16 – подающий водяной коллектор; 17 – атомный реактор; 18 – компенсатор объема; 19 – насос промежуточного контура; 20 – конденсатный насос; 21 – сепаратор влаги; 22 – регенеративные подогреватели низкого давления; 23 – станционный деаэратор; 24 – питательный насос; 25 – регенеративные подогреватели высокого давления; 26 – пароперегреватель; 27 – редуктор

При паре, загрязненном радиоактивными веществами, такое решение не допускается из-за опасности радиоактивного загрязнения сетевой воды при нарушении плотности трубной системы пароводяных подогревателей.

В связи с размещением АТЭЦ на значительном расстоянии от городов экономически оправдано существенное повышение расчетной температуры воды в подающей линии транзитной магистрали (коллектор 16) с целью снижения расчетного расхода теплоносителя, а, следовательно, и диаметров или количества транзитных теплопроводов. Поэтому в ряде случаев для подогрева сетевой воды на АТЭЦ используется не только отработавший пар из отопительных отборов 0,05–0,25 МПа (подогреватели 5 и 6), но и отработавший пар более высокого давления (0,6–0,8 МПа) из так называемого разделительного отсека, в котором обычно устанавливаются

сепаратор влаги 21 и промежуточный пароперегреватель 26 на основном потоке пара. Принципиальное отличие схемы подогрева сетевой воды на АТЭС (рис. 9.2) от схемы, приведенной на рис. 9.1, заключается в наличии сетевого подогревателя верхней ступени 7, питаемой паром из разделительного отсека.

9.3. Энергетическая эффективность теплофикации

Ранее указывалось (см. гл. 4), что для оценки экономичности теплофикационных циклов используют *коэффициент использования тепла*, представляющего отношение всего полезно использованного тепла (т.е. сумму теплоты, превращенной в турбине в работу, и тепла, использованного потребителем без его превращения в работу), ко всему количеству подведенного к рабочему телу тепла в цикле, т.е.

$$\eta_{\text{ит}}^{\text{тэц}} = \frac{\mathcal{E} + Q_{\text{т}}}{BQ_{\text{р}}^{\text{н}}}, \quad (9.5)$$

где $\mathcal{E}$ – количество выработанной энергии; $Q_{\text{т}}$ – количество тепла, отпущенного тепловому потребителю; B – количество сожженного топлива; $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ – низшая теплотворная способность топлива.

Соответственно для КЭС, где вырабатывается только электроэнергия, выражение (9.5) будет

$$\eta_{\text{кэс}} = \frac{\mathcal{E}}{BQ_{\text{р}}^{\text{н}}}, \quad (9.6)$$

которое дает правильную количественную оценку энергетической эффективности КЭС.

В реальных теплосиловых установках, помимо термодинамических потерь, имеют место потери в котельной, стационарных трубопроводах и турбогенераторах. Эти потери учитываются общим КПД электростанции, который для КЭС равен:

$$\eta_{\text{кэс}} = \eta_{\text{к.с}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (9.7)$$

где $\eta_{\text{к.с}}$ – КПД стационарной котельной; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД стационарных трубопроводов; $\eta_{\text{т}}$ – термический КПД паросилового цикла; η_{oi} – относительный внутренний КПД турбины; $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД турбины; $\eta_{\text{г}}$ – электрический КПД генератора.

В энергетических расчетах часто применяют также следующие коэффициенты: $\eta_{\text{эм}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$ – электромеханический КПД турбогенератора; $\eta_{\text{о.э}} = \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$ – относительный электрический КПД турбоагрегата; $\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$ – абсолютный электрический КПД турбоагрегата.

Вышеприведенные коэффициенты для современных крупных тепловых электростанций примерно равны: $\eta_{\text{к.с}} = 0,85\text{--}0,92$; $\eta_{\text{тр}} = 0,98\text{--}0,99$; $\eta_{\text{т}} = 0,45\text{--}0,5$; $\eta_{\text{oi}} = 0,80\text{--}0,85$; $\eta_{\text{м}} = 0,96\text{--}0,99$; $\eta_{\text{г}} = 0,98\text{--}0,99$, чему соответствует среднее значение $\eta_{\text{кэс}} = 0,33\text{--}0,36$.

Заметим, что выражение (9.5) не раскрывает полностью эффективность теплофикации, так как электрическая и тепловая энергия не равноценны. Электрическая энергия более совершенная, но ее выработка сопряжена с большими потерями, чем выработка теплоты. Следовательно, с увеличением на ТЭЦ выработки тепловой энергии за счет электроэнергии коэффициент использования теплоты на ТЭЦ повышается. Если на ТЭЦ будет вырабатываться только тепловая энергия, то КПД ТЭЦ будет равен КПД котельной установки. Снижение комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ потребует выработать это же количество электроэнергии на КЭС энергосистемы с более низким КПД и вызовет дополнительный расход топлива, т.е. снизит эффективность теплофикации.

Энергетическую эффективность ТЭЦ можно оценить с помощью удельной выработки электрической энергии, отнесенной к единице теплоты, отпущенной потребителям из отборов турбины.

Удельная выработка электроэнергии на внешнем тепловом потреблении e_{τ} определяется следующим образом. Электроэнергия, выработанная паром D , прошедшим через теплофикационную турбину, составит $\mathcal{E} = D(i_o - i_l) \eta_{\text{эм}}$. Теплота, отданная в подогревателе потребителю, составляет $Q = D(i_l - i'_t)$, где i'_t – энтальпия конденсата, возвращаемая потребителем. Отсюда находим удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении

$$e_{\tau} = \frac{\mathcal{E}}{Q} = \frac{i_o - i_l}{i_l - i'_t} \cdot \eta_{\text{эм}}. \quad (9.8)$$

Так как $i_o - i_l = H_{\tau} \cdot \eta_{\text{от}}$, то

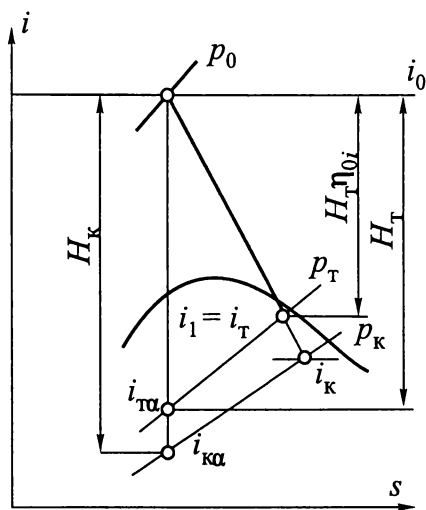
$$e_{\tau} = \frac{H_{\tau} \cdot \eta_{\text{от}}}{i_l - i'_t}$$

где H_{τ} – теоретический теплоперепад в турбине.

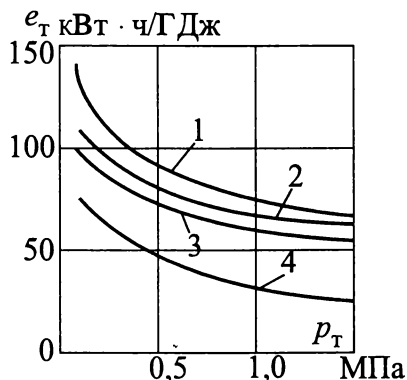
Величина e_{τ} , кВт·ч, отнесенная к 1 ГДж ($1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ ГДж}$), будет равна

$$e_{\tau} = 278 \frac{H_{\tau}}{i_l - i'_t} \eta_{\text{от}}. \quad (9.9)$$

Из выражения (9.9) следует, что e_{τ} в основном зависит от H_{τ} , т.е. энергетический эффект теплофикационной установки тем больше, чем выше начальные параметры пара перед турбиной и чем ниже давление пара, поступающего к потребителю теплоты. На рис. 9.3 приведены значения e_{τ} для различных начальных параметров пара, применяемых в отечественных турбинах, и давлений пара, отбираемого на тепловое потребление (p_{τ}).



а



б

Рис. 9.3. К определению e_T : а – i, s -диаграмма расширения пара в турбине; б – удельная выработка электроэнергии на внешнем теплоснабжении (для $\eta_{0,3} = 0,78$); 1 – $p_0 = 23,5$ МПа, $t_0 = 580$ °С; 2 – $p_0 = 12,7$ МПа, $t_0 = 565$ °С; 3 – $p_0 = 8,85$ МПа, $t_0 = 535$ °С; 4 – $p_0 = 3,42$ МПа, $t_0 = 435$ °С

Кроме внешнего теплового потребителя на ТЭЦ имеются свои внутренние потребители теплоты (регенеративный подогрев питательной и химочищенной воды). На базе этого теплоснабжения Q_p на теплоэлектроцентралях комбинированным методом дополнительно вырабатывается электроэнергия $\mathcal{E}_p$. Удельная выработка электроэнергии на базе внутреннего теплового потребления будет

$$e_p = \frac{\mathcal{E}_p}{Q_p} = \kappa e_T;$$

полная удельная комбинированная выработка

$$e_o = e_T + e_p = e_T (1 + \kappa), \quad (9.10)$$

где $\kappa = e_p/e_T$ – относительная комбинированная выработка на внутреннем тепловом потреблении ТЭЦ.

Для приближенных расчетов можно принимать (κ):

для турбин с промышленным отбором – П	0,05–0,1
для турбин с теплофикационным отбором – Т	0,15–0,25

При раздельном энергоснабжении тепловая энергия вырабатывается в районных или местных (индивидуальных) котельных, а электроэнергия – на конденсационных станциях. Схема энергоснабжения потребителей представлена на рис. 9.4.

Расход топлива в районной котельной определяют по формуле

$$B_{p,т}^p = \frac{Q}{Q_H \eta_{к,р}} = b_{p,т}^p Q \quad (9.11)$$

и соответственно в местной котельной

$$B_{p,т}^м = \frac{Q \eta_c}{Q_H \eta_{к,м}} = b_{p,т}^м Q, \quad (9.12)$$

где Q – количество отпущенной теплоты (районной котельной); Q_H^p – низшая рабочая теплотворность топлива; $\eta_{к,р}$ и $\eta_{к,м}$ – КПД районной и местной котельных; η_c – КПД тепловой сети; $b_{p,т}^p$ и $b_{p,т}^м$ – удельные расходы топлива в районной и местной котельных (на единицу отпущенной теплоты).

Часть теплоты, отпущенной районной котельной, теряется в тепловой сети. Эти потери учитываются КПД тепловой сети. Следовательно, из отпущенной районной котельной теплоты в количестве Q потребитель получит лишь $Q \eta_c$ (рис. 9.4, а).

В современных крупных системах теплоснабжения количество вырабатываемой теплоты удобно измерять в ГДж и в МВт·ч (1 МВт·ч = 3,6 ГДж).

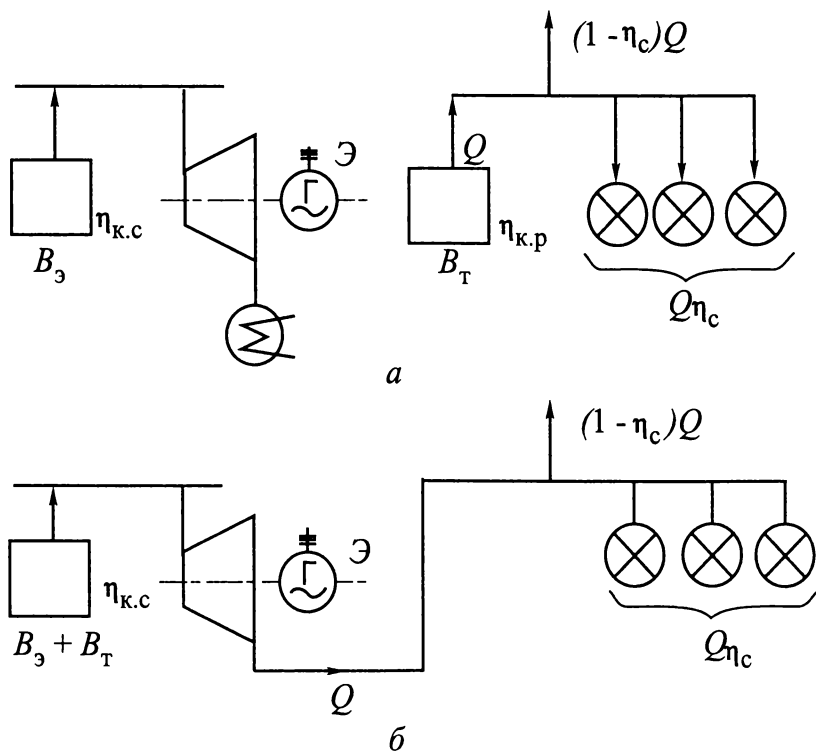


Рис. 9.4. Схема энергоснабжения потребителей: а – раздельный метод; б – комбинированный метод

В котельном агрегате K происходит нагрев воды путем сжигания топлива; нагретая вода по теплопроводам (подающему $П$ и обратному $О$) тепловой сети циркулирует при помощи сетевых насосов $СН$: по подающему – к потребителям теплоты (I, II и III), а по обратному – от потребителей теплоты к насосам и снова в котельный агрегат. В системах потребителей вода охлаждается, передавая часть своего теплового потенциала или воздуху помещений, или водопроводной воде, или воздуху в системах вентиляции. Перед котельным агрегатом вода проходит грязевик $Гр$, где из воды удаляются взвешенные механические примеси (окалина, песок, коррозионные отложения и другие частицы, как-либо попавшие в трубопроводы при монтаже или ремонтах).

Потребитель I представляет собой систему горячего водоснабжения; потребители II и III – системы отопления зданий.

В котельной предусмотрена химводоочистительная установка по подготовке воды (ХВО). В ней подготавливается вода перед заполнением сети в начале эксплуатации и во время эксплуатации; подача воды осуществляется подпиточным насосом ППН автоматически при помощи регулировочного клапана РД. В ХВО вода может умягчаться, освобождаться от растворенных кислорода и углекислоты, а также от нерастворенных механических примесей.

Умягчение воды устраняет интенсивное образование накипи, а удаление из воды кислорода, углекислоты и нерастворимых примесей предотвращает возникновение коррозии и загрязнение элементов систем теплоснабжения.

Подпиткой тепловых сетей, таким образом, называется процесс восполнения потерь или разбора воды из теплопроводов или систем потребителей теплоты.

Подпиточная вода должна удовлетворять требованиям норм, приведенным в СНиП 11-36-73: содержание кислорода не более 0,05–0,1 мг/л, содержание взвешенных частиц не более 5 мг/л, карбонатная жесткость не более 700–1500 мкг-экв/л. При наличии водозабора для горячего водоснабжения (открытая система теплоснабжения) подпиточная вода должна соответствовать по всем показателям питьевой воде (ГОСТ 2874-73).

Умягчение воды осуществляется в основном способами, применяемыми на электрических станциях. Имеется тенденция применения безреагентной обработки, не требующей химических веществ. Чаще всего для снижения временной жесткости применяют пропуск подпиточной воды через катионитовые фильтры, заполненные сульфоглем или другими катионитовыми материалами.

Известны и применяются другие методы умягчения воды: подкисления серной или соляной кислотой, микрофосфатирование, присадка сернокислого алюминия.

В последнее время в некоторых случаях применяется магнитная обработка воды с целью снижения накипеобразующей способности, при которой поток воды пропускается через поле постоянного магнита или электромагнита.

Деаэрация воды (удаление из нее кислорода и углекислоты) осуществляется в термических деаэраторах атмосферного или вакуумного типа в зависимости от давления греющего пара. При отсутствии пара разработаны способы получения пара из сетевой воды с применением деаэрации под глубоким вакуумом. Могут применяться также методы химической деаэрации, при которых кислород в воде связывается химическим реагентом (сульфитирование). Известны методы стабилизации воды магномассой; при этом на трубах образуется защитная окислокарбонатная пленка, изолирующая металл труб от воды и защищающая от коррозии.

Схема централизованного теплоснабжения от паровой котельной представлена на рис. 9.6.

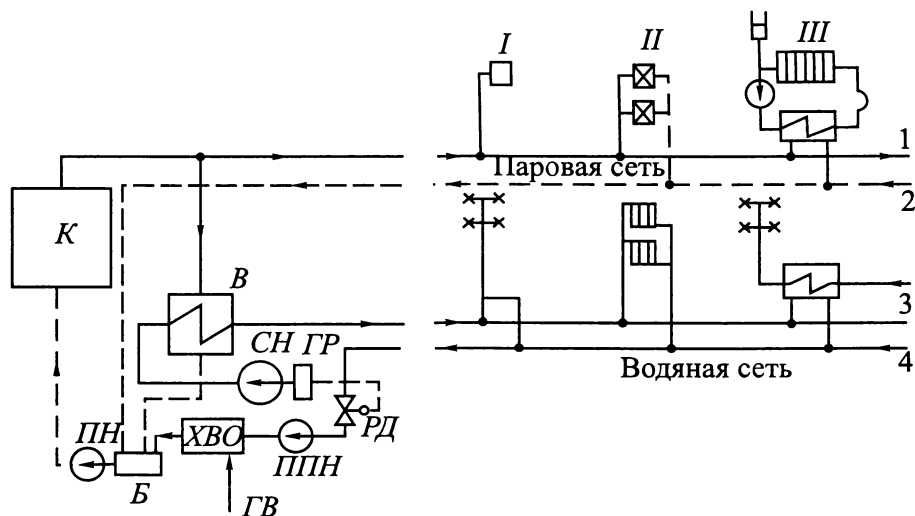


Рис. 9.6. Схема теплоснабжения от паровой промышленной котельной:
ГВ – городской водопровод; **1** – пар; **2** – конденсат; **3** – горячий трубопровод; **4** – обратный трубопровод; **В** – пароводяной подогреватель.
 Остальные обозначения те же, что и на рис. 9.5

В этом случае в котельной готовят два теплоносителя – вода и пар и имеются два вида тепловых сетей – паровые и водяные.

Пар вырабатывается в паровых котельных агрегатах *K* и подается к потребителям теплоты по паровым сетям и к водоподогревателям *В*, откуда горячая вода направляется к потребителям горячей воды по водяным сетям.

Циркуляция воды осуществляется сетевыми насосами *СН*. Потребители теплоты в виде воды те же, что и на рис. 9.5. От потребителей пара конденсат поступает по конденсатопроводам в котельную и сливается в конденсатный бак *Б*; туда же сливается и конденсат после водоподогревателей. Из бака конденсат питательными насосами *ПН* подается в котельный агрегат для повторного парообразования.

Потребителями пара могут быть технологические аппараты промышленных предприятий *I* и системы отопления зданий *II* и *III*.

Водогрейные районные котельные сооружаются в жилых районах, а паровые котельные – на территории промышленных комплексов и поэтому последние часто называются промышленными котельными.

В крупных районных водогрейных котельных чаще всего используются газомазутные котлоагрегаты типов ПТВМ-50, ПТВМ-100 и ПТВМ-180 тепловой производительностью 210, 420 и 754 ГДж/ч (50, 100 и 180 Гкал/ч).

Указанная серия котельных агрегатов выпущена для использования в качестве пиковых для подогревательных установок ТЭЦ, но они нашли широкое применение и в качестве базовых агрегатов в водогрейных котельных.

Разработана новая серия П-образных газомазутных водогрейных котельных агрегатов типа КВГМ производительностью 210, 420 и 754 ГДж/ч; также выпускаются водогрейные котельные агрегаты КВГМ теплопроизводительностью 16,7; 27; 42; 84 и 125 ГДж/ч для отопительных котельных. В промышленных котельных применяются в основном паровые котельные агрегаты ДКВР на давление пара 1,3; 2,3 и 3,9 МПа, производительностью от 2,5 до 35 т/ч пара (ДКВР-2,5 – ДКВР-35).

9.5. Основное теплофикационное оборудование

Очевидно, что основная задача теплофикационного оборудования ТЭЦ заключается в подготовке теплоносителя к транспорту по тепловой сети и в приеме использованного теплоносителя на ТЭЦ. Характер оборудования зависит от профиля ТЭЦ и системы теплоснабжения.

При водяных системах теплоснабжения основное теплофикационное оборудование ТЭЦ состоит обычно из пароводяных подогревателей, сетевых насосов, установок для подготовки подпиточной воды и восполнения водоразбора и утечек воды из сети, включающих водоподготовку, деаэрационные устройства, аккумуляторы горячей воды и подпиточные насосы.

При паровых системах теплоснабжения основное теплофикационное оборудование ТЭЦ состоит обычно из системы баков и насосов для сбора, контроля и перекачки конденсата, паропреобразовательных установок для выработки из химической очищенной воды вторичного пара, используемого для теплоснабжения; компрессорных установок для повышения давления пара из отбора, если это давление ниже требуемого для теплоснабжения; редукиционно-охладительных установок для снижения давления и температуры свежего пара, частично используемого в ряде случаев для теплоснабжения.

В настоящее время на мощных ТЭЦ применяются, как правило, теплофикационные подогревательные установки поверхностного типа. Подогреватели сетевой воды в этих установках выполняются горизонтальными и располагаются непосредственно под цилиндрами турбины.

Каждый подогреватель представляет собой пароводяной горизонтальный теплообменник с цельносварным корпусом.

Трубный пучок состоит из прямых трубок, развальцованных с обеих сторон в трубных досках. Во всех подогревателях, кроме подогревателей турбины Т-250/300-240, трубный пучок выполняется из латунных трубок. В подогревателях, устанавливаемых с турбиной Т-250/300-240, работающей на закритических начальных параметрах пара, трубки выполняются из нержавеющей стали Х18Н9Т, для предупреждения осаждения меди на лопатках проточной части турбины. Для обеспечения повышенной плотности соединений трубок с трубными досками у этих подогревателей кроме развальцовки применяется также приварка трубок.

На рис. 9.7 показан общий вид горизонтального теплофикационного подогревателя ПСГ-5000-3,5-8-1 с площадью поверхности нагрева около 5000 м², являющегося одной из ступеней нагрева сетевой воды турбоустановки Т-175/210-130.

Расчетное рабочее давление со стороны пара составляет 0,35 МПа, со стороны воды 0,8 МПа. Поверхность нагрева выполнена из 7600 латунных трубок марки Л-68 (68% меди, 32% цинка) диаметром 25/23 мм, длиной 8 м. Под подогревателем установлен конденсатосборник диаметром 900 мм, из которого конденсат отводится насосом в регенеративные подогреватели турбинной установки. Для защиты турбины от разноса при внезапном сбросе электрической нагрузки и закрытии стопорного клапана соединение конденсатосборника с корпусом подогревателя выполнено в виде узкой щели.

Назначение ее – тормозить вскипание конденсата в конденсатосборнике при падении давления в паровом пространстве подогревателя / ниже давления насыщения конденсата в конденсатосборнике 9.

При достаточной чистоте поверхностей нагрева, высоких скоростях воды (примерно 1,5–2,0 м/с) и надежном дренаже конденсата и воздуха из парового пространства в теплофикационных пароводяных подогревателях коэффициенты теплопередачи достигают значения 3000–4000 Вт/(м²·К).

Для получения больших скоростей воды в трубках подогреватель выполнен четырехходовым. Ходы образуются перегородками в передней и задней камерах. Перегородки делят трубный пучок на несколько частей по числу ходов.

Плоскости соприкосновения перегородок с трубными досками уплотняются асбестовыми или свинцовыми прокладками для предупреждения перетекания воды помимо трубок. Паровоздушная смесь отводится через патрубки на боковой поверхности корпуса.

Для компенсации температурных деформаций на корпусе подогревателя установлен двухволновой линзовый компенсатор.

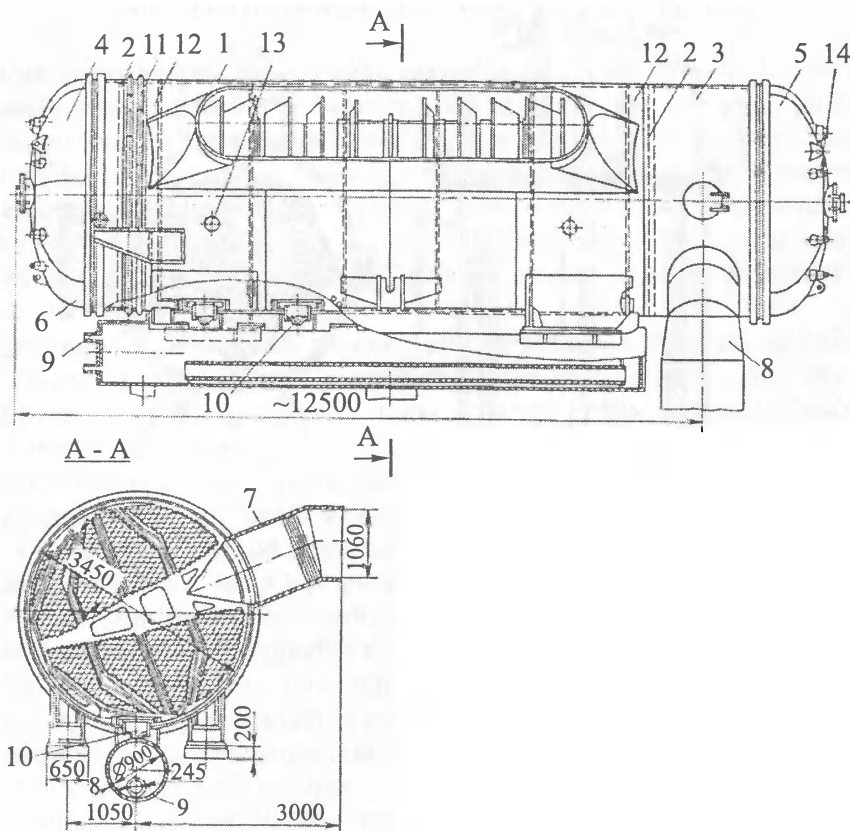


Рис. 9.7. Горизонтальный теплофикационный подогреватель ПСГ-5000-3,5-8-1: 1 – корпус; 2 – трубные доски; 3 – входная водяная камера; 4 – поворотная водяная камера; 5 – крышка входной водяной камеры; 6 – крышка поворотной водяной камеры; 7 – подвод пара; 8 – подвод сетевой воды; 9 – конденсатосборник; 10 – щелевой патрубок; 11 – линзовый компенсатор; 12 – соленый отсеk; 13 – отвод паровоздушной смеси; 14 – анкерная связь

На рис. 9.8 показан вертикальный пароводяной подогреватель конструкции ЛМЗ. В этом подогревателе разделительные перегородки в водяных камерах делят трубную систему на ряд сегментов.

При такой схеме распределения ходов температуры труб в смежных ходах близки между собой, поэтому в них не возникает больших термических напряжений.

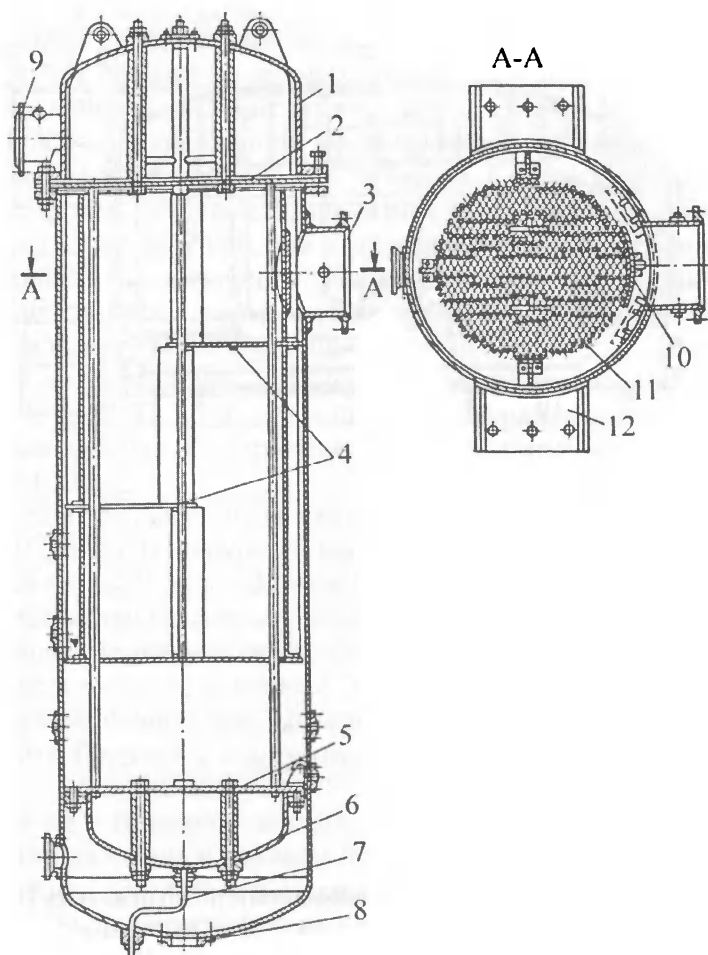


Рис. 9.8. Вертикальный пароводяной теплофикационный подогреватель:
1 – верхняя водяная камера; **2** – верхняя трубная доска; **3** – паровпускной патрубок; **4** – направляющая перегородка для пара; **5** – нижняя трубная доска; **6** – нижняя водяная камера; **7** – спускная трубка для воды из водяной камеры; **8** – слив конденсата греющего пара; **9** – патрубок сетевой воды; **10** – пароотражательный лист; **11** – трубки; **12** – опорные лапы

Вода подводится и отводится из аппарата при помощи штуцеров, приваренных к верхней камере. Пар подводится к корпусу через боковой патрубок. Конденсат отводится из корпуса через отверстие в нижнем днище. Для продувки парового пространства от воздуха в нижней части боковой поверхности корпуса имеются дренажные отверстия.

Корпуса и трубные доски станционных пароводяных подогревателей выполняются стальными. Поверхность нагрева обычно выполняется из латунных трубок марки Л-68.

9.6. Центральные тепловые пункты (ЦТП)

Как указывалось ранее, если вода, циркулирующая в теплосети (ее называют *сетевой водой*), частично отбирается для горячего водоснабжения, то систему теплоснабжения называют *открытой* (разомкнутой). Если же вода, циркулирующая в теплосети, не отбирается абонентами, а только отдает им теплоту, то систему теплоснабжения называют *закрытой* (замкнутой). Абонентскими установками называют собственно теплопотребляющие установки, например, отопительный прибор, водоразборный кран.

Схемы присоединения абонентских установок к теплосетям (абонентские вводы) в этих случаях отличаются. Различны схемы присоединения абонентских установок в одно-, двух- и трехтрубных (многотрубных) системах теплоснабжения.

Водяные системы теплоснабжения чаще всего выполняют двухтрубными: одна труба служит в качестве подающей для горячей воды, а другая – в качестве обратной для охлажденной у абонента воды.

Большинство зданий как жилых, общественных, так и промышленных имеют системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Указанные системы присоединены к одному тепловому пункту. Подача теплоносителя от тепловых сетей к тепловому пункту и отвод использованного теплоносителя осуществляется по общим теплопроводам. Таким образом, тепловой пункт является связующим звеном между тепловой сетью и системами потребителей теплоты.

Основным назначением теплового пункта является прием, подготовка теплоносителя и подача его в системы теплопотребления, а также возврат использованного (отдавшего теплоту) теплоносителя в тепловую сеть. Если тепловой пункт предназначен для одного здания, он называется индивидуальным тепловым пунктом (ИТП), а если от него подается теплоноситель для группы зданий, он называется центральным тепловым пунктом (ЦТП).

Центральные тепловые пункты широко применяются на промышленных предприятиях, а также в городских жилых районах.

Тепловые пункты, как ИТП, так и ЦТП, оснащаются подогревателями горячего водоснабжения, приборами авторегулирования для поддержания заданных параметров теплоносителя, приборами контроля и учета теплоты, насосами горячего водоснабжения, установками по подготовке воды, а также устройствами для регулирования отпуска теплоты.

В качестве примера на рис. 9.9 изображена схема присоединения абонентских установок к тепловым сетям через ЦТП.

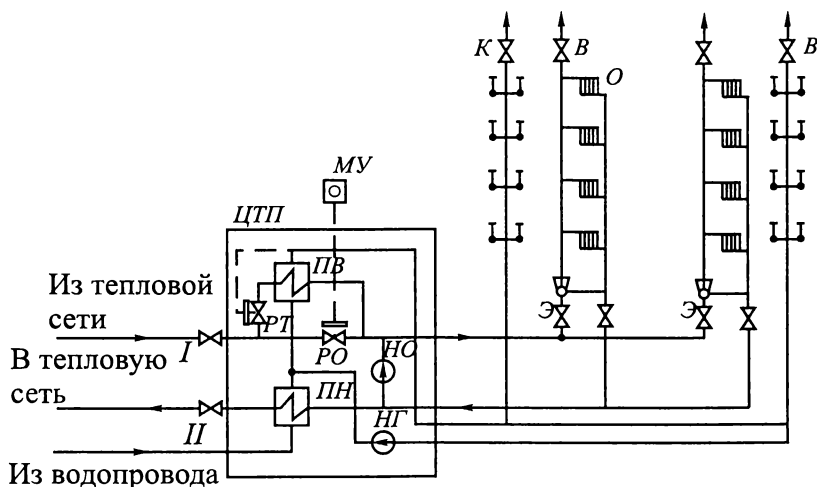


Рис. 9.9. Схема присоединения отопления и горячего водоснабжения группы зданий к тепловой сети через тепловой пункт: *В* – воздушный кран; *К* – водоразборный кран; *НО* – насос отопления смесительный; *НГ* – насос горячего водоснабжения циркуляционный; *ПН* – подогреватель горячего водоснабжения нижней ступени; *ПВ* – подогреватель горячего водоснабжения верхней ступени; *РТ* – регулятор температуры воды; *РО* – регулятор температуры отапливаемых помещений; *МУ* – моделирующее устройство; *Э* – элеватор; *О* – отопительный прибор

Вода из подающего трубопровода теплосети частично проходит через регулятор *РО* непосредственно к элеваторам *Э* абонентов, а в остальной части проходит через подогреватель *ПВ*, где охлаждается за счет нагрева водопроводной воды и далее смешивается с водой, прошедшей через *РО*.

Часть воды, отдавшая теплоту в отопительных приборах *О*, возвращается в обратный трубопровод теплосети, а другая часть подхватывается насосом *НО* и вновь возвращается в отопительные приборы в смеси с водой, поступившей из подающей магистрали теплосети через *РО* и *ПВ*.

Водопроводная вода нагревается сначала в *ПН* за счет энергии обратной сетевой воды, а затем в *ПВ* водой из подающей магистрали и далее направляется к водоразборным кранам *К*.

Неиспользованная в кранах вода рециркулирует в этом контуре, для чего подается в линию водопроводной воды между *ПН* и *ПВ*.

Преимуществом схемы присоединения через ЦТП является то, что тепловой пункт обслуживает сразу группу зданий, поэтому позволяет обходиться без индивидуальных регуляторов. При этом в качестве импульса для регулирования отопления могут быть использованы либо температура воздуха в отапливаемом помещении, либо температура воздуха в устройстве, моделирующем температурный режим в отапливаемых помещениях.

На центральных тепловых пунктах обычно размещаются центральные водо-водяные подогреватели для отопления и горячего водоснабжения,

центральная смесительная насосная установка сетевой воды, подкачивающие насосы холодной водопроводной и сетевой воды, приборы для измерений и автоматизации. Количество узлов обслуживания при применении центральных тепловых пунктов уменьшается, что упрощает эксплуатацию. Уменьшаются капитальные вложения на подогреватели горячего водоснабжения, насосные установки, регулирующие устройства. Однако увеличиваются капитальные вложения на сооружение распределительной сети, поскольку вместо двухтрубной сети на этих участках приходится сооружать четырехтрубные распределительные сети. Степень централизации тепловых пунктов определяется технико-экономическими расчетами с учетом плотности теплового потребления, планировки района застройки и режимов теплового потребления.

В практике использования ЦТП широкое применение нашли водо-водяные секционные подогреватели типа Мосэнерго (рис. 9.10, а).

Корпуса этих подогревателей выполняются из стальных труб, а поверхность нагрева из латунных трубок Л-68 диаметром 16/14 мм. Трубные решетки приварены к корпусу подогревателя. Подогреватели для горячего водоснабжения изготавливаются без линзового компенсатора на корпусе.

Проведенные исследования показывают, что при использовании этих секционных подогревателей для горячего водоснабжения, когда нагреваемая вода проходит внутри латунных трубок, а греющая – в межтрубном пространстве и температура греющей среды не превышает 150°C , нет необходимости в установке на корпусе подогревателя линзовых компенсаторов, так как и без них напряжения в стенках трубок и корпусе не выходят за допустимые пределы.

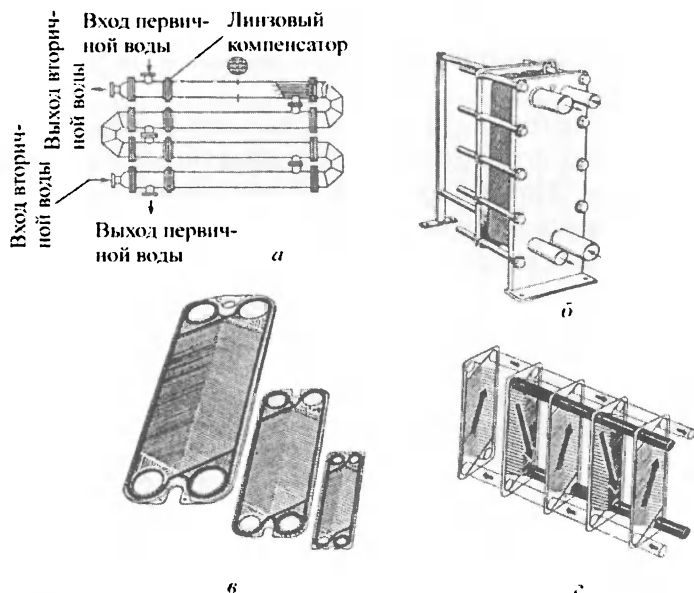


Рис. 9.10. Схемы водо-водяных теплообменников: а – секционный; б – пластинчатый; в – тонкостенные гофрированные пластины; г – схема движения теплоносителей

При использовании подогревателей для отопления греющая вода, как правило, пропускается внутри трубок, а нагреваемая – в межтрубном пространстве. Для компенсации температурных деформаций на корпусе компенсатора должен быть установлен линзовый компенсатор. Допускаемое рабочее давление: внутри трубок подогревателя 1 МПа, в межтрубном пространстве без линзового компенсатора на корпусе 1 МПа, при наличии линзового компенсатора 0,7 МПа.

В водо-водяных подогревателях достигаются обычно довольно высокие коэффициенты теплопередачи (примерно 1000–1500 Вт/(м²·К)). Интенсивность теплопередачи в подогревателях зависит также от качества изготовления трубного пучка. Необходимо, чтобы вода, проходящая через межтрубное пространство, равномерно омывала все трубки подогревателя, для чего должны быть выдержаны зазоры между трубками по всей их длине (характеристики секционных водо-водяных теплообменников даны в табл. 9.2).

Обычно секции подогревателя изготавливаются длиной 4 м. Для сохранения зазоров между трубками необходимо в середине секций устанавливать под трубками опорные перегородки.

Без опорных перегородок трубки прогибаются и зазоры между ними теряются, что приводит к заметному снижению тепловой производительности подогревателей.

В последние годы кроме секционных подогревателей в системах теплоснабжения начали применять пластинчатые теплообменники (рис. 9.10, б, в и г), изготавливаемые как нашей промышленностью, так и зарубежными фирмами. В России стальные пластинчатые теплообменники выпускаются с площадью поверхности нагрева от 10 до 160 м² на рабочее давление 1 МПа.

Поверхность нагрева этих подогревателей состоит из тонкостенных низколегированных штампованных гофрированных пластин разного профиля (рис. 9.10, в). Потоки греющей и нагреваемой воды проходят через теплообменник противотоком с обеих сторон пластины, между которыми образуются системы каналов сложной формы, способствующие турбулизации протекающих потоков и росту коэффициентов теплопередачи.

Все пластины теплообмена скомпонованы в виде пакета, как листы в книге, и зажаты с помощью зажимных болтов, между двумя торцевыми несущими плоскими стальными плитами. Греющий и нагреваемый потоки воды подведены с одной и той же стороны торцевой плиты (рис. 9.10, б).

Таблица 9.2

Горизонтальные секционные разъемные водо-водяные теплообменники

Типоразмер секции и диаметр ее корпуса, мм	Поверхность нагрева, м ²		Число трубок в пучке и живое сечение, м ²		Типоразмер секции и диаметр ее корпуса, мм	Поверхность нагрева, м ²		Число трубок в пучке и живое сечение, м ²	
	Трубный пучок		Межтрубное пространство			Трубный пучок		Межтрубное пространство	
1. С латунными трубами на $P_y = 1,0$ МПа									
01 (57 × 3,5)	0,37	0,75	4/0,00062	0,00116	31 (57 × 3,5)	0,36	4/0,00055	0,00116	
02 (57 × 3,5)	0,65	1,31	7/0,00108	0,00233	32 (57 × 3,5)	0,73	7/0,00096	0,00233	
03 (76 × 3,5)	1,11	2,24	12/0,00185	0,00287	33 (76 × 3,5)	1,27	12/0,00164	0,00287	
04 (89 × 3,5)	1,76	3,54	19/0,00293	0,00500	34 (89 × 3,5)	1,08	19/0,00260	0,00500	
05 (114 × 4)	3,4	6,9	37/0,00570	0,01220	35 (114 × 4)	2,18	37/0,00506	0,01220	
06 (168 × 5)	5,89	12,0	64/0,00985	0,02079	36 (168 × 5)	3,31	64/0,00876	0,02079	
07 (219 × 6)	10,0	20,3	109/0,01679	0,03077	37 (219 × 6)	5,73	109/0,01492	0,03077	
08 (273 × 7)	13,8	28,0	151/0,02325	0,04464	38 (273 × 7)	9,74	151/0,02066	0,04464	
09 (325 × 8)	19,8	40,1	216/0,03325	0,05781	39 (325 × 8)	13,5	216/0,02956	0,05781	
10 (377 × 9)	25,8	52,5	283/0,04356	0,07191	40 (377 × 9)	19,3	283/0,03873	0,07191	
11 (426 × 9)	41,0	83,4	450/0,06927	0,11544	41 (426 × 9)	25,2	450/0,06158	0,11544	
12 (530 × 9)					42 (530 × 9)	39,9			
13 (530 × 9)					43 (530 × 9)	81,2			

Примечание: 1. Теплообменники секционные, разъемные имеют один или несколько последовательно включенных одноходовых секций, сочленяемых между собой штуцерами и калачами на фланцах. Секции имеют активную длину 2 или 4 м и трубный пучок из латунных труб диаметром 16х1 мм или стальных труб. Допустимая температура греющего теплоносителя 200°C.

2. В числе — типоразмер с активной длиной 2 м, в знаменателе — с активной длиной 4 м.

3. Теплообменники со стальными трубами должны применяться для подогрева или охлаждения химически очищенной деаэрированной воды.

Преимущества пластинчатых теплообменников заключаются в повышении интенсивности теплопередачи, компактности (около 100 м^2 в 1 м^3), высокой плотности – исключена возможность перетекания теплоносителя из одной полости (например, греющей) в другую (например, нагреваемую).

Эксплуатация пластинчатых подогревателей проста, так как они легко разбираются. Пластины могут очищаться от накипи и загрязнений или заменяться.

В табл. 9.3 для сравнения представлены некоторые характеристики рекуперативных теплообменников, из которых видно, что площадь поверхности теплообмена, приходящаяся на единицу объема, у пластинчатых устройств небольшая, а масса, приходящаяся на 1 м^2 поверхности теплообмена, наименьшая. Это предопределяет применение пластинчатых теплообменников в транспортных тепловых установках, авиационных двигателях, криогенных системах, где при высокой эффективности процесса теплообмена необходимы компактность и малая масса.

Таблица 9.3

Тип теплообменного аппарата	Площадь на единицу объема, $\text{м}^2/\text{м}^3$	Масса на 1 м^2 поверхности, $\text{кг}/\text{м}^2$
Трубчатые:		
кожухотрубный	18...40	35...80
секционный	4...15	175...200
Пластинчатые:		
с гладкими листами	10...60	5...20
спиральный	34...72	30...50
штампованный (волнистый или сферический)	300...6000	5...10
пластинчатый с ребрами	600...1800	2...4

Контрольные вопросы

1. Опишите классификацию систем теплоснабжения и назовите основные параметры теплоносителей.
2. Назовите основные источники теплоты в теплоснабжении.
3. Как оценивается энергетическая эффективность теплофикации?
4. Назовите различие между районной и промышленной отопительной котельной.
5. Для чего используют ЦТП и какие теплообменные аппараты в них применяют?

Глава 10. Нагнетательные машины электрических станций

10.1. Виды и классификация нагнетателей

Нагнетателями называются машины, служащие для перемещения жидкости и газов и повышения их потенциальной и кинетической энергии.

Известно, что большинство современных технологических процессов связано с перемещением потоков жидких и газообразных сред, и поэтому нагнетатели имеют очень широкое применение во всех отраслях промышленности, сельском и коммунальном хозяйствах.

В зависимости от вида перемещаемого рабочего тела нагнетательные машины подразделяются на две большие группы: **насосы** – машины, подающие жидкости; **вентиляторы и компрессоры** – машины, подающие воздух и технические газы.

Вентилятор – машина, перемещающая газовую среду при степени повышения давления $\epsilon_p < 1,15$ (степень повышения давления ϵ_p – отношение давления газовой среды на выходе из машины к давлению ее на входе).

Компрессор – машина, сжимающая газ с $\epsilon_p \gg 1,15$ и имеющая искусственное (обычно водяное) охлаждение полостей, в которых происходит сжатие газов.

Согласно ГОСТ 17398-72 насосы подразделяются на две основные группы: насосы динамические и насосы объемные.

В динамических насосах и нагнетателях передача энергии жидкости или газу происходит путем работы массовых сил потока в полости, постоянно соединенной с входом и выходом нагнетателя.

В объемных нагнетателях повышение энергии рабочего тела (жидкости или газа) достигается силовым воздействием твердых тел, например, поршней в поршневых машинах в рабочем пространстве цилиндра, периодически соединяемым при помощи клапанов с входом и выходом нагнетателя.

Классификация нагнетателей производится также по конструктивным признакам, давлению, развиваемому машиной, назначению в технологическом процессе.

На рис. 10.1 представлена классификация нагнетателей по принципу действия и конструктивным признакам.

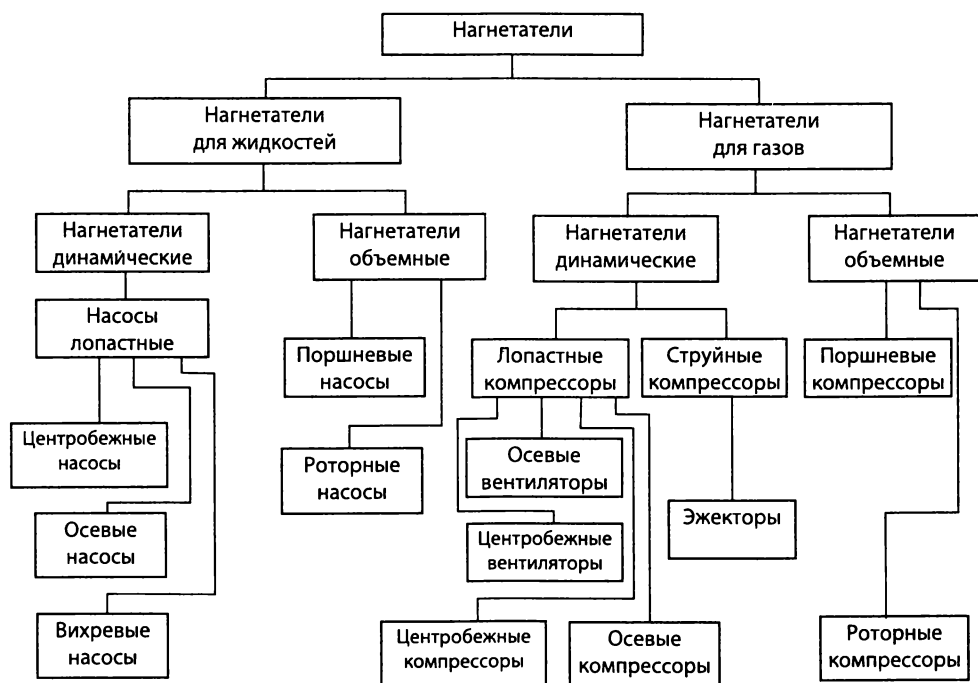


Рис. 10.1. Классификация нагнетателей

На рис. 10.2 приведена схема динамического центробежного нагнетателя.

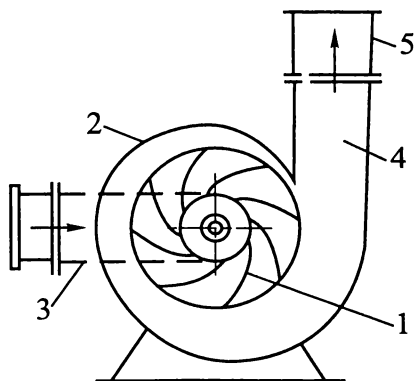


Рис. 10.2. Схема центробежного нагнетателя (насоса)

Рабочее колесо, снабженное изогнутыми лопатками 1, вращается двигателем, расположенным в корпусе 2. Рабочее тело (жидкость, газ), входящее в центральную полость колеса через патрубок 3, заполняет весь корпус и криволинейные каналы колеса между лопатками 1. При вращении рабочего колеса под действием центробежных сил масса рабочего тела, находящегося в этих каналах, повышает энергию потока и выбрасывается

поток в спиральный канал, охватывающий рабочее колесо. Далее поток поступает в напорный патрубок 4 и трубопровод 5.

Процесс всасывания и подачи в таких нагнетателях происходит непрерывно и равномерно (при постоянной скорости вращения рабочего колеса).

Схема простейшего объемного нагнетателя-насоса дана на рис. 10.3. Цилиндр 1 и клапанная коробка 2 плотно соединены в единый блок. В коробке размещены всасывающий 3 и напорный 4 клапаны. Поршень 5, двигаясь возвратно-поступательно, производит всасывание и подачу.

Ускорение поршня, двигающегося синусоидально, вызывает появление инерционных сил, влияющих на прочность ходовой системы нагнетателя и вызывающих разрывы сплошности потока. Это ограничивают допустимую скорость вращения кривошипного вала. Поэтому применяются объемные нагнетатели роторного типа, допускающие прямое соединение с высокоскоростными двигателями.

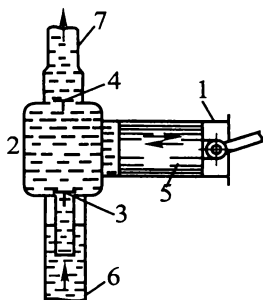


Рис. 10.3. Схема поршневого нагнетателя (насоса)

На рис. 10.4 дано представление о пластинчатом роторном нагнетателе. Массивный ротор 1 с радиальными прорезями помещен эксцентрично в корпус 2. В прорези вставлены прямоугольные стальные пластинки 3, свободно отжимаемые до упора в корпус центробежными силами. При вращении ротора двигателем рабочее тело будет всасываться через патрубок 4 и подаваться через полости переменного сечения 5 и 6 в напорный патрубок 7. Нагнетатель реверсивен: при изменении направления вращения ротора нагнетатель меняет направление потока рабочего тела.

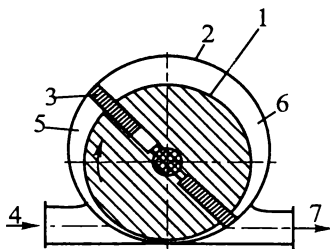


Рис. 10.4. Схема роторного нагнетателя (насоса)

Для перемещения жидкостей и газов на электрических станциях и промышленных установках находят применение струйные нагнетатели (рис. 10.5).

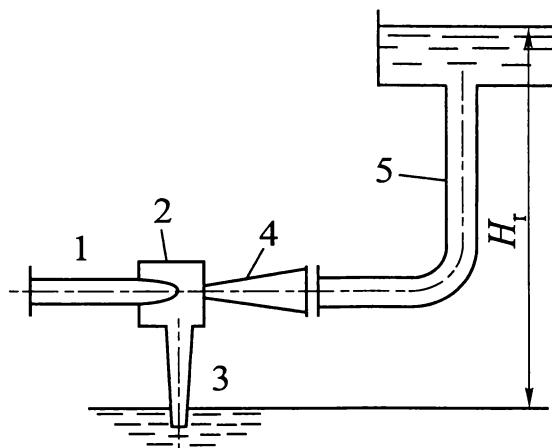


Рис. 10.5. Схема устройства струйного насоса

Поток рабочей жидкости выходит с высокой скоростью через суживающееся сопло 1 в камеру 2, где устанавливается низкое давление. Под влиянием разности давлений на поверхности жидкости и в камере происходит подъем жидкости по трубе 3 и смешение ее с рабочей жидкостью, выбрасываемой из сопла. Смесь жидкостей – рабочей и поднимаемой по трубе 3 – транспортируется через диффузор 4 и напорную трубу 5 на высоту H_T .

Наибольшее распространение в промышленности и энергетике получили динамические лопастные насосы. Создаваемый ими напор может превышать 35 МПа, а подача – 100 000 м³/ч в одном агрегате.

В теплоэнергетических установках для питания котлов, подачи конденсата в системе регенеративного подогрева питательной воды, циркуляционной воды в конденсаторы турбин, сетевой воды в системах теплофикации применяются центробежные насосы.

Центробежные и струйные насосы применяются на ТЭС в системах гидрозолоудаления.

Струйные насосы используются для удаления воздуха из конденсаторов паровых турбин и в абонентских теплофикационных вводах в качестве смесителей прямой и обратной воды.

Из объемных насосов в теплоэнергетике применяют поршневые насосы для питания паровых котлов малой паропроизводительности и в качестве дозаторов реагентов для поддержания требуемого качества питательной и котловой воды крупных котлов. Роторные насосы употребляются на электростанциях в системах смазки и регулирования турбин.

Для получения сжатого воздуха в качестве энергоносителя используются в основном поршневые компрессоры.

В теплоэнергетике для обеспечения энергетического цикла (котел-турбина-генератор) используют более 20 различных видов насосов.

Насосное оборудование теплоэлектростанций среди вспомогательного оборудования по установленной мощности занимает первое место.

По назначению, характеру работы, роду перекачиваемой жидкости и параметрам на ТЭС используются центробежные и осевые насосы различной конструкции. Это центробежные насосы низкого, среднего и высокого давления; одноступенчатые насосы с односторонним и двусторонним всасыванием, многоступенчатые насосы для чистой воды, насосы для масла, мазута и пр.

Если в качестве основного признака принять назначение насоса, то возможно деление на следующие группы:

1. Насосы, тесно связанные с работой основного эксплуатационного оборудования теплоэлектростанции и являющиеся особо ответственными механизмами, т.е. отвечающие основным и вспомогательным циклам работы станции:

1) *Насосы основных (непрерывных) циклов работы.*

1. *Цикл циркуляции воды.*

а) Циркуляционные для охлаждения пара в конденсаторах.

б) Рециркуляционные для охлаждения циркуляционной воды (через пруды, холодильники, градирни и т.п.).

2. *Цикл питательной воды.*

а) Конденсатные низкого давления.

б) Конденсатные среднего давления.

в) Конденсатные добавочные (конденсат греющего пара).

г) Воздушные, мокровоздушные, эжекторные.

д) Питательные, промежуточного подогрева.

е) Питательные котлов.

3. *Цикл теплопередачи.*

а) Сетевые.

б) Бойлерные.

4. *Цикл регулирования.*

а) Нагнетательные для питания сервомоторов регуляторов паровых турбин.

5. *Цикл охлаждения основного оборудования.*

а) Охлаждение колосниковых балок котлов.

б) Охлаждение подшипников турбин (основные и пусковые).

в) Охлаждение трансформаторов.

2) *Насосы вспомогательных циклов работы.*

1. *Цикл подготовки питательной воды.*

а) Подача сырой воды в испарители.

б) Рециркуляционные (для охлаждения пара в испарителе).

в) Подача конденсата из испарителя в конденсатный бак или аккумулятор.

2. Цикл подготовки топлива и удаление продуктов горения.

а) Подача жидкого топлива (нефти и мазута) к бакам хранения и питания.

б) Удаление золы гидравлическим способом.

II. Насосы, не связанные с основным эксплуатационным оборудованием станции, т.е. насосы, предназначенные для технических целей, и насосы разного назначения:

1) **Насосы для технических целей.**

1. Дренажные (грязевые) для откачки из колодцев.

2. Масляное хозяйство (очистка масла и пр.).

3. Откачка грязевых осадков из испарителей.

4. Для прострелки трубок конденсаторов или бойлеров (при их очистке).

2) **Насосы разного назначения.**

1. Пожарные.

2. Хозяйственные.

3. Разные.

К наиболее важным насосам, непосредственно влияющим на надежность и экономичность работы электростанции, относятся питательные, конденсатные, циркуляционные, сетевые и багерные.

В наиболее трудных условиях работают питательные, конденсатные и багерные насосы вследствие особенностей рабочего процесса на тепловых электростанциях и требований, предъявляемых к их надежности и экономичности. Особо ответственна работа питательных насосов, которые на современных мощных электростанциях приравниваются к основному тепломеханическому оборудованию наряду с паровыми турбинами и котлами.

10.2. Основные рабочие характеристики нагнетательных машин

Основными параметрами (величинами), характеризующими работу нагнетательных машин, является *подача (расход)*, *напор* и *давление*, ими развиваемыми. Энергия, сообщаемая потоку жидкости или газа нагнетательной машиной, вполне определяется этими величинами и плотностью подаваемой среды. Гидродинамическое и механическое совершенство машины характеризуется ее полным КПД.

Подача (расход) – количество жидкости (газа), перемещаемое машиной в единицу времени. Количество газа, подаваемого вентилятором и компрессором, принято называть *производительностью*.

Если подачу измеряют в единицах объема, то ее называют *объемной* и обозначают Q . Системой СИ введена *массовая подача* M , кг/с – масса жидкости (газа), подаваемая машиной в единицу времени. Очевидно, что

$$M = \rho Q$$

где ρ – плотность среды, кг/м³; Q – объемная подача, м³/с.

В компрессорах из-за значительного повышения давления плотность газа по длине проточной полости возрастает, а объемная производитель-

ность уменьшается, поэтому принято объемную производительность компрессоров исчислять по физическим условиям входа в компрессор: $T_{\text{вх}} = 293 \text{ К}$; $p_{\text{вх}} = 0,102 \text{ МПа}$.

Напором насоса H называется приращение энергии, получаемой каждым килограммом жидкости, проходящей через насос, т.е. разность удельных энергий жидкости между нагнетательным и всасывающим патрубками насоса, и выражаемая в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Если

$$E_{\text{н}} = \frac{p_{\text{н}}}{\rho} + Z_{\text{н}} + \frac{C_{\text{н}}^2}{2g} \quad - \text{удельная энергия на нагнетании насоса,}$$

а

$$E_{\text{в}} = \frac{p_{\text{в}}}{\rho} + Z_{\text{в}} + \frac{C_{\text{в}}^2}{2g} \quad - \text{удельная энергия на всасывании,}$$

где $p_{\text{н}}$, $Z_{\text{н}}$ и $C_{\text{н}}$ – давление, отметка и скорость жидкости на нагнетании (рис. 10.6); $p_{\text{в}}$, $Z_{\text{в}}$ и $C_{\text{в}}$ – то же на всасывании; ρ – плотность жидкости; g – ускорение силы тяжести, то напор насоса

$$H = E_{\text{н}} - E_{\text{в}} = \frac{p_{\text{н}} - p_{\text{в}}}{\rho} + (Z_{\text{н}} - Z_{\text{в}}) + \frac{C_{\text{н}}^2 - C_{\text{в}}^2}{2g}. \quad (10.1)$$

Можно также отметить, что напор

$$H = \frac{P}{\rho g}, \quad (10.2)$$

где P – полное давление нагнетателя (Н/м^2).

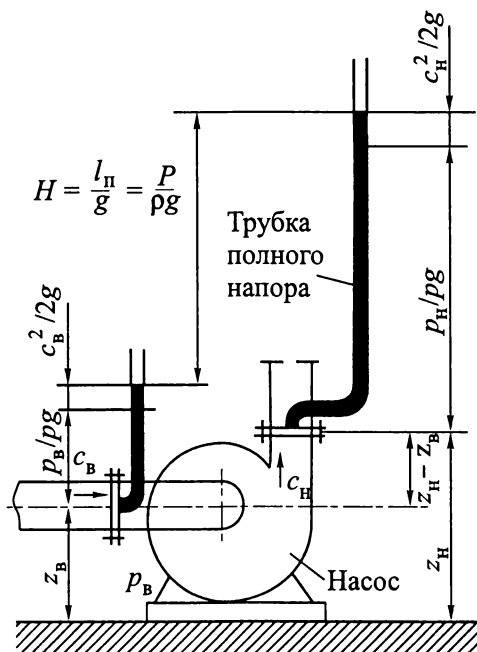


Рис. 10.6. Напор, развиваемый нагнетателем (насосом)

Напор представляет собой высоту H столба жидкости или газа, уравновешивающего давление p .

В нагнетателях, подающих жидкости, влияние второго и третьего членов уравнения (10.1) незначительно, и можно пользоваться в этих случаях формулой $H \approx (p_n - p_v) / \rho g$.

Напор вентиляторов принято выражать условно в миллиметрах водяного столба (мм H_2O).

Давление, развиваемое вентиляторами, измеряется в паскалях (Па). Следует иметь в виду, что напор в 1 мм вод. ст. эквивалентен давлению 9,81 Па.

Энергетическое совершенство нагнетателей характеризуется их удельной *полезной работой* L_n , Дж/кг, т.е. расходом энергии на 1 кг массы подаваемой жидкости (газа)

$$L_n = p/\rho = gH. \quad (10.3)$$

Работа, подводимая на вал нагнетателя, L , Дж/кг, называется *удельной работой*. Из-за потерь энергии в нагнетателе $L > L_n$.

Удельная работа компрессоров вычисляется в зависимости от вида термодинамического процесса, свойственного данному типу компрессора.

На вал работающего нагнетателя непрерывно подводится мощность от приводного двигателя. Введем понятие полезной мощности нагнетателя.

Полезная мощность нагнетателя N_n – энергия, сообщаемая нагнетателем рабочему телу в 1 с.

Руководствуясь соображениями размерности и формулой (10.3), можно записать

$$N_n = \frac{ML_n}{1000} \text{ (кВт)} \quad (10.4)$$

или

$$N_n = \frac{\rho Q g H}{1000} \text{ (кВт)}.$$

В системе МКГСС

$$N_n = \frac{\gamma Q H}{102} \text{ (кВт)}, \quad (10.5)$$

где $\gamma = \rho g$ – удельный вес, кг/м³.

Для компрессоров

$$N_n = \frac{\rho Q L_n}{1000} \text{ (кВт)}. \quad (10.6)$$

Мощность, подводимую на вал нагнетателя от приводного двигателя, называют *мощностью нагнетателя* и обозначают N , кВт.

Потери энергии в рабочем процессе нагнетателя определяются неравенством $N_n < N$ или $N_n = N - N_{\text{пот}}$.

Коэффициентом полезного действия насоса называют отношение полезной мощности к мощности насоса

$$\eta = N_n / N$$

или

$$N = \frac{N_n}{\eta} = \frac{\rho Q g H}{1000 \eta} \quad (10.7)$$

На практике различают характерные значения мощностей:

- номинальная (паспортная) $N_{\text{ном}}$ – мощность насоса при $Q_{\text{ном}}, H_{\text{ном}}, n_{\text{ном}}$; оптимальная $N_{\text{опт}}$ – в режиме насоса с максимальным КПД;
- при нулевой подаче N_0 – в режиме с $Q = 0$.

Мощность насосного агрегата N_a – мощность, потребляемая насосным агрегатом (в случае электрического привода насоса N_a – электрическая мощность на зажимах электродвигателя).

Мощность насосного агрегата больше мощности насоса на величину потерь мощности в двигателе и передаче.

Коэффициент полезного действия насоса выражают как произведение трех коэффициентов, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе,

$$\eta = \eta_r \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}},$$

где η_r – гидравлический КПД насоса – отношение полезной мощности к сумме мощностей – полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе (обычно $\eta_r = 0,90\text{--}0,96$); $\eta_{\text{об}}$ – объемный КПД насоса – отношение полезной мощности к сумме мощностей – полезной и теряемой вследствие внутренних протечек через зазоры и концевые уплотнения насоса (в обычных конструкциях центробежных насосов $\eta_{\text{об}} = 0,96\text{--}0,98$); $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД, характеризующий потери энергии от механического трения в подшипниках и уплотнениях насоса и потери энергии при трении нерабочих поверхностей колес о жидкость (в зависимости от конструкции насоса $\eta_{\text{мех}} = 0,80\text{--}0,94$).

Значения КПД современных динамических насосов лежат в пределах $0,6\text{--}0,9$.

Для оценки насосного агрегата в целом служит КПД агрегата (насосной установки) η_a , вычисляемый как отношение полезной мощности насоса к мощности агрегата (в случае электрического привода насоса мощность агрегата – электрическая мощность на клеммах двигателя).

Коэффициент полезного действия агрегата отражает все потери энергии в насосе, двигателе и передаче и поэтому $\eta_a < \eta$.

Мощность приводного двигателя выбирается с учетом возможного отклонения режима работы насоса от его номинального (паспортного) режима. Чтобы не перегружать двигатель, при любых режимах, его мощность выбирают с запасом $N_{\text{дв}} = kN$, где $k = 1,1\text{--}1,5$ (запас тем больше, чем меньше N).

Высота всасывания насоса. Разность отметок оси насоса $Z_{\text{во}}$ и свободного уровня Z_1 жидкости в резервуаре всасывания – называется высотой всасывания:

$$H_s = Z_{\text{во}} - Z_1.$$

При перекачке горячих жидкостей насос расположен ниже уровня жидкости в резервуаре всасывания. В этом случае высота всасывания становится отрицательной и называется подпором. Высота всасывания H_s – важнейший технический показатель работы насоса, в некоторых случаях являющийся основным критерием возможности использования данного насоса в конкретных условиях эксплуатации.

Коэффициент быстроходности насоса. Для установления типа подобных между собой насосов, сопоставления гидравлических форм и технико-экономических показателей безотносительно размерам и числу оборотов вводится понятие коэффициента быстроходности насоса. Коэффициент быстроходности n_s оптимального режима насоса объединяет три основных параметра n , Q и H , которые в основном и определяют в сравнительно узких пределах соотношения геометрических форм рабочих органов насоса.

Физически под коэффициентом быстроходности подразумевается число оборотов воображаемого модельного насоса, геометрически подобного во всех элементах натурному, с теми же гидравлическим и объемным коэффициентами полезного действия при условии, что модельный насос создает напор, равный 1 м, при гидравлической мощности в 1 л.с., т.е. подача модельного насоса равна:

$$Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$$

на режиме максимального КПД, если считать удельный вес воды (плотность ρ) $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Тогда согласно уравнениям подобия можно получить

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (10.8)$$

Основными техническими параметрами, характеризующими работу насоса, как отмечалось выше, являются: напор, подача, потребляемая мощность, коэффициент полезного действия, число оборотов и высота всасывания насоса.

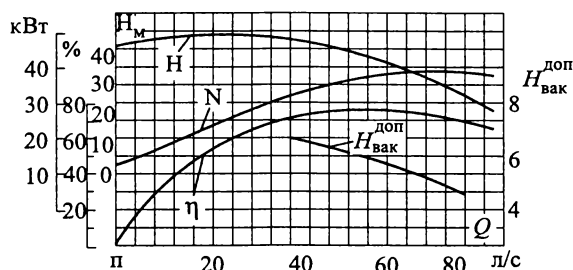
Из указанных параметров насоса подача и число оборотов являются независимыми переменными, остальные параметры находятся в функциональной зависимости от подачи и числа оборотов насоса.

Взаимосвязь параметров в различных режимах работы насоса изображается графически в виде характеристик (рис. 10.7).

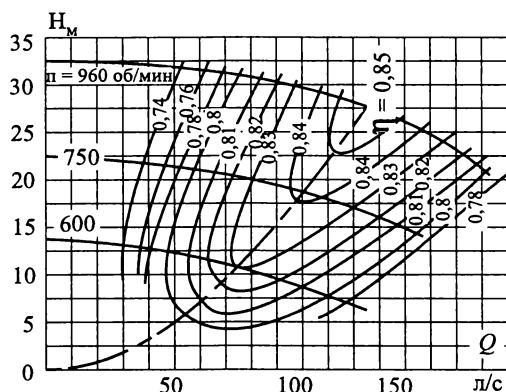
Характеристики насоса обычно представляются в виде функциональных зависимостей напора, мощности, высоты всасывания и КПД от подачи насоса при одном или нескольких числах оборотов. Характеристика, представленная кривыми $H = f_1(Q)$, $N = f_2(Q)$; $H_{\text{вас}}^{\text{доп}} = f_3(Q)$, $\eta = f_4(Q)$ при определенном и постоянном числе оборотов ($n = \text{const}$) называется *нормальной характеристикой насоса* (рис. 10.7, а). Характеристика, представленная аналогичными кривыми H , N , $H_{\text{вас}}^{\text{доп}}$, $\eta = F(Q)$ для различных чисел оборотов, называется *универсальной характеристикой насоса* (рис. 10.7, б).

Для объемных нагнетателей (насосов) характеристикой называют зависимости основных параметров от давления (рис. 10.7, в).

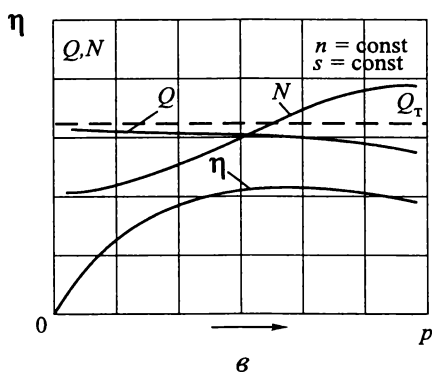
Для получения характеристик насоса необходимо проведение испытаний машины в различных условиях всасывания, при различных напорах, подачах и мощностях, изменяющихся от минимальных значений до максимальных. В результате этих испытаний и составленных по данным опытов характеристик машины может быть получено представление о ее работе и энергетических показателях.



а



б



в

Рис. 10.7. Рабочие характеристики нагнетателей:

а – центробежного насоса; б – центробежного насоса при изменении числа оборотов; в – поршневого насоса

Опытная характеристика является необходимым материалом для оценки качества машины, для выбора режима ее работы и для осуществления правильной эксплуатации.

При изменении числа оборотов центробежного насоса (нагнетателя) основные параметры в соответствии с теорией подобия определяются по следующим формулам:

$$Q = Q_1 \frac{n}{n_1}; \quad H = H_1 \left(\frac{n}{n_1} \right)^2; \quad N_{\text{вн}} = N_{1\text{вн}} \left(\frac{n}{n_1} \right)^3. \quad (10.9)$$

Пользуясь этими уравнениями, можно пересчитать подачу Q , напор H и внутреннюю мощность $N_{\text{вн}}$ с частотой вращения n на новые значения $Q_1, H_1; N_{1\text{вн}}$ с n_1 и построить новые характеристики $H_1 - Q_1; N_{1\text{вн}} - Q_{1\text{вн}}$ для n_1 . Внутренняя мощность $N_{\text{вн}}$ равна потребляемой мощности N за вычетом механических потерь на трение в сальниках и подшипниках. Эти потери составляют обычно незначительный процент от потребляемой мощности, и ими можно пренебречь.

Форма напорных характеристик центробежных насосов зависит от быстроходности. По своему внешнему виду напорные характеристики бывают пологие и крутые, непрерывно снижающиеся и с максимумом.

Крутизна напорной характеристики (μ) определяется отношением

$$\mu = \frac{H_{\text{м}} - H_{\text{р}}}{H_{\text{р}}} \cdot 100\%$$

где $H_{\text{р}}$ – напор в рабочей точке характеристики насоса; $H_{\text{м}}$ – максимальный напор по напорной характеристике насоса.

Пологая характеристика обычно имеет крутизну 8–12%, крутопадающая – 25–30%.

10.3. Работа центробежного насоса в системе

Насосная установка и сеть трубопроводов образуют единую систему, характеризуемую равенством подачи насоса и расхода, проходящего в сети, а также равенством напора насоса напору, расходуемому в сети. В общем случае энергия насоса, эквивалентная его напору, расходуется для подъема жидкости на высоту $z_2 - z_1$, создания давления в системе $p_2 - p_1$ и преодоления суммарных сопротивлений $h_{\text{н}} = h_{\text{н}_1} + h_{\text{н}_2}$ (рис. 10.8).

Статический напор $H_{\text{ст}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + (z_2 - z_1)$ можно считать не зависящим от расхода сети; гидравлические потери в сети приблизительно пропорциональны расходу во второй степени $h_{\text{н}} = \zeta Q^2$. Тогда для сети

$$H_{\text{с}} = H_{\text{ст}} + h_{\text{н}} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = A + BQ^2. \quad (10.10)$$

Характеристикой сети называется графическая зависимость напора в сети $H_{\text{с}}$ от расхода сети Q .

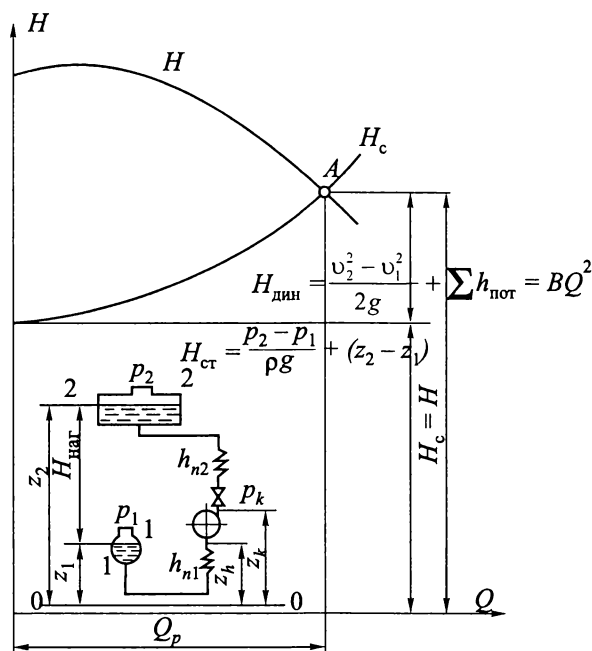


Рис. 10.8. Характеристики насоса и системы

Графически установившееся рабочее состояние системы насос-сеть определяется точкой пересечения характеристики насоса с характеристикой сети, которая называется *рабочей точкой*. Для известных характеристик насоса и сети может быть только одна рабочая точка, определяющая устойчивый рабочий режим системы. По условиям эксплуатации расход сети может меняться, при этом в соответствии с (10.10) будет меняться и напор, расходуемый сетью и, следовательно, положение рабочей точки. Ясно, что всякое новое положение рабочей точки может быть получено изменением формы и положения характеристик насоса и сети.

Выбор насоса для работы на заданную сеть трубопроводов производится по требуемой подаче, напору, температуре и плотности жидкости с учетом особых свойств ее (вязкости, коррозирующей способности, сжимаемости и др.).

Выбору типа и размера насоса предшествует построение характеристики сети по известному методу гидравлики. Координаты точек характеристики получают расчетом гидравлических сопротивлений (потерь напора) сети при произвольно задаваемых расходах.

10.3.1. Регулирование работы насоса

Регулирование работы насосной установки имеет целью изменение основных ее параметров: подачи Q и напора H ; при этом меняются и значения N и η .

Регулирование может осуществляться воздействием на элементы сети (с изменением характеристик сети) или же воздействием на насос (с изменением формы и положения характеристики насоса). Одним из наиболее распространенных методов изменения характеристики сети является способ дросселирования задвижкой, установленной на напорной линии насоса.

Дроссельное регулирование – наиболее распространенный, простой и надежный способ регулирования, который осуществляется дросселем, расположенным на напорной линии насоса, обычно вблизи него.

По мере закрытия дросселя происходит увеличение сопротивления и соответствующее уменьшение подачи. Каждому положению дросселя соответствует новая характеристика сети, благодаря чему характеристика $Q - H_{\text{тр}}'$ сети поднимается более круто (см. рис. 10.9) и пересекает характеристику насоса в режимной точке 2, соответствующей требуемой подаче Q_3 . При этом напор в системе равен H_3 , а насос развивает напор H_2 . Следовательно, энергия $N = Q_3 p$, где $p = H_2 - H_3$, теряется вследствие увеличения местного сопротивления в задвижке.

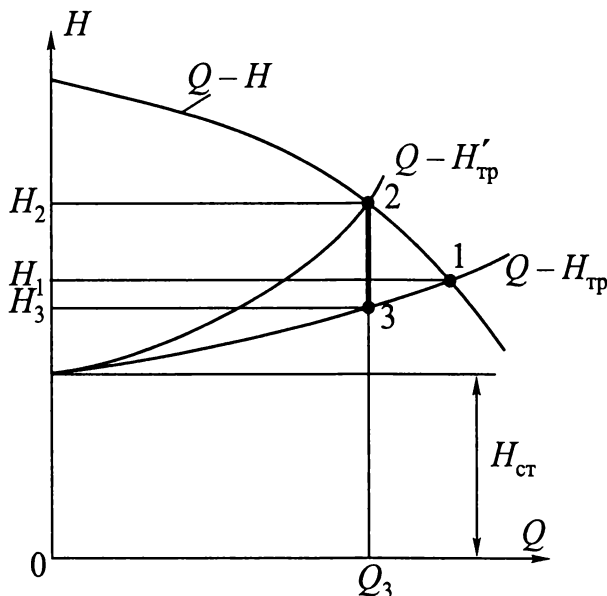


Рис. 10.9. Графическая характеристика системы «насос-сеть» при регулировании работы дросселированием

Полезная мощность насоса для обеспечения работы системы в точке 3

$$N_3 = Q_3 p_3.$$

Затрачиваемая мощность насосной установки в этом случае

$$N = \frac{Q_3 p_2}{\eta_2}.$$

Тогда КПД насосной установки

$$\eta = \frac{N_3}{N} = \frac{p_3}{p_2} \eta_2.$$

Отсюда видно, что КПД насосной установки уменьшается с увеличением разности между напором, развиваемым насосом, и напором, требуемым в сети.

Из-за существенных недостатков (неэкономичность и возможность регулирования только в сторону уменьшения подачи) способ дроссельного регулирования можно применять только на имеющих плавную характеристику небольших насосных агрегатах, где регулирование требуется в течение короткого времени.

Регулирование изменением частоты вращения. При изменении частоты вращения n_i напорные характеристики насоса $H = f(Q)$ представляют собой конгруэнтные кривые (рис. 10.10) и рабочая точка, перемещаясь по характеристике сети, дает различные значения подачи Q_{pi} . При крутых характеристиках системы H_c и малых значениях $H'_{ст}$ этот метод не приводит к большим дополнительным потерям в гидравлической системе, так как в любых режимах напор насоса в сети согласован между собой. Коэффициент полезного действия насосной установки $\eta_{н.у.}$ примерно равен КПД насоса η_i при частоте вращения n_i .

Если характеристика сети H'_c имеет значительную составляющую $H'_{ст}$, то изменение режима работы насоса будет связано с дополнительными потерями за счет отклонения КПД от зоны максимальных значений (см. рис. 10.10, точки 1' и 2').

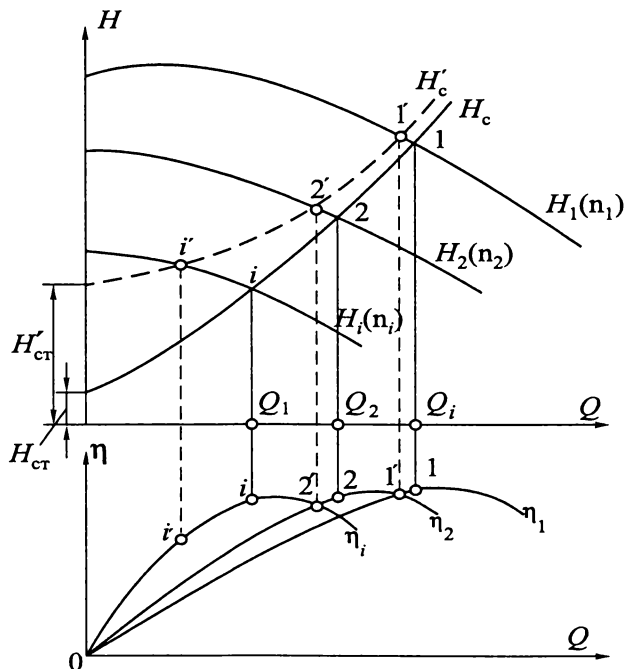


Рис. 10.10. Регулирование расхода центробежного насоса изменением частоты вращения

Регулирование режима работы насоса изменением частоты вращения рабочего колеса является наиболее экономичным способом.

Частоту вращения рабочего колеса насоса можно изменять двигателями с переменной частотой вращения (электродвигателями постоянного тока, электродвигателями переменного тока с преобразователями частоты, паровыми и газовыми турбинами).

Регулирование перепуском (байпасирование). При этом способе регулирования требуемая подача системы (насос-сеть) достигается перепуском из напорной линии на всасывание части подачи насоса.

10.3.2. Совместная работа насосов на общую сеть

В процессе эксплуатации часто возникает необходимость увеличения расхода (подачи) или давления в системе, что достигается изменением количества совместно работающих насосов.

Параллельная работа (рис. 10.11, а) насосов в общую сеть применяется для увеличения подачи.

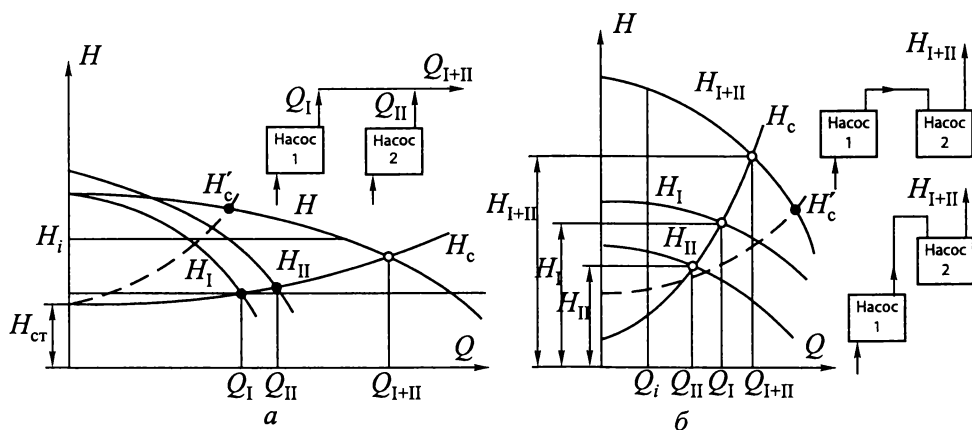


Рис. 10.11. Графики характеристик совместной работы насосов при параллельном (а) и последовательном (б) соединении

Для параллельной работы наиболее подходят насосы с непрерывно падающими напорными характеристиками с крутизной, превышающей технологические допуски на отклонение характеристики. Параллельно могут работать насосы с различными характеристиками и насосы различных типов (центробежные и поршневые).

Общая характеристика группы насосов без учета сопротивления соединительных трубопроводов получается путем сложения абсцисс характеристик отдельных насосов для постоянных ординат $H_i = \text{const}$.

Точка пересечения общей характеристики с характеристикой системы H_c определяет рабочую точку параллельно работающих насосов. Очевидно, что

$$Q_{I+II} < Q_I + Q_{II},$$

т.е. суммарный расход параллельно работающих насосов меньше суммы расходов каждого насоса при индивидуальной работе на ту же сеть.

Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике системы. Пуск в работу насосов при одинаковой частоте вращения следует производить одновременно, постепенно открывая задвижки на всех насосах. Коэффициент полезного действия параллельного соединения насосов выражается отношением

$$\eta_{cp} = \frac{\sum N_n}{\sum N} = \frac{Q_I H_I + Q_{II} H_{II}}{Q_I H_I / \eta_I + Q_{II} H_{II} / \eta_{II}}. \quad (10.11)$$

Если принять $H_I = H_{II}$, то получается

$$\eta_{cp} = \frac{Q_I + Q_{II}}{Q_I / \eta_I + Q_{II} / \eta_{II}}. \quad (10.12 a)$$

Для устойчивой работы насосу необходимо иметь стабильную напорную характеристику. При параллельной работе насосов с нестабильной характеристикой увеличивается зона неустойчивой работы и может возникнуть неравномерное распределение нагрузки между работающими насосами.

Последовательная работа насосов (рис. 10.11, б) применяется для увеличения напора в системе при незначительном изменении подачи. Возможны случаи, когда насосы располагаются в непосредственной близости друг от друга (предвключенный и главный насосы) и когда насосы удалены на значительное расстояние.

Общая напорная характеристика строится путем суммирования ординат характеристик отдельных насосов при $Q_i = \text{const}$.

Последовательное соединение насосов экономически себя оправдывает при крутых характеристиках системы с малым H_{cr} . Коэффициент полезного действия последовательного включения насосов можно оценить по выражению, приняв $Q_I = Q_{II}$:

$$\eta_{cp} = \frac{H_I + H_{II}}{H_I / \eta_I + H_{II} / \eta_{II}}. \quad (10.12 б)$$

Регулирование дросселированием при последовательном включении экономически неоправданно. Целесообразней использовать регулирование изменением n у одного из насосов (первого в направлении потока).

Число последовательно включенных насосов лимитируется прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений при увеличении напора (давления) в этой схеме.

10.4. Основные энергетические насосы ТЭС

Конструкции энергетических насосов отличаются большим разнообразием. Однако в зависимости от назначения им присущ ряд общих признаков. Ниже приведено краткое описание и характеристики наиболее распространенных конструкций насосов.

10.4.1. Питательные насосы

Питательные насосные агрегаты современных тепловых электростанций относятся к числу основного энергетического оборудования.

Конструкция питательных насосов должна отвечать следующим основным требованиям:

- обеспечивать полную внешнюю герметичность и отсутствие переток в местах уплотнительных стыков;
- предусматривать свободное температурное расширение отдельных узлов и деталей без нарушения их взаимной центровки;
- обеспечивать динамическую устойчивость во всем диапазоне работы насоса;
- быть удобной в сборке, разборке и обслуживании;
- обеспечивать длительную эксплуатацию (обычно не менее 10000 ч) без замены основных деталей и заметного снижения параметров.

В отечественной практике при мощности более 8 тыс. кВт, как правило, применяются питательные насосы с турбинным приводом, дающим целый ряд преимуществ при эксплуатации. Такие насосы применяются главным образом в турбоустановках мощностью 300 МВт и выше.

В турбоустановках до 200 МВт преобладающее распространение получили питательные насосы с электроприводом.

Выпускаемые питательные электронасосы обуславливаются характеристиками котлоагрегатов.

Питательные электронасосы в настоящее время в основном выпускаются по ГОСТ 7363-65. Эти насосы применяются в качестве основных и резервных для питания водой стационарных котлоагрегатов с давлением пара 40, 100 и 140 кгс/см².

Для котлоагрегатов с закритическим давлением пара питательные электронасосы используются как пускорезервные. Основные технические характеристики питательных электронасосов приведены в табл. 10.1.

Таблица 10.1

Основные технические характеристики питательных электронасосов

Тип насоса	Подача Q , $\text{м}^3/\text{ч}$	Напор H , м ст. ж.	Допус- тимый кавита- ционный запас (сверх упругости паров) Δh , м ст. ж.	Частота вращения n , 1/мин	Мощность потребляемая N , кВт	КПД насоса η , %
ПЭ 65-56	65	580	4	2965	158	63
ПЭ 100-56	100	580	4	2965	232	66
ПЭ 150-56	150	580	5	2980	328	70
ПЭ 150- 145	150	1580	8	2970	780	75
ПЭ 270- 150	270	1635	11	2900	1420	75
ПЭ 250- 180	250	1975	12	2900	1640	75
ПЭ 380- 185/200	380	2030/2195	12	2900	2500/2630	77
ПЭ 500- 180	500	1975	15	2900	3150	78
ПЭ 580- 185/200	580	2030/2195	15	2904	3650/3950	80
ПЭ 720- 185/200	720	2025/2192	15	2900	4540/4900	80
ПЭ 600- 300	600	3290	200	6300	6400	77
ПЭ 600- 320	600	3290	200	7500	6300	78

Примечания.

1. Условное обозначение насосов: ПЭ — питательный электронасос; цифры после букв обозначают номинальную подачу, $\text{м}^3/\text{ч}$, и давление нагнетания, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

2. Допустимый кавитационный запас отнесен к оси насоса, он не зависит от температуры перекачиваемой жидкости.

3. Насосы перекачивают воду с температурой до 160°C .

Для котлоагрегатов с давлением пара 140 кгс/см² и выше в России общепринятой является двухкорпусная конструкция питательных насосов, которая более надежна и безопасна в эксплуатации.

Из всех типов электронасосов, выпускаемых для таких котлов, лишь насос ПЭ 250-180 выполнен однокорпусным.

Питательные электронасосы отечественного производства в зависимости от параметров имеют однотипную, в значительной степени унифицированную конструкцию и состоят из отдельных узлов (наружного и внутреннего корпусов, ротора, концевых уплотнений, подшипников и т.д.).

В качестве примера на рис. 10.12 показан общий вид насоса ПЭ 250-180.

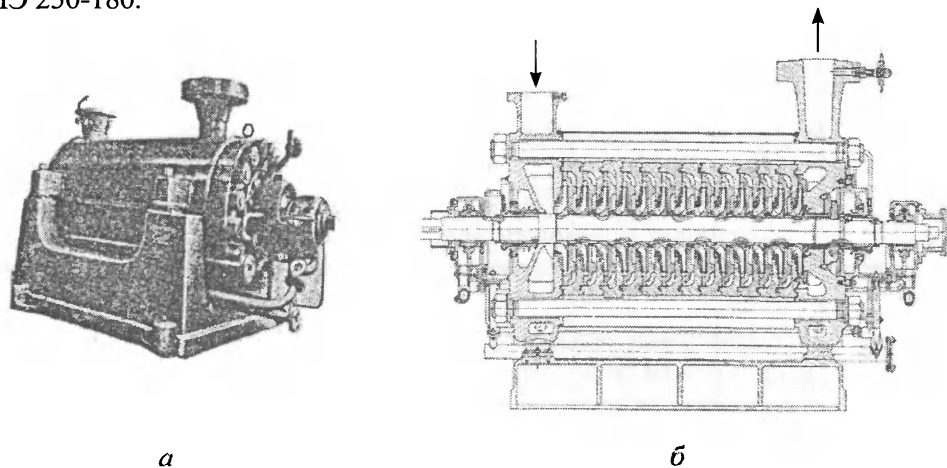


Рис. 10.12. Питательный насос ПЭ 250-180:

а – общий вид;

б – продольный разрез

10.4.2. Конденсатные насосы

Конденсатные насосы являются ответственными агрегатами вспомогательного оборудования ТЭС.

Конденсатные насосы предназначены для подачи конденсата отработанного пара стационарных паровых турбин, конденсата греющего пара из теплообменных аппаратов. Насосы могут перекачивать другие жидкости, сходные с конденсатом по вязкости и химической активности. Насосы первого подъема могут работать при температуре перекачиваемой жидкости до 125°C, второго подъема – до 80°C.

Технические характеристики основных насосов приведены в табл. 10.2. Параметры насосов удовлетворяют требованиям ГОСТ 6000-69.

Таблица 10.2

Основные технические характеристики конденсатных насосов

Тип насоса	Подача Q , м ³ /ч	Напор H , м ст. ж.	Допустимый кавитационный запас (сверх упругости паров) Δh , м ст. ж.	Частота вращения n , 1/мин	Мощность потребляемая N , кВт	КПД насоса η , %
1	2	3	4	5	6	7
Насосы I подъема						
Кс 12-(50—110)	12	50—110	1,6	3000	3,0—6,7	54
Кс 20-(65—110)	20	65—110	1,6	3000	6,1—10,3	58
Кс 30-150	32	150	1,6	3000	22	60
Кс 50-(55—110)	50	55—110	1,6	1500	11,9—23,8	63
Кс 80-155	80	155	1,6	3000	52	65
КсД 120-55/3	120	55	1,6	1500	24,8	66
КсД 140-140/3	140	140	1,6	1500	77	62
КсВ 200-220	200	220	2,5	1500	164	73
КсВ 320-160	320	160	2,0	1500	186	75
КсВ 320-210	320	210	1,6	1500	255	75
КсВ 500-85	500	85	1,6	1000	154	75
КсВ 500-150	500	150	2,5	1500	272	75
КсВ 500-220	500	220	2,5	1500	400	75
КсВ 1000-95	1000	95	2,5	1000	342	76
КсВ 1500-120	1500	120	2,3	740	620	73
КсВ 1600-90	1600	90	2,8	1000	515	76
КсВ 2200-90	2200	90	2,7	1000	746	76
Насосы II подъема						
ЦН 1000-220	<u>1000</u>	<u>210</u>	15	<u>2900</u>	<u>763</u>	<u>75</u>
	1000	220		2975	810	74
ЦН 1500-240	1500	245	22	2975	1190	82
ЦН 1600-220	<u>1600</u>	<u>220</u>	<u>16</u>	<u>2880</u>	<u>1200</u>	82
	1600	220	17,5	2975	1170	

Примечания.

1. Условное обозначение насосов: Кс — конденсатный насос; ЦН — центробежный насос; КсВ — конденсатный насос вертикального исполнения; цифры после букв — номинальная подача в м³/ч и напор при номинальной подаче в м. ст. ж.

2. В числителе даны параметры насосов с гидромуфтой, в знаменателе – без гидромуфты.

3. Допустимый кавитационный запас отнесен к оси насоса или к оси входного патрубка для вертикальной конструкции насоса. Он не зависит от температуры перекачиваемой жидкости и разрежения в конденсатосборнике.

Мощность потребляемая определена при $\rho = 1000 \text{ кгс/м}^3$.

Для получения приемлемых массовых и габаритных характеристик насосов приняты довольно высокие для конденсатных насосов частоты вращения, что в свою очередь потребовало создания рабочих органов первой ступени с высокой всасывающей способностью.

Насосы обычно работают в условиях начальной кавитации при входе в рабочее колесо первой ступени.

Основными требованиями, предъявляемыми к конденсатным насосам, являются:

а) надежная долговечная работа при наличии частичной кавитации в насосе. Конструкция насосов и материалы основных деталей должны обеспечить долговечность работы до первого капитального ремонта не менее 10000 ч. В течение указанного срока допускается замена быстро изнашивающихся деталей насоса, перечень которых оговаривается техническими условиями на поставку;

б) отсутствие подсоса воздуха через работающий и неработающий насос;

в) обеспечение надежной параллельной работы в общую сеть. Насосы должны иметь стабильную форму напорной характеристики в зоне подач до 30% номинальной;

г) вибрация на корпусах подшипников должна быть не более 0,05 мм при $n = 3000 \text{ 1/мин}$ и 0,08 мм при более низких частотах;

д) насосы с подачей $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ и выше снабжаются приборами и датчиками автоматического контроля и защиты.

Из условий компоновки и уменьшения занимаемой площади для крупных конденсатных насосов часто принимают вертикальное исполнение.

На рис. 10.13 представлен общий вид конденсатного насоса типа Кс 30-150, а на рис. 10.14 – конденсатный насос вертикального исполнения КсВ 500-85.

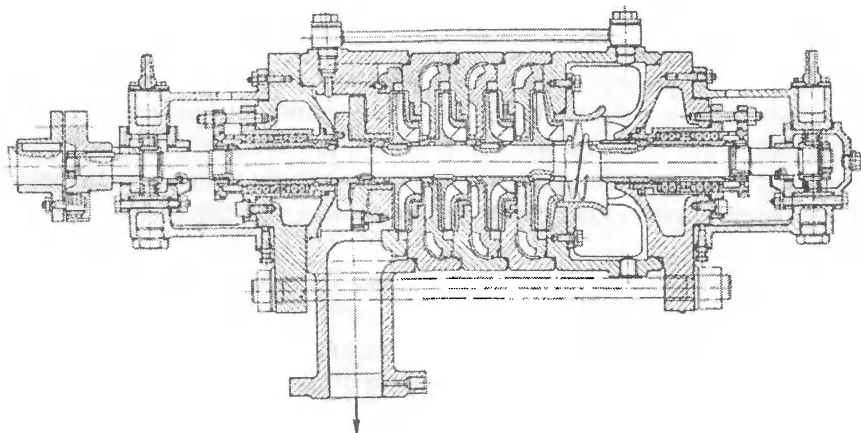


Рис. 10.13. Конденсатный насос Кс 30-150

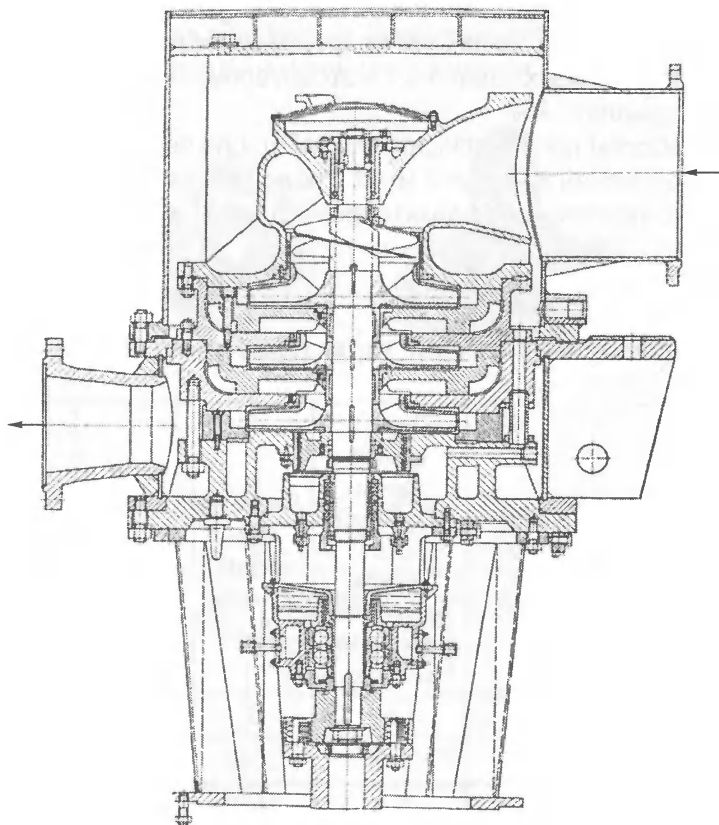


Рис. 10.14. Конденсатный насос вертикального типа КсВ 500-85

10.4.3. Сетевые насосы

Сетевые насосы предназначены для подачи горячей воды по теплофикационным сетям и в зависимости от места установки применяются в качестве насосов: первого подъема, подающих воду из обратного трубопровода в подогреватели; второго подъема для подачи воды после подогревателей в теплофикационную сеть; рециркуляционных, установленных после водогрейных котлов.

Сетевые насосы могут работать как на ТЭЦ, так и на промежуточных насосных станциях теплофикационных систем. Сетевые насосы должны обладать повышенной надежностью, так как перебои или неполадки в работе насосов сказываются на режиме работы ТЭЦ и потребителей. Основной особенностью работы сетевых насосов являются колебания температуры подаваемой воды в широких пределах, что в свою очередь вызывает изменение давления внутри насоса. Сетевые насосы должны надежно работать в широком диапазоне подач, что безусловно требует стабильной формы напорной характеристики. Изменение параметров отдельных типов насосов может быть достигнуто за счет подрезки колес по наружному диаметру в пределах, оговоренных заводом-изготовителем, снижение КПД при этом не должно превышать 3%.

Сетевые насосы предназначены для работы на чистой воде с содержанием твердых включений не более 5 мг/кг с размером частичек до 0,2 мм.

Основные технические характеристики сетевых насосов приведены в табл. 10.3.

Таблица 10.3

Основные технические характеристики сетевых насосов

Тип насоса	Подача Q , м ³ /ч	Напор H , м ст. ж.	Допустимый кавитационный запас (сверх упругости паров) Δh , м ст. ж.	Частота вращения n , 1/мин	Мощность потребляемая N , кВт	КПД насоса η , %	Температура перекачиваемой воды t , °С
1	2	3	4	5	6	7	8
СЭ 500-70	500	70	10	3000	120	82	180
СЭ 800-60	800	60	5,5	1500	150	81	180
СЭ 1250-45	1250	45	7,5	1500	185	82	180
СЭ 1250-70	1250	70	7,5	1500	295	82	180
СЭ 2000-100	2000	100	22	3000	640	85	180

Продолжение табл. 10.3

СЭ 2500-60	2500	60	12	1500	475	86	120
СЭ 2500-180	2500	180	28	3000	1460	84	120
СЭ 5000-70	5000	70	15	1500	1095	87	120
СЭ 5000-160	5000	160	40	3000	2350	87	120
СЭ 800-100	800	100	5,5	1500	275	80	180
СЭ 1250-140	1250	140	7,5	1500	580	82	180

Примечания. 1. Условное обозначение насосов: СЭ – сетевой электронасос; цифры после букв – номинальная подача, м³/ч; и напор, м. ст. ж.

2. Допустимый кавитационный запас отнесен к оси насоса. Он не зависит от температуры перекачиваемой жидкости.

На рис. 10.15, *а*, *б* представлены общие виды одноступенчатого (с двухсторонним всасыванием) и двухступенчатого сетевых насосов. На рис. 10.15, *в* – разрез одноступенчатого насоса с двухсторонним всасыванием.

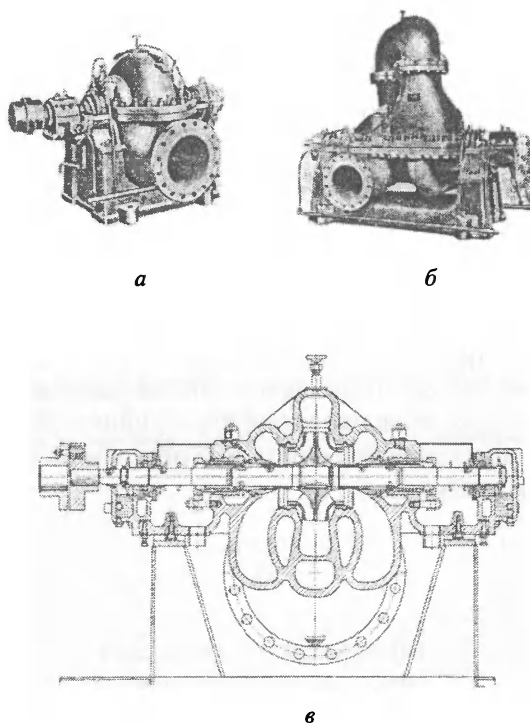


Рис. 10.15. Сетевой насос СЭ 500-70: *а* – общий вид одноступенчатого; *б* – двухступенчатого; *в* – продольный разрез одноступенчатого с двухсторонним всасыванием

10.5. Центробежные вентиляторы

10.5.1. Основные понятия и параметры

Центробежными вентиляторами называют машины для перемещения чистых газов и смесей газов с мелкими твердыми материалами, имеющие степень повышения давления не более 1,15 при плотности потока $1,2 \text{ кг/м}^3$. Характерным признаком центробежного вентилятора является повышение давления за счет работы центробежной силы газа, движущегося в рабочем колесе от центра к периферии.

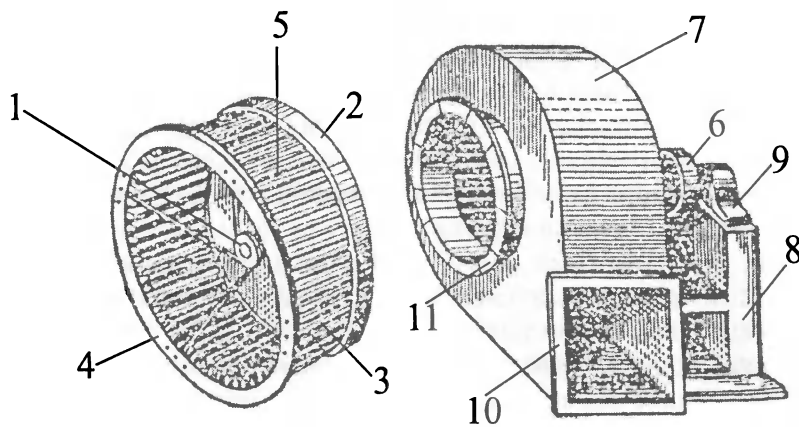
При незначительном повышении давления газа изменением его термодинамического состояния можно пренебрегать. Поэтому к центробежным вентиляторам применима теория центробежных машин для несжимаемой среды.

Центробежные вентиляторы широко распространены в промышленности и коммунальном хозяйстве для вентиляции зданий, отсасывания вредных веществ в технологических процессах.

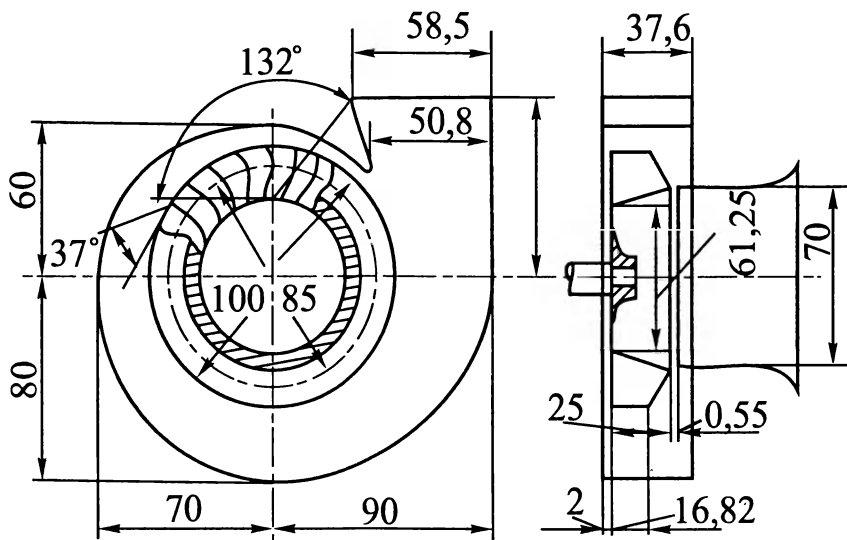
В теплоэнергетических установках центробежные вентиляторы применяются для подачи воздуха в топочные камеры котлов, перемещения топливных смесей в системах пылеприготовления, отсасывания дымовых газов и транспортирования их в атмосферу.

Конструктивное устройство центробежного вентилятора простейшего типа показано на рис. 10.16, а. Рабочее колесо вентилятора состоит из литой ступицы 1, жестко сопряженной с основным диском 2. Рабочие лопажки 3 крепятся к основному диску 2 и переднему диску 4, обеспечивающему необходимую жесткость лопастной решетки 5; 6 – шкив привода вентилятора. Корпус 7 вентилятора крепится к литой или сварной станине 8, на которой располагаются подшипники 9, несущие вал вентилятора с посаженным на него рабочим колесом; 10 и 11 – фланцы крепления всасывающей и напорной труб.

Центробежные вентиляторы выпускаются заводами в определенных геометрических сериях. Каждая серия характеризуется постоянством отношений сходственных размеров; размеры отдельных машин и их рабочие параметры в серии различны.



а



б

Рис. 10.16. Устройство (а)
и аэродинамическая схема
(б) центробежного вентилятора

Геометрическая форма данной серии представляется аэродинамической схемой, где все размеры вентилятора даны в процентах от внешнего диаметра рабочего колеса (рис. 10.16, б).

Обозначение центробежных вентиляторов в соответствии с ГОСТ включает букву Ц, указывающую на основной признак типа – центробежный, пятикратное значение коэффициента полного давления на режиме при $\eta_{\text{макс}}$, округленное до целого числа, и быстроходность, тоже округленную до целого числа. Обозначение вентилятора включает и его номер, представляющий собой значение диаметра D_2 , выраженное в дециметрах.

Например, центробежный вентилятор с диаметром рабочего колеса 400 мм, имеющий при максимальном КПД коэффициент полного давления 0,86 и быстроходность 70, обозначается Ц4-70-4.

Характерной конструктивной величиной центробежного вентилятора является отношение выходного и входного диаметров межлопастных каналов рабочего колеса D_2/D_1 . В обычных конструкциях это отношение выбирается небольшим (1,2–1,45), радиальная длина лопасти составляет (0,084–0,16) D_2 .

Теоретический напор вентилятора определяется по уравнению Эйлера

$$H_{\tau} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}, \quad (10.13)$$

где u_2 и u_1 – окружные скорости на входе и выходе потока с рабочих лопаток; c_{2u} и c_{1u} – проекции абсолютных скоростей на окружные соответственно; g – ускорение.

С учетом радиального входа потока на рабочие лопатки ($c_{1u} = 0$) можно записать

$$H_{\tau} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}. \quad (10.14)$$

Отсюда теоретическое давление вентилятора

$$p_{\tau} = \rho u_2 c_{2u}, \quad (10.15)$$

где ρ – средняя плотность перемещаемого газа, кг/м³.

В реальном вентиляторе часть давления теряется в проточной части. Если оценить эти потери давления гидравлическим КПД η_r , то действительное давление вентилятора

$$p = \eta_r p_{\tau} = \eta_r \rho u_2 c_{2u} = \rho \mu_2 \eta_r u_2^2,$$

где $\mu = c_{2u}/u_2$ – коэффициент закручивания потока на выходе.

Обозначим $\bar{p} = \eta_r \mu_2$ тогда

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2} \quad (10.16)$$

называется коэффициентом полного давления.

Следовательно, действительное давление вентилятора

$$p = \bar{p} \rho u_2^2. \quad (10.17)$$

Полное давление вентилятора обычно определяют экспериментальным путем как разность полных давлений на выходе и входе вентилятора:

$$p = (p_{2\text{ст}} - p_{1\text{ст}}) + \frac{\rho(c_2^2 - c_1^2)}{2},$$

где $p_{1\text{ст}}$, $p_{2\text{ст}}$ – статическое давление потока соответственно на входе и выходе вентилятора. Па; c_1 и c_2 – соответствующие абсолютные скорости потока, м/с.

Работа вентилятора при данной частоте вращения характеризуется объемной подачей Q , полным давлением p , мощностью N , полным КПД η .

Полезная мощность, кВт, вентилятора определяется по формуле

$$N_{\text{пол}} = p Q, \quad (10.18)$$

где Q – объемная подача (производительность) вентилятора, м³/с.

Мощность на валу (эффективная мощность) N обычно определяется при испытании вентилятора.

Вентиляторы характеризуются двумя КПД:

полным

$$\eta = \frac{pQ}{N} \quad (10.19)$$

и статическим, так как в некоторых случаях для вентиляторов характерно не полное давление, ими развиваемое, а лишь статическая часть его $p_{\text{ст}}$ или соответственно статический напор $H_{\text{ст}}$.

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{p_{\text{ст}}Q}{N}, \quad (10.20)$$

где $p_{\text{ст}} = p_{2\text{ст}} - p_{1\text{ст}}$.

Статический КПД дополняет оценку эффективности вентилятора, так как в полной энергии, сообщаемой потоку газа, существенную долю составляет кинетическая энергия. Ориентировочно $\eta_{\text{ст}}$ меньше η на 20–30%.

Мощность двигателя для привода вентилятора, кВт, выбирают с запасом на возможные отклонения рабочего режима от расчетного

$$N_{\text{эл}} = (1,05 - 1,2)pQ/1000\eta\eta_{\text{пер}}, \quad (10.21)$$

где η – полный КПД вентилятора; $\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи при непосредственном соединении валов двигателя и вентилятора $\eta_{\text{пер}} = 1,0$; при клиноременной передаче $\eta_{\text{пер}} = 0,92$.

Коэффициент быстроходности вентилятора характеризует конструкцию рабочего колеса, следовательно, способность создавать давление. Если принять плотность воздуха $\rho = 1,2$ кг/м³, то

$$n_s = \frac{53n\sqrt{Q}}{p^{3/4}}, \quad (10.22)$$

где n , 1/с; Q , м³/с; p , Па.

Для каждого типа вентилятора характерно определенное значение коэффициента быстроходности:

Вентиляторы	Коэффициент быстроходности
Центробежные высокого давления	10–30
Центробежные низкого и среднего давления с лопатками:	
– отогнутыми вперед	30–60
– отогнутыми назад	50–80
Центробежные двустороннего всасывания	80–120

10.5.2. Характеристики. Регулирование подачи центробежных вентиляторов

Характеристиками вентиляторов называют графики зависимостей напоров, мощности на валу и КПД от объемной подачи.

Характеристики получаются непосредственным испытанием вентиляторов при постоянной частоте вращения и строятся для воздуха с $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

При пересчете характеристик, построенных для стандартных условий при $p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$; $T = 293 \text{ К}$ и $\phi = 50\%$, на натурные следует иметь в виду, что подача, напор и КПД остаются неизменными, а давление и мощность на валу изменяются пропорционально плотности газа, подаваемого вентилятором, т.е.

$$p = p_0 \frac{\rho}{1,2} \text{ и } N = N_0 \frac{\rho}{1,2}.$$

Характеристики при переменной частоте вращения строятся по условиям подобия (рис. 10.17).

Регулирование подачи вентиляторов можно производить следующими способами:

- 1) Изменением частоты вращения вала вентилятора.
- 2) Дросселированием на входе и выходе вентилятора.
- 3) Направляющим аппаратом различных конструкций на входе.

Первый способ требует применения электродвигателей с переменной частотой вращения (коллекторных или двухскоростных). Возможно применение двигателей с постоянной частотой вращения при включении между валами двигателя и вентилятора вариатора частоты вращения (обычно гидромукты).

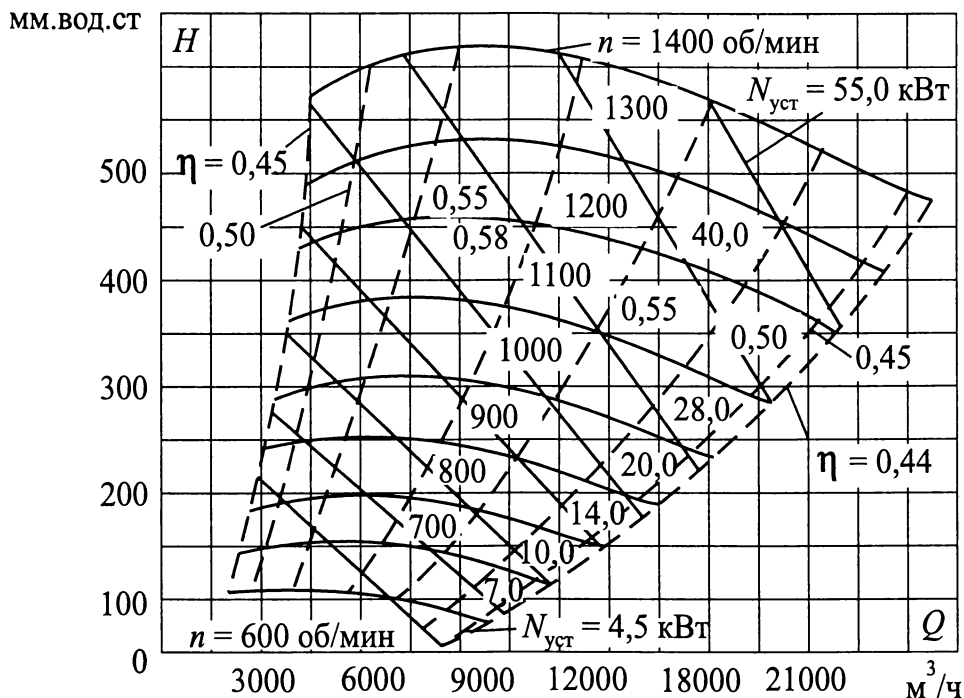


Рис. 10.17. Размерная характеристика вентилятора ВВД № 11 при $n = \text{var}$

В обоих этих вариантах вентиляторная установка усложняется и удорожается и поэтому такой способ регулирования применяется только для крупных вентиляторов в особо ответственных установках.

В некоторых случаях для привода вентиляторов применяют электродвигатели с фазовым ротором, в которых с помощью специальных контактных колец и реостата можно регулировать сопротивление в цепи ротора и таким образом изменять частоту вращения вала.

В настоящее время для регулирования подачи вентиляторов изменением частоты вращения применяют приводные двигатели с тиристорными преобразователями частоты.

Второй способ применяется очень широко ввиду его конструктивной простоты. Вентиляторы малых и средних размеров, приводимые асинхронными короткозамкнутыми двигателями, регулируются этим способом, единственно в таких условиях доступным.

Третий способ распространен для вентиляторов с большой подачей в шахтных установках и, особенно, в станционной теплоэнергетике (дутьевые вентиляторы, дымососы).

По затратам энергии на привод в режимах регулирования при одинаковых подачах указанные способы не равноценны.

Для любых типов вентиляторов худшим способом регулирования является дроссельное, дающее наибольшую затрату энергии.

10.5.3. Конструктивное выполнение вентиляторов

Конструкция вентилятора определяется его аэродинамической схемой, под которой понимается схематический чертеж его проточной части с указанием основных размеров в долях наружного диаметра колеса (рис. 10.16, б).

Конструктивная форма и размеры вентилятора определяются его подачей, давлением и частотой вращения.

Формы конструкций рабочих колес вентиляторов даны на рис. 10.18:

Барабанная (а) и кольцевая (б) формы свойственны вентиляторам низкого давления с лопатками, загнутыми вперед; формы в, г и д характерны для вентиляторов низкого, среднего и высокого давлений с лопатками, загнутыми назад.

Форма г применяется для колес большой подачи и находит, в частности, применение для дутьевых вентиляторов и дымососов ТЭС.

Открытые однодисковые и бездисковые колеса форм д и е, применяются в пылевых вентиляторах, служащих для подачи смесей газов с твердыми частицами, например, в системах пылеприготовления ТЭС.

По назначению вентиляторы подразделяются на следующие группы: вентиляторы общего назначения (Ц); вентиляторы дутьевые (ВД); дымососы (Д); вентиляторы горячего дутья (ВГД); вентиляторы мельничные (ВМ); вентиляторы специального назначения.

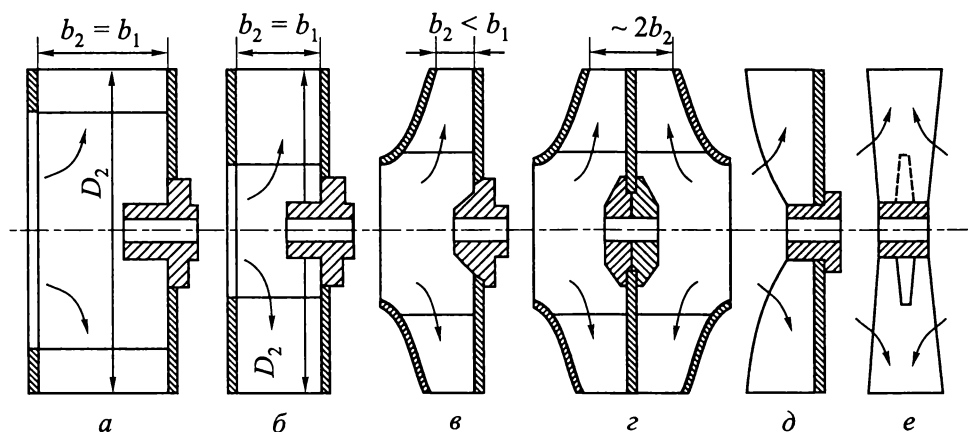


Рис. 10.18. Схемы конструкции рабочих колес центробежных вентиляторов:

b_1 – ширина лопатки на входном диаметре колеса;

b_2 – ширина лопатки на выходном диаметре

По направлению вращения рабочего колеса различают вентиляторы правого вращения (колесо вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода) и левого вращения. По направлению выхода газа вентиляторы изготавливаются с различными положениями корпуса.

По быстроходности центробежные вентиляторы разделяются на вентиляторы малой ($n_s = 10\text{--}30$), средней ($n_s = 30\text{--}60$) и большой ($n_s = 60\text{--}80$) быстроходности. С увеличением n_s размеры вентилятора в осевом направлении увеличиваются, а разность диаметров D_2 и D_1 уменьшается. Наиболее экономичные центробежные вентиляторы ($\eta_{\text{макс}} \geq 0,8$) с лопатками, загнутыми назад, и имеют $n_s = 50\text{--}80$. Эти вентиляторы широко применяются в вентиляционных и технологических установках.

Вентиляторы общего назначения по полному давлению, создаваемому при номинальном режиме, подразделяются на вентиляторы низкого (до 1 кПа), среднего (от 1 до 3 кПа) и высокого (свыше 3 кПа) давления.

К *вентиляторам низкого давления* относятся вентиляторы средней и большой быстроходности.

Рабочие колеса этих вентиляторов имеют широкие листовые лопатки. Окружная скорость вращения колес менее 50 м/с. Вентиляторы низкого давления используются в вентиляционных системах.

Вентиляторы среднего давления имеют окружную скорость до 80 м/с, лопатки этих вентиляторов выполняются как загнутыми вперед, так и назад и применяются как в вентиляционных, так и технологических установках различного назначения.

Вентиляторы высокого давления имеют окружную скорость свыше 80 м/с, лопатки загнуты назад.

Широкое применение в промышленности и энергетике получили вентиляторы общего назначения, которые используются для перемещения воздуха и неагрессивных газов с температурой до 80°C, не содержащих вредных веществ, волокнистых материалов, а также твердых примесей в количестве более 100 мг/м³. Это одноступенчатые со спиральными корпусами и горизонтально расположенной осью вращения машины, имеют рабочие колеса диаметром от 200 до 3150 мм (рис. 10.19) и обеспечивают производительность до 30 м³/с и давление до 11 кПа.

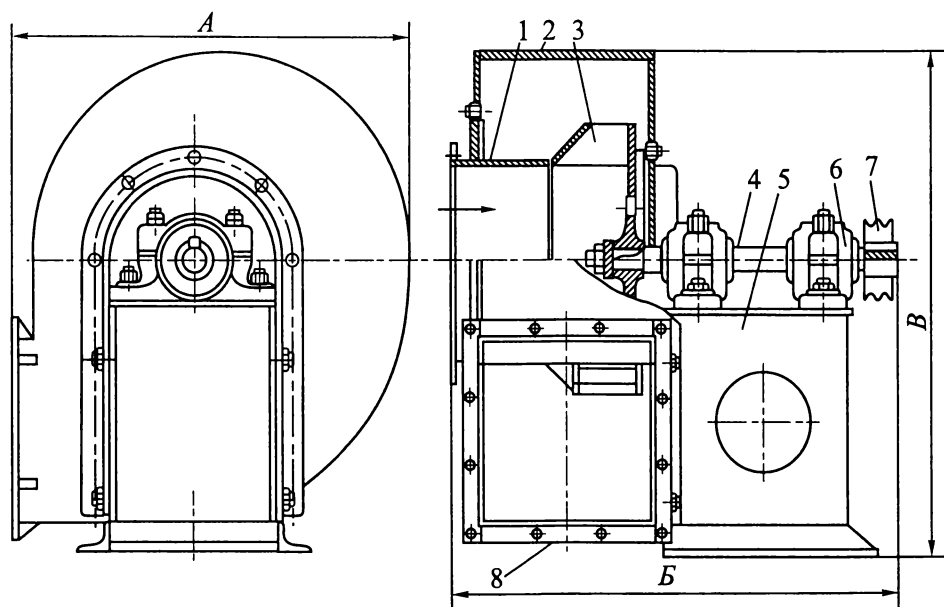


**Рис. 10.19. Центробежный вентилятор
общепромышленного назначения:**

**1 – входной коллектор; 2 – корпус; 3 – рабочее колесо;
4 – вал; 5 – стойка; 6 – подшипники; 7 – шкив;
8 – фланец выходного отверстия**

Вентиляторы общего назначения обозначаются буквой Ц (центробежный), далее число, обозначающее пятикратное значение коэффициента полного давления, округленное до целого значения, на режиме максимального КПД и через тире – быстроходность, тоже округленная до целого числа. Обозначение вентилятора включает в себя и его номер – диаметр колеса в дециметрах.

Например, центробежный вентилятор с диаметром рабочего колеса 800 мм, имеющий при максимальном КПД $\bar{p} = 0,86$ и $n_s = 70$, обозначается Ц4-70 № 8. Вентиляторы общего назначения выпускаются по четырем основным аэродинамическим схемам: Ц 4-70, Ц 4-76, Ц 14-46, Ц 10-28.

Самой распространенной аэродинамической схемой является схема Ц 4-70, разработанная ЦАГИ.

В качестве примера на рис. 10.20 представлена конструкция вентилятора высокого давления с двухсторонним всасыванием.

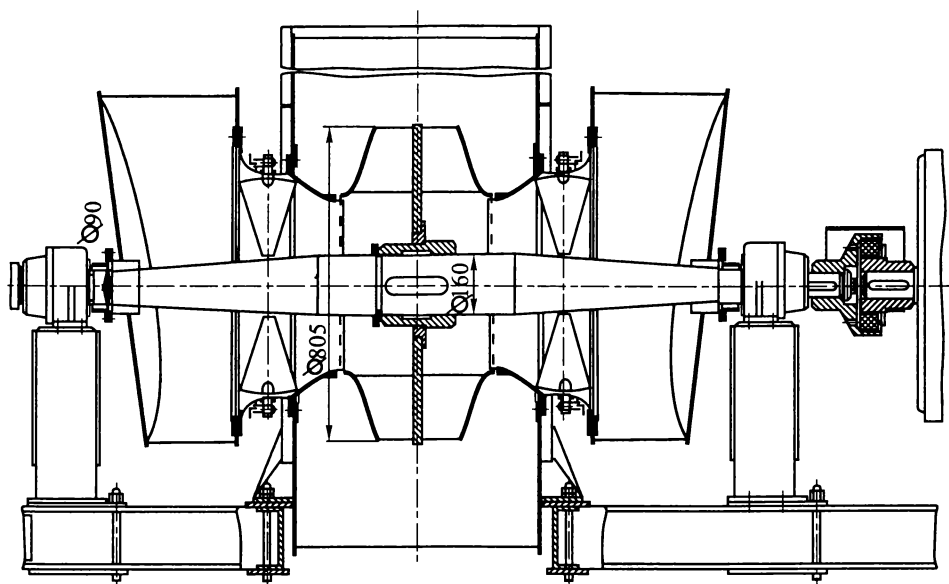


Рис. 10.20. Вентилятор высокого давления двухстороннего всасывания

Вентиляторы, предназначенные для перемещения воздуха с различными примесями в виде твердых частиц – золы, пыли, волокнистых материалов, называют пылевыми. В обозначении пылевого вентилятора добавляется буква П, например: ЦП 6-46.

Пылевой вентилятор состоит из входного патрубка, рабочего колеса и спирального корпуса, однако в связи со своим целевым назначением имеет и ряд особенностей: передний диск колеса отсутствует, число лопаток небольшое, лопатки укреплены консольно к заднему диску, имеются большие зазоры между входным патрубком и колесом. В связи с вышеуказанным пылевые вентиляторы имеют более низкий КПД ($\eta = 0,53\text{--}0,66$).

Для вытяжки воздуха из помещений промышленных предприятий по вертикальному вентиляционному каналу на кровлях зданий устанавливают крышные радиальные вентиляторы, например, КЦ 3-90. Эти вентиляторы практически работают без сети, развивают небольшое статическое давление и максимальную производительность, имеют большой относительный диаметр входа и широкие колеса. За колесом устанавливается специальный диффузор.

10.6. Поршневые компрессоры

10.6.1. Устройство и работа поршневого компрессора

Поршневые компрессоры по конструктивным признакам сходны с поршневыми насосами. Конструктивная схема одноступенчатого компрессора с цилиндром двойного действия и индикаторная диаграмма пред-

ставлены на рис. 10.21. Цилиндр компрессора, закрытый с обеих сторон крышками, имеет две полости. В стенках цилиндра в специальных коробах расположены всасывающий и нагнетательный клапаны, они открываются и закрываются автоматически под действием перепада давлений между рабочей полостью и соответствующей камерой (всасывающей, либо нагнетательной).

Цилиндры поршневых компрессоров чаще всего охлаждаются водой. Для этого в них предусмотрена специальная водяная рубашка. Небольшие компрессоры выполняются с воздушным охлаждением, а их поршень соединен непосредственно с шатуном (бескрейцкопфные компрессоры). В месте прохода штока через крышку цилиндра помещается уплотнение, называемое сальником.

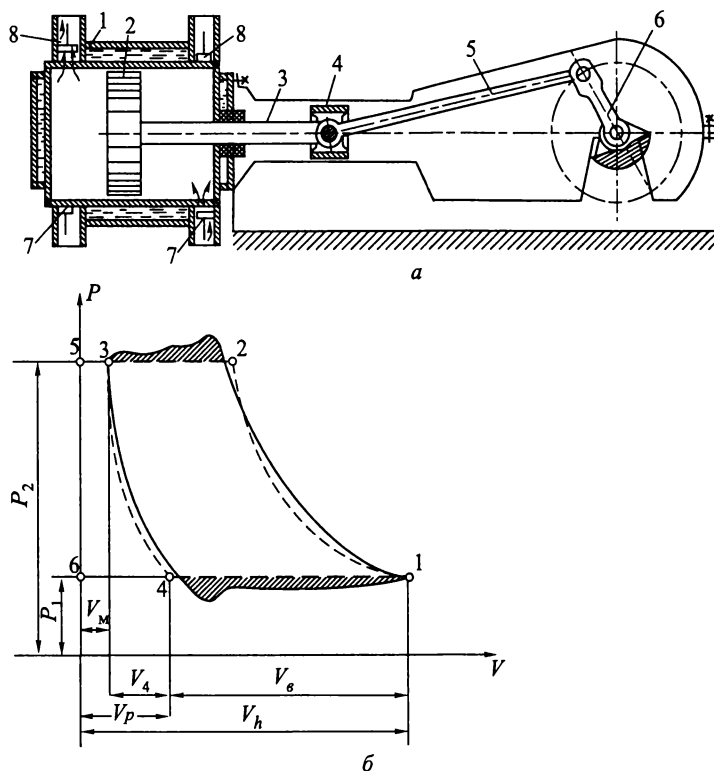


Рис. 10.21. Одноступенчатый поршневой компрессор двухстороннего действия: а – схема: 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – крейцкопф; 5 – шатун; 6 – кривошип; 7 и 8 – всасывающий и нагнетательный клапаны; б – индикаторная диаграмма (цифры на диаграмме соответствуют точкам процесса)

Перепад давлений, обеспечивающий открытие клапанов и преодоление их гидравлических сопротивлений, определяет дополнительные затраты работы по сравнению с идеальным компрессорным циклом (см. на рис. 10.21, б заштрихованные площадки на индикаторной диаграмме).

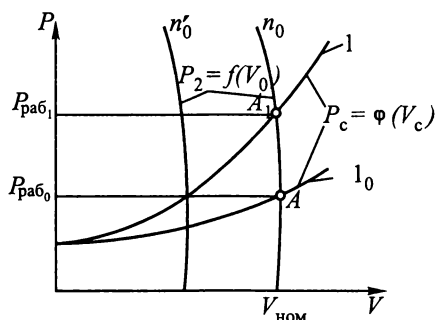


Рис. 10.22. Работа поршневого компрессора на различные сети (1 и 1₀) с различной частотой (n_0 и n'_0)

В рабочей полости цилиндра в конце нагнетания всегда остается газ объемом V_m , который называется мертвым объемом. Его величина определяется в основном размерами зазора между поршнем, находящимся в крайнем положении, и крышкой цилиндра, необходимого для исключения удара поршня о крышку.

Отношение объема мертвого пространства V_m к объему, описываемому поршнем, V_h , называется относительным объемом мертвого пространства:

$$a = V_m / V_h.$$

У хорошо сконструированных больших компрессоров $a < 0,05$. Остаток газа в мертвом пространстве расширяется по линии 34, поэтому всасывание газа начинается не в начале хода поршня, а в конце процесса расширения, т.е. в точке 4. Следовательно, объем V_b фактически поступившего в цилиндр газа оказывается меньше рабочего объема цилиндра.

Отношение объема всасываемого газа V_b к объему, описываемому поршнем, V_h , называется *объемным коэффициентом*:

$$\lambda_v = V_b / V_h.$$

Считая процесс расширения (34) политропным можно записать:

$$V_p / V_m = (p_2 / p_1)^{1/n} = \varepsilon_p^{1/n}.$$

Для современных компрессоров $\lambda_v = 0,7-0,9$.

Снижение подачи компрессора связано также с отсутствием герметичности цилиндра (возможны утечки газа через клапаны, сальники), подогревом газа в процессе всасывания и с другими причинами и в целом характеризуется *коэффициентом подачи*

$$\lambda = V_d / V_r,$$

где V_d – действительная, а V_r – теоретическая подача компрессора. Для компрессоров, имеющих цилиндры простого действия,

$$V_r = F S n_0 = V_h n_0$$

где F – площадь поршня; S – ход поршня; n_0 – частота вращения вала.

Коэффициент подачи λ определяется при испытаниях машины и обычно составляет 0,6–0,85.

Для увеличения подачи поршневых компрессоров необходимо увеличивать размеры цилиндров и поршней, в результате чего возрастает сила

инерции возвратно-поступательных масс машины. Поэтому поршневые компрессоры проектируют с довольно низкими частотами вращения вала. С технико-экономических позиций подачу поршневого компрессора, равную 3,5 м³/с, следует считать предельной, хотя имеются и более мощные машины.

10.6.2. Мощность и КПД компрессора

Ранее отмечалось, что компрессоры выполняются обычно с водяным охлаждением цилиндра и его крышки. При этом обеспечивается довольно интенсивный теплообмен и процессы сжатия и расширения являются политропными со средними значениями показателей $n = 1,35$ и $n = 1,2$ (для двухатомных газов).

Точный расчет работы цикла компрессора производится по уравнениям термодинамики реальных газов.

Расчет компрессоров с конечным давлением сжатия до 10 МПа по уравнениям термодинамики идеального газа дает результаты, весьма близкие к действительным.

При расчете работы, затрачиваемой на валу компрессора, можно пренебречь влиянием мертвого пространства.

Последнее не оказывает заметного влияния на потребление энергии компрессором, потому что работа, затрачиваемая на сжатие газа в объеме мертвого пространства, в значительной мере возвращается в процессе расширения.

Для вычисления мощности компрессора используют относительный изотермический КПД

$$N = \frac{N_{из}}{\eta_{из} \eta_m}. \quad (10.23)$$

Используя выражение удельной энергии изотермического компрессорного процесса $L_{из}$, Дж/кг, и значение массовой подачи компрессора M , кг/с, окончательно получим

$$N = \frac{ML_{из}}{1000\eta_{из}\eta_m} = \frac{p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}{1000\eta_{из}\eta_m}, \quad (10.24)$$

где p_1 и p_2 – давления на всасывающей и нагнетательной стороне, Па; V_1 – объемная производительность компрессора (подача) по условиям всасывания, м³/с; $\eta_{из}$ – изотермический КПД, который зависит от интенсивности охлаждения и лежит в пределах 0,65–0,85; η_m – механический КПД для компрессоров в крейцкопфном исполнении $\eta_m = 0,9$ –0,93, малых бескрейцкопфных $\eta_m = 0,8$ –0,85.

10.6.3. Характеристики и регулирование подачи

Компрессор обычно подключается к системе трубопроводов, на которых установлены запорные, регулирующие и другие устройства. Совокупность этих устройств и трубопроводов называется *сетью*. Гидравлические

свойства сети определяются ее *характеристикой*, т.е. зависимостью между расходом V_c и давлением p_c в сети. Характеристика большинства газовых сетей имеет вид параболы.

Одной из важных *характеристик компрессора* является зависимость между его подачей V_0 и рабочим давлением p_2 , $p_2 = f(V_0)$. В расчетном режиме подача поршневого компрессора практически не зависит от развиваемого давления и характеристики $p_2 = f(V_0)$ для различных значений n_0 близки к вертикальным линиям (рис. 10.22).

Пересечение характеристик компрессора и сети определяет рабочую точку A , а с ней и рабочие параметры машин – подачу и давление. Расход газа в сети по условиям работы потребителей обычно непостоянен. Во избежание резких колебаний давления газа в сети необходимо изменять подачу компрессоров так, чтобы она всегда соответствовала потреблению. Регулирование подачи компрессоров в настоящее время осуществляется следующими способами: отключением одной или нескольких машин при их параллельной работе на сеть; изменением частоты вращения вала компрессора; изменением объема мертвого пространства цилиндра; дросселированием потока на всасывании и отжатию пластин всасывающего клапана.

Периодические остановки компрессора (отключение машины от сети) возможны лишь при значительном и, главное, длительном снижении потребления газа.

Изменение частоты вращения вала пропорционально изменяет подачу и индикаторную мощность машины. Такое регулирование может быть осуществлено в установках с приводом от турбины, ДВС и электродвигателя постоянного тока. Электродвигатели переменного тока как основной вид привода поршневых компрессоров чаще всего не приспособлены для регулирования частоты их вращения.

В последнее время для изменения частоты вращения вала широко используется применение на приводных двигателях тиристорных преобразователей частоты, что позволяет регулировать подачу компрессора.

Изменение объема мертвого пространства достигается подключением к цилиндру отдельной полости, постоянного или переменного объема. Подключение дополнительного мертвого объема $V_m^{\text{доп}}$ уменьшает объем всасываемого газа ($V'_b < V_b$), так как политропа расширения 34' становится более пологой (см. рис. 10.23, а) (для удобства сравнения процесс расширения с $V_m^{\text{доп}}$ изображен в сдвинутой системе координат). Новая политропа сжатия (12') будет соответствовать меньшему объему подаваемого в сеть газа, $V'_2 < V_2$. В пределе объем мертвого пространства может быть таким, что политропы расширения и сжатия совпадут по линии 13 и подача станет равной нулю. Такой способ регулирования применяется на новейших компрессорах со средней и большой подачей.

Дросселирование газа на всасывании осуществляется задвижкой. В результате падения давления перед компрессором объем всасываемого газа уменьшается от V_b до $V_b^{\text{рег}}$ (рис. 10.23, б), а объем подачи уменьшается

с V_2 до V_2' , но при этом растут степень повышения давления в цилиндре ϵ_p и связанная с ней температура. Во избежание воспламенения смазки, применяемой в цилиндрах, температура газа на нагнетании не должна превышать 160–170°C.

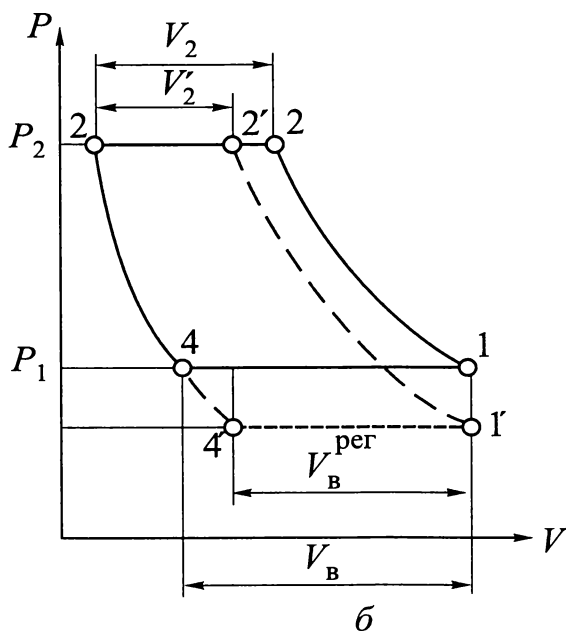
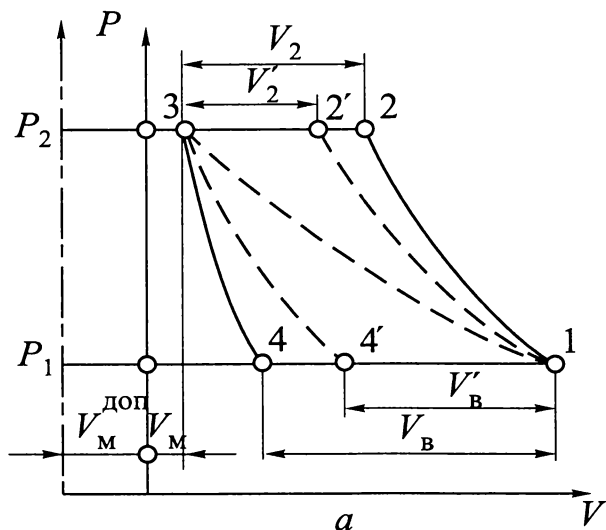


Рис. 10.23. Индикаторная диаграмма одноступенчатого поршневого компрессора при регулировании подключением дополнительного мертвого объема (а) и дросселированием на всасывании (б)

Отжимание пластин всасывающего клапана. Схема регулирования отжиманием пластин всасывающего клапана показана на рис. 10.24. Если вследствие уменьшения расхода из сети давление в баллоне 1 повысится, то повышенное давление, передаваясь по импульсной трубке 2 к поршневому механизму 3, преодолет натяжение пружины и подвинет вниз поршень 4. Шток поршня имеет на конце вилку 5, рожки которой будут препятствовать пластине всасывающего клапана садиться на седло. При этом сжатия и подачи газа не произойдет, потому что всасывающий клапан будет открыт, и газ из цилиндра будет выталкиваться во всасывающий трубопровод. Вследствие этого произойдет пропуск сжатия и подачи.

Это будет продолжаться до тех пор, пока давление в баллоне 1 не понизится и поршень 4 не приведет вилку 5 в нормальное положение, не препятствующее пластине клапана K_1 плотно садиться на место.

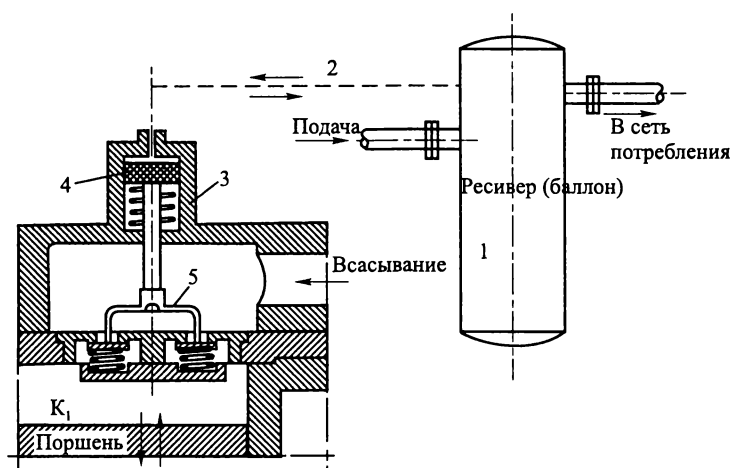


Рис. 10.24. Схема регулирования подачи компрессора отжиманием пластин всасывающего клапана

Таким образом, уменьшение подачи компрессора достигается здесь пропусками подачи. Это очень простой способ регулирования, но энергетическая эффективность его мала, так как на холостой ход при пропуске подачи затрачивался не менее 15% полной мощности. Такой способ регулирования применяется для компрессоров с любыми степенями сжатия и подачами.

10.6.4. Многоступенчатые компрессоры

Одноступенчатые поршневые компрессоры с водяным охлаждением цилиндра применяются в основном для сжатия газов до давлений менее 0,6 МПа. Более высокие давления получают в многоступенчатых компрессорах с охлаждением газа в холодильнике после каждой ступени.

При сжатии газа температура его повышается. В табл. 10.4 приведены конечные температуры воздуха, сжимаемого при различных условиях в компрессоре. Так как компрессорные смазочные масла имеют температуру вспышки 493–533 К, то конечные температуры сжатия 493–443 К, получаемые при $\varepsilon_p = 8$, являются опасными.

Электрические разряды невысокого потенциала, возникающие в проточной части компрессоров, могут вызвать возгорание нагара на стенках цилиндра и затем, при достаточной концентрации масляных паров в воздухе, взрыв компрессора.

Таблица 10.4

**Температура воздуха при адиабатном
и политропном процессах сжатия**

$\varepsilon_p = p_2/p_1$	Конечная температура воздуха, К		
	Адиабатное сжатие	Политропное сжатие с охлаждением цилиндра	Политропное сжатие с охлаждением цилиндра и крышки
2	358	337	325
4	438	402	372
6	493	454	409
8	536	493	443

Приведенные соображения ограничивают степень повышения давления в одном цилиндре компрессора.

В современных компрессорах с водяным охлаждением степени повышения давления в одном цилиндре выше 7 встречаются редко. В отечественных конструкциях большой подачи $\varepsilon_p \leq 4$. Если степень повышения давления компрессора превышает 7, то процесс сжатия ведут в нескольких последовательно включенных полостях – ступенях давления и при переходе из одной ступени в другую газ охлаждают в промежуточных охладителях.

Количество ступеней, z , необходимое для достижения заданной степени повышения давления, принимают в пределах;

ε_p	z
До 6	1
6–30	2
30–100	4

Многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением приближает рабочий процесс компрессора к изотермическому. Поэтому при заданной степени повышения давления компрессора применение ступенчатого сжатия обуславливает существенную экономию мощности приводного двигателя.

10.6.5. Мощность многоступенчатого компрессора

В многоступенчатых компрессорах с числом ступеней z при одинаковых работах отдельных ступеней изотермическая мощность компрессора определяется формулой

$$N_{\text{из}} = \frac{p_1 Q_1}{1000} \ln \frac{p_2}{p_1} z. \quad (10.25)$$

Мощность на валу компрессора при указанном условии

$$N = \frac{p_1 Q_1}{1000 \eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}}} \ln \frac{p_2}{p_1} z. \quad (10.26)$$

Если работа отдельных ступеней неодинакова, то мощность на валу компрессора определяется как сумма мощностей отдельных ступеней.

В качестве примера на рис. 10.25 показан оппозитный компрессор типа ВМ с двумя ступенями сжатия. Воздух через всасывающий патрубок 1 поступает в цилиндр первой ступени сжатия 2, где сжимается до давления около 0,3 МПа, и затем направляется в промежуточный воздухоохладитель 4. После охлаждения там до температуры 30–40°C воздух дожимается в цилиндре второй ступени 5 и подается в нагнетательный патрубок 6. Приводной электродвигатель 3 расположен на конце коленчатого вала.

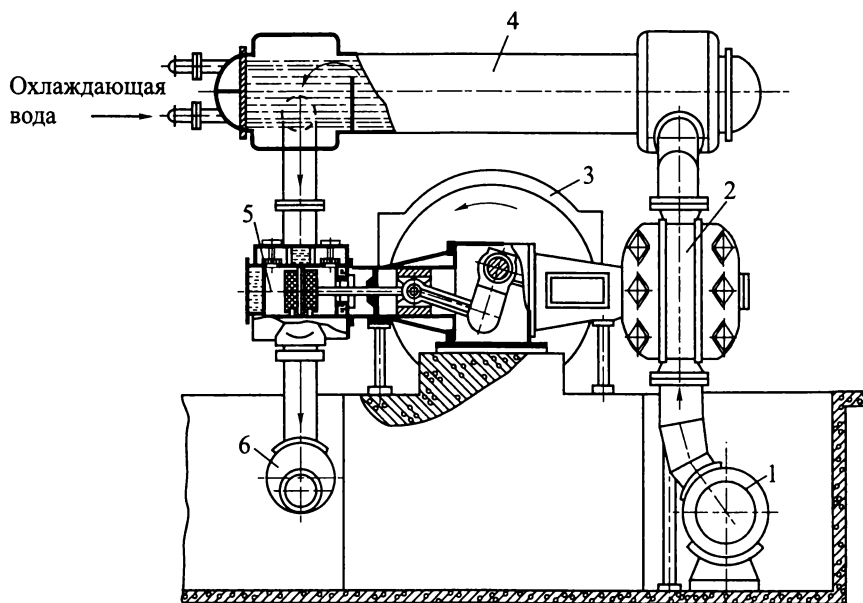


Рис. 10.25. Двухступенчатый оппозитный компрессор типа ВМ

Контрольные вопросы

1. Объясните способ действия динамических и объемных нагнетателей.
2. Перечислите основные параметры нагнетательных машин.
3. Что такое параллельное и последовательное соединение нагнетателей? В каких случаях они применяются?
4. Какие существуют практические способы регулирования подачи центробежных насосов?
5. Назовите основные показатели и характеристики центробежных вентиляторов.
6. Какие существуют способы регулирования производительности вентиляторов?
7. Какие процессы происходят в реальном поршневом компрессоре?
8. Как определить мощность и КПД поршневого компрессора?
9. Какие существуют способы регулирования подачи поршневого компрессора?

ОСНОВНОЕ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

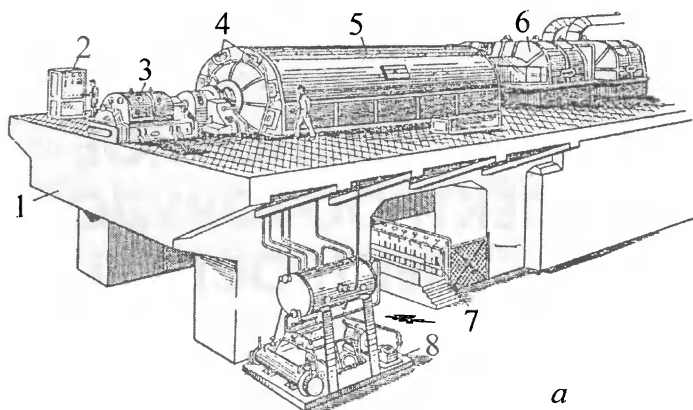
Глава 11. Электрические генераторы

11.1. Основные сведения

На тепловых станциях паровая турбина вращает генератор с возбудителем. Постоянный ток от возбудителя поступает в обмотку вращающегося ротора генератора, который является источником магнитного поля. Общий вид турбогенератора мощностью 100 МВт с водородным охлаждением показан на рис. 11.1, а и б.

Турбогенератор представляет собой быстроходную горизонтальную электрическую машину с неподвижным статором и вращающимся цилиндрическим неявнополюсным ротором. Большая частота вращения турбогенераторов обусловлена тем, что с ее повышением возрастает экономичность работы паровых турбин и уменьшаются габариты турбин и генераторов. В соответствии с частотой переменного тока 50 Гц отечественная промышленность изготавливает в основном двухполюсные турбогенераторы с номинальной частотой вращения 3000 об/мин. Для атомных электростанций с относительно низкими параметрами пара целесообразно применение более тихоходных четырехполюсных турбогенераторов с номинальной частотой вращения 1500 об/мин.

Статор турбогенератора имеет стальной корпус, который с торцов закрыт сварными щитами. Корпуса турбогенераторов с водородным охлаждением выполняют газонепроницаемыми и механически более прочными. Сердечник статора состоит из отдельных пакетов (рис. 11.2), собранных с целью уменьшения вихревых токов из изолированных лаком листов стали толщиной 0,5 мм и имеющих форму сегмента. В машинах небольшой мощности для сердечника используется горячекатаная сталь, а в генераторах мощностью более 100 МВт – холоднокатаная электротехническая сталь. Последняя имеет повышенную магнитную проницаемость и пониженные удельные потери мощности.



Турбогенератор

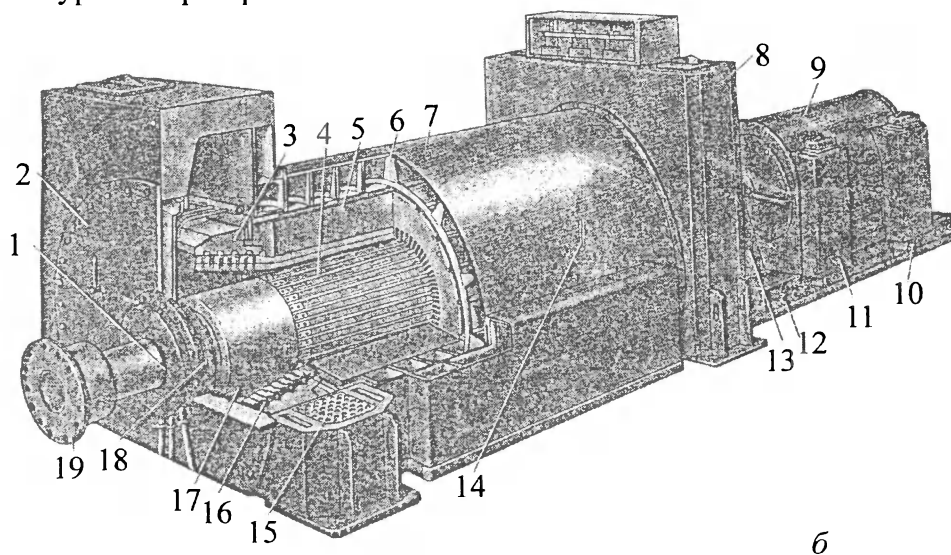


Рис. 11.1. Турбогенератор с водородным охлаждением:

а) общий вид: 1 – фундамент; 2 – щит управления водородным хозяйством;

3 – возбудитель; 4 – секции газоохладителей; 5 – генератор; 6 – паровая турбина; 7 – баллоны с водородом; 8 – масляное хозяйство;

б) основные конструктивные узлы: 1 – уплотнения на валу ротора; 2 – торцевой щит; 3 – кронштейн крепления; 4 – ротор; 5 – магнитопровод статора; 6 – детали крепления магнитопровода к корпусу; 7 – корпус турбогенератора; 8 – охладитель турбогенератора; 9 – возбудитель; 10 – патрубок подвода воды к охладителю; 11 – охладитель возбудителя; 12 – маслопровод к подшипнику; 13 – стойка подшипника; 14 – термометр; 15 – трубки для циркуляции воды в охладителе; 16 – бандажные кольца обмотки статора; 17 – бандажное кольцо ротора; 18 – центробежный вентилятор; 19 – фланец для соединения вала ротора с турбиной

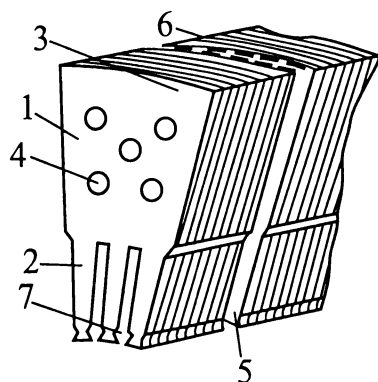


Рис. 11.2. Сегментный пакет статора турбогенератора:

1 – сегмент; 2 – зубец сегмента; 3 – спинка сегмента; 4 – аксиальный вентиляционный канал; 5 – радиальный вентиляционный канал; 6 – распорка; 7 – паз статора

Для охлаждения стали статора пакеты имеют аксиальные каналы и отделены друг от друга радиальными вентиляционными каналами. В пазах сердечника статора (рис. 11.3, а и б) расположена обмотка статора.

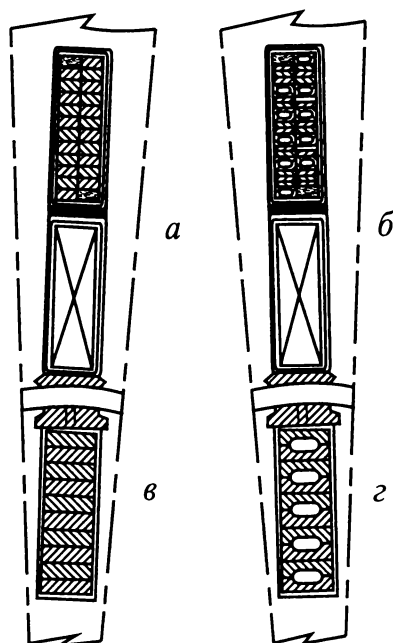


Рис. 11.3. Схематический разрез пазов турбогенератора:

а – паз статора при косвенном охлаждении; б – паз статора при непосредственном охлаждении; в – паз ротора при косвенном охлаждении; г – паз ротора при непосредственном охлаждении

Вращение ротора с размещенной в нем обмоткой возбуждения, создающей магнитное поле чередующей полярности, приводит к возникновению ЭДС в проводниках обмотки статора, который нередко называют якорем. Индуцируемая ЭДС равна произведению скорости магнитного поля возбуждения на его интенсивность. Интенсивность поля возбуждения определяется током обмотки возбуждения и числом ее витков.

При присоединении генератора к нагрузке, т.е. к потребителю электрической энергии или электрической сети, ЭДС обмотки статора создает в ней ток. Обмотка статора – трехфазная, поэтому протекающие по ней токи – тоже трехфазные. Они создают вращающееся со скоростью ротора магнитное поле. Магнитное поле обмотки статора вращается с той же частотой вращения, что и ротор. Таким образом, в синхронном генераторе оба магнитных поля: обмотки ротора, созданное постоянным током возбуждения, и обмотки статора, созданное переменными токами трехфазной обмотки, оказываются взаимно неподвижными, вращающимися синхронно.

Взаимодействие магнитных полей ротора и статора создает электромагнитный момент, направленный в генераторном режиме электрической машины навстречу механическому моменту, созданному паровой, газовой и гидравлической турбиной. В случае равенства этих двух моментов ротор генератора будет вращаться с постоянной скоростью, обеспечивая индуктирование стабильной частоты ЭДС обмотки статора, совпадающей с частотой напряжения сети. Это нормальный синхронный режим работы генератора, когда частота вращения (угловая скорость) ротора определяется частотой напряжения сети.

При эксплуатации задачей технического персонала является регулирование подачи на турбину, создающей механический момент требуемого количества агента (пара, газа, воды), необходимых параметров для обеспечения равновесия вращающего и тормозящего электромагнитного моментов.

При аварийном отключении генератора от нагрузки токи статора становятся равными нулю. Электромагнитный тормозящий момент также исчезает, а из-за сохраняющегося вращающего механического момента ротор начинает разгоняться сверх номинальной скорости до тех пор, пока не будет прекращена подача агента (т.е. пара, газа, воды и т.п.) на турбину. Очевидно, что наиболее быстро это можно осуществить для паровой или газовой турбины. Частота вращения при этом успевает возрасти на 10–20%. Гораздо сложнее остановить поток воды в гидрогенераторе ГЭС. В зависимости от типа гидравлического рабочего колеса частота вращения может возрасти в процессе прекращения подачи воды в 1,8–3,5 раза по сравнению с номинальной. Это предельно возможная частота вращения ротора гидрогенератора при наиболее неблагоприятном отказе системы регулирования подачи воды в турбину носит название угонной частоты вращения, или угонной скорости. Механическая прочность ротора генератора рассчитывается так, чтобы при угонной скорости вращения механические напряжения в элементах ротора из-за действующих центробежных сил, пропорцио-

нальных квадрату частоты вращения, не превосходили пределов текучести материалов ротора.

В соответствии с ГОСТ все гидрогенераторы должны в течение 2 мин выдерживать без остаточных деформаций повышенную частоту вращения, равную 1,75 номинальной.

11.2. Типы турбо- и гидрогенераторов. Системы охлаждения

Известно, что для отвода выделяемого в генераторе тепла предназначена система охлаждения с целью поддержания температуры меди обмоток, а также стали статора и ротора в допустимых пределах.

При использовании изоляции класса В предельные допустимые температуры зависят от системы охлаждения (косвенная или непосредственная), давления охлаждающего газа и других причин и составляют для обмотки ротора 100–130°C (при измерении методом термометра), для обмотки статора 95–105°C (при измерении методом сопротивления) и для активной стали 105°C (при измерении методом термометра).

Все системы охлаждения можно подразделить на косвенные (или поверхностные) и непосредственные (или внутрипроводниковые). Некоторые машины выполняют со смешанной системой охлаждения. В качестве охлаждающих сред используют воздух, водород, воду и масло.

Косвенные системы охлаждения

При косвенной системе охлаждения газ (воздух или водород) циркулирует в зазоре между ротором и статором, а также в вентиляционных каналах сердечника статора. Поэтому тепло, выделяемое в проводниках обмоток ротора и статора, поглощается охлаждающим газом лишь после того, как оно пройдет через пазовую изоляцию и сталь ротора или статора. При этом в изоляции, активной стали и на поверхности каналов имеют место перепады температур, сумма которых θ равна превышению температуры меди обмотки над температурой охлаждающей среды: $\theta_m - \theta_0$.

Наибольшие допускаемые потери мощности в машине и соответственно ее номинальная мощность пропорциональны допускаемому превышению температур. При косвенной системе охлаждения основная доля превышения температур приходится на изоляцию, поэтому номинальная мощность генератора заданных размеров в значительной мере ограничена тепловыми характеристиками изоляции.

Косвенная воздушная система охлаждения может быть проточной и замкнутой. При проточной системе воздух, пройдя очистительные фильтры, поступает в закрытую машину, охлаждает ее и затем выбрасывается наружу. Такая вентиляция применяется только для генераторов небольшой мощности, так как, несмотря на наличие фильтров, с воздухом в машину попадает и пыль. Для более крупных генераторов, требующих большого количества воздуха, во избежание их загрязнения применяют замкнутую вентиляцию, при которой в машине циркулирует одно и то же количество

воздуха; нагретый воздух охлаждается в воздухоохладителях и снова поступает к активным частям машины.

Косвенная водородная система охлаждения может быть только замкнутой. Увеличение мощности генераторов в единице требует такого повышения электромагнитных нагрузок, при которых воздух не обеспечивает необходимый отвод тепла. Поэтому в системах охлаждения крупных турбогенераторов и синхронных компенсаторов воздух заменен водородом. Большие размеры гидрогенераторов усложняют создание надежных уплотнений, поэтому для охлаждения гидрогенераторов водород не применяется.

По сравнению с воздухом водород обладает рядом преимуществ: он имеет в 7 раз большую теплопроводность, в 14 раз меньшую плотность и в 1,44 раза больший коэффициент теплоотдачи с поверхности. Более эффективное охлаждение нагретых поверхностей водородом позволяет при тех же размерах увеличить мощность турбогенераторов на 15–20% и синхронных компенсаторов на 30%, а при одной и той же мощности машины в единице сберечь 15–30% активных материалов. При повышении давления теплопроводность водорода остается неизменной, а теплоотдача с поверхности растет, благодаря чему уменьшается превышение температуры на поверхности. Это позволяет увеличить превышение температур в изоляции и стали, а следовательно, и мощность генератора в единице.

За счет меньшей плотности водорода по сравнению с воздухом в машине с водородным охлаждением уменьшаются потери на трение ротора о водород и потери на вентиляцию; это приводит к повышению КПД машины на 0,7–1%.

Изоляция машин с водородным охлаждением оказывается более долговечной, так как исключается образование озона, оказывающего разрушающее воздействие на изоляцию.

Водородное охлаждение создает также и ряд трудностей, обусловленных возможностью образования взрывоопасной смеси при определенном содержании водорода и кислорода и наличии высокой температуры. Для устранения опасности взрыва содержание водорода должно быть более 70%; обычно оно равно 97–99%. Кроме того, во избежание проникновения воздуха внутрь машины давление водорода выбирают выше атмосферного – не менее 0,103–0,107 МПа.

Непосредственные системы охлаждения

В этих системах охлаждающая среда непосредственно соприкасается с медью обмоток (см. рис. 11.3, б и г), благодаря чему основная часть тепла, выделяемого в меди, отводится непосредственно к охлаждающей среде, минуя изоляцию и сталь. При этом имеют место только две составляющие повышения температур: превышение между поверхностью проводников и охлаждающей средой и превышение в охлаждающей среде. Следовательно, при непосредственном охлаждении теплоотводящие свойства среды используются более эффективно, чем при косвенном охлаждении. Лишь небольшая часть тепла отводится через изоляцию и сталь. Поэтому при

непосредственной системе охлаждения номинальная мощность генератора определяется в основном перепадом тепла с поверхности проводника, а не в изоляции.

В непосредственных системах охлаждения в качестве охлаждающей среды используют водород, воду и масло. Большая эффективность непосредственного охлаждения обмоток позволила при тех же размерах генераторов лучше использовать активные материалы, т.е. увеличить плотность тока в обмотках и соответственно мощность генераторов более чем в 3 раза. Отечественная промышленность изготавливает несколько серий турбогенераторов с непосредственным охлаждением обмоток – ТВФ, ТВВ, ТГВ и ТВМ.

При *непосредственном масляном охлаждении* благодаря высоким изолирующим свойствам трансформаторного масла возможно использование для обмотки статора более дешевой бумажной изоляции. Кроме того, хорошие изоляционные свойства масла облегчают подвод и отвод масла из обмотки. Однако масляное охлаждение имеет и недостатки: движение масла вследствие его вязкости носит ламинарный характер, что снижает эффективность теплоотдачи с поверхности; для создания требуемой скорости движения масла необходимо большое давление, что сопряжено с дополнительными затратами энергии; масло является горючей средой; оно обладает меньшей теплопроводящей способностью, чем вода. Поэтому применение масла для охлаждения обмоток генератора наиболее целесообразно при номинальных напряжениях 35 кВ и выше.

При *непосредственном водяном охлаждении* благодаря высокой теплоемкости и небольшой вязкости воды имеет место наиболее эффективное охлаждение. Кроме того, вода негорюча. На электрических станциях для охлаждения генераторов обычно используют отработанный конденсат турбин или дистиллированную воду, которые обладают достаточно высокими изолирующими свойствами.

В турбогенераторах с непосредственным охлаждением обмоток статора и ротора водой подвод охлаждающего конденсата к обмотке статора и его отвод осуществляют со стороны турбины в зоне головок лобовых частей с помощью фторопластовых шлангов, обладающих хорошей механической и электрической прочностью и необходимой эластичностью. Для непосредственного охлаждения обмотки ротора конденсат поступает через центральное отверстие вала машины (со стороны контактных колец), а оттуда по радиальным трубкам направляется в лобовые части обмотки. Сердечник статора охлаждается водородом, поступающим в машину по замкнутому циклу от системы газового устройства.

11.2.1. Турбогенераторы

В настоящее время на тепловых электрических станциях России эксплуатируется около 1200 турбогенераторов суммарной мощностью около 150 ГВт (150 тыс. МВт). Все турбогенераторы – отечественного производства. Большая часть общей мощности (около 60%) – это турбогенераторы

мощностью 100–320 МВт. Распределение турбогенераторов по группам мощностей приведено в табл. 11.1. По сравнению с США структура мощностей турбогенераторов России несколько сдвинута в область мощностей (100–200 МВт). В США доля установленной мощности блоков 300–500 МВт составляет 40%, что несколько больше, чем в России (30%).

В последние 30–40 лет в мире имел место рост единичной мощности турбогенераторов, который приводит к снижению удельных затрат материалов генераторов на единицу мощности, удельных капиталовложений при сооружении станции и стоимость электроэнергии. Например, удельные капиталовложения на 1 кВт установленной мощности для турбогенератора 200 МВт почти в 2,5 раза меньше, чем для турбогенератора мощностью 32 МВт. Коэффициент полезного действия (КПД) турбогенераторов мощностью 1200 МВт примерно равен 99%, однако отводимые в виде теплоты потери в нем достигают 12 000 кВт, что требует обеспечение интенсивного охлаждения.

В последние годы рост единичных мощностей турбогенераторов замедлился по причинам технического характера, которые связаны с необходимостью внедрения сложных методов охлаждения, ограничениями по механическим напряжениям ротора и вибрации. Принципиально электромашиностроение способно создать генераторы мощностью 2000–2500 МВт, однако социально-экономические последствия аварийного выхода из строя такого агрегата пока лишают актуальности задачу применения машин такой единичной мощности.

Таблица 11.1

Мощности турбогенераторов по группам

Группа	Диапазон мощностей турбогенераторов, МВт	Суммарная мощность турбогенераторов, ГВт
1	25–63	33,5
2	100–200	54,5
3	300–500	46,1
4	800	12,8
5	более 1000	1,2
Итого 148,1 ГВт		

В качестве охлаждающих агентов в турбогенераторах применяются воздух, водород, дистиллированная вода и трансформаторное масло. Их физические свойства в относительных единицах (о.е.) приведены в табл. 11.2.

По принципу охлаждения все турбогенераторы можно подразделить на машины с косвенным (поверхностным) охлаждением и непосредствен-

ным охлаждением проводников обмоток статора и ротора различными агентами, а также смешанным охлаждением.

Таблица 11.2

Свойства охлаждающих сред по отношению к воздуху

Среда	Плотность	Объемная теплоемкость	Теплопроводность	Теплопроводящая способность	Расход
Воздух	1	1	1	1	1
Водород при избыточном давлении, МПа:					
0,1	0,14	1,5	7,1	2,3	1
0,2	0,21	2,2	7,1	2,7	1
0,3	0,27	3,0	7,1	3,0	1
0,4	0,35	3,75	7,1	3,5	1
Масло трансформаторное	848	1400	5,3	21	0,01
Вода	1000	3500	23	60	0,01

Типы турбогенераторов с различными видами охлаждения представлены в табл. 11.3.

Водородное охлаждение, в том числе и водородно-водяное, применяется для 64,5% турбогенераторов (по мощности), водяное, в том числе водомасляное, – для 5,5% турбогенераторов (по мощности). Отечественные турбогенераторы с водоводородным охлаждением находятся на уровне лучших зарубежных машин, а по ряду показателей их превосходят. Турбогенераторы с полным водяным охлаждением мощностью 50–800 МВт за рубежом не изготавливаются.

Несмотря на заметные преимущества водородного и водоводородного охлаждения, многолетний опыт их применения показал, что экономически целесообразно в настоящее время возобновить производство турбогенераторов с полным воздушным охлаждением. Эти машины оказываются более простыми в эксплуатации и менее пожароопасными. За рубежом освоено производство турбогенераторов с воздушным охлаждением до 300 (450) МВт, а в России – до 160 МВт.

Турбогенераторы серии ТВМ мощностью 300 и 500 МВт и напряжением до 36,75 кВ охлаждаются трансформаторным маслом, воздухом и водой.

Для обмоток статора масло является хорошей изолирующей средой, что позволяет увеличить их напряжением до 36,75 кВ по сравнению с 20–24 кВ для генераторов с другими типами охлаждения.

Таблица 11.3

Типы турбогенераторов

Наименование серии *	Расшифровка	Система охлаждения		
		Обмотка статора	Сердечник статора	Обмотка ротора
T2-2,5-2; T2-4-2; T2-6-2; T2-12-2 (завод «Электросила»); T-2,5-2УЗ; T-4-2УЗ; T6-2УЗ; T-12-2УЗ (Лысьвинский завод)	T – турбогенератор; 2 – Вторая серия; 2,5 – мощность, 2 – двухполюсный, УЗ – климатическое исполнение и категория размещения	Косвенное воздушное	Непосредственное воздушное	Косвенное воздушное
TB2-30-2; TB2-100-2; TB2-150-2 (завод «Электросила»)	B – водородное охлаждение	Косвенное водородом	Непосредственное водородом	Косвенное водородом
TBФ-63-2ЕУЗ; TBФ-110-2ЕУЗ (ЛПЭО «Электросила»)	Ф – форсированное охлаждение ротора	Косвенное водородом	Непосредственное водородом	Непосредственное водородом
TBV-160-2ЕУЗ; TBV-220-2ЕУЗ; TBV-320-2ЕУЗ; TBV-500-2ЕУЗ; TBV-800-2ЕУЗ (ЛПЭО «Электросила»); TBV-1000-2УЗ; TBV-1200-УУЗ (ЛПЭО «Электросила»)	BV – водородно-водяное охлаждение, E – единая серия	Непосредственное водой	Непосредственное водородом	Непосредственное водородом
T3B-800-2УЗ (ЛПЭО «Электросила»)	3B – трижды водяное охлаждение	Непосредственное водой	Непосредственное водой	Непосредственное водой
TГB-200-2; TГB-200-2Д; TГB-200-МТ; TГB-200-2М; TГB-300-2; TГB-500-2 (Харьковский завод «Электротяжмаш»)	TГ – турбогенератор, водородно-водяное охлаждение обмоток, М – модификация	Непосредственное водородом, для TГB-500, 800, TГB-200-2М – водой	Непосредственное водородом	Непосредственное водородом, для TГB-500, 800 – водой
TBM-300, TBM-500 (ПО «Сибэлектротяжмаш»)	M – масляное охлаждение статора погружного исполнения, водяное охлаждение обмотки ротора	Непосредственное маслом	Непосредственное маслом	Непосредственное водой

* Число после первой черточки – мощность в мегаваттах.

Вертикальные гидрогенераторы (рис. 11.4) имеют один опорный подшипник (подпятник), общий для всего гидроагрегата турбины – генератор. Подпятник воспринимает большую нагрузку, определяемую массой ротора генератора и рабочего колеса турбины, а также вертикальной составляющей реакции воды, и передает ее крестовине, которая называется в этом случае опорной. Радиальные усилия, действующие на ротор, воспринимают два направляющих подшипника. Они же обеспечивают вертикальное положение ротора.

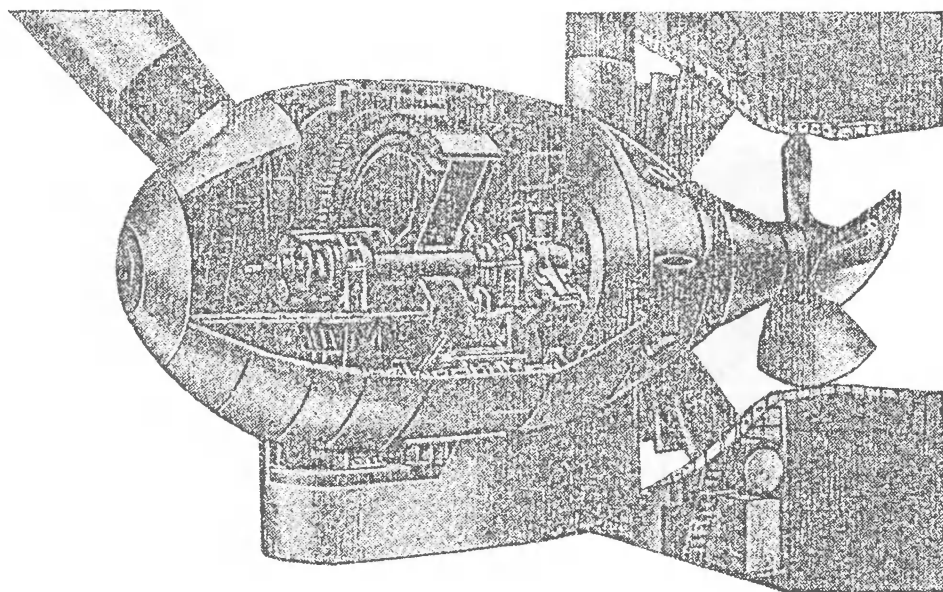


Рис. 11.5. Капсульный гидрогенератор СГКВ811/145-116

В зависимости от расположения подпятника различают гидрогенераторы подвешного и зонтичного типов. В гидрогенераторе подвешного типа (рис. 11.6, а) подпятник находится над ротором, в верхней опорной крестовине, а в гидрогенераторе зонтичного типа (рис. 11.6, б) он находится под ротором, в нижней опорной крестовине. Подвешное исполнение гидрогенератора обеспечивает ему более высокую механическую устойчивость и более свободный доступ к подпятнику и другим частям агрегата, а зонтичное исполнение позволяет уменьшить массу агрегата, снизить его высоту и соответственно высоту всего здания гидроэлектростанции. Границы применения генераторов подвешного или зонтичного типа в основном определяются их мощностью и частотой вращения. При больших диаметрах статора и нагрузках на пяту, что имеет место в мощных тихоходных гидрогенераторах, целесообразно зонтичное исполнение, которое позволяет значительно сократить размеры опорной крестовины и выполнить ее из частей, доступных для транспортировки.

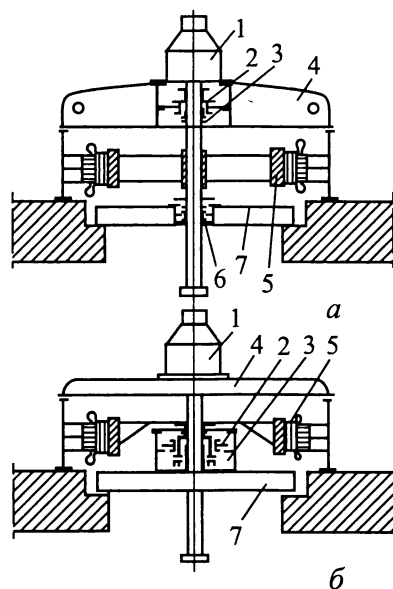


Рис. 11.6. Принципиальная схема конструкции гидрогенераторов:
а – подвесной тип; б – зонтичный тип; 1 – возбуждатель; 2 – верхний направляющий подшипник; 3 – подпятник; 4 – верхняя крестовина; 5 – ротор; 6 – нижний направляющий подшипник; 7 – нижняя крестовина

На 64 гидроэлектростанциях России мощностью 30 МВт и более работают 395 агрегатов общей мощностью около 44 ГВт (44 тыс. МВт) (табл. 11.4).

Основная доля вырабатываемой гидроэлектростанциями электроэнергии (54,2%) в России приходится на гидрогенераторы большой мощности (200–640 МВт). Из 120 ГЭС в мире мощностью 1000 МВт и более российских 10, т.е. одна двенадцатая часть. Однако использование гидропотенциала по нашей стране неравномерное: в европейской части страны оно составляет 46,4%, в Сибири 19,7%, в восточных регионах только 3,3% и в среднем по стране около 20%.

Таблица 11.4

Мощность гидрогенераторов

Группа	Диапазон мощностей генераторов, МВт	Суммарная мощность генераторов, ГВт
1	до 49	6,60
2	50–99	6,64
3	100–199	6,94
4	200–300	11,42
5	500 и более	12,40
		Итого 44,00

Экономически целесообразный к использованию гидропотенциал страны составляет 850 млрд кВт·ч в год, что примерно в 5 раз больше возможностей сегодняшних ГЭС. Во Франции и Германии степень использования экономически целесообразного гидропотенциала более 90%, в Японии – 84%, в США – 73%, Испании – 63% и т.д.

Мощности единичных гидроагрегатов определяются прежде всего параметрами источников гидроэнергии, однако в настоящее время имеется тенденция увеличения мощности применяемых гидрогенераторов. Рекордными по полной или кажущейся (измеряемой в мегавольт-амперах – МВ·А) мощности гидрогенераторами могут быть названы машины ГЭС Итайпу (Бразилия) – 823,6 МВ·А, Саяно-Шушенской ГЭС (Россия) – 640 МВ·А, 142,8 об/мин, Гранд-Кули (США) – 600 МВ·А, 73,2 об/мин.

Обычно в гидрогенераторах используется воздушное и водяное охлаждение (косвенное, форсированное или непосредственное).

При непосредственном охлаждении охлаждающий агент (воздух или жидкость) непосредственно соприкасается с проводниками, отводя от них теплоту. Эффективность охлаждения резко возрастает, если в качестве охлаждающего агента применяется вода. Непосредственное водяное охлаждение обмотки статора впервые в мире было применено на гидрогенераторах Красноярской ГЭС. Зарубежные фирмы также уделяют много внимания проблемам использования непосредственного водяного охлаждения гидрогенераторов. Водой могут охлаждаться не только обмотки статора и ротора, но и сердечники статора (рис. 11.7), его нажимные плиты.

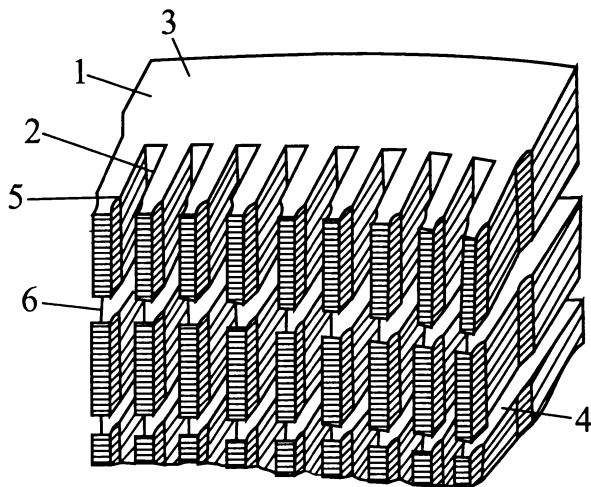


Рис. 11.7. Сегментный пакет сердечника статора гидрогенератора:
1 – сегмент; 2 – зубец сегмента; 3 – спинка сегмента; 4 – радиальный канал;
5 – паз статора; 6 – распорка

КПД гидрогенераторов весьма высок. При больших мощностях он достигает 97–98,7%.

11.3. Система возбуждения генераторов

Магнитное поле ротора, необходимое для создания электродвижущей силы обмотки статора любого генератора, создается постоянным током, протекающим по обмотке возбуждения (ОВ). Для питания ОВ предназначена система возбуждения, в значительной степени определяющая надежность работы синхронных генераторов. В связи с этим к системе возбуждения предъявляются следующие основные требования:

- 1) надежное питание постоянным током ОВ в любых режимах, в том числе при авариях в энергосистемах;
- 2) устойчивое регулирование тока возбуждения при изменении нагрузки генератора;
- 3) необходимое быстродействие;
- 4) форсировка возбуждения, т.е. обеспечение быстрого нарастания тока возбуждения, примерно до двукратного значения;
- 5) быстрое гашение магнитного поля возбуждения при оперативных отключениях генератора от сети.

В зависимости от источника энергии, используемого для питания обмоток возбуждения, системы возбуждения разделяются на группы:

- 1) электромашинное возбуждение с использованием генератора постоянного тока;
- 2) электромашинное возбуждение с использованием генератора переменного тока с преобразованием этого тока в постоянный;
- 3) самовозбуждение путем преобразования части электрической энергии переменного тока генератора в энергию постоянного тока возбуждения.

Электромашинные системы возбуждения, где источником энергии является генератор постоянного тока, т.е. возбудитель, использовались в течение длительного времени для большинства генераторов. Обычно они находились на одном валу с генератором и приводились во вращение той же турбиной, что и сам генератор. Такая система называется прямой. В случае, если возбудитель приводится во вращение отдельным двигателем, то системе принято называть *косвенной*. В отечественном генеростроении применяют, как правило, прямую систему возбуждения, имеющую меньшую стоимость и большую надежность.

Увеличение мощностей турбо- и гидрогенераторов, а следовательно, необходимых мощностей возбудителей инициировало необходимость замены генераторов постоянного тока электромашинными системами возбуждения с применением генераторов переменного тока, не имеющих никаких ограничений по мощности. Для преобразования переменного тока в постоянный ранее использовались ртутные выпрямители, которые в дальнейшем уступили место управляемым и неуправляемым полупроводниковым преобразователям на основе диодов, тиристоров, транзисторов. Полупроводниковые преобразователи обладают большей надежностью, а в целом система с генераторами переменного тока большим быстродей-

ствием, позволяющим осуществить высокий уровень возбуждения (до четырехкратного номинального напряжения возбуждения при постоянном времени системы возбуждения менее двух сотых секунды). Широкое внедрение систем возбуждения с управляемыми преобразователями было осуществлено впервые в мире в нашей стране. В дальнейшем переход на такие системы был осуществлен и за рубежом.

Мощность генераторов для системы возбуждения составляет 0,5–2% полной мощности главного генератора. Например, для турбогенератора 320 МВт она достигает 2 МВт, для 800 МВт – 6 МВт и т.д., токи возбуждения – тысяч ампер (для мощных турбогенераторов 5–8 тыс. А). Это обстоятельство создает большие трудности при организации токоподвода к обмотке возбуждения с помощью скользящего контакта между контактными кольцами ротора и щетками. Поэтому для ряда генераторов была успешно применена бесщеточная система возбуждения, где постоянный ток подается непосредственно с вращающегося ротора возбудителя на обмотку возбуждения главного генератора.

Переменное напряжение обмотки возбуждения преобразуется в постоянное выпрямительным мостом, установленным на роторе. Силовые роторные вентили должны обладать повышенной механической прочностью и вибростойкостью.

Преимуществом систем самовозбуждения является то, что они не имеют электромашинного возбудителя – генератора. Для питания обмотки ротора главного генератора используется часть энергии статора главного генератора. В результате надежность системы повышается, стоимость ее уменьшается, сокращается длина генератора. Начальное возбуждение генератора осуществляется за счет остаточного намагничивания машины или током от постороннего источника.

В состав системы возбуждения входит автоматический регулятор возбуждения (АРВ). Он осуществляет поддержание заданного уровня напряжения и устойчивость работы генератора при колебаниях напряжения в электрической системе при изменении значения и характера нагрузок, отключении электростанции, линии электропередачи, коротких замыканиях. Основные требования, предъявляемые к АРВ, – это быстродействие, устойчивость регулирования, обеспечение форсировки возбуждения при резких снижениях напряжения в сети, что чревато потерей статической и динамической устойчивости генераторов.

Ввод в эксплуатацию дальних электропередач, объединение отдельных энергосистем в единую сеть, рост мощностей генераторов потребовали существенного повышения их динамической и статической устойчивости. Были созданы АРВ сильного действия (АРВ СД), реагирующие не только на отклонение параметров режима генератора (напряжение, ток, частота), но и на скорость их изменения.

При возникновении аварийных режимов, коротких замыканий в генераторе, шинопроводе или трансформаторе, после внезапного отключения генератора необходимо быстро уменьшить магнитное поле обмотки воз-

буждения генератора. Эта операция носит название *гашение поля* и осуществляется специальным *автоматом гашения поля* (АГП). К устройству АГП предъявляются два основных, иногда противоречащих друг другу, требования: время гашения поля должно быть возможно меньшим, а возникающее при гашении индуктированное перенапряжение в обмотке ротора не должно превосходить допустимых значений.

11.4. Изоляции обмоток синхронных генераторов

Технико-экономические показатели синхронных генераторов в значительной степени определяются типом и качеством изоляционных материалов, используемых для обмоток электрических машин. Без совершенствования изоляции статорных обмоток генераторов было бы абсолютно невозможным создание генераторов мощностью 500–1200 МВт в приемлемых для современной техники габаритов. С ростом мощностей единичных агрегатов почти пропорционально возрастает ток обмотки статора, в то время как уровень напряжения не может быть увеличен из-за опасностей пробоя изоляции, возникновения короны, высокого нагрева изолирующих сред. Следует отметить, что обмотки статора работают в тяжелых условиях высоких температур, механических воздействий, существенной виброактивности, переменных нагрузок. По этим причинам вопросы надежности, долговечности, уменьшения толщины изоляции постоянно находятся в поле зрения специалистов, связанных с электромашиностроительной отраслью.

До начала 60-х годов большинство генераторов изготавливалось с применением *термопластичной* изоляции, требующей пропитки битумными компаундами. Ее положительные свойства – эластичность и хорошая сопротивляемость влаге. Однако в процессе эксплуатации этот тип изоляции может подвергаться размягчению и даже частичному вытеканию из зоны пазов. Поэтому в настоящее время термопластичная изоляция имеет очень ограниченное применение.

Стержни статорных обмоток современных генераторов имеют другой тип изоляции – *термореактивную*, которая полимеризуется и затвердевает при температуре 150–160°C и при повторных нагреваниях не размягчается. Термореактивная изоляция по сравнению с термопластичной имеет более высокую электрическую и механическую прочность, допустимую рабочую температуру 130°C. Диэлектрические потери в термореактивной изоляции при воздействии переменного напряжения меньше в 3–4 раза, чем в термопластичной. Электрическая прочность созданных типов термореактивной изоляции «Слюдотерм», «Монолит», Монолит-2», ВЭС-2 примерно в 2 раза выше, чем у термопластичной, и достигает 30–34 кВ/мм на миллиметр толщины (кВ/мм). Особенностью термореактивной изоляции является ее меньшая пластичность, что ограничивает деформацию стержней обмотки.

Применение нового типа изоляции позволило повысить напряжение турбогенераторов до 24–28 кВ, а при использовании масляного типа изоля-

ции (например, для турбогенераторов ТВМ) до 36, 75 кВ. Напряжения стартовых обмоток гидрогенераторов обычно не превышает 13,8–15,75 кВ.

В 70-е годы в СССР был разработан и создан гидрогенератор нового типа на напряжение 121 кВ, присоединяемый к линии электропередач 110 кВ непосредственно без повышающего трансформатора. Для обмоток статора была применена бумажно-масляная изоляция кабельного типа. Гидрогенератор имел мощность 14,5 МВт и был установлен на Сходненской ГЭС в черте Москвы. Он успешно прошел испытания при подключении к сети Мосэнерго, доказав возможность создания гидрогенераторов на принципиально более высокие напряжения.

В 90-е годы в Швеции были созданы гидрогенераторы и турбогенераторы типа «Power-former». Гидрогенератор напряжением 45 кВ, мощностью 11 МВ·А, частотой вращения 600 об/мин также подключается к линии электропередач без использования повышающего трансформатора. Для обмотки статора применялась изоляция из «сшитого полиэтилена». Второй гидрогенератор напряжением 155 кВ, мощностью 75 МВ·А, частотой вращения 125 об/мин включен в мае 2001 г., третий – напряжением 78 кВ, мощностью 25 МВ·А, частотой вращения 115,4 об/мин пущен в августе 2001 г.

Контрольные вопросы

1. Какие типы электрогенераторов применяются на электрических станциях и в чем их отличие?
2. Какие системы охлаждения генераторов Вы знаете?
3. Перечислите основные виды гидрогенераторов – конструктивные схемы.
4. Укажите системы возбуждения генераторов и типы изоляции обмоток.

Глава 12. Силовые трансформаторы

12.1. Типы трансформаторов и элементы их конструкции

Электрическая энергия, вырабатываемая на станциях, при передаче к потребителям претерпевает трансформацию в повышающих и понижающих трансформаторах. Поэтому установленная мощность трансформаторов в энергосистемах превышает установленную мощность генераторов (киловольт-амперы) в 4–5 раз. Несмотря на то, что КПД трансформаторов относительно высок (у трансформаторов большой мощности он достигает 99,5%), стоимость энергии, теряемой ежегодно в трансформаторах, составляет значительную сумму. Естественно поэтому стремление к уменьшению числа ступеней трансформации, уменьшению установленной мощности трансформаторов и лучшему их использованию.

Трансформаторы изготовляют трехфазными и однофазными, двух- и трехобмоточными. Преимущественное применение имеют трехфазные трансформаторы, экономические показатели которых выше показателей групп из однофазных трансформаторов при той же надежности. Группы из однофазных трансформаторов применяют только при самых больших мощностях, при напряжениях 50 кВ и выше в целях уменьшения транспортной массы.

Основными требованиями, предъявляемыми к трансформаторам, являются надежность работы и экономичность.

На подстанциях 35–750 кВ энергосистем России работает около 2500 силовых трансформаторов и автотрансформаторов общей мощностью более 570 тыс. МВ·А, что почти вдвое больше установленной мощности электростанций.

Распределение трансформаторов и автотрансформаторов мощностью 120 МВ·А и более по классам напряжения и их доля в общей мощности представлены в табл. 12.1.

Потери мощности в трансформаторе состояются из потерь на намагничивание магнитопровода и нагрузочных потерь. Для уменьшения потерь мощности в магнитопроводах применяют холоднокатаную сталь с малым содержанием углерода, но имеющую ряд присадок, улучшающих свойства стали.

Таблица 12.1

Распределение трансформаторов и автотрансформаторов по классам напряжения и их доля в общей мощности

Класс напряжения, кВ	Доля общей мощности, %
110	7
220	36
330	12,5
500	37
750	6
1150	1,5

Магнитопровод собирают из листов толщиной 0,35 мм и меньше. Нагрузочные потери состоят из джоулевых потерь в обмотках и добавочных потерь в обмотках и элементах конструкции трансформатора, определяемых напряженностью магнитного поля рассеяния. Снижения нагрузочных потерь в основном достигают уменьшением добавочных потерь различными методами конструктивного порядка, в частности, применением многопроволочных проводов с изолированными жилами.

Напряжение короткого замыкания. При передаче мощности через трансформатор имеет место падение напряжения, определяемое сопротивлением трансформатора – напряжением короткого замыкания (КЗ) $U_{кз}$. Последнее зависит в основном от размеров обмоток (диаметра и ширины канала между обмотками, высоты обмотки), следовательно, от номинального напряжения и мощности трансформатора. При относительно небольшом значении $U_{кз}$ падение напряжения в трансформаторе невелико. Однако при КЗ за таким трансформатором ток получается большим. Это влечет за собой необходимость изготовления трансформатора с большой динамической и термической стойкостью и приводит, следовательно, к увеличению его стоимости. Чем выше номинальное напряжение и больше мощность трансформатора, тем выше напряжение КЗ: трансформаторы мощностью до 6300 кВ·А с напряжениями 10–35 кВ имеют напряжение короткого замыкания в пределах 5,5–7,5%, а крупные трансформаторы с напряжением 110–500 кВ – в пределах 10–15%.

Трехобмоточные трансформаторы применяют в основном в качестве понижающих трансформаторов мощностью до 100 МВ·А и с высшим напряжением до 220 кВ.

Мощности обмоток высшего, среднего и низшего напряжения равны соответственно 100/100/100, 100/100/67 и 100/67/100% номинальной мощности трансформатора. Сумма нагрузок обмоток среднего и низшего напряжения не должна превышать номинальной мощности трансформатора.

Обмотки высшего, среднего и низшего напряжения трехобмоточных трансформаторов размещают на стержнях концентрически в следующем порядке: обмотку высшего напряжения – снаружи, обмотку низшего напряжения – внутри, у стержня, обмотку среднего напряжения – между обмотками высшего и низшего напряжения. При таком расположении обмоток напряжение КЗ между обмотками высшего и среднего напряжения имеет минимальное значение, что позволяет передать большую часть мощности в сеть среднего напряжения с минимальными потерями напряжения. Напряжение КЗ между обмотками высшего и низшего напряжения относительно велико, что способствует ограничению тока КЗ в сети низшего напряжения.

Разновидностью трехобмоточного трансформатора является трансформатор с расщепленной обмоткой низшего напряжения. В таком трансформаторе (рис. 12.1) обмотка низшего напряжения каждой фазы выполнена из двух частей (ветвей), расположенных симметрично по отношению к обмотке высшего напряжения. Номинальные напряжения ветвей обмотки одинаковы.

Мощность каждой обмотки низшего напряжения составляет часть номинальной мощности трансформатора (при двух ветвях – половину, при трех ветвях – $1/3$ номинальной мощности). В трехфазных трансформаторах обе части расщепленной обмотки размещены на общем стержне соответствующей фазы, одна над другой, а в однофазных трансформаторах части обмотки размещены на разных стержнях. Каждая ветвь расщепленной обмотки имеет самостоятельные выводы. Допускается любое распределение нагрузки между ветвями расщепленной обмотки, например, при двух ветвях одна ветвь может быть полностью нагружена, а вторая отключена, или обе ветви нагружены полностью.

Достоинством трансформаторов с расщепленной обмоткой низшего напряжения является большое сопротивление короткого замыкания между ветвями, что дает возможность ограничить ток КЗ на стороне низшего напряжения, например, на подстанциях.

Повышающие трансформаторы с расщепленной обмоткой низшего напряжения применяют в случаях, когда несколько генераторов должны быть присоединены к общему трансформатору, например, на гидростанциях.

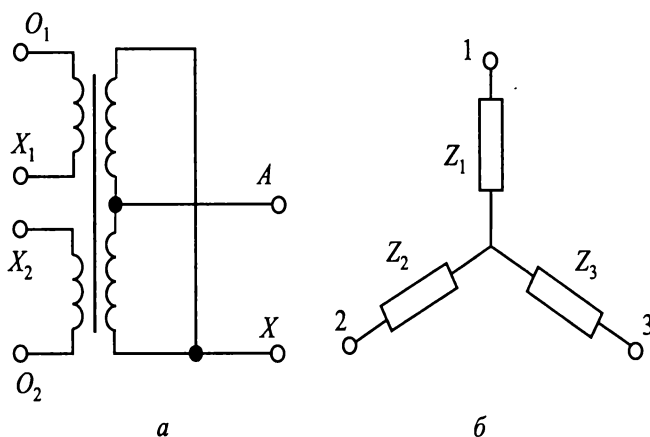


Рис. 12.1. Схема трехфазного трансформатора с расщепленной обмоткой низшего напряжения: а – размещение обмоток; б – схема замещения

Одной из характеристик трансформатора с расщепленной обмоткой является коэффициент расщепления k_p , который для случая двух ветвей равен отношению сопротивления короткого замыкания между ветвями расщепленной обмотки Z_{2-3} к сопротивлению короткого замыкания между обмоткой высшего напряжения и параллельно соединенными ветвями расщепленной обмотки:

$$k_p = \frac{Z_{2-3}}{Z_{1-2//3}}.$$

Для однофазных трансформаторов коэффициент расщепления $k_p \approx 4$, а для трехфазных трансформаторов $k_p \approx 3,5$. Сопротивления лучей в схеме замещения трансформатора с обмоткой низшего напряжения, расщепленной на две ветви (рис. 12.1, б), могут быть определены из следующих выражений:

$$Z_1 = Z_{1-2//3} \left(1 - \frac{k_p}{4} \right);$$

$$Z_2 = Z_3 = Z_{1-2//3} \frac{k_p}{2}.$$

После подстановки соответствующих значений k_p получим:
для однофазных трансформаторов

$$Z_1 = 0 \quad \text{и} \quad Z_2 = Z_3 = 2Z_{1-2//3};$$

для трехфазных трансформаторов

$$Z_1 = 0,125Z_{1-2//3} \quad \text{и} \quad Z_2 = Z_3 = 1,75Z_{1-2//3}.$$

Основные элементы трансформатора. Трансформатор высокого напряжения представляет собой сложное устройство, состоящее из большого числа конструктивных элементов, основными из которых являются: магнитная система (магнитопровод), обмотки, изоляция, выводы обмоток, бак, охлаждающее устройство, механизм регулирования напряжения, защитные и измерительные устройства. Конструктивная схема масляного трансформатора представлена на рис. 12.2.

В *магнитной системе* трансформатора проходит магнитный поток. Магнитопровод является конструктивной и механической основой трансформатора. Он выполнен из отдельных листов электротехнической стали, изолированных друг от друга. В настоящее время применяется холоднокатаная сталь марок 3405, 3406, т.е. сталь с определенной ориентацией зерен, допускающая индукцию до 1,7 Тл. Применение такой стали позволяет значительно уменьшить сечение магнитопровода за счет большой допустимой магнитной индукции, а также диаметр витков обмотки, массу и габаритные размеры трансформаторов.

Для листов трансформаторной стали широко применяется изоляция лаком с толщиной слоя 0,01 мм. Лаковая пленка создает достаточно надежную изоляцию между листами, обеспечивает хорошее охлаждение магнитопровода, обладает высокой нагревостойкостью и не повреждается при сборке.

Обмотки трансформаторов могут быть концентрическими и чередующимися (рис. 12.3). В первом случае обмотки ВН и НН выполняют в виде цилиндров и располагают на стержне концентрически одна относительно другой (рис. 12.3, а). Такое выполнение принято в большинстве силовых трансформаторов. Во втором случае обмотки ВН и НН выполняются в виде невысоких цилиндров с одинаковыми диаметрами и располагаются на стержне одна над другой (рис. 12.3, б). Такая обмотка применяется для специальных электропечных трансформаторов и для сухих трансформаторов, так как обеспечивает лучшее охлаждение обмоток.

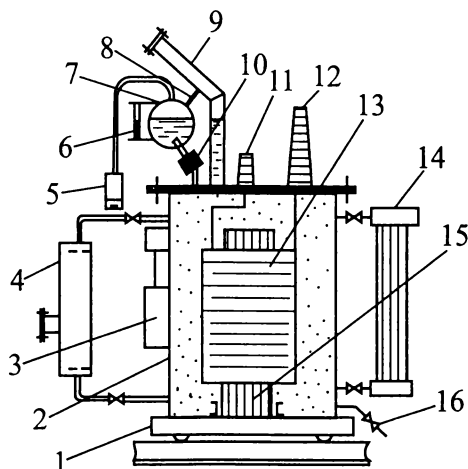


Рис. 12.2. Конструктивная схема масляного трансформатора:

1 – тележка с катками; 2 – бак; 3 – устройство регулирования под нагрузкой (РПН); 4 – термосифонный фильтр; 5 – воздухоосушитель; 6 – указатель уровня масла; 7 – расширитель; 8 – соединительная трубка; 9 – выхлопная труба; 10 – газовое реле; 11 – ввод НН; 12 – ввод ВН; 13 – обмотки высшего и низшего напряжений; 14 – радиаторы системы охлаждения; 15 – магнитопровод; 16 – кран для слива масла

Изоляция трансформатора очень важна, т.е. надежность работы трансформатора определяется в основном надежностью его изоляции. В масляных трансформаторах основной изоляцией является масло в сочетании с твердыми диэлектриками: бумагой, электрокартоном, гетинаксом.

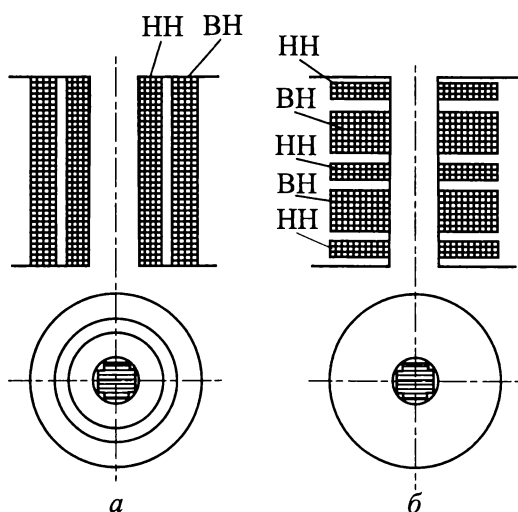


Рис. 12.3. Обмотки трансформатора: а – концентрические; б – чередующиеся

В сухих трансформаторах широко применяются новые виды изолирующих материалов повышенной нагревостойкостью на основе кремнийорганических материалов.

В бак *трансформатора* помещают активную часть вместе с отводами и переключающими устройствами для регулирования напряжения. Основные части бака – стенки, дно и крышка.

Крышку используют для установки вводов, выхлопной трубы, крепления расширителя, термометров и других элементов. На стенках бака укрепляют охлаждающие устройства – радиаторы.

Для уменьшения потерь от потоков рассеяния стальные баки экранируются с внутренней стороны пакетами электротехнической стали или пластинами из немагнитных материалов (меди, алюминия).

Расширитель трансформатора представляет собой цилиндрический сосуд, соединенный с баком трубопроводом и служащий для уменьшения площади соприкосновения масла с воздухом. Объем расширителя составляет 9 ... 10% объема масла в трансформаторе и системе охлаждения. Бак трансформатора полностью залит маслом, изменение объема которого при нагреве и охлаждении приводит к колебанию уровня масла в расширителе, при этом воздух вытесняется из расширителя или всасывается в него. Масло очень гигроскопично, и если расширитель непосредственно связан с атмосферой, то влага из воздуха поступает в масло, резко снижая его изоляционные свойства. Для предотвращения этого расширитель связан с окружающей средой через силикагелевый воздухоосушитель. Силикагель поглощает влагу из всасываемого воздуха. Силикагелевый фильтр полностью не осушает воздух, поэтому постепенно влажность воздуха в расширителе повышается. Для предотвращения этого применяют герметичные баки с газовой подушкой из инертного газа (рис. 12.4, а) или свободное пространство в расширителе заполняют инертным газом (азотом), поступающим из специальных эластичных емкостей (рис. 12.4, б). Возможно также применение специальной пленки – мембраны в расширителе на границе масло – воздух.

Выхлопная (предохранительная) труба на крышке бака защищает его от разрыва при интенсивном выделении газа во время крупных повреждений внутри трансформатора (короткого замыкания). Верхний конец выхлопной трубы герметично закрывается диафрагмой из тонкого стекла или медной фольги. При взрывоопасных выделениях газа диафрагма разрушается, давление в баке понижается, что и предохраняет его от деформации.

Верхняя полость выхлопной трубы и воздушное пространство над поверхностью масла в расширителе соединены трубкой. Это необходимо для выравнивания давлений с обеих сторон диафрагмы при изменении объема масла в нормальных эксплуатационных условиях.

Вместо выхлопной трубы в настоящее время находят применение механические пружинные предохранительные клапаны, устанавливаемые на верхней части стенки трансформатора. Клапан срабатывает при повышении давления в баке до 80 кПа и закрывается при давлении ниже 35 кПа.

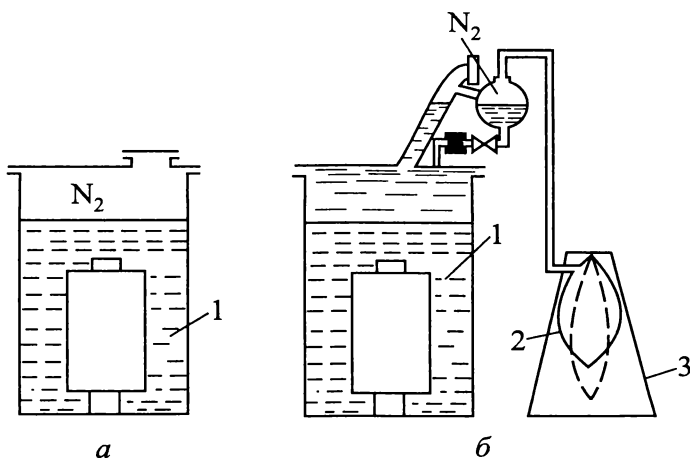


Рис. 12.4. Схемы конструктивного выполнения азотной защиты масла в трансформаторах: а – система с переменным давлением азота над поверхностью масла; б – система с нормальным атмосферным давлением азота и эластичным резервуаром; 1 – бак трансформатора; 2 – эластичный резервуар; 3 – козлы для подвешивания резервуара

Маслоуказатель служит для контроля уровня масла в трансформаторе. Применяются плоские и трубчатые стеклянные маслоуказатели, работающие по принципу сообщающихся сосудов. На шкале маслоуказателя нанесены три контрольные риски, соответствующие уровням масла в неработающем трансформаторе при температурах -45 , $+15$ и $+40^{\circ}\text{C}$. В корпус маслоуказателя встроен также специальный герметичный контакт (геркон) подающий сигнал в случае недопустимого понижения уровня масла в трансформаторе.

Термосифонный фильтр крепится к баку трансформатора и заполняется силикагелем или другим веществом, поглощающим продукты окисления масла. При циркуляции за счет разности плотностей горячего и холодного масла происходит непрерывная его регенерация. Адсорбентом может служить как силикагель, так и активный оксид алюминия, алюмагель и др. Адсорбенты удерживают воду в своих порах, не вступая с ней в химическое соединение. Насыщенный водой адсорбент заменяется, а использованный регенерируется нагреванием до определенной температуры ($400 \dots 500^{\circ}\text{C}$). Для индикации насыщения силикагеля в него добавляют хлористый кобальт (около 3%). Примесь хлористого кобальта придает составу голубую окраску. Появление розовой окраски является признаком насыщения состава водой.

Количество адсорбента, засыпаемого в термосифонный фильтр трансформатора, составляет около 1% залитого в него масла.

Для очистки масла в работающем трансформаторе, находящемся под напряжением, часто используются передвижные адсорберы. Расход масла в них составляет $250 \dots 400$ л/ч.

Для предупреждения окисления масла кроме фильтров и азотной защиты (рис. 12.4) применяются антиокислительные присадки, способствующие поддержанию качества масла длительное время и защищающие другие изоляционные материалы трансформатора. Одной из лучших присадок является 2,6-дитретичный бутилпаракрезол, имеющий название ДБПК. Антиокислительной присадкой может также служить пиридон (технический) в количестве 3% от массы масла.

Срок службы масла с антиокислительными присадками увеличивается в 2–3 раза, стоимость их относительно небольшая, уход намного проще, чем за другими видами защиты масла. Добавку присадок производят раз в 4...5 лет.

Автотрансформаторы. Для передачи электрической энергии с незначительным изменением напряжения и тока применяются автотрансформаторы, у которых, в отличие от обычного трансформатора, обмотки имеют не только магнитные, но и электрические связи. Автотрансформатор, как и трансформатор, может быть понижающим или повышающим (рис. 12.5).

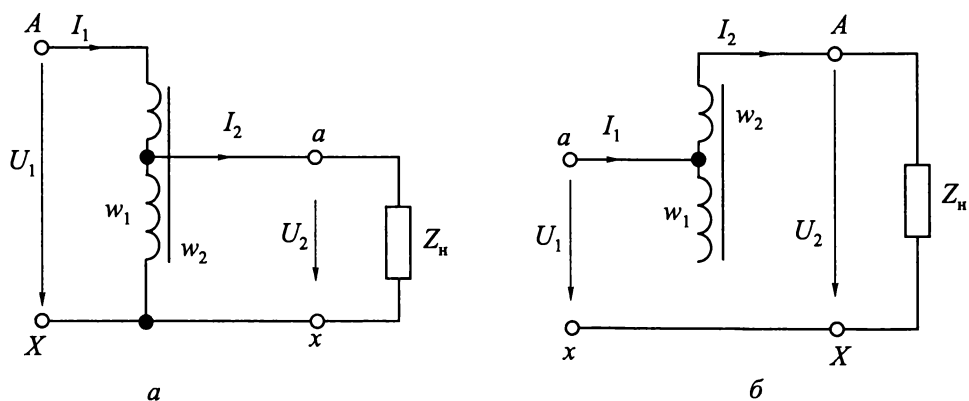


Рис. 12.5. Однофазный понижающий (а) и повышающий (б) автотрансформаторы

Электромагнитная (расчетная) мощность автотрансформатора меньше расчетной мощности двухобмоточного трансформатора вследствие того, что часть мощности передается во вторичную сеть за счет непосредственной электрической связи обмоток.

За счет уменьшения массы металла обмоток и стали магнитопровода КПД автотрансформатора выше по сравнению с трансформатором такой же номинальной мощности.

К числу недостатков автотрансформаторов, ограничивающих их применение, относятся усложнение их релейной защиты и регулирования напряжения, а также повышенная опасность атмосферных перенапряжений из-за электрической связи обмоток. Автотрансформатор имеет, кроме того, повышенные токи короткого замыкания.

Автотрансформаторы используются для соединения электрических сетей высокого напряжения, пуска двигателей переменного тока большой мощности и т.д.

Система охлаждения масляных трансформаторов (автотрансформаторов). Потери мощности в трансформаторе пропорциональны его мощности в степени $\frac{3}{4}$, а поверхность охлаждения пропорциональна мощности в степени $\frac{1}{2}$. Следовательно, по мере увеличения мощности трансформатора, потери мощности увеличиваются быстрее, чем поверхность охлаждения.

Для трансформаторов небольшой и средней мощности применяют естественное масляное охлаждение (условное обозначение этой системы – М). Такие трансформаторы (рис. 12.6) имеют приваренные к баку вертикальные трубы или съемные радиаторы, в которые нагретое масло поступает из верхней части бака. Двигаясь вниз по трубам, омываемым воздухом, масло охлаждается и поступает в нижнюю часть бака.

Для мощных трансформаторов естественное масляное охлаждение оказывается недостаточным. Приходится прибегать к искусственному охлаждению радиаторов воздухом с помощью вентиляторов, пристроенных к баку (рис. 12.7) (условное обозначение этой системы – Д).

У самых мощных трансформаторов боковая поверхность бака оказывается недостаточной для размещения необходимого числа радиаторов. Поэтому применяют отделенные от бака батареи радиаторов или переходят к системе охлаждения с принудительной циркуляцией масла.

С помощью насосов масло прокачивают через охладители, в которых оно охлаждается водой (рис. 12.8); условное обозначение маслководяной системы охлаждения – Ц) или воздухом, прогоняемым мощными вентиляторами (рис. 12.8); условное обозначение масловоздушной системы охлаждения – ДЦ).

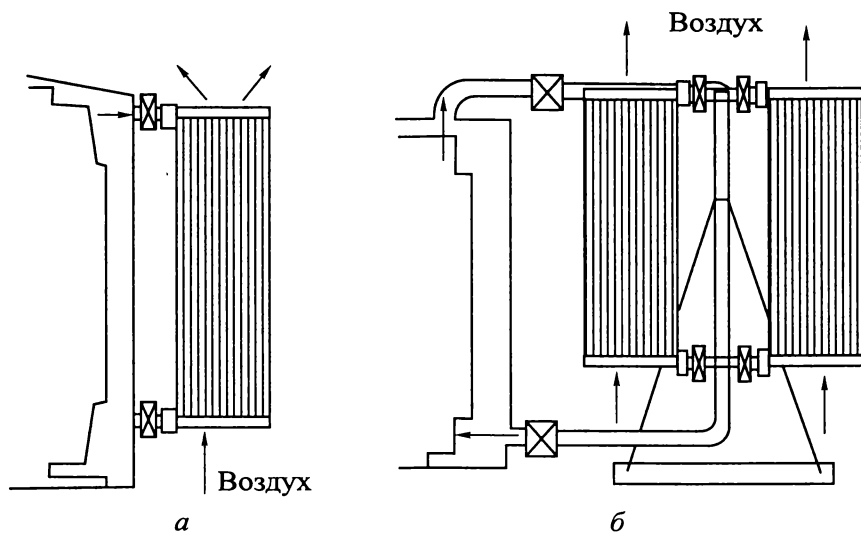


Рис. 12.6. Естественное масляное охлаждение трансформатора (система М):
а – радиаторы укреплены на стенке бака; б – радиаторы установлены на особой раме

Охлаждение водой более эффективно, чем воздухом; стоимость охлаждающей системы ниже, расход энергии меньше. Кроме того, температура охлаждающей воды в теплое время года ниже, чем температура воздуха. Однако система маслосодяного охлаждения применима лишь там, где имеется источник водоснабжения, например, на тепловых станциях и в особенности на гидростанциях.

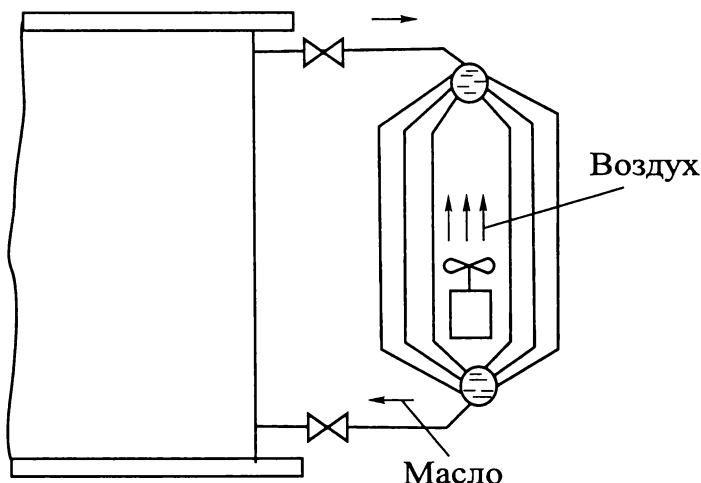


Рис. 12.7. Система охлаждения с естественной циркуляцией масла и обдувом радиаторов (система Д)

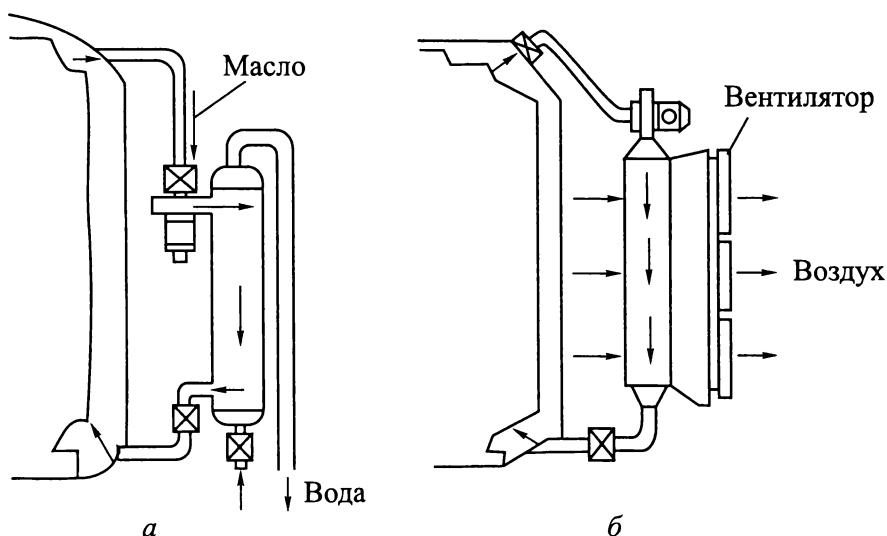


Рис. 12.8. Система охлаждения с принудительной циркуляцией масла:
а – охлаждение водой (система Ц); б – охлаждение воздушным дутьем (система ДЦ)

Изоляция в трансформаторах. Изоляция в трансформаторах определяет срок его службы. Она обеспечивается правильным выбором соответствующих изоляционных промежутков, которые могут выполнять в трансформаторе роль охлаждающих каналов.

Изоляция в трансформаторах должна без повреждений выдерживать электрические, тепловые, механические и другие воздействия, которым она подвергается в процессе эксплуатации.

Трансформатор постоянно находится в процессе эксплуатации во включенном состоянии, и на его изоляцию длительно воздействует электрическое поле, соответствующее номинальному рабочему напряжению. Это воздействие изоляция должна выдерживать неограниченно длительное время.

При работе трансформатора в электрической системе возможны кратковременные повышения напряжения (перенапряжения), возникающие вследствие нормальных коммутационных процессов в сети (включение и отключение больших мощностей) или процессов аварийного характера, а также импульсные перенапряжения, возникающие из-за грозových атмосферных разрядов.

Обмотки трансформатора и все его токоведущие части при работе нагреваются.

Воздействие высоких температур приводит к старению изоляции, вследствие чего она теряет эластичность, становится хрупкой, снижается ее электрическая прочность. В правильно спроектированном трансформаторе и при правильной эксплуатации изоляция может служить 20–25 лет и более. Теплостойкость изоляции, позволяющая обеспечить безаварийную работу трансформатора, достигается применением изоляционных материалов соответствующего класса, а также конструкцией обмоток и деталей изоляции, обеспечивающей их нормальное охлаждение.

В результате контакта изоляции со средой, охлаждающей обмотку (трансформаторным маслом или другим заполнителем), возможны неблагоприятные воздействия на нее, особенно при наличии в изоляции посторонних примесей, в частности, влаги. Поэтому одной из важнейших технологических операций обработки изоляции является вакуумная сушка трансформатора после окончания сборки перед заливкой трансформатора маслом, а также защита от увлажнения при эксплуатации.

Электрическая прочность изоляции – один из основных показателей, определяющих пригодность трансформатора к эксплуатации. Требование электрической прочности состоит в том, что трансформатор должен выдерживать неограниченно длительное воздействие напряжения промышленной частоты и импульсные перенапряжения, которые могут превышать рабочее напряжение в несколько раз.

Проверка электрической прочности изоляции осуществляется в процессе испытаний, включающих, в частности, испытания напряжением промышленной частоты, а также импульсные испытания, имеющие целью проверку прочности в условиях эксплуатации при перенапряжениях, вы-

зываемых атмосферными перенапряжениями. (Нормы и методы испытаний, формы и амплитуды испытательных напряжений устанавливаются соответствующими стандартами.)

12.2. Условное обозначение типа трансформатора

Буквенная часть условного обозначения содержит обозначения в следующем порядке:

А – автотрансформатор;

О или Т – одно- или трехфазный трансформатор;

Р – расщепленная обмотка НН.

Условное обозначение видов охлаждения:

а) масляные трансформаторы:

М – естественная циркуляция воздуха и масла;

Д – принудительная циркуляция воздуха и естественная циркуляция масла;

МЦ – естественная циркуляция воздуха и принудительная циркуляция масла с ненаправленным потоком масла;

НМЦ – естественная циркуляция воздуха и принудительная циркуляция масла с направленным потоком масла;

ДЦ – принудительная циркуляция воздуха и масла с ненаправленным потоком масла;

НДЦ – принудительная циркуляция воздуха и масла с направленным потоком масла;

Ц – принудительная циркуляция воды и масла и ненаправленным потоком масла (в охладителях вода движется по трубам, а масло – межтрубном пространстве, разделенном перегородками);

НЦ – принудительная циркуляция воды и масла с направленным потоком масла;

б) трансформаторы с жидким негорючим диэлектриком:

Н – естественное охлаждение негорючим жидким диэлектриком;

НД – охлаждение негорючим жидким диэлектриком с принудительной циркуляцией воздуха;

ННД – охлаждение негорючим жидким диэлектриком с принудительной циркуляцией воздуха и направленным потоком жидкого диэлектрика;

в) сухие трансформаторы:

С – естественное воздушное при открытом исполнении;

СЗ – естественное воздушное при защищенном исполнении;

СГ – естественное воздушное при герметичном исполнении;

СД – воздушное с принудительной циркуляцией воздуха;

З – исполнение трансформатора с естественным масляным охлаждением или с охлаждением негорючим жидким диэлектриком с защитой при помощи азотной подушки без расширителя;

Т – трехобмоточный трансформатор;

Н – трансформатор с РПН (с регулированием напряжения под нагрузкой);

С – исполнение трансформатора собственных нужд электростанции;

Л – трансформатор с литой изоляцией.

Примеры условных обозначений:

– трансформатора трехфазного, сухого, с естественным воздушным охлаждением, при защищенном исполнении, двухобмоточного, мощностью 100 кВ·А, напряжением 10 кВ, исполнения У, категории 3 по ГОСТ 15150-69: ТСЗ-100/10-У3;

– трансформатора трехфазного, масляного, с принудительной циркуляцией воздуха и естественной циркуляцией масла, двухобмоточного, с расщепленной обмоткой НН, регулированием напряжения под нагрузкой, мощностью 32000 кВ·А, напряжением 110 кВ, исполнения У, категории 1 по ГОСТ 15150-69: ТРДН-32000/110-У1.

12.3. Регулирование напряжения трансформаторов

Для нормальной работы потребителей необходимо поддерживать определенный уровень напряжения на шинах подстанции. В электрических сетях предусматриваются различные способы регулирования напряжения, одним из которых является изменение коэффициента трансформации трансформаторов.

Обмотки трансформаторов снабжаются дополнительными ответвлениями, с помощью которых можно изменять коэффициент трансформации, что дает возможность поддерживать на шинах НН (СН) подстанций напряжение, близкое к номинальному, когда первичное напряжение отклоняется по тем или иным причинам от номинального. Переключение ответвлений может происходить без возбуждения (ПБВ), т.е. после отключения всех обмоток от сети, или под нагрузкой (РПН).

Устройствами ПБВ снабжаются почти все трансформаторы небольшой мощности. Они позволяют регулировать напряжение ступенями относительно номинального на $\pm 5\%$. С помощью ручных трехфазных и однофазных переключателей.

Устройство ПБВ не позволяет регулировать напряжение в течение суток, так как это потребовало бы частого отключения трансформатора, для переключения ответвлений, что по условиям эксплуатации недопустимо. Обычно ПБВ используется только для сезонного регулирования напряжения.

Регулирование под нагрузкой позволяет переключать ответвления обмотки трансформатора без разрыва цепи. Устройство РПН предусматривает регулирование напряжения в различных пределах в зависимости от мощности и напряжения трансформаторов (от ± 10 до $\pm 16\%$ ступенями приблизительно по 1,5%).

Регулировочные ступени выполняются на стороне ВН, так как меньший по значению ток позволяет облегчить переключающее устройство.

Для расширения диапазона регулирования без увеличения числа ответвлений применяют ступени грубой и тонкой регулировки (рис. 12.9, а).

Регулирование напряжения в автотрансформаторах имеет некоторую особенность. Если ответвления выполнить в нейтральной точке (рис. 12.9, б), то это позволит облегчить изоляцию переключающего устройства и рассчитать его на меньший ток, так как в общей обмотке автотрансформатора происходит разность токов. Такое регулирование называется связанным, т.е. при переключении ответвлений одновременно меняется число витков в обмотках ВН и СН, что приводит к резким изменениям индукции в сердечнике и колебаниям напряжения на обмотке НН.

Независимое регулирование в автотрансформаторе можно осуществить с помощью регулировочной обмотки на линейном конце среднего напряжения (рис. 12.9, в). В этом случае переключающее устройство должно быть рассчитано на полный номинальный ток, а изоляция его – на полное напряжение средней обмотки.

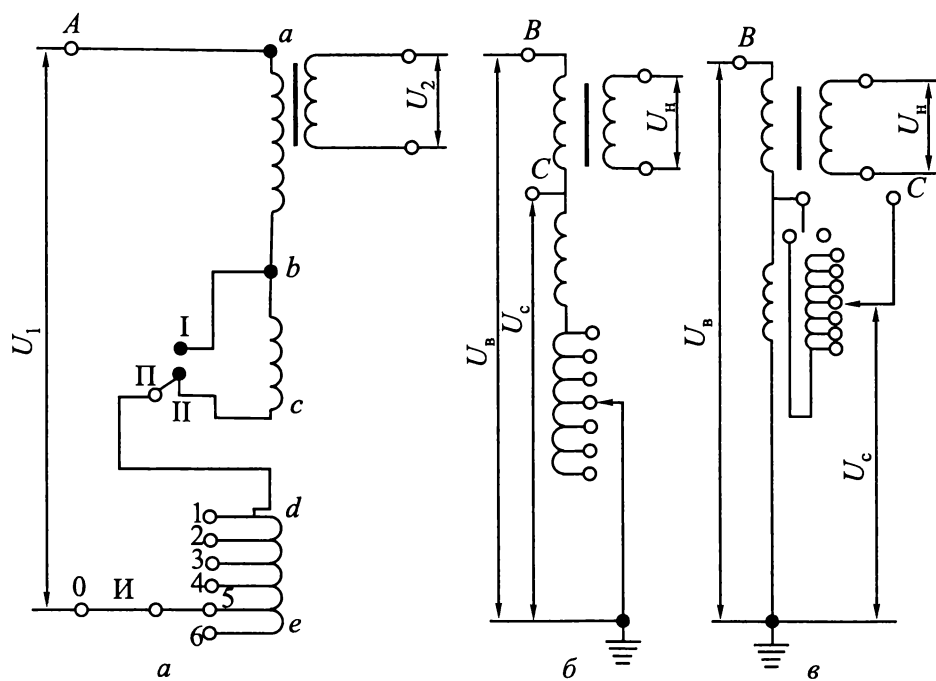


Рис. 12.9. Схемы РПН трансформаторов:

а – включение регулировочных ступеней; б – регулирования напряжения в автотрансформаторе (показана одна фаза); ответвления в нейтрали (без реверса); в – ответвления на линейном конце обмотки СН (с реверсом); аб – основная обмотка; бс – ступень грубой регулировки; де – ступени плавной регулировки; П – переключатель; И – избиратель

Устройство переключателя РПН приводится в действие дистанционно со щита управления и автоматически.

12.4. Группы соединений обмоток трансформатора

Группы соединений обмоток трансформаторов определяются и характеризуются взаимным угловым смещением линейных векторов ЭДС в обмотках ВН, СН и НН. Смещение этих векторов определяется схемой соединения обмоток в звезду или треугольник и направлением их намотки. Соединяя обмотки ВН, СН и НН по этим схемам и изменяя направления их намотки, получают различные группы соединения обмоток трансформаторов. При различных соединениях обмоток в звезду и треугольник можно получить 12 различных углов сдвига фаз линейных ЭДС от 0 до 330° через каждые 30° т.е. получить 12 различных групп.

Для определения угла сдвига фаз удобно пользоваться часовым обозначением – стандартным. Часовое обозначение векторов ЭДС заключается в следующем: вектор линейной ЭДС обмотки ВН изображается на часовом циферблате минутной стрелкой и всегда устанавливается на 0 (12) ч, а вектор линейной ЭДС обмотки СН (трехобмоточного трансформатора) или НН изображается часовой стрелкой и указывает группу в часовом обозначении.

В условном обозначении группы соединения обмоток трансформаторов первая буква указывает соединение обмотки ВН, а буквы через косую определяют соединение обмотки НН для двухобмоточного (например, Y_n/D) или соединение обмоток СН и НН для трехобмоточного трансформатора (например, $Y_n/Y_n/D$, где Y_n – звезда с нейтралью), цифры указанные через тире характеризуют угол сдвига фаз линейных ЭДС в часовом обозначении (для двухобмоточного трансформатора пишут одну цифру, а для трехобмоточного – две; первая – группа соединения между обмотками ВН и СН, вторая – между обмотками ВН и НН). -

Группа обозначается на заводском щитке трансформатора. Но если к одному из двух параллельных трансформаторов с одинаковыми группами соединений подключить фазы сети не в соответствии с обозначением фаз на вводах трансформатора, то вторичное напряжение будет иметь различный сдвиг фаз. Циклическим перемещением фаз на вводах можно получить для одного и того же трансформатора три различные группы соединений.

Стандартные схемы и группы соединения обмоток ВН, СН и НН трансформаторов приведены на рис. 12.10–12.13.

Параллельная работа трансформаторов. В системах электроснабжения во многих случаях эксплуатации электрооборудования возникает необходимость параллельной работы трансформаторов. Параллельная работа трансформаторов с нагрузками, пропорциональными их номинальным мощностям, возможна при следующих условиях:

- 1) равенство первичных и вторичных напряжений (равенство коэффициентов трансформации в пределах стандартных допусков);
- 2) равенство напряжений КЗ (в пределах стандартных допусков);
- 3) тождественность групп соединения обмоток.

Схема соединения обмоток		Диаграмма векторов напряжений холостого хода		Условные обозначения
<i>ВН</i>	<i>НН</i>	<i>ВН</i>	<i>НН</i>	
				Y/Y_H-0
				$Y/\Delta-11$
				$Y_H/\Delta-11$
				Y/Z_H-11
				Δ/Y_H-11
				$\Delta/\Delta-0$

12.10. Схемы и группы соединения обмоток трехфазных двухобмоточных трансформаторов

Схема соединения обмоток			Диаграмма векторов напряжений холостого хода			Условные обозначения
<i>BH</i>	<i>CH</i>	<i>HH</i>	<i>BH</i>	<i>CH</i>	<i>HH</i>	
						$Y_H / N_H / D-D-0-11$
						$Y_H / D-D-11-11$

Рис. 12.11. Схемы и группы соединения обмоток трехфазных трехобмоточных трансформаторов

Схема соединения обмоток		Диаграмма векторов напряжений ХХ		Условные обозначения
<i>BH</i> и <i>CH</i>	<i>HH</i>	<i>BH</i> и <i>CH</i>	<i>HH</i>	
				$Y_H / \text{авто} / D-0-11$

Рис. 12.12. Схемы и группа соединения обмоток трехфазных трехобмоточных автотрансформаторов

Схема соединения обмоток		Диаграмма векторов напряжений холостого хода		Условные обозначения
<i>ВН</i>	<i>НН</i>	<i>ВН</i>	<i>НН</i>	
			$Y_H / D-D-11-11$	$Y_H / D-D-11-11$ $D/D-D-O-O$
			$D/D-D-O-O$	

Рис. 12.13. Схемы и группы соединения трехфазных двухобмоточных трансформаторов с расщепленной обмоткой НН

Параллельно могут работать трансформаторы в следующих сочетаниях:

- 1) только двухобмоточные;
- 2) только трехобмоточные на всех трех обмотках;

3) двухобмоточные с трехобмоточными, если эксплуатирующей организацией предварительным расчетом установлено, что ни одна из обмоток параллельно соединенных трансформаторов не нагружается выше ее нагрузочной способности на тех ответвлениях и в тех режимах, в которых предусматривается параллельная работа.

При включении на параллельную работу трансформаторов с различными коэффициентами трансформации напряжения на зажимах их вто-

ричных обмоток будут различными. Разность вторичных напряжений вызывает прохождение уравнивающих токов. Значение уравнивающего тока может быть подсчитано по формуле:

$$I_y = \frac{\Delta U}{Z_{K31} + Z_{K32}},$$

где $\Delta U = U_1 - U_2$ разность вторичных напряжений первого и второго трансформаторов; Z_{K31} и Z_{K32} – полные сопротивления КЗ первого и второго трансформаторов. Полное сопротивление КЗ трансформатора определяется по формуле:

$$Z_{K3} = \frac{U_{K3\%} U_{\text{ном}}}{100 I_{\text{ном}}},$$

где $U_{K3\%}$ напряжение КЗ.

12.5. Характеристики и показатели трансформаторного масла

Трансформаторным (изоляционным) маслом заполняются баки силовых трансформаторов и реакторов, масляных выключателей, измерительные трансформаторы и вводы.

Масло в трансформаторах и реакторах используется в качестве охлаждающей среды и изоляции. На трансформаторных подстанциях находят применение масла различных марок, выпускаемые по стандартам и техническим условиям. Масла различных марок существенно отличаются по своим диэлектрическим свойствам, поэтому каждое из них предназначается для заливки в оборудование определенных классов напряжения.

Трансформаторное масло подразделяется на:

- свежее сырое (без присадок или стабилизированное присадкой) в том виде, в каком оно поставляется заводом;
- регенерированное;
- чистое сухое (свежее сырое или регенерированное масло либо смесь этих масел после подсушки);
- эксплуатационное (показатели которого соответствуют нормам на масло, находящееся в эксплуатации с момента ввода в эксплуатацию до момента слива на регенерацию);
- отработавшее (у которого после некоторого периода эксплуатации показатели не соответствуют нормам на эксплуатационное масло).

Основные физико-химические и диэлектрические свойства трансформаторных масел следующие.

Электрическая прочность является одной из основных характеристик масла, которая определяется по пробивному напряжению. Для свежего масла пробивное напряжение должно быть не менее 30 кВ. Снижение пробивного напряжения свидетельствует, как правило, о загрязнении масла водой, воздухом, волокнами и другими примесями.

Тангенс угла диэлектрических потерь ($\text{tg } \delta$) характеризует свойства трансформаторного масла как диэлектрика. Диэлектрические потери характеризуют его качество и степень очистки свежего масла, а в процессе

эксплуатации – степень его загрязнения и старения. Ухудшение диэлектрических свойств (увеличение $\tan \delta$) приводит к снижению изоляционных характеристик трансформатора в целом.

Цвет масла у большинства масел светло-желтый. Темный цвет свежего масла характеризует отклонения в технологии его изготовления на заводе. Цвет масла используется для ориентировочной оценки его качества как в отечественной, так и в зарубежной практике.

Механические примеси – нерастворенные вещества, содержащиеся в масле в виде осадка или во взвешенном состоянии. Это – волокна, пыль, продукты растворения в масле компонентов, применяемых в конструкции трансформатора (лаков, красок и т.п.). Другие примеси появляются в масле после внутренних повреждений трансформатора (электрической дуги, мест перегревов) в виде обуглившихся частиц. По мере старения в масле накапливается шлам, который, осаждаясь на изоляции, ухудшает ее диэлектрические свойства.

Влагосодержание как показатель состояния масла тщательно контролируется в эксплуатации. Ухудшение этого показателя свидетельствует о потере герметичности трансформатора или о его работе в недопустимом нагрузочном режиме (интенсивном старении изоляции под воздействием значительных температур).

Температура вспышки масла характеризует степень его испаряемости. В эксплуатации она постепенно увеличивается за счет улетучивания легких фракций. Температура вспышки для обычных трансформаторных товарных масел колеблется в пределах 130...150°C и зависит от упругости их насыщенных паров. В отношении пожарной безопасности большую роль играет *температура самовоспламенения* – это температура, при которой масло при наличии воздуха над поверхностью загорается самопроизвольно без поднесения пламени, температура самовоспламенения трансформаторных масел составляет 350...400°C.

Кислотное число масла – это количество едкого кали (KOH), выраженного в миллиграммах, необходимое для нейтрализации свободных кислот в 1 г масла. Этот показатель характеризует степень старения масла, о чем свидетельствует появление в нем кислотных соединений. Кислотное число не должно превышать 0,25 мг KOH на 1 г масла.

Водорастворимые кислоты и щелочи, содержащиеся в масле, свидетельствуют о его низком качестве. Они могут образовываться в процессе изготовления масла при нарушении технологии производства, а также в процессе эксплуатации в результате его окисления. Эти кислоты вызывают коррозию металла и ускоряют старение изоляции.

Стабильность проверяется в эксплуатации при получении партий свежего масла путем проведения его искусственного старения (окисления) в специальных аппаратах. Стабильность масла характеризует его долголетие, т.е. срок службы, и определяется двумя показателями – процентным содержанием осадка и кислотным числом.

Температура застывания проверяется для трансформаторных масел, работающих в северных районах. Это наибольшая температура, при которой масло застывает настолько, что при наклоне пробирки под углом 45° его уровень в течение 1 мин остается неизменным. Недопустимое повышение вязкости масла из-за снижения температуры окружающего воздуха может стать причиной повреждения подвижных элементов конструкции трансформатора (маслонасосов, РПН), а также ухудшает теплообмен, что приводит к перегреву и старению изоляции (особенно витков) токоведущих частей трансформатора.

Газосодержание масла в герметичных трансформаторах должно соответствовать нормам. Измерение суммарного газосодержания производится с помощью хроматографа. Косвенно по этому показателю определяется герметичность трансформатора. Повышение содержания газа (в том числе воздуха) в масле приводит к ухудшению его свойств: возрастанию интенсивности окисления масла кислородом воздуха и, кроме того, некоторому снижению электрической прочности изоляции активной части трансформатора.

Плотность определяется для расчета массы поступившего на предприятие масла. Она характеризует содержание ароматических углеводородов, т.е. восприимчивость масел к присадкам, их гигроскопичность, сопротивляемость воздействию электрического поля и др.

Вязкость характеризует подвижность масла при температурных колебаниях в трансформаторе. Из-за ухудшения вязкости нарушается теплообмен в трансформаторе, ускоряется старение изоляции, возрастает сопротивление подвижным элементам конструкции трансформатора (например, устройств РПН).

Показатель преломления контроля содержания в масле нафтеноароматических углеводородов.

Основные показатели качества трансформаторного масла представлены в табл. 12.2.

Отечественные масла марок Т-750, Т-1500 и ГК по качеству являются конкурентами зарубежным маслам.

Таблица 12.2

Предельно допустимые значения показателей качества трансформаторного масла

Показатель качества трансформаторного масла	Значения показателей качества масла различных марок												Эксплуатационного (всех марок)
	Свежего сухого перед заливкой в оборудование					После заливки в оборудование и перед вводом в эксплуатацию							
	ТСп	ТКп	Тап	Т-750	Т-1500	ГК	ТСп	ТКп	Тап	Т-750	Т-1500	ГК	
Пробивное напряжение, кВ, не менее, для трансформаторов, аппаратов и вводов на напряжение: до 15 кВ; свыше 15 до 35 кВ; от 60 до 150 кВ; от 220 до 500 кВ	30 35 65 65	30 35 65 65	30 35 65 65	— — 65 65	— — 65 65	— — 65 65	25 30 60 60	25 30 60 60	25 30 60 60	— — 60 60	— — 60 60	— — 60 60	20 25 35 45
Содержание механических примесей для трансформаторов, аппаратов и вводов на напряжение до 500 кВ, % массы	Отсутствие												Отсутствие
Кислотное число, мг, КОН на 1 г масла, не более	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,25
Содержание водорастворимых кислот и щелочей, мг КОН на 1 г масла: для трансформаторов мощностью более 630 кВ·А, измерительных трансформаторов тока и маслонаполненных герметичных вводов; для негерметичных вводов	Отсутствие												0,014 0,03

[illegible]

Окончание табл. 12.2

Показатель качества трансформаторного масла	Значения показателей качества масла различных марок									
	Свежего сухого перед заливкой в оборудование					После заливки в оборудование и перед вводом в эксплуатацию				
	ТСп	ТКп	Тап	Т-750	Т-1500	ГК	ТСп	ТКп	Тап	ГК
Вязкость кинематическая, $1 \times 10^{-6} \text{ см}^2/\text{с}$, не более: при 20°C при 50°C	- -	- 0,9	- -	28 0,9	- -	30 9,0	- -	- -	- -	- -
Влагосодержание, для трансформаторов с азотной или пленочной защитой масла	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
для трансформаторов без специальной защиты масла	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025
Газосодержание, % объема, не более***	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2
Температура застывания, °C, не выше	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45
										2,0
										-

* Проба трансформаторного масла, предназначенная для определения t_{гд}, дополнительной обработке не подвергается.

** Условия определения стабильности масла против окисления следующие: для марок Т-750 и Т-1500 – длительность 30 ч, температура окисления 130°C, расход кислорода 50 см³/мин; для марок ТСп, ТКп, Тап – соответственно 14 ч, 120° и 200 см³/мин; для марки ГК – соответственно 14 ч, 155°C и 50 см³/мин.

*** Для трансформаторов с азотной защитой допускается после заливки не производить проверку газосодержащего масла. В процессе эксплуатации проверку газосодержания допускается производить приборами, имеющимися на установке по дегазации масла, или хроматографическим методом.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные элементы силового трансформатора.
2. Назовите системы охлаждения трансформаторного масла
3. Как условно обозначаются типы силовых трансформаторов?
4. Что такое группы соединений обмоток трансформатора и как они обозначаются?
5. Назовите основные характеристики и показатели трансформаторного масла.

Глава 13. Воздушные и кабельные линии электропередачи (ЛЭП)

13.1. Общие сведения и определения

В общем случае можно считать, что линия электропередачи (ЛЭП) это — электрическая линия, выходящая за пределы электростанции или подстанции и предназначенная для передачи электрической энергии на расстояние; она состоит из проводов и кабелей, изолирующих элементов и несущих конструкций.

Современная классификация ЛЭП по ряду признаков представлена в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Классификация линий электропередачи

Признак	Тип линии	Разновидность
1	2	3
Род тока	Постоянного тока	—
	Трёхфазного переменного тока	—
	Многофазного переменного тока	Шестифазная Двенадцатифазная
Номинальное напряжение	Низковольтная (до 1 кВ)	—
	Высоковольтная (свыше 1 кВ)	СН (3–35 кВ)
		ВН (110–220 кВ)
		СВН (330–750 кВ)
		УВН (свыше 1000 кВ)
Конструктивное выполнение	Воздушная	—
	Кабельная	—
Число цепей	Одноцепная	—
	Двухцепная	—
	Многоцепная	—
Топологические характеристики	Радиальная	—
	Магистральная	—
	Ответвление	—
Функциональное назначение	Распределительная	—
	Питающая	—
	Межсистемная связь	—

В классификации на первом месте стоит **род тока**. В соответствии с этим признаком различаются линии постоянного тока, а также трехфазного и многофазного переменного тока.

Линии *постоянного тока* конкурируют с остальными лишь при достаточно большой протяженности и передаваемой мощности, поскольку в общей стоимости электропередачи значительную долю составляют затраты на сооружение концевых преобразовательных подстанций.

Наибольшее распространение в мире получили линии *трехфазного переменного тока*, причем по протяженности среди них лидируют именно воздушные линии. Линии *многофазного переменного тока* (шести- и двенадцатифазные) в настоящее время относятся к категории нетрадиционных.

Наиболее важным признаком, определяющим различие конструктивных и электрических характеристик ЛЭП, является **номинальное напряжение** $U_{\text{ном}}$. К категории *низковольтных* относятся линии с номинальным напряжением менее 1 кВ. Линии с $U_{\text{ном}} > 1$ кВ принадлежат к разряду *высоковольтных*, и среди них выделяются линии *среднего напряжения* (СН) с $U_{\text{ном}} = 3\text{--}35$ кВ, *высокого напряжения* (ВН) с $U_{\text{ном}} = 110\text{--}220$ кВ, *сверхвысокого напряжения* (СВН) $U_{\text{ном}} = 330\text{--}750$ кВ и *ультравысокого* напряжения (УВН) с $U_{\text{ном}} > 1000$ кВ.

По **конструктивному исполнению** различают воздушные и кабельные линии. По определению *воздушная линия* – это линия электропередачи, провода которой поддерживаются над землей с помощью опор, изоляторов и арматуры. В свою очередь, *кабельная линия* определяется как линия электропередачи, выполненная одним или несколькими кабелями, уложенными непосредственно в землю или проложенными в кабельных сооружениях (коллекторах, туннелях, каналах, блоках и т.п.).

По **количеству параллельных цепей** ($n_{\text{ц}}$), прокладываемых по общей трассе, различают *одноцепные* ($n_{\text{ц}} = 1$), *двухцепные* ($n_{\text{ц}} = 2$) и *многоцепные* ($n_{\text{ц}} > 2$) линии. По ГОСТ 24291-90 одноцепная воздушная линия переменного тока определяется как линия, имеющая один комплект фазных проводов, а двухцепная ВЛ – два комплекта. Соответственно многоцепной ВЛ называется линия, имеющая более двух комплектов фазных проводов. Эти комплекты могут иметь одинаковые или различные номинальные напряжения. В последнем случае линия называется *комбинированной*.

Одноцепные воздушные линии сооружаются на одноцепных опорах, тогда как двухцепные могут сооружаться либо с подвеской каждой цепи на отдельных опорах, либо с их подвеской на общей (двухцепной) опоре.

В последнем случае, очевидно, сокращается полоса отчуждения территории под трассу линии, но возрастают вертикальные габариты и масса опоры. Первое обстоятельство, как правило, является решающим, если линия проходит в густонаселенных районах, где обычно стоимость земли достаточно высока. По этой же причине в ряде стран мира используются и многоцепные опоры с подвеской цепей одного номинального напряжения (обычно с $n_{\text{ц}} = 4$) либо разных напряжений (с $n_{\text{ц}} \leq 6$).

По **топологическим (схемным) характеристикам** различают радиальные и магистральные линии. *Радиальной* считается линия, в которую мощность поступает только с одной стороны, т.е. от единственного ис-

точника питания. *Магистральная* линия определяется ГОСТ как линия, от которой отходит несколько ответвлений. Под *ответвлением* понимается линия, присоединенная одним концом к другой ЛЭП в ее промежуточной точке.

Последний признак классификации – *функциональное назначение*. Здесь выделяются *распределительные* и *питающие* линии, а также линии межсистемной связи. Деление линий на распределительные и питающие достаточно условно, ибо и те, и другие служат для обеспечения электрической энергией пунктов потребления. Обычно к распределительным относят линии местных электрических сетей, а к питающим – линии сетей районного значения, которые осуществляют электроснабжение центров питания распределительных сетей. Линии межсистемной связи непосредственно соединяют разные энергосистемы и предназначены для взаимного обмена мощностью как в нормальных режимах, так и при авариях.

Процесс электрификации, создания и объединения энергосистем в Единую энергосистему сопровождался постепенным увеличением номинального напряжения ЛЭП с целью повышения их пропускной способности. В этом процессе на территории бывшего СССР исторически сложились две системы номинальных напряжений. Первая, наиболее распространенная, включает в себя следующий ряд значений $U_{\text{ном}}$: 35–110–200–500–1150 кВ, а вторая – 35–150–330–750 кВ. К моменту распада СССР на территории России находилось в эксплуатации более 600 тыс. км ВЛ 35–1150 кВ. В последующий период рост протяженности продолжался, хотя и менее интенсивно. Соответствующие данные представлены в табл. 13.2.

Таблица 13.2

Динамика изменения протяженности ВЛ за 1990–1999 гг.

$U_{\text{ном}}, \text{кВ}$	Протяженность ВЛ, тыс. км					
	1990 г.	1995 г.	1996 г.	1997 г.	1998 г.	1999 г.
35	194,9	219,4	225,0	228,0	230,0	233,0
110	278,0	289,9	290,8	290,8	292,6	292,1
150	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6
220	96,1	99,8	100,8	101,3	102,1	102,1
330	9,5	9,9	9,9	9,5	9,6	9,7
500	33,5	37,3	36,7	36,5	36,4	36,8
750	2,2	2,7	2,8	2,8	2,8	2,6
1 150	0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0
Всего	617,3	662,1	669,1	672,0	677,1	679,9

13.2. Основные характеристики и элементы воздушных линий электропередачи (ВЛ)

В «Правилах устройства электроустановок» (ПУЭ) говорится, что «воздушная линия – это устройство для передачи электрической энергии по проводам, расположенным на открытом воздухе и прикрепленным при помощи изоляторов и арматуры к опорам или кронштейнам инженерных сооружений».

На рис. 13.1 показан участок одноцепной воздушной линии между анкерными опорами с элементами ВЛ, а на рис. 13.2 – конструктивные элементы.

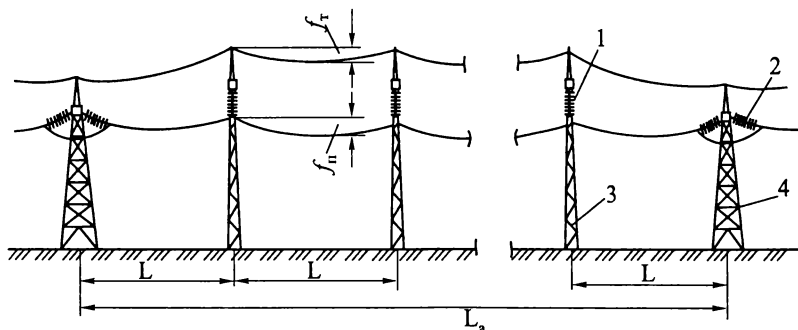


Рис. 13.1. Эскиз анкерного пролета ВЛ: 1 – поддерживающая гирлянда; 2 – натяжная гирлянда; 3 – промежуточная опора; 4 – анкерная опора

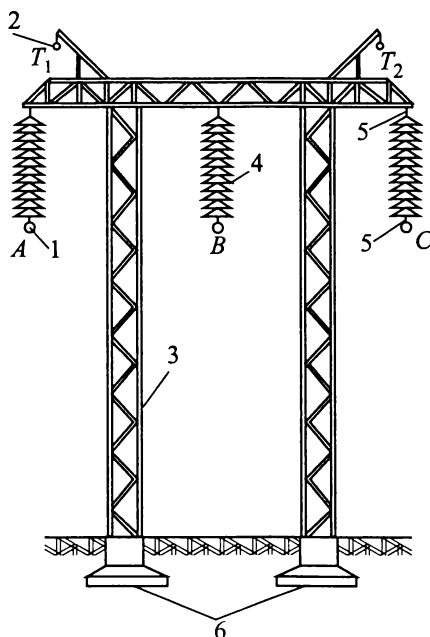


Рис. 13.2. Конструктивные элементы ВЛ:
1 – провода фаз линии (А, В, С); 2 – защитные тросы (Т1, Т2); 3 – опора;
4 – гирлянда изоляторов; 5 – элементы арматуры; 6 – фундаменты

Естественно, главными элементами являются **провода** фаз линии А, В, С, непосредственно осуществляющие передачу электроэнергии. Для защиты проводов от прямых ударов молнии служат **тросы**, монтируемые в верхней части опор на тросостойках. **Опоры** предназначены для надежного поддержания проводов и тросов на определенной высоте над поверхностью земли как при нормальной эксплуатации линии, так и в различных аварийных ситуациях. Спектр конструкций опор из различных материалов достаточно разнообразен. **Изоляторы** должны обеспечить необходимый промежуток между находящимся под напряжением проводом и заземленным телом опоры. **Линейная арматура** – это комплекс устройств, с помощью которых провода соединяются, закрепляются на изоляторах, а изоляторы – на опорах. Наконец, **фундаменты** служат для обеспечения устойчивого положения опор в пространстве.

Крайние опоры (на рис. 13.1) называются *анкерными*, а расстояние L_a между ними по трассе – *анкерным пролетом*. Такие опоры, в отличие от расположенных между ними *промежуточных опор*, рассчитаны на противодействие значительным силам одностороннего тяжения по проводам, возникающим при их обрыве в примыкающем к анкерной опоре промежуточном пролете длиной L , а также при монтаже проводов и тросов. Провода на анкерных опорах жестко закрепляются на *натяжных гирляндах* изоляторов, а на промежуточных опорах – *поддерживающих гирляндах*, имеющих длину l_r . Длина гирлянды тем больше, чем выше номинальное напряжение линии.

В промежуточном пролете провода и тросы провисают. Расстояние по вертикали между точкой подвеса на опоре и низшей точкой в пролете называется *стрелой провеса*. На рис. 13.1 стрела провеса провода обозначена f_n , а троса – f_r . Расстояние от низшей точки провода до земли, воды или пересекаемых объектов h_r , называется *габаритом* линии. Оно определяется в ПУЭ в зависимости от $U_{ном}$, характера местности и типа пересекаемого сооружением и для ВЛ с $U_{ном} \leq 500$ кВ, сооружаемых в ненаселенной местности, составляет 6–8 м.

Элементы ВЛ работают в сложных и разнообразных географических и климатических условиях, различающихся сезонными изменениями температуры и влажности воздуха, наличием в нем природных и промышленных загрязнений. Кроме того, они должны противостоять воздействию сил, основными из которых являются:

- вес всех элементов линии;
- вес гололедоизморозевых отложений на проводах, тросах и опорах;
- давление ветра на провода, тросы и опоры;
- тяжения по проводам и тросам.

Обусловленные массой конструктивных элементов линии силы, действующие на одну опору, могут достигать сотен тысяч ньютонов ($1 \text{ Н} = 0,102 \text{ кгс}$), и провода, тросы и опоры должны быть рассчитаны на такие нагрузки.

При определенных погодных условиях (обычно при температуре воздуха от -3 до -5°C и скорости ветра до 10 м/с) происходит образование

ледяного покрова на проводах, тросах и опорах ВЛ с массой 900 кг/м^3 . Вес такого покрова, приходящийся на одну опору, может достигать тысяч ньютонов. Интенсивность гололедообразования неодинакова в различных регионах страны. Вся территория России делится на пять районов, различающихся возможной максимальной толщиной стенки гололеда.

Карты районирования страны по гололедным условиям приводятся в ПУЭ. Данные табл. 13.3 характеризуют принцип такого районирования.

Таблица 13.3

Районирование по толщине стенки гололеда

Район по гололеду	Нормативная толщина стенки гололеда, мм, для высоты 10 м над поверхностью земли с повторяемостью		
	1 раз в 5 лет*	1 раз в 10 лет**	1 раз в 15 лет***
I	5	5	На основании данных наблюдений, но не менее 10 мм
II	5	10	
III	10	15	
IV	15	20	
Особый	20 и более	Более 22	

* Для ВЛ до 3 кВ.

** Для ВЛ 6–330 кВ.

*** Для ВЛ 500 кВ.

Аналогичным образом территория России делится на семь районов с различной максимальной скоростью ветра. Ветровые нагрузки (скоростной напор ветра) также должны восприниматься всеми конструктивными элементами ВЛ. Обычно считается, что давление ветра направлено параллельно поверхности земли и перпендикулярно продольной оси линии. Силы, обусловленные действием ветра, в расчете на одну опору могут достигать сотен тысяч ньютонов и обязательно учитываются при проектировании механической части ВЛ. В табл. 13.4 приведены характеристики указанных семи районов.

Из таблицы видно, что максимальная расчетная скорость ветра равна 45 м/с (VII район), что соответствует давлению 1250 Па ($1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кгс/м}^2$). Отложения гололеда увеличивают площади поверхностей проводов и тросов, на которые оказывает давление ветер, что приводит к возрастанию горизонтальных нагрузок. Территория европейской части России в основном относится к II–III районам по гололеду и к I–II районам по ветру, территория Московской области – ко II району по гололеду и к I району по ветру.

Действие ветра обуславливает и два нежелательных явления, отрицательно влияющих на конструктивную часть ВЛ. Во-первых, это *вибрация*

проводов и тросов, возникающая при равномерном движении воздуха со скоростью 4–8 м/с. Она характеризуется частотой колебаний в десятки герц и амплитудами до десятков миллиметров.

Вибрация вызывает многократные перегибы проволок и тросов, что в конечном счете приводит к их излому, ослаблению прочности провода или троса и к возможности их обрыва, т.е. к аварийной ситуации.

Во-вторых, при скоростях ветра 15–30 м/с может возникать так называемая *пляска* проводов и тросов. Обычно это явление наблюдается в период, когда провода и тросы покрыты гололедом. Эти колебания характеризуются частотой в единицах герц, однако их амплитуда может достигать величины, равной стреле провеса провода или троса. Возникающие при этом динамические воздействия на узлы крепления проводов к гирляндам изоляторов и последних к опорам настолько значительны, что могут приводить к поломкам арматуры и деталей опор. Кроме того, при пляске возможны касания и схлестывания проводов между собой и с тросами, что вызывает короткие замыкания и аварийное отключение линии.

Таблица 13.4

Районирование по скоростным напорам ветра

Район по ветру	Нормативный напор, Па, на высоте до 15 м от земли (скорость ветра, м/с) с повторяемостью		
	1 раз в 5 лет*	1 раз в 10 лет**	1 раз в 15 лет***
I	270 (21)	400 (25)	550 (30)
II	350 (24)	400 (25)	550 (30)
III	450 (27)	500 (29)	550 (30)
IV	550 (30)	650 (32)	800 (36)
V	700 (33)	800 (36)	800 (36)
VI	850 (37)	1 000 (40)	1 000 (40)
VII	1 000 (40)	1 250 (45)	1 250 (45)

* Для ВЛ до 3 кВ.

** Для ВЛ 6–330 кВ.

*** Для ВЛ 500 кВ.

Для борьбы с вибрацией воздушные линии оснащаются *виброгасителями*. Единственным средством демпфирования колебаний при пляске является *плавка гололеда*, осуществляемая с помощью специального оборудования, обеспечивающего прохождение по линии больших токов и такой нагрев проводов, при котором происходит таяние и сброс ледяной корки.

13.3. Провода и грозозащитные тросы ВЛ

Проводниковые материалы, из которых изготавливаются провода воздушных линий электропередачи, т.е. их главные элементы, должны удовлетворять ряду технических и экономических требований. Прежде всего они должны обладать невысоким *удельным электрическим сопротивлением* ρ , чтобы потери активной мощности на нагрев проводов и потери напряжения в линии при прочих равных условиях были по возможности минимальны.

Плотность этих материалов $\gamma(\rho)$ также не должна быть высокой, поскольку при заданном поперечном сечении проводника F она определяет удельную нагрузку от собственного веса провода. Еще одним требованием является высокая механическая прочность, оцениваемая по пределу прочности на разрыв $\sigma_{\text{разр}}$. Одновременно проводниковый материал должен обладать стойкостью к атмосферным воздействиям и химическим реагентам, находящимся в воздухе. Наконец, этот материал не должен быть дефицитным и дорогим, чтобы стоимость воздушных линий была бы приемлемой при их массовом строительстве.

Различные материалы в разной степени удовлетворяют этому набору требований, и среди них не существует такого, который был бы вне конкуренции по всем показателям. На сегодня в практике сооружения ВЛ используются такие материалы, как медь, алюминий и его сплавы, а также сталь. В табл. 13.5 представлены их характеристики, упомянутые выше.

Таблица 13.5

Свойства материалов, используемых для изготовления проводов ВЛ

Материал	ρ , Ом·мм ² /км	$\gamma(\rho)$, кг/м ³	$\sigma_{\text{разр}}$, Н/мм ²
Медь	17,8–18,5	8 700	390
Алюминий	30,0–32,5	2 750	160
Сплав АВ-Е	То же	2 790	300
Сталь	–	7 850	1 200
Стеклопластик	–	2 000	1 200

На воздушных линиях преимущественно применяются *неизолированные* провода и тросы. Вместе с тем в последние три десятилетия за рубежом и в 90-е годы XX в. в России на линиях 0,4 и 6–20 кВ стали довольно широко применяться *самонесущие изолированные провода* (СИП), а на ВЛ 35 кВ – *изолированные*.

Разновидности конструкций неизолированных проводов представлены на рис. 13.3. Они включают как *монометаллические* (из меди, алюминия, стали), так и *биметаллические* (сталеалюминиевые) про-

вода. *Однопроволочные* провода допускаются к применению лишь на ВЛ напряжением до 1 кВ. При более высоких номинальных напряжениях используются исключительно *многопроволочные* конструкции. Из монометаллических в России ограниченно применяются алюминиевые провода – главным образом в местных электрических сетях 0,4 и 6–10 кВ, где длины пролетов не превышают 100–150 м. За рубежом монометаллические провода из сплавов алюминия («алдрей», «альменик») используются на линиях всех классов номинальных напряжений.

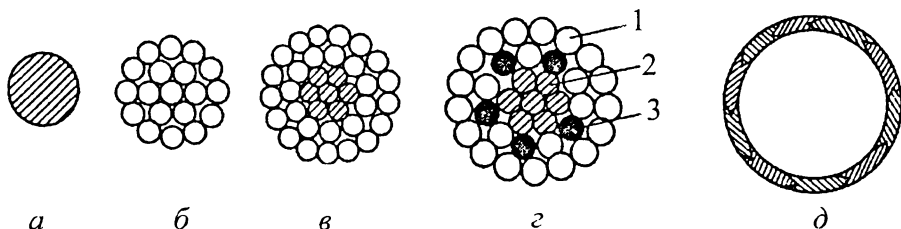


Рис. 13.3. Конструкция неизолированных проводов:

***а* – однопроволочный; *б* – многопроволочный из одного металла (сплава); *в* – многопроволочный из двух металлов (сталеалюминиевый); *г* – расширенный; *д* – пустотелый (полый); 1 – алюминий; 2 – сталь; 3 – наполнитель**

Расширенные и *полые* провода разрабатывались для применения на ВЛ напряжением 220 кВ и выше с целью уменьшения отрицательных последствий явления *коронного разряда* на проводах (потерь электроэнергии, акустического шума и помех радио- и телевизионному приему). Это явление возникает при определенной напряженности электрического поля на поверхности провода (около 30 кВ/см), которая обратно пропорциональна внешнему диаметру провода.

Применение проводов обычной многопроволочной конструкции с увеличенным по этой причине диаметром неэкономично, поскольку сечение такого провода из-за явления поверхностного эффекта при протекании по нему переменного тока используется не полностью, т.е. какое-то количество материала не работает и является как бы лишним. Пустотелая конструкция позволяет избежать перерасхода цветного металла и удорожания ВЛ.

Альтернативой применения таких достаточно сложных в изготовлении конструкций является так называемое *расщепление фазы* на несколько составляющих N , широко применяемое во всем мире для ВЛ СВН и УВН. Так, на отечественных линиях 330 кВ используется расщепление фазы на два провода, фиксируемых на расстоянии $a = 40$ см друг от друга металлическими распорками. На ВЛ 500 кВ – на три провода, для ВЛ 750 кВ $N = 4–5$, а для ВЛ 1150 $N = 8–10$ при $a = 40 \div 60$ см.

В России основным используемым типом проводов для ВЛ 35–1150 кВ являются *сталеалюминиевые*. Они имеют стальной сердечник из 1, 7, 19, 37

или 61 проволоки. На этот сердечник накладываются от 1 до 4 повивов алюминиевых проволок. В соответствии с ГОСТ 839-80 алюминиевые провода выпускаются в четырех модификациях (марок АС, АСК, АСКС и АСКП).

Наличие в марке буквы «К» символизирует *коррозионную устойчивость* провода. Такие провода применяются в районах с «загрязненной атмосферой» (на побережьях морей, соленых озерах, в промышленных районах и т.п.). Стойкость против коррозии обеспечивается, во-первых, изоляцией стального сердечника двумя лентами из синтетической пленки и, во-вторых, нанесением на его поверхность нейтральной смазки повышенной термостойкости (марка АСК) или заполнением ею сердечника (марка АСКС) или всего провода (марка АСКСП).

Грозозащитные тросы выполняют из стальных оцинкованных многопроволочных канатов марки ТК сечением 35, 50 и 70 мм². Если грозозащитные тросы используются для организации *высокочастотных каналов связи*, то они должны выполняться из материала с высокой электропроводностью. Поэтому применяют провода марок АС 70/75 и АС 95/141. Наилучшими характеристиками с точки зрения прохождения высокочастотного сигнала обладают тросы и сталеалюминиевые проволоки типа «алюмовелд», когда каждая проволока имеет тонкий стальной сердечник, покрытый алюминиевой оболочкой.

Самонесущие изолированные провода (СИП) применяются для воздушных распределительных сетей низкого и среднего напряжения взамен неизолированных алюминиевых и сталеалюминиевых проводов. Базовая конструкция провода на низкое напряжение: пучок скрученных изолированных проводников с несущим нулевым проводом (см. рис. 13.4) и часто еще проводом меньшего сечения для уличного освещения.

Несущий нулевой выполняется из алюминиевого сплава на базе Al – Mg – Si с разрывной прочностью не менее 295 МПа (для сравнения – разрывная прочность алюминия около 165 МПа).

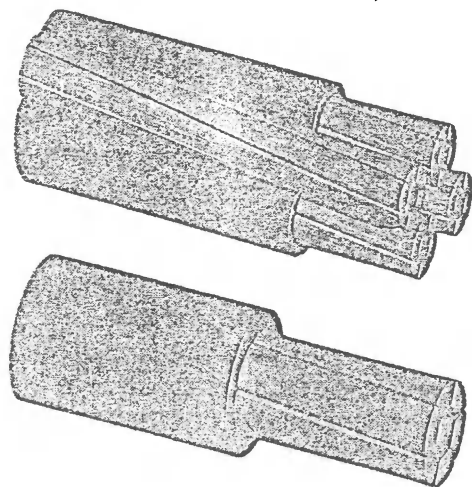


Рис. 13.4. Общий вид СИП

Преимущества СИП по сравнению с неизолированными:

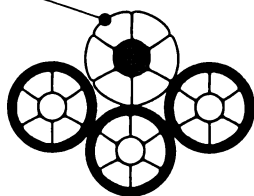
- повышенная надежность в эксплуатации за счет значительно меньшей вероятности короткого замыкания (проводники фаз изолированы);
- стойкость к атмосферным воздействиям (гололед, ветровые нагрузки);
- снижение индуктивного сопротивления в 3,5 раза, что позволяет сократить потери электроэнергии и увеличивает токи нагрузки;
- защита зеленых насаждений (не требуется вырубки деревьев и кустарников по трассе прокладки).

В настоящее время российскими производителями освоены и выпускаются три системы СИП, обладающие определенными преимуществами (см. рис. 13.5).

1. Система АМКА («финская система», марка в России – СИП-1); вокруг неизолированного («голого») несущего нулевого провода скручены изолированные фазные провода.

Несущий трос выполнен из алюминиевого сплава высокой прочности, все фазные жилы имеют изоляционный покров из термопластичного светостабилизированного полиэтилена.

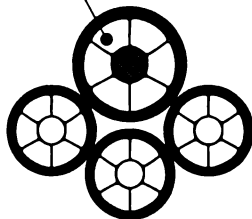
Неизолированная
несущая жила



СИП - 1 (АМКА)
СИП - 2 (АХКА)

а

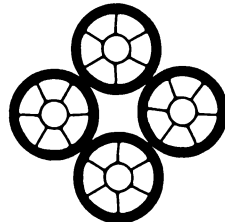
Изолированная
несущая жила



СИП - 1А (АМКА-Т)
СИП - 2А (АХКА-Т; Торсада)

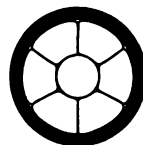
б

Без несущего
элемента



СИП - 4 (ЕХ; АЛУХ)

в



СИП - 3 (SAX)

г

Рис. 13.5. Конструкции СИП на 0,4 кВ и 20 кВ:
а – «финская система»; ***б*** – «французская система»;
в – «шведская система»; ***г*** – СИП на 20 кВ

2. Система Torsada («французская система», марка в России «СИП-2А»); вокруг изолированного несущего нулевого провода скручены изолированные фазные провода. Несущий трос выполнен из алюминиевого сплава высокой прочности, изоляционный покров из сшитого светостабилизированного полиэтилена.

3. Система ALUS, EX («шведская система», марка в России СИП-4); несущий провод отсутствует, а подвеска системы осуществляется за все четыре проводника одновременно, т.е. механическая нагрузка равномерно распределена между нулевым и фазными проводниками; все проводники равного сечения из алюминия; изоляционный покров всех жил из термопластичного светостабилизированного полиэтилена.

Преимущества «шведской» системы очевидны. При уменьшении общего веса и стоимости (благодаря отсутствию дорогостоящего троса из термоупрочненного алюминиевого сплава) эти СИП имеют более высокую механическую прочность за счет того, что крепление при монтаже осуществляется за все 4 жилы одновременно, а суммарная разрывная прочность четырех алюминиевых жил в 1,5–2 раза выше, чем разрывная прочность несущего троса из алюминиевого сплава.

13.4. Опоры ВЛ

Различные опоры ВЛ, которые применяются в электросетевом строительстве, классифицируются по целому ряду признаков и приведены в табл. 13.6.

Различают опоры по **количеству трехфазных цепей**:

- *одноцепные*, которые применяются при сооружении ВЛ любых номинальных напряжений;
- *двухцепные*, которые в России применяются для ВЛ 35–330 кВ, а за рубежом и на линиях 380–500 кВ;
- *многоцепные*, которые применяются за рубежом в густонаселенных районах с высокой стоимостью земли для экономии территории, отчуждаемой под трассу ВЛ.

Таблица 13.6

Классификация опор воздушных линий

Признак	Тип опоры	Примечание
Количество трехфазных цепей	Одноцепная	Всех напряжений
	Двухцепная	35–330 кВ
	Многоцепная	–
Способ крепления проводов	Промежуточная	Зажимы поддерживающие
	Анкерная	Зажимы натяжные
Положение на трассе	Угловая	В точках поворота трассы

Продолжение табл. 13.6

Признак	Тип опоры	Примечание
Конструктивное выполнение	Свободностоящая	–
	На оттяжках	–
Материал	Деревянная	До 220 кВ включительно
	Железобетонная	До 500 кВ включительно
	Металлическая	Всех напряжений
Специальное назначение	Транспозиционная	По концам участка цикла
	Ответвительная	Ответвления от магистрали
	Переходная	Переходы через реки и т.п.

Основанием второго признака служит **способ крепления проводов**. Здесь в первую очередь выделяются *промежуточные* опоры, на которых провода закрепляются в *поддерживающих зажимах*. Это основной тип опор, составляющий около 90% их общего числа. Кроме них выделяются *анкерные* опоры, на которых провода закрепляются в *натяжных зажимах*.

Эти опоры расположены по концам анкерного пролета (анкерованного участка), эскиз которого был показан на рис. 13.1.

По положению на трассе различают опоры, расположенные на прямых ее участках, и *угловые* (или анкерные угловые), расположенные в точках изменения направления (поворота) трассы линии. В этих точках на опору действует сила тяжения проводов и тросов, направленная по биссектрисе внутреннего угла. Поэтому в отличие от обычной промежуточной опоры угловая должна иметь раскосы, противодействующие опрокидывающему моменту в направлении действия этой силы. При углах поворота, превышающих 20°, устанавливают анкерные угловые опоры.

По конструктивному выполнению опоры делятся на *свободностоящие* и на *оттяжках*. Применение металлических тросовых оттяжек, которые крепятся с одной стороны к верхним частям опоры, а с другой стороны к анкерным плитам, заглубленным в грунт на 2–3 м, обеспечивает устойчивость опоры и по сравнению со свободностоящими опорами позволяет значительно сократить расход материала, из которого изготавливаются элементы опоры, а следовательно, и ее стоимость.

В качестве **материала** для изготовления опор используются древесина, железобетон и сталь. *Деревянные опоры* в России применяют на ВЛ с номинальным напряжением до 220 кВ включительно. В качестве примера на рис. 13.6 показана одноцепная свободностоящая промежуточная деревянная опора ВЛ 110 кВ.

Нижние части опоры (*пасынки*) заглублены в землю на 2,5 м. Для повышения прочности заделки опор в грунте к пасынкам крепятся поперечные *ригели*. В настоящее время применяются опоры с железобетонными пасынками, что способствует увеличению срока службы опор. Последний

определяется стойкостью древесины к гниению. Поэтому все остальные элементы – *стойки, траверсы и раскосы* (или перекрестные ветровые связи) пропитываются антисептиком.

Для их изготовления используется древесина лиственницы или сосны. Стойки соединяются с пасынками проволочными *бандажами*.

Унифицированные *железобетонные опоры* в России применяются для сооружения ВЛ с номинальным напряжением до 500 кВ включительно. Они имеют металлические траверсы и тросостойки.

Стойки изготовляют из вибрированного или центрифугированного железобетона. В первом случае они имеют двутавровое, квадратное или прямоугольное сечение. Стойки из центрифугированного железобетона имеют кольцевое сечение и цилиндрическую либо коническую форму.

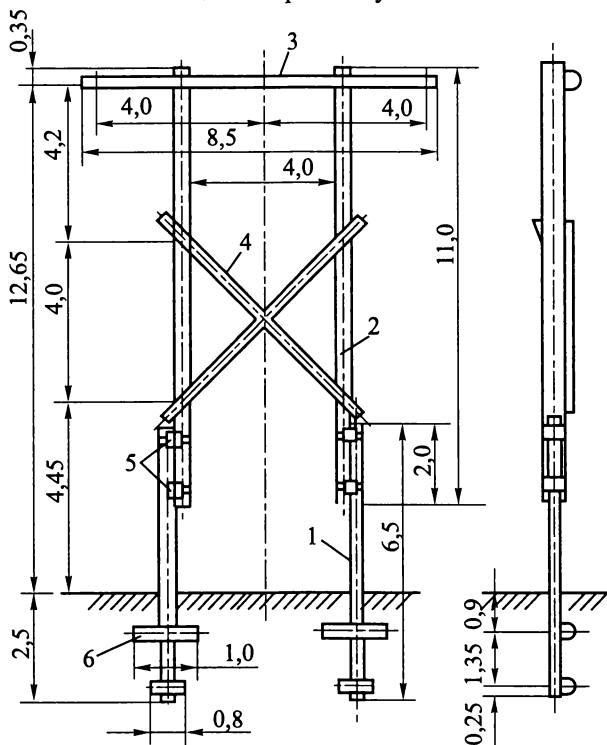


Рис. 13.6. Деревянная промежуточная опора ВЛ 110 кВ:

1 – пасынок; 2 – стойка; 3 – траверса; 4 – раскос; 5 – бандаж; 6 – ригель

Двухцепные одностоечные железобетонные опоры применяют при напряжениях 110–220 кВ, одноцепные (одно- и двухстоечные) на линиях 35–500 кВ. В качестве примера на рис. 13.7 показана промежуточная одноцепная свободностоящая железобетонная опора ВЛ 220 кВ с треугольным расположением проводов (на рисунке не показаны). Ее стойка имеет длину 26 м и заглубляется в грунт на 3,3 м.

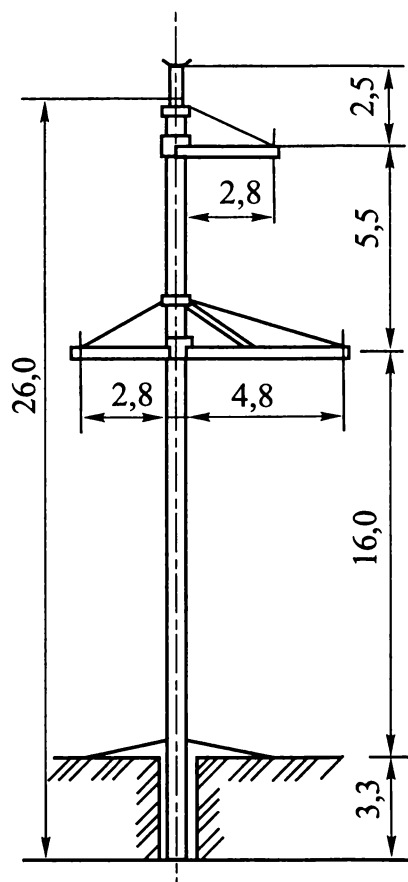


Рис. 13.7. Железобетонная промежуточная одноцепная свободностоящая опора ВЛ 220 кВ

Металлические опоры применяются во всем диапазоне номинальных напряжений (35–1150 кВ). Их основными элементами являются *ствол* (у свободностоящих опор башенного типа) или *стойки* (у порталных и V-образных опор), *траверсы* в форме пространственных ферм, *тросо-стойки* и *оттяжки*, если они предусмотрены конструкцией. На рис. 13.8 представлены примеры промежуточных металлических опор перечисленных выше типов (башенного, порталного и V-образного).

Ствол башенной опоры состоит из четырех вертикальных *поясов* из стальных угольников, связывающих соседние пояса *раскосов*, образующих *решетку*, и *диафрагм* (горизонтальных крестообразных связей поясов), придающих опоре жесткость и устойчивость. По способу сборки металлические опоры могут быть *сварными* и *болтовыми*.

Сварные опоры изготавливаются на заводе секциями, размеры которых лимитируются условиями транспортировки на трассу, где эти секции сочленяются с помощью болтов.

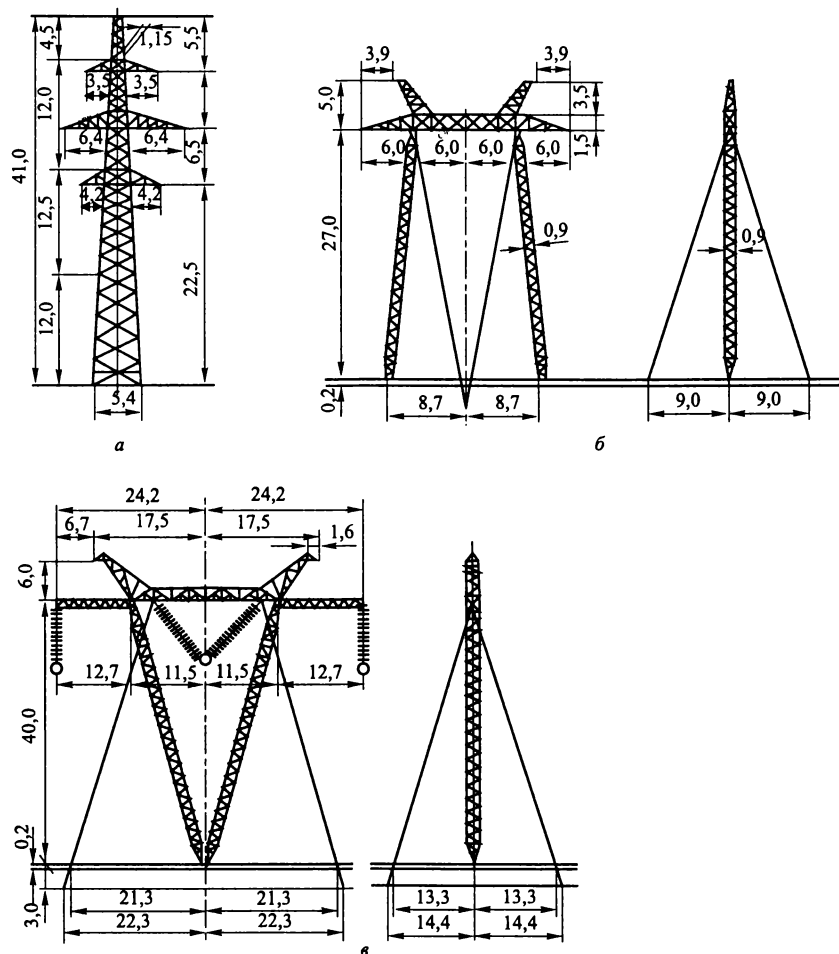


Рис. 13.8. Типы промежуточных металлических опор:
а – двухцепная свободстоящая башенная 220 кВ; **б** – одноцепная порталная 500 кВ на оттяжках; **в** – одноцепная V-образная 1150 кВ на оттяжках

Болтовые опоры полностью собираются на трассе. Их преимуществами являются большее удобство транспортировки составных элементов и упрощение технологии защиты от коррозии (горячей оцинковки) этих элементов в заводских условиях.

Помимо перечисленных выше выделяется группа опор **специального назначения**. К ним относятся транспозиционные, ответвительные и переходные опоры. *Транспозиционные* опоры устанавливаются по концам участков цикла транспозиции (рис. 13.9). Под транспозицией понимается циклическая перестановка фаз с целью снижения *несимметрии* систем векторов токов и напряжений в конце линии (при симметричных системах этих векторов в ее начале), вызываемой различием реактивных парамет-

ров фаз (индуктивностей и емкостей) вследствие несимметричного расположения проводов на опорах. На линиях длиной до 100 км обычно осуществляется один цикл транспозиции, если это допустимо по условиям влияния на проводные линии связи, прокладываемые параллельно ВЛ. *Ответвительные* опоры служат для выполнения ответвлений от основной линии, а *переходные* – для осуществления переходов через реки и другие водные пространства. Высота последних в ряде случаев достигает 100 м.

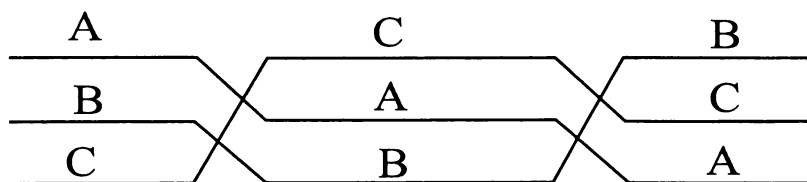


Рис. 13.9. Схема цикла транспозиции фаз А, В, С воздушной линии

На одноцепных опорах в настоящее время применяют два расположения проводов – *по вершинам треугольника* (на ВЛ 35–330 кВ с железобетонными и стальными опорами) и *горизонтальное* (на всех ВЛ напряжением 220 кВ и выше и на ВЛ 35–110 кВ с деревянными опорами). На двухцепных опорах рекомендуется расположение проводов *по вершинам шестиугольника* (типа «бочка»).

13.5. Изоляторы и линейная арматура

Изоляторы ВЛ изготавливают в основном из фарфора или закаленного стекла. Вместе с тем, в последние два десятилетия все шире начинают применяться и полимерные изоляторы. Фарфор и стекло обладают высокой стойкостью к атмосферным воздействиям, достаточно высокой механической и электрической прочностью. Стекланные изоляторы легче фарфоровых, лучше противостоят ударным нагрузкам и не растрескиваются, а рассыпаются при пробое, что облегчает визуальное нахождение места повреждения при осмотрах линии.

Конструктивно различаются два вида стекланных и фарфоровых изоляторов – *штыревые* и *подвесные*. **Штыревые** (рис. 13.10, а) применяются на ВЛ до 35 кВ включительно. Корпус изолятора имеет внутреннюю резьбу и навинчивается на металлический штырь или крюк. Провод укладывается в углубление на головке изолятора и закрепляется проволоочной вязкой. В марке изолятора присутствует обозначение типа (Ш), материала (С или Ф), номинального напряжения (в киловольтах) и исполнения (А, Г и др.). Так, например, изолятор ШС10-Г (грязестойкого исполнения, т.е. для районов с загрязненной атмосферой) имеет высоту 145 мм, диаметр корпуса 160 мм и массу 2,1 кг.

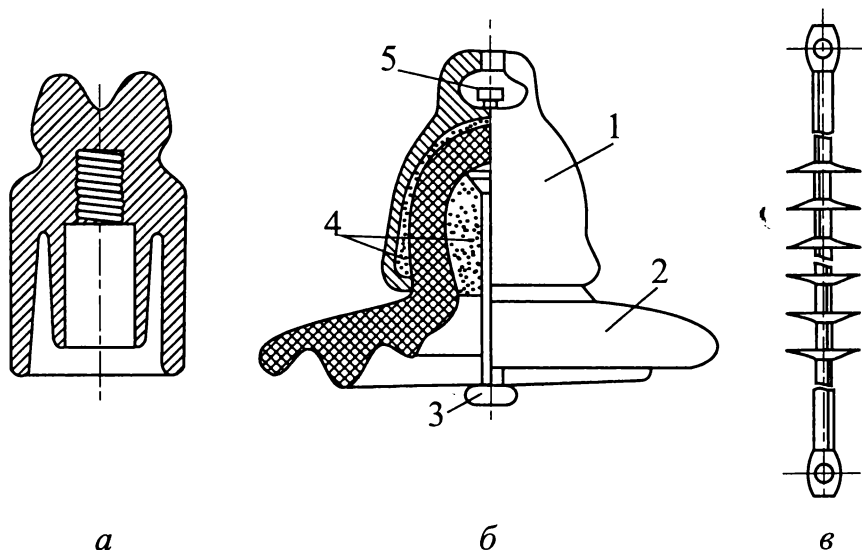


Рис. 13.10. Виды линейных изоляторов: *а* – штыревой; *б* – подвесной тарельчатого типа; *в* – полимерный (стержневой); 1 – шапка; 2 – изолирующая деталь (тарелка); 3 – стержень; 4 – цементная заделка; 5 – замок изолятора

Подвесные изоляторы (рис. 13.10, *б*) применяются на ВЛ напряжением 35 кВ и выше. Марка изолятора содержит буквы П (подвесной), С (стеклянный) или Ф (фарфоровый), Г (грязестойкий) и А, Б, В, Д (обозначение модификации). Цифрой обозначается максимальная (разрушающая) механическая нагрузка в килоньютонах (кН), например ПФ70-В, ПСГ120-А, ПС400-А и т.п.

Конструкция подвесного тарельчатого изолятора состоит из трех основных элементов:

- стеклянной или фарфоровой *изолирующей детали* в виде тела вращения с ребрами на нижней поверхности и с внутренней полостью конической или цилиндрической формы;
- *шапки* из ковкого чугуна, в верхней части которой имеется сферическая полость (гнездо), предназначенная для шарнирного сопряжения с другим изолятором;
- *стержня*, нижняя головка которого имеет сферическую поверхность, сопрягаемую с соответствующей поверхностью в гнезде шапки.

Прочное соединение металлических деталей подвесного изолятора с изолирующей деталью достигается за счет конической формы сопрягаемых частей шапки, изолирующей детали и верхней головки стержня, пространство между которыми заполняется цементным раствором (позиция 4 на рис. 13.10, *б*), обеспечивающим их прочное соединение.

Подвесные изоляторы собираются в *гирлянды* путем введения в сферическое гнездо шапки головки стержня смежного изолятора. Для предот-

вращения расцепления сферический шарнир изоляторов запирается замком М-образной или шплинтообразной формы.

Количество изоляторов в поддерживающей гирлянде $n_{из}$ определяется в основном значением номинального напряжения линии, а также степенью загрязненности атмосферы, материалом опоры и типом изолятора. При использовании изоляторов марок ПС70-Б и ПФ70-В их число в поддерживающей гирлянде, ее длина с арматурой от траверсы до провода l_r и масса гирлянды с арматурой m_r для ВЛ 35–330 кВ, сооружаемых на металлических и железобетонных опорах в районах с нормальными атмосферными условиями, приведены в табл. 13.7.

Стержневые **полимерные изоляторы** (ПИ) представляют собой относительно новое поколение изоляции ВЛ. Их разработка и внедрение в практику сооружения ВЛ начались в СССР в 70-е годы XX в. В настоящее время в России в эксплуатации находятся более 400 тыс. ПИ.

Основой их конструкции (рис. 13.10, в) является *стеклопластиковый стержень*, воспринимающий всю механическую нагрузку. На концах стержня имеются металлические *оконцеватели* или *фланцы* для крепления к траверсе опоры и соединения с зажимом провода. Электрическую прочность изолятора и необходимую длину пути утечки тока обеспечивает ребристая *оболочка* из кремнийорганической эластомерной композиции (резины) или силикона, защищающая стержень от атмосферных воздействий и закрепленная на нем с помощью клеевого герметика (гермента).

Таблица 13.7

Характеристика поддерживающих гирлянд изоляторов ВЛ 35–330 кВ

Параметр	Марка изолятора	Значение параметра при $U_{ном}$, кВ				
		35	110	150	220	330
$n_{из}$	ПФ70-В	3	7	9	13	19
	ПС70-Б	3	8	10	14	21
l_r , м	ПФ70-В	0,69	1,25	1,5	2,2	3,0
	ПС70-Б	0,68	1,35	1,6	2,3	3,2
m_r , кг	ПФ70-В	19	38	47	72	118
	ПС70-Б	16	36	45	67	111

Основными достоинствами ПИ являются прежде всего их высокая эксплуатационная надежность, малая масса, устойчивость к ударным механическим нагрузкам и актам вандализма (в том числе к расстрелам), удобство транспортировки и простота монтажа, а также эстетичный внешний вид. Отечественные ПИ маркируются буквами ЛК, после которых указывается разрушающая нагрузка при растяжении (от 70 до 300 кН) и через дробь – значение $U_{ном}$. Так, например, изолятор ЛК 70/110 имеет габаритный размер 1278 мм, длину изоляционной части 1020 мм, диаметр ребер оболочки 85 мм и мас-

су 3,3 кг, т.е. на порядок меньшую по сравнению с гирляндой стеклянных или фарфоровых изоляторов таких же напряжения и прочности (см. табл. 13.7).

Линейная арматура, применяемая для крепления проводов к изоляторам и изоляторов к опорам, делится на следующие основные виды: зажимы, применяемые для закрепления проводов в гирляндах подвесных изоляторов; сцепную арматуру для подвески гирлянд на опорах и соединения многоцепных гирлянд друг с другом, а также соединители для соединения проводов и тросов в пролете (табл. 13.8).

Сцепная арматура включает скобы, серьги и ушки. Скоба предназначена для присоединения гирлянды к траверсе опоры или к закрепляемым на траверсе деталям. Поддерживающая гирлянда изоляторов (рис. 13.11, а) закрепляется на траверсе промежуточной опоры при помощи серьги 1. Серьга 1 с одной стороны соединяется со скобой или с деталью на траверсе, а с другой стороны вставляется в шапку верхнего изолятора 2. К нижнему изолятору гирлянды за ушко 3 прикреплен поддерживающий зажим 4, в котором помещен провод 5.

Таблица 13.8

Классификация линейной арматуры

Категория	Тип	Разновидности
Фиксирующая	Зажим поддерживающий	Глухой С проскальзыванием
	Зажим натяжной	Клиновой Болтовой Прессуемый
Сцепная	Элемент сопряжения	Скоба (гирлянда-опора) Серьга (скоба-изолятор) Ушко (изолятор-зажим) Коромысло (<i>n</i> гирлянд) Промежуточное звено Узел крепления к опоре
Защитная	Элемент защиты	Защитное кольцо Защитный овал Разрядные рога
Соединительная	Соединитель	Овальный Прессуемый
Дистанцирующая	Распорка	Металлическая Изолирующая

Зажимы для закрепления проводов и тросов в гирляндах подвесных изоляторов подразделяются на *поддерживающие*, подвешиваемые на промежуточных опорах, и *натяжные*, применяемые на опорах анкерного типа. По прочности закрепления провода поддерживающие зажимы подразделяются на *глухие* и *с заделкой ограниченной прочности*. Глухой зажим показан

на рис. 13.11, в. Нажимные болты 1 через плашку 2 прижимают провод к корпусу зажима («лодочке») 3 и удерживают его на месте при одностороннем тяжении. Провод и трос в случае обрыва в одном из пролетов, как правило, не вытягиваются из зажима, и тяжение провода или троса, оставшегося необорванным, передается на промежуточную опору. Глухие зажимы – основной тип зажимов, применяемых в настоящее время на ВЛ 35–500 кВ.

Зажимы с ограниченной прочностью заделки применяются на ВЛ 500 кВ. При обрыве провод протягивается (проскальзывает) в зажиме, что уменьшает продольную нагрузку на промежуточную опору. Однако опыт эксплуатации линий 500 кВ с зажимами ограниченной прочности заделки не вполне удовлетворителен.

На анкерных опорах провода закрепляют наглухо при помощи натяжных зажимов. Провода одной фазы электрически соединены друг с другом отрезком провода в виде петли или шлейфа, свободно висящего под гирляндами. Существует несколько типов натяжных зажимов: болтовые – для проводов сечением 35–500 мм²; прессуемые – для сталеалюминиевых проводов сечением 300 мм² и более; клиновые – для подвески стальных тросов. Соответственно закрепление проводов и тросов в натяжных зажимах осуществляется с помощью нажимных плашек и болтов, опрессовыванием частей зажима на проводе, а также заклиниванием троса между телом зажима и клином под действием тяжения по тросу. Болтовые зажимы (рис. 13.11, г) состоят из корпуса 1, плашек 2, натяжных болтов с гайками 3 и прокладок 4 из алюминия. Прессуемые зажимы (рис. 13.11, д) состоят из стального анкера 1, в котором на длине l_1 опрессовывается стальной сердечник провода, и алюминиевого корпуса 2, в котором на длине l_2 опрессовывается алюминиевая часть провода со стороны пролета, а на длине l – шлейф.

Промышленность выпускает провода кусками определенной длины. На ВЛ эти куски проводов соединяют друг с другом с помощью *соединителей*, подразделяемых на овальные и прессуемые.

Овальные соединители (рис. 13.11, е, ж) применяются для проводов сечением до 185 мм² включительно. В них провода укладываются внахлест, после чего производится обжатие соединителя с помощью специальных клещей (рис. 13.11, е). Сталеалюминиевые провода сечением до 95 мм² включительно закрепляются в соединителях методом скручивания (рис. 13.11, ж).

Прессуемые соединители используются для соединения проводов сечением 240 мм² и более и стальных тросов всех сечений. Для сталеалюминиевых проводов эти зажимы состоят из двух трубок: одной – стальной, предназначенной для соединения внутренних стальных жил, и другой – алюминиевой, накладываемой поверх первой и служащей для соединения наружных алюминиевых жил (рис. 13.11, з).

К проводам ВЛ вблизи от зажимов подвешиваются *гасители вибрации* с грузами или *демпфирующие петли*, применение которых уменьшает вибрацию и позволяет предотвратить излом проволок провода. Гаситель состоит из двух чугунных грузов 1, соединенных стальным тросом 2 (рис. 13.11, и).

Частота собственных колебаний гасителей во много раз меньше, чем провода, и вибрация последнего в результате уменьшается.

Для алюминиевых и сталеалюминиевых проводов малых сечений защита от вибраций осуществляется с помощью демпфирующей петли 1 из провода той же марки. Петля прикрепляется к проводу болтовыми зажимами 2 по обе стороны поддерживающего зажима 3 у подвесной гирлянды изоляторов 4 (рис. 13.11, к).

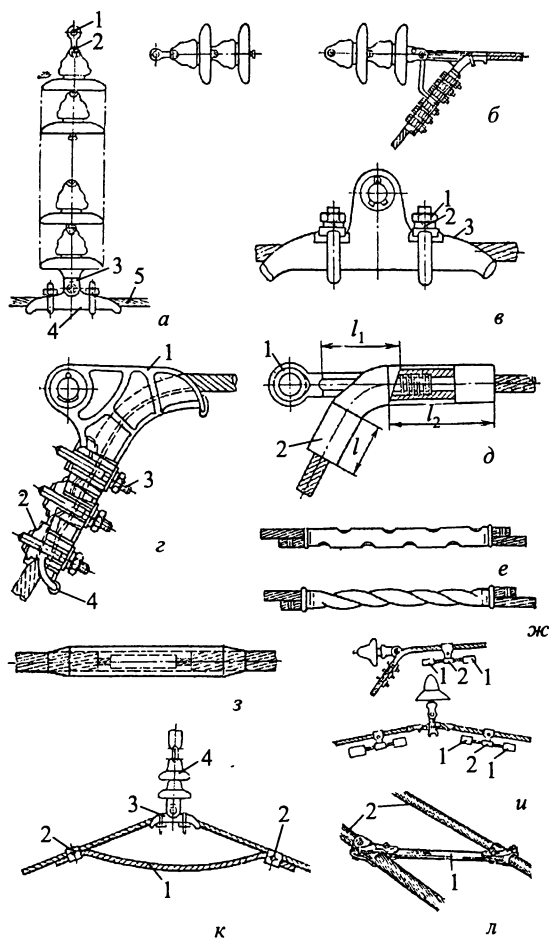


Рис. 13.11. Поддерживающие и натяжные гирлянды изоляторов и линейная арматура: *а* – поддерживающая гирлянда изоляторов с глухим зажимом; *б* – натяжная гирлянда изоляторов с болтовым зажимом; *в* – глухой поддерживающий зажим; *г* – болтовой натяжной зажим; *д* – прессуемый натяжной зажим; *е, ж* – соединители стальные с обжатием и с закручиванием; *з* – соединитель прессуемый; *и* – подвеска гасителей вибрации у натяжных и поддерживающих зажимов; *к* – демпфирующая петля; *л* – распорки

На проводах ВЛ 330–750 кВ применяются распорки 1 (рис. 13.11, л) для фиксации проводов расщепленной фазы 2 относительно друг друга. Эти рас-

порки обеспечивают требуемое расстояние между отдельными проводами фазы и предохраняют их от схлестывания, соударения и закручивания.

13.6. Кабельные линии

Силовые кабели предназначены для передачи и распределения электрической энергии и являются одним из важнейших видов кабельных изделий. Классификацию силовых кабелей принято проводить по значению напряжения электрических сетей, в которых они используются.

Силовые кабели низкого напряжения (до 1 кВ). Преимущественно эти кабели применяются в трехфазных системах с заземленной нейтралью при напряжении 220/380 В и изготавливаются в основном в четырехжильном исполнении (три фазных проводника и один нулевой для соединения с заземленной нейтралью – рис. 13.12), хотя выпускаются и трехжильные кабели. В качестве электрической изоляции жил и защитных оболочек кабелей применяются пластмассы преимущественно на основе поливинилхлоридных (ПВХ) пластиков. Форма токопроводящих жил чаще всего секторная, так как она позволяет получить компактную и соответственно экономичную конструкцию кабеля. Однако силовые кабели такого типа выпускаются и с круглыми жилами. Материал жил – медь.

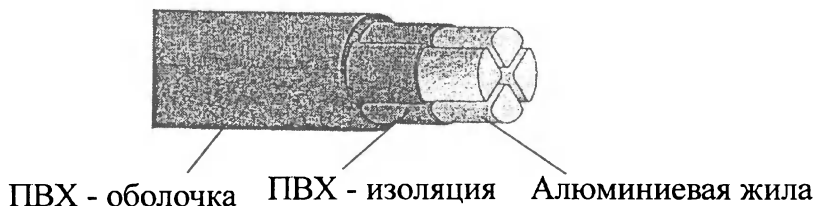


Рис. 13.12. Типовая конструкция силового кабеля на напряжение до 1 кВ

По условиям эксплуатации кабели разделяются на две группы:

- а) для подземной прокладки;
- б) для прокладки в кабельных сооружениях (каналах, туннелях, эстакадах), производственных помещениях, в том числе на ТЭЦ, АЭС и других объектах (прокладка в воздухе).

Кабели для подземной прокладки в городских условиях применяются для подвода питания к жилым и производственным зданиям от квартальных подстанций 10/0,4 кВ, для уличного освещения.

Из-за высокой насыщенности грунтов растворами хлоридов в ряде регионов России в последние годы ориентируются на применение кабелей с медными токопроводящими жилами, так как алюминиевые жилы кабелей (особенно для уличного освещения) разрушаются за счет диффузии хлоридов через ПВХ-оболочку и изоляцию, а для подвода питания к жилым домам преимущественно используются кабели с пропитанной бумажной изоляцией в свинцовой коррозионно-стойкой оболочке.

Перспективными являются конструкции кабелей низкого напряжения с изоляцией из сшитого полиэтилена (ПЭ) с повышенной нагрузочной способностью по сравнению с ПВХ-изоляцией (примерно на 17%), в том числе коррозионно защищенные кабели для подземной прокладки в агрессивных грунтах. Коррозионная защита кабелей обеспечивается применением полиэтиленовой изоляции и оболочки, имеющих пониженные коэффициенты диффузии водных растворов в 8–10 раз меньшие по сравнению с ПВХ-изоляцией.

Условия эксплуатации кабелей, прокладываемых в кабельных сооружениях, накладывают требования по пожаробезопасности к конструкциям кабелей и применяемым материалам. По условиям пожаробезопасности кабели классифицируются по пяти группам в соответствии со схемой, показанной на рис. 13.13.

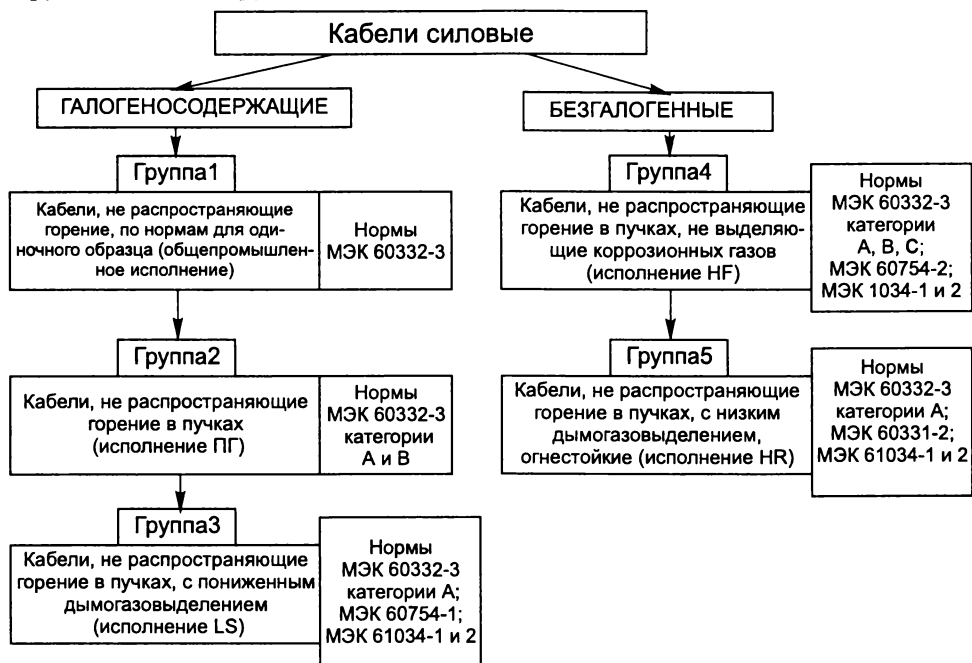


Рис. 13.13. Классификация пожаробезопасных кабелей

Силовые кабели среднего напряжения. Эти кабели применяются в распределительных сетях с изолированной нейтралью на напряжения 6, 10, 20 и 35 кВ. Основным напряжением распределительных сетей энергосистем России и стран СНГ является напряжение 10 кВ. В качестве электрической изоляции кабелей среднего напряжения применяется бумажная пропитанная и пластмассовая изоляция.

Силовые кабели с пропитанной бумажной изоляцией на напряжение 6 и 10 кВ изготавливаются трехжильными. В качестве фазной и поясной изоляции применяется бумага, пропитанная маслोकанифольным составом. Такие кабели выпускаются с медными и алюминиевыми жилами секторной формы. Для защиты гигроскопичной изоляции в конструкции кабеля предусмотрена металлическая оболочка из свинца или алюминия. Поверх

металлических оболочек накладываются защитные покровы для механической и коррозионной защиты. Конструкция трехжильного кабеля с поясной изоляцией показана на рис. 13.14: 1 – медная или алюминиевая токопроводящая жила; 2 – фазная изоляция; 3 – общая поясная изоляция; 4 – свинцовая или алюминиевая оболочка; 5 – подушка под броней; 6 – стальная броня; 7 защитные покровы; 8 – заполнение.

Производство силовых кабелей с пропитанной бумажной изоляцией в России было начато в начале XX в. Поэтому в крупных энергосистемах находится значительная доля кабелей подземной прокладки, практически выработавших ресурс. Соответственно, удельная повреждаемость таких кабелей (число отказов на 100 км в год) имеет повышенные значения. Наибольшие показатели по удельной повреждаемости приходятся на кабели в алюминиевых оболочках из-за их коррозионного разрушения (доля кабелей в алюминиевых оболочках составляет около 50%).

Поэтому в последние годы принято генеральное направление на применение для распределительных сетей среднего напряжения современных кабелей с изоляцией из сшитого ПЭ, допускающего повышенные температуры эксплуатации (табл. 13.9).

За счет повышения рабочих температур изоляции из сшитого ПЭ длительно допустимые токи нагрузки кабелей увеличиваются на 17% при прокладке в земле и на 20% при прокладке в воздухе по сравнению с кабелями с пропитанной бумажной изоляцией

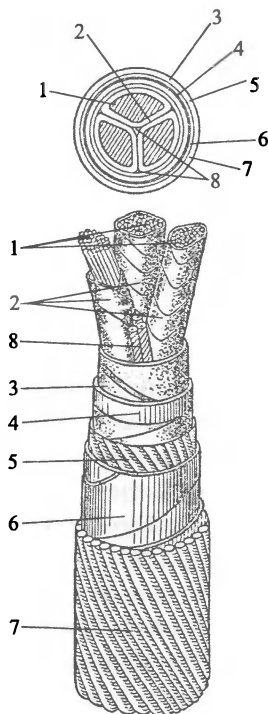


Рис. 13.14. Силовой кабель с бумажной пропитанной изоляцией

Повышение теплостойкости сшитого ПЭ достигается за счет поперечной сшивки линейных молекул ПЭ через атомы углерода или цепочки кремний – кислород.

Кабели среднего напряжения с изоляцией из сшитого ПЭ получили широкое распространение с 80-х годов XX в. в промышленно развитых странах (США, Япония, Франция, Германия и др.), где они полностью вытеснили кабели с пропитанной бумажной изоляцией в свинцовых оболочках.

Однако следует учитывать, что к технологии изготовления и конструкции таких кабелей предъявляются высокие требования.

Это необходимо, чтобы исключить возникновение и развитие в полиэтиленовой изоляции так называемых «водных триингов» – древовидных образований или образований других форм, способных привести при эксплуатации к пробое кабеля.

Таблица 13.9

**Основные термические параметры силовых кабелей
среднего напряжения с пропитанной бумажной
изоляцией и изоляцией из сшитого ПЭ**

Параметр	Изоляция	
	Пропитанная бумажная	сшитый ПЭ
Длительно допустимая рабочая температура, °C	70	90
Максимально допустимая температура при перегрузках, °C	75	130
Максимально допустимая температура к КЗ, °C	200	250

Изоляция из сшитого ПЭ не должна содержать воздушных, газовых и других инородных включений (допускаются включения только на микронном уровне). Способ изготовления и конструкция кабеля должны обеспечивать отсутствие влаги в изоляции для предотвращения роста водных триингов. Макро- и микроструктура экструдированной ПЭ-изоляции не должна содержать слабых в электрическом отношении участков, в изоляции не должны возникать значительные механические напряжения. Уровень технологической культуры и контроль качества при изготовлении кабелей должны удовлетворять строгим нормам и обеспечиваться соответствующими техническими средствами: системой контроля и регулирования геометрии кабеля, системой контроля чистоты ПЭ и т.п.

На рис. 13.15 показана типовая конструкция одножильного кабеля с ПЭ-изоляцией на напряжение 10 кВ.

Силовые кабели высокого напряжения. К этому классу относятся кабели на напряжение 110, (150), 220, (330) и 500 кВ применительно к номинальным напряжениям систем электропередачи, принятых в России и странах СНГ. Напряжения 150 и 330 кВ используются в отдельных случаях.

Кабели предназначены для передачи крупных мощностей электроэнергии (60–620 МВ·А) на указанных напряжениях.

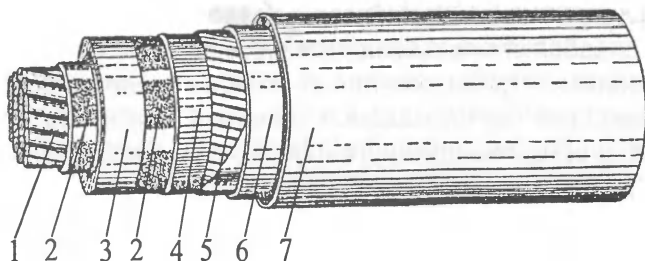


Рис. 13.15. Типовая конструкция кабеля с ПЭ-изоляцией на напряжение 10 кВ:
 1 – алюминиевая токопроводящая жила; 2 – электропроводящие экструдированные экраны; 3 – изоляция из сшитого ПЭ;
 4 – электропроводящие влагонабухающие ленты; 5 – экран из медных проволок; 6 – разделительная обмотка лентой; 7 – оболочки из ПЭ

Области применения кабелей следующие:

- глубокие вводы к центрам потребления электроэнергии в условиях крупных городов (применяются кабели на напряжение 110–220 кВ для питания районных городских подстанций);
- выводы мощности с крупных гидро- и тепловых электростанций преимущественно при напряжениях 220 и 500 кВ;
- питание энергоемких производственных комплексов (автомобильные заводы, металлургические и химические предприятия).

К электрической изоляции кабелей высокого напряжения предъявляются высокие требования в части электрической прочности, высокой надежности в течение длительных сроков службы (35 и более лет).

Напряженности электрического поля в изоляции таких кабелей составляют от 7 до 15 кВ/мм, т.е. являются наиболее высокими по сравнению с напряженностями поля в любых электротехнических аппаратах и устройствах.

Напряженность электрического поля является одним из главных параметров, обеспечивающих приемлемые конструктивные размеры (диаметры) кабелей. Высокие рабочие напряженности электрического поля ставят серьезные научно-технические проблемы с точки зрения обеспечения высокого ресурса работы кабелей. Эти проблемы успешно решены для двух видов электрической изоляции кабелей: бумажно-пропитанной, работающей под избыточным давлением масла (маслонаполненные кабели – МНК), и из сшитого ПЭ с применением соответ-

ствующих технологий, обеспечивающих чистоту и требуемое качество изоляции.

В конструкциях и технологии изготовления МНК приняты меры для обеспечения надежной работы изоляции при высоких напряжениях электрического поля:

- изоляция кабеля в процессе эксплуатации находится под постоянным избыточным давлением изоляционного масла для предотвращения частичных разрядов в структуре изоляции;

- технология изготовления кабеля предусматривает тщательную термовакуумную обработку изоляции и масла для обеспечения минимальных диэлектрических потерь в изоляции, которые определяют высокий ресурс работы кабеля.

На рис. 13.16 приведена конструкция МНК низкого давления, а на рис. 13.17 – МНК высокого давления в стальной трубе.

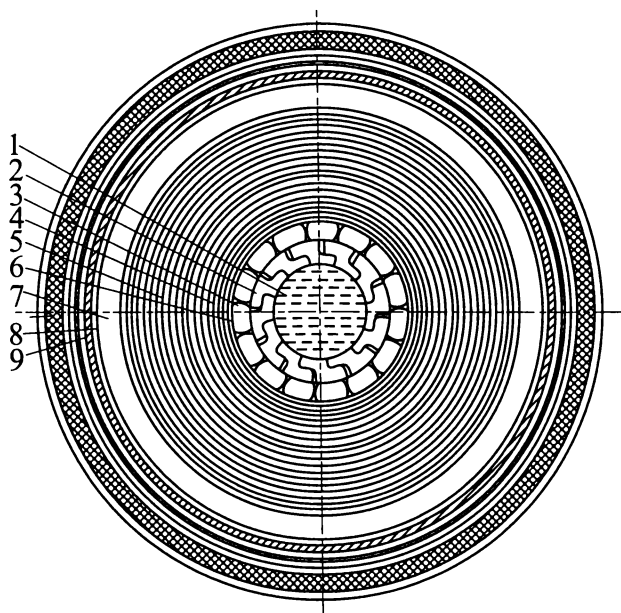


Рис. 13.16. Конструкция маслянаполненного кабеля низкого давления на напряжение 110 кВ: 1 – канал для циркуляции масла; 2 – Z-образные проволочки токопроводящей жилы; 3 – сегментные проволочки жилы; 4 – слой изоляции из уплотненной бумаги; 5 – слой изоляции из неуплотненной бумаги; 6 – экран из электропроводящей бумаги; 7 – свинцовая оболочка; 8 – упрочняющие ленты; 9 – защитные покровы

Кабели высокого напряжения со сшитой ПЭ-изоляцией имеют ряд важных преимуществ в эксплуатации по сравнению с МНК:

- не требуют систем подпитки маслом и сигнализации давления, что снижает трудоемкость обслуживания и капитальные затраты на сооружение кабельных линий;

- позволяют осуществлять прокладку без ограничения разностей уровней на трассе;
- снижают трудоемкость монтажных работ при сооружении кабельных линий;
- экологически безопасны (отсутствует утечка масла в грунт, что наблюдается при эксплуатации МНК);
- имеют повышенную нагрузочную способность и стойкость к токам короткого замыкания за счет более высокой теплостойкости изоляции из сшитого ПЭ по сравнению с пропитанной бумагой.

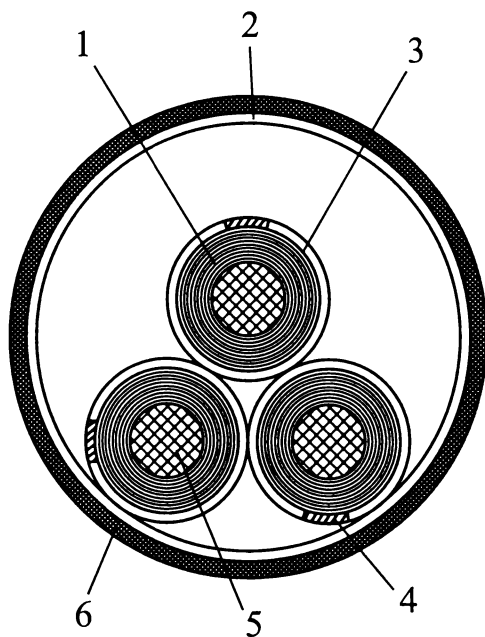


Рис. 13.17. Конструкция маслонаполненного кабеля высокого давления в стальной трубе: 1 – бумажная изоляция, пропитанная маслом; 2 – стальная труба; 3 – экран из медной ленты; 4 – медная проволока скольжения; 5 – токопроводящая жила; 6 – антикоррозионное покрытие

Напряженность электрического поля в пластмассовой изоляции находится на уровне напряженности в бумажно-пропитанной изоляции и составляет от 6 до 15 кВ/мм в зависимости от номинального напряжения кабелей.

Типовая конструкция кабеля высокого напряжения с изоляцией из сшитого ПЭ показана на рис. 13.18. Эти кабели нового поколения для увеличения пропускания возрастающих уровней электрической мощности, вместо ранее использовавшихся малых сечений жилы кабеля до 625 мм², применяются кабели сечением 1200 мм² и более (рис. 13.18, а).

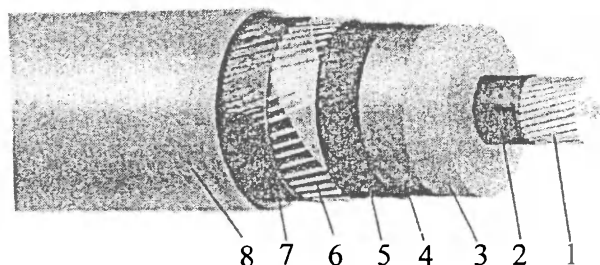


Рис. 13.18. Конструкция силового кабеля высокого напряжения с изоляцией из сшитого ПЭ

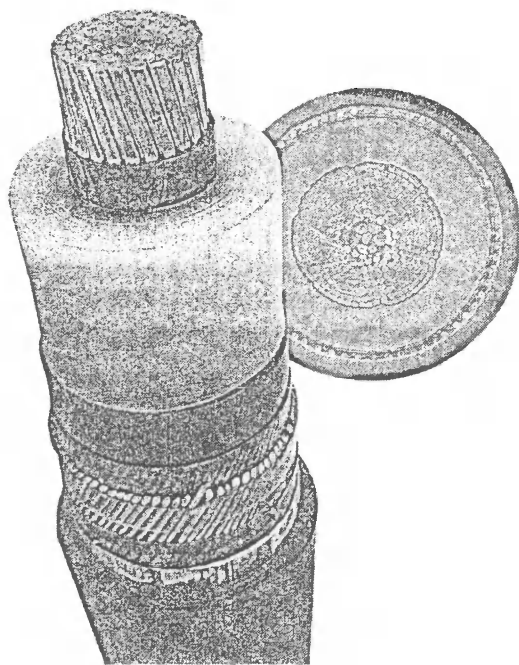


Рис. 13.18, а – высоковольтный кабель сечением $1\,200\text{--}1\,500\text{ мм}^2$ с изоляцией из СП

Встроенные в экран высоковольтного кабеля оптоволоконные проводники обеспечивают возможность мониторинга температуры в реальном масштабе времени и уровня передаваемой мощности, что повышает надежность электроснабжения (рис. 13.19).

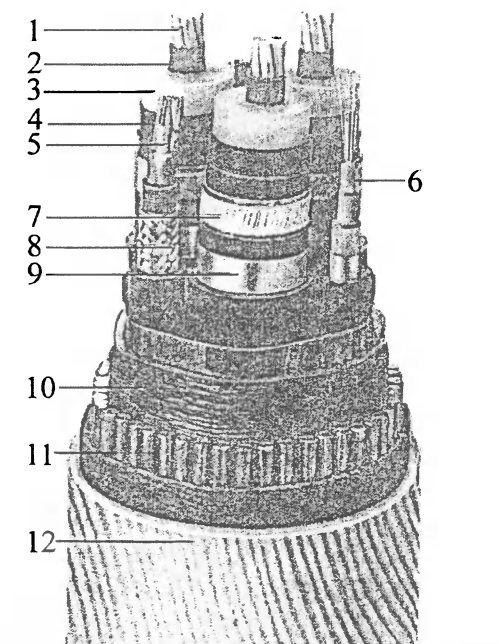


Рис. 13.19. Высоковольтный трехжильный кабель с изоляцией из СП:

1 – медная токопроводящая жила: круглая уплотненная с водоблокирующими элементами; **2** – экран по жиле: полупроводящий материал; **3** – изоляция из сшитого полиэтилена; **4** – экран по изоляции: полупроводящий материал; **5** – контрольный кабель; **6** – волоконно-оптический кабель; **7** – экран из медных проволок, поверх которых положена водоблокирующая лента; **8, 9** – защитная оболочка: алюминиевая лента (**8**) со слоем полиэтилена (**9**); **10** – подушка: полипропиленовые нити; **11** – броня из оцинкованных стальных проволок; **12** – наружный покров: битум; полипропиленовые нити, кабельная пряжа, покрытие, предохраняющее от слипания

13.7. Прокладка кабельных линий

Кабельная прокладка является основной для промышленных предприятий и городов в отличие от сетевых ВЛ электропередачи.

Проектирование и сооружение кабельных линий (КЛ) должны производиться с учетом развития сети, ответственности и назначения линий, характера трассы, способа прокладки, конструкций кабелей.

При выборе трассы КЛ стараются достичь наименьшего расхода кабеля и обеспечить его защиту от механических повреждений, от коррозии и вибрации, от повреждения электрической дугой при замыкании в соседнем кабеле и пр. Кабельные сооружения необходимо рассчитывать на дополнительную прокладку не менее 15% сверх предусмотренных проектом.

Прокладка кабелей в траншеях. Прокладка кабелей в траншеях наиболее проста и дешева. Она экономична по такому важному показателю, как расход цветного металла, так как при прокладке в земле в результате лучшего охлаждения пропускная способность кабеля увеличивается по сравнению с другими способами прокладки. На рис. 13.20 приведены примеры кабельных траншей с расположением в них одиночного кабеля и четырех силовых кабелей одного напряжения и принадлежности (назначения).

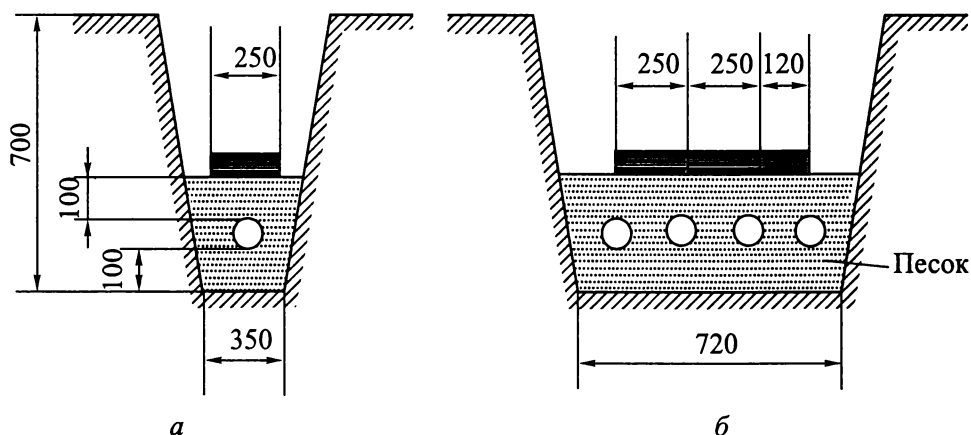


Рис. 13.20. Расположение кабелей в кабельных траншеях:
***а* – одиночный кабель; *б* – четыре основных кабеля одного напряжения и назначения**

Прокладку в траншее не рекомендуется применять: 1) на участках с большим количеством кабелей и там, где возможна разливка горячего металла или разрушающе действующих жидкостей; 2) при большой насыщенности территории подземными и наземными технологическими и транспортными коммуникациями и другими сооружениями; 3) в почвах, содержащих большое количество веществ, разрушающе действующих на оболочки кабелей; 4) в местах, где блуждающие токи достигают опасных значений, большие механические нагрузки на поверхность земли, возможно частое разрытие грунта.

Для прокладки в земле следует применять преимущественно бронированные кабели, металлические оболочки которых должны иметь внешний покров для защиты от химических воздействий.

В одной траншее с силовыми допускается прокладка трех-четырех контрольных кабелей. Глубина заложения от планировочной отметки (поверхности) должна быть не менее: для КЛ до 20 кВ – 0,7 м; 35 кВ – 1 м. Маслонаполненные кабельные линии напряжением 110–220 кВ должны иметь глубину залегания не менее 1,5 м.

При определении длины прокладываемого кабеля необходимо учитывать, что для компенсации температурных деформаций и возможных сме-

щений почвы (механических напряжений) кабели в траншее укладываются волнообразно (змейкой), что увеличивает длину на 1–2%.

Размеры траншеи при прокладке в ней силовых кабелей до 10 кВ принимаются не менее приведенных ниже (рис. 13.21).

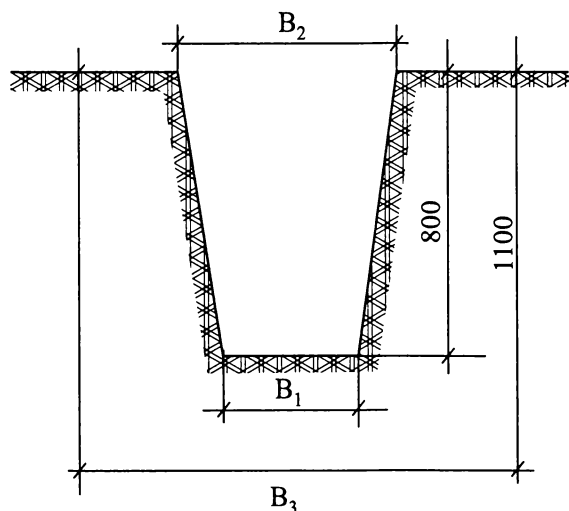


Рис. 13.21. Размеры траншеи для прокладки кабелей 1–10 кВ: B_1 – на дне траншеи; B_2 – размер у поверхности земли; B_3 – размер зоны отвода

Число силовых кабелей, шт.	1	1–2	2–3	3–4	4–5	5–6
B_1 , мм	250	300	400	600	750	900
B_2 , мм	350	500	600	700	830	1 000
B_3 , мм	2 150	2 300	2 400	2 500	2 600	2 800

В местах поворота, разветвления траншеи выполняют так, чтобы радиус изгиба кабелей был не меньше допустимого (рис. 13.22., табл. 13.10).

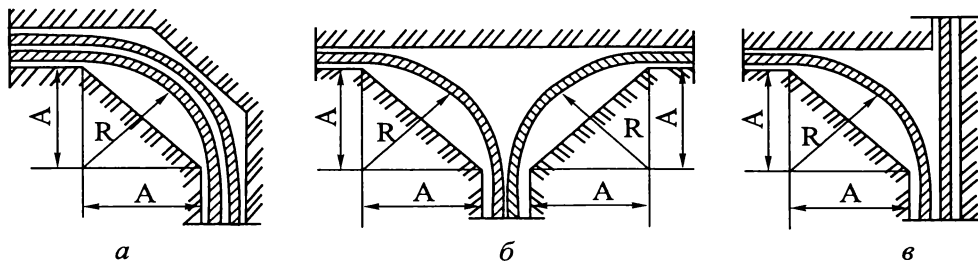


Рис. 13.22. Поворот и разветвление кабельных трасс: a – поворот кабелей; $б$ – разветвление кабелей; $в$ – ответвление кабеля

Таблица 13.10

**Размеры траншей и радиусы изгиба кабелей
при поворотах и разветвлениях кабельных трасс**

Число × сечение жил (мм²)	Наружный диаметр кабеля, мм, при напряжении		Радиус изгиба кабеля <i>R</i> , мм	Минимальный размер скоса внутреннего угла траншеи <i>A</i> , мм
	10 кВ	1 кВ		
Кабели ААБ, АБ, АСБ, СБ				
3 × 70	44,4	—	700	600
3 × 240	63,7	—	950	850
3 × 70	—	34,9	550	450
3 × 240	—	53,9	800	700
Кабели ААШв, Ашв				
3 × 70	40,8	—	650	550
3 × 240	59,5	—	900	800
3 × 70	—	30,4	500	400
3 × 240	—	50,4	800	700

На уклонах от 20 до 50° прокладка кабелей в траншеях производится с креплением кабеля к железобетонным сваям.

Вместо железобетонных свай могут применяться столбы из дерева хвойных пород, обработанные антисептическим составом.

При параллельной прокладке кабелей в траншее концы кабелей, предназначенных для последующего монтажа соединительных муфт, располагают со сдвигом мест соединения не менее на 2 м.

При этом предусматривается запас кабеля по длине, необходимый для проверки изоляции на влажность, для монтажа соединительных муфт и укладки дуг компенсаторов, предохраняющих муфты от повреждения при возможных смещениях почвы и при температурных деформациях кабеля, а также на случай переразделки муфты при ее повреждении.

Прокладка кабелей в блоках. Прокладка кабелей в блоках рекомендуется в следующих случаях: в местах пересечения с железными и автомобильными дорогами; в условиях стесненности по трассе (при большом числе других подземных коммуникаций и сооружений); при вероятности разлива металла или агрессивных жидкостей в местах прохождения кабельных трасс; при прокладке кабельных линий в агрессивных по отношению к оболочке кабелей грунтах; при необходимости защиты кабелей от блуждающих токов.

Для сооружения блоков применяют: двух- и трехканальные железобетонные панели, предназначенные для прокладки в сухих, влажных и насыщенных водой грунтах; асбоцементные трубы для защиты кабелей от блуждающих токов (см. рис. 13.23); керамические трубы для защиты кабелей в агрессивных и насыщенных водой грунтах (при необходимости можно и в сухих грунтах).

В местах изменения направления трассы или глубины заложения блоков, а также на прямолинейных участках большой длины выполняют кабельные колодцы. Число колодцев на прямых участках блока должно быть минимальным, при этом расстояние между соседними колодцами следует принимать максимально возможным с учетом строительных длин кабелей, допустимых усилий тяжения и условий прокладки.

Габариты кабельных колодцев должны обеспечивать: нормальные условия протяжки кабелей с максимальным сечением $3 \times 240 \text{ мм}^2$ с радиусом изгиба кабеля $R = 25d$ (d – диаметр кабеля); замену их в случае надобности; установку соединительных муфт с защитными металлическими кожухами длиной 1250 мм. Кабельные колодцы выполняют из кирпича или сборного железобетона. Типы кабельных колодцев: проходной прямого типа; угловой – для изменения направления блочной прокладки с углами поворота 90, 120, 135 и 150°; крестообразный.

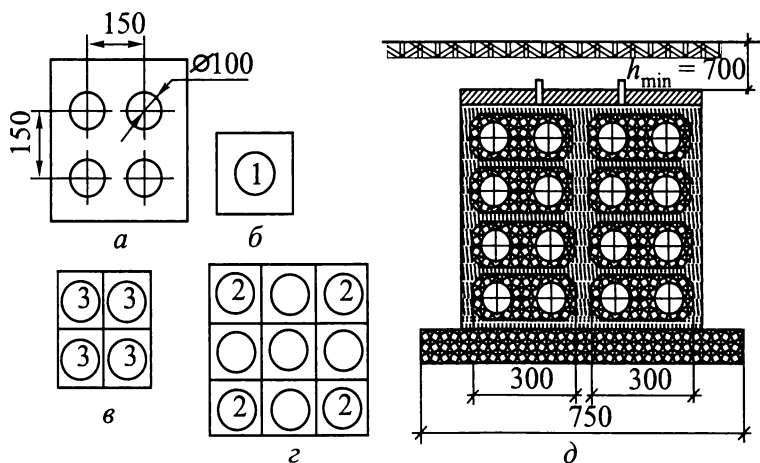


Рис. 13.23. Группы и номера каналов блоков: *а* – расчетная конфигурация; *б* – I группа, канал № 1; *в* – II группа, канал № 3; *з* – III группа, канал № 2; *д* – рабочая конструкция блока

Прокладка кабелей в кабельных сооружениях. Внутри кабельных сооружений (помещений) кабели прокладывают на стальных конструкциях различного исполнения. *Кабельным сооружением* называется помещение, специально предназначенное для размещения в нем кабелей, кабельных муфт, а также маслоподпитывающих аппаратов и другого оборудования, предназначенного для обеспечения нормальной работы маслонаполнен-

ных кабелей. К кабельным сооружениям относятся: кабельные туннели, каналы, короба, блоки, шахты, этажи, двойные полы, кабельные эстакады, галереи, камеры, подпитывающие пункты.

Кабельные сооружения должны отделяться от других помещений и соседних кабельных сооружений несгораемыми перегородками и перекрытиями. Такими же перегородками протяженные туннели должны разделяться на отсеки длиной не более 150 м при прокладке силовых и контрольных кабелей и не более 100 м при наличии маслонаполненных кабелей. Следует выполнять мероприятия по предотвращению попадания в кабельные сооружения технологических вод и масел, а также обеспечивать отвод почвенных и ливневых вод.

Внутри кабельных сооружений кабели прокладывают на стальных конструкциях различного исполнения. Кабели больших сечений (алюминиевые 25 мм² и более, медные 16 мм² и более) укладывают непосредственно на конструкциях. Силовые кабели меньших сечений и контрольные кабели прокладывают в лотках (сварных или перфорированных) или в коробах, которые крепят на кабельных конструкциях или на стенах. Прокладка в лотках более надежна и имеет лучший внешний вид, чем открытая прокладка на конструкциях.

Кабельные сооружения, за исключением эстакад, колодцев для соединительных муфт, каналов и камер, должны обеспечиваться естественной или искусственной вентиляцией. Вентиляционные устройства оборудуют заслонками для прекращения доступа воздуха в случае возгорания, а также для предупреждения промерзания туннеля в зимнее время. При прокладке кабелей внутри помещения следует предотвращать перегрев кабелей за счет повышения температуры окружающего воздуха и влияний технологического оборудования (не допускается прокладка кабелей возле маслопровода, над и под маслопроводами и трубопроводами с горючей жидкостью). В полу и межэтажными перекрытиями кабели прокладывают в каналах или трубах. Запрещается прокладка кабелей в вентиляционных каналах, а также открыто по лестничным клеткам. Пересечение кабелями проходов следует выполнять на высоте не менее 1,8 м от пола.

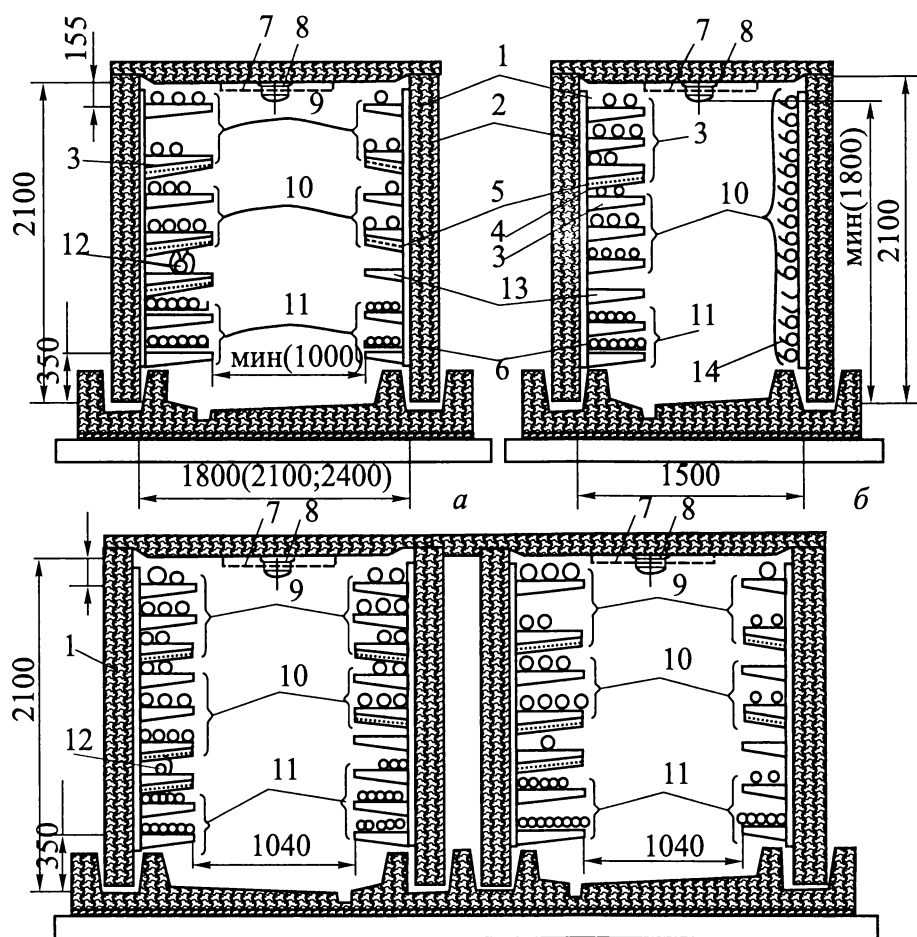
Кабельные туннели (рис. 13.24) и **коллекторы** (рис. 13.25) рекомендуются сооружать в городах и на предприятиях с уплотненной застройкой территории или при большом насыщении территории подземными инженерными коммуникациями, а также на территориях больших металлургических, машиностроительных и других предприятий.

Кабельные туннели прямоугольного сечения предназначены для двусторонней и односторонней укладки кабелей и бывают проходного и полупроходного исполнений. При большом числе кабелей туннели и коллекторы прямоугольного сечения могут быть трехстенными (сдвоенными). В табл. 13.11 приведены основные размеры туннелей прямоугольного сечения.

Таблица 13.11

Внутренние размеры туннелей прямоугольного сечения

Конструкция туннеля	Ширина, м	Высота, м
С односторонним расположением кабелей: Проходной; полупроходной	1,5 1,5	2,1 1,65
С двухсторонним расположением кабелей: Проходной; полупроходной	2,4; 2,1; 1,8 1,5 1,8; 1,5	2,1 1,65
Трехстенный с расположением кабелей на четырех стенах, проходной	1,8	2,1



6

Рис. 13.24 (позиции а, б и в)

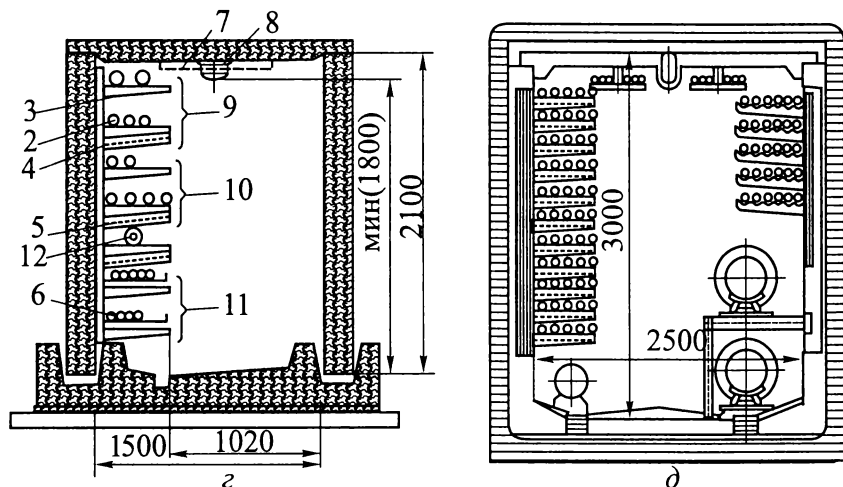


Рис. 13.24. Размещение кабелей в туннелях и коллекторах прямоугольного сечения: а, б – проходной с двусторонним расположением кабелей; в – проходной трехстенный с четырехсторонним расположением кабелей; г – проходной с односторонним расположением кабелей; д – проходной двусторонний коллектор; 1 – блок туннеля; 2 – стойка; 3 – полка; 4 – подвеска; 5 – перегородка огнестойкая; 6 – лоток сварной; 7 – зона пожароизвещателей и трубопроводов механизированной уборки пыли и пожаротушения; 8 – светильник; 9 – силовые кабели выше 1 кВ; 10 – силовые кабели до 1 кВ; 11 – контрольные кабели; 12 – муфта соединительная в защитном кожухе; 13 – полка укладки соединительных муфт; 14 – подвеска

На рис. 13.24 показано размещение кабелей в туннелях прямоугольного сечения. Применение полупроходных туннелей допускается в местах, где подземные коммуникации мешают выполнить проходной туннель, при этом полупроходной туннель принимают длиной не более 15 м и для кабелей напряжением не выше 10 кВ. Проходы в кабельных туннелях и коллекторах должны быть не менее 1 м, однако допускается уменьшение проходов до 800 мм на участках длиной не более 500 мм.

Кабельные туннели сооружают, как правило, при числе прокладываемых кабелей от 20. Туннели обычно выполняют роль магистральных.

Протяженные кабельные туннели и коллекторы разделяют по длине огнестойкими перегородками на отсеки длиной не более 150 м с устройством в них дверей. Прокладка кабелей в коллекторах и туннелях рассчитывается с учетом возможности дополнительной прокладки кабелей в количестве не менее 15%.

Применение в кабельных туннелях небронированных кабелей с полиэтиленовой оболочкой по условиям пожарной безопасности запрещается. Металлическая броня кабелей, прокладываемых в туннелях, должна иметь антикоррозийное покрытие.

Прокладки кабелей в **кабельных каналах** находят широкое применение. Кабельные каналы изготавливают типовыми из сборных железобетонных элементов или из монолитного железобетона. В производственных помещениях каналы перекрывают плитами на уровне пола. При прохождении вне зданий и неохраемых территорий каналы прокладывают под землей на глубине не менее 300 мм в зависимости от нагрузок, которые могут возникнуть на трассе. Если территория охраняется, то применяют полуподземные каналы с естественной или искусственной вентиляцией.

Но такие каналы не должны препятствовать транспортным коммуникациям и не должны сочетаться с общей планировкой территории предприятия, так как уровень перекрытия таких каналов возвышается над планировочной отметкой на 50–250 мм.

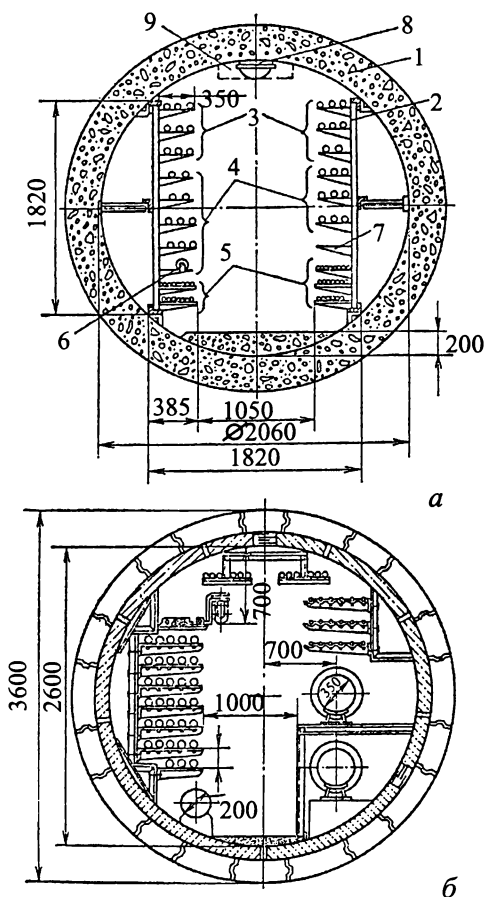


Рис. 13.25. Размещение кабелей в туннелях и коллекторах круглого сечения: *а* – туннель; *б* – коллектор; 1 – блок туннеля; 2 – блок кабельных конструкций; 3 – кабели выше 1 кВ; 4 – кабели до 1 кВ; 5 – контрольные кабели; 6 – муфта соединительная; 7 – свободная полка для укладки соединительных муфт; 8 – светильник; 9 – зона пожароизвещателей и трубопроводов механизированной уборки пыли и пожаротушения

Кабели в каналах прокладывают на конструкциях различного исполнения, возможно также и по дну канала. Число кабелей в канале может колебаться в широких пределах и зависит от диаметров кабелей и марки типового канала; в каналах максимальных размеров можно положить до 50–60 силовых кабелей. При необходимости прокладки большого числа кабелей возможно применение сдвоенных или трехстенных каналов, но при этом усложняется выполнение ответвлений к отдельным потребителям.

Каналы выполняются из унифицированных железобетонных лотковых каналов с перекрытиями, из унифицированных железобетонных стеновых плит с основаниями и перекрытиями из монолитного железобетона, а также кирпича.

Способ прокладки кабелей в каналах позволяет обеспечить осмотры и ремонты кабельных линий в процессе эксплуатации, а также прокладку нового или замену действующего кабеля без производства земляных работ. Кроме того, при прокладке кабелей в каналах обеспечивается надежная защита от механических повреждений. На рис. 13.26 представлены прямые участки унифицированных каналов лоткового типа и из сборных элементов.

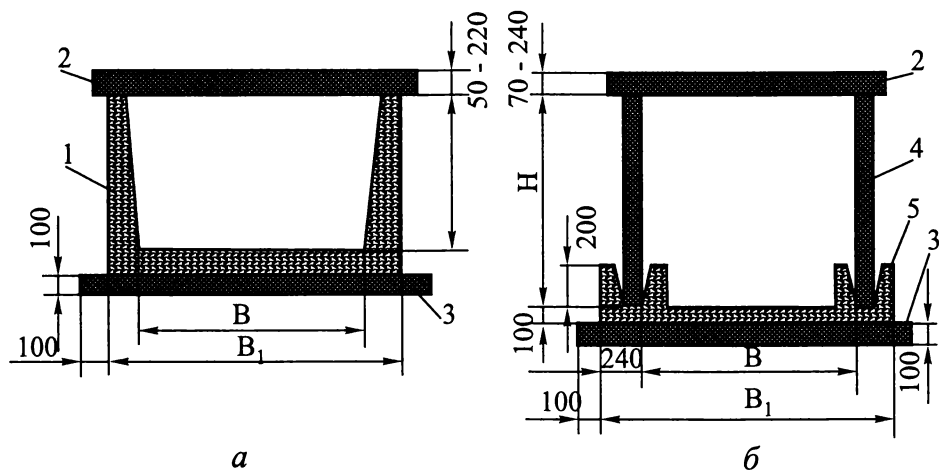


Рис. 13.26. Сборные железобетонные каналы: а – лотковые типа ЛК; б – из сборных плит типа СК; 1 – лоток; 2 – плита перекрытия; 3 – подготовка песчаная; 4 – плита; 5 – основание

В табл. 13.12 приведены основные размеры унифицированных кабельных каналов.

Основные прямые лотковые каналы, перекрытия к ним, а также основные элементы сборных каналов имеют длину 3 м. Длина и ширина сборных элементов к лотковым и сборным каналам в местах поворотов и ответвлений берется из расчета прокладки в них кабелей напряжением до 10 кВ сечением $3 \times 240 \text{ мм}^2$ с радиусом изгиба кабеля $R = 25d$.

На участках, где могут быть пролиты расплавленный металл, жидкости с высокой температурой или вещества, разрушающе действующие на оболочки кабелей, сооружение кабельных каналов не разрешается.

Таблица 13.12

**Размеры прямых участков унифицированных
кабельных каналов**

Исполнение	Сечение канала, мм	Размеры (см. рис. 13.26), мм		
		В	В ₁	Н
Лотковый канал типа ЛК				
ЛК-1	300×300	300	420	290
ЛК-4	600×450	600	760	450
ЛК-7	600×600	600	820	600
ЛК-9	120×600	1200	1140	580
Сборный канал типа СК				
СК-1	900×900	900	1380	900
СК-4	1200×1 200	1200	1680	1200

Кабельные каналы вне зданий, где это необходимо по соображениям охраны, должны быть засыпаны поверх съемных плит землей с толщиной слоя 300 мм и более. На огражденных территориях, доступных только для обслуживающего персонала, например на подстанциях, засыпка кабельных каналов поверх съемных плит запрещается.

В электромашиных помещениях каналы можно перекрывать рифленным железом, а в помещениях щитов управления с паркетными полами – деревянными щитами с паркетом.

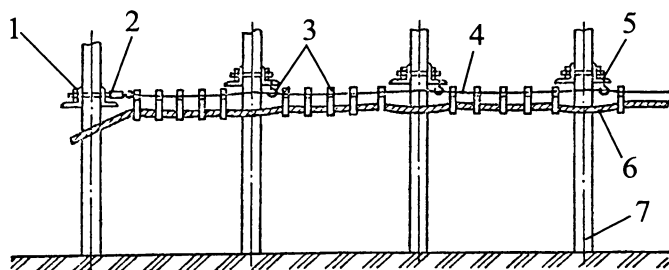
Засыпка силовых кабелей, проложенных в каналах, запрещается. Расположение кабелей на конструкциях в зависимости от типоразмеров каналов может быть следующим: на одной стенке канала на подвесах; на одной стенке канала на полках; на обеих стенках на подвесах; на одной стенке канала на подвесах, на другой стенке на полках; на обеих стенках канала на полках; на дне канала при глубине его не более 0,9 м.

Кабельные каналы следует рассчитывать с учетом возможности дополнительной прокладки кабелей не менее 10% от проложенных. Горизонтальное расстояние в свету между конструкциями при двустороннем их расположении (ширина прохода) должно быть не менее 300 мм для каналов глубиной до 600 мм и не менее 400 мм при каналах глубиной 900 и 1200 мм.

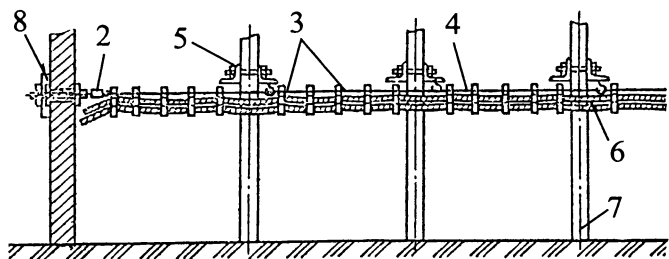
Для прокладки в каналах применяют кабели с оболочками, не распространяющими горение. Расположение кабелей и их крепление на конструкциях в зависимости от их напряжения, сечения и типа, а также выполнение горизонтальных асбоцементных перегородок и установка соединительных муфт такие же, как и в туннелях.

Установка кабельных конструкций, расстояния между ними такие же, как и при установке в туннелях.

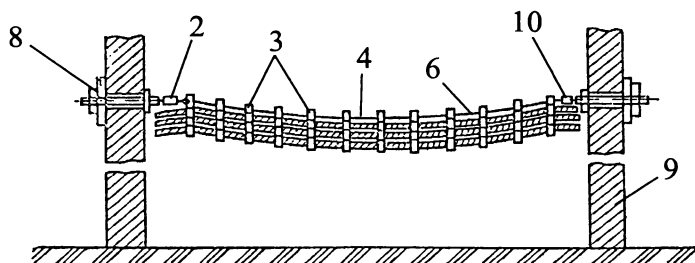
В тех случаях, когда другие виды прокладки кабелей не могут быть применены по технологическим, конструктивным или экономическим соображениям, используют прокладку **кабелей на тросах** (на стальном канате). Прокладка силовых кабелей на тросах применяется в сетях напряжением до 1 кВ как внутри помещений (цехов), так и вне их. Кабельные проводки на тросах внутри помещений выполняют по колоннам вдоль и поперек здания, а также между стенами (рис. 13.27), а вне помещений – как правило, между стенами зданий.



а



б



в

Рис. 13.27. Прокладка кабеля на тросах: а – по колоннам; б – то же с креплением троса к стене; в – между стенами; 1 – обхват конечный; 2 – муфта натяжная; 3 – кабельный подвес; 4 – трос несущий; 5 – обхват промежуточный; 6 – кабель; 7 – колонна; 8 – анкер; 9 – стена; 10 – зажим тросовый

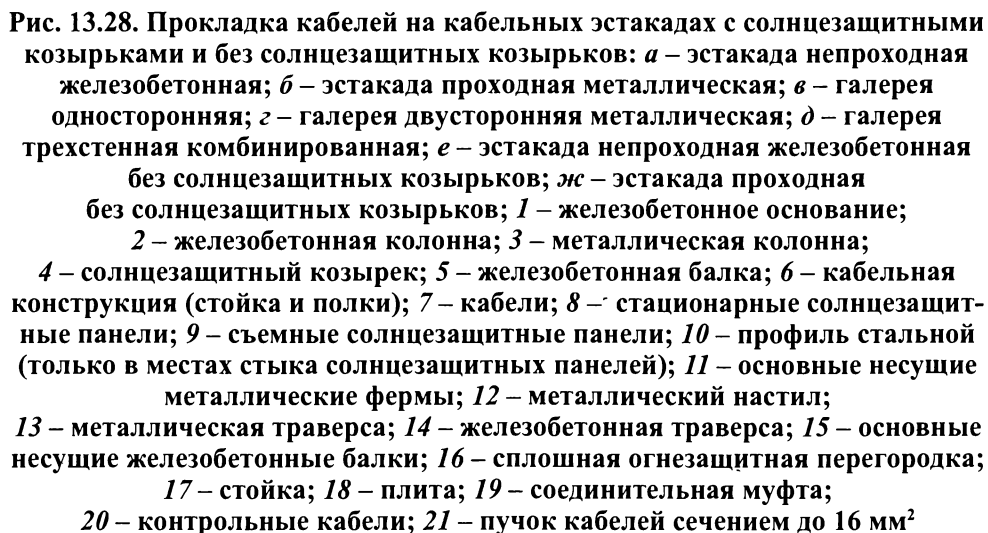
Для силовых линий, прокладываемых на тросе, применяют такие же кабели, как и для прокладки внутри зданий и сооружений. Кабели, прокладываемые вне зданий, в том числе и под открытыми навесами, должны иметь защитное негорючее наружное покрытие. Выбор троса производится в зависимости от несущей нагрузки.

В качестве несущего троса применяют сплетенные из стальных оцинкованных проволок канаты и горячекатаную стальную оцинкованную проволоку.

Расстояние между анкерными креплениями несущего троса должно быть не более 100 м; расстояние между промежуточными креплениями – не более 30 м при прокладке одного-двух кабелей сечением до 70 мм², 12 м – для более двух кабелей сечением 70 мм² и во всех случаях прокладки кабелей сечением 95 мм² и выше. Расстояние между кабельными подвесками должно быть 0,8–1 м. Анкерные концевые конструкции крепят к стенам зданий или колоннам зданий; крепление их к балкам и фермам не допускается.

Эстакады и галереи являются альтернативой туннелям и блокам, функционально имеют одно и то же назначение – организовывать большие кабельные потоки и защищать их от механических и иных повреждений. Прокладка кабелей напряжением до 10 кВ сечением до 240 мм² на эстакадах и в галереях применяется для магистральных и межцеховых электрических сетей по территориям промышленных предприятий. Применение специальных кабельных эстакад рекомендуется в качестве основного вида прокладки по территориям химических и нефтехимических предприятий, где не исключена возможность проливки веществ, разрушительно действующих на оболочки кабелей, а также на предприятиях, где уровень грунтовых вод близок к поверхности. Допускается использовать технологические эстакады для совмещенной прокладки трубопроводов и кабелей. Основные типы кабельных эстакад выполняют непроходными железобетонными, металлическими и комбинированными. Конструкция непроходных эстакад должна позволять обслуживание их со специально оборудованных машин.

На рис. 13.28 представлены галереи и кабельные эстакады различных исполнений из унифицированных элементов. При совмещенной прокладке трубопроводов и кабелей эстакады должны иметь индивидуальное исполнение. Непроходные эстакады применяют для прокладки до 16, 24 и 40 кабелей с пролетами между опорами 6 м, а для прокладки 24 и 48 кабелей – пролет 12 м. Проходные одно- и двухсекционные эстакады используют для прокладки до 64 и 128 кабелей с пролетами 6 и 12 м.



Расстояние между полками по вертикали на непроходных эстакадах 200 мм, на проходных – 250 мм. Расстояние по горизонтали между полками 1 м, но оно может быть увеличено при разработке конкретного проекта с учетом несущей способности кабельных конструкций. При прокладке кабелей в алюминиевой оболочке сечением жил 50 мм² и более расстояние между кабельными конструкциями допускается до 6 м. Стрела провеса кабелей между конструкциями должна быть 0,4 мм.

Для прокладки по эстакадам следует применять кабели без наружного горючего покрова, имеющие антикоррозийную защиту или с наружным защитным покровом из негорючего материала. Расположение кабелей на полках, расстояния между кабелями, установка соединительных муфт и другие условия такие же, что и при прокладке кабелей в туннелях.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные элементы воздушных линий электропередачи (ВЛ).
2. Назовите и укажите конструкции неизолированных проводов.
3. Что такое СИП и в чем их преимущество?
4. Укажите виды опор ВЛ по материалу изготовления, нарисуйте их основные схемы.
5. Назовите виды изоляторов и их конструктивные схемы.
6. Назовите виды кабелей по напряжению и конструкции.
7. В чем преимущество кабельной изоляции из СП (сшитого полиэтилена)?
8. Какие способы прокладки кабельных линий применяются на практике?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Алексеев Г.Н.* Общая теплотехника / Г.Н. Алексеев. М. : Высшая школа, 1980.
2. *Бальян С.В.* Техническая термодинамика и тепловые двигатели / С.В. Бальян. М. : Машиностроение, 1973.
3. *Баптиданов А.Н.* Электрические станции и подстанции / А.Н. Баптиданов, В.И. Тарасов. М. : Энергия, 1982.
4. *Баскаков А.П.* Общая теплотехника / А.П. Баскаков, М.И. Гуревич, Н.И. Решетин, Н.Ф. Рысаков, Н.Б. Шалаев. М.-Л. : Государственное энергетическое издательство, 1963.
5. *Безруких П.П.* Состояние и тенденции развития нетрадиционных возобновляемых источников энергии / П.П. Безруких // Электрика. 2003. № 4.
6. *Белей В.Ф.* Выбор ветроустановок на основе опыта эксплуатации ветропарка Калининградской области / В.Ф. Белей // Электрика. 2003. № 2.
7. *Белинский С.Я.* Энергетические установки электростанций / С.Я. Белинский, Ю.М. Липов. М. : Энергия, 1974.
8. *Быстрицкий Г.Ф.* Воздушные и кабельные линии / Г.Ф. Быстрицкий, Б.И. Кудрин, В.А. Саженков. М. : Издательство МЭИ, 1988.
9. *Быстрицкий Г.Ф.* Выбор и эксплуатация силовых трансформаторов / Г.Ф. Быстрицкий, Б.И. Кудрин. М. : Академия, 2003.
10. *Быстрицкий Г.Ф.* Общая энергетика / Г.Ф. Быстрицкий. М. : Академия, 2005.
11. *Быстрицкий Г.Ф.* Основы энергетики / Г.Ф. Быстрицкий. М. : ИНФРА-М, 2005.
12. *Быстрицкий Г.Ф.* Силовые трансформаторы промышленных предприятий / Г.Ф. Быстрицкий, Б.И. Кудрин. М. : Издательство МЭИ, 2001.
13. *Быстрицкий Г.Ф.* Энергосиловое оборудование промышленных предприятий / Г.Ф. Быстрицкий. М. : Академия, 2003.
14. *Велихов Е.П.* Новые тенденции в энергетической стратегии России / Е.П. Велихов // Перспективы энергетики. М. : Московский международный энергетический клуб. 2002. Т. 6. № 2.
15. *Веников В.А.* Введение в специальность / В.А. Веников, Е.В. Путятин. М. : Высшая школа, 1980.
16. Верхне-Мутновская геотермальная электростанция / О.В. Бритвин, О.А. Поваров, Е.Ф. Клочков // Теплоэнергетика. 1999. № 2.
17. Геотермальные промышленность и технологии в России. / О.А. Поваров, Ю.Л. Лукашенко, Г.В. Томаров, С.Д. Циммерман // Тяжелое машиностроение. М., 2001. № 1.
18. Гидроэлектрические станции / Под ред. В.Я. Карелина, Г.И. Кривченко. М. : Энергоатомиздат, 1987.
19. *Гиршфельд В.Я.* Тепловая часть тепловых электрических станций и гидромеханическая часть гидроэлектростанций / В.Я. Гиршфельд, Л.А. Кароль. М. : Энергия, 1970.
20. *Идельчик В.И.* Электрические системы и сети / В.И. Идельчик. М. : Энергоатомиздат, 1989.
21. *Котеленец Н.Ф.* Испытания, эксплуатация и ремонт электрических машин / Н.Ф. Котеленец, Н.А. Акимова, М.В. Антонов. М. : Академия, 2003.
22. *Кошелев А.А.* Перспективы использования возобновляемых природных ресурсов в энергетике России / А.А. Кошелев // Перспективы энергетики. М. : Московский международный энергетический клуб. Т. 6. 2002. № 1.
23. *Кудрин Б.И.* Электроснабжение промышленных предприятий / Б.И. Кудрин. М. : Интернет Инжиниринг, 2005.

24. Кучеров Ю.Н. Развитие электроэнергетики России / Ю.Н. Кучеров // Перспективы энергетики. М. : Московский международный энергетический клуб. Т. 6. 2002. № 2.
25. Малюшенко В.В. Насосное оборудование тепловых электростанций / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. М. : Энергия, 1975.
26. Малюшенко В.В. Энергетические насосы / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. М. : Энергоиздат, 1981.
27. Немцев З.Ф., Арсеньев Г.В. Теплоэнергетические установки и теплоснабжение / З.Ф. Немцев, Г.В. Арсеньев. М. : Энергоиздат, 1982.
28. Основы современной энергетики / под общ. ред. чл.-кор. РАН Е.В. Аметистова : в 2 ч. М. : Издательство МЭИ, 2002.
29. Пантелеев Е.Г. Монтаж и ремонт кабельных линий. / Е.Г. Пантелеев. 2-е изд. М. : Энергоатомиздат, 1990.
30. Правила устройства электроустановок. 7-е изд. М. : Энергоатомиздат, 2003.
31. Рожкова Л.Д., Козулин В.С. Электрооборудование станций и подстанций / Л.Д. Рожкова, В.С. Козулин. М. : Энергоатомиздат, 1987.
32. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. М. : Энергоиздат, 1982.
33. Стефенсон Р. Введение в ядерную технику / Стефенсон Р. М. : Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1956.
34. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий / под общ. ред. Б.И. Голубкова. 2-е изд. М. : Энергия, 1979.
35. Федоров А.А. Эксплуатация электрооборудования промышленных предприятий / А.А. Федоров, Ю.П. Попов. М. : Энергоатомиздат, 1986.
36. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. М. : Энергоатомиздат, 1984.
37. Черкасский В.М. Нагнетатели и тепловые двигатели / В.М. Черкасский, Н.В. Калинин, Ю.В. Кузнецов, В.И. Субботин. М. : Энергоатомиздат, 1997.
38. Щегляев А.В. Паровые турбины / А.В. Щегляев. М. : Энергия, 1967.
39. Электрическая часть станций и подстанций / под ред. А.А. Васильева. М. : Энергия, 1980.

ТЕМАТИЧЕСКАЯ ПОДБОРКА ИЗДАТЕЛЬСТВА «КНОРУС»

- Бодрухина С.С. Правила технической эксплуатации электроустановок потребителей в вопросах и ответах : учебно-практич. пособие. М. : КНОРУС, 2013.
- Бодрухина С.С. Правила устройства электроустановок. Вопросы и ответы : учебно-практич. пособие. М. : КНОРУС, 2011.
- Быстрицкий Г.Ф. Общая энергетика : учебное пособие. М. : КНОРУС, 2010.
- Быстрицкий Г.Ф. Основы энергетики : учебник. М. : КНОРУС, 2011.
- Герасименко А.А., Федин В.Т. Передача и распределение электрической энергии : учебное пособие. М. : КНОРУС, 2012.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

Глава 1. Энергоресурсы и их использование	5
1.1. Общие сведения	5
1.2. Невозобновляемые источники энергии	7
1.2.1. Органические топлива (горючие)	7
1.2.2. Состав продуктов сгорания при сжигании органических топлив	18
1.2.3. Неорганические топлива (горючие)	21
1.2.4. Ядерная энергия и механизм тепловыделения	24
1.3. Возобновляемые источники энергии	27
1.3.1. Тепло недр Земли и толщи вод морей	27
1.3.2. Солнечная энергия	30
1.3.3. Энергия движения воздуха в атмосфере	30
1.3.4. Гидроэнергетические ресурсы	32
Контрольные вопросы	34

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ. ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

Глава 2. Основные положения технической термодинамики	35
2.1. Основные понятия и определения	35
2.2. Внутренняя энергия, работа расширения. I закон термодинамики	37
2.3. Теплоемкость, энтальпия и энтропия. II закон термодинамики	42
2.4. Основные термодинамические процессы идеальных газов	48
2.5. Реальные газы, вода и водяной пар	53
2.6. Круговой процесс, цикл Карно	60
Контрольные вопросы	65

Глава 3. Основы теории теплообмена	67
3.1. Основные понятия и определения	67
3.2. Теплопроводность	69
3.2.1. Теплопроводность плоской стенки	71
3.2.2. Теплопроводность цилиндрической стенки трубы	72
3.3. Конвективный теплообмен	73
3.3.1. Теплоотдача при естественной конвекции (свободном движении теплоносителя)	76
3.3.2. Теплоотдача при вынужденном движении	78
3.3.3. Поперечное обтекание пучка труб	80
3.3.4. Теплоотдача при кипении жидкости	81
3.3.5. Теплоотдача при конденсации	84
3.4. Лучистый теплообмен	85
3.4.1. Основные определения	86
3.4.2. Основные законы лучистого теплообмена	88
3.4.3. Теплообмен излучением между твердыми телами	91
3.4.4. Влияние экранов на излучение	94
3.4.5. Излучение и поглощение в газах	95
3.5. Теплопередача (сложный теплообмен)	98
Контрольные вопросы	102

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ. ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

Глава 4. Циклы основных тепловых электрических станций	103
4.1. Общие сведения и типы электростанций	103
4.2. Паротурбинные электрические станции (КЭС и ТЭЦ)	105
4.3. Цикл газотурбинной установки	118

4.4. Парогазовые установки	124
4.5. Атомные электрические станции (АЭС)	128
4.5.1. Общие положения	128
4.5.2. Циклы АЭС и их эффективность	134
4.5.3. Циклы паротурбинных АЭС	136
4.5.4. Газоохлаждаемые паротурбинные циклы АЭС	140
Контрольные вопросы	142
Глава 5. Гидроэлектрические станции	143
5.1. Общие положения	143
5.2. Энергия речного водотока	146
5.3. Схемы создания напора и основное оборудование ГЭС	150
5.3.1. Напоры гидроэлектрических станций	152
5.3.2. Гидротурбины	153
5.4. Энергия и мощность ГЭС	157
Контрольные вопросы	158
Глава 6. Ветроэнергетика и солнечная энергетика	159
6.1. Общие сведения о ветроэнергетике	159
6.2. Энергия воздушного потока и мощность ВЭУ	162
6.3. Солнечная энергетика	166
Контрольные вопросы	170
РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ	
Глава 7. Котельные установки ТЭС	171
7.1. Общие сведения	171
7.2. Назначение и классификация котлоагрегатов	174
7.3. Основные виды котельных агрегатов	178
7.3.1. Энергетические котельные агрегаты	178
7.3.2. Паровые котлы производственных котельных	182
7.3.3. Водогрейные котлы	187
7.4. Основные элементы котельного агрегата	190
7.4.1. Испарительные поверхности котла	190
7.4.2. Пароперегреватели	192
7.4.3. Водяные экономайзеры	194
7.4.4. Воздухоподогреватели	197
7.4.5. Тяго-дутьевые устройства котельного агрегата	200
7.5. Тепловой баланс котельного агрегата	204
7.5.1. Тепловой баланс парового котла	204
7.5.2. Тепловые потери парового котла	206
7.5.3. Коэффициент полезного действия и расход топлива	208
Контрольные вопросы	209
Глава 8. Паровые турбины ТЭС	210
8.1. Основные сведения	210
8.2. Преобразование энергии в соплах и на рабочих лопатках	212
8.2.1. Преобразование в соплах	212
8.2.2. Преобразование на рабочих лопатках	213
8.2.3. Работа и КПД ступени	219
8.3. Классификация и основные конструкции паровых турбин	221
8.4. Потери энергии и КПД турбины	228
8.4.1. Внутренние потери	228
8.4.2. Рабочий процесс паровой турбины в i,s - диаграмме	229
8.4.3. Внешние потери турбины	231
8.4.4. Мощности, КПД и расход пара	231
8.5. Конденсационные установки паровых турбин	234
Контрольные вопросы	243

Глава 9. Системы теплоснабжения	244
9.1. Классификация систем теплоснабжения	244
9.2. Тепловые системы источников тепла	247
9.3. Энергетическая эффективность теплофикации	254
9.4. Районные и промышленные отопительные котельные	258
9.5. Основное теплофикационное оборудование	261
9.6. Центральные тепловые пункты (ЦТП)	265
Контрольные вопросы	270
Глава 10. Нагнетательные машины электрических станций	271
10.1. Виды и классификация нагнетателей	271
10.2. Основные рабочие характеристики нагнетательных машин	276
10.3. Работа центробежного насоса в системе	282
10.3.1. Регулирование работы насоса	283
10.3.2. Совместная работа насосов на общую сеть	286
10.4. Основные энергетические насосы ТЭС	288
10.4.1. Питательные насосы	288
10.4.2. Конденсатные насосы	290
10.4.3. Сетевые насосы	294
10.5. Центробежные вентиляторы	296
10.5.1. Основные понятия и параметры	296
10.5.2. Характеристики. Регулирование подачи центробежных вентиляторов	300
10.5.3. Конструктивное выполнение вентиляторов	302
10.6. Поршневые компрессоры	305
10.6.1. Устройство и работа поршневого компрессора	305
10.6.2. Мощность и КПД компрессора	308
10.6.3. Характеристики и регулирование подачи	308
10.6.4. Многоступенчатые компрессоры	311
10.6.5. Мощность многоступенчатого компрессора	313
Контрольные вопросы	314
РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ. ОСНОВНОЕ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ	
Глава 11. Электрические генераторы	315
11.1. Основные сведения	315
11.2. Типы турбо- и гидрогенераторов. Системы охлаждения	319
11.2.1. Турбогенераторы	321
11.2.2. Гидрогенераторы	325
11.3. Система возбуждения генераторов	329
11.4. Изоляции обмоток синхронных генераторов	331
Контрольные вопросы	332
Глава 12. Силовые трансформаторы	333
12.1. Типы трансформаторов и элементы их конструкции	333
12.2. Условное обозначение типа трансформатора	344
12.3. Регулирование напряжения трансформаторов	345
12.4. Группы соединений обмоток трансформатора	347
12.5. Характеристики и показатели трансформаторного масла	351
Контрольные вопросы	357
Глава 13. Воздушные и кабельные линии электропередачи (ЛЭП)	358
13.1. Общие сведения и определения	358
13.2. Основные характеристики и элементы воздушных линий электропередачи (ВЛ)	361
13.3. Провода и грозозащитные тросы ВЛ	365
13.4. Опоры ВЛ	369
13.5. Изоляторы и линейная арматура	374
13.6. Кабельные линии	380
13.7. Прокладка кабельных линий	388
Контрольные вопросы	402
Библиографический список	403



КНИГИ ПО ВСЕМ ОТРАСЛЯМ ЗНАНИЙ

- ЛИДЕР В ИЗДАНИИ И РАСПРОСТРАНЕНИИ
ДЕЛОВОЙ И УЧЕБНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
- АССОРТИМЕНТ — 100 000 НАИМЕНОВАНИЙ КНИГ
2000 РОССИЙСКИХ ИЗДАТЕЛЬСТВ
- БОЛЕЕ 1000 НАИМЕНОВАНИЙ СОБСТВЕННЫХ ИЗДАНИЙ
- ГИБКАЯ ЦЕНОВАЯ ПОЛИТИКА
- ДОСТАВКА ВО ВСЕ РЕГИОНЫ РОССИИ И СТРАН СНГ
- ИНФОРМАЦИОННАЯ И ТЕХНИЧЕСКАЯ ПОДДЕРЖКА
ПАРТНЕРОВ
- ЭЛЕКТРОННО-БИБЛИОТЕЧНАЯ СИСТЕМА: WWW.BOOK.RU

Адрес: 127015, Москва, ул. Новодмитровская, д. 5а, стр. 1.
Тел./факс: (495) 741-46-28.
E-mail: office@knorus.ru
<http://www.knorus.ru>

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

[производство тепловой
и электрической энергии]

Г.Ф. БЫСТРИЦКИЙ
Г.Г. ГАСАНГАДЖИЕВ
В.С. КОЖИЧЕНКОВ

Б
А
К
А
Л
А
В
Р
И
А
Т

Содержит сведения о невозобновляемых и возобновляемых энергетических ресурсах, их характеристики; основы теплотехники, положения технической термодинамики и основы теплообмена. Приведены схемы и технологические процессы тепловых электрических станций, газотурбинных установок, АЭС, гидравлических и ветровых электрических станций.

Представлены принципы работы основного теплового оборудования ТЭС: паровые и водогрейные котлы, паровые турбины, оборудование систем теплоснабжения, нагнетательные машины. Рассмотрено основное электрооборудование энергосистемы: электрические генераторы – турбо- и гидрогенераторы, силовые трансформаторы, воздушные и кабельные линии электропередачи, их конструктивные элементы.

Соответствует Федеральному государственному образовательному стандарту высшего профессионального образования третьего поколения.

Для студентов электротехнических и электроэнергетических специальностей вузов.

Может быть полезен учащимся техникумов соответствующих специальностей, а также работникам энергетической отрасли и промышленных предприятий.

ISBN 978-5-406-03655-6



9 785406 036556