

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(ФГБОУ ВО «АмГУ»)

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И НАГНЕТАТЕЛИ

Сборник учебно-методических материалов

Для направления подготовки 13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

Благовещенск, 2017

*Печатается по решению
Редакционно-издательского совета
Энергетического факультета
Амурского государственного
университета*

Составитель: Артюшевская Е.Ю. Тепловые двигатели и нагнетатели: сборник учебно-методических материалов для направления подготовки 13.03.01. – Благовещенск: Амурский гос. ун-т, 2017. – 27 с.

©Амурский государственный университет, 2017
© Кафедра энергетики, 2017
© Артюшевская Е.Ю., составитель

Содержание

1. Краткий курс лекций	4
2. Методические рекомендации к практическим занятиям	17
3. Методические рекомендации к курсовому проектированию	23
4. Методические рекомендации для самостоятельной работы студентов	25
5. Библиографический список	27

1. КРАТКИЙ КУРС ЛЕКЦИЙ

Тема 1. Основные сведения о паровых турбинах

Современная мощная энергетическая турбина – это сложнейшая машина, состоящая из десятков тысяч деталей. Турбина вместе с электрогенератором - турбоагрегат - это только часть турбоустановки, включающей много различных аппаратов и машин.

Пар поступает в одно или несколько сопловых каналов, приобретает в них значительную скорость и направляется в рабочие лопатки, расположенные на ободке диска, насаженного на вал турбины. Усилия, вызванные поворотом струи пара в каналах рабочей решетки, вращают диск и связанный с ним вал турбины.

Совокупность одного ряда сопловых лопаток, в которых происходит плавное преобразование потенциальной энергии потока рабочего тела в кинетическую, т.е. поток ускоряется, и одного ряда рабочих лопаток, в которых происходит дальнейшее преобразование в механическую работу по преодолению сил сопротивления приводимой машины, называется турбинной ступенью.

Для обозначения типов турбин применяется специальная маркировка, указывающая тип и назначение турбины. Маркировка состоит из буквенной и цифровой части. Первая буква обозначения характеризует тип турбины: К – конденсационная, Т – конденсационная с отопительным (теплофикационным) отбором пара, ПТ – конденсационная с двумя регулирующими отборами пара, Р – с противодавлением, ПР - с производственным отбором и противодавлением. После буквы в обозначении указывается мощность турбины в МВт (если указана дробь, то в числителе номинальная, а в знаменателе - максимальная мощность) и начальное давление пара перед стопорным клапаном турбины в МПа. Под чертой для турбин типов П, ПТ, Р и ПР отмечается номинальное давление производственного отбора или противодавление турбины, т.е. давление пара в отборном патрубке турбины перед запорной задвижкой в МПа, (например: К-200-12,7; Р-12-3,5/0,5; П-6-3,5/0,5; ПР-12/15-8,8/1,5/0,7).

Под номинальной мощностью турбины понимается наибольшая мощность, которую турбина должна развивать длительно на зажимах генератора при номинальных значениях всех других основных параметров

Проточная часть турбины состоит из последовательно расположенных ступеней. Первые диски откованы за одно целое с валом турбины. Последние диски посажены с натягом на вал. На ободках каждого диска укреплены рабочие лопатки. Между дисками располагаются неподвижные промежуточные диафрагмы.

В каждой диафрагме размещены неподвижные сопловые лопатки, проходя между которыми поток пара ускоряется и приобретает необходимое направление для входа в каналы, образованные рабочими лопатками.

Постепенное увеличение от ступени к ступени высоты сопловых и рабочих лопаток объясняется тем, что требует постепенного увеличения проходных сечений.

Сопловые лопатки первой, так называемой регулирующей ступени, укреплены в сопловых коробках, которые сварены в корпус турбины.

Пар к соплам регулирующей ступени подводится через регулирующие клапаны. Часть корпуса, охватывающая ступени высокого давления, выполнена в виде стальной отливки. Ступени низкого давления располагаются в сварной части корпуса.

Выходной патрубок турбины также сварен из листовой стали и при помощи сварки соединяется с конденсатором. За счет конденсации отработавшего в турбине пара в конденсаторе поддерживается давление ниже атмосферного.

В корпусе турбины предусмотрено несколько патрубков для отбора пара из промежуточных ступеней турбины. Эти отборы используются для подогрева питательной воды, подаваемой в паровой котлоагрегат.

При изменении нагрузки оказывается необходимым регулировать расход протекающего через турбину пара. Это достигается соответствующим открытием регулирующих клапанов.

Перед регулирующими клапанами устанавливается стопорный клапан.

Вал турбины лежит на подшипниках, которые воспринимают нагрузку от ротора. Передний в турбине одновременно фиксирует осевое положение ротора по отношению к статору и воспринимает осевые усилия, действующие на ротор. Таким образом, передний подшипник является комбинированным опорно-упорным подшипником.

Корпус турбины, диафрагма, а также корпуса подшипников имеют горизонтальный разъем на уровне оси вала турбины. Задний конец вала турбины при помощи муфты соединен с ротором генератора.

Передний конец вала турбины гибкой муфтой соединен с валом центробежного масляного насоса, который обеспечивает подвод масла к органам системы регулирования и к подшипникам генератора и турбины. На конце вала насоса располагается быстроходный упругий регулятор скорости.

В передней части вала турбины размещены предохранительные выключатели, которые, воздействуя на стопорный и регулирующие клапаны, вызывают полное прекращение подачи пара к турбине в случае повышения частоты ее вращения на 10-12 %.

В турбинах большой мощности предусматривается специальное валоповоротное устройство, расположенное в заднем картере турбины, при помощи которого можно медленно вращать вал неработающей турбины.

Тема 2. Тепловой цикл паротурбинной установки.

Простейшая энергетическая ПТУ состоит из питательного насоса, котла, пароперегревателя, паровой турбины, конденсатора и электрогенератора. Рабочим веществом ее является водяной пар.

Если эту установку выполнить без пароперегревателя, в турбину будет поступать насыщенный пар. Вследствие преимуществ полной конденсации влажного пара цикл Карно в чистом виде в ПТУ не применяется. Вместо него применяется цикл с полной конденсацией отработавшего пара в конденсаторе, называемый циклом Ренкина, который включает процессы адиабатного сжатия воды в питательном насосе, нагрева воды в котле до температуры кипения, испарения воды в котле, перегрева пара в пароперегревателе, изоэнтропного расширения пара в турбине, конденсации отработавшего пара в конденсаторе.

Отношение полезной теоретической работы к подведенной теплоте называется абсолютным, или термическим, КПД идеальной установки

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{kt}}{h_0 - h'_k} = \frac{H_0}{h_0 - h'_k},$$

где величину $H_0 = h_0 - h_{kt}$ принято называть располагаемым теплоперепадом турбины. Значения его удобно определять при помощи h,s -диаграммы.

Для этого на ней находится начальная энтальпия h_0 , соответствующая точке пересечения заданных начальных параметров пара перед турбиной P_0 и t_0 . Из этой точки проводится вертикальная линия изоэнтропного расширения пара в турбине до заданного конечного давления P_k . Длина полученного отрезка H_0 определяет теоретическую работу 1 кг пара в турбине и является располагаемым теплоперепадом турбины.

В действительности процесс расширения пара в турбине имеет значительную степень необратимости, т.к. течение его в проточной части сопровождается заметными потерями. Поэтому линия процесса расширения отклоняется от изоэнтропы на h,s и T,s -диаграммах в сторону увеличения энтропии.

Действительно работу, которую развивает 1 кг пара внутри турбины, принято называть использованным теплоперепадом H_i турбины.

Отношение используемого H_i к располагаемому H_0 называется относительным внутренним КПД турбины: $\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0}$.

Существуют два пути повышения экономичности турбоустановки:

Первый направлен на повышение термического КПД цикла за счет повышения разности средней температуры подвода теплоты t ;

Второй направлен на совершенствование конструкции турбины и генератора, главным образом, в понижении потерь в проточной части турбины, механических потерь и потерь в генераторе.

Тема 3. Преобразование энергии в ступени турбины

Преобразование энергии в турбинной ступени, а также энергетические характеристики других элементов проточной части турбины описываются в общем случае на основе законов течения сжимаемой жидкости, которые изучаются в курсе гидрогазодинамики. В основном используются законы одномерного движения.

Основными уравнениями одномерного движения сжимаемой жидкости являются уравнения: состояния, неразрывности (расхода, сплошности), количества движения и сохранения энергии.

Одномерные течения в каналах разделяются на конфузорные и диффузорные.

Для расчетов одномерных потоков в каналах вводят параметры полного торможения потока в данном его сечении, которые могут быть подсчитаны с помощью h,s -диаграммы.

Для определения скорости на выходе из соплового канала при изэнтропном течении используется уравнение энергии, записанное для входного и выходного сечений сопла.

Действительная скорость потока (с потерями энергии) на выходе из сопла определяется по формуле, полученной из уравнения энергии, записанного для входного и выходного сечения сопла по действительным параметрам потока за соплом.

Каналы, в которых происходит плавное преобразование энтальпии в кинетическую энергию, т.е. в которых происходит ускорение потока, называется сопловым или просто соплами.

Для характеристики потоков важными являются понятия скорости звука и критической скорости потока. К безразмерным параметрам потоков относятся также безразмерные величины M (число Маха) и λ (безмерная скорость, определяется как отношение скорости потока в данном сечении к критической скорости потока).

В паровых турбинах широко используется кольцевые турбинные решетки, представляющие собой систему каналов, образованную установленными по кольцу одинаковыми профилями специальной формы. Все профили в решетке одинаковы, их устанавливают на равном расстоянии друг от друга и одинаковым образом. В результате между профилями образуются каналы, через которые вытекает пар.

Путем изменения формы профилей и расположения их в решетке можно получать необходимую форму каналов.

Тема 4. Характеристики турбинных решеток

Под турбинной ступенью понимается совокупность неподвижного ряда сопловых лопаток, в каналах которых ускоряется поток пара или газа, и подвижного ряда рабочих лопаток, в которых энергия движущегося пара или газа преобразуется в механическую работу на вращающемся роторе по преодолению сил сопротивления приводимой машины.

Турбинная ступень характеризуется средним диаметром ступени d и высотами сопловых l_1 и рабочих l_2 лопаток.

Сопловые лопатки со строго одинаковым шагом установлены в диафрагме, представляющей собой плоское, разрезанное по горизонтальному диаметру кольцо.

Рабочие лопатки, набранные на диске, обычно связаны по вершинам с помощью ленточного бандажа в пакеты по 2-14 шт. для увеличения надежности и экономичности

ступени. Поверх бандажа часто устанавливают уплотнения для уменьшения утечки пара над бандажом. Аналогичное уплотнение устанавливают между диафрагмой и валом.

За счет понижения давления от значения P_0 перед сопловой решеткой до давления P_1 за ней скорость пара за сопловой решеткой C_1 будет больше скорости C_0 на входе в решетку. На выходе из сопловых лопаток рабочее тело приобретает в скорость C_1 , направленную под углом α_1 к вектору окружной скорости рабочих лопаток. Направление потока под углом задается соответствующей формой и установкой сопловых лопаток. Эта струя пара под малым углом к плоскости диска входит в каналы рабочей решетки и, поворачиваясь, выходит из них. Рабочие лопатки перемешаются перед соплами с окружной скоростью U .

На входе в рабочие лопатки рабочее тело в относительном движении перемещается с относительной скоростью ω_1 . Векторы абсолютной \bar{c}_1 , переносной \bar{U} и относительной скорости $\bar{\omega}_1$ образуют треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки. Угол между векторами относительной и окружной (переносной) скоростей обозначают β_1 . При течении в каналах рабочих лопаток происходит дальнейшее расширение рабочего тела от давления P_1 до давления P_2 за рабочими лопатками. За счет поворота потока и расширения рабочего тела на рабочих лопатках создается крутящий момент на роторе, который и производит работу по преодолению сил сопротивления приводимой машины.

На выходе из рабочих лопаток относительная скорость рабочего тела обозначается ω_2 и определяется кинетической энергией в относительном движении на входе в каналы рабочей решетки и энергией при расширении рабочего тела от давления P_1 до давления P_2 . Сложив векторы относительной $\bar{\omega}_2$ и окружной (переносной) \bar{U} скоростей, получим вектор абсолютной скорости \bar{c}_2 . Угол вектора скорости $\bar{\omega}_2$ с направлением, обратным \bar{U} , обозначают β_2 , а его значение определяется формой профиля рабочей лопатки; при этом направление выходной кромки рабочей лопатки определяется направлением относительной скорости потока на выходе из рабочих лопаток. Угол вектора скорости \bar{c}_2 с направлением, обратным \bar{U} , обозначают α_2 . Треугольник скоростей, образованный векторами $\bar{\omega}_2$, \bar{U} и C_2 , называют выходным.

Треугольники скоростей на входе и выходе из рабочих лопаток при расчете турбинной ступени обычно совмещают вершинами в одну точку.

Соотношения между скоростями и углами потока в турбинной ступени в большой степени зависят от степени реактивности ступени ρ , под которой понимается отношение располагаемого теплоперепада рабочих лопаток к сумме располагаемых теплоперепадов сопловых и рабочих лопаток.

Аэродинамические силы, действующие на рабочие лопатки при обтекании их рабочим телом, возникают вследствие поворота потока в каналах и его ускорения. Со стороны лопаток на поток действует сила реакции \bar{R}' , а со стороны потока – силы давления на поверхности.

Окружное усилие, действующее со стороны потока рабочего тела на рабочие лопатки турбинной ступени R_u , совпадает с направлением окружной скорости рабочих лопаток. Поэтому окружное усилие определяет работу, совершаемую потоком на рабочих лопатках и, следовательно, на роторе турбины.

Осевое усилие, действующее со стороны потока рабочего тела на рабочие лопатки турбинной ступени R_a , направлено перпендикулярно вектору окружной скорости и,

следовательно, не производит работы. Однако составляющая R_a должна быть учтена при расчете осевых усилий, воспринимаемых упорным подшипником ротора турбины.

Мощность, развиваемая на рабочих лопатках ступени, может быть определена как произведение окружного усилия R_u на окружную скорость рабочих лопаток U .

Полезная работа одного килограмма массы рабочего тела, протекающего через рабочие лопатки ступени - удельная работа, может быть определена как отношение мощности ступени к расходу рабочего тела через ступень.

Тема 5. Определение размеров решеток в ступени

При расчете ступени турбины решают две взаимосвязанные задачи:

1) определение основных размеров сопловых и рабочих лопаток: высот l_1 и l_2 , углов α_2 и β_2 ; выбор типа применяемого профиля лопаток и его угла установки, величины хорды, относительного и абсолютного шага лопаток, их числа z_1 и z_2 , перекрыш в ступени, типа бандажа рабочих лопаток и т.п.;

2) определение относительных КПД ступени $\eta_{o,l}$ и η_{oi} , ее мощности и усилий, действующих на рабочие лопатки.

При расчете размеров сопловой решетки при дозвуковых скоростях на выходе из этой решетки основными расчетными размерами является площадь горловых сечений F_1 , высота лопаток l_1 и степень парциальности e .

При малых объемных пропусках пара $G \cdot \vartheta_{1t}$ выбирают небольшие углы, чтобы получить более длинные лопатки, концевые потери у которых меньше, чем у коротких. Следует иметь в виду, что при малых углах α_1 профильные потери энергии в соплах увеличиваются, однако уменьшение концевых потерь энергии в коротких лопатках превалирует над эффектом увеличения профильных потерь. Кроме того, для ступеней, в которых энергия выходной скорости не используется, малые углы выхода уменьшают потери энергии с выходной скоростью, пропорциональные $\sin^2 \alpha_1$. Обычно при умеренных высотах лопаток $\alpha_1 = 12 \div 16^\circ$, а в ступенях с длинными лопатками $\alpha_1 = 16 \div 20^\circ$.

В случаях, когда произведение $e l_1 < 12$ мм и угол α_1 выбран малым, необходимо вводить парциальный впуск пара. При этом высоту лопаток следует принимать равной 12-14 мм и определять степень парциальности e , если проводится ориентировочный расчет. При высотах лопаток $l_1 < 12$ мм интенсивность увеличения концевых потерь энергии выше, чем интенсивность снижения потерь парциального подвода.

Необходимо отметить, что для регулирующих ступеней при сопловом парораспределении, независимо от значения $e l_1$, приходится вводить парциальный впуск пара, т.к. в этой ступени конструктивно невозможно обеспечить подвод пара по всей окружности. Максимальное значение степени парциальности в этом случае не превышает $e = 0,8 \div 0,9$.

Прежде чем определить основные размеры рабочей решетки, необходимо построить треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки, найти относительную скорость ω_1 и угол β_1 .

Размеры рабочих лопаток так же определяют с использованием уравнения расхода, записанного для горловых сечений каналов рабочей решетки.

По вычисленному углу β_2 подбирают необходимый профиль рабочей решетки из атласа профилей и строят выходной треугольник скоростей.

Для двухвенечной ступени скорости размеры сопловой и рабочей решеток первого ряда рассчитывают аналогично размерам решеток одновенечной ступени, а размеры

направляющей и рабочей решеток второго ряда – аналогично рабочей решетке одновенечной ступени.

Как для двухвенечной, так и для одновенечной ступени возможны случаи, когда поток на выходе из сопловых, а иногда и для рабочих решеток сверхзвуковой; встречаются также случаи, когда и на входе рабочих решеток поток сверхзвуковой.

При больших сверхзвуковых скоростях на выходе из сопловых решеток при $c_{1t}/a = M_{1t} > 1,35$, как правило, применяют решетки с расширяющимися каналами (сопла Лавалья).

В соплах с расширяющимися каналами расчетными являются площадь минимального сечения F_{min} и выходная площадь сопловой решетки F_1 . В минимальном сечении, как известно, устанавливаются критические параметры, которые можно определить с помощью h,s -диаграммы, предварительно вычислив критическое давление.

По отношению площадей F_1/F_{min} и углу выхода потока α_1 по атласу профилей выбирают соответствующий профиль лопатки.

При определении размеров решеток ступени подбирают соответствующие аэродинамически отработанные профили из числа применяемых в турбостроении. На заводах используют отраслевые нормали профилей, разработанные в ЦКТИ, ЛМЗ, МЭИ и других организациях.

Для окончательного формирования решетки необходимо определить число профилей в решетке (круговой). Это значение округляют до целого и корректируют шаг профилей в решетке.

Совершенство турбинной ступени характеризуется относительным лопаточным КПД турбинной ступени, определяемым как отношение мощности, развиваемой на рабочих лопатках, к располагаемой мощности ступени:

$$\eta_{o.l} = N_u / N_0 .$$

Относительный лопаточный КПД ступени с любой степенью реактивности максимума при некотором значении $(U/C_\phi)_{opt}$ определяется минимальным значением потерь энергии с выходной скоростью, т.е. $\eta_{o.l}^{max}$ соответствует режиму работы ступени, при котором угол $\alpha_2 \approx 90^\circ$.

Разновидность ступени, в которой при одном ряде сопловых лопаток устанавливаются два ряда рабочих лопаток и один ряд направляющих неподвижных лопаток, называется двухвенечной. Для двухвенечной ступени треугольники скоростей строятся аналогично одновенечной.

$\eta_{o.l}^{max}$ одновенечной ступени всегда выше $\eta_{o.l}^{max}$ многовенечных ступеней.

Поэтому многовенечные ступени применяют в качестве регулирующих ступеней.

Общие (суммарные) потери в решетке, оцениваемые коэффициентом потерь ξ , представляют собой сумму профильных и концевых потерь: $\xi = \xi_{пр} + \xi_{конц}$.

В свою очередь профильные условно разделяют на потери трения, кромочные и волновые:

$$\xi_{пр} = \xi_{тр} + \xi_{кр} + \xi_{волн} .$$

В ступени есть и другие потери, которые называют дополнительными. К ним относят: потери трения диска и лопаточного бандажа; потери, связанные с парциальным подводом пара в ступени; потери от утечек пара в зазорах между статором и ротором; потери от влажности. Учитывающий все эти потери КПД называют относительным внутренним КПД ступени.

Для конструктивного выполнения сопловых и рабочих лопаток важен тип применяемой ступени. В конструкции сопловых сегментов применяются фрезерованные сопловые лопатки. Каналы сопловой решетки подвергаются нитрации для уменьшения изнашивания от эрозии поверхностей канала и в особенности тонких выходных кромок лопаток.

Сопловые лопатки нерегулируемых ступней активного типа располагаются в диафрагмах. В первых ступенях современных турбин из-за больших перепадов давления на ступень диафрагмы выполняют большой толщины.

Для ступеней, работающих в области невысоких температур пара, например, в части низкого давления турбин небольшой мощности, находят применение литые диафрагмы. Сопловые лопатки в этом случае выполняют штампованными из стального листа.

Диафрагмы нерегулируемых ступеней турбины вставляются в пазы обойм диафрагм, которые крепятся непосредственно к корпусу турбины.

Рабочие лопатки турбинных ступеней располагают на роторе турбины. В ступенях активного типа каждая рабочая решетка составляется из рабочих лопаток, набранных на ободе диска ротора. В ободе диска выточен паз, в который заводятся хвостовики рабочих лопаток. Конфигурация хвостовика лопатки определяется условиями прочности хвостовика и обоймы диска, удобством монтажа и замены лопаток при ремонте, а также сложившимся на заводе-изготовителе технологическим процессом. Хвостовики рабочих лопаток имеют различную форму, которая зависит от центробежных усилий.

Длинные лопатки, чтобы обеспечить допустимые напряжения от центробежных сил, выполняют с уменьшением площади поперечного сечения от корня к периферии. Так как длинные лопатки выполняются с переменным профилем по радиусу, то бандаж здесь на периферии не устанавливается с целью снижения напряжений от центробежных сил. Однако при этом увеличиваются потери энергии в потоке у периферии. В длинных лопатках, с целью улучшения вибрационных характеристик лопаток, применяют проволочные связи между соседними лопатками (жесткая, демпферная, z-образная).

Тема 6. Многоступенчатые турбины

В современных паротурбинных установках ТЭС и АЭС располагаемый теплоперепад турбины составляет 1000-1600 кДж/кг. Создать экономичную одноступенчатую турбину при таких теплоперепадах и достигнутом в настоящее время уровне прочности металлов невозможно. Поэтому все крупные паровые турбины для энергетики и других отраслей народного хозяйства выполняют многоступенчатыми. В этих турбинах пар расширяется в последовательно включенных ступенях, причем теплоперепады таких ступеней составляют небольшую часть располагаемого теплоперепада всей турбины. Поэтому окружные скорости лопаток в ступенях многоступенчатой турбины составляют 120-250 м/с для большинства ступеней ЧВД и ЧСД турбины и достигают 350-450 м/с для последних ступеней конденсационных турбин. Числа M в потоке для большинства ступеней меньше единицы.

На входе в турбину свежий пар поступает к соплам первой ступени, установленным в сопловой коробке. Рабочие лопатки первой и последующих ступеней расположены на дисках, откованных заодно с валом. После рабочих лопаток первой ступени пар поступает к соплам второй ступени, расположенным в диафрагме. Диафрагмы второй, третьей и четвертой ступеней установлены в пазах корпуса турбины. Для уменьшения протечек пара через зазор между валом и диафрагмой в паз расточки диафрагмы устанавливается диафрагменное уплотнение. Давление пара уменьшается в каждой ступени немного. В активных ступенях это снижение давления осуществляется в сопловых лопатках. Крутящий момент на валу от ступени к ступени увеличивается за счет суммирования крутящих моментов, создаваемых паровым потоком в каждой ступени. Через правый конец вала от турбины к приводимой машине передается мощность, определяемая моментом M на валу и частотой вращения ротора ω : $N = M \cdot \omega$.

Через левый конец вала передается небольшой крутящий момент ΔM для привода масляного насоса, расположенного в корпусе переднего подшипника, и на преодоление момента трения в этом подшипнике.

По мере расширения пара от ступени к ступени давления пара уменьшается, а удельный объем увеличивается. В результате этого длина сопловых и рабочих лопаток вдоль проточной части также увеличивается. Интенсивность возрастания высоты лопаток

определяется значениями соответствующих чисел Маха для ступени. С увеличением числа Маха интенсивность возрастания высот лопаток повышается. При числах Маха, близких к нулю (приближение к условиям течения несжимаемой жидкости), высоты лопаток практически не изменяются вдоль проточной части.

Отличительной особенностью многоступенчатых турбин реактивного типа является увеличение числа ступеней по сравнению с турбинами активного типа при одинаковом располагаемом теплоперепаде H_0 .

При большом числе ступеней в турбине ($Z > 22$) конструктивно не удастся разместить их в одном корпусе. Поэтому современные конденсационные турбины большой мощности выполняют в нескольких корпусах.

Одним из преимуществ многоступенчатой турбины является использование части потерь энергии предыдущих ступеней для получения полезной работы в последующих ступенях. Потери энергии в промежуточной ступени переходят в теплоту и повышают энтальпию пара за ступенью.

Для уменьшения протечек через зазоры между статором и ротором турбины применяются лабиринтовые уплотнения, представляющие собой последовательный ряд сужений для потока протечки.

Лабиринтовые уплотнения применяют ступенчатого или прямоточного типа. Здесь сужения (щели) образованы гребешками, расположенными на статоре, и поверхностью ротора. В ступенчатом уплотнении щели располагаются на выступе и впадине ротора, в прямоточном уплотнении гладкий ротор не имеет выступов и впадин. Для исключения возможности местного разогрева ротора и его искривления при задеваниях в лабиринтовых уплотнениях часто гребешки располагаются на роторе, выступы и впадины – на статорных деталях.

В щели поток ускоряется до сравнительно большой скорости, в камере за щелью уплотнения ступенчатого типа он тормозится практически до нулевой скорости. Торможение в камере идет без восстановления механической энергии, изобарически, с полной диссипацией кинетической энергии потока, которая расходуется на нагрев пара в камере. Давление в камере устанавливается ниже давления перед щелью. В следующих щелях и камерах процессы повторяются. Таким образом, давление от камеры к камере по потоку уменьшается, а энтальпия пара во всех камерах остается неизменной, так как теплота от пара в уплотнении не отводится.

Течение пара в прямоточном уплотнении отличается тем, что в камерах между гребнями поток тормозится не полностью. Кинетическая энергия струи пара из предыдущей щели только частично переходит в теплоту в результате неполного торможения, другая часть её расходуется на ускорение потока в последующей щели. Поэтому расход пара через щель прямоточного уплотнения существенно больше, чем для ступенчатого.

Надежность работы турбины в большой мере зависит от работоспособности упорного подшипника, который воспринимает результирующее осевое усилие, действующее на ротор турбины. Осевое усилие зависит от распределения давления пара по поверхностям ротора. Для определения осевого усилия обычно ротор разделяют на участки. Характерным является участок ротора в пределах одной ступени.

Полное осевое усилие, действующее на ротор, находится суммированием всех составляющих в каждой ступени, а также усилий, действующих на уступы ротора, расположенные вне проточной части ступени.

Для уменьшения осевого усилия, передаваемого на упорный подшипник, применяют так называемый разгрузочный поршень, которым является первый отсек переднего концевого уплотнения с увеличенным диаметром уплотнительных щелей.

В конденсационных турбинах без промежуточного перегрева пара уравнивание осевых усилий производится за счет противоположного направления потоков в соседних цилиндрах.

В турбинах с промежуточным перегревом пара, как и в турбинах с регулируемыми отборами пара роторы цилиндров должны быть уравновешены каждый индивидуально (в отдельности), например, разгрузочными поршнями или за счет противоположного направления осевых усилий в пределах каждого ротора.

В процессе эксплуатации осевые усилия в турбине могут изменяться в результате изменения степени реактивности отдельных ступеней или же их групп, изменения протечек пара в диафрагменных и надбандажных уплотнениях и т.д. Изменение осевых усилий может возникнуть в результате больших скоростей перехода с одного режима на другой.

Тема 7. Турбины для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии

В данном разделе рассматриваются особенности турбин для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. К ним относятся:

1. Характерным является многообразие возможных режимов работы. В зависимости от тепловой нагрузки принято различать две группы режимов: конденсационные и теплофикационные. Теплофикационные режимы характеризуются наличием тепловой нагрузки. В зависимости от ее характера турбины могут иметь режим работы по тепловому или электрическому графику. При этом возможен режим работы турбины с противодавлением.

2. Давление пара, отводимого к тепловому потребителю P_n , поддерживается постоянным и не зависящим от мощности и расхода пара.

3. Для предохранения турбины от разгона на паропроводах как регулируемых, так и нерегулируемых отборов обязательно устанавливают обратные клапаны. Кроме того, предусмотрено принудительное закрытие отсечного клапана и регулирующих органов одновременно с закрытием регулирующего и стопорного клапанов на линии подвода свежего пар в турбину.

4. Для повышения надежности работы турбины должно быть предусмотрено устройство, отключающее доступ пара в турбину или в линию отбора при внезапном повышении перепада давлений на последней ступени ЧВД.

То обстоятельство, что электрическая мощность, развиваемая турбиной с противодавлением, целиком определяется нагрузкой теплового потребителя, часто не позволяет достаточно эффективно использовать установленную мощность турбоагрегата, что ограничивает область применения турбин с противодавлением.

Связь между параметрами и выделение области возможных режимов работы турбоустановки возможно при наличии диаграммы режимов, построенной в графической форме. Наглядность представления, удобство пользования и достаточная точность определили широкое использование диаграммы режимов при проектировании и эксплуатации тепловых электростанций.

Тема 8. Регулирование, защита и маслоснабжение паровых турбин.

Выработка электроэнергии турбоагрегатами всегда должна совпадать с ее потреблением. Следовательно, турбина должна иметь органы и устройства, позволяющие изменять ее мощность в зависимости от потребности в электроэнергии. Качество электроэнергии определяется напряжением и частотой переменного тока. Чем точнее поддерживаются эти параметры, тем выше качество электроэнергии.

На каждом агрегате устанавливают регулятор скорости, который измеряет частоту вращения вала турбины и управляет системой, определяющей взаимосвязь внешней нагрузки и парового момента на валу турбины. Системы регулирования турбин должны допускать независимое управление и поддержание как вырабатываемой мощности, так и отбираемого количества пара.

Характеристика называется статической потому, что она отражает установившиеся положения органов парораспределения и частот вращения (статику регулирования), не давая самих процессов перехода от одной нагрузки к другой (динамика регулирования).

Каждая система регулирования характеризуется степенью неравномерности и степенью нечувствительности регулирования.

Турбины современных ТЭС работают не изолированно, а параллельно на большую (емкую) энергосистему. При этом синхронизирующая сила поддерживает равенство частоты вращения турбоагрегатов и ее совпадение с частотой сети.

При изменении нагрузки в сети, приводящей к изменению ее частоты, автоматически изменяются мощности турбоагрегатов в соответствии с их статическими характеристиками. Такая автоматическая реакция всех работающих в системе турбоагрегатов называется первичным регулированием частоты сети.

Задача поддержания частоты сети в очень узких пределах при любой нагрузке энергосистемы решается с помощью специального механизма управления турбиной, которой часто называют синхронизатором, так как им пользуются для точной подгонки частоты вращения при синхронизации турбины перед включением ее в сеть.

Процесс восстановления частоты сети путем воздействия на механизм управления турбоагрегата называется вторичным регулированием частоты.

Простейшая система регулирования частоты вращения содержит все основные элементы любой самой сложной системы регулирования, однако имеет целый ряд недостатков: малая перестановочная сила регулятора скорости; наличие большого количества механических соединений и шарниров; необходимость пониженной частоты вращения регуляторного валика.

Основными требованиями к системам регулирования и их дополнительные элементы являются: устойчивость работы турбины (без самопроизвольного изменения нагрузки) на всех режимах; управление турбиной должно быть легким и плавным, регулирующие клапаны должны открываться равномерно и без толчков; «удержание» турбины на частоте холостого хода при полном сбросе нагрузки с отключением электрогенератора от сети.

Система защиты турбин предназначена для предупреждения таких режимов их работы, которые могут привести к тяжелой аварии. Основными элементами системы защиты являются датчики, измеряющие параметры, от которых зависит надежность турбины, и вырабатывающие сигналы, которые поступают в систему управления и вызывают срабатывание защиты.

Разгон турбины сверх допустимой частоты вращения очень опасен. Недопустимое увеличение частоты вращения турбогенератора в принципе может произойти по двум основным причинам; либо при нарушении связей (муфт) между отдельными валами турбогенератора, когда с какого-либо из валов снимается нагрузка, либо при отключении электрогенератора от сети.

Система защиты турбины от разгона, так же, как и любая система регулирования, состоит из датчика, промежуточных звеньев и исполнительных органов и должна иметь собственное устройство для измерения частоты вращения ротора, независимый клапан (стопорный), прекращающий доступ пара в турбину, и систему управления этим клапаном. Устройство, измеряющее частоту вращения ротора и подающее сигнал на закрытие клапанов, называют автоматом безопасности.

Кроме этой защиты на турбинах устанавливают устройства, закрывающие стопорный клапан при слишком большом осевом сдвиге ротора турбины, недопустимом ухудшении вакуума в конденсаторе, чрезмерном снижении давления масла в системе смазки подшипников и др. Все турбины имеют также ручное управление стопорным клапаном.

Система защиты автоматически закрывает не только стопорные, но и регулирующие клапаны, а также обратные клапаны на паропроводах регенеративных и других отборов, открывает сбросные клапаны на линии между горячими паропроводами промежуточного перегрева пара и конденсатором. Закрывать обратные клапаны одновременно со стопорными

необходимо для того, чтобы пар отборов не попал в турбину. Этого пара в регенераторах и паропроводах достаточно, чтобы разогнать ротор турбины до недопустимо большой частоты вращения уже после срабатывания защиты. Через сбросные клапаны перегретый пар, находящийся в системе паропроводов промежуточного перегрева, направляется в конденсатор, конденсируется, и давление в системе промежуточного перегрева уменьшается.

Надежная работа подшипников турбины и генератора возможна только при непрерывной подаче смазки, в качестве которой применяют органическое или синтетическое масло.

В современных мощных турбинах в качестве рабочей жидкости иногда используют негорючие синтетические жидкости или воду, а в системе смазки – чаще всего органические масла.

К системам смазки предъявляется ряд требований: высокая надежность системы; пожаробезопасность; система должна обеспечить возможность длительного использования масла (8-10 лет).

С валом турбоагрегата с помощью муфты связано колесо главного масляного насоса. Масло под давлением подается в системы смазки и регулирования.

Для надежной работы центробежного насоса необходимо иметь избыточное давление (подпор) во всасывающем патрубке, так как возникновение в нем даже на короткое время разрежения может привести к попаданию в рабочее колесо воздуха и «срыву» насоса.

Для обеспечения систем смазки и регулирования при пуске турбины, когда давление, развиваемое главным масляным насосом, недостаточно из-за малой частоты вращения, устанавливают пусковой масляный насос, приводимый электродвигателем переменного тока или небольшой паровой турбинкой. После достижения достаточной частоты вращения валом турбины пусковой масляный насос останавливают.

Система смазки, в значительной степени определяющая надежность работы всего турбоагрегата, снабжается системой защиты. Импульсом для срабатывания системы защиты является давление в маслопроводе за маслоохладителями.

Для гарантированной подачи масла на смазку в случае невключения резервного насоса (например, при неисправности электродвигателя или отсутствии напряжения на шинах собственных нужд) служит аварийный электронасос.

Системы маслоснабжения, в которых масло является рабочей жидкостью, как в системе смазки, так и в системе регулирования, применяются в турбинах мощностью до 200 МВт включительно на докритические параметры пара.

Тема 9. Конденсационные устройства турбин и условия их эксплуатации в переменных режимах

Конденсатор – теплообменный аппарат, предназначенный для превращения отработавшего в турбине пара в жидкое состояние (конденсат). Конденсация пара происходит при соприкосновении его с поверхностью тела, имеющего более низкую температуру, чем температура насыщения пара при данном давлении в конденсаторе. Конденсация пара сопровождается выделением теплоты, затраченной ранее на испарение жидкости, которая отводится при помощи охлаждающей среды. В зависимости от вида охлаждающей среды конденсаторы разделяются на водяные (охлаждающая среда - вода) и воздушные (охлаждающая среда – воздух).

Конденсационная установка паровой турбины состоит из собственно конденсатора и дополнительных устройств, обеспечивающих его работу. Подача охлаждающей воды в конденсатор осуществляется циркуляционным насосом. Конденсатные насосы служат для откачки из нижней части конденсатора конденсата и подачи его в систему регенеративного подогрева питательной воды. Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления воздуха, поступающего в турбину и конденсатор вместе с паром и через неплотности фланцевых соединений, концевые уплотнения и другие места.

Конденсатор состоит из корпуса, торцевые стороны которого закрыты трубными досками с конденсаторными трубками, выходящими своими концами в водяные камеры. Камеры разделяются перегородкой, которая делит все конденсаторные трубки на секции, образующие так называемые «ходы» воды. Число ходов воды бывает от одного до четырех, в соответствии с чем устанавливается число разделительных перегородок в водяных камерах. В современных конденсаторах турбин большой единичной мощности число ходов охлаждающей воды редко превышает два.

Пар, поступающий из турбины в паровое пространство, конденсируется на поверхности конденсаторных трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода. За счет резкого уменьшения удельного объема пара в конденсаторе создается низкое давление (вакуум). Чем ниже температура и больше расход охлаждающей среды, тем более глубокий вакуум можно получить в конденсаторе. Образующийся конденсат стекает в нижнюю часть корпуса конденсатора, а затем в конденсаторосборник.

Задачей теплового расчета конденсатора является определение площади поверхности теплопередачи, необходимой для достижения заданного давления на выходе из турбины.

Заканчивается тепловой расчет определением основных геометрических размеров конденсатора (длины и числа конденсаторных трубок, диаметра трубной доски) и определением его парового и гидравлического сопротивления.

Основными показателями работы конденсационной установки, характеризующими состояние оборудования при заданных условиях эксплуатации, являются: давление пара в конденсаторе, температурный напор конденсатора и нагрев воды.

Тема 10. Газовые турбины и их принцип действия.

Газовые турбины по принципу действия и по конструкции аналогичны паровым турбинам. В зависимости от направления потока газа в проточной части газовые турбины бывают также осевыми и радиальными. В осевых турбинах поток газа движется в конечном итоге вдоль оси вращения турбины, а в радиальных движение его происходит в основном в плоскости, перпендикулярной оси вращения. В свою очередь "радиальные турбины подразделяются на центробежные, в которых газовый поток движется от периферии к центру, т. е. к оси вращения, и центробежные, если газовый поток движется от центра к периферии. Радиальные турбины имеют малую мощность и ограниченное применение. Они используются в основном для привода нагнетателей в поршневых двигателях внутреннего сгорания.

Газовые турбины делятся на активные и реактивные. Причем активные газовые турбины бывают тоже и со ступенями скорости, и со ступенями давления. Однодисковые активные турбины с одной или несколькими ступенями скорости весьма часто выполняются с небольшой степенью реактивности, обычно составляющей 5-15%. В многоступенчатых активных турбинах только первая ступень делается чисто активной. Все последующие ступени, начиная со второй, в большинстве случаев выполняются со степенью реактивности 10-25%, которая обычно постепенно увеличивается от ступени к ступени.

Использование реактивности, в том числе и в активных турбинах, позволяет более равномерно распределить работу между ступенями, повышает к.п.д. турбины и создает условия для более целесообразного выполнения ее лопаточного аппарата.

Тема 11. Двигатели внутреннего сгорания и их принцип действия.

В двигателях внутреннего сгорания топливо сгорает непосредственно внутри цилиндра двигателя и рабочим телом являются газообразные продукты сгорания. Получающееся в результате горения тепло превращается в механическую работу в рабочем цилиндре посредством передачи поршню работы расширения газов. Отсутствие в двигателях внутреннего сгорания промежуточного рабочего тела (водяного пара) и возможность проведения процесса преобразования тепла в механическую работу при высокой разности термодинамических потенциалов (температура газов при сгорании $1800 \div 2700$ К и в конце расширения $800 \div 1500$ К)

обуславливают получение в двигателях внутреннего сгорания в отношении преобразования теплоты в механическую работу наибольшего коэффициента полезного действия среди всех других видов тепловых двигателей, используемых в промышленности в настоящее время.

Наличие промежуточного рабочего тела в паротурбинной установке приводит к снижению коэффициента использования энергии, т. е. к потере работоспособности тепла, выделившегося в результате сгорания топлива, за счет необратимости при передаче тепла к воде и пару. Температура пара по сравнению с температурой газов в топке более низкая, поэтому работоспособность пара значительно ниже работоспособности газов, получающихся непосредственно в процессе сгорания в топке.

Для обеспечения нормальной работы и удобства монтажа современные двигатели внутреннего сгорания комплектуются из отдельных систем, узлов и агрегатов, каждый из которых имеет определенное назначение. Основными из них являются следующие: 1) корпус или остов двигателя; 2) кривошипно-шатунный механизм; 3) газораспределительный механизм; 4) топливоподающая система; 5) система впуска воздуха (или заряда) и выпуска отработавших газов; 6) система смазки; 7) система охлаждения; 8) система пуска; кроме того, в зависимости от типа и назначения двигателя могут иметь еще ряд других узлов (например, система зажигания, система реверса и т. д.).

Корпус двигателя состоит из неподвижных деталей, которые поддерживают все движущиеся узлы и агрегаты двигателя. В корпус двигателя входят фундаментная рама, картер (станина), цилиндры или блок цилиндров, цилиндрические втулки и головки (крышки) цилиндров.

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

Практическое занятие – это один из предусмотренных учебным планом видов учебной работы, где отрабатываются и закрепляются навыки и знания, полученные студентами на лекционных занятиях, а также умение самостоятельно работать с литературой. Поэтому работа над выполнением практического задания должна быть результатом тщательного изучения рекомендованной по данной теме научной и учебной литературы

План проведения практического занятия:

1. Вводная часть включает формулировку темы и цели занятия; повторение теоретических сведений по теме;

2. Основная часть предполагает самостоятельное выполнение заданий студентами. Сопровождается дополнительными разъяснениями по ходу работы (при необходимости), текущим контролем и оценкой результатов работы;

3. Заключительная часть содержит: подведение общих итогов занятия; оценку результатов работы студентов; ответы на вопросы студентов; выдачу рекомендаций по устранению пробелов в системе знаний и умений студентов, по улучшению результатов работы; задание на дом для закрепления пройденного материала и по подготовке к следующему практическому занятию.

Практическое занятие №1 Расчет тепловых циклов и изучение схем турбинных установок

При изучении вопроса о показателях работы энергетических установок и влиянии параметров рабочего тела на КПД турбинной установки следует рассмотреть идеальный и реальный циклы ПТУ в (h,S) -диаграмме и эквивалентный циклу Ренкина цикл Карно, показать на них возможные пути повышения экономичности: увеличение начальных параметров пара, снижение давления в конденсаторе, комбинированная выработка теплоты и электроэнергии, использование промперегрева и регенерации.

Рекомендуется произвести анализ формулы абсолютного термического КПД η_t , по которой проанализировать условия его повышения или понижения при изменении начальных и конечных параметров.

Выполняется ряд задач с использованием (h,S) -диаграммы для водяного пара для определения абсолютного термического КПД η_t при изменении начальных и конечных параметров.

Примерный перечень задач по теме:

Задача 1. Определить теоретический (термический) КПД паротурбинных циклов при следующих параметрах пара:

- 1) $p_0 = 9,0$ МПа, $t_0 = 520$ °С, $p_k = 5,0$ кПа;
- 2) $p_0 = 3,0$ МПа, сухой насыщенный пар, $p_k = 5,0$ кПа;
- 3) $p_0 = 13$ МПа; $t_0 = 540$ °С; с промежуточным перегревом пара при $p_{\text{пп}} = 2,5$ МПа до $t_{\text{пп}} = 540$ °С; $p_k = 5,0$ кПа

Задача 2. Определить КПД идеального цикла Ренкина при начальной температуре пара $t_1 = 500$ °С и конечном давлении $p_2 = 0,01$ МПа. Задачу решить при условии, что начальное давление: 1) $P_1 = 2,0$ МПа; 2) $P_1 = 5,0$ МПа; 3) $P_1 = 10,0$ МПа.

Задача 3. В паротурбинном двигателе определить количество отводимой в конденсаторе теплоты, если давление в конденсаторе $P_k = 0,005$ МПа, а степень сухости пара, поступающего в конденсатор $x = 0,9$. Количество пара поступающего в конденсатор $G = 6$ кг/с.

Задача 4. Определить параметры рабочего тела в характерных точках цикла Ренкина, количество подведенной и отведенной теплоты, работу цикла, теоретическую мощность турбины, термический КПД, если давление в котле $p_1 = 9$ МПа, температура пара перед турбиной и $t_1 = 400$ °С, давление конденсации пара $p_2 = 0,005$ МПа, расход пара $M = 1050$ т/ч.

Задача 5. Определить КПД идеального цикла Ренкина при начальном давлении пара $p_1 = 4$ МПа и начальной температуре $t_1 = 500$ °С. Задачу решить при условии, что конечное давление: 1) $P_2 = 0,2$ МПа; 2) $P_2 = 0,05$ МПа; 3) $P_2 = 0,005$ МПа.

Задача 6. Определить теоретический (термический) КПД паротурбинных циклов при следующих параметрах пара: 1) $p_0 = 9,0$ МПа, $t_0 = 520$ °С, $p_k = 5,0$ кПа; 2) $p_0 = 3,0$ МПа, сухой насыщенный пар, $p_k = 5,0$ кПа; 3) $p_0 = 13,0$ МПа; $t_0 = 540$ °С; с промежуточным перегревом пара при $p_{пп} = 2,5$ МПа до $t_{пп} = 540$ °С; $p_k = 5,0$ кПа; 4) $p_0 = 6,0$ МПа; сухой насыщенный пар с внешней сепарацией и промежуточным перегревом свежим паром при $p_{разд} = 1,0$ МПа до $t_{пп} = 260$ °С; $p_k = 5,0$ кПа.

Практическое занятие №2 Расчет профилей решеток

При изучении материала необходимо обратить внимание не только на физический смысл уравнений, положенных в основу теплового расчета проточной части ступеней турбины, а также на уравнения состояния рабочих тел, неразрывности, сохранения энергии, на конкретное использование каждого уравнения. Уравнение состояния используется при тепловых расчетах в виде таблиц и (h,S) -диаграммы для водяного пара. Уравнение неразрывности дает возможность рассчитать живые сечения потока рабочего тела и, следовательно, высоту лопаток, диаметр и степень парциальности ступени.

Следует четко представлять себе разницу между активной и реактивной ступенями турбины, различие в протекании процессов в (h,S) -координатах, изменении параметров пара и треугольниках скоростей.

При изучении характеристик турбинных решеток необходимо обратить внимание на результаты их экспериментального исследования, определение потерь в проточной части и их анализ.

При рассмотрении построения треугольников скоростей и определения размеров сопловых и рабочих решеток, следует изучить пример расчета одновенечной ступени.

Выполняется ряд задач с использованием (h,S) -диаграммы для водяного пара. Примерный перечень задач по теме:

Задача 1. Определить выходную площадь рабочей решетки F_2 первой нерегулируемой ступени паровой турбины. Заданы: параметры перегретого пара перед решеткой $p_1 = 13,33$ МПа, $h_1 = 3191,3$ кДж/кг, давление за решеткой $p_2 = 13,05$ МПа, относительная скорость входа в решетку $w_1 = 160,2$ м/с. Расход пара $G = 237,7$ кг/с.

Задача 2. Определить теоретическую скорость выхода (без учета потерь) пара из сопловой решетки c_{1t} , если ее располагаемый теплоперепад $H_{oc} = 67$ кДж/кг.

Задача 3. Определить теоретическую скорость выхода пара из сопловой решетки c_{1t} , если ее теплоперепад $H_o = 67$ кДж/кг, а начальная скорость $c_o = 120$ м/с.

Задача 4. Для определения коэффициента расхода сопловой решетки при испытаниях были измерены расход пара $G = 0,37$ кг/с, параметры торможения пара перед решеткой $p_1 = 73,4$ кПа. Найти коэффициент расхода для данного режима, если суммарная площадь выходных сечений исследуемых каналов равна $F_1 = 22,65 \cdot 10^{-4}$ м².

Задача 5. Определить расход пара через суживающуюся сопловую решетку, если известны параметры торможения перед ней $p_0 = 0,12$ МПа, $t_0 = 140$ °С и давление пара за ней $p_1 = 0,075$ МПа. Выходная площадь $F_1 = 206 \cdot 10^{-4}$ м². Коэффициент расхода $\mu_1 = 0,97$.

Практическое занятие №3 Расчет ступени по параметрам на среднем диаметре ступени

При изучении материала необходимо обратить внимание, что расчет турбинных ступеней выполняется по среднему диаметру ступени. Под *турбинной ступенью* понимается совокупность неподвижного ряда сопловых лопаток, в каналах которых ускоряется поток пара или газа, и подвижного ряда рабочих лопаток, в которых энергия движущегося пара или газа преобразуется в механическую работу на вращающемся роторе

по преодолению сил сопротивления приводимой машины. Турбинная ступень характеризуется средним диаметром ступени d и высотами сопловых l_1 и рабочих l_2 лопаток. Необходимо знать элементы, входящие в состав турбинной ступени, а также понятие параметров торможения на входе в ступень. Определяя теплоперепады, приходящиеся на сопловые и рабочие решетки, определяются скорости на входе и выходе в них. Далее, строя треугольники скоростей, выбирают профили лопаток и по их характеристикам определяют шаг установки лопаток и их количество.

Используя уравнения неразрывности для входных сечений решеток, определяют высоты лопаток. Необходимым условием расчетов является определение экономичности ступени, которая может быть найдена с помощью треугольников скоростей, а также из уравнения баланса потерь в ступени.

Выполняется ряд задач с использованием (h,S) -диаграммы для водяного пара. Примерный перечень задач по теме:

Задача 1. Параметры пара перед первой нерегулируемой ступенью турбины К -300-240 составляют $\bar{p}_0 = p_0 = 16,7$ МПа и $\bar{t}_0 = t_0 = 520$ °С; давление пара за ступенью $p_2 = 14,5$ МПа, отношение скоростей $u/C_\phi = 0,48$, степень реактивности $\rho = 0,08$. Углы выхода потока из решеток $\alpha_1 = 13^\circ$, $\beta_2 = \beta_1 - 5,0^\circ$, коэффициенты скорости $\varphi = 0,970$, $\psi = 0,935$. Построить треугольники скоростей и определить относительный лопаточный КПД $\eta_{0.л.}$. Найти мощность на лопатках $P_{0.л.}$, если расход пара $G = 240,0$ кг/с.

Задача 2. Найти примерное значение оптимального располагаемого теплоперепада ступени, обеспечивающего $\alpha_2 \approx \pi/2$. Степень реактивности $\rho = 0,20$, коэффициент скорости $\varphi = 0,97$. Диаметр ступени $d = 1,05$ м, частота вращения $n = 86,7$ 1/с, угол $\alpha_1 = 16^\circ$.

Задача 3. Определить основные размеры промежуточной ступени тихоходной турбины насыщенного пара К-1000-60/1500 для АЭС. Состояние пара перед сопловой решеткой: $p_0 = 1,96$ МПа, $x_0 = 0,897$, используемая энергия выходной скорости предыдущей ступени $\Delta H_0 = 2,0$ кДж/кг. Расход пара $G = 700,0$ кг/с, частота вращения $n = 25$ 1/с. На среднем диаметре ступени $d = 2,25$ м степень реактивности $\rho = 0,18$, угол $\alpha_{1э} = 14^\circ$, отношение высот лопаток $l_2/l_1 = 1,06$, отношение скоростей $u/C_\phi = 0,52$.

Задача 4. Построить треугольники скоростей реактивной ступени ($\rho = 0,5$) при $\alpha_1 = 20^\circ$, $u/C_\phi = 0,6$, $\varphi = \psi = 0,970$, $\mu_1 = \mu_2$ и $l_2/l_1 = 1,05$ для двух случаев: а) малого теплоперепада, когда $v_{2t}/v_{1t} \approx 1$; б) большого теплоперепада, когда $v_{2t}/v_{1t} = 1,4$.

Задача 5. Определить относительный лопаточный КПД $\eta_{0.л.}$ промежуточной реактивной ступени ($\rho = 0,5$), если $u/C_\phi = 0,650$. Рабочие и сопловые решетки конгруэнтны, т. е. имеют одинаковые зеркально отображенные профили. Углы $\alpha_1 = \beta_2 = 20^\circ$. Коэффициенты скорости $\varphi = \psi = 0,970$. Поскольку c_1 и $l_2/l_1 \approx 1$, то принять $c_{1a} \approx c_{2a}$.

Практическое занятие №4 Расчет двухвенечной ступени

Изучить конструкцию двухвенечной турбинной ступени, преимущества и недостатки по сравнению с одновенечной, особенности методики ее расчета. Выполняется ряд задач (h,S) -диаграммы для водяного пара.

Примерный перечень задач по теме:

Задача 1. Требуется рассчитать двухвенечную регулируемую ступень по следующим данным: давление перед соплами ступени $p_0 = 12,0$ МПа; температура пара перед ступенью $t_0 = 540$ °С; располагаемый теплоперепад ступени $H_0 = 164,5$ кДж/кг; расход пара $G = 57$ кг/с; частота вращения $n = 50$ с⁻¹; эквивалентный зазор в уплотнении по бандажу $\delta_\Sigma = 0,6$ мм; средний диаметр ступени $d = 0,95$ м.

Задача 2. Построить треугольники скоростей и определить относительный лопаточный КПД $\eta_{0.л.}$ двухвенечной ступени. Задано: располагаемый теплоперепад ступени $\bar{H}_0 = H_0 = 261,5$ кДж/кг, степень реактивности первой рабочей решетки $\rho_1 = 0$, поворотной решетки $\rho_n = 0,02$, второй рабочей решетки $\rho_1' = 0,02$, отношение $u/C_\phi = 0,229$, углы $\alpha_1 = 16^\circ$,

$\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ$, $\alpha_1' = \alpha_2 - 3^\circ$, $\beta_2' = \beta_1' = 15^\circ$. Коэффициенты скорости $\varphi = 0,95$, $\psi_1 = 0,88$, $\psi_{II} = 0,9$, $\psi' = 0,923$. Чему равна мощность на лопатках при расходе пара $G = 5$ кг/с? В ступени применена расширяющаяся сопловая решетка.

Задача 3. Диаметр одновенечной ступени активного типа $d = 1,1$ м и отношение скоростей $u/C_\phi = 0,44$. Чему равен диаметр двухвенечной ступени скорости, если она рассчитана на тот же располагаемый теплоперепад, что и одновенечная ступень при той же частоте вращения и отношении $u/C_\phi = 0,24$?

Задача 4. Турбина Р-0,75-15-3 состоит из двух двухвенечных активных ступеней скорости. Параметры пара перед первой ступенью $p_0^I = 1,5$ МПа, $t_0 = 350$ °С. Давление пара за второй ступенью $p_0^{II} = 0,3$ МПа. При одинаковых конструктивных размерах обеих ступеней степень парциальности в первой ступени $e = 0,2$. Определить потери на трение ξ_{mp}^{II} , вентиляцию ξ_6^{II} и сегментные $\xi_{сегм}^{II}$ для второй ступени, если для первой ступени они соответственно равны: $\xi_{mp}^I = 0,020$, $\xi_6^I = 0,040$, $\xi_{сегм}^I = 0,030$. Коэффициент полезного действия первой ступени $\eta_{0.л.} = 0,720$.

Задача 5. Произвести полный расчет и спроектировать двухвенечную регулируемую ступень турбины Т-100-130. Параметры пара перед сопловой решеткой $\bar{p}_0 = p_0 = 12,1$ Мпа и $\bar{t}_0 = t_0 = 555$ °С. Расход пара через ступень $G = 134,5$ кг/с. Средний диаметр ступени $d = 0,95$ м; частота вращения ротора $n = 50$ 1/с. Исходя из общей конструкции турбины и работы при переменном режиме, отношение скоростей выбрано $u/C_\phi = 0,23$; $\alpha_{13} = 11^\circ$.

Практическое занятие №5 Многоступенчатые турбины

Изучить преимущества и недостатки многоступенчатых турбин по сравнению с одноступенчатыми. Знать понятие коэффициента возврата теплоты. Изучить конструкции уплотнений. Иметь понятия о мероприятиях по защите ступеней турбины от эрозионного износа. Изучить влияние осевых усилий, действующих на ротор турбины, на конструкции упорных подшипников.

Примерный перечень задач по теме:

Задача 1. Определить число ступеней газовой турбины, располагаемый теплоперепад проточной части которой (т.е. от параметров газа перед первой ступенью до статистического давления за последней ступенью) составляет $H_0^T = 525,0$ кДж/кг. Частота вращения ротора $n = 50$ 1/с. Средний диаметр от первой к последней ступени меняется линейно от $d_1 = 1,90$ м до $d_z = 2,0$ м, а отношение скоростей – от $(u/c_\phi)_1 = 0,52$ до $(u/c_\phi)_z = 0,64$. Для решения задачи принять среднее значение угла $\alpha_1 \approx 20^\circ$, степень реактивности $p \approx 0,30$ и коэффициент скорости $\varphi = 0,97$.

Задача 2. В приводной конденсационной турбине параметры пара перед стопорным клапаном $p_0 = 3,3$ МПа, $t_0 = 435$ °С, конечное давление $p_k = 5$ кПа. Потери в паровпускных органах составляют $(p_0 - p_0')/p_0 = \Delta p/p_0 = 0,05$, а восстановление давления в выходном патрубке $\Delta p_{(в.п.)} = 0,05 = 1$ кПа. Определить, какую долю от располагаемого теплоперепада турбины H_0^T составляет располагаемый теплоперепад проточной части $H_0^{np.ч}$.

Задача 3. В последней ступени мощной газовой турбины при расходе газа $G = 270,0$ кг/с кольцевая площадь последней рабочей решетки составляет $\Omega_z = \pi d_2 l_2 = 3,142$ м². Параметры газа на выходе из турбины $p_{zT} = 0,101$ МПа, $t_{zT} = 480$ °С, $R = 0,2896$ кДж/(кг·К), $c_p = 1,183$ кДж/(кг·К). Коэффициент полных потерь в выходном патрубке турбины $\xi_{полн}^{напр} = 0,7$. Определить давление газа за последней ступенью турбины p_z .

Задача 4. Определить высоту-сопловых лопаток l_1 первой ступени турбины К-1200-240, выполненной с дроссельным парораспределением, при заданных $G = 960,0$ кг/с, $n = 50$

1/с. Остальные необходимые для расчета величины выбрать или оценить самостоятельно. Параметры пара перед ступенью $p_0 = 22,33$ МПа, $t_0 = 536$ °С.

Задача 5. Определить коэффициент возврата теплоты для группы ступеней среднего давления паровой турбины К-300-240. Задано: $p_0^{ИСП} = 3,60$ МПа, $p_z^{ИСП} = 1,40$ МПа, $H_0^{ИСП} = 320$ кДж/кг, $(\eta_{oi}^{cm})_{cp} = 0,90$; число ступеней $z = 8$.

Практическое занятие №6 Турбины для комбинированной выработки тепла и электроэнергии

Необходимо изучить схемы турбин с противодавлением, с одним промежуточным регулируемым отбором пара, с регулируемым отбором пара и противодавлением, с двумя регулируемыми отборами пара, с многоступенчатым подогревом сетевой воды. Необходимо строить процессы расширения в этих турбинах с помощью (h,S)-диаграммы для водяного пара, определять теплоперепады по цилиндрам и расходы острого пара на турбину. Уметь пользоваться диаграммами режимов.

Изучить методику построения диаграмм режимов турбин для комбинированной выработки электрической энергии и теплоты (типа Р, Т, П, ПР, ПТ) и уметь пользоваться ими для определения параметров при различных режимах работы турбин.

Примерный перечень задач по теме:

Задача 1. Теплофикационная турбина типа Т-250-240 выполнена со ступенчатым подогревом сетевой воды, который производится в двух сетевых подогревателях: нерегулируемом верхнем при давлении p_1 и регулируемом нижнем отборах (после которого имеется регулирующий орган) при давлении p_{11} в соответствии с рисунком 2.2.

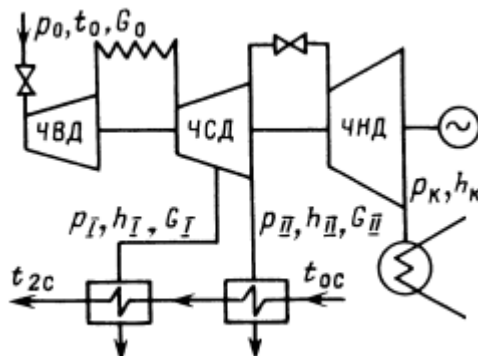


Рисунок 1 - Теплофикационная турбина типа Т-250-240

Задача 2. Турбина с регулируемым производственным отбором пара П-6-35/5 при номинальной мощности $P_s = 6000$ кВт должна обеспечивать номинальное значение отбора $G_{п} = 11,1$ кг/с. Начальные параметры пара: $p_0 = 3,4$ МПа, $t_0 = 435$ °С. Давление производственного отбора $p_{п} = 0,50$ МПа, давление в конденсаторе $p_k = 7,0$ кПа. При этом режиме принять: относительные внутренние КПД части высокого давления $\eta_{oi}^I = 0,82$ и части низкого давления $\eta_{oi}^{II} = 0,70$, механический КПД $\eta_m = 0,975$, КПД электрогенератора $\eta_{э,э} = 0,95$. Определить расход свежего пара G_1 . Для упрощения решения задачи считать, что турбина работает без регенеративных отборов пара.

Задача 3. Определить мощность P_s турбины ПР-12/15-90/15/7 с производственным отбором $p_{п} = 1,45$ МПа и противодавлением $p_z = p_T = 0,7$ МПа. Параметры свежего пара: $p_0 = 8,8$ МПа, $t_0 = 535$ °С. Величина отбора $G_{п} = 20,8$ кг/с. Отпуск пара для отопительных целей $G_T = 6,0$ кг/с. Относительные внутренние КПД: $\eta_{oi}^I = 0,83$, $\eta_{oi}^{II} = 0,86$. Произведение $\eta_m \eta_{э,э} = 0,96$. Турбина работает без регенеративных отборов.

Задача 4. Турбина К-3,5-16 с параметрами свежего пара $p_0 = 1,57$ МПа, $t_0 = 350$ °С и давлением в конденсаторе $p_{к0} = 5$ кПа для использования в отопительных целях теплоты охлаждающей воды, выходящей из конденсатора, переведена на работу при давлении в

конденсаторе $p_{к1} = 12$ кПа. Во сколько раз уменьшится мощность турбины, если при том же расходе пара $G = 4,6$ кг/с относительный электрический КПД снизится с $(\eta_{о.э})_o = 0,76$ до $(\eta_{о.э})_1 = 0,70$?

Задача 5. Регулирующая ступень ЧНД турбины П-6-35/5 с производственным отбором пара при расчетном режиме имеет степень парциальности $e_0 = 0,90$. Давление пара в камере отбора $p_{n0} = 0,50$ МПа, в камере регулирующей ступени $(p_{p-ст})_o = 0,12$ МПа. Поворотная диафрагма, регулирующая пропуск в ЧНД, допускает полный подвод пара $e_{макс} = 1$. Наибольшее давление в камере отбора $p_n^{макс} = 0,6$ МПа. Во сколько раз максимальный пропуск пара в ЧНД больше расчетного $G_2^{макс} / G_{2o}$?

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

При выполнении курсового проекта «Тепловой расчет паровой турбины» ставятся следующие цели:

1. Закрепление и углубление знаний, полученных при изучении теоретического курса.
2. Привитие навыков пользования справочной литературой, таблицами, $h-s$ - диаграммой, расчетными номограммами и чертежами.
3. Приобретение навыков практического применения теоретических знаний при выполнении конкретной инженерной задачи – разработке проекта многоступенчатой паровой турбины.

В задании на курсовой проект указывается назначение проектируемой турбины, ее номинальная мощность, начальные и конечные параметры пара, количество и параметры отбираемого пара.

Курсовой проект должен состоять из двух частей:

1. Расчетно-пояснительной записки, включающей в себя описание паровой турбины и ее узлов, предварительное построение теплового процесса турбины в h,s -диаграмме и оценка расхода пара турбиной, тепловой расчет системы регенеративного подогрева питательной воды турбоустановки. Расчетно-пояснительная записка оформляется в машинописном варианте.

2. Графической части, включающей построение принципиальной тепловой схемы заданной турбины (формат А1)

Структура курсового проекта:

1. Титульный лист.
2. Содержание.
3. Введение.
4. Основная часть (разделы, подразделы, пункты).
5. Заключение.
6. Библиографический список.
7. Приложение.

Таблица 1 - Этапы выполнения курсового проекта:

№	Наименование этапа	Оценка выполнения, %
1	Описание заданной паровой турбины.	10
2	Предварительное построение теплового процесса турбины в h,s - диаграмме и оценка расхода пара турбиной	30
3	Тепловой расчет системы регенеративного подогрева питательной воды турбоустановки	30
4	Построение принципиальной тепловой схемы заданной турбины (формат А1)	10
5	Оформление расчетно-пояснительной записки	5
6	Подготовка к защите курсового проекта	10
7	Защита курсового проекта	5
	Итого	100

Таблица 2 - Варианты для курсового проекта

Вариант	Тип турбины	Номинальная мощность, МВт	Давление, МПа	Температура, °С	Номинальный расход свежего пара, т/ч
1	ПТ-60/75-130/13	60	12,75	565	250
2	ПТ-60-90/13	60	8,82	535	250

3	T-110/120-130-5	100	12,8	555	441
4	ПТ-25-90/10	25	8,83	535	70
5	ПТ-80/100-130/13	80	12,8	555	185
6	ПТ-135/165-130/15	135	12,75	555	335
7	T-25-90-6	25	8,8	535	129
8	T-50/60-130-6	50	12,8	555	256
9	T-180/210-130-1	175	12,8	540	760
10	T-260/300-240	260	23,5	540	980
11	P-50/60-130/13	52,7	12,8	555	370
12	P-102/107-130/15	102	12,8	555	785
13	K-100-90-7	200	8,82	535	420
14	K-160-130	160	12,8	565	516
15	K-300-240-3	300	23,5	540	930

Перечень вопросов для защиты курсового проекта.

1. Исходные данные, расшифровать маркировку заданной турбины.
2. Типы турбин. В чем различия?
3. Принцип работы паровой турбины.
4. Основные элементы ПТУ и их назначение.
5. Назначение теплового расчета турбоустановки.
6. Располагаемый и теоретический теплоперепады.
7. Объясните принцип построения процесса расширения в h,s – диаграмме, каким образом определяются изэнтропийные и действительные перепады энтальпий.
8. Каково влияние начальных и конечных параметров пара на экономичность ПТУ
9. Что такое ступень турбины.
10. В чем смысл энергетической эффективности РППВ?
11. Как влияют на эффективность регенеративного подогрева питательной воды число отборов пара и их место в турбине.
12. Как определяется мощность турбины.
13. Назначение деаэратора в тепловой схеме ПТУ.
14. Конденсатор и его назначение.
15. Что называется теплофикацией.

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

Студент в процессе обучения должен не только освоить учебную программу, но и приобрести навыки самостоятельной работы. Студенту предоставляется возможность работать во время учебы более самостоятельно, чем учащимся в средней школе. Студент должен уметь планировать и выполнять свою работу.

Целью самостоятельной работы студентов является овладение фундаментальными знаниями, профессиональными умениями и навыками деятельности по профилю, опытом творческой, исследовательской деятельности.

Самостоятельная работа студентов способствует развитию самостоятельности, ответственности и организованности, творческого подхода к решению проблем учебного и профессионального уровня.

Этапы самостоятельной работы:

- осознание учебной задачи, которая решается с помощью данной самостоятельной работы;

- ознакомление с инструкцией о её выполнении;

- осуществление процесса выполнения работы;

- самоанализ, самоконтроль;

- проверка работ студента, выделение и разбор типичных преимуществ и ошибок.

Самостоятельная работа студентов является обязательным компонентом учебного процесса для каждого студента и определяется учебным планом.

Методические рекомендации по изучению теоретических основ

Изучение теоретической части дисциплины призвано не только углубить и закрепить знания, полученные на аудиторных занятиях, но и способствовать развитию у студентов творческих навыков, инициативы и организовать свое время.

Самостоятельная работа при изучении дисциплины включает:

- чтение студентами рекомендованной литературы и усвоение теоретического материала дисциплины;

- знакомство с Интернет-источниками;

- подготовку к различным формам контроля (тесты, коллоквиумы);

- выполнение домашних заданий.

Планирование времени, необходимого на изучение дисциплин, студентам лучше всего осуществлять весь семестр, предусматривая при этом регулярное повторение материала.

Материал, законспектированный на лекциях, необходимо регулярно прорабатывать и дополнять сведениями из других источников литературы, представленных не только в программе дисциплины, но и в периодических изданиях.

При изучении дисциплины сначала необходимо по каждой теме прочитать рекомендованную литературу и составить краткий конспект основных положений, терминов, сведений, требующих запоминания и являющихся основополагающими в этой теме для освоения последующих тем курса. Для расширения знания по дисциплине рекомендуется использовать Интернет-ресурсы; проводить поиски в различных системах и использовать материалы сайтов, рекомендованных преподавателем.

Методические указания к курсовому проектированию

В ходе выполнения курсового проекта осваивается методика научного исследования, изучается передовой опыт, углубляются и систематизируются полученные теоретические знания. Велика роль курсового проекта в формировании умений подбора и анализа источников литературы, использования теоретических знаний в решении практических задач, самостоятельности в суждениях.

Студенты в ходе выполнения курсового проекта учатся проектировать процессы, овладевают методикой расчетов, учатся пользоваться нормативной и справочной литературой, технологической и конструкторской документацией, чертить чертежи, схемы и т.д. Студенты должны быть поставлены перед необходимостью анализировать, сравнивать, оценивать данные и варианты своих решений поставленных задач, систематизировать имеющийся материал, делать обобщения, выводы.

Курсовые проекты отличаются большой трудоемкостью и индивидуальным своеобразием и преподаватель организует поэтапную работу студентов над ними, разрабатывая четкие задания на каждый этап.

Организация курсового проектирования предусматривает:

- выдачу тем курсовых проектов;
- изложение требований к содержанию курсового проекта;
- сообщение исходных данных для проекта;
- рекомендации по выбору учебной, научной и справочной литературы;
- установление объемов курсового проекта;
- порядок оформления пояснительной записки.

Завершается курсовое проектирование защитой курсовых проектов. В ходе защиты студенты демонстрируют увлеченность, профессиональную заинтересованность в изучаемых проблемах. Многие студенты грамотно, аргументировано, творчески представляют свои работы, выражая желание и уверенность в необходимости продолжения исследования в процессе дальнейшего обучения.

Методические рекомендации по подготовке и сдаче экзамена.

Экзамен это завершающий этап подготовки студента, механизм выявления и оценки результатов учебного процесса и установления соответствия уровня профессиональной подготовки. Подготовка к экзамену способствует закреплению, углублению и обобщению знаний, получаемых, в процессе обучения, а также применению их к решению практических задач. Готовясь к экзамену, студент должен ликвидировать имеющиеся пробелы в знаниях, систематизировать и упорядочить свои знания.

При подготовке к экзамену студентам целесообразно использовать материалы лекций, учебно-методические комплексы, основную и дополнительную литературу.

Формулировка вопросов экзаменационного билета совпадает с формулировкой перечня рекомендованных для подготовки вопросов экзамена, доведенного до сведения студентов накануне экзаменационной сессии.

При проработке той или иной темы курса сначала следует уделить внимание конспектам лекций, а уж затем учебникам, и другой печатной продукции. При подготовке необходимо тезисно записать ответы на наиболее трудные, с точки зрения студента, вопросы. Запись включает дополнительные (моторные) ресурсы памяти.

Представляется крайне важным посещение студентами проводимой перед экзаменом консультации. Здесь есть возможность задать вопросы преподавателю по тем разделам и темам, которые недостаточно или противоречиво освещены в учебной, научной литературе или вызывают затруднение в восприятии.

Важно, чтобы студент грамотно распределил время, отведенное для подготовки к экзамену. В этой связи целесообразно составить календарный план подготовки к экзамену, в котором в определенной последовательности отражается изучение или повторение всех экзаменационных вопросов. Подготовку к экзамену студент должен вести ритмично и систематично.

5. БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Основы современной энергетики. Том 1. Современная теплоэнергетика [Электронный ресурс] : учеб. / Трухний А.Д. [и др.]. — Электрон. дан. — Москва : Издательский дом МЭИ, 2010. — 472 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/72255>. — Загл. с экрана.
2. Паровые и газовые турбины для электростанций [Электронный ресурс] : учеб. / Костюк А.Г. [и др.]. — Электрон. дан. — Москва : Издательский дом МЭИ, 2016. — 557 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/72260>. — Загл. с экрана.
3. Булкин А.Е., Тихоходные паровые турбины атомных электрических станций: учебное пособие [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Булкин А.Е., Трухний А.Д. — Электрон. дан. — Москва : Издательский дом МЭИ, 2011. — 364 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/72308>. — Загл. с экрана.
4. Тепловые двигатели и нагнетатели [Электронный ресурс] : учебное пособие / С.А. Наумов [и др.]. — Электрон. текстовые данные. — Оренбург: Оренбургский государственный университет, ЭБС АСВ, 2015. — 109 с. — 978-5-7410-1380-9. — Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/61415.html>
5. Трухний, А. Д., Атлас конструкций деталей турбин [Текст] : учеб. пособие : рек. УМО : в 2 ч. / А. Д. Трухний, Б. Н. Крупенников, А. Н. Троицкий ; пер. на англ. яз. Ю. А. Зейгарника. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : Изд-во Моск. энергет. ин-та, 2007. - ISBN 978-5-383-00022-9.- Ч. 1 : Чертежи и конструкции. - 2007. - 152 с.
6. Трухний, А. Д., Атлас конструкций деталей турбин [Текст] : учеб. пособие : рек. УМО : в 2 ч. / А. Д. Трухний, Б. Н. Крупенников, А. Н. Троицкий ; пер. на англ. яз. Ю. А. Зейгарника. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : Изд-во Моск. энергет. ин-та, 2007. - ISBN 978-3-383-00022-9. - Ч. 2 : Описания конструкций. - 2007. - 163 с.
7. Трухний, А.Д., Парогазовые установки электростанций: учебное пособие для вузов [Электронный ресурс] : учеб. пособие — Электрон. дан. — Москва : Издательский дом МЭИ, 2013. — 648 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/72261>. — Загл. с экрана.