10.06.2020 гр.19-2 Техническое обслуживание турбинного оборудования. Захаров Г.П.

*Лекция № 94.*Процесс расширения пара в турбинной ступени

Основные уравнения и формулы, используемые для расчета движения водяного пара в проточной части турбинных ступеней

В практике расчетов проточной части паровых турбин зачастую применяют уравнения газовой динамики для одномерного движения сжимаемой среды. При этом делается предположение о постоянстве значений давления**,**температуры, плотности и скорости в поперечном сечении рассматриваемого течения. Простейшим и широко используемым в решении многих инженерных и технических задач является случай одномерного установившегося течения с постоянной энтропией. В основе этих решений лежит применение системы *уравнений неразрывности, количества движения и энергии***,**а также *уравнения состояния* для изоэнтропийного течения газа

, (4.1)

где *р*, Па и *v*, *м3/кг* – соответственно, давление и удельный объем рабочей среды, *х*=ср/сv - показатель изоэнтропы, значение которого в расчетах перегретого водяного пара можно принимать равным *х*пп=1,3, а для сухого насыщенного – *х*нас=1,135.

*Уравнение неразрывности* одномерного движения при отсутствии массообмена с внешней средой (*dG/G=0*) выражается формулами массового ***G*,** *кг/с* и объемного ***Q*,** *м3/с* расходов:

***G****=ρсF=****cF/v****;****Q****=Gv=сF*, (4.2)

где *с*, *м/с* – скорость движения среды в рассматриваемом сечении канала, *F*, *м2* – площадь поперечного сечения канала. Так, для каналов турбинных решеток используется выражение *Gvt=μсtF, где μ=G/Gt* - коэффициент расхода, учитывающий различие между действительным *G* и теоретическим *Gt* значениями расхода водяного пара через канал (индекс «*t*» определяет теоретические значения скорости *с* и удельного объема *v*водяного пара при его изоэнтропийном процессе расширения).

*Уравнение сохранения энергии*для совершенного (идеального) газа при введении параметров торможения () и энтальпии  представляется в различных формах:

. (4.3)

В (4.3) энтальпия *h* определяется по статическим значениям параметров*р*и*Т*.

С использованием *скорости звука****а***(скорости распространения слабых возмущений в упругой среде) и *критической скорости* ***а*\*** (скорости потока, равной местной скорости звука) запись уравнения сохранения энергии следующая:

 (4.4)

где  (4.5-4.6)

Значение газовой постоянной для перегретого пара по модели совершенного газа допускается принимать равным *R*=464 *кДж/(кг⋅К)*.

Формула массового расхода с использованием функции расхода ***q*** приобретает вид:

 (4.7)

где для перегретого пара значение коэффициента *А*=0,0311(*кг⋅К/Дж*)0,5, *μ* - коэффициент расхода, *F* – площадь поперечного сечения канала,  - давление и температура заторможенного потока на входе в канал. Следует помнить, что при относительном давлении *ε=р/р0* меньшем или равном его критического значения *ε\** (для перегретого водяного пара *ε*\*=0,5457) в канале реализуется критический расход среды *G*\*, который является максимальным для заданного значения давления *р*0 на входе в канал. При *ε\** значение функции расхода *q*=1 и тогда по формуле (4.7) определяется значение *G*\*.

При рассмотрении процессов в турбинных ступенях для оценки режимов движения водяного пара используется число Маха *М=с/а*. Дозвуковые режимы течения определяются значениями *М*<1, критический режим – *М*=1, а сверхзвуковые - *М*>1.

**4.2. Конструкция турбинной ступени осевого типа и процессы преобразования энергии в ней**

Процессы преобразования тепловой энергии водяного пара в механическую работу вращающегося ротора паровой турбины осуществляется в ее турбинных ступенях. Ступень осевого типа (рис. 4.1) состоит из неподвижной *диафрагмы* *1* с кольцевой *решеткой сопловых лопаток**2* и вращающегося *диска**5* с *решеткой рабочих лопаток* *4*. Профили соответствующих лопаток и межлопаточные каналы решеток показаны на развертке цилиндрического сечения по среднему диаметру dср ступени. Диафрагма устанавливается в расточке корпуса или обоймы *3*, а диск является элементом ротора *6*. *Уплотнение 7* кольцевой щели между диафрагмой и поверхностью ротора называют *диафрагменным*. В свою очередь *уплотнение* *8* периферийного зазора над рабочей решеткой называют *надбандажным*.

*В сопловых каналах*при расширении водяного пара от давления *р*0 до давления *р1* *тепловая энергия преобразуется в* *кинетическую*, в результате чего за сопловой решеткой среда приобретает скорость ***с1*** (*абсолютная скорость* растет от *с0* до *с1*), направление которой по отношению к фронту решетки определяется углом *α****1*** (рис. 4.2). *В межлопаточных каналах**рабочей решетки* при повороте потока и дальнейшем расширении пара до давления *р2* ее *кинетическая энергия преобразуется в механическую*. При обтекании рабочих лопаток с криволинейным профилем (при повороте потока в каналах) создается *активная*составляющая усилия ***Rакт***, а при расширении водяного пара (за счет ускорения потока) – *реактивная****Rреак***,которые формируют *окружное усилие****:* .**



**Рис. 4.1. Конструкция турбинной ступени (а) и ее упрощенное представление (б)**

1 – диафрагма; 2 – сопловая решетка; 3 – обойма; 4 – рабочая решетка; 5 – диск; 6 – фрагмент ротора;

7 – диафрагменное уплотнение; 8 – надбандажное уплотнение



**Рис. 4.2. Проточная часть каналов решеток турбинных ступеней**

Окружное усилие на соответствующем диаметре ступени формирует крутящий момент *М*кр, который и производит работу по преодолению сил сопротивления приводимой машины (ротора электрического генератора). Рабочая решетка вращается с окружной скоростью ***u=πdn***, зависящей от частоты вращения ротора ***n*,** с-1. Поэтому рабочая среда на входе в нее перемещается с *относительной скоростью****w1***, вектор которойопределяется на основе *входного треугольника скоростей*: ****(рис. 4.3). Угол между векторами относительной и окружной скоростями обозначают ***β1***. Этим углом определяется направление входных кромок рабочих лопаток. На выходе из каналов рабочей решетки угол ***β2*** *относительной скорости****w2*** определяется формой профиля рабочих лопаток и их установкой относительно ротора турбины. *Абсолютная скорость****с2*** находится на основе *выходного треугольника скоростей*: ****Угол вектора скорости ***с2*** по отношению к фронту рабочей решетки обозначают ***α2***. Обычно входной и выходной треугольники скоростей совмещают в их вершинах (рис. 4.3) и в таком виде они отражают кинематику процесса расширения водяного пара в проточной части турбинной ступени и служат основой для расчета ее геометрических и аэродинамических характеристик. При этом углы *β2* и *α2*отсчитывают по часовой стрелке.



**Р ис. 4.3. Треугольники скоростей для турбинной ступени осевого типа:**

***входной треугольник:****С1* – абсолютная скорость водяного пара на выходе из сопловой решетки;

*W1* – относительная скорость входа потока в рабочую решетку;

*U* – окружная составляющая скорости (*U=πdn*);

***выходной треугольник:****С2* – абсолютная скорость водяного пара на выходе из рабочей решетки;

*W2* – относительная скорость выхода потока из рабочей решетки

4.3. **Тепловая диаграмма процесса расширения в турбинной ступени**

Процессы расширения водяного пара в сопловой и рабочей решетках, а также для турбинной ступени, представлены тепловой диаграммой в *h-s* координатах на рис. 4.4. Состояние пара перед ступенью по параметрам торможения  - определяется энтальпией  (рис. 4.4,*а*). В свою очередь, значения статического давления *р0* и температуры *t0*, позволяют определить теплосодержание среды энтальпией *h0*. При расширении водяного пара до давления *р1* (линия *0-1t*) *теплоперепад*в условиях изоэнтропийного течения ****называют *располагаемой энергией* сопловой решетки ступени. Она равна сумме кинетической энергии на выходе из сопловых каналов 0,5*с1t*2 в условиях изоэнтропийного расширения пара и кинетической энергии на входе в них 0,5с02. На основе уравнения сохранения *0,5с02+h0=0,5c1t2+h1t* теоретическое значение скорости истечения пара из сопловых каналов определяется выражением:

 (4.8)

Действительная скорость из-за потерь энергии в сопловой решетке определяется выражением ***с1=****ϕ****с1t***, где *коэффициент скорости**ϕ* является оценкой коэффициента потерь сопловой решетки

 (4.9)

Потери энергии Δ*Нс*в сопловой решетке определяют необратимость процесса расширения в ней и соответствующее повышение энтальпии в реальном процессе расширения (линия *0-1* на рис. 4.4,*а*) до значения *h1=h1t+*Δ*Нс*. В первом приближении коэффициент скорости для сопловой решетки допускается определять по выражению

 (4.10)

где *b1* – хорда профиля сопловой лопатки (наименьшее расстояние между ее входной и выходной кромками), *l1* – высота сопловой решетки. Тогда 



Рис. 4.4. Процессы расширения водяного пара в сопловой решетке (*а*), рабочей решетке (б),

для турбинной ступени (*в*) и фрагмент процесса за ступенью с учетом степени использования энергии с выходной скоростью (*г*)

Теоретический (изоэнтропийный) процесс расширения водяного пара в рабочей решетке ступени до давления *р2* представлен на рис. 4.4,*б* линией *1-2t*. Разность энтальпий ***h1-h2t=Hop*** называют *располагаемым теплоперепадом*рабочей решетки, а уравнение энергии для нее в относительном движении имеет вид: ***h1+0,5w12=h2+0,5w22*** (при условии равенства средних диаметров входного и выходного сечений рабочей решетки). В правой части этого уравнения отсутствует составляющая, характеризующая отводимую от рабочей решетки ступени механическую работу посредством диска к ротору турбины. *Следует понимать и помнить, что эта работа, формируемая силой взаимодействия между лопаткой и потоком в координатах движущейся рабочей решетки ступени равна нулю, так как точка приложения этой силы не перемещается по отношению к наблюдателю, условно вращающемуся вместе с решеткой.* Тогда теоретическая скорость в относительном движении на выходе из каналов рабочей решетки

 (4.11)

Действительная скорость с учетом *коэффициента скорости для рабочей решетки ψ* равна ***w2=ψw2t***. Как и для сопловой коэффициент потерь рабочей решетки

, (4.12)

где ****- располагаемая энергия рабочей решетки, определяемая по параметрам торможения среды на входе в относительном движении (по давлению ). Потери энергии в каналах рабочей решетки , где в первом приближении коэффициент скорости допускается определять по выражению

ψ*=0,96-0,014b2/l2*. (4.13)

Тогда для реального процесса расширения (линия *1-2* на рис. 4.4,*б*) энтальпия водяного пара в выходном сечении рабочей решетки *h2=h2t+*Δ*Hр*. Разность энтальпий ***h0-h2t=Н0***называют*располагаемым теплоперепадом ступени по статическим параметрам*, а *теплоперепад*, *включающий кинетическую энергию потока на входе в ступень* *0,5с02*, *располагаемым по параметрам торможения*на входе в ступень: ****рис. 4.4,*в*).Сумма располагаемых теплоперепадов сопловой и рабочей решеток называется *располагаемой энергией* ступени: . Эта энергия выражает работу, которую теоретически можно получить от 1 *кг* водяного пара в турбинной ступени.

На выходе из рабочей решетки поток водяного пара обладает кинетической энергией Δ***Нвс=0,5с22***, определяемой *абсолютной скоростью****с2*.**В практике величину Δ*Нвс* называют *потерей энергии с выходной скоростью*. В зависимости от степени использования *ΔНвс* в последующей ступени соответствующий процесс в *h,s*-диаграмме изображается или *изобарным, или изоэнтропийным, или совмещенным* (рис. 4.4,*г*). Если рабочая среда после ступени попадает в относительно емкую камеру проточной части турбины (например, за последними ступенями цилиндров турбины), то вся энергия с выходной скоростью расходуется на повышение температуры вследствие изобарного торможения среды. Такой процесс оценивается значением *коэффициента использования энергии выходной скорости**χ***вс**=0, а располагаемая энергия ступени в этом случае

. (4.14)

Для промежуточной ступени турбины энергия выходной скорости используется в последующей ступени и определяет рост ее располагаемой энергии (0<*χ*вс≤1). Тогда, например, при *χ*вс=1 для рассматриваемой ступени . На рис. 4.4,*г* приведено изображение процесса для случая, когда значение коэффициента χвс<1. При этом доля (1-*χ*вс)*ΔНвс* кинетической энергии с выходной скоростью теряется полностью, а другая часть χвс*ΔНвс* используется в последующей ступени для совершения механической работы. Эта часть для нее составляет энергию входной скорости 0,5*с0*2.

Из рассмотренного процесса расширения рабочей среды в проточной части турбинной ступени (рис. 4.4,*в*) следует выражение для удельной (для 1 *кг* пара) работы ступени *Lu*. *Удельная работа* на рабочих лопатках

 (4.15)

**4.4. Степень реактивности турбинной ступени**

Отношение располагаемого теплоперепада *Н0Р* к сумме располагаемых теплоперепадов сопловой и рабочей решеток называют *степенью реактивности ступени:*

. (4.16)

Чем выше степень реактивности ступени, тем больше ускоряется поток в рабочей решетке и, следовательно, относительная скорость *w2* увеличивается по сравнению с *w1*. Ступень с*ρ****=0***называютчисто*активной*. В этой ступени отсутствует расширение потока в рабочей решетке, т.е. давления *р1=р2*, а процесс преобразования кинетической энергии среды в механическую работу осуществляется только за счет поворота потока в каналах рабочей решетки. Другими словами, создание подъемной силы здесь является единственным источником формирования окружного усилия ***Ru*** на рабочих лопатках и крутящего момента *Мкр*на диске ротора. Профили сопловых и рабочих лопаток такой ступени существенно отличаются друг от друга. Как правило, чисто активные ступени не используются в паровых турбинах. Обычно турбинные ступени имеют некоторую положительную реактивность для обеспечения конфузорности течения в каналах рабочей решетки, что позволяет снизить потери энергии в ней.

В ступенях с *ρ>0*кроме активной составляющей окружного усилия ***Rакт*** формируется и его реактивная составляющая ***Rреак***(за счет расширения пара в рабочей решетке, когда *р2<р1*). К активному типу относят также ступени с *ρ****<0,2-0,25***. Для ступеней, в которых водяной пар подводится не по всей длине окружности сопловой решетки, а по ее части (парциальный подвод пара), выбирают значения *ρ****=0,02-0,12.***

Турбинные ступени с*ρ****=0,4-0,6***называют*реактивными.* В чисто реактивной ступени (*ρ****=0,5***) характер обтекания сопловых и рабочих лопаток практически одинаков, а сами профили по своей форме подобны и зачастую имеют одинаковые размеры.

**4.5. Расчет треугольников скоростей**

Методика расчета треугольников скоростей (рис. 4.5) для решеток турбинных ступеней основывается на приведенных ранее выражениях расчета абсолютной *с1t* (4.8) и относительной *w2t* (4.11) скоростей, а также формулах расчета косоугольных треугольников.



**Рис. 4.5. Треугольники скоростей для турбинной ступени активного типа**

После оценки значения скорости *с1*, расчета окружной скорости *u=πdn*, выбора угла *α1*, вычисляется относительная скорость *w1*на входе в рабочую решетку по формуле

 . (4.17)

Угол *β1*определяется по формуле

. (4.18)

После оценки относительной скорости *w2* и определения угла *β2* (для активных ступеней *β2≈β1*-(2…40)) абсолютная скорость

, (4.19)

а угол *α2* находится по формуле  . (4.20)