Лекція 4. Розподіл тисків та тепло перепадів по ступенях турбіни при змінному режимі роботи. Література: [1] с. 231-236; [4] с. 152-154

Завдання на СРС. Розрахунок турбінного ступеню при змінному режимі роботи та зміненні витрати пари крізь турбіну.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ И ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕПАДОВ ПО СТУПЕНЯМ ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РАСХОДЕ ПАРА

Расчет каждой ступени турбины при переменном режиме, начиная с последней и заканчивая первой, связан с большими затратами труда и времени. Поэтому необходима более простая методика отыскания давлений и теплоперепадов по ступеням турбины при режимах, отличающихся от расчетного.

Показано на примере проточной части турбины произвольной конструкции, как изменяется давление в ступенях турбины при изменении расхода пара. Для расчетного режима известны секундный расход пара $\boldsymbol{G_0}$, протекающего через проточную часть, и параметры его в каждой ступени. Известны также размеры сопловых и рабочих решеток каждой ступени. Считают сопловые и рабочие решетки рядом последовательных сопротивлений, расположенных на пути протекания пара.

Давление пара p_{0l} в произвольной промежуточной точке турбины представлено в виде суммы:

$$p_{1a} = p_2 + \sum \Delta p, \qquad (6.11)$$

где $\boldsymbol{p_2}$ — давление на выходе из группы ступеней; $\sum \Delta p$— сумма перепадов давлений в ступенях данной группы. Перепады $\Delta_1 p$, $\Delta_2 p$ возникают вследствие сопротивления, создаваемого решетками ступеней при произвольном расходе пара.

Если в какой-либо ступени из данной группы скорость пара станет равной или больше критической, давление за этой ступенью не будет влиять на параметры в предыдущих ступенях, а расход пара при неизменной площади проходного сечения будет зависеть только от параметров перед решетками предыдущих ступеней и определяться равенством $G = A\sqrt{p/v}$.

Отношение произвольного расхода пара через группу ступеней к расчетному при этом можно представить в виде

$$\frac{G}{G_0} \approx \frac{p_{01}}{p_{00}}\sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}\sqrt{\frac{x_{00}}{x_{01}}} = \varepsilon_{01}\sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}\sqrt{\frac{x_{00}}{x_{01}}}. \quad (6.12)$$

Здесь $\boldsymbol{G_{00}}$, $\boldsymbol{p_{00}}$, $\boldsymbol{T_{00}}$, x_{00} —параметры, соответствующие расчетному расходу пара G_0; p_{01}, T_{01}, x_{01} — параметры, соответствующие изменившемуся режиму с новым расходом пара $\boldsymbol{G}$.

Во многих случаях приближенно можно считать, что температура пара в промежуточных ступенях при изменении расхода сохраняется постоянной. Тогда для перегретого пара при $x_{01} = x_{00} = 1$ уравнение (6.12) упрощается:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}} = \varepsilon_{01}. \qquad (6.13)$$

Таким образом, до тех пор, пока в ступени сохраняются критические скорости, давление пара во всех предыдущих ступенях изменяется прямо пропорционально расходу.

Для случая, когда ни в одной из ступеней рассматриваемой группы не возникает критической скорости, связь между давлениями и расходом пара в предположении $T_{01} = T_{00} = const$ можно представить для 1-й ступени в следующем виде:

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 [(p_{00})_i^2 - (p_{20})_i^2] = (p_{01})_i^2 - (p_{21})_i^2. \qquad (6.14)$$

Составив аналогичные равенства для всех ступеней рассматриваемой группы с учетом того, что относительное изменение расхода пара G/G_0 для всех ступеней одинаково, суммируют левые и правые части этих равенств:

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 \sum_1^z [(p_{00})_i^2 - (p_{20})_i^2] = \sum_1^z [(p_{01})_i^2 - (p_{21})_i^2].$$

Поскольку конечное давление i-й ступени равно начальному давлению $(i+1)$-й ступени, все промежуточные значения давлений исключаются. В результате для группы ступеней получают

$$G/G_0 = \sqrt{(p_{01}^2 - p_{z1}^2)/(p_{00}^2 - p_{z0}^2)} = \sqrt{(\varepsilon_{01}^2 - \varepsilon_{z1}^2)/(1 - \varepsilon_{z0}^2)} \qquad (6.15)$$

где $\varepsilon_{01} = p_{01}/p_{00}$ — относительное давление перед группой ступеней; $\varepsilon_z = p_z/p_{00}$ — относительное давление за группой ступеней.

Чтобы учесть возможное изменение температуры пара перед группой ступеней, введем соответствующий поправочный коэффициент, равный $\sqrt{T_{00}/T_{01}}$. Тогда для группы ступеней, работающих с докритическими скоростями перегретого пара, получим следующую формулу:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{\varepsilon_{01}^2 - \varepsilon_{z1}^2}{1 - \varepsilon_{z0}^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}. \qquad (6.16)$$

Для конденсационной турбины $p_z = p_к$ и вторые члены под радикалом ε_{z1}^2 и ε_{z0}^2 настолько малы по сравнению с первыми членами, что ими можно пренебречь, тогда

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}. \qquad (6.17)$$

Закон изменения расходов пара в соответствии с формулами (6.16) и (6.17) был установлен на основании опытов А. Стодолы, а теоретически обоснован Г. Флюгелем.

Таким образом, если в рассматриваемых пределах изменения расхода пара ступени работают со скоростями, превышающими критическую, расход пара при изменившемся состоянии или один из параметров пара при изменившемся расходе через группу ступеней можно найти по формуле (6.12), а в случае, когда все ступени работают с докритическими скоростями, — по формуле (6.16).

Если давление на выходе из рассматриваемой группы ступеней изменяется пропорционально расходу пара и соблюдается равенство $\varepsilon_z = BG$, где B— постоянный коэффициент, то, подставляя в уравнение (6.16) $\varepsilon_{z1} = BG_1$ и $\varepsilon_{z0} = BG_0$, после преобразований получают:

$$\frac{\varepsilon_{01}}{\varepsilon_{00}} = \frac{G_1}{G_0}\sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}. \qquad (6.18)$$

Следовательно, когда давление в какой-либо ступени турбины изменяется пропорционально расходу пара, то и во всех предыдущих ступенях оно также будет изменяться пропорционально расходу пара.

По А.В. Щегляеву зависимость между расходом и параметрами пара перед и за группой ступеней может быть представлена уравнением

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{\varepsilon_0^2 - \varepsilon_{z1}^2 - \sigma_{\text{гр}}(\varepsilon_{01} - \varepsilon_{z1})^2}{1 - \varepsilon_{z0}^2 - \sigma_{\text{гр}}(1 - \varepsilon_{z0})^2}}, \qquad (6.19)$$

где $\sigma_{\text{гр}} = \dfrac{(\varepsilon_*)_{\text{гр}}}{1 - (\varepsilon_*)_{\text{гр}}}$.

В выражении для $\sigma_{гр}$ величина $(\varepsilon^*)_{гр}$ не равна критическому отношению давлений для сопловой решетки единичной ступени, а представляет собой отношение давления за последней ступенью группы к начальному давлению перед группой ступеней, при котором достигается критическая скорость в последней ступени рассматриваемой группы.

Чем больше число ступеней в рассматриваемой группе, тем меньше $(\varepsilon_*)_{гр}$. Значение $(\varepsilon_*)_{гр}$ зависит также от степени реактивности ρ. Если ступень активная, то критическая скорость на выходе из сопловой решетки при увеличении реактивности возникает при меньшем значении $(\varepsilon_*)_{гр}$. При значительной же степени реактивности сначала может возникнуть критическая скорость в рабочей решетке и увеличение реактивности не приведет к уменьшению $(\varepsilon_*)_{гр}$.

Уравнение (6.19) справедливо лишь для $\varepsilon_z > (\varepsilon_*)_{гр}$. Если же $\varepsilon_z < (\varepsilon_*)_{гр}$, то по (6.12) расход пара будет пропорционален давлению.

При определении зависимости расхода пара от давления в промежуточной ступени в большинстве случаев с достаточной степенью приближения можно пользоваться формулой (6.15). Погрешность при этом будет тем меньше, чем меньше $(\varepsilon_*)_{гр}$. Наибольшая погрешность будет иметь место в том случае, когда эта формула будет применяться для единичной ступени.

Зная перераспределение давлений в ступенях турбины при нерасчетных режимах, находят теплоперепады ступеней при этих режимах. Для этого обозначают через p_1, v_1, T_1 давление, удельный объем и абсолютную температуру пара перед ступенью, через p_{11} конечное давление и с использованием уравнения для идеального газа приближенно теплоперепад произвольной ступени следующим образом:

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_{\mathrm{I}} v_{\mathrm{I}} \left[1 - \left(\frac{p_{\mathrm{II}}}{p_{\mathrm{I}}}\right)^{(k-1)/k}\right] \approx$$

$$\approx \frac{k}{k-1} RT_{\mathrm{I}} \left[1 - \left(\frac{p_{\mathrm{II}}}{p_{\mathrm{I}}}\right)^{(k-1)/k}\right]. \qquad (6.20)$$

В случае, когда рассматриваемая ступень или одна из последующих ступеней турбины работает с критическими скоростями, что характерно для конденсационных турбин, давления изменяются пропорционально относительным расходам пара $\boldsymbol{q}$: $\boldsymbol{p_1 = q\, p_{10}}$; $\boldsymbol{p_{11} = q\, p_{10}}$; отношение этих давлений $\boldsymbol{p_{11}/ p_1 = p_{110}/ p_{10}}$ не зависит от расхода пара. Следовательно, теплоперепад ступени

$$H_{0\mathrm{I}} = \frac{k}{k-1} p_{\mathrm{I}} v_{\mathrm{I}} \left[1 - \left(\frac{p_{\mathrm{II0}}}{p_{\mathrm{I0}}}\right)^{(k-1)/k}\right] \approx C p_{\mathrm{I}} v_{\mathrm{I}} \quad (6.21)$$

может изменяться лишь в той степени, в какой меняется произведение $\boldsymbol{p_1 v_1}$ перед ступенью. Но это произведение, как будет показано ниже, обычно сохраняется постоянным или меняется незначительно. Поэтому теплоперепады промежуточных ступеней, после которых имеются ступени, работающие с критическими скоростями, в частности теплоперепады промежуточных ступеней конденсационных турбин, не зависят от расхода пара. КПД этих ступеней также сохраняются постоянными, поскольку отношение $\boldsymbol{U/C_ф}$, в турбине, работающей при всех нагрузках с неизменной частотой вращения, не меняется.

Относительные потери на трение, вентиляцию и перетекание, кроме потерь от влажности, в этих ступенях сохраняются почти неизменными.

Перечисленные условия позволяют выразить внутреннюю мощность, развиваемую ступенью, после которой имеются ступени, работающие с критическими скоростями, следующим образом:

$$N_i = G H_{0\mathrm{I}} \eta_{oi} = \mathrm{const} \cdot G, \qquad (6.22)$$

т.е. мощность ступени прямо пропорциональна количеству протекающего пара.

Несколько сложнее определить теплоперепад ступени, когда она является одной из группы ступеней, работающих со скоростями, меньшими, чем критические.

В этом случае каждое из давлений p_1, p_{11} может быть выражено по упрощенной формуле (6.15) так:

$$p_{\mathrm{I}}^2 = q^2 (p_{0\mathrm{I}}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2;$$

$$p_{\mathrm{II}}^2 = q^2 (p_{\mathrm{II0}}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2,$$

а квадрат их отношения — в виде

$$\left(\frac{p_{\mathrm{II}}}{p_{\mathrm{I}}}\right)^2 = \frac{q^2 (p_{\mathrm{II0}}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2}{q^2 (p_{\mathrm{I0}}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2}. \qquad (6.23)$$

При малом давлении $\boldsymbol{p_{20}}$ по сравнению с $\boldsymbol{p_{110}}$ и $\boldsymbol{p_{10}}$, что, например, характерно для первых и отчасти средних ступеней конденсационных турбин, значением p_{20}^2 можно пренебречь по сравнению с p_{110}^2 и p_{10}^2, тогда (6.23) примет вид

$$\left(\frac{p_{11}}{p_1}\right)^2 \approx \frac{q^2 p_{110}^2 + p_{21}^2}{q^2 p_{10}^2 + p_{21}^2}. \qquad (6.24)$$

Отсюда ясно, что при малых значениях давлений пара за группой ступеней p_{21} изменение конечного давления p_{11} будет влиять на теплоперепад ступени лишь при очень малых расходах пара, причем по мере уменьшения расхода отношение p_{11} / p_1 будет возрастать, а теплоперепад рассматриваемой ступени соответственно сокращаться.

Чем ближе давления p_{110} и p_{10} к давлению отработавшего пара, которое будем считать постоянным, тем сильнее влияет изменение расхода пара на отношение p_{11} / p_1 и тем интенсивнее сокращается теплоперепад ступени при уменьшении расхода пара. Поэтому при изменении расхода пара через группу нерегулируемых ступеней в первую очередь изменяются теплоперепады последних нерегулируемых ступеней. Теплоперепады же первых нерегулируемых и промежуточных ступеней изменяются незначительно. И только при очень большом отклонении расхода пара от расчетного возникает существенное изменение теплоперепадов в промежуточных, а затем и в первых нерегулируемых ступенях.

Другими словами, при снижении нагрузки турбины давление пара во всех ее ступенях, в том числе и перед последней ступенью, снижается. Давление отработавшего пара в конденсационной турбине снижается значительно меньше, а в турбине с противодавлением вообще поддерживается постоянным. Из этого следует, что при уменьшении расхода пара перепад давлений, действующий на последнюю ступень турбины, особенно турбины с постоянным противодавлением, сокращается, а это значит, что и теплоперепад ступени при неизменном противодавлении также сокращается, в чем можно убедиться по ***h,s***-диаграмме. Перепад давлений, а следовательно, и теплоперепады в предпоследних ступенях при снижении нагрузки турбины будут сокращаться медленнее, поскольку одновременно с понижением давления перед этими ступенями снижается давление и за ними.

В качестве примера рассмотрим изменение располагаемых теплоперепадов отдельных ступеней пятиступенчатой турбины с противодавлением $p_2 / p_0 = 0{,}118$ при переменном расходе пара. Предположим, что при полном расходе пара теплоперепады всех ступеней равны между собой и что отношение давлений для каждой ступени составляет $p_{110}/p_{10} = 0{,}7$. По мере уменьшения расхода пара наиболее интенсивно снижается теплоперепад последней, пятой, ступени, затем четвертой и так далее (рис. 6.6). Теплоперепад первой ступени начинает резко уменьшаться лишь при расходах пара, меньших 0,4 полного.

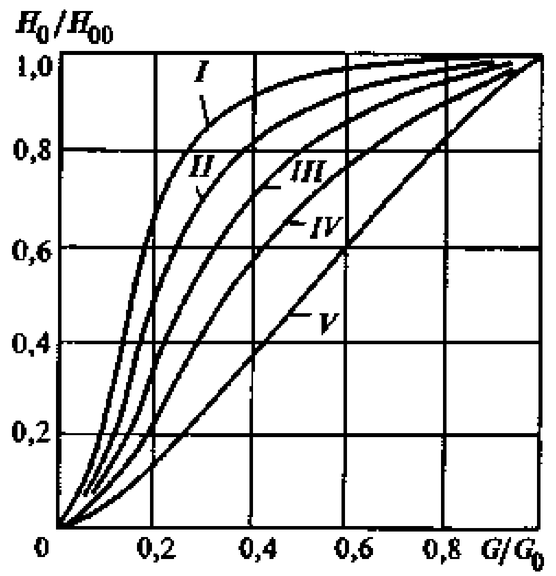

Рис. 6.6. Изменение располагаемых теплоперепадов *I—V* ступеней в группе при переменном расходе пара