

Тема 1.3. Багатоступеневі парові турбіни.

Тема 1.3. Багатоступеневі парові турбіни.

Лекція 1. Ущільнення багатоступеневих парових турбін. Осеві зусилля та засоби їх врівноваження. Література: [1] с. 168-172; [2] с. 54-64; [4] с. 109-112.

Завдання на СРС. Експериментальні залежності для визначення витрати пари в ущільненнях.

ПТ-2 Л№1 ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РОТОР ТУРБИНЫ

Надежность работы турбины зависит от работоспособности *упорного подшипника*, который *воспринимает результирующее осевое усилие*, действующее на ротор турбины. Осевое усилие определяется распределением давления пара по поверхностям ротора. Для определения осевого усилия ротор обычно разделяют на участки (участок ротора в пределах одной ступени, думис и зоны ПКУ и ЗКУ).

Расчет осевого усилия для участка ротора одной из промежуточных ступеней многоступенчатой турбины (рис. 4.16).

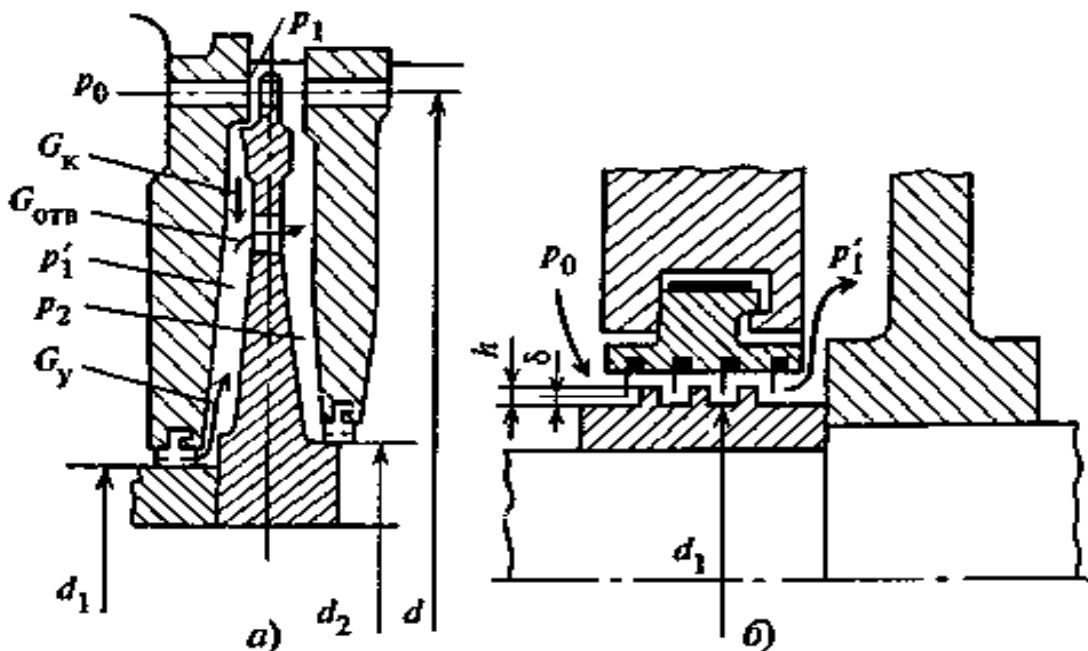


Рис. 4.16. К расчету осевого усилия в ступени турбины:

a — схема проточной части активной ступени; *б* — схема диафрагменного уплотнения

Первая составляющая осевого усилия R_a^I передается от профильной части рабочих лопаток на ротор, которое может быть определено по результатам теплового расчета ступени по формуле:

$$R_a^I = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2) \pi d l_2. \quad (4.8)$$

Здесь разность давлений $(p_1 - p_2)$ зависит от степени реактивности ступени. Чем выше степень реактивности ступеней турбины, тем больше осевое усилие R_a^I . Составляющая, связанная с разностью осевых проекций скоростей $(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2)$, для чисел $M < 0,7$, как правило, близка к нулю, и поэтому ею часто пренебрегают.

Вторая составляющая осевого усилия в ступени R_a^{II} передается на ротор от кольцевой части полотна диска, расположенной между корневым диаметром $d_k = d - I_2$ и диаметром ротора под диафрагменным уплотнением d_2 (рис. 4.16):

$$R_a^{II} = (p_1' - p_2) \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_2^2). \quad (4.9)$$

Здесь давление p_1' между диафрагмой и диском зависит от соотношения трех расходов: диафрагменной протечки G , корневой протечки G_k и протечки через разгрузочные отверстия $G_{отв}$. Разность давлений $p_1' - p_2$ пропорциональна разности давлений перед и за рабочими лопатками: значение k может быть найдено из уравнения баланса расходов для камеры перед диском

$$G_y = \mp G_k + G_{отв}. \quad (4.10)$$

При определении расходов G , G_k , $G_{отв}$ в формулы вводят коэффициенты расхода μ , μ_k и $\mu_{отв}$, а также площади зазоров в диафрагменном и корневом уплотнениях F и F_k и площадь сечений

$$p_1' - p_2 = k(p_1 - p_2)$$

разгрузочных отверстий $F_{отв}$. От значений этих коэффициентов и размеров площадей существенно зависит давление перед диском p_1' . Если, например, при эксплуатации турбины увеличивается зазор в диафрагменном уплотнении (износ уплотнительных гребней при задеваниях ротора о статор), то увеличивается протечка G и соответственно растут давление перед диском p_1' и осевое усилие на полотно диска.

Разгрузочные отверстия позволяют снизить перепад давления $p_1' - p_2$, действующий на полотно диска, по сравнению с перепадом $p_1 - p_2$, действующим на рабочие лопатки. Скругление входных кромок разгрузочных отверстий увеличивает коэффициент расхода $\mu_{отв}$ и снижает разность давлений $p_1' - p_2$. В дисках последних ступеней, где абсолютные значения осевых усилий невелики, а механические напряжения высокие, разгрузочных отверстий, не выполняют, чтобы не создавать концентраций механических напряжений в дисках.

Третья составляющая осевого усилия в ступени R_a^{III} действует на

уступ ротора между диаметрами соседних диафрагменных уплотнений:

$$R_a^{III} = p_1' \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}. \quad (4.11)$$

Четвертая составляющая осевого усилия в ступени R_a^{IV} — усилие на выступы уплотнений (рис. 4.16, б) — запишется в виде

$$R_a^{IV} = 0,5(p_0 - p_1')\pi d_y h. \quad (4.12)$$

Здесь коэффициент 0,5 введен для учета того, что на выступ на роторе действует половина перепада давлений, приходящегося на каждую ступеньку уплотнения (выступ — впадина).

Полное осевое усилие на ротор находят суммированием всех составляющих в каждой ступени, а также усилий, действующих на уступы ротора, расположенные вне проточной части ступеней:

$$R = \sum_{i=1}^n R_a^{(i)},$$

где i — номер составляющей осевого усилия.

Для уменьшения осевого усилия R_n на упорный подшипник применяют **разгрузочный поршень (думис)**, которым является первый отсек переднего концевого уплотнения с увеличенным диаметром уплотнительных щелей. На разгрузочном поршне создается усилие, направленное в противоположную сторону по отношению к потоку пара в ступенях турбины, частично или полностью уравновешивающее осевое усилие R (рис. 4.17):

$$R_{\Pi} = R - R_{\text{разгр}}. \quad (4.13)$$

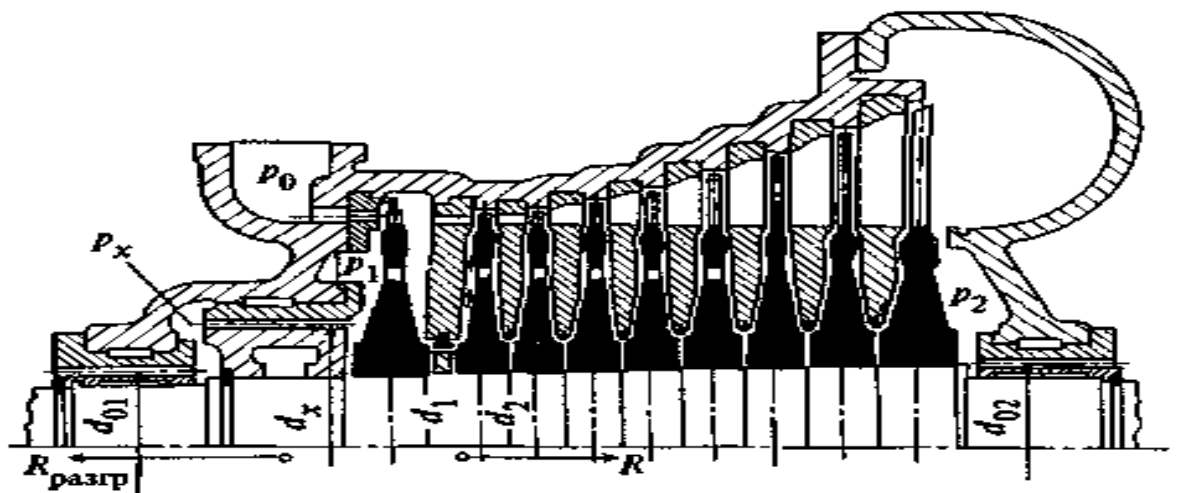


Рис. 4.17. Многоступенчатая турбина активного типа с разгрузочным поршнем (расчетная схема)

Усилие $R_{разг}$, действующее на разгрузочный поршень, определяется перепадом давлений в камерах уплотнения перед и за разгрузочным поршнем и площадью, на которую действует этот перепад давлений. Для того, чтобы обеспечить необходимое усилие на упорный подшипник R_n и $R_{разгр}$, необходимо увеличить d_x до значения, которое определяется из уравнения:

$$R_{разгр} = \frac{\pi(d_x^2 - d_{01}^2)}{4} (p_1 - p_x). \quad (4.14)$$

В турбинах активного типа разгрузочный поршень имеет небольшой диаметр, в турбинах реактивного типа (усилие R очень велико) разгрузочный поршень выполняется диаметра, сравнимого с диаметром ступеней турбины.

В конденсационных турбинах без промежуточного перегрева пара уравнивание осевых усилий производится *за счет противоположного направления потоков в соседних цилиндрах* (рис. 4.18). При этом, если муфта, соединяющая роторы цилиндров, жесткая, усилие на упорный подшипник равно разности усилий R_1 и R_2 .

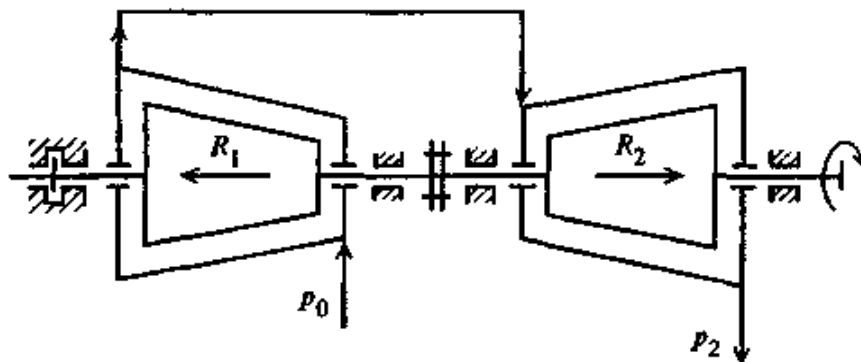


Рис. 4.18. Схема разгрузки упорного подшипника в двухцилиндровой турбине

В турбинах с промежуточным перегревом пара уравнивание этим способом при переходных режимах осуществлять нельзя, так как из-за большой инерционности парового объема трубопроводов промежуточного перегрева давление перед частью среднего давления турбины изменяется не одновременно с изменением давления перед частью высокого давления. Поэтому усилия R_1 и R_2 взаимно уравниваясь в стационарных режимах работы, могут существенно отличаться друг от друга и создавать при переходных режимах недопустимо большое усилие на упорном подшипнике. По этой причине в турбинах с промежуточным перегревом пара роторы ЧВД и ЧСД должны быть уравновешены каждый индивидуально (в отдельности), например, разгрузочными поршнями в ЧВД и ЧСД или за счет противоположного направления осевых усилий в пределах каждого ротора. Аналогичный принцип индивидуального уравнивания осевых усилий роторов используют и для турбин с регулируемым отбором пара. В турбинах с одним регулируемым отбором пара осевые усилия каждого из роторов зависят от расхода пара в ЧВД и ЧСД. При различных режимах

работы турбины не может обеспечиваться взаимное уравнивание за счет жесткого соединения роторов, так как взаимно уравновешенные при одном соотношении расходов пара G_1 и G_2 роторы будут взаимно не уравновешены при другом соотношении расходов. В связи с этим роторы ЧВД и ЧСД уравниваются индивидуально. Для турбин с двумя регулируемые отборами пара уравниваются в отдельности роторы ЧВД, ЧСД и ЧНД.

На упорный подшипник турбины могут воздействовать **дополнительные осевые усилия от ротора приводимой машины** (электрического генератора, воздуходувки и т.п.). Как правило, эти усилия невелики. Существенное осевое усилие может возникать в кулачковых и пружинных муфтах, соединяющих роторы соседних цилиндров турбины. Эти муфты подвижны в осевом направлении, и каждый из соединяемых роторов имеет самостоятельный упорный подшипник. **Дополнительное осевое усилие** может возникнуть **при тепловом расширении ротора** и при ограничении подвижности муфты в осевом направлении за счет сил трения в зубцах. Дополнительное осевое усилие, возникающее в подвижной муфте, определяется силой трения в зубцах муфты. Сила трения зависит от крутящего момента, передаваемого муфтой, коэффициента трения в подвижном соединении муфты f и радиуса r_3 , на котором расположены зубцы муфты:

$$R_m = \frac{N_e f}{2\pi n r_3},$$

где N_e — мощность, передаваемая через муфту; n — частота вращения ротора.

В современных мощных турбинах, когда эти дополнительные усилия могут достигать больших значений, используют только жесткие (глухие) муфты.

В процессе эксплуатации осевые усилия в турбине могут изменяться в результате изменения степени реактивности отдельных ступеней или же их групп, а также протечек пара в диафрагменных и надбандажных уплотнениях и т.д. *Изменение степени реактивности ступеней* часто является следствием *неодинаковой степени заноса солями рабочих и сопловых лопаток* (различная относительная толщина отложений в горловых сечениях этих лопаток), *повреждения выходных кромок лопаток*. Если площади горловых проходных сечений рабочих лопаток уменьшаются в большей степени, чем площади соответствующих сечений сопловых, то степень реактивности возрастает.

Изменение осевых усилий может возникнуть в результате больших скоростей перехода с одного режима на другой. При этом быстрое изменение температуры деталей ротора и статора приводит к изменению зазоров в уплотнениях и к соответствующему изменению осевых усилий.