19.06.2020 гр. 19-2 Техническое обслуживание турбинного оборудования. Захаров Г.П.

Практическая работа

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| |  | | --- | | [Расчет лопаток в турбине](http://vdvizhke.ru/sudovye-parovye-turbiny/raschety-detalej-turbiny-na-prochnost/raschet-lopatok-v-turbine.html) |  |  | | --- | | Во время работы на рабочие лопатки действуют усилия:  —   изгибающие от динамического давления пара при течении его через лопаточные каналы;  —  изгибающие от разности давлений по обе стороны лопаток (реактивных и активных с реакцией лопаток);  —   растягивающие от центробежных сил масс рабочих частей лопаток, бандажной ленты и связной проволоки.  Расчет рабочих лопаток на изгиб. Изгибающие усилия, дейст­вующие на одну лопатку, составляют: .  в окружном направлении  http://vdvizhke.ru/images/stories/Glavnye-sudovi-dvigateli/chast-2/150-199/158.gif  где Gсек—расход пара через данную ступень, кг/сек; с1и, с2и, с1a, с2a — окружные и аксиальные составляющие скоростей пара, м/сек; *z* — полное число лопаток венца; ? — степень впуска.  При наличии реакции на рабочих лопатках появляется допол­нительная осевая сила от статической разности давлений пара по обе стороны лопаток, которая определяется по выражению  http://vdvizhke.ru/images/stories/Glavnye-sudovi-dvigateli/chast-2/150-199/159.gif  где *p*’, р" — давление пара до и после лопатки; lл — рабочая вы­сота лопатки, м; tл — шаг лопаток, м.  Результирующая осевая сила для активных лопаток без реак­ции *Р*а = *Р*а', а для реактивных и активных с реакцией лопаток Ра = Ра ' + Ра". Равнодействующая изгибающих сил равна их гео­метрической сумме  http://vdvizhke.ru/images/stories/Glavnye-sudovi-dvigateli/chast-2/150-199/160.gif  К расчету на изгиб  Для определения изгибающих напряжений, возникающих в ло­патке под действием силы Р, рассматриваем лопатку как балку, заделанную одним концом (ножкой) и свободную на другом, на которую действует равномерно распределенная нагрузка. За глав­ную ось инерции, соответствующую наименьшему моменту сопро­тивления, принимают х — х (рис. 97), проходящую через центр тя­жести сечения и параллельную прямой АВ, проведенной через кромки профиля лопатки. Наибольшее напряжение в сечении ло­патки у хвоста на уровне промежуточного тела  http://vdvizhke.ru/images/stories/Glavnye-sudovi-dvigateli/chast-2/150-199/162.gif  где *W*x—момент сопротивления сечения лопатки относительно оси х — х, равный *W*x= *J*0x / *y*0x (табл. 2).  Здесь *J*0х — экваториальный момент инерции профиля относи­тельно оси х — х, см4; у0х — расстояние наиболее удаленных воло­кон сечения от нейтральной линии, см.  Наибольшие допускаемые величины напряжений принимают с учетом обес­печения достаточной прочности лопаток при возникновении резонансных колеба­ний в пределах не свыше 38 Мн/м2— для активных одновенечных ступеней с полным впуском пара и не свыше 19 Мн/м2 — для ступеней с парциальным впуском пара. Для реактивных лопаток допустимые напряжения от парового из­гиба назначаются в пределах 80— 110 Мн/м2.  Расчет рабочих лопаток на растяже­ние. Растягивающее напряжение, возни­кающее у основания рабочей части ло­патки (наиболее опасное сечение) под действием центробежных сил, опреде­ляется из выражения  **?p = ? *C* / *F,***  где ? *С* — сумма центробежных сил масс рабочей лопатки, бандажной ленты и связной проволоки, н; *F* — площадь се­чения лопатки, м2.  Пренебрегая влиянием бандажной ленты и связной проволоки, можно оп­ределить центробежную силу массы ра­бочей лопатки  http://vdvizhke.ru/images/stories/Glavnye-sudovi-dvigateli/chast-2/150-199/163.gif  где *G*л = *Fl*л? — масса рабочей лопатки, кг;  ? — плотность материала лопатки, кг/м3;  d — средний диаметр лопаток, м;  ? — угловая скорость, рад/сек.  Так как ? = 2?*n*, а окружная скорость *u*=?*dn*, то ? = 2*u*/*d*. Под­ставив эти значения в выражение ?р и введя конструктивную ха­рактеристику *d*/*l*л = ?, получим выражение для определения напря­жения у основания лопатки  http://vdvizhke.ru/images/stories/Glavnye-sudovi-dvigateli/chast-2/150-199/164.gif  Для стальных лопаток ? = 7,85?103 *кг/м*3 и тогда  http://vdvizhke.ru/images/stories/Glavnye-sudovi-dvigateli/chast-2/150-199/165.gif  Допускаемые напряжения растяжения принимают для лопаток из никелевой и хромоникелевой стали равными 100—120 Мн/м2, а для нержавеющих сталей 150—160 Мн/м2. Суммарные напряже­ния от изгиба и растяжения допускаются 180—220 Мн/м2.  Пример расчета рабочей лопатки на прочность. В качестве при­мера приведем расчет на прочность лопатки последней ступени ТВД рассмотренного расчета группы активных ступеней. Расчет удобно выполнить в форме табл. | |

Для сокращения утечек пара в местах выхода вала из корпуса турбины устанавливаются концевые лабиринтные уплотнения.

К уплотнениям предъявляется целый ряд требований. Но главным из них является обеспечение минимальной утечки пара. для этого зазоры в уплотнениях должны быть минимально допустимыми из соображений невозможности задеваний. Утечки пара также определяются конструкцией уплотнений и числом гребешков. Наиболее распространенной конструкцией уплотнений паровых турбин является конструкция ступенчатого типа с выточками на валу.

Концевые уплотнения распределяются на ряд отсеков камерами, из которых предусматривается отвод части пара в промежуточные ступени турбины или в подогреватели регенеративной системы. В крайних камерах уплотнений поддерживается с помощью эжектора разрежение, за счёт чего исключается попадание пара в помещение машинного зала. В камеры соседние с крайними, подводиться охлаждающий пар из деаэратора от общего коллектора, в котором поддерживается небольшое избыточное давление в 10-20 кПа.

Начальное состояние пара перед первым отсеком переднего уплотнения будет соответствовать состоянию пара за соплами регулирующей ступени, а перед первым отсеком заднего уплотнения – состоянию пара за последней ступенью.

Процесс в уплотнениях может с достаточной точностью рассматриваться как процесс дросселирования с сохранением постоянной энтальпии. Поэтому удельный объем пара в камерах определяется по формуле:

*v = 2,2(h – 1907)10-4/(p – 0,079),*(6.1)

при заданном в камере давлении и постоянной энтальпии перед первым отсеком соответствующих уплотнений.

Расход пара в отсек уплотнений может быть определён по известной формуле:

*Gу = mуFу(106р0)1/2[(1- e2)/z]1/2* (6.2)

где – эмпирический коэффициент расхода, зависящий от формы гребешков и относительных размеров гребешка и радиального зазора между гребешками и валом; - площадь радиального зазора( - диаметр вала в уплотнении, - радиальный зазор принимаемый 0,5-0,8 мм); - давление и удельный объём пара за и перед отсеком; - отношение давлений пара за и перед отсеком - число гребешков.

При заданных утечках пара в уплотнения из указанной выше формулы можно определить число гребешков. Для первых отсеков концевых уплотнений и промежуточных уплотнений рекомендуется принимать утечки 0,5-1% от расхода свежего пара. для последующих отсеков расход принимается равным половине расхода предыдущих отсеков.

**Часть II. Расчёты на прочность деталей турбины**

При тепловом расчёте проточной части паровой турбины некоторые величины, такие как ширина рабочей решётки, толщина диска и др., предварительно принимаются с последующей проверкой возникающих при их работе напряжений и сравнением их с допускаемыми напряжениями для выбранного материала. В [1] приводиться упрощённая методика расчёта на прочность основных деталей паровых турбин.

**Расчёт критической частоты вращения вала**

При проектировании паровой турбины необходимо определить критическую частоту вращения вала и сравнить её с рабочей частотой вращения. Работа турбины на критической частоте вращения или близких к ней частотах недопустима, так как при этом наблюдается резкое усиление вибрации турбины, возможны задевания деталей ротора о статорные элементы, выход из строя подшипников, уплотнений и даже разрушение вала

В процессе проектирования целесообразно производить оценку критической частоты вращения с помощью приближённых методов. Один из таких методов предложен инженером В.В. Звягинцевым.

Для многоступенчатого ротора с дисками на двух опорах им рекомендована следующая формула:

*nкр = 23,5(d/l)2/(G/l)1/2 =*7475 об/мин(9.1)

где *d* – максимальный диаметр вала, мм; *l –*расстояние между опорами, м; G – сила тяжести ротора, Н (в табл.9.1 [1] приведены для сравнения массы роторов ЦВД отечественных турбин, данные приняты как для турбины К-200-130). Вторая критическая частота вращения приблизительно в 2,8 раза больше первой критической частоты.

Обычно требуют, чтобы:

*1,4nкр1< n < 0,7nкр2*(9.2)

Данное требование выполняется, т. к. рабочая частота вращения намного ниже критической.

Задание:

1.Определить критическую частоту вращения ротора турбины К210-130.