

УДК 631.7.04-197 : 631 : 7.019.14

В.О. ПОВГОРОДНИЙ*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАНУ, Украина*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Приведен расчет термонапряженного состояния диска паровой турбины. Расчет был проведен численной реализации метода конечных элементов (МКЭ) для расчета температурного поля. Получены максимальные и минимальные значения температур и максимального температурного градиента на плате, что является необходимым для решения задачи термоупругости, а, именно, определения температурных напряжений. В последующем полученные результаты по температурам и напряжениям можно использовать и для решения обратной задачи с целью определения теплофизических и механических характеристик материала ротора, что является необходимым для расчета ресурса.

температура, термонапряжение, расчет, метод конечных элементов, ротор, газотурбинный двигатель

Введение

При расчете неравномерно нагретых дисков паровых и газовых турбин следует принимать во внимание два обстоятельства [1]:

во-первых, в таких дисках возникают температурные напряжения от неравномерного нагрева как по радиусу диска, так и по толщине его;

во-вторых, в неравномерно нагретом диске величины модуля упругости E и коэффициента линейного расширения α_t , которые зависят от температуры, переменны по радиусу.

Что касается первого обстоятельства, в осевых турбинах диск на периферии омывается рабочей средой; в центральной части диска тепло отводится как в окружающую среду, так и по валу – к менее нагретым ступеням турбины и к подшипникам, охлаждаемым маслом.

Вследствие этого температура диска по радиусу не одинакова, и в периферийной его части возникают отрицательные (сжимающие) напряжения, вызванные стремлением диска на этих радиусах расширяться больше, чем это допускают внутренние, более холодные части диска. Неравномерность температуры вызывает также появление радиальных напряжений, которые равны нулю лишь на внешнем

и внутреннем радиусах диска (с отверстием лишь для вала).

Так как условия подвода и отвода тепла на обеих сторонах диска не одинаковы, имеет место и градиент температуры по толщине диска. При этом возникает изгиб диска и связанные с ним напряжения. Ограничимся рассмотрением расчета напряжений, обусловленных лишь переменной температурой по радиусу.

Второе обстоятельство сказывается на напряженном состоянии дисков и должно учитываться при расчете не только температурных, но также и динамических напряжений. При разных величинах модуля упругости E на соседних участках по известным зависимостям с учетом равенства термоупругих перемещений на соседних участках.

Величину E , постоянную на данном участке, можно определять по температуре на внешнем радиусе диска. Это допущение идет в запас и расчет надежности и ресурса.

Решение проблемы

Одной из важнейших задач при проектировании современных мощных паровых турбин является комплексный анализ температурных полей, взаимных тепловых расширений, температурных напря-

жений и деформаций, возникающих в роторах и корпусах при различных режимах эксплуатации.

Для современного энергетического оборудования характерны тепловые режимы с переменными во времени и пространстве ГУ-3-го рода (температура среды, коэффициент теплоотдачи), определение которых составляет значительные трудности.

Для справки: диапазон температур: от 0 до 600 °С и соотношения (для рассматриваемых в турбиностроении материалов и уровней коэффициентов теплоотдачи α).

Обратная задача термоупругости состоит из определения температуры нагрева и изменение тепла твердого тела когда перемещения и напряжения известны в некоторых точках твердого тела. Эта обратная задача, которая является актуальной.

В настоящей задаче, была сделана попытка, решить обратную задачу термоупругости по определению неизвестной температуры, деформации и напряжения диска, описанного областью $D = \{x, y, z\} \in R^3: a \leq (x^2 + y^2) \leq b, -h \leq z \leq h$ с известным внутренним изменением тепла. Получено численное изменение распределения температуры на внешней поверхности. **Конечная цель** – создание оптимальных конструкций. **Критерий оптимальности** – минимальная масса диска.

Использован подход, который позволяет существенно упростить задачу об определении искомых параметров и в ряде случаев быстро получить важные результаты. Удовлетворение заданным ограничениям без минимизации целевой функции. К таким задачам относится геометрическая обратная задача термоупругости (термопрочности) – нахождение геометрических параметров конструкций из раскрытия условий прочности. **Критерий эффективности** – равнопрочность.

Анализ заключается в выполнении гипотезы плоских сечений (силовые и температурные воздействия). Стационарное поле распределено по толщине в виде постоянного закона, но переменного по ра-

диусу. Отсюда и постановка задачи – упругий тонкий осесимметричный быстровращающийся диск. Заданы: материал диска и условия закрепления.

Формулирование проблемы. В элементах корпусов цилиндров ротора высокого давления (РВД) (рис. 1, 2) термические напряжения, возникающие при пусках и резких изменениях нагрузки, также могут достигать весьма больших значений.

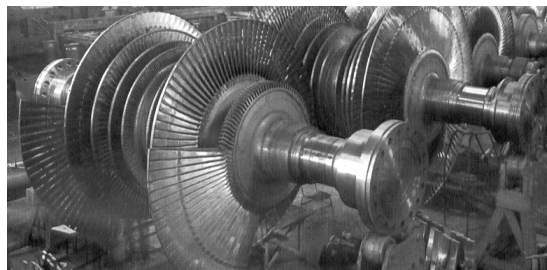


Рис. 1. Ротор паровой турбины

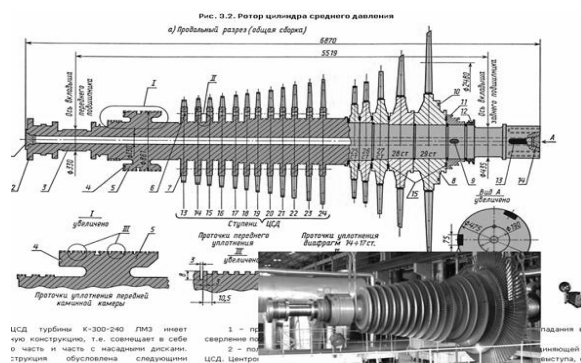


Рис. 2. Чертеж и общий вид ротора паровой турбины

Оценка термических напряжений во фланцах корпуса при исследовании ТС турбин К-300-240, К-500-166, К-1200-240 и др. проводилась путем расчета корпуса как оболочки вращения линейно-переменной толщины, причем, толщина оболочки и температурное поле принимались равными соответствующим величинам в сечении фланца [2]. Выполненные исследования показали, что наибольшие напряжения возникают на участках фланцев, прилегающих к лапам, припусках турбин из холодного состояния без предварительного прогрева и достигают величин, близких к пределу текучести для стали 15X1M1ФЛ (условный предел текучести 30-55).

Так, на внутренней поверхности фланцев корпуса ЦВД турбины К-500-166 в районе тора за 5-ой ступенью сжимающие напряжения при заданном заводском режиме пуска достигают 24. Предварительный прогрев ЦВД «с хвоста» насыщенным паром после БРОУ с плавным повышением давления от 0,6 до 15 атм. в течение одного часа позволяет снизить эту величину на 5 – 6. Значительного снижения термических напряжений можно добиться за счет усовершенствования систем обогрева фланцев и конструкции опорных лап, направленного на увеличение термического сопротивления лап в продольном направлении.

Сравнительная оценка теплового и напряженно-го состояния для ряда модификаций корпусов регулирующих клапанов турбин типа К-300-240 показала, что в корпусах клапанов, внутренняя поверхность которых в районе диффузора защищена втулками из жаропрочных сталей, величина возникающих термических напряжений примерно в два раза ниже, чем в корпусах без втулок, и не превышает предела текучести. Однако, длина втулок в ряде конструкций должна быть несколько увеличена, так как при коротких втулках в местах утолщения стенки патрубка напряжения могут существенно возрастать. Напряжения в самой втулке, хотя они достигают весьма больших величин (до 90 °С), не вызывают опасений, так как втулки могут быть изготовлены из сталей с высоким пределом текучести, например, из стали ЭИ723 (условный предел текучести 69 – 100 при 300 °С).

Особые опасения вызывает то, что высокие напряжения на расточке могут возникать при температуре ниже порога хладноломкости для роторных сталей, который достигает 120 °С. Для того чтобы избежать возможных хрупких разрушений, рекомендуется прогревать ротор при невысоких оборотах, пока температура расточки не станет выше 120 °С. Цельсия; при этом суммарные напряжения не должны превышать (0,7 – 0,9) предела текучести.

Температурное поле описывается степенным законом распределения, а температурные напряжения определяются по известным зависимостям для радиальных и окружных направлений.

Зависимость предела прочности от температуры для материала ротора (стали 25Х2МФА) выражается зависимостью

$$[\sigma(t)] = 700000000 - 123848,14 t - 0238 t^2.$$

В качестве полученных результатов по механическим характеристикам отметим, что модуль Юнга в соответствии с ГУ составляет

$$[E(t)] = 216171,84 - 38,25 t - 0,237 t^2.$$

Максимальные значения температурных напряжений в роторе паровой турбины составили: 1,3 МПа – окружные и 0,7 МПа – радиальные.

Представляет интерес система охлаждения РВД и РСД [3]. Осуществление способа охлаждения позволяет: увеличить допускаемые напряжения в охлаждаемой области расточки ротора, благодаря чему может быть повышена температура пара, омывающего наружную поверхность ротора и, следовательно, начальная температура пара; существенно снизить максимальные напряжения в процессе пуска за счет уменьшения перепада температур между наружной поверхностью и расточкой в том случае, если в центральное отверстие ротора заранее или одновременно с подачей пара в проточную часть турбины подвести пар для подогрева; повысить маневренность турбин за счет регулирования ТС ротора для согласования тепловых расширений ротора и корпуса в случае необходимости; исключить возможность хрупкого разрушения ротора в процессе пусков из холодного состояния за счет повышения температуры в области расточки ротора до переходной температуры, ниже которой при высоких напряжениях возможно хрупкое разрушение.

Выводы

Результаты проведенного исследования влияния ускоренных режимов пуска турбины на работоспо-

способность дисков дают основание для следующих практических рекомендаций. Для суждения о возможном влиянии на работоспособность дисков намеченных условий эксплуатации турбины необходимо произвести упруго-пластический расчет термонапряженного состояния дисков в момент пуска турбины, при работе ее на установившемся после пуска температурном режиме и при останове и охлаждении турбины. Критерием при оценке возможного влияния ускоренного пуска турбины на работоспособность ее дисков может служить: величина и характер распределения по радиусу окружных остаточных напряжений диска, создаваемых пластической его деформацией в момент пуска турбины; уровень максимальных суммарных (включая остаточные) растягивающих напряжений в ободу диска после стабилизации его температурного поля при нагреве турбины; уровень максимальных суммарных (включая остаточные) напряжений в диске в момент его охлаждения при останове турбины.

Ускоренный режим пуска турбины будет не опасен для диска в том случае, если: уровень максимальных суммарных растягивающих напряжений в ободу диска после стабилизации его температурного поля будет недостаточен для того, чтобы в условиях температуры стабилизации вызвать сколько-нибудь заметную релаксацию остаточных напряжений; уровень максимальных суммарных напряжений диска при его охлаждении будет ниже предела текучести металла диска при температуре охлаждения.

Если напряженное состояние дисков не отвечает этим требованиям, а скорость пуска турбины должна быть сохранена без опасности снижения надежности дисков, необходимы следующие мероприятия:

а) уменьшение температурного перепада по радиусу диска в момент пуска турбины. Это может быть достигнуто путем подогрева центральной части диска или охлаждения его обода при пуске;

б) снижение уровня максимальных суммарных растягивающих напряжений диска после стабилизации его температурного поля. Это может быть достигнуто путем выбора достаточно большого (200 – 300 °С.) температурного перепада по радиусу диска после стабилизации его температурного поля; а также снижения уровня максимальных суммарных напряжений в диске при его охлаждении.

Это может быть достигнуто путем быстрого значительного снижения числа оборотов турбины при ее останове и избежания резкого ее при этом охлаждения. Следует отметить, что путем выбора правильного температурного режима работы диска при ускоренном пуске турбины влияние этого пуска на работоспособность диска может быть исключено полностью или сведено к минимуму.

Оптимальным с точки зрения термонапряженного состояния является режим перевода при нагрузке приблизительно 60 МВт с плавным повышением температуры пара на 10,4 град. Цельсия.

Литература

1. Жирицкий Г.С, Струнkin В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. – М.: Мшиностроение, 1968. – 520 с.
2. Косяк Ю.В. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ / Под общ. ред. канд. техн. наук Ю.Ф. Косяка. – М.: Энергоиздат, 1982. – 269 с.
3. Коляно Ю.М. Татчин И.Р. Обратная коэффициентная задача термоупругости для изотропного тела // Проблемы прочности. – 1990. – № 6. – С. 56-60.

Поступила в редакцию 4.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. П.Д. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.