

УДК 621.165

В.Н. ГОЛОЩАПОВ, О.В. КОТУЛЬСКАЯ, Т.Н. ПАРАМОНОВА

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

УПРАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫМ СОСТОЯНИЕМ ЦИЛИНДРОВ ТУРБИНЫ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ПО ИЗМЕНЕНИЮ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ

Рассмотрен методологический подход к управлению тепловым состоянием цилиндров паровых турбин большой мощности по изменению радиальных зазоров в ступенях проточной части при пусках из различных тепловых состояний. Показано, что критерием управления тепловым состоянием цилиндра целесообразно выбрать изменение размеров радиальных зазоров в ступенях проточной части цилиндров. Упрощенные модели тепловой деформации ротора и статора построены на базе аппроксимационных зависимостей, представленных в виде алгебраических составляющих. Управляющим параметром выбран темп изменения мощности турбины с учетом начальных параметров пара, признаком для управления - темп изменения размеров радиальных зазоров в ступенях цилиндров.

Ключевые слова: турбина, управление, радиальный зазор, тепловое состояние.

Введение

Управление тепловым состоянием высокотемпературных цилиндров турбин ТЭС и ТЭЦ является составной частью проблемы сохранения экономичности проточной части при эксплуатации а также продления их ресурса. Одним из принципов управления тепловым состоянием может быть сохранение радиальных зазоров при работе турбины в условиях резкого изменения параметров рабочего тела, что позволит обеспечить ее неизменный КПД в широком диапазоне изменения нагрузки.

1. Выбор параметров управления

Одним из главных факторов снижения КПД ступеней турбины является повреждение гребней надбандажных и диафрагменных уплотнений при изменении режимов её работы. Правильный выбор осевых и радиальных зазоров между вращающимися и неподвижными деталями, в основном, определяет надежность и экономичность работы турбины. Чрезмерно большие зазоры снижают КПД турбины, а недопустимо малые – увеличивают опасность задеваний. При пуске и эксплуатации паровых турбин зарегистрирован целый ряд нештатных ситуаций, связанных с радиальными задеваниями. Чтобы избежать этого, в качестве критерия управления тепловым состоянием проточной части турбины целесообразно выбрать изменение размера радиальных зазоров при переходе от одного режима к другому. В процессе эксплуатации турбины возможны следующие режимы:

1) режим номинальной нагрузки, на который приходится существенные удлинения элементов ротора и статора;

2) пуски из холодного и неостывшего состояний, вызывающие наибольшие рассогласования температурных расширений роторов и корпусов.

3) переходные режимы, сопровождающиеся быстрым изменением температуры пара;

4) аварийный останов турбины после длительной работы на номинальной или частичной нагрузке, когда удлинения ротора в цилиндрах возрастает из-за снятия упругого действия центробежной силы.

Сложность конструкции турбины, ее узлов, эксплуатация в условиях высоких температур и влажного пара не всегда позволяют на стадии конструирования прогнозировать последующее поведение радиальных зазоров.

Радиальный зазор в турбинной ступени определяется следующими составляющими:

1) зазором в холодном состоянии δ_x ;

2) поднятием ротора на масляной пленке в подшипниках $\delta_m = f(\omega)$, зависящим от угловой скорости вращения ротора;

3) составляющей прецессии ротора $\delta_{пр}$;

4) удлинением диска и рабочих лопаток под действием центробежных сил $\delta_{цбс}$, которое зависит от квадрата угловой скорости вращения ротора $\delta_{цбс} = f(\omega^2)$;

5) вибрационной составляющей зазора $\delta_{вибр}$;

6) изменением зазора под действием тепловых расширений элементов корпуса и ротора:

а) составляющей, соответствующей разности термических расширений элементов ротора (вал – диск, лопатка – бандаж) и элементов статора (тело диафрагмы с уплотнением – направляющая лопатка – обод диафрагмы) $\delta_{р-д}^T$;

б) составляющей, которая определяет изменение положения оси ротора относительно корпуса цилиндра при тепловом расширении опор подшипников и для ЦНД – деформацией цилиндра под воздействием вакуума и веса воды в конденсаторе $\delta_{оп} = f(t_{оп}, P_k, G_v)$;

в) составляющей, вызванной тепловым прогибом корпуса цилиндра вследствие разных температур верха и низа корпуса $\delta_{в-н} = f(T_v - T_n)$.

2. Оценка составляющих радиального зазора

Учитывая осевую симметрию воздействия таких составляющих как $\delta_{цбс}$, $\delta_{р-д}^T$ их можно использовать для оценки радиального зазора как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях.

Прецессия ротора является процессом медленного движения шеек подшипников по окружности; для расчетов используется среднее значение этой составляющей, равное $0,5\delta_{пр}$.

Составляющие радиального зазора, вызванные прецессией и действием центробежных сил ротора, уменьшают зазор во всех направлениях относительно оси ротора, составляющая $\delta_{р-д}^T$ может уменьшать или увеличивать радиальный зазор в вертикальном и горизонтальном направлениях. Это зависит от темпов прогрева или охлаждения диафрагм и дисков и от возможной несимметричности деформирования диафрагм в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Составляющие деформаций опор подшипников $\delta_{оп}$ и тепловых деформаций корпусов $\delta_{в-н}$ направлены в вертикальной плоскости, причем тепловое расширение опор подшипников, установленных вне цилиндра, уменьшает верхний радиальный зазор и увеличивает нижний.

Вибрационная составляющая перемещений имеет вертикальную и горизонтальную компоненты и может быть оценена по измерениям системы виброметрии подшипников турбины или по показаниям переменной составляющей датчиков радиальных зазоров, т.е. составит $0,5\delta_{вibr}^B$ и $0,5\delta_{вibr}^Г$

Изменение радиального зазора за счет изменения толщины масляной пленки в подшипниках δ_m не является симметричным, имеет вертикальную и горизонтальную составляющие и однозначно влияет на радиальные зазоры, уменьшая их слева и вверху.

Для определения δ_0 необходимо рассмотреть значения зазора в верхней и нижней части меридионального сечения, а также правой и левой части горизонтального разреза в один и тот же момент времени

$$\delta_v^B = \delta_{вх}^B - \delta_m - 0,5(\delta_{пр} + \delta_{вibr}^B) -$$

$$- \delta_{цбс} - \delta_{оп} - \delta_{р-д}^T - \delta_{в-н},$$

$$\delta_n^B = \delta_{нх}^B + \delta_m + 0,5(\delta_{пр} + \delta_{вibr}^B) +$$

$$+ \delta_{цбс} + \delta_{оп} - \delta_{р-д}^T - \delta_{в-н},$$

$$\delta_{пр}^Г = \delta_{прх}^Г + \delta_m + 0,5(\delta_{пр} + \delta_{вibr}^Г) - \delta_{цбс} - \delta_{р-д}^T.$$

$$\delta_{л}^Г = \delta_{лх}^Г - \delta_m - 0,5(\delta_{пр} + \delta_{вibr}^Г) - \delta_{цбс} - \delta_{р-д}^T.$$

Радиальный зазор в холодном состоянии устанавливается при монтаже турбоагрегата, и по всем диафрагмам составляется паспорт зазоров в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Среднее арифметическое значения зазоров принимается как исходный (нулевой) зазор в холодном состоянии

$$\delta_{ох} = \frac{\delta_{вх}^B + \delta_{нх}^B + \delta_{лх}^Г + \delta_{прх}^Г}{4}. \quad (1)$$

3. Методика определения минимального радиального зазора

Для оценки минимального значения радиального зазора, который определяется относительным положением ротора и диафрагм и заранее не известен, необходимо определить зазоры в двух плоскостях. В качестве таких плоскостей целесообразно выбрать:

- вертикальную плоскость (меридиональное сечение цилиндров турбины);
- горизонтальная плоскость (плоскость разреза цилиндра).

В этом случае в каждом сечении цилиндра турбины радиальные зазоры могут быть определены следующим образом. При соосности диафрагмы и ротора равномерный зазор по окружности δ_0 равен $\delta_0 = R - r$, где R – радиус усиков уплотнения, расположенных на диафрагме, r – радиус бандажа ступени (рис. 1, а).

При нарушении соосности (рис. 1, б) происходит смещение центра ротора в горизонтальной плоскости на величину a , в вертикальной – на величину b .

Тогда радиальный зазор в вертикальной и горизонтальной плоскости определяется зависимостями

$$\delta_v = \delta_0 - b, \quad \delta_r = \delta_0 - a,$$

а минимальный зазор

$$\delta_{min} = \delta_0 - \sqrt{a^2 + b^2}$$

или

$$\delta_{min} = \delta_0 \left[1 - \sqrt{\left(1 - \frac{\delta_v}{\delta_0}\right)^2 + \left(1 - \frac{\delta_r}{\delta_0}\right)^2} \right]. \quad (2)$$

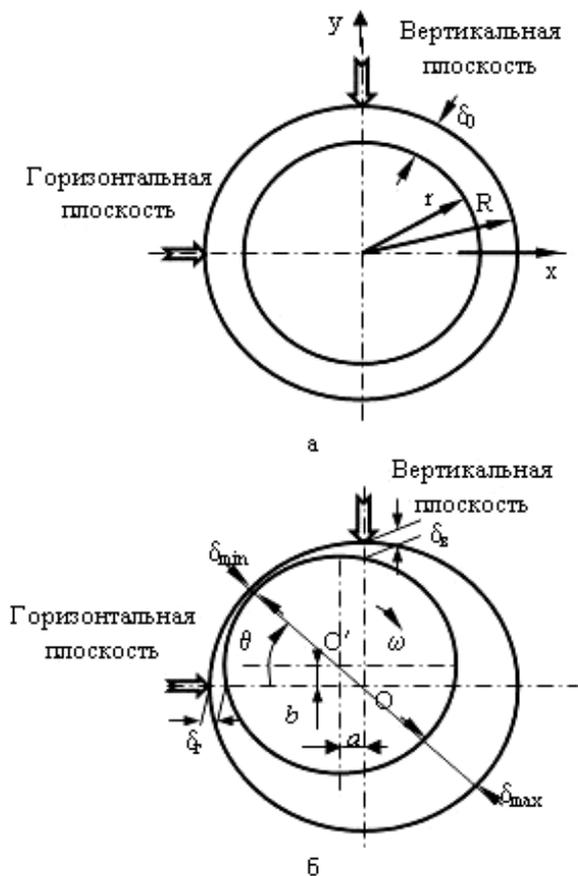


Рис. 1. Схема радиальных зазоров: а – соосное расположение ротора и статора турбины; б – несоосное расположение

Смещение минимального зазора δ_{\min} относительно горизонтальной плоскости (плоскости разреза цилиндра турбины) может быть определено как

$$\theta = \arctg \frac{b}{a} = \arctg \frac{\delta_0 - \delta_B}{\delta_0 - \delta_T} \quad (3)$$

Это соотношение позволяет определить положение места выработки гребней бандажного и диафрагменного уплотнений.

Мгновенное значение минимального зазора в любой момент времени равно

$$\delta_{\min}^{\text{МГН}} = \delta_{\min} - 0,5\delta_{\text{пр}} + \left(\sqrt{(\delta_{\text{вибр}}^{\Gamma})^2 + (\delta_{\text{вибр}}^{\text{В}})^2} \right) \cdot \cos(\theta_{\text{вибр}} - \theta_{\delta_{\min}}) \quad (4)$$

Значение минимального зазора, рассчитанное по (4), не должно быть меньше нулевого значения либо наперед заданного порогового значения $\delta_{\text{пор}}$.

4. Алгоритм управления тепловым состоянием

Создание модели работы цилиндра турбины в масштабе реального времени на основе численных

экспериментов требует поиска взаимосвязи темпов изменения физических параметров (параметры рабочего тела, температура в отдельных частях деталей) со значением критерия её управления тепловым состоянием цилиндров.

Определение радиальных зазоров производится с учетом тепловых деформаций деталей, которые являются результатом численного эксперимента по определению термдеформированного и термонапряженного состояний элементов турбины, формирующих эти зазоры. По показаниям штатных приборов фиксируется частота вращения ротора, мощность турбины, температура внешнего корпуса в верхней и нижней половинах в области паровпуска и на выхлопах. Учет времени производится таймером системы управления турбиной.

Аппроксимационные модели тепловой деформации элементов проточной части построены на основе упрощенных моделей тепловой деформации ротора и статора в виде алгебраических многочленов, полученных по результатам численного эксперимента [1]. Для создания уравнений регрессии массив исходных данных включает геометрические параметры и коэффициенты нормирования. Он охватывает широкий спектр режимов работы турбоагрегата и их взаимосвязи, которые отвечают реальным условиям эксплуатации.

Управления тепловым состоянием цилиндров турбины производится начиная с момента набора вакуума и подачи пара на концевые уплотнения цилиндров ($\tau = 0$). Прогрев элементов ротора и статора в предпусковой период влияет на их температурные растяжения, и значение деформации определяется по результатам тепловых расчетов при нулевых значениях ЦБС и перепадов давлений. Учет воздействия центробежных сил на деформацию элементов ротора, корпусов и обойм производится с момента толчка ротора до достижения номинальной частоты вращения.

Отдельно рассматриваются тепловые деформации элементов цилиндров на отрезке времени от выхода на номинальную частоту вращения до момента включения нагрузки. Далее на ограниченном временном интервале (от 2 мин при пусках из горячих состояний до 10 мин при пусках из холодных состояний) задается темп изменения мощности турбины и по упрощенным моделям тепловой деформации ротора и статора [1] определяются значения радиальных зазоров в надбандажных и диафрагменных уплотнениях.

Если они меньше принятого минимально допустимого значения в каждой из ступеней цилиндров, темп изменения мощности понижается и вычисление производится повторно до момента пока их величины не станут равными или больше (в пределах 10 %) минимальных.

При достижении номинальной или наперед заданной мощности определение радиальных зазоров осуществляется до достижения элементами ротора и статора стационарного теплового состояния, после чего накопленная ошибка определения радиальных зазоров обнуляется.

Процедура управления переходными процессами выполняется подобным образом. Алгоритм управления построен на принципе непрерывной работы после пуска из холодного состояния до момента останова, в процессе которого турбина полностью остывает.

Заклучение

Рассмотренный алгоритм управления тепловым состоянием цилиндров паровой турбины большой

мощности позволяет за счет сохранения гребней уплотнения проточной части обеспечивать надежную работу турбины при сохранении ее экономичности в межремонтный период. Одновременно корреляция тепловых деформаций и термонапряжений при слабо изменяющихся механических напряжениях позволяет ввести ограничения по уровню максимальных напряжений в наиболее опасных местах, что обеспечивает продление ресурса турбины.

Литература

1. Котульская, О.В. Диагностирование теплового состояния турбин большой мощности / О.В. Котульская, Т.Н. Парамонова // *Вісник Сев-НТУ: збірн. наук. праць. Серія Механіка, енергетика, екологія.* – 2011. – Вип. 120. – С. 27-34.

Поступила в редакцию 1.06.2012

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Л. Шубенко, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

УПРАВЛІННЯ ТЕПЛОВИМ СТАНОМ ЦИЛІНДРІВ ТУРБІНИ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ ЗА ЗМІНОЮ РАДІАЛЬНИХ ЗАЗОРІВ

В.М. Голощанов, О.В. Котульська, Т.М. Парамонова

Розглянуто методологічний підхід до керування тепловим станом циліндрів парових турбін великої потужності за зміною радіальних зазорів у ступенях проточної частини при пусках з різних теплових станів. Показано, що критерієм керування тепловим станом циліндра доцільно вибрати зміну розмірів радіальних зазорів у ступенях проточної частини циліндра. Спрощені моделі теплової деформації ротора й статора побудовані на базі апроксимативних залежностей, представлених у вигляді алгебраїчних складових. Керуючим параметром обрано темп зміни потужності турбіни з урахуванням початкових параметрів пари, ознакою для керування - темп зміни розмірів радіальних зазорів у ступенях циліндрів.

Ключові слова: турбіна, керування, радіальний зазор, тепловий стан.

THE MANAGEMENT OF THERMAL STATE OF HIGH-POWER TURBINE CYLINDERS ACCORDING TO THE CHANGING OF RADIAL GAPS

V.N. Goloschapov, O.V. Kotulskaya, T.N. Paramonova

The research considers the methodological approach to controlling the thermal state of the cylinders of steam turbines of high power by the change of the radial gap in the stages of the flow during start-up from the various thermal conditions. It is shown that the criterion of control for the cylinder thermal state should be resizing of radial gaps in the steps of the flow part of the cylinder. A simplified model of thermal deformation of the rotor and stator are based on approximating functions presented in the form of algebraic components. The control parameter is the rate of change of the power turbine considering the initial parameters of steam, a sign of control – the rate of change in the size of radial gap in the stages of the cylinders.

Key words: turbine, control, radial gap, the thermal state.

Голощанов Владимир Николаевич – канд. техн. наук, с.н.с., старший научный сотрудник Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Котульская Ольга Валериевна – ведущий инженер Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: katulaska@ipmach.kharkov.ua.

Парамонова Татьяна Николаевна – ведущий инженер Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.