

В.М.Белкин, В.Н.Нестеров

**ФАЗЫ ИЗМЕНЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ГТД
И ИХ ЗНАЧЕНИЕ ДЛЯ ЗАДАЧ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ ИЗДЕЛИЙ**

Вопрос обеспечения минимальных значений радиальных зазоров между статором и ротором ГТД при длительной эксплуатации является актуальным прежде всего с точки зрения экономии топливно-энергетических ресурсов. Однако при выборе монтажных значений зазоров приходится решать дилемму – либо установить минимальные радиальные зазоры, что может вызвать касание ротора о статор при переходных режимах работы изделия, либо выбрать большие значения зазоров, но при этом ухудшатся характеристики двигателя (удельный расход топлива, приемистость). В последнее время интенсивно исследуются, в том числе и ведущими зарубежными фирмами, возможности сохранения характеристик ГТД в процессе их длительной эксплуатации на основе поддержания оптимальных значений радиальных зазоров на разных режимах работы. С этой целью применяются как конструктивные мероприятия, так и системы активного регулирования радиальных зазоров. Для выбора программ активного регулирования и внедрения других мероприятий важно знать причины, характер и фазы изменения радиальных зазоров, свойственные разным режимам работы изделия. В настоящей работе представлены материалы исследования осевого компрессора ГТД с целью определения факторов, влияющих на фазы изменения радиальных зазоров.

Измерительная система, использованная в данной работе для измерения радиальных зазоров, включала в себя два типа первичных измерительных преобразователей – два емкостных датчика, соединенных по схеме динамических конденсаторов, и электроконтактные датчики дискретного типа, содержащие по четыре измерительных электрода. Емкостные и электроконтактные датчики через соответствующие измерительные преобразователи подключены к регистрирующему устройству, в качестве которого использовались универсальный регистратор данных серии АП (производство Японии) и отечественный магнитограф типа Н-067. Для повышения достоверности результатов измерения был использован спо-

об ΔU синхронной регистрации информации с обоих типов датчиков на переходных режимах работы ГТД.

Для выявления характера и фаз изменения радиальных зазоров были использованы возмущающие воздействия в виде изменения частоты вращения ротора или проходного сечения выходного дросселя.

Относительное изменение радиальных зазоров для удобства анализа на рисунках совмещенно с циклограммами режимов работы изделия и вычислялось по формуле

$$\sigma\% = \frac{\delta - \delta_0}{\delta_0} 100\%, \quad (I)$$

где δ_0 - исходное значение радиального зазора; δ - текущее значение радиального зазора.

Анализ реакции изделия на приложенные к нему возмущения позволяет выделить шесть фаз изменения радиальных зазоров, обозначенных на рисунках римскими цифрами.

Первая фаза - незначительное по величине, но довольно интенсивное во времени уменьшение δ в процессе увеличения частоты вращения ротора сразу после запуска.

Вторая фаза - интенсивное увеличение радиального зазора в процессе дальнейшего увеличения частоты вращения ротора вплоть до максимального значения.

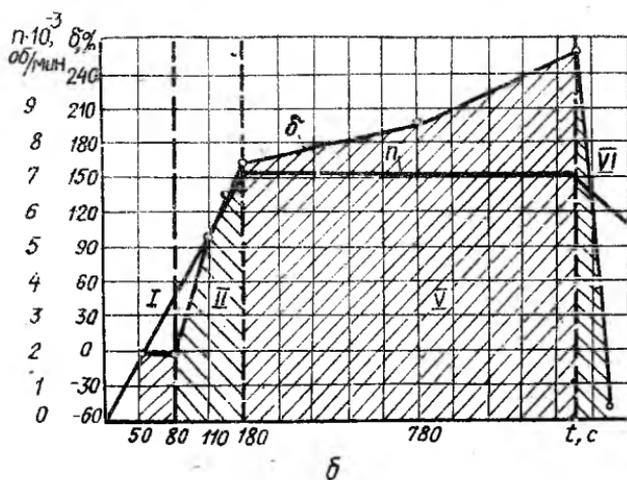
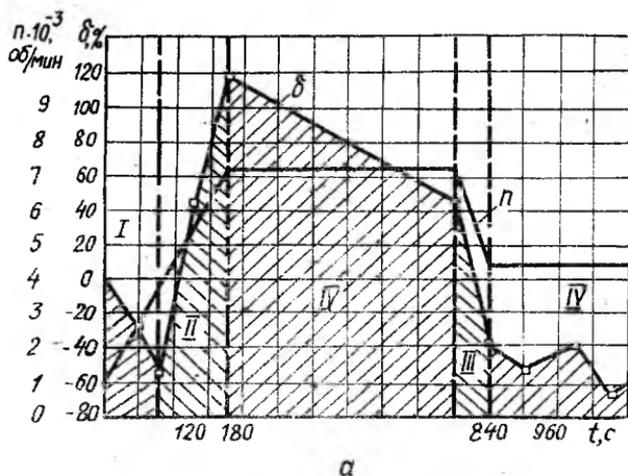
Третья фаза - интенсивное уменьшение радиального зазора в процессе уменьшения частоты вращения ротора.

Четвертая фаза - довольно плавное и продолжительное по сравнению с фазой III уменьшение радиального зазора при постоянной частоте вращения ротора.

Пятая и шестая фазы изменения радиальных зазоров появились в результате изменения проходного сечения дросселя (фаза V - увеличение радиального зазора при уменьшении площади проходного сечения дросселя, фаза VI - интенсивное уменьшение δ при снижении частоты вращения и полном открытии дросселя).

С учетом того, что изменения радиальных зазоров являются следствием различий в реакциях статора и ротора на приложенные к ним возмущающие воздействия, предлагается следующее объяснение полученных фаз изменения радиальных зазоров.

Изменение размеров ротора и статора, в том числе и в радиальных направлениях, связано с их упругой и термической деформациями.



Изменение радиальных зазоров в компрессоре при постоянной (а) и переменной (б) площади выходного дросселя

Фазы изменения радиальных зазоров I-VI появляются вследствие действия этих двух факторов.

Однако изменение радиального зазора в IV фазе - результат разной термической реакции статора и ротора на изменение температуры рабочего тела. Это можно объяснить, исходя из выражения для темпа прогрета (остывания) некоторого тела [2]

$$m = \psi \frac{\alpha F}{c M}, \quad (2)$$

где ψ - коэффициент неравномерности распределения температуры в теле; F - площадь теплового контакта; c - удельная теплоемкость материала; M - масса тела; α - коэффициент теплообмена.

Так как масса ротора M_p существенно больше массы элементов статора M_c , то из (2) следует, что $m_c \gg m_p$.

Фазы I-III получены на режимах, связанных с изменением частоты вращения ротора изделия. Поэтому относительные изменения радиальных зазоров - результат как термической, так и упругой деформации статора и ротора.

Для фазы I характерно непродолжительное, но довольно интенсивное уменьшение радиальных зазоров. Так как термическая деформация (фаза IV) приводит к продолжительному и менее интенсивному изменению δ , закономерно предположить, что в фазе I преобладает упругая деформация ротора, например вытяжка в замках лопаток, вытяжка диска рабочего колеса.

В фазе II наблюдаем интенсивное увеличение δ . Здесь упругая деформация деталей статора преобладает над упругой деформацией рабочего колеса. Не вызывает сомнения и наличие термической деформации, так как увеличение частоты вращения ротора приводит к повышению температуры рабочего тела компрессора. Эта фаза вызывает наибольшие потери напора и КПД, что нежелательно.

Для фазы III характерно резкое уменьшение радиальных зазоров как результат суммарной упругой и термической деформаций деталей статора и ротора. В этой и последующей четвертой фазах высок риск врезания лопаток рабочего колеса во внутреннюю поверхность статора при малых монтажных значениях зазоров.

В фазах V и VI проявляет свое действие изменение проходного сечения дросселя. Уменьшение площади проходного сечения дросселя при-

водит к значительному увеличению δ (фаза У). Причина этого – более быстрый прогрев статора по сравнению с ротором и упругая деформация элементов статора вследствие повышения давления в тракте. При восстановлении начальной площади проходного сечения сопла и уменьшении частоты вращения ротора резкое снижение температуры рабочего тела и давления газа приводит к быстрому уменьшению δ (фаза VI). Эта фаза особенно при небольших значениях монтажного радиального зазора, может привести к касаниям ротора о статор. Поэтому именно она определяет минимальное значение монтажного радиального зазора, необходимого для обеспечения надежности ГТД при длительной эксплуатации, допускающей переходные режимы работы.

Таким образом, режимами работы изделия, приводящими к наибольшей потере КПД в радиальных зазорах, являются режимы, соответствующие фазам II, У, т.е. режимы резкого увеличения частоты вращения ротора и уменьшения площади проходного сечения дросселя.

Режимами, наиболее опасными с точки зрения касания ротора о статор, являются режимы в фазах III, IV, VI. Они соответствуют резкому уменьшению частоты вращения ротора; работе на уже достаточно установившихся частотах вращения ротора, но с соответствующей предисторией почти скачкообразного уменьшения частоты; режиму с предисторией быстрого увеличения площади проходного сечения дросселя.

Эти две группы фаз определяют стратегию борьбы за сохранение оптимальных значений радиальных зазоров как с точки зрения сохранения высокого КПД, так и с точки зрения устранения опасности врезания лопаток ротора в статор.

Одним из способов может быть такой.

Из (2) следует, что скорость термического реагирования статора можно снизить, повышая теплоемкость его элементов. Это можно сделать либо при значительном увеличении массы статора, что нежелательно, либо при повышении его удельной теплоемкости. Для этого в элементы статора следует заложить вещество, претерпевающее фазовый переход при отмеченных выше группах фаз изменения радиальных зазоров. В этом случае теплоемкость статора резко возрастает:

$$C_c = c_c M_c + q M^*, \quad (3)$$

где c_c – удельная теплоемкость материала статора; q – удельная теплота фазового перехода рабочего вещества;

M^* - масса рабочего вещества.

Темп прогресса (остывания) статора будет определяться выражением

$$m_0 = \psi \frac{\bar{\alpha} F}{(C_0 M_0 + q M^*)} \quad (4)$$

при температуре статора, равной температуре фазового перехода рабочего вещества.

В результате термическое реагирование статора может быть приближено к термическому реагированию ротора при быстропотекающих переходных процессах.

Библиографический список

- И.А.с. 1208471 СССР, МКИ³ G 01 B 7/14. Способ градуировки бесконтактного датчика расстояния до объекта / В.Н.Нестеров (СССР). - № 3733334 / 25-28; Заявлено 25.04.84; Опубл. 30.01.86, Бюл. № 4. - 2 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. - М.: Энергия, 1969. - 440 с.

УДК 621.002.3

В.А.Борисов, Ф.В.Паровай, В.Э.Куклев

ХАРАКТЕРИСТИКИ СПИРАЛЬНЫХ ПРУЖИН, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КАЧЕСТВЕ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ КОЛЕС

Радиальные уплотнения гидросистем двигателей летательных аппаратов (ДЛА) работают в тяжелых условиях (наличие криогенных и агрессивных сред, влияние вибрации и т.д.). При этом возрастает роль упругого элемента, являющегося необходимой частью контактного уплотнения.

Большой интерес представляют упругие элементы (УЭ) в виде спиральной пружины с плотным прилеганием витков, замкнутой в кольцо, получившие в последнее время распространение за рубежом (см., например, [1]). Преимуществами таких УЭ являются высокая жесткость,