

4. Основы современной энергетики / под общ. ред. чл.-кор. РАН Е. В. Аметистова. – М.: Изд-во МЭИ, 2004.
5. Государственная комплексная программа модернизации основных производственных фондов Белорусской энергетической системы, энергосбережения и увеличения доли использования в республике собственных топливно-энергетических ресурсов в 2006–2010 годах (утверждена Указом Президента Республики Беларусь от 25 августа 2005 г. № 399).
6. Яковлев, Б. В. К вопросу повышения эффективности действующих ТЭЦ / Б. В. Яковлев, А. С. Гринчук, Ю. Б. Яковлев // Энергия и менеджмент. – 2006. – № 5.
7. Яковлев, Б. В. Каким быть ТЭК Беларуси / Б. В. Яковлев // Энергия и менеджмент. – 2006. – № 3.
8. Молочко, Ф. И. Варианты обеспечения нефтью и углем Республики Беларусь / Ф. И. Молочко, З. А. Привалова, А. В. Трич // Наука – энергетике: сб. науч. тр. – Минск, 2001.

Поступила 10.11.2006

УДК 621.165:621.438.001.2

ИЗМЕНЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ НА РЕЖИМАХ ПРОГРЕВА И ОСТАНОВА ТУРБОУСТАНОВКИ

Докт. техн. наук, проф. ЛАСКИН А. С., асп. ИСАЕВ В. В.

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Создание современных эффективных осевых компрессоров всегда связано с необходимостью повышения их надежности и аэродинамического совершенства. Одной из проблем в данной области является минимизация протечек в области радиального зазора между лопаткой ротора и неподвижным элементом статора. До последнего времени существовало мнение, что чем меньше величина радиального зазора, тем меньше величины протечек и тем выше коэффициент полезного действия. Но, по данным [1], должна существовать оптимальная достаточно малая величина радиального зазора, которая, однако, не достигается в современных компрессорах из-за ряда факторов. Таким образом, задача уменьшения радиального зазора в 1,5–2,0 раза, т. е. обеспечение оптимальной величины зазоров, является на сегодняшний день чрезвычайно актуальной. Одно из серьезных ограничений возможностей уменьшения радиального зазора обусловлено неравномерным прогревом элементов статора и ротора на переменных режимах. Проведение расчетов температурных полей для статора и ротора на режимах прогрева и останова на стадии проектирования до последнего времени было чрезвычайно затруднительно. С появлением специализированных программных пакетов и ростом вычислительных мощностей современных компьютеров появилась возможность проведения подобных расчетов и, в частности, нестационарного (переменного во времени) температурного поля.

В данной работе с целью оценки изменения зазоров при различных режимах работы двигателя представлены результаты расчета температурного поля и деформаций ротора и статора осевого компрессора авиационного газотурбинного двигателя средней тяги на основе программного пакета ANSYS. Кроме того, даны методические рекомендации по проведению расчетов.

Наиболее остро проблемы протечек, связанных с радиальным зазором, проявляются в последних ступенях компрессоров, что обусловлено максимальным для них относительным радиальным зазором. (Высота лопатки последней ступени рассматриваемого компрессора – 14 мм.) Именно по этой причине главное внимание обращается на последние ступени восьми-ступенчатого компрессора высокого давления. В расчете рассматривались три последние ступени. Предполагалось, что влияние на величину радиального зазора последней ступени других компонентов двигателя минимально и им можно пренебречь. Модели проточной части компрессора выполнены в программном пакете CATIA V.5. Расчет проводился в осесимметричной постановке, что позволило получить качественные результаты при разумных затратах машинного времени.

Сетка для моделей статора и ротора (которые считались отдельно) создавалась в PRE-процессоре ANSYS с использованием функции MAPPED. Предварительно элементы конструкции статора и ротора были представлены более простыми формами.

Для определения величин деформаций статора и ротора в периферийной области рабочей лопатки последней ступени были заданы следующие исходные данные:

- свойства материалов статора и ротора (плотность материалов, коэффициенты теплопроводности, теплоемкости и линейного расширения материалов);
- начальные условия, под которыми понимаются температуры элементов конструкции в начальный момент времени;
- граничные условия, под которыми понимаются коэффициенты теплоотдачи и температуры в характерных областях.

Так как время установления параметров потока намного меньше времени установления температуры элементов конструкции статора и ротора, принималось, что граничные условия не меняются во времени и являются постоянными. Данное упрощение позволило многократно снизить трудоемкость поставленной задачи с внесением пренебрежимо малой погрешности.

Газотурбинный двигатель является многорежимным, причем рабочие параметры по тракту двигателя могут меняться в два и более раз в зависимости от режима. В рамках данного расчета рассматривались два наиболее характерных режима: минимальный (малый газ) и максимальный (взлетный) режим.

Были проведены расчеты для трех различных режимов:

- пуск двигателя и прогрев до режима малого газа;
- переход с минимального режима (режима малого газа) на максимальный (взлетный) режим;
- переход с максимального (взлетного) режима на минимальный режим (режим малого газа).

Для первого расчета в качестве начальных условий задавалась температура окружающего воздуха (+20 °С); температура деталей двигателя принималась равной температуре окружающей среды. В качестве граничных условий задавались значения температуры газа и коэффициента теплоотдачи в характерных областях для режима малого газа. Значения коэффициентов теплоотдачи определялись по приближенным формулам в соответствии с методикой, изложенной в [2].

Расчет величин деформаций в конкретный момент времени проводился в следующей последовательности:

- задавались параметры, необходимые для проведения расчета нестационарного температурного поля (свойства материала, начальные и граничные условия);
- производился расчет нестационарного температурного поля;
- все элементы модели трансформировались из элементов, характерных для термического расчета, в элементы, характерные для расчета деформаций;
- проводился расчет деформаций. Источником деформаций является неравномерное поле температур, полученное при проведении нестационарного термического расчета, и задается момент времени (в секундах), для которого необходимо получить напряженно-деформированное состояние элементов конструкции статора (или ротора).

Расчеты по последнему пункту повторяются для разных диапазонов времени (в пределах до 20 мин с шагом 0,3 мин).

Результаты расчетов представлены на рис. 1 в виде зависимости величины смещений периферийного сечения рабочей лопатки и соответствующего элемента статора в области радиального зазора последней ступени компрессора высокого давления от времени.

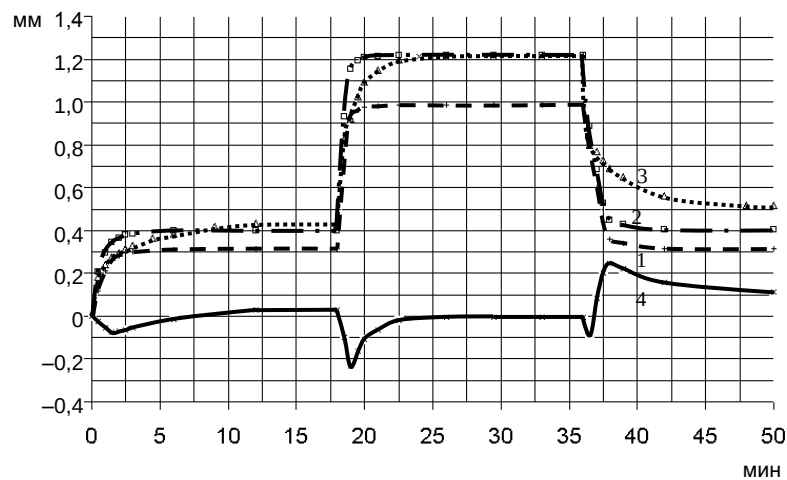


Рис. 1. Радиальные перемещения корпуса и торцов РЛ осевого компрессора при пуске и останове двигателя: — 1 – радиальные перемещения кромки рабочей лопатки, вызываемые температурными деформациями; — · · 2 – то же температурными деформациями и полем центробежных сил; · · · · 3 – радиальные перемещения области статора над рабочими лопатками, вызываемые температурными деформациями; — 4 – изменение относительных радиальных смещений статора и ротора

водился аналогично первому; различие состояло в задании начальных и граничных условий. В качестве начальных условий задавалось темпера-

турное поле, полученное по результатам первого расчета для момента времени $\tau = 5$ мин. Именно столько времени требуется (по результатам первого расчета) для прогрева элементов статора (ротор прогревается быстрее) и выхода на установившееся состояние. В качестве граничных условий задавались значения температуры и коэффициентов теплоотдачи для полостей статора (и ротора), характерных для взлетного режима. Третий расчет выполнялся аналогично второму с соответствующими значениями начальных и граничных условий.

Из графика видно, что ротор обладает меньшей тепловой инерционностью, т. е. прогревается быстрее статора, в отличие от турбины, где ротор, наоборот, прогревается медленнее. Данный факт можно объяснить меньшими осевыми размерами и массой диска ротора компрессора по сравнению с турбинными роторами. Статор компрессора сравним по массе с ротором и прогревается (как показывает расчет) медленнее, чем ротор. Результат отражает конкретные геометрические размеры рассматриваемого двигателя; совершенно очевидно, что при анализе другой конструкции результаты могут отличаться, и, например, статор будет прогреваться быстрее ротора. Анализируя изменение радиального зазора, можно заметить, что наиболее опасными, с точки зрения уменьшения радиального зазора, являются режимы прогрева, где наблюдается уменьшение радиального зазора из-за более быстрого прогрева ротора. Так, через 1 мин после начала перехода с минимального на максимальный режим периферийная кромка лопатки ротора переместится на 0,65 мм, а статорное кольцо над рабочей лопаткой – на 0,38 мм, т. е. можно наблюдать уменьшение радиального зазора на 0,27 мм. По условиям надежности задевание статора о ротор является неприемлемым и должно быть полностью исключено. При переходе с максимального режима на минимальный наблюдается увеличение радиального зазора, что может привести к понижению коэффициента полезного действия из-за активизации протечек в периферийной области.

При анализе перехода с минимального режима (режима малого газа) на максимальный (взлетный) режим видно, что процесс перехода характеризуется большей скоростью прогрева ротора по сравнению со статором, причем наибольшее уменьшение величины радиального зазора наблюдаем при $\tau = 0,3$ мин (уменьшение 0,25 мм на радиус). При $\tau = 2,5$ мин наблюдаем выравнивание величины деформации статора и ротора.

ВЫВОДЫ

1. Для рассматриваемого двигателя существует опасность задевания ротора о статор при пуске двигателя и переходе с минимального на максимальный режим. Таким образом, при назначении величины радиального зазора необходимо увеличить это значение на 0,25 мм для учета неравномерного прогрева элементов статора и ротора.

2. При переходе с максимального на минимальный режим наблюдается увеличение радиального зазора, что будет приводить к снижению коэффициента полезного действия компрессора.

3. Для выравнивания скорости прогрева ротора и статора можно рекомендовать следующие мероприятия: а) внедрение обдува деталей статора;

б) применение материалов с разными величинами коэффициента линейного расширения; в) изменение конструкции статора.

4. Необходимо проводить прочностные расчеты ГТД на переменных режимах с целью выяснения изменения величины радиального зазора и его правильного назначения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аэродинамика компрессоров / пер. с англ. Н. Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
2. Дыбан, Е. П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / Е. П. Дыбан, И. Т. Швец. – Киев: Наук. думка, 1974. – 488 с.

Представлена кафедрой
турбинных двигателей и установок

Поступила 15.05.2006

УДК 621.311.22

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И СТРУКТУРА ОТЛОЖЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Инж. **НЕРЕЗЬКО А. В.**, докт. техн. наук, проф. **КАРНИЦКИЙ Н. Б.**,
канд. техн. наук, доц. **ЧИЖ В. А.**

Белорусский национальный технический университет

Повышение надежности, экономичности и экологичности энергетического оборудования является основным направлением развития мировой энергетики. Особое внимание уделяют надежности работы теплообменного оборудования (ТОО). Быстрое внедрение новых технологий в энергетику и повышение цен на топливо требуют современного подхода к обеспечению экономичности и надежности энергетического оборудования. Ранее используемые методы устаревают и требуют учета новых особенностей теплообмена и факторов загрязнения поверхностей ТОО нерастворимыми отложениями.

В результате анализа многолетнего опыта эксплуатации оборудования ТЭС установлено, что на механизм и интенсивность образования отложений существенное влияние оказывают, в первую очередь, материал теплообменной поверхности, ее электродный потенциал, условия омыwania и температурные режимы [1].

При визуальном изучении характера распределения отложений выявлены следующие закономерности в гладких теплообменных трубах:

- из стали 20 – большая интенсивность отложений, характер которых зависит от режима течения: при ламинарном – образование отложений продольными рядами, при турбулентном – бессистемно;
- из стали 1Х18Н12Т – значительно меньшее количество отложений и распределение их в виде поперечных чешуек, которые формируются на