

УДК 621.813.534.933

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИЧИН ВОЗБУЖДЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ РЕДУКТОРОМ

© 2014 М.И. Курушин, В.Б. Балякин, А.М. Курушин

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 25.04.2014

В статье приведены результаты экспериментальных исследований по определению источника возбуждения, вызывающего поломки деталей ГТД. В результате анализа механизма возбуждения и теоретического обоснования его были предложены меры для снижения интенсивности возбуждения, предупреждения и устранения усталостных разрушений.

Ключевые слова: дифференциальный редуктор, зубчатые колёса, лопатка, тензометрирование

ВВЕДЕНИЕ

При доводке газотурбинного двигателя с дифференциальным редуктором имели место случаи усталостного разрушения отдельных элементов ротора компрессора: обрыв верхней части пера рабочих лопаток третьей ступени; трещины по внутреннему полотну дисков компрессора ряда ступеней; разрушение обода дисков третьей и седьмой ступеней. Исследования причин дефектов велось большой группой инженеров под руководством доктора технических наук Жукова К.А. [1]. Выполненными исследованиями было установлено, что причиной усталостного разрушения лопаток и внутреннего полотна дисков компрессора явилась вибрация и резонансные колебания в зоне рабочих оборотов с достаточно высоким уровнем переменных напряжений. Изломы оборвавшихся лопаток имели усталостный характер, с началом от входной или выходной кромки пера.

Исследования были проведены с целью выяснения причин усталостных разрушений пера лопаток третьей ступени компрессора.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для выяснения причины разрушения были проведены следующие работы:

1) проверка дефектных лопаток, включающая обмер геометрии, определение чистоты обработки, полный металлургический анализ;

Курушин Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин.

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой основ конструирования машин.
E-mail: 029-029@mail.ru

Курушин Александр Михайлович, инженер кафедры основ конструирования машин

2) тензометрирование лопаток на изделии при работе на стенде;

3) лабораторные исследования спектра частот, форм собственных колебаний, определение распределения относительных напряжений в местах образования трещин при колебаниях лопаток по различным собственным формам.

При проверке геометрии, обработки и материала оборвавшихся лопаток не было выявлено каких-либо отклонений от технических условий.

Тензометрирование лопаток на изделии осуществлялось проволочными тензодатчиками с базой 5 мм, наклеенными на входной и выходной кромках пера лопаток в местах начала образования трещин.

Измерения были выполнены на трех изделиях с последовательной постановкой на них дефектных редукторов и изделий, удовлетворительно отработавших 750 ... 2000 ч. Кроме того, было выполнено тензометрирование лопаток на изделии, собранном в компоновке с гидротормозом, но без редуктора.

В результате было выявлено влияние редуктора на уровень переменных напряжений в лопатках компрессора и получены следующие данные:

1. При тензометрировании изделий с редукторами, на которых происходило разрушение лопаток в зоне рабочих оборотов ($N_T = 8250 \dots 8350$ об/мин), в лопатках третьей ступени компрессора возникают устойчивые резонансные колебания с частотой 2600 Гц, кратной 19-ой роторной гармонике с напряжениями до 120 МПа. При увеличении мощности уровень переменных напряжений в лопатках достигал 260 МПа.

Помимо этого, проявлялись колебания лопаток с частотами 2200, 3200, 6200 Гц, кратными 16-ой, 18-ой, 27-ой и 45-ой роторным гармоникам с уровнем напряжений до 25 МПа.

2. При тензометрировании изделий с редук-

торами, удовлетворительно отработавших в эксплуатации в течение длительного времени, в диапазоне оборотов $N_T = 8250 \dots 8350$ об/мин проявляются колебания лопаток с частотами, кратными 16-ой, 17-ой, 19-ой, 27-ой, 45-ой и 60-ой роторным гармоникам с напряжениями, не превышающими 70 МПа.

Одновременно велись лабораторные исследования динамических свойств рабочих лопаток третьей ступени компрессора. Были определены формы колебаний, распределение относительных напряжений, места образования усталостных трещин при всех формах колебаний лопаток в диапазоне частот от 235 Гц до 11 кГц.

Резонансу, имеющему частоту 2600 Гц, соответствовала вторая крутильная форма собственных колебаний. При колебаниях по указанной форме максимальные относительные напряжения имели место на выходной кромке пера на расстоянии около 35 мм от торца пера. Начало усталостных разрушений лопаток на изделии происходило как с входной, так и с выходной кромок на расстоянии 30...45 мм от торца пера.

Выполненные работы показали:

1. Разрушившиеся лопатки не имеют дефектов геометрии и материала (сталь ЭИ961).

2. Причиной усталостного разрушения лопаток явились резонансные колебания в области рабочих оборотов $N_T = 8250 \dots 8350$ об/мин по второй крутильной форме с частотой 2600 Гц, кратной 19-ой роторной гармонике, с уровнем переменных напряжений по результатам тензометрирования до 260 МПа.

3. Интенсивность 19-ой гармоники, возбуждающей лопатки, меняется и для редукторов изделий, удовлетворительно отработавших в течение 750...2000 ч, значительно ниже, чем для редукторов изделий, имевших поломки лопаток в третьей ступени компрессора.

4. Места начала усталостных трещин для лопаток, разрушившихся на изделиях, и для лопаток, разрушенных в лабораторных условиях, при колебаниях по второй крутильной форме аналогичны.

После выявления кинематического возбуждения колебаний лопаток компрессора зубчатым зацеплением редуктора возник вопрос о причинах выделения некоторыми редукторами интенсивной 19-ой гармоники и о возможности ее устранения или ослабления.

Как показывает опыт доводки газотурбинных установок, исключительно большое значение имеют резонансы по ободам и дискам шестерен. Эти резонансы могут быть источником многих неприятностей в процессе прочностной доводки изделий.

ЧАСТОТНЫЙ АНАЛИЗ ВОЗБУЖДЕНИЯ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ РЕДУКТОРА

Кинематическая схема и числа зубьев шестерен дифференциального редуктора приведены на рис.1. Передаточное отношение редуктора

$$i = 1 + 2 \cdot i' = 1 + 2 \cdot (z_3/z_2') \cdot (z_2/z_1) = \\ = 1 + 2 \cdot (93/24) \cdot (48/36) = 11,33 .$$

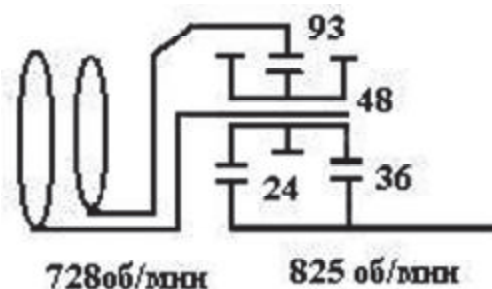


Рис. 1. Кинематическая схема редуктора

Частота вращения приводного вала (ротора компрессора) $n_1 = 8250 \pm 50$ об/мин постоянная. Номинальные частоты вращения соосных винтов одинаковы и противоположны по направлению $-n_B = n_1/i = 8250/11,33 = 728$ об/мин. Обороты приводного вала при условно остановленном водиле $n_{O1} = n_1 - n_B = 7522$ об/мин. Частота зацепления центральной внутренней шестерни с сателлитом в относительном движении $f_1 = (n_{O1}/60) \cdot z_1 = (7522/60) \cdot 36 = 4513$ Гц.

Гармоника возбуждения по отношению к вращающемуся ротору от зубьев солнечного колеса $(n_{O1}/n_1) \cdot z_1 = (7522/8250) \cdot 36 = 32,8$. Частота зацепления центрального наружного колеса с шестерней-сателлитом в переносном движении $f_2 = (2 \cdot n_B/60) \cdot z_3 = ((2 \cdot 728)/60) \cdot 93 = 2257$ Гц. Гармоника возбуждения по отношению к вращающемуся ротору от зубьев наружного колеса $(2 \cdot n_B/n_1) \cdot z_3 = (2 \cdot 728/8250) \cdot 93 = 16,4$.

Как следует из приведенного частотного анализа, возбуждения девятнадцатой гармоники от зубьев шестерен редуктора не происходит. Более подробный частотный анализ возбуждения с учетом возможных вперед и назад бегущих волн в упругих элементах ротора двигателя приведен в работе [1].

Расчетный анализ гармоник редуктора не объяснил этого явления, так как все зубчатые гармоники редуктора имеют порядки, отличные от 19-ой.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Возникла необходимость экспериментально определить источник 19-ой гармоники. С этой целью на одном изделии было проведено

сравнительное тензометрирование лопаток третьей ступени компрессора. На изделии был установлен редуктор, дающий низкий уровень переменных напряжений в лопатках от колебаний с 19-ой гармоникой. Затем производилась последовательная замена деталей указанного редуктора деталями редуктора, вызывающего в лопатках высокие напряжения. Рядом перестановок было установлено, что уровень переменных напряжений в лопатках зависит от геометрии зубьев центральной внутренней шестерни редуктора.

Полученный результат был продублирован на втором изделии, с редуктором, вызвавшим разрушение лопаток. Замена на указанном редукторе центральной внутренней шестерни позволила снизить напряжения в лопатках в 3..4 раза. Следует отметить чрезвычайную трудоемкость и многочисленность проведенных тензометрических работ, в процессе которых осуществлено около 30 постановок изделий на испытательный стенд. Тщательная проверка и анализ геометрических и жесткостных параметров указанных шестерен позволили обнаружить единственное существенное отличие: шестерни с дефектных изделий имели значительный фланк у головки зуба глубиной до 0,06 мм и высотой до 10 мм (рис. 2).

Для подтверждения влияния наличия и величины фланка на уровень напряжений в лопатках было проведено два эксперимента:

1) тензометрирование лопаток с шестерней, не имеющей фланка, а затем с этой же шестерней после выполнения на ней фланка у головки зуба. При этом напряжения в лопатках возросли в 3–4 раза;

2) перешлифовка шестерни редуктора, вызвавшей разрушение лопатки на одном из изделий и имевшая повышенный фланк, для устранения фланка.

С исходным фланком она вызвала повышенные напряжения в лопатках. После его устране-

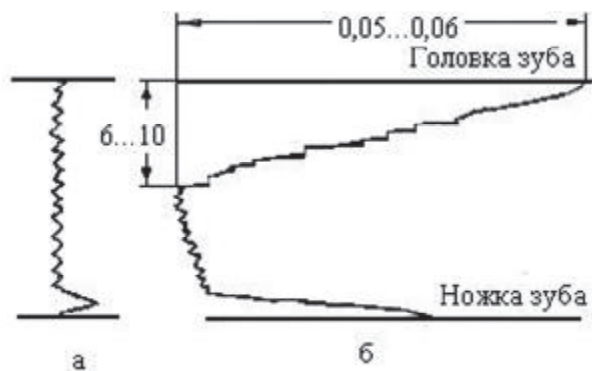


Рис. 2. Эвольвентограммы зубьев центральной внутренней шестерни редуктора:

- а – изделия, удовлетворительно отработавшего 750 часов;
б – изделий, имевших поломку рабочей лопатки третьей ступени компрессора

ния уровень напряжений в лопатках снизился в 2–3 раза.

При изготовлении редуктора для предупреждения разрушения компрессора были проведены следующие мероприятия: 1) ограничение завала головки зуба центральной внутренней шестерни по эвольвентограмме до 0,02 мм по высоте для новых и работавших шестерен с обязательной проверкой каждого зуба шестерни на эвольвентомере до и после сдаточных испытаний; 2) проверка серийных редукторов по возбуждаемости лопаток на специальном изделии, имеющем тензодатчики на лопатках третьей ступени компрессора. Было проверено более сорока редукторов с центральными шестернями, выполненными с учетом мероприятий, изложенных выше. Уровень переменных напряжений в лопатках при этом не превышал 70 МПа. При изготовлении лопаток с целью предупреждения разрушения компрессора проводились следующие мероприятия: 1) виброгалтовка лопаток для повышения усталостной прочности по следующим режимам: а) предварительная виброгалтовка стальными шариками диаметром 3 мм с абразивной пастой 58А в течение 60 мин; б) окончательная виброгалтовка стальными шариками диаметром 3 мм в спирте в течение 60 мин. Эпюры остаточных поверхностных напряжений виброгалтованных и невиброгалтованных лопаток приведены на рис. 3.

Были проведены сравнительные усталостные испытания виброгалтованных и невиброгалтованных лопаток третьей ступени компрессора. Испытания проводились при колебаниях лопаток по основному тону ($f \approx 235$ гц) и при колебаниях по второй крутильной форме ($f = 2600$ гц). База испытаний $2 \cdot 10^7$ циклов. Результаты испытаний представлены на рис. 4. Предел выносливости виброгалтованных лопаток на 20–30% выше невиброгалтованных. По предварительным результатам, предел выносливости виброгалтованных лопаток первой и третьей ступеней компрессора, имеющих наработки на изделии

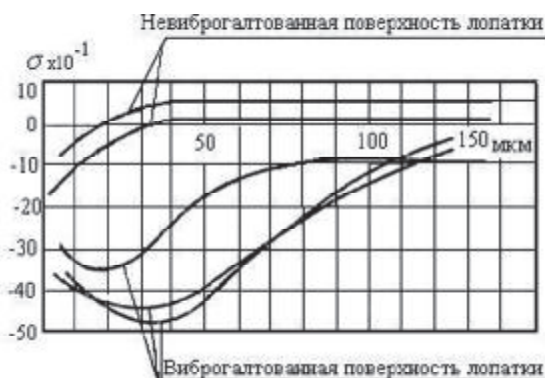


Рис. 3. Остаточные поверхностные напряжения в лопатках третьей ступени компрессора

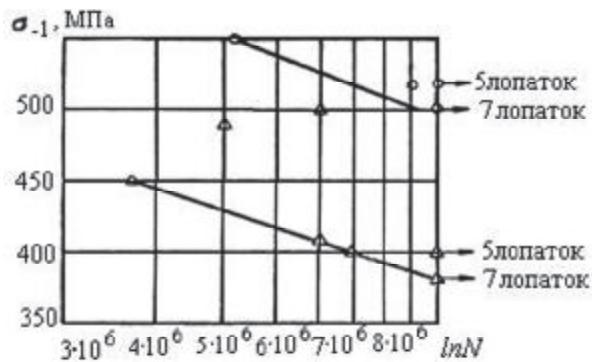


Рис. 4. Результаты усталостных испытаний:
 Δ – не виброгалтованные лопатки;
 о – виброгалтованные лопатки

до 2000 ч, снижается незначительно (до 4%).

Проведены работы с целью определения возможности частотной отстройки для второй крутильной формы. При этом необходимо было сохранить неизменными частоты по другим формам, проявлявшимся при тензометрировании, сдвиг которых мог привести к нежелательным резонансам в зоне рабочих оборотов.

Экспериментально была выбрана отстройка путем срезки фаски у входной кромки размером 15 мм. Результаты тензометрирования на изделия показали, что для отстроенных лопаток опасный резонанс по второй крутильной форме смещается за пределы рабочих оборотов ($n_r = 8550$ об/мин). В связи с тем, что с уменьшением фланка на зубе центральной внутренней шестерни и проведением виброгалтовки лопаток значительно повысилась их надежность, дальнейшие работы по частотной отстройке были прекращены.

При изготовлении дисков для предотвращения разрушения компрессора проводились следующие мероприятия: 1) введено утолщение внутреннего полотна и ступицы дисков; 2) усилены ступицы дисков, улучшена технология токарной обработки и механической полировки ступичной части дисков; 3) уменьшена шероховатость внутреннего полотна дисков; 4) введена обдувка дробью внутреннего полотна дисков.

Для оценки влияния состояния зубьев центральной внутренней шестерни на работоспособность лопаток и дисков компрессора были проведены исследования с целью выявления связи между вибрацией корпусов изделий, и переменными напряжениями в лопатках компрессора. Исследования проводились с помощью вибродатчиков, которые устанавливались в различных точках корпуса редуктора. Регистрация сигналов датчиков осуществлялась в виде диаграмм экспресс-анализа и статанализа. Диаграммы экспресс-анализа дают быструю оценку вибрационного состояния изделий в исследуемом непрерывном спектре частот в диапазоне 2400–5000 Гц с учетом амплитудного изменения частот состав-

ляющих. Статанализ проводился в диапазоне частот 2500–5000 Гц с применением узкополосных фильтров с фиксацией сигнала через каждые 50 Гц. Проведено большое количество виброизмерений изделий с редукторами, имеющими «хорошие» и «плохие» центральные шестерни. Оказалось, что только вертикальный датчик, установленный на переднем фланце картера компрессора (передняя опора изделий), показывает качественную разницу в уровне вибраций с частотой 2600 Гц изделий с редукторами, имеющими центральную шестерню с фланками и без него. Был изготовлен магнитоэлектрический прибор с полосой пропускания 2520–2650 Гц с помощью которого можно производить оценку высокочастотной вибрации корпусов изделий в условиях эксплуатации. Прибор был доработан в лабораторных условиях и устанавливался на изделиях.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Как уже отмечалось выше, экспериментально доказано, что возбуждение элементов ротора компрессора (лопаток, дисков) осуществляется динамическими процессами в системе шестерен редуктора. При этом интенсивность возбуждения зависит от точности изготовления профиля зуба. С увеличением фланка по головкам сопряженных шестерен свыше определенной величины уровень вибрации резко возрастает. По характеру возникновения динамические процессы в зубчатых передачах можно разделить на три вида:

а) динамические процессы, связанные с периодическим изменением жесткости зацепления во времени из-за поочередного участия в зацеплении то двух, то одной пары сопряженных зубьев, то есть параметрическое возбуждение [2]. Эти процессы составляют как бы внутреннюю динамику систем с зубчатыми зацеплениями. Сюда же необходимо отнести и действие как систематических, так и случайных ошибок основных шагов зацепления и профилей;

б) динамические процессы, связанные с действием неточностей изготовления зубчатого венца и шлицевых соединений приводного вала редуктора, по своей природе напоминающие кинематическое возбуждение всей колебательной системы. Очень важно также отметить, что в условиях неточностей изготовления (смещения, перекосы) шлицевые соединения возбуждают связанные изгибно-крутильные колебания в упругих системах. То есть, крутильные колебания возбуждают изгибные колебания и, наоборот, изгибные колебания трансформируются в крутильные колебания упругой системы. Механизм этого возбуждения (теория и опыт) изложен в работе [3].

Сюда же необходимо отнести и модулирование вибрации, которое отражается на частотном спектре шума и вибрации шестерен и, следовательно, должно учитываться при анализе возбуждения от зубчатых колес;

в) динамические процессы, связанные с резонансным состоянием системы в целом и отдельных ее элементов, когда частота возбуждения совпадает с собственной частотой системы. При этом возможны резонансы как крутильных, так и изгибных колебаний системы и ее элементов. Возможны также совместные изгибно-крутильные колебания системы. В газотурбинных установках всегда имеются возможности для их взаимной трансформации. В связи с возможным резонансным возбуждением системы особенно остро встает вопрос о правильном определении собственных частот как крутильных, так и изгибных колебаний системы в целом и отдельных ее элементов.

ВЫВОДЫ

1. Параметрически возбуждаемая система колеблется сразу по всем собственным формам и частотам. Самая опасная первая форма, которая возбуждается частотой возбуждения в два раза больше чем первая собственная форма. У каждой собственной формы упругой системы есть своя возбуждающая ее двойная частота.

2. Причиной усталостных повреждений и поломки деталей двигателя с дифференциальным редуктором однопарного зацепления явилось - параметрический резонанс с частотой возбуждения зубьями солнечного колеса приблизительно в два раза больше собственной частоты упругой системы изделия. Возбуждения обусловлены периодической сменой жесткостей в зацеплениях зубьев при однопарном зацеплении. Рабочие обороты изделия оказались в области параметрической неустойчивости его упругой системы.

3. На интенсивность параметрического возбуждения, а, следовательно, и шумность изделия, очень сильно влияют – величина фланка профилей зубьев солнечного колеса и передаваемая редуктором мощность. С увеличением фланка и передаваемой мощности интенсивность вибрации возрастает.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Возбуждение элементов ротора компрессора динамическими процессами дифференциального редуктора / К. А. Жуков, М. И. Курушин, Е. М. Вольдман и др. // Материалы совещания. Зубчатые передачи авиационных изделий. Выпуск 1. НИАТ. 1978
2. Пановко, Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука. Глав. ред. физ.-мат. литературы. 1971.
3. Определение изгибающего момента в шлицевом соединении при перекосе / В.И. Бавыкин, П.Д. Вильнер, М.И. Курушин //Авиационная промышленность. 1976. №9. С12-18 .

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE COURSES OF VIBRATION EXCITATION OF ELEMENTS OF GAS TURBINE ENGINES WITH A DIFFERENTIAL REDUCTION GEARBOX

© 2014 M.I. Kurushin, V.B. Balyakin, A.M. Kurushin

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Results of the experimental investigation on determining the source of vibration excitations that lead to fracture of parts of gas turbine engines are outlined in this article. After analysis of the mechanism of vibration excitation and its theoretical justification, measures were proposed to reduce the intensity of excitation; to prevent and eliminate fatigue fractures.

Keywords: differential reduction gearbox, gearwheels, blade, strain-gage testing

Michail Kurushin, Candidate of Technics, Associate Professor at the Fundamentals of Machine Design Department.

Valery Balyakin, Doctor of Technics, Professor, Head at the Fundamentals of Machine Design Department.

E-mail: 029-029@mail.ru

Alexander Kurushin, Engineer at the Fundamentals of Machine Design Department.