

УДК 629.12.565.3

Журавлев Ю.И.
ОНМА

ОСОБЕННОСТИ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ СОПРЯЖЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ «ВАЛ-ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ»

Прочностная надежность - один из аспектов общей надежности системы, конструкции или детали. Количественным показателем уровня прочностной надежности сопряжений "вал-подшипник скольжения" является вероятность отказов (разрушений) в условиях эксплуатации, причины которых связаны с недостаточной прочностью. Прочностная надежность сопрягаемых деталей длительно работающих систем зависит от параметров и качества этих систем. По определению качеством изделия называется совокупность свойств, определяющих степень пригодности изделия для использования по назначению [1]. С течением времени качество изделия снижается. Надежность конструкции определяется уровнем качества в период эксплуатации. Для ЖС6У; $T=1000^{\circ}\text{C}$; $\sigma=170\text{ МПа}$:

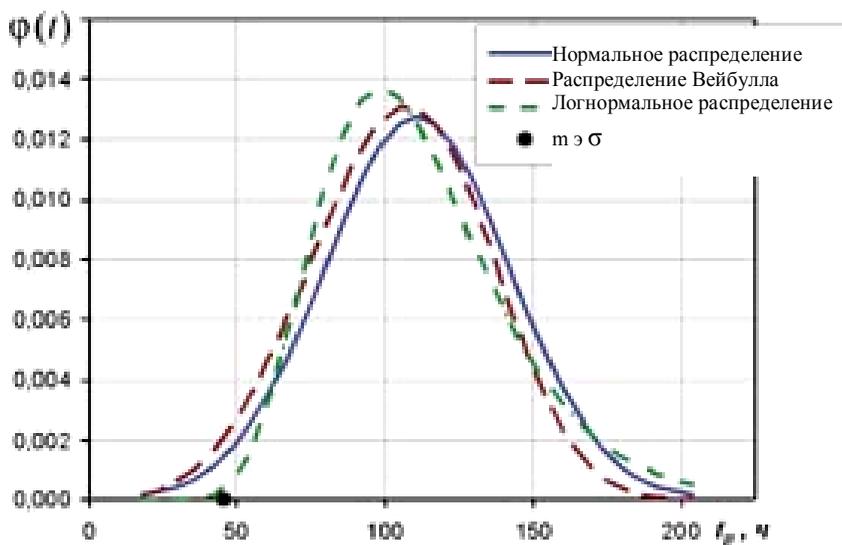


Рис.1. Закон распределения плотности вероятности ϕ от времени t до наступления определенного вида отказа

Для сопряжений «вал-подшипник скольжения» индивидуальное качество системы определяется работоспособностью при оговоренных в ТУ уровнях показателей (параметров), влияющих на прочность и долговечность деталей. В качестве таких показателей могут выступать скорость вращения, состав и температура масла. Эти показатели, в свою очередь, зависят от качества изготовления двигателя, однородности размеров деталей, точности соблюдения требований по геометрии и зазорам в проточной части, качества материала деталей.

Прочностную надежность можно определить как показатель состояния конструкции или детали, обеспечивающего с высокой степенью вероятности сохранение ее целостности и отсутствие повреждений, способных спровоцировать разрушение.

Понятие надежности включает совокупность понятий: безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость [2]. В качестве меры безотказной работы систем используют время до наступления отказа. Если установлен закон распределения вероятности для времени или числа циклов до наступления определенного вида отказа, прогнозирование длительности безотказной работы зависит от поведения параметров распределения в области очень малых вероятностей. В частности, для оценки вероятности безотказной работы какой-либо системы могут быть рассмотрены законы: экспоненциальный, нормальный, логнормальный и Вейбулла (рис. 1).

Выбор закона распределения для таких систем, отказ которых приводит к катастрофическим последствиям и риску не только разрушения дорогостоящих машин, таких, как судовой двигатель, но и человеческих потерь, базируется на анализе информации об отказах. При этом уровень безотказности должен быть очень высоким, а вероятность разрушения крайне низкой.

Расхождение в оценках вероятности разрушения в зоне наименьших значений механических свойств, оцениваемых с помощью разных законов распределения, может быть значительным. Кривые плотности вероятности $\varphi(t)$ были построены по данным результатов испытаний на длительную прочность при $T = 1000^\circ\text{C}$, $\sigma = 170$ МПа гладких образцов, отлитых из сплава ЖС6У.

Очевидно, что экспериментальная проверка соответствия закона распределения в области сверхнизких вероятностей $P < 10^{-3}$ невозможна из-за высоких затрат на проведение испытаний.

Прогнозирование индивидуальных показателей прочностной надежности деталей двигателей основано не только на информации о разбросе основных параметров, определяющих сопротивление разрушению и деформациям основных деталей (скорость вращения, температура газа, процент использования максимального режима и др.), но и на анализе данных о прогрессирующей деградации микроструктуры материала детали в процессе эксплуатации, степени его поврежденности в опасных зонах и скорости приближения детали к неработоспособному состоянию [3].

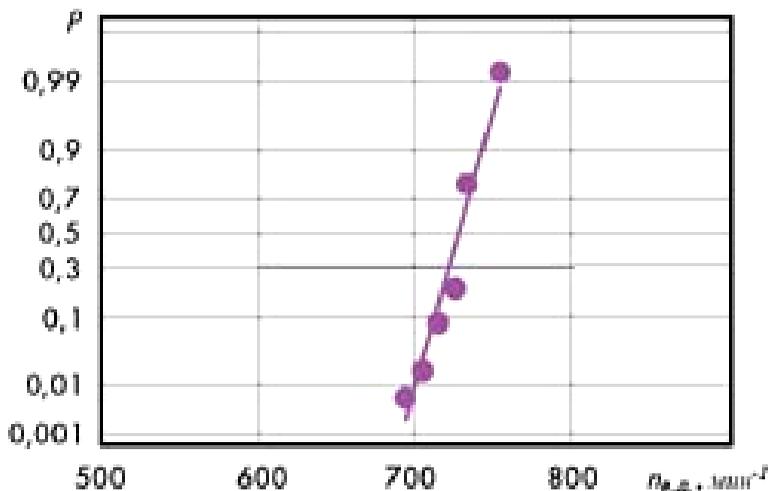


Рис.2. Зависимость вероятности отказов P от скорости вращения $n_{в.д.}$ ротора турбины

В работе В.В. Болотина [4] представлена обобщенная математическая логическая модель качества системы в векторном трехмерном изображении, основанная на зависимости показателей нагружения $q(t)$ в пространстве нагрузок Q от соответствующих изменений элементов пространства, состояния системы U и последующего перехода системы из пространства состояния U в пространство качества V .

Если векторы прочности g_i отражают свойства в исходном состоянии, а показатель $R(t/r)$ равен условной вероятности безотказной работы на стадии эксплуатации t , то вероятность безотказной работы для любой системы с учетом изменения состояния системы $U(t/r)$ и показателя ее качества $V(t/r)$ может быть выражена при помощи соответствующих функций. Тогда вероятность безотказной работы

равна интегралу от условной вероятности, умноженной на совместную плотность вероятности для компонент вектора прочности.

Разработка методов прогнозирования сводится к оцениванию параметров состояния системы по показателям ее качества с учетом результата диагностирования.

В работе И.А. Биргера надежность изделия также определяется, как вероятность безотказной работы $P(t)$ [5].

При этом вероятность $P(t) = 1 - r(t)$, где $r(t)$ - суммарная плотность вероятности отказов.

Интенсивность отказов сопряжений "вал-подшипник скольжения" выражается уравнением: $\lambda = \varphi(t)/(1-F(t))$, где $F(t)$ - функция распределения. При вероятности безотказной работы, очень близкой к единице, $\lambda(t)$ примерно равна плотности вероятности наработки до отказа.

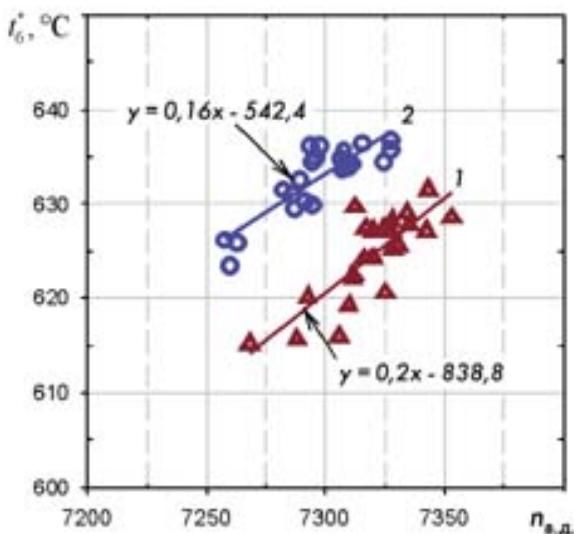


Рис.3. График распределения скорости вращения $n_{в.д.}$ ротора турбины ВД и температуры газа.

Статистический анализ режимов работы двигателей по частоте вращения и температуре масла был представлен в работе [6]. Для обеспечения прочностной надежности деталей и конструкции в целом необходимо учитывать индивидуальный уровень параметров, характеризующих качество каждого двигателя и условия его эксплуатации.

По характеру кривых распределения скорости вращения $n_{в.д.}$ ротора турбины ВД и температуры газа за турбиной t_6 от минимального до максимального значений в точке усечения можно считать, что п.в.д. подчиняется нормальному закону, а распределение температуры газа t_6 - есть распределение Вейбулла. Максимальные значения указанных параметров распределений ограничены предельными нормами, указанными в ТУ.

Между значениями скорости вращения вала $n_{в.д.}$ и температуры масла за t_6 в двигателях существует корреляционная связь. По данным измерения этих величин построены графики зависимости t_6 от п.в.д. и определены уравнения линий регрессии.

Как следует из данных, эксплуатация двигателя под номером 1 происходит при меньших значениях температуры масла t_6 по сравнению с аналогичными данными для двигателя 2.

Феноменологические зависимости связи между напряжениями в валу в опасной зоне профильной части и частотой вращения $\sigma_{\Sigma} = f(n_2)$, а также между температурой втулки в зоне T_{max} и температурой масла на выходе ($T_{лоп} = f(t_6)$), приведенные в работе [6], позволяют оценить влияние качества двигателя в условиях эксплуатации на его напряженное и тепловое состояние, а следовательно и на ресурс. В данном случае каждый двигатель и элементы его конструкции невозможно рассматривать, как представителей большой группы однотипных элементов. Эта группа согласно [1] должна быть с точки зрения математической теории надежности однородна. Такими же должны быть условия ее эксплуатации по режиму и времени наработки.

Индивидуальными показателями скорости расходования ресурса деталей являются: процент наработки двигателя на максимальном режиме, скорость вращения и температура масла в парке двигателей, измеренные в исходном состоянии и после наработки в эксплуатации.

Ресурс валов, работающих при более высоких напряжениях, снижается быстрее. Соответственно различается ресурс сопряжений «вал-подшипник скольжения», температура масла которого относительно высока и соответствует установленному предельному по ТУ значению.

Очевидно, что в расчетах на прочность и оценках ресурса деталей предусмотрены максимальные режимы работы двигателей. По-

скольку существует корреляционная связь между повышением оборотов пв.д. и температурой масла t_6 , были проведены расчеты показателей R_σ и R_T с учетом этой связи. При этом величины R_σ и R_T отличались от предыдущих оценок не более чем на 1...1,5 %.

Для определения остаточного ресурса по признаку ползучести расчетным путем или по данным исследований структурного состояния сопряжения необходимо отбирать сопряжения в первую очередь с наиболее нагруженных по замерам частоты вращения пв.д. и температурам t_6 двигателей, а также с двигателями с наибольшей нагрузкой на максимальном режиме.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барлоу Ф., Прошан Ф. Математическая теория надежности. Пер. с англ. под ред. Б.В. Гнеденко. М.: Сов. Радио, 1969. 488 с.
2. ГОСТ 27.002-89. "Надежность в технике. Основные понятия, термины и определения". М.: Изд. Госкомитета СССР по управлению качеством продукции и стандартом, 1990.
3. Протасова Н.А. Диагностирование состояния материала лопаток турбины двигателя НК-86 с применением методов рентгеноструктурного анализа. В сб. "Новые технологические процессы и надежность ГТД", вып. 7 "Обеспечение прочностной надежности рабочих лопаток высокотемпературных турбин". М.: ГНЦ РФ "ЦИАМ им. П.И. Баранова". С. 99-124.
4. Болотин В.В. К проблеме прогнозирования индивидуального ресурса. В сб. статей АН СССР "Актуальные проблемы авиационной науки и техники". М.: "Машиностроение", 1984. С. 44-57.
5. Биргер И.А. Прочность и надежность машиностроительных конструкций. Избранные труды ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН. М.: Уфа, УАТУ, 1998. С. 255-263.
6. Великанова Н.П., Закиев Ф.К. Сравнительный анализ прочностной надежности лопаток турбин авиационных ГТД большого размера. Вестник двигателестроения № 3. М.: Запорожье, 2006. С. 80-83.