

## ПРИНЦИПЫ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР РОТОРОВ

Балякин В. Б.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара.

Опоры роторов газотурбинных установок должны обладать комплексом характеристик, необходимых для обеспечения тактико-технических требований, предъявляемых к изделию. Порой эти требования противоречивы, например минимизация массы и повышение надежности, поэтому задача выбора и обеспечения требуемых характеристик опор роторов является весьма сложной. Динамическое состояние роторной машины, характеризующееся спектром собственных частот, уровнем вибрации статора и амплитудой колебаний ротора, определяется жесткостью и демпфированием в опорах ротора, поэтому их называют динамическими характеристиками опор. Уровень вибрации статора и амплитуды колебаний ротора зависят от возбуждающих нагрузок, обусловленных рабочим дисбалансом ротора.

Динамическая балансировка ротора на собственных опорах улучшает вибрационное состояние двигателя, но не снимает эту проблему, так как в процессе работы возникает температурный дисбаланс, вызываемый тепловыми деформациями ротора, и аэродинамический, обусловленный технологическим разбросом геометрических характеристик лопаток.

При использовании подшипников качения для роторов, у которых рабочая частота вращения превышает собственную частоту, для ограничения амплитуды колебаний ротора на резонансе необходимо дополнительное демпфирование в опорах. В авиационном двигателе у нас в стране демпфер впервые был применен в начале 60-х годов в опоре турбины ТВД НК-12МВ. Выбор типа и размеров демпфера, а следовательно параметров демпфирования и жесткости, является краевой задачей проектирования роторной системы. Методы и средства решения этой задачи для двигателей летательных аппаратов совершенствовались с развитием техники. Первоначально при выборе типа демпфирующих устройств и их характеристик использовался метод статистической оценки экспериментальных данных. Метод заключается в том, что на один и тот же двигатель устанавливаются поочередно несколько типоразмеров демпферов и проводятся их сравнительные испытания, по результатам которых выбирается наилучший демпфер. При выборе типа и параметров демпфера для передней опоры ротора компрессора изделия ТВУ в ОКБ Н. Д. Кузнецова сравнительные испытания проводились для трех типов демпферов - гидродинамического, гидростатического и пластинчатого (рис. 1) [1].



Рис 1. Зависимость виброскорости, замеренной на опоре компрессора изделия ТВУ, от оборотов ротора низкого давления

Испытания показали, что гидродинамический демпфер (ГДД) наиболее эффективный практически во всем рабочем диапазоне частот вращения ротора КНД, что предопределило их дальнейшее использование в двигателях семейства «НК». Этот подход в отечественном авиадвигателестроении сохранялся до конца семидесятых годов, когда на основе методов математического моделирования были созданы первые вычислительные программы по расчету динамики роторов на упруго-демпферных опорах. Создание таких программ позволило решать оптимизационные задачи при выборе параметров жесткости и демпфирования. Критериями оптимизации для выбора демпфирования в опорах роторов служат ограничения амплитуды колебаний на резонансе и приемлемое значение коэффициента передачи усилия на рабочем режиме двигателя. В качестве ограничений амплитуды колебаний ротора принимаются зазоры в лабиринтных уплотнениях в ГТД между валами в многовальных ГТД или по буртам крыльчаток в ТНА ЖРД. Решение задачи в нелинейной постановке, когда в уравнениях динамики ротора на упругодемпферных опорах используются составляющие гидродинамической силы в демпфере, нелинейные относительно амплитуды колебаний, достаточно просто находится в случае недеформируемого ротора [2], например ротор ТНА ЖРД. Для многоопорных роторов с распределенными параметрами задача динамики решается, как правило, в линейной постановке и оптимизация

проводится для коэффициентов жесткости и демпфирования. В этом случае трудности заключаются в линеаризации составляющих гидродинамической силы в ГДД и определении его параметров, обеспечивающих требуемые коэффициенты жесткости и демпфирования. Эта задача корректно решалась для малых амплитуд колебаний. Однако в последнее время появились программы, позволяющие методом последовательных приближений учесть нелинейность характеристик ГДД во всем диапазоне работы [3,4]. Полученные при решении оптимизационной задачи значения составляющих гидродинамической силы необходимо в дальнейшем обеспечить при конструировании и изготовлении гидродинамических демпферов.

Одним из основных средств обеспечения динамических характеристик ГДД опор роторов является совершенствование методик расчета демпферов, направленное на учет инерционных свойств, режимов течения и границ разрыва смазки, а также определение областей применения этих методик [5]. Вторым направлением совершенствования методик расчета является учет конструктивных особенностей демпферов [6] (питающих каналов, длины демпфера, уплотнительных элементов). Наряду с определением оптимальных параметров демпфера важную роль играют технологические методы обеспечения его характеристик. Так, качество обработки поверхности демпферного зазора (величина шероховатости) может влиять на режим течения смазки в плане ее турбулизации [5], овальность в демпферном зазоре влияет на величину динамических характеристик и может давать погрешность в их определении до 20% [6]. Кроме того, существенное влияние на динамические характеристики ГДД оказывает точность выполнения демпферного зазора. Например, для демпферов опор ротора двигателя ПС-90А поле допуска на выполнение демпферного зазора  $\delta_0 = 0,15 \dots 0,18$  мм составляет 0,03 мм или 20% от номинального значения. В этом случае при изготовлении демпферов, разброс значений коэффициента демпфирования, рассчитанного по теории «короткого» демпфера для ламинарного течения и полного охвата смазкой, при прочих постоянных параметрах, по зависимости  $d_k = \pi \mu R (L/\delta_0)^3$ , где  $\mu$  - динамическая вязкость смазки;  $R$  - радиус, а  $L$  - длина демпфера составит 73%. Расчет демпферов опор роторов двигателя ПС-90А по методике, учитывающей силы инерции, турбулизацию и кавитацию смазки [7], подтвердил наличие большого разброса динамических характеристик.

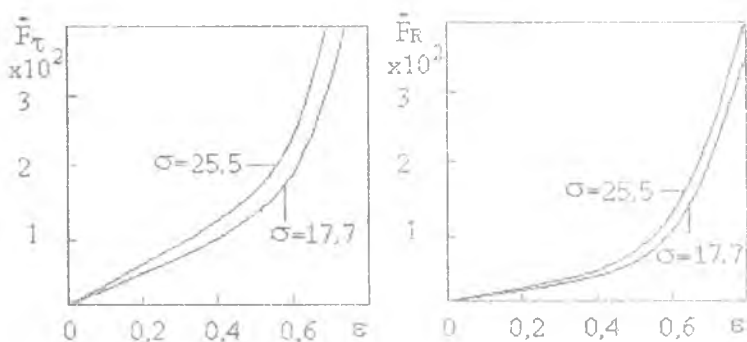


Рис 2. Зависимости составляющих гидродинамической силы от параметра  $\varepsilon$  в демпфере опоры КНД ТРДД ПС-90 для безразмерных параметров  $\sigma = \delta_0^2 \rho \Omega^2 / \mu = 17,7 \dots 25,5$ ,  $\lambda = L/R = 0,242$ ;  $\Psi = \delta_0/R = 0,0018$

На рис. 2 представлены зависимости безразмерной радиальной  $\bar{F}_R$  и тангенциальной  $\bar{F}_\tau$  составляющих гидродинамической силы от относительного эксцентриситета  $\varepsilon = e/\delta_0$ , где  $e$  — амплитуда прецессии в демпфере. Видно, что значения безразмерной тангенциальной составляющей при  $\varepsilon = 0,6$  имеют разброс до 25%. Учитывая функциональную зависимость для размерных составляющих гидродинамической силы  $F = 12\mu\Omega R^3 L \bar{F} / \delta_0^2$  [7], получаем, что разброс динамических характеристик может достигать уже 80%.

Таким образом, при изготовлении ГДД опор роторов для обеспечения заданных динамических характеристик с точностью  $\pm 15\%$  необходимо уменьшать допуски на выполнение демпферного зазора до 10% от его номинального значения. Этого можно добиваться путем увеличения номинального значения демпферного зазора и ужесточения допусков на изготовление втулок статора и вибратора, образующих демпферный зазор. Однако даже выполнение допусков по первому классу точности при больших диаметрах втулок не обеспечит необходимой точности. Для экспериментальных конструкций демпферов можно добиться необходимого повышения точности обеспечения величины демпферного зазора путем введения зависимого размера для втулки вибратора, когда ее номинальный размер задается после изготовления, установки и обмера статорной втулки. В серийном производстве необходимо использовать селективную сборку, чтобы обеспечить заданную точность величины демпферного зазора.

В процессе работы двигателя из-за фрикционного нагрева повышается температура масла на выходе из подшипника качения, изменение температуры по длине шарикоподшипника нелинейное, что в свою очередь приведет к неравномерной деформации демпферного зазора, т.к. в большинстве случаев из-за экономии пространства ГДД монтируют непосредственно на наружное кольцо подшипника качения. Поэтому одним из принципов обеспечения динамических характеристик является стабилизация формы и размеров демпферного зазора в ГДД.

Предложенные методы обеспечения демпфирующей характеристики опор роторов не позволяют добиться минимизации уровня вибрации на рабочем режиме, если  $\omega_{\text{раб}} > 1,41\omega_{\text{резонансное}}$ . В этом случае нерегулируемые конструкции демпферов опор роторов позволяют обеспечить только заданную амплитуду колебаний ротора на резонансе. Минимизировать же коэффициент передачи усилия на рабочем режиме через опору на корпус, а следовательно и уровень вибрации двигателя, в принципе возможно только путем регулирования демпфирования в процессе эксплуатации.

Следовательно, перспективным средством обеспечения оптимального демпфирования во всем диапазоне работы двигателя являются регулируемые гидродинамические демпферы [8], а вторым принципом обеспечения динамических характеристик является их регулирование в процессе работы.

Для частотной отстройки роторной системы в опорах используют упругие элементы с заданной податливостью. В газотурбинных установках наибольшее распространение получили упругие элементы в виде втулок с прорезями на образующей поверхности – типа «белчье колесо». Предложенная С.И. Сергеевым теоретическая модель для определения коэффициента жесткости дает хорошие результаты лишь при большой длине упругой втулки. В опорах роторов ГТД используются короткие втулки, при определении их жесткости погрешность может достигать 60...90% [9]. Для повышения точности расчета жесткости упругих элементов необходимо использовать метод конечных элементов. Такие расчеты проводились нами с помощью программы “ANSYS” и дали повышение точности расчетов коэффициента жесткости по сравнению с аналитическими расчетами [9] на 50...60%. Жесткость корпуса опоры обычно значительно превосходит жесткость гидродинамического демпфера с упругим элементом, поэтому в расчетах динамики ротора его можно принимать как жесткую стойку. Анализ жесткости подшипников качения [10] показал, что в радиально-упорных шарикоподшипниках она зависит не линейно от осевой нагрузки и может изменяться в очень широком диапазоне. При соотношении же радиальной и осевой нагрузок, харак-

терных для авиационных ГТД, жесткость радиально-упорного подшипника значительно больше, чем у демпфера, поэтому он также может рассматриваться как жесткая стойка.

Рассмотренные принципы, методы и средства обеспечения динамических характеристик опор роторов весьма разнообразны. На рис. 3 приведена классификация основных принципов, методов и средств обеспечения динамических характеристик опор роторов.

### ПРИНЦИПЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР РОТОРОВ

|                                                              |                                                    |                                |
|--------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|--------------------------------|
| Адекватность<br>теоретических моделей<br>физическим объектам | Стабилизация формы<br>и размера рабочих<br>зазоров | Регулирование<br>характеристик |
|--------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|--------------------------------|

### МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР РОТОРОВ

|                                          |                                 |                                    |                       |
|------------------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|-----------------------|
| Эксперимен-<br>тально-<br>статистические | Расчетно-<br>теоретиче-<br>ские | Конструкторско-<br>технологические | Эксплуата-<br>ционные |
|------------------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|-----------------------|

### СРЕДСТВА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР РОТОРОВ

|                                                              |                                                        |                                                          |                                                           |
|--------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| Эксперименталь-<br>ные методики;<br>Статистический<br>анализ | Теоретиче-<br>ские моде-<br>ли;<br>Методики<br>расчета | Конструкции;<br>Технологии<br>сборки и изго-<br>товления | Инструкции по<br>эксплуатации;<br>Алгоритмы<br>управления |
|--------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|

Рис. 3. Блок-схема принципов, методов и средств обеспечения динамических характеристик опор роторов

Таким образом, задача оптимизации и обеспечения динамических характеристик опор роторов весьма сложная и неоднозначная. Анализ принципов, методов и средств обеспечения динамических характеристик позволяет выбрать конкретные пути решения этой сложной задачи.

#### Список литературы

1. Сравнение эффективности различных демпферов на работающем изделии: Отчет с НИР/ Предприятие п/я Р-6639; Инв.№ 001.3544. Куй-

бышев, 1976. 65 с.

Белоусов А.И., Новиков Д.К. Выбор типа гидродинамического демпфера для опор роторов ГТД // Известия ВУЗов, Авиационная техника. 1986. № 3. С. 7-11.

Борздыко Е.В., Леонтьев М.К., Звонарев С.А. Анализ динамического поведения роторов с нелинейными упругодемпферными опорами. Ч. 2 // Известия ВУЗов, Авиационная техника. 1987. № 4. С. 10-13.

Новиков Д.К., Балякин В.Б. Динамика ротора газотурбинного двигателя с гидродинамическими демпферами в опорах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1999. №2. С. 28-34.

Балякин В.Б. Экспериментальное исследование границ применения методик расчета гидродинамических демпферов // Известия ВУЗов, Авиационная техника. 2001. № 1. С. 1-4.

Новиков Д.К. Влияние конструкторско-технологических факторов на характеристики гидродинамических демпферов // Известия ВУЗов Авиационная техника. 2000. № 3. С. 72-73.

Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин: Учеб. Пособие / Куйышевский авиац. ин-т. Куйбышев. 1991. 94 с.

Белоусов А.И., Чегодаев Д.Е., Балякин В.Б. Принципы управления регулируемых гидродинамических демпферов // Авиационная промышленность. 1988. № 4. С. 28-29.

Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М: Физматгиз, 1959. 408 с.

Жильников Е.П., Балякин В.Б. Влияние осевой силы на жесткость и долговечность радиально-упорного подшипника // Сборник: Ракетно-космическая техника. Серия XII. Самара. 2000. Вып. 1. С. 132-141.

## **РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ ИЗМЕНЕНИЕМ СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ВЫХОДЕ ИЗ ДЕМПФЕРНОГО ЗАЗОРА**

Балякин В.Б., Канунников П.И.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Использование гидродинамических демпферов (ГДД) в опорах газотурбинных двигателей (ГТД) значительно снижает амплитуду колебаний ротора и уровень вибрации на резонансе. Однако если параметры демпфера подобраны не оптимально, то это может привести к увеличе-