

ДЕМПФИРОВАНИЕ В ОПОРЕ – ЭФФЕКТИВНЫЙ ПУТЬ УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА ДВИГАТЕЛЯ НК-14СТ

© 2007 В.Б. Балякин¹, И.С. Барманов², С.Д. Медведев², Д.К. Новиков¹

¹ Самарский государственный аэрокосмический университет,

² Самаратрансгаз

В статье проанализированы отказы двигателя НК-14СТ в эксплуатации и показано, что до 30% из них связаны с дефектами по передней опоре свободной турбины. С целью устранения дефектов предложено ввести в конструкцию гидродинамический демпфер. Рассчитаны параметры демпфера и проведена оценка увеличения ресурса от этого мероприятия.

Одним из первых авиационных двигателей, нашедшим применение после отработки ресурса на крыле самолета, является двигатель НК-12. После доработки в заводских условиях он стал использоваться в качестве привода газоперекачивающего агрегата (ГПА) для транспортировки газа еще в 70-х годах прошлого века. В настоящее время изготовлены и прошли опытную эксплуатацию несколько машин НК-12СТ с гидродинамическим демпфером (ГДД) в передней опоре, которые показали хорошую эффективность [1, 2]. Однако двигатель НК-12СТ сейчас заменяется на более совершенный и экономичный двигатель НК-14СТ. Конструктивно опоры свободной турбины (СТ) выполнены аналогично, однако ротор имеет увеличенную массу из-за использования двухступенчатой турбины, а демпфирование в передней опоре СТ не предусмотрено.

Анализ дефектов двигателя НК-14СТ, проведенный по данным ООО “Самаратрансгаз” за период 2004-2005 гг, показал, что до 30% отказов СТ связано с дефектами по передней опоре, что обычно приводит к повреждению и досрочному снятию с эксплуатации двигателя.

Расчет эмпирических характеристик надежности эксплуатации НК-14СТ

Количественный анализ надежности заключается в определении теоретического закона распределения наработки объекта до отказа и его параметров. Определяется фактическая надёжность объекта и

его параметров в пределах назначенного ресурса, а также необходимость проведения мероприятий, направленных на повышение надёжности.

В качестве объекта исследования рассматривается подшипник передней опоры СТ.

Исходными данными для проведения качественного анализа надежности являются: N – общее число эксплуатируемых объектов, $N=26$; n – число отказавших объектов за время наблюдения $t_p = 15000$ ч, $n=10$. Нарботка объектов до отказа, час: 1860, 5729, 4932, 9710, 13564, 6665, 7044, 7296, 11444, 10999. Исходные данные для расчета приведены в табл. 1

Расчет эмпирических характеристик ведется по известным методикам [3].

Плотность распределения вероятностей $f(t)$ определяется по формуле:

$$f(t) = \frac{\Delta n_i}{N \Delta t_i}, \quad (1)$$

где Δn_i – число отказов на интервале Δt_i .

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ рассчитывается по соотношению

Таблица 1. Исходные данные

№ интервала	t_i , тыс. час	t_{i+1} , тыс. час	Δt_i , тыс. час	Δn_i
1	0	3	3	1
2	3	6	3	2
3	6	9	3	3
4	9	12	3	3
5	12	15	3	1

$$\lambda(t) = \frac{\Delta n_i}{(N - n_{i-1}) \cdot \Delta t_i}, \quad (2)$$

где (n_{i-1}) – суммарное число отказов по интервалам, предшествующим рассматриваемому.

Вероятность безотказной работы $P(t)$ определяется по формуле:

$$P(t) = \frac{f(t)}{\lambda(t)}. \quad (3)$$

Результаты расчета представлены на рис. 1-3. По внешнему виду гистограмм можно предположить гипотезу о логарифмически нормальном законе распределения. Кроме того, этому закону подчиняются отказы, связанные с износом из-за недостаточной усталостной долговечности, что является одной из

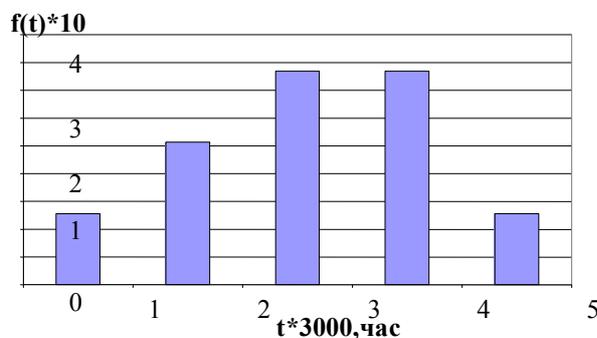


Рис. 1. Плотность распределения

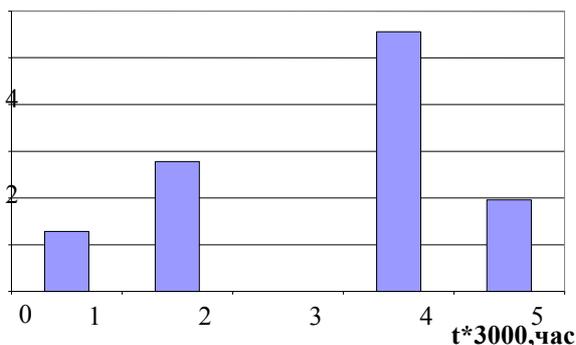


Рис. 2. Интенсивность отказов

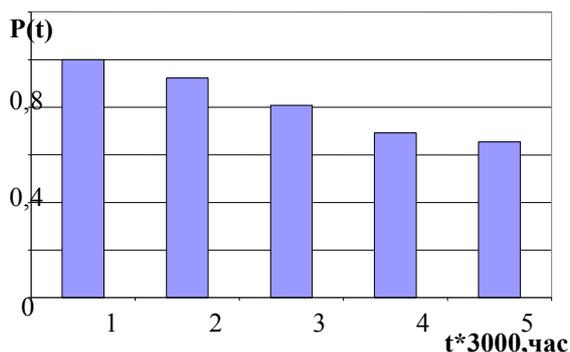


Рис. 3. Вероятность безотказной работы

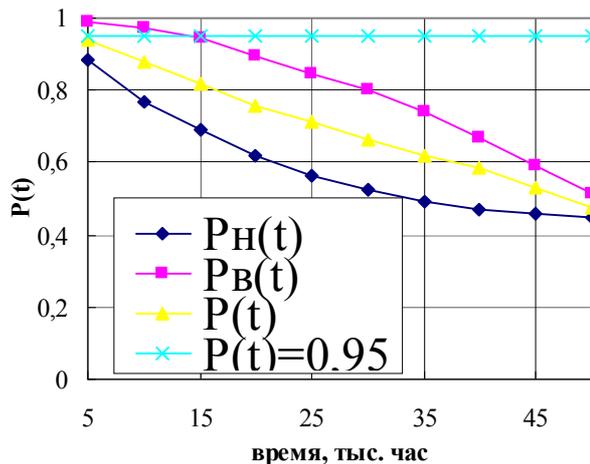


Рис. 4. Графики теоретического распределения

причин разрушения подшипника опоры СТ.

Параметры распределения найдем методом разделяющих разбиений. Результаты расчетов представлены на рис. 4. При анализе надежности получены следующие данные:

1. Нарботка подшипника до вероятности безотказной работы $P = 0,95$ составила 2586 ч., что не соответствует межремонтному ресурсу двигателя (15000 часов).

2. Отказы подшипника подчиняются логарифмически нормальному закону распределения.

3. На основании данных, о работе исследуемых подшипников выявлено, что причинами его разрушения могут быть:

- работа в условиях перекоса колец;
- недостаточная долговечность;
- повышенная вибрация.

4. С целью повышения вероятности безотказной работы подшипника и предупреждения его разрушения в конструкцию передней опоры СТ двигателя НК-14СТ следует применить ГДД.

Для правильного определения характеристик ГДД необходимо провести расчет динамики роторной системы “НК-14СТ-ГПА-6,3Ц”.

Расчёты собственных частот и вынужденных колебаний ротора изделия НК-14СТ будут проводиться методом начальных параметров с использованием динамически эквивалентной модели ротора, в которой ротор представляется в виде последовательности элементов, состоящих из узла, обладающего массово-инерционными характеристиками, и невесомого податливого участка [4].

Расчётная модель системы

Ротор СТ представляется упрощенно в виде вала, передающего крутящий момент и

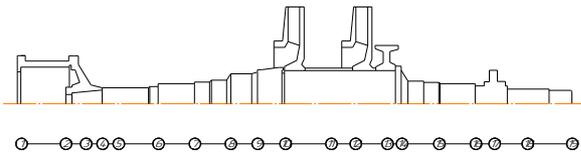


Рис. 5. Модель ротора СТ

воспринимающего осевые и радиальные нагрузки, и насаженные на него элементы (рис. 5). При этом дисками считаются как детали, насаженные на вал, так и элементы вала, вкломом которых в создание жёсткости можно пренебречь. За вал принимаем вал турбины, части дисков турбины, крепящихся между собой и к валу турбины, и часть зубчатой втулки от середины шлицевого соединения её с валом до середины шарнирно-шлицевого соединения.

Массово-инерционные характеристики отдельных деталей известны из чертежей, остальные, как и ротор, разбиваются на участки, ограниченные цилиндрическими или коническими поверхностями. Сложные детали (дефлектор, колеса турбин) разбивались на несколько элементов, которые могут содержать несколько участков. Опоры расположены в узлах 7 и 12.

По геометрическим размерам и данным материалов были рассчитаны характеристики элементов динамически эквивалентной схемы ротора.

Ротор нагнетателя (рис. 6) разбивается на 18 участков и 19 узлов. Элементы ротора, вкломом которых в жёсткость ротора пренебрегаем, представляются в виде дисков. Разбиение ротора нагнетателя аналогично ротору СТ.

Торсионный вал (рис. 7) разбивается на 8 участков и 9 узлов. Элементы ротора, вкломом которых в жёсткость ротора пренебрегаем, представляются в виде дисков.

Разбиение торсионного вала аналогично ротору СТ.

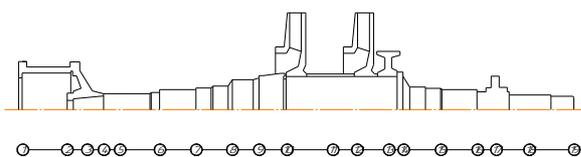


Рис. 6. Модель ротора нагнетателя

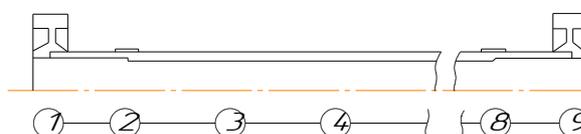


Рис. 7. Модель торсионного вала.

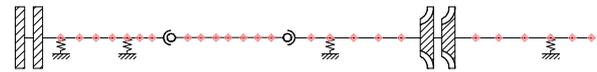


Рис. 8. Схема составного ротора

Схематизированное изображение составного ротора приведено на рис. 8. Составной ротор представляет собой ротор СТ и ротор нагнетателя, соединённые торсионным валом при помощи шарнирно шлицевых соединений. Наличие двух шарнирных соединений делает четырёхопорную систему статически определимой.

Исходные данные для составного ротора получают путём объединения данных составляющих его частей. При этом могут использоваться как исходные данные в виде геометрических размеров, так и в виде массово-инерционных характеристик, получаемых после расчёта составных частей.

Спектр частот системы Расчёт собственных частот и форм колебаний валопровода НК-14СТ

Для оценки вибросостояния ротора СТ требуется провести расчёт собственных частот и построить формы собственных колебаний.

Расчёт собственных частот и форм колебаний проводится по методу начальных параметров с использованием динамически эквивалентной модели ротора.

Согласно нормам прочности расчёт колебаний ротора свободно плавающего (без опор) и на жёстких опорах выполняется для выяснения того, является ротор жёстким или деформируемым, т.е. превышает ли первая критическая частота ротора на жёстких опорах максимальное значение рабочей частоты вращения или попадает в рабочий диапазон.

Форма колебаний свободно плавающего (без опор) ротора (рис. 9) даёт возможность оценить относительные амплитуды колебаний в районе опор. Видно, что перемещение вблизи сечений, в которых установлены опоры, значительны. При работе на упругих опорах это обеспечивает восприимчивость собственных частот роторов к изменению жесткостей опор и может быть использовано при отстройке в процессе проектирования.

Жесткость опор определялась экспериментально. Жёсткость правой опоры составляет 393 МН/м, левая опора обладает силь-

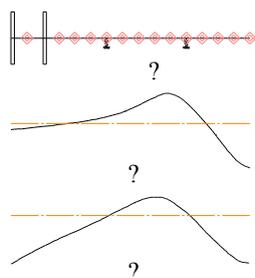


Рис. 9. Схема ротора СТ (а) и его формы: б) без опор; в) на жёстких опорах

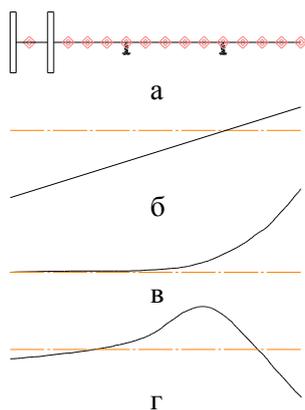


Рис. 10. Схема ротора СТ (а) и формы колебаний: б) первая; в) вторая; г) третья

ной нелинейностью, её жёсткость возрастает с 40 МН/м при малых нагрузках до 100 МН/м при нагрузке в 12 кН. Поэтому первая критическая скорость может находиться в диапазоне частот 316-490 рад/с.

Форма колебаний, соответствующая первой собственной частоте, представляет конус с вершиной в районе правой опоры (рис. 10, а), что соответствует круговой частоте вращения 838 рад/с.

Анализ собственных частот показывает, что первая собственная частота лежит ниже режима малого газа, а вторая (2213 рад/с) и третья (5700 рад/с) – намного выше рабочей частоты.

Расположение собственных частот вблизи режима малого газа может неблагоприятно сказываться на вибросостоянии ротора СТ, поэтому необходимо проработать методы демпфирования колебаний ротора.

Вынужденные колебания

Анализ возможных комбинаций дисбалансов системы СТ – нагнетатель

В качестве возбуждающих сил рассмот-

рим дисбаланс роторов и рессоры, входящих в составной ротор, с учётом рекомендаций по балансировке составного ротора при сборке изделия.

Ротор СТ после окончательной сборки балансируется динамически. Допускаемый остаточный дисбаланс δ равен 25 г·см или $0,25 \cdot 10^{-3}$ кг·м на каждой опоре. Передняя опора расположена в 7 узле. В этом узле сосредоточена масса $m_7 = 5,53$ кг. Для задания дисбаланса равного $0,25 \cdot 10^{-3}$ кг·м массе m_7 требуется придать эксцентриситет, равный

$$e_7 = \frac{\delta}{m_7} = \frac{0,25 \cdot 10^{-3}}{5,53} = 0,45 \cdot 10^{-4} \text{ мм. (4)}$$

Задняя опора расположена в 12 узле. В этом узле сосредоточена масса $m_{12} = 5,306$ кг. Для задания дисбаланса равного $0,25 \cdot 10^{-3}$ кг·м массе m_{12} требуется придать эксцентриситет, равный

$$e_{12} = \frac{\delta}{m_{12}} = \frac{0,25 \cdot 10^{-3}}{5,306} = 0,47 \cdot 10^{-4} \text{ мм.}$$

Ротор СТ в рабочем диапазоне частот колеблется как абсолютно твёрдое тело. Первая форма собственных колебаний представляет конус с вершиной у второй опоры. Исходя из этого, можно утверждать, что на первой критической частоте большую роль будет играть динамический дисбаланс, т.е. эксцентриситеты в 7 и 12 узлах должны быть направлены в разные стороны.

В районе рабочей частоты требуется проводить расчёты, как при динамическом, так и при статическом дисбалансе.

При проведении различных испытаний СТ вносится искусственный дисбаланс на диск первой ступени турбины, который расположен во 2 узле. Величина предельного дисбаланса, при котором демпфер работает эффективно, определялась экспериментально и составляет величину 750 г·см. Масса, сосредоточенная в этом узле, равна 91,93 кг. Для задания дисбаланса, равного 10^{-2} кг·м, требуется эксцентриситет, равный

$$e_2 = \frac{\delta}{m_2} = \frac{10^{-2}}{91,93} = 1,09 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Ротор нагнетателя после окончательной сборки подвергается динамической балансировке. Допускаемый остаточный дисба-

ланс равен 23 г·см или $0,23 \cdot 10^{-3}$ кг·м для каждой плоскости коррекции. Места съёма металла при балансировке располагаются на зубчатой полумуфте, расположенной во 2 узле, на рабочих колёсах – узлы 9 и 10, на думмисе – узел 11 и на пяте опорного подшипника – узел 17.

В соответствующих узлах сосредоточены $m_2 = 9,334$ кг, $m_9 = 63,15$ кг, $m_{10} = 79,536$ кг, $m_{11} = 75,064$ кг, $m_{17} = 10,457$ кг. Для задания в этих узлах дисбаланса, равного $0,23 \cdot 10^{-3}$ кг·м, массам требуется придать эксцентриситеты, определяемые в соответствии с формулой (4).

Ротор нагнетателя при разгоне до рабочей частоты проходит две резонансные частоты, а третья собственная частота располагается в непосредственной близости с рабочей. Формы собственных колебаний приведены на рис. 11. Первая форма не имеет узлов, вторая форма имеет один узел между 9 и 10 узлами схемы ротора, третья форма имеет два узла – между 5 и 6 узлами схемы и между 11 и 12 узлами.

Исходя из этого, можно утверждать, что на первой критической частоте большую роль будет играть статический дисбаланс, эксцентриситеты во всех узлах должны быть направлены в одну сторону, т.е. иметь одинаковый знак. При расчётах в районе второй критической частоты эксцентриситеты во 2 и 9 узлах должны иметь один знак, например положительный, а в узлах 10, 11 и 17 противоположный – отрицательный, что соответствует динамическому дисбалансу.

В районе рабочей частоты расчёты требуется проводить как при указанных выше дисбалансах, так и при дисбалансе, имеющем

распределение, соответствующее третьей форме собственных колебаний. Для этого эксцентриситеты во 2 и 17 узлах задаются в одну сторону, а в узлах 9, 10 и 11 – в противоположную.

Торсионный вал после окончательной обработки подвергается динамической балансировке. Допускается остаточный дисбаланс δ , равный 20 г·см или $0,2 \cdot 10^{-3}$ кг·м на каждой опоре. Опоры при балансировке располагаются на специальных поясах в узлах 2 и 8 схемы торсионного вала. В этих узлах сосредоточены массы $m_2 = m_8 = 2,198$ кг. Для задания дисбаланса δ этим массам требуется придать эксцентриситет

$$e_2 = e_8 = \frac{\delta}{m_{2(8)}} = \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{2,198} = 0,91 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

При сборке агрегата ГПА-Ц-6,3 торсионный вал, соединяющий двигатель с нагнетателем, устанавливается так, чтобы места максимальных биений шлицевых втулок двигателя и нагнетателя были разнесены на 180° . Допускаемые биения шлицевых втулок относительно оси вращения равны 0,08 мм, а зубчатого венца рессоры 0,02 мм. При этом производят совмещение мест максимального биения шлицевой втулки двигателя и зубчатого венца торсионного вала.

Такая установка рессоры приводит к появлению эксцентриситета во всех узлах торсионного вала (рис. 12). Статический дисбаланс рессоры максимален в том случае, если биение одной из шлицевых втулок равно нулю, а биение зубчатого венца рессоры, установленного в эту втулку, максимально и совпадает по направлению с максимальным биением зубчатого венца другой втулки. Эти эксцентриситеты должны складываться с эксцентриситетами, необходимыми для задания остаточного дисбаланса.

После установки рессоры может быть проведена подбалансировка, снижающая дисбаланс. В расчётную модель необходимо вводить эксцентриситеты, соответствующие максимальному дисбалансу.

Для расчёта амплитудно-частотной характеристики при вынужденных колебаниях составного ротора агрегата ГПА-Ц-6,3 требуется составить различные комбинации из дисбалансов его составных частей. Очевидно, что

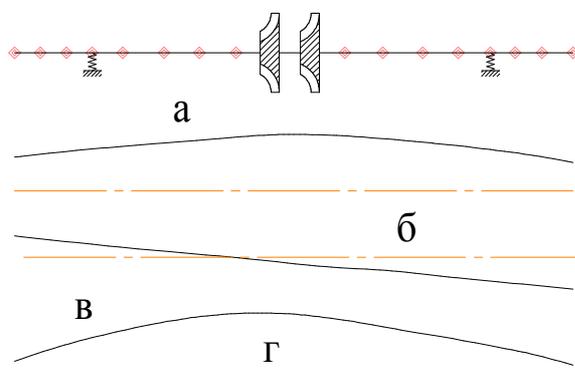


Рис. 11. Схема ротора нагнетателя (а) и формы его колебаний: б – первая, в – вторая, г – третья

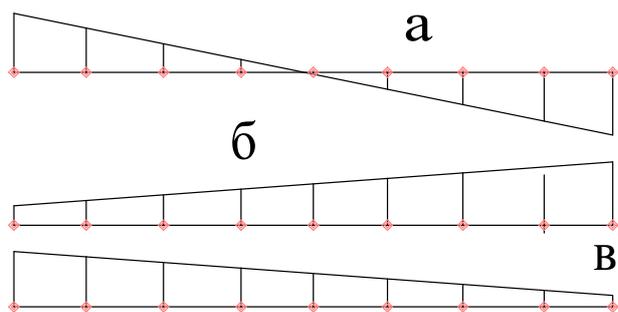


Рис.12. Эксцентриситеты торсионного вала
 а – биение максимально;
 б – биение на СТ отсутствует;
 в – биение на нагнетателе отсутствует

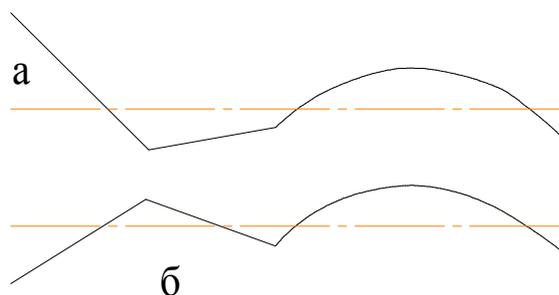


Рис. 13. Формы собственных колебаний
 составного ротора
 а) $\omega=488$ рад/с; б) $\omega=499$ рад/с

для каждого резонанса наиболее неблагоприятным распределением дисбаланса будет то, которое совпадает по знаку с формой колебаний по соответствующей собственной частоте ω и имеет характер распределения масс, наиболее приближающийся к данной форме. На рис.13 приведены формы собственных колебаний составного ротора агрегата ГПА-Ц-6,3 на соответствующих частотах ω .

Определение критериев оптимального демпфирования

Как известно, демпфирование снижает амплитуду колебаний на резонансе, однако после прохождения резонанса демпфирование увеличивает нагрузки, передаваемые на корпус, которые характеризуются коэффициентами передачи, что приводит к росту нагрузок на подшипники и снижению их ресурса. Коэффициент передачи усилия K является важной характеристикой, показывающей во сколько раз динамическое возмущение, возникшее в каком-либо узле, усиливается системой ротор-опоры при передаче его на корпус и рассчитывается по формуле [5]

$$K = \frac{\sqrt{(Ac)^2 + (A\omega d)^2}}{m\omega^2},$$

где A – амплитуда колебаний в узле, м;
 ω – круговая частота колебаний, рад/с;
 c – жёсткость опор, Н/м;
 d – демпфирование в опоре, Нс/м.

Поэтому можно рассмотреть несколько критериев оптимальности демпфирования:

1. Введение демпфирования, обеспечивающего заданную амплитуду колебаний на резонансе, величина которой определена задорами в лабиринтах и равна 0,2 мм.

2. Выбор такого демпфирования, которое обеспечило бы минимальный коэффициент передачи на рабочем режиме и амплитуду колебаний на резонансе, не превышающую допустимую.

Коэффициенты передачи могут быть рассчитаны для любой точки ротора и для любой опоры. Наибольший интерес представляют узлы, где наиболее вероятны возникновения больших динамических возмущений. Для ротора СТ такими узлами являются диск турбины (узел 2) и зубчатая втулка (узел 16). Коэффициенты передачи на рабочих частотах желательно иметь меньше единицы. На критических частотах коэффициенты передачи могут достигать значительной величины, что вполне допустимо, т.к. переход через критическую частоту осуществляется достаточно быстро.

Выбор оптимального демпфирования в опорах НК-14СТ

Нагнетатель и СТ, прежде чем будут собраны в единый агрегат, проходят испытания автономно. В связи с этим выбором оптимального демпфирования, необходимого для работы СТ в автономном режиме.

Ротор СТ на штатных опорах имеет собственную частоту $\omega = 490$ рад/с. Амплитуда колебаний на критической частоте, соответствующей этой собственной частоте, изменяется обратно пропорционально демпфированию. Особенно сильно влияет демпфирование в передней опоре, т.к. она более податлива. Для достижения тех же амплитуд демпфирование в задней опоре должно быть выше в 500 раз, а при увеличении коэффициента демпфиро-

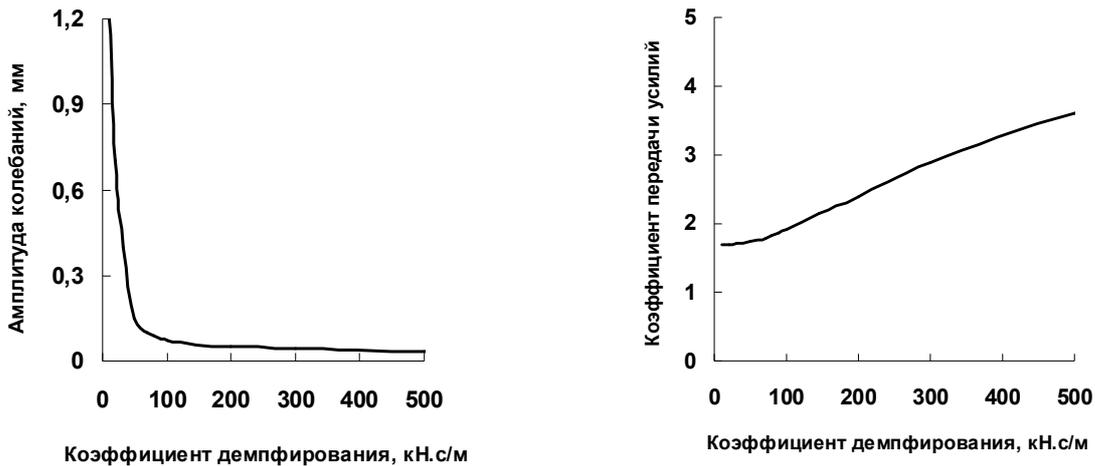


Рис. 14. Зависимость амплитуды колебаний (а) и коэффициента передачи усилий на корпус от демпфирования (б)

ния задней опоры свыше 0,5 МН/с/м амплитуда перестаёт убывать.

Для обеспечения приемлемых амплитуд колебаний ротора, вызванных искусственным дисбалансом 750 г·см, достаточно иметь коэффициент демпфирования в передней опоре $d = 57$ кН/с/м. При этом коэффициент передачи усилия от узла, содержащего СТ, на переднюю опору на рабочей частоте равен 1,7 (рис. 14).

Разработка конструкции демпфера

Для простоты выбираем ГДД без уплотнений. Динамическая вязкость масла при рабочей температуре 100 °С составляет $\mu = 0,008$ Па·с. Радиус демпфера выбираем исходя из радиуса опоры $R = 0,12$ м. Ширину канавки принимаем $b = 5$ мм.

Так как канавка расположена посередине, то демпфер рассматривается как два демпфера, разделённых канавкой длиной

$$L = \frac{L_1 - b}{2} = \frac{45 - 5}{2} = 20 \text{ мм},$$

где L_1 – длина втулки вибратора. Тогда для демпфирования $d = 57$ кН·с/м радиальный зазор δ_0 должен быть равен $\delta_0 = L \sqrt{\frac{\pi \mu R}{d}} = 0,076 \text{ мм}$. Ввиду того, что столь малый зазор технологически обеспечить сложно, то были поставлены уплотнения. Демпфирование при этом увеличится в 4 раза [4]. Для сохранения прежнего демпфирования (57 кН·с/м) необходимо увеличить зазор, величину δ_{0y} можно определить по

формуле $\delta_{0y} = \delta_0 \sqrt[3]{4} = 0,12 \text{ мм}$.

Второй нижний индекс “y” означает, что используется уплотнение. Конструкция ГДД показана на рис. 15.

Оценка увеличения ресурса

Для оценки повышения долговечности деталей СТ предлагается метод, основанный на использовании кривых усталости (кривых Велера). Кривая усталости для жаропрочных сплавов и легких цветных металлов в логарифмических координатах имеет характерный вид (рис. 16) прямой с изломом [6]. Точки перелома на кривых усталости (в логарифмических координатах), связанная с переходом в область малоциклового усталости, где возрастает роль пластических деформаций, обычно соответствуют числу циклов $N_1 \approx 10^3 \dots 10^4$.

При числе циклов $N_0 = 10^6 \dots 10^7$ для сталей и титана кривая усталости имеет второй перегиб. Если кривая далее идет горизонталь-

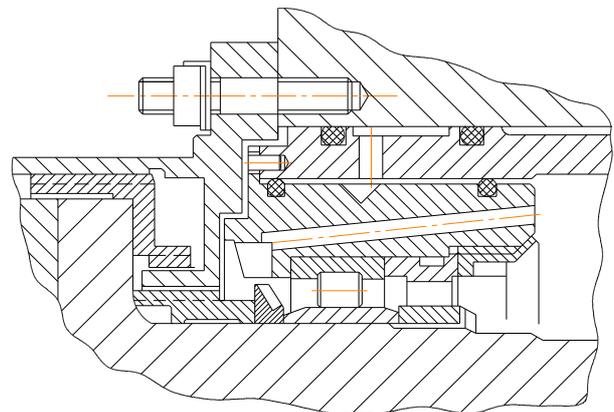


Рис. 15. ГДД передней опоры СТ

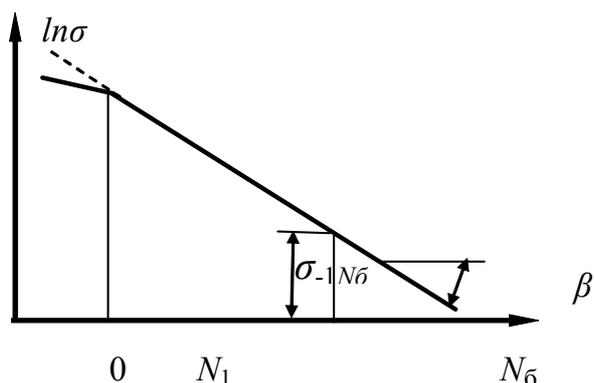


Рис. 16. Кривая Велера для жаропрочных и цветных сплавов

но, то материал обладает пределом выносливости y_{-1} , и при $y_a < y_{-1}$ разрушение невозможно при любом возрастании числа циклов нагружения. В других случаях в расчет вводится условный предел выносливости для определённого числа циклов N_6 - базы испытаний. Обычно $N_6 = 2 \cdot 10^6 \dots 5 \cdot 10^7$ циклов. Простая и довольно точная зависимость между y_a и N принимается в виде

$$y_a^m N = C, \quad (5)$$

где m и C постоянные, зависящие от свойств материала и температуры. Это уравнение соответствует прямолинейной зависимости в логарифмических координатах в диапазоне $N_1 < N$

$$\ln(y_a) = - \ln(N)/m + \ln(C)/m.$$

Тангенс угла наклона β по абсолютной величине равен $1/m$. При увеличении m для наклон уменьшается. Обычно $m = 4 \dots 20$, а деталей с концентраторами напряжений $m = 4 \dots 6$. Зависимость (5) удобно представить в виде $N = N_6 (y_{-1N_6} / y_a)^m$, откуда видно, что при снижении амплитудных напряжений в n раз число циклов нагружения до разрушения увеличивается в n^m раз. В тоже время связь между

двумя перемещением и изгибными напряжениями по закону Гука имеет вид $y_{au} = Ex$, где E - модуль упругости материала.

Таким образом, снижение амплитуды колебаний позволяет повысить долговечность изделия. В нашем случае снижение виброскорости на корпусе СТ в 1,4 раза за счет применения гидродинамического демпфера [2] дает увеличение запаса по долговечности как минимум в 3,8 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новиков Д.К., Балякин В.Б., Клячин Ю.А., Кулагин С.Н., Медведев С.Д. Снижение вибрации двигателя НК-12СТ при эксплуатации // Газовая промышленность. 1998. №12.
2. Балякин В.Б., Новиков Д.К., Россеев Н.И., Медведев С.Д. Оценка эффективности эксплуатации НК-12СТ // Газовая промышленность. 2001. №5.
3. Косточкин В.В. Надежность авиационных двигателей и силовых установок. М.: Машиностроение, 1976.
4. Балякин В.Б., Новиков Д.К., Зырянов А.А. Выбор оптимального демпфирования для многоопорного составного ротора изделия НК-12СТ и определение параметров гидродинамического демпфера свободной турбины // Труды НТК "Герметичность и вибронадёжность". г. Сумы, сентябрь 1993.
5. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов. Самара: СамНЦ РАН. 2002.
6. Белоусов А.И., Биргер И.А. Прочностная надёжность деталей турбомашин: Уч. пособие. Куйбышев: КуАИ, 1983.

DAMPING IN A SUPPORT IS EFFECTIVE METHOD INCREASING OF THE RESOURCE OF ENGINE NK-14ST

© 2007 V.B. Balyakin¹, I.S. Barmanov², S.D. Medvedev², D.K. Novikov¹

¹ Samara State Aerospace University

² Samaratransgaz

A problem of the resource's increasing was investigate in this work. The squeeze film damper projected for a front support of a power turbine is decided.