

К.А.Жуков, М.А.Караблин

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФЕРА ДЛЯ РОТОРА ГТД

Практика доводки авиационных газотурбинных двигателей показывает, что повышенной роторной вибрации подвержен, как правило, один из его узлов. Например, в двухконтурных ГТД чаще всего наблюдается повышенная вибрация корпуса передней опоры компрессоранизкого давления.

Одной из эффективных применяемых мер, снижающих уровень вибрации ГТД, является установка упругодемпферных опор (УДО). Известны несколько типов УДО: ленточные, гидравлические, гидродинамические с выдавливаемой пленкой. Указанные конструкции имеют различные упругие и демпфирующие характеристики.

Однако в настоящее время методика выбора демпферов разработана недостаточно, и в ряде случаев установка демпфера не дает желаемых результатов.

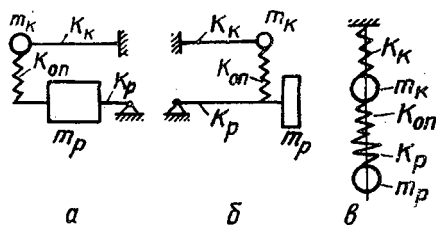
В данной работе исследуется влияние соотношения жесткостей демпфера и опоры демпфера на эффективность демпфирования колебаний корпуса и ротора.

Теоретическое исследование проведено на базе линейной двухмассовой системы, к которой во многих случаях с достаточной для качественной оценки точностью можно привести узлы компрессоров и турбин ГТД (рис.1).

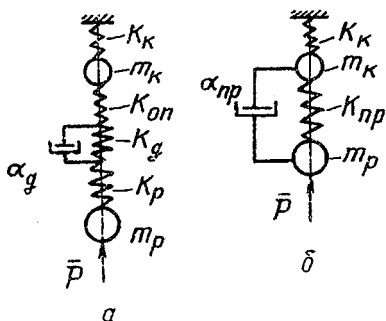
Упругодемпферную опору устанавливали между наружным кольцом опорного подшипника и опорой, т.е.последовательно с упругим элементом опоры и ротора. Исходная и расчетная двухмассовые системы с демпфером приведены на рис.2.

Максимальные амплитуды масс на резонансе определены

с учетом следующих предпосылок: сдвиг фазы между перемещением масс m_k и m_p и дисбалансной нагрузкой (Р) составляет 90° ; соотношение амплитуд этих масс на резонансе соответствует соотношению амплитуд при колебаниях по собственным формам; резонансные частоты колебаний системы с демпфером и без демпфера одинаковы.



Р и с.1. Динамические схемы узлов ГТД (а,б) и эквивалентная им двухмассовая система (в)



Р и с. 2. Исходная (а) и расчетная (б) двухмассовые системы с демпфером

В этом случае достаточно рассмотреть уравнение движения массы ротора

$$\begin{aligned}
 & -m_p \ddot{x}_p - \alpha_{np} \dot{x}_p + \alpha_{np} \dot{x}_k - \\
 & -K_{np} x_p + K_{np} x_k - \\
 & \frac{\mathcal{D} \omega_p^2}{g} \cos \omega_p t = 0, \quad (1)
 \end{aligned}$$

где m_p - масса ротора;
 x_p, x_k - перемещения ротора и корпуса соответственно;

\mathcal{D} - дисбаланс ротора;
 ω_p - резонансная частота вращения;
 g - земное ускорение;

$$K_{np} = \frac{K_o K_g (K_o + K_g) + \alpha_g \omega_p^2}{(K_o + K_g)^2 + \alpha_g^2 \omega_p^2} \quad - \text{приведенная жесткость упругой связи между массами ротора и корпуса;}$$

K_g - жесткость демпфера;

$K_o = \frac{K_p K_{on}}{K_p + K_{on}}$ - приведенная жесткость связи опоры - ротор;

K_{on} - жесткость опоры корпуса;

K_p - жесткость ротора;

α_g - коэффициент трения демпфера;

$$\alpha_{np} = \alpha_g \frac{1}{\left(1 + \frac{K_g}{K_o}\right)^2 + \frac{\alpha_g^2 \omega_p^2}{K_o}} \quad (2) \quad - \text{приведенный коэффициент трения.}$$

С учетом принятых допущений решение уравнения (1) можно записать в виде

$$\begin{aligned}
 x_p &= A_p \sin \omega_p t ; \\
 x_k &= A_k \sin \omega_p t ,
 \end{aligned} \quad (3)$$

где A_p - амплитуда ротора;

$$A_K = A_p \left(1 - \frac{\omega_p^2}{\omega_n^2}\right) - \text{амплитуда корпуса;}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{np}}{m_p}} - \text{парциальная собственная частота системы ротора.}$$

Подставив (3) в (1), получим зависимость для определения амплитуд колебаний масс ротора и корпуса на резонансе:

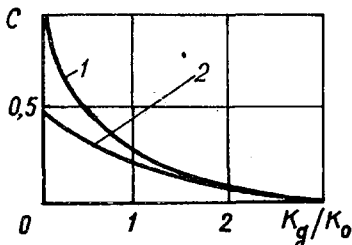
$$\left. \begin{aligned} A_p &= \frac{2 \omega_n^2}{\alpha_{np} g \omega_p}; \\ A_K &= \frac{2(\omega_n^2 - \omega_p^2)}{\alpha_{np} g \omega_p}. \end{aligned} \right\} (4)$$

Амплитуды A_p и A_K уменьшаются с увеличением коэффициента α_{np} , который, как видно из (2), существенным образом зависит от отношения K_g/K_0 .

Формулу для определения приведенного коэффициента трения (2) можно переписать в следующем виде:

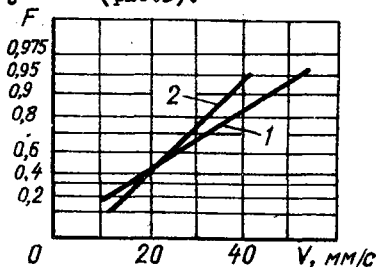
$$\alpha_{np} = \alpha_g C,$$

где $C = \frac{1}{\left(1 + \frac{K_g}{K_0}\right)^2 + \frac{\alpha_g^2 \omega_p^2}{K_0^2}}$ - коэффициент, показывающий степень использования демфера; он уменьшается при возрастании отношения K_g/K_0 (рис.3).



Р и с.3. Зависимость коэффициента использования демфера от отношения K_g/K_0 :

$$1 - \left(\frac{\alpha_g \omega_p}{K_0}\right)^2 = 0; \quad 2 - \left(\frac{\alpha_g \omega_p}{K_0}\right)^2 = 1$$



Р и с.4. Функция распределения виброскорости передней опоры ТРДД с различными вариантами демферов: 1-гофрированные ленты ($K_g = 300 \cdot 10^6 \cdot 10^6$ Н/м); 2-гофрированные ленты, чередующиеся с плоскими ($K_g = 100 \cdot 10^6$ Н/м)

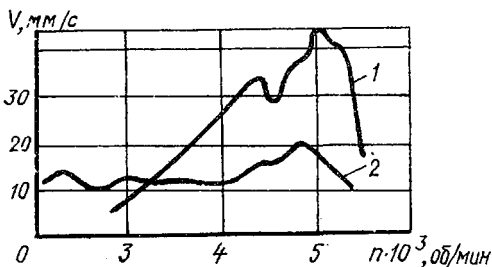
При $K_d = K_0$ приведенный коэффициент трения $\alpha_{пр}$ примерно в четыре раза меньше исходного значения α_d .

Полученные выводы по влиянию жесткости демпфера на резонансные колебания на примере двухмассовой системы подтверждаются исследованиями вибрации корпусов натуральных ГТД.

На рис. 4 приведены интегральные функции нормального распределения (F) вибрации передней опоры двухвального ГРДД с ленточными демпферами различной жесткости: $K_d = 300 \cdot 10^6$ Н/м и $K_d = 100 \cdot 10^6$ Н/м. Теоретические линии функции распределений получены по представительным статистикам вибрации двигателей с каждым типом демпфера.

Видно, что вероятность проявления вибрации выше заданного уровня, например 40 мм/с, на двигателях с демпфером повышенной жесткости составляет 18%, а на двигателях с демпфером меньшей жесткости — 5%, т.е. существенно ниже.

На рис. 5 представлена зависимость виброскорости (V) передней опоры одного и того же двигателя от частоты вращения (n) ротора компрессора низкого давления с ленточным демпфером ($K_d = 100 \cdot 10^6$ Н/м) и гидравлическим демпфером ($K_d = 13 \cdot 10^6$ Н/м) и введенным дисбалансом



Р и с. 5. Вибрация передней опоры ГРДД с различными вариантами демпферов и введением дисбаланса 1300 г·см: 1 — ленточный демпфер ($K_d = 100 \cdot 10^6$ Н/м); 2 — гидродемпфер (жесткость упругого кольца $K_s = 13 \cdot 10^6$ Н/м)

(опора, ротор), последовательно с которым устанавливается демпфер.

1300 г·см. Из графиков видно, что вибрация двигателя с демпфером меньшей жесткости в 2,5 раза ниже.

Таким образом, при выборе эффективной конструкции демпфера для снижения роторной вибрации ГТД следует иметь в виду что жесткость демпфера и должна превышать жесткость упругого элемента