3. Получена зависимость предела выносливости хвостовиков лопаток от наработки на двигателе, указывающая на значительное снижение выносливости хвостовиков в процессе наработки.

4. Показано, что с наработкой лопаток на двигателе происходит деформация кривой предельного состояния хвостовиков при асимметричном нагружении в сторону уменьшения допустимых соотношений статического и переменного напряжений.

5. Установлено, что одной из причин снижения выносливости в процессе наработки является релаксация остаточных напряжений от упрочняющей обработки. Анализ полученных пределов выносливости показал, что существуют и другие факторы, влияющие на снижение выносливости хвостовиков лопаток в процессе наработки, механизм действия которых выполненным комплексом исследований не установлен.

Библиографический список

1. Серенсен С.В. О сопротивлении усталости при сложном напряженном состоянии и симметричном цикле //Некоторые вопросы усталостной прочности стали. - М.: Машгиз, 1953. - С. 102-115.

2. Степнов М.Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний. - М.: Машиностроение, 1972. - 232 с.

3. Форрест П. Усталость металлов. - М.: Машиностроение, 1968.- 352 с.

УДК 621.643.4

А.И.Крюков, А.А.Сидоренко, Ф.С.Хусаинов

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ СИЛЬФОННЫХ КОМПЕНСАТОРОВ ГТД ПРИ ВИБРАЦИОННОМ НАГРУЖЕНИИ

В проблеме надежности авиационной техники наиболее важной и сложной задачей является обеспечение усталостной прочности конструкций.

Известно, что уравнение кривой усталости с использованием линейного регрессионного анализа имеет вид

$$\lg N = \lg \bar{N} + r\frac{S_N}{S_\sigma}(\lg\sigma - \lg\bar{\sigma}), \qquad (I)$$

где

$$\lg\bar{N} = \sum_{i=1}^{m} n_i y_i \Big/ \sum_{i=1}^{m} n_i\ ; \quad \lg\bar{\sigma} = \sum_{i=1}^{m} n_i \sigma_i \Big/ \sum_{i=1}^{m} n_i\ .$$

Здесь m – число уровней неслучайной величины σ ; n_i – число испытаний при данном значении σ ; i = I, 2, 3,...,m ; $\bar{y}_i = \frac{1}{n_i}\sum_{k=1}^{n} N_{ik}$; k = I, 2, 3,...,n_i ; S_N и S_σ – выборочные средние квадратичные отклонения $\lg N$ и $\lg\sigma$; r – коэффициент корреляции;

$$S_N = \sqrt{\frac{1}{n-1}\left[\sum_{i=1}^{n}(\lg N_i)^2 - \frac{1}{n}\left(\sum_{i=1}^{n}\lg N_i\right)^2\right]}\ ;$$

$$S_\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1}\left[\sum_{i=1}^{n}(\lg\sigma)^2 - \frac{1}{n}\left(\sum_{i=1}^{n}\lg\bar{\sigma}\right)^2\right]}\ ;$$

$$r = \frac{\sum_{i=1}^{m} n_i(\lg\sigma - \lg\bar{\sigma})y_i}{\sum_{i=1}^{n} n_i(\lg\sigma - \lg\bar{\sigma})^2}\ .$$

Уравнение кривой усталости (эмпирической линии регрессии), полученное данным методом, будет иметь следующий вид:

$$\lg N = 15{,}56 - 3{,}69\lg\sigma\ . \qquad (2)$$

Наиболее полное представление о долговечности дает семейство кривых распределения долговечности (рис. I), которое позволяет построить усталостную кривую для любого заданного уровня вероятности разрушения P сильфона. Для этих кривых вероятность разрушения P будет

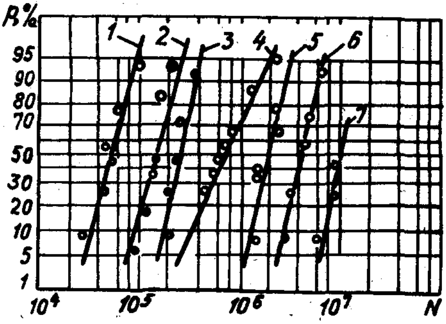
$$P_i = \frac{i - 0{,}5}{n}\ , \qquad (3)$$

где i – номер образца в вибрационном ряду; n – число образцов в ряду (объем выбора).

Уравнение (2) дает возможность определять долговечность сильфонного компенсатора при его вибрационном нагружении.

Расчет напряжений в наиболее нагруженном полугофре сильфона производили в следующей последовательности.

Первоначально определяли амплитуду колебаний сильфона для расчетной схемы эквивалентного (по упругости и погонной массе) стержня, длина которого равна длине гибкой части сильфона [I].



Р и с. I. Кривые распределения долговечности сильфонов для различных уровней интенсивности напряжений: I – $\sigma_{экв}$ = 778 МПа; 2 – $\sigma_{экв}$ = 726 МПа; 3 – $\sigma_{экв}$ = 558 МПа; 4 – $\sigma_{экв}$ = 406 МПа; 5 – $\sigma_{экв}$ = 305 МПа; 6 – $\sigma_{экв}$ = 254 МПа; 7 – $\sigma_{экв}$ = = 207,5 МПа

В таких расчетах широкое распространение получила формула Е.С.Сорокина [2], которая неупругое сопротивление S^* представляет как суммарную внутреннюю силу сопротивления:

$$S^* = \left(1 + i\frac{\varphi}{2\pi}\right) C q, \qquad (4)$$

где C – жесткость системы; q – обобщенная координата; φ – коэффициент рассеяния энергии.

С учетом (4), а также принимая во внимание, что демпфирующая способность компенсатора может быть выражена через логарифмический декремент колебаний $\delta\,(\varphi = 2\delta)$, получим дифференциальное уравнение вынужденных продольных колебаний:

$$m\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \left[1 + i\frac{\delta(A)}{\pi}\right](EF)_{пр}\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = T(x)e^{i\omega_в t}, \qquad (5)$$

где m – погонная масса сильфона; $(EF)_{пр}$ – приведенная продольная жесткость сильфона [I]; u – смещение вдоль оси сильфона (ось X); $T(x)^{i\omega_в t}$ – гармоническая возмущающая сила частоты $\omega_в$;

A – амплитуда колебаний.

Максимальную амплитуду колебаний по j-й форме найдем из выражения

$$A_j = b_j \left\{ \left(A - \frac{\omega_в^2}{\omega_{0j}^2}\right)^2 + \left[\frac{\delta(A)}{\pi}\right]^2 \right\}^{-\frac{1}{2}} . \tag{6}$$

Здесь

$$b_j = \frac{A_в \omega_в^2 \int_0^1 Y_j^0(\xi)\, d\xi}{\omega_{0j}^2 \int_0^1 Y_j^2(\xi)\, d\xi} = 2A_в \frac{\omega_в^2 (1-\cos \pi_j)}{\omega_{0j}^2 (0{,}5 - 0{,}25 \sin 2\pi_j)} ;$$

$Y_j(\xi) = \sin \pi_j \xi$ – уравнение формы колебаний; $A_в$ – амплитуда колебаний опор; $A_в = \frac{w}{\omega_в^2}$; ω_{0j} – собственная частота продольных колебаний по j -й форме.

Собственную частоту продольных колебаний определим в общем случае по формуле

$$\omega_{0j} = K_w K_p \frac{j}{\ell} \sqrt{\frac{(EF)_{пр}}{m}} . \tag{7}$$

При этом влияние давления на частоты колебаний учитывается коэффициентом K_p , равным

$$K_p = 1 + \left(\frac{0{,}0275 d_у P_{раб}}{j n p}\right) \sqrt{z-1} , \tag{8}$$

где $d_у$ – условный диаметр компенсатора; n – число гофров сильфона; p – внутреннее давление; $P_{раб}$ – максимальное рабочее давление; K_w – коэффициент, учитывающий влияние виброускорения(нелинейность частотной характеристики сильфона), равный

$$K_w = 1 - 0{,}1 \left(\frac{d_у}{90}\right)^{0{,}5} \left(\frac{z}{3}\right)^{0{,}8} \left(\frac{11}{j^n}\right)^{1{,}0} \lg w ; \tag{9}$$

w – виброускорение $(w \geq 1\ м/с^2)$; z – число слоев сильфона .

Декременты колебания сильфонов были определены для случая кинематического возбуждения по формуле [3]

$$\delta = \pi \frac{w}{\omega^2 A_p} ,$$

где A_p – резонансная амплитуда.

На основе экспериментальных исследований авторами получена обобщенная аналитическая зависимость декрементов колебаний сильфонов от амплитуды колебаний

$$\delta = 10^{-5} d_y (R_H - R_{\text{в}})\sqrt{z-1} + 0{,}012\left(\frac{100}{d_y}\right)^{0,2}\left(1+\frac{22}{n}\right) A^{(d_y/100)^{0,4}}, \qquad \text{(10)}$$

где $(R_H - R_{\text{в}})$ – высота гофра. В формуле (10) размеры R_H, $R_{\text{в}}$, d_y и A следует брать в мм.

При расчете амплитуд вынужденных колебаний задается минимальное значение вероятной амплитуды A_j (можно принять $A_j \geq A_{\text{в}}$), по формулам (6), (10) методом последовательных приближений находится искомая амплитуда A_j.

Для расчета деформаций гофра необходимо знать перемещение полуволны узлового гофра, которое (исходя из формы колебаний) может быть определено так:

$$\lambda = A_j \sin\left(\frac{j}{2n}\pi\right). \qquad \text{(11)}$$

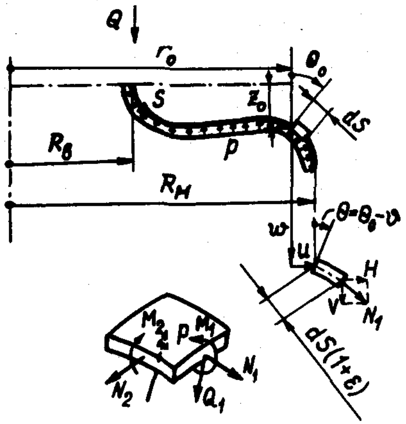
Перемещение λ является граничным условием при определении деформаций полугофра на основе уравнений Рейснера [4], учитывающих геометрическую нелинейность:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d}{ds}(\varepsilon_2 r) = (1-\varepsilon_i)\cos\theta\cos\theta_0; \\ &\frac{d}{ds}(r M_1) - M_2\cos\theta - r Q_1 = 0. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(12)}$$

Здесь (рис. 2) ε_1 и ε_2 – меридиональная и окружная деформации; θ, θ_0 – углы наклона меридиана; Q_1 – поперечная сила; M_1 и M_2 – меридиональный и окружной изгибающие моменты; S – дуга (независимая переменная).

Выразим в первом уравнении системы (12) величины ε_1 и ε_2 через меридиональное (N_1) и окружное (N_2) усилия:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{Eh}(N_1 - \mu N_2); \quad \varepsilon_2 = \frac{1}{Eh}(N_2 - \mu N_1), \qquad \text{(13)}$$



Р и с. 2. Элемент сильфона до и после деформации

затем преобразуем второе уравнение системы (I2) с учетом следующих выражений для моментов, главных кривизн, усилий и уравнений равновесия:

$$M_1=-D(\varkappa_1+\mu\varkappa_2);\quad M_2=-D(\varkappa_2+\mu\varkappa_1); \qquad (I4)$$

$$\varkappa_1=\frac{d\vartheta}{dS_0};\quad \varkappa_2=\frac{1}{r_0}(\sin\theta-\sin\theta_0); \qquad (I5)$$

$$N_1=V\sin\theta+H\cos\theta;\quad Q_1=V\cos\theta-H\sin\theta; \qquad (I6)$$

$$\frac{d}{ds}(Hr)-N_2-pr\sin\theta=0; \qquad (I7)$$

$$\frac{d}{ds}(Vr)+pr\cos\theta=0. \qquad (I8)$$

Здесь H и V – интенсивность радиальной и осевой составляющих меридионального усилия; r – расстояние от оси вращения до текущей точки срединной поверхности; $\vartheta=\theta_0-\theta$; p – давление; $D=\frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – цилиндрическая жесткость; h – толщина оболочки; E – модуль упругости; μ – коэффициент Пуассона.

В результате выполнения необходимых преобразований и перехода к безразмерным величинам получим систему разрешающих дифференциальных уравнений с учетом изменения геометрии гофра в процессе нагружения:

$$\begin{cases}\psi''+d_1\psi'+d_2\psi+d_3\vartheta+d_4\vartheta\psi+d_5\vartheta^2+d_6\psi\vartheta'=q\ell_1+P_\rho\ell_2+\ell_3;\\ \vartheta''+c_1\vartheta'+c_2\vartheta+c_3\psi+c_4\psi\vartheta+c_5\vartheta^2+c_6\vartheta\vartheta'=q\,m_1+m_2.\end{cases} \qquad (I9)$$

Здесь неизвестными являются: ϑ – угол поворота нормали; ψ – функция радиального усилия H.

Безразмерные параметры имеют вид

$$\psi = \bar{q} + \frac{P_\rho}{2},$$

где $\bar{q} = \dfrac{Q}{2\pi E h^2}$; $P_\rho = \dfrac{pR_H}{Eh^2}\rho^2$; $\rho = \dfrac{r_0}{R_H}$;

R_H – наружный радиус сильфона. Значения коэффициентов c_i и d_i (19) описаны в работе [4].

Для решения системы (19) можно использовать численный метод Ньютона-Канторовича [5]. Полученные при этом линеаризованные дифференциальные уравнения аппроксимируются конечно-разностными уравнениями и решаются методом прогонки. По найденным в результате решения функциям v и ψ вычисляются напряжения и деформации в наиболее нагруженной точке полуволны узлового гофра:

$$\sigma_1 = \frac{Eh_0^2}{Rh}\left[\psi a_1 - q a_4 - v(\psi a_4 + q a_1)\right] \pm \frac{Eh}{2R(1-\mu^2)}\left[\frac{dv}{d\xi} + \mu\left(a_1 v - \frac{a_4}{2}v^2\right)\right];$$

$$\sigma_2 = \frac{Eh_0^2}{Rh}\left[\frac{d\psi}{d\xi} - P_\rho(a_4 + v a_1)\right] \pm \frac{Eh}{2R(1-\mu^2)}\left[\left(v a_1 - \frac{a_4}{2}v^2 + \mu\frac{dv}{d\xi}\right)\right],$$

где h_0 – толщина гофра во впадине (максимальная); $a_1 = \frac{1}{\rho}\cos\theta_0$;

$a_4 = \frac{1}{\rho}\sin\theta_0$.

Интенсивность напряжений представим в виде

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2},$$

интенсивность деформаций –

$$\varepsilon_{экв} = \frac{\sigma_{экв}}{3G},$$

где $G = \dfrac{E}{2(1-\mu)}$ – модуль сдвига.

Динамические напряжения определяются с использованием уравнений контура петли гистерезиса, предложенных Г.С.Писаренко [6]:

$$\overset{\rightleftarrows}{\sigma}_{экв} = E\left\{\varepsilon_{экв} \pm \frac{3}{8}\delta(\varepsilon_{a_{экв}})\left(\varepsilon_{a_{экв}} \mp \varepsilon_{экв} - \frac{\varepsilon_{экв}^2}{\varepsilon_{a_{экв}}}\right)\right\}, \tag{20}$$

где $\varepsilon_{a_{экв}}$ – амплитуда интенсивности деформаций;

$\delta(\varepsilon_{экв}) \equiv \delta(A)$.

Таким образом, определив амплитуду динамических напряжений согласно выражению (20) и приняв в нем $\varepsilon_{экв} = \varepsilon_{aэкв}$, по уравнению кривой усталости (2) можно оценить долговечность компенсатора.

Библиографический список

I. Итбаев В.К., Хусаинов Ф.С. Демпфирующие характеристики компенсаторов //Тр. НИИД. - М., 1984. - Ч. П. - С. 116-122.

2. Сорокин Е.С. Уравнение динамической упругости с учетом внутреннего трения //Вопросы механики в приложении к транспорту и строительству. - М.: НИИТ, 1971. - Вып. 343. - С. 3-14.

3. Вибрации в технике. - М.: Машиностроение, 1978. - Т. I.

4. Андреев Л.Е. Упругие элементы приборов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1981. - 392 с.

5. Огибалов П.М., Колтунов М.А. Оболочки и пластины. - М.:Изд-во МГУ, 1969. - 695 с.

6. Писаренко Г.С. О новом подходе к описанию контура петли гистерезиса в теории механических колебаний //Проблемы прочности. - 1971. - № 6. - С. 21-22.

УДК 620.178.311

Г.В.Лазуткин, А.М.Уланов, А.К.Анохин

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР ПРИ МНОГОФАКТОРНОМ НАГРУЖЕНИИ

Виброзащитные системы (ВС) на основе материала МР широко применяются для снижения вибрационной напряженности агрегатов и узлов ДЛА в условиях одновременного воздействия вибрационных, ударных и постоянно действующих перегрузок. Однако ни экспериментальных, ни теоретических результатов исследования поведения ВС в подобных условиях не имеется. Это объясняется как отсутствием специального испытательного оборудования для многофакторного нагружения ВС, так и трудностями теоретического решения задачи, связанными с неоднозначной зависимостью упруго-демпфирующих характеристик виброизоляторов из МР от деформации (опи-