

Таким образом, первая модель может быть использована для летной диагностики вибрационного состояния каждой из двигательных установок как отдельного источника образования случайных вибрационных процессов на конструкции летательного аппарата. Вторая модель может оказаться приемлемой для определения в летных условиях механической податливости упругих подвесок двигательных установок.

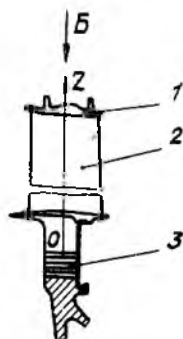
УДК 621.431.75-19

В.Я.Кривошей

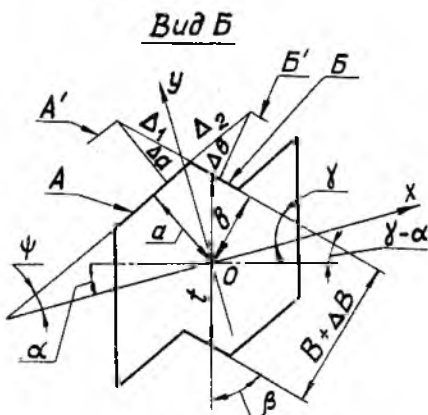
ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОЛЕСА
НА НАПРЯЖЕННОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОНТАКТА
БАНДАЖНЫХ ПОЛОК РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

В настоящей работе сделана попытка оценить влияние точности изготовления отдельных элементов диска и лопаток на напряженность поверхностей контакта бандажных полок.

Рассмотрим колесо ротора турбины (рис.1,2) в системе координат xuz , где z - радиальная ось колеса; x - ось, расположенная в плоскости симметрии паза диска; y - ось, перпендикулярная осям x и z .



Р и с. 1. Вид колеса ротора турбины в разрезе



Р и с. 2. Вид сверху на бандажную полку

Колесо содержит лопатки 2 с бандажными полками 1, взаимное положение которых в колесе определяется нерабочими поверхностями $A-1$

поверхностями контакта B , расположенными под углом β относительно плоскости вращения. Хвостовики лопаток 3 установлены в пазы диска, выполненные под углом α к оси вращения.

На рис. 2 показаны размеры, определяющие положение бандажной полки в колесе. Условимся, что размеры $(a + \Delta a)$ и $(b + \Delta b)$ определяют положение рассматриваемой полки в направлении плоскостей B и A соответственно. Так как по поверхностям B лопатки установлены с натягом, то размер $(B + \Delta B)$ определяет закрутку пера на угол γ (подробнее см. работу [1]).

Обозначив угол $90^\circ - (\gamma - \alpha)$ через β , находим

$$\frac{B + \Delta B}{t} = \sin(\beta + \Delta\gamma_B), \quad (1)$$

где t - расстояние между бандажными полками лопаток в колесе;

$\Delta\gamma_B$ - изменение угла закрутки пера лопатки, вызванное отклонением размера B .

Так как $\frac{B}{t} = \sin \beta$, то после преобразования зависимости (1) получаем

$$\sin \beta + \frac{\Delta B}{t} = \sin \beta \cos \Delta\gamma_B + \cos \beta \sin \Delta\gamma_B.$$

Как правило, $\Delta\gamma_B$ не превышает 10° . Поэтому с достаточной степенью точности можно принять $\cos \Delta\gamma_B = 1$.

При этом условии находим

$$\sin \Delta\gamma_B = \frac{\Delta B}{t \cos \beta},$$

откуда

$$\Delta\gamma_B = \arcsin \frac{\Delta B}{t \cos \beta}. \quad (2)$$

Кроме размера $(B + \Delta B)$ на угол γ будет оказывать влияние погрешность расположения пазов диска $\Delta\alpha$, а также погрешность расположения поверхностей контакта $\Delta\gamma$.

Таким образом, $\Delta\gamma = \Delta\gamma_B + \Delta\alpha + \Delta\gamma$.

Если M_H - номинальный крутящий момент пера лопатки, действующий на бандажную полку, а ΔM - отклонение момента M_H , вызванное отклонениями размеров пера (т.е. отклонением жесткости пера), то

можно найти момент M с учетом отклонений размеров пера и размеров α , γ и B :

$$M = (M_H + \Delta M) + (M_H + \Delta M) \frac{\Delta y_B + \Delta \alpha + \Delta \gamma}{y}$$

или после преобразования этой зависимости

$$M = (M_H + \Delta M) \left(1 + \frac{\Delta y_B + \Delta \alpha + \Delta \gamma}{y} \right). \quad (3)$$

Рассмотрим влияние отклонения Δa размера a на положение бандажной полки.

При размере $(a + \Delta a)$ торец полки до установки лопатки в колесо занимает положение A' , а после установки - положение A . При этом полка переместится в направлении поверхности B на величину $\Delta_1 = \frac{\Delta a}{\sin(\gamma + \psi)}$, что соответствует проекциям Δx_a и Δy_a перемещения на оси x и y соответственно:

$$\Delta x_a = \Delta_1 \sin(90^\circ - \gamma); \quad (4)$$

$$\Delta y_a = -\Delta_1 \cos(90^\circ - \gamma). \quad (5)$$

Знак минус свидетельствует о том, что перемещение противоположно направлению осм. Подставляя в зависимости (4) и (5) значение Δ_1 , после преобразования получим

$$\Delta x_a = \frac{\Delta a \cos \gamma}{\sin(\gamma + \psi)} \quad (5); \quad \Delta y_a = \frac{-\Delta a \sin \gamma}{\sin(\gamma + \psi)}. \quad (7)$$

Аналогично находим проекции Δx_b и Δy_b , вызванные отклонением Δb размера b :

$$\Delta x_b = \frac{-\Delta b \cos \psi}{\sin(\gamma + \psi)} \quad (8); \quad \Delta y_b = \frac{-\Delta b \sin \psi}{\sin(\gamma + \psi)}. \quad (9)$$

Из других параметров, влияющих на напряженность поверхностей контакта, следует отметить:

Δx_{gn} - смещение бандажной полки в направлении оси x , вызванное наклоном рабочих поверхностей зубьев пазов диска;

Δy_{ge} - смещение бандажной полки в направлении оси y .

Δy_{gt}
 P_{x_1}, P_{y_1}

\bar{P}_x, \bar{P}_y

- вызванное взаимным смещением левой и правой гребенок паза диска;
- погрешность расположения пазов диска;
- составляющие центробежной силы, действующей на бандажную полку и вызванной смещением сечений паза и отклонениями размеров бандажной полки;
- силы, которые необходимо приложить к бандажной полке в направлении осей x и y соответственно, чтобы вызвать единичное перемещение полки.

Следует также рассмотреть основные факторы, снижающие напряженность поверхностей контакта полок:

- δ_a - зазор между поверхностями A полок;
- δ_{y_n} - люфт бандажной полки в направлении оси y , вызванный зазорами между хвостовиком лопатки и пазом диска;
- δ_{x_n} - люфт бандажной полки в направлении оси x за счет перемещения хвостовика лопатки вдоль паза диска.

Зазор δ_a между поверхностями полок уменьшит перемещение полки в направлении поверхности B . Проекции δ_{x_a} и δ_{y_a} уменьшения перемещения полки на оси x и y от зазора δ_a определяются аналогично Δx_a и Δy_a :

$$\delta_{x_a} = \frac{\delta_a \cos \gamma}{\sin(\gamma + \psi)}; \quad (10)$$

$$\delta_{y_a} = \frac{-\delta_a \sin \gamma}{\sin(\gamma + \psi)}. \quad (11)$$

Суммарное перемещение полки в направлении осей x и y будет:

$$\Delta x = (\Delta x_a + \Delta x_b + \Delta x_{gn}) - (\delta_{x_a} + \delta_{x_n}); \quad (12)$$

$$\Delta y = (\Delta y_a + \Delta y_b + \Delta y_{gt} + \Delta y_{ge}) - \delta_{y_a}. \quad (13)$$

Следует заметить, что перемещения Δx_a и Δy_a , Δx_b и Δy_b , а также люфты δ_{x_a} и δ_{y_a} - величины зависимые, поэтому необходимо учитывать их знак (направление).

Кроме этого, если $|\delta_{x_a} + \delta_{x_n}|$ по модулю больше $|\Delta x_a + \Delta x_b + \Delta x_{gn}|$ то Δx необходимо принимать равным нулю. Это значит, что возможное

перемещение полки больше действительного. Подобным образом следует поступать и в отношении Δy .

Для определения проекций P_x и P_y суммарной силы, действующей на бандажную полку, необходимо перемещения Δx и Δy , взятые с противоположным знаком, умножить соответственно на \bar{P}_x и \bar{P}_y и прибавить P_{xu} и P_{yu} :

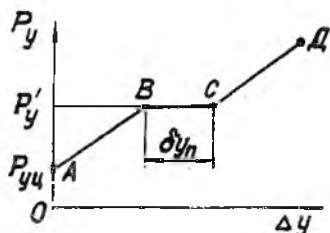
$$P_x = -\bar{P}_x \Delta x + P_{xu}; \quad (14)$$

$$P_y = -\bar{P}_y \Delta y + P_{yu}. \quad (15)$$

Так как зависимость (15) не учитывает влияния люфта полки δy_n , то это влияние можно учесть следующим образом. Если значение выражения $|\bar{P}_y \Delta y|$ по модулю меньше или равно значению силы $|P'_y|$, необходимой, чтобы наклонить хвостовик лопатки относительно паза диска, то люфт полки δy_n учитывать не следует. Это значит, что сила P_y , действующая на полку, недостаточна для того, чтобы вызвать перекос хвостовика относительно паза диска (участок АВ диаграммы, изображенной на рис. 3).

Если $|-P_y \Delta y + P_{yu}|$ больше $|P'_y|$, то P_y следует определять с учетом люфта δy_n :

$$P_y = -\bar{P}_y (\Delta y - \delta y_n) + P_{yu}. \quad (16)$$



Р и с. 3. Зависимость силы P_y от перемещения Δy

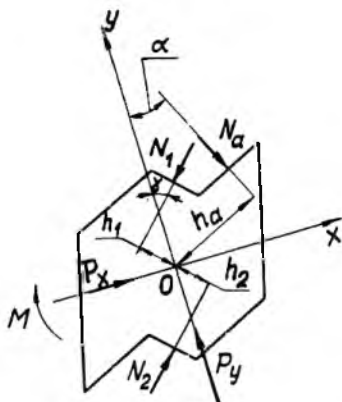
Зависимость (16) соответствует участку CD вышеуказанной диаграммы.

Если вычисленное по зависимости (16) значение $|P_y|$ окажется меньше $|P'_y|$, то P_y необходимо принять равным P'_y . Так же следует поступить, если $|\delta y_n|$ больше $|\Delta y|$.

Рассмотрим (рис. 4) бандажную полку с приложенным к ней моментом M и проекциями силы P_x и P_y . На поверхности контакта полки действуют силы N_1 и N_2 от соседних лопаток. Кроме этого, на одну из поверхностей A может действовать сила N_a .

Для определения сил N_1, N_2 и N_a составим уравнения:

$$\begin{cases} P_x - N_1 \sin \gamma + N_2 \sin \gamma + N_a \sin \psi = 0; \\ P_y - N_1 \cos \gamma + N_2 \cos \gamma - N_a \cos \psi = 0; \\ N_1 h_1 + N_2 h_2 - M - N_a h_a = 0. \end{cases} \quad (17)$$



Р и с. 4. Схема действующих на полку сил и моментов

Решая систему уравнений (17), находим силы N_1 , N_2 и N_a . Как показал расчет влияния погрешностей изготовления элементов рабочего колеса турбины среднего давления изделия на напряженность поверхностей контакта по бандажным полкам, значения нормальных напряжений изменяются от 4 до 108 МПа, а в лопатках турбины вентилятора (с большим удлинением) — от 18 до 36 МПа.

Основной причиной разброса напряжений является отклонения жесткости пера на кручение. В меньшей мере на разброс напряжений влияют отклонения размеров, определяющих положение полки относительно диска.

Л и т е р а т у р а

1. Кривошей В.Я. К расчету бандажных полки рабочих лопаток турбомалин. — Проблемы прочности, 1982, № 8, с. 58.

УДК 620.178.311

Г.В.Л а а у т к и н

УПРУГОФРИКЦИОННЫЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ТИПА ДКУ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

Анизотропия прочностных и упругофрикционных характеристик (УФХ) материала МР затрудняет обеспечение высокой надежности систем виброзащиты двигателей летательных аппаратов, особенно при действии пространственных нагрузок. Этот недостаток в значительной мере можно устранить с помощью включения в массив материала МР высокопрочного армирующего элемента (АЭ), изготовливаемого из специального проволоочного жгута. Жгут представляет собой прядь, обмотанную с натяжением спиралью виток к витку (тип 1) или нить проволоки (тип 2) [1]. Повышение