

- пластиков. - В кн.: Прочность пластмасс и элементов конструкции подвижного состава. Ростов-на-Дону, РИИЖТ, 1974, вып. 101, с. 37—47.
3. Степаненко Н. Д., Ковешников Б. Н. Методика определения усталостных свойств стеклопластиковых лопаток компрессоров и стеклопластиков при высокочастотных колебаниях. — В кн.: Усталостная прочность и долговечность авиационных конструкций. Куйбышевский авиац. ин-т, 1974, вып. 1, с. 103—112.
4. Латишенко В. А. Диагностика жесткости и прочности материалов. Рига, «Знание», 1968, с. 320.
5. Конончук Н. И. Методы оценки выносливости жаропрочных сплавов. М., «Металлургия», 1966, с. 247.

УДК 531:539,3

В. А. Фролов, А. И. Ермаков

КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ С БАНДАЖНЫМИ ПОЛКАМИ

Настоящая работа посвящена дальнейшему совершенствованию методов определения динамических свойств лопаточного венца с полочным бандажом и продолжает исследования, изложенные в [1], [2].

Рассмотрена система, состоящая из упругого диска и набора лопаток с невесомыми бандажными полками, установленными на радиусе R_c (рис. 1). Полки соседних лопаток стыкуются между собой в точках «а» и «б». Предполагается, что недеформируемые полки допускают относительные линей-

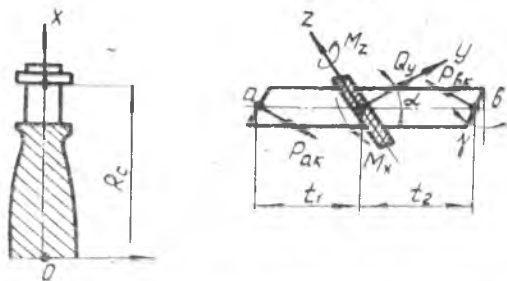


Рис. 1. Схема усилий, действующих в полочном бандаже

ные и угловые перемещения, а лопатки могут совершать колебания только в плоскости наименьшей жесткости. Предполагается также, что рассматриваемая система линейна и обладает поворотной симметрией с порядком S , равным числу лопаток. Действие центробежных сил не учитывается.

Решение задачи ведется методом волновых динамических жесткостей [3]. При этом считается, что динамические характеристики системы без пояса связи известны и определены на радиусе R_c матрицей волновых динамических жесткостей H_c . Эта матрица устанавливает связь между амплитудами волн усилий Q_c и перемещений q_c , т. е.

$$Q_c = H_c q_c,$$

где

$$Q_c = \begin{Bmatrix} Q_y \\ M_z \\ M_x \end{Bmatrix}; \quad q_c = \begin{Bmatrix} q_y \\ \beta_z \\ \beta_x \end{Bmatrix}; \quad H_c = \begin{Bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{Bmatrix};$$

Q_y, M_z, M_x — соответственно, сила, действующая вдоль оси y , моменты относительно осей z и x ; q_y, β_z, β_x — линейные и угловые перемещения лопатки на радиусе R_c ; C_{ij} — коэффициенты динамических жесткостей.

Для определения динамических характеристик всей системы необходимо выявить те ограничения, которые накладывает на нее бандажный пояс связи.

Как известно, при колебаниях лопаточного венца с числом волн деформаций $m \neq 0$ перемещения лопаток в окружном направлении носят волновой характер. На рис. 2 схематически показана волна линейных смещений полк в направлениях

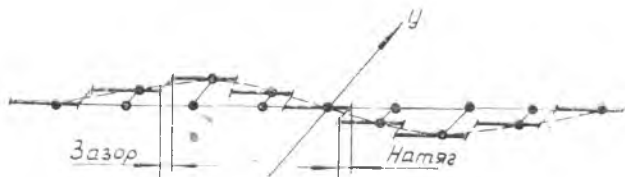


Рис. 2. Волна линейных смещений полк

минимальных жесткостей лопаток. Видно, что такие смещения приводят к образованию по стыкам бандажки зазоров и натягов. На рис. 2 натяги условно показаны внедрением одной полки в тело другой. Будем считать, что лопатки венца пред-

варительно упруго закручены. Тогда при колебаниях системы полки будут совершать одновременно как линейные, так и угловые движения, т. е. полочный бандаж внесет в систему изгибно-крутильную связанность.

Примем, что при колебаниях по стыкам полки будут сохраняться натяг. Это предположение позволяет установить связь между амплитудами крутильных и изгибных смещений. Из рис. 3, где условно изображено положение трех лопаток

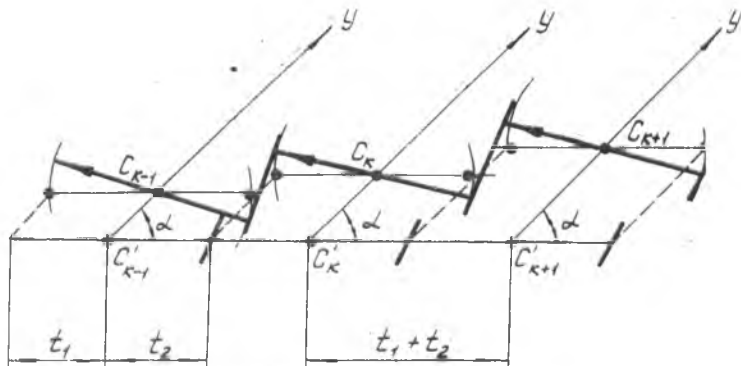


Рис. 3. Кинематика полочной связи

C_{k-1}, C_k, C_{k+1} при их смещениях из положения равновесия C'_{k-1}, C'_k, C'_{k+1} , следует:

$$\begin{aligned}
 t_1 + t_2 + (y_{k+1} - y_k) \cos \alpha &= t_2 \cos \beta_{xk} + \\
 + t_2 \sin \beta_{xk} \operatorname{tg} \gamma_k + (y_{k+1} - y_k) \sin \alpha \operatorname{tg} \gamma_k + \\
 + t_1 \sin \beta_{xk+1} + t_1 \cos \varphi_{xk+1}.
 \end{aligned} \quad (2)$$

Принимая

$$\begin{aligned}
 \gamma_k = \gamma + \beta_{xk} \approx \gamma; \quad \cos \beta_{xk} \approx \cos \beta_{xk+1} \approx 1; \\
 \sin \beta_{xk} \approx \beta_{xk}; \quad \sin \beta_{xk+1} = \beta_{xk+1},
 \end{aligned}$$

преобразуем выражение к виду

$$t_2 \beta_{xk} + t_1 \beta_{xk+1} = (y_{k+1} - y_k) (\operatorname{ctg} \gamma \cos \alpha - \sin \alpha). \quad (3)$$

Для тел с поворотной симметрией [3]

$$y_k = y e^{i a m k}; \quad \beta_{xk} = \beta_x e^{i a m k}, \quad (4)$$

где $a_m = \frac{2\pi}{S} m$ — центральный угол.

Подставляя зависимость (4) в (3), получаем

$$q = f \lambda \beta_x, \quad (5)$$

где

$$f = \frac{t_2 + t_1 e^{i a_m}}{e^{i a_m} - 1}; \quad \lambda = \frac{\sin \gamma}{\cos(\gamma + \alpha)}.$$

Выражение (5) представляет собой зависимость между амплитудами волн крутильных и изгибных смещений лопаток на радиусе R_c при наличии бандажа.

Из условия равновесия k -го периода тела имеем:

$$\begin{aligned} \sum Q_y = 0 & \quad Q_{yk} + P_{bk} (\cos \gamma \cos \alpha + \sin \gamma \sin \alpha) - \\ & \quad - P_{ak} (\cos \gamma \cos \alpha - \sin \gamma \sin \alpha) = 0; \\ \sum M_c = 0 & \quad P_{bk} t_2 \sin \gamma + P_{ak} t_1 \sin \gamma + M_{xk} = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь P_{ak} и P_{bk} — динамические контактные усилия в стыках соседних полок.

Учитывая, что

$$P_{bk} = P e^{i \tau_m k}; \quad P_{ak} = P_{bk-1} = P e^{i a_m (k-1)};$$

$$M_{xk} = M_x e^{i a_m k}; \quad Q_{yx} = Q_y e^{i a_m k},$$

включив p из уравнений (6), находим

$$M_x = -r \lambda Q_y, \quad (7)$$

где

$$r = \frac{t_2 + t_1 e^{-i \tau_m}}{e^{-i a_m} - 1}.$$

Величина r является комплексно-сопряженной для величины f .

Из уравнения (7) видно, что момент M_x и сила Q_y взаимосвязаны, поэтому можно рассматривать силовой фактор в виде обобщенного момента

$$M_x^* = M_x + r \lambda Q_y. \quad (8)$$

Используя выражения (1), (5), (8), получим связь между амплитудами усилий и перемещений лопаток на радиусе установки полок в виде

$$\begin{vmatrix} M_z \\ M_x^* \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} C_{22} & C_{23} + C_{21} f \lambda \\ C_{32} + C_{12} r \lambda & C_{33} + C_{31} \lambda (f - r) + C_{11} f r \lambda^2 \end{vmatrix} \quad (9)$$

Здесь квадратная матрица

$$H_c^* = \begin{vmatrix} C_{22} & C_{23} + C_{21} f \lambda \\ C_{32} + C_{12} r \lambda & C_{33} + C_{31} \lambda (f - r) + C_{11} f r \lambda^2 \end{vmatrix}$$

является матрицей волновых динамических жесткостей системы на радиусе R_c при включенном поясе связи. Она имеет более низкий порядок, чем матрица H_c , поскольку бандаж из жестких полок накладывает определенные кинематические ограничения на перемещение лопаток и, тем самым, снижает степень свободы системы.

Спектр собственных частот, допускаемых порядком симметрии системы, найдем из уравнения частот

$$|H_c^*| = 0. \quad (10)$$

На рис. 4 приведен расчетный спектр частот для случая недеформируемого диска и расположения полок на периферии. Кривые 1÷7 и 4÷8 соответственно частотам семейств первых и соответственно вторых изгибных форм, кривые 9÷12 — частотам семейств крутильных форм при изменении угла скоса полок γ от 5 до 65° (угол установки лопаток α принимался равным 15°). Расчет проводился на ЭВМ типа ЕС-1020.

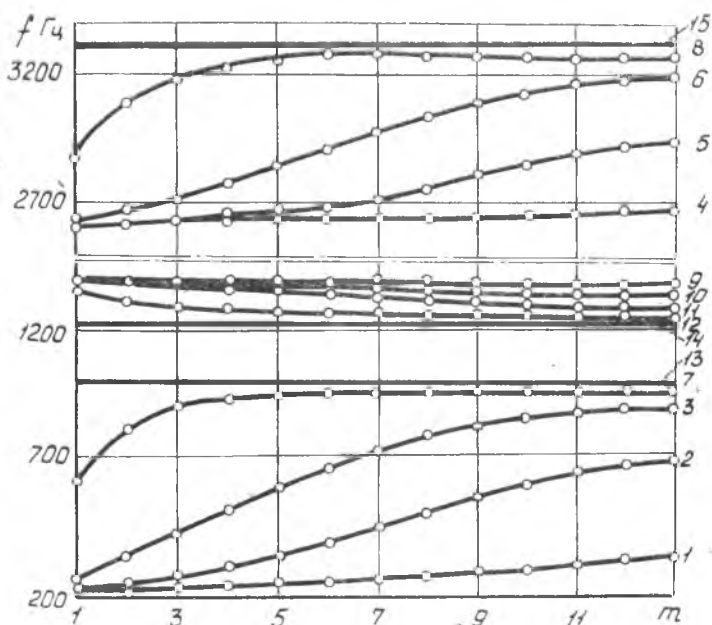


Рис. 4. Расчетный спектр частот: число лопаток $S = 26$; длина лопатки $l = 134$ мм, ширина $b = 40$ мм, толщина $h = 3$ мм

Анализ расчетного спектра показывает, что при увеличении числа волн m частоты семейства изгибных форм возрастают и стремятся к соответствующим частотам одиночной лопатки (кривые 13, 15), имеющей шарнирную опору периферийного конца. В то же время частоты семейства крутильных форм падают и стремятся к крутильной частоте одиночной лопатки (кривая 15).

С увеличением угла скоса полков γ собственные частоты венца начинают приближаться к частоте одиночной консольной лопатки. При $\gamma + \alpha = 90^\circ$ в венце нарушается крутильно-изгибная связанность и лопатки ведут себя как одиночные. Крутильные колебания при этом для данной модели невозможны.

Л и т е р а т у р а

1. Иванов В. П., Фролов В. А. Колебания лопаточного венца с поясом связи. — Тр./Куйбышевский авиац. ин-т, 1972, вып. 51, с. 3—17.
2. Багрянцев А. Л. К вопросу о колебаниях лопаточных венцов, забандажированных полками. — Тр./Куйбышевский авиац. ин-т, 1970, с. 308—312.
3. Иванов В. П. Метод волновых динамических жесткостей и податливостей для расчета колебаний упругих систем, обладающих циклической симметрией. — Тр./Куйбышевский авиац. ин-т, 1971, с. 190—201.

УДК 621.431.75

Р. К. Шидловский, А. В. Шавкунов, М. А. Лавренова

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

Увеличение общетехнического ресурса авиационных ГТД во многом зависит от решения проблемы повышения надежности и долговечности деталей и узлов горячего тракта, подвергающихся локальному изнашиванию в процессе длительной эксплуатации. К числу таких деталей относятся рабочие лопатки турбины. Появление выработки на контактных поверхностях бандажных полков приводит к образованию зазоров меж-