

轮盘-叶片组件的统一应力分析

· 南华动力机械研究所 尹泽勇 北京航空学院 柳 军

摘 要

本文用含接触面的循环对称计算模型进行轮盘-叶片组件的统一有限元应力分析。此法考虑了榫头与榫槽间的三维接触传力,利用循环对称性,不人为假定轮盘切开处的边界条件,可同时得到轮盘及叶片中的应力分布。还用另外五种简化计算模型来分析同一计算对象。将所得结果同含接触面的循环对称模型的计算结果作比较,评价了简化模型的适用性。

一、计算模型

1. 循环对称性的利用 轮盘-叶片组件基本上是一种循环对称结构^[1, 2], 即其几何形状、载荷状况及边界条件均可看成是由一个基本段沿周向重复N次组成。例如, 对于图1所示作为本文算例的某发动机某级压气机转子, N取值为25。利用结构位移场及应力场也具有循环对称性这一特点, 可仅取例如图1中虚线间的轮盘扇形段及该段上一叶片作为计算模型。当然, 在此模型的一般位移型有限元刚度方程中, 必须引入轮盘切开处对应面间的循环对称条件。该条件具有如下形式:

$$\begin{aligned} \{u_{i'}\} &= \begin{bmatrix} \cos(2\pi/N) & -\sin(2\pi/N) & 0 \\ \sin(2\pi/N) & \cos(2\pi/N) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \{u_{j'}\}, \\ \{f_{i'}\} &= - \begin{bmatrix} \cos(2\pi/N) & -\sin(2\pi/N) & 0 \\ \sin(2\pi/N) & \cos(2\pi/N) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \{f_{j'}\} \end{aligned} \quad (1)$$

式中 $\{u_{i'}\} = [u_x u_y u_z]^T$, $\{u_{j'}\} = [u_x u_y u_z]^T$, $\{f_{i'}\} = [f_x f_y f_z]^T$, $\{f_{j'}\} = [f_x f_y f_z]^T$, 分别是对应循环对称节点 i' 及 j' (参见图2) 的位移向量及内力向量。引入该方法可在文献^[3]中找到。

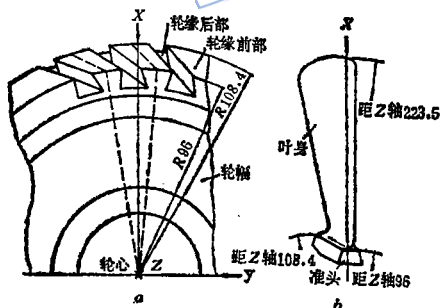


图1 压气机转子的轮盘(a)和叶片(b)、(单位: mm)

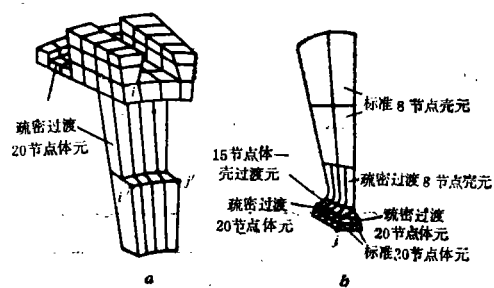


图2 计算模型网格剖分(a)轮盘(b)叶片

2. 接触传力的处理 计算模型中含有榫头与榫槽间的接触表面, 因此可被称之为含接触面的循环对称模型。在不考虑摩擦的情况下, 对应接触面间的三维接触条件可写出如下:

本文于1987年8月收到。

$$\begin{aligned}
 [l_1 l_2 l_3] \{u_i\} &= [l_1 l_2 l_3] \{u_j\} + \delta_{ij} \\
 [l_1 l_2 l_3] \{f_i\} &= -[l_1 l_2 l_3] \{f_j\} \\
 \begin{bmatrix} m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{bmatrix} \{f_i\} &= \begin{bmatrix} m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{bmatrix} \{f_j\} = \{0\}
 \end{aligned} \quad (2)$$

式中 $\{u_i\}$, $\{u_j\}$, $\{f_i\}$, $\{f_j\}$ 分别是对应接触节点 i 与 j (参见图2) 的位移向量及接触力向量; δ_{ij} 是节点 i 和 j 间的初始距离; $l_1, m_1, n_1, \dots$ 等是节点 i 处局部右手直角坐标系 $\bar{x}\bar{y}\bar{z}$ 各坐标轴的方向余弦。当 $\delta_{ij} = 0$ 时, 以 i 点处接触面外法向为 $\bar{x}$ 轴正向; 当 $\delta_{ij} \neq 0$ 时, $\bar{x}$ 轴从 i 点指向 j 点。上式也可被引入到本计算模型的有限元刚度方程中, 这里不详述。

在某一假定的榫头榫槽接触状况下分析这个含接触面的循环对称模型后, 根据计算结果修正接触状况, 并重新分析修正后的模型。如此迭代, 直至接触状况不再改变, 最终得到轮盘及叶片中的应力分布。

3. 所用元素类型 为较真实地模拟轮盘及叶片中的应力状态, 对模型的不同部分采用不同类型的元素。对于轮盘及榫头, 采用20节点等参体元^[4]; 对于大部分叶身, 采用8节点超参壳元^[5]; 在叶身根部则采用15节点体-壳过渡元^[6], 协调地连接榫头与叶身。此外, 为降低计算规模, 还采用了各种疏密过渡元^[7]。

二、算 例

1. 网格剖分 图1中计算模型的网格剖分示于图2。整个模型共被分成80个元素, 含节点624个, 总自由度数1942。

2. 计算结果 分析时所用边界条件是: 轮缘后部后表面及轮辐前表面下部各向均固定, 榫头前、后表面下部轴向固定。仅计算了离心应力场, 有关数据为: 转速9000r·p·m, 比重0.000078kg/mm³, 弹性模量19900kg/mm², 泊松比0.3, 屈服极限95kg/mm²。

计算表明, 榫头与榫槽不是全面接触而是部分接触。最后所得实际接触状况示于图3。

计算结果还表明, 叶片中存在二个高应力区。一个在叶身下部后缘处, 该处有一极小区域局部屈服, 其最大应力值为124.02kg/mm²。另一个在榫头下部邻近前表面处, 最大应力仅为82.75kg/mm²。由叶根至叶尖, 应力水平先增后降, 在叶尖处接近于零。在应力水平最高的叶身下部, 由后缘至前缘, 应力值先逐渐降低, 在前缘处又稍有提高。榫头中的应力, 则是从上至下逐渐增大, 从中间向前、后表面也逐渐增大。至于轮盘, 其应力水平不高, 最

表1 轮盘中应力沿周向的变化

所在部位	序号	坐标 (mm)				当量应力 (kg/mm ²)
		X	Y	Z	r	
轮辐下部	1	47.40	-8.50	11.92	48.08	17.49
	2	47.61	-6.30	11.92	48.08	17.49
轮辐上部	8	77.01	0.12	22.18	77.01	10.53
	4	76.99	1.62	22.18	77.01	10.42
轮缘后部	5	90.89	-31.41	76.90	96.17	3.83
	6	90.00	-33.84	76.90	96.17	3.99
轮缘前部	7	95.62	-5.52	1.28	95.77	5.34
	8	95.39	-8.52	1.28	95.77	7.87
	9	95.07	-11.55	1.28	95.77	11.24

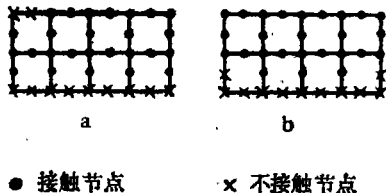


图3 榫头榫槽接触状况示意图 (a和b为榫头或榫槽的左侧面和右侧面)

大应力点在轮缘左部接近前表面处, 其值仅为 24.53kg/mm^2 。

值得注意的是, 由计算结果可以看出, 轮辐下部处于轴对称应力状态, 轮辐上部及轮缘后部已偏离轴对称应力状态, 轮缘前部的应力状态则完全不是轴对称的。在表 1 中, 列出了说明这一特征的一些有代表性的当量应力值。

三、几种简化模型

也用另外的计算模型来得到上节算例的叶片及/或轮盘中的应力。这些模型是在前述含接触面的循环对称模型(表中称原模型)基础上作某些简化假设得到, 共有如下五种: A. 假定轮盘切开处完全固定。B. 假定叶片与轮盘是一个整体。C. 假定轮盘切开处完全固定, 并假定叶片与轮盘是一个整体。D. 假定榫头半高处横截面完全固定, 仅作叶身及部分榫头的应力分析。E. 假定叶根处完全固定, 仅作叶身应力分析。

在表 2 中, 列出了各种模型算出的某些点处的当量应力值。由表列数值可以看出, 用 A、B、C、D 四类模型算出的叶身中应力分布, 与含接触面的循环对称模型结果的分布规律相似。但是, 与后者相比, 前三类模型的非屈服区中的最大应力值下降 20% 左右, D 类模型的

表 2 各模型典型当量应力比较 (kg/mm^2)

模 型 类 别		原 模 型	A	B	C	D	E
轮 辐 下 部	1	12.03	0.07	8.93	0.08		
	2	12.03	0.11	8.93	0.11		
	3	17.49	0.07	12.96	0.09		
	4	17.49	0.14	12.96	0.14		
轮 辐 上 部	5	10.30	1.51	7.33	1.50		
	6	10.37	1.15	7.25	1.61		
轮 缘 后 部	7	5.19	1.86	4.12	1.85		
	8	3.99	1.29	2.25	1.28		
	9	7.98	0.32	6.11	0.32		
轮 缘 前 部	10	5.15	4.10	3.41	2.08		
	11	24.53	4.57	5.53	2.47		
	12	5.99	15.22	7.02	3.00		
	13	6.64	13.11	5.34	2.44		
	14	5.34	10.43	5.16	2.77		
榫 头	15	7.70	4.96	3.37	2.16	3.54	
	16	16.33	8.66	5.46	2.46	3.89	
	17	21.99	11.01	7.19	2.69	4.13	
	18	28.75	15.07	6.13	1.76		
	19	32.96	15.02	13.86	1.75		
	20	82.75	33.96	30.26	2.17		
叶 身	21	2.05	1.96	2.01	1.91	1.84	7.89
	22	4.64	4.84	4.89	5.27	4.61	42.43
	23	16.32	17.75	17.80	19.06	18.16	72.11
	24	124.02	115.69	114.95	125.07	99.19	1370.00
	25	52.04	43.17	42.48	42.54	34.52	418.25

非屈服区中最大应力值则下降约30%。至于E类模型,由于对叶身下部限制过强,致使叶身大区域屈服,算出的应力值已不可信。由此可见,边界条件对于叶片中应力水平具有很大影响。本文第一节中建立的计算模型,不人为假定未知的边界条件,通过在刚度方程中引入三维接触条件及循环对称条件,能够获得更合理的位移及应力结果。对于榫头,由前四种简化模型算出的应力均显著低于第一节的模型的结果。至于轮盘,同第一节的模型的结果相比,除A类模型算出的轮缘上部应力增大外,其它的简化模型结果数值降低。相对而言,B类模型的结果同含接触面的循环对称模型结果相差较小。除榫槽附近之外,这二类模型的应力值相差一般不超过25%。此外,除B类模型尚保持轮辐下部为轴对称应力状态外,其它简化模型均失去这一特点。

四、结 论

1. 本文建立含接触面的循环对称模型来进行轮盘-叶片组件的统一有限元应力分析。这种模型考虑了榫头与榫槽间的三维接触传力,在轮盘切开处施加真实的循环对称条件,从而避免了对叶片及轮盘单独进行分析时人为假定未知的位移边界条件及外力边界条件。与以往的方法相比,本方法能同时得到轮盘及叶片中更为准确的位移场及应力场。

2. 由具体算例的结果可以看出:a.本文所用五种简化计算模型均不能得出较合理的榫头中应力分布。b.在仅对叶身中应力作粗略估算时,以D类简化模型较好。A、B、C三类简化模型虽然也能给出较合理的结果,但需要比D类模型更多的计算机时间。c.若不考虑榫槽存在造成的高应力区,B类简化模型可用来粗估轮盘中的应力。

参 考 文 献

- 〔1〕 冯康,“有限元方法”,有限元方法及其应用,中国科学院计算技术研究所,1975。
- 〔2〕 Zienkiewicz, O.C. and Scott, F.C., “On the Principle of Repeatability and its Application in Analysis of Turbine and Pump Impellers”, Int. J. Num. Meth. Engrs., 9, 1972.
- 〔3〕 尹泽勇、任培正、尹晶,“等参体元及超参壳元类节点的循环对称条件及其引入方法”,固体力学学报, No.1, 1985。
- 〔4〕 Zienkiewicz, O.C., Irons, B.M., Ergatoudis, J., Ahmad, S. and Scott, F.C., “Isoparametric and Associated Element Families for Two-and Three-Dimensional Analysis”, in Finite Element Method in Stress Analysis, edited by Holland, I., and Bell, K., Tapir, 1972.
- 〔5〕 Ahmad, S., Irons, B. M., and Zienkiewicz, O. C., “Analysis of Thick and Thin Shell Structures by Curved Finite Elements”, Int. J. Num. Meth. Engrs., Vol. 2, No.3, 1970.
- 〔6〕 尹泽勇、尹晶、任培正,“分析实体-壳体组合结构及抗拉压平板-平面梁组合结构的一类过渡元素”,航空学报, Vol. 3, No. 2, 1982。
- 〔7〕 尹泽勇,“一类实现网格疏密变化的过渡等参数元素”,力学学报, No. 5, 1982。

A DYNAMIC CHARACTERISTIC ANALYSIS OF A BLADED DISK ASSEMBLY

Gao Deping, Zhang Yisong, Yi Liyan

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

Abstract

The dynamic characteristics of a bladed disk assembly are calculated by means of sector elements of thick plates and wave propagation technique of periodical structure. The method saves greatly the computing time and the storage of computer. The vibration characteristics between the bladed disk assembly and the single blade or disk are compared and the influences of the variation of geometric parameters of the bladed disk assembly on its vibration characteristics are considered. Some conclusions are drawn which will play an important part in further research on the vibration control of an aeroengine. A bladed disk assembly of an actual compressor is analyzed in this paper, and the results obtained coincide with the experimental data. Therefore, the presented method is applicable to the practical engineering.

INTEGRATED STRESS ANALYSIS OF A BLADED DISK ASSEMBLY

Yin Zeyong

(*Nanhua Powerplant Research Institute*)

Liu Jun

(*Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics*)

Abstract

The integrated finite element stress analysis for a bladed disk assembly has been carried out, using the cyclic symmetric model with contact surfaces. The model consists of a sector of the disk and a blade attached to this sector. The technique employed has the following features. 1. The contact of blade root and disk groove is taken into account in the analysis by incorporating three-dimensional contact relations at the contact surfaces into stiffness equations of the model. Consequently, in comparison with the results obtained separately from analysis of the blade or the disk, the displacements and stress fields ac-

quired in both the blade and the disk are more accurate. 2. In order to avoid the assumption for certain boundary conditions, the cyclic symmetric relations are employed at the corresponding boundaries of the disk sector. 3. Several different kinds of elements are applied to modeling the structure. For comparison five other simplified models are also evaluated.

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON THE BISTABLE BEHAVIORS OF A FLEXIBLE ROTOR-SQUEEZE FILM DAMPER SYSTEM

Zhu Changsheng and Feng Xinhai

(Gas Turbine Establishment)

Xu Jiankang

(Northwestern Polytechnical University)

Abstract

The bistable behaviors of resonance type occurred near main resonance speed of the system is investigated, based on experiments of a flexible rotor-squeeze film damper system. The influences of unbalance speed, radial clearance ratio, centralizing spring stiffness and acceleration process on the behaviors are considered. It is shown that the squeeze film damper is effective only within a certain unbalance range. If the unbalance is large enough, the bistable operation may occur. The larger the unbalance, the centralizing spring stiffness or the radial clearance ratio is, the more the possibility of occurrence of the bistable operation.

THE BISTABLE BEHAVIORS OF A RIGID ROTOR WITH SQUEEZE FILM DAMPER

Yan Litang, Zhang Shiping, Li Qihan, Zhao Fuan

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

The bistable behaviors of the rigid rotor with centralizing spring and squeeze film damper are studied by means of calculations and experiments. The bistable behaviors are characterized by the variations of eccentricity, transmissibility and Lagging phase angle. The results calculated and experimental data are in a good agreement. The bistable operation of the rotor can