

带冠预扭涡轮叶片模态分析及 动应力测试验证

袁巍^{1,2}, 陈国智¹, 张红晓^{1,2}, 张弓³, 何歆³

- (1. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;
2. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所
航空发动机振动技术航空科技重点实验室, 湖南 株洲 412002;
3. 中国民用航空局 中国民用航空适航审定中心, 北京 100102)

摘 要: 介绍了航空发动机带冠预扭涡轮叶片非线性接触预应力模态分析机理,并以 ANSYS 软件为平台,对某型涡轴发动机动力涡轮叶片进行了模态分析。结果表明:非线性接触预应力模态分析方法得到的叶片盘 9~13 节径 1 阶频率与动应力测试频率在变化规律上保持一致,差别基本稳定在 12%~13%,计算精度较传统方法有了明显的提高。

关 键 词: 带冠预扭涡轮叶片; 模态分析; 动应力测试; 非线性接触预应力; 摩擦阻尼

中图分类号: V232 **文献标志码:** A

Modal analysis and dynamic stress test verification of shrouded pretwist turbine blade

YUAN Wei^{1,2}, CHEN Guozhi¹, ZHANG Hongxiao^{1,2},
ZHANG Gong³, HE Xin³

- (1. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;
2. Aviation Key Laboratory of Aero-engine Vibration Technology,
Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;
3. Airworthiness Certification Center,
Civil Aviation Administration of China, Beijing 100102, China)

Abstract: The non-linear contact prestress modal analysis mechanism of aero-engine shrouded pretwist turbine blade was introduced. The modal analysis of a turboshaft engine power turbine blade was carried out on the platform of ANSYS software. The results showed that the first order frequencies of 9—13 nodal diameter of blade blisk obtained by non-linear contact prestress modal analysis method were consistent with dynamic stress test frequencies, and the difference was basically stable at about 12%—13%. The results indicate that the calculation accuracy is improved obviously compared with the traditional method.

收稿日期:2020-01-07

基金项目:装备预先研究项目(41410010202)

作者简介:袁巍(1982—),男,高级工程师,硕士生,主要研究方向为航空发动机及直升机传动系统强度振动设计。

引用格式:袁巍,陈国智,张红晓,等.带冠预扭涡轮叶片模态分析及动应力测试验证[J].航空动力学报,2020,35(10):2186-2194.
YUAN Wei, CHEN Guozhi, ZHANG Hongxiao, et al. Modal analysis and dynamic stress test verification of shrouded pretwist turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(10): 2186-2194.

Key words: shrouded pretwist turbine blade; modal analysis; dynamic stress test; non-linear contact prestress; friction damping

带冠预扭涡轮叶片被广泛应用于航空发动机低压涡轮转子和动力涡轮转子叶片上。这类转子叶片一般展弦比大、刚性较低,共振与颤振问题非常突出,带预扭叶冠结构的引入很好地解决了这些问题,同时为系统提供了一定的额外阻尼。但是,带冠预扭涡轮叶片与轮盘之间通常采用榫头榫槽结构连接,榫头榫槽工作面以及带预扭叶冠工作面间非线性接触边界的存在使得叶片振动分析精度难以保证,结构设计变得十分困难。因此,带冠预扭涡轮叶片振动设计一直是国内航空发动机研制过程中的一项重要“瓶颈”。

国内针对带冠预扭涡轮叶片振动分析精度问题已经开展了大量的探索性研究。王相等^[1]系统论述了有限元分析时,叶身、榫头及凸肩/叶冠的边界条件处理方法,给出了叶片静力分析与振动分析时边界条件的选取方法或原则。欧阳德等^[2]采用有限元方法对叶片第一榫齿部位固支和叶尖固支两种边界条件下的振动模态进行了对比分析。周传月等^[3]利用自行开发的带冠预扭叶片耦合振动分析程序对某舰用燃气轮机动力涡轮第二级带冠预扭叶片动频与静频进行了分析及验证。郑君等^[4]采用循环对称方法计算分析了叶冠工作面固接和叶冠自由两种极限状态下涡轮叶片盘的振动特性。汤凤等^[5]研究了叶冠工作面完全接触和相互接触两种条件对振动特性的影响。

摩擦阻尼方面,朱永新^[6]对各主要参数对带冠预扭涡轮叶片振动特性的影响规律进行了分析。杨鑫^[7]从理论和工程应用出发,描述了叶冠工作过程中接触面的实际接触情况、具体受力状态和磨损程度,并研究了叶冠接触状态的影响规律。陈香等^[8]则对叶冠之间不同接触紧度、不同接触面积以及不同材料阻尼时的带冠预扭涡轮叶片动力特性和减振效果进行了试验研究。

结构设计方面,丛佩红、汤凤等^[9-10]研究了温度、离心载荷及气动载荷对叶冠接触紧度的影响。孙立业等^[11]研究了装配状态下的叶冠工作面应力状态分析方法。李文明^[12]根据锯齿冠(即带预扭叶冠)结构原理,直观地描述了各特性参数之间的关系和变化规律,论述了锯齿冠结构的设计方法。黄庆南等^[13]则提出了预扭设计的指导思想和原则。何榜^[14]和樊江等^[15]基于 ISIGNT 平台对锯齿冠涡轮叶片进行了结构与减轻质量优化。

陈露露、李迪等^[16-17]在非旋转状态下对不同接触紧度和不同接触角度的带冠预扭涡轮叶片振动特性进行了测试,获得了叶冠接触面紧度和接触角度等主要参数对带冠预扭叶片振动特性和减振效果的影响规律。

上述研究丰富了带冠预扭涡轮叶片模态分析与摩擦阻尼减振理论,促进了国内带冠预扭涡轮叶片结构设计技术的发展。但是,目前仍然没有形成一个工程上真正成熟可用的带冠预扭涡轮叶片振动设计方法。本文首先介绍了带冠预扭涡轮叶片非线性接触预应力模态分析方法(下文简称为接触预应力模态分析)与摩擦机理;其次,以某型涡轴发动机一级动力涡轮转子叶片为例,利用大型商业有限元软件 ANSYS 对该带冠预扭涡轮叶片进行了模态分析,并与传统模态分析方法得到的动频结果进行对比;最后,基于该动力涡轮转子叶片动应力测试频率进行比较分析,结果表明采用接触预应力模态分析得到的叶片动频计算结果的精度较传统方法有了明显提高,具有较高的工程实用价值。

1 典型的带冠涡轮叶片叶冠结构

典型的带冠涡轮叶片叶冠结构可分为平行冠与锯齿冠两类,如图 1 所示。

平行冠(图 1(a))通常不带预扭,平行冠相邻边设计成相互平行,主要用于降低叶尖泄漏,保障涡轮性能,正常工作状态下相邻平行冠不接触,分析时一般将平行冠做自由状态处理。

锯齿冠(图 1(b)),下文所涉及叶冠均带预扭),相邻边一般设计成 Z 字形,通过叶身初始预扭使叶冠工作面相互接触,工作过程中的离心解扭与热膨胀会进一步提高工作面的接触紧度,使叶冠工作面始终有效贴合并形成一个连续的整

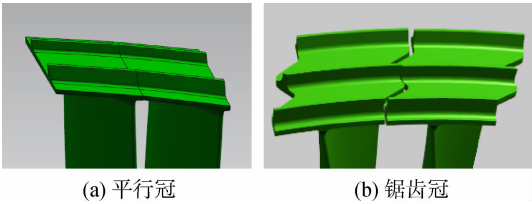


图 1 典型的带冠涡轮叶片叶冠结构
Fig. 1 Typical shroud structure of shrouded turbine blades

环^[18]。锯齿冠结构的引入在降低叶尖泄漏的同时,一方面提高了整圈涡轮转子叶片的刚性,避免了叶片低频主模态共振的发生,同时对于抑制叶片颤振效果显著;另一方面,叶冠接触面在工作过程中会产生一定的相对滑移,这种相对滑移为叶片-轮盘系统提供了额外的振动阻尼,可有效抑制叶片在特定模态下的振动响应,从而降低了叶片工作过程中出现高周疲劳破坏的风险。

2 接触预应力模态分析原理及方法

本文采用大型商业有限元软件 ANSYS 对叶片盘进行模态分析。叶片盘预应力模态分析过程主要分两步:第一步,考虑温度与离心载荷对叶片盘进行非线性静力分析,获得叶片盘在温度与离心载荷下产生的初始变形和预应力;第二步,将初始变形和预应力代入模态分析过程,获得叶片盘的模态频率和振型。接触预应力模态分析与传统模态分析的主要区别在于前者预应力分析过程考虑接触而后者不考虑。

2.1 结构接触预应力分析原理

2.1.1 非线性静力分析

ANSYS 中,近似非线性求解是将载荷分成一系列的载荷增量,可以在几个载荷步内或者在一个载荷步的几个子步内施加载荷增量。每一个载荷增量求解完成后和继续进行下一个载荷增量之前,程序调整刚度矩阵以反映结构刚度的非线性变化。线性结构静力分析的总体平衡方程可以写为

$$\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}^a + \mathbf{F}^r \tag{1}$$

式中 $\mathbf{K}$ 为总刚度矩阵; $\mathbf{u}$ 为节点位移向量; $\mathbf{F}^a$ 为总的载荷向量; $\mathbf{F}^r$ 为反作用力向量。

总的载荷向量 $\mathbf{F}^a$ 可由下式得到^[19]:

$$\mathbf{F}^a = \mathbf{F}^{nd} + \mathbf{F}^{ac} + \sum_{m=1}^N (\mathbf{F}_e^{th} + \mathbf{F}_e^{pr}) \tag{2}$$

式中 $\mathbf{F}^{nd}$ 为节点载荷向量; $\mathbf{F}^{ac}$ 为加速度载荷向量; $\mathbf{F}_e^{th}$ 为单元热载荷向量; $\mathbf{F}_e^{pr}$ 为单元压力载荷向量。

2.1.2 库仑摩擦模型

基于库仑摩擦理论(图 2),两接触面间可承受一定的剪切力,当等效剪切力小于临界摩擦力(f_{lim})时,两接触面间不会出现相对运动,这种状态称为黏滞。库仑摩擦模型定义如下:

$$f_{lim} = \mu P + b \tag{3}$$

其中 μ 为摩擦因数; P 为接触正压力; b 为接触凝聚力。

等效剪切力 $\|\tau\|$ 由下式得到:

$$\|\tau\| = \frac{|\tau|}{\sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}} \tag{4}$$

式中 $|\tau|$ 为二维等效剪切力, $\sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$ 为三维等效剪切力,其中 τ_1 为 1 方向剪切力, τ_2 为 2 方向剪切力。

当等效剪切力 $\|\tau\|$ 超过临界摩擦力 f_{lim} 时,接触面与目标面间将出现相对运动,这种状态称为滑移。黏滞/滑移状态的计算用于确定接触点何时从黏滞过渡到滑移或者何时从滑移过渡到黏滞。即使在正压力为零的情况下,滑移阻力同样存在。

ANSYS 接触预应力分析过程中,带冠预扭涡轮叶片叶冠工作面间及榫头榫槽工作面的接触关系均采用 CONTA 174 和 TARGE 170 单元模拟。CONTA 174 和 TARGE 170 单元间可定义最大等效摩擦力 f_{max} ,此时,无论接触正压力有多大,只要等效剪切力达到该值,滑移就会发生。接触单元提供了两种库仑摩擦模型:各向同性摩擦和正交各向异性摩擦。本文假设带冠预扭涡轮叶片叶冠工作面的摩擦为各向同性摩擦。

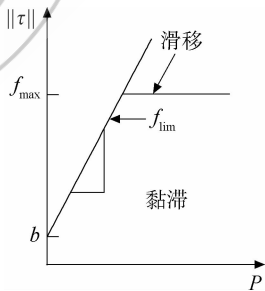


图 2 库仑摩擦模型^[19]
Fig. 2 Coulomb friction model^[19]

罚函数法是通过接触刚度在接触力 $\mathbf{F}_c$ 与接触面间的穿透值(接触位移)间建立力与位移的线性关系。

$$\mathbf{F}_c = K_f \mathbf{u}_f \tag{5}$$

式中 $\mathbf{u}_f$ 为接触位移,接触刚度通常由实常数 K_f 定义,在 ANSYS 中,输入的 K_f 值通常不是直接定义的接触刚度,而是接触单元刚度因子, K_f 取值一般介于 0.1~1 之间。穿透值则通过两接触体上对应位置的节点间距离来计算。接触刚度越大,穿透值就越小,理论上在接触刚度为无穷大时,可以实现完全的接触状态,使穿透值等于零。但实际上接触刚度不可能为无穷大,否则将导致病态的全局刚度矩阵,使计算收敛困难。本文分析过程中,设定初始的榫头榫槽和叶冠接触面 K_f 均为 0.1,而后逐步增加,直到结果收敛且不再变化,最

终确定榫头榫槽的 K_f 为 0.7, 叶冠的 K_f 为 0.3。

罚函数法中, 接触界面力向量为 $[P \quad \tau_1 \quad \tau_2]$ 。

接触正压力 P 由下式得到

$$P = \begin{cases} 0 & u_n > 0 \\ K_n u_n & u_n \leq 0 \end{cases} \quad (6)$$

式中 K_n 为法向接触刚度; u_n 为接触间隙尺寸。

对于各向同性摩擦, 其摩擦力可通过库仑理论得到

$$f_i = \begin{cases} f_i^{n-1} + K_s \Delta u_i \\ \mu P \frac{\Delta u_i}{\|\Delta \mathbf{u}\|} \end{cases} \quad (7)$$

式中 K_s 为切向接触刚度; 滑移状态下, Δu_i 为当前子步的 i 方向滑移增量, 黏滞状态下, Δu_i 为弹性滑移增量, 代表当前子步骤中可反向的切向运动量; $\|\Delta \mathbf{u}\|$ 为当前子步的等效滑移增量; f_i^{n-1} 为前一子步结束时的 i 方向 ($i=1, 2$) 摩擦力。

如果 $\|\tau\| = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} - \mu P < 0$, $\mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{F}^a + \mathbf{F}^r$, 接触面间黏滞; 如果 $\|\tau\| = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} - \mu P = 0$, 接触面间产生滑移。

2.2 循环对称结构模态分析原理

自由振动方程为

$$\mathbf{M} \mathbf{u} + \mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (8)$$

式中 $\mathbf{M}$ 为总质量矩阵。

带冠预扭涡轮叶片盘属于典型的循环对称结构, 通常取包含一个完整叶片的循环对称段进行有限元建模分析。求解时, 程序在与基本扇区相同的几何位置生成重复扇区。基本扇区上存在的所有载荷、边界条件、耦合和约束方程将应用于重复扇区。在基本扇区和重复扇区连接低边缘和高边缘组件上的节点强制执行循环对称兼容性条件, 之后保留基本扇区上定义的所有内部耦合和约束方程以供后续分析。节点的约束方程如式 (9) 所示。在循环对称性分析求解阶段, 程序将自动旋转低、高扇区边缘 (图 3) 上所有节点的坐标系, 使其与循环坐标系平行^[19]。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_{\text{high}}^{(A)} \\ \mathbf{u}_{\text{high}}^{(B)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k\alpha) & \sin(k\alpha) \\ -\sin(k\alpha) & \cos(k\alpha) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{\text{low}}^{(A)} \\ \mathbf{u}_{\text{low}}^{(B)} \end{bmatrix} \quad (9)$$

其中 k 为谐波指数, 当 N 为偶数时, 谐波指数取 $0, 1, 2, \dots, N/2$; 当 N 为奇数时, 谐波指数取 $0, 1, 2, \dots, (N-1)/2$ 。 N 为整数, 表示 360° 范围内的循环对称段数。 α 为循环对称段角度 $\alpha = 2\pi/N$; $\mathbf{u}_{\text{low}}^{(A)}$ 为基础段低角度循环对称面; $\mathbf{u}_{\text{high}}^{(A)}$ 为基础段高角度循环对称面; $\mathbf{u}_{\text{low}}^{(B)}$ 为重复段低角度循环对称面; $\mathbf{u}_{\text{high}}^{(B)}$ 为重复段高角度循环对称面。

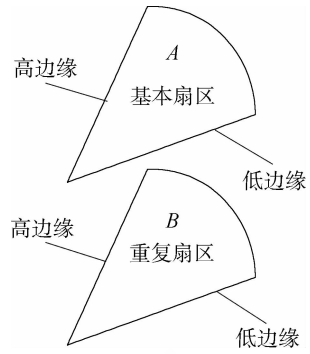


图 3 连接基本和重复扇区的低边缘和高边缘
Fig. 3 Connecting low and high edges of basic and duplicate sectors

式 (9) 是谐波指数 k 的函数, 为每个谐波指数生成不同的约束方程组。因此, 对于每一个要求的谐波指数解, 程序都会自动创建适当的约束方程, 连接基本扇区 A 和重复扇区 B 上的边缘分量节点并求解。

3 模态分析实例

3.1 有限元模型

事实上, 在准确考虑带冠预扭涡轮叶片工作温度及离心载荷的前提下, 叶片模态分析精度主要取决于对叶冠及榫头榫槽接触边界的模拟。传统模态分析方法中, 为使模型简化, 一般将叶冠工作面按循环对称处理, 即工作面之间变形协调, 没有相对运动, 相当于完全固接, 榫头榫槽之间则采用等效或黏合的方式进行一体化处理。显然, 这种边界模拟方式与叶片实际的安装状态存在较为显著的差异, 将导致叶片模态分析结果出现较大偏差。接触预应力模态分析时, 榫头榫槽工作面以及叶冠工作面间均按照面-面接触边界处理, 尽可能模拟真实的安装条件, 以降低边界条件模拟可能带来的计算偏差。

某型涡轴发动机一级动力涡轮叶片采用带预扭的锯齿冠结构。接触预应力模态分析时, 为考虑预扭的影响, 建模过程中将叶背侧的叶冠悬臂端从中截断, 截断的部分旋转一个循环对称角度, 使叶冠工作面过盈装配, 截断的两个面按循环对称处理, 工作面之间建立非线性接触 (图 4)。非线性静力分析过程中, 叶冠工作面通过过盈装配接触预应力分析, 可以将过盈状态调整为刚好接触的状态, 从而实现对叶冠预扭的模拟。同时, 轮盘的两个截面同样按循环对称边界条件处理, 榫头榫槽接触面按非线性接触处理 (图 5)。传统模

态分析则将榫头榫槽接触面等效,叶冠工作面及轮盘按循环对称处理(图 6)。

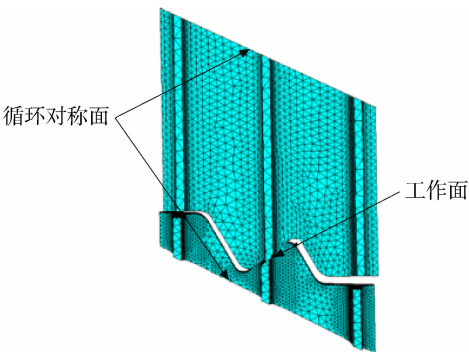


图 4 接触预应力模态分析叶冠边界条件
Fig. 4 Shroud boundary conditions for contact prestress modal analysis

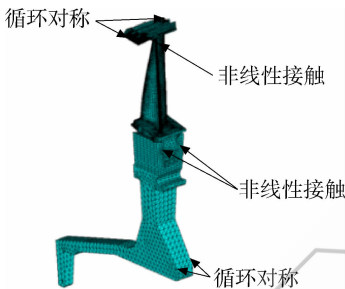


图 5 接触预应力模态分析叶片盘边界条件
Fig. 5 Blisk boundary conditions for contact prestress modal analysis



图 6 传统模态分析叶片盘边界条件
Fig. 6 Blisk boundary conditions for traditional modal analysis

3.2 模态分析结果

由于叶片盘各节径模态频率及振型分析数据较多,且后续动应力测试有效数据以各节径 1 阶为主,故本文只给出了动力涡轮叶片盘各节径 1 阶模态频率分析结果(表 1 和图 7)以及 9~13 节径 1 阶振型结果(图 8~图 12)。基于此,本文对

表 1 动力涡轮叶片盘动频
Table 1 Dynamic frequencies of power turbine blisk

节径	阶次	频率/Hz		差异/ %
		传统模态分析	接触预应力模态分析	
1	1	1098	1119	1.84
2	1	1232	1219	1.10
3	1	1559	1472	5.90
4	1	1970	1782	10.56
5	1	2366	2070	14.31
6	1	2709	2301	17.73
7	1	3005	2474	21.44
8	1	3280	2606	25.87
9	1	3556	2709	31.24
10	1	3849	2796	37.65
11	1	4165	2872	45.02
12	1	4509	2942	53.24
13	1	4877	3009	62.08
14	1	5267	3075	71.29
15	1	5668	3140	80.51
16	1	6069	3205	89.34
17	1	6449	3271	97.14
18	1	6771	3336	102.97
19	1	6986	3399	105.52
20	1	7087	3459	104.90
21	1	7121	3513	102.73
22	1	7121	3558	100.14
23	1	7125	3593	98.31
24	1	7121	3615	97.00
25	1	7119	3622	96.54

注:差异=(传统模态分析频率-接触预应力模态分析频率)/接触预应力模态分析频率×100%。

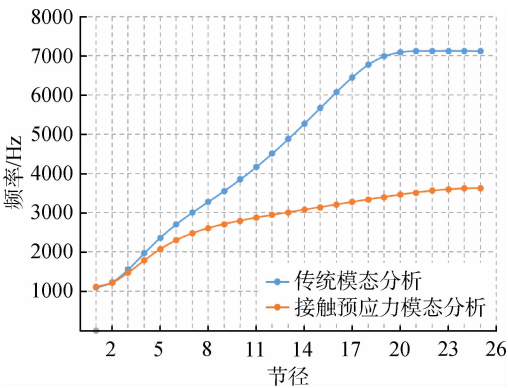


图 7 动力涡轮叶片盘动频变化曲线
Fig. 7 Variation curves of dynamic frequencies of power turbine blisk

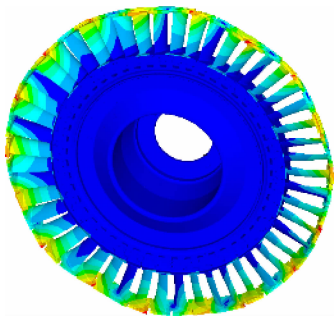


图 8 叶片盘振型(9 节径 1 阶)
Fig. 8 Blisk vibration mode
(1st order, 9th nodal diameter)

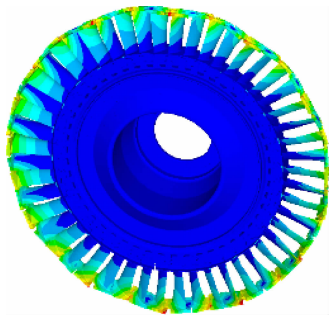


图 11 叶片盘振型(12 节径 1 阶)
Fig. 11 Blisk vibration mode
(1st order, 12th nodal diameter)

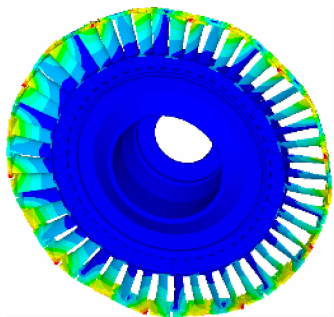


图 9 叶片盘振型(10 节径 1 阶)
Fig. 9 Blisk vibration mode
(1st order, 10th nodal diameter)

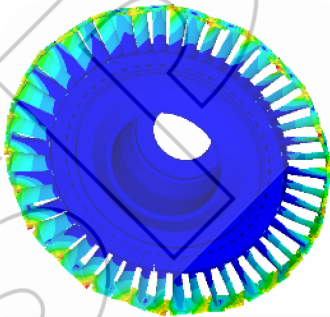


图 12 叶片盘振型(13 节径 1 阶)
Fig. 12 Blisk vibration mode
(1st order, 13th nodal diameter)

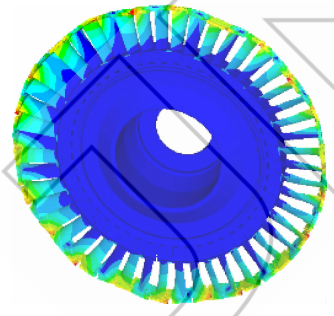


图 10 叶片盘振型(11 节径 1 阶)
Fig. 10 Blisk vibration mode
(1st order, 11th nodal diameter)

接触预应力模态分析和传统模态分析结果进行了详细的对比分析,结果表明:

1) 针对本文中的动力涡轮叶片盘,接触预应力模态分析方法与传统模态分析方法所得的各节径 1 阶模态频率在 1~2 节径时差异很小,基本维持在 2%以内,且变化规律基本一致。这两节径 1 阶模态频率接近的主要原因是两者的振动模式以叶片-轮盘系统耦合振动为主,叶冠及榫头榫槽参与度较低,贡献较小。

2) 从 3 节径开始,传统模态分析方法得到的叶片盘模态频率上升趋势开始明显大于接触预应力模态分析方法,直到 19 节径后趋于平缓;而接触预应力模态分析方法在 7 节径之前变化都比较显著,之后从 8 节径一直到 25 节径,均呈现缓慢上升趋势。总体上,传统模态分析频率要高于接触预应力模态分析频率,两者之间的频率差异从 3 节径的 5.90%逐步增加到 19 节径的 105.52%,之后由于传统模态分析频率增长趋于停滞,而接触预应力模态分析频率仍然在缓慢增长,因此两者的差异又逐步回落,直至 25 节径时减小到 96.54%。造成传统模态分析频率高于接触预应力模态分析频率的主要原因是越往高节径,叶片频率受叶冠刚性影响越大,传统模态分析中叶冠工作面局部刚性远大于接触预应力模态分析,因此频率增长更快。

4 动应力测试验证

4.1 动应力测点选取

本文中的动力涡轮叶片盘工作一段时间后,若干叶片出现了疲劳裂纹。为准确获得该叶片的共振状态及振动应力水平,专门开展了动应力测

试工作。本次测试共安排了 12 个应变计(图 13),具体的贴片位置如下:

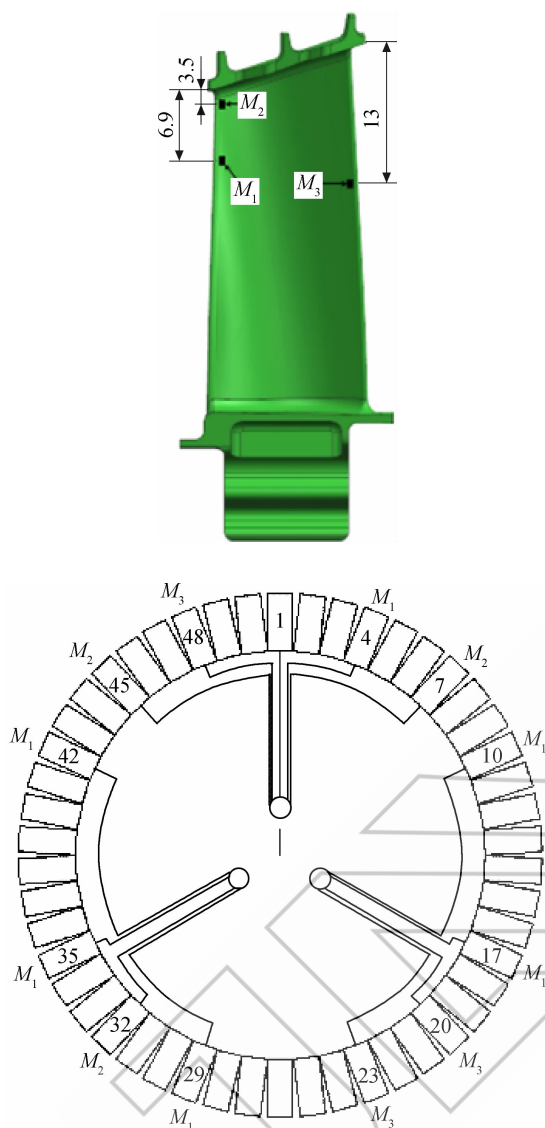


图 13 动力涡轮叶片动应力测点布局(单位:mm)
Fig. 13 Distribution of strain gauge positions for power turbine blades (unit:mm)

- 1) 荧光检查及外场统计分析表明,动力涡轮叶片渗透到基体的穿透性裂纹多出现在进气边距叶冠下缘 6.0~7.8 mm 位置,属于重点关注区域,故选取 6 片叶片进行测量,即测点 M_1 ;
- 2) 叶片最大稳态应力出现在进气边叶盆面距叶冠下缘 3.5 mm 位置,该区域虽存在大量渗层裂纹,但没有到基体的穿透性裂纹,故只选取 3 片叶片进行测量,即测点 M_2 ;
- 3) 叶片排气边距叶冠下缘 13 mm 处为振动应力相对较高且对应频率阶次较多的位置,故同样选取 3 片叶片进行测量,即测点 M_3 。

4.2 动应力测试结果分析

动力涡轮叶片盘动应力测试结果见图 14、图 15 和表 2。图 14 给出了叶片不同测点位置动应力随燃气发生器转子转速的变化情况。此时,不同共振响应峰值转速对应的叶片通过频率即为叶片的各阶共振频率,据此在 Campbell 图中可以得到叶片盘的节径数。由于此次动应力测试获得的有效数据主要为 9~13 节径的 1 阶响应,其余高阶振动数据辨识度不高,故表 2 只对 9~13 节径的 1 阶模态频率进行了对比分析。

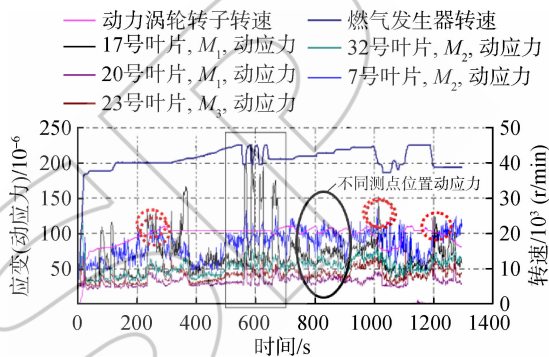


图 14 动力涡轮叶片动应力测试结果
Fig. 14 Dynamic stress test results of power turbine blades

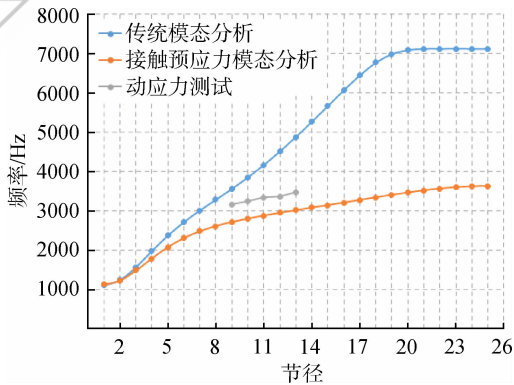


图 15 动力涡轮叶片盘频率分析与测试结果对比
Fig. 15 Comparison of frequency analysis and test results for power turbine blisk

图 15 和表 2 中的结果表明,叶片盘 9~13 节径 1 阶测试频率与接触预应力模态分析得到的 1 阶频率在变化规律上保持了很好的一致性,并且计算与试验差别基本稳定在 12%~13%。传统模态分析方法随着节径数提高,频率差异越来越大,到 13 节径时这种差异约 40%,超出了工程可接受的范围。由此可知,接触预应力方法计算精度较传统方法更高。

表 2 动力涡轮叶片盘频率分析与测试结果对比(9~13 节径 1 阶)

Table 2 Comparison of frequency analysis and test results for power turbine blisk (1st order, 19th—13th nodal diameter)

节径	阶次	频率/Hz			差异/%	
		动应力测试	接触预应力模态分析	传统模态分析	接触预应力模态分析	传统模态分析
9	1	3 156	2 747	3 556	12. 95	12. 67
10	1	3 234	2 829	3 849	12. 54	19. 02
11	1	3 328	2 897	4 165	12. 94	25. 15
12	1	3 359	2 958	4 509	11. 93	34. 24
13	1	3 468	3 015	4 877	13. 07	40. 63

注:差异=(模态分析频率-动应力测试频率)/动应力测试频率×100%。

5 结 论

本文基于 ANSYS 软件平台研究了带冠预扭涡轮叶片的振动,通过上述研究,可以得到如下结论:

1) 非线性接触预应力模态分析方法得到的模态频率结果能更真实地反映带冠/榫头榫槽涡轮叶片盘的振动特性,相比传统模态分析得到的计算结果精度更高。其分析误差主要来源于加工装配、边界条件与载荷模拟、接触参数选取以及试验误差等。

2) 在低节径,传统模态分析和非线性接触预应力模态分析结果表现出了很好的一致性,但随着节径数的增加,传统模态分析叶片盘频率上升趋势开始明显大于非线性接触应力模态分析,直到高节径以后变化才趋于平缓;而非线性接触预应力模态分析在较低节径变化显著,之后呈现缓慢上升趋势。造成这种差别的主要原因是越往高节径,叶片频率受叶冠刚性影响越大,传统模态分析叶冠局部刚性显然远大于非线性接触预应力模态分析,因此频率增长更快。

3) 动应力测试频率与非线性接触预应力模态分析的频率在变化规律上有很好的-一致性,并且计算结果与试验结果差别相对稳定,这种差别的稳定性有利于对结果的修正;传统模态分析随着节径数升高,计算频率与试验差别越来越大,这种差别可能远超出工程可接受的范围,同时也给结果修正带来了很大的难度。

参考文献:

[1] 王相平,徐鹤山. 有限元计算中的叶片边界条件的选取[J]. 航空发动机,1998,24(4):43-46.
WANG Xiangping,XU Heshan. The selection of boundary condition for blade in finite element analysis[J]. Aero-

engine,1998,24(4):43-46. (in Chinese)
[2] 欧阳德,孔瑞莲,宋兆泓,等. 带冠和冷却小孔涡轮叶片振动特性分析[J]. 航空动力学报,1997,12(3):235-238.
OUYANG De,KONG Ruilian,SONG Zhaohong,et al. Vibration characteristics analysis for a shrouded turbine blade with air-cooling holes[J]. Journal of Aerospace Power,1997,12(3):235-238. (in Chinese)
[3] 周传月,邹经湘,闻雪友,等. 燃气轮机带冠叶片耦合振动分析[J]. 哈尔滨工业大学学报,2001,33(1):129-133.
ZHOU Chuanyue,ZOU Jingxiang,WEN Xueyou,et al. Coupled vibration of gas turbine shrouded blades[J]. Journal of Harbin Institute of Technology,2001,33(1):129-133. (in Chinese)
[4] 郑君,罗贵火. 某型发动机涡轮盘叶片叶冠有限元边界条件的计算对比分析[J]. 振动工程学报,2004,17(增刊):110-112.
ZHENG Jun,LUO Guihuo. Finite element method contrast and analysis of turbine with different blades' boundary conditions[J]. Journal of Vibration Engineering,2004,17(Suppl.):110-112. (in Chinese)
[5] 汤凤,胡柏安. 带冠涡轮叶片的振动特性分析[J]. 机械强度,2007,29(5):831-834.
TANG Feng,HU Baian. Vibration characteristic analysis of shrouded turbine blades [J]. Journal of Mechanical Strength,2007,29(5):831-834. (in Chinese)
[6] 朱永新. 带冠叶片摩擦减振特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2007.
ZHU Yongxin. Research on characteristic of the forced response of shrouded blades[D]. Nanjing:Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2007. (in Chinese)
[7] 杨鑫. 带冠涡轮叶片动力响应设计技术研究[D]. 北京:北京航空航天大学,2008.
YANG Xin. Study on design technology of dynamic response of shrouded turbine blade[D]. Beijing:Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2008. (in Chinese)
[8] 陈香,朱靖,李光辉,等. 涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振试验[J]. 航空动力学报,2012,27(4):817-823.
CHEN Xiang,ZHU Jing,LI Guanghui,et al. Experiment on dry friction damping of shroud turbine blades[J]. Journal of Aerospace Power,2012,27(4):817-823. (in Chinese)

[9] 丛佩红,张连祥,刘廷毅.航空发动机涡轮转子叶片锯齿形叶冠紧度的最佳选择[J].航空发动机,2000,26(4):9-12.
CONG Peihong,ZHANG Lianxiang,LIU Tingyi. The best tightness of serrated shroud for aero engine turbine blade [J]. Aeroengine,2000,26(4):9-12. (in Chinese)

[10] 汤凤,孟光.带冠涡轮叶片的接触分析[J].噪声与振动控制,2005,25(4):5-7,17.
TANG Feng,MENG Guang. Contact analysis of shrouded turbine blade [J]. Noise and Vibration Control, 2005, 25 (4):5-7,17. (in Chinese)

[11] 孙立业,王鸣,周柏卓.涡轮叶片叶冠的预扭设计分析[J].航空发动机,2005,31(3):20-22.
SUN Liye,WANG Ming,ZHOU Baizhuo. Pretwist design analysis of turbine blade shroud [J]. Aeroengine, 2005, 31 (3):20-22. (in Chinese)

[12] 李文明.锯齿冠的结构特性与设计[J].航空发动机,2009,35(1):18-22.
LI Wenming. Structural characteristics and design of serrated shroud [J]. Aeroengine, 2009, 35(1):18-22. (in Chinese)

[13] 黄庆南,申秀丽,田静.涡轮动叶锯齿冠的预扭设计[J].航空发动机,1999,25(4):1-3.
HUANG Qingnan,SHEN Xiuli,TIAN Jing. Pretwist design of a zigzag shroud of a turbine blade [J]. Aeroengine, 1999, 25(4):1-3. (in Chinese)

[14] 何榜.带锯齿冠涡轮叶片振动特性分析及结构优化设计研究[D].南京:南京航空航天大学,2007.

HE Bang. Research on dynamic characteristic and structural optimization design of turbine blade with zigzag shroud [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)

[15] 樊江,曾维维,王荣桥,等.基于 iSIGHT 的涡轮叶片叶冠优化设计[J].航空动力学报,2011,26(4):745-751.
FAN Jiang,ZENG Weiwei,WANG Rongqiao, et al. Optimization design of the turbine blade shroud based on iSIGHT software [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(4):745-751. (in Chinese)

[16] 陈璐璐,马艳红,杨鑫,等.带干摩擦阻尼结构叶片振动响应试验[J].航空动力学报,2008,23(9):1647-1653.
CHEN Lulu,MA Yanhong,YANG Xin, et al. Experiment of vibration and response of blade with dry friction structure [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(9):1647-1653. (in Chinese)

[17] 李迪,洪杰,陈璐璐,等.带冠涡轮叶片干摩擦阻尼减振试验研究[J].燃气涡轮试验与研究,2008,21(4):22-27.
LI Di,HONG Jie,CHEN Lulu, et al. Experiment of dry friction damping effect of shrouded turbine blade [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2008, 21(4):22-27. (in Chinese)

[18] RAO J S. Turbomachine blade vibration [M]. New Delhi: New Age International (Publication) Limited, 1991.

[19] ANSYS Incorporation. ANSYS 15.0 release documentation [M]. Pittsburgh, US: ANSYS Incorporation, 2014.

(编辑:陈 越)