

凸肩径向位置对风扇叶片振动特性的影响

洪杰, 文敏, 马艳红, 张大义

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对带凸肩风扇叶片的动力学设计需求,研究凸肩径向位置对风扇叶片振动特性的影响规律. 基于梁理论建立带凸肩风扇叶片的力学模型,采用瑞利法推导了第1阶固有频率解析解,并获得了1阶固有频率随凸肩径向位置的变化规律. 基于非线性接触有限元法,研究了凸肩径向位置对接触状态和振动特性的影响. 研究表明:凸肩径向相对位置为0.75时,可使叶片具有最大的刚度值和1阶固有频率值. 而综合考虑多阶模态频率时,凸肩径向相对位置为0.55至0.68时,叶片振动特性最优. 凸肩接触正压力随凸肩径向位置增加而下降,切向接触刚度随凸肩径向位置的增加先增加后减小.

关键词: 凸肩; 叶片; 瑞利法; 刚度; 振动特性

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Influence of the shroud's radial position on vibration characteristics of the fan blade

HONG Jie, WEN Min, MA Yan-hong, ZHANG Da-yi

(School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: For dynamics design requirements with the shrouded fan blade, the influence of the shroud's radial position on vibration characteristics of the fan blade was studied. Mechanical model of the shrouded fan blade based on beam theory was built, the first order natural frequency was derived using the Rayleigh method, and the relationship between the shroud's radial position and the first order natural frequency was also got. Based on the non-linear contact finite element method, the influence of the shroud's radial position on contact status and vibration characteristics was investigated. The results showed that when the relative radial position of shroud was 0.75, the blade had the maximal stiffness and the first order natural frequency; and considering the multi-mode frequencies, the vibration characteristics were optimum when the relative radial position of shroud was 0.55—0.68. The contact pressure of the shroud decreased while the relative radial position of shroud increased, the tangential contact stiffness first increased and then decreased with the rising radial position of the shroud.

Key words: shroud; blade; Rayleigh method; stiffness; vibration characteristics

因振动引起的叶片高周疲劳破坏是制约航空发动机可靠性的一个关键问题. 干摩擦阻尼结构被广泛应用于航空发动机中以降低叶片振动. 干摩擦阻尼结构形式多样,其中凸肩干摩擦阻尼结

构兼备提高刚性和增加阻尼的作用,被应用于风扇/压气机转子叶片的振动控制,如CFM56-3, PW4000, AL-31F、秦岭等航空发动机风扇叶片均采用了凸肩结构^[1-2].

收稿日期:2014-05-10

作者简介:洪杰(1965—),男,北京人,教授,博士,主要从事专业研究方向为叶片阻尼技术研究.

通讯作者:马艳红(1976—),女,辽宁铁岭人,副教授,博士,主要研究方向为航空发动机强度振动. E-mail:mayanh2002@163.com

任勇生等^[3]提出采用阻尼因子度量凸肩干摩擦阻尼大小的方法,并研究了凸肩位置对 1 阶、2 阶阻尼因子的影响规律.李宏新等^[4]通过对试验测试结果的统计初步获得了凸肩形状、位置、紧度、涂层等对风扇叶片振动特性的影响规律.Williams 等^[5]针对某带凸肩风扇叶片的研究表明,凸肩位于 61% 叶高处时应力最低,而凸肩位于 64% 叶高处时叶片变形最小.单颖春等^[6-7]针对带凸肩平板叶片,研究了凸肩接触面初始正压力、接触角度、接触刚度、摩擦因数等参数对叶片非线性响应的影响规律.从国内外文献来看,对于带凸肩风扇叶片大多从阻尼角度研究凸肩本身结构参数对振动特性的影响,高效节能发动机文集^[8]指出增加凸肩的首要目的是提高叶片刚性及 1 阶固有频率,但上述研究并未对此问题进行深入分析.

本文针对凸肩结构设计中的重要参数:凸肩径向位置,采用理论和数值计算相结合的方法研究其对某风扇叶片固有振动特性的影响,为风扇叶片的减振设计提供技术支撑.

1 理论分析

带凸肩风扇叶片在工作过程中榫头根部与轮盘榫槽相互接触,随着转速的上升逐渐压紧,凸肩接触面也如图 1 所示相互抵紧,根据结构特点和受力条件将其简化为图 2 所示的根部固支、凸肩处简支的等截面梁结构,凸肩到叶片根部的距离与叶片总长的比值定义为凸肩径向相对位置,即 $\zeta=(l-a)/l$.

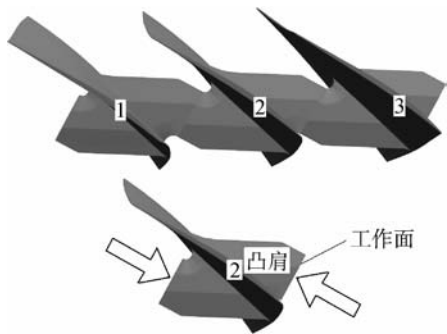


图 1 带凸肩风扇叶片结构图

Fig. 1 Configuration of shrouded fan blade

1.1 力学模型

根据叶片的简化物理模型,在其承受外力 F 下的变形及受力如图 3 所示.根据外力 F 与力矩 M 平衡关系,可得式(1).

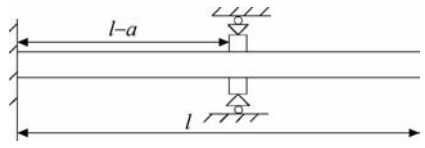


图 2 带凸肩风扇叶片简化物理模型

Fig. 2 Simplified physical model of shrouded fan blade

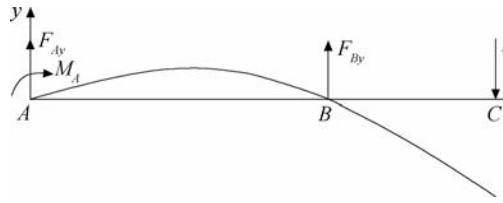


图 3 带凸肩风扇叶片力学模型

Fig. 3 Mechanical model of shrouded fan blade

$$\begin{cases} \sum F = 0 \\ \sum M = 0 \end{cases} \quad (1)$$

未知量包括 A, B 点支反力及 A 点支反力矩,因此该模型为静不定结构^[9],利用力、力矩平衡,并补充梁在 B 点挠度(y_B)为零的约束条件,可以求得各点支反力及力矩.

$$y_B = 0 \quad (2)$$

利用式(1)和式(2)可以求得 A, B 点的支反力和力矩,见式(3):

$$\begin{cases} F_{Ay} = F\left(1 - \frac{48}{15\zeta^3}\right) \\ F_{By} = F\frac{48}{15\zeta^3} \\ M_A = F\left(\frac{48}{15\zeta^3} - l\right) \end{cases} \quad (3)$$

分段建立 AB, BC 段弯矩方程.

AB 段($0 \leq x \leq l-a$)

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = M_A + F_{Ay}x \quad (4)$$

BC 段($l-a < x \leq l$)

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = M_A + F_{Ay}x + F_{By}(x-l) \quad (5)$$

对式(4)和式(5)进行两次积分,并利用 A, B 点处边界条件确定积分常数,进而可以确定该梁模型在外力 F 时的挠曲线方程,如式(6):

$$y = \begin{cases} \frac{1}{6}F_{Ay}x^3 + \frac{1}{2}M_Ax^2 & 0 \leq x \leq l-a \\ \frac{1}{6}(F_{Ay} + F_{By})x^3 + \frac{1}{2}(M_A - F_{By})x^2 - \frac{1}{2}F_{By}l(l-2)x - \frac{(l-3)}{3(l-2)} & l-a < x \leq l \end{cases} \quad (6)$$

1.2 瑞利法

假设任一点 x 的振幅与梁在端部受到单位作用力的静变形曲线完全一致,即式(6)所表述的变形分布.

则系统的最大势能和最大动能分别为

$$U_{\max} = \frac{1}{2} \int_0^l EI \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 dx \tag{7}$$

$$T_{\max} = \frac{\rho}{2} \int_0^l (\omega y)^2 dx \tag{8}$$

式中 E 为材料弹性模量; I 为梁截面惯性矩; ρ 为材料密度; ω 为系统 1 阶固有频率.

根据瑞利法系统最大势能与最大动能相等^[10],可以求得 1 阶固有频率的表达式为

$$\omega = \sqrt{\frac{\int_0^l EI \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 dx}{\rho \int_0^l y^2 dx}} = \sqrt{\frac{\int_0^1 l^5 EI \left(\frac{d^2 y}{d\zeta^2} \right)^2 d\zeta}{\rho \int_0^1 l y^2 d\zeta}} \tag{9}$$

由式(9)可见,对于材料参数和总长度确定的结构,其 1 阶固有频率的大小仅取决于凸肩位置,即 ζ 的大小.

1.3 结果分析

根据式(9),1 阶固有频率表达式求解得到如图 4 所示的 1 阶固有频率随凸肩径向相对位置变化曲线.其中无量纲固有频率 $\bar{\omega} = \omega_{\zeta} / \omega_{100}$, ω_{ζ} 表示凸肩径向相对位置为 ζ 时系统 1 阶固有频率, ω_{100} 为 ζ 等于 100% 时系统 1 阶固有频率,即凸肩变为叶冠时的 1 阶固有频率.

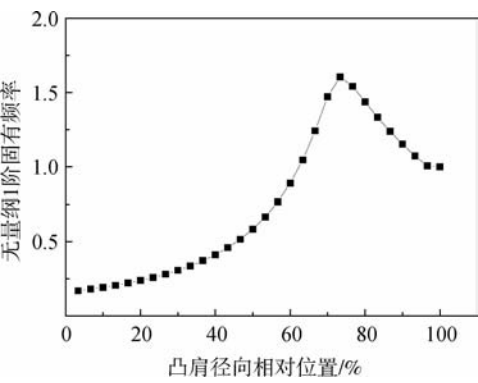


图 4 无量纲 1 阶固有频率随凸肩径向相对位置变化曲线

Fig. 4 Dimensionless first order natural frequency varying with the relative radial position of the shroud

由图 4 可见,对于等截面风扇叶片而言,固有频率随着凸肩径向相对位置的增加呈现先增加后减小的趋势,在凸肩径向相对位置为 75% 时,风

扇叶片 1 阶固有频率达到最大点.

2 带凸肩风扇叶片的数值分析

针对某带凸肩风扇叶片,建立凸肩径向相对位置不同的 5 个叶片模型,如图 5 所示,径向相对位置(ζ)分别为 0.48,0.55,0.62,0.68 和 0.75.本节针对这 5 种情况分别建立有限元模型,对其振动固有特性进行分析.

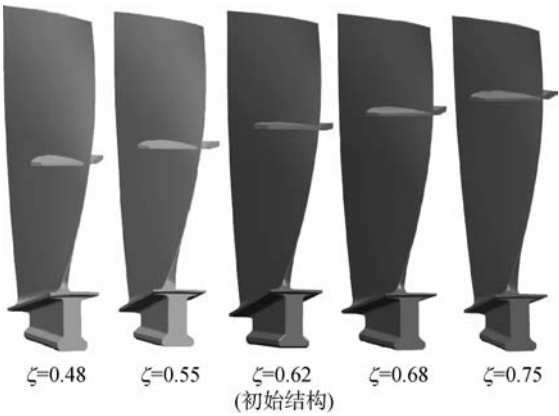


图 5 不同凸肩径向相对位置风扇叶片模型
Fig. 5 Different relative radial positions of shroud for shrouded fan blade models

2.1 有限元模型及边界条件

考虑凸肩接触的力学影响(叶片凸肩过盈量为 0.09 mm),基于静力学分析获得叶片凸肩之间的接触状态,在此基础上,将凸肩接触刚度代入模态计算,从而获得叶片的约束模态^[11].

以凸肩径向相对位置为 0.62 时为例,建立有限元模型如图 6 所示,叶片材料为 TC4,弹性模量为 1.12×10^5 MPa,泊松比为 0.34,密度为 4440 kg/m^3 .采用实体单元 Solid185 建模,共划分

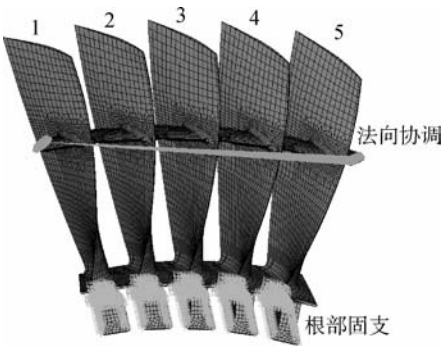


图 6 带凸肩风扇叶片有限元模型
(凸肩径向相对位置为 0.62)
Fig. 6 Finite element model of the shrouded fan blade (the relative radial position of shroud is 0.62)

42385个单元,54535个节点. 计算中,叶片根部施加位移全约束^[12],相邻两凸肩接触面定义接触单元、1号叶片叶盆凸肩和5号叶片叶背凸肩定义法向协调. 选取3号叶片的计算结果进行分析.

2.2 变形结果分析

由静力学计算结果可见,在凸肩处于不同径向位置时,叶片变形趋势基本一致,但数值上有所差别. 图7为凸肩径向相对位置为0.75时的叶片变形图,可以看出在装配状态下叶片沿着凸肩所在位置的径向逆时针扭转,随着转速的增加逆时针扭转逐渐恢复,叶片的预扭被释放^[13].

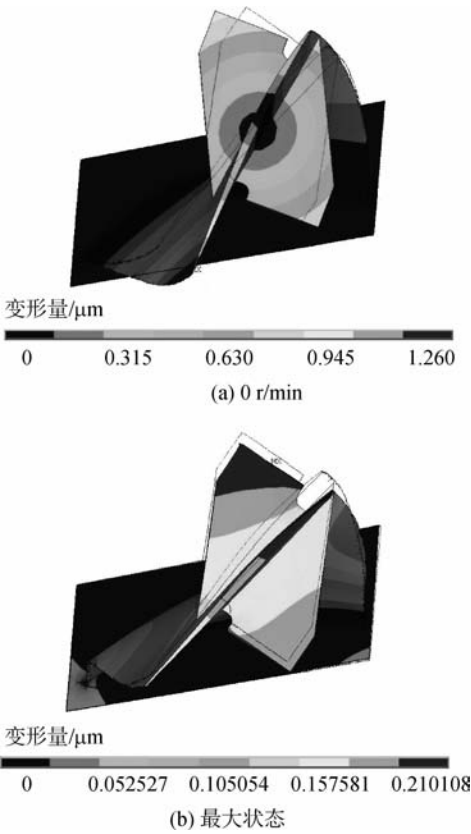


图7 叶片变形分布(凸肩径向相对位置为0.75)
Fig. 7 Blade deformation distribution
(the relative radial position of shroud is 0.75)

为便于分析,定义叶尖扭角为 θ ,如图8所示,并规定逆时针扭角变化为正,顺时针扭角变化为负.

图9为不同凸肩径向相对位置(ζ)时,叶尖扭角随发动机工作状态变化曲线. 可见,在装配状态下,各扭角值基本一致,随着转速增大(图中发动机工作状态从装配状态到最大状态),叶尖扭角变化趋向也相同. 因此,凸肩径向相对位置不会对叶片扭转变形有大的影响.

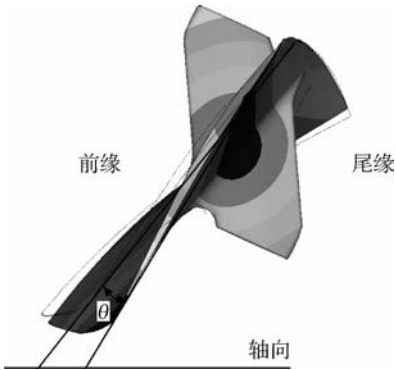


图8 叶尖扭角示意图
Fig. 8 Schematic of blade tip twist angle

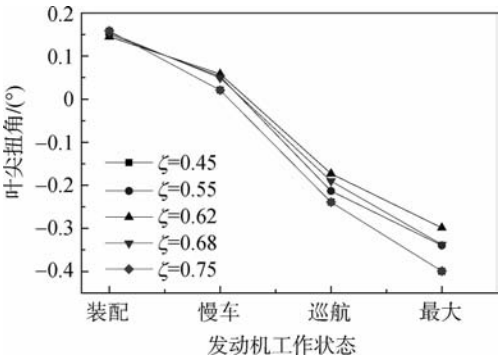


图9 叶尖扭角随转速变化
Fig. 9 Blade tip twist angle varying with rotation speed

2.3 接触参数分析

接触参数是从力学性能上定量的表征接触面摩擦阻尼效果和磨损程度,具体包括:接触单元接触压应力等接触面微观力学参数,以及由这微观力学参数影响的宏观接触参数:接触刚度^[14-17]和接触正压力. 本文重点分析宏观接触参数的变化规律.

提取图6中3号叶片接触单元的力学参数,可以得到凸肩接触正压力 P 和凸肩切向接触刚度 K_t 随转速变化规律. 两者定义分别如式(10)和式(11)所示.

$$P = \sum_{i=1}^n \sigma_p S_i \tag{10}$$

$$K_t = \frac{F_c}{L} \tag{11}$$

式中 σ_p 为接触单元接触压应力; S_i 为接触单元面积; F_c 为接触面平均摩擦力; L 为接触面平均滑移距离.

图10为凸肩接触正压力随转速变化图. 可见,不同凸肩径向相对位置凸肩接触正压力均随着转速的升高呈现上升的趋势. 这与叶尖扭角随

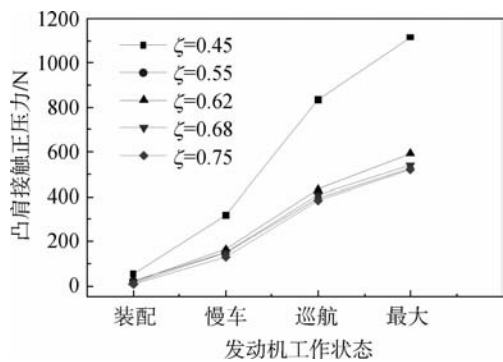


图 10 凸肩接触正压力随转速变化

Fig. 10 Contact pressure of shroud varying with rotation speed

转速升高变化规律一致,即随转速升高凸肩接触面逐渐压紧。

图 11 为凸肩接触正压力随凸肩径向相对位置变化曲线,可见,随着凸肩径向相对位置的增加在同一工况下接触正压力呈现总体下降的趋势。

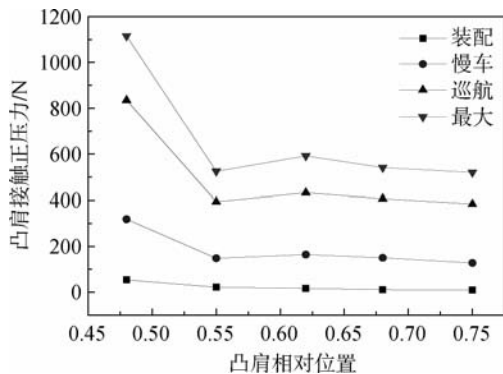


图 11 凸肩接触正压力随凸肩径向相对位置变化

Fig. 11 Contact pressure of shroud varying with the relative radial position of shroud

从图 12 可以看出,随着转速的增加,凸肩切向接触刚度总体呈现出先减小后增加的趋势,这是因为在过盈装配时凸肩接触面处于稳定的变形状态,滑移距离小,随着转速的增加,凸肩接触正压力的增加速度小于滑移距离的增加速度,从而导致切向接触刚度减小。随着转速的进一步增加,凸肩接触面的接触状态转变为黏滞状态,滑移区域面积逐渐减小,从而导致切向接触刚度又逐渐上升。图 13 为凸肩切向接触刚度随凸肩径向相对位置变化曲线,可见随着凸肩径向相对位置的增加,凸肩切向接触刚度先增加后下降。

2.4 约束模态分析

在航空发动机工作过程中,相邻叶片凸肩接触面相互接触并抵紧,从而增加了叶片的刚性,使

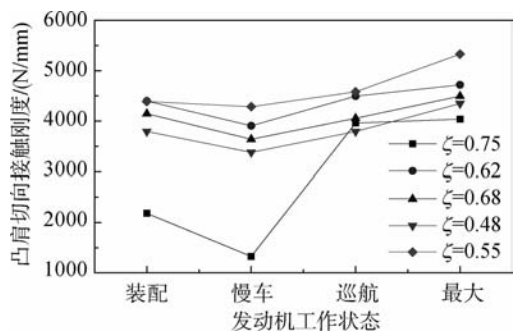


图 12 凸肩切向接触刚度随转速变化

Fig. 12 Tangential contact stiffness of shroud varying with rotation speed

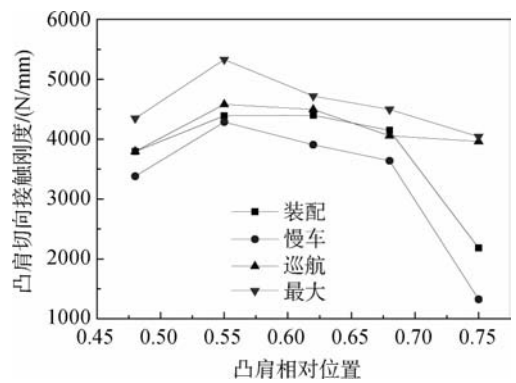


图 13 凸肩切向接触刚度随凸肩径向相对位置变化

Fig. 13 Tangential contact stiffness of shroud varying with the relative radial position of shroud

得叶片系统固有频率发生改变。本文基于 ANSYS 软件,在凸肩接触面处建立 COMBIN14 弹簧单元模拟叶片在实际工作过程中受到的约束,包括两个切向弹簧和一个法向弹簧。计算叶片在不同转速下的约束模态,得到叶片在不同工作状态下的振动特性。

弹簧单元切向接触刚度采用 2.3 节切向接触刚度求解结果。根据 Mindlin 理论^[18-19],法向接触刚度 K_n 和切向接触刚度 K_c 满足如下关系:

$$\frac{K_c}{K_n} = \frac{2(1-\nu)}{2-\nu}$$
 (12)

其中当泊松比 $\nu=0.34$ 时, $K_n \approx 1.25K_c$,由此可以得到对应转速凸肩接触面法向接触刚度。

图 14、图 15 为叶片 1 阶固有频率随凸肩径向相对位置变化和最大工作状态时不同凸肩径向相对位置的 1 阶弯曲振型。可以得到如下规律及结论:

1) 在凸肩径向相对位置为 0.48~0.75 范围内,叶片 1 阶固有频率随凸肩径向相对位置的增加而增加,且振型均为 1 阶弯曲振型。

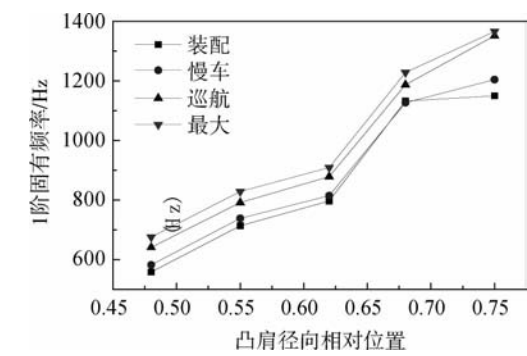


图 14 叶片 1 阶固有频率随凸肩径向相对位置变化
Fig. 14 The first order natural frequency of blade
varying with the relative radial
position of shroud

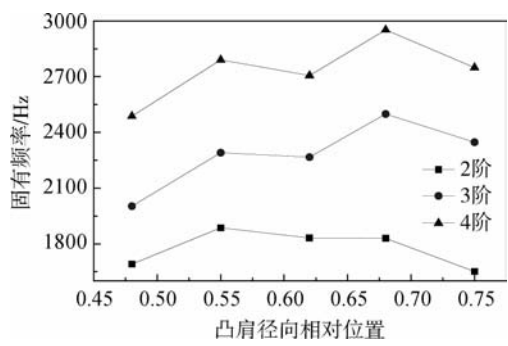


图 16 叶片固有频率随凸肩径向相对位置变化
(最大工作状态)
Fig. 16 Natural frequency of the blade varying with
the relative radial position of shroud
(the maximum working state)

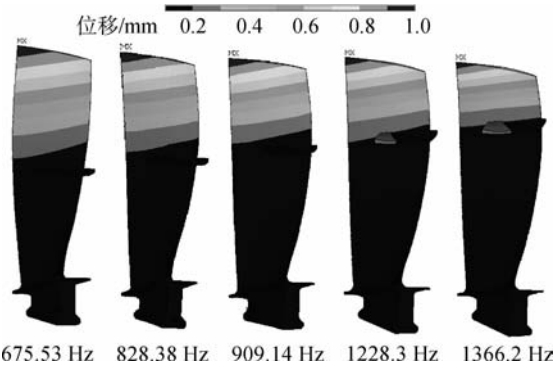


图 15 不同凸肩径向相对位置 1 阶振型(最大工作状态)
Fig. 15 The first mode of different blade with different
relative radial position of shroud
(the maximum working state)

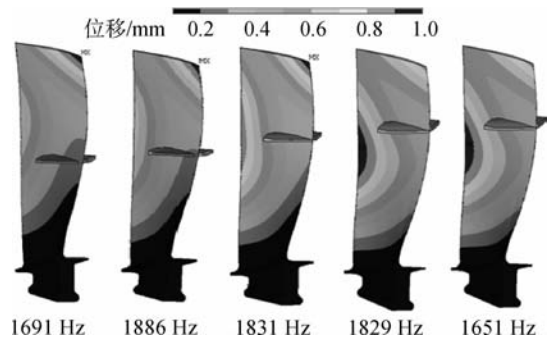


图 17 不同凸肩径向相对位置 2 阶振型(最大工作状态)
Fig. 17 The second mode of blade with different
relative radial positions of shroud
(the maximum working state)

2) 该数值仿真所得规律与基于梁理论的带凸肩风扇叶片 1 阶固有频率变化规律在凸肩径向相对位置 0.75 以下时一致。

图 16~图 18 给出最大工作状态时带凸肩风扇叶片 2,3,4 阶固有频率随凸肩径向相对位置变化曲线及对应的 2,3 阶振型。

可见,叶片 2,3,4 阶固有频率随凸肩径向相对位置变化关系较为复杂. 总体而言,2 阶固有频率随凸肩径向相对位置的增加呈现先增加后减小的趋势,在凸肩径向相对位置为 0.55~0.68 时固有频率较高,且 2 阶振型不随凸肩径向相对位置变化。

而对 3,4 阶固有频率来讲,随着凸肩径向相对位置的增加,固有频率整体趋于上升的趋势. 可以看到,对于真实带凸肩风扇叶片来讲,凸肩径向相对位置的变化对叶片各阶固有频率的影响规律并不一致,但相对位置的改变不影响叶片前 3 阶振型。

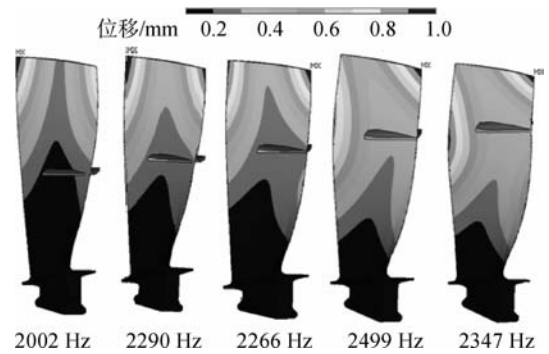


图 18 不同凸肩径向相对位置 3 阶振型(最大工作状态)
Fig. 18 The third mode of blade with different
relative radial positions of shroud
(the maximum working state)

3 结 论

1) 理论与数值分析结果表明,凸肩位于径向 0.75 位置时,可使带凸肩风扇叶片具有最大的刚度和 1 阶固有频率。

- 2) 凸肩径向位置对叶片在各工况下扭转变形的影响不大。
- 3) 凸肩径向相对位置由 0.48 变化至 0.75 范围内,接触正压力随凸肩相对位置增加而下降,凸肩切向接触刚度随凸肩径向相对位置增加先增加后减小。
- 4) 凸肩径向相对位置变化对叶片高阶固有频率的影响规律与 1 阶固有频率的影响规律并不一致。总体而言,凸肩径向相对位置处于 0.55~0.68 时叶片各阶固有频率值较高。

参考文献:

[1] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006.

[2] 陈光,洪杰,马艳红. 航空燃气涡轮发动机结构[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2010.

[3] 任勇生,朱德懋. 带凸肩叶片的稳态响应计算及其阻尼减振分析[J]. 振动工程学报,1994,7(2):103-111.

REN Yongsheng, ZHU Demao. Steady state response of shrouded blades calculation and damping vibration analysis [J]. Journal of Vibration Engineering, 1994, 7 (2): 103-111. (in Chinese)

[4] 李宏新,赵开宁,张连祥. 航空发动机风扇叶片凸肩的结构设计[J]. 航空发动机,2004,30(4):14-17.

LI Hongxin, ZHAO Kaining, ZHANG Lianxiang. Structure design of min-span shrouds for aircraft engine fan blades[J]. Aeroengine, 2004, 30(4): 14-17. (in Chinese)

[5] Williams E J, Earles S W E. Optimization of the response of frictionally damped beam type structure with reference to gas turbine compressor blading[J]. Journal of Engineering for Industry, 1974, 96(2): 471-476.

[6] 单颖春,朱梓根,刘献栋. 凸肩结构对叶片的干摩擦减振研究:规律分析[J]. 航空动力学报,2006,21(1):174-180.

SHAN Yingchun, ZHU Zigen, LIU Xiandong. Investiga-

tion of vibration control by frictional constraints between blade shrouds: rule analysis[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(1): 174-180. (in Chinese)

[7] 单颖春,郝燕平. 干摩擦阻尼块在叶片减振方面的应用与发展[J]. 航空动力学报,2001,16(3):218-223.

SHAN Yingchun, HAO Yanping. Application and development of platform friction damper for depressing resonant vibration of blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(3): 218-223. (in Chinese)

[8] 唐智明,詹孟萱. 高效节能发动机文集:第 3 分册 风扇、压气机设计与试验[M]. 北京:航空工业出版社,1991.

[9] 单祖辉. 材料力学[M]. 北京:高等教育出版社,2004.

[10] 李东旭. 高等结构动力学[M]. 北京:科学出版社,2010.

[11] 陈璐璐. 风扇阻尼结构动力学设计理论与方法研究[D]. 北京:北京航空航天大学,2012.

[12] 宋兆泓,熊昌炳,郑光华. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京:北京航空学院出版社,1987.

[13] 刘高思,吴文东. 高效节能发动机文集:第 4 分册 燃烧室设计与试验[M]. 北京:航空工业出版社,1991.

[14] Szwedowicz J, Kissel M, Ravindra B. Estimation of contact stiffness and its role in the design of a friction damper[R]. ASME Paper 2001-GT-0290, 2001.

[15] SHI Xi. Measurement and modeling of normal contact stiffness and contact damping at the meso scale[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2005, 127(1): 52-60.

[16] Szwedowicz J, Kissel M, Ravindra B, et al. Estimation of contact stiffness and its role in the design of a friction damper[R]. ASME Paper 2001-GT-0290, 2001.

[17] Sherif H A, AbuOmar T M. Interface properties due to microslip from vibration measurement[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(1): 230-233.

[18] Mindlin R D. Compliance of elastic bodies in contact[J]. Journal of Applied Mechanics, 1949, 16: 259-268.

[19] Filippi S, Akay A, Gola M M. Measurement of tangential contact hysteresis during microslip[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(3): 482-489.

(编辑:陈 越)