

文章编号: 1000-8055(2007)03-0444-06

宽弦空心风扇叶片动力响应特性研究

杨 雯¹, 杜发荣¹, 郝 勇², 丁水汀¹, 李秋实¹, 王 营¹

(1. 北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083;

2. 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 宽弦空心风扇叶片是未来风扇叶片的发展趋势. 本文采用 ANSYS 软件利用数值模拟方法, 通过对叶片的模态特性和脉冲激励下的响应特性研究得到了叶片的基本变形以及动态响应变形情况. 结论为该风扇叶片振动时以弯曲变形为主, 工作转速在 6 000 r/min 以内, 弯曲振动变形规律以及叶片空心加芯板的结构决定了叶片应力集中发生在内含芯板的叶盆中心处. 另外, 在叶片高速旋转时的离心作用使得叶根处也成为应力集中区域.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 宽弦空心风扇叶片; 模态; 变形; 动态响应

中图分类号: V232.4

文献标识码: A

Investigation of dynamic response property of wide-chord hollow fan blade

YANG Wen¹, DU Fa-rong¹, HAO Yong², DING Shui-ting¹,
LI Qiu-shi¹, WANG Ying¹

(1. National Key Laboratory on Aero-Engines, Beijing University of
Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;

2. Shengyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: Wide-chord hollow fan blade is the trend of future development. By means of numerical simulation, basic deformations and deformations under dynamic response were investigated through the analysis of mode characteristic and the study of dynamic response characteristic under the pulsed excitation. Results show that the blade mainly has flexural deformation as the blade vibrating, and the rotating speed of the blade must be within 6 000 rpm. The flexural vibratory deformation regulation and the structure of hollow with core board decide that the stress concentration should occur in somewhere of the center of blade basin with core board. In addition, the root of blade become into the area of stress concentration with the effect of centrifugal force under the blade's high rotating speed.

Key words: aerospace propulsion system; wide-chord hollow fan blade; mode; deformation; dynamic response

风扇叶片是涡扇发动机最具代表性的重要零件. 早期的风扇叶片为实心、窄弦、带阻尼凸台结构. 为适应现代航空发动机的需要, 风扇叶片在材料、结构方面不断改进, 宽弦空心风扇叶片已成为

发展趋势.

本文通过使用 ANSYS 有限元软件研究宽弦空心风扇叶片的模态特性和动力响应特性, 可知叶片的危险振动的频率与相应的变形响应, 为分析叶

收稿日期: 2006-02-09; 修订日期: 2006-06-14

基金项目: 新世纪优秀人才支持计划资助(NCET-05-0189)

作者简介: 杨雯(1981-), 男, 四川省成都市人, 北京航空航天大学航空发动机气动热力重点实验室硕士研究生. 联系人: 丁水汀

片疲劳损伤问题奠定基础,以及对工程实践中叶片事故分析和设计安全性评估均有一定参考价值。

1 理论基础

根据达朗贝尔原理,系统运动方程为:

$$M\ddot{a}(t) + C\dot{a}(t) + Ka(t) = Q(t) \quad (1)$$

其中 $\ddot{a}(t)$, $\dot{a}(t)$ 和 $a(t)$ 分别是系统的节点加速度向量、节点速度向量、节点位移向量, M , C , K , $Q(t)$ 分别是系统的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和节点载荷向量。

如果忽略阻尼的影响,则运动方程简化为:

$$M\ddot{a}(t) + Ka(t) = Q(t) \quad (2)$$

如果上式的右端项为零,则上式表达的是系统的无阻尼自由振动方程:

$$M\ddot{a}(t) + Ka(t) = 0 \quad (3)$$

解之得结构的阻尼自由振动的频率和振型。

求解无阻尼的自由振动时,解可以假设为以下形式:

$$a = \phi \sin \omega(t - t_0) \quad (4)$$

其中 ϕ 是 n 阶振幅向量, ω 是向量 ϕ 振动的频率, t 是时间变量, t_0 是由初始条件确定的时间常数。

将式(4)代入式(3),得一广义特征值问题:

$$K\phi = \omega^2 M\phi = 0 \quad (5)$$

求解以上方程,可以确定 ϕ 和 ω ,得到 n 个特征解 $(\omega^2, \phi_1), \dots, (\omega_n^2, \phi_n)$, 其中特征值 ω_k 代表系统的 n 个固有频率,特征向量 ϕ_k 代表系统的 n 个固有振型。

然后引入变换:

$$a(t) = \Phi x(t) = \sum_{i=1}^n \phi_i x_i(t) \quad (6)$$

其中 $x(t) = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n]^T$ 将此变换代入运动方程(1). 两端前乘以 Φ^T , 得新基向量空间内的运动方程:

$$\ddot{x}(t) + \Phi^T C \Phi \dot{x}(t) + \Omega x(t) = \Phi^T Q(t) = R(t) \quad (7)$$

初始条件也相应地转换成:

$$x_0 = \Phi^T M a_0, \dot{x}_0 = \Phi^T M \dot{a}_0 \quad (8)$$

当式中的阻尼矩阵为振型阻尼,由 Φ 的正交性得:

$$\Phi^T C \Phi = \begin{bmatrix} 2\omega_1 \xi_1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & 2\omega_n \xi_n \end{bmatrix} \quad (9)$$

其中 $\xi_i (i=1, 2, \dots, n)$ 是第 i 阶振型阻尼比,从而式(7)变换成为 n 个互不耦合的二阶常微分方程:

$$\ddot{x}_i(t) + 2\omega_i \xi_i \dot{x}_i(t) + \omega_i^2 x_i(t) = r_i(t) \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (10)$$

上式每一个方程相当于一个单自由度系统的振动方程,可以比较方便地求解. 式中 $r_i(t) = \Phi^T Q(t) = f_i q(t)$, 是载荷向量 $Q(t)$ 在振型 ϕ_i 上的投影。

采用直接积分法或用 Duhamel 积分法单自由度系统的振动方程(10)的求解. 在得到每个振型的响应后,将它们迭加起来,就得到系统的响应,即每个节点的位移值 $a(t) = \sum_{i=1}^n \phi_i x_i(t)$, 其初始条件为:

$$\begin{cases} q(0) = q^{(0)} \\ \dot{q}(0) = \dot{q}^{(0)} \end{cases} \quad (11)$$

2 模型与网格

本实例采用在 UG 中建模的宽弦空心风扇叶片. 叶片为中空结构,内含波浪形截面的芯板. 榫头部分采用圆弧形榫齿,如图 1.

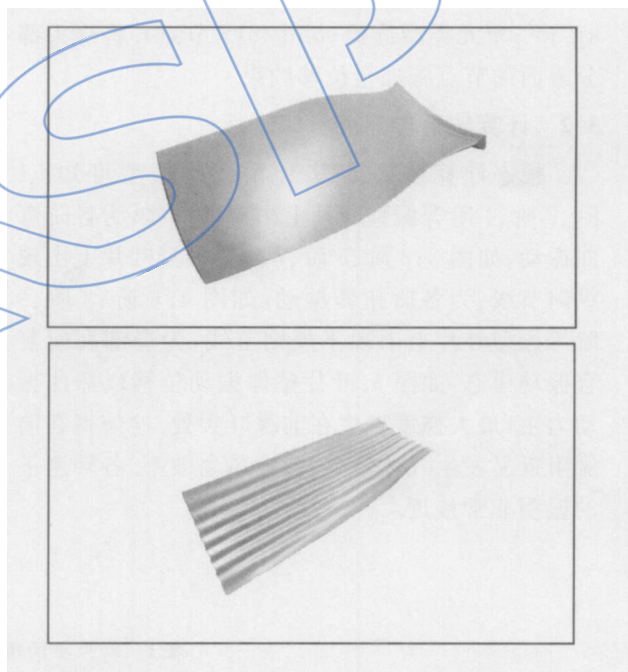


图1 风扇叶片与芯板模型

Fig. 1 Model of fan blade & interlayer

本实例使用 HyperMesh 软件进行网格划分。

叶片和芯板部分生成 115 899 个六面体单元. 榫头部分生成 118 405 个四面体单元. 共计 183 498 个节点,如图 2.

3 模态分析

3.1 物理专件机边界条件

模型材料为钛合金 TC4, 弹性模量 $E = 1.068 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, 泊松比 $\mu = 0.32$, 密度 $\rho = 4.6 \times 10^3$

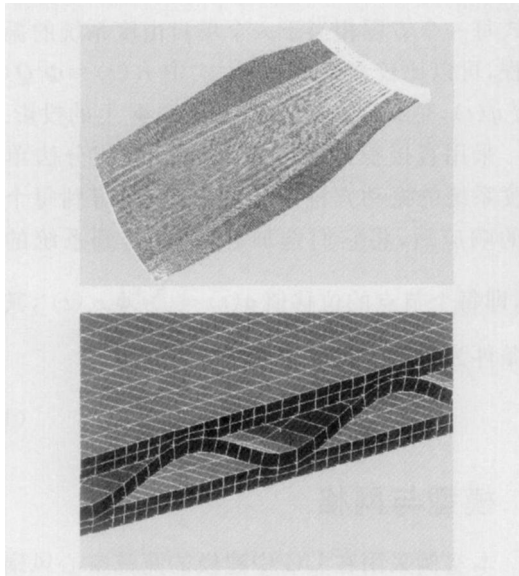


图 2 叶片网格单元
Fig. 2 Grid of blade

kg/m^3 ; 单元类型选择 solid 45(8 节点). 将榫头部分表面的节点施加全位移约束.

3.2 计算结果与分析

模态计算结果见表 1. 由各阶振型可知: 1 阶、2 阶、4 阶等振型叶片上出现横节线, 为各阶弯曲振动, 如图 3; 3 阶、5 阶、7 阶等振型叶片上出现纵向节线, 为各阶扭转振动, 如图 4. 6 阶、8 阶、9 阶等振型叶片上出现不规则节线, 为局部高阶复合振动模态, 如图 5. 叶片整体振动位移以弯曲振动为主, 最大挠度发生在前缘叶尖处. 这使得在前缘附近易发生气体分离, 影响风扇效率. 各转速下的振型非常接近.

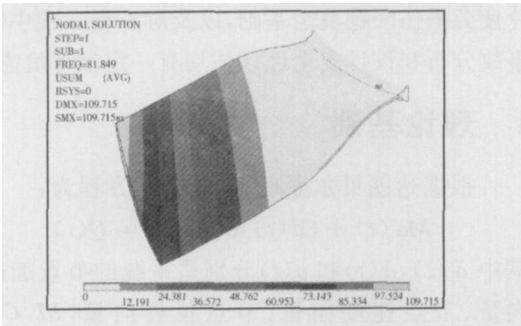


图 3 第 1 阶模态振型图
Fig. 3 The 1st order mode shape

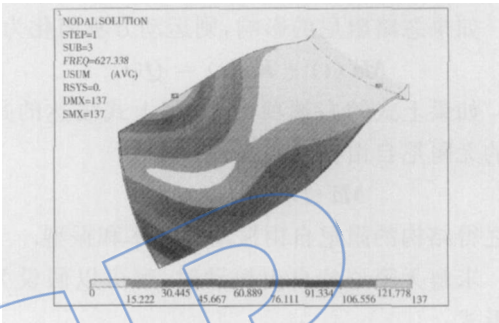


图 4 第 3 阶模态振型图
Fig. 4 The 3rd order mode shape

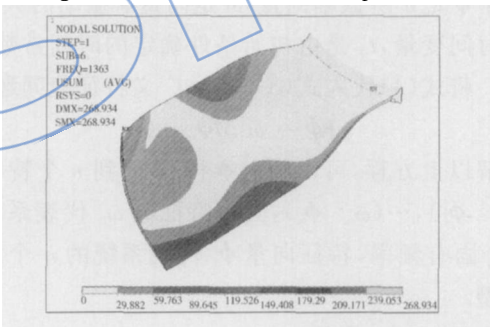


图 5 第 6 阶模态振型图
Fig. 5 The 3rd order mode shape

表 1 叶片不同转速下的各阶固有频率
Table 1 The inherent frequencies with different rotation speed

转速/ (r/min)	各阶固有频率/ Hz								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	一弯	一弯	一扭	二弯	二扭	局部弯曲	三扭	局部弯曲	局部弯曲
0	81.318	259.3	615.63	739.61	1 152.9	1 350.2	1 489.8	1 571.9	1 776
3 000	109.01	281.38	622.04	759.45	1 160.1	1 356.2	1 503.6	1 575	1 781.9
4 500	135.13	306.35	628.82	783.82	1 167.9	1 363.4	1 520.4	1 579.7	1 789.1
6 000	164.03	337.48	636.89	816.57	1 177.2	1 372.6	1 541	1 589.3	1 798.5
7 500	194.12	372.59	645.91	855.81	1 187.1	1 383.6	1 559	1 609.6	1 809.7

3.3 Campbell 图

为了研究叶片的共振特性,根据表 1 可以得出其 Campbell 图,如图 6. 对于风扇叶片,主要考虑周期性变化的激振力:

$$F_b = KN$$

(12)

其中 K 为结构谐波系数, N 为叶片工作转速 6 000 r/min. 激振力谐波系数 K 可取叶片转速的 n 倍 ($n = 1, 2, 3, 4$) 以及风扇叶片数 22.

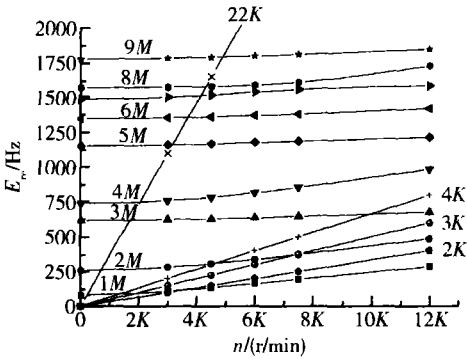


图 6 叶片的 Campbell 图
Fig. 6 The Campbell map of blade

根据国内外有关叶片共振的评定标准,由叶片的 Campbell 图可知:风扇叶片的工作转速为 6 000 r/min,所有的频率都不在已知的激振频率的 10 % 范围内,即转速裕度均大于 10 %,对于一阶和二阶激振大于 15 %.

4 瞬态响应过程

4.1 载荷设置

瞬态响应是系统受到非周期外力激励时产生的受迫振动响应结果. 任何激励均可以看成是一系列脉冲(冲击)激励的组合. 本实例采用 ANSYS 中的瞬态动力学分析求解,使用 NewMark 时间积分法. 对叶片采用三角波形脉冲激励载荷. 载荷峰值为 300 N,作用时间为 3 ms,观察时间取 40 ms,载荷时间步取 1 ms.

4.2 激励点不同对响应过程的影响

对于叶尖 A, B, C 三节点处施加相同的脉冲载荷,如图 7 所示. 计算结果如表 2.

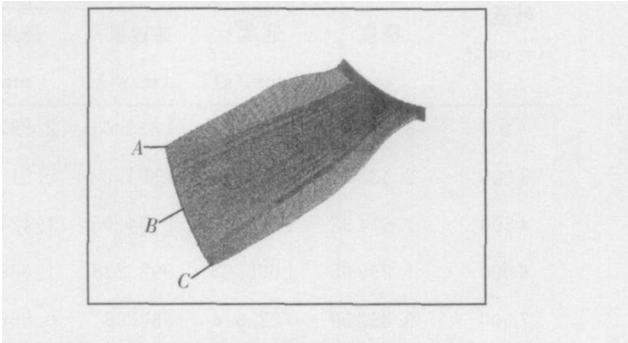


图 7 不同脉冲激励点的位置
Fig. 7 Positions of different impact spots

由计算结果可知:虽然激励点位置不同,但各点响应的振动频率相近. 无论在何点进行激励,均在叶片 A 点产生最大位移、速度和加速度响应, B 点次之, C 点最小. 位移图响应与一阶模态位移图非常接近如图 8 所示. 对 A 点进行激励时,在各点均产生最大位移、速度和加速度响应, B 点次之, C 点最小. 各点均在 y 方向上产生最大的振幅,如图 9,图 10 所示.

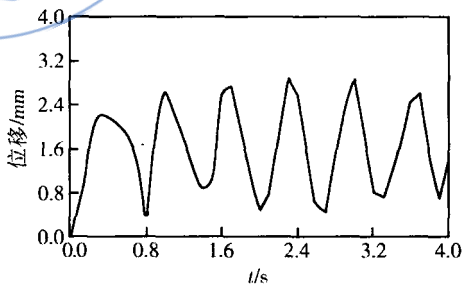


图 8 振动响应总位移图
Fig. 8 Usam map of vibration response

4.3 转速不同对响应过程的影响

对于不同转速下的叶片,在 B 节点施加相同脉冲载荷,计算结果如表 3.

表 2 叶片不同激励点下的响应峰值

Table 2 The max response with different impact spots

激励点 位置	A 点响应			B 点响应			C 点响应		
	挠度/	速度/	加速度/	挠度/	速度/	加速度/	挠度/	速度/	加速度/
	mm	(mm/s)	(m/s ²)	mm	(mm/s)	(m/s ²)	mm	(mm/s)	(m/s ²)
A	4.632 39	2 799.59	1 738.82	3.904 05	2 286.53	1 448.99	2.888 08	1 490.71	945.214
B	3.479 81	2 123.07	1 399.01	2.897 36	1 753.81	1 157.53	2.086 33	1 160.93	728.662
C	1.776 29	1 048.81	815.837	1.443 12	914.562	659.286	0.996 76	621.454	438.583

表 3 叶片不同转速下的响应峰值

Table 3 The max response with different rotation speed

转速/ (r/min)	A 点响应			B 点响应			C 点响应		
	挠度/ mm	速度/ (mm/s)	加速度/ (m/s ²)	挠度/ mm	速度/ (mm/s)	加速度/ (m/s ²)	挠度/ mm	速度/ (mm/s)	加速度/ (m/s ²)
	mm	(mm/s)	(m/s ²)	mm	(mm/s)	(m/s ²)	mm	(mm/s)	(m/s ²)
0	3.479 81	2 123.07	1 399.01	2.897 36	1 753.81	1 157.53	2.086 33	1 160.93	728.662
3 000	2.435 95	1 660.83	1 391.58	2.019 59	1 512.52	1 159.79	1.431 12	921.952	732.198
4 500	1.674 93	1 216.15	1 154.95	1.424 37	998.837	972.416	1.012 55	674.115	636.387
6 000	1.256 85	1 090.53	997.228	1.039 05	900.603	810.277	0.659 38	586.943	497.785
7 500	0.852 59	722.316	662.661	0.856 26	810.093	520.154	0.454 87	371.527	329.791

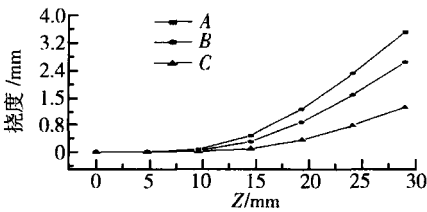


图 9 不同激励点的叶片挠度比较
(叶展方向)

Fig. 9 Comparison of deflection with different impact spots(direction of blade spread)

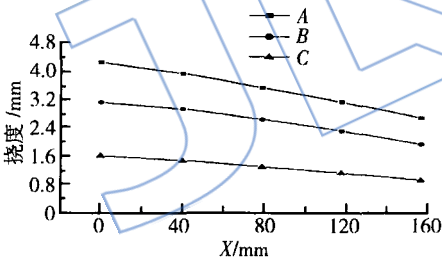


图 10 不同激励点的叶片挠度比较
(叶尖方向)

Fig. 10 Comparison of deflection with different impact spots (direction of blade tip)

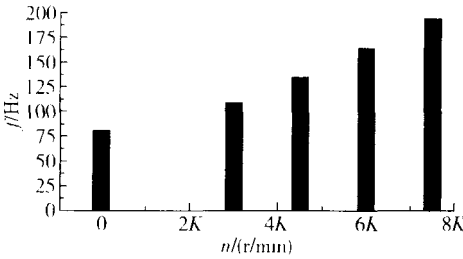


图 11 不同转速下振动频率变化

Fig. 11 Variation of vibration frequency with different rotation speed

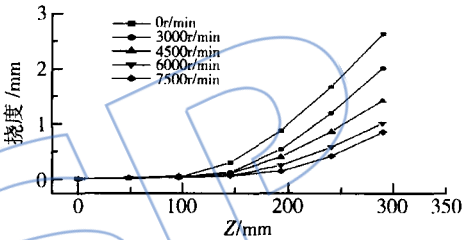


图 12 不同转速下的叶片挠度比较(叶展方向)

Fig. 12 Comparison of deflection with different rotation speed (direction of blade spread)

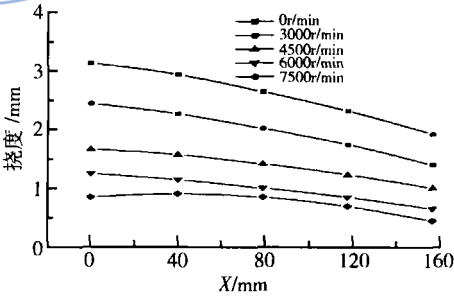


图 13 不同转速下的叶片挠度比较
(叶尖方向)

Fig. 13 Comparison of deflection with different rotation speed (direction of blade tip)

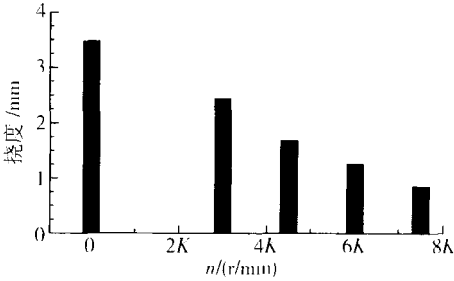


图 14 不同转速下叶片最大挠度变化

Fig. 14 Variation of the max deflection with different rotation speed

由计算结果可知:随着转速的增加,振动响应的频率逐渐提高,接近各转速下的一阶固频,如图 11. 位移和速度响应的峰值逐渐减小,如图 12、图 13. 由于叶片自身阻尼作用,使得转速低于 6 000 r/min 时最大变形发生在脉冲激励作用之后,而转速高于 6 000 r/min 时发生在脉冲激励作用中,且变形峰值也趋于平缓,如图 14.

5 结 论

(1) 叶片在受到叶尖的脉冲激励时,响应以弯曲振动为主,接近叶片的一阶模态振型,其中以叶片叶尖前缘(A 点)挠度最大.

(2) 随着转速的增加,叶片脉冲响应的振动周期和幅值都随之减小,振动速度和加速度也随之减弱. 这是由于叶片旋转时的离心刚度使得叶片的局部变形、整体变形以及响应时间等都逐渐减小.

(3) 在转速大于 6 000 r/min 之后时,叶片脉冲响应的挠度和速度趋于平缓,故可将该转速作

为叶片可接受的最大转速.

(4) 叶片波浪形芯板结构较好的保持了叶片的刚度,抵抗了叶片弯曲变形;同时减小了形状阻力和气流阻塞,从而增大了流量,提高了效率;增加弦长,改善了空气动力学特性和抗疲劳特性;采用空心结构,大大减轻了叶片重量.

参考文献:

- [1] 蒋孝煜. 有限元法基础[M]. 北京:清华大学出版社,1992.
- [2] 陈伟,宋迎东,尹晶,等. 离心载荷作用下平板叶片鸟撞击响应计算[J]. 航空动力学报,1997,12(2):122-126.
CHEN Wei, SONG Yingdong, YIN Jing, et al. Numerical analysis of blade transient response to impact under centrifugal loading[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(2): 122-126.
- [3] 李晓雷,俞德孚,孙逢春. 机械振动基础[M]. 北京:北京理工大学出版社,1996.
- [4] 赵海峰, 蒋迪. ANSYS8.0 工程结构实例分析[M]. 北京:中国铁道出版社,2004.