

文章编号: 1000-8055(2007)01-0005-06

某掠形跨声风扇设计与数值模拟

丁建国, 胡 骏
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 采用与计入三维激波结构轴对称流设计程序相匹配的任意中弧线叶片造型程序, 进行某单级跨声、小展弦比、具有小前掠和后掠的内外涵风扇设计. 在设计过程中, 通过调整风扇转子压比、叶型最大相对厚度和前后缘厚度等参数沿展向的分布, 以及弯度和最大弯度位置沿弦向的分布, 从设计上减弱了叶片上部的激波强度、降低了激波及其关联的损失, 克服了该风扇转子高相对马赫数与低损失、高效率的矛盾, 内外涵数值模拟结果表明, 该风扇具有宽广的高效率区和高喘振裕度.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 跨声; 掠形风扇; 设计; 数值模拟

中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A

Design and numerical simulation of a transonic swept fan

DING Jian2guo, HU Jun
(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The paper employs arbitrary airfoil blade design procedures of turbomachinery to design a transonic wide2chord fan with forward2swept and back2swept blades. In the process of designing, the radial distributions of parameters (such as total pressure ratio, maximum relative thickness and thickness of leading and trailing edges of blade and so on, camber and maximum thickness as a fraction of chord) are adjusted, so that shock intension of blade tip is weakened, the loss of shock is debased, the conflict of high relative Mach number with low loss and high efficiency is overcome. Numerical simulation of core and by2pass indicates that, the fan has a higher efficiency over a wider range and better stall margin.

Key words: aerospace propulsion system; transonic; swept fan; design; numerical simulation

跨声风扇转子广泛用于民用发动机的单级风扇和军用发动机多级风扇的前几级. 风扇转子叶尖周向速度一般为 380~ 490 m/s, 迎面面轴向马赫数民用发动机一般为 0.5~ 0.55, 军用发动机一般为 0.6~ 0.65, 有时为了追求高推重比, 甚至达到 0.7. 风扇转子总压比一般为 1.5~ 2.2, 军用发动机为了追求高推重比, 压比更趋向高端, 民用

发动机则趋向低端^[1].
某小型发动机采用了不带进口导叶的单级中高压比、跨声、小展弦比设计的内外涵风扇, 风扇主要气动设计参数见表 1.

1 设计原理和方法

随着发动机推重比的不断提高, 对跨声风扇

性能的要求越来越高, 在认可的失速裕度范围内, 达到更高的负荷和总压比是这类风扇气动设计的追求目标. 在这类风扇转子内部, 通道激波是十分关键的流动现象, 直接影响到跨声风扇的总体.

表 1 风扇设计参数
Table 1 Fan design Parameters

参数名称	数值和单位
叶尖周向速度	475 m/s
风扇压比	1.85
进口流量	10.5 kg/s
涵道比	1.08
风扇产风量	148.5 kg/(s# m ²)
进口轮毂比	0.35
进口叶尖相对马赫数	1.632
平均轮毂斜角	26.4°
平均展弦比	1.403
叶尖叶栅稠度	1.64

性能. 跨声风扇转子内部的三维激波结构具有明显的双重性和优化特征. 一方面, 通道激波对跨声转子的负荷存在有利的一面; 另一方面, 过强的通道激波又将产生严重的激波损失和激波/附面层干扰损失. 长期以来通道激波结构一直受到研究人员的重视, 并试图在跨声叶轮机的气动设计中计入通道激波结构的影响. 关于探讨二维激波结构模型的工作可以追溯到三十年前, 如 Miller et al. (1961), Creveling 和 Carmody (1968), Koch 和 Smith(1976), Dunker(1987) 等. 其中, 广泛被引入设计计算的激波损失模型是 Miller et al. (1961) 提出的 M2H2L 模型. 该模型由 Puterbaugh 和 Wennerstrom(1982) 发展为三维激波损失模型, 并在叶轮机设计中得到应用.

在跨声叶轮机设计中, 上述激波模型均被用来计算激波损失, 进一步叠加叶型损失得到熵增. 但是, 激波本身对流动的影响将会更大. 因此, 在准三维设计情况下, 如何计入三维激波对 S₂ 流场参数的影响是设计工程师试图解决的问题. Smith Jr 的方法是基于周向平均概念(1966). Smith 的工作假设了周向不均匀性具有线性特征. 在周向平均的假设下, 回转面上任何参数均从压力面 (U_p) 到相邻叶片吸力面 (U_s) 进行通道平均(图 1), 即任意参数的周向平均结果为,

$$\bar{p} = \frac{1}{S} \int_{U_p}^{U_s} p \, dU \quad (1)$$

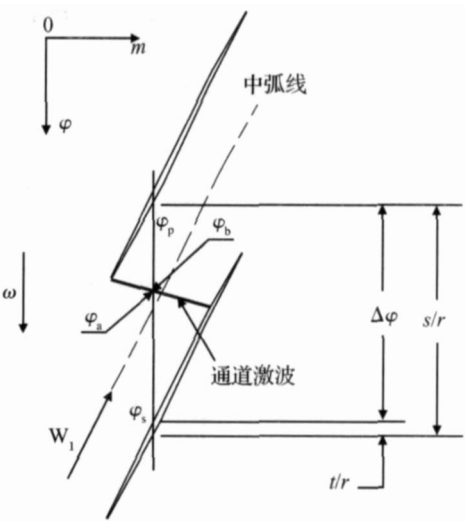


图 1 通道平均
Fig. 1 Passage average

$$\bar{U} = U - U_p = \frac{2PB}{N}$$
 式中 (B 为叶片堵塞因子, N 为转子叶片数),

$$\bar{q} = \bar{p} + \bar{q}, \bar{q} = 0 \quad (2)$$

在通道平均的基础上, Hirsch 和 Warzee (1976, 1979)、Jennions 和 Stow (1985)、Hirsch 和 Dring (1987)、Dring 和 Oates (1990) 等采用了密度平均和质量平均的概念. 任意参数的密度平均量可以定义为,

$$\bar{q} = \frac{\bar{Q}}{\bar{Q}} \quad (3)$$

$$q = \bar{q} + q, \bar{q} = 0 \quad (4)$$

$$\overline{Q_1 Q_2} = \overline{Q_1} \overline{Q_2} = \overline{Q_1 Q_2} = \overline{Q_1 Q_2} \quad (5)$$

该方法能够反映周向不均匀性对平均流面流动的影响, 但无法计入激波间断特性. 而三维通道激波流动参数具有不连续性, 同时也具有周向不均匀性. 本文在周向平均概念基础上引入三维激波的间断特性, 并推导出具有激波间断特性影响的平均流基本方程. 通过对这些方程的求解, 得到受激波力作用的 S_{2m} 流场特性^[2-6].

在叶片造型之前, 通过轴对称流计算获得任意回转面上气流和叶片角参数, 然后利用造型程序在任意回转面上形成叶型截面, 叶型的厚度分布根据给定的最大相对厚度和最大厚度位置用解析函数给出, 保证了叶型表面的曲率光滑. 本风扇为适应高来流马赫数将叶型尖部设计成具有小幅度前掠和后掠. 三维叶轮机流场分析程序是叶轮机专用 CFD 软件, 用时间推进求解守恒参量的方法求解平均的 N2S 方程, 标准 K2epsilon 紊流模型, 定常流, Modified linear profile 二阶精度的离

散格式,级间采用 Frozen Rotor 掺混面.

2 关键设计参数选择

进口轮毂比: 低的进口轮毂比对气动性能有好处,可以获得更高的效率,但不利结构强度,对于单级整体式叶片盘风扇,进口轮毂比一般在 0.3~ 0.4 的范围内选取,本设计选取 0.35 的进口轮毂比.

风扇产风量: 本文引入一个产风量的概念,产风量为风扇进口流量与风扇进口全通道面积之比(不考虑轮毂直径,与进口迎风面积流量在此存在差异),对于该量级(10 kg/s)的风扇,产风量一般为 140~ 150kg/(s#m²),本设计取风扇产风量为 148.5kg/(s#m²).

进口叶尖周向速度: 对于 1.85 的风扇设计压比,最佳的进口叶尖周向速度为 475 m/s,小于该数值,由于负荷的增加,效率因此降低;大于该数值,虽然负荷降低,但是激波却增强,由此带来的激波损失以及激波与附面层干扰产生的损失增加,效率也成降低的趋势.因此,本设计选取了一个最佳的进口叶尖周向速度 475 m/s.

机匣的流路设计: 风扇转子叶尖流路沿轴向线性下压,造成转子尖部前缘子午流线正曲率,以降低当地马赫数,而出口为负曲率,以缓解当地的流动堵塞.

叶片展弦比: 叶片的展弦比小对气动一般是有利的.但另一方面过小的展弦比在气动上会增大根部的堵塞,对内涵流动不利.同时意味着单个叶片的尺寸和重量增大,相应的轮盘要增厚,这将增大结构设计的难度.机匣的包容设计也将更为困难,风扇单元体的重量增加.因此在能够保证气动性能的前提下,尽量用稍小的叶片弦长.

叶片数和叶栅稠度: 根据经验,风扇转子叶尖稠度一般与叶尖最大相对马赫数相对应,本风扇转子叶片数取偶数为 16 片,为避免叶根的堵塞,根部稠度为 2.45,叶尖稠度取 1.64;基于内外涵静子与风扇转子共振基频的考虑,外涵静子叶片数取 37,内涵静子叶片数取 48 片.

风扇转子压比沿展向的分布: 风扇转子沿展向为变压比分布,在分流锥附近最大为 1.875,分流锥至叶尖逐步减小,叶尖为 1.754;分流锥至叶根逐步减小,叶根为 1.592.采用该分布主要是为了提高风扇转子的效率,叶尖激波强,激波及激波与附面层干扰引起的损失大,因此降低叶尖的压比;叶根由于转速相对低,扩散因子大,降低叶根

压比也有利于效率,同时防止叶根叶型扭角过大对强度不利.

叶型最大相对厚度和前后缘厚度: 最大相对厚度由强度决定,本风扇的工作时间短(20 h),按经验在叶片根部取 8.8%,然后沿叶高逐渐减少.在叶尖由于马赫数很高,希望厚度越小越好,由此取叶尖最大相对厚度为 2.0%.前缘和尾缘厚度按经验取值为叶型最大厚度的 10%,完全可以满足强度要求.

弯度分布和最大弯度位置: 弯度分布决定负荷的弦向分布.本风扇设计成根部前加载,尖部后加载的展向负荷分布,有助于激波的后掠,降低激波损失.同时叶尖部后加载有利于提高转子的稳定性裕度.而根部前加载可以增强根部的流通能力,降低转子的堵塞流量,扩展转子的有效工作范围.叶片中下部的弯度分布为单突曲线,故采用二次多项式对规定的叶片角分布进行拟合,尖部截面因马赫数高而采用部分负曲率,即弯度分布在弦长的前部分为负弯,以此造成激波前的预压缩以降低波前马赫数.根据负荷分布/根前尖后0的设计原则,最大弯度位置从根到尖从前向后移动,从根部的 0.5 线性变化到叶尖的 0.6.

3 设计结果

最终设计的流路如图 2 所示.轮毂型线平均斜角为 26.4°,而叶尖流路下压坡度为 5°.图 3 显示叶片的三维 UG 模型,从中可以看出叶片高度扭转并且同时具有小前掠和后掠特点.

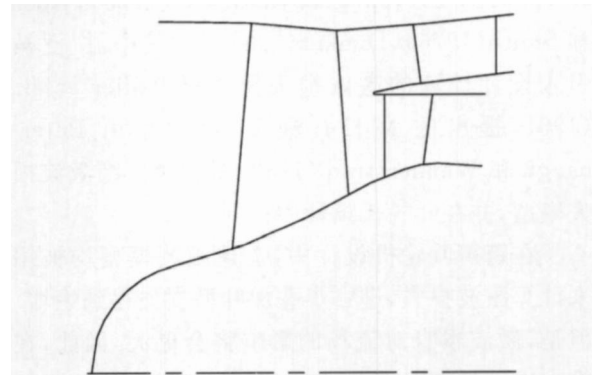


图 2 风扇流路

Fig. 2 Fan flow2path

图 4~ 图 7 分别为叶型最大弯度位置 X_r 、最大相对厚度 $\bar{C}_{max}$ 、叶栅稠度 S 、弦长 b 沿展向相对叶高的分布(图中符号 p 、 t 、 w 分别为风扇转子、外涵静子和内涵静子).图中风扇转子最大相对厚度自根部至叶尖从 8.8%以抛物线形式递减



图 3 风扇叶片盘

Fig. 3 Fan disk

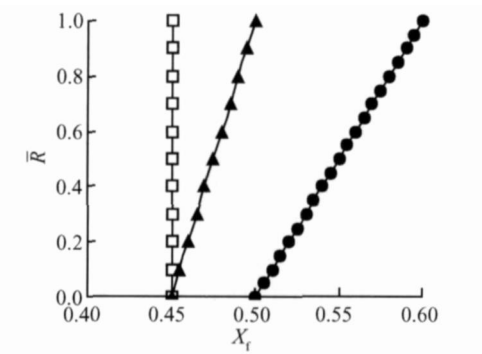


图 4 叶型最大弯度位置

Fig. 4 Location of maximum airfoil camber

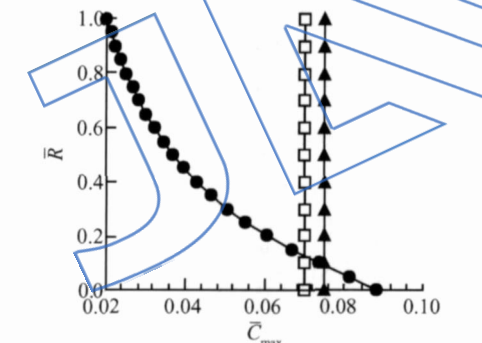
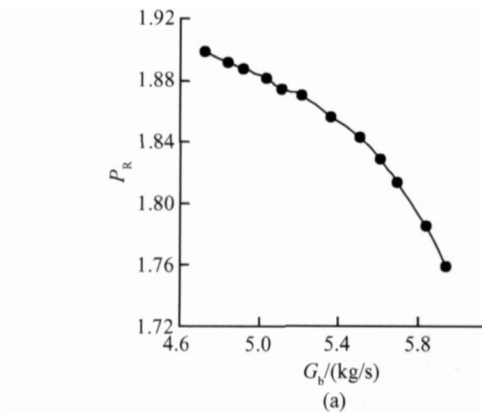


图 5 叶型最大相对厚度

Fig. 5 Maximum thickness as a fraction of chord



至 2%, 而最大弯度位置从根到尖由前向后移动, 在叶根为 50% 轴向弦长位置, 到叶尖后移至 60%. 这一安排, 与负荷的从根到尖由前向后移动的设计意图相对应, 在根部叶片有强的前加载, 而负荷在尾缘变得很小. 此分布随叶高逐渐反转过来, 到叶中以上至叶尖变为中、后加载.

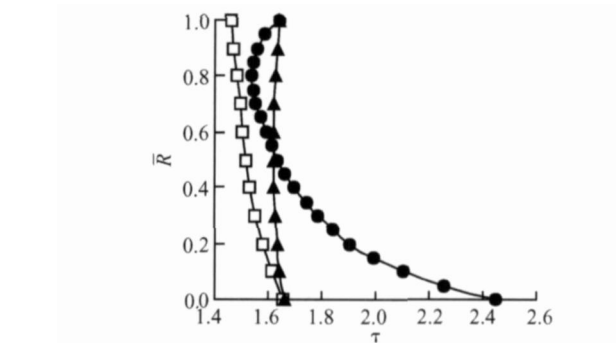


图 6 叶栅稠度

Fig. 6 Solidity

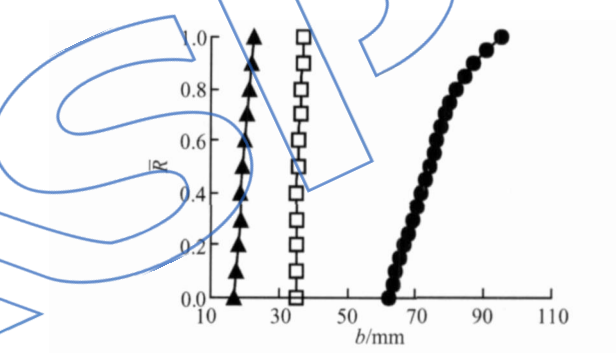


图 7 叶型弦长

Fig. 7 Chord

三维内外涵联算所得到的设计转速风扇外涵和内涵特性如图 8 和图 9 所示(图中 G_c 、 G_b 分别为内、外涵流量). 内外涵的稳定性裕度分别为 18.2% 和 20.1%, 超出了不小于 15% 的要求. 计算结果同时表明该风扇具有宽广的高效率工作区.

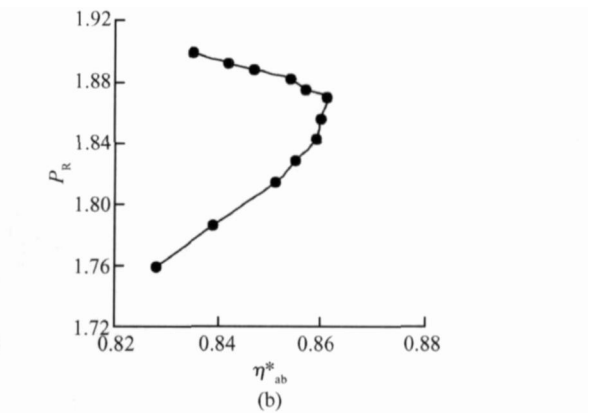


图 8 外涵特性线

Fig. 8 Bypass characteristic

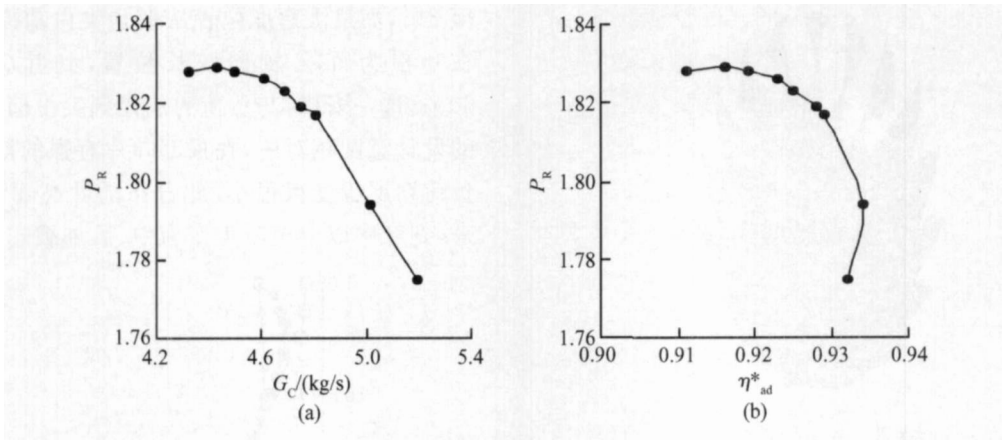


图9 内涵特性线

Fig. 9 Core characteristic

图10和图11分别为转子压比 P_R 和绝热效率 η_{ad}^* 沿展向的分布. 压比分布呈中间大两头小的趋势, 峰值稍高于中介机匣的径向位置. 效率在内涵部分非常高, 在外涵部分由于激波及其相关的损失, 效率急剧降低, 但还是维持在一个较高的水平. 只是到了70%叶高以后, 叶尖泄漏涡和激波的相互作用使损失剧增, 效率以更高速率下降.

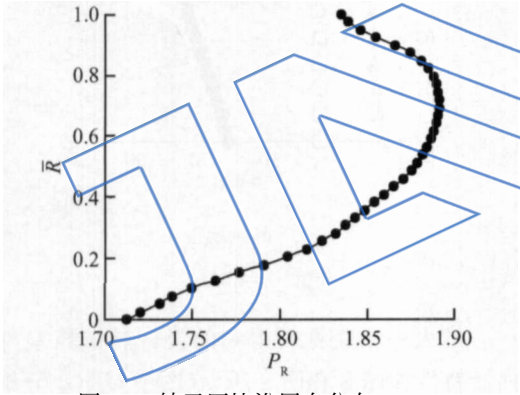


图10 转子压比沿展向分布

Fig. 10 Spanwise pressure ratio distribution

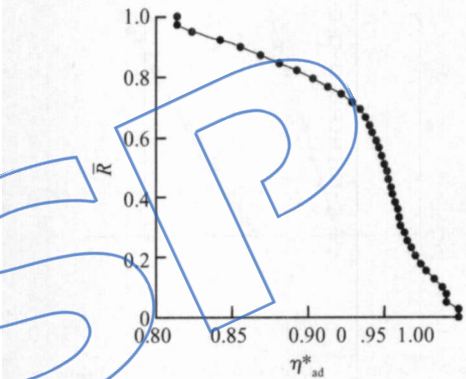


图11 转子效率沿展向分布

Fig. 11 Spanwise efficiency distribution

设计点的三维流场见图12. 在设计状态吸力面激波较大后掠. 由于高叶片速度和低设计压比, 叶尖截面的叶型基本没有弯度, 增压几乎完全靠激波. 从转子出口绝热效率沿展向的分布可以看出叶片下部除很薄的附面层外, 基本上没有什么损失, 主要损失集中在叶尖部分. 叶尖的高损失区

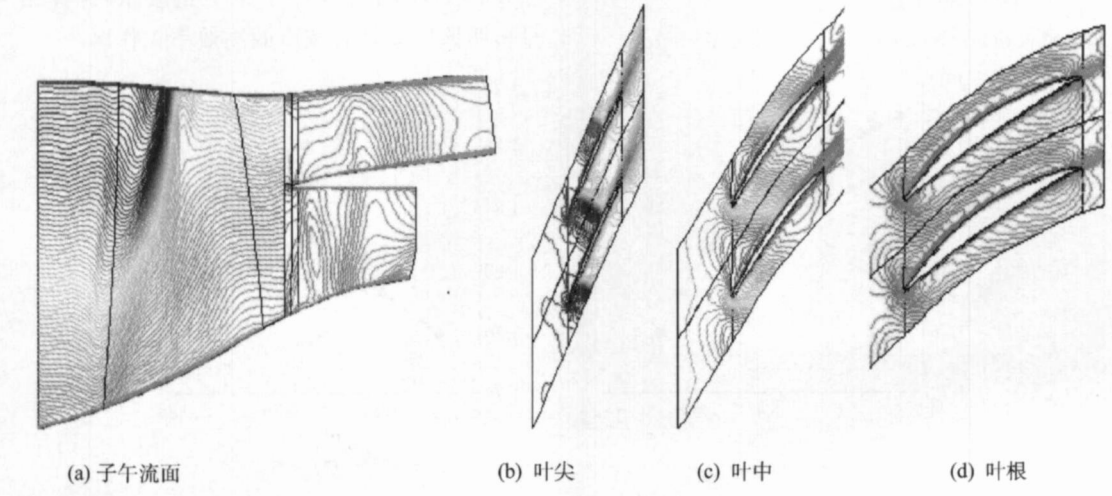


图12 风扇马赫数云图

Fig. 12 Contours of Mach number of fan

基本上由急剧增厚的叶片表面附面层和近机匣处高损失区构成. 具有较大后掠角的三维激波结构实现了利用三维斜激波并降低激波损失的设计意图. 尽管通过限制叶尖部分的压比和流量降低了叶尖部分的轴向马赫数, 相对马赫数在叶尖处还是达到了 1.632, 这给尖部叶型的设计优化带来了很大的困难.

4 结 论

采用与计入三维激波结构轴对称流设计程序相匹配的任意中弧线叶片造型程序, 成功地完成了某单级跨声并同时具有小前掠和后掠的内外涵风扇设计.

在设计过程中, 通过调整风扇转子进出口轮毂比、叶尖线速度、机匣流路、进口流量、压比、叶片最大相对厚度和前后缘厚度等参数沿展向的分布, 以及弯度和最大弯度位置沿弦向的分布, 从设计上减弱了叶片上部的激波强度, 降低了激波及其关联的损失, 克服了该转子叶尖高相对马赫数和低损失、高效率的矛盾.

内外涵数值模拟结果表明, 在设计点, 风扇转子效率为 0.919, 内外涵的喘振裕度均超过 18%, 同时风扇具有宽广的高效率区, 效率的峰值位于设计点的左侧, 即当风扇转子因为某种原因(如进气畸变、运行性能衰退等)工作点左移时, 不至于

因为效率变低而进入恶性循环.

强度和振动计算表明, 叶片盘应力满足 EGD23 应力标准, 在正常工作状态和超转状态下处于弹性范围内; 风扇叶片的频率裕度满足 EGD23 的叶片共振标准.

参考文献:

[1] Denton J D, Xu L. The effects of lean and sweep on transonic fan performance[R]. GT 200230327.

[2] Cybyk B Z, Rabe D C. Characterization of the first stage rotor in a two stage transonic compressor[R]. AIAA 95-2460.

[3] Dunker R J. A shock loss model for supercritical subsonic flows in transonic axial flow compressors[R]. AGARD CP2401: 27. 127. 15. 1987.

[4] Gui X, Zhou S. A transonic compressor design methodology including the influence of 3D passage shock waves[R]. ASME paper 99-GT-278, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Indianapolis, Indiana, Jun. 7, 1999.

[5] Miller G R, Lewis G W, Hartmann M J. Shock losses in transonic compressor blade rows [J]. Transactions of ASME, 1961, 83(4): 235-242.

[6] Puterbaugh S L, Copenhaver W W, Hah C. A three-dimensional shock loss model applied to an aft swept, transonic compressor rotor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1997, 119: 452-459.