

文章编号:1000-8055(2020)06-1296-08

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2020.06.020

风扇转子叶片防颤改进设计

张耀光, 杨琳, 刘一雄
(中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 通过能量法对某两级跨声风扇试验件原型方案进行气弹稳定性预测,对气弹不稳定转子几何造型进行修改以提高气弹稳定性。通过对原型和改型方案的几何造型、气动性能和振动特性以及气弹稳定性对比分析表明:改型方案最小模态气动阻尼比由 -1.46 提升至 1.83 ,消除了颤振风险,同时风扇气动性能保持不变且对原方案改动量较小。增加厚度、弦长使叶片相应径向位置的气弹稳定性增加,是改善颤振的有效手段,但是需要关注风扇气动性能变化。在相同槽道堵塞裕度降低量条件下,调整厚度分布提升气弹稳定性幅度最大。

关 键 词: 风扇转子; 颤振; 能量法; 气动性能; 气弹稳定性

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Improved design for flutter free of fan rotor blade
ZHANG Yaoguang, YANG Lin, LIU Yixiong
(Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Through aeroelastic stability prediction by energy method in original scheme of a two-stage transonic fan, the geometric modeling of aeroelastic unstable rotor was modified to improve the aeroelastic stability. Through comparative analysis of the geometric modeling, aerodynamic performance, vibration characteristic and aeroelastic stability of original and modified schemes, it showed that the minimum modal aerodynamic damping ratio of modified scheme increased from -1.46 to 1.83 , eliminating the flutter risk, while the aerodynamic performance of the fan was kept unchanged and the modification to the original scheme was small. Increasing thickness and chord length can increase aeroelastic stability of blade at corresponding radial position, making it an effective means to improve flutter; however, attention should be paid to the change of aerodynamic performance. With the same reduction of channel blockage margin, adjustment of thickness distribution is the best way to improve aeroelastic stability.

Key words: fan rotor; flutter; energy method; aerodynamic performance; aeroelastic stability

航空发动机不断追求更高性能的发展趋势使
风扇/压气机的工作环境越来越恶劣,负荷不断增

高,而叶片刚性却不断降低,这必将导致风扇/压
气机叶片气弹失稳-颤振问题更加突出。因此风

收稿日期:2019-12-19

作者简介:张耀光(1989—),男,工程师,硕士,主要从事叶轮机械气动热力学研究。

引用格式:张耀光,杨琳,刘一雄. 风扇转子叶片防颤改进设计[J]. 航空动力学报,2020,35(6):1296-1303. ZHANG Yaoguang, YANG Lin, LIU Yixiong. Improved design for flutter free of fan rotor blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(6):1296-1303.

扇/压气机叶片颤振问题逐渐成为高性能航空发动机面临的主要难点之一,也成为叶轮机械领域研究的热点问题。而叶轮机叶片颤振涉及气动力特性和结构动力特性,影响因素多样且复杂,目前机理仍不完全清楚,有待进一步深入研究。

风扇/压气机叶片颤振主要包括亚/跨声速失速颤振、超声速失速颤振、超声速非失速颤振、堵塞颤振以及 A100 型颤振^[1]。早期叶片颤振边界预测主要采用基于大量试验数据总结出的经验法^[2],比如采用折合频率作为判断颤振是否发生的单参数法,20 世纪 60 年代之后,除折合频率外引入攻角参量,改进为双参数法。近年来高性能航空发动机对气弹稳定性提出了更高的要求,采用已有机型的经验系数外插时,经验关系已不再可靠。随着计算机技术和计算流体力学的进步,后续发展了研究叶轮机颤振问题的数值方法,研究最多的是特征值法^[3-4]和能量法^[5-6]。Bendiks-en 等^[7]采用特征值法对多种叶栅颤振问题进行研究。Reddy 等^[8]基于谐波平衡求解器,采用特征值法对压气机级开展气弹稳定性研究。特征值法需要利用一些假设条件将非定常气动力表示为叶片位移及速度的线性函数,而叶轮机内部流场呈现出复杂的三维非定常特性,各种分离流动、激波、激波与附面层干涉等非线性因素的影响使气动力很难用准确的函数来表示,因此通过特征值法来准确定量地来评估气弹稳定性几乎不可能实现^[9]。能量法通过计算叶片表面的非定常气动力在叶片振荡一个周期内对叶片做的功来计算气动阻尼,根据气动阻尼的正负来判断颤振是否发生,如果气动阻尼为正值,叶片气弹稳定,气动阻尼为负值,预测颤振发生。能量法由于物理意义明确,方法简单,计算量可接受,在叶轮机械颤振分析中被广泛使用。20 世纪末,Hall 和 He 等^[10-11]采用能量法对三维叶片颤振进行研究。Moffatt 等^[12]采用能量法计算了振荡叶栅上的非定常气动力在一个周期内对叶片做的功,并以气动功和气动阻尼比的正负作为叶片颤振发生的判据。孙海等^[13]采用能量法对某风扇试验件 2 级转子叶片原型和改型方案进行颤振计算对比分析,从气动角度分析了风扇叶片的颤振机理,指出增大叶片弦长、降低展弦比即增强叶片刚性以及减小气流攻角即改善流动状况是抑制叶片颤振两类有效手段。杨琳等^[14]通过调整叶片厚度、三维造型和根尖弦长比等设计参数来增强风扇转子叶片的气弹稳定性,能量法评估表明消除了颤振风险,指出在风扇转子叶间跨声速的

转速更容易发生颤振现象。张小伟等^[15-17]基于能量法研究了叶片模态、叶间相位角对叶片颤振影响,吸力面激波以及波后分离区是导致颤振发作的重要因素。张陈安等^[18]采用能量法研究进口导流叶片对转子颤振特性影响,发现进口导流叶片尾迹会显著改变转子叶片的颤振特性,降低叶片气弹稳定性,需要在气动设计时予以考虑。

本文采用能量法对某两级跨声风扇试验件转子叶片原型方案在主要工作转速进行颤振评估,结果显示,1 阶弯曲振型时,2 级转子叶片在 0.8 换算转速近喘点气弹失稳,其他转速预测气弹稳定。于是对 2 级转子叶片进行颤振改进设计,由于此时风扇结构方案设计已基本完成,因此需要尽量控制修改量,尤其是气动流路尽量保持不变。最终改进方案在气动性能不降低、对原方案改动量较小的前提下提升了 2 级转子的气弹稳定性,使颤振边界移至喘振边界外。

1 研究对象及方法

本文的研究对象是某两级风扇第 2 级宽弦无凸肩转子叶片,第 2 级转子和静子子午流路见图 1,转子设计点的相关气动参数见表 1,叶型采用中弧线叠加厚度分布的形式进行造型。

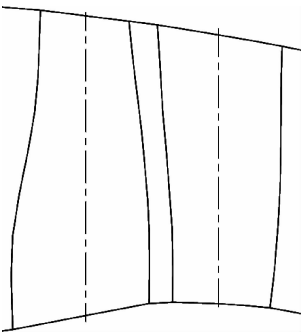


图 1 风扇流路
Fig. 1 Flow path of the fan

表 1 第 2 级转子设计点气动参数	
Table 1 Aerodynamic parameters of rotor at design point	
参数	数值
叶尖切线速度/(m/s)	420
叶尖马赫数	1.25
展弦比	1.75
稠度(根、尖)	2.0,1.4
轮毂比(进口、出口)	0.535,0.582

颤振分析采用流固耦合能量法,首先采用 UG 对叶片进行结构建模,然后采用 ANSYS Workbench 对转子叶片进行模态分析,形成模态信息文件。采用 CFX 对转子叶片进行非定常流固耦合计算,借助傅里叶变换方法,实现采用两个通道计算模型可以考虑全部振动节径的影响。对叶片一个振动周期内表面气动功进行积分,获得一个周期内气动总功,最后将气动总功转换成无量纲的模态气动阻尼比,根据模态气动阻尼比正负判断颤振是否发生。模态气动阻尼比为正值意味着叶片对气流做功,颤振预测稳定,反之颤振预测不稳定。

模态气动阻尼比(R_{amd})定义为

$$R_{amd} = \frac{-W}{2\pi\omega^2(q^{cfd})^2} \tag{1}$$

其中 ω 为相应转速叶片振动频率, q^{cfd} 为正则坐标系下的模态振幅, W 为非定常气动力在一个振动周期内对叶片做的功,即气动功,定义为

$$W(\mathbf{x},t) = \int_0^{0+T_{blade}} P(\mathbf{x},t)\mathbf{V}(\mathbf{x},t) \cdot \mathbf{n}(\mathbf{x},t)dt$$
$$\forall \mathbf{x} \in \partial B \tag{2}$$

式中 $P(\mathbf{x},t)$ 为叶片表面点 $(\mathbf{x},t)$ 的静压, $\mathbf{V}(\mathbf{x},t)$ 为叶片点 $(\mathbf{x},t)$ 处的速度矢量, $\mathbf{n}(\mathbf{x},t)$ 为叶片表面在点 $(\mathbf{x},t)$ 的单位外法向向量, ∂B 为叶片表面, T_{blade} 为叶片的振动周期。

对风扇气动性能的评估采用商业软件 NUMECA, 计算模型为 RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) 的定常计算, 湍流模型选择 Spalart-Allmaras 低雷诺数湍流模型。边界条件给定方式: 进口给定总压、总温和气流角, 出口给定静压。气动性能评估方法经过沈阳发动机研究所多个试验件的校核验证, 具有较好的工程精度水平。

2 颤振评估方法的试验校核

沈阳发动机研究所某跨声风扇试验件 2 级转子叶片在部件试验过程中发生颤振, 叶片振动频率为 1 阶弯曲频率, 试验中获取了相应转速的颤振边界。采用上述流固耦合能量法计算出了该试验件的颤振边界, 计算主要设置参数见下文。图 2 给出了该试验件部分转速的试验特性(以设计状态为基准进行无量纲化)、试验颤振边界和预测颤振边界, $\bar{m}$ 、 π 分别代表相对流量、相对压比。可以看出预测颤振边界偏于保守, 这是由于本文评价叶片是否发生颤振的依据是模态气动阻尼比是否大于零, 由于机械阻尼远小于气动阻尼^[5,9], 在计算过程中忽略了叶片自身的结构阻尼。总体

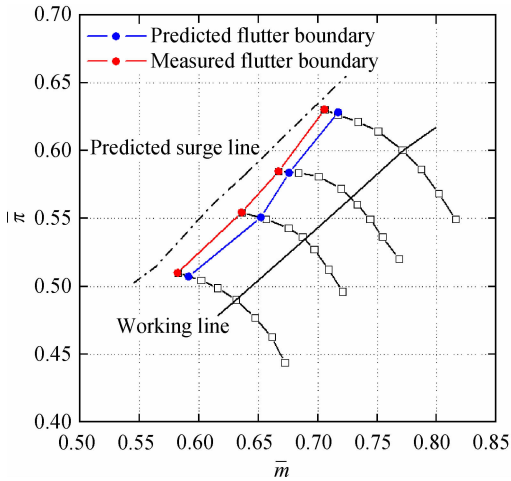


图 2 预测颤振边界与测量颤振边界对比图

Fig. 2 Comparison between predicted flutter boundary and measured flutter boundary

来讲,本文采用的颤振评估方法较好地预测了该试验件的颤振边界,可以作为风扇方案设计阶段颤振评估的有效手段。

3 原型方案评估

首先对 2 级转子叶片进行模态分析,转子叶片采用钛合金 TC4 材料,密度为 4 440 kg/m³,弹性模量为 109 000 MPa,泊松比为 0.3。叶片厚度方向 2 个单元层数,节点总数为 4 810 个。2 级转子有限元模型和 1 阶弯曲模态见图 3。从图中可以看出最大振动位移在叶尖前缘。

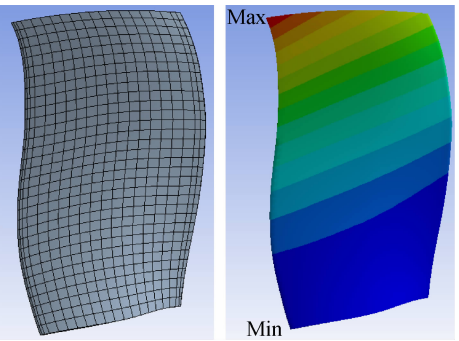


图 3 转子有限元模型和 1 阶弯曲模态

Fig. 3 Rotor finite element model and 1st bend modal

对第二级转子叶片单独进行非定常计算,流体域模型见图 4,双通道网格总数 60 万左右,叶片表面附近为 O 型网格,外围为 H 型网格,其中 O 型网格为动网格,在非定常计算过程中随着叶片振荡而不断更新网格点位置。流体计算域进口位置为风扇试验件 1 级静子出口,出口位置为 2 级转子出口向下游延伸 1 倍轴向弦长处。

边界条件给定方法为对两级风扇进行三维定常计算,提取以下参数:①第二级转子进口气流参数(总压、总温、三个方向速度)的周向平均值沿径向分布;②第二级转子的流量、压比、叶型表面静压分布等。将①中提取参数作为第二级转子的进口边界条件。出口边界条件给定轮毂处的静压,其他位置满足径向平衡方程,不断调整出口静压使第二级转子工作状态与②中一致,通过上述边界条件给定方法可以近似模拟第二级转子在多级环境中的工作状态。循环对称面指定为周期对称边界条件,固体表面给定绝热、无滑移和光滑壁面边界条件。

湍流模型选择 $k-\epsilon$, 叶片表面第一层网格的 y^+ 满足湍流模型要求。叶尖间隙给定 0.5 mm。叶片振荡形式为 1 阶弯曲振型,叶片最大振幅为 1 mm,非定常计算物理时间步长为 1 阶弯曲振动周期的 1/64。

图 5 给出 2 级转子原型方案 0.8 转速近喘点

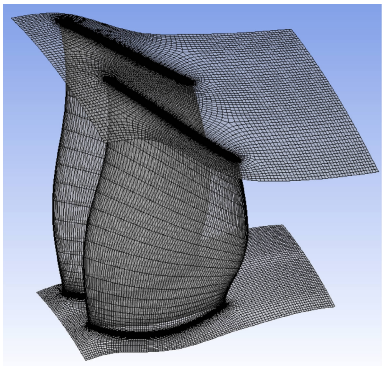


图 4 转子叶片流体域模型
Fig. 4 Rotor blade fluid model

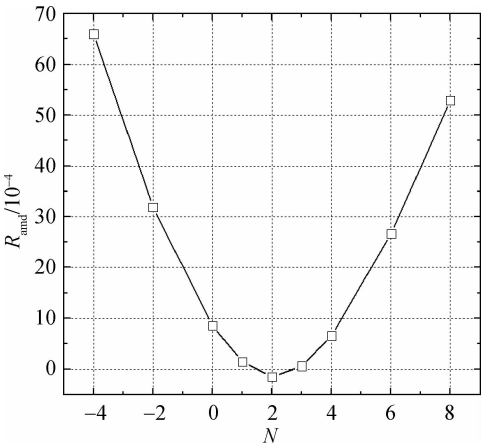


图 5 原型方案 0.8 转速近喘点不同节径下模态气动阻尼比
Fig. 5 Modal aerodynamic damping ratio of different nodal diameters for original scheme at 0.8 corrected speed near the surge point

不同节径(N)下模态气动阻尼比。从图中可以看出,在 2 节径时转子模态气动阻尼比小于 0, 颤振评估不稳定。且 1、3 节径模态气动阻尼比非常接近 0, 也存在一定颤振风险。

4 改型方案及评估

4.1 改型方案简介

为了提高原型方案 2 级转子的气弹稳定性,开展了改进设计。改进设计的原则为:①叶片气弹稳定性增加,所有节径模态气动阻尼比为正;②风扇气动性能不降低;③对原型方案改动量尽量减小,流路尽量保持不变。根据上述原则设计了下面三个改型方案。

改型方案 A: 在原型方案基础上增加转子叶片 70% 叶高以下叶型的最大厚度。叶片最大厚度(C_{max})沿相对叶高(H)分布对比见图 6, 由于叶尖进口马赫数为超声速, 气动损失对最大厚度值比较敏感, 因此只增加了叶片下半部分厚度。

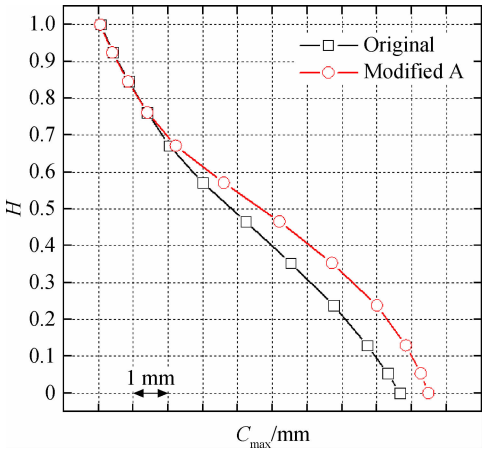


图 6 叶片最大厚度分布
Fig. 6 Rotor maximum thickness distribution

改型方案 B: 在改型方案 A 基础上增加了 70% 叶高以下叶片弦长。子午面流路对比见图 7, 为了保证叶片轴向间隙, 对 1 级静子尾缘和 2 级静子前缘子午投影进行了修改, 即静子弦长进行了相应缩短。相对于改型方案 A, 改型方案 B 改动量相对较大。

改型方案 C: 在原型方案基础上调整转子全叶高叶型厚度分布, 叶型相对厚度($\bar{\delta}$)沿相对弦长($\bar{B}$)分布对比见图 8。改型方案 C 叶型厚度分布更饱满, 厚度分布形式变化不大, 对最大厚度前后区域进行了增厚。

图 9 为叶片槽道堵塞裕度 A/A^* 径向分布,

它代表了槽道的实际流通能力,其中 A 为实际槽道的气动喉部面积, A^* 为当前来流条件下使气动喉部气流达到声速时面积。三个改型方案增加叶

片刚性的同时导致槽道堵塞裕度下降,但是均满足设计规范要求,避免改型后槽道流动堵塞导致风扇气动性能降低。

4.2 改型方案气弹稳定性评估

在相同状态点对三个改型方案转子叶片 1 阶弯曲振型进行颤振评估,转子各节径模态气动阻尼比对比见图 10。

相对于原型方案,改型方案 A 主要节径下气弹稳定性明显增加,模态气动阻尼比曲线整体上移,但是在 2 节径仍然为负值,仍存在颤振风险。

改型方案 B 在方案 A 的基础上叶片气弹稳定性进一步增加,2 节径模态气动阻尼比由负值增加为正值,消除了颤振风险。

改型方案 C 在方案 B 的基础上气弹稳定性又进一步增加。

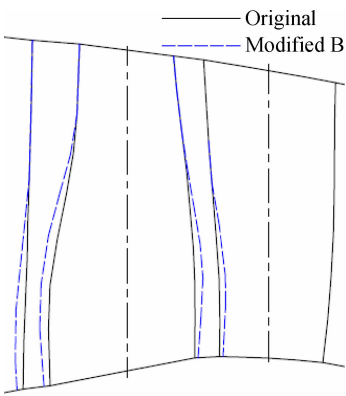


图 7 流路对比

Fig. 7 Comparison of flow path

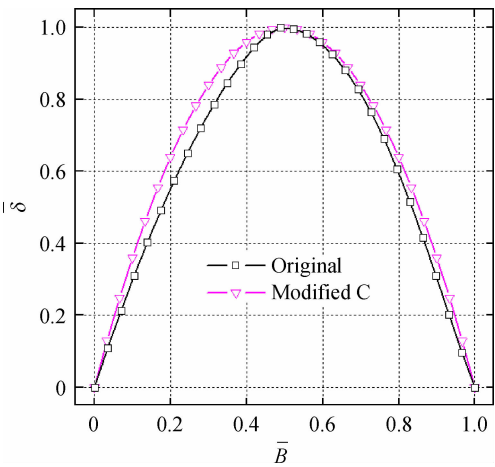


图 8 叶型相对厚度分布

Fig. 8 Profile relative thickness distribution

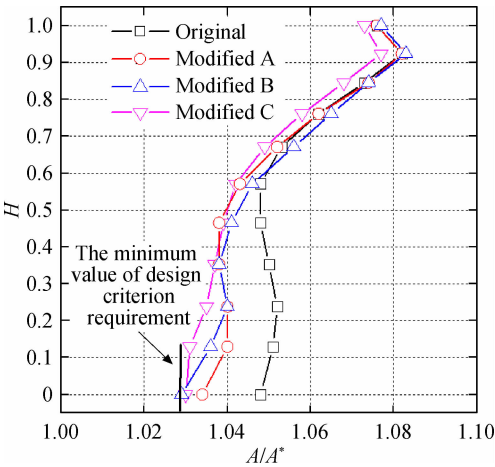


图 9 槽道堵塞裕度径向分布

Fig. 9 Channel blockage margin radial distribution

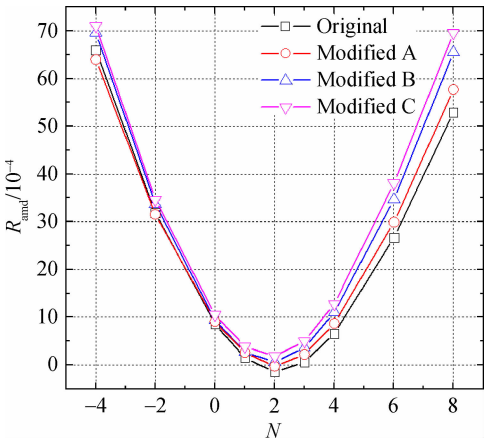


图 10 0.8 转速近喘点不同节径下模态气动阻尼比

Fig. 10 Modal aerodynamic damping ratio of different nodal diameters at 0.8 corrected speed near the surge point

图 11 为修改前后一个振动周期 8 节径转子叶片表面气动功分布。四个方案叶片表面气动功分布趋势大致相同,叶片压力面大部分气动功为正值,在 80% 叶高 30% 弦长附近存在一个气动功正值的峰值。叶片吸力面大部分气动功为负值,在 80% 叶高前缘附近存在一个气动功负值的峰值。由于改型方案改动量相对较小,造成叶片表面气动功分布变化量值同样较小,可以看出改型方案对气动功峰值区域影响相对较大。

相对于原型方案,改型方案 A 气动功分布没有明显的变化。

改型方案 B 气动功分布发生变化。压力面正气动功的峰值及区域明显减小,70% 叶高以下叶片前缘负的气动功区域明显增加。吸力面负的

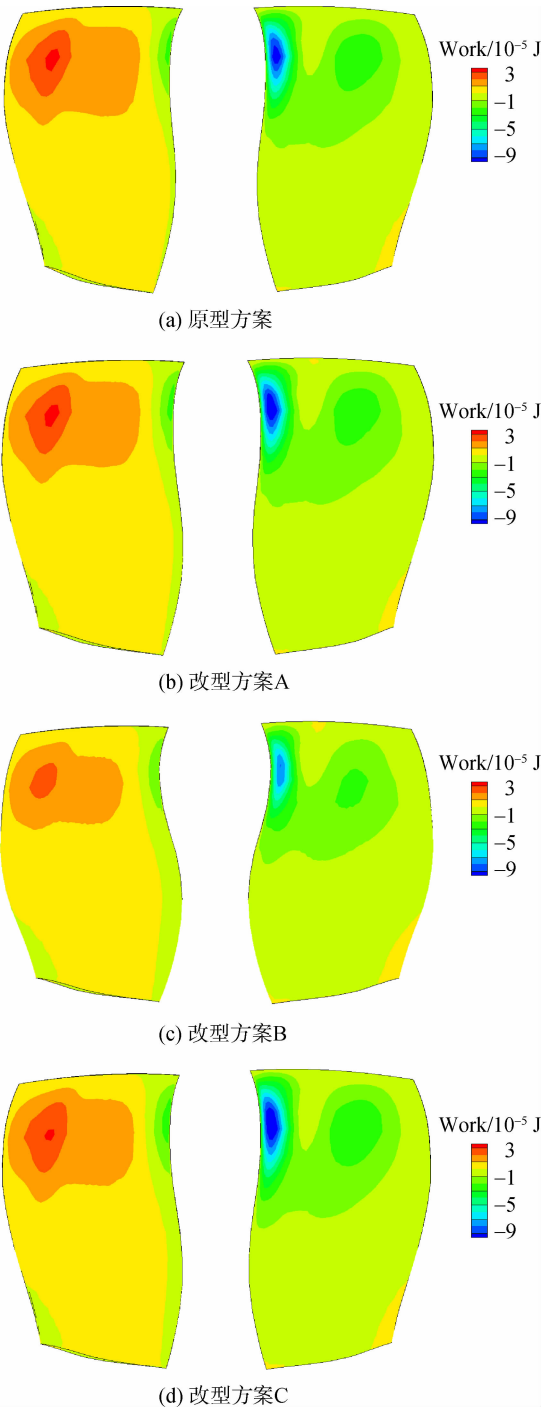


图 11 0.8 转速近喘点 8 节径叶片表面气动功分布
(左: 压力面; 右: 吸力面)

Fig. 11 Aerodynamic work distribution of 8 nodal diameter at 0.8 corrected speed near the surge point (left: pressure surface; right: suction surface)

气动功峰值及区域减小。

改型方案 C 气动功分布同样发生变化。压力面正气动功的峰值区域略减小, 全叶高前缘负的气动功区域明显增加。吸力面负的气动功峰值区域增加。

图 12 为修改前后一个振动周期 8 节径转子叶片表面气动功径向分布, 这里将每 10% 叶高区域内的转子表面气动功进行了叠加, 可以看出气动功随叶片高度显著增加, 这是与叶片 1 弯振型振动位移沿叶高方向逐渐增加相吻合。同时改型前后叶片表面气动功之和的变化与转子叶片整体气动阻尼变化相对应。

相对于原型方案, 改型方案 A 在 70% 叶高以下区域负的气动功量值增加, 负的气动功量值增加说明气弹稳定性增加。改型方案 B 在方案 A 基础上 70% 叶高以下区域气弹稳定性进一步增加。改型方案 C 全叶高气弹稳定性明显增加。可以发现改型方案气弹稳定性增加区域与叶片刚性增加区域一致。可以推测叶片刚性增加改变了叶片的 1 弯振型, 进而改变了气流与叶片耦合振动的能量交换过程, 使相应区域叶片对气流做功量增加, 进而增加了叶片的气弹稳定性。改型方案 B 和 C 在 75% 叶高处气动功增加幅度相对较大, 这是因为该处是气动功极值所在区域, 两方案改型前后该区域气动功变化较大。

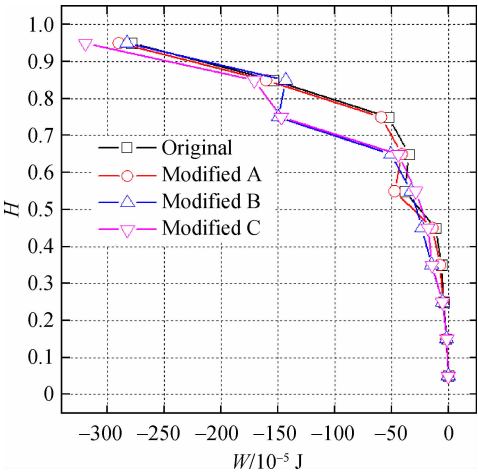


图 12 8 节径转子表面气动功径向分布
Fig. 12 Aerodynamic work radial distribution of 8 nodal diameter for rotor

4.3 改型方案气动性能评估

改型前后风扇 1.0 和 0.8 转速特性对比见图 13, 特性以原型方案设计点性能参数为基础进行了无量纲化, $\bar{m}$ 、 $\bar{\pi}$ 和 $\bar{\eta}$ 分别代表相对流量、相对压比和相对效率。改型后风扇匹配发生小幅度变化, 通过调整 1 级静子开角度恢复至原型方案两级匹配关系。

改型方案 A 增加了叶型最大厚度, 但是保证了转子根部的流通能力, 同时通过调整 1 级静子

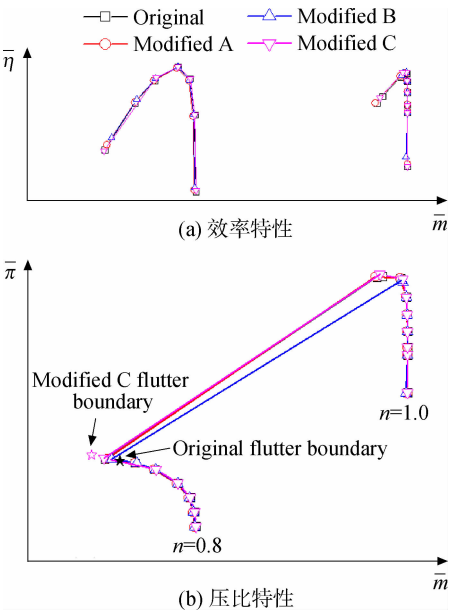


图 13 风扇气动性能

Fig. 13 Fan aerodynamic performance

安装角使风扇匹配与原型方案一致,保证风扇改型前后气动性能基本不变。

改型方案 C 调整了转子叶型厚度分布,叶型厚度分布的小幅度调整对转子叶型气动性能影响很小,同时通过调整 1 级静子安装角使风扇匹配与原型方案一致,保证风扇改型前后气动性能基本不变。

改型方案 B 在 1.0 和 0.8 转速(n)的喘振裕度均有不同程度降低,特别是 1.0 转速,裕度减小幅值较大。分析原因:跨声风扇 1.0 转速近端点通常末级静子根部首先发生分离,限制了风扇的喘振裕度,因为该处气流转角较大,甚至达到 50° 左右,气动负荷高。改型方案 B 中 2 级静子根部弦长减小导致气动负荷进一步增加,使气流提前失速分离,造成喘振裕度降低,见图 14。

4.4 小 结

改型方案 A 增加了叶型最大厚度,增强了转

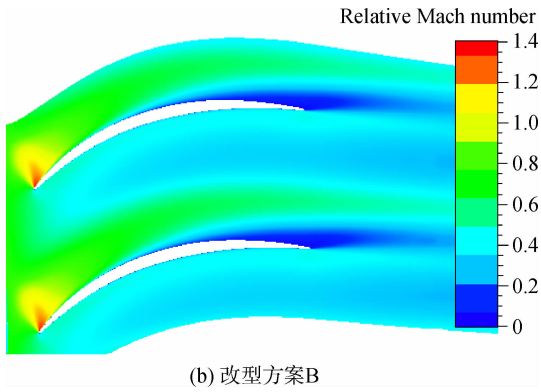


图 14 相同压比点 1.0 转速近端点二级静子 10%叶高马赫数云图对比

Fig. 14 Comparison of Mach number contour at 1.0 corrected speed near the surge point of the second stator at the same pressure on 10% span

子叶片气弹稳定性,但是此处一般为叶型气动喉部位置,由于兼顾根部流通能力导致厚度增加量有限,使得转子并未完全消除颤振风险。由于保证了转子根部的流通能力和风扇级匹配关系,增加厚度后风扇气动性能并未降低。该方案对原型方案改动量较小。

改型方案 B 增加了转子叶型最大厚度和弦长,使转子叶片气弹稳定性进一步增加,消除了颤振风险。但是增加了前后排静子的气动负荷,导致风扇提前失速分离,使得风扇喘振裕度降低。该方案对原型方案改动量较大。

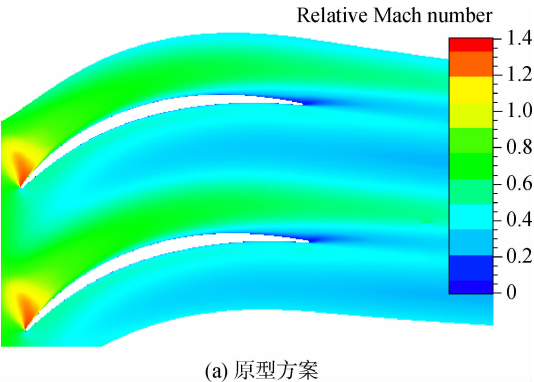
改型方案 C 调整了转子叶型厚度分布,即最大厚度不变,厚度分布更加饱满,使转子叶片气弹稳定性明显增加,消除了颤振风险。同时保证了风扇级匹配关系,气动性能基本不变。且对原型方案改动量较小。因此最终将改型方案 C 作为最终改型方案。

5 结 论

本文采用能量法对某两级跨声风扇试验件转子叶片完成颤振改进设计,最终改型方案消除了颤振风险,同时气动性能不降低且对原型方案改动量较小。通过本文研究可以得出以下结论:

1) 增加叶片厚度、弦长会使叶片相应径向位置的气弹稳定性增加,是改善叶片颤振的有效手段,但是需要重点关注风扇气动性能变化。

2) 通过增加最大厚度、弦长和调整厚度分布提升叶片气弹稳定性均会降低槽道的堵塞裕度,因此需要保证槽道堵塞裕度红线值,避免槽道流



(a) 原型方案

动堵塞。在相同槽道堵塞裕度降低量条件下,调整厚度分布提升叶片气弹稳定性幅度最大,是一种以较小代价提高叶片颤振稳定性的手段。

参考文献:

[1] SISTIO F. A Review of the fluid mechanics of aeroelasticity in turbomechines[J]. Journal of Fluids Engineering, 1977,99(1):40-44.

[2] 刘文阁,冯毓诚. 对经验法预测叶片失速颤振的分析及叶片颤振数据库的建立[J]. 北京航空学院学报, 1986, 12(4):113-122.

[3] BENDIKSEN O O. Flutter of mistuned turbomachinery rotors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984,106(1):25-33.

[4] XU J M, SONG Z H. Prediction of blade flutter in a tuned rotor[R]. ASME Paper 85-IGT-100, 1985.

[5] CARTA F O. Coupled blade-disk-shroud flutter instabilities in turbojet engine rotors[J]. Journal of Engineering for Power, 1967,89(3):419-426.

[6] BENDIKSEN O O. Aeroelastic problems in turbomachines [R]. AIAA-1990-1157, 1990.

[7] BENDIKSEN O O, FRIEDMANN P P. The effect of bending torsion coupling on fan and compressor blade flutter[J]. Journal of Engineering for Power, 1982,104(3):617-623.

[8] REDDY T S R, BAKHLE M A. Aeroelastic computations of a compressor stage using the harmonic balance method [R]. NASA/TM-2010-216240, 2010.

[9] 李其汉,王延荣. 航空发动机结构强度设计问题[M]. 上海:上海交通大学出版社, 2014:85-85.

[10] HALL K C, LORENCE C B. Calculation of three-dimensional unsteady flows in turbomachinery using the linearized harmonic Euler equations[R]. ASME Paper 93-GT-92, 1993.

[11] HE L. Three-dimensional time-marching inviscid and viscous solutions for unsteady flows around vibrating blades [R]. ASME Paper 93-GT-92, 1993.

[12] MOFFATT S, HE L. Blade forced response prediction for industrial gas turbines: Part I methodologies[R]. ASME Paper GT 2003-38640, 2003.

[13] 孙海,李坚,杨琳,等. 压气机风扇叶片颤振预测和抑制的工程研究[J]. 航空动力学报, 2015,30(4):846-853.

SUN Hai, LI Jian, YANG Lin, et al. Engineering research on prediction and suppression of blade flutter in compressor fan[J]. Journal of Aerospace Power, 2015,30(4):846-853. (in Chinese)

[14] 杨琳,张耀光,刘一雄. 风扇转子叶片防颤振设计技术[J]. 航空动力学报, 2017,32(7):1718-1727.

YANG Lin, ZHANG Yaoguang, LIU Yixiong. Fan rotor blade flutter free design technology[J]. Journal of Aerospace Power, 2017,32(7):1718-1727. (in Chinese)

[15] 张小伟,王延荣,徐可宁. 叶轮机械叶片颤振的影响因素[J]. 航空动力学报, 2011,26(7):1557-1562.

ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong, XU Kening. Effects of parameters an blade flutter in turbomachinery[J]. Journal of Aerospace Power, 2011,26(7):1557-1562. (in Chinese)

[16] 张小伟,王延荣,张潇,等. 涡轮机械叶片的流固耦合数值计算方法[J]. 航空动力学报, 2009,24(7):1622-1626.

ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong, ZHANG Xiao, et al. Numerical method for fluid-structure interaction in turbomachinery bladings[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(7):1622-1626. (in Chinese)

[17] 张小伟,王延荣. 叶间相位角对叶片颤振的影响[J]. 航空动力学报, 2010,25(2):412-416.

ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong. Influence of inter-blade phase angle on the flutter of rotor blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2010,25(2):412-416. (in Chinese)

[18] 张陈安,叶正寅,刘峰,等. 进口导流叶片对转子叶片颤振特性的影响[J]. 推进技术, 2010,31(3):335-339.

ZHANG Chenan, YE Zhengyin, LIU Feng, et al. Investigations on flutter characteristics of rotor blade with IGV/fan interactions[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(3):335-339. (in Chinese)

(编辑:叶 青、张 雪)