

风扇转子叶片防颤振设计技术

杨琳¹, 张耀光¹, 刘一雄²

- (1. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所 压气机设计研究室, 沈阳 110015;
2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所 强度设计研究室, 沈阳 110015)

摘 要: 以某两级风扇为对象开展防颤振设计技术研究。风扇转子叶片设计中, 选择了合适的展弦比, 既考虑到气动性能水平, 还考虑到结构质量和颤振稳定性。采用流固耦合能量法评估所设计风扇的各排转子叶片的颤振稳定性问题, 并通过叶片厚度、三维造型、根尖弦长比等设计参数的调整消除颤振风险。研究结果表明: 展弦比不应是方案设计阶段防颤设计唯一的关注参数; 在叶尖跨声速的转速更容易发生颤振现象; 较强的叶尖前缘激波会造成较强的流固耦合作用, 形成复杂的气动功分布结构; 叶片厚度和尖根弦长比等参数是改善叶片颤振风险的有效参数。

关键词: 颤振; 风扇; 流固耦合; 激波; 展弦比

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Fan rotor blade flutter free design technology

YANG Lin¹, ZHANG Yaoguang¹, LIU Yixiong²

- (1. Compressor Design Department, Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine (Group) Corporation of China, Shenyang 110015, China;
2. Strength Design Department, Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine (Group) Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Flutter free design technology of a two stages fan was investigated. During fan rotor blades design, appropriate aspect ratio was selected by considering aerodynamic performance, weight and flutter stability. Energy method was used to analyze the flutter stability for both rotor blades of the fan. Blade thickness, three dimensional blade shape and tip to hub chord ratio were modified to eliminate the flutter risk. The investigation showed that the aspect ratio was not the only parameter of concern for flutter free design in conceptual design phase. The near stall points at the rotational speed when blade tip flow was transonic were more prone to flutter. Strong shock waves could enhance the coupling effect between fluid and structure, and induce complex construction of aerodynamic work distribution. Blade thickness and tip to hub chord ratio were effective parameters to improve flutter risk.

Key words: flutter; fan; fluid and structure coupling; shock wave; aspect ratio

随着飞机对发动机性能需求的不断提升, 发动机各部件和系统的设计逐渐向更精细化设计的

方向发展。这意味着在设计过程中, 必须要全方位均衡考虑, 进而实现发动机的整体性能最优。

收稿日期: 2016-11-07

作者简介: 杨琳(1978—), 男, 高级工程师, 博士, 主要从事风扇/压气机气动设计及叶轮机械气动热力学研究。

引用格式: 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.

所以在部件设计中,既要关注气动性能,又要兼顾结构、质量、强度、振动和寿命等。

风扇部件的设计,一般分为方案设计、技术设计和工程设计3个阶段,方案设计阶段一般还包含可行性分析和方案论证工作;风扇设计主要包含气动、结构和强度3个专业的工作^[1]。从系统工程角度来看,这些阶段以及各专业间是需要迭代的,而且是在不断的递归和迭代的循环中逐渐完善的^[2-3]。但通常仍需要气动专业首先开展设计工作,在初步工作的基础上开展结构设计工作。如果各专业间的设计是较多串行的,一旦出现较大的修改,那么整个部件的设计周期会大幅度延长,而这往往是在设计过程中尽量避免的。因此,在方案论证及方案设计的最初阶段,就一定要进行充分论证,在参数选择上避免将来出现较大颠覆性的问题。

在众多设计参数中,转子叶片展弦比是一个非常重要的参数,并且对气动和结构专业都有很大影响,尤其针对宽弦无凸肩的风扇叶片。气动设计一般倾向较小的展弦比^[4],以提高风扇承担负荷的能力,但有些人认为展弦比过小有可能会造成根部流动堵塞^[5];结构设计上,展弦比对转子的长度和质量有着非常大的影响,展弦比增加可以有效的控制风扇转子的质量和长度,并减弱包容机匣的设计难度;从强度振动上看,大展弦比的风扇容易引发严重的振动问题,因此早期的风扇一般都需要带减振凸肩。那么在气动负荷允许的情况下,如何选择展弦比,就成为非常重要的问题。从以往的设计经验来看,对于风扇叶片,一般认为,无凸肩的转子叶片展弦比至少应在1.5~1.6以下,以避免振动问题,主要是防止出现颤振,但随着风扇尺寸或者涵道比的增加,这种经验正在逐渐被打破,却也几乎没有什么成功的经验可以借鉴。虽然有些研究人员开展了展弦比对颤振影响的研究^[6],但并未得出定量的或者可参考的结论。

随着技术的不断进步,颤振仍是航空发动机设计者的挑战,复杂的流固耦合过程使得预测颤振非常困难^[7-8]。虽然技术在不断进步,但颤振问题仍时有发生^[9-12]。早期采用二维分析和经验的方法预测颤振^[13],并采用叶栅的风洞开展试验研究^[14],通过这些试验基础积累了大量的经验并得到了很好的应用^[15],但精度水平和考虑问题的复杂性仍需要提高。近期,流固耦合的方法更多的被应用于颤振的预测中^[16-17],提高了计算精度。

本文研究了某风扇在方案论证阶段关于展弦比等参数的选取,经过多轮参数调整,并通过气动设计和流固耦合能量法的颤振评估,在防颤振的风扇设计上总结一些有用的参数。

1 研究方法及模型

本文的研究对象为一个中等负荷水平的两级风扇,带进口可变弯度导向叶片,两级风扇转子叶片均采用宽弦无凸肩三维掠型设计。第1级风扇转子叶片叶尖相对马赫数为1.45。

利用我单位的设计系统开展风扇的流场和造型设计,采用流线曲率通流法进行 S_2 流场反问题设计,在风扇设计的方案阶段,转子叶片造型采用任意弯度剪裁中弧线和双凸对称厚度分布,静子叶片采用剪裁中弧线和NACA 65厚度分布。

对所设计风扇的性能评估采用三维黏性流体力学计算软件NUMECA,计算模型和网格数等经过其他风扇试验结果的校核。通过全转速的特性分析,在基本满足设计指标的要求下,开展转子叶片颤振的评估。

颤振分析采用流固耦合能量法^[18],首先采用ANSYS软件进行转子叶片的模态分析,并提取叶片振动数据,叶片实体网格采用ICEM软件生成的六面体结构;采用CFX软件,完成考虑叶片振动的非定常流场计算,采用 $k-\epsilon$ 湍流模型,借助傅里叶变换方法,实现采用两个通道计算模型考虑全部振动节径的影响,进而大幅度减小计算量;最后,将1个叶片振动周期内不同时刻的叶片表面非定常气动力进行积分,获得1个周期内气动力对叶片的做功结果,根据做功的正负判断是否会发生颤振;将所计算的气动功转换为气动模态阻尼比,以便进行比较分析。本文采用的颤振评估方法经过了沈阳发动机研究所试验件的校核验证,具有较好的工程精度水平^[19]。

2 风扇的初步设计结果分析

2.1 风扇叶片设计

在方案论证过程中,为了初步确定叶片的展弦比,尝试将负荷水平相当的几个设计成功的风扇进行相关分析。由于决定展弦比的不仅包括颤振稳定性问题,还包括叶片气动负荷、结构质量等问题,并且欠缺颤振评价参数与叶片展弦比的相关数据,本文尝试将叶片展弦比与风扇的设计点换算转速、风扇转子叶片进口半径等参数进行相关,初步确定转子叶片的展弦比。

图 1 给出了转子展弦比(A_s)与转子换算转速(n)的关联关系。图 2 给出了转子展弦比与转子叶尖半径(r_t)的关联关系,图中的黑色三角符号为已有的几个试验件的设计数据,五角星符号为本方案设计数据关联的结果。从两幅图中均可以近似的得到一条直线的关系,并且两种关联方法的展弦比关联结果比较接近。这些关联关系并无理论支持,仅反映了一种设计趋势。

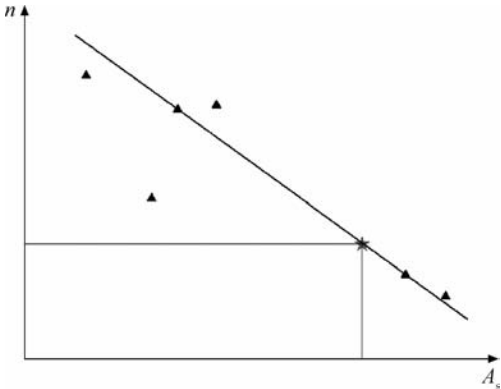


图 1 展弦比与转子换算转速的相关关系
Fig. 1 Correlation of aspect ratio with corrected rotational speed

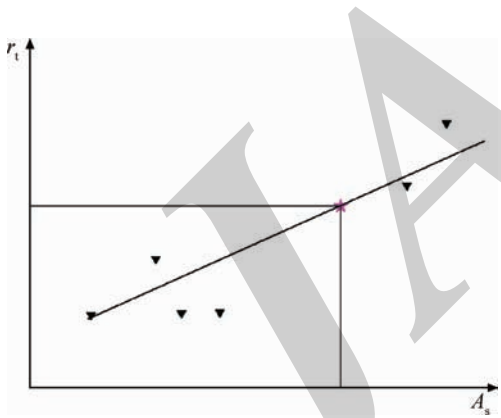


图 2 展弦比与叶尖半径的相关关系
Fig. 2 Correlation of aspect ratio with tip radius

根据各项设计指标,经过方案论证以及上面初步确定的叶片展弦比,完成了两级风扇的初步方案设计,图 3 给出了所设计风扇的三维叶片示意图,图中 IGV 为进口导向器,S1 为第 1 级静子叶片,S2 为第 2 级静子叶片。第 1 级转子叶片(R1)的展弦比与上面论证结果接近,第 2 级转子叶片(R2)的展弦比比第 1 级转子略大。

2.2 转子叶片 0.8 转速颤振稳定性分析

在采用流固耦合能量法评估叶片颤振前,先采用多元数理统计法(似然函数)对所设计的两级风扇转子叶片的颤振进行了初步评估,结果表明

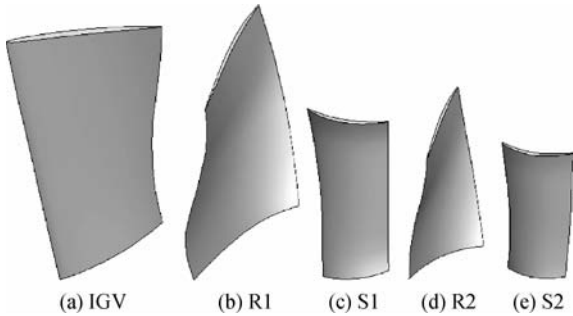


图 3 两级风扇初步方案的三维示意图
Fig. 3 Three-dimensional schematic diagram of two stages fan

在 0.9 转速近端点第 1 级转子叶片的预测结果为“不确定”,其余状态颤振稳定。由于该风扇的设计参数超出了已有经验的范围,不能确定是否会发生颤振稳定性问题,因此还需要用更加精确的流固耦合能量法对风扇的气动弹性颤振稳定性进行预测分析。下面首先介绍采用能量法对 0.8 转速叶片颤振稳定性的评估结果。

能量法的计算量对于工程设计而言仍然较大,因此初步的预测分析以地面试验状态为主,主要考察失速颤振问题,选取几个转速的近端点作为考察状态,并且仅计算了最危险的 1 阶弯曲振动模态,考虑易发颤振的多个低节径状态。

首先计算第 1 级转子和第 2 级转子叶片的 1 阶弯曲模态,两排转子叶片均采用钛合金 TC4 材料,属性输入见表 1。

表 1 叶片材料和属性			
Table 1 Blade material properties			
材料	密度/(kg/m ³)	弹性模量/MPa	泊松比
TC4	4 440	109 000	0.3

计算网格和 0.8 转速的模态位移计算结果见图 4。叶片有限元模型采用 Solid 185 单元,叶片厚度方向单元层数为两层。从图中看出,两排叶片的模态振型比较接近,叶尖前缘处具有最大位移。

图 5 给出了流场计算模型。流场计算采用双排通道,计算域出口在叶片后 1 倍弦长后,以减小出口边界条件对叶片流场的影响。双通道计算的网格总数约为 58 万。计算中,两排转子给定的叶身最大振幅均为 1 mm 左右。考虑叶片振动的非定常流场计算时,一般采用 12 核并行计算,大约 4 h 完成一个节径的计算结果。

首先选取了以往试验中最容易发生颤振的

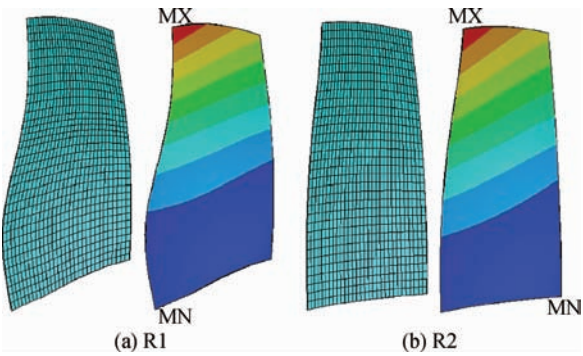


图 4 转子叶片的网格和 1 阶弯曲模态
Fig. 4 Blade mesh and 1st bend modal

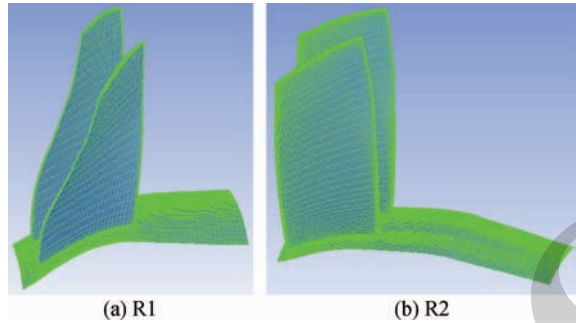


图 5 流场计算模型
Fig. 5 Fluid models

0.8 转速进行分析。图 6 给出了两排叶片在 0.8 转速不同节径(N)下的气动模态阻尼比(R_{amd})，图中显示两排叶片的气动模态阻尼比均为正，即在该状态下不同节径均为颤振稳定。

图 7 给出了 0.8 转速、-2 节径下第 1 级转子叶片一个周期累加的叶片表面气动功分布，图中用虚线的等值线表示负值。由图看出，吸力面的气动功大部分为正值，压力面的气动功大部分

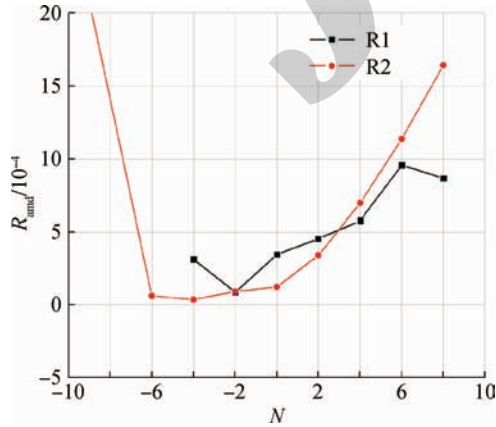


图 6 0.8 转速、不同节径下的气动模态阻尼比
Fig. 6 Aerodynamic modal damping ratio of different nodal diameters for 2 blades at 0.8 corrected speed

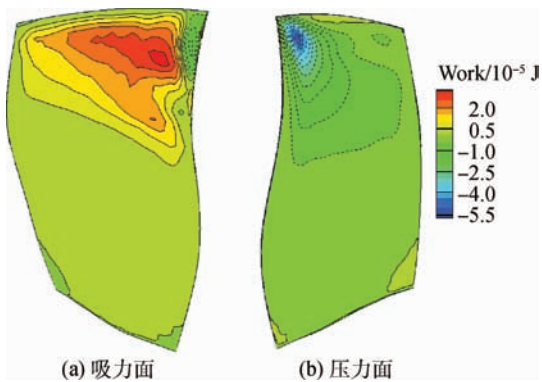


图 7 0.8 转速、-2 节径下第 1 级转子叶片表面的气动功分布

Fig. 7 Aerodynamic work distribution of -2 nodal diameter for 1st stage blade at 0.8 corrected speed

为负值。由于所计算的转子叶片振动为 1 弯模态，叶尖的叶片振幅较大，且接近前缘叶尖附近的振幅最大，因此气动功分布的最大值也均在叶尖和前缘的区域。在压力面叶尖前缘附近有一处气动功为负值且负值较高，在吸力面叶尖前缘附近有一处气动功为负但幅值略低，吸力面叶尖的大部分区域气动功为正。

图 8 给出了 0.8 转速、-2 节径下的第 1 级转子叶片表面静压(p)分布。从图中看出，两个叶片表面并没有明显的激波。

图 9 给出了一个周期内两个时刻(0*T* 和 1/4*T*)95%叶高叶栅槽道内的总压分布，可以明显看出叶片吸力面存在较大范围的分离区，并且这些分离区的形状随着时间有较大幅度的变化。吸力面的分离区是近失速状态的非定常现象，并不是叶片振动的直接结果，但这些非定常现象会进一步增加流固耦合的复杂性。

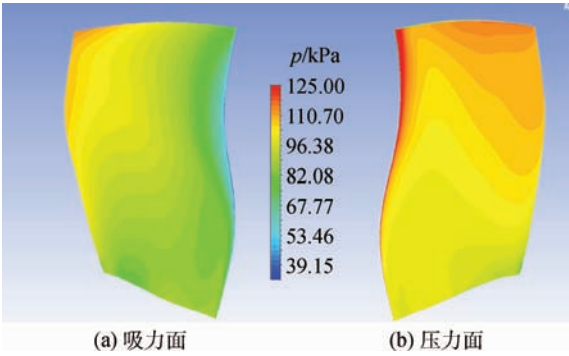


图 8 0.8 转速、-2 节径下的第 1 级转子叶片表面静压分布

Fig. 8 Static pressure distribution of -2 nodal diameter for 1st stage blade at 0.8 corrected speed

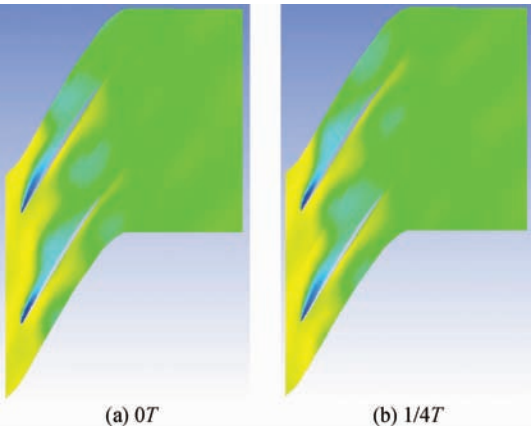


图 9 0.8 转速、-2 节径下第 1 级转子 95% 叶高的总压分布

Fig. 9 Total pressure distribution of -2 nodal diameter for 1st stage blade at 0.8 corrected speed on 95% span

图 10 给出了 0.8 转速、-2 节径下第 2 级转子的叶片表面气动功分布。第 2 级转子的气动功分布形式与第 1 级转子差距较大,压力面大部分为正值,而吸力面中间弦长部分为负值,前缘附近 50% 叶高以上有一道很窄的负值区域,前缘的负值区与中弦的负值区中间,夹着一段正值区且幅值较高。

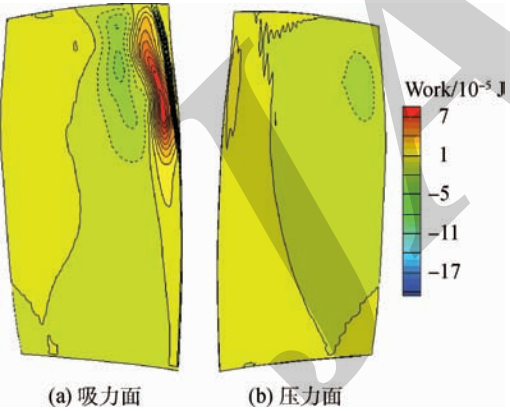


图 10 0.8 转速、-2 节径下第 2 级转子叶片表面的气动功分布

Fig. 10 Aerodynamic work distribution of -2 nodal diameter for 2nd stage blade at 0.8 corrected speed

图 11 给出了第 2 级转子叶片表面的静压分布,可看出叶尖前缘附近有激波存在,但所占弦长范围较小。

图 12 给出了 0.8 转速、-2 节径下第 2 级转子 95% 叶高的槽道内相对马赫数 (Ma) 分布,可以明显看出前缘附近的一道激波,马赫数水平在 1.5 左右,激波后流动降到亚声速后再次加速到

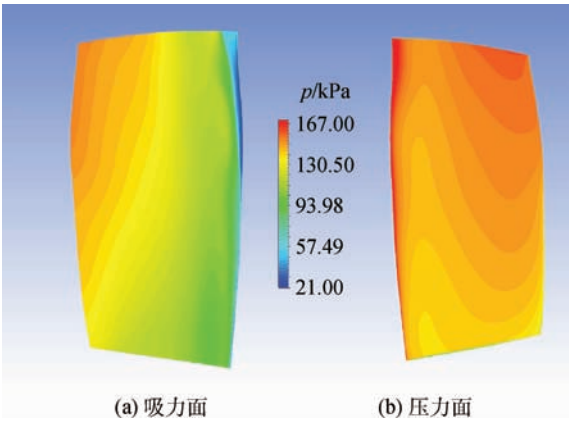


图 11 0.8 转速、-2 节径下第 2 级转子叶片表面的静压分布

Fig. 11 Static pressure distribution of -2 nodal diameter for 2nd stage blade at 0.8 corrected speed

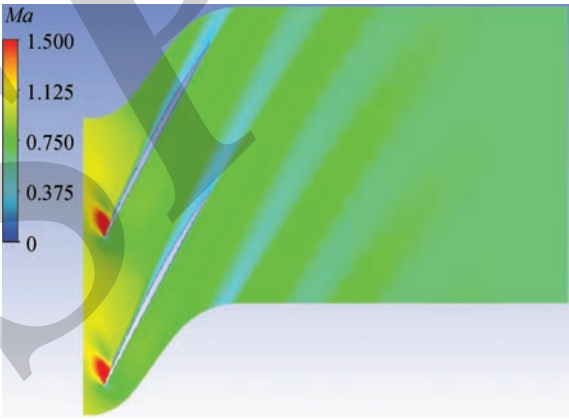


图 12 0.8 转速、-2 节径下第 2 级转子 95% 叶高相对马赫数分布

Fig. 12 Relative Mach number distribution of -2 nodal diameter for 2nd stage blade at 0.8 corrected speed

超声速,到叶片中部弦长后逐渐扩散为亚声速。对比槽道内的马赫数分布和叶片表面的气动功分布发现,前缘较窄的气动功负值区与叶片吸力面的激波区域接近。

2.3 转子叶片 0.9 转速颤振稳定性分析

由于前面提到的采用多元数理统计法分析 0.9 转速喘点时存在“不确定”的情况,因此有必要采用能量法开展 0.9 转速的颤振稳定性评估。

图 13 给出了两排叶片在 0.9 转速下不同节径的气动模态阻尼比,由图看出第 1 级转子在 -4~0 节径下存在气动模态阻尼比为负的情况,第 2 级转子在 -10~0 节径下存在气动模态阻尼比为负的情况,这意味着在这些节径下可能会发生颤振。并且第 2 级转子的气动模态阻尼比数值更小,表示第 2 级转子更容易发生颤振。

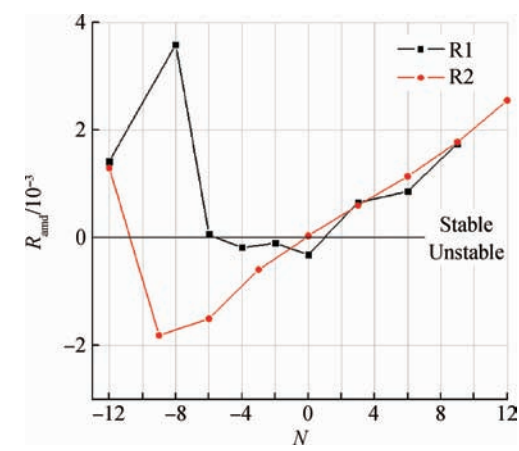


图 13 两级转子叶片 0.9 转速、不同节径下的气动模态阻尼比

Fig. 13 Aerodynamic modal damping ratio of different nodal diameters for 2 blades at 0.9 corrected speed

图 14 给出了 0.9 转速、0 节径下第 1 级转子叶片表面的气动功分布。对比 0.8 转速的气动功分布图可以看出,转速提高到 0.9 后,叶片压力面的负值区域范围明显增大,吸力面前缘的负值区域和幅值都增大,进而造成了总的气动功为负的不稳定现象。

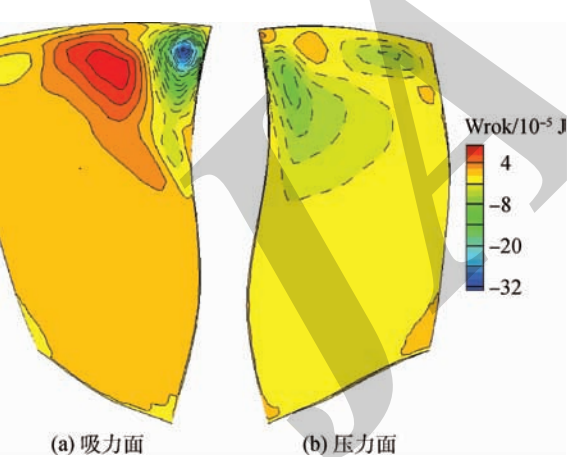


图 14 0.9 转速、0 节径下第 1 级转子叶片表面的气动功分布

Fig. 14 Aerodynamic work distribution of 0 nodal diameter for 1st stage blade at 0.9 corrected speed

图 15 给出了第 1 级转子叶片表面静压分布,可以看出,吸力面的激波在叶片径向延伸了较大范围。图 16 的 95% 叶高马赫数分布显示激波在槽道内的位置和强度。由于叶尖激波的存在,导致了气动功分布的复杂性,压力面出现两个负值区域。

图 17 给出了 0.9 转速、-6 节径下第 2 级转

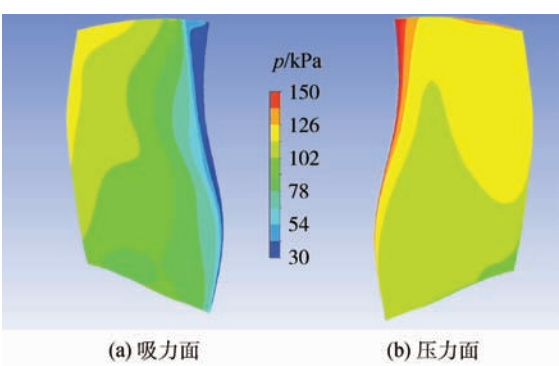


图 15 0.9 转速、0 节径下第 1 级转子叶片表面的静压分布

Fig. 15 Static pressure distribution of 0 nodal diameter for 1st stage blade at 0.9 corrected speed

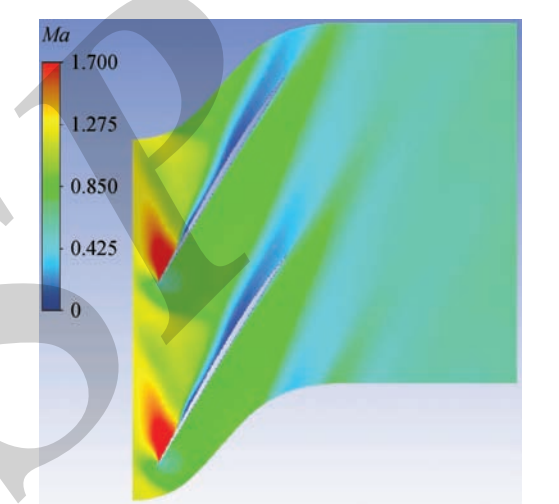


图 16 0.9 转速、0 节径下第 1 级转子 95% 叶高的相对马赫数分布

Fig. 16 Relative Mach number distribution of 0 nodal diameter for 1st stage blade at 0.9 corrected speed on 95% span

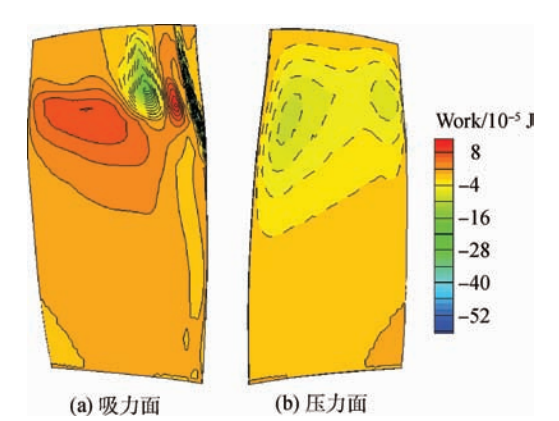


图 17 0.9 转速、-6 节径下第 2 级转子叶片表面的气动功分布

Fig. 17 Aerodynamic work distribution of -6 nodal diameter for 2nd stage blade at 0.9 corrected speed

子叶片表面的气动功分布。第 2 级转子的气动功分布与第 1 级转子分布有着类似的复杂性,相比 0.8 转速负值区域的幅值相对较大。叶片吸力面有两个正值区域和两个负值区域。

从图 18 的叶片表面静压分布发现,叶片吸力面存在比 0.8 转速更强的激波。从图 19 可以看出激波的位置和强度。

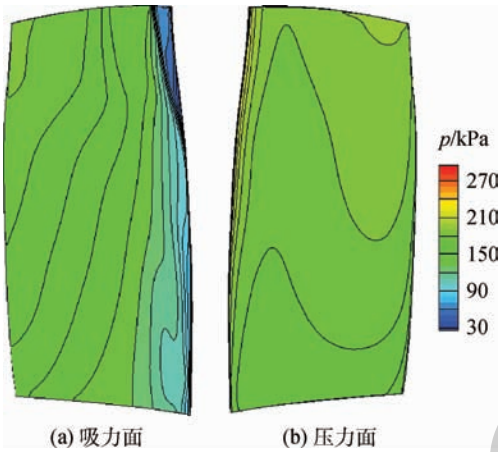


图 18 0.9 转速、-6 节径下第 2 级转子叶片表面的静压分布
Fig. 18 Static pressure distribution of -6 nodal diameter for 2nd stage blade at 0.9 corrected speed

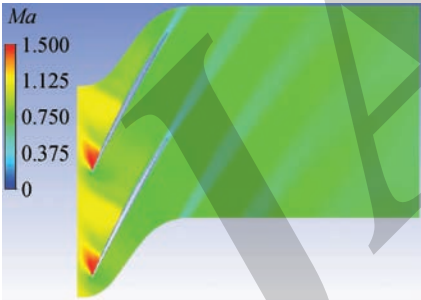


图 19 0.9 转速、-6 节径下第 2 级转子 95% 叶高的相对马赫数分布
Fig. 19 Relative Mach number distribution of -6 nodal diameter for 2nd stage blade at 0.9 corrected speed on 95% span

3 风扇叶片的改进设计

改进颤振稳定性的方法中,被认为最有效的就是降低展弦比,但这对质量的增加是非常明显的。本文参考文献[20]对气动弹性敏感参数的研究经验,从叶片厚度及分布、叶片尖根弦长比等方面进行调整,降低颤振风险,提高颤振稳定性。

3.1 第 1 级转子叶片的改进设计

对第 1 级转子的改进设计主要体现在对叶片

最大相对厚度(C_{max})的修改。图 20 给出了修改前后的叶片最大相对厚度的对比图(图中纵坐标 H 代表叶片相对高度),最大相对厚度是叶片最大厚度与弦长的比值。修改方法是将根部的最大相对厚度增加,尖部的最大相对厚度不变,从根往上的最大相对厚度都有所增加。

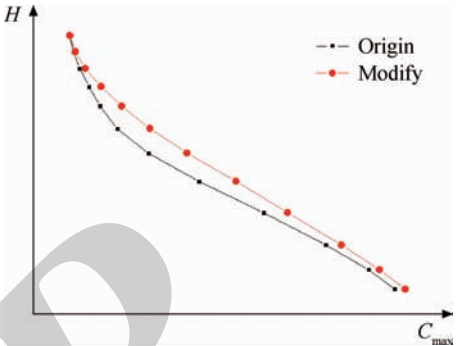


图 20 第 1 级转子叶片的最大相对厚度
Fig. 20 Relative maximum thickness distribution for 1st blade

修改后 0.9 转速的转子叶片振动频率提高了 7%,单个叶片的体积增加了 8.3%,这也意味着总的叶片质量要增加 8.3%。

采用同样方法对改进后的叶片开展流固耦合能量法的计算分析。图 21 给出了 0.9 转速不同节径下的气动模态阻尼比与修改前的对比。修改后第 1 级转子叶片在各节径下的气动模态阻尼比均大于零,原叶片的颤振风险明显改善。这证明了所采取的措施是正确有效的,修改设计的效果是显著的。

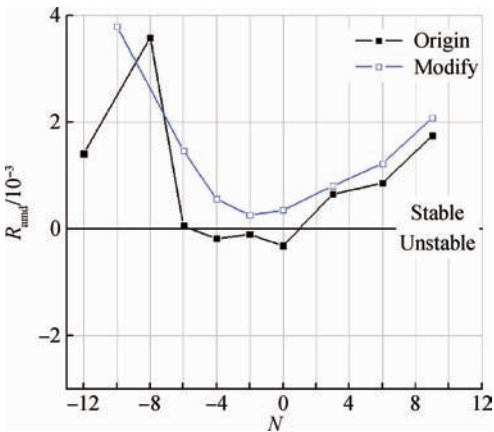


图 21 0.9 转速、不同节径下第 1 级转子叶片的气动模态阻尼比
Fig. 21 Aerodynamic modal damping ratio of different nodal diameters for 1st stage blade at 0.9 corrected speed

图 22 给出了修改后叶片表面的气动功分布。对比修改前的结果看出,正值区域的范围和幅值均明显增加。叶片加厚频率改变后,叶片振动与气动流场的耦合作用也发生改变,气动力对叶片振动的阻尼作用增强。

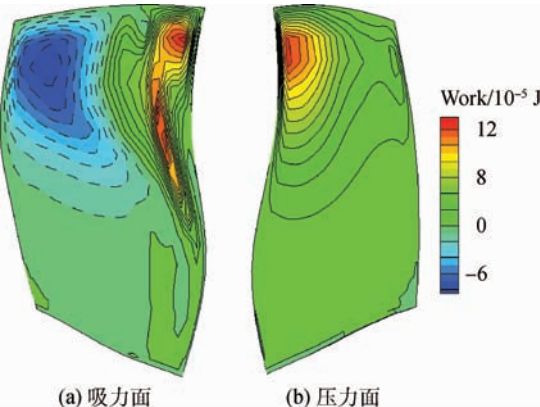


图 22 0.9 转速、0 节径下第 1 级转子的叶片表面气动功分布
Fig. 22 Aerodynamic work distribution of 0 nodal diameter for 1st stage blade at 0.9 corrected speed

3.2 第 2 级转子叶片的改进设计

由于第 2 级叶片颤振的风险更高,因此对第 2 级的改进不仅调整了叶片厚度,还对尖根弦长比进行了调整,即对子午面叶片形状进行了调整。图 23 给出了修改前后叶片的三维示意图,修改后的叶片具有类似 1 级转子的三维掠型设计,减小了尖部的弦长,进而提高叶片的刚性。

图 24 给出了转子叶片修改前后 0.9 转速振动模态的对比,修改后的振型发生了变化,修改后



图 23 第 2 级转子修改前后的三维示意图
Fig. 23 Three-dimensional schematic diagram of 2nd stage blade

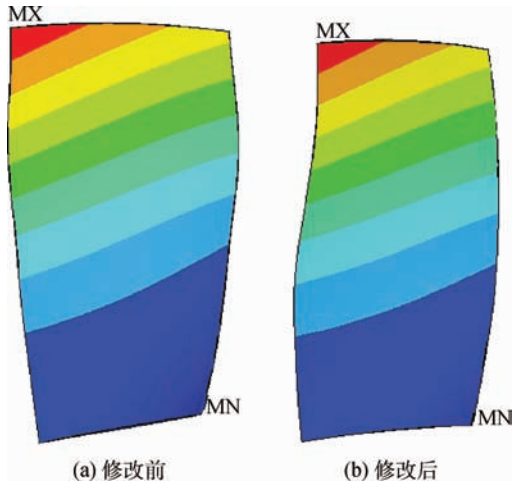


图 24 第 2 级转子叶片修改前后的 1 弯模态
Fig. 24 The 1st bend modal for origin and modified 2nd stage blades

的叶片振型线略平,即相同振幅的前缘点和尾缘点连线与发动机轴线的夹角略小,这种变化改变了与流体的耦合,进而有利于叶片振动的稳定。修改后的叶片振动频率提高了 10%。叶片质量提高了 7.5%。

图 25 给出了修改前后的能量法计算结果,修改后叶片气动模态阻尼比明显提升,叶片颤振稳定。

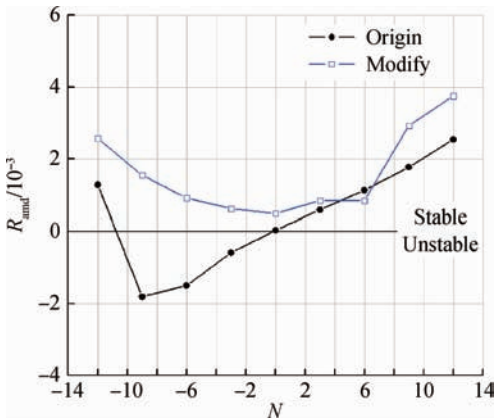


图 25 第 2 级转子修改前后 0.9 转速、不同节径下的气动模态阻尼比
Fig. 25 Aerodynamic modal damping ratio of different nodal diameters for 2nd stage blade at 0.9 corrected speed

图 26 给出了修改后叶片表面气动功的分布,与修改前相比,气动功正值的区域范围增大,正值的幅值也明显增加,且吸力面气动功分布的复杂程度减弱,只有一个负值区域和一个正值区域,而修改前大概有两个正值区和两个负值区。

图 27 给出了 0.9 转速、0 节径下第 2 级转子

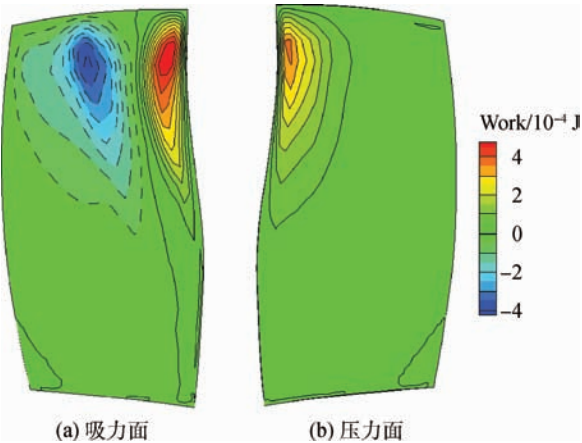


图 26 0.9 转速、0 节径下第 2 级转子修改后的叶片表面气动功分布

Fig. 26 Aerodynamic work distribution of 0 nodal diameter for modified 2nd stage blade at 0.9 corrected speed

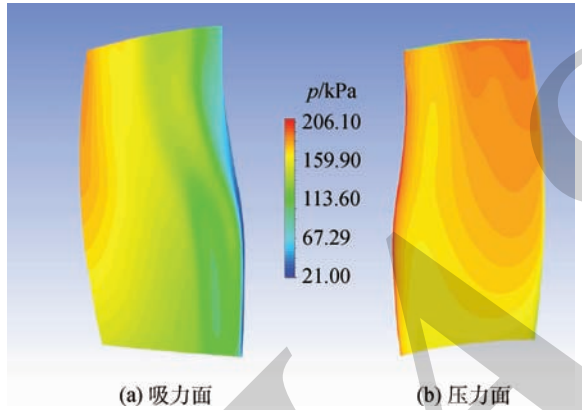


图 27 0.9 转速、0 节径下第 2 级转子修改后的叶片表面静压分布

Fig. 27 Static pressure distribution of 0 nodal diameter for modified 2nd stage blade at 0.9 corrected speed

修改后的叶片表面静压分布,吸力面并未见明显的激波。

图 28 给出了 0.9 转速、0 节径下第 2 级转子修改后的 95%叶高相对马赫数分布,进口虽然是超声速流动,但叶栅槽道内未见明显激波。由于叶片修改后在叶尖前掠,改善了叶尖的流动状态,进而也改善了颤振的稳定性。

3.3 其他转速的颤振稳定性

图 29 和图 30 分别给出了改进后的第 1 级转子叶片和第 2 级转子叶片在 4 个不同转速下近端点的气动模态阻尼比,从计算结果来看,各转速不同节径的气动模态阻尼比均为正值,颤振稳定。进而验证了修改设计是可行的,同时可以看出,在 1.0 转速的气动模态阻尼比相对较大,叶片槽道内的流动相对较好,不容易发生颤振。

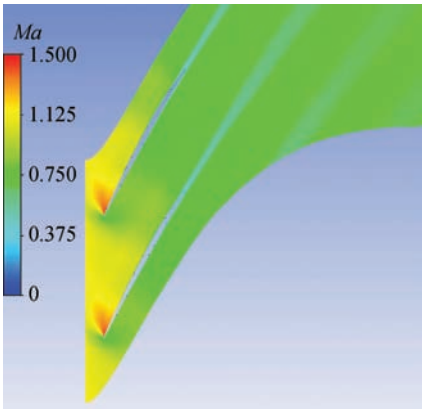


图 28 0.9 转速、0 节径下第 2 级转子修改后的 95%叶高相对马赫数分布

Fig. 28 Relative Mach number distribution of 0 nodal diameter for modified 2nd stage blade at 0.9 corrected speed on 95% span

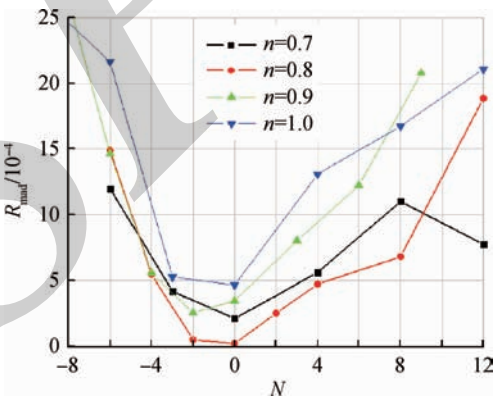


图 29 第 1 级转子修改后不同转速近端点不同节径下的气动模态阻尼比

Fig. 29 Aerodynamic modal damping ratio of different nodal diameters for 1st stage blade at different corrected speeds

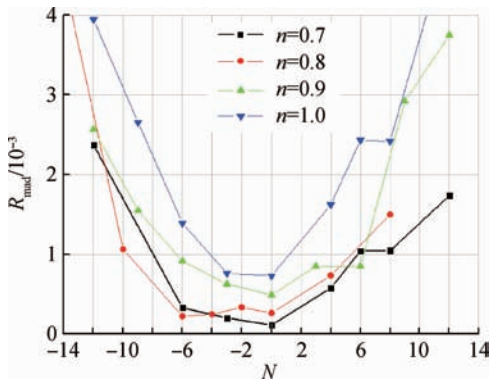


图 30 第 2 级转子修改后不同转速近端点不同节径下的气动模态阻尼比

Fig. 30 Aerodynamic modal damping ratio of different nodal diameters for 2nd stage blade at different corrected speeds

3.4 叶片修改对性能的影响

采用同样方法对修改后的两级风扇进行了多个转速的三维黏性流场计算分析。修改后的叶片设计点性能水平与修改前对比显示,由于叶片加厚使得流量减小了 0.3%,效率下降了 0.3%,喘振裕度变化不大,这样的性能下降程度基本可以接受。

4 结 论

本文采用流固耦合能量法评估了某两级风扇转子叶片的颤振稳定性问题,并针对可能存在的颤振风险,完成了改进设计,对改进设计的评估结果表明消除了颤振的风险,修改设计所带来的气动性能损失基本可以接受。本文的研究可以得出如下结论:

- 1) 转子叶片的颤振稳定性问题是流固耦合的综合影响,在初步方案论证阶段不能只关注叶片展弦比这个单个参数。
- 2) 近喘点叶尖流动为跨声速的转速容易出现颤振问题,需特别关注。
- 3) 设计转速的近失速点流动状态比低转速相对较好,不容易发生失速颤振。
- 4) 叶尖的激波结构对颤振稳定性有较大的影响;叶尖前缘较强的激波以及诱导的边界层分离会造成叶片表面复杂的气动功分布结构,容易诱导叶片出现颤振不稳定现象。
- 5) 叶片厚度、尖根弦长比是改善颤振的有效参数。

参考文献:

[1] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第 8 册 压气机[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.

[2] 国际系统工程协会. 系统工程手册: 系统生命周期流程 and 活动指南[M]. 张新国, 译. 北京: 机械工业出版社, 2014.

[3] 朱一凡, 李群, 杨峰, 等. NASA 系统工程手册[M]. 北京: 电子工业出版社, 2014.

[4] 陈懋章. 风扇/压气机技术发展和对今后工作的建议[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 1-15.

CHEN Maozhang. Development of fan/compressor techniques and suggestions on further researches[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 1-15. (in Chinese)

[5] 丁建国, 胡骏. 某掠型跨声风扇设计与数值模拟[J]. 航空动力学报, 2007, 22(1): 54-59.

DING Jianguo, HU Jun. Design and numerical simulation of a transonic swept fan[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(1): 54-59. (in Chinese)

[6] 施永强. 三维叶片颤振与叶片设计关联性研究[D]. 西安:

西北工业大学, 2006.

[7] GILL J D, CAPECE V R. Experimental investigation of flutter in a single stage unshrouded axial-flow fan[R]. AIAA-2004-0686, 2004.

[8] REY G, BANASZUK A, GYSLING D. Active control of flutter in turbomachinery using off blade actuators sensors; experimental results[R]. AIAA-2003-1258, 2003.

[9] SIMMONS H R, BRUN K, CHERUVU S. Aerodynamic instability effects on compressor blade failure: a root cause failure analysis[R]. ASME Paper GT2006-91353, 2006.

[10] HSU K, HOYNIK D, ANAND M S. Full-annulus multi-row flutter analyses[R]. ASME Paper GT2012-68631, 2012.

[11] 刘庆琅. 发动机 I 级压气机转子叶片断裂分析[J]. 失效与预防, 2007, 2(2): 34-36.

LIU Qingquan. Fracture analysis on rotor blade of compressor for a series engines[J]. Failure Analysis and Prevention, 2007, 2(2): 34-36. (in Chinese)

[12] 何风平, 张鹏峰, 邵锦文. 涡喷发动机压气机转子叶片的故障分析及研究[J]. 战术导弹技术, 2007(4): 25-27.

HE Fengping, ZHANG Pengfeng, SHAO Jinwen. Analysis and study of the failure of compressor rotor blade used for turbojet engine[J]. Tactical Missile Technology, 2007(4): 25-27. (in Chinese)

[13] KIELB R E, KAZA K R V. Flutter of swept fan blades [R]. ASME Paper 84-GT-138, 1984.

[14] SZECHEVN F. Fan blade flutter-single blade instability or blade to blade coupling[R]. ASME Paper 85-GT-216, 1985.

[15] EL-AINI Y M. Subsonic/transonic stall flutter investigation of an advanced low pressure compressor[R]. ASME Paper 86-GT-99, 1986.

[16] PENG C. Tip running clearances effects on tip vortices induced axial compressor rotor flutter [R]. ASME Paper GT2011-45504, 2011.

[17] JOHANN E, MUCH B, NIPKAU J. Experimental and numerical flutter investigation of the 1st stage rotor in 4-stage high speed compressor[R]. ASME Paper GT2008-50698, 2008.

[18] 杨晓东, 侯安平, 李漫露, 等. 相位延迟边界条件在叶轮机械颤振分析中的应用[J]. 航空动力学报, 2014, 29(8): 1846-1854.

YANG Xiaodong, HOU Anping, LI Manlu, et al. Flutter analysis of turbomachinery based on phase lagged boundary condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(8): 1846-1854. (in Chinese)

[19] 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)

[20] SUN Hai, YANG Lin, LI Hongxin. Sensitive flutter parameters analysis with respect to flutter-free design of compressor blade[J]. Procedia Engineering, 2015, 99: 39-45.