DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2019.06.017

超高载荷大涵道比齿轮驱动风扇气动设计

宋圣申,周正贵,邓瑜真
(南京航空航天大学 能源与动力学院,江苏 南京 210016)

摘　要:增加减速比可以实现齿轮驱动风扇的转速变化。降低风扇转子转速,有利于降低风扇噪声和转子结构强度要求。应用一种大弯度低损失扩压叶型,进行大涵道比风扇转子气动设计,以降低风扇转子转速。由于该叶型弯度大,可实现超高载荷;构成的叶栅通道后部呈收敛状,可抑制附面层增厚,降低损失。风扇气动设计采用 S1/S2 两类流面设计方法,结合多点优化,所设计的超高载荷转子设计点效率为 0.964 4,级压比达到要求(1.35),级效率为 0.900 2、级喘振裕度 46.19%。

关键词:涡扇发动机;风扇;气动设计;载荷系数;涵道比;流场数值计算
中图分类号:V231.3　　**文献标志码**:B　　**文章编号**:1671-5276(2019)06-0067-05

Aerodynamic Design of Ultra-high Load Geared Fan with High Bypass Ratio

SONG Shengshen, ZHOU Zhenggui, DENG Yuzhen
(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The rotating speed of a geared fan with a high bypass ratio can be changed by increasing the reduction gear ratio. Reducing the rotating speed of the fan rotor can reduce the fan noise and the rotor strength requirements. The diffusion blade profiles are used in the aerodynamic design of a fan rotor to slow its rotating speed. In the aerodynamic design method, S1/S2 flow surfaces are used for the blade profile design. In the profile design, due to multi-point optimization, the flow loss is low and the range is wide. In the flow field numerical simulations, the rotor efficiency at design point is 0.964 4, the stage pressure ratio reaches the target(1.35), the stage efficiency is 0.900 2, and the surge margin is 46.19%.

Keywords: turbofan engine; fan; aerodynamic design; load coefficient; bypass ratio; flow field calculation

0　引言

20 世纪 70 年代,齿轮驱动涡扇发动机凭借其噪声低、油耗率低、质量轻及维护成本低等诸多优点[1],得到了国际先进航空技术研究机构的关注。历时 30 多年,这些研究机构针对齿轮驱动涡扇发动机部件、组件技术进行了台架试验和发动机系统整机地面试验。2008 年,齿轮驱动涡扇发动机验证机 GTF™ 安装于波音 747 上进行飞行实验,相比于直驱式涡扇发动机,该验证机的噪声降低了一半,油耗降低了 12%[2]。

作为客机的动力装置,涡扇发动机噪声是飞机噪声的主要来源,主要由风扇与尾喷管排气所导致[3]。齿轮驱动涡扇发动机由于涵道比大、排气速度低,排气噪声相对较低;而风扇直径大、叶尖速度大,使得风扇噪声相对较高[4]。由于风扇噪声与风扇叶尖速度的四次方成正比[5-6],并且风扇叶尖相对马赫数超音会使单音噪声快速增加,因此,降低风扇转速可有效降低风扇噪声。

本文尝试应用一种大弯度、低损失扩压叶型进行大涵道比风扇转子叶片设计,实现转子超高载荷低转速运行;并进行静子设计以验证转静子匹配可行性。此降低风扇转子转速设计可直接应用于齿轮驱动涡扇发动机。

1　超高载荷低转速风扇设计原理

由载荷系数表达式(1)可得,给定总压比 π_k^*,风扇转速下降即轮缘速度 u 下降,使得载荷系数 $\bar{H}$ 增加,叶片通道扩压度增加,这通常会造成风扇效率下降、稳定工作裕度下降[7]。常规载荷系数风扇气动设计技术已较成熟[8-13]。

$$\bar{H}=\frac{L_u}{u^2}=\frac{CpT_1^*\left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}}-1\right)/\eta_k^*}{u^2} \tag{1}$$

$$L_u=u\Delta C_u \tag{2}$$

本文提出一种大弯度、低损失扩压叶型,可使风扇负荷比常规负荷高得多,在实现总压比一定的前提下大幅度降低转速,同时具有较低的流动损失。该叶型流动机理简述如下。

由于设计压比 π_k^* 一定,所以轮缘功 L_u 基本不变。当转速下降即轮缘速度 u 下降时,由式(1)、式(2)可知,载荷系数 $\bar{H}$ 增加,扭速 ΔC_u 增加;相对速度 W_2 与轴向夹角 β_2 减小,经历如图 1 所示由正变负的过程。图 1 为转子基元速度三角形,其中速度三角形 1 为常规载荷($\beta_2>$

作者简介:宋圣申(1992—),男,江苏南通人,硕士研究生,研究方向为叶轮机气体动力学。

0),速度三角形 2 为扩压度最大($\beta_2=0$),速度三角形 3 为超高载荷($\beta_2<0$)。图 2a)、图 2b)、图 2c)分别为与图 1 中速度三角形 1、速度三角形 2、速度三角形 3 相对应的叶栅示意图。

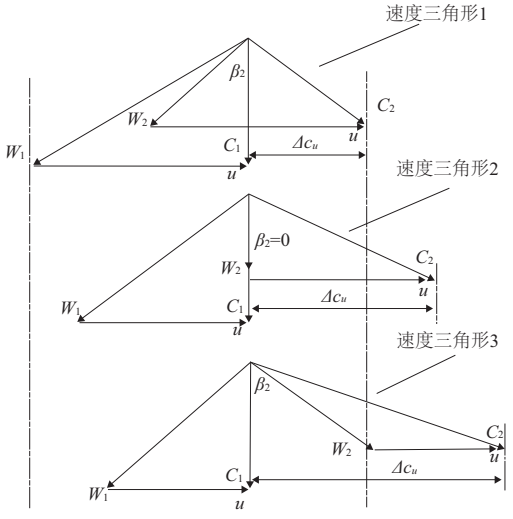


图 1　出口相对气流角

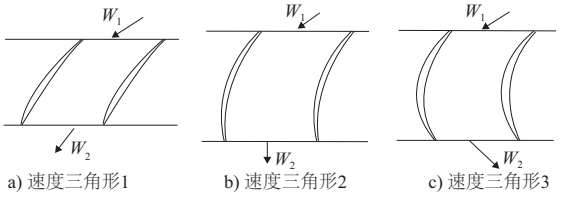


图 2　出口相对气流角

图 1 中速度三角形 3 表明:采用 $\beta_2<0$ 的大弯度叶片,可提高载荷系数 $\bar{H}$,增加扭速 ΔC_u,实现给定总压比,降低转速。图 2c)表明:采用 $\beta_2<0$ 的大弯度叶片,有利于抑制附面层增长,实现风扇低损失与高效率[14]。但是,由于转子的出口绝对气流角大,出口绝对速度大,会增加与风扇转子相配合的静子气动设计难度。

本文尝试应用上述大弯度叶型进行超高载荷风扇转子叶片设计,并进行匹配静子设计,检验该新叶型实际应用的可行性。

2　载荷系数影响分析

首先进行 S2 流面通流计算,通过改变转子转速研究载荷系数变化对风扇转子性能的影响,从而确定本文超高载荷低转速风扇转子的载荷系数。参考现有风扇[15]确定本文风扇的关键参数(表 1);根据大涵道比齿轮驱动风扇的总压比取值范围,确定风扇级设计压比为 1.35。

在相同的设计压比下,载荷系数分别取 0.3、0.5、0.7 和 0.88,对应的转速分别为 2 790 r/min、2 160 r/min、1 825 r/min和 1 623 r/min,进行 S2 流面通流计算并对结果分析比较。

由图 3 可知,随着载荷系数增大,出口气流角由正向逐渐向零移动并最终转为负。由图 4 可知,随着载荷系数增大,叶根处扩散因子减小,且在高载荷系数下扩散因子为负值,说明此时叶根处气体在通道中膨胀加速;在叶尖处载荷系数变化不大。因此,总体上随载荷系数增加,转子设计难度变小。本文选定载荷系数为 0.88 尝试超高载荷低转速风扇气动设计,对应转子转速为 1 623 r/min。

表 1　风扇级关键参数

参数	值
质量流量/(kg/s)	214.9
总压比	1.35
进口轮缘直径/m	1.898
出口轮缘直径/m	1.890

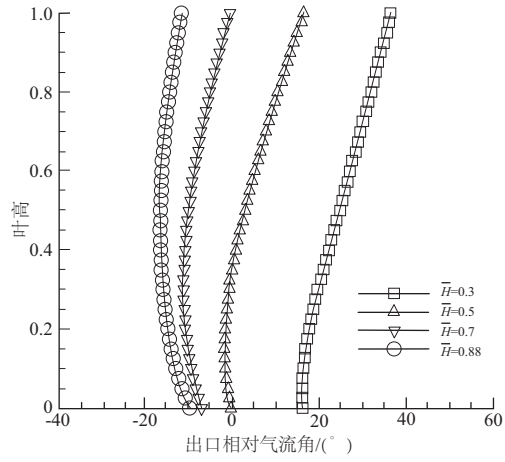


图 3　出口相对气流角图

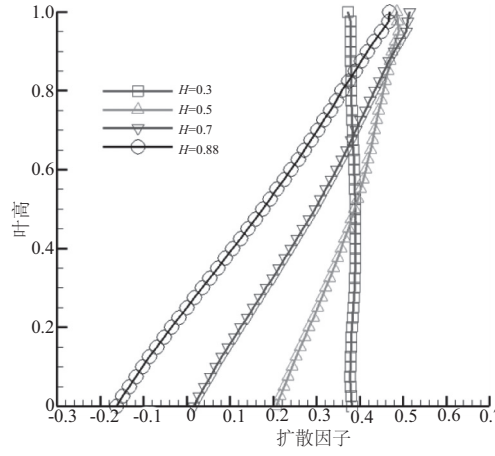


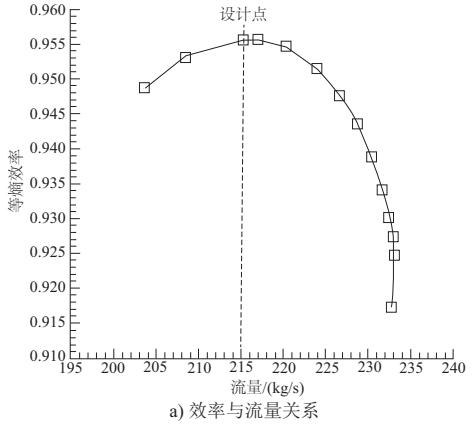
图 4　扩散因子

3　转子叶型设计

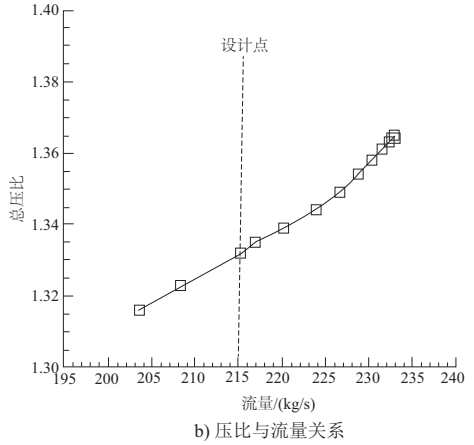
根据载荷系数 0.88 的 S2 通流计算所得的转子进出口参数沿叶高分布,进行 S1 流面二维叶型设计。利用参数化造型软件,由安装角、弦长、前后缘小圆半径、前后缘角、最大挠度、最大厚度及其位置等参数,确定大致合理的叶型作为初始叶型。

将初始叶型沿型心径向积叠成三维叶片,并由 18 个叶片构成风扇转子。应用商业流场计算软件 NUMECA 对

所设计的风扇转子进行全三维流场数值模拟计算。风扇转子的网格采用 AutoGrid5 模块生成,网格总数为 324 759,采用 Spalart－Allmaras 紊流模型。叶尖间隙取 0.5 mm。Fine 模块计算设置中,给定进口总压 35 713 Pa、进口总温 245.8 K(8 000 m 高空大气条件),轴向进气,转速 1 623 r/min。改变出口反压,计算出特性线(如图 5 所示)。由图可得:设计点转子的效率可达到 0.955 7;压比为 1.335、喘振裕度只有 4.99%。



a) 效率与流量关系



b) 压比与流量关系

图 5　风扇转子性能特性

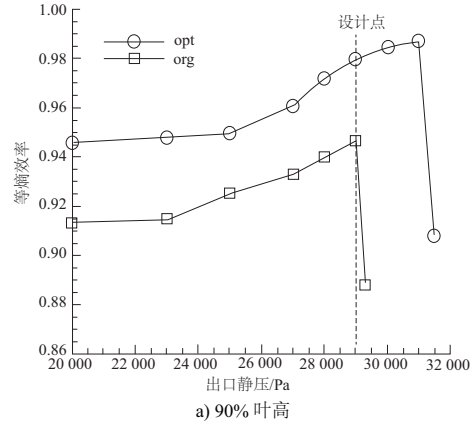
再进行二维叶型改进设计。二维叶型改进设计采用自动优化设计方法;叶型参数化采用基于修改量的参数化方法(即:在初始叶型上覆盖修改量,采用贝塞尔曲线对修改量进行参数化);流场计算采用回转面流场计算方法;数值最优化采用并行遗传算法[16]。构造目标函数如下:

$$f=\sum_{i=1}^{n}\left[c_{i1}(1-\omega_i)+c_{i2}\left(1-\frac{|\pi^*_{k,i}-\pi^*_{k,i,\mathrm{obj}}|}{\pi^*_{k,i,\mathrm{obj}}}\right)+c_{i3}\left(1-\frac{|\pi_{s,i}-\pi_{s,i,\mathrm{obj}}|}{\pi_{s,i,\mathrm{obj}}}\right)\right] \tag{3}$$

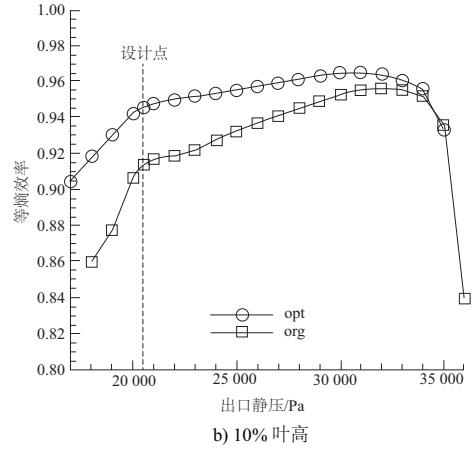
式中:ω_i 为第 i 个工况点总压损失系数;$\pi^*_{k,i}$、$\pi^*_{k,i,\mathrm{obj}}$ 分别为第 i 工况点计算总压比和目标总压比;$\pi_{s,i}$、$\pi_{s,i,\mathrm{obj}}$ 分别为第 i 工况点计算静压比和目标静压比;c_{i1}、c_{i2}、c_{i3} 为目标函数权重系数。在给定出口静压情况下,由静压比可确定叶栅进口静压,进而确定叶栅进口所有参数。优化过程中寻求目标函数最大值,实现 n 个工况点达到总压比和静压比,损失最小。

针对所设计的初始叶型,通过改变回转面叶栅出口压力,得到叶栅特性曲线。由图 6a),90%叶高处 S1 流面叶栅流动所在设计点十分靠近喘点。对 90%叶高处叶型优化目标函数设置如下:将优化第 1 点($i=1$)定为设计点,将优化第 2 点($i=2$)定为反压 31 000 Pa 点(初始叶型不能达到该工作点)。由图 6b),10%叶高处 S1 流面叶栅流动所在设计点靠近堵点,且在该点时效率偏低。所以对 10%叶高处叶型,叶型优化目标函数设置如下:将优化第 1 点($i=1$)定为设计点,将优化第 2 点($i=2$)定为反压 18 000 Pa 的点。在两个叶型优化时,权重系数 c_{11}、c_{12}、c_{13}、c_{21}、c_{23}、c_{23} 取值分别为 100、10、10、100、0、0。权重系数这样设置目的是:设计点达到给定总静压比,损失最小;非设计点只关注损失而不考虑总静压比。

由图 6a),与原始叶型比较,90%叶高优化叶型效率和裕度有明显提高;由图 6b),与原始叶型比较,10%叶高优化叶型效率明显提高,且在低于设计点反压效率不急剧下降(设计点离堵点更远)。



a) 90% 叶高



b) 10% 叶高

图 6　效率与出口反压关系图

由图 7,比较优化前后两个型面的气动外形变化可看出:优化后 90%叶高处叶型弦长明显增大,表明初始设计叶尖处稠度偏小,导致失速裕度较小;优化后 10%叶高处叶型减薄程度较大,有可能不满足结构强度要求。由于本文研究只局限于检验超低转速气动设计可行性,进一步涉及工程化的强度设计需要牺牲一些气动性能,此处不予考虑。

优化前后 10%、90%叶高处叶型设计点性能参数列于

表 2。该表表明:优化后设计点效率明显提高总压比、静压比与目标值相差不大。由于二维叶型径向积叠成三维叶片后,对应径向截面流动与回转面二维流动有一定差异,因此需在三维转子构成后由流场计算结果确定叶型是否需进一步改进,以减小总静压比与目标值的差别。

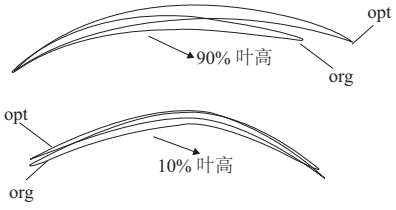


图 7　优化前后叶型变化

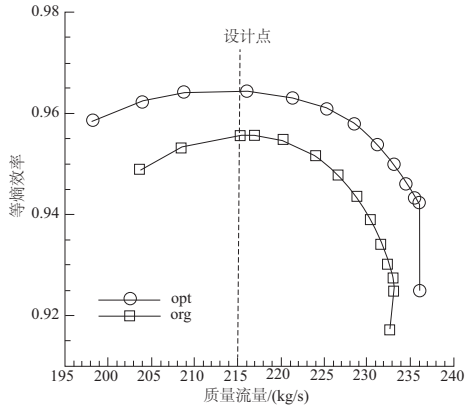
表 2　设计工况下叶型的性能参数

叶高		效率	总压比	静压比
	初始	0.946 8	1.434	1.087
90%	优化	0.980 0	1.548	1.112
	目标	—	1.486	1.067
	初始	0.913 9	1.239	0.695
10%	优化	0.945 8	1.261	0.687
	目标	—	1.135	0.713

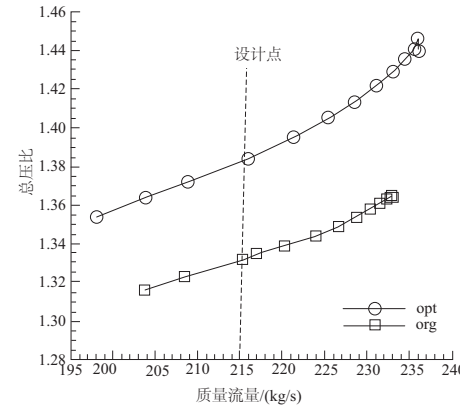
将优化后的二维叶型沿型心径向积叠,得到三维叶片。应用商用软件 NUMECA,采用与初始转子相同的网格、紊流模型等设置,进行三维流场计算。由图 8a)可见,优化后转子效率在整个工作流量范围内均得到了提高,其中设计点效率由原来的 0.955 7 提高到优化后的 0.964 4;总压比也有所提高(图 8b))。

4　静子设计及风扇级性能

取上述设计完成风扇转子的出口参数作为静子 S2 通流设计的进口参数,进行静子 S2 通流设计,并进行静子 S1 流面二维叶型设计。静子气动设计仅为检验与本文超高载荷风扇转子匹配的可行性,因而没有加分流环将风扇转子出口气流分成内外涵流动,并将静子轴向位置后移。将所设计的转子与静子组合成级,图 9 为风扇级的子午投影;图 10 为风扇级的三维造型,其中第一排转子叶片数为 18,第二排静子叶片数为 37。



a) 效率与流量关系



b) 压比与流量关系

图 8　优化前后性能特征

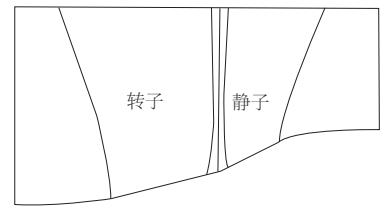


图 9　风扇级的子午视图

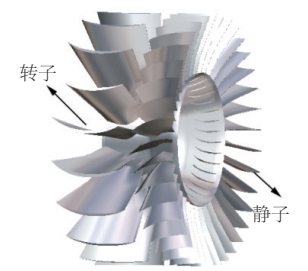
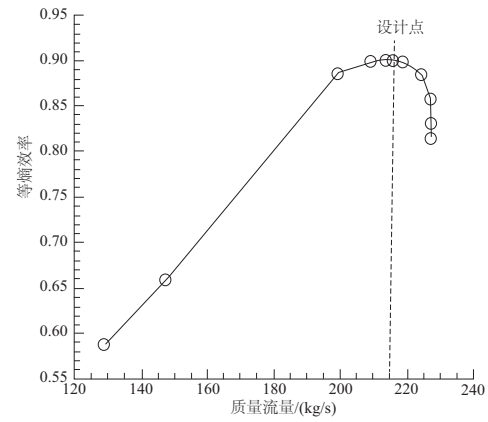
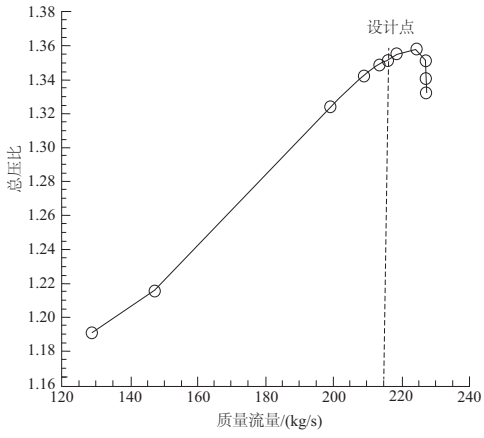


图 10　风扇级的三维视图

应用商用软件 NUMECA 进行三维流场计算。转子叶尖间隙仍取 0.5 mm,静子叶根无间隙。计算所得级特性见图 11;设计点性能参数见表 3。图 12 表明,除静子叶根处尾迹稍大之外,根中尖 3 个叶高处转静子叶片表面附面层均较薄、尾迹也小。



a) 效率与流量关系

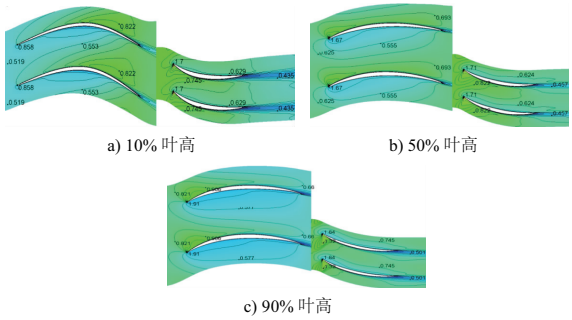


b) 压比与流量关系

图 11　风扇级性能特征

表 3　设计工况下风扇级的性能参数

参数	值
转子效率	0.962 4
级效率	0.900 2
转子总压比	1.372
级总压比	1.349
总压恢复系数	0.983 4
级喘振裕度/(%)	46.19



a) 10% 叶高　　b) 50% 叶高

c) 90% 叶高

图 12　设计工况下风扇级的相对马赫数云图

由表 3 可知,级的裕度为 46.19%,说明加了静子后喘振裕度大幅度提高。单转子发生喘振的原因是随着反压增大,流量减小,在叶尖处攻角过大而引发失速。匹配静子后转静间相互影响改变了转子出口反压沿叶高分布,转子出口反压不再遵守简化径向平衡,使得级环境下转子叶尖出口反压降低,从而延缓叶尖失速。

5　结语

本文根据齿轮驱动大涵道比风扇结构特点,尝试采用一种新概念大弯度、低损失扩压叶型进行转子气动设计,实现超高载荷气动设计、降低风扇转子转速。气动设计采用 S1/S 两类流面二维设计方法。应用该叶型,选取载荷系数 0.88(对应转速 1 623 r/min),可实现风扇转子高效率设计;匹配静子流动损失较低;风扇级设计点可达到给定压比和流量,效率较高、裕度较大。结果表明本文所提的超高载荷设计方法是可行的。

参考文献:

[1] LYON T A, HILLER R D. Geared fan engine systems-their advantages and potential reliability[J]. Journal of Aircraft, 1973, 10(6): 361-365.

[2] 李杰. 齿轮传动涡轮风扇(GTF)发动机先进技术综述[J]. 航空发动机, 2009, 35(4):55-58.

[3] NEISE W, ENGHARDT L. Technology approach to aero engine noise reduction[J]. Aerospace Science & Technology, 2003, 7(5):352-363.

[4] ENVIA E. Fan Noise Reduction: An Overview[J]. International Journal of Aeroacoustics, 2001(1):43-64.

[5] RIEGLER C, BICHLMAIER C. The geared turbofan technology opportunities, challenges and readiness Status[C]//1st CEAS European Air and Space Conference, Berlin. 2007: 10-13.

[6] 陈懋章, 刘宝杰. 大涵道比涡扇发动机风扇/压气机气动设计技术分析[J]. 航空学报, 2008, 29(3): 513-526.

[7] DICKENS T, DAY I. The design of highly loaded axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 133(3):57-67.

[8] 张金环, 周正贵, 周旭. 大涵道比风扇叶片气动优化设计[J]. 航空动力学报, 2017,32(1):239-247.

[9] 徐朋飞, 赵斌, 刘宝杰. 高负荷风扇气动设计与数值验证[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11):2548-2555.

[10] 姜斌, 郑群, 王松涛. 跨声速风扇的弯、掠三维设计研究[J]. 航空动力学报, 2012, 27(8):1815-1825.

[11] 王志强, 沈锡钢, 胡骏. 大涵道比涡扇发动机风扇转子叶片优化[J]. 航空动力学报, 2014, 29(9):2202-2209.

[12] 杨晰琼, 刘波, 曹志远. 跨声速风扇转子间隙流动结构分析[J]. 航空动力学报, 2016, 31(9):2258-2267.

[13] 周正贵,张金环,崔翠. 超高负荷超低转速大涵道比风扇转子气动设计方法:中国,201510450214.3[P]. 2015-07-29.

[14] 周旭. 民用大涵道比风扇叶片气动设计研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2012.

[15] 周正贵. 高亚声速压气机叶片优化设计[J]. 推进技术, 2004, 25(1):58-61.

[16] 周正贵, 邱名, 徐夏,等. 压气机/风扇二维叶型自动优化设计[J]. 航空学报, 2011, 32(11):1987-1997.

收稿日期:2018-05-08