

文章编号:1000-8055(2009)09-2122-06

某小型高速离心叶轮的优化设计

周荐辉, 樊未军, 田晓沛, 方祥军

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 针对某小型高速离心压气机叶轮的叶片厚度和子午流道线形进行改形, 并利用商用软件 Fine/Turbo 对改形后的叶轮进行全三维数值计算. 计算结果表明: 经过优化的叶轮在设计点绝热效率提高 2.4%, 并且具有较高的稳定裕度. 另外, 将径流式叶轮改叶轮为斜流式可以减少叶轮出口区域的气流分离, 但以降低其扩压能力为代价.

关键词: 航空发动机; 离心压气机; 改形设计; 数值模拟

中图分类号: V231

文献标识码: A

Optimized design of a small type high speed centrifugal compressor

ZHOU Jian-hui, FAN Wei-jun, TIAN Xiao-pei, FANG Xiang-jun

(National Key Laboratory on Aero-Engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A small high speed centrifugal impellor had been modified by rearranging the blade thickness and meridian line type; then the improved impellor was simulated with Fine/Turbo software. The result shows that: the adiabatic efficiency of the improved impellor increases by 2.4% and it also has wider surge margin. Besides, changing radial flow impellor to inclined flow impellor will comparatively decrease the separation of blades with sacrifice of the pressure ratio.

Key words: aero-engine; centrifugal compressor; modified design; numerical simulation

小型离心压气机在微型、小型燃气轮机领域的应用非常广泛. 然而该类小型高速离心叶轮往往伴随较强的激波及二次流现象, 这些现象会严重导致流动损失和叶轮效率的降低^[1-2]. 为此, 学者们提出各种方法来改善叶轮内部流体流动情况, 从而提高叶轮的性能^[3-5].

本文针对即将应用于某小型燃气轮机的离心压气机初始设计叶轮进行了改形设计, 通过数值计算分析了优化前后叶轮的内部流特征. 本文工作属于叶轮部件的气动优化, 由于目前没有成熟有效的方法将叶轮结构、强度、刚度等影响耦合在气动优化过程中, 因此本文的目的便集中在气动性能优化上, 而对结构和强度方面影响的讨论局限于定性的可行性分析. 本文的工作将对于后续

的详细设计有着一定的参考价值和指导意义.

1 原形叶轮的性能分析

1.1 计算网格及数值条件

该叶轮有 8 个主叶片和 8 个分流叶片, 叶片采用后弯式设计, 后弯角度为 30°. 设计转速为 60 000 r/min, 设计流量为 1.25 kg/s, 设计总压比为 3.0, 间隙值 0.3 mm. 计算网格采用计算流体力学(CFD)软件 IGG(interactive geomet modeling and grid generation system)/AutoGrid 生成贴体、多块网格. 叶尖间隙部分的网格采用螺旋拓扑结构. 流场计算表明在叶片表面和轮毂壁面的平均的 Y^+ 的值接近 1, 机匣壁面的 Y^+ 值接近 25, 叶轮形状和计算网格如图 1 所示, 叶轮内的网

收稿日期:2008-09-18; 修订日期:2009-03-02

作者简介:周荐辉(1983-), 男, 辽宁鞍山人, 硕士生, 主要从事小型叶轮机的研究.

格布置见表 1.

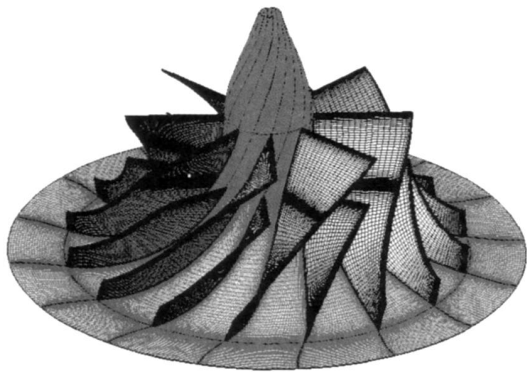


图 1 叶轮形状及计算网格
Fig.1 Impellor and computational mesh

表 1 网格数以及网格拓扑结构
Table 1 Total number and topology of mesh

网格数	展向	周向	流向	出口周向
979 090	57	37 37	37 137 29	21 21

三维流场计算采用 CFD 软件 Fine/ Turbo. 控制方程为时间平均 Navier-Stokes 方程. 湍流模型为 Spalart-Allmaras. 鉴于分析叶轮定常流场的循环对称结构,选取一个主叶片通道作为计算域,计算域的进出口见图 2 中的标定. 进口边界条件以平均总参数的形式给出,总温和总压分别为 293 K,100 000 Pa,气流轴向进入计算边界,出口边界给定平均静压,改变平均静压使压气机工作在同一转速的不同工况,计算域进出口收敛后的流量误差要求小于 0.1 %.

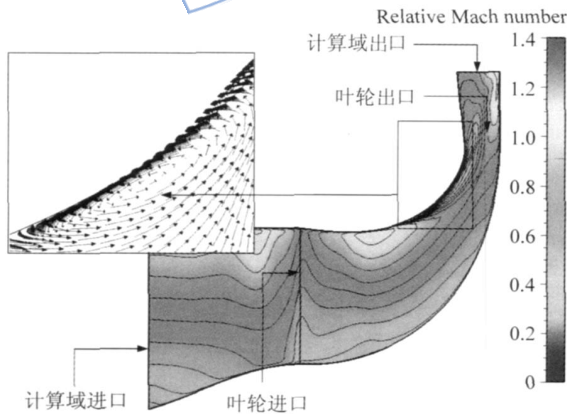


图 2 周向平均相对马赫数分布图
Fig.2 Mach number contours at meridian surface

1.2 叶轮改形研究

改形最初思路来自于对原形叶轮的内流分析,通过观察其内流特点,提出影响该叶轮性能的可能原因,再利用改形程序得到新的叶形,在相同的网格质量和数值条件下进行数值计算,通过对比两者的流动特点及性能,从而获得性能更高的叶形.

图 2 所示为周向平均(本文周向平均值均按质量流量加权平均)相对马赫数分布图.由图可见,靠近机匣一侧气流的附面层分离明显,并向叶轮出口传播.左图中的周向平均绝对速度矢量可以勾勒出该分离区内的分离涡.

图 3 绘制的是效率最高点 90 %叶高截面的相对马赫数分布.从该截面可以很清楚的观察到叶片前缘的激波,激波后面叶背处附面层分离较为严重,从小图中的绝对速度矢量分布可以看出分离区内部的逆流.

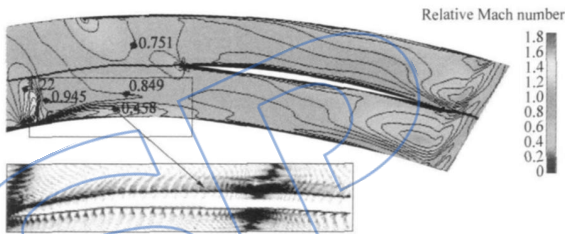


图 3 90 %叶高截面相对马赫数分布图
Fig.3 Mach number contours at 90 % span height

根据上面叙述的数值结果,该叶轮主要有以下两点问题:

- 1) 叶轮轴向转径向部分靠近机匣一侧因局部加速过快使附面层严重分离,造成较大的分离损失,同时向下游输运的低动能气流明显降低了叶轮的流通能力,使气流不能按设计方式流动;
- 2) 叶片前缘吸力面相对马赫数过大,激波后吸力面附面层分离严重.

针对上述的两点问题,分别采用修改流道子午投影(以下简称子午流道)线形和改变叶片展向厚度分布的方法来改善叶轮内部的流动情况,改形后总效率提高不能低于 1 %.同时,为了使计算所得的结果有足够的可比性,改形后新叶形的网格分布及质量与原形的尽量保持相同,所有的数值条件(包括湍流模型,进出口参数给出方式等)均相同.

2 叶片优化设计

离心压气机气动设计性能的好坏直接由叶片形状和流道几何所决定,确定叶片和子午流道几何是把握改形设计方向和质量的至关重要的步骤.确定叶片形状和流道几何时首先应考虑离心叶轮的载荷要求,其次考虑沿流道气流损失及分

离情况.但对于给定负荷的离心叶轮,进出口面积比的大小基本限制了给定负荷下叶轮所能达到的最高效率,同时改形设计的条件也限制了出口面积,因此叶轮的改形增效只能在减小流道损失及改善气流分离上体现.

本文中的叶轮优化是基于原始设计的叶轮展开的,根据修改部位的需要人为地给出子午流道线形或叶片厚度分布规律,再利用改形程序修改原叶形的几何坐标,从而得到新的叶形.改形程序要严格保证原始叶轮除修改参数以外的其他参数不变以明确被优化参数是影响叶轮性能的原因.

2.1 子午流道优化

子午流道的优化是将原始叶片的子午流道修改而成.在原形流道离散点的基础上给出任意曲线,给定曲线要保证流道光滑,进出口截面积与原形一致.通过改变子午流道的曲率以尽可能地减小叶轮流动损失.

本文所作的子午流道优化主要针对叶轮流道内部轴向转径向部分的附面层分离展开,即修改了流道形状.在子午流道优化中保持叶片厚度分布与原始叶形一致以明确效率提高的来源.

图4和图5中的(a)图分别是原叶片绝热效率最高点时90%叶高处截面的叶片前缘相对马赫数分布和周向平均绝对速度矢量分布.两幅图基本可以勾勒出叶轮流道内轴向转径向部分的气流分离情况.由于主叶片前缘激波的作用,使得叶背的气流分离加剧,这种作用在激波更强的叶尖部分更为突出,因此该处气流在由轴向转为径向时更易分离.图4(a)中可以看到红圈内部的低速区起始于A点,该点可以认为是叶背分离的起始点.由于存在叶尖间隙,压力面一侧高压气流流入该分离区,压力、速度均降低并随着叶轮旋转向出口扩散,导致下游出口处的低能流体在周向几乎填满整个流道.这是无疑导致气动损失的主要因素.图5(a)中可以观察到靠近机匣部分的分离区的范围,约占整个流道1/4.

为了能够一定程度上抑制流道轴向转径向部位的气流分离,将叶轮出口段改为斜流式,倾角 15° .如下图6所示,虚线表示原叶片的流道形状,实线表示改形后叶片的流道形状.

当然,子午流道经上述调整后会增加叶轮的轴向长度,这无疑会在叶轮及转子的结构和强度等方面产生影响,但鉴于子午流道的调整相对叶轮特征尺寸属于小量,所以可以断言这种影响是非常有限的,有理由对解决因这种影响可能带来

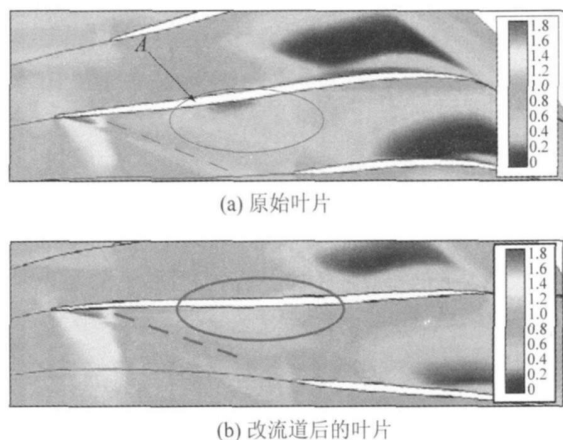


图4 90%叶高处叶片前缘相对马赫数分布

Fig. 4 Mach number contours at 90% span height

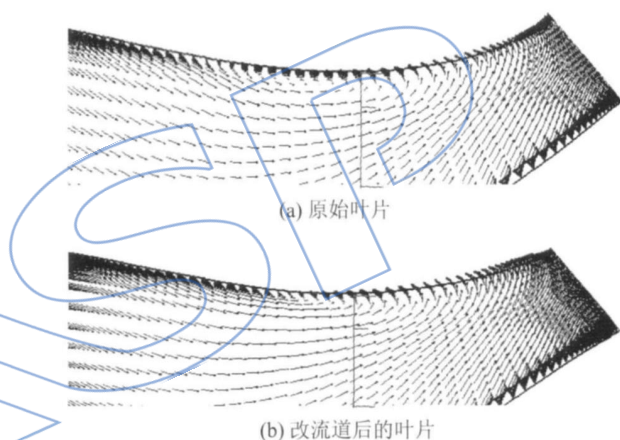


图5 子午流面绝对速度矢量分布

Fig. 5 Absolute velocity vector contour in meridional surface

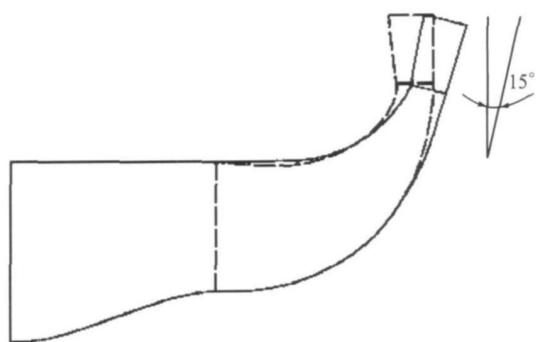


图6 子午流道线形修改

Fig. 6 Modification of meridional lines

的问题保持乐观,所以有理由相信,这种子午流道调整是可行的.

图4(b)中可以看到,子午流道经过修改后,叶片中部低速区范围明显变小,同时出口附近的低能流体的范围也有所缩小.这种结果可以认为,一方面由于叶轮子午流道曲线的曲率在中下游变

化减缓而向下游推迟了分离点;另一方面,叶轮进口处由原来的下凹曲线改为水平线,使得叶片压力面的高能流体周向泄漏受到抑制而缓解了高能流体的能量损失.由图 5 中的 (b) 可以看到沿叶高方向低速区范围变小,分离点向下游移动,流动也更加顺畅.

子午流道优化后的叶轮绝热效率提高 1.5%,完全符合改形要求.

2.2 叶片厚度优化

图 7 和图 8 中的 (a) 图分别是原叶片效率最高点时主叶片吸力面相对马赫数等值线图及原叶片 50%叶高处主叶片前缘相对马赫数分布图.图 7(a) 中可以观察到叶片前缘呈现出的“速度突变”特征,这种特征可以理解为气流速度沿展向的急剧变化.由轮毂到 65%叶高处气流速度基本处于亚声,但之后迅速升高直至超声.图 8(a) 中可以看到在 50%叶高处的截面上,激波后的叶背一侧有严重的气流分离,这部分气流分离造成了很大损失.叶片前缘最大相对马赫数为 1.77.

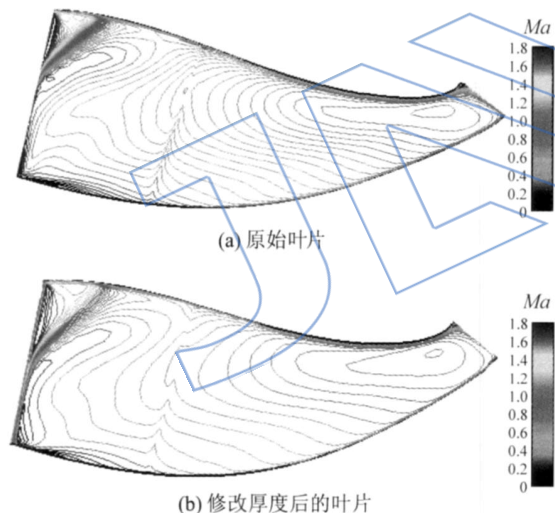
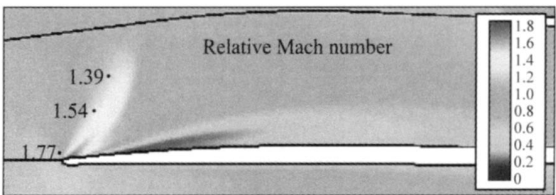
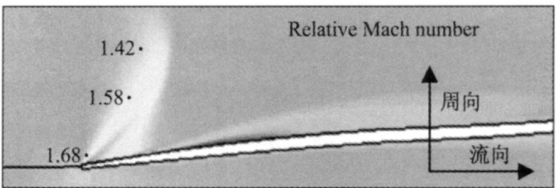


图 7 叶片吸力面相对马赫数分布图
Fig. 7 Mach number contours on suction surface

为了能够一定程度上改善叶片前缘“速度突变”的特征,在保证叶轮强度的前提下适当减小叶片厚度^[6],将原叶轮的主叶片和分流叶片的叶片厚度沿展向的分布按图 9 做出修改.叶根和叶尖部分减少原厚度的 10%,之间的部分最大减少量为原厚度的 16%.与子午流道调整类似,叶片厚度经上述修改后会主要在叶轮强度方面产生影响,但鉴于改形叶片厚度沿展向分布的特点,可以断言这种影响是有限的,并且由量纲分析易知改形将增加叶片根部区域的强度储备,即便在叶片



(a) 原始叶片



(b) 改厚度后的叶片

图 8 50%叶高处叶片前缘相对马赫数分布
Fig. 8 Mach number contours at mid-span height

中部强度储备可能略低于强度设计准则,也可以通过更换叶片材料的方法轻松弥补.因此,采用这种方式优化叶片是有实际意义的.

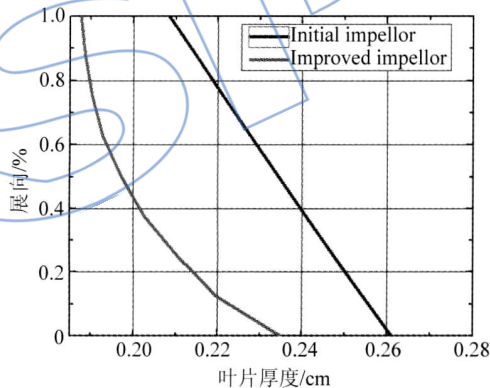


图 9 叶片展向厚度分布
Fig. 9 Blade spanwise thickness distribution

由图 7 中两图对比可以看到,改形后的叶片前缘超声区沿展向范围扩大,但气流速度沿展向变化相对缓和,超声区内周向平均相对马赫数有所降低.图 8 中的两图对比可以看到,改形后叶片前缘最大相对马赫数由 1.77 降到 1.68,超声区的分布范围在周向有所扩大但强度降低,因此激波与边界层的作用也相对缓和.这点从图中可以清楚地看到,改进后的叶片叶背的分离在周向和流向都明显弱于原始叶片.表现出上述特点的原因主要有,一方面,减小了叶片厚度便增大了流道的迎风面积,在相同的流量下,轴向马赫数就会降低,这是改变叶片前缘速度激增的主要原因;另一方面,由于将叶片的厚度由直线过渡改为曲线过渡,使得沿流向的每一根流管流量分布趋于缓和,

这样有利于进一步缓解叶片前缘的速度激增;同时,因为改变了叶片到叶片弧长沿展向的分布以及叶片力的方向,从而对流场分布产生影响,这种影响有利于缓解叶片前缘的速度激增.

对比改形前后叶轮效率最高点的总效率提高 0.4%,符合改形的要求.

3 优化叶形与原叶形性能比较

通过对上述两种优化叶轮的气动性能分析可知,改变叶片子午流道线形和厚度分布都会不同程度地改善叶轮内流场,下面将这两种优化手段综合起来生成新的叶形(简称综合优化叶形)并讨论其性能.表 2 中列出了原叶形,改厚度叶形,改子午流道叶形以及综合优化叶形的气动性能参数.

表 2 几种优化叶形在设计点的性能结果对比
Table 2 Comparisons of the blades

	进口流量/ (kg/s)	出口流量/ (kg/s)	绝热 效率	总增 压比
原形	1.252	1.254	0.811	3.278
厚度	1.298	1.299	0.815	3.353
子午	1.252	1.252	0.826	3.248
综合	1.296	1.296	0.835	3.282

3.1 设计点的性能比较和流场分析

图 10 是原形与综合优化后的叶形实体比较.由上面表格 2 可知,经过综合优化后的叶轮效率比原形提高约 2.4%,总压比提高约 0.14%,流量增大约 3.51%,对于设计点参数来说已经达到了优化的要求.

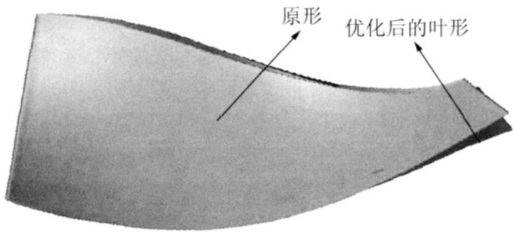


图 10 形叶轮和优化后的叶轮实体比较
Fig. 10 Comparisons of original impellor and improved one

图 11 是 50%叶高截面静压沿流道中线的分布.从图中可以看出,优化后叶片的静压分布与原叶轮形状形似;优化后的叶形表面压力分布较原叶片更加平滑,特别是在叶片出口区域体现更明

显,这有助于增加叶片的负载能力;优化的叶片负攻角更大,有助于提高叶轮的稳定裕度和流量.

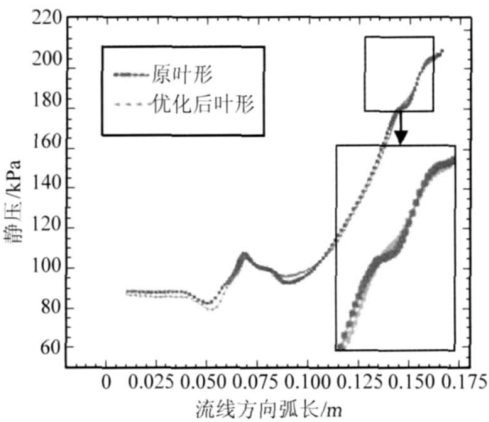


图 11 50%叶高沿流向周向平均静压分布
Fig. 11 Static pressure arrangement at 50% span height

图 12 是 90%叶高截面相对马赫数分布图.正如前面分析的一样,经过优化过的叶轮流道更为顺畅,由于叶片厚度分布的改变,使得由叶片前缘吸力面的激波强度减弱,激波与边界层的相互作用也同时减弱,低速区明显变小.另外,叶轮轴向转径向的附面层分离区减小,分离区的展向变化可以从引出截面图看出.即便如此,图中优化叶形的出口部分仍然存在很大低速区,但目前仍没有很好方法将其完全去除,在今后的研究中要继续寻找方法.

图 13 和图 14 是三种优化手段及原形叶轮在设计转速下的总压比效率曲线.从效率图 13 上可

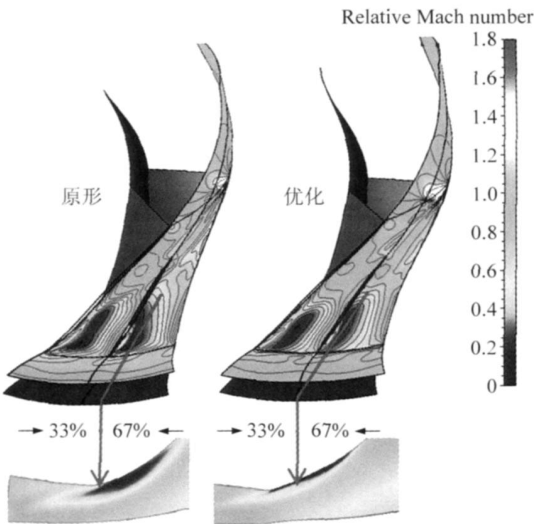


图 12 叶轮 90%叶高 S₁ 流面相对马赫数分布
Fig. 12 Relative Mach number arrangement at 50% span height

以清楚地看到采用综合方式优化得到的叶形绝热效率在各个工况下均高于原形叶轮,并且对应更大的堵塞流量,这有助于提高叶轮的稳定裕度。在总压比图上可以看到,在接近设计流量 1.25 kg/s 时,叶片厚度优化的叶轮总压比最大,其次是综合优化的叶轮,子午流道优化的叶轮压比最低。表现出上述特点的原因主要有,在仅改变叶片厚度分布时,由于叶轮损失的减少使得轮缘功更多地转化为气流动能,因此叶轮出口总压比原形叶轮高;若仅改子午流道为斜流,叶轮内的气流所受离心力降低,因此气流径向速度降低,轴向速度增大,导致增压比降低;而用综合方式优化的叶形受到上述两种因素的综合作用,压比介于二者之间,但仍高于原叶形。通过压比的分析可知,虽然改流道

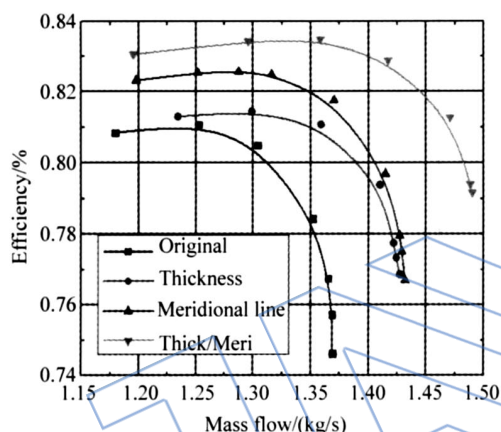


图 13 各种优化叶形与原叶形的效率曲线

Fig. 13 Adiabatic efficiency of calculated impellers

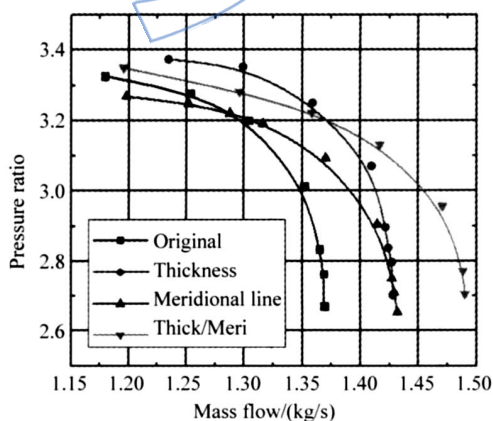


图 14 各种优化叶形与原叶形的增压比曲线

Fig. 14 Pressure ratio of calculated impellers

为斜流的方法能够抑制出口的气流分离,提高效率,但同时也会以牺牲一定的扩压能力为代价。

根据压气机设计点工作稳定裕度的定义

$$SM = \left(\frac{\pi_{k_s}^* / m_{as}}{\pi_{k0}^* / m_{a0}} - 1 \right) \times 100\%$$

SM 是在某个转速下的稳定裕度系数, $\pi_{k_s}^*$ 和 m_{as} 是不稳定边界上某点的压比和流量, π_{k0}^* 和 m_{a0} 是设计点的压比和流量。在特性曲线上,选取进入稳定工作状态的计算点为设计点,可得到原形压气机的稳定裕度为 14.72%,改形压气机的稳定裕度为 17.8%,改形前后压气机都达到了稳定工作的要求,这说明本文的改形设计是成功的。

4 结 论

本文分别采用改变子午流道线型以及改变叶片厚度分布的方法对某小型高速离心叶轮进行了气动优化,结果表明这两种方法均不同程度地抑制了叶片表面的气流分离,使叶轮内流场得到改善。综合上述两种手段对原叶轮进行优化,经过计算分析可知,所得到的叶形具有更高的压比,效率及更高的稳定裕度,因此本文的改形结果是符合要求的。另外,通过本文计算的结果可知,改径向流道为斜流的方法能够抑制出口的气流分离,提高效率,但同时也会以牺牲一定的扩压能力为代价。通过本文对该离心叶轮的改形气动设计,为类似的叶轮改形设计提供借鉴和参考。

参考文献:

- [1] Marconcini M, Rubecchini F, Arnone A. Numerical investigation of a high speed centrifugal compressor impeller [R]. ASME Paper GT-2006-90098, 2006.
- [2] Kang S. Numerical investigation of a transonic centrifugal compressor [R]. ASME Paper, GT-2005-68092, 2005.
- [3] Oana M, Kawamoto O. Approach to high performance transonic centrifugal compressor [R]. AIAA Paper, 2002-3536, 2002.
- [4] Bonaiuti D, Zangeneh M. On the coupling of inverse design and optimization techniques for turbomachinery blade design [R]. ASME Paper, GT-2006-90897, 2006.
- [5] 陈江,季路成. 某离心叶轮改型气动设计[J]. 航空动力学报, 2006, 21(1): 131-136.
CHEN Jiang; JI Lucheng. Aerodynamic redesign of a centrifugal compressor impeller [J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(1): 131-136. (in Chinese)
- [6] 王晓锋,席光,王尚锦. 叶片厚度分布对超窄流道离心叶轮性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(9): 976-979.
- [7] WANG Xiaofeng; XI Guang; WANG Shangjin. Effect of blade thickness on performance of small flow rate centrifugal compressor impellers [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38(9): 976-979. (in Chinese)