

文章编号: 1000-8055(2004) 01-0081-08

雷诺数效应对小流量多级轴流压气机的性能影响

温 泉^{1,2}, 梁德旺¹, 李逢春², 陈国智², 涂孟黑²
(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016;
2. 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要: 通过试验和数值模拟, 对一台设计压比为 6, 效率 0.84 的小流量轴流压气机进行了雷诺数效应的分析和研究。介绍了这台压气机在设计转速下的性能曲线、不同雷诺数下折合转速 $n=0.85$ 的试验结果, 以及二维平面叶栅和三维数值模拟分析结果。试验和数值模拟的分析表明, 随着雷诺数降低, 会增加附面层厚度, 改变压气机的三维流场结构, 降低压气机的性能。根据折合转速 $n=0.85$ 的试验和数值模拟分析结果, 对这台压气机在折合转速 $n=1.0$ 性能进行了雷诺数修正。

关键词: 航空、航天推进系统; 轴流压气机; 雷诺数效应; 性能试验; 数值模拟
中图分类号: V235.1 文献标识码: A

Effects of Reynolds Number in a Small Multistage Axial Flow Compressor

WEN Quan^{1,2}, LIANG De-wang¹, LI Feng-chun²,
CHEN Guo-zhi², TU Meng-pi²

(1. Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. Zhuzhou Aviation Power-Plant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: The effect of Reynolds number in small multistage axial flow compressors is described and illustrated by experimental data and numerical simulation for a four-stage axial flow compressor, of which total pressure ratio is 6.0 and polytropy efficiency is 0.84 at design points. The performance of this compressor is obtained at 100 percent of the rotational speed. The influence of variations in flow Reynolds number has been studied through experimental data at 85 percent of the rotational speed. Using a three-dimension calculation code, the detailed flow-field of this compressor at different Reynolds Numbers has been obtained. The results show that the thickness of boundary layer increases with decreasing Reynolds number, mean while the flow-field structure is changed, and the performance of this compressor will be worse. Combined with experimental data and numerical simulation, the performance of this compressor has been modified using a correlation. Considering the effect of Reynolds number, the performance of this compressor will be that the total pressure ratio is 6.22 and polytropy efficiency is 0.85 at design rotational speed.

收稿日期: 2003-04-21; 修订日期: 2003-10-27

作者简介: 温泉(1970-), 男, 吉林人, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 高级工程师, 主要从事中小型轴流、离心压气机以及微型向心涡轮气动设计与数值模拟研究。

Key words: aerospace propulsion system; axial compressor; effects of Reynolds number; rig test; numerical simulation

雷诺数对压气机性能影响问题的研究,国内外许多学者进行过深入的研究和探讨^[1~3]。但是,由于受试验条件和计算分析手段所限,没有认清雷诺数变化对多级压气机流场结构的影响。文献[3]也仅限于平面叶栅的试验和计算研究。而在压气机的试验过程中,受试验台功率限制,对试验压气机往往采用进口节流的试验方法进行性能试验。这种方法尽管保证了马赫数相似,但是会使雷诺数(对于轴流压气机而言,雷诺数的特征长度为第一级转子中间截面叶片弦长)发生变化。小流量压气机机由于尺寸小,附面层厚,雷诺数效应明显(进口设计雷诺数仅为 1.139×10^6),当节流比过小(即小于0.7)时,会对压气机性能有较大影响。可见,开展雷诺数效应对小流量多级轴流压气机性能研究,特别是修正方法的研究,对发动机设计和试验具有实际意义。本文的研究目的在于通过对一台小流量多级轴流压气机受不同雷诺数的影响的试验研究,并且利用数值模拟软件详细分析了这台多级压气机的三维流场结构以及雷诺数效应,试图找到这台压气机性能的雷诺数修正方法,为组合压气机(轴流+离心)和航空发动机的设计和性能试验工作提供参考依据。

1 压气机试验件设计试验背景

轴流压气机试验件是一台小流量四级轴流压气机,即设计压比为6.0,等熵效率为0.835,喘振裕度大于15%,平均级压比达到1.565(表1所

示)。设计中采用任意回转面上任意造型方法,应

表 1 四级轴流压气机主要设计指标
Table 1 The design target of four-stage compressor

设计流量/(Kg/s)	6.5
设计压比	6.0
绝热效率	0.835
设计转速/(r/min)	37800
喘振裕度/%	15
第一级转子进口轮毂比	0.47
第一级转子叶尖速度/(m/s)	463.1
第一级转子叶尖进口相对马赫数	1.35

用了端弯、小展弦比和可控扩散叶型等先进设计方法和理论,设计中采用全三维粘性计算软件进行校核与分析^[4],子午流道见图1。根据S2计算结果,这台压气机在标准大气进口条件下,其进口雷诺数为 1.139×10^6 ,在设计转速下各排叶片的雷诺数见图2。

表2为压气机主要设计参数。试验件结构与发动机上的结构形式不同,为研究各级压气机的匹配问题,压气机静子叶片全部采用可调叶片的结构形式。在发动机上压气机则为前三排静子叶片可调,后两排静子叶片为悬臂结构。试验件参数测量点的布置和安排,以及试验得到的各性能参数均满足文献[5]的要求。试验中折合转速大

表 2 四级轴流压气机主要设计参数
Table 2 The design parameter of four-stage compressor

	级压比	叶片数	叶栅稠度	展弦比	扩散因子
进口导叶	—	20	1.27	1.81	
第一级转子	—	19	1.94	0.91	0.44
第一级静子	1.75	24	1.70	2.05	0.44
第二级转子	—	25	2.05	0.73	0.41
第二级静子	1.61	28	1.72	0.80	0.47
第三级转子	—	33	2.20	0.63	0.44
第三级静子	1.54	46	2.33	0.72	0.48
第四级转子	—	35	2.05	0.58	0.48
第四级静子	1.45	44	2.39	0.58	0.51

表 3 压气机试验结果
Table 3 The results of rig test

相对转速 n	进口雷诺数	流量/(Kg/s)	总压比	多变效率
1.0	0.769×10^6	6.422	6.239	0.828
0.85	1.142×10^6	4.711	4.002	0.81
0.85	0.834×10^6	4.573	3.965	0.787

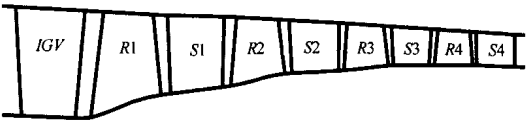


图 1 压气机子午流道

Fig. 1 Flow path of the compressor

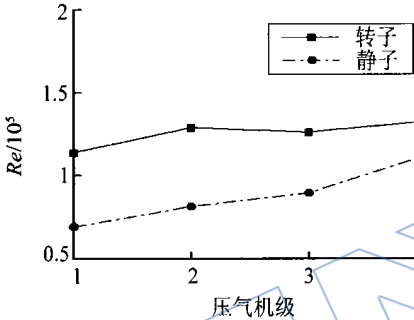


图 2 各叶片排当地雷诺数

Fig. 2 Typical blade chord Reynolds number of the compressor

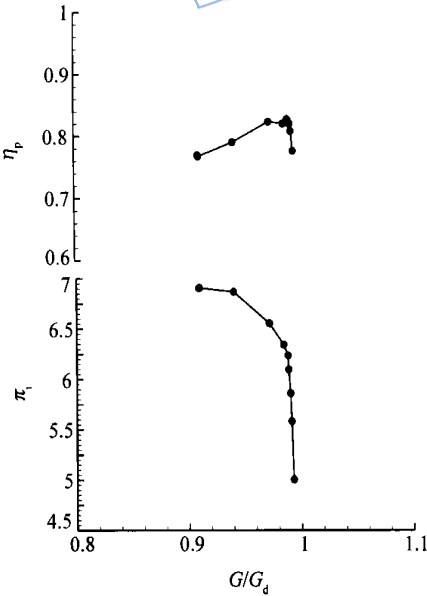


图 3 压气机在 $n = 1.0$ 特性图

Fig. 3 Performance for the compressor ($n = 1.0$)

于 0.85 后,压气机进口节流,节流之后的流量按相似理论折合到标准大气压进口条件。经过多次重复性试验,其性能指标在没有进行参数修正(即测取的效率、压比等参数没有按发动机运行中预计的工作状态进行修正)的情况下最高效率点流量为 6.6,总压比为 6.239,多变效率为 0.828,喘振裕度达到 21%,如表 3 所示,其特性曲线见图 3。

2 雷诺数对压气机性能影响的试验研究

为了研究雷诺数影响,当压气机转速达到 0.85 时,分别进行了在该转速下进口节流与不节流的压气机特性试验研究,如图 4 所示。图中点划线表示的是进口节流状态下的特性线。其中节流之前的雷诺数为 1.14×10^6 ,节流之后雷诺数降为 0.834×10^6 ,表 3 给出压气机在相对转速 $n =$

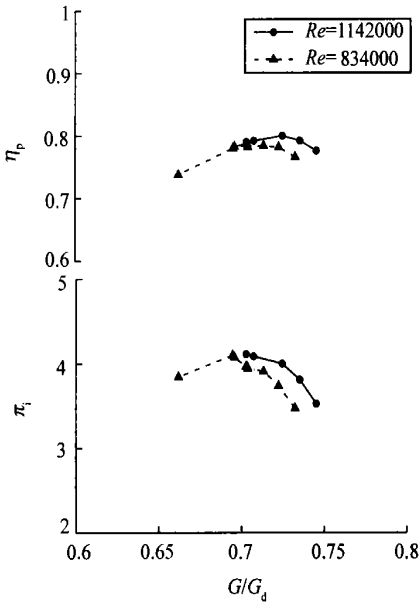


图 4 压气机在 $n = 0.85$ 特性图

Fig. 4 Performance for the compressor ($n = 0.85$)

0.85 条件下最高效率点的性能总参数。图 5 则为最高效率点下压气机机匣表面静压比的沿程分布 (图中点划线表示的是进口节流状态, 横坐标为压气机长度, 纵坐标为当地静压与进口截面静压之比)。图 4 和图 5 表明雷诺数变化对小流量压气机的影响非常明显, 在 $n = 0.85$ 时, 当进口雷诺数由 1.14×10^6 降为 0.834×10^6 , 流量下降 2.9%, 总压比和效率分别降低 0.9% 和 2.3%, 而喘振边界没有变化。压气机特性线随着雷诺数变化, 沿着喘振边界移动。压气机的进口雷诺数在两个临界雷诺数之间, 其效率与雷诺数关系满足以下经验公式^[2]:

$$\frac{1 - G}{1 - G_{ref}} = \left(\frac{Re}{Re_{ref}} \right)^{-m} \tag{1}$$

式中: 指数 m 与压气机的进出口几何尺寸、进口速度和进出口温度有关, 不同的压气机对应不同的 m 值^[2]。根据试验结果, 可以得到上式中指数 $m = 0.36$ 。

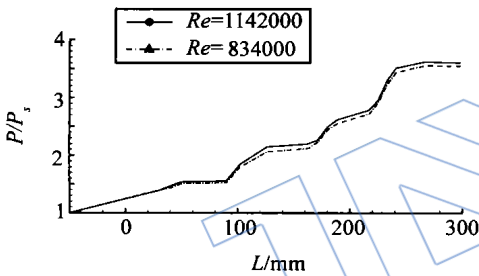


图 5 压气机壁面静压比的沿程分布
($n = 0.85$)

Fig. 5 The wall static pressure ratio along the compressor ($n = 0.85$)

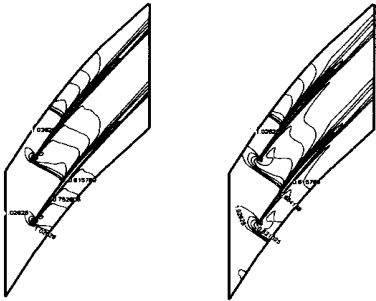


图 6 转子叶片平面叶栅等马赫数图

(左边 $Re = 0.909 \times 10^6$ 右边 $Re = 0.622 \times 10^6$)

Fig. 6 The Mach number contour of a rotor cascades
(Left $Re = 0.909 \times 10^6$ Right $Re = 0.622 \times 10^6$)

当压气机转速达到设计转速时, 进口节流比达到 0.676, 雷诺数从设计状态的 1.139×10^6 降到 0.769×10^6 , 见表 3。利用公式 (1) 并根据计算

得到的指数 m 可以求得, 压气机在进口标准大气条件下, 多变效率达到 0.851。雷诺数对流量影响与叶栅的喉道距离、叶片前缘到喉道的距离以及来流速度等参数有关。但是, 由于试验条件所限, 没有办法进行验证, 因此需要利用 CFD 的技术手段对压气机进行全面分析和研究, 才能最终得到对压气机性能在设计点的修正方法。

3 数值模拟分析

3.1 平面叶栅数值模拟分析

平面叶栅的数值模拟实验研究可以进行叶栅中雷诺数影响的机理研究。考虑到压气机第一级的雷诺数较低, 为了研究其对雷诺数影响敏感程度, 对这一级压气机中间基元叶片进行了平面叶栅的数值模拟实验。计算模拟的软件是南京航空航天大学自行编制的 NAPA 软件^[6], 采用二阶精度的 MUSCL 格式, 湍流模型选用 B/L 模型。分别研究了转子叶片和静子叶片的中间基元叶片在不同雷诺数下的流动。图 6 是转子叶片在雷诺数 0.909×10^6 和 0.622×10^6 等马赫数图, 图 7 是静

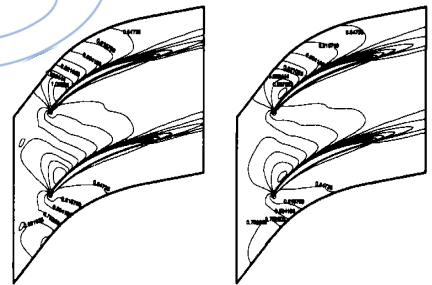


图 7 静子叶片平面叶栅等马赫数图

(左边 $Re = 0.512 \times 10^6$ 右边 $Re = 0.307 \times 10^6$)

Fig. 7 The Mach number contour of a stator cascades
(Left $Re = 0.512 \times 10^6$ Right $Re = 0.307 \times 10^6$)

子叶片在雷诺数 0.512×10^6 和 0.388×10^6 等马赫数图, 计算结果表明压气机叶片随着进口雷诺数降低, 附面层加厚, 增加摩擦损失, 使得叶型损失系数增加。图 8 是压气机转子叶片进口雷诺数与损失系数的关系图, 叶型损失系数随着压气机雷诺数的增加而减小, 当雷诺数大到一定程度, 由于加大了惯性力作用, 使得粘性力影响减小, 叶型损失系数变化逐渐趋近于平缓。从图 6 和图 7 还可以发现, 尽管改变了雷诺数, 但是气流在叶片中没有发生分离, 出口气流角基本保持不变, 所以没有改变压气机喘振边界, 它的性能也不会急剧恶化。

表 4 平面叶栅计算结果
Table 4 The calculation of cascades

	转 子 叶 片		静 子 叶 片	
弦长雷诺数	1.121×10^6	0.491×10^6	0.512×10^6	0.307×10^6
进口总压/出口反压	1.31	1.29	1.241	1.250
进口气流角/(°)	60.79	61.32	47.93	47.90
出口气流角/(°)	51.61	50.99	13.74	13.60
叶型损失系数	0.08824	0.09414	0.164	0.223

表 5 四级轴流压气机主要设计指标
Table 5 The design target of four-stage compressor

	未节流状态	节流状态	试 验
节流比	1.0	0.676	0.676
进口雷诺数	1.139×10^6	0.769×10^6	0.769×10^6
进口总压/ Pa	101325.0	68661.8	68661.8
进口总温/ K	288.0	281.3	281.3
出口静压/ Pa	553373	378804	378804
物理流量/(kg/ s)	6.623	4.439	4.396
折合流量/(kg/ s)	6.623	6.474	6.422
总压比	6.1796	6.22	6.24
多变效率	0.849	0.830	0.828

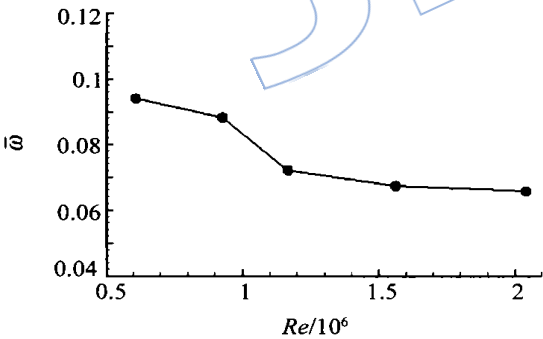


图 8 转子叶片叶型损失系数与雷诺数变化关系
Fig. 8 Loss coefficient as function of Reynolds number varied

3.2 三维粘性的数值分析

在真实的压气机流动中, 由于端壁二次流、三维激波/附面层干扰, 导致流动非常复杂。为了研究雷诺数对性能的影响, 利用 Fluent5.5 软件对这台压气机进行了全三维数值模拟, 得到了压气机在设计点和低雷诺数下的流动图谱。计算采用耦合显式算法, 时间推进求解, S-A 湍流模型, 标

准壁面函数处理, 通过混合平面模型进行叶片排之间的数据传递。利用 GAMBIT 软件划分网格, 9 排叶片全部采用非结构网格, 总网格数达到 49.6×10^4 个网格。分别计算了两种状态, 一个进口为标准大气压下设点情况的计算, 另一个为完全模拟试验情况(试验最高效率点, 即在节流状态)计算。计算进出口边界条件和计算结果如表 5 所示。

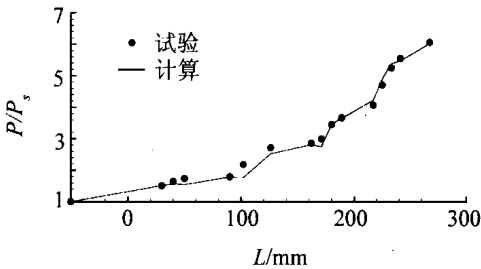


图 9 压气机壁面静压比的沿程分布 ($n=1.0$)
Fig. 9 The wall static pressure ratio along the compressor ($n=1.0$)

图 9 为当计算进出口与试验情况相一致时,

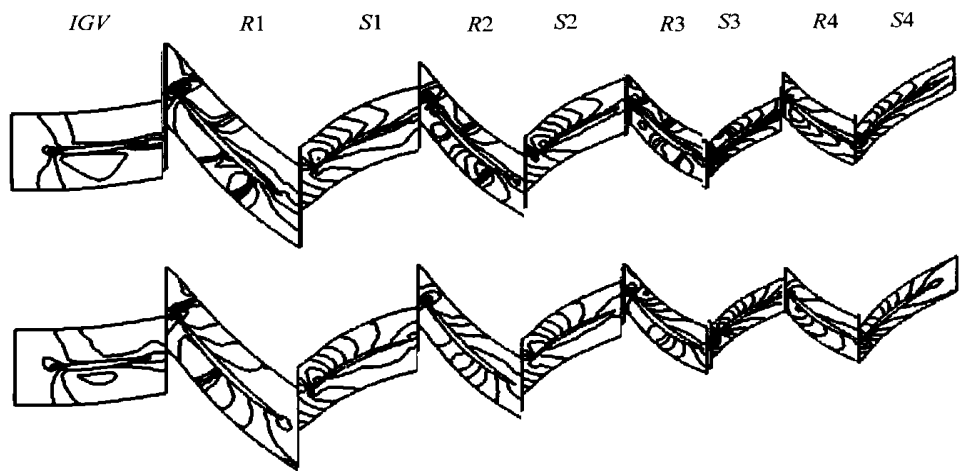


图 10 叶中拟 S1 流面等马赫数图 (对于转子为相对 Ma 数,对于静子叶片为绝对 Ma 数)

Fig. 10 Mach number contour at 50% span

(Relative Mach number for rotors Absolute Mach number for stators)

计算得到的壁面静压沿程分布。计算结果与试验结果吻合较好,计算得到的流动图谱可以反映流动状态。而当进口条件为标准状况时,计算得到的结果表明压气机在设计点能够满足设计要求,但是与节流状态的计算结果和试验结果相比存在较大差异,效率比试验高 2.1%,流量高 3.03%,总压比低 0.8%。

表 6 为不同雷诺数下,利用 FLUENT 软件计算得到的各级压气机的性能结果,计算结果表明当雷诺数减小时,除了第三级压气机的性能略有提高之外,其余各级压气机的性能均有所下降。

表 6 各级性能质量平均总参数 (Fluent 软件计算)

Table 6 The Performance of each stage (FLUENT)

		总压比	绝热效率
第一级	未节流	1.808	0.883
	节流	1.796	0.868
第二级	未节流	1.591	0.888
	节流	1.605	0.878
第三级	未节流	1.441	0.822
	节流	1.487	0.834
第四级	未节流	1.490	0.890
	节流	1.456	0.886

图 10 是计算得到的不同雷诺数下叶中的等压力图,计算结果显示该压气机前三级转子为跨音流动,不同的雷诺数下,压气机的波系有所不

同,流场存在较大差别。

图 11 和图 12 分别给出第一级压气机转子和静子叶片进口气流角沿叶高分布。图中“·”代表叶片进口构造角,实线为不节流状态下进口气流角,点划线为节流状态的进口气流角。图 11 表明气流在超音叶尖区的流动是以唯一攻角的形式流动,与雷诺数的影响无关。

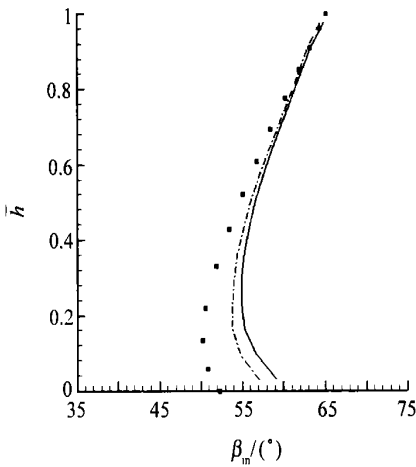


图 11 转子叶片进口相对气流角

Fig. 11 Inlet relative angle for the rotor

图 13 是不同雷诺数下第一级叶片表面等马赫数图(对于转子是相对马赫数,静子是绝对马赫数)。在未节流状态(1.139×10^6)下,第一级转子叶片尖部进口激波为一道斜激波,同时在叶栅通道内存在一道弱的正激波,为两波系结构;而在节流状态(0.769×10^6)下,转子尖部进口激波只有一道斜激波,激波位置靠近前缘,其激波强度较

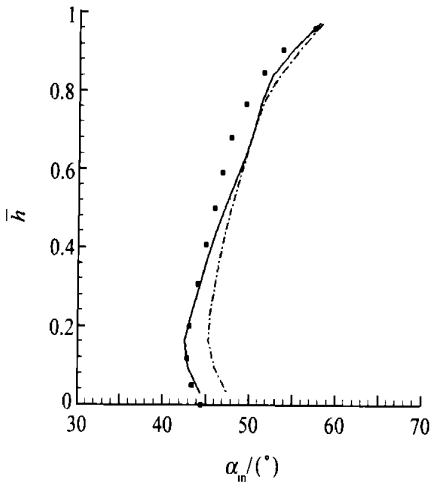


图 12 静子叶片进口绝对气流角

Fig. 12 Inlet flow angle for the stator

大, 损失较大。这是由于进口节流, 压气机进口密度降低, 雷诺数减小, 导致粘性影响加大, 使附面层偏厚, 造成气流加速, 使激波强度增加。在转子

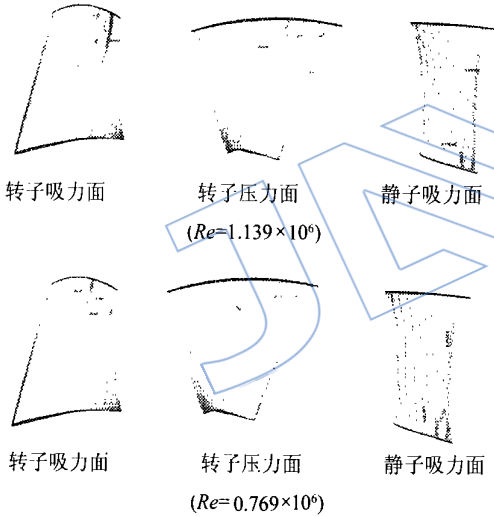


图 13 叶片表面等马赫数图

Fig. 13 Mach number contour on the blade surface

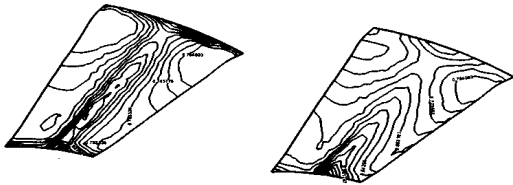


图 14 转子叶片出口等马赫数图

(左边 $Re = 1.319 \times 10^6$ 右边 $Re = 0.769 \times 10^6$)

Fig. 14 The Mach number at the rotor outlet

(Left $Re = 1.139 \times 10^6$ Right $Re = 0.769 \times 10^6$)

叶片出口叶根处, 雷诺数的影响使得节流状态的

叶根附面层偏厚(图 14), 降低了出口相对速度, 增大了出口绝对气流角。导致静子叶片叶根气流角增大 $2 \sim 3^\circ$, 使气流在叶片吸力面加速过快, 形成局部超音区, 增加了叶型损失。三维计算结果还表明(表 6), 在设计点状态, 第三级压气机与其它三级压气机匹配得不是很理想, 进口气流角偏大, 加大了进口攻角, 使得第三级压气机转子叶栅通道中存在较强的斜激波, 降低了第三级压气机的性能, 而在节流状态, 由于前面级的影响使第三级压气机进口气流角减小, 第三级压气机与其它三级压气机匹配较好, 降低了激波损失, 压比从 1.441 提高到 1.487, 效率也提高了 1.2%, 表明这一台压气机在设计点的性能具有进一步提高的潜力。

3.3 设计状态下的雷诺数修正

平面叶栅数值计算和三维粘性分析结果表明, 由于雷诺数降低, 一方面会使压气机叶型表面的附面层加厚, 增加叶型损失; 另一方面会改变压气机流场结构, 使叶片进口气流角发生变化影响压气机的性能。节流状态下三维粘性数值计算得到的总性能参数与试验结果吻合良好, 而与计算得到的设计点性能相比, 效率降低 1.9%, 流量降低 2.25%, 压比高 0.8%, 存在一定偏差。利用 $n = 1.0$ 的试验结果和公式(1)计算得到的效率和流量分别为 0.851 和 6.61 kg/s, 与三维数值计算得到的结果相吻合。同时根据三维计算得到的性能参数, 利用公式(1), 重新估算得到的 m 值为 0.334, 与在 $n = 0.85$ 试验得到的 $m = 0.36$ 基本相当。这表明公式(1)的指数 m , 主要与压气机的设计尺寸和设计参数有关, 因此对不同的压气机雷诺数影响也不同。

4 结 论

本文采用试验和数值计算的方法, 分析了雷诺数效应对一台小流量轴流压气机的性能影响, 可以得出以下结论:

(1) 折合转速 $n = 0.8$ 的试验表明雷诺数效应对压气机性能有明显影响, 雷诺数从 1.14×10^6 下降到 0.834×10^6 , 多变效率降低 2.3%, 压比下降 0.9%, 流量下降 2.9%, 压气机特性线沿喘振边界向下移动。

(2) 数值模拟分析表明, 降低雷诺数会使附面层加厚, 增加了叶型损失系数。改变压气机流场结构, 使转子叶栅通道中的激波前移; 使静子叶片

叶根气流角发生变化。

(3) 结合试验结果和三维粘性分析, 文献[2] 介绍的修正公式可在一定范围内使用。

(4) 压气机性能试验中的雷诺数效应问题是非常复杂的问题之一, 需要结合最新的研究成果进一步进行深入的分析 and 研究。

参考文献:

[1] Wassell A B. Reynolds Number Effects in Axial Compressors [J]. ASME J. Eng. Power, 1968, 90(4): 149- 156.
[2] Schaffler A. Experiment anf Analytical Investigation of the Effect of Reynolds Number and Blade Surface Roughness on

Multistage Axial Flow Compressor[J]. ASME J. Eng. Power, 1980, 102(1): 5- 13.
[3] Heinz-Adolf Schreiber. Wolfgang Steinert, and Bernhard Kusters, Effects of Renolds Number and Free- Stream Turbine on Boundary Layer Transition in a Compressor Cassade [J]. ASME J. Turbomachinery, 2002, 124(1): 1- 9.
[4] Wen Quan, WenDianZhong, ChenGuoZhi. A Design System for Small Axial Compressors, First International Conference on Engineering Thermophysics[C]. (ICET' 99)[A]. Beijing, China 1999: 229- 232.
[5] 航空发动机设计手册》总编委. 航空发动机设计手册(第 8 册)[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
[6] 温泉, 梁德旺, 黄国平. 旋转坐标系下三维 MUSCL 格式的构成[J]. 南京航空航天大学学报, 2003, 35(1): 58- 62.

