最小喉道面积比对多级轴流压气机性能影响*

邓 熙,刘 波,李 俊

(西北工业大学动力与能源学院/翼型叶栅国防科技重点实验室,陕西西安 710072)

摘 要:为了研究最小喉道面积比对多级轴流压气机性能的影响,开发了一套基元叶栅最小喉道面 积比的计算程序。通过对基元叶栅进行最小喉道面积比计算,得到压气机叶片沿展向的最小喉道面积比 分布,同时分析了转子和静子的最小喉道面积比分布规律。最后采用修改基元叶型的前段弯度比与最大 厚度来改变基元叶栅的最小喉道面积比分布,分析了不同最小喉道面积比分布对多级轴流压气机性能的 影响。结果表明,压气机的阻塞流量与最小喉道面积比成正相关,并且存在最佳前段弯度比使压气机设 计点效率与压比达到最大,最大厚度变小能改善压气机整体性能。

关键词:喉道面积比;多级压气机;阻塞流量;基元叶型;弯度比;最大厚度
中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号:1001-4055 (2015) 01-0047-07
DOI: 10.13675/j. cnki. tjjs. 2015. 01. 007

Effects of Minimum Throat Area Ratio on Multistage Axial-Flow Compressor Performance

DENG Xi, LIU Bo, LI Jun

(School of Power and Energy/National Key Laboratory of Aerodynamic Design and Reseach, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A set of process for calculating primitive cascades minimum throat area ratio was built, in order to study the effects of minimum throat area ratio on multistage axial-flow compressor performance. The span-wise distribution of minimum throat area ratio was obtained through calculating primitive cascade, and the minimum throat ratio distribution rule of rotor and stator are analyzed. Then the front camber ratio and maximum thickness of primitive blade was modified to study the different distribution of minimum throat area ratio impacting on multistage axial-flow compressor performance. The result shows that block mass-flow and minimum throat area ratio have a linear relationship. Having a best front camber ratio makes the compressor total pressure ratio and efficiency to achieve the maximum at design point. And reducing thickness is able to improve compressor performance.

Key words: Throat area ratio; Multistage compressor; Block mass-flow; Primitive blade; Camber ratio; Maximum thickness

1 引 言

为满足巡航导弹、无人机与靶机的高功率质量比 动力装置要求。小型涡喷发动机成为动力推进系统 研究的新领域,其中压气机为其核心部件之一^[1]。然 而小流量涡喷发动机,要求推重比大,迎风面积小,因此结构设计采用多级轴流压气机(如TRI60-3与 F107-WR-100)^[2]。轴流压气机进口相对马赫数较高,部分叶高处*Ma*>1,因此对压气机进口级的流通能力要求较高^[3],最小喉道面积比的大小直接影响

 ^{*} 收稿日期: 2014-01-06;修订日期: 2014-03-05。
 基金项目:国家自然科学基金重点项目(51236006)。
 作者简介:邓 熙(1989—),男,硕士生,研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: dengxi20001@163.com

到压气机的最大流量,国内仅对成型的涡轮基元级 叶栅进行最小喉道面积比测量研究^[4]。Wadia等研 究了喉道面积对跨声速压气机叶栅的性能影响[5], 验证了喉道面积分布对激波位置及流量的影响^[6]。 NASA 在对跨声速风扇/压气机^[7]与多级轴流压气 机前三级^[8]的基元级叶型造型中对喉道面积比进 行了局部控制,同时研究了最小喉道面积比对压气 机稳定工作裕度的影响^[9]。国内学者基于商用软 件采用遗传算法^[10]、人工神经网络^[11]等对单级跨 声速压气机基元叶型进行优化设计,张宏武以最大 弯度与最大厚度相对位置为优化参数对单转子压 气机进行了优化研究^[12],朱国东等考虑叶栅进口激 波模型研究了叶栅最大流通与最大做功能力[13]。 但针对多级轴流压气机的优化[14],由于其计算量 大,开展的研究较少,难度大,多级压气机的优化设 计结果并不理想^[15]。

本文通过开发轴流压气机最小喉道面积比计算 程序对多级轴流压气机进行喉道面积比(<u>A</u>)检查, 研究了轴流压气机最小喉道面积比分布情况。通过 修改喉道面积比后对压气机进行三维数值模型,分 析了最小喉道面积比对轴流压气机高跨声级的影 响。最终通过修改基元叶栅的最小喉道面积比,对 弹用五级轴流压气机进行优化设计。

2 计算方法

2.1 基元叶栅最小喉道面积比计算方法

基元叶栅最小喉道面积比为最小通道面积与其 临界面积的比值,对于跨声速叶型,最小损失发生在 最小喉道面积比为1.05左右,进口马赫数越高,最小 喉道面积比设计值越小。因此为了保证基元叶片在 最小损失下运行,压气机设计时进行最小喉道面积 比计算及调整。计算最小喉道面积比采用进口流量 与基元叶栅槽道最小面积处的最大流通流量的比 值。槽道最小面积处流量计算公式如下

$$q_{\rm m} = K \frac{p_{\rm t}}{\sqrt{T_{\rm t}}} A^* q(\lambda) \tag{1}$$

当(λ=1)流量达到最大值,而进口流量计算公式为

$$q_{\rm m} = \frac{\frac{\partial G_{\rm B}}{\partial r} \cdot h}{\cos\beta} \tag{2}$$

$$h = \frac{A}{2 \cdot r_{\rm m} N_{\rm B}} \tag{3}$$

由式(1)和公式(2)得到基元叶栅槽道最小喉道 面积比计算公式为

$$\frac{A}{A^*} = \frac{mp_1 \times 2r_m \cos \varphi N_B}{\sqrt{T_1} \frac{\partial G_B}{\partial r}}$$
(4)

其中,当地相对总温

$$T_{t} = T_{tq} \left\{ 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \frac{r^{2} \omega^{2}}{k R T_{tq}} \left[1 - \left(\frac{r_{q}}{r}\right)^{2} \right] \right\}$$
(5)

当地相对总压

$$p_{t} = p_{tq} \sigma \left(\frac{T_{t}}{T_{tq}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$
(6)

总压恢复系数

$$\sigma = 1 - \frac{\widetilde{\omega}}{\left(\frac{T_{\rm t}}{T_{\rm tq}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \left\{ 1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M a_{\rm q}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right\}$$
(7)

损失系数

$$\widetilde{\boldsymbol{\omega}} = \boldsymbol{\omega}_{s} + \frac{\boldsymbol{\omega}_{t}}{b - X_{sh}} (X - X_{sh})$$
(8)

式中 p_{iq} , T_{iq} 分别为进口相对总压,进口相对总 温; φ 为子午面流线与 Z 轴夹角; N_{B} 为叶片数; G_{B} 为 流量; $\tilde{\omega}$ 为最小槽道面积处总压损失系数; ω_{i} 为叶 型损失系数; ω_{s} 为激波损失系数; Ma_{q} 为进口相对 马赫数; X 为槽道最小面积处轴向坐标; X_{sh} 为槽道 正激波位置轴向坐标。

在基元叶栅损失计算中,锥面切平面上的基元 叶栅槽道面积计算采用内切圆方式,如图1所示。激 波损失采用叶栅进口槽道正激波模型,如图2。叶型 激波损失由波前马赫数预估得到,由自由流临界面 积比(<u>A</u>)_F的分布得到激波前的临界面积比

$$\left(\frac{A}{A^*}\right)_{\rm sh} = \left(\frac{A}{A^*}\right)_{\rm F} \frac{2r_{\rm m}}{t\sin\beta_{\rm m}} = \left(\frac{A}{A^*}\right) \frac{r_{\rm m}}{\pi t\sin\beta_{\rm m}} \tag{9}$$

式中, t, r, β_m 分别是C点对应的栅距、径向坐标和自由流角度, r_m 是以C点为中心的槽道内切圆半径。

 $(\frac{A}{A^*})_{sh}$ 与波前马赫数 Ma_s 的关系为

$$\left(\frac{A}{A^*}\right)_{\rm sh} = \frac{1}{Ma_{\rm s}} \left[\left(\frac{2}{\gamma+1}\right) \left(1 + \frac{\gamma-1}{2}Ma_{\rm s}^2\right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (10)$$

由此可得基元叶栅进口激波损失为

$$\omega_{s} = \frac{1 - \left[\frac{(\gamma+1)Ma_{s}^{2}}{(\gamma+1)Ma_{s}^{2}+2}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \left[\frac{\gamma+1}{2\gamma Ma_{s}^{2}-(\gamma-1)}\right]^{\frac{1}{\gamma-1}}}{1 - \left[1 + \frac{\gamma-1}{2}Ma_{\omega^{1}}^{2}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$
(11)



Fig. 1 Sketch of cascade channel area



Fig. 2 Wave model of channel shock

基元叶栅总压损失由叶片前后缘流场总压计算 得到。损失分布如图 3 所示, ω_s 为激波损失, ω_i 为 叶型损失, $\omega_s + \omega_i$ 为总压损失。每条流线的基元叶 栅损失计算满足以下三点:(1)假设从叶片进口前缘 到叶背正激波位置之间没有损失存在(如图 2 中 B 点 之前的叶型)。(2)假设一道通道正激波在第一个附 着点存在。激波损失大小由当地马赫数决定,在通 道中 C点位置。(3)叶型损失(总压损失减去最小正激 波损失即为叶型损失)从正激波位置到叶型尾缘成 线性分布。



Fig. 3 Loss distribution of primitive blade

2.2 程序验证

运用本文设计的程序对两级风扇压气机进行最 小喉道面积比的计算验证程序的计算精度。程序计 算结果与两级风扇压气机最小喉道面积比设计结果 中沿展向的槽道最小喉道面积比(<u>A</u>)分布如图4。



Fig. 4 Two-stage fan compressor minimum throat area ratio

本文设计的程序对最小喉道面积比的计算结果 与设计结果大致吻合,仅在第一级叶根处的计算值 低于设计值,但整体变化趋势相同。同时可以得 到,转子的最小喉道面积比整体比静子低,并且变 化趋势不明显。而静子的喉道面积比沿叶展的变 化明显。静子的进口马赫数为亚声速,进口激波损 失估计误差较大,导致计算结果与设计结果存在一 定误差,但最小喉道面积比主要对跨声速叶型存在 影响,因此静子的计算误差对本文的跨声速转子的 研究不存在影响。

3 多级轴流压气机的最小喉道面积比计算及 改进

3.1 研究对象

本文研究对象是一小型五级轴流压气机,设计点 性能参数为:设计转速35645r/min,设计压比3.2,设计 质量流量 4.00kg/s。数值模拟方法采用 NUMECA (Fine/Turbo)软件包,应用有限体积法求解圆柱坐标 系下的三维定常 Navier-Stokes 方程。空间离散采用 中心差分格式,时间项迭代求解采用四阶Runge-Kutta方法, CFL数取3.0, 采用Spalart-Allmars 湍流模型, 同时采用隐式残差光顺方法与多重网格技术加速收 敛过程。初始条件设定采用S2流场计算结果,进口总 温(288.15K),进口总压(101.325kPa),出口给定平均 静压。计算网格由前处理软件 IGG/AutoGrid 生成,采 用H-I型网格,网格总数为277万,如图5所示,叶片 表面第一层网格的距离为1×10⁻⁵m,最小正交性角度 大于25°,最大长宽比小于200,最大延展比小于3。通 过修改基元叶型改变基元叶栅的最小喉道面积比。 特性计算中,采用与初始压气机特性计算相同的网格 拓扑结构,满足数值模拟的网格无关性。



3.2 初始压气机最小喉道面积比计算结果

运用最小喉道面积比计算程序对五级轴流压气 机进行基元叶栅的最小喉道面积比计算,得到各级叶 片沿展向的最小喉道面积比分布,见图6。



Fig. 6 Five-stage compressor span-wise distribution of minimum throat area ratio

由于转子的相对进口马赫数较高,总压损失较 大,基元叶栅的流通能力降低,最小喉道面积比减 小,因此转子基元叶栅的最小喉道面积比沿叶展整 体比静子小。同时,由于进口级的相对马赫数较高, 损失的计算与进口流量的大小对进口马赫数较为敏 感,马赫数与总压损失成线性关系,因此无论是转子 还是静子,后面几级的最小喉道面积比沿叶展整体 比前面级的大。因此第一级的最小喉道面积比对压 气机整体性能的影响至关重要,关系到能否到达压气 机设计点流量。

3.3 最小喉道面积比改进方法

在保证压气机设计中S2流面计算结果不变的基础上,对11个基元叶型(S2计算采用11条流线)重新造型,叶片造型采用两段中弧线加厚度分布造型,积叠方法采用重心积叠,保持叶型总弯度、攻角与落后角的选取不变,通过改变前段弯度比(叶型前段弯度与总弯度的比值)与厚度沿叶展的分布来改变不同截面处基元叶栅的最小喉道面积比。原始叶型的前后段中弧线分界点为沿弦长的中点,弯度比为前后段等弯度分布。由图6知,最小喉道面积比对进口相对马赫数较高的进口级影响较大,本文的五级轴流压气机 仅有第一级转子为跨音速叶型,因此本文通过修改第 一级转子的各基元叶栅的最小喉道面积比分布研究 最小喉道面积比对多级压气机性能的影响。

3.3.1 基元叶型的弯度比分布改变方法

原始叶型的弯度比分布为前后段等弯度分布, 改变基元叶型的前段弯度与总弯度的比值,修改方 法如下:前段弯度占总弯度的比值为:40%,50%, 60%,70%,80%。图7为改变弯度比分布后第一级转 子的最小喉道面积比沿叶展分布。随着前段弯度比 的增大,沿叶展的最小喉道面积比整体成增大趋势, 叶根处的最小喉道面积比小于叶尖,并且叶跟的最 小喉道面积比对弯度比的分布更加敏感,变化明显。



Fig. 7 Minimum throat ratio distribution by modifying front camber ratio

3.3.2 基元叶型最大厚度的改变方法

适当的减小和增大基元叶型的最大厚度,改变 叶片各基元叶型的厚度分布。采用以下两种方案: (1)从叶根到叶尖整体减小基元叶型最大厚度,(2) 从叶根到叶尖整体增加基元叶型最大厚度。通过修 改基元叶型的最大厚度,基元叶栅的最小喉道面积 比沿叶展的分布如图8所示。薄叶片的最小喉道面 积比较厚叶片的最小喉道面积比大。最大厚度的 改变对最小喉道面积比沿叶展的分布趋势的影响 不变。



Fig. 8 Minimum throat ratio distribution by modifying maximum thickness

4 计算结果及分析

4.1 前段弯度比改变对压气机整体性能的影响

通过修改基元叶型前段弯度比后(原始叶型前 段弯度比为0.5),计算得到五级轴流压气机在设计转 速下压比与效率的特性线,如图9与图10。



Fig. 9 Compressor pressure ratio characteristic map by modifying front camber ratio



Fig. 10 Compressor efficiency characteristic map by modifying front camber ratio

当第一级转子的前段弯度比增大时,叶展方向 的最小喉道面积比整体增大。由压气机特性线可知 随着最小喉道面积比的增加,压气机的阻塞流量也 成线性增大,说明了压气机的流通能力与最小喉道 面积比成正比关系。前段弯度比大于0.7后,虽然阻 塞流量同样成增加趋势,但设计点的效率和压比都 略有降低,而且阻塞流量的增加变缓。前段弯度比 为0.4时,设计点的效率和压比都低于原始压气机, 阻塞流量也减小。因此,分析得出最小喉道面积比 与阻塞流量成线性关系,存在一个最佳前段弯度比 使压气机的设计点效率和压比达到最佳,同时阻塞 流量也较大,达到设计要求。最小喉道面积比对压 气机的裕度影响较大,其中阻塞裕度和总裕度计算 如下

$$SM_{\rm ch} = \left(\frac{m_0}{m_c} - 1\right) \times 100\%$$
 (12)

$$SM_{\rm to} = (\frac{\pi_{\rm K_s}^*/m_{\rm s}}{\pi_{\rm K_0}^*/m_0} - 1) \times 100\% + SM_{\rm ch}$$
(13)

式中 $\pi_{K_0}^*$ 为设计压比, m_0 为设计流量, m_s 为阻 塞点流量, m_c 为近失速点流量。前段弯度比为 0.4~ 0.7 的裕度计算结果如表 1。修改前段弯度比后, 随 着最小喉道面积比的增加, 压气机的阻塞裕度逐渐 增加。前段弯度比不超过 0.7 时, 总裕度逐渐增加。 因此总裕度与最小喉道面积比并不成线性关系。

1 4610						
Front camber ratio	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	
Chock margin/%	1.9	2.7	3.4	4.0	4.2	
Total margin/%	17.6	18.5	19.0	19.3	19.1	

4.2 前段弯度比分布对压气机流场的影响

通过修改第一级转子的前段弯度比分布后,第 一级转子的流场发生局部变化。图11为前段弯度比 为0.5和0.7的第一级转子叶根、叶中和叶尖的S1流 面马赫数等值线。



Fig. 11 Contour of S1 flow field Mach number at different blade span of the first stage rotor

当前段弯度比逐渐增大后,叶根处的流场得到 改善,气流在叶型前缘由加速到减速再加速变为一 个较大的气流加速区,气流加速更加充分,增加了叶 根处的气体流量。叶中截面以上进口激波强度逐渐 增强,气流加速更大。叶尖位置的进口马赫数较高 并且前段弯度较大,气流加速剧烈,激波强度增加, 激波附面层干涉分离增强,严重增大了叶尖处的总 压损失,影响了压气机的整体效率。因此增大前段 弯度比,第一级转子叶根处流场得到了改善,但叶尖 处的流场分离局部增加。

4.3 最大厚度改变对压气机整体性能的影响

通过修改第一级转子叶片的最大厚度分布,得 到修改后压气机压比与效率的特性线。如图12与图 13。



Fig. 12 Compressor pressure ratio characteristic map by modifying maximum thickness



modifying maximum thickness

通过修改基元叶型的最大厚度来改变基元叶栅 的最小喉道面积比,随着基元叶型最大厚度的减小, 基元叶栅的最小喉道面积比逐渐增加。由特性线可 知,随着叶片的整体变薄,阻塞流量逐渐增大,总压 比和最高效率也略有增加,薄叶片改善了压气机的 整体性能。在满足强度要求的条件下,减小叶片最 大厚度,增大最小喉道面积比,能有效的提高压气机 的整体性能。修改最大厚度后压气机的裕度如表 2。薄叶片提高了压气机的阻塞裕度与总裕度。

 Table2
 Compressor margin by modifying maximum

thickness						
Maximum thickness	Thick	Original	Thin			
Chock margin/%	2.1	2.7	3.3			
Total margin/%	17.7	18.5	18.9			

4.4 最大厚度对压气机流场的影响

当叶片变薄,最小喉道面积比增大后,第一级转 子进口段流场得到改善。如图14(由厚到薄):



Fig. 14 Mach number distribution of the first stage rotor by modifying maximum thickness

最大厚度较大的叶片叶根进口段的气流出现两 个局部加速区,并且叶根尾缘的附面层分离区较 大。薄叶片相反,进口处两个局部加速区合并为一 个较大加速区,对气体做功更加合理,相应的叶根尾 缘的附面层分离区明显减小,叶型损失减小,压气机 整体性能得到相应提高。叶尖处气流加速更大,激 波强度增加,但由于最大厚度减小,激波附面层干涉 强度减弱,并未出现如前段弯度比分布改变后,激波 增强而发生激波附面层分离增强的现象。因此随着 最大厚度的减小,第一级转子沿叶展的整体性能都 得到了提高,流场得到改善,损失大幅度降低。通过 最大厚度减小改变最小喉道面积比,能整体提高压 气机压比、效率和裕度。

5 结 论

通过对多级轴流压气机的最小喉道面积比计算 并优化后,分析了最小喉道面积比分布及对压气机 压比、效率和裕度的影响,得到以下结论:

(1)轴流压气机转子的最小喉道面积比分布小 于静子,进口级的最小喉道面积比整体低于出口级的最小喉道面积比。 (2)在一定范围内修改基元叶型的前段弯度比, 增加最小喉道面积比,对压气机的整体性能有所提 高。但当前段弯度比过大后,压气机整体性能出现 急剧下降,存在一个最佳前段弯度比和最佳最小喉 道面积比沿叶展的分布,使压气机的压比、效率和裕 度达到最佳值。五级轴流压气机第一级转子在前段 弯度比为0.7时,效率和压比达到最佳,裕度较原型 机提高4.3%。

(3)改变基元叶型的最大厚度,对基元叶栅的最 小喉道面积比影响较大。当基元叶型的最大厚度减 小后,基元叶栅的最小喉道面积比增加,压气机的整 机压比、效率和裕度都有所提高。五级轴流压气机 第一级转子最大厚度优化后,效率和压比略有提高, 裕度提高 2.2%。

参考文献:

- [1] 苏三买,张 蕾,蔡元虎,等.弹用喷气发动机发展 及关键技术分析[J].航空动力学报,2009,11:002.
- [2] 解亚东,单 鹏.小流量多级高负荷轴流压气机设计[J].航空动力学报,2012,27(9):2113-2121.
- [3] 沈 伟,辛彦秋,颜青钦.小型涡喷发动机整机流场数值模拟技术研究[J].航空计算技术,2011,41(6): 73-75.
- [4] 郑 涛,赵克云,吴仁辉.水流法测量涡轮导向器喉 道面积[J].推进技术,1997,18(4).(ZHENG Tao, ZHAO Ke-yun, WU Ren-hui. Measurement of Turborotor Throat Area by Water Flow[J]. Journal of Propulsion Technology, 1997, 18(4).)
- [5] Wadia A R, Copenhaver W W. An Investigation of the Effect of Cascade Area Ratios on Transonic Compressor Performance[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118

(4):760-770.

- [6] Yin J, Li P, Pees S. Optimization of Turbocharger Ported Shroud Compressor Stages [C]. Orlando: ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air, 2009.
- [7] Messenger H E, Kennedy E E. Two-Stage Fan, I. Aerodynamic and Mechanical Design[R]. PWA-4148, 1972.
- [8] Steinke R J. Design of 9.271- Pressure- Ratio Fivestage Core Compressor and Overall Performance for First Three Stages[R]. NASA-TP-2597, 1986.
- [9] Reid L, Moore R D. Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High Speed Inlet Stages for an Advanced High- pressure- ratio Core compressor [R]. NASA, 1978, TP-1337.
- [10] 李相君, 楚武利, 张皓光, 等. 高负荷跨音速轴流压 气机的叶型优化设计[J]. 计算机仿真, 2012, 29(7): 75-79.
- [11] 宋立明,李 军,丰镇平,等.三维跨音速压气机叶 栅多目标气动优化设计[J].工程热物理学报,2007, 28(2):223-225.
- [12] 张宏武,陈乃兴,徐燕骥,等. 跨音速单转子压气机 气动设计的优化[J]. 工程热物理学报,2005,26(4): 581-583.
- [13] 朱国东,李培军,单 鹏. 超跨音速轴流风扇,压气机级最大负荷能力研究[J]. 航空动力学报,2002,17
 (5):538-541.
- [14] 王掩刚,刘 波,管继伟,等.多级压气机非定常流
 场数值分析[J].工程热物理学报,2008 (z1):125-128.
- [15] 项效镕,刘 波,王庆伟,等.小型轴流压气机静叶 排出口尾迹流动特性[J].航空学报,2009,30(11): 2045-2051.

(编辑:朱立影)