

完全跨声速风扇级概念及特性研究

宋西镇, 李秋实, 周盛

(北京航空航天大学航空发动机气动热力国家重点实验室, 100083, 北京)

摘要: 针对跨声速风扇/压气机级中静子的设计来流速度都为亚声速的现状, 通过数值模拟比较了不同气动负荷的4组单级风扇, 认为静子来流的跨声速现象是提高跨声速风扇/压气机级气动负荷的必然结果。模拟结果还表明, 当来流马赫数不超过1.33时, 不采用附面层主动控制而通过已有的设计手段可以有效地控制分离区, 将跨声速来流造成的静子损失控制在适当的范围。进而对跨声速静子作出了明确定义, 提出了完全跨声速风扇/压气机级的概念, 认为完全跨声速风扇/压气机级的设计准则与经典设计准则至少有2点不同: 静子轮毂区来流马赫数可以大于1.0; 静子轮毂区的扩散因子上限为0.53。

关键词: 跨声速流; 风扇/压气机; 静子; 气动负荷

中图分类号: V211.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)07-0895-05

Concept and Characteristic of Integral Transonic Fan Stage

SONG Xizhen, LI Qiushi, ZHOU Sheng

(National Key Laboratory on Aero-Engines, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The inlet flow of transonic fan/compressor stator is subsonic. Four groups of single fan stage projects with different aerodynamic load are investigated by comparative numerical analysis. It is considered that as the improvement of aerodynamic load of the transonic fan/compressor, the transonic flow in stator inlet becomes unavoidable. The results also suggest that active flow control gets unnecessary, the existing design methods are capable of diminishing the separated region, and the stator loss produced by transonic flow can be controlled on an acceptable level, unless the inlet $Ma > 1.33$. The explicit conceptions of transonic stator and the integral transonic fan/compressor stage are defined respectively. At least two differences in fan/compressor design between the transonic and the conventional methods can be summarized: the inlet Ma of stator hub is allowed to be higher than 1.0; the diffusion factor of stator hub ought to be limited below 0.53.

Keywords: transonic flow; fan/compressor; stator; aerodynamic load

目前在跨声速风扇/压气机进口级中, 静子的设计来流为高亚声速。随着风扇/压气机性能的不不断提高, 静子的跨声速来流问题正被更多的设计者们所涉及。面临着不断而来的挑战, 亚声速来流的静子是否依然可以满足风扇/压气机级发展的需要? 与之相应, 静子的设计是否必须遵守亚声速的准则呢?

针对这些疑问, 本文以课题组设计并成功实验验证的单级高负荷跨声速风扇为基准, 对3组单级跨声速风扇方案进行了数值模拟, 分析了不同来流马赫数条件下风扇静子的气动性能, 最后针对跨声速来流的特点, 明确了跨声速静子的定义, 进而提出了完全跨声速风扇/压气机级的定义。

1 跨声速静子的研究概况

第一次提出静子跨声速来流问题的是 Wennerstrom, 他在 1976 年的实验中发现, 即使静子根部的来流马赫数已经达到了 1.02, 依然可以获得较低的根区损失^[1]. Gummer 对于展向跨声速来流的静子性能进行了较为具体的研究, 他认为当静子轮毂区来流马赫数超过 1 但不是很大时, 可以通过掠弯优化将静子损失控制在一个合理的范围内^[2]. 在美国麻省理工学院的吸气式风扇研究中, 风扇静子轮毂区的来流马赫数已经达到了 1.5^[3].

本课题组针对跨声速来流静子也进行了研究, 认为通过流道的设计可以有效减小叶栅的流动分离^[4], 并且针对激波后急剧增大的附面层损失和激波/附面层干扰损失, 进行了局部流动控制研究, 方法包括附面层抽吸^[5]、吹气增加附面层能量^[6]等.

2 本文研究工作的基础

自 20 世纪末以来, 本课题组承担着提高风扇/压气机气动负荷的基础研究项目. 本文的工作是此项研究的一个组成部分, 以课题组设计并实验验证的单级高负荷跨声速风扇^[7]为基准, 其设计流量为 25 kg/s, 叶尖切线速度为 495.32 m/s, 级压比为 2.2, 绝热效率为 86.8%.

工作中共进行了 7 个方向的研究, 分别探讨了转子根区和尖区的最大气动负荷系数, 转子前缘型线子午面掠和前、尾缘型线周向弯的影响, 静子积叠线周向弯的影响, 静子的来流马赫数承受性, 以及附面层控制手段对高负荷风扇的影响. 图 1 展示了研究过程中转子气动负荷系数的进展历程. 作为目前的阶段性研究结果, 风扇转子的最佳气动负荷系数达到了 0.65.

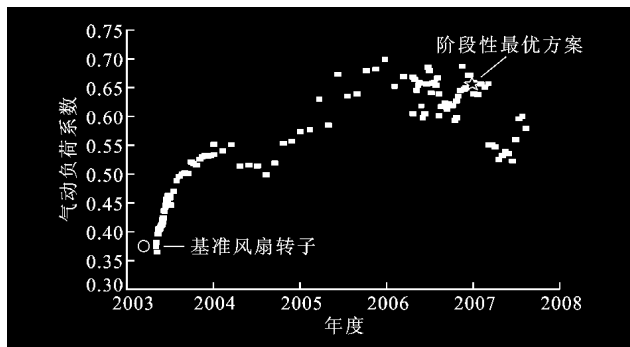


图1 本文研究工作中的气动负荷系数进展历程

本文选取 3 组具有代表性的单级风扇方案, 分

别代表静子轮毂区来流马赫数的 3 种情况: 接近 1.0; 大于 1.0 但小于 1.2, 代表低超声速; 等于 1.33, 代表较高超声速. 分别用 Sa、Sb 和 Sc 来代表这 3 种情况下的静子.

本文使用的计算流体动力学工具为商用 NUMECA 软件. 计算网格为 HOH 型, 级节点总数约为 50 万. 求解三维黏性 N-S 方程, 湍流模型为 S-A 模型.

3 方案设计和结果分析

表 1 给出了各级风扇最高效率点的性能参数.

表1 数值计算的级最高效率点性能参数

静子	$v/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$		$\bar{H}$	η	$\bar{\Omega}$	$\bar{\omega}$
	进口	出口				
BS	26.28	26.28	0.367	0.878 0	0.457	0.123
Sa	24.99	24.99	0.402	0.879 0	0.403	0.135
Sb	28.84	28.83	0.473	0.850 3	0.386	0.152
Sc	28.92	28.90	0.502	0.838 2	0.358	0.164

注: v 为流量; $\bar{H}$ 为气动负荷系数; η 为级绝热效率; $\bar{\Omega}$ 为平均反力度; $\bar{\omega}$ 为静子损失系数; BS 表示基准静子.

通过表 1 和图 2 可以看到, 从 BS 到 Sc, 随着气动负荷系数的提高其反力度不断降低, 尤其是轮毂处的反力度已经减小为 0. 相应地, 各静子的扩散因子也随反力度降低不断提高, 如图 3 所示, 其中机匣处的扩散因子达到了 0.6, 轮毂区的扩散因子逼近 0.53. 从图 4 可以看到, 随着反力度降低静子的进口马赫数增大, BS 轮毂区的马赫数最大为 0.9, 而 Sc 轮毂区的进口马赫数已经达到 1.33. 静子进口条件的变化超出了经典设计准则的要求, 其性能势必发生变化. 图 5 展示了静子的损失系数. 从 Sa 的损失系数分布可以看到, 当静子轮毂区来流马赫数为 1.0 左右时, 损失还没有明显增加, 而随着进口马赫数的提高, Sb 和 Sc 的近轮毂区损失在增大, 但增幅的变化较为缓慢.

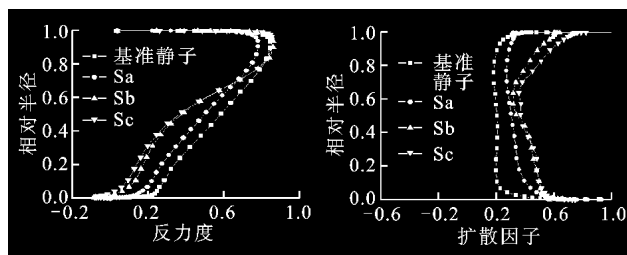


图2 反力度的展向分布 图3 扩散因子的展向分布

图6~图9给出了各静子近轮毂区的绝对马赫数分布图。从图6、图7的比较可以肯定, Sa的轮毂处并没有产生激波,这也是其损失系数较低的原因。图8中 Sb的轮毂区前缘产生了明显的脱体激波,其波前吸力面的马赫数达到了1.33。在图9中, Sc进口已经产生附体斜激波,其波前马赫数达到了1.45。虽然超声速来流在 Sb和 Sc的轮毂区产生了激波并造成分离,但是分离并未扩展到整个槽道。图8、图9表明,分离区依然局限于近吸力面一侧,因此损失系数增加得并不剧烈。

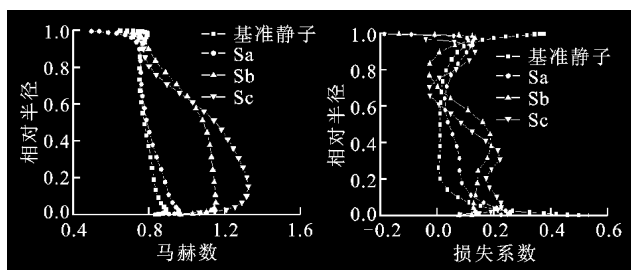


图4 进口马赫数的展向分布 图5 损失系数的展向分布

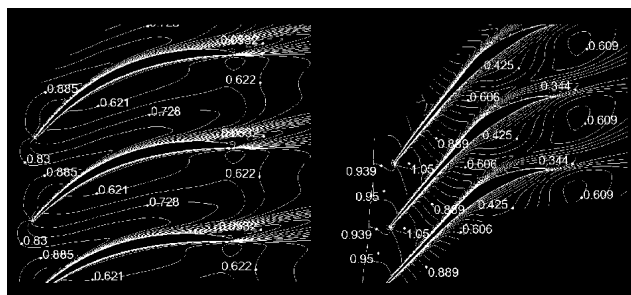


图6 BS的5%展高绝对马赫数 图7 Sa的5%展高绝对马赫数

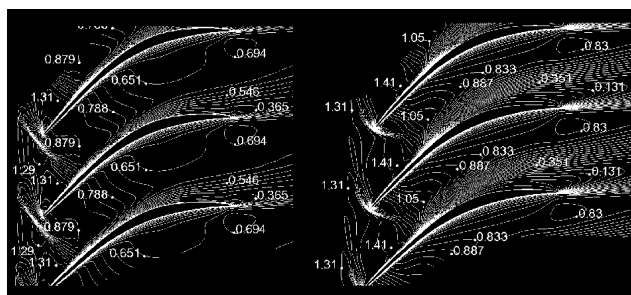


图8 Sb的5%展高绝对马赫数 图9 Sc的5%展高绝对马赫数

图10~图13给出了各个方案静子出口的绝对马赫数分布。从图11可以看到,静子 Sa只是在出口有一些局部分离,这和基准风扇静子流动相似。图12和图13表明, Sb和 Sc的分离区在出口处已经从轮毂向上发展到了大约50%展高。虽然激波在静子槽道内造成了一定分离,但是低速区域主要存在于近吸力面和轮毂处的角区部分,并未向整个流道扩展,正如图12和图13所示,这也说明了 Sb、Sc的损失系数没有急剧增加的原因。

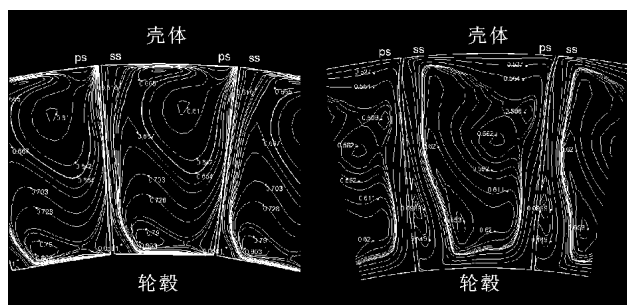


图10 BS出口的绝对马赫数 图11 Sa出口的绝对马赫数

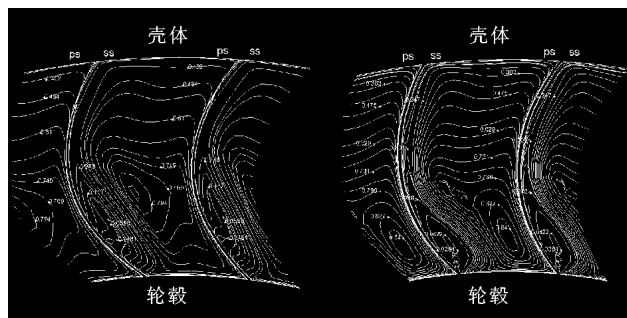


图12 Sb出口的绝对马赫数 图13 Sc出口的绝对马赫数

通过比较可以肯定,当静子为跨声速来流时,轮毂处会首先产生激波,而且随着超声速区域的增大向机匣延伸。激波造成静子轮毂区流动的分离,这是静子损失增加、级效率下降的一个重要原因,而通过现有的设计手段,可将激波造成的分离控制在较小的范围,且不会造成大面积的分离。以本文的结果来看,当来流马赫数不高于1.33时,可以在不采用任何主动控制手段的情况下得到合理的设计结果。

4 完全跨声速风扇级的定义

4.1 孤立翼型理论中跨声速的定义

在孤立翼型理论的研究中,根据来流马赫数划分为3个范围:亚声速流、超声速流和跨声速流。工程界通常所指的跨声速翼型是一个混合型绕流问题,即亚声速流场中有局部超声速区。描述这种流动的方程是混合型的,即由椭圆型转变为双曲型^[8]。

4.2 轴流跨声速压气机级的经典定义

叶栅流中所谓的跨声速流动,指的是气流在叶片排内或者叶片排的临近区有1处或多处局部马赫数达到1.0的流动^[9]。

工程界所定义的跨声速压气机,是指转子的设计进口相对马赫数只在部分展高上大于1.0、出口为亚声速的压气机级,而对于静子,在压气机经典设计体系中,其设计来流速度限制为亚声速。

4.3 完全跨声速风扇级的定义及其内涵

虽然 Wennerstrom 和 Kerrebrock 在其工作中

都涉及到了跨声速来流静子,但是都未对其进行明确的定义. Gummer 称跨声速来流的静子为 transonic stators,也没有对其内涵和特殊性加以阐述.

本文用“跨声速静子”来定义展向跨声速来流的静子,其含义是:静子叶排进口的绝对来流速度只在部分展高为超声,而在某个展高处恰好为当地声速;出口速度沿展向都为亚声速;在相邻叶片之间的槽道内,流动为混合型.相应地,用“完全跨声速风扇/压气机级”来定义跨声速转子和跨声速静子组成的风扇/压气机级.

激波的产生是跨声速静子与亚声速静子之间最大的不同,因此描述跨声速静子的流动方程为混合型,与亚声速静子有根本区别.从流场特性上说,跨声速静子轮毂区的损失组成和流动分离诱因不同于亚声速静子,同时其扩压方式也有别于亚声速静子.从设计方法和设计准则上来说,跨声速叶型和亚声速叶型也有本质区别.因此,跨声速静子首先区别于亚声速静子.

跨声速静子与跨声速转子相比具有相同之处:在流动机理上,叶栅都为扩压流动,两者没有区别,且描述其流动的基本物理方程也没有区别.如果考虑三维流动的影响,相对坐标系下的转子只是在其动量方程中比静子多了离心力和科氏力2项.

跨声速静子的特殊性首先体现在设计思想上.传统设计中要求平均分配转子和静子的扩压任务,具体体现在对反力度的限制上.但是,随着转子气动负荷的提高,不断上升的逆压梯度成为流动的最大障碍,而要提高转子内气流的动能,降低压力势能是可行的途径之一,这意味着转子出口的气流有着更高的流动速度.因此,低反力度和跨声速静子的出现都是气动负荷不断提高的一个选择.具体到设计过程中,跨声速静子在组织激波结构的同时,还要承担气流转向的任务,而这是跨声速转子不必考虑的.同时,两者的二次流形式也有所区别.因此,在气动负荷的空间分布、落后角的选择以及损失的评估上,两者都有所不同.

跨声速静子的特殊性还体现在与转子的相互影响上.首先,跨声速静子对前排转子的影响远大于亚声速静子的影响,因为静子轮毂区的激波有可能延伸到转子的出口截面,从而对转子内的流动产生干扰.其次,由于激波的阻隔,转子在近轮毂区产生的扰动对下游跨声速静子流场的影响远小于其对亚声速静子的影响^[10].

总的来说,跨声速静子的出现有其必然性,有必

要进行专门的研究.

4.4 完全跨声速风扇级设计准则的分析

文献[1]在 HTFC 的设计过程中提出了5条设计准则,其中最主要的3条分别限制了转子叶尖处扩散因子、静子轮毂区扩散因子和静子轮毂区来流马赫数.通常认为转子叶尖处扩散因子不大于0.4,静子轮毂区来流为亚声速且扩散因子不大于0.6.

在完全跨声速风扇/压气机级中,由于静子轮毂区的绝对来流马赫数大于1.0,已经打破了经典设计准则,因此相应的扩散因子的限制也不能再遵循原有的设计准则.

由于跨声速静子的流动在本质上和跨声速转子是一致的,因此本文认为跨声速静子轮毂区的扩散因子应该参照转子叶尖处的准则.文献[1]中约束转子叶尖处扩散因子最大为0.52,而其实验中扩散因子已经达到了0.53.因此,本文初步认为在跨声速静子的设计中,轮毂区的扩散因子不能大于0.53,而静子其他位置的扩散因子不能大于0.6.图3中扩散因子的展向分布也表明,虽然静子机匣处的扩散因子达到了0.6,但是轮毂区的扩散因子最大也没有超过0.53.

5 结 论

本文通过对研究方案的总结,得出以下规律性的结论.

(1)展向跨声速来流的静子有其特殊性,是为进一步提高风扇/压气机气动负荷而重新分配转/静子功能的结果.明确了“跨声速静子”的定义,即跨声速静子为进口绝对来流速度只在部分展高达到超声速的静子叶排.相应地,用“完全跨声速风扇/压气机级”来定义由跨声速转子叶排和跨声速静子叶排组成的单级风扇/压气机.

(2)完全跨声速风扇/压气机级的设计准则与经典设计准则至少有2点不同:①静子轮毂区的来流马赫数限制必须突破;②静子轮毂区的扩散因子应该参考转子叶尖处的限制,本文认为其上限可取0.53.

(3)当静子进口马赫数不超过1.33时,可以在不采用附面层主动控制手段的条件下,通过已有的设计手段控制分离区域的发展.

参考文献:

- [1] WENNERSTROM A J, FROST G R. Design of a 1500 ft/sec transonic high through flow single stage

- axial flow compressor with low hub/tip ratio, ADB016386 [R]. Springfield, Virginia, USA: NTIS, 1976.
- [2] GUMMER V, WENGER U, KAU H P. Using sweep and dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators of axial compressors [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123: 40-48.
- [3] MERCHANT A A, KERREBROCK J L. Experimental investigation of a high pressure ratio aspirated fan stage, ASME paper GT2004-53679 [R]. Atlanta, GA, USA: ASME IGTI, 2004.
- [4] 杨春,李秋实. 面积律在风扇子午流道修型中的应用[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(2): 226-228.
YANG Chun, LI Qiushi. The application of area rule in the improvement design of meridian shape [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(2): 226-228.
- [5] 周海,李秋实,陆亚均. 跨音速风扇转子叶片抽吸气数值实验探索[J]. 航空动力学报, 2004, 19(3): 408-412.
- ZHOU Hai, LI Qiushi, LU Yajun. Prospects of numerical analysis of an aspirated transonic fan rotor [J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(3): 408-412.
- [6] 郑晓宇. 叶片开缝方法控制流动分离的机理研究[D]. 北京:北京航空航天大学能源与动力工程学院, 2007.
- [7] YU Qing, LI Qiushi, LI Ling. The experimental researches on improving operating stability of a single-stage transonic fan, ASME paper GT2002-30640 [R]. Atlanta, GA, USA: ASME IGTI, 2002.
- [8] 屈西曼. 飞机空气动力设计[M]. 北京:国防工业出版社, 1989:144-145.
- [9] Smith L H. 叶栅流的研究[M]. 张文清,高拯亚,译. 北京:国防工业出版社, 1978:151-198.
- [10] ZHENG Xinqian, ZHOU Sheng, HOU Anping. Unsteady cooperative flow type in axial compressor [J]. Progress in Natural Science, 2005, 15(10): 930-936.
- (编辑 葛赵青)