

压气机二次流及其控制

北京航空航天大学 陶德平 彭泽琰 魏星禄

【摘要】 本文是压气机二次流研究的总结。文中概述了压气机端壁角区流动，二次流与叶片颤振，二次流控制等问题的研究结果，这对于了解压气机真实流动和建立新的物理模型提供了一些重要信息，对于工程应用亦有一定价值。

一、引言

压气机气流经历扩压过程，真实流动很复杂。由于粘性和复杂的几何形状引起各种形式的二次流，并表现为不同的涡系，由此形成的流动有很强的三维性和有旋性。动静叶片交替排列，决定了流动固有的非定常性。高性能压气机在超跨音速工作，流动为混合型。压气机内流动的基本形态为紊流，在偏离设计状态较远时，还会出现分离失速，甚至工作不稳定。如此复杂的流动，要完全用计算的方法得到精细的流动结构，目前是不可能的。只能根据具体条件，采用分割的方法，先突出流动的主要特征，再经过适当的经验修正来考虑一些次要因素，综合得到总体的流动结构和性能，这是研究压气机及其它叶轮机械真实流动常用的方法。

由于二次流和紊流掺混，引起落后角偏离二维的数值，损失沿叶高分布不均匀。高性能的压气机设计，若不能把这些因素考虑进去，不仅增加了压气机调试工作量，甚至不能达到预计的设计指标。最近十年来，对于叶轮机械端壁区的二次流有更系统更深入的理解^[1]，老机种的性能改进和新机种设计，都力图考虑端壁区的二次流效应。例如“端弯”技术和第二代“CDA”设计就证明了这一点。近来又把二次流和紊流掺混纳入设计体系。采用这些先进的设计方法，必将研制出高水平的叶轮机械。

本文是压气机二次流研究的总结，这项研究包括叶栅二次流实验与计算，二次流对叶片颤振的影响，减少二次流的工程措施及端弯技术的应用。文中介绍了作者近几年的研究工作。

二、叶栅二次流实验与计算

1. 二次流实验 对 C4 和 BC-6 两套叶栅进行了系统的实验研究，实验在北航低速叶栅风洞进行的。叶栅设有抽吸附面层装置，来流端壁附面层较厚。通过实验得到了以下一些结果。

- (1) 不同负荷下，叶片和端壁的压力分布。
- (2) 叶片通道内端壁附面层速度分布，包括流向、切向和展向三个分速度。C4 叶栅未测量展向分速，BC-6 叶栅则测量了展向分速。两种叶栅速度分布见图 1、2、3。
- (3) 测量了叶片通道进口到出口气流角沿叶高的变化。
- (4) 出口截面的损失分布。

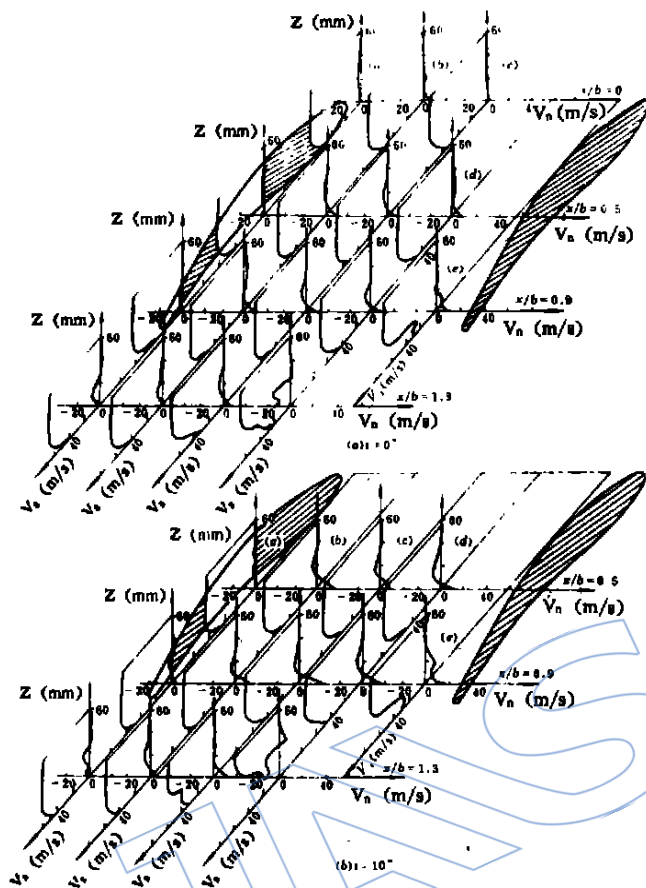
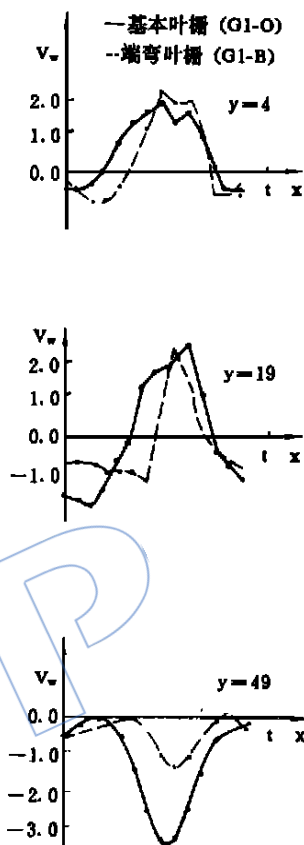
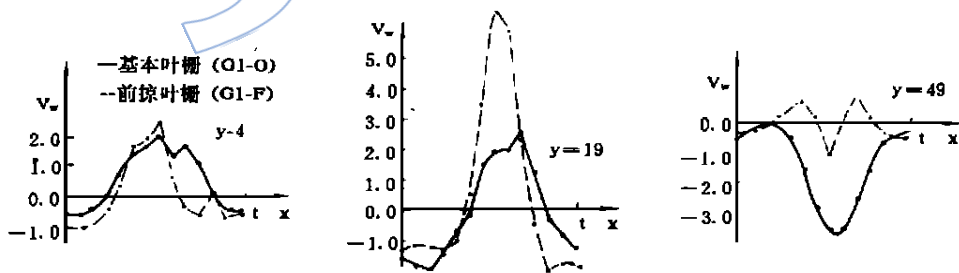


图1 叶栅端壁附面层速度分布

图2 端弯叶栅展向二次速度 (攻角 $i = 5^\circ$, y 叶高位置)图3 前掠叶栅展向二次速度 (攻角 $i = 5^\circ$, y 叶高位置)

(5) 端壁角区流动结构模型。

文献 [2] 通过测量的端壁附面层速度分布, 出口损失分布和流动显示, 指出端壁和叶片吸力面角区出现分离, 分离区形成损失核心, 分离区大小随攻角变化, 这个结果与文献 [3] 的环形叶栅实验一致。叶片及角区分离与来流附面层厚度和叶片负荷有关。当攻角超过 15° 以后, 全叶高气流分离, 并出现不稳定振荡现象。文献 [2] 还指出, 由于二次涡和端壁角区分离, 引起流面翘曲和扭转, 不能再把端壁区 S_1 流面视为回转面。

BC-6 叶栅的实验结果与 C4 叶栅稍有不同。由文献 [4] 给出的二次流向量图, 损失分布图和端壁角区的流动显示表明, $-8^\circ \sim 0^\circ$ 攻角, 端壁角区气流没有分离, 由角涡诱导出一个

系，低能气体通过各旋涡之间形成的 S 形通道输送到角区形成损失核心。当攻角到达 5° 和 10°，这时角区已出现分离，攻角增加，分离区扩大，与 C4 叶栅的结果相同。

从上述结果表明，端壁角区是分离还是出现涡系，与叶型和叶片承受的负荷，以及来流端壁附面层的厚度等因素有关。当压气机偏离设计状态工作时，可能出现角区分离，甚至导致压气机工作不稳定。

2. 二次流计算 对于 C4 叶栅，根据叶栅进口测量的端壁附面速度分布，用 Barden 的方法计算了叶栅二次流^[5,6]。主流速度分别由 Denton 的二维时间推进有限面积法计算和实验给出叶栅通道的气流速度。对于 0° 和 10° 攻角，计算的叶栅出口气流角沿叶高的变化与实验结

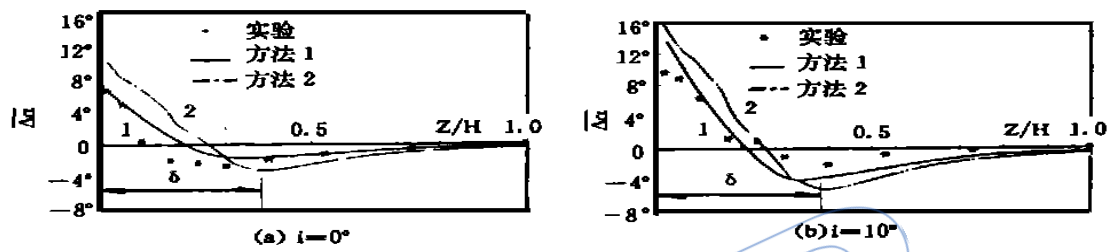


图 4 叶栅出口角沿叶高变化

果的比较见图 4。结果表明，Denton 方法计算确定主流速度时，考虑叶片厚度影响算出的气流角沿叶高的变化与实验值更接近。无粘二次流近似可以为设计提供落后角的三维修正。

三、二次流与叶片颤振

二次流形成的涡系对叶片颤振有什么影响，至今未见有文献论述。我们在 BF-1 压气机转子颤振试验中研究了叶尖间隙对颤振的影响^[7]。BF-1 转子按照零阻尼原则设计的，实验是在北航跨音速压气机试验台完成的，进行了两种叶尖间隙的颤振实验。

最初间隙 $D=1.6\text{mm}$ 时，只在转速 $n=16000\text{r/min}$ 附近得到了失速颤振点，其它转速均未出现颤振。通过机匣涂层，把叶尖间隙减小到 $D=0.5\text{mm}$ ，则转速 $n=12000, 14000, 15000, 16000\text{r/min}$ 都出现了颤振，图 5 给出了压气机特性图上两种间隙的失速颤振点。出现颤振的转速范围扩大，说明整个转子的气动弹性稳定性恶化。

文献 [7] 对产生这一结果的原因进行了初步探讨。当其它条件不变，减小间隙，只会改变间隙区的流动结构。颤振的出现与气流作用在叶片上激振力的大小有关，或者说与气流和叶片之间能量交换的数量有关。在同一转速，其它条件不变，气流激振能量的增加，不是从外界加给气流的，而是由于改善了间隙区的流动，减少流动损失的结果。

间隙区由于叶片附面层、环壁附面层和间隙漏流相互作用，形成复杂的涡系。通过选择适当的间隙，利用涡的相互作用，合理组织间隙区的流动，使流动损失最小。文献 [8] 介绍

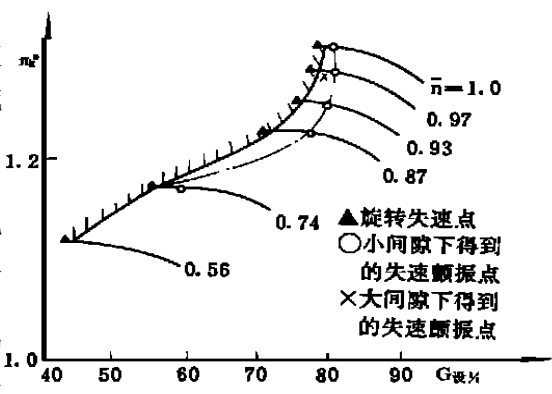


图 5 BF-1-2 转子的特性图

了一些学者论述最有利叶尖间隙的概念。Horlock 和 Lakshminarayana 提出间隙损失最小应使通道涡、间隙漏流涡和刮削涡的环量之和为零，即

$$\#_{se} + \#_c + \#_{scrape} = 0$$

并指出叶栅最有利的间隙弦长比为 (3~5)%。Mickolajczak 与 Gearhart 提出压气机最有利的间隙弦长比为 (1~1.5)%。实验中取 0.5mm 的间隙值就是根据这一原则确定的，实验证实了这一论述的正确性。

四、二次流控制

控制压气机中二次流的目的在于减少损失、提高性能、扩大工作范围。减少二次流可以通过叶片设计（如弯曲叶片），或采用一些工程技术措施来实现。我们用“前掠”和“端弯”叶栅进行了减少二次流实验^[4,9,10]。并把端弯技术用于改进全台压气机的性能，数值计算与实验结果进行了对比。

1. 控制二次流的叶栅实验 以 BC-6 叶型作为基本叶栅，并在 BC-6 叶型的端部做成“前掠”和“端弯”两套叶栅，具体结构设计见文献 [9] 和 [10]。三套叶栅均在低速叶栅风洞进行了吹风实验。通过实验得到的出气角沿展向变化、出口截面损失分布、叶栅流通能力和扩压能力，以及展向二次流速度对比表明，“前掠”和“端弯”叶栅比基本叶栅性能有明显改进。按质量平均的总压损失系数 ($\bar{X}$) 的对比列在表 1。从表 1 看出，在 - 8°~5°攻角范围内，前掠和端弯叶栅的损失系数都大幅度降低。10°攻角时，端弯叶栅损失系数增加 3.8%，而前掠叶栅还减小 32.6%，这说明前掠叶栅具有较强的抗分离或延迟分离的能力。从等总压损失系数线的分布来看，前掠叶栅比端弯叶栅和基本叶栅的分离区都小。

表 1 三种叶栅总压损失系数对比

	G1-O	G1-B		G1-F	
攻 角	$\bar{X}$	$\bar{X}$	$\bar{X}$ (%)	$\bar{X}$	$\bar{X}$ (%)
- 8°	0.09459	0.09191	- 2.8		
0°	0.09216	0.09138	- 0.85	0.09080	- 1.48
5°	0.1707	0.1418	- 16.9	0.1080	- 36.7
10°	0.2766	0.2872	+ 3.8	0.1863	- 32.6

从前掠和端弯两种叶栅展向二次流速度变化（见图 2、3）可以看出，前掠叶栅展向二次流分速沿周向剧烈变化的区域比基本叶栅窄，表明前掠叶栅的掺混过程集中在一个较窄的周向范围内。而在中间通道附近，前掠叶栅展向二次流分速在周向变化较平缓，说明前掠叶栅在叶中区维持二维流动。基本叶栅由于角区分离严重，造成叶中区有较强的展向掺混。在端壁附近，端弯叶栅与基本叶栅相比，端弯叶栅尾迹区附近有强烈的展向速度梯度，在尾迹中出现更强的尾迹涡，出现这现象是由于端弯叶片局部弯扭形成的附加叶片力作用的结果。

前掠和端弯两种叶栅的出气角沿展向都是降低的，两者不同处是端弯叶栅的“亏转”与基本叶栅相比更接近端壁。前掠叶栅在端壁的流通能力和扩压能力在大攻角均优于基本叶栅，而且尾迹较窄。端弯叶栅在端壁区流通能力和扩压能力略高于基本叶栅。端弯叶栅存在第二角区，第二角区产生附加叶片力，引起径向流速加大。第二角区还产生新的涡系，使该区尾迹加宽，损失加大，这可能是大攻角端弯叶栅性能恶化的一个重要原因。

2. 端弯叶片流场的数值模拟 端弯叶片设计是针对叶片端部流动情况, 通过改变叶片弯角和安装角沿叶高的分布, 改善叶高及叶片排之间的流动匹配。叶片端弯后, 改变了原设计扭向规律决定的沿叶高的流场, 叶片排间隙处流动参数沿叶高重新分布, 同时又影响到相邻叶片排间流动的再匹配问题。因此, 实施端弯技术后, 必须对压气机叶片排间隙的流场重新分布及叶片排间流动再匹配问题进行数值模拟, 以判断端弯技术的效果。

数值计算用流线曲率法计算子午面流场, 所用的损失模型为 NASA Lewis 中心 14 台中间级压气机设计参数的统计归纳, 并作了一定的数值修正。落后角模型用 Howell 的经验公式, 修正了落后角的三维效应。对国产两台发动机压气机中后级施用端弯技术后的流场正问题进行了数值计算^[11,12]。分别对动叶和静叶选用了 6 种端弯模式 (见图 6 和表 2), 图 6 (b) 则表示静叶前缘和后缘端弯的 SA 和 SB 模式。6 种端弯模式流场再分布见图 7 及表 3。下面介绍两台压气机采用端弯技术的数值计算和试验结果分析。

表 2 叶片端弯设计模式

模式	端弯参数	分布图	备 注
A	B_k, A_k	(É)	均指和额线夹角
B	B_k, A_k	(É)	
C	安装角	(É)	
D	安装角	(É)	$\$max$ 取正值
E	安装角	(É)	$\$max$ 取正值
F	安装角	(É)	

表中 A 为端部前缘增弯, B 为端部后缘减弯, C 为端部减小安装角, D 为整体安装角增大, E 为整体安装角减小, F 为安装角在端部减小主流区增大。

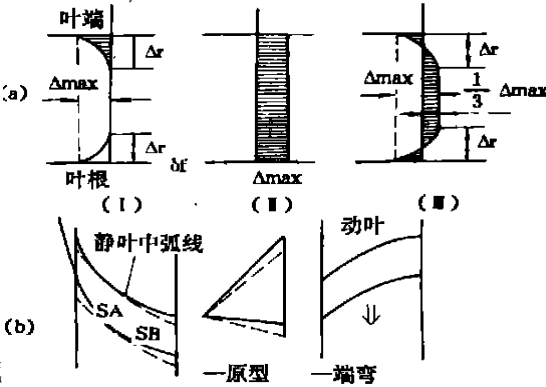


图 6 叶片端弯设计模式和原理图

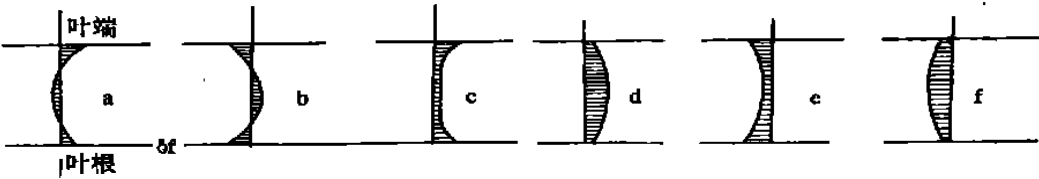


图 7 流场径向再分布类型

例 1. 某型涡喷发动机是一台双轴跨音压气机, 高低压各三级, 对高压 4、5 级静叶端部进行 SB 模式端弯设计。根据分析, 原型高压压气机设计攻角取值偏大, 端部正攻角更大, 并诱发始于端壁区的旋转失速和喘振。该压气机采用 SB 模式端弯后, 试验结果表明, 压气机特性线左移, 效率明显上升, 发动机油耗降低, 喘振裕度增加。计算结果指出, 实施 SB 相当于端壁区流道被“关门”, 气流向主流区“挤”, 造成 c_a 的不均匀化再分布。沿叶高 c_a 再分布使得端壁区 c_a 降低, 主流区 c_a 增加, 引起全叶高预旋 c_{tu} 上升, 下级动叶出现加功量不足, 促使压气机特性线左移。SB 模式使下级动叶端壁区攻角降低, 主流区攻角因 c_a 上升而下降, 改善了全叶高的流动, 压气机效率提高, 理论分析与试验结果一致。

例 2. 某型涡桨发动机压气机 10 级, 原型机主流区为负攻角, 端壁区正攻角不大, 对 6~9 级静叶采用(SA+ SB+ SD) 端弯模式, 10 级静叶用 SA 模式。压气机和发动机试验结果表明, 压气机压比和效率降低, 发动机油耗增加。采用 SB 模式后, 动叶加功量不足, 压比下降, 越到后面级加功量下降越严重, 导致总压比降低, 造成压气机前面级负荷加重。原型机基本工作情况是前面级为正攻角, 后面级为负攻角, 因而造成压气机前后级匹配恶化。实施 SD 模式, 加功量可以得到一些补偿, 而且端壁区加功量多, 主流区加功量少, 造成沿叶高流动匹配恶化, 效率也会下降。由于叶片端弯造成 c_a 再分布不均化, 压气机端壁区攻角改善不大, 而主流区因 c_a 上升攻角负得更多, 使全叶高流动匹配恶化, 分析与试验结果一致, 该型压气机 6~10 级采用端弯技术未能达到预定的目标。

从上述两例看出, 叶片端弯引起流场沿叶高重新分布, 还影响相邻叶片排流动的再匹配问题。因此, 实施端弯技术之前, 必须正确诊断和把握原型机的流动特征, 针对具体情况选用合适的端弯模式, 是端弯技术取得成败的关键。

参 考 文 献

[1] 陶德平, “叶轮机二次流的一些新进展”, 航空学会和力学学会叶轮机研讨班专题讲座, 1986 年 8 月。

[2] Tao, D. P., Wang, C. C., “Experimentaenal Study of End-Wall Flow in a Compressor Cascade”, AIAA J. of Propulsion and power, Narch-April 1988.

[3] Schulz, H. D., Gallus, H. E., “Experimentall Investigation of the Three-Dimensional Flow in an Annular Compressor Cascade”, 88-GT-201, 1988.

[4] 吴国华、任丽芸、彭泽琰、严明, “压气机“端弯”叶栅流场结构的试验研究”, 航空动力学报, Vol. 5, No. 3, 1990 年。

[5] 陶德平、马继华, “压气机叶栅二次流实验与理论分析”, 航空学报, 第 10 卷, 第 3 期, 1989 年 3 月。

[6] Tao, D. P., Ma, J. H., “Computation and Analysis of Secondary Flow in a Compressor Cascade”, Proceedings of the Fourth Asian Congress of Fluid Mechanics, August 21-25, 1989.

[7] 冯毓诚、胡宗安、赵秀华、陶德平, “叶尖间隙对失速颤振影响的实验研究”, 北航学报, 1986 年, No. 4。

[8] 陶德平, “叶轮机漏流研究现状”, 北航第五届科学报告会论文, BH-B1706。

[9] 吴国华、任丽芸、彭泽琰、严明, “压气机前掠叶栅的实验研究”, CSAA P-89-158 (T), 1989 年。

[10] 严明、吴国华、任丽芸、彭泽琰, “压气机端弯叶栅的实验研究”, 北航科研报告 BH- 3203, 1988 年。

[11] 黄力希、魏星禄、彭泽琰, “叶片端弯技术机理探讨”, 航空动力学报, 第 3 卷, 第 3 期, 1988 年。

[12] 蔡晓钟、彭泽琰、魏星禄, “应用端弯技术于某型高压压气机的数值分析”, 北航科研报告 BH-B3202, 1988 年。

表 3 流场径向再分布 (模式中 S 为静叶, R 为动叶)

端弯 模式	本级流场再分布			下级流场再分布			总性影响	
	IC _{2a}	IC _{3a}	IT ₂ [*]	IC _{2a}	IC _{3a}	IT ₂ [*]	η _k [*]	ε _k [*]
SA		a		a	a	b	+	+
SB		b		b	b	e	-	+
SC		a		b	b	e	-	+
SD		b		e	e	c	+	-
SE		a		c	c	e	-	+
SF		a		b	e	d	+	-
RA	a	a	b	a	a	b	+	+
RB	b	b	e	b	b	e	-	
RC	b	b	e	b	b	e	-	+
RD	e	e	c	e	e	c	+	-
RE	c	c	f	c	c	e	-	-
RF	e	e	b	e	e	d	+	+

注: 空格表示变化很小, C_{2a}和 C_{3a}表示动叶和静叶出口轴向速度, T₂^{*}为动叶出口总温, η_k^{*}, ε_k^{*}为总压比和效率

STUDY ON THE SECONDARY FLOW AND IT'S CONTROL IN COMPRESSOR

Tao Deping, Pen Zeyan, Wei Xinlu

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

ABSTRACT

The present paper is a final report of the study on the secondary flow in compressors. A systematic experimental investigations on the secondary flow of both the C4 and BC-6 air foil cascades have been completed. A end-wall corner flow model has been provided. The C4 airfoil variations of the outlet angle along the blade height have been calculated by the secondary flow theory. They approach to the experimental results. The influence of the tip clearance on the blade stall flutter is also investigated in the flutter experiment of the BF-1 compressor rotor. An experimental study on the reduction of secondary flow is carried out by using both "Heading Edge Sweep" and "End Bending" techniques. The total pressure loss coefficients of these two cascades decrease significantly. The results of the whole compressor flow field calculation of the compressor "End Bending" cascades are in good agreement with the experimental data. Some important conclusions are drawn to reveal the real flow mechanisin in the compressor and to develop new compressor flow physical models. It is of great value for engeerning application of the secondary flow control.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON THE FLOW THROUGH A COMPRESSOR END-BENDING CASCADE

Wu Guohua, Ren Liyun, Pen Zeyan

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

Yan Ming (Shenyang Aeroengine Research Institute)

ABSTRACT

By the comparison of secondary flow vector diagrams and 2-D iso-loss line diagrams between a end-bending cascade and a ordinary cascade, this paper reveal the mechanism that the end-bending cascade improves the flow through end wall region and reduces the loss of the end wall flow. At the same time, the end-bending cascade reduces the mass-averaged total pressure coefficient. Both directions of blade force on the suction and pressure surfaces are in favor of improving the end wall flow. The former pushes the high energy flow outside the end wall region near the pressure surface into the end wall region, the latter transfers the low energy flow within the end wall region near the suction surface to the main stream. The improvement of the end wall flow contributes to control the degeneration of the end wall flow downstream.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF RIBLETS DRAG REDUCTION FILM

Jiang Zhi, Tang Zhiming, Gao Ge, Ning Huang

(Beijing University of Aeronautics & Astronautics)

ABSTRACT

Based upon the new explanation of the structure of turbulent boundary layer and the fact that specially designed non-smooth surface can reduce fluid drag, the authors have designed and fabricated the Riblets Drag Reduction Film. This Film was covered on racing boats, the boats and recieved excellend awards in competition. The authors also tested the flat plates with and without the Biblets Drag Reduction Film in wind tunnel and compared their fluid drags. The results showed that the Drag of the covered plate has been reduced by 7%.