

# 压气机叶栅二次流实验与理论分析

## EXPERIMENTAL STUDY AND THEORETICAL ANALYSIS OF SECONDARY FLOW IN A COMPRESSOR CASCADE

北京航空航天大学 陶德平 马继华

*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*  
*Tao Deping and Ma Jihua*

**摘要** 本文给出了压气机叶栅出口截面的损失分布和气流角沿叶高的变化。叶栅二次涡和端壁吸力面角区分离引起流面翘曲和扭转,角区分离形成损失核心。二次流理论计算叶栅出气角沿叶高变化与实验相近。

**关键词** 压气机叶栅,二次流,损失分布,出气角。

**Abstract** The loss distribution and the spanwise variations of flow angle at the outlet section of a linear compressor cascade are presented in this paper. The secondary vortices and the corner separation between the end-wall and suction surface of the blade make the stream surfaces warped and twisted rather obviously. A loss core is mainly attributed to the formation of corner separation. The comparison between the values of spanwise variations of outlet angle with an inviscid secondary flow theory and those by measurement is approximated.

**Key words** compressor cascade, secondary flow, loss distribution, outlet flow angle.

### 一、引言

目前压气机气动设计体系要求提供沿流线和叶高的损失分布,以及气流角沿叶高的变化。压气机环壁附面层和各种二次涡系相互作用,造成叶片两端极复杂的气流结构。按叶片通道(包括端壁区)精细的气流结构进行最佳设计,是提高压气机性能的关键。例如,Behlke<sup>[1]</sup>把可控扩压叶栅(CDA)设计与环壁区叶片“端弯”(End Bending)技术结合,进行全叶高最有利的CDA设计,大大提高了压气机性能,进一步完善了压气机气动设计体系。

气流角沿叶高的变化可以用无粘二次流理论计算,根据进口剪切流计算叶片排出口的二次流,由流函数波松方程的解确定叶栅出口气流角沿叶高变化。Hawthorne<sup>[2]</sup>用解析法计算二次流,Bardon<sup>[3]</sup>用数值方法,Pouagare&Lakshminarayana<sup>[4]</sup>计算叶片排

1988年4月4日收到

出口二次涡考虑了粘性和旋转效应,提高了叶片排出气角变化的计算精度。经典的二次流理论发展已相当成熟,可以为压气机设计提供修正落后角的数据。

本文给出了压气机叶栅二次流的实验结果和理论分析。在叶栅进口和通道内测量了端壁附面层速度分布,在叶栅出口平面测量了损失分布和气流角沿叶高的变化。按无粘二次流理论计算叶栅气流角沿叶高变化与实验结果比较,两者基本符合。

## 二、实验结果与分析

### 1. 叶栅损失分布

目前压气机粘流计算尚未达到为设计提供损失数据的程度,损失分布主要由实验测定。本文实验的叶栅,实验设备和测试方法与文献[5]相同,下文只介绍实验结果。

根据叶栅出口平面测量的气流总压和方向计算平均气流角和损失系数沿叶高的变化,以及等损失 $\omega$ 线分布。

图1表示 $0^\circ$ 和 $10^\circ$ 攻角的等 $\omega$ 线分布,由图可见,叶栅通道主流核心区损失小( $\omega < 0.1$ ),可以认为是无粘的。损失大的区域集中在端壁附近,尤其是端壁吸力面角区分离形成损失核心。图上的等 $\omega$ 线分布还表明, $10^\circ$ 攻角损失核心区比 $0^\circ$ 攻角大。

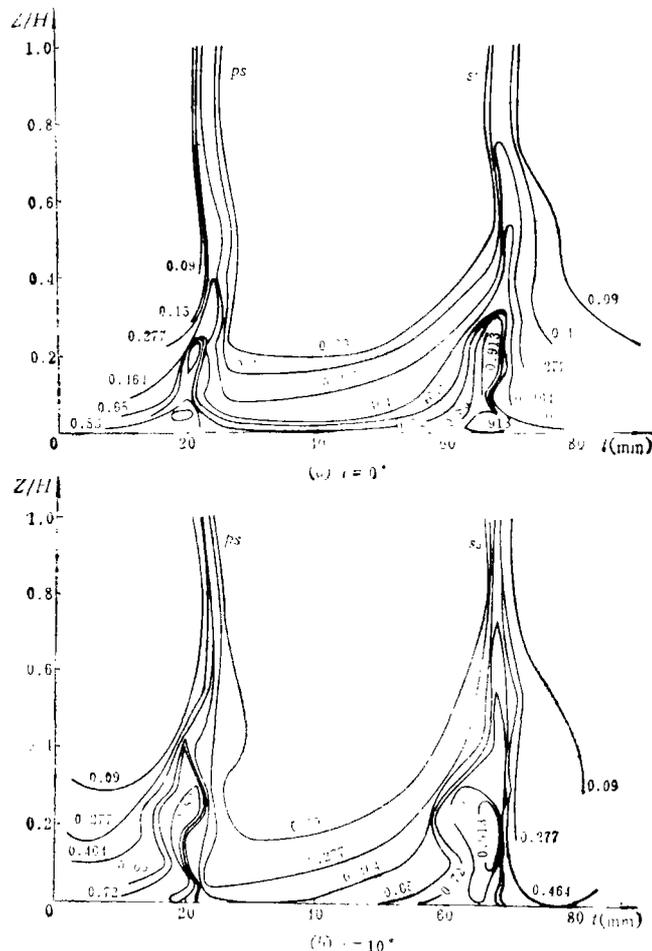


图1 叶栅出口损失分布(等 $\omega$ 线)

图 2 表示按栅距平均的总压损失系数 ( $\bar{\omega}$ ) 沿叶高的变化。离壁 10 mm 以内,  $0^\circ$  攻角损失核心集中在端壁附近, 其损失系数比  $10^\circ$  攻角大。离壁 10 mm  $\sim$  40 mm, 由于  $10^\circ$  攻角损失核心区扩大, 导致  $10^\circ$  攻角损失系数比  $0^\circ$  攻角大。在叶片中间高度, 气流未受端壁区二次流和角区分离影响, 两个攻角损失系数几乎相同。

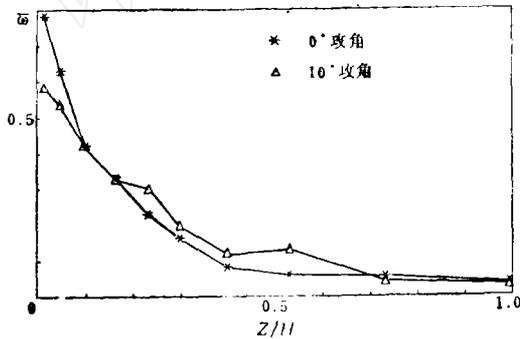


图 2 叶栅出口损失系数沿叶高的变化

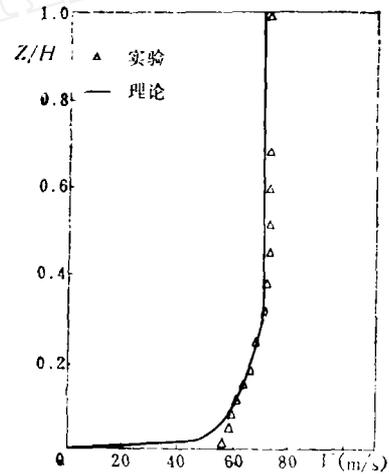


图 3 叶栅进口速度分布

### 2. 叶栅端壁区速度分布

叶栅进口端壁附面层速度分布测量结果如图 3 所示。图上还给出了二维紊流附面层  $1/7$  次方规律的速度分布, 除靠近端壁两点测量不准外, 两种速度分布是很接近的。进口端壁附面层参数

附面层厚度	$\delta_1 = 23\text{mm}$
位移厚度	$\delta_1^* = 3.56\text{mm}$
动量厚度	$\theta = 1.89\text{mm}$
形状因子	$H = 1.87$

叶栅出口二次涡按进口附面层速度分布计算。

图 4 给出叶栅通道内端壁附面层的发展。由图可见, 由于二次流对主流的干扰, 速度分布是三维的。在叶栅出口附近, 靠近叶片吸力面一边, 端壁主流速度  $V_x$  (自由流方向) 剖面呈 S 型, 接近端壁有一峰值, 离壁 10 mm 左右出现最低点, 随着离壁距离增加, 主流速度逐渐上升到自由流速度。横流速度  $V_y$  (垂直于自由流方向) 剖面也呈 S 型。端壁主流速度剖面出现最低点, 这是由于端壁吸力面角区分离形成损失核心, 导致气流总压下降速度减小。等  $\omega$  线和速度分布都证实了端壁吸力面角区存在分离。叶栅二次涡和端壁附面层相互作用, 导致端壁区出现复杂的三维流动, 解决端壁区流动是压气机研究的重要课题。

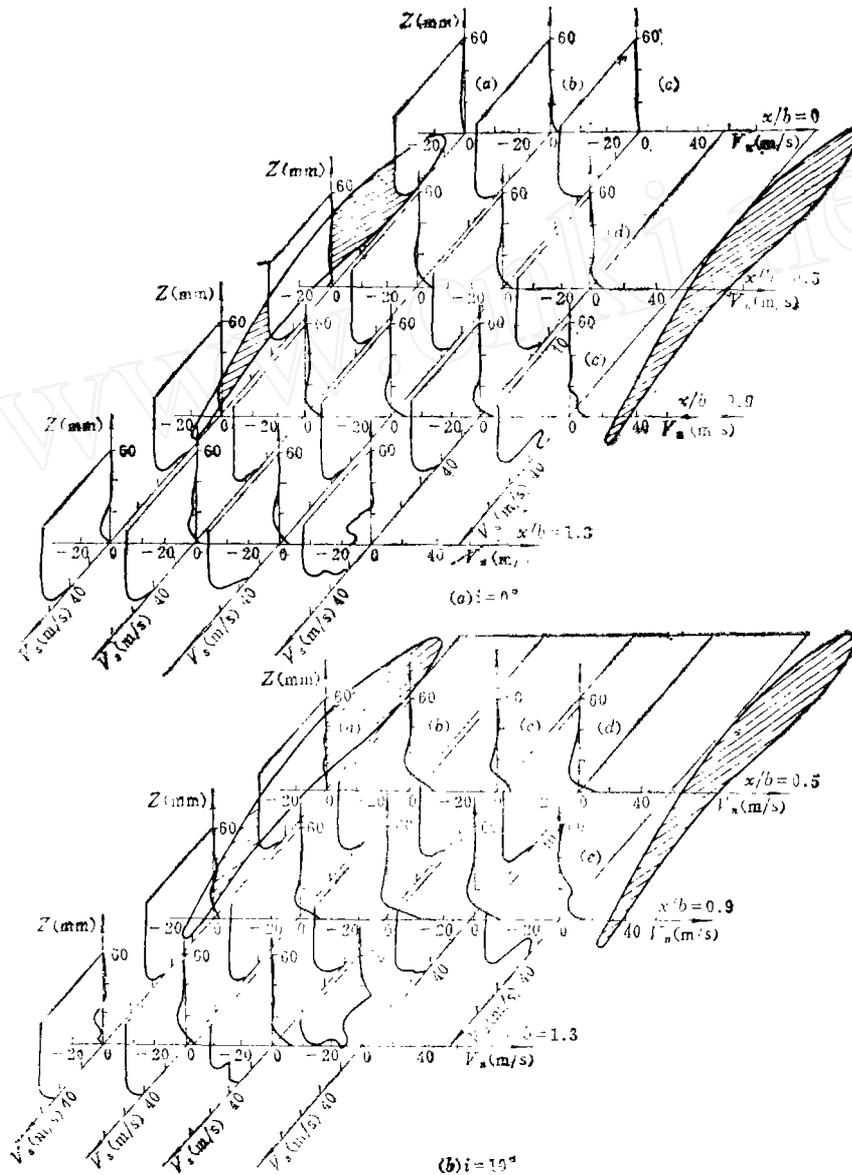


图 4 叶栅通道端壁速度分布

### 三、叶栅出气角变化的计算

叶栅主流载着进口涡（由进口附面层确定）流过拐弯的叶片通道产生二次涡。二次涡诱导的速度场，即为二次流。叶栅二次流引起出气角沿叶高变化。计算出气角变化包括主流计算和二次流计算两部分。本文用二维时间推进法求解叶栅主流场，然后根据进口剪切流和叶栅几何参数计算二次流。

#### 1. 主流计算

叶轮机流场计算广泛采用时间推进法解欧拉方程组，这个方法的吸引力是能自动捕

获激波，用统一的方程解亚音、跨音和超音速流动。本文用 Denton<sup>[6]</sup>发展的时间推进有限面积法计算叶栅流场。

Denton 选用二维积分守恒型欧拉方程组为基本方程。取容积  $\Delta V$ ，表面积为  $d\vec{A}$  的控制体，离散后的欧拉方程组

连续方程

$$\Delta\rho = \sum_n(\rho\vec{V} \cdot d\vec{A})\Delta t/\Delta V \quad (1)$$

动量方程

$$\Delta(\rho V_x) = \sum_n(PdA_x + \rho V_x\vec{V} \cdot d\vec{A})\Delta t/\Delta V \quad (2)$$

$$\Delta(\rho V_y) = \sum_n(PdA_y + \rho V_y\vec{V} \cdot d\vec{A})\Delta t/\Delta V \quad (3)$$

能量方程

$$\Delta(\rho E) = \sum_n(\rho H\vec{V} \cdot d\vec{A})\Delta t/\Delta V \quad (4)$$

式中

$$\left. \begin{aligned} H &= C_p T + 1/2 V^2 \\ E &= C_v T + 1/2 V^2 \\ P &= \rho RT \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$d\vec{A}$  表示微元体的面向向量，方向垂直表面向内； $n$  表示微元体的面数目。

对于定常绝热流动，常用总焓  $H = \text{const}$  代替能量方程。当叶栅进口总焓  $H$  为常数时，整个流场总焓不变。

### 2. 二次流计算

本文用 Bardon 方法计算二次流，计算分三步进行，(1) 计算叶栅出口二次流，(2) 解波松方程确定二次流流函数及相应的二次速度，(3) 由二次速度计算出气角变化。用这种方法可以计算通道沿流线变化，计算坐标系如图 5 所示。

#### (1) 二次流计算

设定常、不可压流动，伯努里面为平面，Hawthorne 给出沿流线上两点二次流的计算公式

$$\left(\frac{\xi}{V}\right)_b - \left(\frac{\xi}{V}\right)_a = -2 \int_a^b \left\{ \text{grad}\left(\frac{P_0}{\rho}\right) \right\} \frac{\sin\phi}{V^2} d\epsilon \quad (6)$$

若通道速度只沿叶高变化

$$\text{grad}(P_0/\rho) = V_1 \frac{dV_1}{dZ} = V_1 \Omega_1 \quad (7)$$

再考虑连续性条件，则

$$\xi_b = \xi_a \frac{\cos\alpha_a}{\cos\alpha_b} + \frac{2\Omega_1}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_b} I \quad (8)$$

式中

$$I = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{K} (\cos\phi_b - \cos\phi_a) + \frac{1}{2(K-2)} [\cos(\phi_b + 2\alpha_b) - \cos(\phi_a + 2\alpha_a)] + \frac{1}{2(K+2)} [\cos(\phi_b - 2\alpha_b) - \cos(\phi_a - 2\alpha_a)] \right\} \quad (9)$$

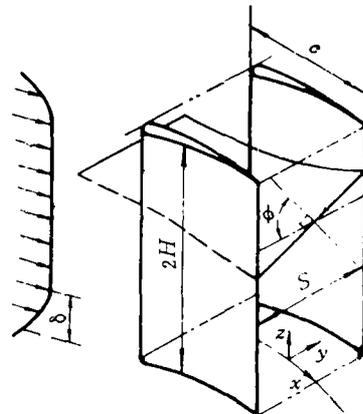


图 5 叶栅几何与坐标

$$\phi_b = \phi_a - \frac{R}{2V_1 \cos \alpha_1} [\xi_a (\sin \alpha_b - \sin \alpha_a) + L \{(\cos \alpha_a - \cos \alpha_b) + (\alpha_a - \alpha_b) \sin \alpha_b\}] \quad (10)$$

设伯努里面角  $\phi$  和二次涡  $\xi$  与气流角  $\alpha$  呈线性变化

$$K = \frac{\phi_b - \phi_a}{\alpha_a - \alpha_b} \quad (11)$$

$$L = \frac{\xi_b - \xi_a}{\alpha_a - \alpha_b} \quad (12)$$

由 (8) 和 (10) 式及其补充关系, 即可求出二次涡  $\xi_b$  和伯努里面角  $\phi_b$  沿流线的变化。

### (2) 二次流流函数计算

二次流流函数由波松方程计算

$$\partial^2 \psi / \partial Y^2 + \partial^2 \psi / \partial Z^2 = -\xi \quad 0 < Z < \delta \quad (13)$$

$$\partial^2 \psi / \partial Y^2 + \partial^2 \psi / \partial Z^2 = 0 \quad Z > \delta \quad (14)$$

方程 (13) 和 (14) 的求解域为半叶高。边界条件为

$$\psi(0, Z) = \psi(Y, 0) = \psi(Y, H) = \psi(S, Z) = 0 \quad (15)$$

两方程区间连接处 ( $Z = \delta$ ) 要满足流函数连续性条件。

### (3) 计算出气角变化

根据解出的二次流流函数计算二次速度的切向和展向分量, 可得叶栅出气角的变化

$$\Delta \alpha = \text{tg}^{-1}(v/V_z) \quad (16)$$

## 四、理论与实验比较

用Bardon的数值法计算叶栅二次流, 确定主流采用了两种方法。方法 I 按 Denton 的二维时间推进法计算叶栅主流场, 方法 II 给定主流沿栅距方向是均匀的, 气流方向与叶片中弧线相同。按上述方法计算了两个攻角出气角变化, 计算结果和实验的比较见图 6。由图可见, 计算和实验的出气角变化与传统的规律相同。最大“过转”(overturning) 出现在端壁附近, 最大“亏转”(underturning) 大约在进口端壁附面层边缘处 (23mm)。从图 6 还可看出, 方法 I 与实验结果更接近, 这是由于方法 I 计算叶栅流场考虑了叶片厚度影响, 方法 II 则没有考虑这一点, 因而和实验差得远些。两种方法均未考虑叶栅附

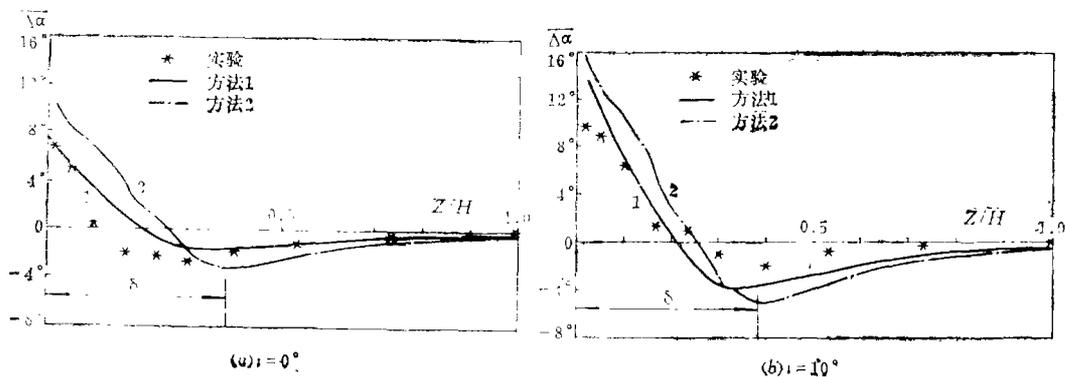


图 6 叶栅出气角沿叶高变化

面层增厚和角区分离堵塞叶片通道, 引起轴向速度增加, 出气角变化减小。由上述分析可知, 二次涡引起叶栅出气角沿叶高变化和伯努里面旋转, 造成流面翘曲和扭转。

## 五、结 论

本文从实验和理论两方面对压气机叶栅二次流进行了研究。实验结果表明, 二次流导致端壁附面层物质向吸力面角区聚集, 造成角区分离, 形成损失核心。二次涡和角区分离控制叶栅出气角沿叶高变化和伯努里面旋转, 引起流面翘曲和扭转, 端壁区不能再把 $S_1$ 流面视为回转面。计算表明, 按无粘二次流理论计算的叶栅出气角沿叶高变化与实验基本一致, 方法 I 更接近实验值, 表明二次流计算结果受主流精度影响大。二次流近似可以为压气机设计提供修正落后角的数据。

## 参 考 文 献

- [1] Behlke R F. The Development of a Second-Generation of Controlled Diffusion Airfoils for Multistage Compressor. ASME Paper 85-IGT-9, 1985
- [2] Hawthorne W R. Some Formulae for the Calculation of Secondary Flows in Cascades. ARC Rep 17, 519, 1955
- [3] Bardon M F, Moffatt W C, Randall J L. Secondary Flow Effects on Gas Exit Angles in Rectilinear Cascades. ASME J Energy Power January 1975; 93-100
- [4] Pouagare M, Lakshminarayana B. Development of Secondary Flow and Vorticity in Curved Ducts, Cascades, and Rotors, Including Effects of Viscosity and Rotation. Trans. ASME J Fluids Energy December 1982; 104 505-512
- [5] Tao D P, Wang C C. An Experimental Study of End-Wall Flow in a Compressor Cascade. AIAA J Propulsion and Power March-April 1988; 4:(2) 157-163
- [6] Denton J D. An Improved Time Marching Method for Turbomachinery Flow Calculation. ASME 82-GT-239, 1982