

# 近零冲角下环型压气机叶栅的 弯曲叶片表面静压的研究

王 东<sup>1</sup>, 苏杰先<sup>2</sup>, 钟兢军<sup>2</sup>, 王仲奇<sup>2</sup>

(1. 上海交通大学 机械与动力学院, 上海 200030; 2 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

**摘 要:**在环型扩压叶栅实验风洞上对近零冲角进口流场畸变下的常规直叶栅、正倾斜叶栅、正弯曲叶栅、S 型叶栅进行了叶片表面静压测量, 分析了不同的弯曲叶片对表面静压分布的影响。结果表明正弯曲叶片、正倾斜叶片和 S 型叶片可以提高根部静压, 减小了低能流体在轮毂区的堆积, 流场结构大为改善, 轮毂区的气流分离和堵塞减轻, 提高了扩压能力, 降低轮毂区的端壁损失。

**关 键 词:**叶片弯曲; 环型扩压叶栅; 叶片表面静压

中图分类号: TK474 文献标识码: A

## 1 前 言

现代航空发动机发展的主要方向是提高效率、增加推重比、降低油耗率, 减少发动机的重量和尺寸。其中压气机性能的改善在提高航空发动机性能中占有非常重要的地位。更高的级压比和气动负荷、更高速度、更大稠度和更小的展弦比已成为设计者追求目标<sup>[1]</sup>。

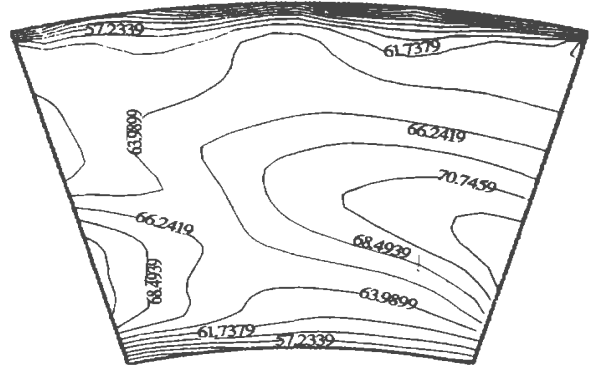
我们知道端壁区的流动对轴流压气机的整体性能有很强影响, 端壁损失是叶栅中的主要能量损失。压气机的端壁流动主要是由进口附面层的畸变所决定的(畸变就是指进口总压或总温沿径向或周向分布的不均匀), 对一个多级压气机的后面级, 其总损失中近一半是由端壁附面层产生的, 多级压气机中末级的端壁附面层有弦长的 1/2 厚。特别是在小展弦比的压气机的级中, 由于三维端壁附面层引起的损失在总损失中占有更为重要的地位。因此, 控制端壁区的流动, 降低叶栅端壁损失对于改善压气机性能, 提高压气机效率起着至关重要的作用。

弯曲叶片作为控制叶栅端壁损失的方法之一, 在先进的涡轮中已得到了广泛实用, 在压气机叶栅中应用弯曲叶片也有了良好的开端<sup>[2~6]</sup>。但由于研究采用的叶栅多数为平面叶栅, 没有考虑到径向压

力梯度的影响, 其研究成果对于分析环形叶栅流动有很大的局限性。为了进一步研究弯曲叶片对压气机叶栅气动特性的影响, 获取实际叶轮机械内三维流场的细节, 开展环型扩压叶栅, 尤其是进口流场畸变下的实验研究是非常必要的, 能够更真实地模拟实际叶栅的损失和出气角沿叶高的变化, 以及附面层的生长、发展、堆积和径向窜流等, 使实验结果更接近于实际叶栅气流流动的状态。文献[4]分析了环型扩压叶栅中弯曲叶片对流场出口的影响。为了更深入的了解叶栅内部流动状况, 进行了叶片表面静压测量, 对由常规直叶片、正弯曲叶片、正倾斜叶片、S 型叶片组成的环型扩压叶栅在近零冲角下叶片表面静压系数分布进行了研究。

## 2 实验装置与进口流场

实验研究是在低速压气机环型叶栅实验风洞上完成的, 实验装置参见文献[4], 在叶栅不同轴向位置开了测量槽, 在相对叶高  $h=0.1, 0.25, 0.375, 0.5, 0.625, 0.75, 0.9$  位置上沿叶片表面开设了 24 个静压测孔, 测点共计  $7 \times 24 = 168$  个。



(以直叶栅为例)

图 1 进口流场速度分布

收稿日期: 2002-08-02; 修订日期: 2003-01-19

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59636180)

作者简介: 王 东(1972-)男, 黑龙江哈尔滨人, 上海交通大学博士生

试验叶栅进口流场的总压恢复系数、气流速度和气流角分布如图 1 和图 2 所示。叶展中部相应的进口条件为：进口总压  $P_0=2\ 300\text{ Pa}$  (表压)，来流平均冲角  $i=0.6^\circ$ ，进口马赫数  $M_0\approx 0.2$ ，进口弦长雷诺数  $Re=3.1\times 10^5$ 。由图 1 得到，环型压气机叶栅的进口流场附面层较厚，且分布不均匀，使得对环型叶栅附面层边界定义很困难。进口流场的周向气流角径向变化很大(见图 2(c))，意味着叶栅不同叶展部分来流的冲角有所不同，其中叶片根部周向气流角较大。可以看出，环型叶栅进口流场畸变比较严重，且雷诺数较低，将会恶化压气机叶栅的气动性能。

### 3 叶片表面静压系数分布

图 3 给出了直叶栅、正弯曲叶栅、正倾斜叶栅、S 型叶栅的叶片压力面和吸力面上的静压系数等值线分布图。可见，不论在压力面还是在吸力面上，叶片前缘附近均存在不同宽度(沿轴向)的降压段，即对应于膨胀流动，压气机叶栅中叶片前缘附近处在沿流向的压力梯度中，这有利于降低马蹄涡的强度。叶片表面上的静压系数分布可分为两个区域，第一个区域对应于叶片前缘进口处的加速降压段，第二个区域由最低压力点至叶片尾缘处，该区域的大小决定了叶片吸力面上沿流向的压力梯度、叶栅的扩压能力和吸力面上附面层的发展状况。随着叶片积迭线形状的不同，各种叶片的吸力面上两个区域所占的范围也不一样，表 1 给出了叶片吸力面上的最

低压力点位置和最低静压系数值，从表中可以看出第一、二两个区域所占的轴向宽度大小。压力面上的静压系数分布分为三个区域：第一区域对应气流的加速降压段，此区域较小，并且随着冲角的增加而减小；第二区域为减速扩压段，反映了叶栅的扩压能力，该区域占压力面的主要部分；第三区域对应叶片近尾缘处的一小段降压段，这段降压现象的存在，是叶栅流道突然扩张及气流排向大气所造成。表 2 给出了叶片压力面上的最低和最高静压系数值，由表可见叶片压力面上的扩压变化情况。

由图 3(a)和(b)看出，直叶片吸力面上静压系数明显低于压力面上的静压系数，叶栅流道内横向压力梯度较大。由于进口流场畸变比较严重，雷诺数较低，尤其在轮毂附近(见图 1)，来流正冲角较大，雷诺数非常低，压力面和吸力面在轮毂附近普遍发生严重的分离，使压气机叶栅的气动性能恶化。静压等值线向前弯曲，这是流道后部壁角分离产生的堵塞所致，引起叶展方向静压梯度上升。吸力面轮毂区后半部分流向压力梯度接近于零，吸力面/轮毂角区气流分离失速，堵塞很严重。同时也使压力面附近的气流加速，流向逆压梯度下降，扩压能力降低。由表 1 可见，直叶片吸力面上最低静压系数几乎接近叶片前缘，表明流向逆压梯度很大，附面层容易增厚分离，加大了叶栅流动损失。从叶片前缘开始，吸力面和压力面在轮毂区开始分离，而且分离区很大，造成根区损失的增加<sup>[4]</sup>。直叶片压力面上扩压度和最大静压系数值(见表 2)低于正弯曲叶片、正倾斜叶片和 S 型叶片，表明直叶片的扩压能力较低。

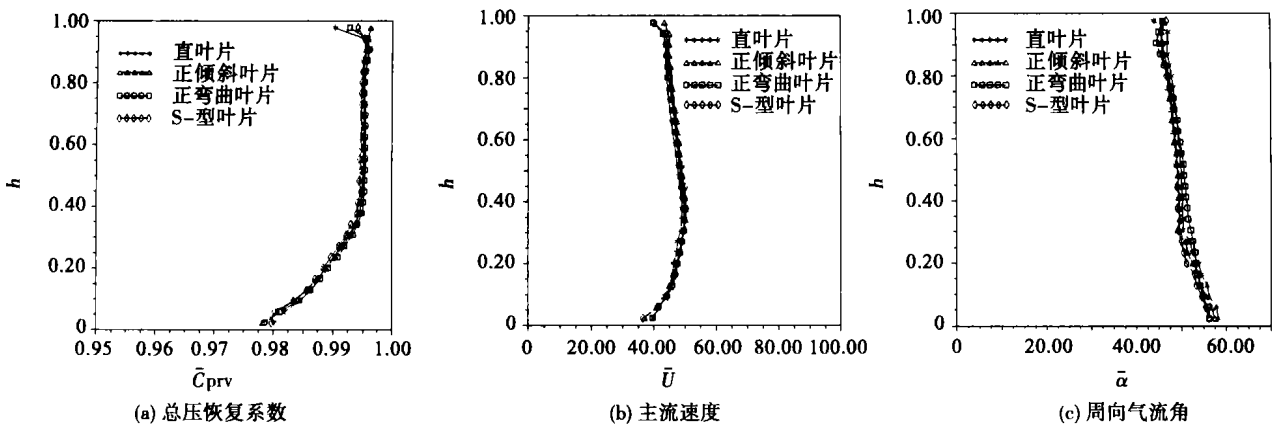


图 2 近零冲角下四种叶栅进口流场主要气动参数径向分布

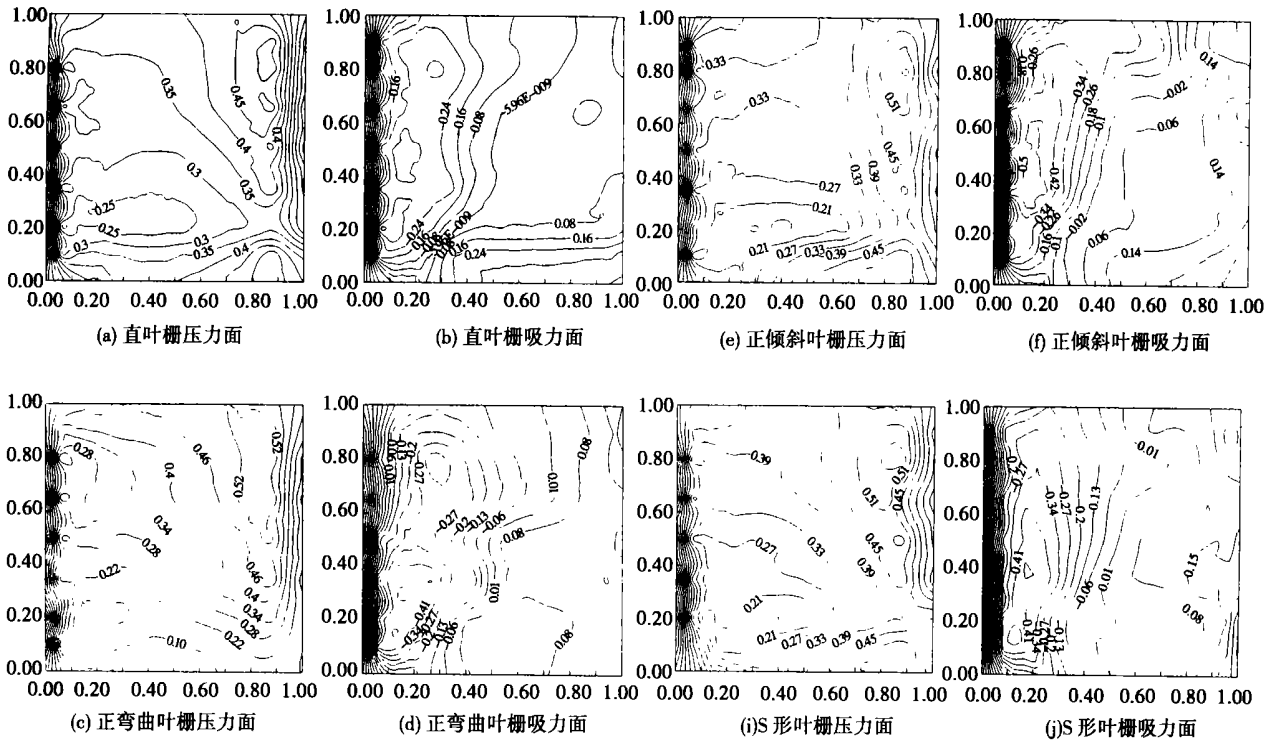


图 3 叶片表面静压分布

相对于直叶片, 正弯曲叶片吸力面上的最低压力点后移。前缘附近第一区域沿流向加宽, 流向逆压力梯度下降, 叶片附面层分离减轻, 正弯曲叶片压力面上的最大静压系数明显高于直叶栅, 由图 3(c) 和(d) 看出, 正弯曲叶栅的静压等值线的梯度较小, 扩压度较大, 扩压能力显著提高。压力面与吸力面的径向压力梯度增加, 角区分离明显变小, 堵塞现象有很大缓解, 通流能力也有较大提高。这是由叶片两端正倾斜造成的由两端壁分别指向叶栅中部的负压力梯度使两端区低能流体向叶展中部迁移, 减少了轮毂区的分离和堵塞, 叶栅总损失下降<sup>[4]</sup>。可见, 正弯曲叶片对叶栅流场结构的改善是极为明显的, 这与 Bogod<sup>[1]</sup> 的级实验结果是一致的。

表 1 叶片吸力面上最低静压系数及其位置

直叶栅	正弯曲叶栅	正倾斜叶栅	S 型叶栅
$p_{min} \approx 0.395$	-0.5082	-0.50592	-0.50333
$B \approx 0.06$	0.27	0.2	0.2

在正倾斜叶片吸力面上(见图 3(e)), 前缘附近第一区域比直叶片有所增加, 逆压梯度减小, 沿叶高的静压分布趋于均匀。而压力面上, 尤其是近叶片根部区域静压系数沿流向的逆压压力梯度较大, 出口静压比直叶栅提高, 压力面上的最大静压系数

为 0.58(见表 2), 扩压度最大, 扩压能力显著提高。气流绕流叶片的状态得到很大的改善, 尤其是根部附近, 分离区明显变小, 堵塞现象减轻, 通流能力显著提高, 总损失也较直叶栅有所改善<sup>[4]</sup>。这是由于叶片正倾斜提高了根部静压, 减小了低能流体在轮毂区的堆积和分离。S 形叶栅的表面静压分布类似于正倾斜叶栅, 但比正倾斜叶栅均匀, 显然在扩压能力方面 S 形叶栅较好, 减小了损失。

表 2 叶片压力面上最低和最高静压系数值

直叶栅	正弯曲叶栅	正倾斜叶栅	S 型叶栅
$p_{min} \approx 0.18149$	0.14271	0.11278	0.14286
$p_{max} \approx 0.53506$	0.57373	0.58255	0.59554

## 4 结 论

(1) 叶栅进口流场畸变比较严重, 端壁附面层很厚, 且雷诺数较低, 导致较高的叶栅端壁损失, 恶化了压气机叶栅的气动性能;

(2) 倾斜和弯曲叶片的采用, 可以达到控制扩压叶栅内的压力分布、重组叶栅内的流场结构的目的;

(下转第 374 页)

计,以年为单位进行计算,通过上式求出每年所消耗的生命,结果如表 2。

表 2 转子在高温蠕变寿命年消耗数

年	每计算段相同温度小时数							年运行 时间	寿命 消耗
	490	500	510	520	530	540	550		
1983	40	19	31	391	543	49	9	1 082	0.000 4
1984	133	229	356	333	883	2 645	22	4 601	0.002 68
1985	185	348	557	658	1 457	4 139	64	7 408	0.005 35
1986	203	344	567	576	2 557	3 085	157	7 489	0.006 14
1987	117	245	473	556	2 874	3 021	231	7 517	0.007 33
1988	214	325	355	478	2 458	3 278	143	7 251	0.008 10
1989	207	226	343	487	2 157	3 444	338	7 202	0.008 81
1990	146	324	387	650	2 432	3 086	479	7 504	0.009 38
1991	324	332	346	550	2 143	2 903	137	6 735	0.010 08
1992	216	351	315	436	1 569	3 982	348	7 217	0.010 81
1993	127	276	341	453	1 776	4 322	288	7 383	0.011 79
1994	216	331	442	487	1 685	3 693	427	7 281	0.012 62
1995	79	149	312	469	2 108	4 209	655	7 961	0.013 91
1996	118	325	435	476	2 217	3 471	579	7 621	0.015 12
1997	231	398	447	533	1 796	3 557	328	7 290	0.016 21
合计								101 678	0.139 7

## 6 结 论

(1) 通过计算发现在相同的合成应力振幅条件下,新转子的硬度值为 250,而 15 年后其硬度值为 192.4,转子寿命消耗值以热态启动为例,新转子寿命消耗为 0.032%,而 15 年后的寿命消耗为 0.053%,每次寿命损耗值将增近 70%。随着使用小

时数越多,寿命消耗增加量越大。原计算方法计算的消耗寿命偏小,与实际值偏差较大。

(2) 15 年来汽轮机转子高温蠕变寿命消耗近 14%,不能只进行简单的系数修正进行寿命消耗计算,否则计算误差较大。

(3) 该汽轮机转子已运行 15 年,通过计算寿命消耗达 40%,在实际运行中还有机组负荷波动造成的寿命消耗,本计算无法得到具体波幅和次数没有进行寿命计算,在寿命计算时应考虑此方面的寿命消耗。

(4) 该机组在 1999 年大修时发现高压转子汽封处出现裂纹,说明转子寿命消耗值达到 50%~70%。本计算如计算出机组负荷波动造成的寿命消耗和考虑运行人员实际启停操作水平等因素的影响,计算结果非常接近实际情况。在计算寿命消耗时,不论是低周疲劳还是高温蠕变寿命计算都应充分考虑金属材料硬度值下降带来的影响。

(5) 通过计算发现,随着硬度值的下降,机组启停运行时更应注意控制有关参数的变化。随着运行时间的延长,要不断对运行规程中的温升(降)率、升速率和升(降)负荷率值进行下调,以减少转子每次启停寿命的消耗值,延长转子的使用年限。

### 参考文献:

[1] 张保衡.大容量火电机组寿命管理与调峰运行[M].北京:水利电力出版社,1988.  
[2] 裘烈钧.大型汽轮机运行[M].北京:中国电力出版社,1996.

(渠 源 编 辑)

(上接第 371 页)

(3) 正弯曲叶片、正倾斜叶片和 S 型叶片的采用可以提高叶栅根部静压,减小了低能流体在轮毂区的堆积,流场结构大为改善,轮毂区的气流分离和堵塞减轻,增强叶栅的抗畸变能力,提高扩压能力,降低叶栅端壁损失<sup>[4]</sup>。

### 参考文献:

[1] BOGOD A B. Direct and inverted calculation of 2D axisymmetric & 3D flows in axial compressor blade rows[R]. Russian, Moscow, 1992.

[2] 钟兢军.弯曲叶片控制扩压叶栅二次流动的实验研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,1996.  
[3] BREUGELMANS F A E, CARELS Y. Influence of dihedral on the secondary flow in a two-dimensional compressor cascade[J]. ASME J of Engineering for Gas Turbine and Power, 1984, 106(3): 578-584.  
[4] 王 东,钟兢军,苏杰先,等.环型扩压叶栅中应用弯曲叶片的研究[J].高技术通讯,2000 10(3): 90-94.  
[5] 王 东,钟兢军,苏杰先,等.带尾板的倾斜扩压叶栅的实验研究[J].高技术通讯,2000 10(5): 91-94.  
[6] 王 东,钟兢军,苏杰先,等.叶片弯曲对扩压叶栅出口流场影响的实验研究[J].热能动力工程,2000, 15(5): 480-482.

(何静芳 编 辑)

**words:** marine gas turbine, primary surface recuperator, small channel, flow and heat transfer, design calculation

近零冲角下环型压气机叶栅的弯曲叶片表面静压的研究= **A Study of the Surface Static Pressure of Curved Blades in Annular Compressor Cascades at Near-zero Incidence** [刊, 汉] / WANG Dong (School of Mechanical & Power Engineering under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030), SU Jie-xian, ZHONG Jing-jun, WANG Zhong-qi (School of Energy Science & Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 369 ~ 371

On an annular diffusion-cascade experimental wind tunnel detailed measurements of traditional straight, positive leaned, positively curved and S-type blades of annular axial flow compressor cascades were carried out under an inlet flow field distortion at near-zero incidence. The impact of different curved blades on the distribution of surface static pressure is analyzed. The results of the analysis indicate that the use of the positive leaned, positive curved and S-type blades can lead to an increase in blade root static pressure and a reduction in the accumulation of low-energy fluid at the hub region. This will result in a considerable improvement of the flow field configuration and a lessening of gas flow separation and blockage at the hub region, thus enhancing diffusion capability and decreasing the end-wall loss at the hub region. **Key**

**words:** curved blade, annular diffusion cascade, blade surface static pressure

材料硬度值下降对汽轮机转子寿命消耗计算的影响= **The Impact of Material Hardness Values on the Service Life Calculation of Steam Turbine Rotors** [刊, 汉] / YANG Ji-min, LU Xu-shang (Power Engineering Department, Changsha Electric Power Institute, Changsha, China, Post Code: 410077), CHEN Yu-lin (Chentang Thermal Power Generation Co. Ltd., Tianjin, China, Post Code: 300221), YUAN Rui (Henan Electric Power Exploration Design Institute, Zhengzhou, China, Post Code: 450007) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 372 ~ 374

Through an investigation of the hardness values of high-temperature metallic materials it is found that the reduction in hardness values may have a relatively great impact on the low-cycle fatigue life and high-temperature creep life of steam turbine rotors. The consideration of this factor of hardness value variation will ensure a better evaluation of the service life of steam turbines. **Key words:** hardness value, service life consumption, low-cycle fatigue, high-temperature creep

600 MW 机组甩负荷试验分析= **Load-rejection Test Analysis of a Chinese-made Imported Technology-based 600MW Turbogenerator Set** [刊, 汉] / LI Sheng-quan (Harbin Power Plant Engineering Co. Ltd., Harbin, China Post Code: 150040), HUANG Run-ze (Liaoning Electric Power Science Academy, Shenyang, China, Post Code: 110006), ZUO Shi-chun, ZHANG Li (Harbin No. 3 Power Plant, Harbin, China, Post Code: 150025) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 375 ~ 377

The load-rejection test of a Chinese-made imported technology-based 600MW power plant is analyzed in conjunction with the logic control function of a digital electro-hydraulic system. The authors expound the major factors that affect both the speed control of the turbine governing system and the operation safety of the 600MW unit. The dynamic characteristics of the governing system have been proved to be excellent. **Key words:** 600MW power plant, load rejection, digital electro-hydraulic system

循环流化床内颗粒运动的PIV测试= **PIV (Particle Image Velocimetry) Measurements of Particle Movement in a Circulating Fluidized Bed** [刊, 汉] / WANG Qin-hui, ZHAO Xiao-dong, SHI Hui-xian (Education Ministry Key Laboratory on the Clean Utilization of Energy Sources and Environmental Engineering under the Zhejiang University,