

文章编号:1000-8055(2011)02-0241-08

采用正弯静叶的压气机在不同轴向间隙下 时序效应的实验

陆华伟¹, 车聪斌², 钟兢军¹, 郭爽³, 陈浮³

(1. 大连海事大学 轮机工程学院, 大连 116026;

2. 河南省电力勘测设计院 热机组, 郑州 450007;

3. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 实验研究了一台采用正弯静叶的低速压气机在不同轴向间隙下的时序效应, 详细测量了二级静叶出口的横截面流场. 实验结果表明: 随着轴向间隙的减小, 时序效应未见明显变化, 压气机扩压能力增强, 输入扭矩随之增加, 效率则呈现出先增大后减小的趋势, 表明存在最佳周向间隙, 同时喘振裕度有所下降.

关 键 词: 压气机; 正弯静叶; 轴向间隙; 时序效应; 喘振裕度

中图分类号: V235.11

文献标识码: A

Experimental investigation of clocking effect in a compressor with positive bowed stator in different axial gaps

LU Hua-wei¹, CHE Cong-bin², ZHONG Jing-jun¹,

GUO Shuang³, CHEN Fu³

(1. Marine Engineering College,

Dalian Maritime University, Dalian 116026, China;

2. Group of Thermal Machine,

Henan Electric Power Survey and Design Institute, Zhengzhou 450007, China;

3. School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The clocking effect of a double stage compressor with positive bowed stator in different axial gaps between rotor and stator rows was investigated in this paper. The traverse flow field was measured in detail at the second stator's outlet. The experimental results show that clocking effect changes little while the axial gap reduces. The diffusion ability intensifies while the input torque increases. The efficiency increases firstly and then decreases. It means that there is an optimal axial gap. At the same time, the surge margin decreases while the axial gap reduces.

Key words: compressor; positive bowed stator; axial gap; clocking effect; surge margin

弯曲叶片的概念自上世纪 60 年代提出以来, 已经在涡轮和压气机中得到广泛应用. 研究结果

表明, 在压气机中应用正弯曲扩压叶栅可以显著降低端壁损失, 抑制角区分离^[1-2]. 并且在接近喘

收稿日期: 2009-12-17; 修订日期: 2010-05-02

基金项目: 国家自然科学基金(50976026)

作者简介: 陆华伟(1980—), 男, 江苏宜兴人, 讲师, 博士, 主要从事叶轮机械气动力学研究.

振边界工况下,采用正弯叶片能够有效地提高整机静压^[3]比和效率^[4].

叶轮机械内时序效应的研究最先始于涡轮,一些科研工作者的工作表明,涡轮静叶相对位置改变时,级效率发生明显变化^[5].最高效率对应前级静叶尾迹被输运到后续静叶前缘附近,最低效率则对应前级静叶尾迹被输运到后级静叶流道中部^[6].而在压气机中的时序效应,普遍认为要弱于涡轮,但仍然有一定的研究价值^[7].当叶列间轴向间隙发生变化时,尾迹的传播位置将会随之改变,衍生出附加的时序效应^[8],并且在不同轴向间隙下时序效应对压气机性能将产生不同影响^[9].与此同时,发动机的级间紧凑排列正成为设计者需要考虑的重要因素.有些实验结果显示虽然轴

向间隙对效率影响较大,但其与轴向间隙的变化规律无必然联系^[10].

本文实验研究了某低速重复级压气机在采用正弯静叶后的总性能及出口截面流场,详细测量了设计工况下压气机效率、压比及输入扭矩在不同轴向间隙下随时序位置的变化规律,研究重点在于寻找不同轴向间隙下正弯静叶的时序效应及其对压气机性能及流场的影响机理.

1 实验装置

实验是在哈尔滨工业大学低速重复级压气机实验台上进行的(图1),其详细的几何尺寸及测量方法参考文献[11].

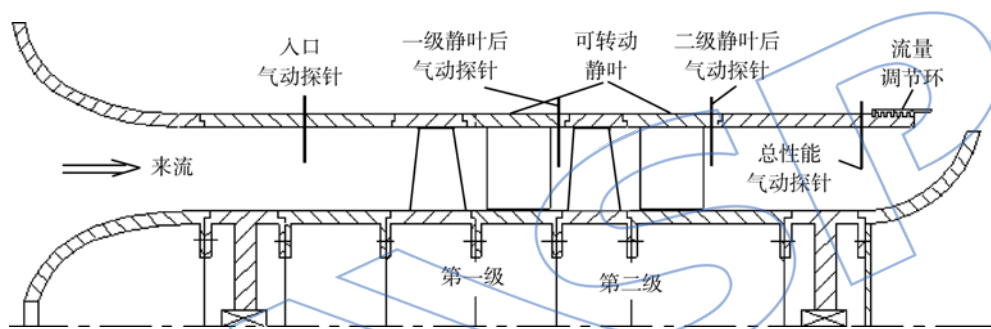


图1 哈工大低速重复级压气机实验台

Fig.1 Double stages low speed axial compressor

2 实验方案及数据处理方法

压气机非对称正弯曲静叶的积叠线如图2所示,详细几何参数参考文献[11].图3为中径处叶

片型线及不同动、静叶间轴向间隙和静叶 Clocking 的位置定义,实验方案定义参考文献[12].压气机总性能的测量布点如图4所示,详细测量方法参考文献[12],静叶出口截面详细流场测量布点见图5,对应的测量方法参考文献[13].

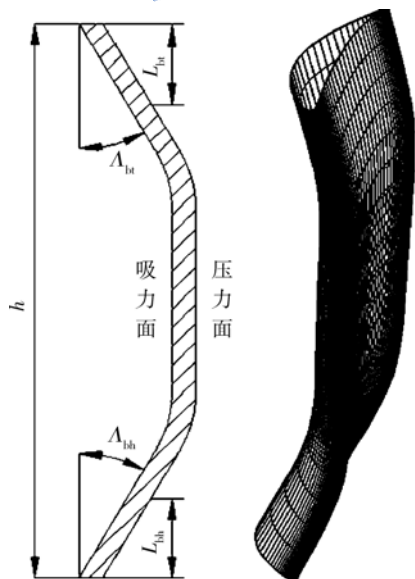


图2 正弯静叶

Fig.2 Positive bowed stator

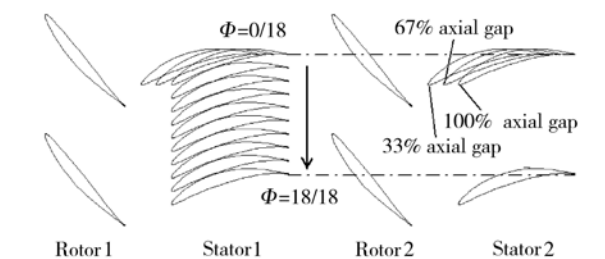


图3 动、静叶轴向间隙及 Clocking 位置定义

Fig.3 Definition of axial gaps and clocking positions

文中所用参数定义如下:

流量系数

$$C_m = C_{z, in} / U_{tip} \quad (1)$$

总压比

$$\pi = p_{out}^* / p_{in}^* \quad (2)$$

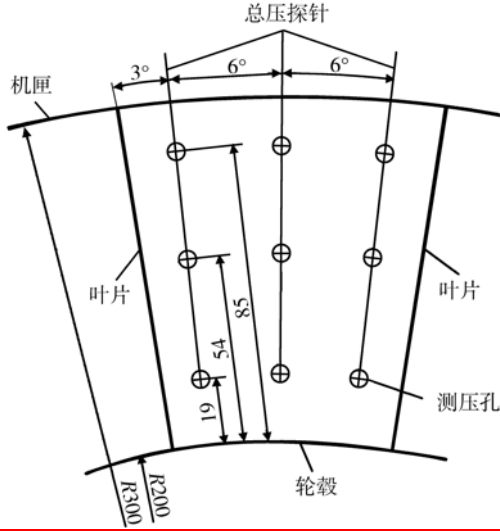


图4 总性能测量探针位置
Fig. 4 Test of overall performance

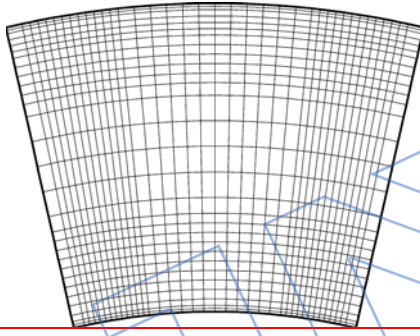


图5 截面测点分布
Fig. 5 Test of traverse

效率

$$\eta = H_s / N \quad (3)$$

滞止等熵压缩功

$$H_s = G \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (4)$$

输入轴功

$$N = \frac{2\pi}{60} \cdot M \cdot n \quad (5)$$

喘振裕度

$$S_m = \left[\frac{\pi_s / m_s}{\pi_d / m_d} - 1 \right] \times 100\% \quad (6)$$

式中 $C_{z,in}$ 为入口轴向速度, U_{ip} 为叶尖切向速度; p_{out}^* , p_{in}^* 分别为压气机出、入口总压; G 为质量流量, T_1 为入口总温, M 为输入扭矩, n 为转速; π_d / m_d 和 π_s / m_s 分别为设计工况和近失速工况下的压比/流量。

3 实验结果及分析

3.1 轴向间隙对压气机总性能的影响

图6比较了采用正弯静叶的压气机在三个不同轴向间隙(C)下的性能差异,当流量系数大于

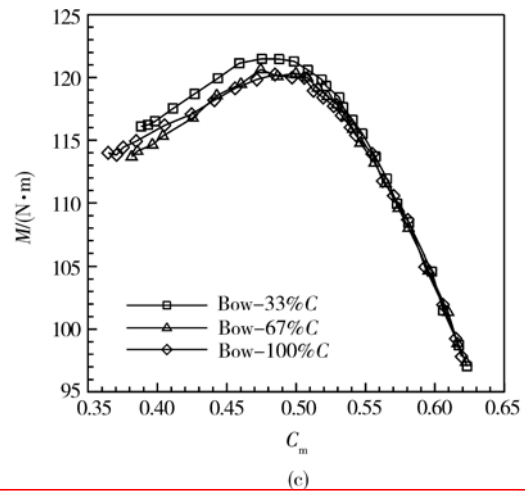
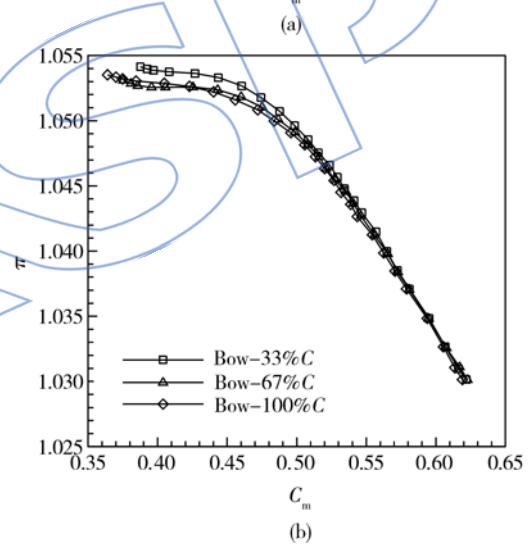
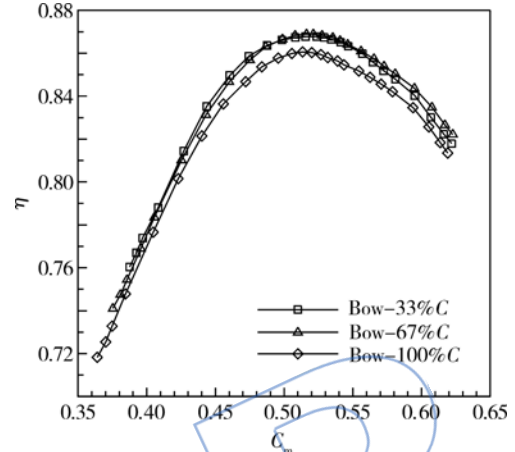


图6 压气机总性能随轴向间隙的变化规律
Fig. 6 Overall performance variation with axial gap change

设计工况下的流量系数时,67% C方案效率最高,33% C方案次之,100% C方案最低;而当流量系数小于设计工况流量系数时,则变化为33% C方案效率最高,67% C方案次之,100% C方案最低(图6(a)). 压比在大流量工况下基本不发生变化,小流量工况下,33% C方案压比最高,67% C方案最低(图6(b)). 同时对照图6(c)可以发现,压气机输入扭矩随轴向间隙的减小呈加速上升趋势,根据效率计算公式,结合压比的变化规律,可以得出效率随轴向间隙的变化规律,即必定存在一个最优轴向间隙,使得压气机总效率达到最高. 原型、67% C方案与33% C方案的喘振裕度分别为:43.86%,39.41%,35.11%,说明随着轴向间隙的减小,喘振裕度呈逐渐下降的趋势.

3.2 设计工况下不同轴向间隙的时序效应

图7为设计工况下采用正弯静叶的压气机时序效应曲线,从图7(b)中发现,随着轴向间隙的

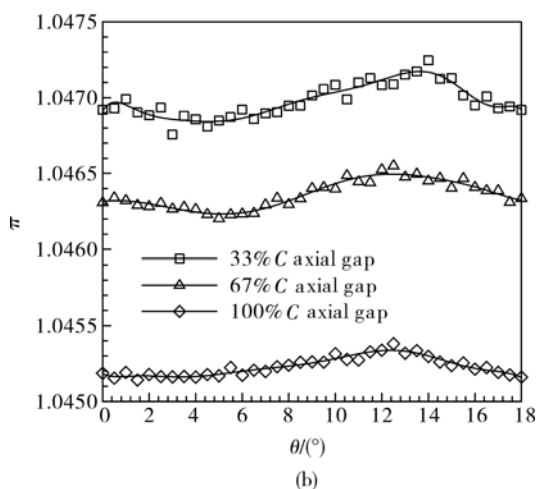
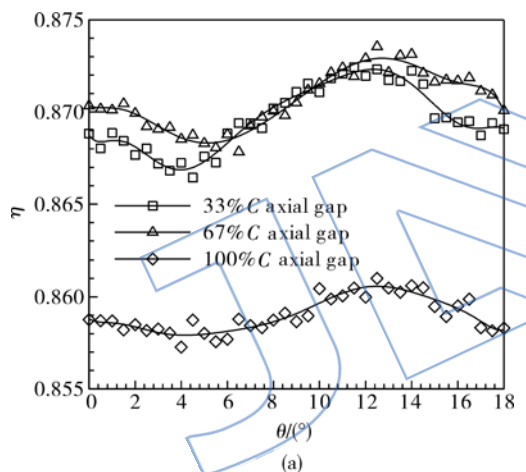


图7 设计工况下不同轴向间隙的时序效应

Fig. 7 Clocking effect of different axial gaps at design condition

减小,压比的变化随着轴向间隙的减小而增加,但变化的趋势是先急后缓,67% C方案较100% C方案明显提高,33% C方案较67% C方案则略有上升. 同时对照表1中的输入扭矩变化规律,当轴向间隙由原型减小到67%时,输入扭矩略有增大(0.45%),轴向间隙再减小到33%时,扭矩则有了一个明显的提高(2.01%). 根据效率计算公式,可以很明显地发现其变化规律,也就是图7(a)中的效率变化规律:效率在67% C方案下最高,33% C方案略低,而100% C方案则较前两者有明显的下降. 这是因为一方面100% C方案的扩压能力最小,同时输入扭矩又只比另两个方案略小而产生的综合结果.

表1 设计工况下扭矩随轴向间隙的变化规律

Table 1 Rule of variation between torque and axial gaps under design condition

	间隙方案		
	100% C	67% C	33% C
输入扭矩/(N·m)	117.68	118.21	120.05
相对变化率/%	0	0.45	2.01

3.3 不同轴向间隙及时序方案下的横截面压力场

图8给出了设计工况下各轴向间隙4个不同时序位置的压气机二级静叶出口总压升系数分布,从等势线分布情况可以看出一级静叶时均尾迹在二级静叶出口截面上的位置. 100% C,67% C和33% C分别表示原型、67%和33%轴向间隙实验方案, Φ 表示两列静叶间的相对时序位置, $\Phi=5/18$ 等价于 $\theta=5^\circ$ 的相对角度. PS代表压力面侧,SS表示吸力面侧. 图中可以看出,相同轴向间隙下,流道中间总压升系数存在着一个周期性变化的损失区域(图中以点划线表示),分析认为该区域为一级静叶尾迹在二级静叶流道内掺混后形成,即为一级静叶尾迹对应位置.

参考图7(a)在100% C方案中,时序位置在 $\Phi=5/18$, $\Phi=10/18$, $\Phi=14/18$ 及 $\Phi=18/18$ 时分别对应最低效率、过渡效率、最高效率及过渡效率的静叶相对位置. 对应于图8(a)~图8(d),发现一级静叶尾迹分别位于二级静叶流道中部、左移约1/4流道、与二级静叶尾迹重合、再继续左移约1/4流道的状态. 从中,可以发现一级静叶尾迹在二级静叶流道内的周期性迁移规律,其中图8(c)和(a)与效率高、低的对应关系,与经典的尾迹干

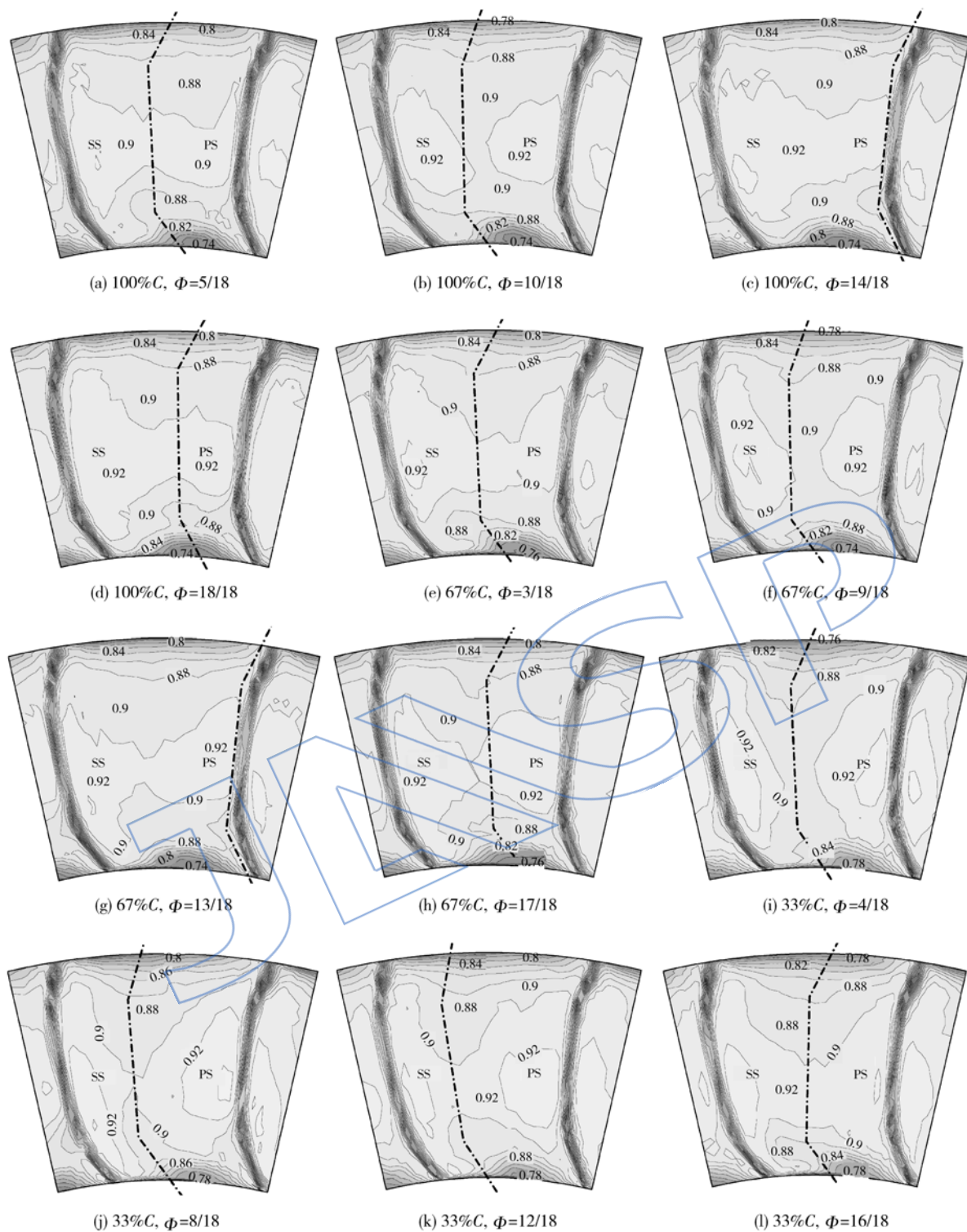


图8 设计工况下正弯静叶出口总压升系数

Fig. 8 Total pressure rise coefficient in different axial gaps at design condition

涉理论相吻合。67%*C*方案中(图8(e)~(h)),总体规律与100%*C*方案类似,两侧端壁的损失分布变化不大。33%*C*方案时(图8(i)~(l)),端壁附面层影响较67%*C*方案有了明显的增强,低压区面积的扩大间接影响了一级静叶尾迹位置的辨

别,尾迹迁移的范围被压缩到一个较小的区域内,无法与二级静叶尾迹相重合。但流道高压区内的最高总压升系数要大于前两个方案方案,但由于附面层导致的损失已经严重影响了压力提升所带来的性能收益,再加上输入轴功的增大,33%*C*方

案在设计工况下的总体性能较 67% C 方案开始下降。

3.4 出口横截面流线分布

图 9 为设计工况下二级静叶出口横截面流线图,可以发现,流道中主要存在一个叶根附近的刮削涡,而吸力面叶顶角区存在一个类似于三维再附线的结构,叶顶通道涡有形成的趋势但强度较弱,很难被分辨出来。与采用直静叶的压气机相比^[14],叶根压力面附近的刮削涡尺度要减小了很多,表明正弯静叶对流场的旋涡结构具有较强的控制作用。比较不同轴向间隙、不同时序位置下的横截面流场,所有的横截面流线图都变化不大,基本保持一致,仅在叶根附近的刮削涡随间隙减小略有增大。因此可以认为,正弯静叶在不同的轴向间隙和不同时序位置下对流场都具有很强的控制作用。采用正弯静叶时,由于叶根处的弯曲方向与轮毂旋转方向一致,叶片压力面对气流的刮削

作用减弱,导致刮削涡尺度较小。分析认为,正弯静叶由于形状相对复杂,一级静叶的尾迹形状也相应的不规则,于是在向下游的传播过程耗散加剧,导致了对二级静叶流道内的流场影响减弱,揭示了正弯静叶时序效应减弱的原因。另一方面正弯静叶对流道内的横截面流线具有更强的控制作用,刮削涡尺度较小,一级静叶的尾迹很难对其产生影响,这可能也是横截面流线分布没有发生较大变化的原因之一。

3.5 变轴向间隙对压气机性能影响的机理分析

图 10 为不同轴向间隙下压气机性能变化的机理揭示:首先,如果动叶转速不变,那么在压气机的动叶出口处的周向速度将会保持不变,并且随着气流沿轴向流动,其周向速度将会逐渐减弱;当动、静叶间轴向间隙减小时,对于静叶而言,来流的周向牵连速度将会有所增加,同时流量基本保持不变,则轴向速度将保持不变(在低速压气机

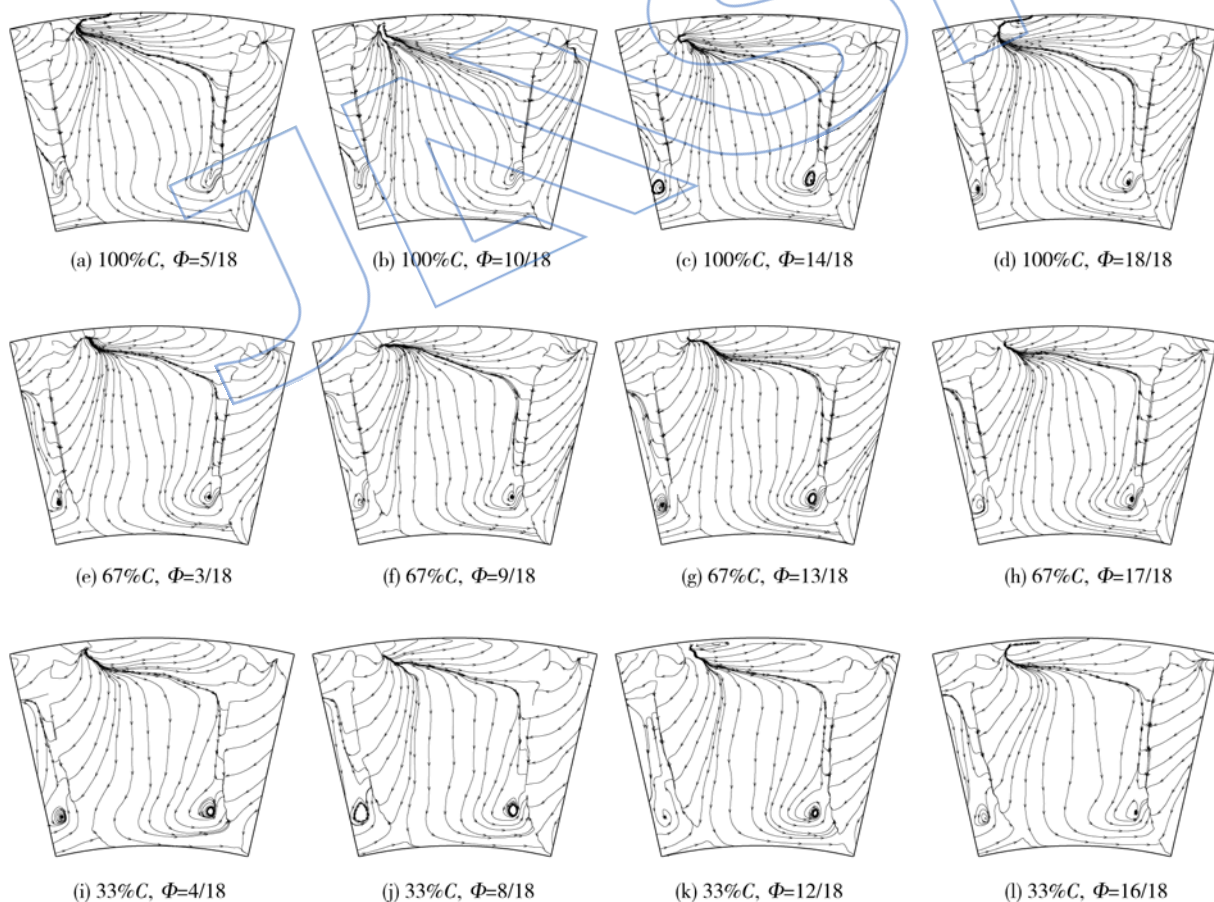


图 9 设计工况正弯静叶出口流线分布

Fig. 9 Streamlines in different axial gaps at design condition

中不考虑气流压缩);在这两个分速度的联合作用下,静叶入口处的来流气流角增大,即气流攻角增大,这将对压气机的扩压能力有所帮助,因此压气机的压比随轴向间隙减小呈现出增大的趋势。其次,由于来流攻角的增加,静叶吸力面的分离流动将会逐渐增强,从而使得压气机静叶时均尾迹逐渐加粗,加粗的尾迹在传播到下一级静叶流道时,对流道内的周期性干涉作用将会有一定的减弱,由此导致了压气机效率时序效应也将随之减弱。第三,压气机的输入扭矩,除了对主流气体进行加功外,还要克服后级静叶前缘的势流干扰,而随着轴向间隙的减小,静叶的势流干扰区域越来越接近动叶尾缘,因此作用于动叶尾缘的反作用力也逐渐增强,从而间接地增大了压气机动叶轮盘的输入扭矩,在与压比的增大相耦合后,利用效率计算公式,即可以得出效率的变化规律,即先增大后减小变化过程。

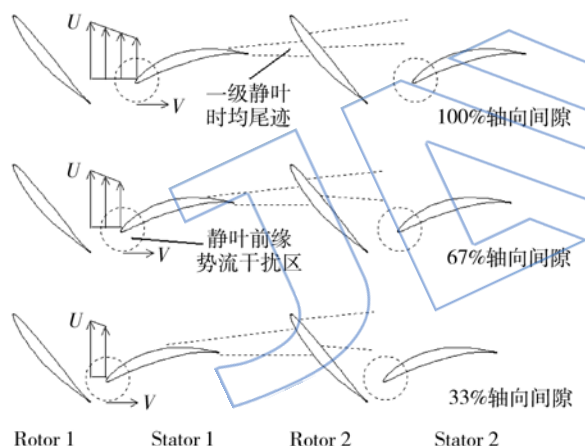


图10 压气机性能变化的机理分析

Fig. 10 Mechanism analysis of performance variation in compressor

4 结论

1) 采用正弯静叶后,随着压气机轴向间隙的减小,动叶带来的周向分速增大,使得静叶入口气流攻角增大,增强了压气机的扩压能力,但同时也造成了叶片吸力面的分离加剧,使得喘振裕度有所下降。

2) 叶片吸力面分离加剧后,一级静叶的尾迹宽度增加,经过轴向传播及二级动叶的切割作用,尾迹在二级静叶流道干涉的清晰程度下降,同时

考虑正弯静叶本身的形状较为复杂,因此时序效应对压气机性能的影响未见明显变化。

3) 当动静叶间轴向间隙减小后,静叶前缘对动叶的势流干扰作用增强,动叶轮盘的输入扭矩也随之增大,根据扭轴效率的计算公式,综合考虑扭矩与压比的影响,得出压气机效率先增加后减小的变化规律,表明存在最佳轴向间隙使得压气机效率达到最优。

参考文献:

- [1] Bogod A B, Kimasov Y I, Mitrokhin V I, et al. Direct and inverted calculation of 2D axisymmetric and 3D flows in axial compressor blade rows[J]. RFM, Revue Francaise de Mecanique, 1992(4): 351-359.
- [2] 王仲奇, 苏杰先, 钟兢军. 弯扭叶片栅内减少能量损失机理研究的新进展[J]. 工程热物理学报, 1994, 15(2): 147-152.
WANG Zhongqi, SU Jiexian, ZHONG Jingjun. New progress of investigation into mechanism of reducing energy loss in cascades with crurved and twisted blades[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 15(2): 147-152. (in Chinese)
- [3] Fischer A, Riess W, Seume J R. Performance of strongly bowed stators in a 4-stage high speed compressor[R]. ASME Paper GT2003-38392, 2003.
- [4] CHEN Fu, GU Zhonghua, LU Huawei, et al. Experimental study of stator clocking effects in an axial cmpressor[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2006, 19(4): 278-285.
- [5] Eulitz F, Engel K, Gebing H. Numerical investigation of the clocking effects in a multistage turbine[R]. ASME Paper 96-GT-26, 1996.
- [6] Griffin L W, Huber F W, Sharma O P. Performance improvement through indexing of turbine airfoils; Part II — Numerical simulation[R]. ASME Paper 95-GT-28, 1995.
- [7] Gundy-Burlet K L, Dorney D J. Physics of airfoil clocking in axial compressors[R]. ASME Paper 97-GT-44, 1997.
- [8] 侯安平, 周盛. 流式叶轮机时序效应的机理探讨[J]. 航空动力学报, 2003, 18(1): 70-75.
HOU Anping, ZHOU Sheng. Probe into the mechanism of clocking effect in turbomachinery[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(1): 70-75. (in Chinese)
- [9] Saren V E, Savin N M, Dorney D J, et al. Experimental and numerical investigation of airfoil clocking and inter-blade-row effects on axial compressor stage performance[R]. AIAA 98-3413, 1998.
- [10] Layachi M Y, Bolcs A. Effect of the axial spacing between rotor and stator with regard to the indexing in an axial compressor[R]. ASME Paper 2001-GT-0592, 2001.
- [11] 陆华伟, 郭爽, 陈浮, 等. 带根部间隙的直、弯静叶流场的实验[J]. 推进技术, 2009, 30(5): 581-587.
LU Huawei, GUO Shuang, CHEN Fu, et al. Experimental

- investigation of flow field in bothe straight and positive bowed stator with cantilever blades[J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(5): 581-587. (in Chinese)
- [12] 陈浮, 陆华伟, 顾中华, 等. 轴向间隙对压气机时序效应影响之一: 总性能[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(2): 232-234.
- CHEN Fu, LU Huawei, GU Zhonghua, et al. Clocking effect of compressor with different axial gaps: Part I — Overall performance[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(2): 232-234. (in Chinese)
- [13] 陈浮, 陆华伟, 刘华坪, 等. 轴向间隙对压气机时序效应影响之二: 截面特性[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(5): 769-771.
- CHEN Fu, LU Huawei, LIU Huaping, et al. Clocking effect of compressor with different axial gaps: Part II — Traverse measurement results[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(5): 769-771. (in Chinese)
- [14] 陆华伟. 轴向间隙对直、弯静叶轴流压气机时序效应影响的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.
- LU Huawei. Investigation of the influence of axial gap on the clocking effect in multi-stage axial compressor with straight/bowed stator[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2008. (in Chinese)