

# 非轴对称端壁对轴流风机二次流动的影响

金东海<sup>1,2</sup>, 刘西武<sup>1</sup>, 莫承奕<sup>1</sup>, 桂幸民<sup>1,2</sup>

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 先进航空发动机协同创新研究中心, 北京 100191)

**摘 要:** 为了研究非轴对称端壁对低速风机二次流动的影响机理,本文在某单级低速轴流风机的静子轮毂采用了非轴对称端壁(CEW)造型,并利用三维数值模拟软件进行了数值分析。结果表明:100%设计转速下工作点的等熵效率和总压升系数均有所提高,且在小流量点的提升幅度大于大流量点;其中风机峰值效率点的等熵效率提升了1.27%,总压升系数提高了2.97%;非轴对称端壁通过型面变化来改变局部的压力梯度,其中近吸力面凹槽使得流向逆压梯度(APG)减弱,而近叶栅通道出口的端壁凸包可以提高其前方压力,抑制横向流动的发展,这两种型面均有利于抑制角区分离。对该非轴对称端壁凹槽结构的径向深度幅值进行了对比分析,发现其存在一个约为静子根部弦长5.73%的最佳深度。

**关 键 词:** 非轴对称端壁; 轴流风机; 二次流动; 角区分离; 流动控制

**中图分类号:** V231

**文献标志码:** A

## Effect of non-axisymmetric endwall on secondary flow in axial fan

JIN Donghai<sup>1,2</sup>, LIU Xiwu<sup>1</sup>, MO Chengyi<sup>1</sup>, GUI Xingmin<sup>1,2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

**Abstract:** Computational results to assess the effectiveness of non-axisymmetric endwall contouring in a low-speed axial fan were presented. The endwall was designed by geometric scaling of a prior optimized endwall. Results showed that the isentropic efficiency and total pressure rise coefficient at 100% design speed increased, and the performance of the contoured endwall (CEW) at near stall condition was better than that at the near choke point. Besides, the CEW got 1.27% isentropic efficiency and 2.97% total pressure rise coefficient increased at peak efficiency point. According to the mechanism of the improvement of CEW, the adverse pressure gradient (APG) had been reduced through the groove configuration near the leading edge of the suction surface. Moreover, there was an optimum depth for the groove configuration of this axial fan, which was equal to about 5.73% chord length at stator hub.

**Key words:** non-axisymmetric endwall; axial fan; secondary flow; corner separation; flow control

**收稿日期:** 2017-07-10

**基金项目:** 国家自然科学基金(51236001); 国家重点基础研究发展计划(2012CB720201); 北京市自然科学基金(3151002)

**作者简介:** 金东海(1977—),男,副教授,博士,主要从事叶轮机械气动动力学研究。E-mail: jdh@buaa.edu.cn

**引用格式:** 金东海,刘西武,莫承奕,等. 非轴对称端壁对轴流风机二次流动的影响[J]. 航空动力学报,2018,33(11):2766-2775. JIN Donghai, LIU Xiwu, MO Chengyi, et al. Effect of non-axisymmetric endwall on secondary flow in axial fan[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(11): 2766-2775.

近些年轴流风机的设计开始引入复杂的三维叶片造型技术来控制端区流动。目前常用的端区流动控制手段有弯(bow)、倾(clean)及端弯(compressor end bends)等<sup>[1]</sup>技术。但是制造商对高性价比的追求使得这些复杂三维叶片造型技术在低速轴流风机静子中的应用得到了一定的限制。而非轴对称造型技术,主要是对轮毂型面进行一定的造型,其加工较为简单,并且其对风扇/压气机端区二次流动具有重要的影响,现已成为流动控制技术的一个重要研究方向。

非轴对称端壁造型技术率先在涡轮中得到发展和应用,早期的代表人物有 Morris 和 Hoare<sup>[2]</sup>、Bischoff<sup>[3]</sup>、Atkins<sup>[4]</sup>,但大部分应用以失败告终。Rose<sup>[5]</sup>在轴流高压涡轮导向器的轮毂上成功应用非轴对称端壁。其背后的原理是相当简单的,即通过改变端壁曲率,来实现对端壁压力梯度的控制。Hartland 等<sup>[6]</sup>通过涡轮叶栅试验证实了 Rose<sup>[5]</sup>的数值计算结果。随后经 Harvey 等<sup>[7]</sup>设计,并由 Hartland 等<sup>[8]</sup>在叶栅试验中验证的一个非轴对称端壁,使得净二次损失降低了 30%。自此之后大批的学者,如 Harvey 等<sup>[9]</sup>, Torre 等<sup>[10]</sup>,及 Sonoda 等<sup>[11]</sup>均采用非轴对称端壁造型技术使得涡轮的性能得到提高。

非轴对称端壁已在叶轮机各部件中得到了广泛的研究。对于旋转涡轮试验台, Brennan 等<sup>[12]</sup>将非轴对称端壁应用到 Trent 500 试验台中,数值计算结果表明级效率提高了 0.4%;随后 Rose 等<sup>[13]</sup>的试验结果表明级效率提高了 0.59%±0.25%。Poehler 等<sup>[14]</sup>及 Niewoehner 等<sup>[15]</sup>将非轴对称端壁和弓形叶片(bow)应用到 1.5 级轴流涡轮试验台中,非定常 CFD(computational fluid dynamics)结果表明级效率提高了 0.47%,测量得到的级效率提高了 0.59%。对于压气机转子, Hoeger 等<sup>[16-17]</sup>发现非轴对称端壁可以影响激波位置。对于压气机静子, Harvey<sup>[18]</sup>通过叶栅,随后 Harvey 和 Offord<sup>[19]</sup>在高压压气机中证实了非轴对称端壁在抑制角区分离的作用。Dorfner 等<sup>[20]</sup>设计了一个作为“气动分离器”的非轴对称端壁,通过和通道涡相互作用使得设计点和非设计点的性能均有所提高。Hergt 等<sup>[21]</sup>的试验验证了 Dorfner 等<sup>[20]</sup>的设计,试验结果表明设计点总压损失减小了 20%。对于压气机过渡段,金东海等<sup>[22]</sup>使用优化算法将非轴对称端壁引入一个 S 型过渡段中,计算结果表明过渡段净损失减小了 32.7%。

由于高性价比的要求,本文的原型风机静子

采用带弯度的等厚度直纹面造型,其吸力面/端壁角区在叶片尾缘位置存在一定的流动分离。本文采用非轴对称端壁来改善此部分的流动。

1 研究对象

1.1 原型风机

本文的研究对象为某单级低速风机,其子午视图如图 1 所示,其中转子叶片数为 10,静子叶片数为 11。其他设计参数如表 1 所示。为了降低制造成本,风扇静叶采用等厚度分布。保持根尖子午弦长一致,固定叶根和叶尖两处叶型(安装角不同),通过直纹面构造静子叶片。

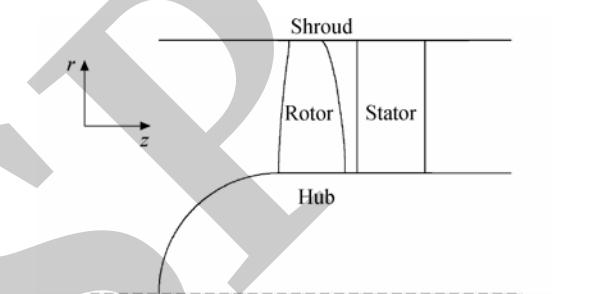


图 1 低速轴流风机子午视图  
Fig. 1 Meridional plane view of a low-speed axial fan

表 1 低速风机的设计参数  
Table 1 Design parameters of low-speed fan

| 参数         | 数值     |
|------------|--------|
| 流量系数       | 0.361  |
| 总压升系数      | 0.164  |
| 绝热效率       | 0.73   |
| 转速/(r/min) | 1450   |
| 轮毂比        | 0.476  |
| 叶尖间隙-展高比   | 0.0106 |

1.2 带非轴对称端壁风机

造型端壁其作用原理主要是通过改变端壁曲率,来实现对端壁压力梯度的控制。这里提到的压力梯度主要包括流向逆压梯度和横向压力梯度。这两个压力梯度与角区流动恶化具有直接的联系。原型风机峰值效率点流场分析表明,其静子吸力面/轮毂角区存在较为明显的流动分离。而之前在叶栅中的研究表明,图 2 中优化的端壁<sup>[23]</sup>可以减弱流向逆压梯度和横向压力梯度,从而抑制角区分离,图中 PS、SS 分别表示压力面和吸力面。

图 2 端壁的参数化如图 3 所示,通过保持与

图 3 中叶片内部优化得到的样条曲线轴向相对位置一致,并保证同一轴向位置样条曲线的等值线高度与弦长比值一致的方法将图 2 所示端壁直接应用到此风机的静子轮毂当中的。从图 2 可以看出,叶栅中造型端壁延伸到了前缘额线以外,如果直接原封不动的应用到此低速风机中,由于转静间隙较小,端壁将会延伸到转子轮毂中。由于转子轮毂是旋转的,这将会导致转子轮毂在不同相位时,与静子轮毂间形成后台阶,将会影响计算的收敛。

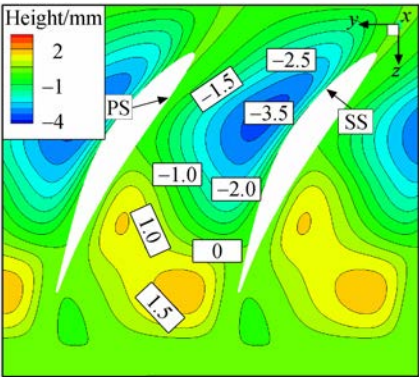


图 2 叶栅中优化的得到的端壁等值线高度图<sup>[23]</sup>  
Fig. 2 Contour height relative to the flat endwall of the optimal contour in cascade<sup>[23]</sup>

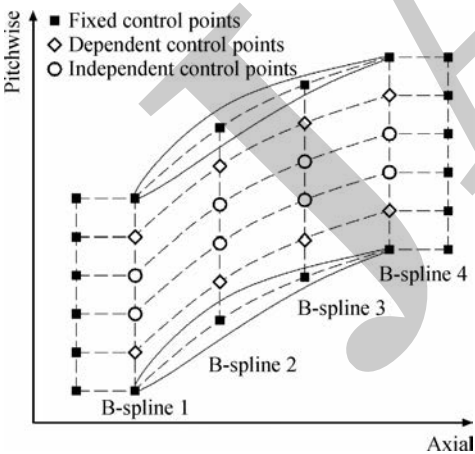


图 3 造型端壁参数化  
Fig. 3 Contoured endwall parameterization

因此为了解决上述问题,本文将图 3 中 B-spline 1“关闭”,即将其相对于基准轴对称轮毂的等值线高度变化变为零。这样做的原因是,在之前对图 3 中叶栅“开关”样条曲线的研究表明关闭第一条样条曲线对总损失的影响并不明显。

在叶栅中“开关”样条曲线结果如图 4 所示。“开”代表采用此优化的样条曲线,用“1”表示;“关”代表此条样曲线用对应位置的平端壁的值代

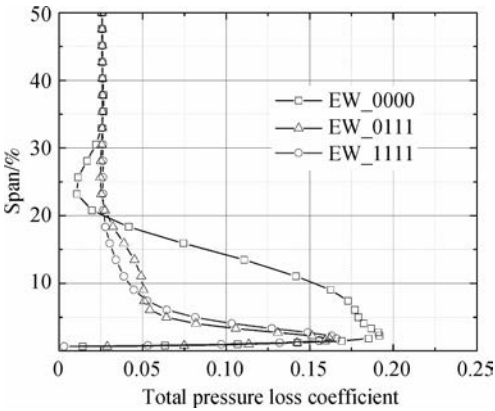
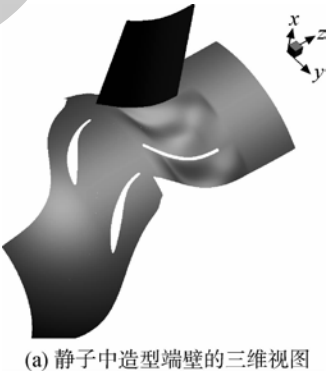


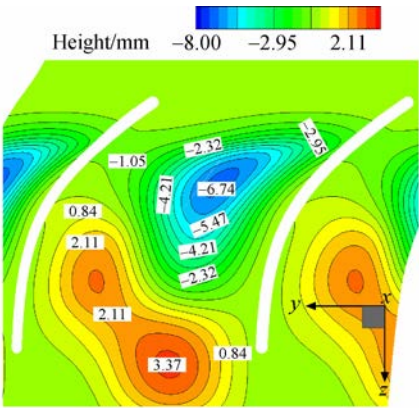
图 4 叶栅中总压损失系数的展向分布  
Fig. 4 Span-wise distributions of the total pressure loss coefficient in the cascade

替,用“0”表示。例如“EW\_0111”表示关闭图 3 中第一条样条曲线 B-spline 1,打开后 3 条(B-spline 2~B-spline 4)样条曲线的端壁。从图 4 可以看出,EW\_0111 和 EW\_1111 的总压损失的变化主要是展向的再分布,即关闭第一条样条曲线对总损失的影响并不明显。

图 5(a)给出了本文所采用的一个非轴对称端壁的 3D(three-dimensional)视图。图 5(b)给



(a) 静子中造型端壁的三维视图



(b) 造型端壁相对于基准轴对称端壁的等高线图

图 5 静子轮毂非轴对称造型端壁的三维视图及等高线图  
Fig. 5 Three-dimensional view and contour of the non axisymmetric contoured endwall in stator hub

出了其相对于基准轴对称轮毂的等高线图。可以看出和图 2 的造型端壁比较类似,不同点主要是将造型端壁限制在了前缘额线以内。

2 数值计算方法

本文采用 NUMECA 流体计算软件提供的 IGG/Autogrid5<sup>TM</sup> 和 Fine<sup>TM</sup>/Turbo 模块完成网格生成和流场求解。叶片周围采用 O 网,气流通道采用 H 网(O4H 网),网格总数约为 277 万,其中转子中约 149 万,转子带叶尖间隙计算,间隙占转子展高的 1.06%,间隙网格约为 12 万,静子中约为 101 万,带非轴对称端壁叶片及端壁表面网格如图 6 所示。湍流模型选为 Spalart-Allmaras (S-A)一方程模型,保证  $y^+ < 10$ 。在叶栅进口给定总温(288.15 K)、总压(101 325 Pa)和轴向进气,出口给定背压。

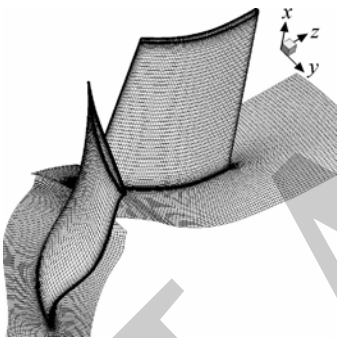


图 6 带非轴对称端壁叶片表面及端壁网格  
Fig.6 Surface and endwall mesh of blade with non-axisymmetric endwall

3 结果分析

3.1 性能曲线

图 7 给出了基准(Datum)风机和带非轴对称端壁(CEW)风机计算得到的等熵效率-流量系数特性曲线。图中及下文提到的  $V_x/U_{tip}$  是流量系数,其中  $V_x$  选取的是转子根部前缘点处环形截面处的质量流量平均的轴向速度, $U_{tip}$ 选取的是转子叶尖切线速度。另外计算用等熵效率的定义如式(1)所示。

$$\eta_{\text{isentropic}} = \frac{\left(\frac{p_2^*}{p_1^*}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1} \tag{1}$$

式中下标 1 表示风机计算域进口处的参数,下标 2 表示风机计算域出口处的参数。上标 \* 表示总

参数, $p$  表示静压, $T$  表示温度, $\gamma$  表示比热比。由于本文研究对象是低速风机,进出口温度变化对比热比  $\gamma$  的影响不大,因此此处的比热比选取为定值,即  $\gamma=1.40$ 。

从图 7 中可以看出采用了非轴对称端壁以后,在 100%等转速特性线内,计算得到的等熵效率均有所提高,其中在峰值效率点附近(图 7 蓝色方框内点)效率提高了 1.27%(CEW 的等熵效率减去 Datum 的等熵效率)。另外其在近失速点的提升幅度大于近堵点,其原因将在内部流场分析中给出。

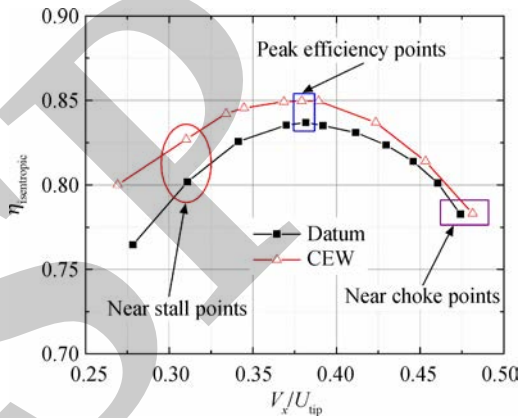


图 7 等熵效率-流量系数特性曲线  
Fig.7 Isentropic efficiency-flow coefficient characteristic curves

图 8 给出了 Datum 和 CEW 计算得到的总压升系数-流量系数特性曲线。图中纵坐标  $\Delta p^*/\rho U_{tip}^2$  表示总压升系数,其中  $\Delta p^*$  表示风机计算域进出口处的总压差, $\rho$  表示进口处密度, $U_{tip}$ 选取的是转子叶尖切线速度。

从图 8 中可以看出采用了非轴对称端壁以后,在整个 100%等转速特性线内,计算得到的总压升系数均有所提高,并且在低流量系数点的压升提高更为明显。其中在峰值效率点附近(图 8 蓝色方框内点)总压升系数提高了 2.97%。

图 9 给出了 Datum 和 CEW 计算得到的静压升系数-流量系数特性曲线。图 9 中纵坐标  $\Delta p/\rho U_{tip}^2$  表示静压升系数,其中  $\Delta p$  表示风机计算域进出口处的静压差。

从图 9 中可以看出采用了非轴对称端壁以后,在整个 100%等转速特性线内,计算得到的静压升系数均有所提高,并且在低流量系数点的压升提高更为明显。其中在峰值效率点附近(图 9 蓝色方框内点)静压升提高了 9.80%。

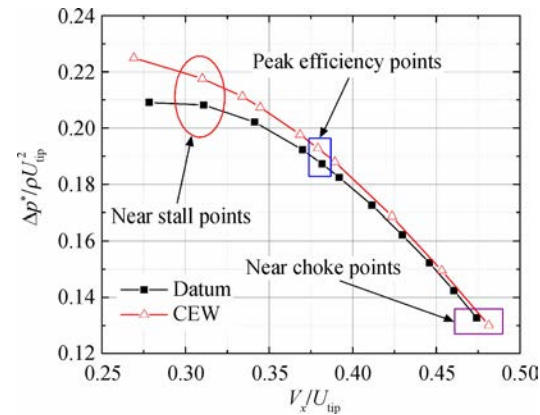


图 8 总压升系数-流量系数特性曲线  
Fig. 8 Total pressure rise coefficient-flow coefficient characteristic curves

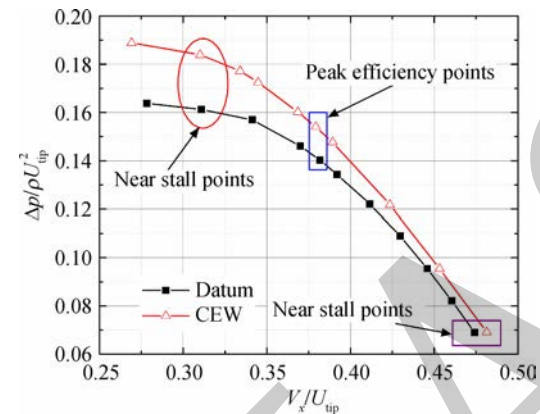


图 9 静压升系数-流量系数特性曲线  
Fig. 9 Static pressure rise coefficient-flow coefficient characteristic curves

3.2 内部流场对比

为了说明效率、总压升及静压升系数上升的原因,本文选取峰值效率点附近(图 7、图 8 及图 9 中蓝色方框内的点)的内部流场进行对比分析。

图 10 给出了峰值效率点附近静子吸力面静压系数等值线及表面极限流线对比图。图中叶片表面静压系数  $C_p$  的定义如式(2)所示

$$C_p = \frac{p - p_{rs}}{p_{rs}^* - p_{rs}} \quad (2)$$

式中  $p_{rs}$  表示转静交界面处的静压,  $p_{rs}^*$  表示表示转静交界面处总压。

从图 10 中可以看出 CEW 和 Datum 相比叶片吸力面表面的极限流线发生明显变化,图中 SL、TE、LE 分别指分离线、尾缘、前缘。Datum 的流动分离位置位于弦长的约 40% 处,而 CEW 的流动分离位置位于弦长的约 60% 处。另外径向迁移也发生了明显的变化,即由 Datum 的尾缘

大约 45% 展高位置减小到 CEW 的尾缘大约 15% 展高处。这表明回流区尺寸明显减小,位置也更靠近吸力面/端壁角区尾缘。此外如图 10 (a)和图 10(b)红色圆圈所示,吸力面近轮毂静压系数也发生了明显的变化。图 10(a)和图 10(b)中红色点划线箭头表示流向逆压梯度(APG),可以看出采用造型端壁以后,APG 明显减弱。而 APG 的减弱与图 5 中近吸力面的凹槽结构相关。APG 的减弱是近端壁流向分离点后移的主要原因。另外从图 7 可以看出在近失速点的效率提升明显大于在近堵点的效率提升。其原因如下:近失速点处于大正迎角(incidence)状态,吸力面分离区和峰值效率点相比更大,APG 的减弱对近失速点吸力面分离区抑制的效果较峰值效率点更为明显。而近堵点处于大负迎角(incidence)状态,易出现压力面分离。而此非轴对称端壁主要用来控制吸力面角区分离,其对压力面分离影响不大。因此其在近堵点效果并不明显。

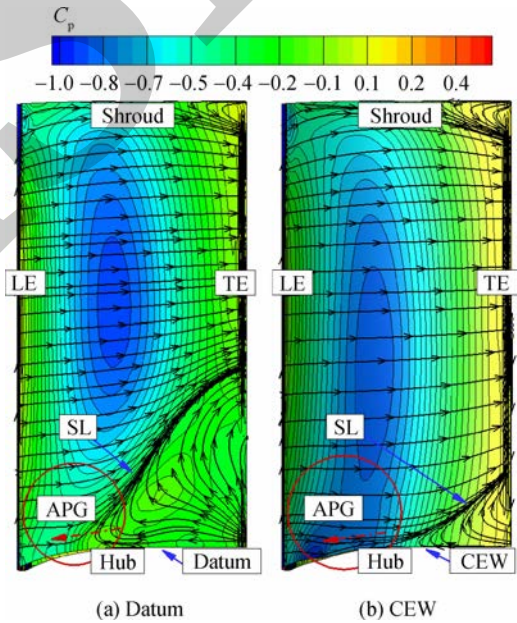


图 10 峰值效率点附近静子吸力面静压系数等值线及表面极限流线对比

Fig. 10 Comparison of static pressure coefficient contours and limiting streamlines on stator suction surface near peak efficiency point

图 11 给出了静子轮毂静压系数等值线及表面极限流线对比图。图中叶片表面静压系数  $C_p$  的定义如式(2)所示。

从图 11 中可以看出 CEW 和 Datum 相比轮毂表面的极限流线发生明显变化。端壁上的大分离的得到抑制。其原因和图 11(a)和图 11(b)中

APG(红色点划线箭头)减弱相关。另外图 5 所示叶片通道近尾缘处的两个凸包结构存在与叶片前缘类似的滞止作用,使得凸包前缘的静压上升。此处静压上升使得造型端壁在如图 11(a)和图 11(b)中红色实线箭头所示的横向压力梯度(CPG)减弱。CPG 的减弱使得此处的横向流动(cross-flow)减弱。这也是图 10(b)中径向迁移减小的主要原因。

由此可以看出此端壁的主要效果是抑制角区失速(corner stall)<sup>[24]</sup>。

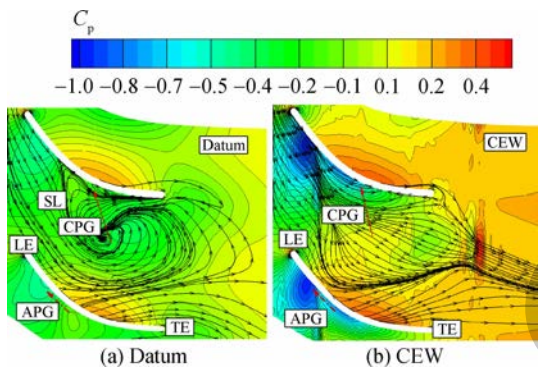


图 11 峰值效率点附近静子轮毂静压系数等值线及表面极限流线对比

Fig. 11 Comparison of static pressure coefficient contours and surface limiting streamlines of stator hub endwall near peak efficiency point

为了进一步分析此端壁抑制角区分离的原因。图 12 给出了两种端壁下静子 5%、10%和 50%展高处叶片表面静压系数沿相对弦长的分布图。

从图 12(a)中可以看出在 5%展高位置,在叶片表面 40%~100%弦长处,Datum 的吸力面压力分布出现了“平台”区。即 40%~100%弦长处表面压力变化不大,也就是说在 40%弦长处流动

开始出现分离,并且是开放式分离。这和图 10 及图 11 中 Datum 极限流线的变化趋势相一致。10%展高位置同样出现了“平台”,即 60%弦长处流动开始出现分离。在采用造型端壁后,可以看出在 5%和 10%展高处,压力系数“平台”区消失,即流动分离得到抑制。这主要和如图 12(a)和图 12(b)所示的 APG 减弱(斜率减小)相关。另外可以看出在 5%和 10%展高处,和 Datum 比 CEW 尾缘处叶片表面静压也有所提高。即 CEW 不仅影响内部的静压分布,也影响了出口静压,这也是图 9 中静压升上升的主要原因。此外可以看出采用造型端壁后,在 5%和 10%展高处叶片吸力面近尾缘处并未出现平台区,即图 10(b)所示的流线只是一种径向迁移而非流动分离。从图 12(c)可以看出,在 50%展高处的叶片表面压力系数受到非轴对称端壁的影响较小。

图 13 给出了两种端壁下静子出口处的总压损失系数展向分布图。图中静叶进出口总压损失系数的定义如式(3)所示

$$\omega = \frac{p_{rs}^* - p_2^*}{p_{rs}^* - p_{rs}} \quad (3)$$

式中  $p_2^*$  表示静叶出口总压。

从图 13 中可以看出 CEW 在 50%展高以下的损失减小较为明显,这主要是由于采用 CEW 后,端壁和叶片角区处分离减弱,径向迁移减弱,50%展高以下的气流堵塞减小。

图 14 给出了两种端壁下静子出口处的出口气流角展向分布图。图中静叶出口气流角的定义如式(4)所示

$$\alpha = \arctan \frac{V_{x2}}{V_{t2}} \quad (4)$$

式中  $V_{x2}$  表示静叶出口轴向速度,  $V_{t2}$  表示静叶出口周向速度。

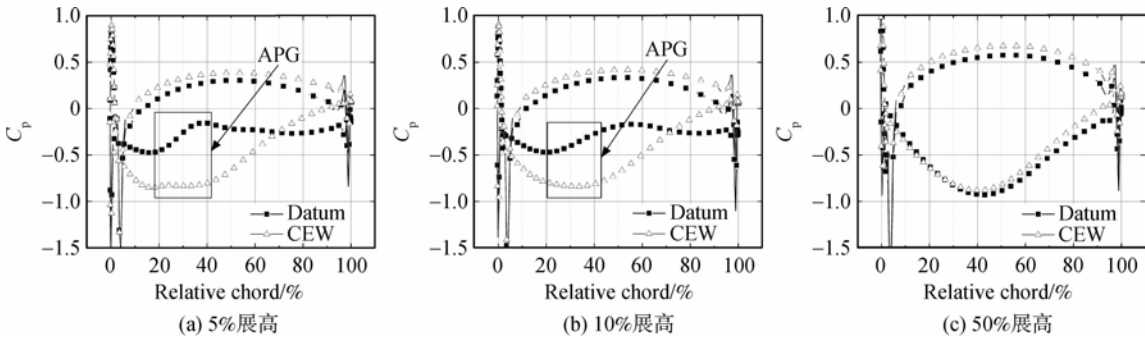


图 12 静子 5%、10%和 50%展高位置的表面静压系数

Fig. 12 Surface static pressure coefficient distributions of stator at 5%, 10% and 50% span

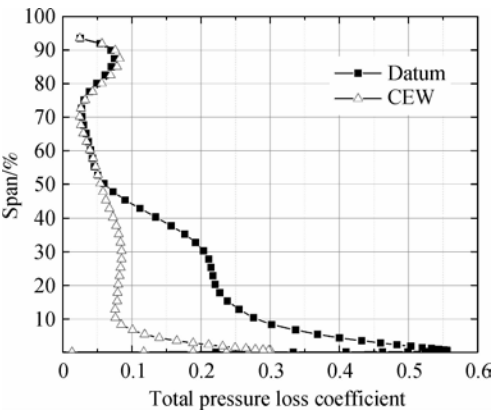


图 13 总压损失系数展向分布

Fig. 13 Span-wise distributions of total pressure loss coefficient

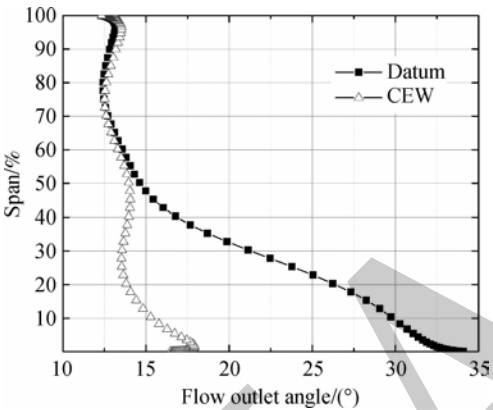


图 14 出口气流角展向分布

Fig. 14 Span-wise distributions of flow outlet angle

从图中可以看出采用 CEW 后,50%展高以下的出口气流角减小,这与图 13 中相应展高位置,气流堵塞减弱相一致。

为了进一步了解在 100%转速下,哪些工作点更适合采用非轴对称端壁进行流动控制。本节将对原型风机和带造型端壁风机的近失速点(图 7~图 9 中红色椭圆内的点)和近堵点(图 7~图 9 中紫色方框内的点)的流场进行分析。

原型风机在近失速点和近堵点静子、轮毂吸力面静压系数等值线及表面极限流线对比图如图 15~图 18 所示。可以看出在近失速点由于原型风机处于大正迎角(incidence)状态,静子吸力面和静子轮毂均存在较大分离。采用了造型端壁以后,近失速点的分离区有所减小,但并未完全得到抑制。从前面的分析可知此造型端壁主要是通过减小流向逆压梯度(APG)来抑制角区分离的。而次端壁对 APG 的减弱是有一定限度的,因此在近失速点角区分离并未完全得到抑制。

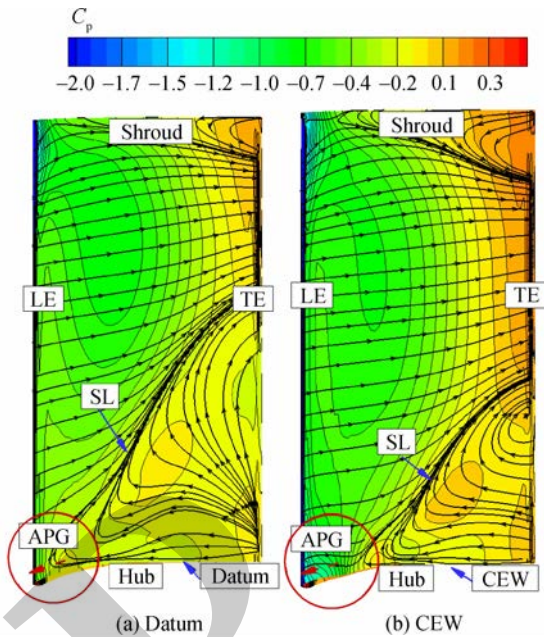


图 15 近失速点静子吸力面静压系数等值线及表面极限流线对比

Fig. 15 Comparison of static pressure coefficient contours and surface limiting streamlines on stator suction surface at near stall point

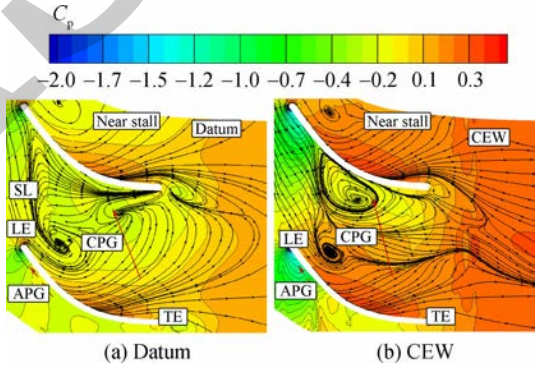


图 16 近失速点静子轮毂静压系数等值线及表面极限流线对比

Fig. 16 Comparison of static pressure coefficient contours and surface limiting streamlines of stator hub endwall at near stall point

而在近堵点由于原型风机处于大负迎角(incidence)状态,吸力面流动状态较好,只存在小范围的角区分离(见图 17(a))。在采用了造型端壁以后,吸力面分离几乎得到完全抑制。但是从图 7 可知此时风机效率处于较小的值。这说明静子压力面在大负迎角(incidence)状态下,存在较大的压力面流动分离。另外可以从图 7 中看出采用造型端壁前后近堵点等熵效率变化并不明显。这就说明造型端壁对压力面的流动分离并没有明显

的影响。由此可知采用造型端壁进行流动控制,其更适用于吸力面存在较大角区分离的工况。对于存在较大压力面流动分离的工况,造型端壁的作用效果并不明显。

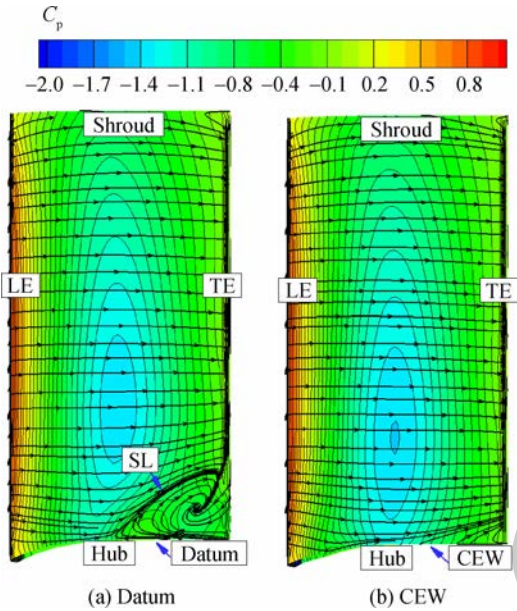


图 17 近堵点静子吸力面静压系数等值线及表面极限流线对比

Fig. 17 Comparison of static pressure coefficient contours and surface limiting streamlines on stator suction surface at near choke point

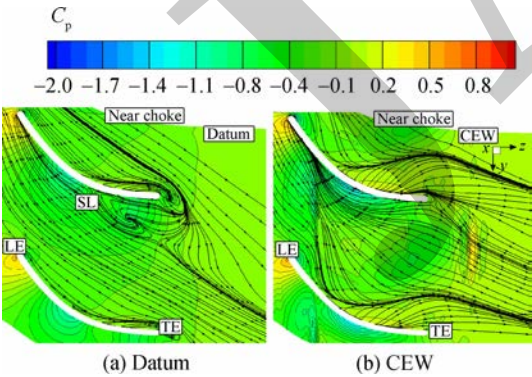


图 18 近堵点静子轮毂静压系数等值线及表面极限流线对比

Fig. 18 Comparison of static pressure coefficient contours and surface limiting streamlines of stator hub endwall at near choke point

3.3 最小损失凹槽

通过上文的分析可知,图 5 中叶片通道前部的凹槽结构对角区分离的控制起关键作用。为了研究是否存在一个最小损失凹槽,本文采用如表

2 所示的一系列的深度的凹槽表中  $c$  表示静子根部弦长。其中凹槽是由样条曲线 B-spline 2 (SP2)定义的(见图 3),为了便于比较,将图 3 中采用优化得到的样条曲线用 SP2\_100%表示,SP2\_100%的值表示 CEW 的最大深度,而 CEW 的深度  $H(y)$  及最大深度  $H_{\text{cew}}^{\text{max}}$  的定义如式(5)所示

$$H(y) = x_{\text{Datum}}(y) - x_{\text{cew}}(y)$$
$$H_{\text{cew}}^{\text{max}} = \max(H(y))$$

(5)

式中  $H(y)$  表示不同  $y$  坐标处凹槽的深度,  $\max$  表示取最大值,  $x_{\text{Datum}}(y)$  表示不同  $y$  坐标处基准样条曲线 SP2 的展向坐标  $x$ ,  $x_{\text{cew}}(y)$  表示不同  $y$  坐标处 CEW 样条曲线 SP2 的展向坐标  $x$ 。

另外  $H_{\text{cew}}^{\text{max}}$  与静子根部弦长  $c$  的比值约为 7.16%。表 2 中其他样条曲线都是在 CEW 的基础上进行缩放得到的,其缩放比例见其命名方式中的百分比。例如 SP2\_90%表示其不同  $y$  坐标处凹槽的深度为 CEW 不同  $y$  坐标处凹槽的深度的 90%。

图 19 给出了对应于表 2 的各样条曲线示意图。为了清晰起见,只给出了部分具有代表性的样条曲线。图中绿线表示基准轴对称端壁所采用的样条曲线,黑线表示上文造型所采用样条曲线。其中  $H(y)$  也在图 19 中标出。另外图 19 中的  $x$  和  $y$  坐标均以静子轮毂半径  $r_{\text{hub}}$  为基准进行无量纲化处理。

表 2 不同深度凹槽所用样条曲线及其最大深度  
Table 2 Splines for groove with different depths and the maximum depth

| 样条曲线名称  | 最大深度      | 样条曲线名称   | 最大深度       |
|---------|-----------|----------|------------|
| SP2_30% | 2.15% $c$ | SP2_100% | 7.16% $c$  |
| SP2_40% | 2.86% $c$ | SP2_110% | 7.88% $c$  |
| SP2_50% | 3.58% $c$ | SP2_120% | 7.59% $c$  |
| SP2_60% | 4.30% $c$ | SP2_130% | 9.31% $c$  |
| SP2_70% | 5.01% $c$ | SP2_140% | 10.02% $c$ |
| SP2_80% | 5.73% $c$ | SP2_150% | 10.74% $c$ |
| SP2_90% | 6.44% $c$ | SP2_160% | 11.46% $c$ |

图 20 给出了静子中总压损失系数随凹槽深度的变化趋势。可以看出最小损失的凹槽深度是 CEW 深度的 80%(如图 19 中青色样条曲线所示),其深度为 5.73% $c$ 。另外可以看出在最小损失深度的左半支损失增加比右半支剧烈(斜率

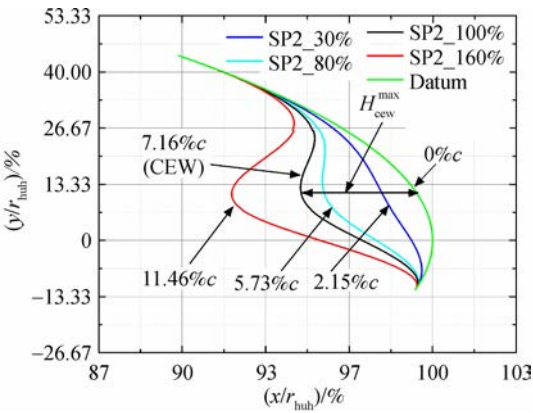


图 19 不同凹槽深度所采用 SP2 对比  
Fig. 19 Comparison of different groove depths through SP2

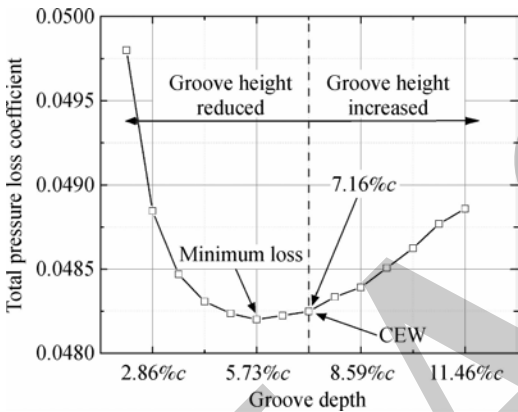


图 20 静子中总压损失系数随凹槽深度的变化  
Fig. 20 Variation of total pressure loss coefficient with different groove depths

大)。这主要由于凹槽过小(左半支),其对流向逆压梯度 APG 的影响减弱,分离损失增加。凹槽过大(右半支),其自身带来的摩擦损失增加。

4 结 论

- 1) 本文的研究表明对低速风机静子轮毂施加一定的非轴对称端壁,可以提高其等熵效率及总压升。
- 2) 数值计算结果表明,风机近设计点的等熵效率提升了 1.27%,总压升系数提高了 2.97%;100%转速其余工作点的等熵效率和总压升系数均有所提高,且在近失速点的提升幅度大于近堵点。
- 3) 损失减小的作用机理是非轴对称端壁近吸力面凹槽导致流向逆压梯度减弱,而此逆压梯度的减弱有助于抑制了角区分离的发生与发展;并且,近叶栅通道出口的端壁凸包可以提高其前

方压力,抑制横向流动的发展,有利于进一步抑制角区分离。

4) 该风机近吸力面的非轴对称端壁凹槽结构存在最佳深度,约为静子根部弦长的 5.73%。深度过小,对流向逆压梯度的影响减小,分离损失增加;深度过大,凹槽表面摩擦损失增加。

参考文献:

- [1] DENTON J D, XU Liping, The exploitation of three-dimensional flow in turbomachinery design[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1999, 213(2): 125-137.
- [2] MORRIS A W H, HOARE R G. Secondary loss measurements in a cascade of turbine blades with meridional wall profiling[R]. ASME Paper 75-WA/GT-12, 1975.
- [3] BISCHOFF H. Flow duct structure for reducing secondary flow losses in a bladed flow duct: US4465433 [P]. 1984-08-14.
- [4] ATKINS M J. Secondary losses and end-wall profiling in a turbine cascade[R]. Cambridge: the Institution of Mechanical Engineers Conference, 1987.
- [5] ROSE M G. Non-axisymmetric endwall profiling in the HP NGV's of an axial flow gas turbine[R]. ASME Paper 94-GT-249, 1994.
- [6] HARTLAND J C, GREGORY-SMITH D G, ROSE M G. Non-axisymmetric endwall profiling in a turbine rotor blade[R]. ASME Paper 98-GT-525, 1998.
- [7] HARVEY N W, ROSE M G, TAYLOR M D, et al. Non-axisymmetric turbine end wall design: Part I three dimensional linear design system[R]. ASME Paper 99-GT-337, 1999.
- [8] HARTLAND J C, GREGORY-SMITH D G, HARVEY N W, et al. Nonaxisymmetric turbine end wall design: Part II experimental validation[R]. ASME Paper 99-GT-338, 1999.
- [9] HARVEY N W, BERNAN G, ROSE M G. Improving turbine efficiency using non-axisymmetric end walls: validation in the multi-row environment and with low aspect ratio blading[R]. ASME Paper GT-2002-30337, 2002.
- [10] TORRE D, VÁZQUEZ R, BLANCO E D L R, et al. A new alternative for reduction of secondary flows in low pressure turbines[R]. ASME Paper GT2006-91002, 2006.
- [11] SONODA T, MARTINA H, ARIMA T, et al. Effect on endwall contouring on performance of ultra-low aspect ratio transonic turbine inlet guide vanes[R]. ASME Paper GT2007-28210, 2007.
- [12] BRENNAN G, HARVEY N W, ROSE M G, et al. Improving the efficiency of the trent 500 HP turbine using non-axisymmetric end walls: Part I turbine design[R]. ASME Paper 2001-GT-0444, 2001.
- [13] ROSE M G, HARVEY N W, SEAMAN P, et al. Improving the efficiency of the trent 500 HP turbine using non-axisymmetric end walls: Part II experimental validation [R]. ASME Paper 2001-GT-0505, 2001.

[14] POEHLER T, NIEWOEHNER J, JESCHKE P, et al. Investigation of non-axisymmetric endwall contouring and 3D airfoil design in a 1.5 stage axial turbine; Part I design and novel numerical analysis method[R]. ASME Paper GT2014-26784, 2014.

[15] NIEWOEHNER J, POEHLER T, JESCHKE P, et al. Investigation of non-axisymmetric endwall contouring and 3D airfoil design in a 1.5 stage axial turbine; Part II experimental validation[R]. ASME Paper GT2014-26785, 2014.

[16] HOEGER M, SIEVERS N, LAWERENZ M. On the performance of compressor blades with contoured end-walls [R]. Florence, Italy; the 4th European Turbomachinery Conference, 2001.

[17] HOEGER M, CARDAMONE P, FOTTNER L. Influence of endwall contouring on the transonic flow in a compressor blade[R]. ASME Paper GT-2002-30440, 2002.

[18] HARVEY N W. Some effect of non-axisymmetric end wall profiling on axial flow compressor aerodynamics; Part I linear cascade investigation[R]. ASME Paper GT2008-50990, 2008.

[19] HARVEY N W, OFFORD T P. Some effect of non-axisymmetric end wall profiling on axial flow compressor aerodynamics; Part II multi-stage HPC CFD study [R]. ASME Paper GT2008-50991, 2008.

[20] DORFNER C, HERGT A, NICKE E, et al. Advanced non-axisymmetric endwall contouring for axial compressors by generating an aerodynamic separator; Part I principal cascade design and compressor application[R]. ASME Paper GT2009-59383, 2009.

[21] HERGT A, DORFNER C, STEINERT W, et al. Advanced non-axisymmetric endwall contouring for axial compressors by generating an aerodynamic separator; Part II experimental and numerical cascade investigation[R]. ASME Paper GT2009-59384, 2009.

[22] JIN Donghai, LIU Xiwu, ZHAO Weiguang, et al. Optimization of endwall contouring in axial compressor S-shaped ducts[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2015, 28(4): 1076-1086.

[23] 赵伟光, 金东海, 桂幸民. 压气机叶栅非轴对称端壁造型的优化设计[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(6): 1047-1050. ZHAO Weiguang, JIN Donghai, GUI Xingming. Design optimization of non-axisymmetric endwall contouring in compressor cascade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(6): 1047-1050. (in Chinese)

[24] LAKSHMINARAYANA B. Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery [M]. New York: John Wiley and Sons Incorporation, 1996.

(编辑:王碧珺)