

文章编号: 1000-8055(2024)02-20220215-19

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220215

基于二次流控制规律的非轴对称端壁 造型优化设计

尤付浩, 李相君, 鲁庆, 崔义强, 朱政宇

(大连海事大学 船舶与海洋工程学院, 辽宁 大连 116026)

摘 要: 针对高负荷轴流压气机端壁角区分离问题, 提出了一种多局部控制端壁二次流、适用于多工况的端壁造型方法, 在选取参数的同时考虑结合优化, 通过少量参数来控制型面变化。该方法的思想是定义对端壁二次流有不同影响的表面单元, 然后通过几何叠加的方式将它们的影响组合起来。而后将该方法应用到多目标优化设计中。优化结果表明: 高负荷叶栅的总压损失系数在设计点降低 0.03, 大攻角点降低 0.05 时, 与传统方法相比, 新方法的优化设计过程收敛更快, 计算时间更短。最优造型设计规律是在叶片通道内构造一个吸力侧上升、压力侧下沉的端壁面, 同时局部抬高吸力面角区, 前缘至凸起部位上坡平缓。流场分析表明, 该方法在控制变量较少的情况下, 对端壁几何形状产生了清晰直观的影响。同时有效结合表面单元在二次流控制中的作用, 抑制角区分离。由此可见, 新开发的端壁造型优化设计与以往的研究相比具有一定的优势。

关 键 词: 角区分离; 端壁造型; 流动控制; 优化设计; 压气机

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Non-axisymmetric endwall based on secondary flow control law modeling optimization design

YOU Fuhao, LI Xiangjun, LU Qing, CUI Yiqiang, ZHU Zhengyu

(Naval Architecture and Ocean Engineering College,

Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China)

Abstract: To deal with corner separation in high-load axial compressors, a new endwall contouring method for controlling the endwall second flow in more than one local area, generating the geometry with fewer control variables, and adapting to multiple working conditions was proposed. According to the idea of the new method, surface units with different effects on endwall secondary flow were defined, then their effects were combined by superimposing their geometry. Then the method was applied to multi-objective optimization design. The optimization results showed that the total pressure loss coefficient of the high-load cascade was reduced by 0.03 at the design point and 0.05 at the increased incidence. Compared with the traditional method, the optimization design process of the new method converged faster and the calculation time was shorter. As per the most effective design rules, an endwall surface with the rising suction side and sinking pressure side in the blade channel was constructed while locally raising the suction surface corner with a gentle upstream slope. The flow field analysis showed the new method achieved a clear and intuitive influence on the endwall geometry with fewer control variables. Also, it

收稿日期: 2022-04-15

基金项目: 国家自然科学基金青年项目(51906027); 辽宁省博士科研启动基金计划项目(2019-BS-027)

作者简介: 尤付浩(1995—), 男, 硕士生, 主要从事叶轮机气动热力学研究。E-mail: fhyou@dlmu.edu.cn

通信作者: 李相君(1989—), 男, 副教授、硕士生导师, 博士, 主要从事叶轮机气动热力学研究。E-mail: xjli@dlmu.edu.cn

引用格式: 尤付浩, 李相君, 鲁庆, 等. 基于二次流控制规律的非轴对称端壁造型优化设计[J]. 航空动力学报, 2024, 39(2): 20220215. YOU Fuhao, LI Xiangjun, LU Qing, et al. Non-axisymmetric endwall based on secondary flow control law modeling optimization design[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(2): 20220215.

effectively combined the functions of the surface units in secondary flow control to suppress the corner separation. It thus indicates the advantages of the newly developed endwall contouring method compared with previous studies.

Keywords: corner separation; end wall contouring; flow control; optimization design; compressor

在过去的 60 年里,为了提高发动机的级推质比和经济性,航空发动机的总压比提高了近 20 倍,级效率提高了约 10%^[1]。目前轴流压气机的设计仍然遵循减少级数、提高级压比和效率的总体方向。然而随着压气机级载荷的不断增大,端壁区域的三维流动进一步增强,由此产生了更为严重的二次流动和角区分离,这就导致压气机通道更容易堵塞、失速裕度和效率进一步降低^[2-6]。因此,研究利用端壁流量控制技术来改善压气机性能具有重要的意义。

作为一种被动流量控制技术,非轴对称端壁造型(NEWC)由 Rose^[7]于 1994 年首次提出,用于降低涡轮机的总压损失。根据大量数值和实验研究,非轴对称端壁造型的基本原理可以概括为:端壁的凹凸变化会改变其附近的静压分布(根据伯努利方程,凸面会形成一个通道局部收敛,使流动降压,而凹面则相反),进而削弱端壁附近的二次流动,抑制角区分离,最终减少流动损失。Brennan 等^[8]在 trent 500 的高压涡轮级上应用了非轴对称端壁造型,使涡轮的二次流损失降低了 0.24%,同时提高了级效率 0.4%。

在已发表的研究文献中,非轴对称端壁造型方法大致包括两类。一是经验法。设计过程使用解析公式或手动调整来创建端壁的几何形状,从而控制通道二次流的整体强度。胡书珍等^[9]在横向使用正弦函数,使端壁压力面侧(PS)凸起、吸力面侧(SS)凹陷,在轴向使用三次余弦函数来控制幅度。这种造型抑制了端壁二次流并将峰值效率提高了 0.45%。Harvey^[10]使叶栅的总压损失减小了 7%,最优造型在通道中部区域形成凹陷,并于吸力面叶表形成凸起结构,加速了通道后方横向二次流。孟桐桐等^[11]最近的一项研究中,在轴流压气机叶栅中构建了从 SS 到 PS 的直段下坡,并通过端壁与角区的结合,来提高后者的性能。结果表明:端壁二次流动减缓,角区分离进一步得到抑制。

设计端壁造型的另一种方法是优化方法。与经验方法相比,优化方法更常用。这是因为优化方法设计的过程不依赖于设计者经验,仅仅依靠

优化算法,从而使端壁面可以参数化为更多的变量,对二次流进行更灵活有效的控制。Harvey 等^[12]对 6 级高压压气机的非轴对称端壁造型进行了优化设计,优化后的端壁在吸力面的前部区域形成凹陷,在吸力面的后部形成凸起,从而促进了吸力面支马蹄涡向吸力面运动并尽早脱离端壁面,减少了约 4% 的端壁损失。Reising 等^[13-14]对压气机级进行非轴对称端壁优化设计中,发现在转子和静子中获得了不同的流动控制结果。静子中的最佳端壁造型在 PS 附近产生了凹陷区域,在 SS 附近产生了轻微的端壁表面下降,导致在叶片通道的中间形成了一个凸起区域。其共同作用效果使端区下游附近二次流强度增加,抑制了角区分离的发展。转子中的端壁造型具有与其相似的形状,但通过减小横向压力梯度和抑制横向二次流来缓解角区分离。Lepot 等^[15]将叶片造型与端壁造型相结合。在对叶片进行优化设计后再进行非轴对称端壁造型,后者通过增强横向二次流来缓解角区分离。然而,当对叶片和端壁应用同时优化设计时,最佳端壁造型则通过抑制跨通道二次流来提高性能。Dorfiner 等的研究中^[16-17],端壁的优化造型设计自动在压气机叶栅的前通道构造了一个槽状结构,命名为“气动分离器”。这种结构的好处是横向流动在流向 SS 角区之前产生反向涡流并提前沿端壁面发生分离。在 Reutter 等^[18]的后续研究中也获得了类似的结构。Varpe 等的研究^[19]使用尽可能多的参数来控制端壁造型变化,以获得更高的自由度。通过近 100 个控制变量,最终得到了一个复杂的端壁面,在叶片通道中部大致形成从 SS 到 PS 的上坡。李相君等^[20-23]的端壁造型研究中,探讨了气流不同流入条件下的流量控制规律。优化设计发现,最优流量控制规律随角区分离的发展而变化,并与流入的入射角、边界层厚度和边界层偏度相关。

上述研究表明,角区分离的控制需要从端壁表面多个位置施加控制力,并且流量控制规律会随着流入条件的变化而变化。从这个角度来看,优化方法在提高压气机性能方面似乎比经验方法更可靠。但是,传统优化方法在应用过程中也存

在问题。除了在设计迭代过程中需要进行相当耗时的模拟外,某一特定最优端壁造型的流动控制规则通常不具有普遍的造型意义。因此,端壁造型的设计规律很难得出结论。针对上述问题,本研究开发了一种新的优化方法来进行压气机的端壁造型设计,与以往的设计方法相比,该方法在以下方面有所改进:

- 1) 为保证方法的适用性,限制控制参数的数量,减少优化设计周期。
- 2) 保证足够的设计空间,从而可有效构造各类有利于压气机气动性能的造型结构。
- 3) 保证参数与端壁几何、二次流控制的直接关联,从而使新方法既可以兼顾对多个局部二次流进行角区分离控制,又能方便由优化结果分析整合有效流动控制方法。

1 造型设计方法

1.1 造型设计原理

为保证在多方位对端壁二次流实施联合控制,本次端壁造型设计的主要思路是:首先构造多组具有特定二次流控制功能的端壁造型控制单元面,再对其进行叠合,如图1所示,图中LE为前缘的缩写,TE为尾缘的缩写,下文同。这样可在一方面尽量减少造型参数;另一方面将其与二次流控制紧密关联。其控制方程可以写为

$$\Delta R(z, \theta) = \sum_{i=1}^n [l_i e_i(z, \theta)] \quad (1)$$

式(1)中求和的每一个项 $e_i(z, \theta)$ 均代表端壁造型的一个控制单元面,该函数定义于端壁面的 (z, θ) 范围内,且函数光滑、连续; l_i 为第 i 个单元单元的叠合权重。这样,通过合理地调整各个单元面的控制参数 e_i 与叠合权重 l_i ,即可实现其造型部位在位置与形式上的变动。由前言所述,当端壁造型面出现坡度时,压力分布会沿上坡方向减小,该方向将出现顺压梯度,使二次流增强,

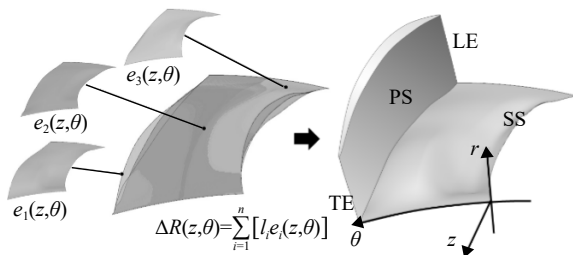


图1 造型单元面的加权叠合

Fig. 1 Weighted superposition of the end wall contouring units

反之弱化。由此,端壁造型面坡度变化与二次流控制关系密切,本研究通过构造两类不同的造型单元面来实现端壁型面坡度控制,并随后借助式(1)对多个造型单元面进行组合,达到其合成控制效果。

1.2 造型单元面设计

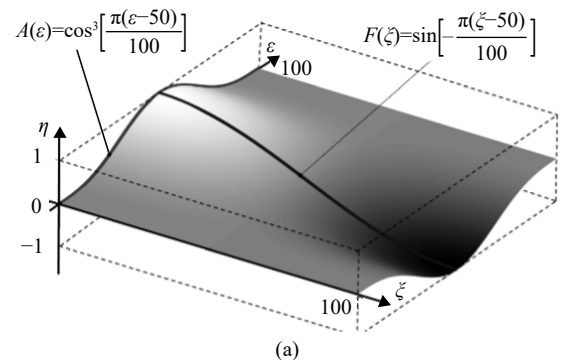
1.2.1 全局造型单元面

第一类端壁造型单元面是具有全局二次流控制功能的端壁造型单元面。是传统的经验式端壁造型设计中最为常用的端壁几何面控制方法,后文简称其为“全局单元”,如图2(a)所示。

为方便表述,图2将常规的压气机通道 z - θ 端壁面简化为 $\{(\varepsilon, \xi, \eta) | \varepsilon \in [0, 100], \xi \in [0, 100], \eta \in [-1, 1]\}$ 标准空间。其中设 ε, ξ, η 分别与压气机通道的轴向、横向和径向对应; $\varepsilon = 0, \varepsilon = 100$ 代表前、尾缘线; $\xi = 0, \xi = 100$ 则代表吸力面和压力面,则该造型单元的控制方程可表达为

$$\eta = l_i F(\xi) A(\varepsilon) = l_i \sin\left[-\frac{\pi(\xi-50)}{100}\right] \cos^3\left[\frac{\pi(\varepsilon-50)}{100}\right] \quad (2)$$

显然,轴向控制函数 $A(\varepsilon) = \cos^3[\pi(\varepsilon/100 - 0.5)]$ 作为横向控制函数 $F(\xi) = \sin[-\pi(\xi/100 - 0.5)]$ 的振幅,将造型起伏最大位置固定于 $\varepsilon = 0.5$ 处。轴截面控制曲线一律按照正弦函数 $F(\xi)$ 进行设计。该曲面单元映射至轴流压气机端壁后,将以 $0.5C_a$ (轴向弦长位置)为中心使通道吸力面侧下陷、压力面侧上浮。图2(b)根据端面起伏给出了其对端壁压差及二次流的作用趋势:全局单元的作用是使端区吸压力面横向压差减小,同时端区吸力面侧流向压力梯度将由前缘至中部增大再至尾缘下降,压力面侧压力梯度变化趋势与之相反。最后,由上可知,全局单元控制参数仅为其权重系数 l_i ,当该系数取负值时,上述所有对流场作用均按相反趋势,此处不再赘述。



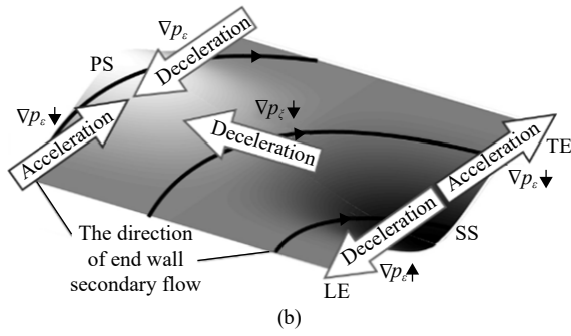


图 2 全局单元定义及流场作用情况

Fig. 2 Definition of the full-area unit and its effects on the end wall flow field

1.2.2 局部造型单元面

第二类端壁造型单元面具有针对性控制局部二次流的功能,这种造型单元面的流动控制方法十分灵活,可通过调节参数,在不同位置生成增强/弱化端壁二次流的端壁造型结构。后文简称为“局部单元”,其在标准空间构型如图 3 所示。

其轴向构型对应于图 3(a)中侧向视图,由 4 组控制变量($\sigma_0, \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$)定义,具体定义式为

$$A(\varepsilon) = \begin{cases} 0, & \varepsilon < \varepsilon_1 \\ \text{cspline}[(\varepsilon_1, 0), (\varepsilon_2, 1)], & \varepsilon_1 < \varepsilon < \varepsilon_2 \\ 1, & \varepsilon_2 < \varepsilon < \varepsilon_3 \\ \text{cspline}[(\varepsilon_3, 1), (\varepsilon_4, 0)], & \varepsilon_3 < \varepsilon < \varepsilon_4 \\ 0, & \varepsilon_4 < \varepsilon < 1 \end{cases} \quad (3)$$

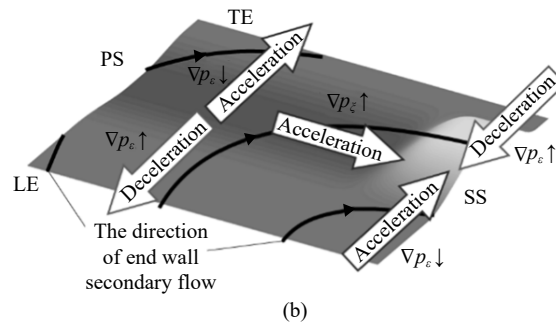
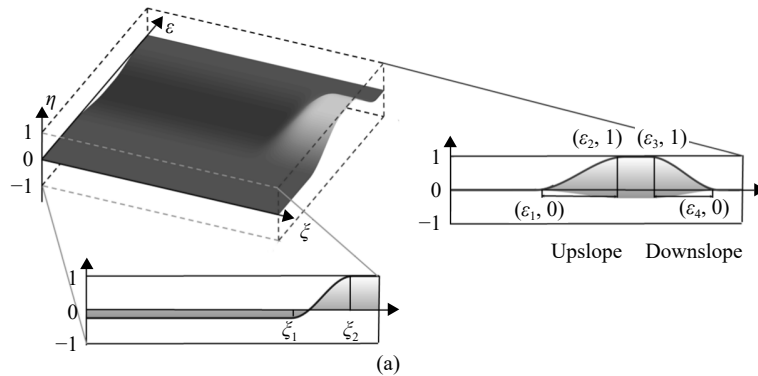


图 3 局部单元定义及流场作用情况

Fig. 3 Definition of the localized unit and its effects on the end wall flow field

其中

$$\begin{cases} \varepsilon_2 = 100\sigma_0, & 0.1 \leq \sigma_0 \leq 0.9 \\ \varepsilon_3 = \varepsilon_2 + 100(0.9 - \sigma_0)\sigma_1, & 0 \leq \sigma_1 \leq 1 \\ \varepsilon_1 = \varepsilon_2 - [10 + 100(\sigma_0 - 0.1)\sigma_2], & 0 \leq \sigma_2 \leq 1 \\ \varepsilon_4 = \varepsilon_3 + [10 + (90 - \varepsilon_3)\sigma_3], & 0 \leq \sigma_3 \leq 1 \end{cases} \quad (4)$$

式中 σ_s 为构型起始位置系数,与 σ_1 共同规定造型轴向控制点($\varepsilon_2, 1$)、($\varepsilon_3, 1$); σ_2, σ_3 分别为起始段及结束段比例系数,用于确定起始点及终止控制点($\varepsilon_1, 0$)、($\varepsilon_4, 0$),从而调节构型起始段及结束段坡度。上述爬坡段($\varepsilon_1 < \varepsilon < \varepsilon_2$)与下坡段($\varepsilon_3 < \varepsilon < \varepsilon_4$)的控制方程采用含边界条件的三次样条插值函数构造,令边界斜率为 0,从而保证造型曲线与未造型部位的光滑连接。

周向控制曲线如图 3(a)正面视图所示,由 2 组位置控制变量(σ_b, σ_r),控制周向构型,具体定义式为

$$F(\xi) = \begin{cases} -1, & \xi < \xi_1 \\ \sin\left[\frac{\pi}{\xi_2 - \xi_1}\left(\xi - \frac{\xi_1 + \xi_2}{2}\right)\right], & \xi_1 \leq \xi \leq \xi_2 \\ 1, & \xi > \xi_2 \end{cases} \quad (5)$$

其中

$$\begin{cases} \xi_1 = 100\sigma_b, & -1 \leq \sigma_b \leq 0.9 \\ \xi_2 = 100\sigma_r, & \sigma_b \leq \sigma_r, \quad 0.5 \leq \sigma_r \leq 2.0 \end{cases} \quad (6)$$

显然 $F(\xi)$ 将由 σ_1 、 σ_r 定义, 在 $\xi = \xi_1$ 至 $\xi = \xi_2$ 区间端面上翘, 构成“上坡”造型。根据前文分析, 此构造将增强 $\xi \in [\xi_1, \xi_2]$ 横向压力梯度, 增强横向二次流运动。综合上述, 局部单元的控制函数可写为

$$\eta = l_i A(\varepsilon) [F(\xi) + k] \quad (7)$$

其中 k 为保证造型后轴流压气机后通道截面积不发生变化而引入的调零因子, 通过式(8)可解得 k 值。

$$\int_0^{100} F(\xi) = 0 \quad (8)$$

局部造型的主要流动控制功能如图3(b)所示: 通过在 $\{(\varepsilon, \xi) | \varepsilon_1 < \varepsilon < \varepsilon_4, \xi_1 < \xi < \xi_2\}$ 内构造上坡造型, 增强该局部区域内的横向二次流强度。与全局造型一样, 上述流动控制同时也会伴随造成流向坡度, 根据端区流动与压强关系, 该局部区域的吸力面侧前段, 即 $\{(\varepsilon, \xi) | \varepsilon_1 < \varepsilon < \varepsilon_2, \xi < \xi_1\}$, 区域沿流向下陷, 由前至后压力梯度增强, 对应方向流动速度减小, 程度与起始段比例系数 σ_2 有关; 该局部区域的吸力面侧后段, 即 $\{(\varepsilon, \xi) | \varepsilon_3 < \varepsilon < \varepsilon_4, \xi < \xi_1\}$, 区域沿流向上陷, 由前至后压力梯度减弱, 对应方向的端区流动在局部加速, 程度与结束段比例系数 σ_3 有关。压力面侧与上述趋势相反。

1.3 生成端壁造型面

上述的两种端壁造型单元按照式(9)进行组合, 即可得到在标准造型区间内的端壁造型面。由于端壁造型依靠轴流压气机中端壁面走势的变化控制二次流, 且上述各造型单元均具备沿流向、横向强化或弱化端区流动的功能, 因此依照式(9)对各个造型单元进行组合的物理意义在于将各个造型单元内不同功能的流动控制进行叠加, 使得到的最终端壁造型结果具有对端壁二次流的综

合控制效果。如果端壁造型方案含有 n 个造型单元面, 其控制方程为 e_1 至 e_n , 则按照式(9), 可生成曲面

$$\Delta R = l_1 e_1 + l_2 e_2 + l_3 e_3 + \cdots + l_n e_n \quad (9)$$

式中 l_i 分配代表了最终造型结果中对于各种流动控制方法的不同侧重。图4以标准造型空间中全局正弦函数曲面单元和局部流动控制曲面单元叠合为例对权重的影响进行说明。根据前文全局单元和局部单元的定义方式, 前者可在全局范围内抑制横向二次流动, 在吸力面侧上游及压力面侧下游抑制流向运动、在吸力面侧下游及压力面侧上游加速流向运动; 后者可在靠近吸力面角区的局部区域促进横向流动, 在凸起壁面上游沿流向加速端区流动, 在其下游沿流向减速端区流动。由图4可知: 调整叠合权重 l_i 所引发的变动十分显著的。当 $l_2/(l_1+l_2)$ 由 0.1 变化到 0.9 时, 整个端壁面上的曲面起伏逐渐弱化, 吸力面角区局部造型越发突出。虽然上述两种端壁型面单元的线性叠合并不严格对应于其流动控制意图的线性组合, 但由最终得到的端壁面型面特征可以知道在吸力面角区局部端壁造型对于横向及流向运动的影响随 l_2/l_1 增加而逐渐增大。

按照式(9)生成的标准空间内端壁造型面需借助空间对应关系映射至轴流压气机的三维端壁区域。如图5所示的轮毂端壁造型, 设压气机端壁区坐标系为 (r, θ, z) 。令压气机端壁的前缘、尾缘额线分别与标准造型空间的 $\varepsilon = 0, \varepsilon = 100$ 相对应, 构成通道的相邻叶片吸、压力面则与 $\xi = 0, \xi = 100$ 相对应。若压气机中造型面起伏量已经给定 $\pm \Delta R$ 以内, 则实际压气机中的端壁造型面当与标准造型区间内的型面坐标存在下面的映射关系:

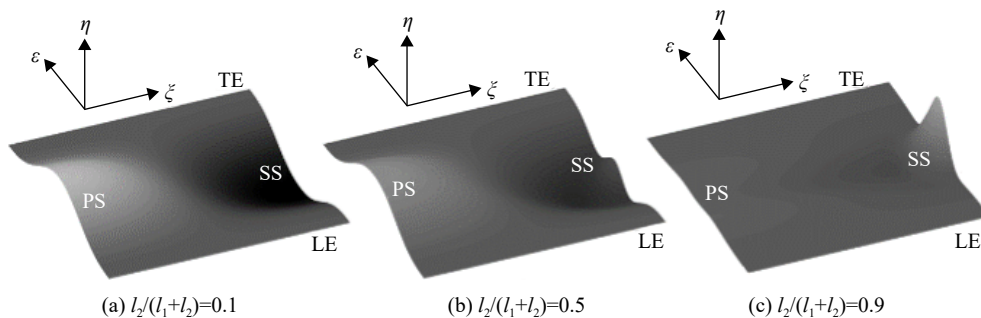


图4 不同权重下的标准空间内造型结果对比

Fig. 4 Influence of the weight factor on the variation of the end wall contouring

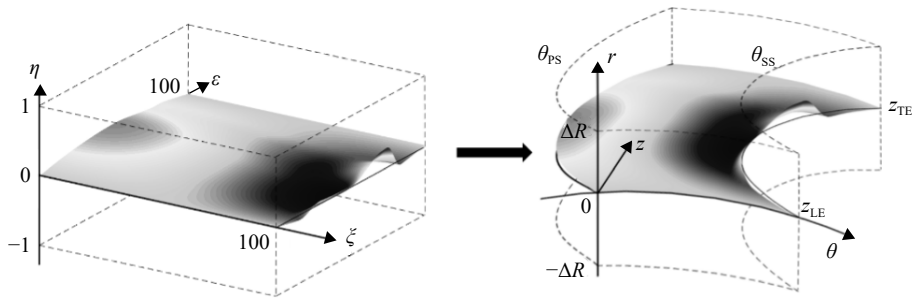


图 5 端壁造型由标准空间向压气机端壁空间映射

Fig. 5 Mapping from the standard space to the end wall region of a compressor passage

$$\begin{cases} r = \delta \Delta R(z) + r_0(z) \\ z = \alpha(z_{TE} - z_{LE})/100 + z_{LE} \\ \theta = \beta[\theta_{SS}(z, r) - \theta_{PS}(z, r)]/100 + \theta_{PS}(z, r) \end{cases} \quad (10)$$

式中 r_0 代表未造型时端壁面所处的半径位置, 由于通道型线随轴坐标 z 变化, 故 ΔR 与 r_0 均为 z 的函数; θ_{PS} 、 θ_{SS} 代表压力面与吸力面的周向角度坐标, 由于叶片带有扭转, θ_{PS} 、 θ_{SS} 均为 z 、 r 的函数。 z_{TE} 、 z_{LE} 代表前缘额线与尾缘额线的轴向坐标。

上述即定义了新端壁造型方法的定义与造型过程。各单元在定义空间光滑、连续, 自然可保证整体端壁造型的光滑连续。从理论上说, 通过任意组合造型单元面, 该方法可以得到任意形状的端壁型面, 然而经前期数值分析确认, 通常 1 组全局单元与 1~2 组局部单元即可满足压气机端区控制角区分离的需要, 因此参数个数通常可控制在 8~17 组之间。

2 研究对象与数值方法

2.1 研究对象介绍

本文研究对象为压气机叶栅, 其几何参数来源于某高负荷压气机末级静叶的端区截面。该端区叶型弯角超过 55°, 稠度接近 2.0, 作为出口级具有去预旋设计。在截取其 S_1 流面叶型后, 经数据元整加工线性叶栅, 截面及设计参数如图 6、表 1 所示。本研究采用线性叶栅进行研究的主要原因在于其既保留压气机叶端高负荷环境, 又不带有叶型扭向、附面层倾斜等特定因素的影响, 因此所得角区分离相关控制结论更具有普遍性。

2.2 数值模拟方法

本文通过数值模拟的方法进行三维定常的造型研究。叶栅网格计算域为半叶高内的单通道叶栅流体区域, 进口位于前缘上游 1.2 倍轴向弦长 (C_a), 出口由尾缘向下游延伸至 3 倍轴向弦长位置, 以此保证计算时出口气流的充分掺混。图 7

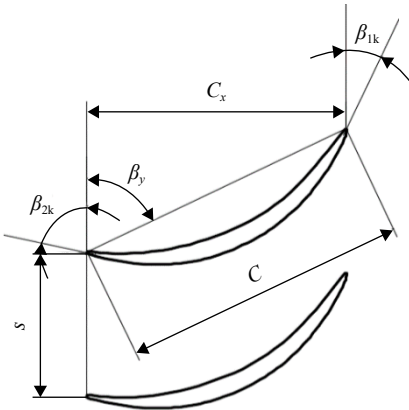


图 6 叶栅几何参数示意图

Fig. 6 Parameters definition of the cascade diagram

表 1 原型叶栅几何参数与气动参数

Table 1 Geometry parameters and aerodynamic parameters of the original cascade

参数	数值
叶高 h/mm	100
弦长 C/mm	40
轴向弦长 C_a/mm	36.2
叶距 s/mm	20
进口马赫数 Ma	0.6
进口几何角 $\beta_{1k}/(^{\circ})$	25
出口几何角 $\beta_{2k}/(^{\circ})$	80
安装角 $\gamma/(^{\circ})$	64.85
设计攻角 $i/(^{\circ})$	0

给出计算域内网格划分示意图(含剖面)。该网格由 NUMECA 软件包中的 IGG/Autogrid 构造。为保证网格质量, 进、出口段均使用 H 型网格, 在 S_1 流面通道采用“O4H”拓扑, 并在环叶区域加密。叶片及壁面平均 y^+ 值均小于 1。

使用 ANSYS CFX 求解叶栅流场的定常雷诺时均方程组(RANS)。结合计算收敛性、准确性的要求, 经前期试算对比, 从几类计算分离问题占优的湍流模型中选择 BSL(Baseline $k-\omega$ model)

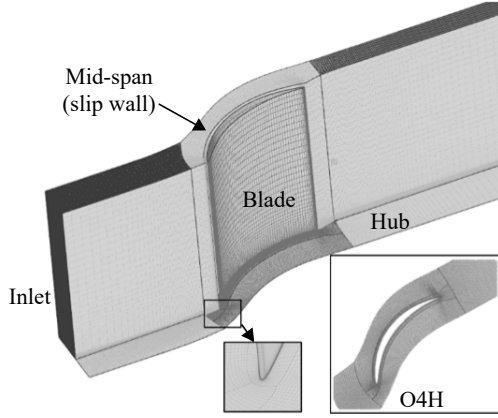


图 7 网格示意图

Fig. 7 Sketch of mesh

模型求解涡黏度, 空间离散格式为 2 阶迎风格式。进口边界条件给定速度分布与进口静温, 出口给定海平面标准大气压; 通道周向设置周期性边界条件, 叶中位置使用滑移壁面边界条件。计算时全局残差下降超过 6 个量级判定收敛。

为了明确网格数量对仿真结果的影响, 进行网格无关性验证。本研究选用 52 万、110 万、220 万共 3 组网格数量进行验证。结果如图 8。其中总压损失定义为

$$\omega = \frac{p_1^* - p^*}{p_1^* - p_1} \quad (11)$$

其中 ω 为总压损失系数, p_1^* 代表进口 50% 叶高位置的绝对总压, p_1 代表对应位置静压, p^* 为观测位置总压。由于本研究中数值计算将与优化设计结合, 因此上述网格节点总数差异将导致研究总体计算量的显著增加。相比于此, 无论在设计点 (OP1, $i = 0^\circ$)、大攻角点 (OP2, $i = 4^\circ$), 还是负攻角点 (OP3, $i = -2^\circ$), 不同网格数量 (N_{grid}) 下损失分布趋势完全一致, 由网格数量带来的损失分布差异在 30% 叶高以下约为 0.01, 在 30% 叶高至 50% 叶高之间几乎不可分辨。这说明, 相比于网格量增加带来的设计工作量陡增, 其对叶栅性能计算带来的影响相对微小, 继续增加网格量无法带来显著的计算收益。因此为尽量在计算资源允许的前提下提升对流场细节的计算能力, 本研究折中选择 110 万网格开展后续研究工作。

数值精度方面对比了实验与数值计算的总压损失系数和端壁静压系数, 如图 8、图 9 所示。图 8 中显示, 设计点与大攻角点, 计算总压损失系数与实际沿叶高分布趋势类似。在设计点, 图 8(a) 显示 20% 叶高以下, 数值计算结果与实验结果接近, 该区域为损失核心区, 损失发生与角区

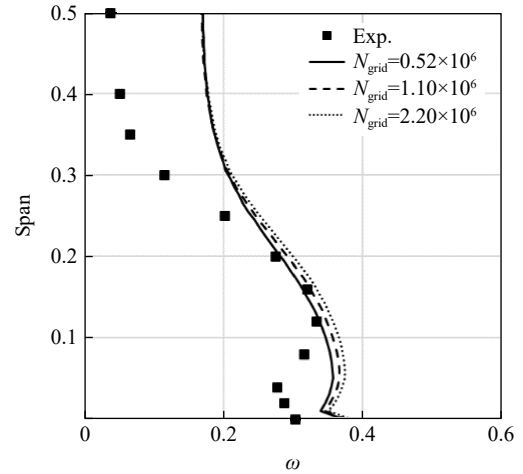
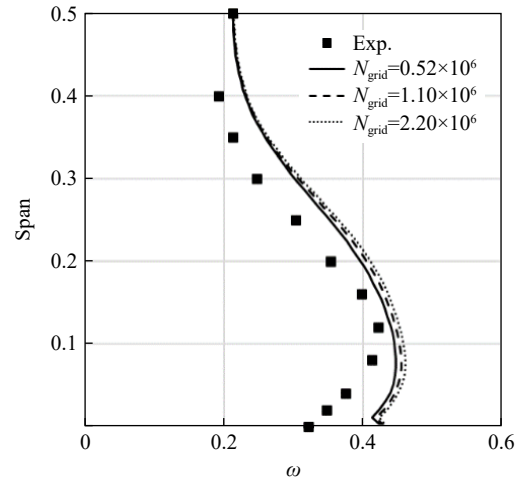
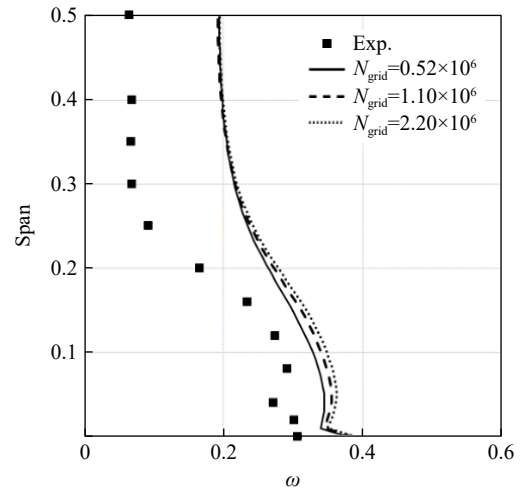
(a) $i=0^\circ$ (b) $i=4^\circ$ (c) $i=-2^\circ$

图 8 尾缘下游 0.5C 位置总压损失系数沿叶高分布

Fig. 8 Spanwise distribution of ω at 0.5C downstream of the trailing edge

分离关系密切, 因此说明数值计算可以较为准确地模拟角区分离并与之相关的气动损失。相比之下, 20% 叶高至叶中区域数值计算与实验存在较

大差异,该区域气动损失主要与 S_1 流面内的二维分离相关,这说明当前 CFD 方法,对高负荷叶形的二位分离问题预测能力有所不及。在大攻角点,图 8(b)显示,此时 CFD 对损失分布趋势预测比设计点更加准确,由损失核心区(叶根至 20% 叶高)到叶顶,数值计算结果分布变化与实验相似,但损失数值定量偏大。因此,上述损失变化说明

CFD 方法虽在预测高负荷叶栅二维分离方面存在一定弱势,但在涉及角区分离相关现象方面,无论损失预测,还是由攻角增加、分离加剧带来的损失增加量,CFD 结果基本与实验结果相符。此外,图 9 给出了实验与 CFD 结果的端壁静压系数(C_p)分布,图中横坐标 C_a 为无量纲轴向弦长,纵坐标 l 为栅距。

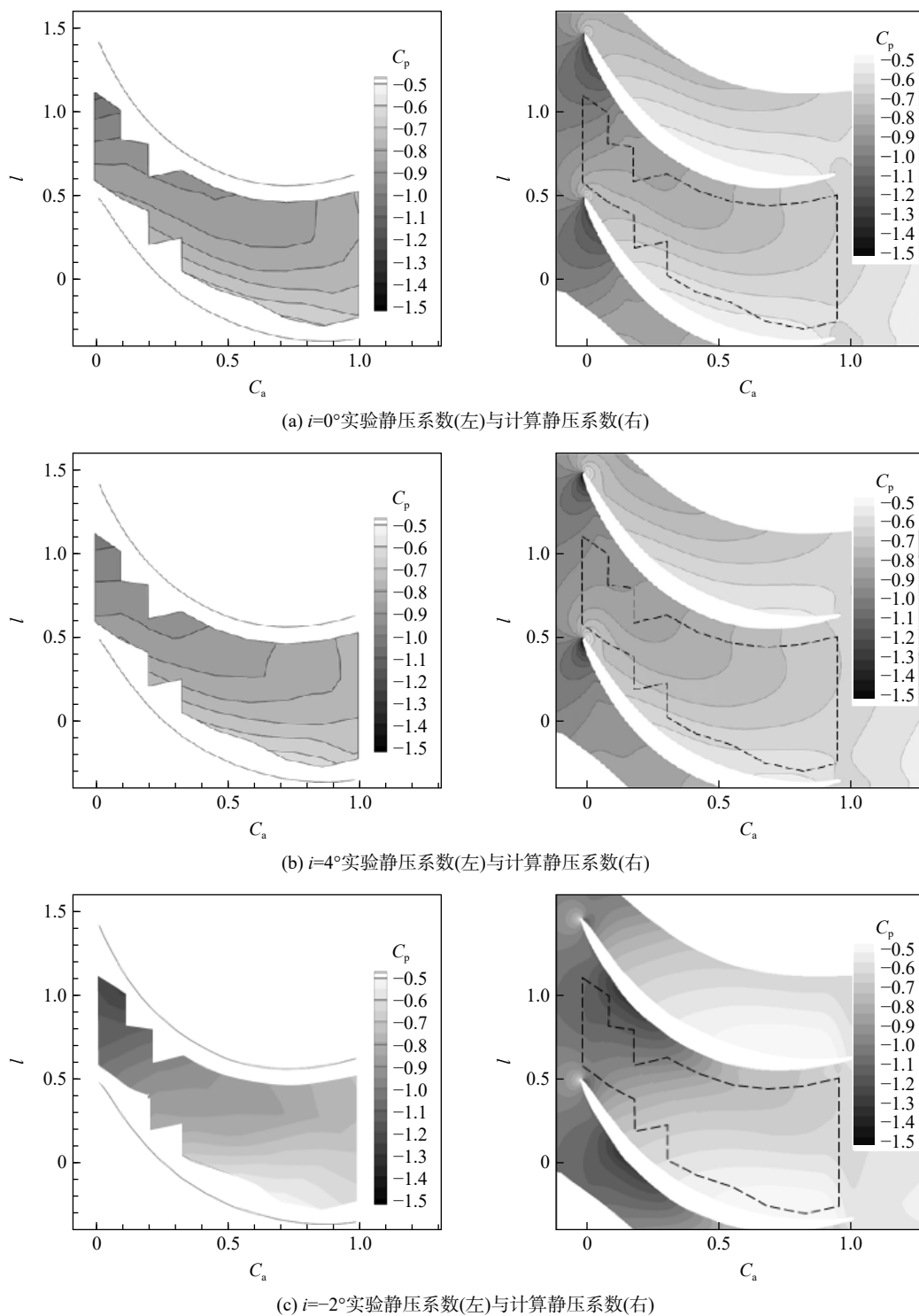


图 9 实验与计算壁面静压系数分布对比

Fig. 9 Experimental and CFD result comparison of the static pressure coefficient on the end wall surface

$$C_p = \frac{p^* - p_1^*}{p_1^* - p_2} \quad (12)$$

式中 p^* 为观测位置总压, p_1^* 代表进口 50% 叶高位置的绝对总压, p_2 代表叶栅上游距前缘 25% 轴向弦长截面最大静压。

为方便比对, 图中 CFD 计算结果上所附的黑色粗虚线范围与实验相同。对比发现, 数值计算所得端面静压系数等值线分布在设计点与大攻角点均与实验结果相符。考虑到角区分离的发展主要与端壁区二次流分布相关, 且主要受制于端壁静压梯度, 这从侧面解释了图 8 中由角区分离导致的损失核心区预测结果准确的原因。

综上, 本研究中的 CFD 方法虽在定量上存在误差, 但在当前科研问题的焦点——对角区分离的计算与控制问题上, CFD 方法具有足够的精度, 足以保证本文研究所需。

3 优化方法

由文中第 2 节所给出的端壁参数化及造型方案, 现对一高负荷轴流压气机叶栅进行优化造型研究。根据以往对压气机叶栅的研究结论, 当设计点和大攻角点两个工况下的总压损失系数降低, 则分布在两工况内的其余攻角性能亦会提升。所以本研究取设计点(OP1, $i = 0^\circ$)和大攻角点(OP2, $i = 4^\circ$)两个工况下的全局总压损失系数为优化变量开展多目标优化。总压损失系数定义为

$$\omega_o = \frac{p_{\text{inlet}}^* - p_{\text{outlet}}^*}{p_{\text{inlet}}^* - p_{\text{inlet}}} \quad (13)$$

式中 p_{outlet}^* 为出口质量流量平均总压; p_{inlet}^* 为进口质量流量平均总压; p_{inlet} 是进口处的质量流量平均静压。

本研究利用 15 个变量来控制端壁形状变化, 包括一个全局造型单元面和两个局部造型单元面。首先, 通过对 15 个参数变量进行随机抽样, 生成 100 个非轴对称端壁造型样本。然后使用第 3 节中描述的 CFD 方法对其进行模拟, 得到各造型在 OP1 和 OP2 处的总压损失系数(定义为 ω_{o1} 和 ω_{o2}), 与样本变量共同组成优化所用初始数据库。最后, 利用 ISIGHT 软件控制优化的进程。如图 10 所示, 优化过程通过两层循环进行。内部循环首先利用径向基神经网络模型作为 CFD 计算的代理模型, 并将上述数据库用于训练神经网络。最后采用 NSGA-II 算法寻找总压损失系数最小值。每次遗传迭代会通过代理模型进行估计并选出 20 组最

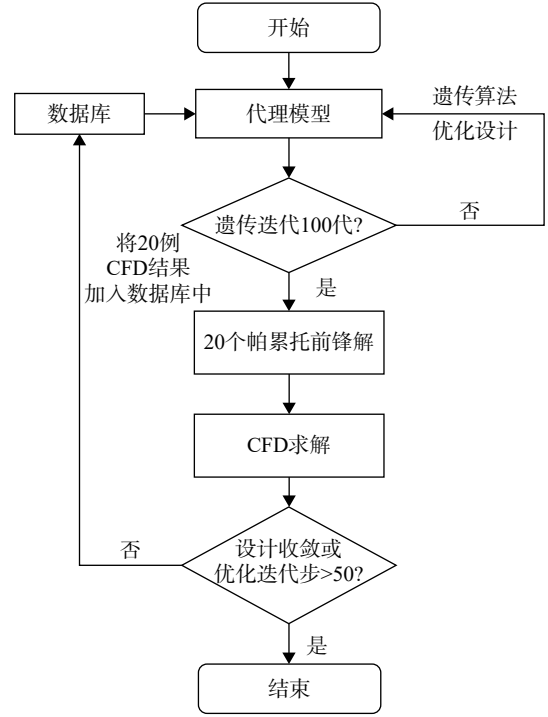


图 10 优化设计流程

Fig. 10 Processing of the optimization design

优解。外部循环将会对内部迭代选出的 20 组最优解进行 CFD 模拟验证, 并将结果添加到数据库中。

当达到收敛或外部迭代超过 20 步时, 优化过程将停止。实际优化过程在 7 次外部迭代中即收敛, 与传统方法相比计算时间相对较短。这可能是因为新方法中控制变量更少, 使得神经网络在经数据库中特定数量的样本的训练后具有更高拟合精度。

4 结果分析

4.1 造型参数与损失相关性分析

本文所选用造型参数, 均与二次流控制规律直接相关, 所以首先借助数据库及优化样本开展统计学分析, 归纳出不同造型对损失的作用效果。使用 Spearman 秩相关系数(Spearman rank correlation coefficient)来探究各参数对损失的影响, 利用 Pearson 偏相关性系数(Pearson correlation coefficient)来进一步探索各参数对损失的独立影响。图 11(a)、图 11(b)中横坐标从左至右依次表示: 全局单元幅值控制变量(l_1), 局部单元 1 的幅值控制变量(l_2)、轴向控制变量 $\{\sigma_{0,1}, \sigma_{1,1}, \sigma_{2,1}, \sigma_{3,1}\}$ 、周向控制变量 $\{\sigma_{1,1}, \sigma_{r,1}\}$, 局部单元 2 的幅值控制变量(l_3)、轴向控制变量 $\{\sigma_{0,2}, \sigma_{1,2}, \sigma_{2,2}, \sigma_{3,2}\}$ 及周向

控制变量 $\{\sigma_{1,2}, \sigma_{r,2}\}$, 纵坐标为相关性系数。黑色柱图表示 Spearman 秩相关系数 (Γ_s), 灰色柱图表示 Pearson 偏相关性系数 (Γ_p)。当 Γ 为正值, 说明损失与变量为正相关, 即变量取值越大, 产生的损失越大。当 Γ 为负值, 则为相反效果。定义 $|\Gamma| \leq 0.4$ 为低度相关, $0.4 < |\Gamma| \leq 0.7$ 为中度相关, $0.7 < |\Gamma| \leq 1$ 为高度相关, 图 11(c) 为某个变量发生变化时, 端壁控制线的变化趋势示意图。

由图 11(a), 首先分析 OP2 下的秩相关系数。全局单元幅值控制变量 l_1 的秩相关系数 Γ_s 为 0.71, 与损失高度正相关, 说明全局单元幅值取值越小, 对损失控制越有利, 这正对应于吸力面下陷趋势减弱或凸起, 压力面上凸趋势减弱或下陷。因此全局单元的作用倾向于增强吸力面全局二次流。局部造型单元 1 的幅值控制参数 l_2 与全局损失的秩相关系数 Γ_s 为 -0.45, 可知此参数与损失中度负相关, 结合参数意义, 可推断当造型为上

坡且幅值增大时, 更有助于控制损失; 与轴向造型变量 ($\sigma_{0,1}, \sigma_{1,1}, \sigma_{2,1}, \sigma_{3,1}$) 对应的 $|\Gamma|$ 值均小于 0.4, 说明局部造型单元 1 的轴向造型变量对损失影响较小, 但通过 Γ_s 的正负取值, 仍可以判断造型越靠近前缘、前段坡度越缓损失越小, 后段位置及坡度对损失影响不大; 其周向造型参数 ($\sigma_{1,1}, \sigma_{r,1}$) 均与损失中度负相关, 因此当 $\sigma_{1,1}, \sigma_{r,1}$ 取值越大, 即造型越靠近吸力面时, 越会降低叶栅损失。局部造型单元 2 的整体控制效果与局部造型单元 1 相似, 仅有 $\sigma_{1,2}$ 对应秩相关系数比局部造型单元 1 更加偏向 -0.4, 说明局部造型单元 2 出后段位置靠近尾缘时有利于叶栅损失控制。结合灰色柱图所示的偏相关性系数 Γ_p 分布可知, 各参数在排除了自身外的其余参数影响后, 局部造型对损失的相关性均有明显减弱, 但整体趋势基本不变。因此可知局部造型各参数对损失的影响均会受到其余参数影响, 各参数之间具有较强的联系, 共同影

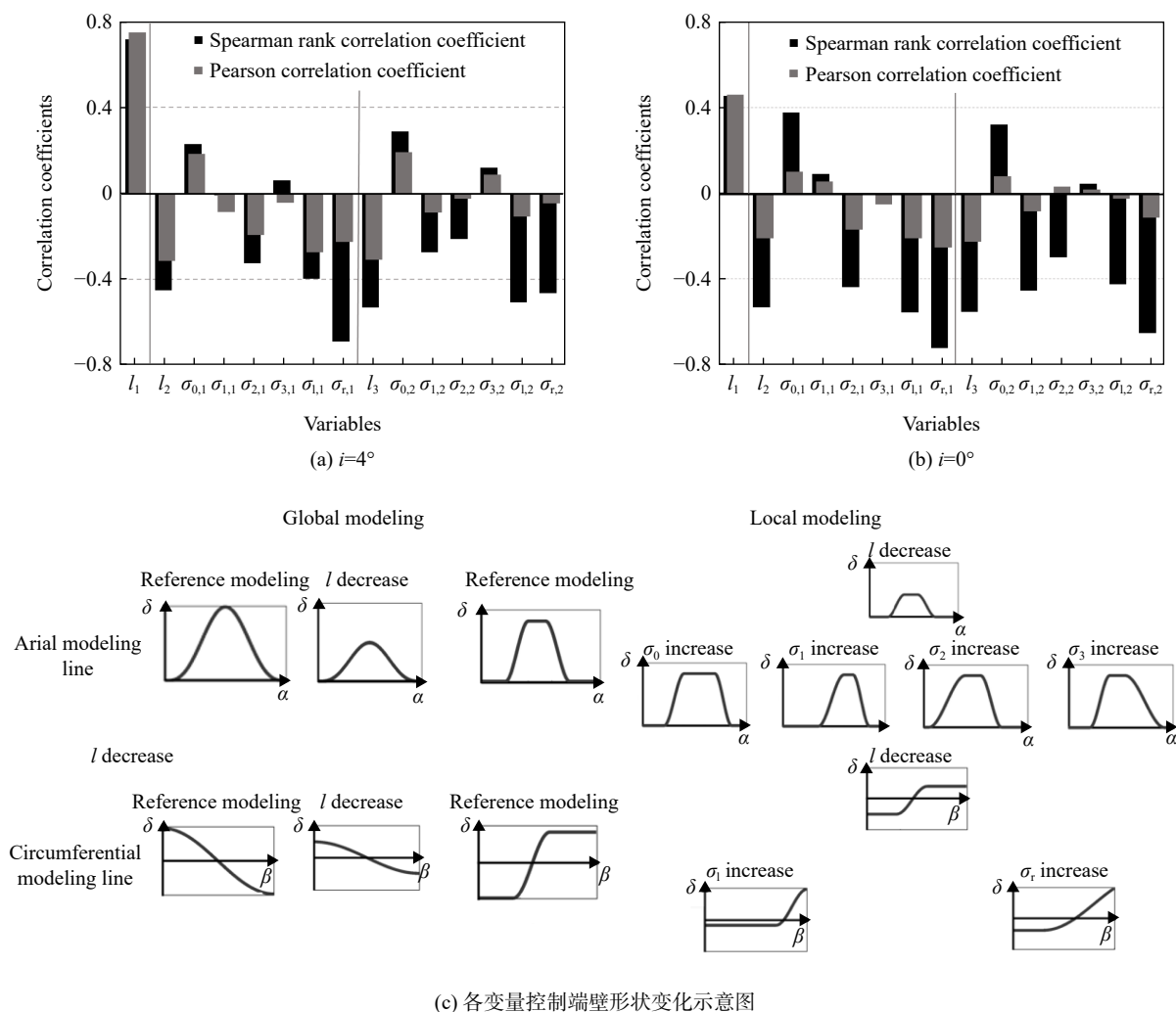


图 11 造型变量与总压损失系数的相关性分析

Fig. 11 Correlation analysis between control variables and total pressure loss

响损失的产生。

对于 OP1, 整体控制规律与 OP2 类似, 不同之处在于其全局造型单元对损失的影响力明显下降, 此处不再赘述。

通过上述相关性分析, 可以至少总结以下几点与造型结论:

1) 局部单元的控制变量与总压损失之间的相关性是非线性的。在抑制角区分离和减少损失时, 局部单元的各控制变量之间具有很强的相关性。

2) 分离控制中最有效的端壁造型需要通过全局造型单元构造吸力面侧凸起、压力面凹陷的造型结构。对于局部单元, 吸力面附近的突起应延伸到前缘、尾缘, 且前缘附近斜率平缓, 从而最大限度地减少整体损耗。

3) OP1 与 OP2 端壁造型规律相似, 但后者与吸力面局部的二次流控制关联更为紧密。

4.2 优化结果及总特性分析

图 12 给出了多目标优化结果。图中横轴代表各样本在 OP2 全局损失系数数值, 纵轴代表 OP1 全局损失系数数值, Ori. 代表原型的总压损失系数点, Opt. 代表优化过程中间解, Database 代表初始数据库样本。根据坐标轴方向, 图中靠近左下角样本在 OP1 及 OP2 均可有效控制损失。图中用双曲线给出了 Pareto front, 其分布大致呈现锐角, 这显示端壁造型可以在 OP1 与 OP2 同时改善性能, 最多在部分机理上有所冲突, 这一点与前文相关性分析结论一致, 将在之后端壁流场分析时具体探讨。

在图 12 中的 Pareto Front 附近选择 3 点(黑色圆形实心点、编号 1~3)进行观测, 其中 1 点较好地改善了 OP2 性能, 3 点较好地改善了 OP1 性能, 2

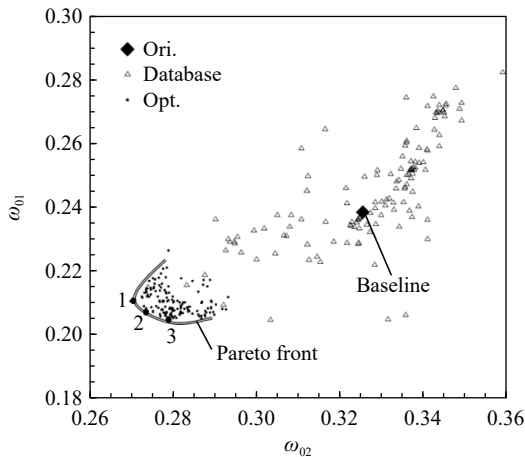


图 12 造型结果的总压损失分布

Fig. 12 Total pressure loss of profiling cases

点则兼容改善了 OP1 与 OP2 的性能。由于 1、2、3 点彼此相近, 最大差值不超过 0.01, 所以仅选取兼容性好的 2 点进行着重分析, 命名为 Case2, 造型结果归一化高度($\bar{H}$)如图 13 所示。根据云图可知造型靠近压力面端壁凹陷, 靠近吸力面端壁凸起, 且起止位置靠近于前尾缘, 整体坡度缓, 与相关性分析所得结果一致。

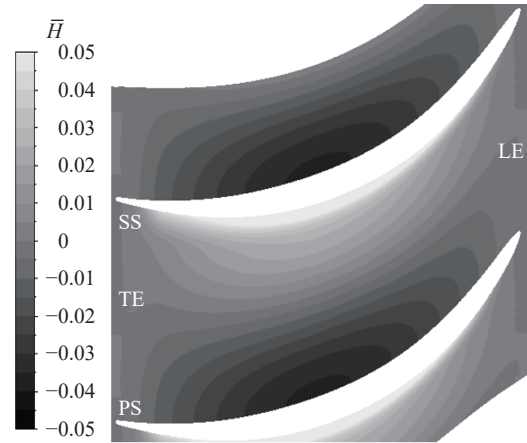


图 13 优化造型结果高度云图(Case2)

Fig. 13 Height contours of the optimized model (Case2)

图 14 比较了原型叶栅与 Case2 之间的总压损失系数(ω_o)和轴向密流比(AVDR)和出口气流角(β_2)沿叶展分布。对于 OP1、和 OP2 和 OP3, 图 14 (a) 表明应用非轴对称端壁造型会降低总压损失系数 ω_o 的值, 从轮毂到 30% 叶高 ω_o 最多降低了 0.1, 这表明造型可以显著抑制角区分离的发展。同时, AVDR 曲线显示的叶中处降低, 叶根处升高, 曲线逐渐靠近于 1。这表明由于角区分离导致的端区堵塞已被端壁造型清除。从图 14 (c) 中可以看出, 在靠近底部端壁的出口气流角由于端壁附近强烈的二次流的作用, 角度明显比靠近中间叶高位置的偏大, 即此时流场气流过度折转(overturning)。设计攻角在 12% 至 30% 叶高与近失速攻角在 20% 至 30% 叶高位置位置, 流场气流过小折转(underturning), 这主要由于叶片尾缘处的角区失速以及叶片吸力面分离的影响。另外, 在此处, 端壁区的二次流作用已经不大。造型后除端壁区过偏转气流角未改善外, 其余各部位均得到一定改善。

为进一步明确上述损失变化与角区分离关系, 下面借助文献 [22] 的损失源模型进行分析。设流场定常, 以静叶栅内气流为研究对象, 建立一开口系控制体, 令体积为 v , 进口标号为 1, 出口为 2, 流量为 $\dot{m}$, 则单位时间内控制体损失将导致

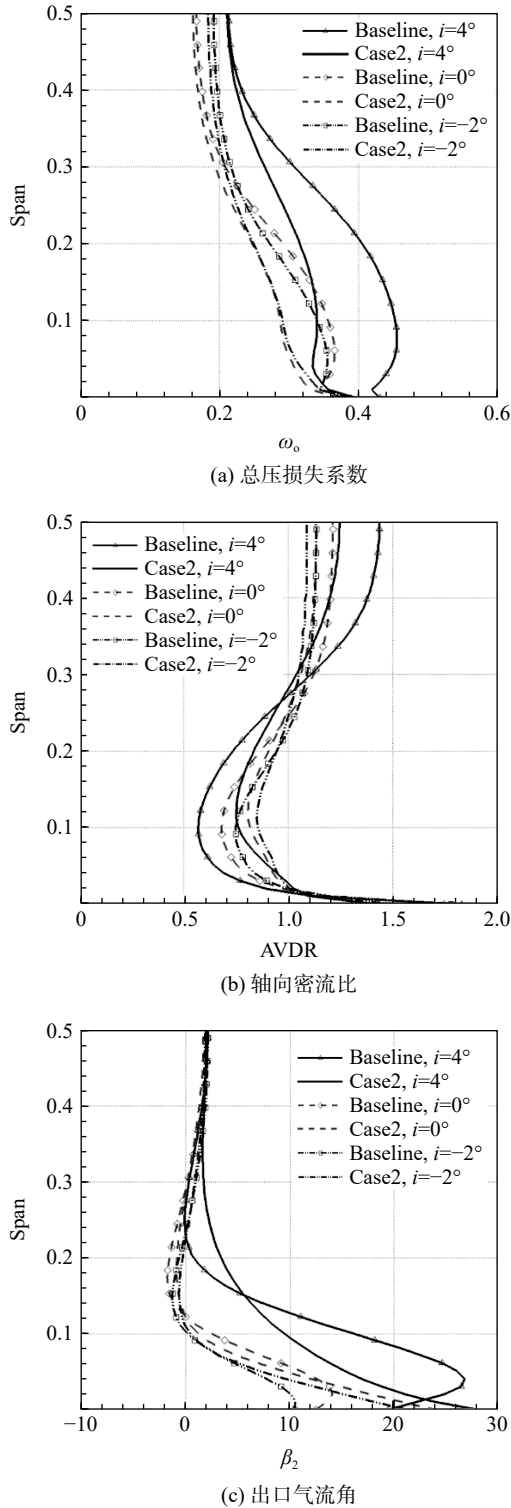


图 14 尾缘下游 $0.5C$ 处总压损失系数、轴向密流比与出口气流角分布

Fig. 14 Spanwise distribution of total pressure loss coefficient, AVDR and out flow angles at $0.5C$ downstream of the TE

出口机械能低于进口机械能, 若以 K 表示单位质量气体机械能, 则有

$$\dot{m}(K_1 - K_2) = \iiint_V \Phi dv \quad (14)$$

式中 Φ 代表流场中局部位置的耗散函数。设若上述机械能变化发生在一个无损失的过程中, 则机械能由 K_1 至 K_2 变化对应气流向外界做工, 气流总压改变必满足等熵关系, 即

$$\left(\frac{T_1^*}{T_2^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{p_1^*}{p_2^*} \quad (15)$$

将 $T_1^* = T_2^* + (K_1 - K_2) / c_p$ 代入可得

$$\left[\frac{T_1^*}{T_1^* - (K_1 - K_2) / c_p}\right]^{\frac{k}{k-1}} = \frac{p_1^*}{p_2^*} \quad (16)$$

从而可得 Δp^* 为

$$\Delta p^* = p_1^* - p_2^* = p_1^* \left(1 - \frac{T_1^*}{T_1^* - \frac{1}{\dot{m}c_p} \iiint_V \Phi dv}\right) \quad (17)$$

因此对于通道确定空间 v 内的损失, 其对进出口总压变化所作出的贡献可以借由下式进行衡量:

$$L_v = \frac{\Delta p_v^*}{p_1^* - p_1} \quad (18)$$

式中分母为进口平均动压, 用来对总压损失进行无量纲化, 得到的系数 L_v 即为流场中某空间内损失源对应的总压损失系数。

图 15 依据研究经验对叶栅流域进行空间划分, 其中区域 1 为计算域 $-0.1C_a$ 至 $0.1C_a$ 的部分, 该区域损失主要源于前缘堵塞与来流绕流所致的黏性耗散, 借助式 (17) 可估算损失源, 定义为 L_{LE} ; 区域 2 为 $0.1C_a$ 下游包裹叶片的层状区域, 距叶表无量纲距离 y^+ 在 200 以内, 损失主要来自于叶表摩擦损失, 定义为 L_{bf} ; 区域 3 为 $0.1C_a$ 至尾缘, 区

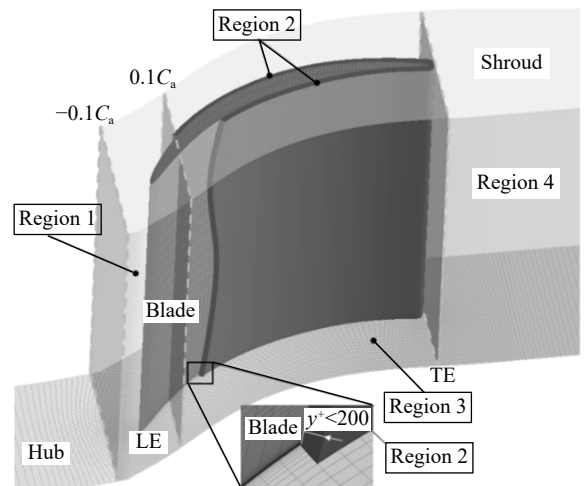


图 15 损失源所在区域划分

Fig. 15 Integral region of the loss sources

域2以外的部分, 损失源主要是通道角区分离所致的耗散损失, 定义为 L_{su} ; 区域4为尾缘下游的部分, 损失包含二次流掺混损失与角区分离掺混损失, 定义为 L_{sd} 。

这里特别定义二次流动能为

$$S_{ke} = \frac{1}{2} \rho [V - (V \cdot n_{prim}) n_{prim}]^2 \quad (19)$$

式中 n_{prim} 为主流方向, 尾缘至出口段的二次流能量损失造成的总压损失是

$$L_{S_{ke}} = \frac{S_{keTE} - S_{ke2}}{p_1^* - p_1} \quad (20)$$

可进一步求出叶栅中分离损失的总体贡献:

$$L_{sep} = L_{su} + L_{sd} - L_{S_{ke}} \quad (21)$$

表2计算了叶栅的各区域损失源的数值。很明显, 前缘损失(L_{LE})和分离损失(L_{sep})在OP1占主导地位, 在OP2变得更加显著, 两种工况下的分离损失均占总损失的41%以上。依据表2所得数据, 进一步计算使用端壁造型时上述损失源变化, 表3重点给出了造型前后全局损失相对变化和角区分离损失相对变化。这里定义总损失源为

$$\sum L = L_{LE} + L_{bf} + L_{su} + L_{sd} \quad (22)$$

表2 叶栅通道损失源分布

Table 2 Loss sources of the cascade

$i/(\circ)$	L_{LE}	L_{bf}	L_{su}	L_{sd}	$L_{S_{ke}}$	L_{sep}
0	0.074 4	0.063 1	0.041 8	0.056 6	0.001 7	0.096 8
4	0.106 5	0.075 5	0.056 1	0.085 2	0.002 5	0.138 9
-2	0.085 3	0.068 5	0.046 6	0.045 2	0.001 1	0.090 7

表3 端壁造型对损失源作用

Table 3 Effect of NEWC on the loss sources

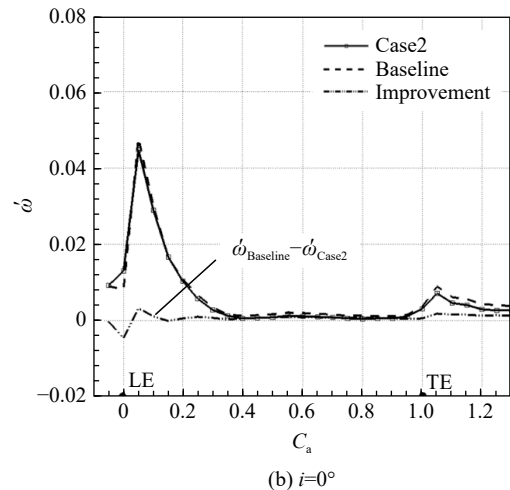
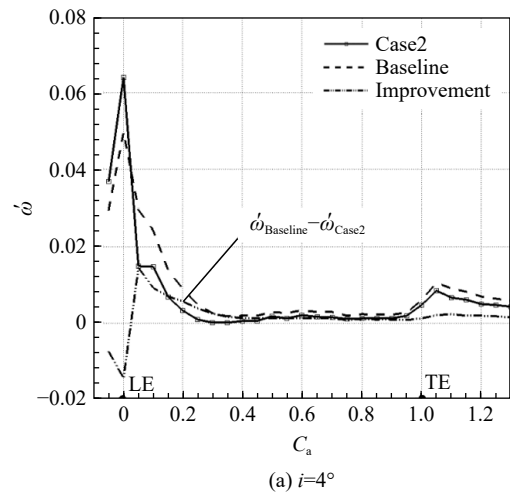
$i/(\circ)$	$(L_{sep, Case2} - L_{sep, Baseline}) / \sum L_{Baseline} / \%$	$(L_{Case2} - L_{Baseline}) / \sum L_{Baseline} / \%$
0	-10.18	-12.89
4	-13.01	-16
-2	-6.38	-7.98

由表3可知, 在OP1时, L_{sep} 的相对减少量达到10.18%, 占总体减少量(12.89%)的78%。对于OP2情况, L_{sep} 的降低增加到13.01%, 同样占总降低量(16%)的81%。对于OP3情况, L_{sep} 的降低增加到6.38%, 同样占总降低量(7.89%)的80%。显然, 在3种工况下, 分离损失的变化占非轴对称端壁造型对总体影响的主要部分。可以断定, 造型

对于叶栅的角区分离控制和总体损失控制是同步的。由此认定, 第4节的优化过程的目标, 即最小化损失, 必然具备同步抑制角区分离的效果。所以, 下面关于损失变化的讨论亦可以看作是控制角区分离的指标。

4.3 非轴对称端壁造型对流场的影响

为了研究非轴对称端壁造型的流动控制规律, 图16和图17分别显示了非轴对称端壁造型对损失分布的影响和对流场的影响。图16中, 虚线和实线分别表示应用非轴对称端壁造型前后的总压损失沿流动方向的增长速率($\dot{\omega}$)。双点划线是实线与虚线之间的差值, 表示应用端壁造型后对降低损失增长率方面的改善效果。图17显示了吸力面上的极限流线, 并用 $V_z = 0$ m/s(灰色透明表面)等值面表示了角区分离的反向流动区域。从文中第4.2节可以看出, 与设计点和负攻角点相比, OP2的角区分离更加严重, 非轴对称端壁造型产生的效果更显著。所以下面的讨论将集中在造型对OP2的影响, 并将OP1及OP3的情况作为对比讨论。



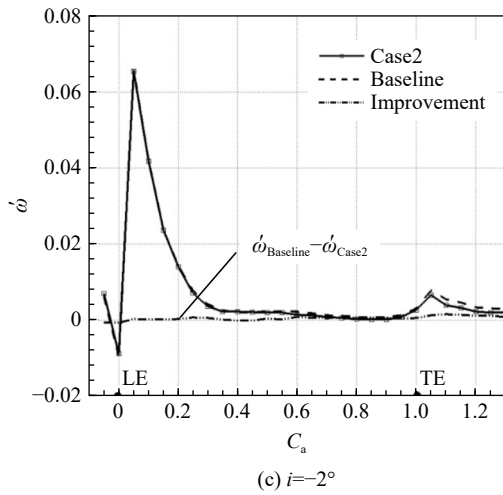


图 16 应用非轴对称端壁造型前后总压损失增长速率沿轴向分布

Fig. 16 Streamwise distribution of growth rate of total pressure loss before and after applying NEWC

对于 OP2, 图 16(a) 显示损失增长率主要有两个峰值点, 第 1 个出现在前缘位置。图中从 $-0.05C_a$ 到 $0.05C_a$ 范围内, Case2 的总压损失系数相较于原型反而增加了 0.016, 但是从前缘到 $0.2C_a$ 减少得更多。结合图 17(a) 可以看出, 角区分离起始点(半鞍点 $N(S)_1$), 自前缘向下游方向发生了明显的偏移。对于上述这种变化的主要原因是造型使叶栅端壁的流动结构发生变化, 这些将会放在下面的流场分析中详细讨论。第 2 个峰值出现在尾缘下游 $0.1C_a$ 处, 这是由于角区分离自尾缘脱落的低能流体的耗散所致。虽然端壁造型没有延伸到该区域, 但由于其上游叶片通道的角区分离的消减, $\dot{\omega}$ 仍减少了约 0.004。

对于 OP1 和 OP3, 从图 16(b) 和图 16(c) 可以看出, 叶栅在前缘附近产生了比 OP2 更高的 $\dot{\omega}$ 。

并且从前缘到 $0.4C_a$ 范围内, 相较于 OP2, OP1 应用端壁造型对损失增量的降低效果要差得多。结合图 17(b) 与图 17(c) 可知, 这是由于原型叶栅中的反向流动并没有在叶片流道前方广泛分布, 导致造型对前缘的控制效果并不明显。从 $0.5C_a$ 到尾缘, 及尾缘下游的第二峰值点, 这里 OP1 和 OP3 的作用效果与 OP2 类似, 为了避免冗余语句, 不再讨论。

在应用端壁造型时, 上述角区分离发展程度和损失变化均与端壁二次流密切相关。在压气机端壁区域, 流体运动必须满足 N-S 方程, 即

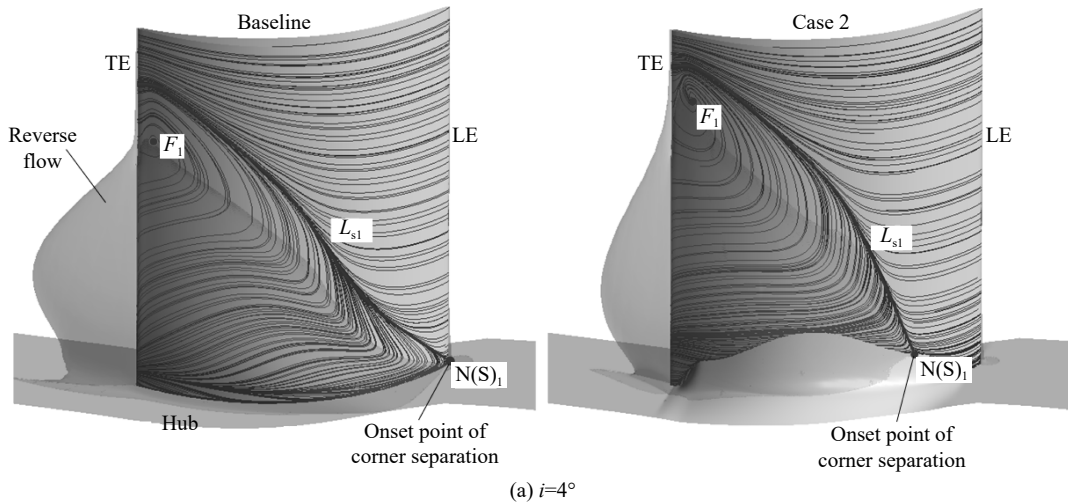
$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + V_x \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial x} + V_y \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial y} + V_z \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \mathbf{f} + \boldsymbol{\tau} \quad (23)$$

考虑到流场是恒定的, 没有彻体力, 上式中的流速只受压力梯度和黏性力的影响。在端壁附近, 垂直于固体壁面的速度接近于 0, 压力梯度也接近于 0; 端壁边界层中的低能流体可以看作是不可压缩流动。则式(23)可导出为

$$\begin{cases} V_1 \frac{\partial V_1}{\partial u_1} + V_2 \frac{\partial V_1}{\partial u_2} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial u_1} + \tau_1 \\ V_1 \frac{\partial V_2}{\partial u_1} + V_2 \frac{\partial V_2}{\partial u_2} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial u_2} + \tau_2 \end{cases} \quad (24)$$

式中 u_1 、 u_2 表示 S_1 流面正交坐标系的坐标。对于直叶栅, u_1 和 u_2 的方向等于 z 和 y 。 V_1 、 V_2 是相应的速度分量。这样, 应用端壁造型前后的坐标系就可以等效。由式(23)可知, 端壁区域右侧压力梯度对左侧加速度有至关重要的贡献。当造型改变原 ∇p 的幅度/方向时, 端壁二次流将受到不同的驱动力。所以非轴对称端壁造型引起的 ∇p 的变化是端壁二次流变化的主要驱动力。

首先分析 OP2 原型叶栅。由图 18(a) 的极限



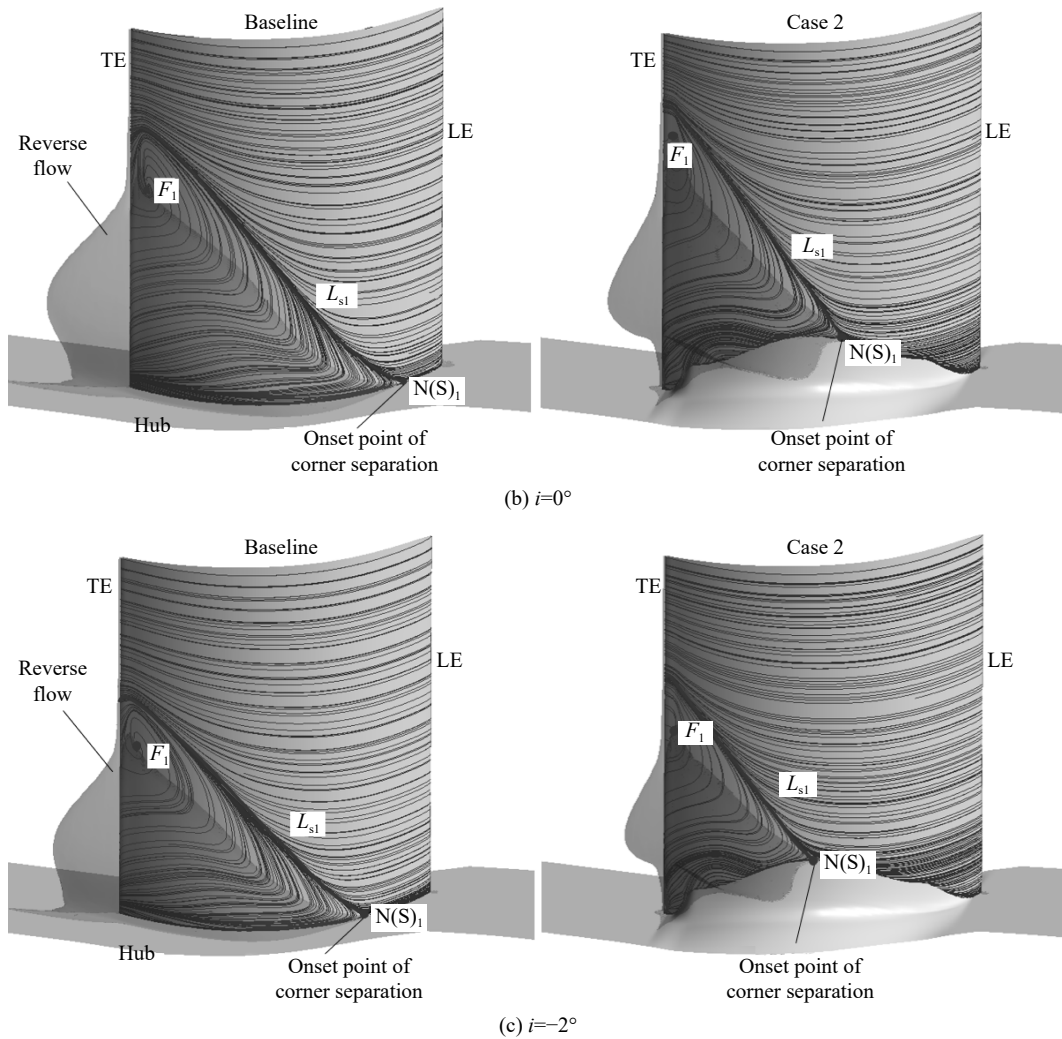


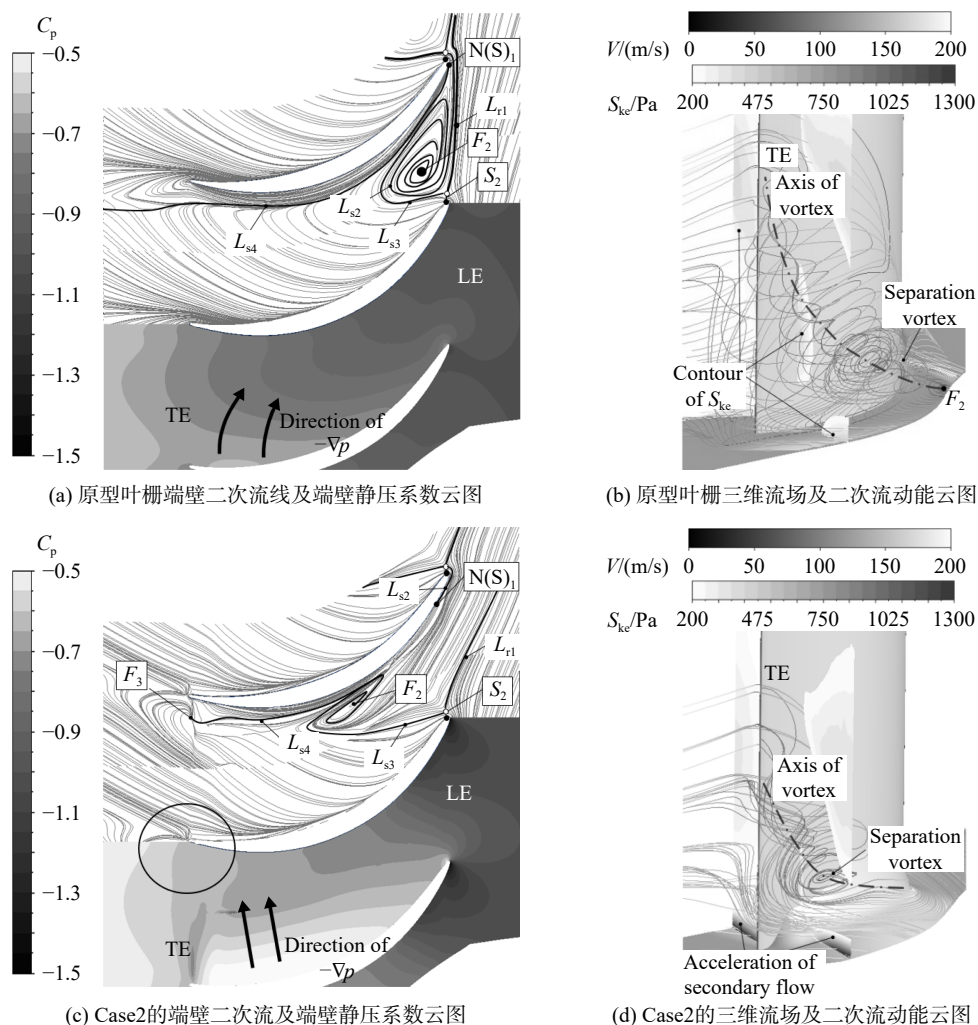
图17 应用非轴对称端壁造型前后的三维流场

Fig. 17 Three-dimensional flow field before and after applying the NEWC

流线可以看出:一方面,通道的前端边界层发生分离,形成严重的分离涡(涡核位于旋点 F_2);另一方面,从来流至前缘的再附线(L_{r1}),与从相邻叶栅前缘鞍点(S_2)发出的分离线(L_{s2})几乎重合。由这两种情况可以推断,分离涡完全阻塞了叶片端壁附近的通道入口。图中位于分离线 L_{s3} 下游的端壁二次流是由压力面发出,并在逆压梯度作用下向端壁前端流动,于吸力面角区附近形成反流。结合图18(b)的三维流场能够进一步表明,吸力面前缘附近的反向流动以分离旋点 F_2 为中心,形成涡旋并离开端壁表面,于吸力面下游附近聚集,形成角区分离(图中 L_{s4} 为角区分离在端壁面上边界线)。

应用端壁造型后,由图18(c)的极限流线,可以看出吸力面前缘附近流场有着明显改善。这种改善的原因,部分是因为端壁表面向流向方向的上坡造型,加速了来流的速度,并将端壁流线方

向转至流向,延后了其向吸力面角区的堆积。更重要的是因为端壁造型使此部位的角区分离和通道堵塞消除,气流在逆压梯度下可以顺利进入叶片通道。对于造型后通道下游角区分离的减弱,可以通过分离线 L_{s3} 下游的端壁二次流及静压系数展开分析。仍依图18(c)可以看出: ∇p 由原来的偏向通道进口转为指向吸力面并略微偏向出口(黑色箭头所示)。再结合图18(d)中 S_{ke} 的云图:改型后通道尾部的端壁二次流强度明显增强。两者共同证明了此种造型可使端壁中后部二次流向吸力面加速。端壁二次流的加速,一方面削弱了反流,抑制了通道前端角区分离的扩展。另一方面,具有高动量的二次流能迫使角区分离聚集在靠近尾缘相对较小的区域。根据已有研究^[10,21],端壁二次流局部沿叶高加速可以促进二次流与低能分离流体混合,提高其动量,从而显著降低低能分离流体在与高速主流混合时的耗散损失。最

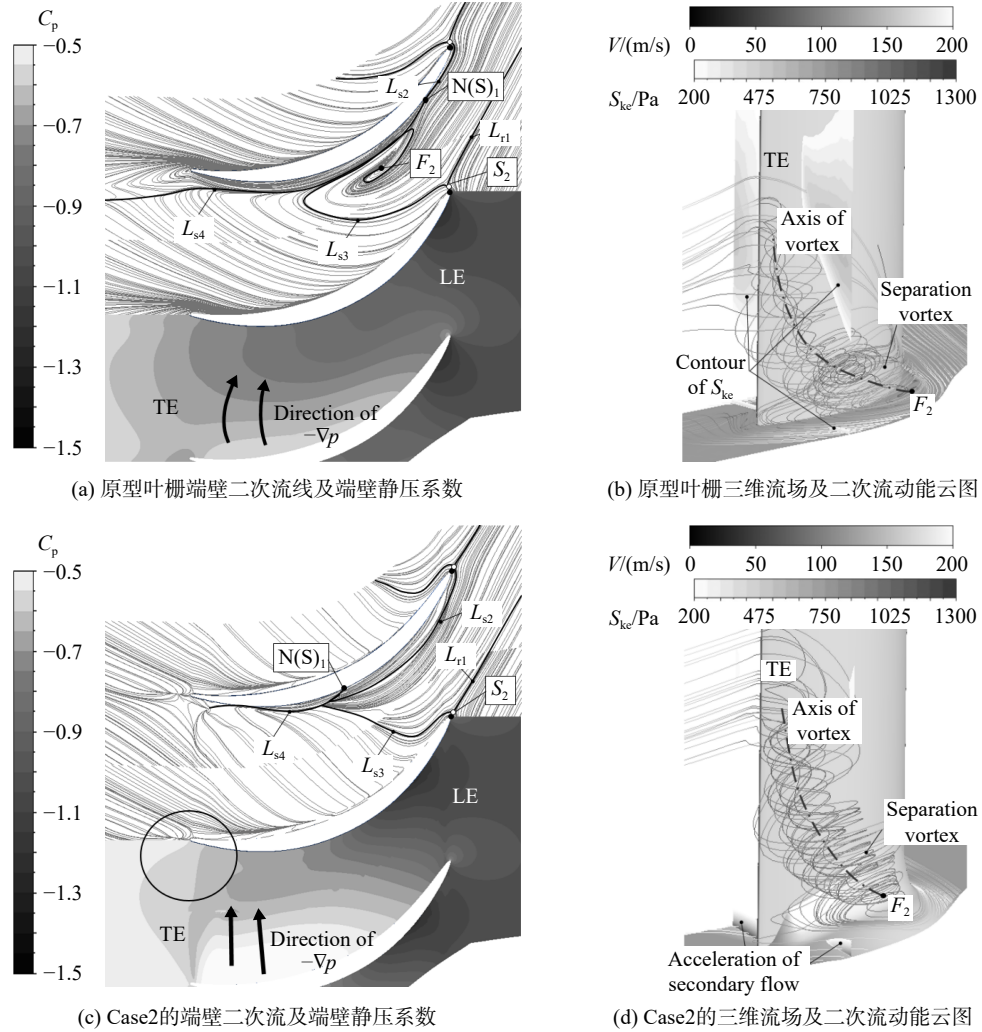
图 18 OP2 应用非轴对称端壁造型前后三维流场比较($i = 4^\circ$)Fig. 18 Comparison of three-dimensional flow field before and after applying the NEWC at OP2 ($i = 4^\circ$)

后,可以观察到在尾缘附近,优化造型的逆压梯度增强(图 18(c)的黑色实线圈),该现象是为保证端壁造型与下游壁面平滑对接的折中结果,在造型设计中,该现象来源于轴向控制函数尾缘处的斜率为 0。根据已有结论,这并不利于对端壁造型对于损失的控制。但虽然如此,这种不利因素并未抵消端壁造型对于抑制全局损失的正向贡献。

对于 OP1,图 19(a)显示了原型的分离旋点(F_2),以及 F_2 与吸力面之间的反向流动。相比于 OP2 的分离涡位置,OP1 的分离涡核 F_2 出现在更下游、更靠近吸力面的位置,通道前端没有出现严重堵塞。因此,角区分离对 OP1 的影响主要在叶片通道的中后部。从图 19(c)可以看出,非轴对称端壁造型对 OP1 流场的影响虽不如 OP2 显著,但本质差别不大。而且由于该工况通道前部畅通,所以可以更加清楚地显示出沿流向上坡所

带来的具体流动改善。沿流向的上坡造型使端壁边界层沿流动方向加速,进而将反向流动起始点延后至 $0.5C_a$,最终消除了通道前部的分离旋点 F_2 。叶片通道中后部的吸力面侧端壁凸起,增强了横向局部压力梯度,迫使此部位的端壁二次流加速并驱动到吸力面。结合图 19(d)可知,角区分离中的低能流体沿展向移动,从而与驱动至吸力面的端壁二次流混合,提高了此部分流体的动量,与 OP2 所展示效果相同。OP1 端壁造型与下游端壁面过渡的负面影响仍然存在(图 19(c)中的黑色实线圆),但与带来的流动改进效果相比,此部分的负面影响并不显著。

对于 OP3,结合图 19 与图 20 进行对比,可以看出,OP1 与 OP3 流场相似程度很高,造型对其整体造型效果与 OP1 类似,仅在分离点位置有较小差异,在负攻角点时,分离点更靠后,分离区域范围更小。观察图 20(d),造型使气流沿叶展方

图19 OP1处应用非轴对称端壁造型前后三维流场比较($i = 0^\circ$)Fig. 19 Comparison of three-dimensional flow field before and after applying the NEWC at OP1 ($i = 0^\circ$)

向爬升的程度远不及设计点,这与造型后OP3的分离点后移相关。其余作用效果与OP1相同,这里不再赘述。

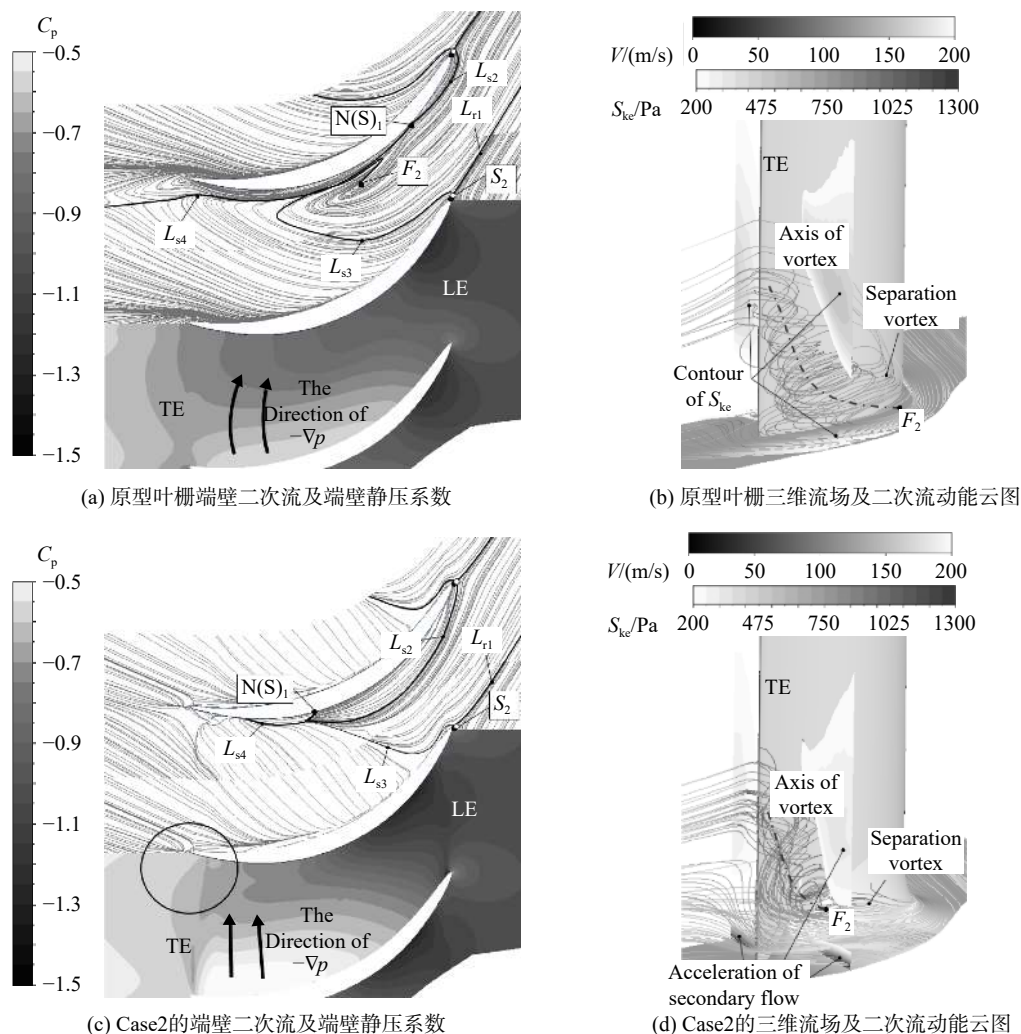
通过上述对OP1和OP2的流场分析,可以总结出基于当前参数化方法的最有效端壁造型规则和相应的角区分离流动控制机理。

首先,最优端壁造型表现为:全局单元具有凹压力面侧和凸吸力面侧,局部单元在吸力面角区构造局部上坡,形成类似角区倒圆状结构。这种造型特征与文中第4.1节相关分析的结论高度一致。再结合流场分析可知,端壁造型的主要作用是调节通道中后部的横向压差,从而加速通道后部的端壁二次流流入吸力面角区。加速的二次流,一方面减小了角区分离的流向和纵向扩展范围,另一方面与分离的低能流体相混合,能够显著减小其与高速主流混合的耗散损失。上述流动控制规律对设计点和大攻角点的角区分离控制均有积

极作用。

其次,局部单元使吸力面侧端壁从前缘到叶片通道中部形成了一个上坡造型,通过流场分析可知,这种造型结构对两个工况均有益处。在设计点,上坡使得端壁边界层沿流向加速,有效地延缓了端壁前端气流与吸力面的接触,并将分离涡消除。当攻角增大时,分离流体占据吸力面前部区域,并形成位于前缘附近的分离涡,造型后该区域的角区分离和通道堵塞消除,分离涡被推迟至通道中部。结合相关性分析可知,第一个局部单元的轴向起点($\sigma_{0,1}$)与损失系数呈正相关,说明轴向起点离前缘越近($\sigma_{0,1}$ 越小),总体损失越小。此外,上游坡度参数($\sigma_{2,2}$)与损失呈负相关,说明坡度越缓越好。这些相关性分析结果与流场分析得到的结论一致。

最后,对于尾缘附近的端壁造型,此部位由于与未造型端壁面相接,所以造型会从凸起快速下

图 20 OP3 处应用非对称端壁造型前后三维流场比较($i = -2^\circ$)Fig. 20 Comparison of three-dimensional flow field before and after applying the NEWC at OP3 ($i = -2^\circ$)

落至尾缘下游端壁高度,这样将导致流体的局部扩散并引发强烈的逆压力梯度。这种造型结果对流动的影响是负面的,然而,无论是在设计点还是在大攻角点,这个缺点并不能抵消端壁造型对抑制总体损失的积极贡献。结合相关性分析可知,尾缘位置的端壁造型主要与局部单元 2 有关。 $\sigma_{3,2}$ 与总压损失呈正相关,即端壁造型末端位置接近尾缘时,总损失较小。因此,流场和相关分析都认为,在尾缘附近端壁造型带来的负面影响不及整体端壁造型带来的好处显著。

综合以上,相关性分析和流场分析清楚地表明,经过与优化造型程序的结合应用,新式造型方法拥有足够的优化设计空间,从而可以有效抑制角区分离,减小扩压叶栅的全局损失。与此同时,流动控制规律与控制变量直接相关,使得端壁造型规律更易分析归纳。此外,端壁造型参数化方法通过与流动控制规律相结合,在极大程度

上去除了冗余参数,使控制参数数量下降至 15 组,比传统优化设计中全局端面使用编织曲面的参数化方式所需的参数更少,优化计算时间成本显著下降。这些都说明了这种新的端壁造型优化方法的优越性。

5 结 论

针对轴流压气机端壁角区分离控制问题,本文提出了一种新的端壁造型方法,并将其应用于高负荷轴流压气机叶栅的数值优化设计中,最后验证了该方法的有效性。根据结果及分析,可以得出以下结论。

1) 新端壁造型法的思路是在参数化过程中定义多组具有不同二次流量控制功能的端壁造型单元,然后对所有端壁造型单元进行加权叠加,将其流量控制效果结合起来。与之前研究中传统方法相比,新端壁造型法能够实现端壁表面多个

位置控制力的灵活组合, 从而以较少的控制变量构建足够的设计空间。结果表明, 与传统方法相比, 新方法的优化设计过程收敛更快, 计算时间更短。优化设计后, 高负荷叶栅的总压损失系数在设计点降低 0.03, 在大攻角点降低 0.05。数值结果证实了该方法在多工况控制角区分离的有效性。流量控制和参数设置之间也有明确的关系。由此可见, 新开发的端壁造型法与以往的研究相比具有一定的优越性。

2) 通过将新方法在高负荷压气机叶栅上的应用, 可以总结出最有效的端壁造型规则: 构造吸力面侧上升、压力面侧下降的端壁面, 同时, 在吸力面侧局部抬升端壁面, 并构造吸力面前缘附近沿流向的平缓上坡。上述造型结构的作用是调节叶片通道中部到后部的压力梯度, 加速端壁二次流到吸力面角区。加速的端壁二次流可以抑制角区分离向上游和叶片通道中的纵向扩展, 同时在分离区与低能流体混合, 将其推向高叶展区, 减少低能流体和高速主流之间的耗散损失。

参考文献:

- [1] KOFF B L. Gas turbine technology evolution: a designers perspective[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2004, 20(4): 577-595.
- [2] LIU Baojie, AN Guangfeng, YU Xianjun, et al. Experimental investigation of the effect of rotor tip gaps on 3D separating flows inside the stator of a highly loaded compressor stage[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, 75: 96-107.
- [3] FEI Teng, JI L, YI Weilin. Investigation of the dihedral angle effect on the boundary layer development using special-shaped expansion pipe[R]. ASME Paper GT2018-76383, 2018.
- [4] TAYLOR J V, MILLER R J. Competing three-dimensional mechanisms in compressor flows[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2016, 139(2): 021009.1-021009.11.
- [5] LEI V M, SPAKOVSKY Z S, GREITZER E M. A criterion for axial compressor hub-corner stall[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2008, 130(3): 1-10.
- [6] LI X, CHU W, ZHANG H. Investigation on relation between secondary flow and loss on a high loaded axial-flow compressor cascade[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 7: 914-925.
- [7] 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.
- [8] BRENNAN G, HARVEY N W, ROSE M G, et al. Improving the efficiency of the trent 500-HP turbine using nonaxisymmetric end walls: Part I turbine design[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(3): 497-504.
- [9] HU Shuzhen, LU Xingen, ZHANG Hongwu, et al. Numerical investigation of a high-subsonic axial-flow compressor rotor with non-axisymmetric hub endwall[J]. *Journal of Thermal Science*, 2010, 19(1): 14-20.
- [10] HARVEY N W. Some effects of non-axisymmetric end wall profiling on axial flow compressor aerodynamics: Part I linear cascade investigation[R]. ASME Paper GT2008-50990, 2008.
- [11] MENG Tongtong, YANG Guang, ZHOU Ling, et al. Full blended blade and endwall design of a compressor cascade[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2021, 34(11): 79-93.
- [12] HARVEY N W, OFFORD T P. Some effects of non-axisymmetric end wall profiling on axial flow compressor aerodynamics: Part II multi-stage HPC CFD study[R]. ASME Paper GT2008-50991, 2008.
- [13] REISING S, SCHIFFER H P. Non-axisymmetric end wall profiling in transonic compressors: Part I improving the static pressure recovery at off-design conditions by sequential hub and shroud end wall profiling[R]. ASME Paper GT2009-59133, 2009.
- [14] REISING S, SCHIFFER H. Non-axisymmetric end wall profiling in transonic compressors: Part II design study of a transonic compressor rotor using non-axisymmetric end walls optimization strategies and performance[R]. ASME Paper GT2009-59134, 2009.
- [15] LEPOT I, MENGISTU T, HIERNAUX S, et al. Highly loaded lpc blade and non axisymmetric hub profiling optimization for enhanced efficiency and stability[R]. ASME Paper GT2011-46261, 2011.
- [16] DORFNER C, HERGT A, NICKE E, et al. Advanced nonaxisymmetric end wall contouring for axial compressors by generating an aerodynamic separator: Part I principal cascade design and compressor application[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(2): 021026.1-021026.6.
- [17] HERGT A, DORFNER C, STEINERT W, et al. Advanced non-axisymmetric end wall contouring for axial compressors by generating an aerodynamic separator: Part II experimental and numerical cascade investigation[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(2): 021027.1-021027.8.
- [18] REUTTER O, HEMMERT-POTTMANN S, HERGT A, et al. End-wall contouring and fillet design for reducing losses and homogenizing the outflow of a compressor cascade[R]. ASME Paper GT2014-25277, 2014.
- [19] VARPE M K, PRADDEP A M. Benefits of non-axisymmetric end-wall contouring in a compressor cascade with a tip clearance[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2015, 137(5): 1-15.
- [20] LI X, CHU W, WU Y. Numerical investigation of inlet boundary layer skew in axial-flow compressor cascade and the corresponding non-axisymmetric end wall profiling[J]. *Journal of Power and Energy*, 2014, 228(6): 638-656.
- [21] LI Xiangjun, CHU Wuli, WU Yanhui, et al. Effective end wall profiling rules for a highly loaded compressor cascade[J]. *Journal of Power and Energy*, 2016, 230(6): 535-553.
- [22] CHU Wuli, LI Xiangjun, WU Yanhui, et al. Reduction of end wall loss in axial compressor by using non-axisymmetric profiled end wall: a new design approach based on end wall velocity modification[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2016, 55: 76-91.
- [23] LI X, DONG J, CHEN H, LU H. The control of corner separation with parametric suction side corner profiling on a high-load compressor cascade[J]. *Aerospace*, 2022, 9(3): 172-196.

(编辑: 陈 越)