

基于压力场分布的大子午扩张涡轮 非轴对称端壁造型方法

黄镜玮, 孟福生, 宋义康, 高 杰
(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 为提高大子午扩张涡轮端区气动及传热性能,基于大子午扩张涡轮上端壁静压场分布细节,使用 Bezier 曲线与正弦三角函数曲线相结合的非轴对称端壁造型技术,对某 1.5 级大子午扩张涡轮第 2 级静叶上端壁进行 8 种非对称造型设计,并通过 SST(shear stress transfer)湍流模型数值求解 RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes equations)方程组对造型前后端壁进行了流动与传热特性的研究。结果表明:对大子午扩张涡轮上端壁进行非轴对称造型设计可有效改善其上端区叶片通道内横向压差分布情况;对其上端壁压力面进行通道内凸起造型可降低出口总压损失,当凸起幅值为 S2 叶高的 5%时,出口总压损失最多可降低约 1.1%;对其上端壁吸、压力面均进行通道内凹陷造型将减小机匣与叶片的热负荷,当凹陷幅值为 S2 叶高的 5%时,机匣及叶片的热负荷最多可分别降低约 3.1%与 2.8%。

关 键 词: 1.5 级大子午扩张涡轮; 非轴对称端壁; 造型方法; 端区流动; 传热特性

中图分类号: V19 **文献标志码:** A

**Non-axisymmetric endwall modeling for large meridional
expansion turbines based on pressure field distribution**
HUANG Jingwei, MENG Fusheng, SONG Yikang, GAO Jie
(College of Power and Energy Engineering,
Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: To improve large meridional expansion turbine side area of pneumatic and heat transfer performance, based on the large meridional expansion turbine upper wall static pressure distribution in detail, non-axisymmetric endwall modelling technology was employed for eight kinds of asymmetric design for a 1.5 magnitude large meridional expansion level 2 of a turbine upper wall, by combining the Bezier curve with a sine curve of trigonometric function; and the SST (shear stress transfer) turbulence model was used to solve the RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes equations) equations of end wall before and after the modelling of the flow and heat transfer characteristics research. Results showed that the non-axisymmetric design of the upper endwall of a large meridional expansion turbine can effectively improve the distribution of transverse pressure difference in the blade passage at the upper end of the turbine. The total pressure loss at the outlet can be reduced by bulking the

收稿日期:2019-11-06
基金项目:国家自然科学基金(51779051,51979052); 航空动力基金(6141B09050392)
作者简介:黄镜玮(1996—),男,硕士生,主要从事叶轮机机械气动热力学研究。
通信作者:高杰(1985—),男,副教授、博士生导师,博士,研究领域为叶轮机机械气动热力学。E-mail:gaojie_d@hrbeu.edu.cn

引用格式:黄镜玮,孟福生,宋义康,等. 基于压力场分布的大子午扩张涡轮非轴对称端壁造型方法[J]. 航空动力学报,2020,35(5): 1051-1065. HUANG Jingwei,MENG Fusheng,SONG Yikang,et al. Non-axisymmetric endwall modeling for large meridional expansion turbines based on pressure field distribution[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(5):1051-1065.

upper endwall pressure surface in the channel. When the bulking amplitude is 5% of the S2 blade height, the total pressure loss at the outlet can be reduced by 1.1% at most. The heat load of the casing and blade can be reduced by hollow modeling on the suction and pressure surfaces of the upper end wall. When the sag amplitude is 5% of the blade height of S2, the thermal load of the casing and blade can be reduced by about 3.1% and 2.8% respectively at most.

Key words: 1.5 stage large meridional expansion turbine; non-axisymmetric endwall; modelling methods; end zone flow; heat transfer characteristics

舰船燃机涡轮叶片因高效率、高载荷等原因常采用大转角叶型设计。Norris 等^[1-2]发现大子午扩张流道可以通过减小叶型转折角来降低传统流道的高叶型损失,而大子午扩张涡轮具有强烈端区二次流损失的特点。

目前非轴对称端壁设计是热门的端区二次流控制方法之一,它基于凹凸流线曲率分别能够增加当地静压、降低当地气流速度与降低当地静压、增加当地气流速度的流体力学理论,通过凹凸设计来改变端壁的三维曲面形状,能够显著降低端壁处横向压力梯度,进而减小端区二次流损失。

Rose^[3]在 1994 年首次提出了非轴对称端壁设计理论后,国内外科研工作者们在非轴对称端壁的流动传热机理进行了大量的研究。Ken-ezivici 等^[4]通过实验手段对普拉特翼型与惠特尼翼型进行了应用非轴对称端壁后二次流损失的研究,结果发现改造端壁轮廓能够有效降低端区损失,并对高扬程涡轮翼型的二次流减损奠定了基础。Abraham 等^[5]通过实验与数值手段研究了端壁轮廓对跨声速涡轮气动性能的影响,发现非轴对称端壁能降低纵向通道涡的强度,从而使端区二次流损失降低了 3%。刘波等^[6]使用数值手段对常规叶栅与凹、凸下端壁造型叶栅进行了研究,对比分析了不同造型中通道涡的发展过程以及叶片加载性,给出了二次流损失降低的根本原因。王睿^[7]对扩压叶栅不同凸起位置的非轴对称端壁性能进行了数值研究,得出凸起位置在压力面可以有效降低二次流损失的结论。在此基础上,Na 等^[8]用数值方法对高压涡轮的上下端区进行了非轴对称端壁设计,结果表明:非轴对称端壁能延缓通道涡的形成与发展,降低通道涡与马蹄涡的作用强度;并降低了轮毂处与半叶高处的叶片负荷,使总压损失降低了 3.8%。在传热方面,Lynch 等^[9]使用三维 LDV 技术研究了轴对称、非轴对称端壁的流动传热特性,结果表明:非轴对称端壁能够降低通道涡的相对不稳定性,但对端壁传热的整体影响较小。

非轴对称端壁造型设计的主要思想为端壁型线沿轴向、周向的造型设计,在其设计方法方面,国外研究者们如 Harvey 等^[10]提出了“FAITH 端壁法”,Hartland 等^[11]提出了“叶型中弧线旋转法”。国内研究者们如李国君等^[12]提出了“三角函数法”,郑金等^[13]在此基础上提出了“压差法”;那振喆等^[14]则提出一种新的基于 Bezier 曲线与三角函数相结合的方法。上述造型方案都是针对非大子午扩张型涡轮而提出的,但目前尚无已公开发表的关于大子午扩张涡轮的非轴对称端壁造型方案。

因此,本文借鉴文献[14]的造型技术,参考哈尔滨工程大学叶轮机械课题组关于大子午扩张涡轮流动传热问题的详细研究^[15-18],并基于大子午扩张涡轮上端壁静压场的分布细节,进一步提出一种适用于大子午扩张涡轮的非轴对称端壁造型设计方法,并基于此方法对某型船用燃机 1.5 级大子午扩张低压涡轮第 2 级静叶(以下简称为 S2)上端壁进行了非轴对称端壁的造型,最后根据数值模拟的结果给出了关于大子午扩张涡轮非轴对称上端壁设计的一些参考方案。

1 非对称端壁造型的设计方法

1.1 端壁设计思想

涡轮内部端区二次流产生的主要原因是端壁边界层内的低能流体在其边界层内横向压差的作用下发生与主流方向相异的横向流动,从而产生损失。若想降低端区二次流损失,就要采取手段来降低横向压差,减弱不平衡的压力梯度。

由流体力学的基本理论可知,凸型流线曲率能降低当地静压、增加当地气流速度,凹型流线曲率则能增加当地静压、降低当地气流速度。为了降低端区不平衡的横向压力梯度,可对端壁进行凹凸造型来改变其型面曲率。通常在叶片压力面侧采取通道内凸型端壁设计,在吸力面侧采取通道内凹型端壁设计,从而减小端区横向压差,降低端区二次流损失,提高涡轮性能。

1.2 端壁设计方法

本文参考文献[19]内两种非轴对称端壁设计方法中的第 2 种——即在较好地掌握端区物理场及气动特点的基础上选择适当的几何控制方程来生成造型结构,创新性的采用了根据大子午扩张涡轮上端壁静压场分布细节来选取合适的几何控制方程对大子午扩张涡轮上端壁特定位置进行非轴对称造型设计的方法。本文提出的大子午扩张涡轮非轴对称上端壁设计方法体现为:①沿周向的端壁型线根据正弦三角函数来构造。②沿轴向的端壁型线根据 Bezier 曲线来设计。

1.2.1 轴向端壁型线的设计方法

Bezier 曲线是一种被广泛应用的逼近曲线,由众多控制点构造而成的特征多边形来决定其具体形状。Bezier 曲线的公式为

$$P(t) = \sum_0^n P_i \cdot B_{i,n}(t), t \in [0,1] \tag{1}$$

式中 P_i 为给定空间的第 i 个控制点; $B_{i,n}(t)$ 为 n 次 Bernstein 基函数,其式如下:

$$B_{i,n}(t) = C_n^i t^i (1-t)^{n-i} = \frac{n!}{i!(n-i)!} t^i (1-t)^{n-i}$$

$(i = 0,1,\cdots,n) \tag{2}$

Bezier 曲线详细性质在文献[14]中已有充分的描述,本文基于此提出了一种由 5 个控制点生成的 Bezier 曲线来构造轴向端壁型线的设计方法,如图 1 所示。

沿轴向的非轴对称端壁型线范围为从前缘至尾缘,覆盖整个叶片通道。5 个控制点 $Z_iR_i (i = 0,1,\cdots,4)$ 沿轴向均匀分布,并根据 Bezier 曲线性质,保持线段 $Z_0R_0 - Z_1R_1$ 和 $Z_3R_3 - Z_4R_4$ 的走向相同,只有一个控制点 Z_2R_2 可以沿径向变化,

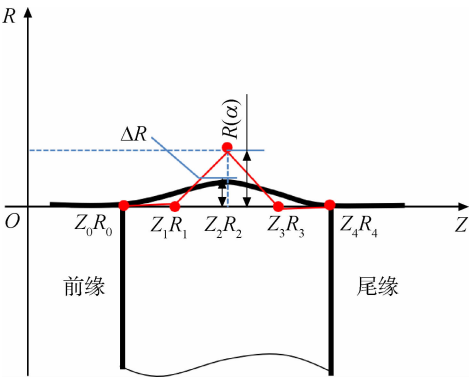


图 1 非轴对称端壁轴向型线示意图
Fig. 1 Schematic diagram of non-axisymmetric endwall axial profile

并且其变化值由周向控制函数 $R(\alpha)$ 来确定,从而达到非轴对称端壁在叶片前尾缘处过渡均匀且光滑的目的。

1.2.2 周向端壁型线的设计方法

因正弦三角函数具有在单周期内关于坐标原点对称以及单调和周期性的特点,使用正弦三角函数来构造周向端壁型线的控制函数 $R(\alpha)$

$$R(\alpha) = R_2 \sin \left[\frac{\pi}{\alpha - \alpha_1} \left(\alpha - \frac{\alpha_1 + \alpha_n}{2} \right) \right]$$

$\alpha_1 \leq \alpha \leq \alpha_n \tag{3}$

式中常数 α_1 、 α_n 和幅值 ΔR 的值如图 2 所示,图 2 中 SS 代表叶片的吸力面,PS 代表叶片的压力面。通过给定不同的 R_2 ,得到 $R(\alpha)$ 曲线, R_2 为其幅值;并由 Bezier 曲线定义,生成沿轴向的 Bezier 曲线,据此计算出 ΔR , ΔR 为非对称端壁变形程度的最大值。通过改变 R_2 可以得到不同的非对称端壁造型,不同造型曲线对应的正弦公式和范围不同。

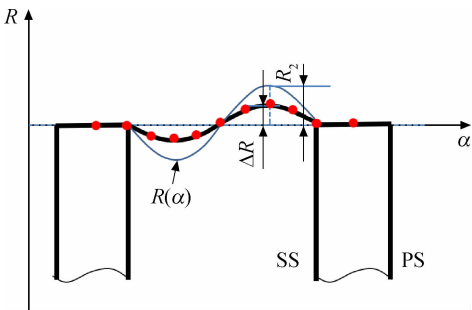


图 2 非轴对称端壁周向型线示意图
Fig. 2 Schematic diagram of non-axisymmetric endwall circumscribed profile

1.2.3 原型上控制点的确定

以原型的轴对称平面端壁为例,本文选取了在曲面上均匀分布的 55 个控制点。在流道中 5 个不同轴向弦长位置(0/5、1/5、2/5、3/5、4/5)中做 5 个与旋转轴向垂直的平面,这 5 个平面与原型叶栅上端壁分别相交与 5 条线。将这 5 条线作为控制线,所有控制线的空间曲线函数均为 $z = f(y)$,它们能够反映原型叶栅上端壁不同轴向位置处的周向几何特征。并在每条控制线上取 11 个控制点,总计为 55 个控制点。上端壁非对称端壁控制点分布情况如图 3 所示。

1.3 非轴对称端壁造型的生成

本文研究对象选为已经应用于某型船用燃机的 1.5 级大子午扩张涡轮,为掌握原型 1.5 级涡轮 S2 上端区的气动特性,首先对其进行了数值计

算。图 4 为未进行端壁造型的 S2 上端区二次流示意图,图 5 为 S2 上端壁表面极限流线图。结合图 4、图 5 能够明显看出上端区马蹄涡流动轨迹以及尾迹涡的位置。二次流主要由通道涡和马蹄涡组成,马蹄涡在叶片前缘滞止点进行分支,吸力

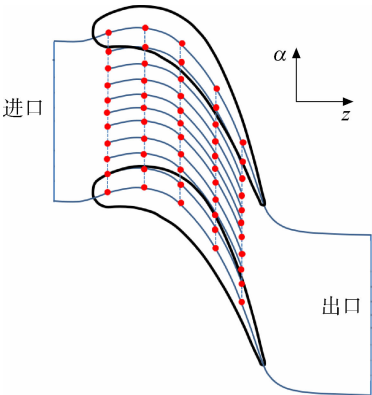


图 3 上端壁非对称控制点分布

Fig. 3 Distribution of asymmetric control points on the upper endwall

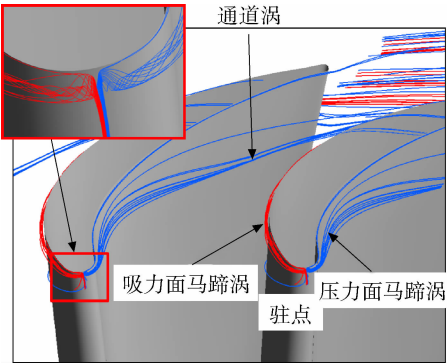


图 4 S2 上端区二次流示意图

Fig. 4 Schematic diagram of secondary flow in upper end area S2

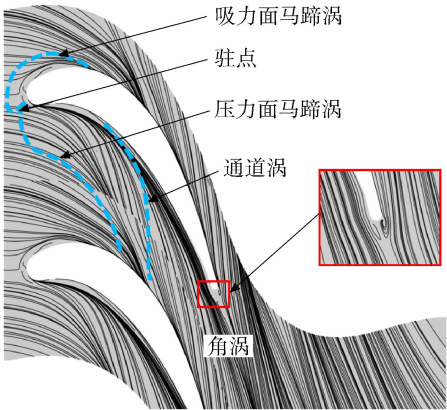


图 5 S2 上端壁表面极限流线图

Fig. 5 Ultimate flow diagram of upper endwall surface S2

面与压力面马蹄涡随气流同时向下游发展。在约 1/5 轴向弦长处,压力面马蹄涡因通道内横向不平衡压差作用横穿过叶片通道流至吸力面 13/20 轴向弦长位置处。根据文献[15-18]可知与非大子午扩张型涡轮相比,大子午扩张涡轮上端区马蹄涡压力面分支存在着过早分离与附着的特点。

为了解 S2 的通道内不平衡压差情况,图 6、图 7 分别展示了上端壁处的静压及静压系数

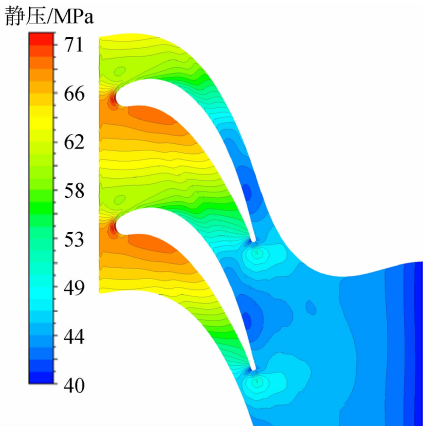


图 6 S2 上端壁静压分布云图

Fig. 6 S2 upper endwall static pressure distribution contour

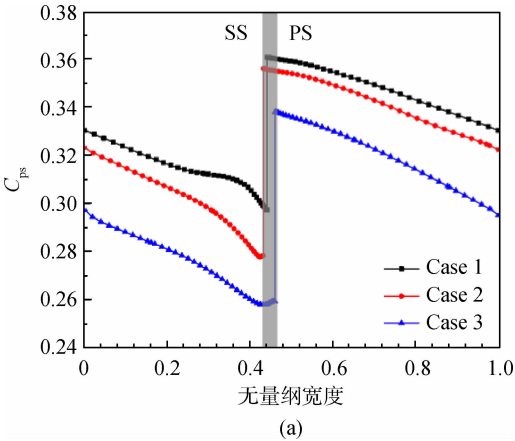


图 7 S2 上端壁静压系数分布曲线图
Fig. 7 Distribution curve of upper endwall static pressure coefficient S2

(C_{ps}) 分布情况,其中图 7 内 Case 1、Case 2、Case 3 分别为轴向弦长的 1/5、2/5、3/5 位置处沿周向设置的 3 条线段,横坐标无量纲分布从 0 到 1 代表从吸力面指向压力面。由图 6 可知通道内压力沿轴向变化较小,沿横向变化较大。通道内的高压区位于压力面附近,轴向弦长前 2/3 位置处的横向压差较大。观察图 7 中曲线趋势可发现压力沿横向基本呈单调下降趋势,并没有复杂的波动情况。

根据大子午扩张涡轮上端区叶片通道内前 2/3 轴向弦长处静压沿压力面至吸力面单调递减、梯度较高而引起上端壁二次流过早分离与附着特性,本文使用上述非轴对称端壁造型公式,对某型船用燃机 1.5 级大子午扩张涡轮 S2 通道内前 2/3 轴向弦长位置的上端壁进行了 8 种不同的非轴对称端壁造型。

图 8、图 9 与图 10 分别给出了原型端壁及非轴对称上端壁的二维示意图、三维示意图与

高度分布云图。为了方便叙述,现对这 8 种非轴对称端壁造型进行命名,其中 Original 代表原型端壁;并以图 8(d)为例,其名称为 NOA ($-5\% H_p$, $5\% H_s$)。其中 NOA 为非轴对称端壁缩写,下标 p 与 s 分别代表叶片压力面与吸力面, $-5\% H_p$ 代表通道内压力面凸起幅值 H 为导叶叶高的 5%, $5\% H_s$ 代表通道内吸力面凹陷幅值 H 为导叶叶高的 5%。并且为了方便阅读,在图 8(a)~图 8(i) 为 NOA ($-5\% H$)~NOA ($-8\% H_p$) 这九种端壁造型。其中图 8(a) 为原型平端壁;图 8(b)、图 8(c) 分别为通道内全凸、全凹型端壁,图 8(d)、图 8(e)、图 8(h) 分别为传统凹凸、吸力面凹、压力面凸型,其凹凸幅值均为 S2 叶高的 5%。因涡轮为大扩张型,在计算中发现图 8(h) 结构有着相对较低的气动损失,于是另给出图 8(f)、图 8(g)、图 8(i) 这三种不同压力面通道内凸起幅值的设计来进行大子午扩张涡轮非对称上端壁的造型研究。

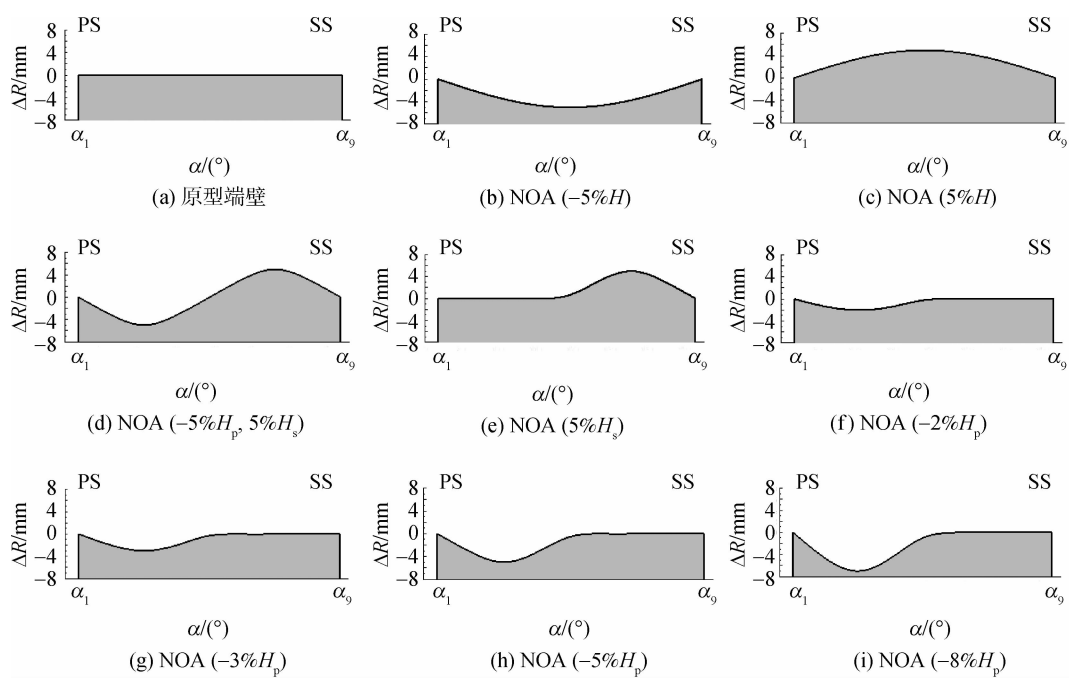
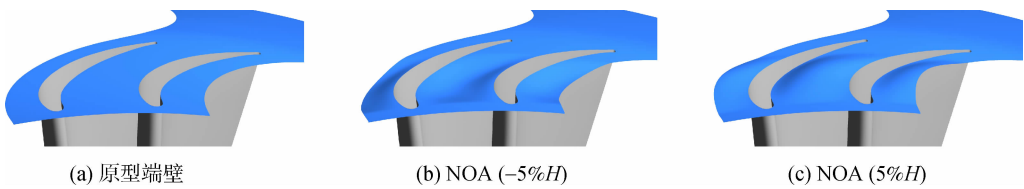


图 8 S2 非对称上端壁二维示意图

Fig. 8 Two dimension schematic diagram of asymmetric upper endwall S2



(a) 原型端壁

(b) NOA (-5%H)

(c) NOA (5%H)

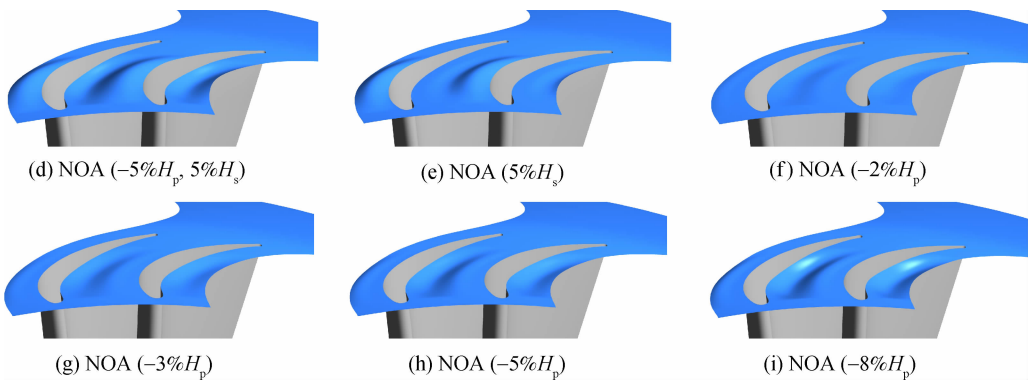


图 9 S2 非对称上端壁三维示意图

Fig. 9 Three dimension schematic diagram of asymmetric upper endwall S2

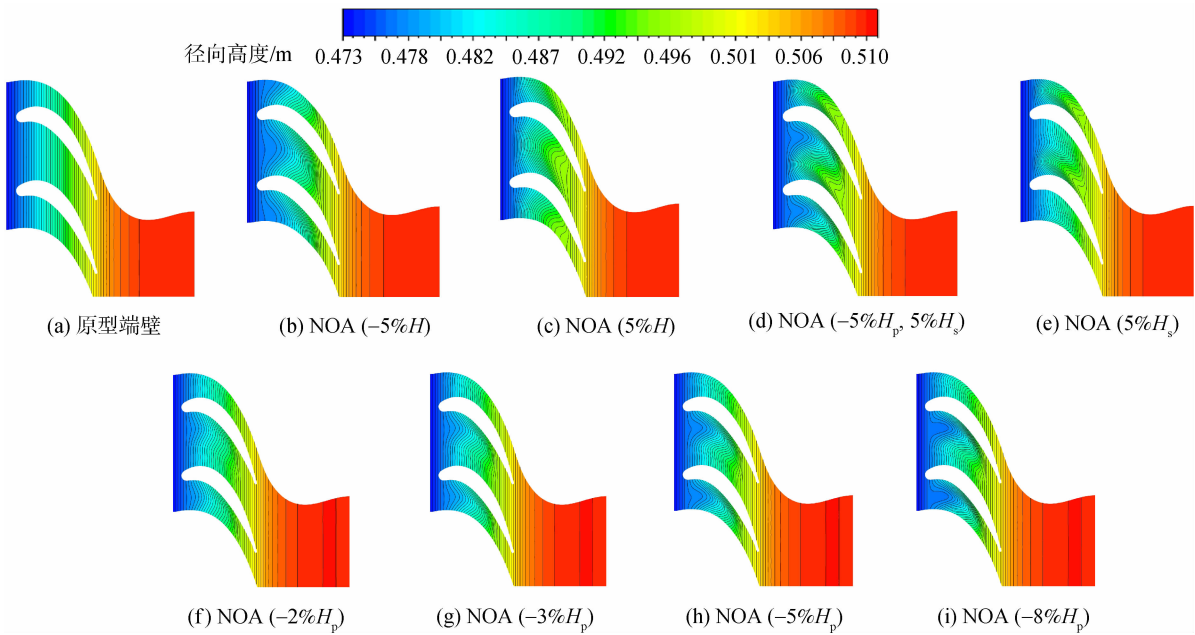


图 10 S2 非对称上端壁高度分布云图

Fig. 10 S2 asymmetric upper endwall height distribution contour

2 数值方法

2.1 数值模型

本文使用的计算模型为某型船用燃机大子午扩张低压涡轮的前 1.5 级,数值模拟工况与真实工况相同,局部存在跨声速情况。其子午面视图如图 11 所示,S1 为第一级静叶,R1 为第 1 级动叶,S2 为第 2 级静叶。S2 的子午流道为大扩张型,机匣的平均扩张角为 22° ,轮毂平均扩张角为 13° ,可见上端壁的扩张更为剧烈。

表 1 给出了本文所用原型 1.5 级涡轮的详细参数与边界条件,为确保来流充分发展,在进出口处设置了足够长的发展段。进口给定总温总压,

出口给定平均静压。并根据 Qureshi 等^[20]的研究结果将壁面传热边界条件的温比(T_g/T_w)设置为 1.5。计算域为单通道,在周向应用周期面边界条件,其余壁面为无滑移。另外,本文所有计算模型的边界条件设置都相同。

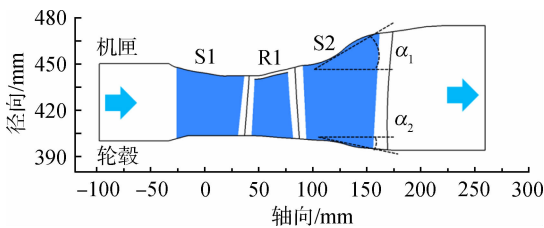


图 11 1.5 级涡轮子午流道图

Fig. 11 Meridional passage of 1.5-stage turbine

表 1 低压跨声速 S2 的设计参数

Table 1 Design parameters of low-pressure transonic S2

参数	数值
进口总压/kPa	1947.4
进口总温/K	1543.9
出口静压/kPa	396.7
进口气流角/(°)	0
质量流量/(kg/s)	76.5
进口轮毂/叶尖半径比(S1,R1,S2)	0.864,0.886,0.863
出口轮毂/叶尖半径比(S1,R1,S2)	0.886,0.868,0.797
半叶高高度/mm(S1,R1,S2)	71,36,61
叶片数(S1,R1,S2)	40,86,45
T_g/T_w	1.5

2.2 网格划分及湍流模型

本文使用 NUMECA 划分结构化网格,1.5 级涡轮网格如图 12 所示,S2 网格拓扑如图 13 所示。根据评估传热系数的相关算例,可知 20 层网格对于传热计算是足够的,因此本文在边界层的离散化中使用 20 个网格节点,能够保证叶片表面位置的传热结果具有足够的精度。并将第一层网

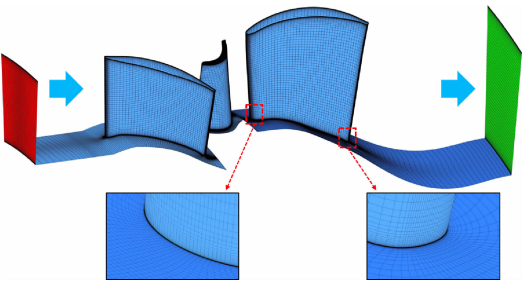


图 12 1.5 级涡轮流道网格图

Fig. 12 Grid diagram of 1.5 stage turbine passage

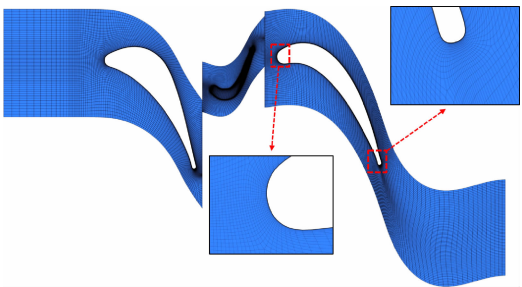


图 13 1.5 级涡轮叶片间网格图

Fig. 13 Blade-to-blade grid view of the 1.5 stage turbine

格厚度设置为 $0.2\text{ }\mu\text{m}$,保证总体 $y^+ < 1$,满足湍流模型的要求。

通过比较总压损失系数(C_p)与面积平均热流量来对原型端壁的 1.5 级涡轮进行网格无关性验证,其结果如表 2 所示。其中 C_p 定义如下

$$C_p = (\bar{p}_{t,in} - p_t)/(\bar{p}_{t,in} - \bar{p}_{s,out}) \tag{4}$$

式中 $\bar{p}_{t,in}$ 是进口的平均相对总压, p_t 是当地相对总压, $\bar{p}_{s,out}$ 是出口相对静压。

与 Mesh-2 相比,Mesh-3 的 C_p 只降低了约 0.02%,面积平均热流量降低约 0.6%,因此本文所有模型的网格总数设置在 1200 万至 1300 万之间。

本文使用商业软件 ANSYS CFX 进行数值计算,采用时间推进法求解 RANS 方程,使用中心差分格式,添加人工黏性项,时间项用四阶 Runge-Kutta 法求解。因传热系数易受到近壁面湍流模型的影响,由 Zuckerman 等^[21]的研究结果可知 SST 湍流模型可更准确地预测有二次流影响下的叶片和端壁传热系数,因此本文使用 SST 湍流模型进行计算。数值模拟的收敛准则为残差小于 10^{-5} ,模型进出口质量流量差小于 0.1%,且连续 10 次迭代中等熵效率的变化小于 0.01%。

表 2 网格无关性验证

Table 2 Grid independence validation

Mesh	网格数/ 10^6	总压损失 系数 C_p	面积平均热 流量/(W/m ²)	模拟 时间/ 10^3 s
1	3.09	0.130955	378156	18.9
2	7.26	0.126102	385201	24.7
3	11.32	0.126082	383153	27.7

2.3 气动与传热实验验证

目前尚无已公开的关于跨声速大子午扩张涡轮的实验研究,但可通过与现有文献中相似的涡轮叶片实验结果进行定性比较来确保数值计算的精度。本文 S2 叶片与牛津大学 MT1 涡轮的叶型参数与工作条件相似,因此使用文献[20]中 MT1 涡轮数据来进行数值计算精度验证。由于本研究重点是大子午扩张涡轮的非轴对称上端壁,在于 MT1 涡轮有相同拓扑结构、网格设置、湍流模型和相似边界条件的前提下进行数值模拟并比较了 90%展向叶片等熵马赫数与上端壁 Nu 分布,分别为图 14、图 15 所示, z/c 为轴向弦长。本文 Nu 与文献[20]定义相同。

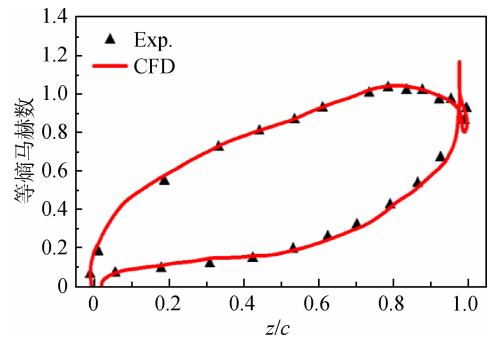


图 14 S2 在 90% 叶高处等熵马赫数
Fig. 14 S2 is an isentropic Mach number at the height of 90% of the blade

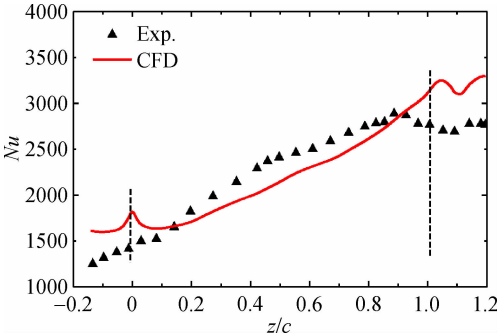


图 15 S2 上端壁 Nu 分布
Fig. 15 Nu distribution of the S2 upper endwall

$$Nu = \frac{\dot{q}c}{(T_{aw} - T_w)\kappa_{t01}} \quad (5)$$

式中 c 为叶片中径处轴向弦长, T_{aw} 为端壁绝热温度, κ_{t01} 为空气导热系数, 与平均进口总温有关。

可以发现本文数值方法可以较好的预测除尾缘波动外的叶片等熵马赫数分布。关于上端壁 Nu , 数值与实验结果相差 9.6% 左右, 除前尾缘外趋势相同, 可以较准确的预测上端壁的传热情况。综上所述, 本文采用的数值方法对流动与传热的预测是合理的。

3 计算结果分析

3.1 不同造型端壁 S2 流场及损失特性分析

为了反应不同造型的非轴对称端壁对上端区横向不平衡压差情况的影响, 图 16 给出了原型及 8 种不同造型的 S2 上端壁静压分布云图。由图可知不同端壁的压力分布情况均有差异。原型端壁压力面前 2/3 轴向弦长位置处为高压区, 叶片通道内静压从压力面至吸力面呈下降趋势, 横向压差较大。图 8(b)、图 8(c) 造型因结构相反, 在近叶片前缘的轴向位置处分别呈低压区向吸力

面、高压区向压力面轻微收缩的趋势。在图 8(d)、图 8(e)、图 8(h) 造型中, 图 8(d) 的横向压差最小, 其高压区位于压力面前 1/2 轴向弦长处, 且通道中低压区向吸力面严重收缩, 产生一个相对较大的无压差区。而图 8(f) 至图 8(i) 造型的通道内压力分布较为相似, 随通道内凸起幅值的增加, 低压区向吸力面收缩情况加剧, 通道内横向压差逐渐减小。

另外, 根据图 17 中展示的不同端壁造型下 S2 叶片通道 50% 轴向弦长的通道中间截面半叶高以上位置处的静压分布云图可以发现, 相对于原型端壁结构, 图 8(c) 造型上端壁附近的低压区向尾缘收缩, 其他 7 种造型中上端壁附近的低压区均向前缘有不同程度的扩张, 导致沿叶高的低压区出现非对称性。对于图 8(f) 至图 8(i) 造型, 其非对称程度与通道内凸起或凹陷幅值的大小呈正比。

为定量具体研究 8 种不同造型下的上端壁区域横向不平衡压差变化情况, 图 18 给出了不同造型的 S2 上端壁静压系数分布曲线图, 其中 Case 1、Case 2、Case 3 这三条线段的位置与图 7 中相同。原型端壁压差曲线沿横向基本呈单调下降趋势; 图 8(b) 结构中 Case 1 线段在吸力面侧波动较大; 图 8(c) 结构在曲线趋势上与原型相似, 在 Case 1 与 Case 2 线段上横向压差幅值减小约 0.012, 因其为通道内凹陷造型, 总体静压系数相对原型端壁来说平均增加了 0.01, 可能会因此而产生额外的气动损失。在图 8(d)、图 8(e)、图 8(h) 三种造型中, 图 8(d) 结构的横向压差减小的最为明显, 图 8(e) 结构其次, 尤其是在图 8(d) 造型中的 Case 1 与 Case 2 线段处, 静压系数在横坐标无量纲宽度的 0.7 至 1 中波动最小。同时观察图 8(f) 至图 8(i) 结构的曲线图可知横向压差随凸起幅值增加而减小。综上所述可知适用于非大子午扩张涡轮端壁造型的图 8(d) 造型因其吸压力面的凹凸设计在本文的 8 种大子午扩张涡轮非对称端壁造型中能够将横向压差减至最小, 但其在压力面附近、无量纲横向宽度为 0.86 至 1 处, 以及吸力面附近, 无量纲横向宽度为 0 至 0.8 处存在沿轴向逆压流动的情况, 即 Case 1 处的压力比 Case 2 小。在图 8(i) 结构中无量纲横向宽度为 0.92 处也存在 Case 1 与 Case 2 压力变化曲线相切, 近逆压流动的情况。横向压差虽然减小, 但可能会对叶片通道内的流动产生其他影响, 增加气动损失。

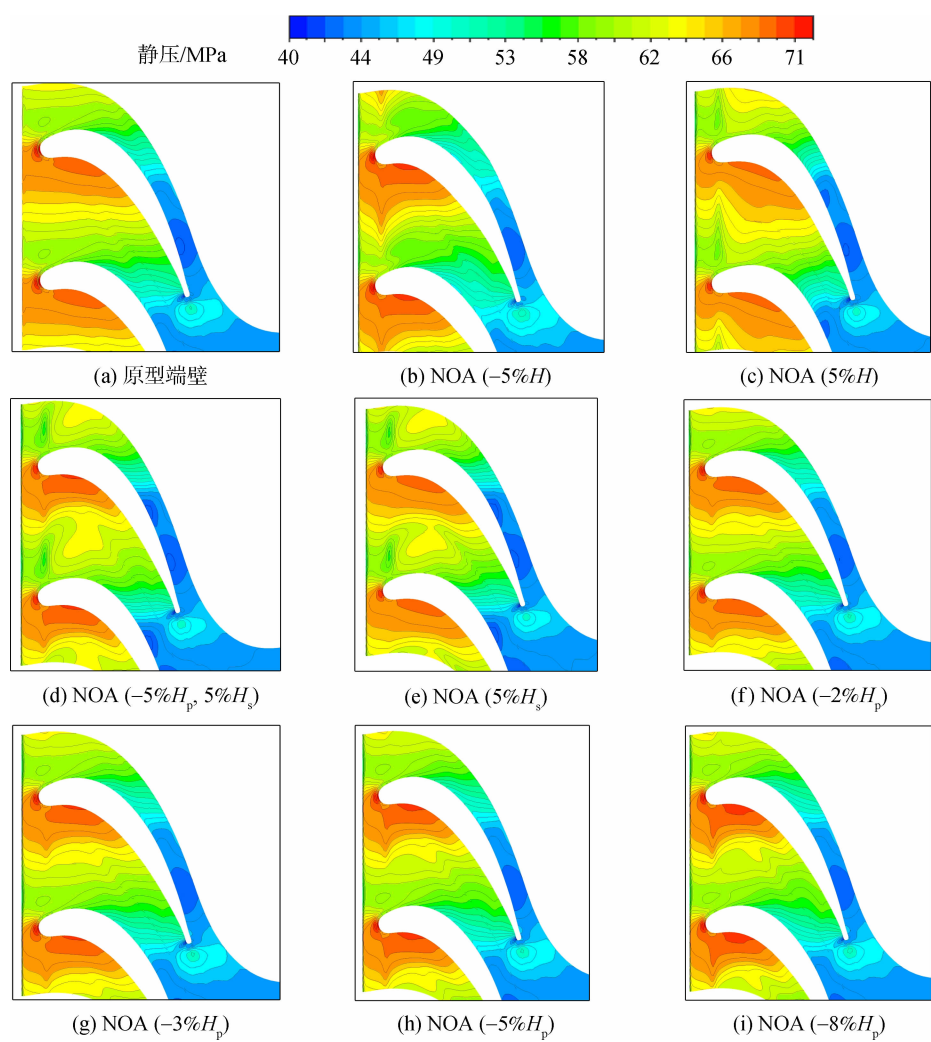
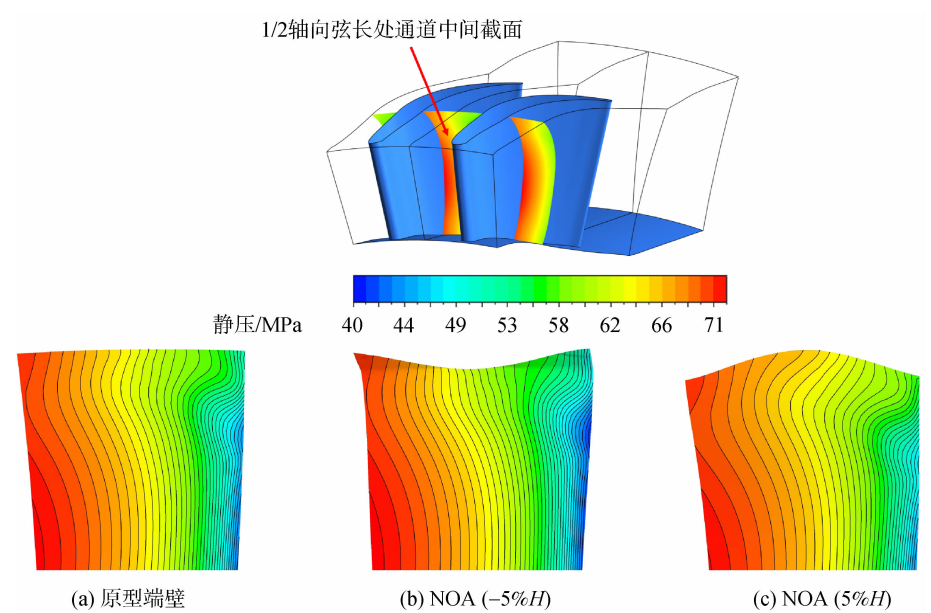


图 16 S2 不同造型上端壁静压分布云图

Fig. 16 S2 static pressure distribution contour of different upper endwalls



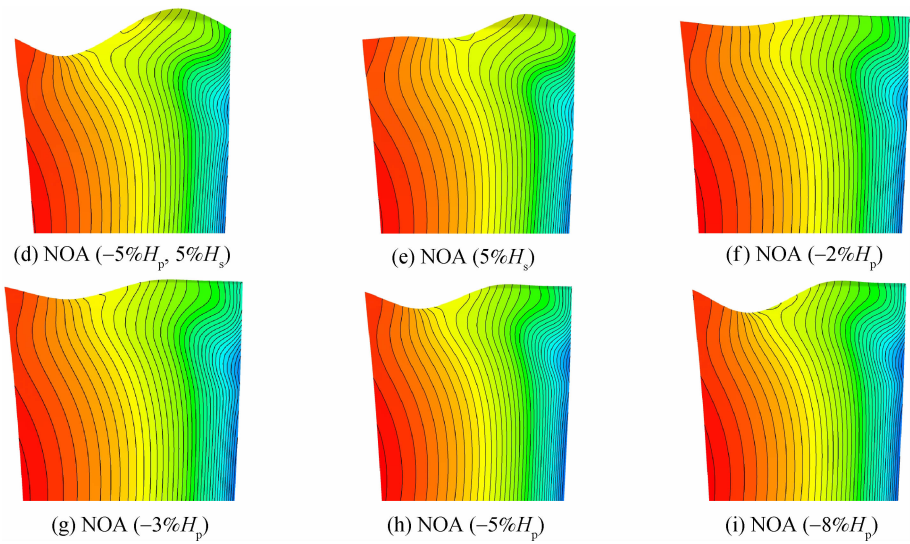


图 17 S2 通道中间截面静压分布云图

Fig. 17 Static pressure distribution contour of the middle section of S2 channel

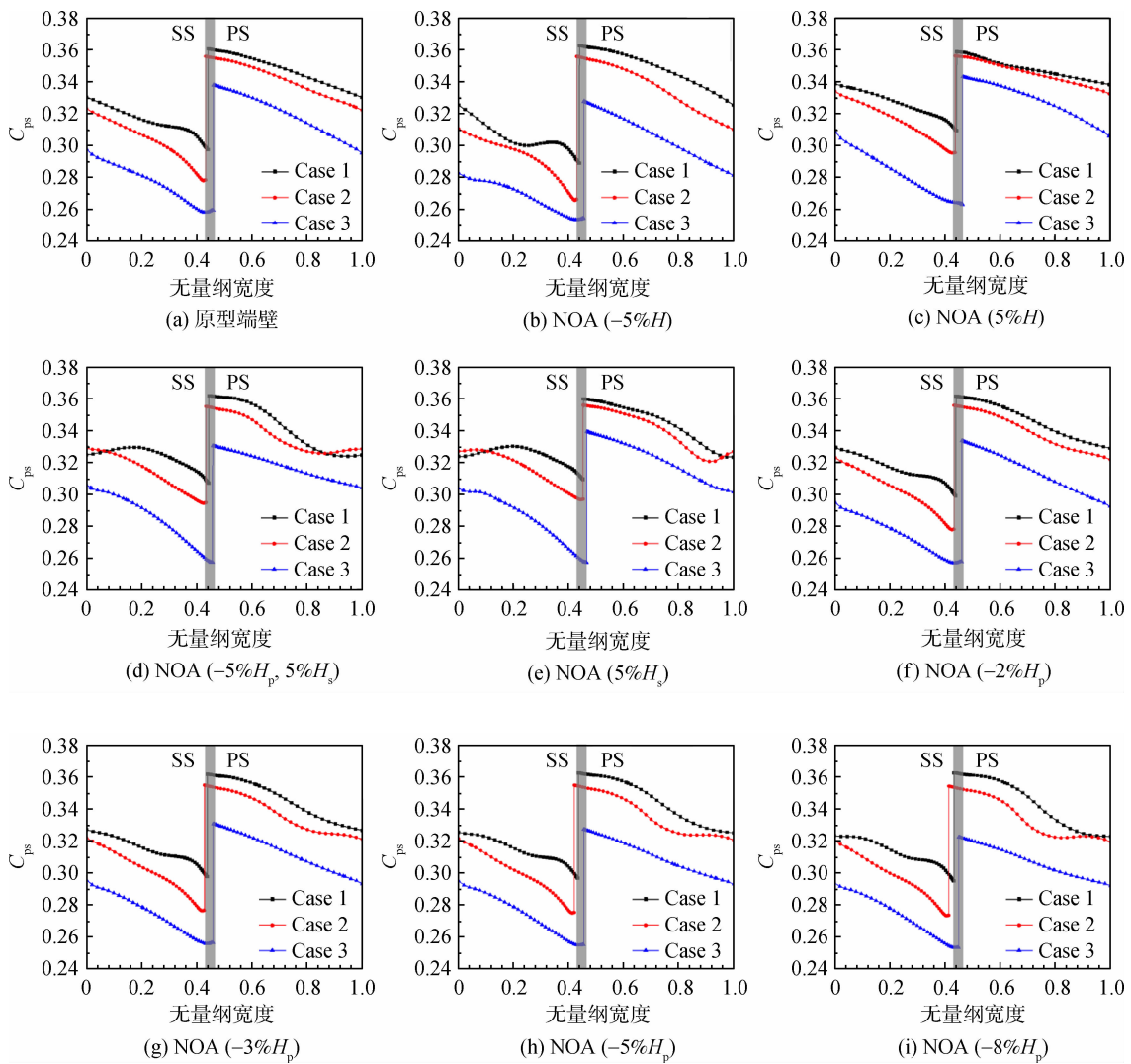


图 18 S2 上端壁静压系数曲线图

Fig. 18 Diagram of upper endwall static pressure coefficient S2

图 19 给出了不同端壁造型方案在 5%、50% 及 95% 三个叶高位置叶片表面静压系数沿轴向弦长(z/c)的分布,其中压力面与吸力面静压系数差值反映了叶片表面负荷情况。由图可知端壁造型的改变对 5% 与 50% 叶高处的静压系数分布影响很小,仅 50% 叶高位置吸力面后 2/3 弦长及压力面后 1/3 弦长的静压系数有较小的波动。从 95% 叶高的静压系数分布图中可以看出上端壁造型的更改对逆压段有影响并使叶片负荷发生较大变化,不同造型的吸力面侧前缘至 1/5 轴向弦长的静压系数大小排列规律与 7/10 至 4/5 轴向弦

长的相同,与 1/5 至 7/10 处大小排列规律完全相反。具有通道内凹陷造型的图 8(c)、图 8(d)、图 8(e)结构压力面静压增加程度远小于吸力面,因此叶片负荷较小,但逆压段相对较大,逆压段的增加则会导致更多的气动损失。仅对压力面进行造型的图 8(f)至图 8(i)结构压力面静压降低程度稍小于吸力面,叶片负荷随着凸起幅值增大而增加。对吸力面进行凸起造型的图 8(b)结构具有最大的叶片负荷。

为研究不同端壁造型结构中叶片通道的损失分布,图 20 给出了 11/10 轴向弦长处叶片出口熵

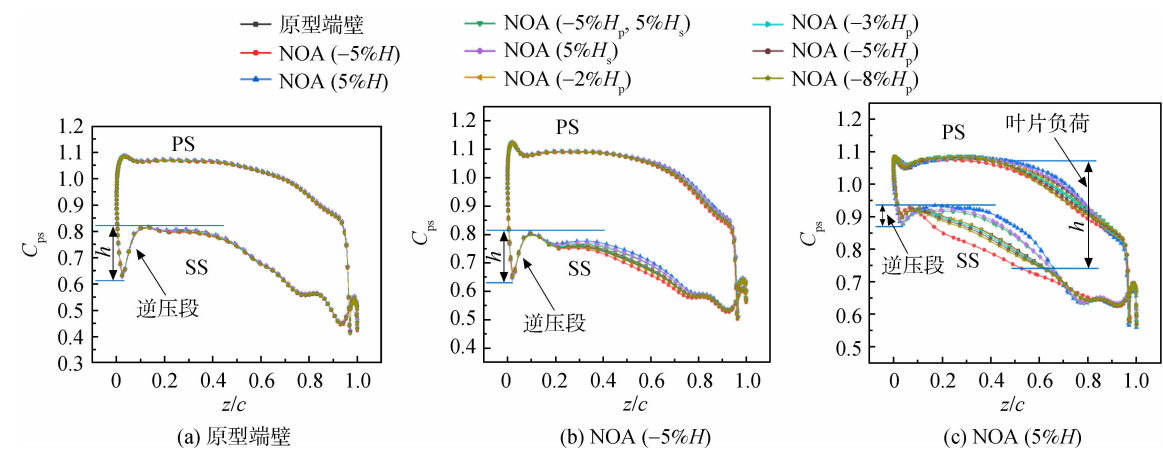


图 19 S2 不同叶高表面静压系数分布

Fig. 19 Surface static pressure coefficient distribution of S2 with different blade heights

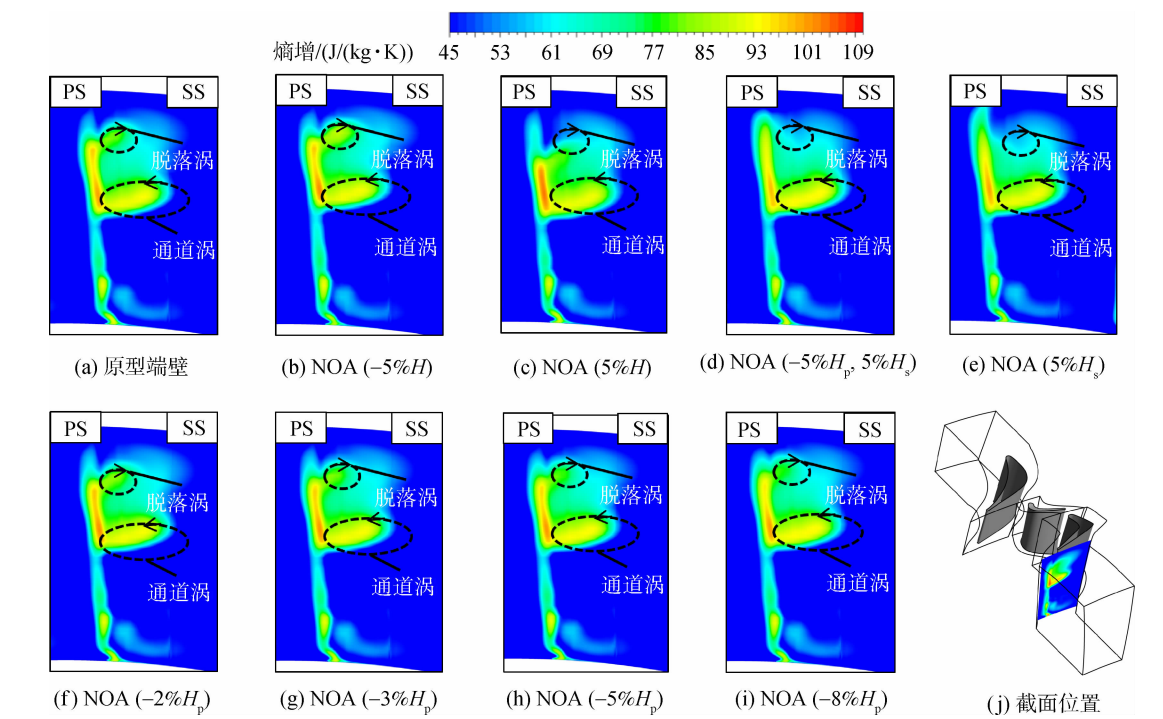


图 20 S2 出口 110% 轴向弦长处熵增径向分布云图

Fig. 20 Radial distribution contour of entropy increase of axial chords at S2 outlet of 110%

增径向分布云图,可发现各种造型端壁均存在一个熵增较大的条状区域,其为叶片尾迹损失区。在距叶顶 1/4 处与 1/2 处存在 2 个高损失核心区域,分别为脱落涡与通道涡损失区。因通道涡受边界层与二次流相互干扰而流动较紊乱,并且叶栅上端壁扩张,导致了上通道涡损失区更大。图 21 为 S2 出口 11/10 轴向弦长处周向平均熵增沿叶高分布的情况, x/h 表示相对叶高。结合图 20、图 21 可知,不同端壁造型对下端区损失几乎没有影响,对上端区损失影响明显,而且通道涡强度远大于脱落涡,主要损失位于通道涡处。图 8(c)、图 8(d)、图 8(e)结构的上脱落涡损失在所有端壁中较小,可知通道内凹陷设计能降低上脱落涡损失,其中图 8(c)结构因全通道内凹陷设计可将上脱落涡损失最大降低约 5.5%。在上通道涡损失方面,图 8(c)、图 8(d)、图 8(e)结构则相对较大,可知通道内凸起设计能减小上通道涡损失,图 8(b)结构因其为全通道凸起设计,可将上通道涡损失最大降低约 6.5%,并且观察图 8(f)至图 8(i)结构曲线可知通道涡损失与压力面通道内凸起幅值呈反比。但值得注意的是,图 8(d)为凸起凹陷相结合的造型,其上通道涡损失却最大。

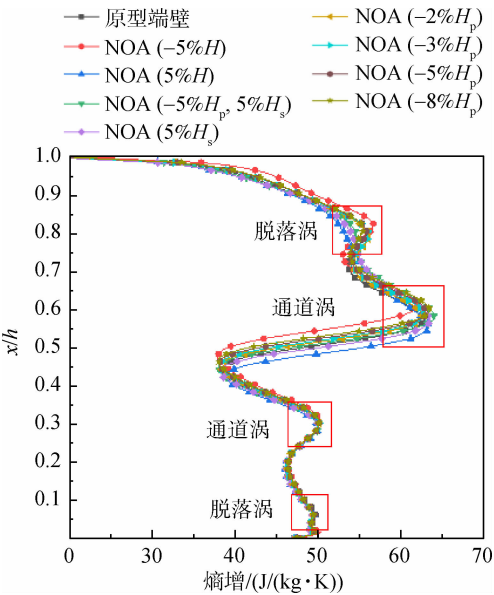


图 21 S2 出口 110% 轴向弦长处熵增径向分布曲线
Fig. 21 Radial distribution curve of entropy increase of axial chord at S2 outlet 110%

3.2 不同造型端壁 S2 传热特性分析

为研究不同非对称端壁造型对上端壁传热的影响,图 22 展示了 S2 上端壁四个典型区域 a、b、c、d 的 Nu 分布云图。能够发现尾缘低传热 d 区

域处的传热系数几乎无变化,前缘高负荷 a 区、马蹄涡压力面分支形成的压力面局部高传热 c 区与马蹄涡吸力面分支形成的吸力面低传热 b 区的传热性能有着不同程度的改变,其中 c 区域的热负荷变化最为明显。

同时为了对上端壁传热性能进行更详细的分析,图 23 给出了 Nu 沿上端壁 Ψ_1 、 Ψ_2 、 Ψ_3 三条线的无量纲分布情况,其中 Ψ_1 、 Ψ_2 、 Ψ_3 分别为三个截面 Ψ_1 、 Ψ_2 、 Ψ_3 与轮缘的交线, Ψ_1 、 Ψ_3 均平行于进口并分别与叶片前缘、叶片尾缘相切, Ψ_2 与 Ψ_1 平行并位于 50% 轴向弦长位置处,横坐标无量纲分布从 0 至 1 代表从吸力面指向压力面。由图可知原型端壁前缘 Nu 幅值远大于通道中部及尾缘位置,约为其 3 倍。由图 23(a)可知,图 8(f)至图 8(i)造型前缘处的 Nu 幅值比原型端壁高约 200,其余 4 种端壁造型的 Nu 则明显小于原型端壁,图 8(c)结构的 Nu 幅值减小的最多,减小约 1200。这说明对吸力面进行端壁凹凸造型能够降低前缘的热负荷情况,相比于凸造型,通道内凹陷设计对热负荷的缓解情况更为明显。由图 23(b)可知,不同端壁造型对吸力面及压力面侧端壁传热性能影响明显。因二次流等原因吸力面侧流动复杂,导致 Nu 分布趋势在吸力面侧无量纲长度 0 至 0.2 与 0.2 至 0.4 处相反,在压力面侧分布规律较为统一。从整体来看,图 8(c)结构的传热系数最小,图 8(f)至图 8(i)结构在端壁的热负荷明显高于原型端壁,并随压力面通道内凹陷幅值的增加而增大。根据图 23(c),可知端壁造型的改变对叶片尾缘传热影响不大,图 8(c)结构在尾缘压力面侧热负荷稍大。

3.3 不同造型端壁 S2 的气动及传热性能对比

本文所有造型端壁 S2 的总压损失系数(C_p)及面积平均热流量数值如表 3 所示。由表可知,相对原型端壁本文 8 种大子午扩张涡轮非对称端壁设计都会导致叶片流量降低。在传热性能方面,通道内凹陷造型与通道内凸起幅值不高于 2% 的上端壁造型能够降低机匣的热负荷,如图 8(c)、图 8(d)、图 8(e)、图 8(f)造型;吸力面通道内凸起设计可增加叶片的热负荷,如图 8(b)造型;其中图 8(c)结构能够将端壁热流量降低约 3.1%,将叶片热流量降低约 2.8%,总体热负荷最小。在气动损失方面,图 8(h)结构总压损失可降低约 1.1%,具有通道内凹陷设计的端壁如图 8(c)、图 8(d)、图 8(e)则会增加总压损失。其中适

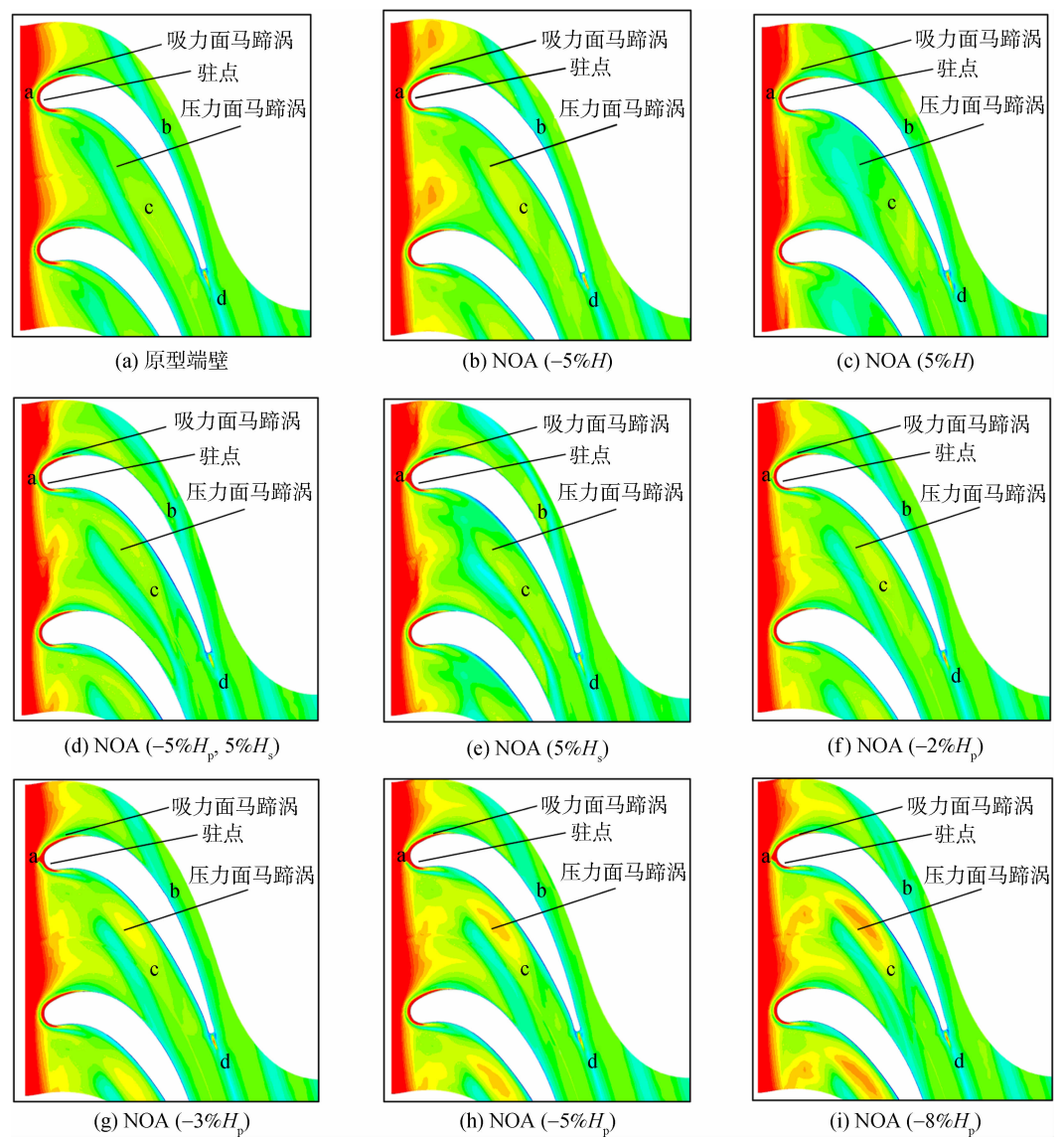
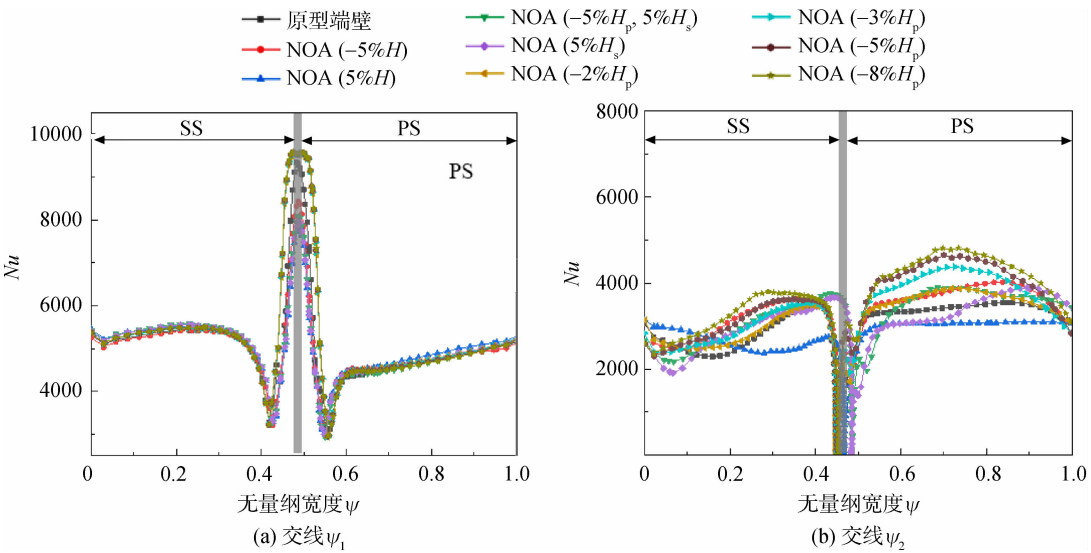


图 22 S2 上端壁 Nu 分布
Fig. 22 S2 upper endwall Nu distribution



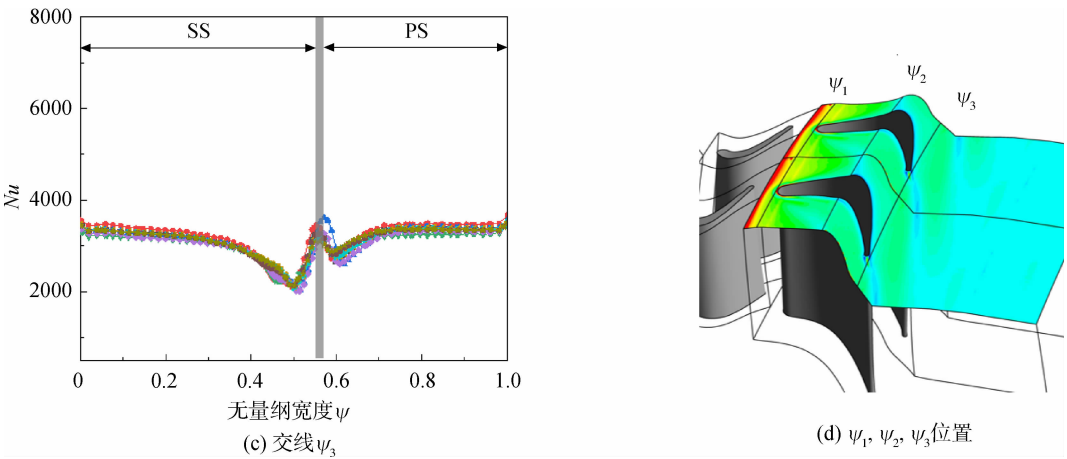


图 23 Nu 沿上端壁不同交线的分布

Fig. 23 Distribution of Nu along different intersecting lines of the upper endwall

表 3 损失系数和面积平均机匣/叶片热通量

Table 3 Loss coefficient and area-averaged shroud/blade heat flux

端壁	C_p	面积平均机匣 热流量/(W/m^2)	面积平均叶片 热流量/(W/m^2)	质量流量/ (kg/s)
原型	0.147 344	461 643	477 777	67.950 5
NOA(−5% H)	0.146 801	473 308	480 318	67.799 3
NOA(5% H)	0.147 716	447 000	464 478	67.807 5
NOA(−5% H_p , 5% H_s)	0.148 035	453 849	470 684	67.811 1
NOA(5% H_s)	0.147 482	451 027	472 133	67.800
NOA(−2% H_p)	0.147 199	460 577	474 675	67.811
NOA(−3% H_p)	0.145 244	462 683	475 295	67.811 2
NOA(−5% H_p)	0.136 281	465 947	476 195	67.799 4
NOA(−8% H_p)	0.143 477	469 466	476 724	67.806 4

用于非大子午扩张涡轮的图 8(d)结构总压损失最大,在以减少气动损失为目的的大子午扩张涡轮非对称端壁造型中为最差的方案。

4 结 论

本文使用基于 Bezier 曲线与正弦三角函数曲线相结合的非轴对称端壁造型技术,对某 1.5 级大子午扩张涡轮第 2 级静叶上端壁进行 8 种造型设计,并基于 RANS 计算结果研究了不同结构的非对称端壁造型对上端区流动及传热的影响。得出以下结论:

1) 本文提出的 8 种大子午扩张涡轮非对称端壁设计方案均能不同程度的改善上端区叶片通道内的横向不平衡压差分布情况,并对 95%叶高处的流动有较大影响,其中通道内凹陷造型端壁可使叶片负荷减小,逆压段压差增大。

2) 具有吸力面通道内凹陷设计的大子午扩张涡轮非对称上端壁可降低脱落涡损失,对大子午扩张涡轮上端壁进行压力面通道内凸起设计可减少通道涡损失;适当的压力面通道内凸起设计在降低大子午扩张涡轮出口总压损失方面效果最好,压力面通道内凸起、吸力面通道内凹陷设计的大子午扩张涡轮上端壁具有最高的总压损失。

3) 对大子午扩张涡轮上端壁进行吸力面通道内凹陷设计与适当的压力面通道内凸起设计能够降低机匣热负荷,对吸力面进行通道内凸起设计可增加叶片热负荷,其中对吸压力面都进行通道内凹陷设计可最大程度的降低机匣与叶片的热负荷。

参考文献:

[1] NORRIS G, DOMINY R G. Diffusion rate influences on

inter-turbine diffusers[J]. Journal of Power and Energy, 1997, 211(3): 235-242.

[2] NORRIS G, DOMINY R G, SMITH A D. Strut Influences within a diffusing annular s-shaped duct. [R]. ASME Paper 1998-GT-425, 1998.

[3] ROSE M G. Non-axisymmetric endwall profiling in the HP NGV's of an axial flow gas turbine [R]. ASME Paper 1994-GT-249, 1994.

[4] KNEZEVICI D C, SJOLANDER S A, PRAISNER T J, et al. Measurements of secondary losses in a turbine cascade with the implementation of non-axisymmetric endwall contouring[R]. ASME Paper GT2008-51311, 2008.

[5] ABRAHAM S, PANCHAL K, EKKAD S V, et al. Effect of endwall contouring on a transonic turbine blade passage Part 1: aerodynamic performance [R]. ASME Paper GT2012-68425, 2012.

[6] 刘波, 管继伟, 陈云永, 等. 用端壁造型减小涡轮叶栅二次流损失的数值研究[J]. 推进技术, 2008, 29(3): 355-359. LIU Bo, GUAN Jiwei, CHEN Yunyong, et al. Numerical investigation for effect of non-axisymmetric endwall profiling on secondary flow in turbine cascade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(3): 355-359. (in Chinese)

[7] 王睿. 非对称端壁对扩压叶栅性能影响的数值研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012. WANG Rui. Numerical investigation on effect of applying non-axisymmetric endwall on compressor cascade performance[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012. (in Chinese)

[8] NA Zhenzhe, LIU Bo. Numerical investigation of non-Axisymmetric endwalls in a high pressure axial flow turbine [R]. ASME Paper GT2015-42970, 2015.

[9] LYNCH S P, THOLE K A. Comparison of the three-dimensional boundary layer on flat versus contoured turbine endwalls[R]. ASME Paper GT2015-43928, 2015.

[10] 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 1999-GT-338, 1999.

[11] HARTLAND J, GREGORY-SMITH D. A design method for the profiling of endwalls in turbines[R]. ASME Paper GT-2002-30433, 2002.

[12] 李国君, 马晓永, 李军. 非轴对称端壁成型及其对叶栅损失影响的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(11): 9-12. LI Guojun, MA Xiaoyong, LI Jun. Non-axisymmetric turbine end wall profiling and numerical investigation of its effect on the turbine cascade loss[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(11): 9-12. (in Chinese)

[13] 郑金, 李国君, 李军, 等. 一种新非轴对称端壁成型方法的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(9): 1487-1491. ZHENG Jin, LI Guojun, LI Jun, et al. Numerical research on a new non-axisymmetric endwall profiling method[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(9): 1487-1491. (in Chinese)

[14] 那振喆, 刘波, 赵刚剑, 等. 基于 Bezier 曲线的端壁造型设计方法研究[J]. 推进技术, 2014, 35(5): 624-631. NA Zhenzhe, LIU Bo, ZHAO Gangjian, et al. Design method of endwall profiling based on bezier curve[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(5): 624-631. (in Chinese)

[15] 孟福生, 高杰, 郑群, 等. 大子午扩张涡轮扇形叶栅变工况性能实验研究[J]. 推进技术, 2019, 40(5): 986-995. MENG Fusheng, GAO Jie, ZHENG Qun, et al. Experimental study on large meridional expansion annular sector cascades with variable working conditions[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(5): 986-995. (in Chinese)

[16] MENG Fusheng, ZHENG Qun, ZHANG Jian. Effects of blade fillet structures on flow field and surface heat transfer in a large meridional expansion turbine[J]. Energies, 2019, 12(15): 3035. 1-3035. 19.

[17] MENG Fusheng, ZHENG Qun, GAO Jie. Effect of tip clearance on flow field and heat transfer characteristics in a large meridional expansion turbine[J]. Energies, 2019, 12(1): 162. 1-162. 19.

[18] MENG Fusheng, GAO Jie, FU Weiliang, et al. Numerical investigation on a high endwall angle turbine with swept-curved vanes[R]. ASME Paper GT2018-76501, 2018.

[19] 卢家玲, 楚武利, 朱俊强, 等. 端壁造型在叶轮机械中的应用与发展[J]. 热能动力工程, 2009, 24(6): 687-691, 813. LU Jialing, CHU Wuli, ZHU Junqiang, et al. Application and development of endwall modeling in turbomachinery [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2009, 24(6): 687-691, 813. (in Chinese)

[20] QURESHI I, SMITH A D, POVEY T. HP vane aerodynamics and heat transfer in the presence of aggressive inlet swirl[R]. ASME Paper GT2011-46037, 2011.

[21] ZUCKERMAN N, LIOR N. Impingement heat transfer: correlations and numerical modeling[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(5): 544-552.

(编辑: 张 雪)