

文章编号: 1000-8055(2007)09-1487-05

一种新非轴对称端壁成型方法的数值研究

郑 金, 李国君, 李 军, 张兄文
(西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049)

摘 要: 根据叶栅内部二次流形成和发展的机理,应用正弦函数和多项式函数建立了一种叶栅非轴对称端壁成型方法.采用三维时均可压缩 $N-S$ 方程组求解技术,数值研究了采用所建立的非轴对称端壁成型方法设计的跨音速直列叶栅的流动特性,分析讨论了建立的非轴对称端壁成型方法的效果及其对叶栅流动特性的影响.计算结果表明:所建立的非轴对称端壁可以有效地抑制和延迟叶栅通道中二次流涡系的发展,沿整个叶栅流道内总压系数明显降低,成型过程中幅值控制函数中最大幅值约占 7.5% 叶高为宜,叶栅出口位置处总压损失降低了约 5.6%.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 二次损失; 非轴对称端壁; 透平叶栅; 数值模拟

中图分类号: TK263

文献标识码: A

Numerical research on a new non-axisymmetric endwall profiling method

ZHENG Jin, LI Guojun, LI Jun, ZHANG Xiongwen

(School of Energy and Power Engineering,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Based on the mechanism of secondary flow formation and development in a turbine cascade, SINE function and polynomial function were applied to develop a non-axisymmetric endwall profiling method. Three-dimensional Reynolds-Averaged Navier-Stokes solution was used to study the flow characteristics of the transonic linear turbine cascades designed by non-axisymmetric endwall profiling method. And, the effect of this method and its influence on the flow characteristics of cascade were analyzed and discussed. The numerical results show that, the established non-axisymmetric endwall could suppress and delay efficiently the development of secondary flow vortex system in the cascade passage, and the total pressure coefficient along entire cascade passage declines remarkably. The maximum amplitude of the profiling method is preferably set to 7.5% span, and the total pressure loss at exit reduces by 5.6%.

Key words: aerospace propulsion system; secondary loss;

non-axisymmetric endwall profiling; turbine cascade; numerical simulation

叶栅流道中二次流损失所占比例可达叶栅总损失的 30% ~ 50%. 自从 1994 年, Rose^[1] 提出了

非轴对称端壁成型涡轮静叶栅的新概念后, 一些研究人员通过数值模拟和实验研究了非轴对称端

收稿日期: 2006-08-14; 修订日期: 2006-12-04

基金项目: 国家自然科学基金(50476052)

作者简介: 郑金(1981), 男, 陕西宝鸡人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

李国君(1963), 男, 吉林伊通人, 教授、博士生导师, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

壁对叶栅二次流损失的影响. 结果表明非轴对称端壁成型是降低叶栅二次流及通道涡强度、减小出口气流参数沿叶高不均匀的有效方法. 目前, 比较成熟的端壁成型方法主要有 FAITH^[2]、叶型中弧线旋转法^[3]、三角函数法^[4]等, 这些方法在一定程度上有效地改善了叶栅通道内部流场, 但这些方法人为因素较多. 本文在对非轴对称端部设计原理理解的基础上, 提出了一种便捷高效并且能够根据叶栅内部流场特性来进行端壁型线设计的新方法, 然后采用通过 Faver 质量加权平均的时均可压缩 N-S 方程组求解程序, 对某一跨声速直列叶栅进行了数值模拟, 分析讨论了该非轴对称端壁成型方法对跨声速叶栅内部流场的影响.

1 叶栅非轴对称端壁成型方法

1.1 非轴对称端壁设计的基本原理

非轴对称端壁成型是利用流线曲率来减少流道内部的压力梯度: 凸的流线曲率能够加速流动, 减小当地静压; 凹的流线曲率能够延迟流动, 增加当地静压^[1]. 因此, 在叶栅流道上下端壁的压力面侧形成凸的形状, 吸力面侧形成凹的形状, 就可以减少近端壁处压力面与吸力面的压差, 达到减少二次流的目的, 进而减少二次流损失. 非轴对称端壁型线的设计包括两个层面: 一是端壁型线沿周向的改造; 二是端壁型线沿轴向的改造. 由于叶栅端部的周向压差是引起二次流的主要因素, 故本文考虑根据平面端壁叶栅内部静压分布特性来进行叶栅端造型.

1.2 非轴对称端壁造型方法

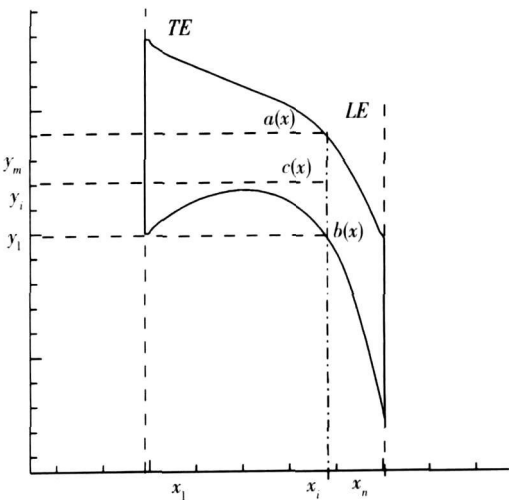
叶栅内部流场的大量数值计算结果表明, 沿周向的叶栅内部静压分布类似于按正弦函数分布^[2]. 因此, 沿叶栅周向(y 方向) 端壁型线设计采用正弦函数构建. 如图 1 所示, 令 x 轴代表叶栅轴向, y 轴代表叶栅流道周向. 图中, $a(x)$ 为压力面上对应的 y 坐标(见图 1 中的 y_m), $b(x)$ 为吸力面对应的 y 坐标(即图 1 中 y_1 , 本文建立的非轴对称端壁曲面的生成函数为

$$z(x,y)=A(x)\sin\left[\frac{y-\frac{a(x)+b(x)}{2}}{a(x)-b(x)}\right]\quad (1)$$

式中 $A(x)$ 可称为端壁型面幅值控制函数, 它一方面表示各轴向位置端壁型面的凹凸幅度, 另一方面显示凹凸幅度沿轴向的变化情况. 本文提出按下列方法确定 $A(x)$:

(1) 先通过数值方法计算出平面端壁叶栅

(环形叶栅对应环面端壁) 流道内部端壁压力面(PS)和吸力面(SS)的静压分布, 如图 2 所示.



(TE 表示叶栅前缘点; LE 表示叶栅后缘点;
 m, n 分别为周向和轴向划分的网格数)

图 1 非轴对称端壁周向型线构造示意图

Fig.1 Sketch map of non axisymmetric endwall profile along pitchwise

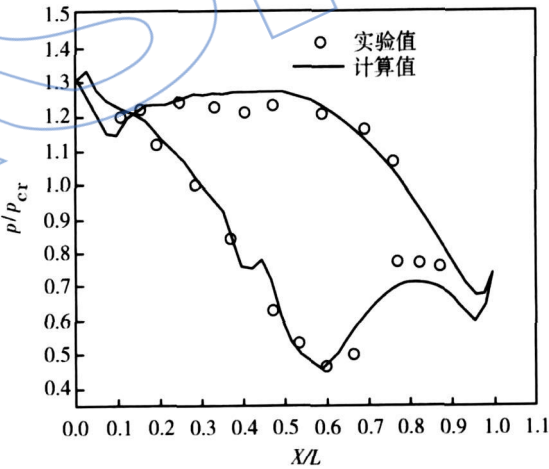


图 2 平面端壁叶栅静压分布

Fig.2 Static pressure distribution of the turbine blade with the planar endwall

(2) 求出各轴向位置处对应的离散计算网格点的压差值, 并记录最大的压差值为

$$\Delta p = \max(p^{PS} - p^{SS})$$

(3) 各离散轴向位置处端壁型线幅值初步由下式确定

$$A_1 = C \times H \times \frac{p^{PS} - p^{SS}}{\Delta p} \quad (2)$$

式中 H 代表叶栅高度(简称叶高), C 为幅值控制系数, 调整 C 值可以控制端壁型面的凹凸幅度, C

值按照叶高的百分比选取。

(4) 由公式(2) 计算出的离散幅值控制函数不能保证光滑连续(如图 3 所示), 为保证生成的端壁型面光滑, 采用多项式拟合函数对公式(2) 计算出的离散幅值进行拟合, 拟合函数为

$$A_2(x) = a_0 + a_1x^1 + a_2x^2 + \dots + a_9x^9$$

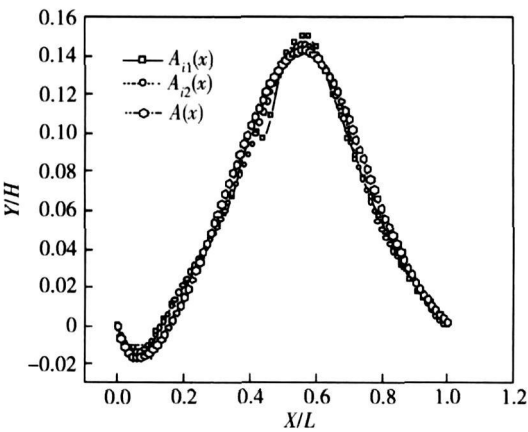


图 3 非轴对称端壁轴向变化

Fig. 3 Axial transformation of non-axisymmetric endwall

(5) 为了保证叶栅进出口处与延伸段光滑过渡, 再对多项式拟合好的曲线进行光顺处理, 得到最终的 $A(x)$ 。

通过上述方法进行非轴对称端壁造型, 不仅可以保证曲面沿周向为正弦函数分布, 而且将端壁起伏情况与叶栅内部流场特性紧密结合, 与其它端壁造型方法相比, 控制参数少(只有幅值控制系数 C), 便于实现和控制。该方法通过叶栅内部流场的参数分布特性确定幅值控制函数, 一定程度考虑不同叶栅的特点, 适用范围可望比已有方法大。图 4 表示了采用本方法设计的非轴对称端壁叶栅通道的三维视图。

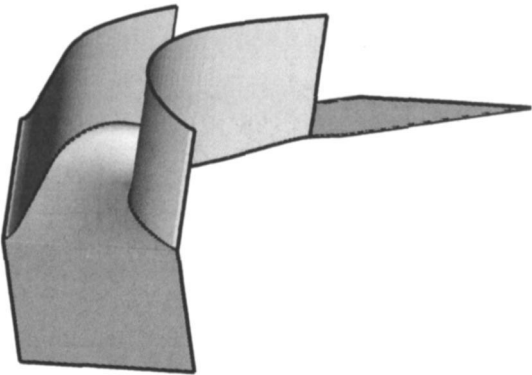


图 4 非轴对称端壁三维视图 ($C=7.5\%$ 叶高)

Fig. 4 Three dimensional view of non-axisymmetric endwall

2 数值方法

为了考查本文建立的非轴对称端壁造型方法的有效性, 采用数值方法对造型后的叶栅流场性能及流动特性进行研究。采用的数值模拟软件为自行发展的软件, 该软件经过大量算例的验证具有较高可靠性(从图 2 中的静压分布与实验值的分布比较也可以看出)。该软件采用通过 Faver 质量加权平均及无量纲化得到的任意曲线坐标系中矩阵形式的时均可压缩 N-S 方程组做为控制方程, 对流项采用 Harter Yee 型 TVD 格式, 中心差分离散粘性项。为了加速收敛程序中引入当地时间步长。紊流模型采用两方程 SST $k-\omega^{[5]}$ 紊流模型。

3 算例考核及分析

做为本文应用实例的叶栅为展弦比为 2 的跨音速直列叶栅, 栅距为 91.6 mm, 轴向弦长为 112.6 mm。由于叶栅为直列平面叶栅, 为减少计算量, 取半叶高区域进行计算, 计算网格数为 71 (流动方向) $\times$ 30 (周向) $\times$ 49 (叶高方向)。在网格生成时对前缘进行了削尖处理, 并对壁面、叶栅前后缘、吸力面、压力面等区域, 进行了局部加密以提高这些区域内解的分辨率。

本文数值模拟了幅值控制系数 C 取 0.025 (端壁造型 1), 0.05 (端壁造型 2), 0.075 (端壁造型 3) 和 0.1 (端壁造型 4) 时的叶栅通道, 并与平面端壁叶栅(Plane)的计算结果进行比较。

3.1 叶栅下端壁型面压力分布

图 5 给出了平面端壁和 4 种非轴对称端壁叶栅的近端壁处型面压力分布。从图示可知, 幅值控

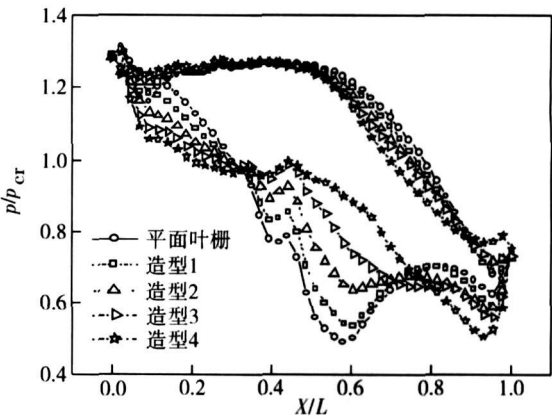


图 5 下端壁型面静压分布

Fig. 5 Static pressure distribution of the turbine blade hub

制系数的改变,端壁附近区域压力分布改变明显.在叶栅通道前端(0%~20%轴向弦长)周向压差有所增,同时随着幅值控制系数的增大,该压差增大.而在20%轴向弦长以后,4种端壁都不同程度的减小了压力面(PS)与吸力面(SS)之间的周向压差.端壁造型1~端壁造型3三种端壁的压力分布趋势与平面端壁内压力分布趋势基本相同,而端壁造型4端壁叶栅的压力的分布情况有所不同.综合来看,生成的非轴对称端壁叶栅在叶栅前后缘附近,周向压差有所增大,中间大部分区域压差大大减小,而且沿轴向吸力面的压力变化变得平缓,端壁附近这样的压力分布不仅可以达到降低二次流损失的效果,而且改善端壁及角区区域的流动.

3.2 总压损失系数分布

图6给出了5种端壁叶栅轴向截面上网格节点总压损失系数按质量流量加权平均值.可以看出,平均总压损失系数沿轴向分布,除了 $C=0.1$ 取值外,其余 C 值情况下都比平面端壁平均总压损失系数减小.这说明合适的非轴对称端壁造型有效降低了叶栅流道内部的总压损失,其中 $C=0.075$ 幅值情况下总压损失降低的最为明显.

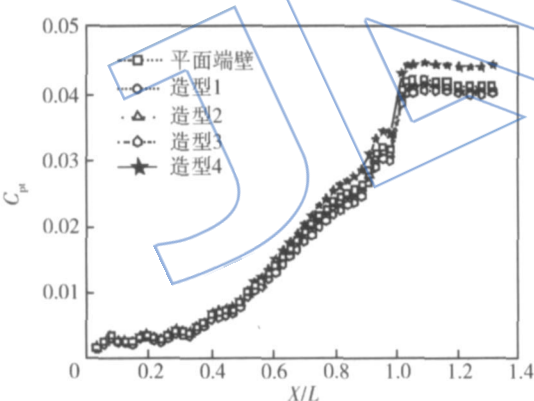


图6 质量加权当地总压损失系数沿轴向分布
Fig. 6 Distribution of total pressure loss coefficient along axial direction

表1给出了不同5个具有代表性轴向截面位置处质量加权平均总压损失系数的数值.

表中数据与图6是一致的,即除了端壁造型4端壁造型外,其余幅值系数下非轴对称端壁型面不同轴向位置处的总压损失系数相比与平面端壁叶栅都明显有所降低.其中端壁造型3的效果最为显著,在端壁周向起伏最大区域(60%轴向弦长)处,当地总压损失系数减小了7.8%;在出口处,总压损失系数减小了5.6%.

表1 不同截面位置处总压损失系数 ($C_p \times 10^{-3}$)

Table 1 Coefficient of total pressure loss on the different axial position

轴向 弦长/%	平面 叶栅	端壁 造型 1	端壁 造型 2	端壁 造型 3	端壁 造型 4
20	3.43	3.2	3.31	3.0	3.54
40	6.41	5.94	6.16	5.58	6.69
60	12.65	12.15	12.37	11.74	13.28
80	23.46	22.6	23.0	21.62	25.14
100	40.26	37.25	39.54	38.37	42.82

3.3 不同轴向截面二次流流线分布

本文按文献[4]中二次流的定义方法,将各点速度在与中叶高位置对应点速度垂直的截面上的投影定义为二次流速度.从上述总压系数损失分析结果可知,端壁造型3相对于平面端壁叶栅降低总压损失最多,限于篇幅,这里通过分析讨论端壁造型3和平面端壁叶栅之间的二次流速度分布来说明端壁造型对于叶栅通道内部流场的影响.

图7给出了沿轴向不同截面上二次流流线分布,较为清楚的表示出了平面端壁通道和非轴对称端壁通道内涡系和二次流的发展变化过程.从图7(a)和(b)可以看到:平面端壁叶栅靠近端部压力面侧和吸力面侧出现了两个转向相反的涡系,它们分别代表由于端壁来流边界层卷起在叶栅前缘形成的马蹄涡的压力面分支和吸力面分支,从整个截面内二次流流线分布来看,平面端壁叶栅流场二次流速度分布混乱没有规律性,通道涡正在逐渐的形成;而在端壁造型3流场中没有明显的涡系产生,流场速度分布有序,表明非轴对称端壁有效的抑制了通道涡的产生.56%轴向弦长截面(见图7(c)和(d))也是端壁型线起伏最大的截面.平面端壁马蹄涡的吸力面分支变的相当微弱,同时由于叶栅通道内部的横向压力梯度,通道涡的核心区域较靠近压力面;而端壁造型3通道中心区域并没有出现强度较大的涡系.从87%轴向弦长截面(见图7(e)和(f)二次流分布中可以看出,在两种端壁通道中,都出现了通道涡,然而平面端壁叶栅中的通道涡已经充分发展,影响区域占据整个流道并且通道涡的核心区域逐渐靠近吸力面,而端壁造型3中通道涡仍在形成过程中,并没有在流场中形成完整涡系,这主要是由于周向压差减小所引起的.在128%轴向弦长处(见图7(g)和(h))已经处在出口延伸段,端壁造型3和平面端壁形成了极其相似的二次流线分布,但是

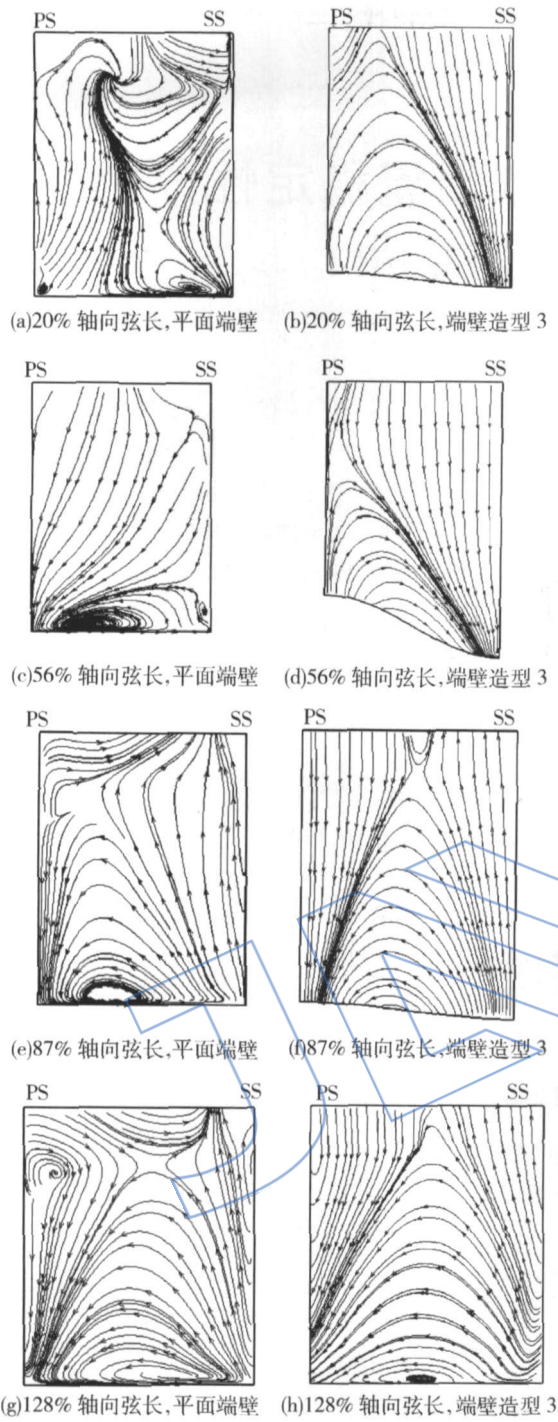


图 7 沿轴向截面上近端部二次流流线图
Fig. 7 Secondary flow streamlines distribution
on different axial section
near the end wall

可以明显的看出,端壁造型后的叶栅流道内部的涡系强度远远小于平面端壁叶栅通道. 综上分析,本文的非轴对称端壁减小了压力面和吸力面之间的压差,明显的改变了二次流速度分布,延迟并限制了通道涡的形成和发展,有效的减弱了通道涡的强度,达到降低二次流的目的.

4 结 论

本文根据平面叶栅内部流场静压分布特性,结合正弦函数和多项式函数建立了一种叶栅非轴对称端壁造型的方法. 应用于跨声速直列叶栅非轴对称端壁造型,并通过数值方法对叶栅内部流场进行模拟与分析表明:本文建立的叶栅非轴对称端壁造型方法有效得降低了叶栅的周向压差,明显的减少了沿轴向的总压损失系数,叶栅通道的二次流动得到了有效控制. 对于本文应用的实例,当幅值控制系数为 0.075 时,叶栅出口位置处总压损失降低了约 5.6%,相比幅值控制系数的其它取值效果最优.

参考文献:

[1] Rose M G. Non axisymmetric end wall profiling in the HP NGVs of an axial flow gas turbine[R]. ASME Paper 94 GT-249, 1994.

[2] Harvey N W, Mark M G, Taylor M D, et al. Non axisymmetric turbine end wall design: part 1: three dimensional linear design system[R]. ASME Paper 99-GT-337, 1999.

[3] Hartland J, Smith D G. A design method for the profiling of end walls in turbines [R]. ASME Paper GT-2001-30433, 2001.

[4] 李国君, 马晓永, 李亮. 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, 11(39): 1169-1172.

LI Guojun, MA Xiaoyong, LI Liang. Non axisymmetric turbine end wall design and numerical investigation of its effect on the flow field in a turbine cascade[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(11): 1169-1172.

[5] Menter F R. Two equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA J., 1994, 32: 1598-1605.