

涡轮平面叶栅非轴对称端壁优化设计

唐慧敏, 刘帅强, 罗华玲

(中国航空工业集团公司 商用航空发动机有限责任公司 研发中心, 上海 200241)

摘 要: 开发了一套造型灵活直观、网格生成速度快的非轴对称端壁优化设计工具,该工具的核心技术是非均匀有理B样条(NURBS)曲面造型和网格变形.在此基础上以商业软件Isight为优化驱动器,以CFX为求解器,搭建了非轴对称端壁优化设计流程.以Pack B涡轮平面叶栅为例,对其进行了非轴对称端壁优化设计.优化后涡轮平面叶栅总压损失系数减小了12.96%;结果表明:涡轮平面叶栅端部的压力分布改变削弱了涡轮平面叶栅通道中马蹄涡、通道涡的强度,提高了涡轮平面叶栅的气动性能.

关 键 词: 涡轮平面叶栅; 非轴对称端壁; 优化设计; 非均匀有理B样条曲面; 网格变形

中图分类号: V231; TK263

文献标志码: A

Optimal design of profiled endwall for turbine cascade

TANG Hui-min, LIU Shuai-qiang, LUO Hua-ling

(Research and Development Center, Commercial Aircraft Engine Company Limited,
Aviation Industry Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: A method based on non-uniform rational B-spline (NURBS) surface technique coupled with mesh deforming technique was developed to design the profiled endwall of turbines. This method has the advantage of flexible geometry representation and automatic rapid remeshing. An optimal design procedure of profiled endwall has been developed by integrating the commercial CFX flow solver and the optimization driver Isight. This procedure was applied to design the profiled endwalls of Pack B turbine cascade. The total pressure loss coefficient of turbine cascade was reduced by 12.96% after optimization. The results show that the static pressure field on the endwall of turbine cascade is changed, so the horseshoe vortex and the passage vortex in turbine cascade passage are weakened. Therefore, the aerodynamic performance of the turbine cascade is improved.

Key words: turbine cascade; profiled endwall; optimal design;
non-uniform rational B-spline; mesh deforming

端部损失是涡轮内部重要的损失源之一,特别是在小展弦的涡轮内.随着涡轮叶片升力和级负荷的不断提高,端部损失也越来越显著^[1-2].关于端部二次流损失的产生机理, Sieverding^[3], Gregory-Smith^[4]和 Langston^[5]做了详细的研究. Rose^[6]提出了非轴对称端壁的概念,后来大量的文献和资料证明这种方法是减小端部二次流损失的有效途径之一^[7-10].现在非轴对称端壁技术已

经在 TRENT 系列^[11-14], GENX 以及 LEAP-X 等多个国外先进发动机中得到应用.其基本原理是:通过非轴对称端壁形状改变端部附近的压力分布,减弱二次流强度.

在周向和轴向分别采用三角函数或 Fourier 级数生成凹凸造型是常见的非轴对称端壁造型方法^[11,15-16],但是三角函数法只能生成几种固定的端壁形状,造型空间不足够大;Fourier 级数法具

有足够大的造型空间,然而输入参数与端壁形状之间的关系又太过复杂.利用 NURBS 曲面造型来生成端壁形状,既有足够大的优化空间,又能保证输入参数和端壁形状之间的关系直观.除此之外,目前大部分非轴对称端壁优化设计中,端壁几何生成和网格生成是两个独立的功能模块,端壁几何生成后需要通过网格软件重新划分网格,非常不利于自动化集成.

本文建立的非轴对称端壁优化设计流程,集成了端壁造型、网格自动调整、CFD 数值模拟和多种优化算法自动寻优模块,能够实现非轴对称端壁的自动优化设计.该优化设计流程具有端壁造型灵活、不依赖网格划分软件、网格生成效率高特点.本文以 Pack B 涡轮平面叶栅为例,应用该系统对其进行了非轴对称端壁优化设计,并分析了流场变化.

1 非轴对称端壁优化设计系统

图 1 展示了本文建立的一个非轴对称端壁优化设计流程,该流程集成了端壁造型、网格自动调整、CFD 数值模拟和多种优化算法自动寻优等功能模块.端壁造型模块和网格自动调整模块分别是由自主开发的 NURBS 曲面造型工具和网格变形程序实现的.

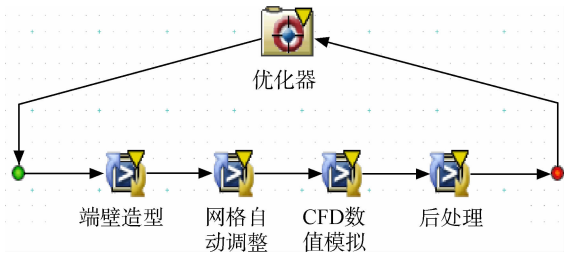


图 1 非轴对称端壁优化设计流程

Fig. 1 Optimal design procedure of profiled endwall

1.1 非轴对称端壁参数化造型

对端壁形状进行参数化表达是端壁参数化造型中重要的环节.本文利用 NURBS 曲面造型进行参数化造型,其定义式为

$$S(u,v)=\frac{\sum_{i=0}^n\sum_{j=0}^mN_{i,p}(u)N_{j,q}(v)w_{i,j}P_{i,j}}{\sum_{i=0}^n\sum_{j=0}^mN_{i,p}(u)N_{j,q}(v)w_{i,j}}\tag{1}$$

式中整个 NURBS 曲面通过 $(n+1)\times(m+1)$ 个控制点 $P_{i,j}$ 来控制,B 样条基函数 $N_{i,p}(u)$, $N_{j,q}(v)$ 定义在节点矢量 $\boldsymbol{U}=[u_0,u_1,\cdots,u_{(n+p+1)}]$, $\boldsymbol{V}=[v_0,v_1,\cdots,v_{(m+q+1)}]$ 上, $w_{i,j}$ 为可自由定义的权因子,要想实现对 NURBS 曲面局部或整体的修改和调整^[17],就需要修改控制点的坐标.

图 2 展示了控制点分布.在叶片通道区域内,以叶型中分线为周期性边界.在叶片通道的上、下游区域内,以叶型中分线在前缘点和尾缘点的延长线为周期性边界.一个周期内生成非轴对称端壁造型就通过该造型区域内每个控制点叠加不同的径向高度变化量 ΔR 来实现.

端壁曲面径向高度变化量 $\Delta R(s,t)$ 由 NURBS 曲面控制,该曲面的参数化空间为 $(\Delta R,s,t)$.其中 s,t 表示无量纲的轴向、周向位置;径向高度变化量用 ΔR 表示.将各控制点的 ΔR 取不同的值,即可实现非轴对称端壁曲面造型.为了保证曲面造型的连续性和周期性,本文限制了周期性边界以及进出口边界上控制点的变化幅值.

端壁曲面径向高度变化量 $\Delta R(s,t)$ 由 NURBS 曲面控制,该曲面的参数化空间为 $(\Delta R,s,t)$.其中 s,t 表示无量纲的轴向、周向位置;径向高度变化量用 ΔR 表示.将各控制点的 ΔR 取不同的值,即可实现非轴对称端壁曲面造型.为了保证曲面造型的连续性和周期性,本文限制了周期性边界以及进出口边界上控制点的变化幅值.

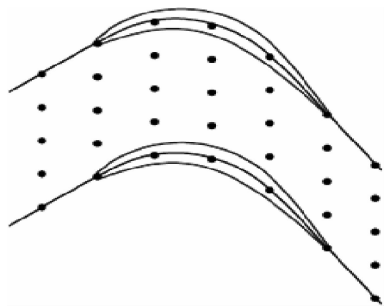


图 2 控制点分布

Fig. 2 Distribution of control points

1.2 网格自动调整

网格自动调整就是指程序在已有网格数据的基础上,根据新生成的非轴对称端壁形状,来生成新的网格数据.首先要把原来端壁表面上的网格点投影到新的非轴对称端壁曲面上,然后再对其他叶片高度方向上的网格点做相应的调整.网格变形的关键步骤是把网格线参数化,建立参数化方程.设曲线 Γ 的参数化方程为

$$\Gamma:r=rt\tag{2}$$

其中 $rt=xt,yt,zt,t_s<t<t_e$. 本文采用累加弦长法对曲线进行参数化,该方法以曲线自身的弧长为参数,非常适合非均匀离散点情况,见式(3).

$$\begin{cases} t=0 \\ t_j=t_{j-1}+|\Delta P_{j-1}| \quad j=1,2,\cdots,n \end{cases}\tag{3}$$

其中 $\Delta P_j=P_{j+1}-P_j$ 表示弦边量.基于以上算法,采用 Matlab 软件完成了端壁造型和网格自动调整程序的开发.原始网格可以用网格划分软件

生成, 后续的优化设计过程将不再依赖网格划分软件. 计算模型网格变形如图 3 所示.

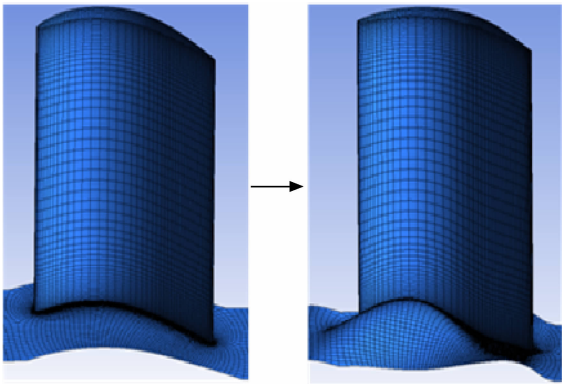


图 3 网格变形示意图

Fig. 3 Schematic diagram of mesh deforming

1.3 优化设计流程

在优化设计流程中, 通过在 Isight 优化驱动器中设置优化变量、约束条件及目标函数, 选定优化算法来控制整个流程, 循环迭代由计算机自动完成. 首先在 Isight 优化驱动器中产生新的几何数据, 然后依次调用非轴对称端壁造型模块、网格自动调整模块、CFD 数值模拟模块, 流场数据后处理模块, 并将计算结果传回 Isight, 根据计算结果及优化算法生成新的几何数据开始下一轮的迭代. 其中设计变量为 NURBS 曲面控制点的径向高度变化量. 目标函数一般根据实际情况可以有多种选择, 通常为涡轮效率、总压损失系数、功率等. 约束条件一般选取为流量. 另外, Isight 优化算法的选取会影响到优化时间和非轴对称端壁的最终形状.

2 优化设计系统验证

普惠公司以 Pack-B 涡轮平面叶栅为例, 进行了非轴对称端壁优化设计^[9,18], 结果表明该叶栅气动性能提高, 并进行了实验验证. 为了验证本优化系统的有效性和可靠性, 本文也对 Pack-B 涡轮平面叶栅进行了非轴对称端壁优化设计.

2.1 Pack B 涡轮平面叶栅

Pack-B 涡轮平面叶栅详细数据及实验条件见文献[18]. 其中进出口的 Ma 分别约为 0.073 和 0.111; 进口中径处速度约为 25 m/s; 基于进口中径处速度和叶片轴向弦长的进口 Re 约为 12600. 实验测试时进口测量面在叶片前缘 1.2 倍轴向弦长位置处, 出口测量面在尾缘 2 倍轴向

弦长位置处. 为了与实验条件保证一致, 数值模拟时, 计算域范围与实验测量区域一致. 进口总压沿径向分布由实验数据提供, 如图 4 所示. 详细计算模型设置如表 1 所示.

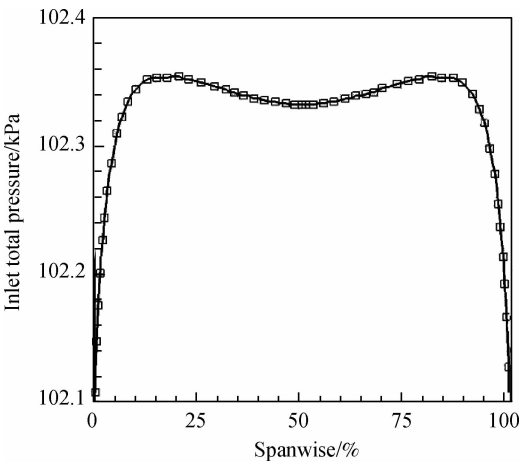


图 4 进口总压沿径向分布(质量平均)

Fig. 4 Spanwise distribution of inlet total pressure (mass-averaged)

表 1 计算模型

Table 1 Model of simulation

项目	说明
进口边界	平均总温、总压分布, 入口气流角为 35°, 来流湍流度为 0.04
出口边界	平均静压
壁面边界	壁面无滑移
湍流模型	Shear stress transport (SST)模型
转捩模型	Gamma theta model
收敛精度	方均根小于 10^{-6} , 最大步数为 300

网格划分时, 选用 TurboGrid 软件提供的自动优化拓扑结构. 求解三维流场时, 采用 20 万、40 万、60 万、80 万、120 万和 200 万网格进行了网格独立性研究, 结果发现当计算网格数达到 80 万时, 数值解稳定, 继续增加网格数对流场无影响.

优化设计迭代循环过程中采用的网格数为 85 万, 壁面处网格 $y^+ \leq 2$. 其中径向网格层数为 125, 周向网格层数为 60, 叶片 O 型网格层数为 50. 网格分布见图 5.

在非轴对称端壁优化设计迭代开始之前, 以 Pack-B 涡轮平面叶栅为例, 对上述数值模拟方法进行了验证. 数值计算与实验测量得到的出口气流角对比如图 6 所示. 对比发现两者吻合良好, 这表明该计算模型可靠, 可用于后续优化设计. 为了

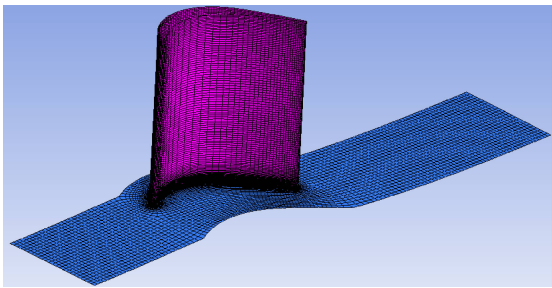


图 5 Pack B 涡轮平面叶栅计算网格

Fig. 5 Calculation grid of Pack B turbine cascade

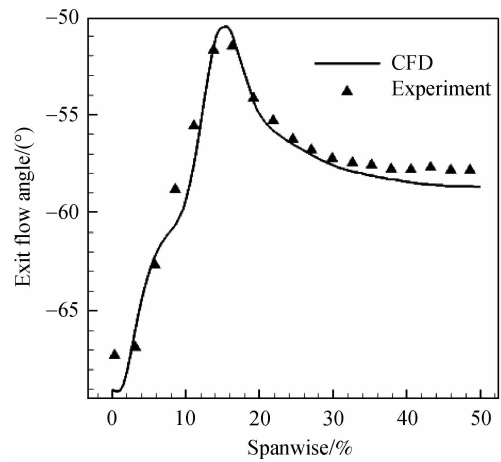


图 6 出口气流角沿径向分布(质量平均)

Fig. 6 Spanwise distribution of exit flow angle (mass-averaged)

得到更多的流场细节,最后采用 200 万网格数对优化结果进行了核算.

2.2 端壁优化设计

采用 Isight 软件内部提供的序列二次规划(NLPQL)、多岛遗传(GA)和自动优化(pointer)算法分别对 Pack-B 涡轮平面叶栅进行了非轴对称端壁优化设计.通道内部的 15 个控制点的径向位置坐标被选为优化变量.限制每个优化变量的变化幅值取为叶高的 10%.目标函数为质量平均的总压损失系数.质量平均的总压损失系数 Y 的定义为

$$Y = \frac{\overline{p_{t1}} - \overline{p_{t2}}}{\overline{p_{t2}} - \overline{p_2}} \frac{\overline{p_{t1}} - \overline{p_{t2}}}{\overline{p_{t2}} - \overline{p_2}} \frac{\overline{p_{t1}} - \overline{p_{t2}}}{\overline{p_{t2}} - \overline{p_2}} \quad (4)$$

其中 $\overline{p_{t1}}$ 为总压在进口截面的质量平均值; $\overline{p_{t2}}$ 为总压在出口截面的质量平均值; $\overline{p_2}$ 为静压在出口截面的质量平均值.

如图 7 所示,分别采用了多岛遗传、自动优化和序列二次规划 3 种优化算法进行非轴对称端壁的优化设计.对比发现,采用不同的优化算法,得

到的非轴对称端壁几何特征相似.序列二次规划优化算法寻优效率最高.序列二次规划算法也被很多研究者采用^[9]进行了非轴对称端壁优化设计.采用相同的优化算法,本文优化得出的非轴对称端壁与文献[9,18]中的非轴对称端壁几何特征一致,见图 8.这说明本文搭建的非轴对称端壁优化设计系统具有可靠性、有效性,可用于涡轮平面叶栅非轴对称端壁优化设计.

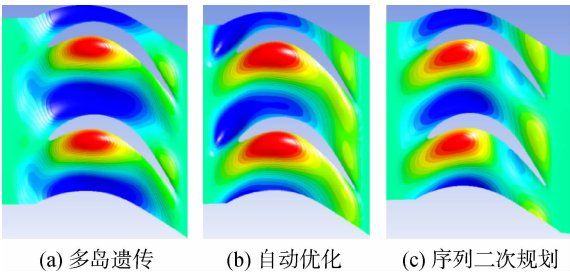
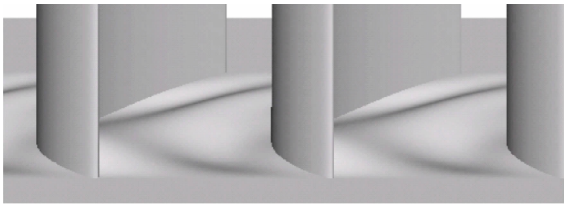
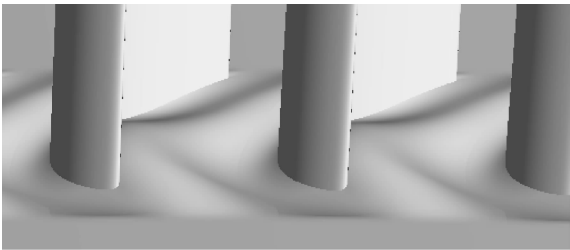


图 7 各种优化算法的非轴对称端壁形状

Fig. 7 Profiled endwall shapes with different optimal algorithms



(a) 文献[9]



(b) 本文(序列二次规划)

图 8 非轴对称端壁形状对比

Fig. 8 Comparison of profiled endwall shapes

3 优化设计结果及分析

下文选取序列二次规划算法优化得出的非轴对称端壁结果进行详细分析.优化后,质量平均的总压损失系数减小了 12.96%.

总压损失系数 C_p 沿径向分布如图 9 所示.由图可见,优化后总压损失峰值降低,位置更接近端部.在 0%~10%叶高范围内,优化后总压损失略有增加.在 15%~50%叶高范围内,优化后总压

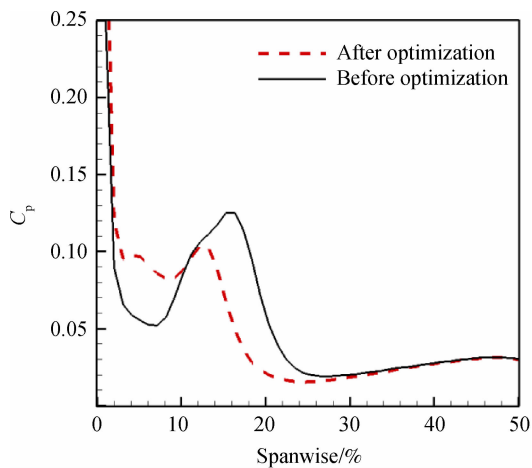


图 9 总压损失系数沿径向分布

Fig. 9 Spanwise distribution of total pressure loss coefficient

损失显著减小。

Secondary kinetic energy helicity(SKEH)是表征二次流动能大小的参数,被广泛用于评估非轴对称端壁优化设计效果^[11,19-20]。图 10 给出了出口面 SKEH 沿径向的分布。由图可见,优化后 SKEH 峰值小于优化前,可见由于优化后端部二次流强度明显减弱,二次流损失显著减小,从而提高了涡轮平面叶栅的气动性能。下文对流动细节进行了详细分析。

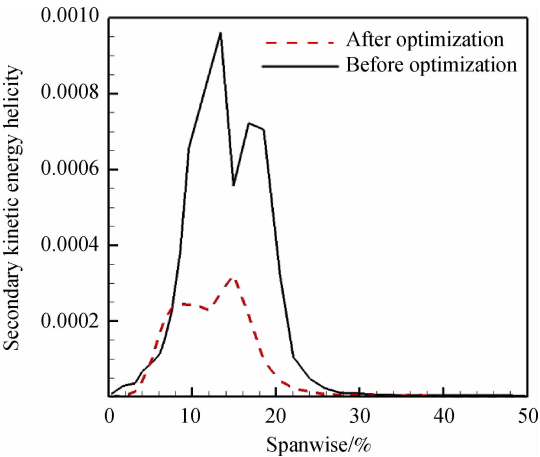


图 10 SKEH 沿径向分布

Fig. 10 Spanwise distribution of SKEH

涡的存在和大小一般可由相对较低的总压区域表示。图 11~图 14 给出了不同轴向位置截面处总压的分布云图(C_{ax} 为轴向弦长)。优化前后端部涡系的发展过程清晰可见。其中图 11、图 12 和图 13 采用了相同的标尺,图 14 采用了单独的标尺。

图 11 展示了 $25\%C_{ax}$ 总压分布云图(SS 表示吸力面)。马蹄涡的压力面分支和吸力面分支在轴对称端壁的平面叶栅端壁处表示为两个明显的低压区域。而对于优化后的非轴对称端壁,端面形状在压力面侧凸起,在吸力面侧凹下。马蹄涡的发展受到非轴对称端壁的影响,表现为带有非轴对称端壁的叶栅端壁处仅存在一个低压区而且比轴对称的叶栅端壁处强度弱。

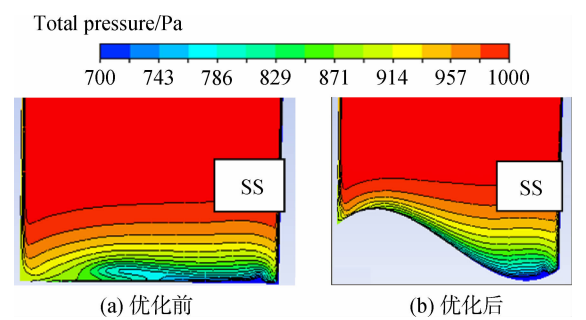


图 11 $25\%C_{ax}$ 总压分布云图

Fig. 11 Total pressure contours at $25\%C_{ax}$

图 12 展示了 $50\%C_{ax}$ 总压分布云图。对于轴对称端壁的平面叶栅端部附近,通过低压区的分布可以看出马蹄涡的压力面分支和吸力面分支,而且马蹄涡的压力面分支已经非常靠近吸力面分支,说明通道涡正在充分发展。对于带有非轴对称端壁的平面叶栅端部附近,低压区范围小、强度弱且受限于吸力侧,说明通道涡的发展受到限制。

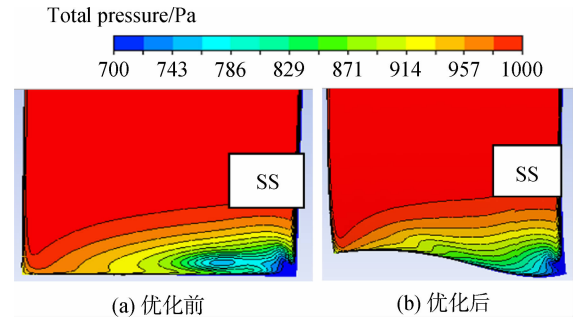


图 12 $50\%C_{ax}$ 总压分布云图

Fig. 12 Total pressure contours at $50\%C_{ax}$

图 13 展示了 $75\%C_{ax}$ 总压分布云图。对于轴对称端壁的平面叶栅,端壁附近通道涡已充分发展。而对于带有非轴对称端壁的平面叶栅,端壁处的通道涡由于发展受到了限制,所以表现为强度弱且位置靠近端部。

图 14 展示了 $100\%C_{ax}$ 总压分布云图。对于轴对称端壁的平面叶栅,通道涡经过进一步发展,强

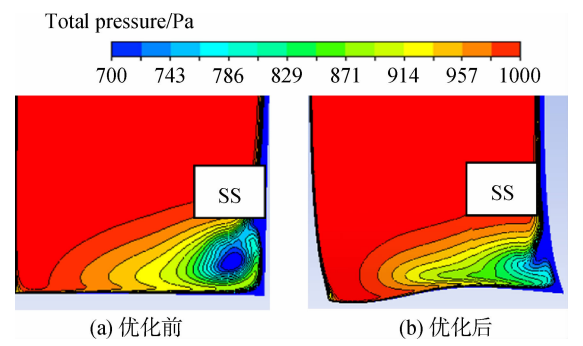


图 13 75% C_{ax} 总压分布云图

Fig. 13 Total pressure contours at 75% C_{ax}

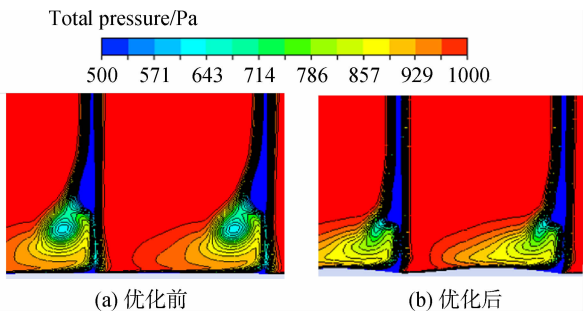


图 14 100% C_{ax} 总压分布云图

Fig. 14 Total pressure contours at 100% C_{ax}

度继续增大,其核心远离下端壁和吸力面.而对于带有非轴对称端壁的平面叶栅,通道涡发展缓慢,表现为强度弱、位置更靠近端部.

图 15 展示了轴对称端壁和非轴对称端壁的平面叶栅内部涡量等值面图.在轴对称端壁的平面叶栅中,可以清楚地看到马蹄涡、通道涡的发展过程.在带有非轴对称端壁的平面叶栅中,可以看到马蹄涡、通道涡的发展受到抑制.对比发现带有非轴对称端壁后通过出口面的涡量减小.

优化前后端壁的极限流线及静压分布云图如图 16 所示.由极限流线可以看出带有非轴对称端壁后,马蹄涡压力面分支到达叶片吸力面的轴向

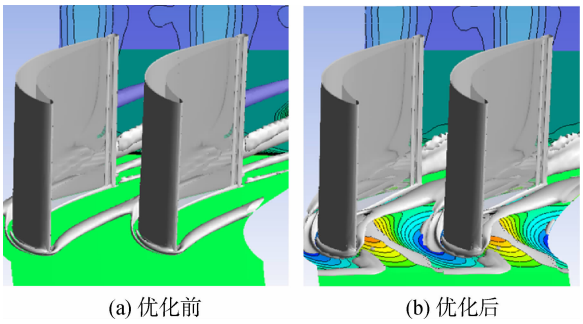


图 15 涡量等值面图

Fig. 15 Iso-surface of vorticity

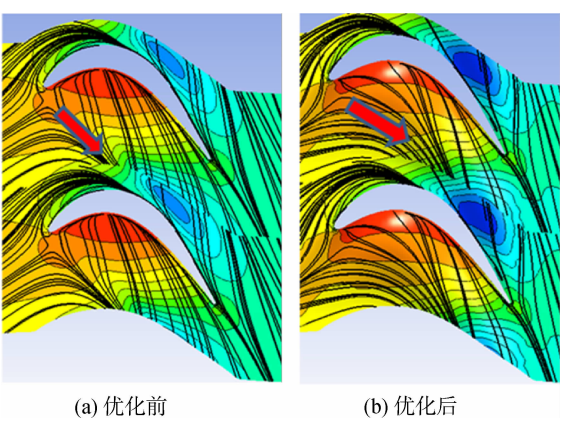


图 16 端壁的极限流线及静压分布云图

Fig. 16 Static pressure contour and limiting streamline on endwall

位置更加靠近叶片后部.这是因为非轴对称端壁改变了端部附近的压力分布,减小了端面的横向压力梯度.静压分布云图可以看出带有非轴对称端壁后,端部横向压力梯度减小.

根据通道涡的发展理论,当马蹄涡压力面分支到达叶片的吸力面后,通道涡就会迅速发展.马蹄涡压力面分支到叶片吸力面的位置推迟使得通道涡的发展受到限制.由于通道涡得不到充分的发展,所以叶栅出口处的通道涡尺度和强度减弱.

图 17 展示了带有轴对称端壁和非轴对称端壁的 Pack B 涡轮平面叶栅 5% 径向高度处静压分布.带有非轴对称端壁后,叶片载荷在叶片前缘至 50% 轴向位置范围内减小,在叶片后部增加.一般来说叶片前缘是通道涡的主要形成区域,端壁处的横向压力梯度是其发展动力.非轴对称端壁减小了叶片前缘端壁附近的叶片载荷,也就是减小了叶片压力面与相邻叶片吸力面之间的横向

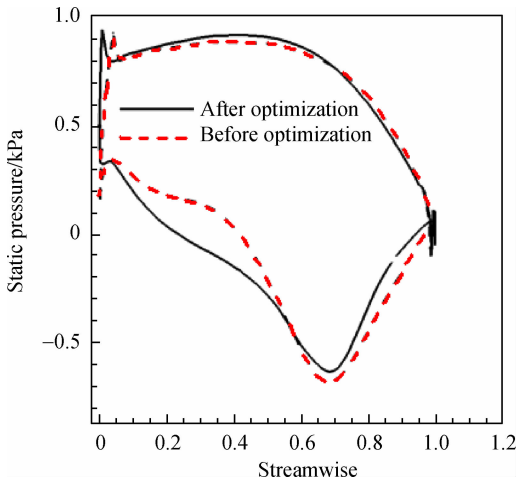


图 17 5%径向高度处静压分布

Fig. 17 Static pressure distribution at 5% span

压力梯度,进而减弱了二次流.

4 结 论

本文详细介绍了一个非轴对称端壁优化设计流程,该流程集成了端壁造型、网格自动调整、CFD 数值模拟和多种优化算法后处理等功能模块.

应用该流程对 Pack B 涡轮平面叶栅进行了非轴对称端壁优化设计,结果显示质量平均的总压损失系数减小了 12.96%. 通过对优化前后的平面叶栅流场进行对比分析,发现非轴对称端壁改变了端壁处压力分布,有效抑制和延迟了叶栅中马蹄涡、通道涡的生成和发展,使平面叶栅气动性能得到提高. 这一结论与很多非轴对称端壁研究者的结果一致. 本文的工作和结论表明所建立的非轴对称端壁优化设计系统有效、可靠,可应用于涡轮的非轴对称端壁工程优化设计.

参考文献:

[1] Denton J. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-656.

[2] Sharma O P, Butler T L. Predictions of endwall losses and secondary flows in axial flow turbine cascades[J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(2): 229-236.

[3] Sieverding C H. Recent progress in the understanding of basic aspects of secondary flows in a turbine blade cascade [J]. Journal of Engineering Gas Turbines and Power, 1985, 107(2): 248-257.

[4] Gregory-Smith D G. Secondary and tip-clearance flows in axial turbines[R]. Belgium: Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 1997.

[5] Langston L S. Secondary flows in axial turbines: a review [R]. New York: Annals of New York Academy of Sciences, 2001.

[6] Rose M G. Non-axisymmetric endwall profiling in the HP NGVs of an axial flow gas turbine [R]. ASME Paper GT1994-249, 1994.

[7] Ingram G L, Gregory-Smith D G, Rose M G, et al. The effect of end-wall profiling on secondary flow and loss development in a turbine cascade [R]. ASME Paper GT-2002-30339, 2002.

[8] Yan J, Gregory-Smith D G, Walker P J. Secondary flow reduction in a nozzle guide vane cascade by non-axisymmetric end-wall profiling[R]. ASME Paper GT-1999-339, 1999.

[9] Praisner T J, Allen-Bradley E, Grover E A. Application of

non-axisymmetric endwall contouring to conventional and high-lift turbine airfoil[R]. ASME Paper GT-2007-27579, 2007.

[10] Hartland J C, Gregory-Smith D G, Harvey N W, et al. Non-axisymmetric turbine end wall design: Part II experimental validation[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 286-293.

[11] Brennan G, Harvey N W, Rose M G, et al. Improving the efficiency of the trent 500 HP turbine using non-axisymmetric endwall: Part 1 turbine design[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(3): 497-504.

[12] Rose M G, Harvey N W, Seaman P, et al. Improving the efficiency of the trent 500 HP turbine using non-axisymmetric endwall: Part 2 experimental validation[R]. ASME Paper 2001-GT-0505, 2001.

[13] Harvey N W, Brennan G, Newman D A, et al. Improving turbine efficiency using non-axisymmetric endwall: validation in the multi-row environment and with low aspect ratio blading[R]. ASME Paper 2002-GT-30337, 2002.

[14] Gonzalez P, Lantero M. Low pressure turbine design for Rolls-Royce trent 900 trubofan [R]. ASME Paper 2006-GT-90997, 2006.

[15] Harvey N W, Rose M G, Taylor M D, et al. Non-axisymmetric turbine endwall design: Part 1 three-dimensional linear design system[R]. ASME Paper 1999-GT-337, 1999.

[16] 李国君, 任光辉, 马晓永, 等. 叶栅非轴对称端壁成型技术的初步研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(1): 97-100.

LI Guojun, REN Guanghui, MA Xiaoyong, et al. The preliminary study of non-axisymmetric end wall design in a cascade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(1): 97-100. (in Chinese)

[17] 高增珣, 高学林, 袁新. 透平叶栅非轴对称端壁的气动最优设计[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(4): 589-591.

GAO Zengxun, GAO Xuelin, YUAN Xin. Aerodynamic optimal design of non-axisymmetric endwall for a turbine cascade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(4): 589-591. (in Chinese)

[18] Knezevici D C, Sjolander S A, Praisner T J, et al. Measurements of secondary loss in a turbine cascade with the implementation of non-axisymmetric endwall contouring[R]. ASME Paper 2008-GT-51311, 2008.

[19] Bagshaw D A, Ingram G L, Gregory-Smith D G, et al. The design of three-dimensional turbine blades combined with profiled endwalls[J]. Power and Energy, 2008, 222(1): 93-102.

[20] Torre D, Vazquez R, Rosa B E, et al. A new alternative for reduction of secondary flow in low pressure turbines[R]. ASME Paper 2006-GT-91002, 2006.