

采用排间界面静压约束伴随方法的多级压气机叶片优化

唐方明¹, 余佳², 李伟伟², 季路成²

(1. 中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 北京理工大学 宇航学院, 北京 100081)

摘 要: 为解决伴随优化应用在多级压气机中出现的优化工况点漂移问题,在前期薄层 N-S 方程伴随方法基础上,对目标函数——出口熵增不仅施以质量流量、总压比约束,还添加排间界面静压展向分布作为新的约束条件.以某 5 级压气机为对象,对其中第 1 级转、静叶分别在首 1.5 级和全 5 级压气机环境下进行了优化.结果表明,施加排间界面静压展向分布约束能够显著解决优化工作点漂移问题,优化后 5 级压气机的效率提高 0.4 个百分点.

关 键 词: 多级压气机; 伴随方法; 优化设计; 排间界面; 压强分布约束

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Blade shape optimization of multistage compressor using adjoint method with static pressure constraint at interfaces between rows

TANG Fang-ming¹, YU Jia², LI Wei-wei², JI Lu-cheng²

(1. China Aviation Powerplant Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;

2. School of Aerospace Engineering,
Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: To solve the problem with the drift of operation condition during the optimization procedure when adjoint method applied in multistage compressor, based on the previous development work of multistage compressor blades optimization design using adjoint method and thin shear-layer N-S equations, the entropy production was selected as the objective function with given mass flow rate and total pressure ratio as imposed constraints, a new constraint was introduced, namely, the spanwise static pressure distribution at the interfaces between rows was imposed. Taking one 5 stage compressor as a test case, the new method was applied at inter-row interfaces behind the rotor and the stator of the first stage in environment of the first 1.5 stage and the whole 5 stage compressor. The results show that the drift problem of the operation condition during optimization procedure is resolved successfully by applying the constraint on spanwise static pressure distribution at the interfaces between rows and the efficiency of 5 stage compressor is got 0.4% improving.

Key words: multistage compressor; adjoint method; optimization design;
interfaces between rows; pressure distribution constraints

收稿日期:2014-03-05

基金项目:国家自然科学基金(51176012)

作者简介:唐方明(1975—),男,湖南常德人,高级工程师,硕士,主要从事压气机气动设计.

过去20余年间,伴随方法在外流、内流气流动形状优化等广泛领域获得迅猛发展^[1-14],然而,其梯度类寻优属性决定着所获极值的局域性,尤其面向应用于风扇/压气机,这种缺陷令设计者难以确信所获结果是否真正最优。但是,如果将使用伴随优化置于传统设计体系下考虑,则其局域属性将可以不再是问题。事实上,正如文献^[15]早已述及,传统设计过程中(见图1示意),经过一维方案与特性优化、二维设计与通流特性优化、三维造型与CFD分析手工迭代优化,解域不断缩小,所得结果作为优化问题的初值已经过优选。因此,在此基础上的优化业已具有全局性质,只要不违反传统设计过程所设定的约束,即便采用伴随方法进行优化,所得结果也就具备了全局最优性。那么,多级叶轮机伴随优化的关键就在于能否保持传统设计过程所设约定。在Wang等^[8-9]的工作中,确立了施加流量和压比约束的方法,从而保证了性能参数层面与传统设计的一致性,取得了成功:在保持压比和流量不变情况下,某7排叶片优化获得效率提高约2.5个百分点。然而,应用于多级压气机,如果未对气动参数展向分布施加约束,这种成功将多少有些运气成分。作者们前期研究表明,仅施加流量和压比约束,伴随优化将面临工况点漂移问题,其实质是转叶后尖部静压随优化循环数增加而增加,即违背了初始设计的静压展向分布(间接反映负荷展向匹配),见图2,继而使尖部更倾向于失速。

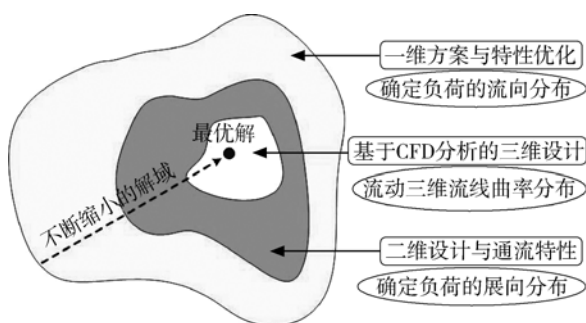


图1 传统设计体系下不同层次解域(自文献^[11]改编)

Fig.1 Solution region at different levels under the traditional design system (modified from literature^[11])

为此,本文在前期薄层N-S方程伴随方法基础上,对目标函数——进出口熵增不仅施以质量流量、总压比约束,还添加排间界面静压展向分布作为新的约束条件,并以某5级压气机为对象,对

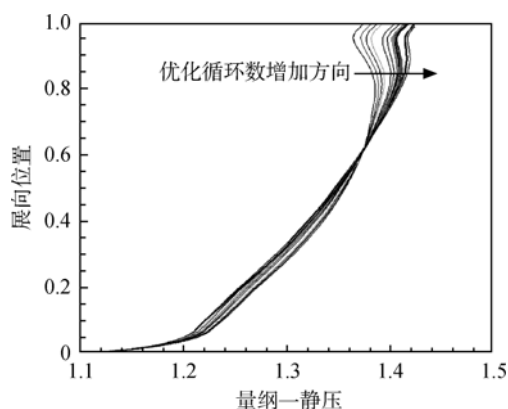


图2 伴随优化过程中转叶出口静压展向分布

Fig.2 Spanwise distribution of static pressure at the exit of rotor during optimization procedure

其中第1级转、静叶分别在首1.5级和全5级压气机环境下进行了伴随优化的应用探索研究。

1 静压分布约束的伴随优化方法

伴随方法的核心是伴随方程及其边界条件、目标函数与设计变量的敏感性关系,相关推导依赖于流动控制方程和目标函数。为解决应用伴随优化过程中的工况漂移问题,施加新的约束条件后,最终目标函数如下:

$$I = \frac{\Delta s}{\Delta s_0} + \sigma_1 \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} - 1 \right)^2 + \sigma_2 \left(\frac{\pi_0}{\pi} - 1 \right)^2 + \sigma_3 \frac{\int_{M_1}^{\infty} \left(\frac{p}{p_0} - 1 \right)^2 ds}{\int_{M_1}^{\infty} \left(\frac{p_0}{\bar{p}_0} - 1 \right)^2 ds} \quad (1)$$

其中 I 表示目标函数; Δs , $\dot{m}$, π , p 分别表示进出口质量平均熵增、进出口质量流量的算术平均值、压比、排间界面上游边界的展向分布静压,下标0表示初始叶栅的对应值; $\bar{p}_0$ 表示排间界面上游边界的平均初始压力,仅作为量纲一基准量使用。 σ_1 , σ_2 , σ_3 分别为罚函数权值因子。 M_1 和 M_2 分别表示排间界面上、下游边界。

由于目标函数中增加了排间界面静压展向分布约束,伴随方程也相应增加排间界面边界条件,具体形式如下:

$$\int_{M_1}^{\infty} [\lambda^T \widetilde{Q}_n - \vartheta(p - \bar{p}_0)^2] ds - \int_{M_2}^{\infty} \lambda^T \widetilde{Q}_n ds = 0 \quad (2)$$

由于前后排叶片数不同,方程可以通过作周向平均得到简化

$$\frac{1}{L_1} \int_{M_1} [\lambda^T \widetilde{Q}_n - \vartheta (p - p_0)^2] r d\theta - \frac{1}{L_2} \int_{M_2} \lambda^T \widetilde{Q}_n r d\theta = 0 \quad (3)$$

其中 L_1 和 L_2 分别表示排间界面的前后叶排的栅距, ϑ 为常数, λ 为拉普拉斯算子, $\widetilde{Q}_n$ 为通量对设计变量外法向方向的偏导数。

上述即是添加排间界面静压展向分布约束的目标函数和增加的排间界面条件。

2 5 级压气机改型设计应用

为考验上述施加排间界面静压分布约束的伴随优化效果,本文以某 5 级轴流压气机第 1 级转、静叶为例进行研究探索。由于不施加排间静压约束时,在首 1.5 级压气机优化效果明显,而全 5 级压气机环境下优化效果差,所以分别在首 1.5 级和全 5 级压气机环境下进行了考察。图 3 为该 5 级压气机案例的子午流道示意图。

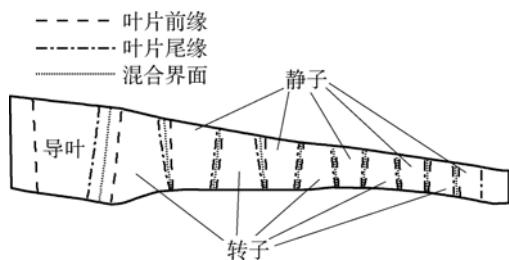


图 3 5 级压气机示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the 5 stage compressor

2.1 首 1.5 级压气机环境下的优化

截取该 5 级压气机的进口导叶+第 1 级转叶+第 1 级静叶,即首 1.5 级压气机作为优化案例,保持进口导叶不变,选取第 1 级转叶、静叶作为参数化对象进行优化前后性能对比。优化过程中,对每排叶片展向选取 11 个截面、每个截面沿弦向均匀分布 11 个设计变量,即优化过程中每排叶片共采用 121 个设计变量进行参数化。

首 1.5 级压气机环境下分别采用施加质量流量与压比约束的伴随方法(以下称原方法)和同时还添加排间界面静压展向分布约束的改进伴随方法(以下称改进方法)进行优化。优化前、后压气机气动性能参数见表 1 所示。可以看出,两种优化方法优化效果明显,效率分别都提升 1.6%,而压比和流量基本保持不变。图 4 给出了两种优化方法对 1.5 级压气机优化过程中绝热效率的变化过

程,可以看到,两种优化方法对应的曲线在前期基本重合,而后面则出现明显差异,添加排间界面约束的改进方法在优化过程中效率提升逐步趋于稳定,收敛过程无振荡现象,表明优化过程比较稳定,与此比较,原方法优化过程后期出现振荡现象。选取两种方法优化得到的最优效率叶型,计算得到其特性,与原始叶型特性作对比,见图 5,可以看出,两种方法优化后气动性能得到提升,特性线也都没有恶化。但是采用原方法优化后的叶型气动性能的裕度相对降低,而改进方法优化既保证了裕度不降低,还提高了气动性能。从整个优化过程及结果来看,改进方法显然要优于原方法。

表 1 1.5 级压气机优化前、后气动性能参数对比

Table 1 Comparison of the aerodynamic performance parameters between baseline and optimization of 1.5 stage compressor

优化方法	效率	压比	量纲一质量流量
初始性能	0.805	1.860	1.000
原方法	0.821	1.855	1.002
改进方法	0.821	1.865	1.008

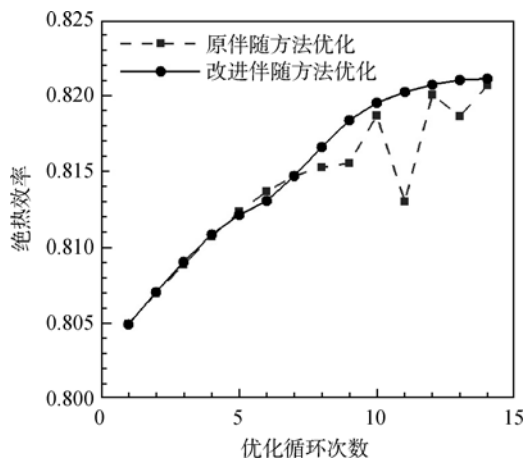


图 4 优化循环过程中绝热效率变化曲线

Fig. 4 Adiabatic efficiency during optimization procedure

从另一个角度来考虑,对两种方法优化后的排间界面静压沿展向分布情况与初始静压分布情况进行对比。第 1 级转、静叶是排间界面的初始静压、原方法优化后的静压和改进方法优化后的静压沿展向分布情况,如图 6 所示。可以看出,改进方法优化后排间界面静压沿展向分布与初始静压分布基本重合,而原方法优化后的尖部静压明显增加,违背了初始设计的静压展向分布,伴随优化工况点出现漂移现象。显然改进方法使得排间界

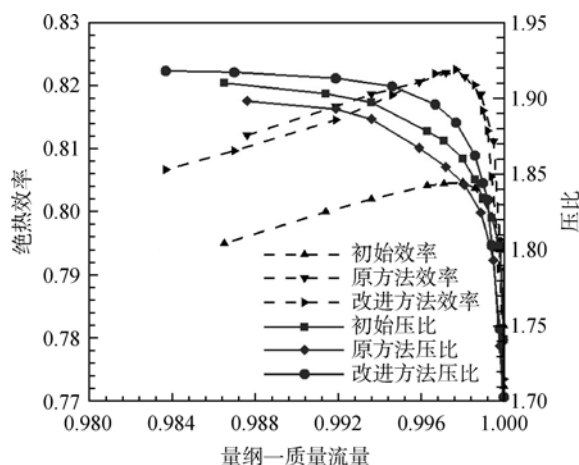


图5 1.5级压气机优化前、后气动性能对比

Fig. 5 Comparison of aerodynamic performance between baseline and optimization in 1.5 stage compressor

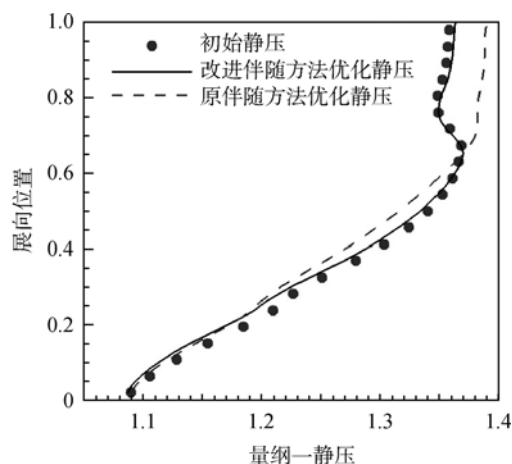


图6 1.5级压气机优化前、后展向静压分布

Fig. 6 Comparison of spanwise distribution of static pressure between baseline and optimization in 1.5 stage compressor

面展向静压分布得到约束,显著解决了伴随优化工况点漂移问题。

将优化后的叶型与原型进行对比,见图7,中展位置的明显变弯,而由此所带来的流场变化,见图8,优化前、后中展位置 S_1 截面的马赫数对比云图。图中优化后第1级转叶中间位置的通道激波强度被削弱,而且第1级静叶前缘位置的激波也基本消失,流场损失得到大幅度减小,流场得到明显改善,整个压气机气动性能得到明显提升。

2.2 全5级压气机环境下的优化

以全5级压气机作为优化案例,保持进口导叶不变,选取第1级转叶、静叶作为参数化对象进行优化前后性能对比。优化过程中,对每排叶片展

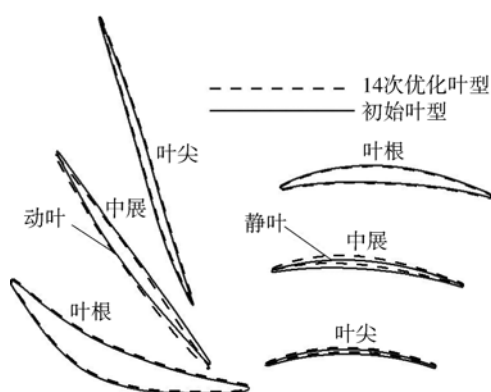


图7 1.5级压气机优化前、后叶型对比

Fig. 7 Comparison of blade profiles between baseline and optimization in 1.5 stage compressor

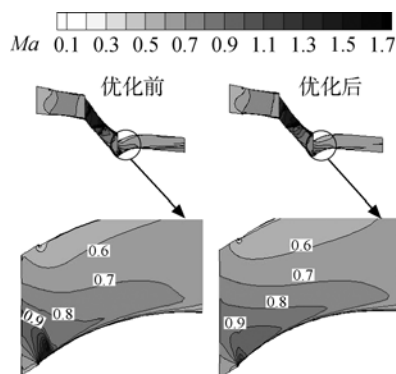


图8 1.5级压气机优化前、后 S_1 截面中展位置马赫数云图

Fig. 8 Contours of Mach number at section S_1 between baseline and optimization in 1.5 stage compressor

向选取11个截面、每个截面沿弦向均匀分布11个设计变量,即优化过程中每排叶片共采用121个设计变量进行参数化。

全5级压气机环境下分别采用原方法和改进方法进行优化,优化前、后压气机气动性能参数如表2所示。可以看出,两种优化方法优化效果明显,效率都提升0.4%,而压比和流量基本保持不变。两种优化方法对全5级压气机优化过程中绝热效率的变化过程见图9。优化过程中发现绝热效率先增大,中间出现波动,但整体呈增大趋势。理论上优化接近最优解时应逐步减小周向改变量以减小波动,直至收敛。两种方案进行优化都使绝热效率曲线有剧烈波动,但其最高效率包络线基本一致,提高的效率也基本相同,从效率的提高来看并不好判断两种方案的优劣性。选取两种方法优化得到的最优效率叶型,计算得到的特性与原始叶型特性作对比见图10。可以看出,两种方法优化后气动性能得到提升,特性线也都没有恶化。

但是采用原方法优化后的叶型气动特性的裕度相对降低,而改进方法优化既保证了裕度不降低,还提高了气动性能.从整个优化过程及结果来看,改进方法显然要优于原方法.

表 2 5 级压气机优化前、后气动性能参数对比

Table 2 Comparison of the aerodynamic performance parameters between baseline and optimization of 5 stage compressor

优化方法	效率	压比	量纲一质量流
初始性能	0.787	6.099	1.000
原方法	0.791	6.117	1.008
改进方法	0.791	6.099	1.000

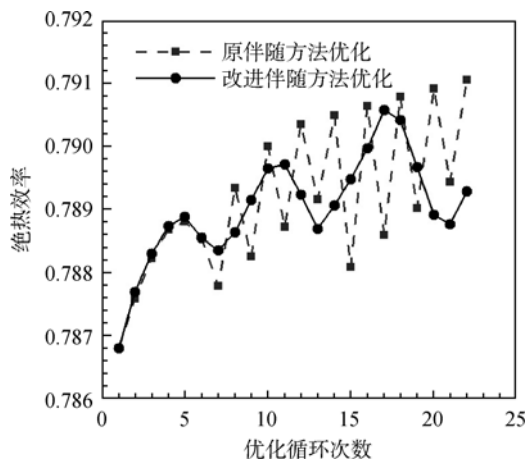


Fig. 9 绝热效率变化曲线

Fig. 9 Adiabatic efficiency during optimization procedure

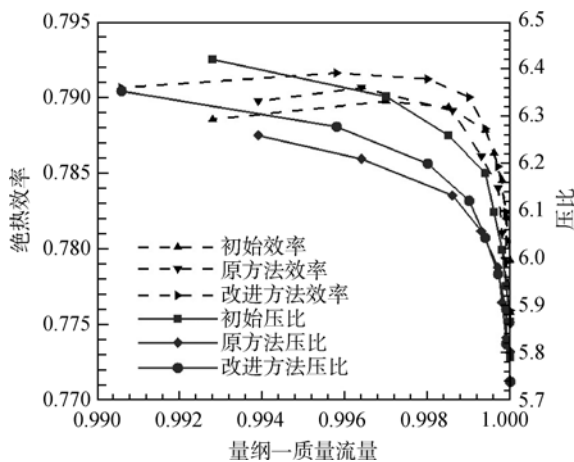


图 10 5 级压气机优化前、后气动性能对比

Fig. 10 Comparison of aerodynamic performance between baseline and optimization in 5 stage compressor

与首 1.5 级环境下的优化结果相似,全 5 级压气机环境下的优化同样表明:改进方法解决了伴随优化工况点漂移问题.图 11 给出了第 1 级转、静叶排间界面的初始静压、原方法优化后的静压和改进方法优化后的静压沿展向分布情况.

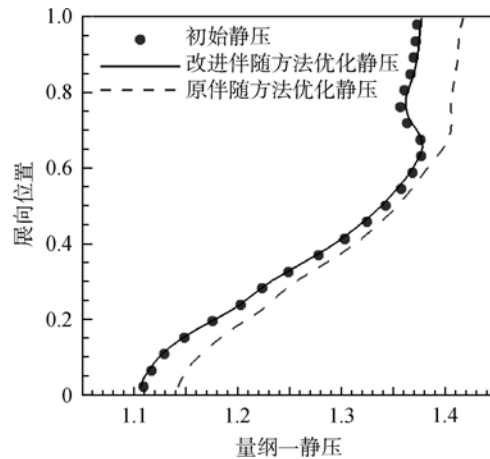


图 11 5 级压气机优化前、后展向静压分布

Fig. 11 Comparison of spanwise distribution of static pressure between baseline and optimization in 5 stage compressor

将优化后的叶型与原型进行对比,如图 12,中展位置的变形明显.而由此所带来的流场变化,如图 13 所示,从优化前、后中展位置 S_1 截面的马赫数对比云图来看,优化对第 1 级静叶前缘处的激波有明显的削弱,最高波前马赫数由原来的 1.45 降低到 1.2,由较强的斜激波削弱为弱压缩波,流场得到一定改善,激波损失减小,整个压气机气动性能得到提升.相比于首 1.5 级压气机环境下第 1 级静叶激波基本消除不同,由于 5 级压

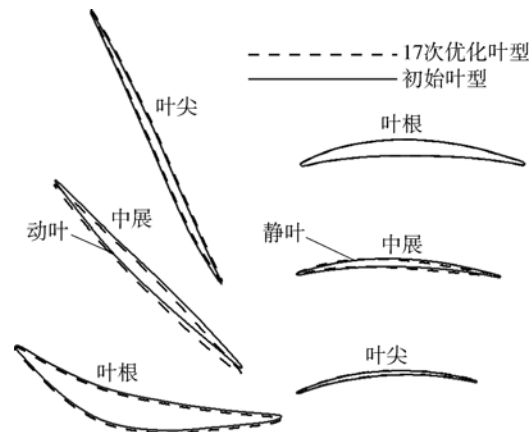


图 12 5 级压气机优化前、后叶型对比

Fig. 12 Comparison of blade profiles between baseline and optimization in 5 stage compressor

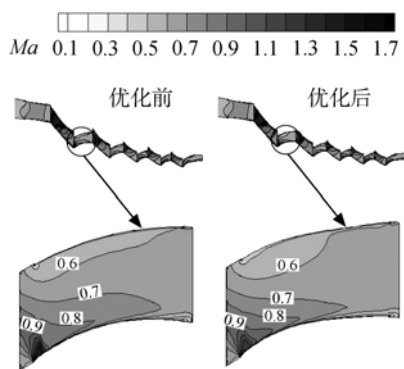


图13 5级压气机优化前、后 S_1 截面中展位置马赫数云图

Fig. 13 Comparison of contours of Mach number at section S_1 between baseline and optimization in 5 stage compressor

气机环境下第1级静叶激波并未消除,只是减弱了.另一方面,理论分析可以证明,优化后单级效率的提升,在整机环境所体现的效果是,总级数少时比级数多时效率提升大.所以1.5级压气机环境下压气机效率提升了1.6%,而在5级压气机环境下优化的效率仅提升0.4%.

3 结 论

本文在前期薄层N-S方程伴随方法基础上,对目标函数——进出口熵增不仅施以质量流量、总压比约束,还添加排间界面静压展向分布作为新的约束条件下,以某5级压气机为对象,对其中第1级转、静叶分别在首1.5级和全5级压气机环境下进行了伴随优化应用探索研究,获得主要结论如下:

1) 能够显著解决伴随优化工况点漂移问题,转叶后尖部静压展向分布得到有效约束,不会随着优化循环数增加而增加,压气机的特性线也没有恶化.

2) 以改进方法对5级压气机进行优化,在工况点不发生漂移的情况下,首1.5级和全5级压气机环境下压气机的气动性能分别提高1.6和0.4个百分点,压气机的气动性能提升明显.

综上,施加排间界面静压展向分布约束的伴随优化模型能够显著解决优化工作点漂移问题,并且能显著提升压气机的气动性能,是有效、实用的多级压气机优化方法.

参考文献:

[1] Giles M B, Pierce N A. An introduction to the adjoint

approach to design, flow[J]. Turbulence and Combustion, 2000, 65(3/4): 393-415.

[2] Jameson A. Aerodynamic shape optimization using the adjoint method[M]. Brussels: Von Karman Institute, 2003.

[3] Giles M B, Duta M C, Muller J D, et al. Algorithm developments for discrete adjoint methods[J]. AIAA Journal, 2003, 41(2): 198-205.

[4] Yang S, Liu F. Aerodynamic design of cascades by using an adjoint equation method[R]. AIAA-2003-1068, 2003.

[5] Papadimitriou D I, Giannakoglou K C. Compressor blade optimization using a continuous adjoint formulation[R]. ASME Paper GT2006-90466, 2006.

[6] Duta M C, Shahpar S, Giles M B. Turbomachinery design optimization using automatic differentiated adjoint code[R]. ASME Paper GT2007-28329, 2007.

[7] Walther B, Nadarajah S. Constrained adjoint-based aerodynamic shape optimization of a single-stage transonic compressor[R]. ASME Paper GT2012-69128, 2012.

[8] Wang D X, He L. Adjoint aerodynamic design optimization for blades in multistage turbomachines: Part I methodology and verification[R]. ASME Paper GT2008-50208, 2008.

[9] Wang D X, He L. Adjoint aerodynamic design optimization for blades in multistage turbomachines: Part II validation and application[R]. ASME Paper GT2008-50209, 2008.

[10] Li Y C, Feng Z P. Three-dimensional aerodynamic design for turbine blades using the adjoint method[R]. ASME Paper GT2008-51225, 2008.

[11] 李伟伟, 伊卫林, 季路成, 等. 对偶伴随方法应用于叶轮机气动优化的初步研究[R]. 南京: 中国工程热物理学会热机气动热力学分会年会, 2010.

[12] LI Weiwei, TIAN Yong, YI Weilin, et al. Study on adjoint-based optimization method for multi-stage turbomachinery[J]. Journal of Thermal Science, 2011, 20(5): 398-405.

[13] LI Weiwei, TIAN Yong, YI Weilin, et al. Multi-stage turbomachinery blades optimization design using adjoint method and thin shear-layer N-S equations[R]. ASME Paper GT2012-68537, 2012.

[14] 李伟伟, 季路成, 伊卫林. 基于伴随方法的多级叶轮机三维叶片优化设计[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(11): 2164-2167.

LI Weiwei, JI Lucheng, YI Weilin. Blade shape optimization of multistage turbomachinery by adjoint method[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(11): 2164-2167. (in Chinese)

[15] 季路成, 陈江, 黄海波, 等. 关于叶轮机时均(准四维)和非定常(四维)气动设计体系的初步诠释[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(4): 570-574.

JI Lucheng, CHEN Jiang, HUANG Haibo, et al. Elementary annotation about time-average(Q4D) and unsteady(4D) aero-dynamic design system for turbomachinery[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(4): 570-574. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)