

预旋对迷宫密封内流动传热特性影响的研究

晏 鑫, 李 军, 丰镇平

(西安交通大学 叶轮机械研究所, 陕西 西安 710049)

摘 要: 采用三维周期性模型对发散型光滑面迷宫密封内传热及流动特性进行了研究, 得出了两种流量下有无进口预旋时密封的间隙热系数随周向马赫数的变化关系, 并与实验值、经验公式、二维轴对称模型得到的结果进行了比较, 结果表明: 该模型能较好地模拟有进口预旋时迷宫密封内的传热特性。在相同的流量和进口预旋比条件下, 间隙热系数随转速的增加而增大; 在相同流量和转速下, 施加进口预旋能明显降低密封内总温升、减小间隙热系数, 但不会影响子午面上的速度场; 在相同转速和预旋比条件下, 随着流量的增大, 间隙热系数减小, 子午面上速度增大, 但流场结构不会发生变化。

关 键 词: 迷宫密封; 进口预旋; 间隙热系数; 数值模拟

中图分类号: TK124

文献标识码: A

符 号 说 明

a —音速/ $m \cdot s^{-1}$;	U —转子平均转速/ $m \cdot s^{-1}$ ($U = \omega \cdot R_m$);
C_p —工质定压比热容/ $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$;	V_t —流体周向速度;
H —间隙热能/ $J \cdot kg^{-1}$;	y —腔室内一点的高度/ m ;
K_{in} —进口预旋 ($K_{in} = V_t/U$);	y_0, y_1 —腔室下底面和上底面的高度/ m ;
m —密封的质量流量/ $kg \cdot s^{-1}$;	ω —转子转速/ $rad \cdot s^{-1}$;
Mu —周向马赫数 ($Mu = U/a$);	μ_m —工质的平均动力粘性系数/ $N \cdot s \cdot (m^2)^{-1}$;
R_R —转子半径/ m ;	σ —间隙热系数;
R_S —静子半径/ m ;	ΔT_{total} —总温升/ K ;
Re_x —轴向雷诺数 ($Re_x = m / \mu_m \pi R_m$);	

引 言

迷宫密封是一种非接触式密封装置, 由于它结构简单、技术成熟而广泛应用于叶轮机械中。随着叶轮机械向高参数、大容量方向发展, 对密封装置内的流动、传热、动力特性要求越来越高。在燃气轮机装置中, 随着燃气初温的提高, 透平叶片的冷却保护措施日益受到重视。在内部气流冷却系统中, 密封的主要功能是阻止高温气流的进入, 保证冷却质量。但是, 由于转子的旋转作用对粘性气体做功, 使得密

封内的冷却气流温度升高, 降低了冷却气流的冷却质量(文献[1]中报道在实验台上测得由于间隙热能所产生的温升达到了 19.4 K)。为了保证高温部件运行的安全, 相应地必须增大冷却流量, 这样会使得有用工质减少, 机组的效率降低。忽视密封中的间隙热效应会使得高温部件的寿命大幅缩短, 造成较大的经济损失。其次, 为了抑制转子密封系统的激振现象, 常常会在密封进口引入预旋^[2]。预旋的存在不仅会改变密封的动力特性, 还会对密封内的温度场产生影响^[3]。对于中间级密封而言, 气流出口的旋转效应会改变进入下一级的主流入射角, 从而产生级内损失^[4]。因此, 有必要研究进口预旋对密封内流动传热特性的影响。

最初用于预测进口预旋对密封中间隙热效应影响的主要手段是采用经验公式。McGreehan & Ko 基于能量守恒定律和壁面剪切应力公式^[5], 提出了一个能计算不同进口预旋比、转速、流量条件下密封的间隙热系数经验公式。该公式比较简单, 但它的不足之处是需要凭借工程经验来确定修正系数, 且不同的学者使用的修正系数各不相同; 近年随着 CFD 技术的发展, 数值模拟方法逐渐用于密封中的传热特性的研究, Denecke 使用商用软件 Fluent, 采用二维轴对称模型对光滑面迷宫密封内的间隙热效应进行了研究^[3]。

本文采用商用计算流体动力学软件 CFX, 以文献[3]提供的发散型光滑面迷宫密封作为研究对象, 采用三维周期性计算模型, 数值求解 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) 方程和标准 $k-\epsilon$ 紊流模型, 研究了两种流量在不同转速下进口预旋对密封内流动及传热特性的影响; 分析了密封中的间隙热系数随周向马赫数之间的变化关系, 并与实验值、经验公式预测值和 2D 数值模拟结果进行了比较。

收稿日期: 2007-05-30; 修订日期: 2007-07-04

基金项目: 国家重点基础研究计划(973)基金资助项目(2007CB707705); 国家自然科学基金资助项目(50506023); 新世纪优秀人才支持计划基金资助项目(NCET-07-0669)

作者简介: 晏 鑫(1983—)男, 湖北黄冈人, 西安交通大学博士研究生。

1 计算模型和数值方法

图 1 为密封的结构示意图。密封转子平均半径为 253 mm, 径向间隙为 1.3 mm, 齿高 4.0 mm, 齿型夹角为 20°, 气流从左向右流动。为了验证本文的 CFD 方法模拟密封内流场的正确性, 特取轴向距离为 $x=17.5\text{ mm}$ 、 22.5 mm 两个特征截面, 将 CFD 结果与 LDV 结果相比较。

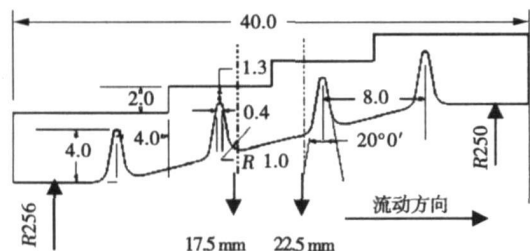


图 1 发散型光滑面迷宫密封结构示意图

表 1 列出了密封的边界条件和数值方法。在计算中, 考虑到结构的周期性, 取一部分弧段作为研究对象, 弧段的两端采用周期性边界; 转子面为旋转固壁; 进口给定总温和速度, 湍流度取来流的 5%; 出口给定静压, 采用时间推进方法求解。

表 1 边界条件及求解方法

条件及求解方法	
进口总温/K	300
出口静压/kPa	200
离散格式	高精度格式
求解方法	时间推进
湍流模型	标准 $k-\epsilon$ 模型
壁面函数	进口壁面函数法
工质	理想空气
壁面属性	绝热、光滑固壁

计算采用的是 ICEM 商用软件生成的结构化网格, 如图 2 所示。节点总数为 14.2 万, 网格的最小角度大于 50°, 最大长宽比小于 100。当连续方程残差达到 10^{-6} 数量级、传热方程和湍流方

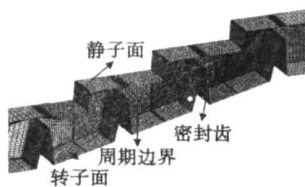


图 2 发散型光滑面迷宫密封计算网格

程残差小于 10^{-6} 数量级、进出口流量相差小于 0.2% 时, 认为计算收敛。

2 结果与分析

在绝热条件下, 密封内转子损失的能量转化为流体的内能, 引起流体总温的升高。定义间隙热能计算式是:

$$H = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_{total} \tag{1}$$

定义无量纲间隙热系数是:

$$\sigma = 2C_p \Delta T_{total} / U^2 \tag{2}$$

定义有效压比为:

$$\Pi = \frac{p_{total, in}}{p_{static, out}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} K_{in}^2 Mu^2\right)^{\frac{-\kappa}{\kappa - 1}} \tag{3}$$

本文所用到的实验数据来自于文献[4]。在实验中, 保证轴向雷诺数分别为 10 000 和 20 000, 其对应的流量分别约为 0.15 和 0.30 kg/s, 有效压比近似为 1.05 和 1.3; 在每种流量条件下选择 3 种转速, 转速范围为 4 000 ~ 8 200 r/min。文中指出实验得到的间隙热系数误差在 2% ~ 30% 之间, 平均误差在 10.2% 左右, 误差最大的情况为 $Re_x = 2.0 \times 10^4$, $Mu = 0.3$ 时工况。

2.1 网格无关性分析

在相同的流动条件下 ($Re_x = 1.0 \times 10^4$, $Mu = 0.313$, $K_{in} = 0$), 选取 3 套不同的网格, 以间隙热系数作为考核指标, 进行了网格无关性分析。计算结果列于表 2。因此, 在计算中采用 14.2 万网格。

表 2 σ 与网格节点数的关系

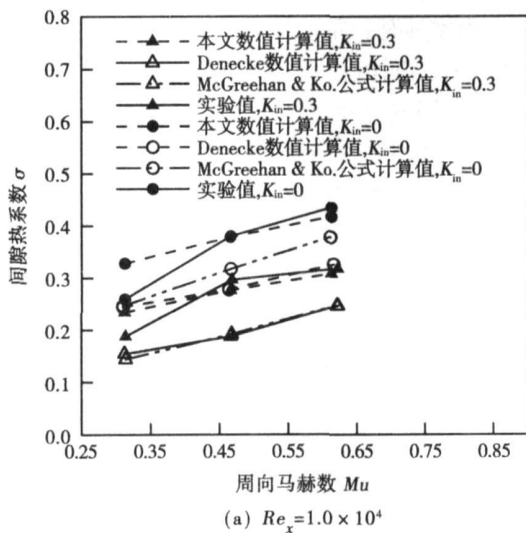
节点数	σ 计算值	σ 实验值
9.4 万	0.383	
14.2 万	0.388	0.380
25 万	0.392	

2.2 光滑面迷宫密封内传热特性

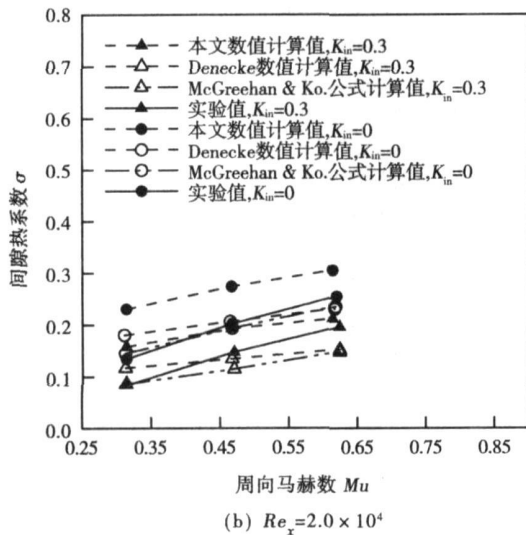
图 3 给出了发散型光滑面迷宫密封中 σ 随 Mu 的变化规律。 Mu 反映的是转子的转速, Re_x 反映的是流量的大小。从图中可以看出, 在相同流量条件下, 随着转子转速的提高, σ 逐渐增大。这是由于转速的提高会导致壁面剪切应力增大, 故粘性功增大。根据能量守恒定律可知: 粘性功转化为热偏差能, 使得间隙热能 H 增大。

当时 $Re_x = 1.0 \times 10^4$ (如图 3(a) 所示), 在进口预旋比分别为 0 和 0.3 两种条件下, 采用 3D 模型计算得出的值与实验值吻合较好。Denecke 使用的 2D 轴

对称模型得到的结果要比实验值小 30% ~ 40%^[4]。采用 McGreehan 经验公式得到的结果与 2D 轴对称模型得到的结果精度差不多^[5]。当 $Re_x = 2.0 \times 10^4$ 时(如图 3(b)所示), 3D 模型在计算无进口预旋时得到的 σ 要稍高于实验值, 2D 轴对称模型和 McGreehan & Ko 经验公式得到的结果与实验也存在着偏差; 进口预旋比为 0.3 时, 3D 模型与 2D 轴对称模型得到的结果相近。计算值与实验值间的偏差都在实验估计的误差允许范围内。相比较而言, 三维计算模型能较好地模拟出不同进口预旋条件下光滑面迷宫密封中的传热规律, 与二维轴对称模型和经验公式相比具有一定的优势。



(a) $Re_x = 1.0 \times 10^4$



(b) $Re_x = 2.0 \times 10^4$

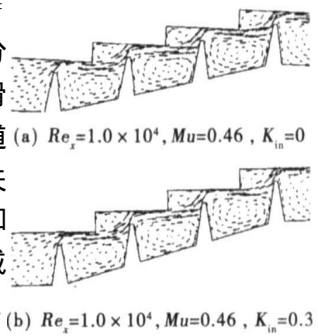
图 3 发散型光滑面迷宫密封的 σ 随 Mu 变化规律

比较图 3(a)和(b)可以发现, 在相同转速和进口预旋比条件下: 当 Re_x 增大一倍时, σ 减小约

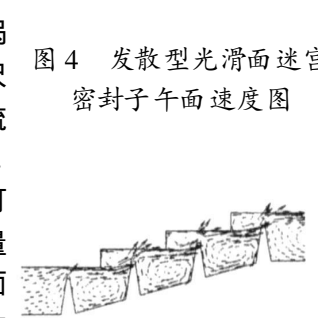
25%, 表明总温升随流量的增大而减小。这是由于在相同转速下, 切应力所做的功相近, H 也相近, 由式(1)可知总温升减小, 即 σ 减小。另外, 假如靠增大泄漏量来降低总温升, 在工程应用中是不经济的, 因为泄漏量的增大会产生较大二次流动损失; 在相同转速和流量条件下, 进口预旋比为 0.3 时的 σ 比无预旋时低 25%左右。这是因为进口正预旋使得流体相对于转轴的周向速度差减小, 降低了壁面剪切应力, 使 H 减小。

2.3 光滑面迷宫密封内流动特性

图 4 给出了 $Re_x = 1.0 \times 10^4$ 、进口预旋分别为 0 和 0.3 时, 光滑面迷宫密封发散通道内子午面上的速度矢量。气流在间隙处加速, 在每个腔室均形成两个旋向相反的涡流。其中齿后的涡流尺寸较大, 静子拐角后的涡流尺寸较小, 该涡流尺寸的大小决定了气流进入间隙的入射角。对比图 4(a)和(b)可以发现, 在相同的流量下, 进口预旋对子午面上的速度场(流场结构和速度大小)影响十分小。

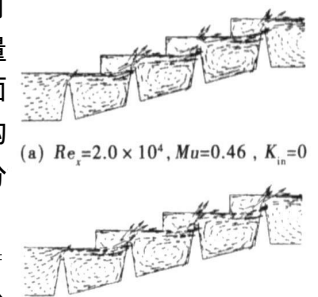


(a) $Re_x = 1.0 \times 10^4, Mu = 0.46, K_{in} = 0$

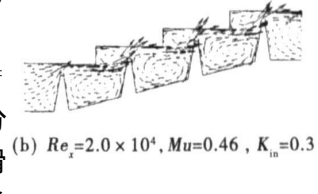


(b) $Re_x = 1.0 \times 10^4, Mu = 0.46, K_{in} = 0.3$

图 4 发散型光滑面迷宫密封子午面速度图



(a) $Re_x = 2.0 \times 10^4, Mu = 0.46, K_{in} = 0$



(b) $Re_x = 2.0 \times 10^4, Mu = 0.46, K_{in} = 0.3$

图 5 发散型光滑面迷宫密封子午面速度图

图 5 给出了 $Re_x = 2.0 \times 10^4$ 、进口预旋分别为 0 和 0.3 时, 光滑面迷宫密封发散通道内子午面上的速度矢量。由于流量增大, 密封内速度增大, 但流场结构与 $Re_x = 1.0 \times 10^4$ 时相同。可见, 流量的改变只会改变子午面上的速度大小, 不会对子午面上的流场结构产生影响。

图 6 和图 7 分别给出了在 $Re_x = 1.0 \times 10^4, Mu = 0.46$ 流动条件下 $x = 17.5 \text{ mm}$ 和 $x = 22.5 \text{ mm}$ 特征截面处周向速度沿腔室高度的分布规律。其中纵坐标是腔室无量纲高度 $Y = (y - y_0) / (y_1 - y_0)$, 横坐标 K 是流体周向无量纲速度大小。从图中可以

看出,周向速度在近壁面很小距离具有较大的梯度,数值计算能较好地模拟 $K_{in}=0.3$ 时的周向流场。在 $x=17.5\text{ mm}$ 处,本文所采用的3D模型和Denecke的2D轴对称模型得出的周向速度都与实验结果较为接近;在模拟 $x=22.5\text{ mm}$ 处的周向速度时,3D模型得到的结果比2D轴对称模型得出的结果更符合试验值。

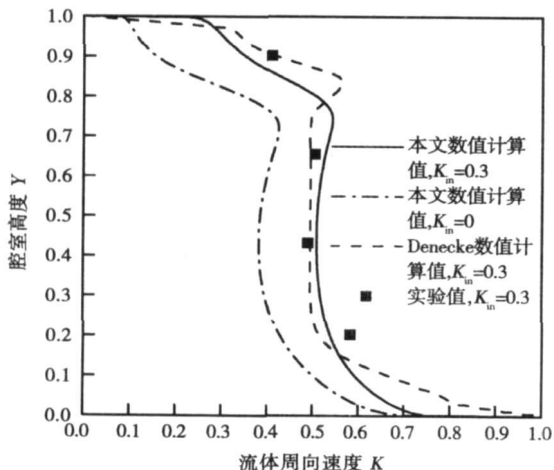


图 6 $x=17.5\text{ mm}$ 处的流体周向速度

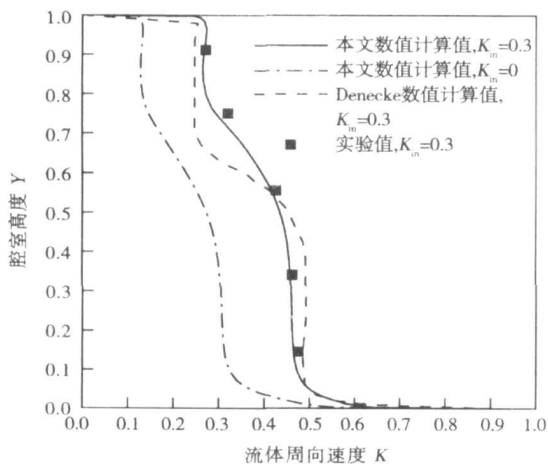


图 7 $x=22.5\text{ mm}$ 处的流体周向速度

在轴向距离 $x=17.5\text{ mm}$ 处,进口 $K_{in}=0$ 的周向速度要比进口给定 $K_{in}=0.3$ 的周向速度小约 30%;轴向距离增大到 $x=22.5\text{ mm}$ 时,两者的差值

有所增大(如图 7 所示),说明进口预旋对周向速度影响较大。

3 结 论

采用三维模型,计算了在两种流量、不同转速条件下,进口预旋对光滑面迷宫密封发散通道内的流动传热特性的影响,得出了热偏差系数与转速的关系,通过与实验、2D 模型、经验公式得到的结果比较,得出了如下结论:

(1) 所采用的 3D 模型计算的结果与实验值吻合良好,能较好地模拟出密封中的流动传热特性。与 McGreehan & Ko 经验公式和 2D 轴对称模型得到的结果相比具有一定的优势。

(2) 在相同流量条件下, σ 随着转速的提升而增大;在相同转速和预旋比条件下 Re_x , 增大一倍时, σ 减小约 25%;在相同转速、相同流量下,进口施加 0.3 的正预旋使得 σ 比无预旋时下降 25%。

(3) 在相同流量下,进口无预旋时流体的平均周向速度要比进口给定 $K_{in}=0.3$ 时的周向速度小约 30%;且进口预旋只影响周向速度,对子午面上的速度场(流场结构和速度大小)影响甚微;流量的改变只会改变子午面上的速度大小,不会对子午面上的流场结构产生影响。

参 考 文 献:

- [1] TIPION D, SCOTT T, VOGEL R. Labyrinth seal analysis; volume III—analytical and experimental development of design model for labyrinth seals[R]. Tech Rep AFWAL—TR—85—2103, Indianapolis: Allison Gas Turbine Division, General Motors Corporation, 1985.
- [2] 金 琰, 袁 新. 转子密封系统流体激振问题的流固耦合数值研究[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(3): 395—398.
- [3] DENECKE, J, DULLENKOPF K, WITTIG, S, et al. Experimental investigation of the total temperature increase and swirl development in rotating labyrinth seals[R]. ASME—Paper GT2005—68677, 2005.
- [4] DENECKE J, FÄRBER J, DULLENKOPF K, et al. Dimensional analysis and scaling of rotating seals[R]. ASME—Paper GT2005—68676, 2005.
- [5] MCGREEHAN W, KO S. Power dissipation in smooth and honeycomb labyrinth seals[R]. ASME—Paper 89—GT—220, 1989.
- [6] CHILDS D. Turbomachinery rotodynamics: Phenomena, Modelling and Analysis[M]. 1ed. New York: John Wiley and Sons, Inc, 1993.

(编辑 伟)

大型燃气涡轮叶片冷却技术= **Blade Cooling Technology of Heavy-duty Gas Turbines**=[刊, 汉]/ZHANG Xiao-wei, ZHU Hui-ren (College of Power and Energy Source, Northwest Polytechnical University, Xi'an, China, Post Code: 710072)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2008, 23(1). —1~6

In recent years heavy-duty gas turbine performance has undergone a continuous improvement. To further reduce the consumption of effective gases, the authors have proposed a steam-mist two-phase flow cooling scheme, under which turbine blades are cooled by mist-and-steam dual working media instead of air. The scheme in question has become the focus of study with each passing day. A great deal of research shows that the steam-mist cooling method enjoys a variety of merits, such as quick cooling, high cooling efficiency, small flow resistance and simple configuration etc., which will play a major role in the cooling of turbine blades of next-generation high performance gas turbines. A numerical simulation of the cooling process in an impingement gas-film structure has identified a significantly higher average cooling efficiency with the low temperature zone being extended remarkably. **Key words:** gas turbine blade, blade cooling technology, steam cooling, steam mist cooling

预旋对迷宫密封内流动传热特性影响的研究= **A Study of the Influence of Inlet Pre-swirl on Flow and Heat Transfer Characteristics of a Labyrinth Seal**[刊, 汉]/YAN Xin, LI Jun, FENG Zhen-ping (Turbomachinery Research Institute, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2008, 23(1). —7~10

By adopting a three-dimensional periodical model, a study was conducted of the flow and heat transfer characteristics of a labyrinth seal with a transpiration-type smooth surface. As a result, obtained was the variation relationship of the windage-heat coefficient of the labyrinth seal with circumferential mach numbers under two different flow rates with and without an inlet pre-swirl. The relationship in question was compared with that obtained from experimental values, empirical formulae and two-dimensional axially-symmetric models. It has been found that the above model can simulate relatively well the heat transfer characteristics of the labyrinth seal incorporating an inlet pre-swirl. Under a same flow rate and same inlet pre-swirl ratio, the windage heat coefficient will increase with an increase of rotating speed. At a same flow rate and rotating speed, the imposition of an inlet pre-swirl can significantly lower the total temperature rise in the labyrinth seal and reduce the windage heat coefficient, but will not influence the velocity field on a meridian plane. Under the condition of a same rotating speed and inlet pre-swirl ratio, an increase of the flow rate will lead to a decrease of the windage heat coefficient and an increase of the velocity on a meridian plane. The structure of the flow field, however, will not change. **Key words:** labyrinth seal, inlet pre-swirl, windage heat coefficient, numerical simulation

多级涡轮三维气动优化设计的可行性分析与实现= **Feasibility Analysis and Realization of a Three-dimensional Aerodynamic Optimization Design for a Multi-stage Turbine**[刊, 汉]/ZHAO Hong-lei, WANG Song-tao, HAN Wan-jin, et al (College of Energy Science and Engineering Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2008, 23(1). —11~15

Due to the massive computation load and time as well as an excessively huge variable-sample database space specific to the three-dimensional aerodynamic optimization design of a multi-stage turbine, a long design cycle often results, which is difficult to cope with effectively in practice. With the development of computer software and hardware the computation ability of computers has seen a dramatic improvement. As a result, an effective integration of varied design methods has been implemented. A vigorous development of the three-dimensional aerodynamic optimization-design study of a multi-stage turbine, which combines a traditional design method with that of a modern automatic optimization design, represents an effective approach for overcoming the above-mentioned difficulties and realizing an optimization design of the turbine in question. The feasibility for combining a quasi-three-dimensional design with the multi-stage local optimization to realize a three-dimensional design of the turbine was analyzed with the aerodynamic optimization design process of the turbine being given. The quasi-three-dimensional design mainly involves a direct problem computation of stream surface S2. Based on the design in question, a preliminary design was performed for improving performance and determining the overall parameters, thus setting the stage for a further optimization design. Then, by employing a multi-stage local optimized design and