

大子午扩张变几何涡轮可调叶片 端区设计优化

刘鹏飞^{1,2}, 高杰¹, 牛夕莹², 周恩东¹, 郑群¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 中国船舶重工集团公司 哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所, 哈尔滨 150078)

摘 要: 提出采用高负荷设计以减少叶片数的方法, 增大圆盘直径而减小泄漏面积; 结合叶片进行后加载改型措施以减小由于高负荷设计所增加的二次流损失. 对定几何涡轮、仅有驱动轴的变几何涡轮与带圆盘型冠的变几何涡轮的流场进行三维数值模拟计算, 分析了3种涡轮性能的优劣. 结果表明: 大间隙尺度下间隙泄漏涡强度较大, 并与通道涡相互融合, 从而增大了泄漏损失区域, 增加了泄漏损失; 而在涡轮叶片由于高负荷设计会增加主流区的二次流损失. 该方法可以有效地减小周向泄漏面积, 极大地抑制由大间隙尺度所导致的间隙泄漏涡与通道涡的相互融合, 减小泄漏损失. 而通过后加载改型的措施, 抑制了主流区的通道涡的发展趋势, 减小了二次流损失. 这两种措施结合后的变几何涡轮具有较高的全工况性能.

关 键 词: 变几何涡轮; 大子午扩张; 圆盘型冠; 间隙泄漏; 后加载型; 气动性能

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Design and optimization of end zone of large meridional expansion adjustable blades on variable geometry turbine

LIU Peng-fei^{1,2}, GAO Jie¹, NIU Xi-ying², ZHOU En-dong¹, ZHENG Qun¹

(1. College of Power and Energy Engineering,

Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. Harbin Boiler and Turbine Institute, China Shipbuilding Industry Corporation,
Harbin 150078, China)

Abstract: The high load design was adopted to reduce blades to increase diameter of disc while reducing the circumferential leakage area. And aft-loaded cascades were employed to retrofit design to minimize the secondary flow loss brought about by high load design. For the fixed geometry turbine, only the flow field of the variable geometry turbine of driving axis and disc type crown variable geometry turbine was numerically calculated. Three kinds of turbine performance under all conditions were analyzed. Result shows that, under the big clearance, intensity of the clearance leakage vortex was big. If merged with the passage vortex, the leakage loss became bigger. The high load design brought the secondary flow loss. The method reduced the circumferential leakage area, restraining greatly the merges between the leakage flow and the secondary flow to reduce the clearance leakage loss. High load de-

收稿日期: 2015-07-22

基金项目: 国家自然科学基金(51406039); 中央高校基本科研业务费专项资金(HEUCF150302)

作者简介: 刘鹏飞(1990—), 男, 硕士生, 主要研究领域为叶轮机械气动热力学. E-mail: 1285276096@qq.com

通讯作者: 高杰(1985—), 男, 副教授, 博士, 主要研究领域为叶轮机械气动热力学. E-mail: gaojie@hrbeu.edu.cn

引用格式: 刘鹏飞, 高杰, 牛夕莹, 等. 大子午扩张变几何涡轮可调叶片端区设计优化[J]. 航空动力学报, 2017, 32(3): 558-567. LIU Pengfei, GAO Jie, NIU Xiying, et al. Design and optimization of end zone of large meridional expansion adjustable blades on variable geometry turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(3): 558-567.

sign can effectively restrain the development trend of passage vortex, thereby reducing the secondary flow loss. With two measures, the variable geometry turbine has high performance under overall conditions.

Key words: variable geometry turbine; large meridional expansion; disc type crown; clearance leakage loss; aft-loaded blade profile; aerodynamic performance

随着燃气轮机技术的不断发展,燃气轮机变工况性能的要求也逐步提高.变几何动力涡轮是一种可以提高部分负荷效率的有效途径^[1].变几何涡轮技术是使涡轮具有变工况适应能力的一种有效手段,可以在不同工况条件下,调整工作点以保证燃气轮机良好的工作.但是变几何涡轮设计会使可转导叶端区存在一定的间隙,将会引入额外的泄漏损失.经过实验研究可知,涡轮的性能与叶栅的上下端部间隙相关^[2].并且随着转动角的改变,变几何涡轮的效率均有不同程度下降^[3].虽然变几何涡轮间隙流动损失约占涡轮流动损失的1/3^[4],但是由于变几何涡轮的使用可以有效地改善涡轮部分负荷性能^[5].因此研究叶顶泄漏流动机理和提出改进叶顶设计新方法对改善涡轮性能具有十分重要的作用^[6].

而控制叶片端部间隙泄漏的方法总共分两大类:一种称为被动控制法,包括叶顶加肋条^[7]、翼梢小翼^[8]、机匣处理^[9]等;一种称为主动控制法如叶顶射流^[10]、等离子控制器^[11]控制泄漏流动.所以经过研究本文决定采用被动地控制方法减小间隙.不过,现有被动控制方法主要集中在通过端壁改型改善间隙处流场以达到减少间隙泄漏损失的目的.

本文选择的某型燃气轮机涡轮是一个真实的船用燃气动力涡轮,此涡轮的导叶机匣扩张角大致为 27° .由于涡轮存在一个大扩张角,故其端壁间隙需要保持一个较大的范围才可转动^[12].而为了减小间隙泄漏损失,本文通过采用在叶片端部增加圆盘型冠的方法来减小叶片端部的周向泄漏面积,达到减小泄漏损失的目的.但是圆盘型冠所能减小的周向泄漏面积受到叶片稠度的限制.所以本文采用高负荷设计的方法即减小叶片数来增加圆盘型冠所能减小的泄漏面积.不过由于高负荷设计会给叶片带来很高的二次流损失.经过实验研究可知,后加载叶型可以有效地改善涡轮流动状态,减少二次流损失^[13].所以再结合后加载改型措施,利用改型后的流动特性减小由于高负荷设计所带来的涡轮叶片间的二次流损失.

对于减小间隙泄漏面积的研究,国内外的学

者则没有过多涉猎,而对于可调导叶带圆盘型冠结构方面的研究迄今尚鲜见相关报道.为了验证改型后变几何涡轮的性能,本文针对3种不同的涡轮:定几何涡轮、仅有驱动轴的变几何涡轮、带圆盘型冠结合了后加载叶型的变几何涡轮进行数值模拟,并详细比较3种涡轮性能的优劣.并在此基础上研究了带有圆盘型冠及后加载叶型的可转导叶的变几何性能.

1 数值模拟计算

1.1 计算方法与湍流模型

采用计算流体力学软件 ANSYS CFX 13.0,求解定常可压缩雷诺时 Navier-Stokes 方程组,借助有限体积法离散控制方程以及标准 $k-\omega$ 两方程湍流模型封闭方程组.对于近壁面处湍流流动的数值模拟, $k-\omega$ 湍流模型在边界层网格较粗的区域采用壁面函数法而在边界层网格较密的区域则自动转用低雷诺数近壁面模型法,这使得近壁边界层网格得到充分利用并且计算比较稳健计算精度高.此外,Gier 和 Mahle 等^[14-15]利用 $k-\omega$ 湍流模型模拟了某3级带冠的试验涡轮的叶尖泄漏流动,并与试验结果作了比较,获得了比较满意的结果.因此 $k-\omega$ 湍流模型对于复杂的带冠叶尖流动模拟是比较适合的.因此本文数值求解采用 $k-\omega$ 湍流模型.

1.2 几何模型的端区改型

1.2.1 几何模型的介绍

大子午扩张变几何涡轮产生很大的间隙泄漏损失.为了减小间隙损失,在本文中引入一种带冠的可调导叶其结构包括导叶、上圆盘、下圆盘、上转轴和下转轴,其特征在于,上下圆盘分别设置在可调导叶的上下端壁处,上圆盘嵌入机匣中,下圆盘嵌入轮毂中.上圆盘的下表面与机匣共旋转面,下圆盘的上表面与轮毂面共旋转面.定几何涡轮、仅有驱动轴的变几何涡轮叶片和带圆盘型冠的涡轮叶片的在子午扩张端壁的示意图如图1所示.

1.2.2 变几何涡轮端区改型后的性能参数

虽然,带有圆盘型冠对变几何涡轮的性能有

所影响. 但是为了比较清晰地说明在端区处增添圆盘型冠对变几何涡轮的影响. 故本文对带圆盘型冠变几何涡轮和仅有驱动轴变几何涡轮两种方案进行数值模拟. 两种涡轮的性能参数见表 1.

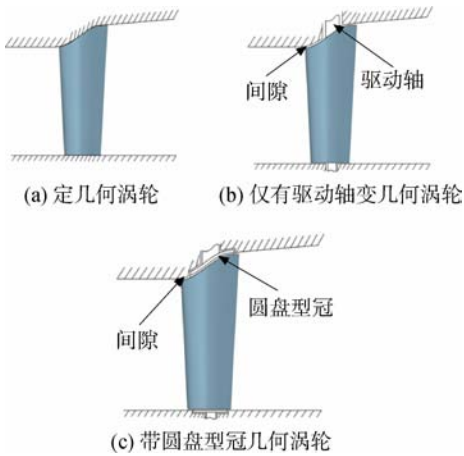


图 1 子午扩张端壁的 3 种涡轮示意图
Fig.1 Sketch of three kinds of turbine on meridional expansion end wall

表 1 两种涡轮的性能参数

Table 1 Performance parameters of two kinds of turbine

参数	涡轮类型	
	OVG	OVC
出口流量 $M/(\text{kg/s})$	81.85	81.91
效率 $\eta/\%$	91.15	93.87
间隙泄漏量 $m/(\text{kg/s})$	3.4	0.6
功率 P/kW	5832.7	5952.19

为了方便表述,OVG 表示仅有驱动轴的原型变几何涡轮,OVC 表示带圆盘型冠的原型变几何涡轮. 由表 1 可以看出,在出口流量变化不大的情况下,带有圆盘型冠的变几何涡轮的效率比仅有驱动轴的变几何涡轮提升了 2.9%,而泄漏量降低了 82.3%,功率提升了 2.0%. 这表明了在端区添加了圆盘型冠可以有效地减小涡轮叶片的周向泄漏面积,减小变几何涡轮的泄漏损失,提高涡轮的性能. 但是也要看到,由于叶片的稠度对圆盘型冠的直径的限制,故其泄漏量还是很大. 故为了进一步提高涡轮性能仍需对涡轮叶片进行进一步的优化.

1.2.3 变几何涡轮端区改型后的流场分析

图 2 为两种叶片的出口截面熵分布,由图可以看出,由于大尺度间隙的存在,仅有驱动轴的变

几何涡轮形成了较强的泄漏涡,产生了较高的泄漏损失. 并且由于上端壁的间隙泄漏涡的影响范围很大,已经与上端壁通道涡开始融合了. 而下端壁的间隙泄漏涡已经完全融合了下端壁通道涡. 这将增加了间隙泄漏损失. 相比之下,由于圆盘型冠的存在,有效地减小了变几何涡轮的周向泄漏面积,降低了变几何涡轮的泄漏损失,提高了变几何涡轮的性能. 故在端区添加圆盘型冠可以有效的提高变几何涡轮的效率. 但是,在图 2(b)可以看到变几何涡轮叶片的通道涡很强,这也会对变几何涡轮产生很大的影响,会减低涡轮的性能. 而圆盘型冠受到叶片稠度的限制也无法在减小间隙泄漏涡的同时也能减小涡轮的通道涡. 故在此基础上本文将对涡轮叶片结合后加载叶型对叶片进行高负荷设计,以减弱涡轮叶片的通道涡. 并降低由于高负荷设计所带来的涡轮泄漏驱动力,降低涡轮的泄漏损失.

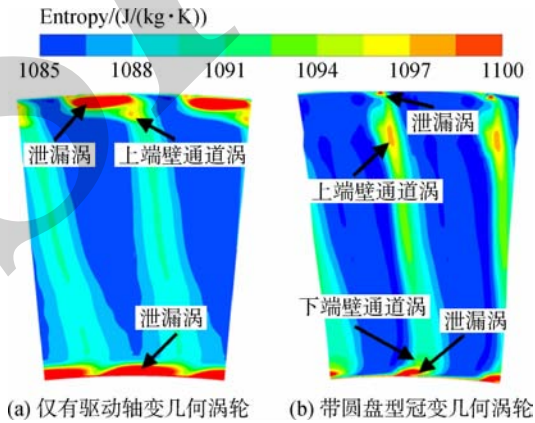


图 2 两种叶片出口截面熵分布
Fig.2 Distribution of entropy at exit of two kinds of turbine

1.3 叶片的高负荷设计

对于亚声速涡轮来说,其流道形状为一个渐缩喷管,因此,其载荷分布最大处一般为叶栅通道的出口位置,也就是喉部位置. 所以使得喉部位置后移,便可达到载荷后移的目的. 下面通过研究后加载叶型的几何特征,对叶片叶型进行修改完成叶片载荷后移的目的^[16].

图 3 为某叶型的 B2B(blade to blade)视图,对此图进行几何分析. 由于中弧线的确定,此图中弦长 b ,节距 t ,折转角 θ ,以及弦与节距线夹角 φ 已经确定. 本叶型取 90° 进气所以进口角与节距线的夹角为 90° .

经过分析得到下面的公式:

$$\frac{x}{\sin \alpha} = \frac{t}{\sin \gamma} \Rightarrow x = \frac{t \sin \alpha}{\sin \gamma}$$

并由此公式得出结论 α 的减小可以使得载荷后移。

图 4 为经过修改后的叶片的 3 个截面与原叶片相应的 3 个叶片对比图。为了方便对比,文中采用 OG 代表原型变几何涡轮;NT 代表后加载改型后的变几何涡轮,其中横坐标 z 表示轴向位置,纵坐标 y 表示径向位置。

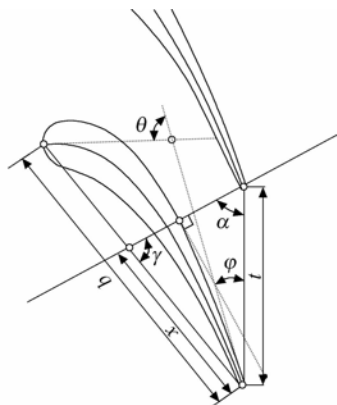


图 3 叶型的 B2B 视图
Fig. 3 B2B view of blade profile

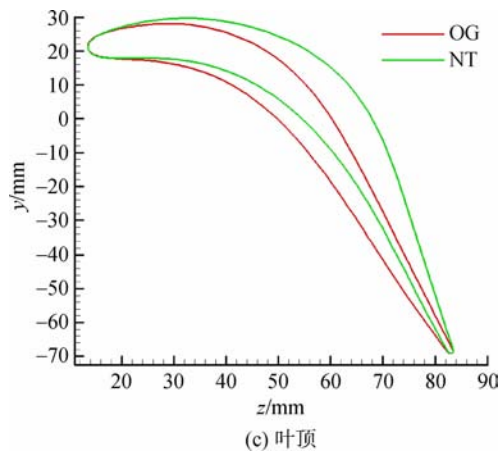
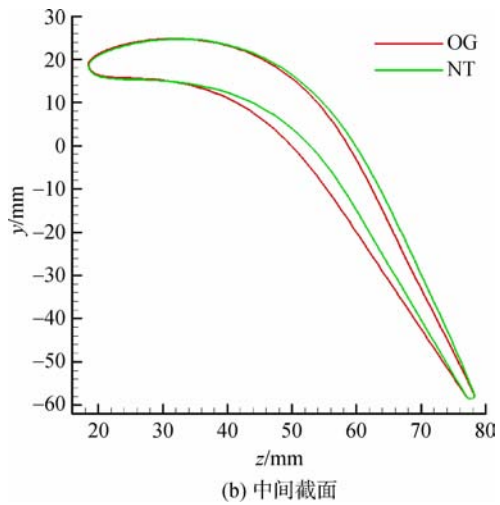
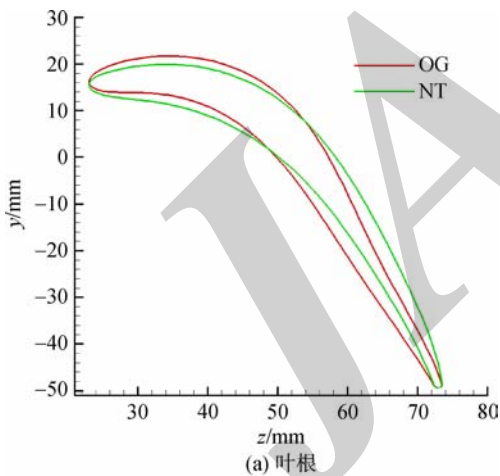
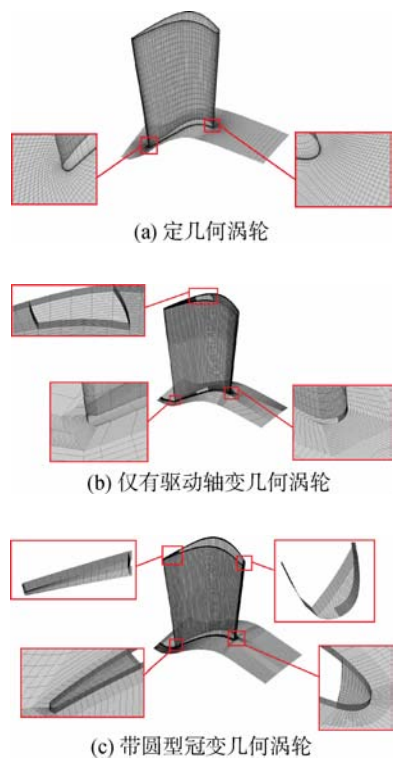


图 4 两种叶型截面对比图
Fig. 4 Blade sections of two kinds of blade profile

1.4 网格结构与边界条件

1.4.1 网格结构

本文六面体结构化网格采用 ANSYS-ICEM 软件包生成,图 5 给出了本文所采用的三维计算网格全局网格示意图以及转轴、前尾缘和冠局部放大图。为改善网格质量,叶栅表面及间隙区域均采用 O 型网格,进出口及主流区采用 H 型网格。在间隙高度、布置 20 个网格节点,整个计算域轴向、周向和径向的网格节点数分别为:252,80,85。为满足 $k-\omega$ 湍流模型适用条件,固体壁面第 1 层网格的 y^+ 值为 3 左右。为了确保网格独立,并且能够精确捕捉间隙区域的小流动特征,为了确保



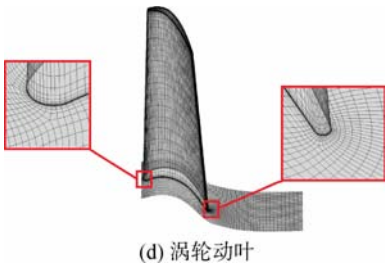


图 5 计算网格

Fig. 5 Computational grids

网格独立,并且能够精确捕捉间隙区域的小流动特征,本文各算例经网格敏感性验证最终确定使用的网格数为 220 万。

1.4.2 叶片参数

由于叶片端区的圆盘型冠直径受到叶片的稠度限制,如果在原有的叶型上增添圆盘型冠则会引起涡轮圆盘型冠之间的结构干涉,故本文采用高负荷设计来避免这种干涉,并且缩小叶片稠度对圆盘型冠的限制范围.在选择计算方案时,如果仅进行高负荷设计而不改变叶型,则无法消除高负荷所带来的负面影响,从而无法达到设计目的.因此,本文在上文数值计算的基础上,采用带有圆盘型冠结合后加载叶型的变几何涡轮与原始叶型变几何涡轮的对比可以更好地说明本文设计涡轮的性能优劣.

本文对原型定几何涡轮、仅有驱动轴的原型叶片的变几何涡轮和减少了叶片数并结合后加载叶型的变几何涡轮 3 种方案进行数值计算与分析,其中

- 1) 定几何涡轮:叶片数为 64. 叶根与叶顶处无间隙.
- 2) 仅有驱动轴的变几何涡轮(采用原始叶型涡轮):转轴位于 50%弦长位置,叶顶处转轴的直径 28 mm,叶根处转轴的直径 20 mm. 叶片数为 64. 叶顶间隙为 2.1 mm,叶根间隙为 0.9 mm.
- 3) 带圆盘型冠的变几何涡轮(采用本文设计后加载叶型涡轮):转轴位于 50%弦长位置,叶顶圆盘型冠直径为 92.2 mm,叶根处圆盘型冠直径为 73.7 mm. 叶片数为 52. 叶顶间隙为 2.1 mm,叶根间隙为 0.9 mm.

3 种涡轮叶片计算中所带的动叶的顶部间隙均为 0.5 mm. 3 种模型动叶叶片数均为 76.

1.4.3 边界条件

本文采用的 ANSYS CFX 中的 Solver 模块进行数值模拟计算,流道上端壁以及驱动轴、叶冠

等采用无滑移绝热边界条件,动静叶之间的参数采用级平均传递法. 周期性边界条件采用平移周期,离散格式为计算流体力学软件 CFX 的高精度格式,计算残差收敛到 1×10^{-6} ,具体见表 2.

表 2 边界条件
Table 2 Boundary conditions

参数	数值
入口总压/Pa	373 600
入口总温/K	1 051.7
湍流度/%	5
出口静压/Pa	281 100
比定压热容/(J/(kg·K))	1 158.9
转速/(r/min)	3 270

2 计算结果和流场分析

2.1 计算结果的分析

2.1.1 3 种不同涡轮叶片的总体性能参数

为了方便阐述,下面采用 FG 代表定几何涡轮,ZVG 代表仅有驱动轴的变几何涡轮,GVG 代表带圆盘型冠变几何涡轮.从表 3 可以看出,在流量变化不大的情况下,带圆盘型冠的变几何涡轮的效率略小于定几何涡轮;而相比于仅有驱动轴的变几何涡轮的效率则提升了 3.14%.这表明在大间隙尺度下,叶片端部增加圆盘型冠能很大程度的改善涡轮效率.并且对比 3 种涡轮的流量参数可以看出,在总流量基本一致的情况下,带圆盘型冠的变几何涡轮的间隙泄漏量较仅有驱动轴的变几何涡轮的间隙泄漏量减小了 98.2%,说明了带有圆盘型冠的变几何涡轮较仅有驱动轴的变几

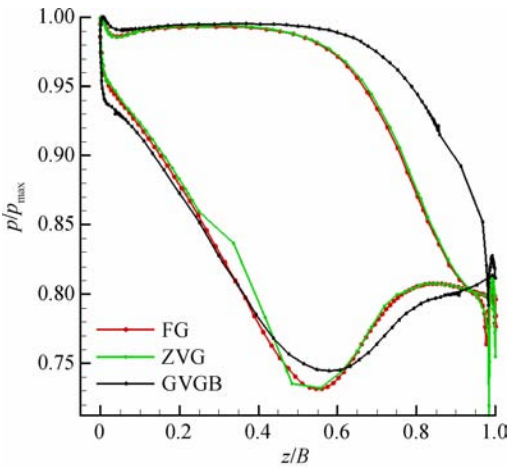
表 3 3 种叶片的总体性能参数
Table 3 General performance parameters of three kinds of blade

参数	涡轮叶片类型		
	FG	ZVG	GVG
出口流量 $M/(\text{kg/s})$	81.81	81.85	81.84
效率 $\eta/\%$	94.33	91.15	94.29
间隙泄漏量 $m/(\text{kg/s})$		3.4	0.06
功率 P/kW	5 980.9	5 832.7	5 986.8

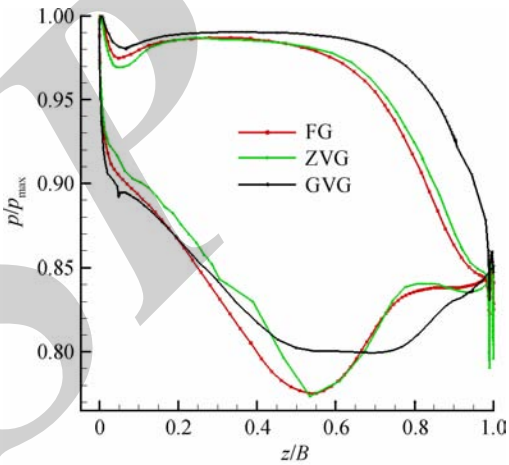
何涡轮对叶片端部的泄漏流量抑制程度更强,而带圆盘型冠的变几何涡轮的功率略大于定几何涡轮的功率,比仅有驱动轴的变几何涡轮功率提升了 2.6%。上面的结果数据是通过常规计算得到的,而梁晨等^[17]已通过数值模拟方法对本文的涡轮模型进行试验对比,研究发现结果与试验数据吻合较好,故本文的数据可以认为是可信的。由表 2 可以看出:带圆盘型冠的变几何涡轮在性能上优于仅有驱动轴的变几何涡轮。

2.1.2 静叶负荷系数分布

图 6 为 3 种不同涡轮叶片的静压沿叶高分布,由图可以看到静叶栅通道内的气流负荷情况,图中横坐标 z/B 表示相对弦长,纵坐标 $p/p_{\max}$ 表示静压系数。在 5% 叶高处,3 种涡轮相比,定几何涡轮的负荷分布于仅有驱动轴的变几何涡轮基本一致。而带圆盘型冠的变几何涡轮相比其它两种涡轮,最大负荷位置向后移动。气流的再出口段的膨胀程度明显加。同时由于最大负荷位置的后移缩短了尾缘附近的轴向和径向的逆压梯度段,同时减小了逆压梯度值。由此可见,结合叶片后加载改型措施的涡轮在叶顶部分的气流流动得到了优化;在 50% 叶高处,能看到 3 种涡轮的负荷分布比较相近。其中带圆盘型冠的变几何涡轮的最大负荷位置虽然也向后移动,但其程度较叶顶与叶根有所减弱。在后半段的逆压梯度段的范围小于其他两种涡轮叶片,所以逆压梯度段的长度和变化范围都得到了优化;在 95% 叶高处,带圆盘型冠的变几何涡轮与其他两种涡轮相比较,呈现出明显后部加载的形式。在后半段存在逆压梯度段,但与其他两种涡轮相比较,逆压梯度更加平缓同时,前半部分的顺压梯度与其他两种涡轮相似。流动比较平缓,减小了端部的流动损失。



(b) 50%叶高



(c) 95%叶高

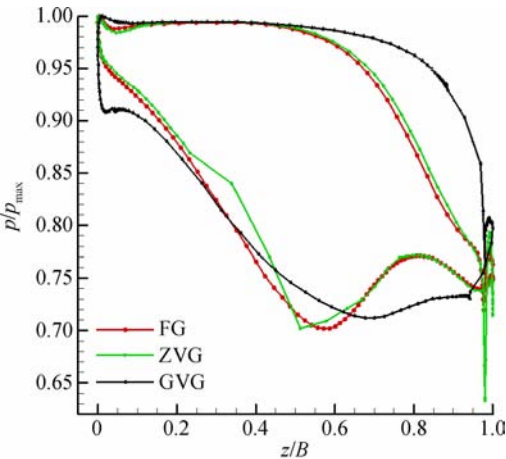
图 6 3 种静叶叶片沿叶高静压分布

Fig. 6 Static pressure distribution along the blade surface of three kinds of stator blade

所以综合来看,定几何涡轮与仅有驱动轴的变几何涡轮的最大负荷集中在叶栅的中部区域,而带圆盘型冠的涡轮的最大负荷位置则向后部移动。这是由于对涡轮叶片进行后加载改型,移动了叶片的负荷分布,从而达到对叶片进行优化的目的。

2.1.3 总压损失系数分布

图 7 为导叶出口 10% 轴向弦长处,纵坐标 r/h 表示相对径向高度。通过对比,可以看出定几何涡轮与带圆盘型冠变几何涡轮在叶高 10%~90% 之间相差不大。3 种涡轮总压损失系数在 80% 叶高到 95% 叶高附近有非常明显的下降,其中定几何涡轮叶片下降了 0.03~0.04,仅有驱动轴的变几何涡轮下降了 0.02~0.03,带圆盘型冠的变几何涡轮则下降了大约 0.02。从 10%~90% 叶高处,3 种叶片的总压损失系数基本一致,其中带圆盘型冠的变几何



(a) 5%叶高

涡轮在此范围的总压损失系数略低于其他两种涡轮的总压损失系数. 从 10% 叶高一直到叶根处, 3 种涡轮叶片的总压损失系数又有了下降. 其中, 定几何涡轮下降非常明显, 大约下降了 0.05, 而仅有驱动轴的变几何涡轮与带圆盘型冠的变几何涡轮的下降趋势不是非常的明显.

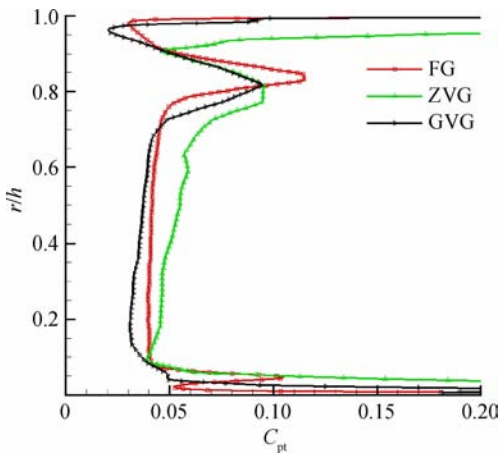


图 7 导叶出口总压损失系数分布图

Fig. 7 Total pressure loss coefficient at exit of the guide vane

从整体参数看, 原型定几何涡轮的出口平均总压损失系数为 0.186, 仅有驱动轴的变几何涡轮出口平均总压损失系数为 0.384, 带圆盘型冠的变几何涡轮的出口平均总压为 0.172, 这明显的说明带圆盘型冠对于变几何涡轮的性能有大幅度的提高.

所以总体看来, 在叶顶和叶根部分, 带圆盘型冠的变几何涡轮的造型优化有利于流动的优化, 抑制了了泄漏流动, 大大减小了端部存在的二次流损失, 在叶中部分也由于后加载叶型的采用减小流动损失. 所以, 带圆盘型冠的变几何涡轮的性能强于仅有驱动轴的变几何涡轮.

2.2 流场分析

2.2.1 导叶出口截面分布

图 8 为导叶出口截面的熵分布, 叶栅流道内的损失原因很多, 可转导叶两端泄漏损失, 导叶表面存在径向二次流损失以及叶型损失, 而叶片前缘马蹄涡的分支和端壁二次流组成的通道涡也导致损失. 由图 8(a) 可以看出, 由于子午扩张给流道带来了较强的通道涡, 并且此通道涡远离机匣, 因此可知在此涡轮设计时, 子午扩张度与叶片的损失大小之间应该存在一个平衡点, 而通过对图 8 的分析可知原始涡轮在设计时已利用此平衡

点, 达到损失大小与子午扩张度之间的最佳平衡.

比较图 8 可知, 定几何涡轮导叶端部不存在间隙, 出口损失较少, 主流区的通道涡构成主要的熵增区域. 而仅有驱动轴的变几何涡轮的导叶由于间隙的存在, 导叶的叶出口截面高熵区主要包含有上下间隙泄漏涡, 上下端壁通道涡. 其中由于仅有驱动轴的变几何涡轮的端部间隙尺度比较大, 从而导致了在上下端区处所产生强烈的间隙泄漏涡. 并且上端区处的间隙泄漏涡的范围已经扩展到了上端壁通道涡区域, 呈现融合的趋势.

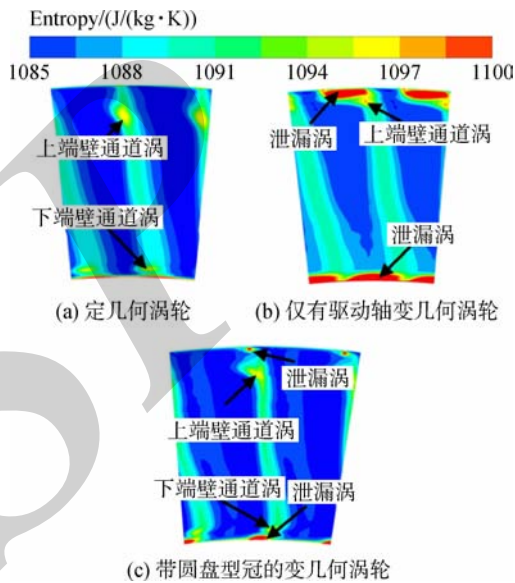


图 8 3 种涡轮叶片出口截面熵分布

Fig. 8 Distribution of entropy at exit of three kinds of turbine blades

本文利用圆盘型冠以减小叶片的周向泄漏面积, 进而减小端区间隙泄漏损失; 然而, 高负荷设计会带来间隙泄漏驱动力的增强, 这将会增加间隙泄漏损失; 平衡这两者之间的关系尤为重要. 通过图 8(b) 与图 8(c) 对比可知, 图 8(c) 中的间隙泄漏涡较图 8(b) 的范围有明显减小, 总体上, 本文利用结合后加载叶型的高负荷设计有效地减少了间隙泄漏损失, 从而解决了上文提出的问题.

而下端区处的间隙泄漏涡已经与下端壁通道涡融合, 形成了更强烈的泄漏涡. 由于间隙泄漏涡与通道涡只有在适当间隙下, 才能被利用^[18]. 故在大间隙下的间隙泄漏流动会极大地影响涡轮的性能. 而在带圆盘型冠的变几何涡轮的出口熵分布可以看到, 由于圆盘冠型的存在极大的抑制了间隙泄漏的损失, 上下端区内的泄漏涡的强度已经变得很弱了, 已经不能影响相邻区域的通道涡了.

从图 8 还可以看到, 由于后加载改型的措施

的使用,通道涡也没有明显的增加,这说明后加载叶型成功的抑制住了由于高负荷设计所产生的二次流流动,极大地提升了涡轮的性能。

2.2.2 动叶表面极限流线分布

在靠近动叶上壁端附近,间隙泄漏涡与通道涡相互作用导致严重的流动分离现象,并形成了典型的泄漏涡分离结构.从图 9 可以看出 3 种涡轮的动叶二次流发展充分,动叶的二次流流动既强烈又明显.其中定几何的涡轮极限流线与带圆盘型冠的涡轮叶片的极限流线相类似,而仅有驱动轴的分离结构较其他两种更加明显。

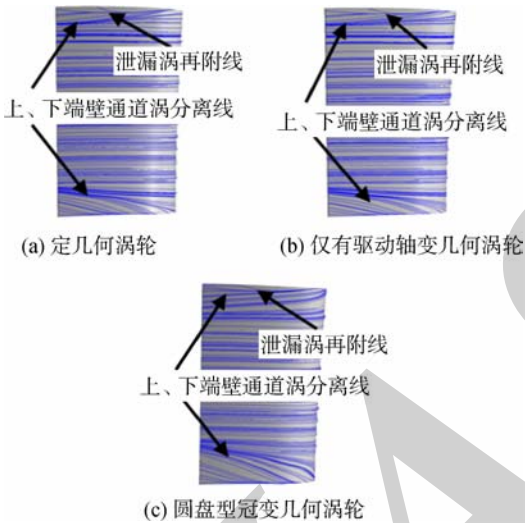


图 9 3 种涡轮动叶吸力面极限流线

Fig.9 Limiting streamline of suction surface of three kinds of turbine rotor blade

而对比图 9(a)、图 9(b)与图 9(c)中可以看出见一条从叶片前缘附近延伸至尾缘的泄漏涡再附线此在附线较所包含的区域有变化,图 9(a)的区域最小,而图 9(b)较图 9(c)有所增加.而图 9(b)上端壁的泄漏涡再附线也较其余两种有些许增加.而这是由于仅有驱动轴的变几何涡轮叶片的端区泄漏流动较强,对下游动叶主流区产生了影响.这影响了气流从压力面通过间隙流出到吸力面形成泄漏涡随后在附的位置,从而导致了动叶产生更强的泄漏损失.但是圆盘型冠可以抑制小静叶端部间隙泄漏流动,减轻间隙泄漏流动对下游动叶主流区的影响.这会减弱动叶端壁附近的间隙泄漏涡与通道涡的相互融合。

所以通过以上分析可以知道上游导叶顶部和根部存在的间隙不仅影响着静叶叶栅内的流动损

失,还会对下游的流场造成影响.加圆盘型冠的导叶会对下游的动叶间隙产生一定的抑制作用,减小动叶的间隙损失。

3 带圆盘型冠涡轮的变几何性能研究

3.1 计算方案

5 种转动角 β 下的叶片的径向方向截面示意图如图 10 所示.将导叶喉部面积开大的旋向定义为正方向即逆时针方向,如图中 $+6^\circ, +4^\circ$ 方案;将导叶喉部面积减小的旋向定义为负方向即顺时针方向,如图中 $-6^\circ, -4^\circ$ 两种方案。

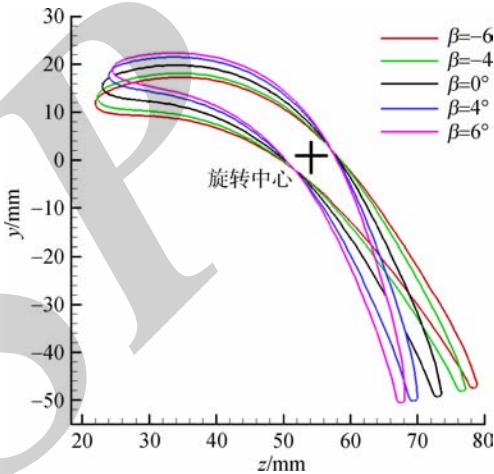


图 10 导叶沿转轴转动径向截面

Fig.10 Radial section along the axis of rotation of the guide vane

3.2 涡轮中间截面马赫数分布

图 11 给出了涡轮的中间截面的马赫数分布.每一个转动角的涡轮都代表了一种涡轮叶片.通过图 11(a)可以看出,在 -6° 时的涡轮静叶与动叶的低马赫数区域最大,并且在靠近叶片处的马赫数接近 0,这表明在此种情况下的流体的分离程度非常大.随着转动角从 $-6^\circ, -4^\circ$ 逐渐增加到 $+4^\circ, +6^\circ$ 的过程中,在静叶与动叶进口前缘处的低马赫数区域范围逐渐减小,流场的流体流动状态逐渐好转.而从 $-6^\circ \sim +6^\circ$ 的变化中,静叶出口处都处于的高马赫数区域内。

涡轮叶片数的减少,导致了在静叶吸力面与压力面之间的压力梯度增强,而通过调整叶片的分布,促使在叶片后半部分的气流马赫数增加增强了气流对抗增强的压力梯度的能力,有效的减少了二次流损失,提高了涡轮的性能.而这种马赫数分布恰好能体现这一作用.但是也要看到,由于这种马赫数的分布,将会导致在涡轮静叶处的

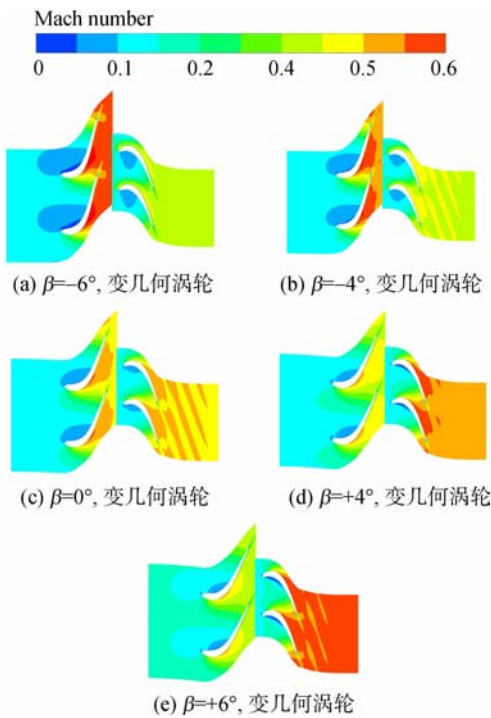


图 11 涡轮中间截面的马赫数分布图

Fig. 11 Distribution of Mach number of the middle section of turbine

载荷较大,这对涡轮叶片的强度也是一种考验. 不过由于随着转动角的增加,此区域马赫数逐渐减小. 所以通过合适的转动角既可以保证涡轮的性能,又可以兼顾涡轮叶片的强度.

3.3 变几何涡轮特性分析

图 12 为不同工况下的出口流量特性线,随着压比的增加涡轮的出口流量是呈增加的趋势的. 并且还可以看到 5 条特性曲线随着转动角的增加,曲线呈上升趋势. 而且通过图 12 可知明显地看到,定几何涡轮与转动角在 0° 时的带圆盘型冠的变几何涡轮的流量特性曲线基本重合. 而通过数值分析可以知道,导叶正向旋转($0^\circ \sim +4^\circ$)的过程中,流量增加了大约 9.8%,导叶继续正向旋转($+4^\circ \sim +6^\circ$)的过程中,流量增加了大约 3.8%;若导叶反向旋转($0^\circ \sim -4^\circ$)的过程中,流量减小了大约 13.04%,导叶在继续反向旋转($-4^\circ \sim -6^\circ$)的过程中,流量减小了大约 9.8%. 这是由于随着转动角由 $-6^\circ, -4^\circ$ 逐渐逐渐向 $+4^\circ, +6^\circ$ 变化中,叶栅通道内的喉部面积不断变大,导致出口流量变大,所以转动角的变化导致了涡轮的流量的变化.

图 13 为不同工况下的涡轮等熵效率特性曲线. 由图可知,每一条涡轮特性线的效率随着压比的增加先上升后下降. 其中 0° 的变几何涡轮较定

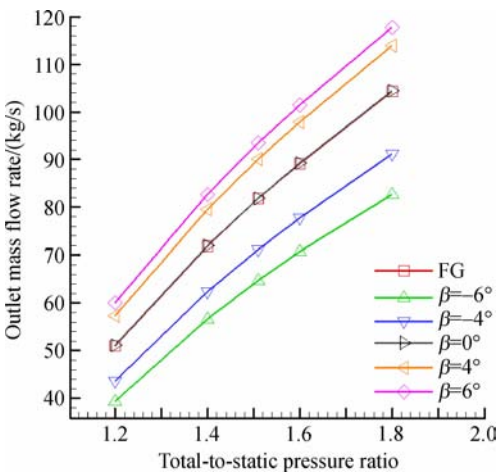


图 12 全工况下的出口流量特性曲线

Fig. 12 Flow characteristic curve at the exit under overall conditions

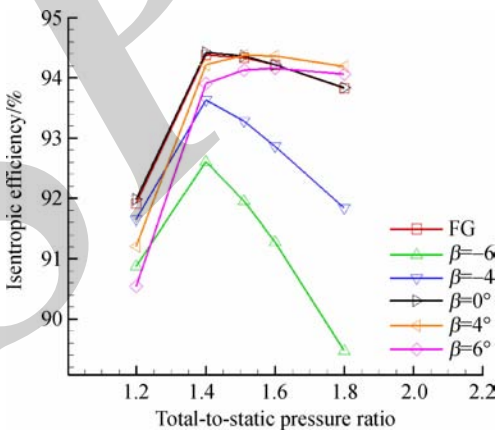


图 13 全工况下等熵效率特性曲线

Fig. 13 Isentropic efficiency characteristic curve under overall conditions

几何涡轮的特性线有些许升高,但大体和其相当. 经过分析效率特性曲线可知在设计工况的时候,变几何涡轮的性能较好,而在低压比的时候,转动角较小的变几何涡轮的效率与定几何涡轮的特性线相近,这表明在这种低工况的时候可以通过减小转动角来控制涡轮并且能保证其效率不会降低. 而在高压比的时候,转动角增大的变几何涡轮效率特性线明显高于定几何涡轮的特性线,这表明在高工况时通过增加转动角可以有效的控制涡轮,并且保证效率的提高. 通过上述分析可以知道,本文设计的带圆盘型冠的变几何涡轮在全工况下可以较好地保证涡轮的性能.

4 结 论

1) 采用带圆盘冠的变几何涡轮叶片的动力涡轮第 1 级在和定几何涡轮叶片第 1 级的比较

中,进出口平均流量基本保持不变,效率相近,功率相近;其与仅有驱动轴的变几何涡轮第1级的比较中,进出口平均流量基本保持不变,效率提升了3.14%,间隙泄漏量减小了98.2%,功率提升了2.6%。

2) 在变几何涡轮的上下端壁处加上圆盘型的冠,通过减小叶片数可以增加冠的直径,可以有效地减小大子午扩张涡轮的轴向泄漏面积,从而减弱端区处产生的泄漏涡的强度,抑制泄漏涡向主流区通道涡所在区域发展,防止间隙泄漏涡与通道涡融合从而增大端壁泄漏损失;变几何涡轮采用后加载叶型的设计方法有效地抑制了主流区的通道涡的发展,使其通道涡与定几何涡轮叶片主流区的通道涡基本一致,将会很有效地减小叶片由于高负荷设计所带来二次流损失。

3) 本文设计的变几何涡轮的特性曲线在全工况下的性能与定几何涡轮的性能基本一致,并且在工况改变的时候,可以通过改变转动角提高涡轮的性能,当低工况的时候可以通过减小转动角,减小涡轮流量从而改变涡轮的工作状态,达到保证涡轮的效率的目的;当高工况时可以通过增大转动角,增大涡轮流量从而改变涡轮的工作状态,达到保证涡轮的效率的目的。

4) 本文提出在大子午扩张变几何涡轮端区增加圆盘型冠并结合后加载叶型的方法来最大程度上减小端区间隙泄漏损失,所设计大子午扩张变几何涡轮具有与原始定几何涡轮相当的效率性能,本文提出的设计方法可以为大子午扩张涡轮的高效变几何涡轮提供参考。

参考文献:

- [1] Razinsky E H, Kuziak W R. Aerothermodynamic performance of a variable nozzle power turbine stage for an automotive gas turbine[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1977, 99(4): 587-592.
- [2] Karstensen K W, Wiggins J O. A variable geometry power turbine for marine gas turbines[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(2): 165-174.
- [3] Moffitt T P, Whitney W J, Schum H J. Performance of a single-stage turbine as affected by variable stator area[J]. AIAA, 69-525, 1969.
- [4] Haglind F. Variable geometry gas turbines for improving the part-load performance of marine combined cycles-combined cycle performance[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(4): 467-476.
- [5] Staubach U W, Vlasic E, Moustapha S H. Effect of tip clearance on the performance of a highly loaded turbine stage[R]. Advisory Group for Aerospace Research and Development, AGARD-CP-537, 1993.
- [6] 高杰, 郑群. 叶顶凹槽形态对动叶性能的影响[J]. 航空动力学报, 2013, 28(2): 218-226.
GAO Jie, ZHENG Qun. Effect of squealer tip geometry on rotor blade aerodynamic performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(2): 218-226 (in Chinese)
- [7] Mohamed E. On the physics of vortex formation at the tip of a turbine blade[J]. ASME Paper 2012-GT-70128, 2012.
- [8] Pate K V. Research on a high work axial gas generator turbine [R]. Society of Automotive Engineers, SAE 800618, 1980.
- [9] Bohn D E, Kreitmeler F. Influence of endwall contouring in axial gaps on the flow field in a four-stage turbine[R]. ASME Paper GT2000-0472, 2000.
- [10] Niu M S, Zang S S. Parametric study of tip cooling injection in an axial turbine cascade; influences of injection circumferential angle[J]. Journal of Power and Energy, 2009, 224(1): 109-118.
- [11] 侯宽新. 涡轮叶尖间隙泄漏流动控制研究进展[J]. 飞弹导弹, 2014(1): 85-90.
- [12] GAO Jie, ZHENG Qun, YUE Guoqiang, et al. Variable geometry design of high endwall angle power turbine for marine gas turbines[J]. ASME Paper GT2015-43173, 2015.
- [13] 孙奇. 前后加载叶型的实验研究[J]. 东方电气评论, 2013, 19(3): 137-138.
SUN Qi. Test of fore-loaded and post-loaded blade[J]. Dongfang Electric Review, 2013, 19(3): 137-138. (in Chinese)
- [14] Gier J, Stubert B, Brouillet B, et al. Interaction of shroud leakage flow and main flow in a the three-stage LP turbine [R]. ASME Paper GT2003-380-25, 2003.
- [15] Mahle I. Improving the interaction between leakage flows in a low pressure turbine [R]. ASME Paper GT2010-22448, 2010.
- [16] 景晓旭. 变几何涡轮叶片设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
JING Xiaoxu. The design of the variable geometry turbine blade [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2013. (in Chinese)
- [17] 梁晨, 牛夕莹. 动力涡轮整体三维流场分析和验证[J]. 船舶科学技术, 2010, 32(8): 92-97.
LIANG Chen, NIU Xiyang. Three-dimensional pneumatic analysis and validation of a power turbine[J]. Ship Science and Technology, 2010, 32(8): 92-97. (in Chinese)
- [18] 高杰, 郑群. 涡轮间隙流动结构及其损失产生机理研究[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(10): 1834-1837.
GAO Jie, ZHENG Qun. Investigation on tip clearance flow structure and its loss generation mechanism in turbine rotors[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(10): 1834-1837. (in Chinese)