

# 某 MW 级燃机变几何动力涡轮动/静叶栅与 排气道的流动分析

侯建飞, 顾春伟, 刘 红  
(清华大学 热能工程系, 北京 100084)

**摘 要:** 某 MW 级燃机末端的变几何动力涡轮动/静叶栅与非对称排气道之间的流场会相互作用, 使用商用 CFD 软件 CFX 研究了不同导叶安装角下、二者之间的耦合流场。在导叶设计安装角下的流场分析表明: 排气道的非周向对称性主要影响动力透平的动叶流场, 导致动叶不同叶片载荷出现周向差异, 同时动叶出口气流角分布也会出现强烈的周向不均匀性。导叶旋转  $7^\circ$  后, 导叶进口正冲角增大导致吸力面大范围分离; 动叶进口呈现负攻角, 压力面的分离程度增大; 同时排气道内旋涡程度加剧, 这导致了导叶安装角改变后动力涡轮的效率和功率出现明显下降。

**关 键 词:** MW 级燃气轮机; 变几何涡轮; 非对称排气道; 数值模拟

中图分类号: TK472 文献标识码: A

## 引 言

变几何涡轮通过改变导叶的安装角, 可以有效地调节燃气轮机的流量<sup>[1]</sup>, 改善变工况下透平的性能。与此同时, 导叶安装角的改变会导致整个燃气轮机的工况点改变, 动力涡轮的入口条件及内部流场也会相应的发生变化。

由于实际空间的限制, 燃气轮机透平出口燃气有时不能直接轴向排出, 需要在非对称排气道内改变一定角度。某 MW 级燃机出口的非对称排气道由入口环形扩压段、流动导向器、环形向矩形的过渡段及出口截面恒定的气腔组成<sup>[2]</sup>。透平出口气流经环形扩压器初步扩压后, 在流动分离器处分为左右两股气流, 在过渡段内向上折转  $90^\circ$ , 最后通过气腔轴向排出。由于气流在非对称排气道内会经历较大折转, 排气道内的气流流动规律相当复杂, 国外的 Cunningham 将数值计算结果与实验结果对比, 发现数值模拟可以有效地捕捉非对称排气道内损失变化趋势<sup>[3]</sup>。目前, 国内尚无针对此种类型排气道内部

流动规律的研究。

某 MW 级燃机动力涡轮动/静叶栅出口直接与非对称排气道相连, 二者之间的流场会产生显著的相互作用, 排气道内非周向对称的流场会向上游传播, 导致动力透平不同通道内的流场出现周向差异。为了准确的研究动力涡轮动/静叶栅与非对称排气道之间的相互作用, 有必要将整周动力涡轮与排气道进行耦合计算。

本研究使用商用 CFD 软件 CFX 对整周动力涡轮动/静叶栅与非对称排气道进行了耦合计算, 在设计安装角下研究了二者之间的相互作用, 主要集中在动力涡轮动/静叶栅内不同叶片通道内的周向不均匀流场, 及非对称排气道内的典型流场结构。为了研究导叶安装角变化对耦合流场的影响, 在导叶旋转  $7^\circ$  的条件下, 分析了动力涡轮动/静叶栅和排气道内流场的变化。

## 1 数值计算方法

某 MW 级燃气轮机为三轴形式, 高、低压涡轮分别驱动高、低压压气机, 负荷通过动力涡轮输出。本研究的对象为动力涡轮动/静叶栅与非对称排气道, 动力涡轮导叶数为 26, 动叶数为 68, 定义逆时针方向为正向。为了保证导叶的旋转, 导叶的顶部和根部均设有均匀的球面间隙, 间隙值的大小约为导叶高的 1.7%, 且间隙值不随导叶安装角变化。动叶顶部也设有间隙值, 间隙大小约为叶高的 1%。排气道关于 XZ 平面左右对称, 二者的几何模型如图 1 所示。

动力涡轮动/静叶栅采用商业软件 ANSYS Turbogrid 进行结构化网格划分, 网格类型为 H/J/C/L 型, 导叶顶部间隙网格如图 2 所示。导叶上下端壁

收稿日期: 2011-09-15; 修订日期: 2012-04-11

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863)基金资助项目(2008AA050502)

作者简介: 侯建飞(1988-), 女, 山西大同人, 清华大学硕士生。

间隙网格总数约为  $2 \times 7 \times 26$  万, 动叶顶部间隙网格数约为  $68 \times 7$  万。由于排气道形状较为不规则, 采用 ICEM 软件进行非结构网格划分, 并在壁面采用棱柱形网格加密, 网格数为 110 万。整周动力涡轮/静叶栅与排气道的网格总数约为 1920 万。

数值方法采用求解三维定常雷诺平均  $N-S$  方程组, 空间离散采用高分辨率格式, 湍流模型采用  $k-\varepsilon$  模型, 动静交界面、涡轮与排气道交界面采用 Frozen-rotor 形式传递信息, 壁面设为绝热、无滑移条件。动力涡轮进口给定均匀总温、总压以及气流方向, 各参数的值利用文献 [4] 中的通流程序计算得到, 该通流程序的计算结果与设计参数吻合情况较好, 排气道出口给定大气压。

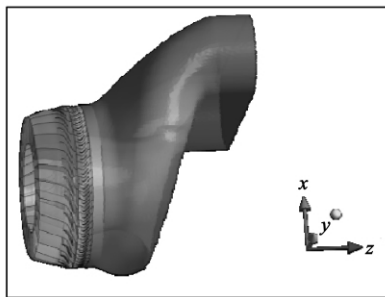


图 1 动力涡轮几何形状

Fig. 1 Geometrical shapes of the power turbine

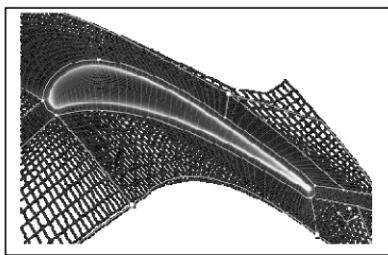


图 2 导叶顶部间隙网格

Fig. 2 Guide blade tip clearance mesh

## 2 计算结果分析

### 2.1 设计安装角下耦合流场分析

某 MW 级燃机动力涡轮的设计流量为  $4.65 \text{ kg/s}$ , 且该燃机试车后得到动力涡轮的功率为 730 MW。设计安装角  $62^\circ$  时的 CFD 计算结果显示, 流量与设计流量之间的相对误差为 0.8%, 功率与试车结果的相对误差为 0.7%, 这表明针对该动力透平的 CFD 计算能够很好的预测动力透平的性能。

### 2.1.1 动力涡轮动/静叶栅流场分析

图 3 是 4 个位置点的导叶 50% 叶高处压力分布线, 该叶型属于后部加载叶型, 最大载荷点位于  $82\% \sim 85\%$  弦长处, 流道内部逆压梯度较短, 可以削弱流动附面层的发展。理论和实验证明, 这种类型的叶型具有较大的冲角适应性和较小的二次流损失。对比四条压力分布线可以发现, 4 个周向位置处的叶片载荷分布基本保持一致, 仅在吸力面尾缘略有差异。动叶进口 30% 叶高处的相对气流角沿周向分布如图 4 所示, 相对气流角沿周向分布比较均匀, 呈现明显的周期性。这表明导叶内的流场几乎不受排气道内非对称流场的影响。

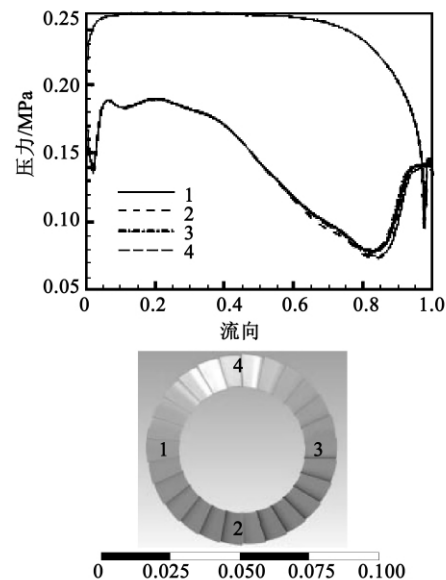


图 3 导叶 50% 叶高表面静压分布

Fig. 3 Distribution of static pressure at 50% blade height on the surface of a guide blade

4 个周向位置点的动叶 50% 叶高处的压力分布如图 5 所示, 动叶属于均匀加载叶型, 尾缘的逆压梯度很小, 可以有效地减轻流动分离程度, 从而控制流动损失。对比 4 条压力分布线可以发现, 4 个位置的动叶表面压力分布相差较大, 主要集中在吸力面前缘附近。对于位于下侧的叶片 2, 由于排气道下半部内强烈的旋涡影响(如图 10 所示), 压力分布线 2 的偏差最大, 在  $0.1 \sim 0.15$  流向位置处出现了压力最小值点。图 6 中为动叶出口 30% 叶高处相对气流角沿周向的分布, 动叶出口气流角的周向不均匀性非常明显, 在周向角度  $120^\circ$  时达到极小值, 此后随着周向角度增加, 气流角逐渐增加, 与  $310^\circ$  时达到极大值, 此后气流角急剧下降, 排气道下半部

内的较大旋涡是造成这一现象的原因。由此可见,由于动叶出口与排气道直接相连,排气道内非对称的流场会显著的影响动叶不同通道内的流场,使不同动叶载荷分布和出口相对气流角分布出现明显的周向不均匀性。

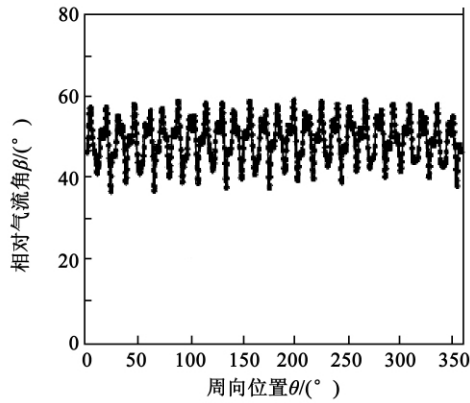


图 4 动叶进口 30% 叶高处相对气流角沿周向分布  
Fig. 4 Distribution of the relative flow angle at 30% blade height at the inlet of a rotor blade along the circumferential direction

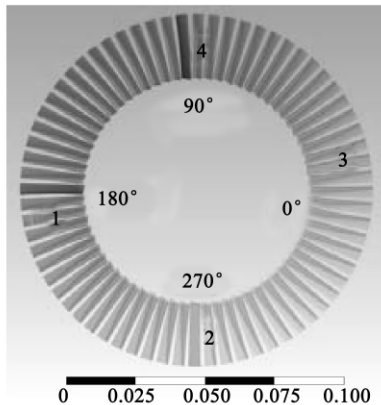
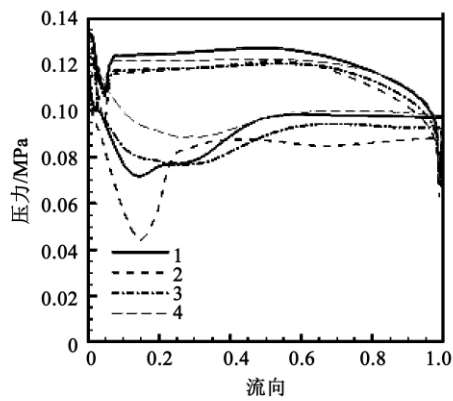


图 5 4 个位置点的动叶 50% 叶高处表面静压分布  
Fig. 5 Distribution of static pressure at 50% blade height on the surface of a rotor blade at four locations

### 2.1.2 排气道流场分析

耦合条件下,排气道入口总压及轴向速度分布如图 7 和图 8 中所示,二者均呈现较大的不均匀性:外环总压值总体较高,轴向速度较大,流通能力较强;内环总压较低,轴向速度很小,局部地区流动能力接近于零,这一现象是由动叶根部气流的分离导致的,如图 9 所示。同时,总压分布与轴向速度沿周向也存在较大的不均匀性,尤其是下半环处存在局部低总压区,且出现回流,造成这一现象的原因是不同周向位置处的排气道流动阻力不同。

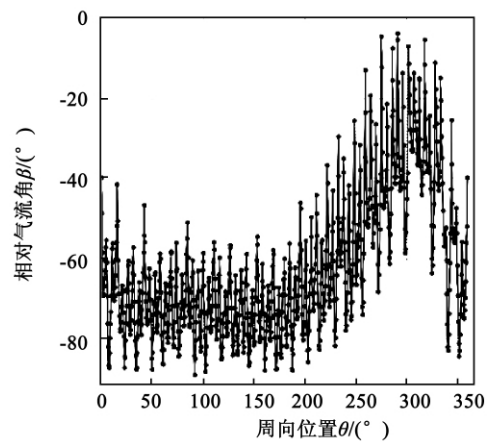


图 6 动叶出口相对气流角沿周向分布  
Fig. 6 Distribution of the relative flow angle at the outlet of a rotor blade along circumferential direction

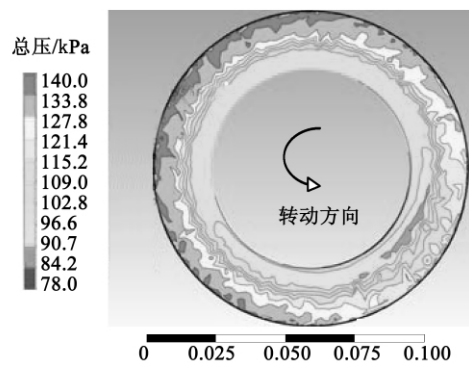


图 7 排气道进口总压分布云图  
Fig. 7 Atlas showing the total pressure distribution at the inlet of the exhaust gas duct

图 10 为排气道内三维流线图,排气道的下半部分存在着较大的旋涡,由于排气道入口气流存在旋流,排气道内的流场沿着 X-Z 平面不对称,右半侧 (Y > 0) 内旋涡强度和范围明显大于左半侧流场。

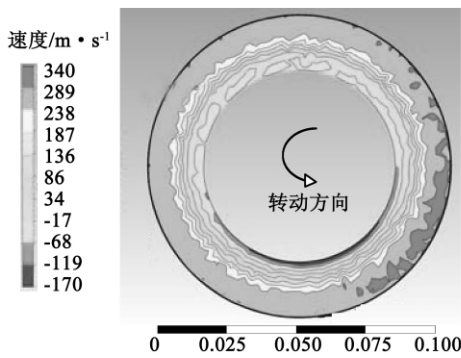


图 8 排气道进口轴向速度分布

Fig. 8 Axial velocity distribution at the inlet of the exhaust gas duct

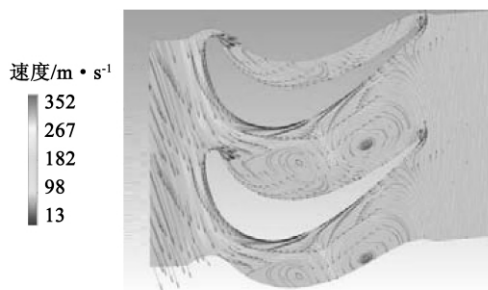


图 9 动叶 10% 叶高流线图

Fig. 9 Streamline chart at 10% blade height of a rotor blade

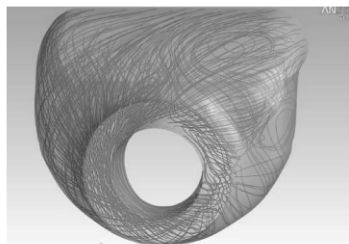


图 10 排气道三维流线图

Fig. 10 3D streamline chart of the exhaust gas duct

为了进一步了解非对称排气道内的流场细节,图 12 中给出了不同轴向位置处排气道截面的二维流线图,各个截面位置如图 11 所示。截面 1 为排气道进口位置,进口气流整体正向流动,在左侧内环处部分气流方向相反,在  $X = 0$  的位置与右半环的气流相遇,折转之后与外环的气流汇合。截面 2 为排气道壁面曲率开始变化的位置,内环反向气流的区域沿着径向范围有所扩大,整体流动的周向不均匀性略有增强。截面 3 为排气道外径最大的位置,左

右两侧壁面附近出现斜向上流动的气流,这两部分气流与整体正向流动的气流汇合,形成两条分离线,同时内侧反向流动的气流在壁面的作用下形成两个旋向相反的涡 I 和 II。截面 4 为内、外壁面开始合并的位置,此处壁面曲率变化非常剧烈,流场左侧壁面附近新出现两个旋向相反的涡 III、IV,同时涡 I 向上移动至  $X = 0$  的位置,范围也有所扩大。流动发展到截面 5 时,涡 III 逐渐增强,位置有所下移,涡 IV 由于壁面的作用逐渐消失,涡 I 则逐渐远离内壁面,向流道中部发展,且范围和强度都有所增加。截面 6 接近排气道的出口,上下壁面的曲率基本保持不变,因此涡 III 消失,整个流场由较大的涡 I 和较弱的涡 II、以及新生成的涡 V 组成,涡 II 与 V 的旋向相反。

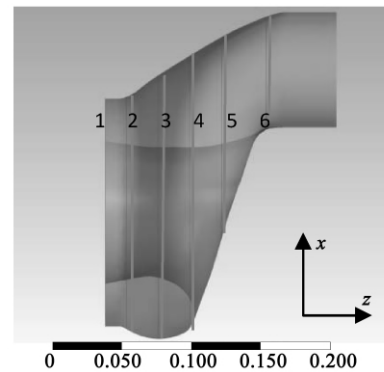


图 11 排气道不同轴向位置图

Fig. 11 Chart showing various locations of the exhaust gas duct along the axial direction

### 2.2 导叶旋转 7° 后性能对比分析

为了研究导叶安装角变化对动力透平及排气道性能的影响,在设计安装角的基础上逆向旋转导叶,对应导叶的开度逐渐增大,至导叶旋转 7° 达到一个极限位置,进一步开大导叶会导致计算发散。因此这里以导叶旋转 7° 为例研究导叶开度增加后动力涡轮及排气道的流场变化。

导叶旋转 7° 后,动力涡轮动/静叶栅性能下降明显,效率降低 7%,功率降低了 20%;同时,排气道的总压损失系数增加了 21%。导叶开度增大后,动力涡轮导叶进口正冲角增加、动叶进口负攻角增大导致叶片载荷不足是造成涡轮性能下降的主要原因。文献 [4] 中的通程序给出,导叶开大后进口总压下降了 25.4%,进口气流正冲角增加了 26.3°,如图 13 所示。

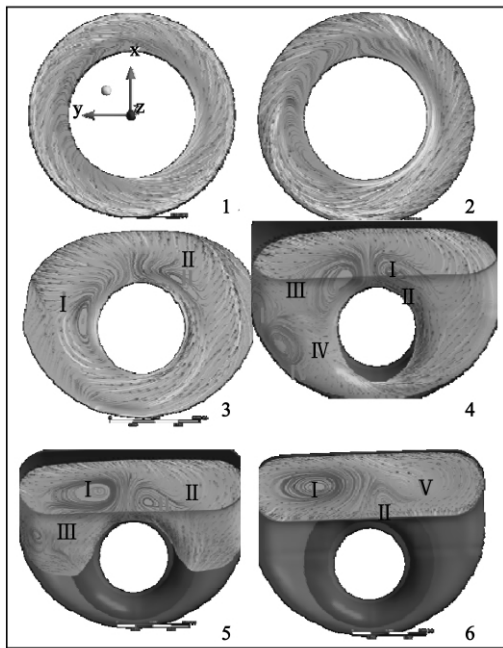


图 12 排气道不同轴向位置二维流线图  
Fig. 12 2D streamline chart of the exhaust gas duct at various axial locations

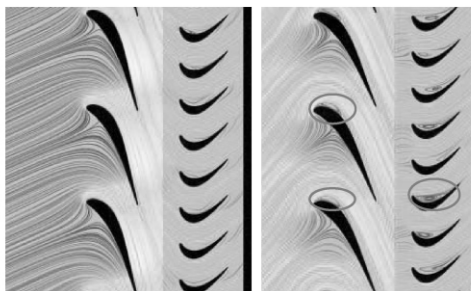


图 13 不同导叶安装角下动力涡轮动/静叶栅 50% 叶高流场(左: 62°; 右: 55°)  
Fig. 13 Flow fields at 50% blade height of the power turbine static/rotating cascade at various installation angles of the blade( left: 62 degrees, right: 55 degrees)

2.2.1 动力涡轮动/静叶栅流场

对比两个安装角下动力涡轮动/静叶栅流场,如图 13 所示, 55°时动力涡轮进口气流的正冲角较大, 导叶整个吸力面出现了大范围的分流, 在前缘附近存在一个较大的闭式分离涡。从图 14 的导叶静压分布可以看出, 吸力面前缘的分离导致头缘处的横向压力梯度的增加, 这样会导致二次流较早的形成, 损失会相应增加。由于叶片吸力面表面分离流的存在, 叶片附近的气流没有得到有效的加速扩压, 导致吸力面尾缘附近的压力值较高, 整个叶片的载荷

下降。

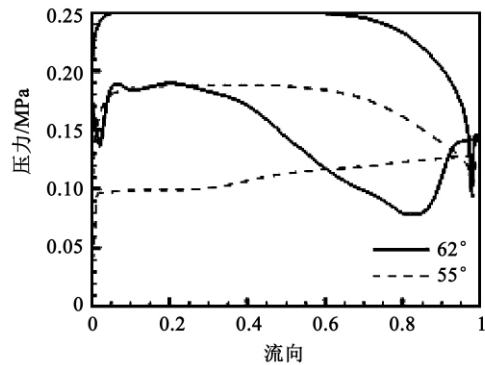


图 14 不同安装角下导叶 50% 叶高处静压分布  
Fig. 14 Static pressure distribution at 50% guide blade height at various openings

两个安装角下的熵分布如图 15 中所示, 导叶开大后, 吸力面的分离导致导叶出口的尾迹非常强烈, 这会严重的恶化动叶内的流动状况, 导致动叶段整体熵增较大。

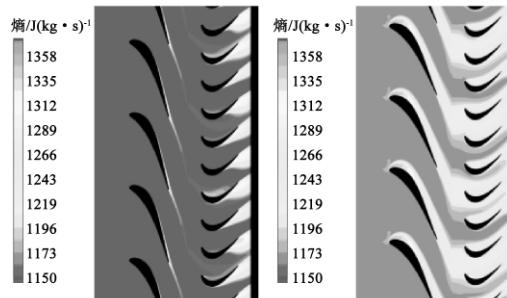


图 15 动力涡轮动/静叶栅 50% 叶高熵分布(左: 62°; 右: 55°)

Fig. 15 Entropy distribution at 50% blade height of the power turbine at various installation angles of the blade( left: 62 degrees right: 55 degrees)

图 16 中为两个安装角下某片动叶表面压力分布对比图, 由流线图 14 知, 55°时动叶进口气流存在较大的负冲角, 动叶压力面整个弦长都出现了分离, 这既导致了头缘附近压力面压力太低而出现负载荷, 同时也造成了整个压力面压力较低, 动叶的整体载荷下降非常严重, 这也是 55°时动力涡轮功率下降较大的原因。

2.2.2 排气道流场

图 17 中给出了两个安装角下排气道 XZ 截面的二维流线图, 对比可以发现: 55°时排气道下半部分的涡 1 的强度和范围明显增加, 涡 2 的范围则有

所减小;由图 18 知,涡 1 所导致的熵增明显高于涡 2。此外 55°时排气道出口附近出现非常大的回流涡 3,这些都导致了导叶开大后排气道损失的增加。

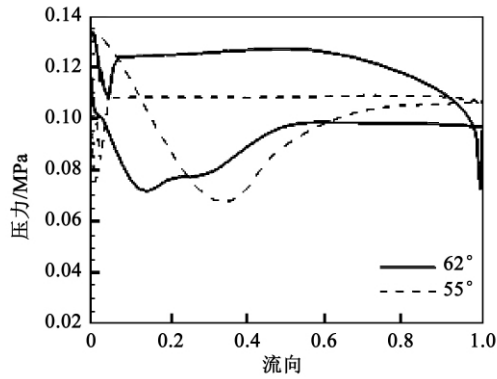


图 16 不同安装角下动叶 50% 叶高处静压分布  
Fig. 16 Static pressure distribution a 50% rotor blade height at various installation angles

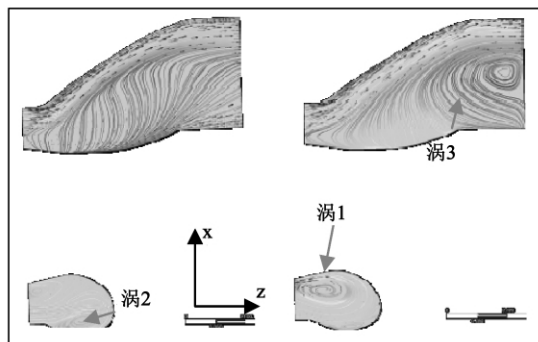


图 17 排气道  $Y=0$  截面流线图(左: 62°; 右: 55°)  
Fig. 17 Streamline chart of the exhaust gas duct in  $Y=0$  section at various installation angles of the blade( left: 62 degrees, right: 55 degrees)

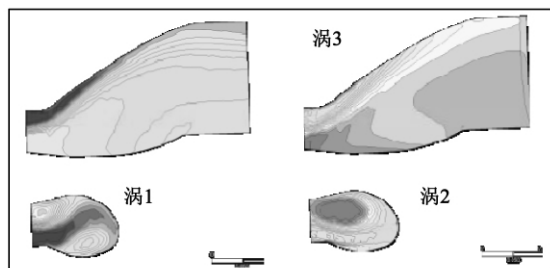


图 18 排气道  $Y=0$  截面熵分布(左: 62°; 右: 55°)  
Fig. 18 Entropy distribution of the exhaust gas duct at  $Y=0$  section at various installation angles of the blade( left: 62 degrees, right: 55 degrees)

### 3 结 论

对某 MW 级燃机变几何动力涡轮动/静叶栅与非对称排气道进行了耦合计算,分析了二者流场之间的相互影响,对非对称排气道内的复杂流场结构进行了研究,并分析了导叶开大时二者性能及耦合流场的变化,得到了以下结论:

(1) 动力涡轮动/静叶栅与非对称排气道内的流场相互作用非常明显,受排气道内非周向对称流场的影响,动力涡轮动/静叶栅不同周向位置动叶的载荷分布及出口气流参数分布呈现明显的周向不均匀性,导叶则几乎不受排气道的影响。

(2) 非对称排气道内的流场呈现复杂的旋涡结构,且由于涡轮出口旋流的影响,排气道内流动关于 XZ 平面不对称,右侧旋涡较强。在流动发展过程中,排气道左侧壁面附近先后出现两个旋向相反的涡,出口截面由三个涡组成,以左侧涡的强度和范围最大。

(3) 导叶开大后,动力涡轮动/静叶栅及排气道的性能下降明显,动力涡轮主要损失增加来源于导叶进口较大正冲角导致的吸力面大分离,及动叶压力面分离程度的增大。排气道则由于下半部内进口涡的范围增大,同时出口出现较大的回流涡,导致总压损失系数增加明显。

### 参考文献:

[1] 胡松岩. 变几何涡轮及其设计特点[J]. 航空发动机, 1996, (3).  
HU Song-yan. Variable geometry turbines and their design features [J]. Aeroengine, 1996 (3).  
[2] Farber S. and W. Ghaly, Pressure loss modeling of non-symmetric gas turbine exhaust ducts using CFD [R]. Concordia University 2009.  
[3] Cunningham M H. Flow in non-symmetric gas turbine exhaust ducts [R]. PhD thesis, Queen's University 2002.  
[4] 纪星星, 李雪松, 刘红, 顾春伟. MW 级燃气轮机性能分析第二部分: 变工况计算 // [C] 中国工程热物理学会学术会议论文, 热机气动热力学, 2011.  
JI Xing-xing, LI Xue-song, LIU Hong, GU Chun-wei. Performance analysis of MW class gas turbines part II: off-design operating condition calculation [C] // Proceedings of Chinese Engineering Thermophysics Society 2011.

( 辉 编辑)

sity of the interference between the stator blade wake and rotating blades by the consequent intensity of the stator blade wake and change of the flow conditions in the passages of the rotor. In the meantime, the unsteady characteristics of the elementary stage performance are influenced by the intensity of the stator blade wake interference. **Key words:** axial flow turbine, rotating blade solidity, interference between the rotor and stator of a turbine, potential interference, unsteady flow

某 MW 级燃机变几何动力涡轮动/静叶栅与排气道的流动分析 = **Analysis of the Flow Inside the Variable Geometrical Power Turbine Stator/rotor Cascade and Exhaust Gas Duct of a MW Class Gas Turbine** [刊, 汉] / HOU Jian-fei, GU Chun-wei, LIU Hong ( Department of Thermal Energy Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(6). - 643 ~ 648

The flow field of the variable geometrical power turbine stator/rotor cascade at the end of a MW class gas turbine may interact with that of the unsymmetrical exhaust gas duct. By using the commercial CFD software CFX, the authors have studied the coupled flow field between them at various installation angles of the stator blades. An analysis of the flow field at the installation angle of the stator blades under the design operating condition shows that the circumferential asymmetry of the exhaust gas duct will mainly affect the flow field of the rotating blades of the power turbine, leading to a difference of the load between any two rotating blades in the circumferential direction. In the meantime, the distribution of the gas flow angle at the outlet of the rotating blades may also assume an intense non-uniformity along the circumferential direction. After the stator blades have been rotated by 7 degrees, an increase of the positive attack angle at the inlet of the stator blades may result in a separation in a large area of the suction surface of the stator blades. Therefore, the rotating blades have a negative attack angle at the inlet, increasing the separation area of the pressure surface. At the same time, the vorticity of the vortices in the exhaust gas duct will be intensified, leading to a marked drop of the efficiency and power output of the power turbine after the installation angle of the stator blades has been changed. **Key words:** variable geometrical turbine, unsymmetrical exhaust gas duct, numerical simulation

低转速离心叶轮自循环机匣处理扩稳机理研究 = **Study of the Mechanism Governing the Stability Expansion of the Self-circulating Casing Treatment of a Centrifugal Impeller at a Low Rotating Speed** [刊, 汉] / CHU Wu-li, BU Yuan-yuan, ZHANG Hao-guang ( College of Power and Energy Source, Northwest China Polytechnical University, Xi'an, China, Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27