

压缩机旋转失速发展传播的计算分析

冀春俊¹, 王 杨¹, 冀文慧²

(1. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116023; 2. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要: 针对实际运行过程中某型压缩机首级叶轮叶片断裂的问题, 利用 CFD 软件 Numeca 搭建一个基于完整真实的三维几何结构的离心压缩机内部流场数值分析平台, 选用实际运行工况进行计算, 发现由于进气室和进气导叶的设计存在一定的问题, 导致首级叶轮前的流场畸变, 从而诱发压缩机首级叶轮失速; 通过进行非定常流动计算, 动态模拟了旋转失速的发展传播过程, 得到了比较真实的旋转失速的压力脉动情况, 为该机组产品的叶轮叶片断裂问题的研究找到一个突破口, 并为进一步研究分析提供了充足的数据资料。

关键词: 压缩机; 非定常流; 旋转失速; 数值模拟

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

引 言

目前, 国内外的大量实验和理论研究表明, 压缩机流动失稳极大地限制了压缩机的稳定工作范围, 研究叶轮内的非定常流动现象, 弄清流动失稳对叶轮机械性能裕度的影响, 对于进一步提高叶轮机械的性能是十分必要的。如压气机旋转失速、喘振等都是流动失稳现象, 是一种由系统或局部扰动诱发的不稳定流动。进口畸变是诱发压缩机流动失稳诸多因素之一, 表现为在压缩机进口产生一个非均匀流场, 使得压缩机在严重偏离设计工况下工作, 对其安全运行构成了威胁。

实际应用中离心压缩机的内部流动情况十分复杂, 目前很难用纯理论的方法精确地计算出其各流通部分的流动情况以及流动损失, 本研究对象为某型压缩机低压缸首级内部的流动情况, 该机组在运行过程中出现叶片断裂的恶性事件, 从进气流道的设计分析, 叶轮进口畸变导致的旋转失速而引起的叶片疲劳破坏的可能性极大。对该机组首级部分进行了数值模拟与流动分析, 动态模拟了压缩机旋转失速的发展传播过程, 以获取力学分析所需要的详细流场参数, 为进一步了解该机组的叶轮叶片断裂问题提供有利的试验依据, 同时产品稳定性的提高

也会为用户带来巨大的经济效益和社会效益。

1 物理模型

为了分析离心压缩机首级的流动情况及进行数值模拟, 需要建立压缩机低压缸首级整级的物理模型, 图 1 为整级模型, 包括进气蜗壳、进气导叶、首级 T2 叶轮及其后的无叶扩压器。根据工厂提供的图纸建立模型, 其中叶轮部分通过数据文件导入 NUMECA 的 AutoGrid5 模型生成几何模型, 其它部分在三维造型软件 Pro/E 中建立模型。

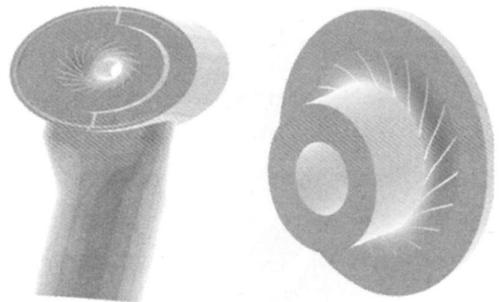


图 1 整级物理模型、全通道叶轮模型

2 数值方法、网格及边界条件

2.1 数值方法

本文分别进行了定常计算和非定常计算, 三维非定常数值模拟之所以只选择孤立转子(全通道叶轮)而不是一个整级, 主要受到 CPU 计算时间和机器内存容量等计算资源的限制, 所以只进行全通道叶轮的非常计算。在计算中求解非常雷诺平均 $N-S$ 方程, 湍流模型采用 $S-A$ 模型。数值方法空间采用中心差分格式, 同时在非常计算中采用了隐式双重时间步法以加速收敛(公式如下)。

双时间步法:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V U dV + \iiint_V \frac{\partial U}{\partial \tau} + \iint_S F \cdot dS = \iiint_V ST dV$$

$$t: \left[\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V U dV \right]^{n+1} = \frac{1.5U^{n+1}V^{n+1} - 2U^nV^n + 0.5U^{n-1}V^{n-1}}{\Delta t}$$

$$\tau: \frac{\partial U}{\partial \tau} V^{n+1} + R_{TA}(U) = 0, R_{TA}(U) = \frac{1.5U^{n+1}V^{n+1} - 2U^nV^n + 0.5U^{n-1}V^{n-1}}{\Delta t} + R(U)$$

式中: t —物理时间; τ —虚拟时间; V —控制体容积; U —守恒变量; F —守恒通量; ST —源项

2.2 计算网格

压缩机首级整级结构模型比较复杂,共分3部分进行独立网格结构划分,包括进气蜗壳、进气导叶、首级 $T2$ 叶轮及其后的无叶扩压器,本文选择在 AutoGrid5 中生成叶轮全通道网格,如图2所示,其余部分的网格在 NUMECA 软件的通用结构化网格生成模块 IGG 中生成。网格连接面采用转子冻结法进行转静子连接 (Rotor/Stator), 连接面的边界条件在 IGG 中手工设定 ROT。整级计算网格数为 7 585 135, 检查生成网格的质量,均达到了计算的要求,可以保证计算的精度。连接后的整级计算网格如图3所示。

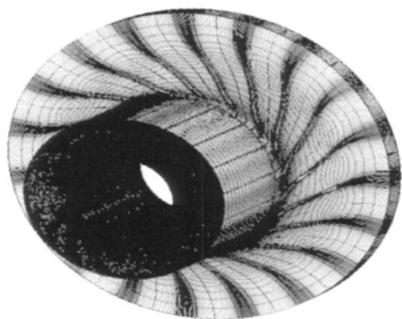


图2 全通道叶轮计算网格

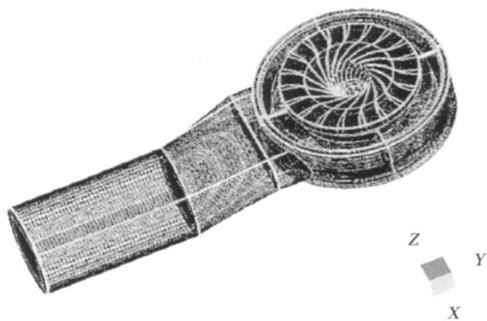


图3 整级计算网格

该例中工作介质为空气(理想气体),定常计算边界条件给定轴向进气,进口总温 263.75 K、总压 103 000 Pa,出口质量流量 37.78 kg/s,所有转动壁面给定转速 4 727 r/min(设计点工况下),其它壁面转速为零,壁面处满足无滑移条件。非定常计算时,进口总温总压在整级定常计算的基础上给定,以定常计算的结果比较真实地给定进口的非均匀总压分布,出口给定质量流量 37.78 kg/s,所有转动壁面给定转速 4 727 r/min,其它壁面转速为零,壁面处满足无滑移条件,物理时间步长设为 0.006 68 s,物理时间步设为 400 步,内循环步数为 100 步。

3 计算结果及分析

3.1 完整进口段流动计算结果及分析

以低压缸的进气蜗壳、进气导叶加上首级叶轮为计算域进行全通道的数值模拟,目的是分析整个进气流场的流动情况,同时可以获得叶轮非定常计算所需的进口真实压力和温度分布值,计算结果在 Numeca/CFview 中截取。图4为叶轮进口总压分布,我们发现压力分布是不均匀的,有明显的低压区和高压区,数值上有 10% 的压差,进一步证实了叶轮进口的来流是不均匀的,进气畸变的扰动会对叶轮内部的流动产生很大的影响。

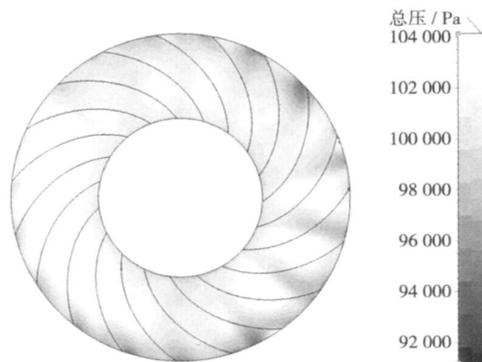


图4 叶轮进口压力分布

气体经过进气室后,圆周及径向方向均匀性很差,导致流入叶轮的气流冲角有较大的差异,图5为叶轮内部的速度分布图,从图中可以看出叶轮内部的流动是比较紊乱的,失速区域发生在叶片的局部区域,此时 A 区正处于失速状态,这部分的分离团几乎占据整个流道,造成流动在这部分流道内形成阻塞。然而由于实际过程中,失速团要经历一个发展及传播的过程,上面的定常流动计算分析结果可能有些保守和粗糙,需要进行非定常计算,以求更真

2.3 边界条件

实地模拟出旋转失速的起始、发展和传播规律, 这将有利于进一步研究叶轮通道内的旋转失速现象。

以满足非定常计算条件, 残差和压比收敛如图 6、图 7 所示, 可以看出结果分布呈周期性震荡, 是符合收敛标准的。

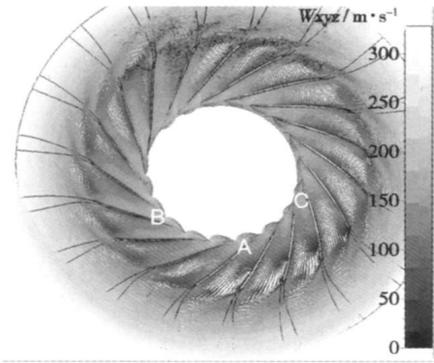


图 5 叶轮内部速度分布

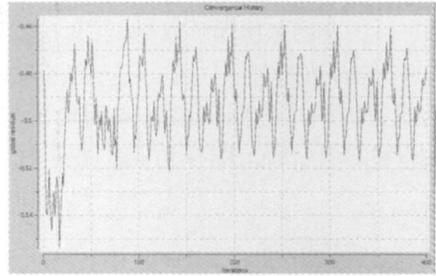


图 6 残差收敛图

3.2 非定常计算结果及分析

非定常计算是以首级全通道叶轮和无叶扩压器为计算域进行数值模拟, 首先进行全通道叶轮的定常计算, 然后在定常计算得到收敛解的基础上进行非定常计算(续算时选择 .cgns 文件), 三维非定常粘性流动计算量巨大, 本文在 Linux 操作系统下进行 5 台机器 14 个节点的并行计算, 使用 NUMECA/ fine 中的非定常计算模块, 分别进行单个和多个文件输出

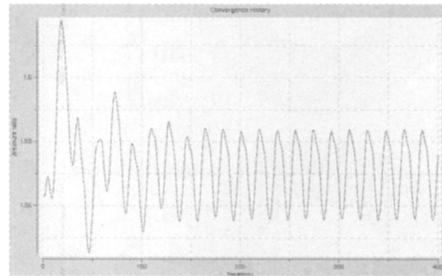


图 7 压比收敛图

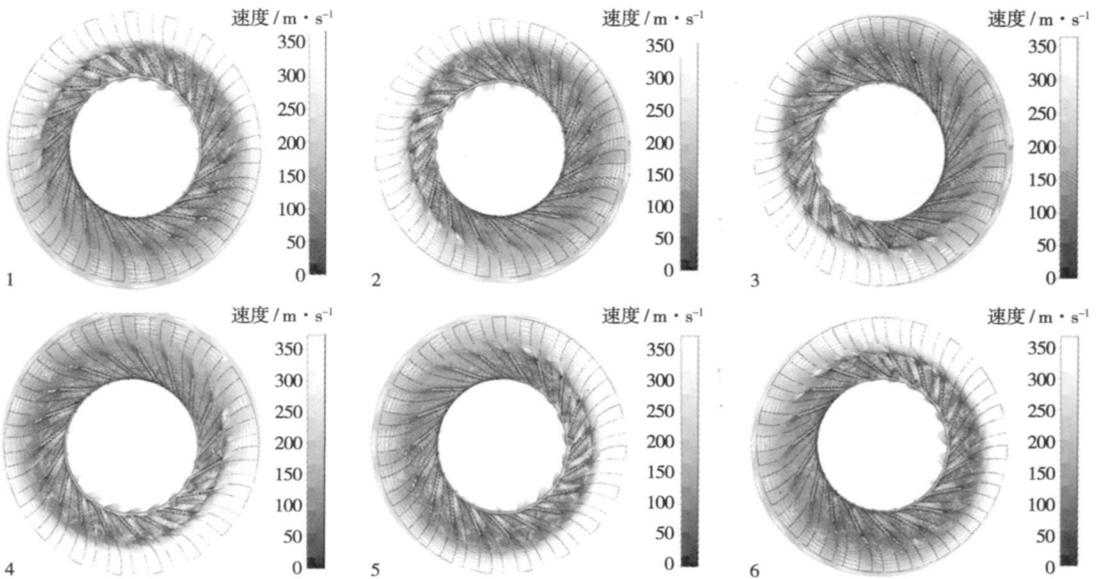


图 8 不同时间点速度分布图

分析叶轮内部的流动情况, 可以明显地看到受来流不均的影响, 部分流道内有较大的流动分离, 分别截得叶轮内部不同时间点的速度分布图, 如图 8 所

示。叶轮叶片的三维流动十分复杂, 随着流量的减少, 如果某一或几个叶片进口的气流冲角达到临界值时, 气流就首先在该叶片通道发生阻塞, 多余的气体

将被挤向相邻的通道, 导致顺转子运动方向的相邻叶片的进口气流冲角减小, 通道流通能力提高, 慢慢从失速区中脱离出来, 而逆转子运动方向的相邻叶片的进口气流冲角增大, 通道流通能力下降, 发生堵塞进入失速状态。失速团依次循环发生, 就会在叶轮内形成旋转失速, 其运动方向与叶轮旋转方向相反。

叶轮通道内的压力强弱也在周期地变化, 截得不同时间点的压力分布, 图 9 为其中 6 个时间点的

压力分布图, 可以发现伴随着叶轮内部流动的复杂化, 流量的不均匀分布, 旋转失速在叶片通道内依次发生, 叶片表面压力的分布呈现周期性变化, 低压区和高压区交替出现, 呈现一定的连续性。由于叶轮通道逐次发生失速而使内部气流减速, 同时存在叶轮反方向的运动, 这样就打破了叶轮压力的轴向对称, 达不到机器正常运转的压力要求, 容易引起气流的压力脉动, 导致叶轮气动稳定性降低。

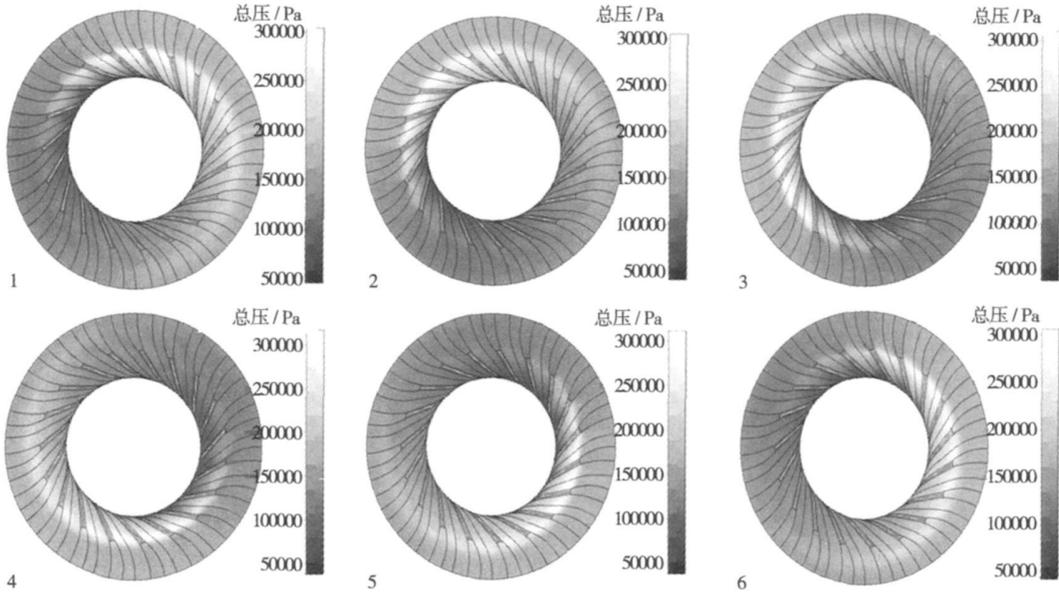


图 9 不同时间点压力分布图

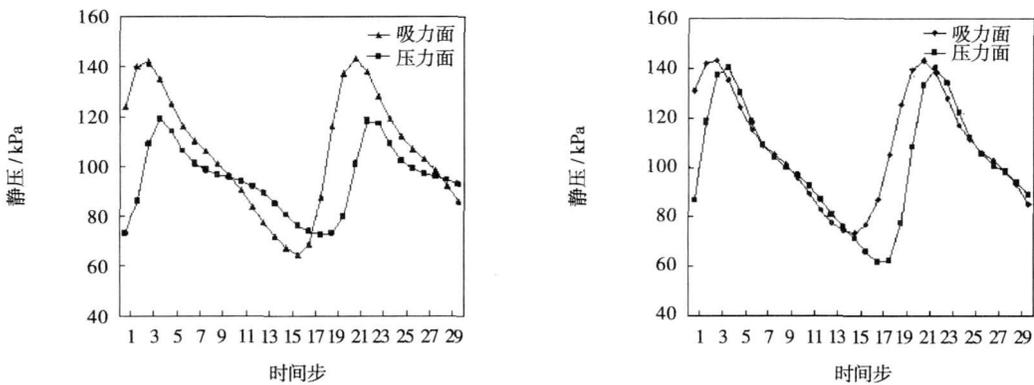


图 10 叶片表面压力随时间变化情况

分析叶片表面的压力随时间的变化情况, 图 10 给出了两对在叶片压力面和吸力面对应的点压力随时间的变化, 在不同时间点压力面和吸力面的压差是不同的, 大小方向都在变化, 最大压差为 40 kPa 左右, 这么大的压差所产生的压力脉动使得叶片表

面受力不均, 旋转失速在叶轮间的压力激振是激励转子发生异常振动的激振力, 作用在叶片上的脉动力大小和方向都随时间变化, 持续的压力脉动极易使得高速旋转的叶片发生疲劳断裂。

4 结 论

离心压缩机在运行过程中,旋转失速现象的存在是阻碍压缩机效率的提高和运行稳定的重要根源,因此对旋转失速的研究具有重要的意义。本文通过数值模拟的方法比较真实的得到了压缩机低压缸首级内部的流动情况,得到以下几点结论:

(1) 经过分析研究,发现进气蜗壳和进气导叶的设计存在一定缺陷,首级叶轮进口处来流均匀性较差,存在比较严重的来流畸变,导致在叶轮流道内的流动分离,这种来流畸变是旋转失速产生的诱因。

(2) 经过数值模拟,发现失速发生后,叶轮叶片的压力面和吸力面之间的压差比较大,将引起通道内的气流压力脉动,极易对叶片产生周期性的交变作用力而导致叶片振动,使得高速旋转的叶轮在非设计工况下工作而造成叶片的疲劳断裂,为叶片断

裂问题的解决奠定了基础。

(3) 对于产品的非定常流动分析工作是今后的研究重点,它适用于新产品前期的稳定性和可靠性分析上。本文对叶轮内部非定常流场进行了初步的研究,动态模拟了旋转失速在通道内的发展传播过程,为进一步对叶轮叶片的力学振动分析提供了依据。

参考文献:

- [1] 邹正平,徐力平. 叶轮机三维非定常流动数值模拟的研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 22(1): 1-5.
- [2] 唐狄毅. 叶轮机非定常流[M]. 北京: 国防工业出版社, 1992.
- [3] 黄钟岳,王晓放. 透平式压缩机[D]. 北京: 大连理工大学讲义, 1989.
- [4] CHEN J P, WHITFIELD D L Navier-Stokes calculations of the unsteady flow field of turbomachinery [P]. AIAA Paper 1993-0676, 1993.

(编辑 伟)

新技术、新产品

装有进口喷雾内冷的 Trent 60 燃气轮机

据《Gas Turbine World》2008年11~12月号报道, Rolls-Royce公司的航改型 Trent 60 DLE 燃气轮机发电机组在 ISO 条件下的基本负荷额定功率为 51.5 MW, 效率为 42.1%。

燃气轮机设计特点是具有 3 个独立的压气机部分。二级低压压气机装有进口可转导叶。八级中压压气机, 前三级装有可转导叶。六级高压压气机。还具有 3 个相应的涡轮部分: 单级高压涡轮、单级中压涡轮和五级低压涡轮。低压转子主要作为动力涡轮, 除了驱动低压压气机外, 它也连接到被驱动的设备。

· 额定性能: 在 2~25 °C 环境温度下, 具有进口内冷的 Trent 60 的额定输出功率为 58 MW, 效率为 42.1%。

· 快速启动: 从按下启动按钮起, 在少于 10 min 时间内机组就能从启动到达发出全部的基本负荷输出功率。

· 功率密度: 根据 58 MW 额定输出功率和 27 m×5 m 底座, 发动机的功率密度为 400 kW/m²。

该项目总的装置费用约为 4 400 万英镑, 包括 2 台 Trent 60 燃气轮机发电机组、辅机和装置平衡设备。

Trent 燃气轮机的排气流量和温度满足联合生产和联合循环项目用的余热蒸汽需要。

在接近 440 °C 排气温度和 150 kg/s 质量流量(对于 64 MW 加大功率型为 173 kg/s), 利用管道补燃可以显著增加 HRSG(余热锅炉)的蒸汽产量。

对于 1×1(1 台燃气轮机加 1 台汽轮机)联合循环配置、管道补燃到 730 °C, 具有 ISI(进口喷雾内冷)的单 Trent 60 WLE 机组的额定净输出功率为 107.5 MW, 效率为 48.4%。

(吉桂明 供稿)

Angle of Blades on the Blade Tip Leakage Flow Field of a Low-pressure Axial Flow Fan[刊, 汉] / LI Yang (College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao, China, Post Code: 266061), LU Ji-fu (College of Chemical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 286 ~ 290

An experimental and numerical study was performed of a low-pressure axial flow fan installed with blades of four different circumferential forward skew angles (1.27, 6.1, 8.3 and 12 degrees). By utilizing Reynolds Number averaged Navier-Stokes (N-S) equation group and a turbulent flow model of Spalart-Allmaras (S-A) No. 1 equation, a numerical calculation was conducted of the three-dimensional viscous flow field of the impeller at steady operation points. Under the precondition of the numerical calculation results being identical with the measured ones, analyzed was the axial distribution of blade surface pressures at the blade tip. The calculation results show that with an increase of the circumferential forward skew angle of the blades, the initial location of the blade tip leakage vortex will gradually shift toward the blade trailing edge. By employing a particle image velocimetry (PIV) system, the blade tip leakage flow field of the impeller was tested and measured, explicitly showing the evolution of the blade tip leakage vortex. It has been found that with an increase of the circumferential forward skew angle of the blades, the stability of the blade tip leakage vortex will “first become greater and then weaker”, the axial displacement of the vortex in question will “first decrease and then increase” while its circumferential displacement will “first increase and then decrease”. **Key words:** axial flow fan, circumferential forward-skewed blade, blade tip leakage flow, particle image velocimetry (PIV)

压缩机旋转失速发展传播的计算分析 = Calculation and Analysis of the Rotating Stall Development and Dissemination in a Compressor[刊, 汉] / JI Chun-jun, WANG Yang (College of Energy Source and Power, Dalian University of Science and Technology, Dalian, China, Post Code: 116023), JI Wen-hui (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 291 ~ 295

In the light of a blade fracture problem occurring to the first impeller of a compressor during its operation, set up was an inner flow field numerical-analytic platform based on a centrifugal compressor with an entire and true three-dimensional geometrical structure by using CFD (Computational Fluid Dynamics) software Numeca. A calculation was performed by choosing practical operating conditions. It has been found that a definite problem existing in the design of the air inlet chamber and guide vanes leads to a distortion of the flow field before the first-stage impeller, triggering a stall of the impeller in the compressor. Through an unsteady flow calculation, the development and dissemination process of the rotating stall was dynamically simulated and a relatively true pressure fluctuation caused by the rotating stall, obtained. As a result, a breakthrough for the study of blade fracture problems of the compressor unit was attained, offering sufficient data and information for further investigation and analysis. **Key words:** unsteady flow, rotating stall, numerical simulation

某重型燃气轮机喷嘴组流量特性试验研究 = Experimental Study of the Nozzle Group Flow Characteristics of a Heavy-duty Gas Turbine[刊, 汉] / LIU Kai, ZHANG Bao-cheng, MA Hong-an (School of Power and Energy Engineering, Shenyang Institute of Aeronautical Engineering, Shenyang, China, Post Code: 110034) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 296 ~ 299

Briefly described were the results of an experimental study on the nozzle group oil-circuit flow characteristics of a heavy-duty gas turbine (National 863 Program Major and Special Item). Through tests performed on the components and nozzle groups, the dimensions of various flow circuits of the nozzle groups were determined. A quantitative relationship of flows in mutual interference in case of the first and second circuit of the spray nozzle groups jointly supplying oil was obtained. Moreover, a quantitative relationship of the decrease in flow rate caused by such factors as welding, etc. was also acquired. The spray nozzle groups designed based on the test data have passed the single-tube combustion test with various indexes satisfying the design standard. It has been proven that the test facilities and methods are practical, feasible and reliable. The test data can well provide a reliable basis for the retrofitted design of the nozzle groups. **Key words:** heavy-duty gas turbine, nozzle group, flow characteristics, test