

空冷汽轮发电机转子风道中气体运动流场分析

吴德义

(安徽建筑工业学院 土木学院, 安徽 合肥 230022)

摘 要: 针对转子高速转动的特点, 分析了转子风道气体运动状态, 建立了数值计算模型。分析结果表明, 转子风道气体运动是由风扇和转子高速转动共同作用的结果, 以吸入式空冷汽轮发电机通风结构为例, 转子以 3 000 r/min 转速绕轴高速转动可以使风道中进风量由 0.14 kg/s 增加到 0.21 kg/s, 必须考虑转子转动对风道中气体运动的影响; 粘性模型应选择无粘, 相同条件下转子风道出口风速模型试验和数值模拟结果对比表明, 数值模拟结果符合工程实际。转子风道中气体运动流场合理计算模型应为: 以吸入式风扇和转子风道进口为进出口边界条件, 流体边界条件考虑转子转动, 墙边界条件中反映管壁表面粗糙度的相对粗糙度系数和常量分别取为 $k_s^+ = 500 \sim 1000$ 和 $C_{k_s} = 1.0$, 粘性模型选择无粘, 可用此计算模型对空冷汽轮发电机转子风道中气体运动流场进行分析。

关 键 词: 转子转动; 粘性模型; 转子风道气体运动流场

中图分类号: TM311; TK263 文献标识码: A

引 言

空冷汽轮发电机转子是影响机组寿命的关键部件, 随着空冷汽轮发电机向单机大容量发展, 对转子瞬态温度场的较为精确计算至为重要^[1]。转子为高速旋转的部件, 目前尚无直接测量温度的有效方法^[2], 采用仿真技术对转子发热结构温度场进行分析已成为主要手段^[3], 而仿真是以转子风道中气体运动流场合理分析为基础, 为保证结构温度场仿真结果符合实际, 必须对风道中气体运动流场进行较为合理分析。采用模型实验及真机实测对结构通风系统的气体运动流场进行分析, 不仅费时费工, 同时对某些部位(如转子风道内部)几近不能; 采用网络法可以对空冷汽轮发电机转子风道中的气体运动流场进行计算, 但不能考虑转子转动影响, 工程实践表明, 转子转动对转子风道中气体运动流场大小及分布影响显著; 从工程经验出发对转子风道中气体运动流场进行分析有很大的局限性^[4~5]; 可以采用数值模拟方法模拟转子转动对转子风道中气体运动流场影响, 但必须合理确定数值模拟中边界条件和粘

性计算模型。本研究以某吸入式空冷汽轮发电机转子通风结构为例, 数值模拟转子通风结构气体运动流场, 并用模型实验对结果正确性进行验证, 得出了转子风道气体运动流场数值模拟合理计算模型。

1 数值计算模型

1.1 通风结构模型

以轴线 5、6 为对称轴, 吸入式空冷汽轮发电机通风结构如图 1 所示, 转子风道通风结构如图 2 所示。整个空冷汽轮发电机通风结构为: 在吸入式风扇 1 负压作用下, 空气从定子风道入口 7 进入定子风道, 在吸入式风扇 1 负压及转子转动共同作用下, 空气从转子风道进口 3 进入转子风道, 进入定子和转子风道中空气进入气隙经气隙出口 2 由吸入式风扇 1 排出。整机数值模拟结果表明, 定子和转子风道气体运动流场分布虽有相互影响, 但影响很小, 因此, 可以将转子通风结构和定子通风结构分离。转子风道气体运动流场分析可简化为: 空气从转子风道进口 3 进入风道后流入气隙, 经气隙出口 2 由风扇排出, 忽略定子风道空气运动对转子风道空气运动影响。对转子风道气体运动流场进行数值模拟时, 必须合理确定粘性模型, 边界条件以及气体运动状态。

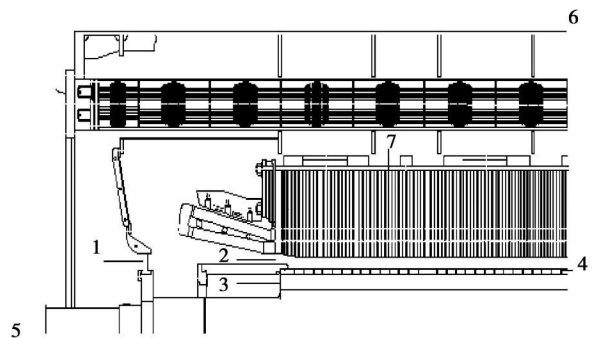


图 1 汽轮发电机通风结构

收稿日期: 2008-11-17; 修订日期: 2009-03-26

作者简介: 吴德义(1966-), 男, 安徽贵池人, 安徽建筑工业学院教授。

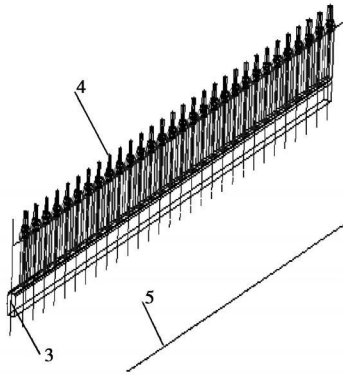


图 2 转子通风结构

1.2 转子风道中空气流动状态分析

空气在转子风道中运动流场分布和空气运动阻力损失即沿程阻力损失和局部阻力损失有关。局部阻力损失是由于结构几何形状的变化造成的, 局部阻力系数主要和结构形状改变有关^[6]; 沿程阻力损失是由于空气在转子风道中运动摩擦造成的, 沿程阻力系数和空气运动雷诺数、管壁粗糙度等有关, 圆管沿程阻力损失为^[9]:

$$\Delta p_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{u_m^2}{2} \quad (1)$$

式中: Δp_L —沿程阻力损失, Pa; λ —沿程阻力系数; D —转子风道直径, m; L —沿程长度, m; ρ —空气密度, kg/m^3 , 取 $\rho = 1.29 \text{ kg}/\text{m}^3$; u_m —气体运动平均速度, m/s。

流体运动状态影响沿程阻力系数^[6], 当 $Re < 2000$ 时, 沿程阻力系数仅和流体运动雷诺数有关, 管壁粗糙度 h_0 对沿程阻力系数影响较小; 当 $4000 < Re < 26.98(\frac{D}{h_0})^{8/7}$ 时, 对于水力光滑管完全发展湍流, 沿程阻力系数也仅和流体运动雷诺数有关; 当 $26.98(\frac{D}{h_0})^{8/7} < Re < 4160(\frac{D}{2h_0})^{0.85}$ 时, 粗糙管在过渡区中完全发展湍流, 沿程阻力系数不仅和粘性有关, 并和管壁粗糙度有关; 当 $Re > 4160(\frac{D}{2h_0})^{0.85}$ 时, 粗糙管在过渡区中完全发展湍流, 沿程阻力系数仅和相对粗糙度有关, 此时气体运动近于无粘状态, 对于本吸入式空冷汽轮发电机转子风道, 当 $Re \geq 1 \times 10^6$ 时气体运动近于无粘状态。

高速旋转转子风道中气体运动雷诺数为^[11]:

$$Re = \frac{\omega R^2 \rho}{\mu} \quad (2)$$

式中: ω —转子转速, rad/s, 取 $\omega = 157 \text{ rad/s}$; R —风道中气体绕转轴转动半径, m, 取 $R = 1.0 \text{ m}$; μ —空

气粘性系数, 取 $\mu = 1.81 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 。

由式(2)可得: $Re = 1 \times 10^7$ 。因此, 空冷汽轮发电机转子风道中气体运动近于无粘状态, 粘性模型选择可按无粘处理。

转子风道中的流体随转子转动产生涡, 可以采用定常有旋无粘流的伯努力方程描述转子风道中气体运动:

$$p + \frac{\rho}{2} v^2 + \rho g z + \rho \int \omega r dr = c_1 \quad (3)$$

质量守恒方程为:

$$mv = c_2 \quad (4)$$

如果已知吸入式风扇边界条件, 转子风道进口处静压 p_2 , 空气随转子转动转速 ω , 由式(3)与式(4)可确定转子风道出口处空气运动速度及转子各风道中空气运动流场。

1.3 边界条件

1.3.1 吸入式风扇边界条件

风扇性能参数如表 1 所示, 不同进口压差作用下风量如表 2 所示。

表 1 风扇结构参数

风扇结构参数	数值
叶片外径/m	1.26
叶片内径/m	0.98
风扇转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	3 000
切向速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	150

表 2 风扇性能参数

进口压差/kPa	流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
1.20	8
1.18	10
1.16	12
1.14	14
1.12	16
1.10	18
1.06	20
1.02	22

吸入式风扇边界条件可通过总压差和风量的关系表示, 其关系式为:

$$\Delta p = k_0 + k_1 Q + k_2 Q^2 + k_3 Q^3 + k_n Q^n \quad (5)$$

式中: Q —流量, m^3/s ; k_0, k_1, k_2, k_3, k_n —系数, 其值大小和风扇特性有关, 一般取前 4 项; Δp —进口压差, kPa。

在风扇几何尺寸及位置确定的基础上, 风扇边

界条件中必须确定该面上进口压差与流量的函数关系式中 k_0, k_1, k_2, k_3 系数。

根据表 2 中参数, 不同进口压差和风量关系的回归方程为:

$$\Delta P = 1375.6 - 35.1Q + 2.11Q^2 - 0.057Q^3 \quad (6)$$

1.3.2 出口边界条件

转子风道虽从进口 3 进风, 但对于吸入式风扇, 可定义为压力出口边界条件, 定义出口相对表静压为零。

1.3.3 流体边界条件

转子风道中气体运动主要是由于转子高速转动引起的, 流体边界条件中必须定义转子风道中气体高速转动。本计算模型中, 定义转子风道中空气以转速 157 rad/s 绕转轴 5 转动。

1.3.4 墙边界条件

管壁粗糙度对沿程阻力系数影响和流体运动状态紧密相关, 必须根据流体运动雷诺数大小判断管壁粗糙度对沿程阻力系数影响属于阻力区域, 依据不同阻力区域计算公式确定沿程阻力系数大小^[7]。

本计算模型转子风道中气体运动雷诺数 $Re = 1 \times 10^7$, 气体运动阻力区域属阻力平方区^[6], Fluent 程序通过定义管壁相对粗糙度 k_s^+ 和反映粗糙度影响程度的常量 C_{k_s} 分析墙面粗糙度对空气运动影响^[7], 对于本计算模型可取 $k_s^+ = 500 \sim 1000$, $C_{k_s} = 1.0$ 。

2 不同条件下数值模拟结果及分析

2.1 不同条件下数值模拟结果

为了分析转子转动和气体运动粘性模型选择对转子风道中气体运动流场的影响, 以风扇为进口边界条件, 风扇性能参数如表 2 所示, 以转子风道进口 3 为出口边界条件, 相对表静压为零, 分以下 3 种情况模拟转子风道中的气体运动流场:

- (1) 转子静止, 粘性模型选择无粘, 模拟转子风道中气体运动流场;
- (2) 转子以 3 000 r/min 速度绕轴转动, 粘性模型选择无粘, 模拟转子风道中的气体运动流场;
- (3) 转子以 3 000 r/min 速度绕轴转动, 粘性模型选择有粘 Spalart-Allmaras, 数值模拟转子风道中气体运动流场。

不同条件下转子风道出口气体运动速度数值模拟结果如图 3 ~ 图 5 所示。

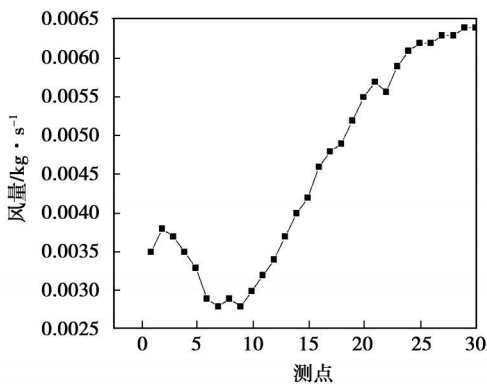


图 3 转子风道出口空气流量分布 (转子静止, 无粘)

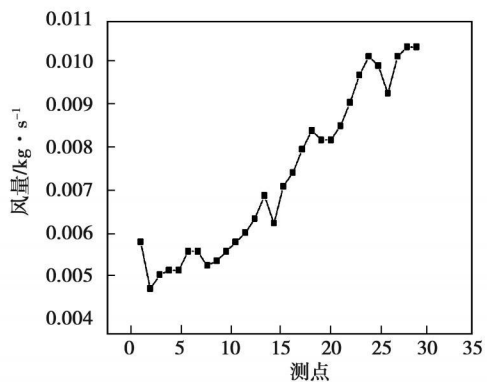


图 4 转子风道出口空气流量分布 (转子转速 3 000 r/min, 无粘)

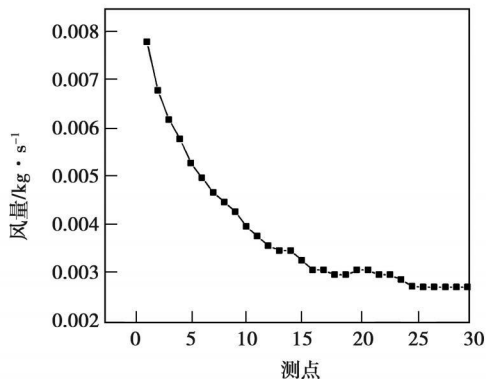


图 5 转子风道出口空气流量分布 (转子转速 3 000 r/min, 有粘)

2.2 不同条件下数值模拟结果分析

比较图 3 与图 4 的计算结果, 可以看出转子转动使转子风道总进风量从 0.14 kg/s 增加到 0.21 kg/s。由此可见, 转子转动使风道中气体运动速度明显增加, 分析转子风道中气体运动流场必须考虑转子转动影响。

比较图 4 与图 5 的计算结果, 可以看出粘性的

增加不仅使转子风道中的进风量从 0.21 kg/s 减小到 0.10 kg/s , 同时使风道中的风速分布产生改变, 粘性较大时, 离风道进口越近, 风速越大; 粘性较小时, 离风道进口越近, 风速越小。因此, 必须合理确定转子风道中的气体运动状态, 从而合理选择计算模型才能使计算结果符合实际。

3 转子风道出口气体运动速度模型实测

为了合理确定数值计算模型, 验证数值模拟结果正确性, 根据真机通风结构, 制作 1:1 实验模型, 模型用木料制作, 表面镶金属材料, 转子采用电动机驱动以 $3\ 000 \text{ r/min}$ 转速绕轴转动, 模型风扇性能参数和真机相同, 采用速度探针测量转子风道出口风速, 实验结果如图 6 所示。比较图 4 和图 6 可以看出两者基本相符, 说明转子风道气体运动流场数值模拟时粘性模型应选择无粘, 应考虑转子转动对风道气体运动影响。

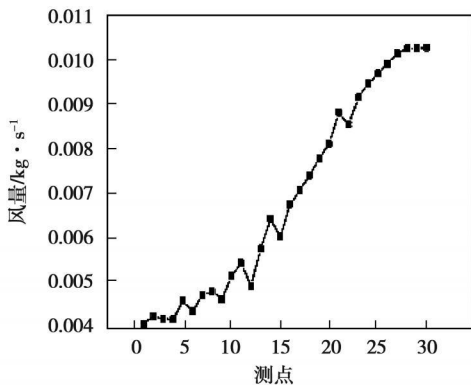


图 6 转子风道出口流量分布实验结果

4 结 论

(1) 转子风道中气体运动是由风扇和转子转动共同作用的结果, 转子高速转动对风道中气体运动

流场产生显著影响, 不可忽略。以吸入式空冷汽轮发电机通风结构为例, 转子以 $3\ 000 \text{ r/min}$ 转速绕轴高速转动可以使风道中进风量由 0.14 kg/s 增加到 0.21 kg/s 。

(2) 转子风道中气体运动处于无粘状态, 应选择无粘模型进行数值模拟分析。如果选择有粘模型, 转子风道中气体运动流场数值模拟结果和工程实际明显不符。

(3) 针对转子高速转动特点, 建立了合理的数值计算模型, 可对转子风道气体运动流场进行较为准确分析。合理计算模型应为: 以吸入式风扇和转子风道进口为进出口边界条件, 流体边界条件考虑转子转动, 墙边界条件中反映管壁表面粗糙度的相对粗糙度系数和常量分别取为 $k_s^+ = 500 \sim 1000$ 和 $C_{k_s} = 1.0$, 粘性模型选择无粘。

本文为安徽建筑工业学院博士后启动基金资助项目 (20050501)

参考文献:

- [1] 刘彦丰, 郝润田. 汽轮发电机转子二维温度场在线仿真模型建立[J]. 热能动力工程, 2008, 23(2): 127-130.
- [2] 张忠海, 王庆铎. 空冷汽轮发电机技术与特点[J]. 大电机技术, 2000(6): 10-13.
- [3] 路义萍, 李伟力. 大型空冷汽轮发电机转子温度场数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(12): 7-13.
- [4] 唐群一. 新安江水电厂发电机通风系统改造[J]. 大电机技术, 1997(6): 6-11, 19.
- [5] 鲁长擦, 杨宏举. 水轮发电机通风系统相似方法及通风系统的改造[J]. 大电机技术, 1997, (2): 1-6.
- [6] 郑洽余, 卢钟琪. 流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1979.
- [7] 吴德义. 大型空冷汽轮发电机通风传热的三维数值模拟[D]. 武汉: 华中科技大学, 2004.

(编辑 孙显辉)

新技术、新工艺

汽轮机低压缸叶片破坏原因

据《Электрические станции》2009年1月号报道, 由于ЛМЗ(列宁格勒金属工厂)K-300-240型汽轮机低压缸第33级两个叶片断裂, 利用取自备用转子的已装上叶片的轮盘更换了低压缸的第33级和第34级。

提交了对汽轮机次末级已损坏的叶片进行目视检查、仪器试验和金相研究的结果, 进行了叶片金属性能的比较, 评定了温度范围对试样硬度和结构状态的影响。

叶片破坏可能的原因是在转子轴上拆卸和安装轮盘时, 由于利用气体火焰方法完成加热工艺操作时金属局部的过热造成叶片微淬火。

为了提高低压缸叶片装置的可靠性, 必须在拆卸和安装装有叶片的轮盘时不允许叶片的微淬火。

(吉桂明 摘译)

wetness removal stage, wetness removal efficiency

空冷汽轮发电机转子风道中气体运动流场分析= **Analysis of the Air Motion Flow Field in the Air Duct of an Air-cooled Steam Turbine Generator Rotor**[刊, 汉]/WU De-yi (School of Civil Construction Engineering, Anhui College of Building Industry, Hefei, China, Post Code: 230022)//Journal of Engineering for Thermal Energy &Power. — 2009, 24(6). — 710 ~ 713

In the light of the features of rotors running at a high speed, analyzed was the air moving status in the air duct of the rotors with a numerical calculation model being established. The analytic results show that the air motion in the rotor air duct is the result of a joint action of the fan and rotor high speed rotation. With the ventilation structure of a suction type air-cooled turbogenerator serving as an example, a rotor rotating at a speed of 3 000 r/min can increase the air admission quantity of the air duct from 0.14 kg/s to 0.21 kg/s, and the influence of the rotor rotation on the air motion in the air duct must be taken into account. The inviscid version should be chosen for a viscid model. A comparison of model test results of the rotor air duct outlet air speed with the numerical simulation ones under same conditions indicates that the numerical simulation ones are in agreement with relevant engineering practice. A rational calculation model for the air motion flow field in the air duct of the rotors shall be as follows: the suction type fan and the inlet of the air duct of the rotor are used as the inlet and outlet boundary conditions, the rotor rotation is considered in the fluid boundary condition, the relative coarseness coefficient and constants in the wall boundary conditions which reflect the surface coarseness of the tube walls shall be $K_s^+ = 500 \sim 1000$ and $C_k = 1.0$ respectively. An inviscid model would be chosen for the viscous model. The calculation model in question can be used to analyze the air motion flow field in the rotor air duct of the air-cooled turbogenerator. **Key words:** rotor turning, viscous model, air motion flow field in the air duct of a rotor

跨音速压气机中展弦比对弯掠叶片气动性能影响的分析= **Analysis of the Influence of the Aspect Ratio of a Transonic Compressor on the Aerodynamic Performance of Bowed and Swept Blades**[刊, 汉]/ZHANG Yong-jun, WANG Hui-she (Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190), FENG Guo-tai (College of Energy Science and Power Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001)//Journal of Engineering for Thermal Energy &Power. — 2009, 24(6). — 714 ~ 718

A comparison of the numerical calculation results of a transonic stationary cascade with the test ones shows that they are in relatively good agreement. To determine an appropriate aspect ratio for bowed and swept blades in a transonic compressor, numerically analyzed were the flow fields of the bowed and swept blades with 0 ~ 30 degrees having an aspect ratio of 1.25, 1.50 and 2.00 respectively at an attack angle of 0 degree. It has been found that when the bowed and swept angle is set at 10 degrees, the bowed and swept blades with a small aspect ratio have a comparatively conspicuous influence on the blade performance. When the above-mentioned angle is 20 degrees, the blades with a big aspect ratio exercise a relatively obvious influence on the blade performance. The bowed and swept blades can make the shock waves at the leading edge being converted to oblique shock waves and weaken the intensity of the passage shock waves, thus reducing the shock wave losses of the cascade. It can be proven that the magnitude of the aspect ratio under the transonic conditions represents an important reference factor on how to use the bowed and swept blades. **Key words:** diffusion cascade, bowed and swept blade, turning angle, transonic compressor

压气机分层优化气动设计体系研究= **A Study of an Aerodynamic Design System for the Layered Optimization of a Compressor**[刊, 汉]/JIANG Bin, WU Xiao-peng, WANG Song-tao, et al (College of Energy Science and Power Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001)//Journal of Engineering for Thermal Energy &Power. — 2009, 24(6). — 719 ~ 724

On the basis of a design idea involving layered aerodynamic optimization of compressors, in combination with an optimization algorithm and CFD (computational fluid dynamics) techniques as well as a compressor aerodynamic design program,