

碰摩转子系统在轴向推力作用下的分岔研究

安学利, 周建中, 李超顺, 张勇传

(华中科技大学 水电与数字化工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要: 推导建立了碰摩转子在轴向推力作用下的非线性动力学方程, 分别以质量偏心和转子转速比为控制参数, 对碰摩转子横向振动和轴向振动的分岔等非线性特性进行了数值分析。仿真分析表明: 转子横向振动分岔图中, 存在周期 1 运动、周期 2 运动及复杂的拟周期运动等。同时, 从转子轴向振动分岔图可以看到系统以一种拟周期路径方式运动, 随着质量偏心的增大, 系统会突变为混沌运动, 且会一直持续下去。分析结果为实际转子系统的碰摩故障分析提供了必要的理论依据。

关 键 词: 转子系统; 碰摩; 轴向推力; 质量偏心; 分岔; 混沌

中图分类号: TK263.6 文献标识码: A

引 言

振动分析方法是旋转机械故障诊断中应用最多且最有效的方法, 通过监测机组振动, 分析其异常信号, 可以识别出机组大部分的故障类型。然而, 机组的轴向振动经常被人们忽视, 现有的振动控制指标, 绝大部分是针对径向振动的, 而机组设备振动监测理论也多是建立在径向振动基础之上的。对于仅装配有径向轴承的旋转机械, 由于轴承限制的主要是径向振动, 机组轴向受到的约束较弱, 使得机组即使在轴向受到一个很小的激振力, 都有可能产生较大的轴向振动, 给机组带来的危害可能更大, 应该引起足够的重视^[1~4]。

水电机组运行中作用于转子上的轴向作用力包括转子的重力、电磁力和水推力等, 其中, 重力的方向是向下的; 电磁力只在转子与定子轴向不对中时产生, 且转子偏低时电磁力方向向上, 转子偏高时其方向向下; 作用于转轮上的水推力增加了推力轴承的载荷, 也增加了推力轴承所消耗的摩擦功率^[5~7]。作用于水轮发电机组轴向总推力, 不但直接影响推力轴承设计的技术要求和经济指标, 而且还会影响

机组的发电效率, 有可能造成运行中出现机组抬起现象, 直接影响水电站的运行安全和稳定性。

汽轮机在运行中沿蒸汽流动方向会产生轴向推力, 轴向推力作用于转子上使转子产生轴向串动。为了保证转子与汽缸之间的轴向位置, 在汽轮机上会安装推力轴承。但当推力瓦工作失常、汽轮机发生水冲击或汽轮机叶片积有盐垢使通流面积缩小时, 会使汽轮机轴向推力大大增大, 转子与汽缸的位置发生变化, 导致汽轮机动、静部分发生摩擦, 动、静叶片和汽封等设备发生损坏^[8~9]。如果汽轮发电机组轴承座出现过大的轴向振动, 将影响发电机组的安全稳定运行, 因此有必要对其轴向振动进行分析研究。

旋转机械在运行过程中, 由于转子受到不平衡过大、不对中、热膨胀及热弯曲等因素的作用, 常发生动静件碰摩故障, 导致转子系统一系列不良后果。碰摩使转子及静子受到切向摩擦力和冲击力作用, 在一定条件下, 这种突加激励可使转子产生反动动, 严重时会使振动不断加剧, 导致失稳, 使旋转机械无法正常运转^[10~13]。因此, 研究旋转机械的碰摩及其故障特征, 具有重要的实用意义。

本文建立了碰摩转子在轴向推力作用下的非线性动力学方程, 并分别以质量偏心和转子转速比为控制参数, 研究了碰摩转子横向振动和轴向振动的分岔等非线性特性。

1 碰摩转子在轴向推力作用下的动力学方程

假定转子是立式、刚性的, 在轴向受到外推力作用, 静止时转子与定子的间隙为 δ 则碰摩时的法向力 F_N 与切向摩擦力 F_T 可以表示为:

$$F_N = (\delta - \delta_c) k_c \quad (1)$$

收稿日期: 2008-03-28; 修订日期: 2008-12-22

基金项目: 科技部水利部公益性行业科研专项经费基金资助项目(200701008); 国家自然科学基金雅 蓉江联合研究基金资助项目(50539140); 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20050487062)。

作者简介: 周建中(1980-) 男, 湖北武汉人, 华中科技大学教授。

$$F_T = fF_N \quad (2)$$

式中: f —转子与定子间的摩擦系数; k_c —定子的径向刚度。此时, $\hat{\varphi} > \delta$ 其中 $\hat{\varphi} = \sqrt{x^2 + y^2}$ 为转子径向位移, (x, y) 为转子形心横向坐标。由于转子受到轴向推力作用, 所以转子碰摩时产生的切向摩擦力 F_T 在轴向和横向可分解为:

$$F_z = -F_T \sin \theta \quad (3)$$

$$F_{Tr} = F_T \cos \theta \quad (4)$$

其中: F_z 、 F_{Tr} —切向摩擦力 F_T 的轴向分力、横向分力。式中 $\cos \theta = \frac{v_r}{\sqrt{v_r^2 + v_z^2}}$, $\sin \theta = \frac{v_z}{\sqrt{v_r^2 + v_z^2}}$, $v_z = \dot{z}$ 为转子轴向线速度, z 为转子形心轴向坐标, 以垂直向上为正方向, $v_r = R\omega + \frac{x\dot{y} - y\dot{x}}{\sqrt{x^2 + y^2}}$ 为转子横向线速度, R 为碰摩点到转子形心的距离, ω 为转子自转角速度。

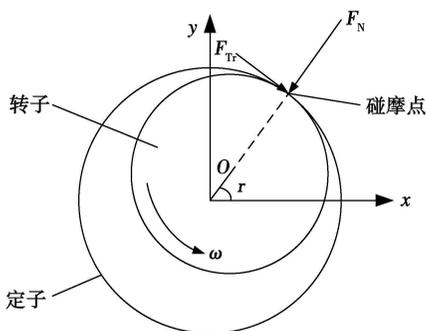


图 1 转子横向受力示意图

轴向推力作用力下的转子横向受力如图 1 所示, 则在 $x-y$ 坐标系中, 碰摩力可表示为:

$$F_x = -F_N \cos \gamma + F_T \sin \gamma \quad (5)$$

$$F_y = -F_N \sin \gamma - F_T \cos \gamma \quad (6)$$

式中: γ 是碰摩点的法向与 x 轴的夹角, $\sin \gamma = \frac{y}{\hat{\varphi}}$, $\cos \gamma = \frac{x}{\hat{\varphi}}$ 。当 $\hat{\varphi} > \delta$ 时, 碰摩发生, 由拉格朗日方法可以推导出碰摩转子在轴向推力作用下的非线性动力学方程:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_x + m\omega^2 \cos \phi \quad (7)$$

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_y + m\omega^2 \sin \phi \quad (8)$$

$$m\ddot{z} + c_z\dot{z} + k_z z = F_z + F_e \cos \omega_e t - mg \quad (9)$$

式中: m —转子质量; c — x 、 y 方向阻尼系数; c_z — z 方向阻尼系数; k 、 k_z —轴承支承刚度; e —转子偏心距; $\Phi = \omega t$; F_e 、 ω_e —轴向推力的幅值和频率。

为方便计算分析, 整理方程式(1)~式(9)得出

轴向推力作用下, 考虑碰摩力影响的转子系统运动方程:

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_0\dot{x} + \omega_0^2 x + \frac{k_c}{m} \left(1 - \frac{\delta}{\sqrt{x^2 + y^2}}\right) \times$$

$$\left(x - f \frac{v_r}{\sqrt{v_r^2 + v_z^2}} y\right) = e\omega^2 \cos \phi \quad (10)$$

$$\ddot{y} + 2\xi\omega_0\dot{y} + \omega_0^2 y + \frac{k_c}{m} \left(1 - \frac{\delta}{\sqrt{x^2 + y^2}}\right) \times$$

$$\left(y + f \frac{v_r}{\sqrt{v_r^2 + v_z^2}} x\right) = e\omega^2 \sin \phi \quad (11)$$

$$\ddot{z} + 2\xi_z\omega_z\dot{z} + \omega_z^2 z + \frac{k_c}{m} f \left(\sqrt{x^2 + y^2} - \delta\right) \frac{z}{\sqrt{v_r^2 + v_z^2}} = \frac{F_e}{m} \cos \omega_e t - g \quad (12)$$

式中: $\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$, $\xi_z = \frac{c_z}{2\sqrt{k_z m}}$, $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$,

$\omega_z = \sqrt{\frac{k_z}{m}}$ 。

2 计算结果及分析

2.1 计算参数

在方程式(10)~式(12)中, 令 $\Omega = \omega / \omega_0$, 计算选用参数为: $m = 20$ kg, $\xi = 0.13$, $\xi_z = 0.15$, $\omega_0 = 16$ Hz, $\omega_e = 22$ Hz, $\delta = 0.0018$ m, $k_c = 2\,500\,000$ N/m, $f = 0.1$, $R = 0.1$ m, $F_e = 9$ N, $\omega_z = 20$ Hz。

2.2 质量偏心对碰摩转子横向振动的影响

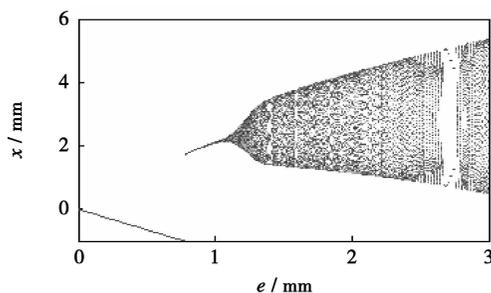


图 2 以质量偏心为控制参数的横向振动分岔图

图 2 是 $\Omega = 2.0$ 时以质量偏心为控制参数的横向振动分岔图。从图中可以看出, 在 $e = 0 \sim 3$ mm 范围内, 存在有周期 1 运动、周期 2 运动及复杂的拟周期运动等。质量偏心较小时, 系统为周期 1 运动, 表现在 Poincaré 图上其吸引子为一个点, 如图 3(a) 所示, 其轴心轨迹呈现为非常规则的圆形; 随着质量偏心的增加, 系统运动由周期 1 运动分岔为拟周期运动, 在 Poincaré 图上其吸引子会由一个点变成一

个封闭圆环, 且会出现阵发性的拟周期环面破裂现象, 如图 3(b)和(c)。在转子系统运动过程中, 还会出现周期 2 运动, 其吸引子表现在 Poincaré 图上为两个点, 如图 3(d)。此结论与文献[14]的分析结果一致, 即在质量偏心较小时, 碰摩转子系统运动是周期 1 的同频振动; 随着质量偏心量的增大, 系统会呈现出周期 2、拟周期等振动。

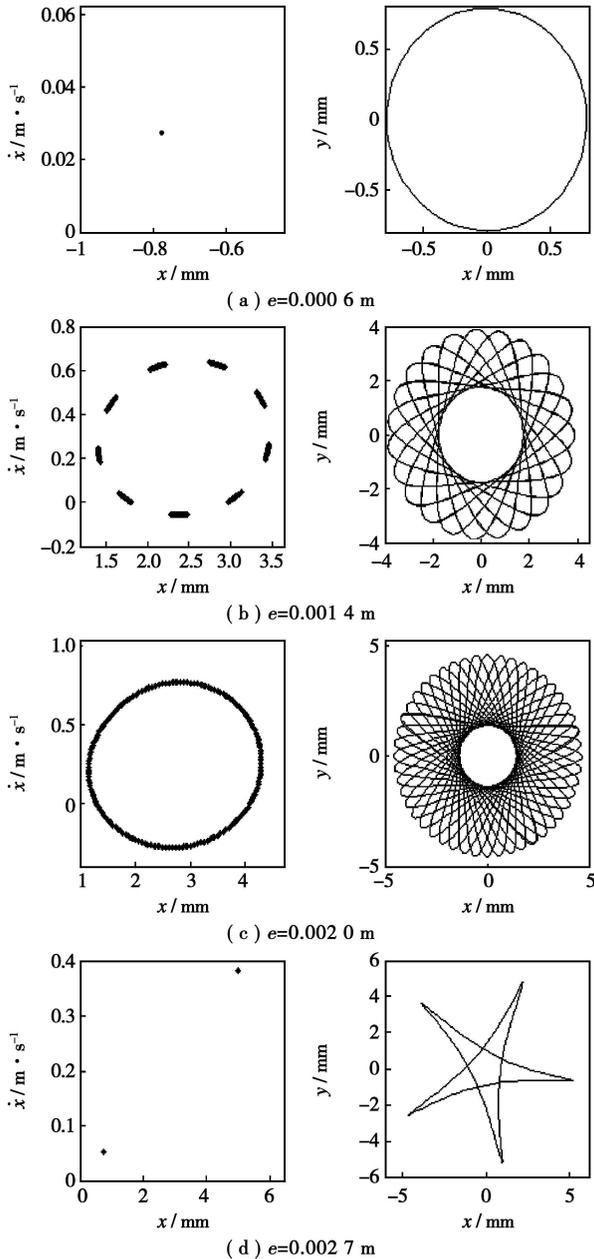


图 3 不同质量偏心时的 Poincaré 图和轴心轨迹图

图 4 是以 Ω 为控制参数的横向振动分岔图, 由图可知, 质量偏心的改变对横向振动分岔的影响是明显的。当 $e=0.0004\text{ m}$ 时, 系统运动相对简单, 保持周期 1 运动, 在横振分岔图中表现为一近似光

滑的曲线, 见图 4(a)。随着质量偏心的增大, 系统在局部开始出现复杂的运动区域, 通过此复杂区后, 系统又恢复为简单的周期 1 运动形式, 见横振分岔图 4(b)。质量偏心越大, 系统运动越复杂, 复杂运动区域增多, 区域范围增大, 且周期 1 运动与复杂的拟周期运动是相间出现的, 如图 4(c)所示。文献[15]中通过改变质量偏心量和转速比的大小所获得的一系列系统响应结果与本文图 4 所得出的结论相似, 即转子系统会出现周期 1、拟周期甚至混沌响应。当质量偏心不大时, 碰摩转子主要出现分频振动, 或拟周期振动。当质量偏心足够大且转速很高时, 系统会出现更为复杂的运动。

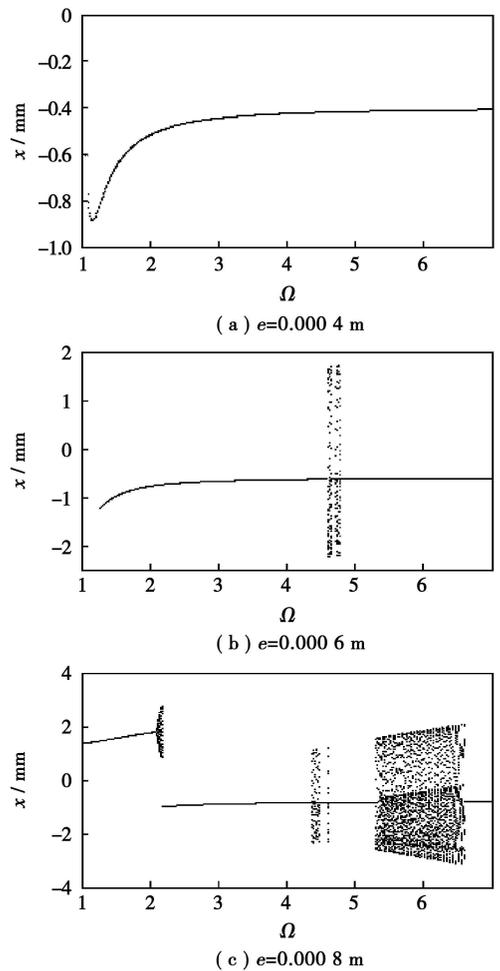


图 4 以 Ω 为控制参数的横向振动分岔图

2.3 质量偏心对碰摩转子轴向振动的影响

图 5 是 $\Omega=3.0$ 时以质量偏心为控制参数的轴向振动分岔图, 在 $e=0\sim 3\text{ mm}$ 范围内, 可以看到系统运动是一种拟周期路径方式。质量偏心较小时, 系统为拟周期形式运动, 保持该状态一直到 $e=1.2\text{ mm}$ 时, 突变为混沌运动, 且会一直持续下去。即当

转子质量偏心量不大时, 碰摩转子呈现出拟周期振动; 当转子质量偏心量足够大时, 转子系统出现复杂的混沌运动^[14~16]。图 6 给出了不同质量偏心情况下的两种状态, 当 $e=0.3 \text{ mm}$ 时, 系统处于拟周期状态, 吸引子为有限个点, 如图 6(a) 所示; 图 6(b) 中 $e=1.2 \text{ mm}$ 时, 轴向振动开始进入混沌运动状态, Poincaré 图上的吸引子出现明显的分形特征。

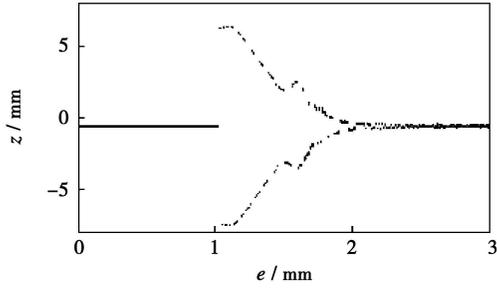


图 5 以质量偏心为控制参数的轴向振动分岔图

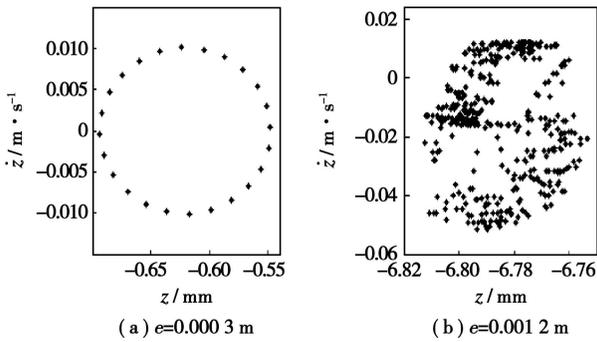


图 6 不同质量偏心时的轴向振动 Poincaré 图

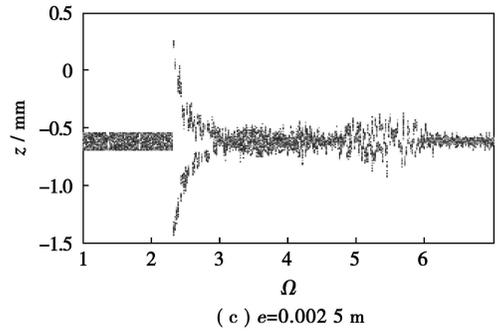
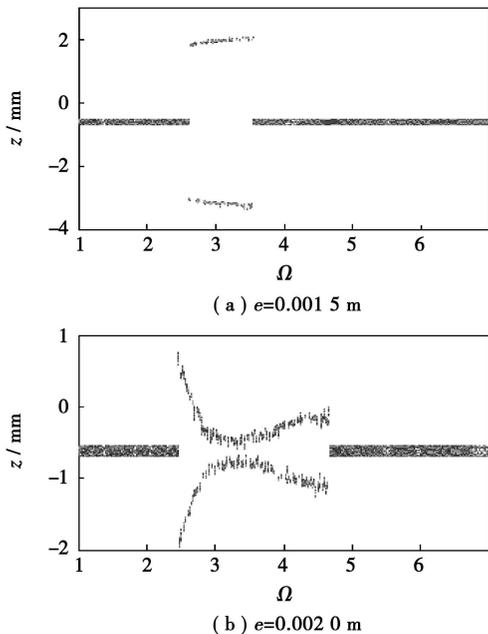


图 7 以 Ω 为控制参数的轴向振动分岔图

图 7 是以转速比为控制参数的不同质量偏心情况下的轴向振动分岔图。由图可知, 随着质量偏心的增加, 系统复杂运动区的范围越来越大, 但复杂运动区的最大位移值有减小的趋势。

3 结 论

(1) 通过对碰摩转子在轴向推力作用下运动情况的分析, 建立了该种情况下的碰摩转子非线性动力学微分方程, 并应用数值方法研究了转子系统的分岔行为等非线性特性。

(2) 以质量偏心为控制参数的横向振动分岔图中, 在 $e=0\sim 3 \text{ mm}$ 范围内, 存在周期 1 运动、周期 2 运动及复杂的拟周期运动, 还会出现阵发性的拟周期环面破裂现象。

(3) 质量偏心对横向振动分岔的影响是明显的, 质量偏心越大, 系统运动越复杂, 复杂运动区域增多, 且复杂区域范围增大。

(4) 以质量偏心为控制参数的轴向振动分岔图中, 在 $e=0\sim 3 \text{ mm}$ 范围内, 可以看到系统是以一种拟周期路径方式运动。系统在小质量偏心时为拟周期形式运动, 随着质量偏心的增大, 系统会突变为混沌运动, 且会一直持续下去。

(5) 质量偏心对轴向振动分岔的影响也是明显的, 随着质量偏心的增加, 系统复杂运动区的范围越来越大, 但复杂运动区的最大位移值有减小的趋势。

参考文献:

[1] 韩玉峰. 汽轮发电机组轴向振动的分析和处理[J]. 汽轮机技术, 2005, 47(1): 59-60.
 [2] 张思青, 沈 东, 王晓萍, 等. 水力机组轴向振动机理分析研究[J]. 水利水电科技进展, 2004, 24(1): 40-43.
 [3] 刘德有, 游光华, 王 丰, 等. 混流可逆式水轮机转轮轴向往水推力计算分析[J]. 河海大学学报(自然科学版), 2004, 32(5): 557-561.

- [4] 董玉培. 大型汽轮发电机组发电机后轴承轴向振动产生的原因及消除对策[J]. 汽轮机技术, 2005, 47(3): 206-207.
- [5] 王海军, 练继建, 杨敏, 等. 混流式水轮机轴向动荷载识别[J]. 振动与冲击, 2007, 26(4): 123-125.
- [6] 李人丰, 李小平, 钱晓, 等. 混流式水轮机转轮倒置安装轴向水推力的计算[J]. 水力发电, 2001(5): 50-52.
- [7] 邱家俊, 段文会. 水轮发电机转子轴向位移与轴向电磁力[J]. 机械强度, 2003, 25(3): 285-289.
- [8] 崔叔存. 汽轮机级的结构与轴向推力计算[J]. 发电设备, 2003(2): 45-51.
- [9] 蔡国木. 汽轮发电机轴承轴向振动超标的原因与综合治理[J]. 节能技术, 2004, 22(4): 61-62.
- [10] 何成兵, 杨昆, 顾煜炯. 质量偏心对碰摩转子弯振和扭振特性的影响[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(7): 105-110.
- [11] 王宗勇, 吴敬东, 闻邦椿. 质量慢变转子系统的松动与碰摩故障研究[J]. 振动工程学报, 2005, 18(2): 167-171.
- [12] 李永强, 刘杰, 刘宇, 等. 碰摩转子弯扭摆耦合振动非线性动力学特性[J]. 机械工程学报, 2007, 43(2): 44-49.
- [13] 赵春雨, 路忠良, 姚红良, 等. 刚性转子系统的碰摩与油膜非线性动力学耦合[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2006, 27(7): 790-793.
- [14] 褚福磊, 张正松, 冯冠平. 碰摩转子系统的混沌特性[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1996, 36(7): 52-57.
- [15] 胡葛庆, 陈敏, 刘耀宗, 等. 非线性转子系统碰摩现象的动力学仿真[J]. 国防科技大学学报, 2000, 22(6): 101-104.
- [16] 王秉仁, 刘兆阳. 基于非线性理论的碰摩转子动力学特性研究[J]. 汽轮机技术, 2006, 48(6): 422-425.

(编辑 伟)

新技术、新工艺

ГТЭ-110 燃气机热力过程自动控制系统

据《Теплоэнергетика》2008年10月号报道, ГТЭ-110是俄罗斯新研制的一型大功率燃气轮机, 用于以它为基础的各种蒸燃联合装置。

ГТЭ-110的主要参数是: 涡轮进口燃气温度为 1210°C , 压比为14.75, 功率为110 MW, 效率为35%, 涡轮排气温度为 513°C 。

在热力过程自动控制系统的功能中, 包括:

- (1) ГТЭ-110参数: 转子的转速、涡轮后燃气温度、电功率的自动调节;
- (2) ГТЭ-110的工艺保护;
- (3) 涡轮启动以及达到额定转速工况时燃料供给的自动控制;
- (4) 实行启动过程中的逻辑算法 ГТЭ-110的正常和故障停机的离散控制;
- (5) 电工设备的控制。

制定的并用于运行的调节、模拟控制和步进程序的算法在用气体或液体燃料工作时, 整个负荷范围内都能保证 ГТЭ-110正常的启动和可靠地运行, 并保证它正常和故障的停机。

试验的结果证明 ГТЭ-110的热力过程自动控制系统符合对功率和频率调节的现代要求。

- (1) 调节系统的不均衡度接近5%;
- (2) 不灵敏度小于 $\pm 10\text{ mHz}$;
- (3) 除了接入中心区段的区域以外, 调节系统的非静态特性在整个范围内都是线性的;
- (4) 制定的调节算法与中心区段接入/断开算法一起保证在整个范围内燃气轮机的负荷控制;
- (5) 温度调节器连同对进口导叶的作用能稳定地保证涡轮后给定的燃气温度, 并保证在 ПГУ-325 蒸燃联合装置组成中汽轮机的额定工况;
- (6) 各个调节器协同工作的算法排除了它们相互的影响。

(吉桂明 摘译)

However, when simulating the flow field by using RANS, the choice of turbulence models can conspicuously influence the prediction of the turbine performance. The comparison of RNG $k-\epsilon$, $k-\omega$, SST models as well as the coupling and transition SST model indicates that different turbulent flow models may result in a maximum difference of 1% when predicting the turbine efficiency, and an even larger difference when predicting the separation condition of the blade surface boundary layers. In addition, the use of the coupling and transition SST model can ensure the most evident prediction effectiveness.

Key words: HP turbine, numerical simulation, turbulence intensity, inlet temperature distribution, turbulence model

涡轮叶尖间隙流动的数值模拟 = **Numerical Simulation of Turbine Blade Tip Leakage Flows** [刊, 汉] / XU Kai-fu, QIAO Wei-yang, LUO Hua-ling (College of Power and Energy Source, Northwest Polytechnic University, Xi'an, China, Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 432 ~ 436

By using the three-dimensional CFD (Computational Fluid Dynamics) calculation program based on Reynolds-averaged N-S equation and coupled with the method of a turbulent flow model based on Spalart-Allmaras single equation or $k-\epsilon$ dual equations plus wall surface functions, a numerical calculation study has been performed of the blade tip leakage flow field of a turbine plane cascade and rotor. The influence of different blade tip clearance heights and forms as well as the blade tip clearance with an incidence of cold air on the turbine blade tip clearance flow field and performance was studied in detail. The calculation results show that the blade tip clearance has a conspicuous influence on the blade loss at locations from about 70% blade height to blade tip. Under the condition of an identical blade tip clearance, the isentropic efficiency of an excess height clearance blade is approximately one percentage point higher than that of an equal height clearance blade while the isentropic efficiency of a turbine having a blade tip clearance with an incidence of cold air is about two percentage points higher than that of a turbine without an incidence of cold air. **Key words:** turbine, turbine performance, clearance flow, leakage vortex, flow field calculation

碰摩转子系统在轴向推力作用下的分岔研究 = **Bifurcation Study of a Rotor System With Rotor-to-stator Rubbing Under the Action of an Axial Thrust** [刊, 汉] / AN Xue-li, ZHOU Jian-zhong, LI Chao-shun, et al (College of Hydropower and Digital Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 437 ~ 441

Derived and established was a non-linear kinetic equation for collision and rubbing rotors under the action of an axial thrust. With the mass eccentricity and rotor rotation speed ratio serving as control parameters respectively, a numerical analysis was performed of the nonlinear characteristics of the transversal and axial vibration bifurcation of the collision and rubbing rotor. It has been found during the simulation analysis that there exist Cycle 1 and 2 motion as well as a complex quasi-cycle motion etc. in the transversal vibration bifurcation chart of the rotor. In the meanwhile, it can be seen from the axial vibration bifurcation chart of the rotor that the system moves, assuming a form of a quasi-cyclic route. With an increase of the mass eccentricity, the system may abruptly change to a chaotic motion and continue to sustain such a motion. The analytic results may well provide a necessary theoretical basis for the collision and rubbing fault analysis of a practical rotor system. **Key words:** rotor system, collision and rubbing, axial thrust, mass eccentricity, bifurcation, chaos

工业园区独立能源系统方案分析与应用 = **Schematic Analysis and Application of an Independent Energy Source System for Industrial Parks** [刊, 汉] / YANG Min-lin, YANG Xiao-xi (Research Center of Distributed Energy Sources, Dongguan University of Science and Technology, Dongguan, China, Post Code: 523808), SUI Jun, LIN Ru-mou (Research Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 442 ~ 446

General schemes and design principles for an independent energy source system were analyzed, and its evaluation criteria presented. A simulation and analysis was performed of the energy source system in question. The simulation results show