

汽轮发电机组轴向胀差在线监测与 变温度速率控制系统

郑善合¹, 徐 鸿¹, 胡三高¹, 张志明²

(1. 华北电力大学电站设备状态监测与控制教育部重点实验室, 北京市 昌平区 102206;

2. 山东电力科学研究院, 山东省 济南市 250002)

Study on Axial Differential Expansion On-line Monitor and Automatic Changing Temperature-speed Control System of Turbine-generator Unit

ZHENG Shan-he¹, XU Hong¹, HU San-gao¹, ZHANG Zhi-ming²

(1. Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment, Ministry of Education,
North China Electric Power University, Changping District, Beijing 102206, China;

2. Shandong Electric Power Research Institute, Jinan 250002, Shandong Province, China)

ABSTRACT: The methods of calculating turbine axial differential expansion on-line and controlling axial differential expansion by changing steam temperature increment were investigated. An iterative temperature field model of cylinder, in which the non-linear steam temperature distributed along axial direction, was got based on two-dimensional transient heat conduction differential equation. Analytical simulation demonstrates not only a rapid solution convergence but a minor error. The complex cylinder was divided into several substructures, and the cylinder casing expansion was calculated by expansion reference temperature (ERT). A good coincidence comparing the result calculated according to the theoretical model presented with finite element calculation can be observed. Axial differential expansion margin was defined, which controlled the steam temperature changing rate. The system of differential expansion on-line monitor and automatic changing temperature-speed control was developed.

KEY WORDS: turbine-generator unit; axial differential expansion; on-line monitor; changing temperature speed

摘要: 研究了汽轮机轴向胀差的实时在线计算以及通过变温度速率控制胀差的方法。在二维圆筒壁非稳态导热的基础上, 得到了圆筒壁内蒸汽沿轴向线性分布, 随时间非线性变化的温度场迭代计算公式, 并与有限元计算结果作了对比, 结果表明所得模型计算精度高、计算速度快。将结构复杂的汽缸分解成可计算的有限子结构, 根据子结构的温度场求得汽缸的膨胀特征温度, 进而求解其膨胀量。对理论模型进行了有限元验证, 计算结果与有限元结果相比误差较小, 满足

工程计算的需要。给出了胀差裕度的定义, 根据胀差裕度值来控制蒸汽温度变化速率, 并开发了轴向胀差在线监测与变温度速率控制系统(DEOM-ACTC)。

关键词: 汽轮发电机组; 轴向胀差; 在线监测; 变温度速率

0 引言

电网峰谷差增大, 调峰能力不足成为电网运行的一个重要矛盾。为了满足电网安全运行的要求, 越来越多的大型火电机组将参与两班制运行, 这就意味着机组的频繁启停和大幅度的负荷变化。国内发电机组正大力推行自动发电控制系统(AGC), 这是技术支持系统的主要组成部分。AGC 首先考虑发电机组的安全性, 通过变负荷速率的指令, 限制机组危险部件温度变化速度, 达到控制机组热应力的目的。AGC 中尚没有对汽轮机轴向胀差的监测和控制, 而轴向胀差是制约机组启动的一个重要安全因素。山东电力科学研究院的轴向胀差在线监测系统是在大平板导热的基础研发的, 把汽缸壁简化成大平板, 计算汽缸轴向膨胀误差比较大, 而且该系统只对胀差进行在线监测, 没有对胀差的控制, 为此, 本文在二维圆筒壁非稳态导热的基础上研究开发了“汽轮机通流部分胀差在线监测与变温度速率控制系统”(简称 DEOM-ACTC)。

DEOM-ACTC 系统与机炉协调控制系统(CCS)之间的关系如图 1 所示。一方面响应 AGC 指令,

根据温度的变化,计算出汽轮机各级实时轴向胀差和实时胀差裕度值 K , 以此监测机组安全运行; 另一方面将计算值反馈给 AGC 或 CCS, 控制蒸汽温度变化、汽机转速或负荷及胀差超限跳闸保护。

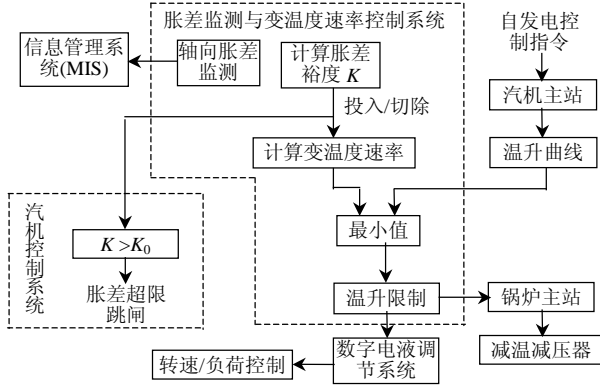


图1 胀差控制原理框图

Fig. 1 Principle of differential expansion control

1 轴向胀差的计算

1.1 汽缸温度场计算

汽缸形状比较复杂,一般用数值模拟^[1-5]的方法求解其温度场,精确度比较高,但计算十分繁琐,计算时间比较长,不能用于在线计算。解析方法^[6-7]有计算速度快,适合汽缸温度场的在线计算。

圆筒壁二维非稳态导热问题可以描述为

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (1)$$

边界条件:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_1} = \alpha(T_f - T); \quad \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_2} = 0$$

初始条件:

$$T|_{\tau=0} = T_0$$

式中: T 为圆筒壁内温度场, $T=f(r, z, \tau)$; T_0 为圆筒壁初始温度; T_f 为蒸汽温度,是轴向位置 z 的函数; a 为热扩散率; r_1 、 r_2 为圆筒壁内、外半径; τ 为瞬态导热时间; η 为蒸汽温升率; α 为内表面对流换热系数; λ 为金属导热系数。

式(1)的解^[8-9]为

$$T(r, z, \tau) = T_f(z, \tau) + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} c_{mp} R(\beta_m, r) \cos(\eta_p z) e^{-a(\beta_m^2 + \eta_p^2)\tau} \quad (2)$$

式中

$$R(\beta_m, r) = J_1(\beta_m r_2) Y_0(\beta_m r) - J_0(\beta_m r) Y_1(\beta_m r_2) \quad (3)$$

$$c_{mp} = \frac{1}{N(\beta_m)N(\eta_p)} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^l r R(\beta_m, r) Z(\eta_p, z) \theta_0 dr dz \quad (4)$$

$$\frac{1}{N(\beta_m)} = -\frac{\pi^2 \beta_m^2}{2} \cdot [\beta_m J_1(\beta_m r_1) + H J_0(\beta_m r_1)]^2 / \{J_1^2(\beta_m r_2)(H^2 + \beta_m^2) - [\beta_m J_1(\beta_m r_1) + H J_0(\beta_m r_1)]^2\} \quad (5)$$

$$\frac{1}{N(\eta_p)} = \begin{cases} 1/l, & \eta_p = 0 \\ 2/l, & \eta_p \neq 0 \end{cases} \quad (6)$$

$$H = \alpha / \lambda.$$

为适应在线计算的需要,将蒸汽温度随时间非线性变化分解成连续分段线性变化,假设蒸汽温度沿轴向为线性关系 $T_f = k_1 z + k_2$, 在 $\tau_{i-1} < \tau < \tau_i$ 时间段时,圆筒壁内温度分布为

$$T_i(r, z, \tau) = T_{fi} + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} C_{mpi} R(\beta_m, r) Z(\eta_p, z) e^{-a(\beta_m^2 + \eta_p^2)(\tau - \tau_{i-1})} \quad (7)$$

其中 $T_f(\tau) = T_{f0} + \eta_1 \tau_1 + \eta_2 \tau_2 + \dots + \eta_i \tau_i$

$$C_{mpi} = \frac{1}{N(\beta_m)N(\eta_p)}$$

$$\int_{r_1}^{r_2} \int_0^l r R(\beta_m, r) Z(\eta_p, z) [T_{i-1} - T_{fi}] dr dz \quad (8)$$

假设蒸汽温度沿轴向为线性关系 $T_f = k_1 z + k_2$,

则

当 $\eta_p = 0$ 时,

$$C_{mp1} = \frac{1}{N(\beta_m)N(\eta_p)} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \int_0^l r R(\beta_m, r) Z(\eta_p, z) \cdot (T_0 - T_{f1}) dr dz = \frac{(T_0 - k_2 - k_1 l / 2) r_1}{\beta_m \cdot N(\beta_m)} [J_1(\beta_m r_1) Y_1(\beta_m r_2) - J_1(\beta_m r_2) Y_1(\beta_m r_1)] \quad (9)$$

$$C_{mp2} = \frac{1}{N(\beta_m)N(\eta_p)} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \int_0^l r R_0(\beta_m, r) Z(\eta_p, z) \cdot (T_1 - T_{f2}) dr dz = \frac{\eta_2 (\tau_2 - \tau_1) \cdot r_1}{\beta_m N(\beta_m)} \cdot [J_1(\beta_m r_2) \cdot Y_1(\beta_m r_1) - J_1(\beta_m r_1) Y_1(\beta_m r_2)] + C_{mp1} e^{-a\beta_m^2 \tau_1} \quad (10)$$

$$C_{mpi} = \frac{1}{N(\beta_m)N(\eta_p)} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \int_0^l r R(\beta_m, r) Z(\eta_p, z) \cdot (T_{i-1} - T_{fi}) dr dz = \frac{\eta_i (\tau_i - \tau_{i-1}) \cdot r_1}{\beta_m N(\beta_m)} [J_1(\beta_m r_2) Y_1(\beta_m r_1) - J_1(\beta_m r_1) Y_1(\beta_m r_2)] + C_{mp(i-1)} e^{-a\beta_m^2 (\tau_{i-1} - \tau_{i-2})} \quad (11)$$

当 $\eta_p \neq 0$ 时,

$$C_{mp1} = \frac{1}{N(\beta_m)N(\eta_p)} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \int_0^l r R(\beta_m, r) Z(\eta_p, z) \cdot$$

$$(T_0 - T_{f1})drdz = \frac{k_1(1 - \cos \eta_p l)r_1 / \eta_p^2}{\beta_m N(\beta_m)N(\eta_p)} \cdot [J_1(\beta_m r_1)Y_1(\beta_m r_2) - J_1(\beta_m r_2)Y_1(\beta_m r_1)] \quad (12)$$

$$C_{mp2} = \frac{1}{N(\beta_m)N(\eta_p)} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^l rR(\beta_m, r)Z(\eta_p, z) \cdot (T_1 - T_{f2})drdz = \frac{1}{2} C_{mpi} e^{-a(\beta_m^2 + \eta_p^2)\tau_1} \left(1 - \frac{\sin 2\eta_p l}{2\eta_p l}\right) \quad (13)$$

$$C_{mpi} = \frac{1}{N(\beta_m)N(\eta_p)} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \int_0^l rR(\beta_m, r)Z(\eta_p, z) \cdot (T_{i-1} - T_{fi})drdz = \frac{1}{2} C_{mpi-1} e^{-a(\beta_m^2 + \eta_p^2)(\tau_{i-1} - \tau_{i-2})} \left(1 - \frac{\sin 2\eta_p l}{2\eta_p l}\right) \quad (14)$$

1.2 汽缸轴向膨胀的计算

汽缸的结构比较复杂，根据有限子结构理论，将汽缸分成汽缸壁和法兰两部分，缸壁和法兰都简化成圆筒壁模型。

用膨胀特征温度 T_{ERT} 来表征决定各段受热后的膨胀能力，定义为：

$$T_{ERT} = \sum_{i=1}^2 \frac{V_i}{V} \frac{1}{(r_2 - r_1)l} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^l T_i(r, \tau) drdz \quad (15)$$

式中： T_{ERT} 为膨胀特征温度； V_i 为第*i*部分的体积； V 为段的总体积； $T_i(r, \tau)$ 为第*i*部分的径向温度分布。

据膨胀特征温度求任意一段膨胀量

$$L = (T_{ERT} - T_{ref}) \cdot L_0 \cdot \alpha_l \quad (16)$$

式中： L 为任意时刻该段的热膨胀量； T_{ref} 为膨胀初始参考温度； L_0 为该段沿轴向长度； α_l 为线胀系数。

现假设启动时汽缸壁初温为 130℃，初始汽温沿轴向线性变化，温升率分别为 1℃/min和 3℃/min，放热系数为常数 2000 W/(m²·K)，导热系数为 40W/(m·K)，线胀系数为 1.36×10⁻⁵m/(m·K)，与有限元计算结果作比较，结果见表 1。

轴封供汽温度、真空及汽缸和法兰加热装置等

表 1 汽缸轴向膨胀计算与有限元结果

Tab.1 Finite element and calculation axial expansion results of turbine casing

时间/s	有限元	计算	相对	有限元	计算	相对
	值/mm	值/mm	误差/%	值/mm	值/mm	误差/%
	温升率 1℃/min			温升率 3℃/min		
30	0.112	0.115	1.97	0.115	0.156	0.57
300	0.569	0.582	2.35	0.601	0.610	1.56
600	0.879	0.900	2.46	0.968	0.986	1.82
1200	1.265	1.288	1.83	1.516	1.538	1.43
2400	1.705	1.826	0.18	2.366	2.371	0.21

因素对汽缸轴向胀差的影响，根据不同机组实际运行情况进行修正。

1.3 转子轴向膨胀的计算

转子温度场^[10-20]的研究已比较多，本文利用差分数值计算方法求解转子温度分布。第*n*节点、*i*+1时刻温度数值模型为

$$T_n^{i+1} = \frac{a \cdot \Delta \tau}{(\Delta r)^2} (T_{n+1}^i + T_{n-1}^i) + \left[1 - \frac{2a \cdot \Delta \tau}{(\Delta r)^2}\right] \cdot T_n^i \quad (17)$$

式中： a 为导热系数； $\Delta \tau$ 为时间步长； Δr 为径向变化。

温度分布计算框图见图 2。

每隔一段时间定时算出各级转子膨胀量

$$\Delta l = \alpha_l \cdot \Delta T \quad (18)$$

式中： Δl 为膨胀量，m； α_l 为热膨胀系数，m/℃； ΔT 为温差，℃。

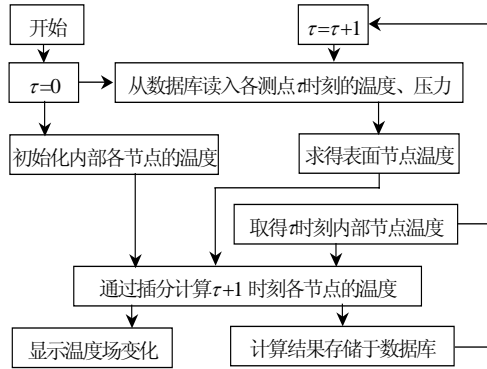


图 2 转子温度分布计算框图

Fig. 2 Principle of rotor temperature distribution calculation

2 实时换热系数的计算

随着蒸汽参数、转子转速的变化，换热系数发生较大的变化。采用式(19)计算实时换热系数^[21]：

$$Nu = 0.073 Re_\omega^{0.7} \quad (19)$$

式中： Nu 为努塞尔数， $Nu = (\alpha d) / \lambda$ ； d 为转子直径，m； λ 为导热系数，W/(m·K)； Re_ω 为雷诺数， $Re_\omega = ud/v$ ； u 为圆周速度， $u = \omega d / 2$ ，m/s； v 为蒸汽运动粘度，N·s/m²。

导热系数及比热容经验公式：

$$\lambda = C_{\lambda 1} + T [C_{\lambda 2} + T (C_{\lambda 3} + T C_{\lambda 4})] \quad (20)$$

其中 $C_{\lambda 1}$ 、 $C_{\lambda 2}$ 、 $C_{\lambda 3}$ 、 $C_{\lambda 4}$ 、 C_{c1} 、 C_{c2} 、 C_{c3} 、 C_{c4} 为常数， T 为温度。

3 轴向胀差变温度速率控制

转子叶片与喷嘴之间的安装间隙记为 L_0 ，运行

中叶片与喷嘴之间的间隙记为 L , 则定义胀差裕度

$$K = (1 - L/L_0) \times 100 \quad (21)$$

以引进型 300MW 机组为例, 正向初始间隙为 24mm, 负向初始间隙为 4mm, 正常运行时胀差为 13mm。汽机启动前 K 值为 100, 当 $K=K_1$ 时, 对温升率进行调整, K_1 取 30。 K 值为 0 时则发生碰磨, 为了防止发生碰磨造成汽机损坏, 胀差超限设定值 K_0 应大于一定值, 一般取 $K_0=20$ 。

系统变温度速率控制胀差的原理如图 3 所示。开始时, 机组按照 AGC 指令启动, 温升率如图 3(a) 中的线段 a 。随着蒸汽温度的升高, 胀差裕度逐渐变小, 当到点 A 时, 胀差裕度将减小到 $K=30$, 这时, 如果胀差裕度进一步减小, 则系统开始减小温升率, 图 3(a) 中由线段 a 变为线段 b 。

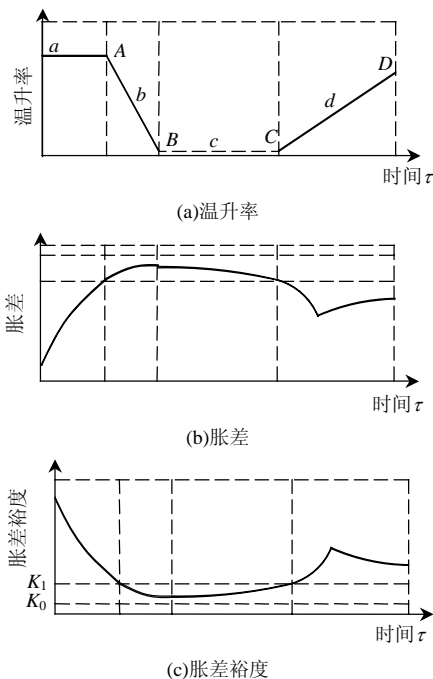


图 3 系统变温度速率控制曲线

Fig. 3 Curve of system control temperature speed

如果胀差裕度在某一时刻达到限定值 K_2 时(如 K_2 取 25), 系统马上将温升率置为 0, 如图 3 中的线段 c 。这时由于温度不再升高, 胀差逐渐减小, 胀差裕度回升。这个过程可能由于汽轮机与减温减压器之间的距离造成胀差裕度达到 K_0 , 可以在设置 K_0 跳闸有一短时的滞后, 但不能使胀差裕度小于 15, 如果接近 15 则马上跳闸。

随着胀差的减小, 胀差裕度又回到 K_1 , 此时系统才允许机组继续提高蒸汽温度, 如图 3(a) 中的线段 d 。系统就是如此控制温升率, 使机组在保证安全的条件下快速启动。

4 结论

本文介绍了汽轮机启动过程中轴向胀差在线监测及控制系统。建立了圆筒壁二维非稳态导热数学模型, 推导出内部蒸汽初始温度沿轴向为某一函数, 且随时间非线性变化时圆筒壁温度分布的解析解。汽缸膨胀计算公式, 精度高, 收敛快, 对时间进行了离散, 可实现汽缸膨胀在线监测, 为机组快速启动及安全运行提供了保障。给出了胀差裕度的概念, 通过胀差裕度的在线计算结果, 调整控制机组启动过程中温升率的变化, 保证汽轮机在胀差满足要求的条件下快速启动, 提高了机组启动过程的安全性, 给电网的安全运行提供了保障。开发了汽轮机通流部分胀差在线监测与变温度速率控制系统 (DEOM-ACTC), 系统对电厂实行自动化控制具有一定的实际应用价值。

参考文献

- [1] 葛晓霞. 汽轮机汽缸壁温及胀差全工况仿真数学模型[J]. 中国电机工程学报, 1995, 15(5): 311-316.
Ge Xiaoxia. Any-performance mathematical model of the casing wall temperature and differential expansion of steam turbine for simulation [J]. Proceedings of the CSEE, 1995, 15(5): 311-316(in Chinese).
- [2] 刘殊一, 梁军, 高璞珍. 汽轮机高压缸三维瞬态温度场计算与实验[J]. 热能动力工程, 1999, 14(2): 140-142.
Liu Shuyi, Liang Jun, Gao Puzhen. Calculation and experimental study of the transient three-dimensional temperature field of a steam turbine high-pressure cylinder[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 1999, 14(2): 140-142(in Chinese).
- [3] Berman I M. Power plant simulators and operator training[J]. Power Engineering, 1981, 85(1): 38-46.
- [4] Avrutsky G D, Berlyand V I, Girskeya T A. The compliance of the stator elements of turbines with thermal expansions[J]. Thermal Engineering, 2002, 49(6): 454-461.
- [5] Araki W, Adachi T, Yamaji A. Thermal stress analysis of thermoviscoelastic hollow cylinder with temperature dependent thermal properties[J]. Journal of Thermal Stresses, 2005, 28(1): 29-46.
- [6] 任庆民, 徐鸿. 一种计算瞬态汽缸热膨胀的新方法[J]. 现代电力, 2002, 19(5): 1-7.
Ren Qingmin, Xu Hong. New method to calculate transient heat expansion of turbine casing[J]. Modern Electric Power, 2002, 19(5): 1-7(in Chinese).
- [7] 张志明, 徐鸿, 郑善合, 等. 一种基于有限体积法计算汽轮机汽缸轴向膨胀的新方法[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(11): 47-50.
Zhang Zhiming, Xu Hong, Zheng Shanhe, et al. A new method based on finite volume method to estimate axial thermal expansion of steam turbine cylinder[J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(11): 47-50(in Chinese).
- [8] Ozisik M N. 热传导[M]. 俞昌铭, 译. 北京: 高等教育出版社, 1984.
- [9] 王纪林, 向光辉. 特殊函数与数学物理方程[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1999.

- [10] 张恒良, 谢诞梅, 熊扬恒, 等. 600MW 汽轮机转子高精度热应力在线监测模型研制[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(1): 21-25.
Zhang Hengliang, Xie Danmei, Xiong Yangheng, et al. The research and development of high-quality thermal-stress online monitoring model for 600mw turbine rotors[J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(1): 21-25(in Chinese).
- [11] 周宇阳, 廉宏伟, 陈汉平, 等. 汽轮机转子热应力在线计算灰色数学模型[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(4): 131-137.
Zhou Yuyang, Lian Hongwei, Chen Hanping, et al. Interval arithmetic based gray model on thermal stresses field onlined computation of turbine rotor[J]. Proceedings of the CSEE, 2002, 22(4): 131-137(in Chinese).
- [12] 周宇阳, 陈汉平, 忻建华, 等. 汽轮机强制冷却过程参数控制及优化[J]. 中国电机工程学报, 2000, 20(11): 72-76.
Zhou Yuyang, Chen Hanping, Xin Jianhua, et al. Parameters control and optimization durring forced cooling process after shutting down of steam turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2000, 20(11): 72-76(in Chinese).
- [13] 张娜, 蔡睿贤. 考虑中心孔影响的汽轮机转子不定常温度场显式解析解[J]. 中国电机工程学报, 1999, 19(7): 38-40.
Zhang Na, Cai Ruixian. Explicit analytical solutions of unsteady temperature field in steam turbine rotor with centre hole[J]. Proceedings of the CSEE, 1999, 19(7): 38-40(in Chinese).
- [14] 倪维斗, 黄仙, 张保衡. 汽轮机转子热应力的在线监控模型[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1998, 38(4): 102-104.
Ni Weidou, Huang Xian, Zhang Baoheng. New monitoring model of thermal stresses on steam turbine roors[J]. Journal of Tsinghua University(Sci & Tech), 1998, 38(4): 102-104(in Chinese).
- [15] 张光, 张保衡. 监测汽轮机转子热应力的二维离散模型[J]. 中国电机工程学报, 1996, 16(1): 38-40.
Zhang Guang, Zhang Baoheng. Two-dimensional separation mode for monitor thermal stress of steam turbine rotor[J]. Proceedings of the CSEE, 1996, 16(1): 38-40(in Chinese).
- [16] 姚学诗, 周传荣. 转子的热膨胀与横向振动[J]. 应用力学学报, 2003, 20(1): 118-120.
Yao Xueshi, Zhou Chuanrong. The thermal expansion and lateral vibration on rotor[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2003, 20(1): 118-120(in Chinese).
- [17] Morita A, Kagawa H, Sugawara M. Evaluation of corrosion fatigue crack propagation life at low-pressure steam turbine rotor groove [J]. Engineering Fracture Mechanics, 2006, 73(12): 1615-1628.
- [18] Mukhopadhyay N K, Dutta B K, Kushwaha H S. On-line fatigue-creep monitoring system for high-temperature components of power plants [J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(6): 549-560.
- [19] Kiyoshi saito, Akira sakuma, Masataka fukuda. Recent life assessment technology for existing steam turbines[J]. JSME International Journal Series B: Fluids and Thermal Engineering, 2006, 49(2): 192-197.
- [20] Stubbs T. The role of NDE in the life management of steam turbine rotors[J]. Insight, 2004, 46(9): 529-532.
- [21] 中国动力工程学会主编. 火力设备技术手册(第二卷汽轮机)[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.

收稿日期: 2007-01-21。

作者简介:

郑善合(1971—), 男, 博士生, 从事电站设备运行监测与寿命管理的研究, zsh0314@126.com。

(编辑 王庆霞)