

基于传热理论的疏水阀门内漏量计算方法

刘 洋¹, 李录平¹, 孔华山², 邓友成²

(1. 长沙理工大学 能源与动力工程学院 湖南 长沙 410014; 2. 湖南鸿远高压阀门有限公司 湖南 株洲 412100)

摘 要: 基于传热学原理, 通过 MATLAB 编程运算, 得出了不同泄漏量下阀前管壁温度特征参数的数据。利用最小二乘法对阀前管壁温度数据进行了分析与处理, 得出了阀前管壁温度随泄漏量、管道直径、管道长度的变化规律, 最后拟合出了阀前管壁温度与泄漏量的定量关系式。采用文献 [4] 中的实验数据对计算结果进行了验证, 该拟合公式可用于疏水阀的泄漏故障诊断。

关 键 词: 阀门; 泄漏量; 管壁温度; 最小二乘法

中图分类号: TK262

文献标识码: A

引 言

在火力发电厂, 疏排放阀门几乎无处不在, 只要是汽、水系统, 几乎都有疏排放阀, 该类阀门有如下特点: (1) 一般都是截止阀, 且在运行中常处于关闭状态; (2) 阀前后压差较大, 运行中易泄漏; (3) 系统中具有一定焓值的介质。高温高压阀门一旦泄漏, 可在短时间内损坏阀门, 对设备安全构成威胁; 而且由于管道中输运的高温高压介质具有较高焓值, 阀门泄漏会产生能量损失, 降低发电机组效率^[1-2]。

目前, 阀门检漏方法主要有超声波检漏、声发射检漏、温度测定(红外)等物探方法和示踪检漏、压力检漏、内窥等非物探方法。但对于系统庞大的大型火力发电厂, 以上各种检漏方法均存在各种的缺陷, 达不到预期效果。

本研究通过理论计算分析了阀门泄漏量与阀前管壁温度特征参数之间的定量关系, 建立了基于传热学原理的阀门泄漏故障的诊断规则, 为实现阀门泄漏故障在线监测诊断奠定了基础^[3]。

1 阀前管壁温度计算原理和方法

1.1 圆筒管壁传热模型

当主蒸汽管道疏水阀发生泄漏时, 疏水阀前管

道内就有高于周围环境温度的蒸汽或者水流动, 管内工质通过管壁与管外的保温层向外散发热量。当泄漏量稳定时, 一段时间后传热过程也趋于稳定, 故散发的热量与管壁温度维持为一定值, 其传热原理如图 1 所示。

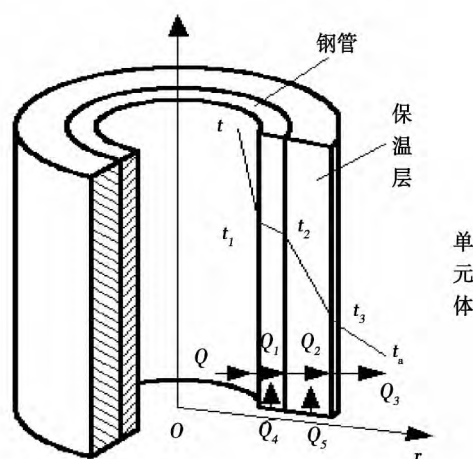


图 1 圆筒管壁传热有限元模型

Fig. 1 Finite element model for heat transfer on tube walls

图 1 中 t 、 t_1 、 t_2 、 t_a 分别表示工质、管道内壁、管道外壁、保温层外壁以及环境空气的温度。热量通过管内工质以对流换热传给管道内壁, 接着以导热的方式从管内壁传递到管外壁, 再以导热的方式从管外壁传到保温层外壁, 最后以对流换热的方式传递到周围空气。同时管道与保温层纵向也存在导热传递, 图 1 中 Q 、 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 、 Q_5 分别为工质与管内壁换热量、管内壁与管外壁之间的导热热量、保温层的导热热量、保温层外壁与周围环境的换热量、管壁与保温层内的纵向导热热量。采用有限元分析方法, 将阀前管道以 0.5 m 长度进行划分, 由于所划分的单元体足够短, 同时当泄漏量增大时, 工质对管壁的传热

收稿日期: 2013-05-22; 修订日期: 2013-07-12

作者简介: 刘 洋(1987-), 男, 湖南邵阳人, 长沙理工大学硕士研究生。

量增加,管道的轴向温度梯度减小,从而导致纵向导热热量更小。因此,管道纵向导热热量 Q_4 可以忽略不计。由于保温层的导热系数比钢材小得多,故其纵向导热热量 Q_5 将更小,因此也忽略不计。依据上述传热模型的特点,建立 $Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$ 等式。在另一方面由于钢材导热系数很大,即使管壁厚度为11 mm时,管道内外壁温差也不会超过0.1℃,故在计算时取管内外壁温度相等^[4],即 $t_1 = t_2$ 。

保温层的散热可以近似的看作单层均质圆筒壁导热问题,其热量的传递公式为:

$$Q_2 = \frac{2\pi L \lambda \Delta t}{\ln(D_2/D_1)} \quad (1)$$

式中: λ —保温层的导热系数, W/(m·K); L —所划分的单元体的长度, m; D_1 —管道外径, mm; D_2 —保温层外径, mm; Δt —传热温差, ℃;

工质与管道内壁以及空气与保温层外壁都是以对流换热的形式进行换热。对流换热公式为:

$$Q = hS\Delta t \quad (2)$$

式中: Q —空气与保温层的换热量或工质与管道内壁的换热量, J; h —表面传热系数, W/(m²·K); S —换热面积, m²; Δt —传热温差, ℃;

1.2 管壁温度计算过程

假设阀门泄漏量,以0.5 m作为单元体的长度,把阀门整个管道分为 M 个单元体,沿工质流动方向逐段计算在不同的泄漏量下管壁温度,直至计算出最后一个单元体的管壁温度。在计算的时候,由于所划分的单元体足够短,工质通过一个单元体温度下降不大,故以每个单元体进口工质参数作为该单元体工质的定性参数,同时忽略管壁与保温层的纵向导热量,通过图2迭代运算出阀门前最后一个单元体的管壁温度^[5]。

1.3 单元体出口工质参数的确定

由于采用单元体进口工质参数作为该单元体工质的定性参数,单元体出口工质的压强 P_{out} 与温度出口工质 T_{out} 通过式(3)、式(4)和式(5)求出,从而确定下一段单元体进口工质的定性参数。

$$Q_{fr} = \frac{Gc_p\Delta t}{3600} \quad (3)$$

$$G = 3600\rho\pi\left(\frac{D}{2}\right)^2 v \quad (4)$$

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} = \eta \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \quad (5)$$

式中: Q_{fr} —工质在单元体内的放热量, J; G —阀门泄漏量, kg/h; c_p —该单元体工质的比定压热容, J/(kg

·℃); Δt —该单元体进出口工质的温差, ℃; ρ —该单元体进口工质的密度, kg/m³; D —阀门前管道内径, m; v —工质流过该单元体的平均速度, m/s; η —沿程阻力系数; ΔP —工质通过该单元体产生的压降, Pa; P_{in} —该单元体进口工质的压强, Pa; P_{out} —该单元体出口工质的压强, Pa; L —单元体长度, m。

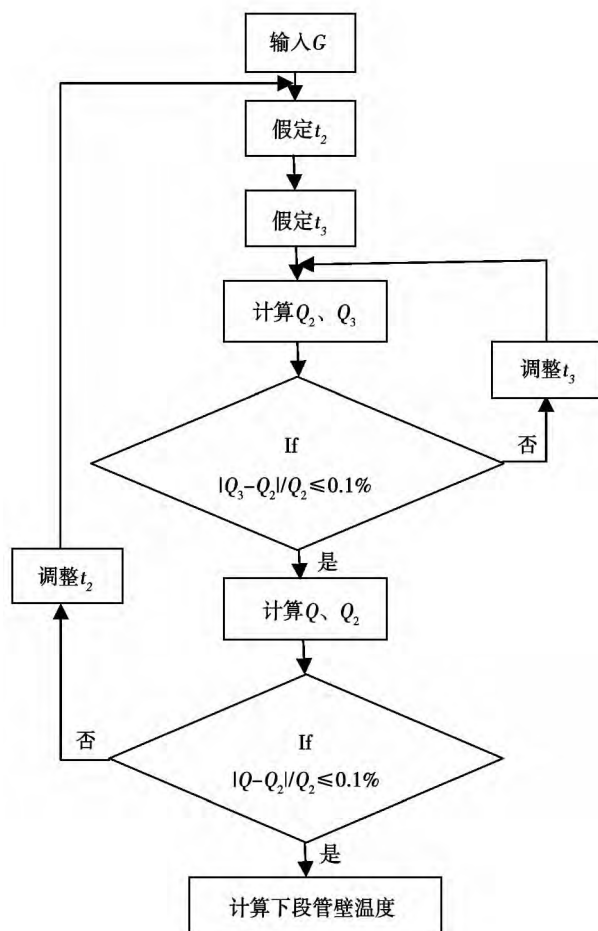


图2 管壁温度计算框图

Fig. 2 Block diagram for calculating temperature on tube walls

由于泄漏工质沿着工质流动的方向其温度会慢慢降低,当泄漏量较小时,靠近阀门段单元体工质温度会降至饱和温度,蒸汽发生凝结。汽水混合物中的蒸汽不完全凝结时努谢尔特数关系式为^[6]:

$$Nu = cRe_v^{0.8} Pr_1^{0.43} \frac{1}{2} \left[\sqrt{1 + x_{jk} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_{ck} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)} \right] \quad (6)$$

$$Re_v = \frac{u_v D}{\nu_c} \quad (7)$$

式中: x_{jk} 、 x_{ck} —所划分管道单元体的进口蒸汽干度与出口蒸汽干度,角标 jk —进口, ck —出口; ρ_l 、 ρ_v —饱和水的密度、饱和蒸汽的密度; c 的取值依据疏水管道的材质而定,在此取 0.024;

图 3 为研究单元体出口蒸汽干度的求解过程,点 1 至点 2 为过热蒸汽的放热量 Q_{1-2} ,点 2 至点 3 为饱和蒸汽的放热量 Q_{2-3} ,工质从点 3 变化到点 4 为湿饱和蒸汽的放热量为 Q_{3-4} ,计算式为:

$$Q_{1-2} = \frac{Gc_p\Delta t}{3600} \quad (8)$$

$$Q_{2-3} = \frac{G(1-x_{ck})(H_2-H_5)}{3.6} \quad (9)$$

$$Q_{1-3} = \frac{Nuk_f S \Delta t}{D} \quad (10)$$

式中: H_2 、 H_5 —干饱和蒸汽的焓值、饱和水的焓值, kJ/kg; k_f —过热蒸汽的导热系数, W/(m·K); 求解 $Q_{1-2} + Q_{2-3} = Q_{1-3}$ 得出 x_{ck} 即为点 3 处单元体出口工质的干度。同理,通过计算得出点 4 处工质的干度。

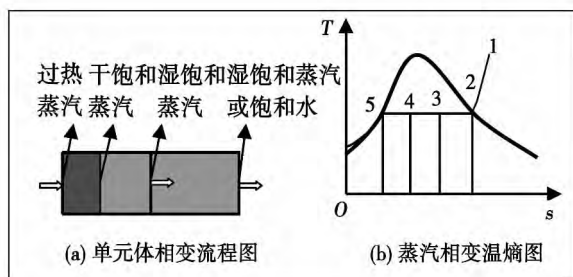


图 3 泄漏蒸汽相变简图

Fig. 3 Sketch showing the phase change of steam leaked

2 管壁温度计算与分析

以亚临界火电机组主蒸汽疏水管道及阀门系统的泄漏故障为计算实例,图 4 为亚临界火电机组主蒸汽疏水管道及阀门系统泄漏故障的系统简图,其中疏水管道由疏水管和保温层组成。

亚临界机组主蒸汽参数 ($p = 16.7 \text{ MPa}$, $t = 537 \text{ }^\circ\text{C}$) ,当主蒸汽管道疏水阀发生泄漏时,此时的

泄漏大多是过热蒸汽的泄漏,泄漏的过热蒸汽会导致阀前管壁温度发生变化。为研究方便,将阀门的泄漏状态定义为 3 种:微漏、一般内漏、严重内漏。微漏是指阀门泄漏流量小于 100 kg/h;一般内漏是指阀门泄漏流量大于 100 kg/h 小于 500 kg/h;严重内漏是指阀门泄漏流量大于 500 kg/h。本研究以一般内漏作为说明对象,把阀门前最后一个单元体管壁温度称为阀前管壁温度 t 。为了说明问题,减少计算,取保温层的厚度为 90 mm,管壁厚 4 mm,采用岩棉玻璃布缝板作为保温层,取室温为 32 $^\circ\text{C}$,管道内径 D 从 50 - 110 mm,按 10 mm 递增;管长 L 从 13 - 25 m,按 0.5 m 递增;泄漏量 G 从 100 - 500 kg/h,按 20 kg/h 递增;然后分别计算阀前管壁温度 t 。

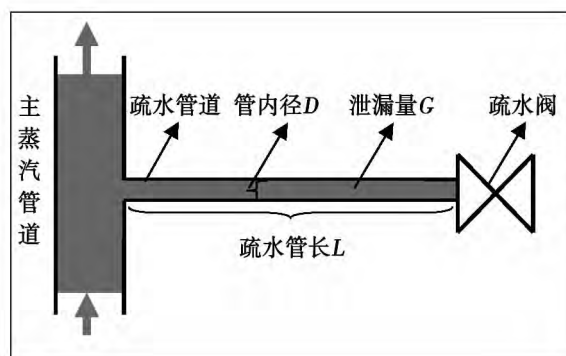


图 4 泄漏模型系统简图

Fig. 4 Sketch of the leakage model system

2.1 阀前管壁温度与阀门泄漏量、管长、管道内径的定量关系

首先,基于最小二乘法把阀前管壁温度分别与阀门泄漏量、管长、管道内径进行单变量拟合。设阀前管壁温度随单变量 x 变化时的多项式拟合:

$$t = c_0 + c_1x + c_2x^2 + \cdots + c_nx^n \quad (11)$$

式中: x —管道内径,管长或泄漏量, n —多项式的次数。

图 5 中阀前管壁温度随泄漏量成三次关系变化,图 6 中阀前管壁温度随管长成线性关系变化,图 7 中阀前管壁温度随内径成线性关系变化。

2.2 阀前管壁温度的多参数分析

根据阀前管壁温度与阀门泄漏量、管长、管道内径的定量关系,得出 t 与 G 、 L 和 D 多项式的次数分别为 3、1 和 1,则阀前管壁温度多参数拟合的表达

式为:

$$t = \sum_{m=0,1} \sum_{n=0,1} \sum_{p=0,3} P_1 D^m L^n G^p \quad (12)$$

式中: P_1 —系数。

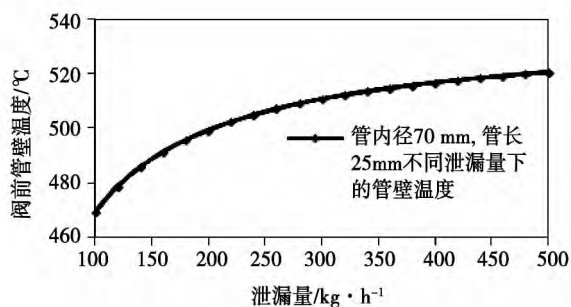


图5 阀前管壁温度随泄漏量变化关系

Fig. 5 Variation relationship of the tube wall temperature before the valve with the leakage flow rate

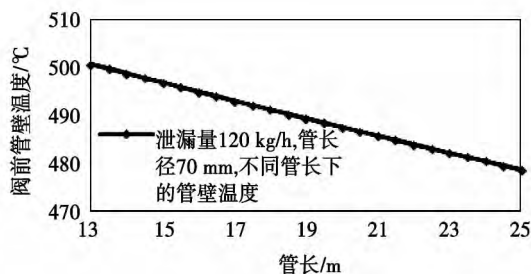


图6 阀前管壁温度随管长变化关系

Fig. 6 Variation relationship of the tube wall temperature before the valve with the tube length

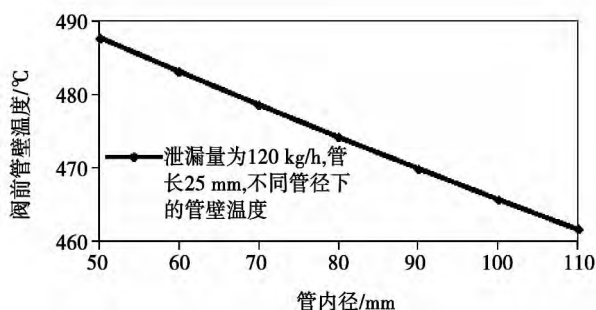


图7 阀前管壁温度随管内径变化关系

Fig. 7 Variation relationship of the tube wall temperature with the tube inner diameter

通过有限元计算得到 K 组阀前管壁温度数据

为 $t^{(1)} t^{(2)} t^{(3)} \dots t^{(K)}$ (对应的 D 、 L 和 G 也标上上标) 将每组数据代入式(12) 则可列出线性方程组:

$$\begin{bmatrix} 1 & (D)^{(1)} & (L)^{(1)} & \dots & (DLG^3)^{(1)} \\ 1 & (D)^{(2)} & (L)^{(2)} & \dots & (DLG^3)^{(2)} \\ 1 & (D)^{(3)} & (L)^{(3)} & \dots & (DLG^3)^{(3)} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & (D)^{(K)} & (L)^{(K)} & \dots & (DLG^3)^{(K)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0 \\ P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_{15} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t^{(1)} \\ t^{(2)} \\ t^{(3)} \\ \vdots \\ t^{(K)} \end{bmatrix} \quad (13)$$

基于最小二乘法,将通过有限元计算得到的阀前管壁温度以及 G 、 L 和 D 代入式(13),解得 $P = [P_0 \ P_1 \ P_2 \ \dots \ P_{15}]^T$ 。同时将式(12)展开得:

$$t = f(D \ L \ G^3) = P_0 + P_1 D + P_2 L + \dots + P_{14} DLG^2 + P_{15} DLG^3 \quad (14)$$

最后将 $P = [P_0 \ P_1 \ P_2 \ \dots \ P_{15}]^T$ 代入式(14)中,得到了阀前管壁温度的多参数拟合公式,故实现了阀前管壁温度与泄漏量之间的定量关系。同时将所得系数代入方程组检验,相对最大残差为0.5%,可见拟合效果较好。

用 D 、 L 和 G 在取值范围内的任意随机数对拟合效果进行全局范围内的校验,用式(14)计算得出的值和有限元法计算的结果进行比较,随机产生8个样本的多参数拟合值和有限元计算结果如表1所示。数据拟合结果与校验结果误差很小,如此小的误差说明拟合效果显著。

表1 有限元计算结果与拟合结果比较

Tab. 1 Comparison of the finite element calculation results with the fitting ones

	内径 /mm	管长 /m	泄漏量 /kg · h ⁻¹	有限元计 算值/°C	拟合计 算值/°C	误差 /%
1	50	25	120	487.85	487.06	-0.162
2	50	21	200	509.75	509.48	-0.053
3	60	19	240	513.25	513.68	0.084
4	70	19	300	515.6	516.17	0.111
5	80	17	340	517.62	517.84	0.043
6	90	17	400	518.72	518.26	-0.089
7	100	15	440	520.24	519.66	-0.111
8	110	13	500	522.08	522.92	0.161

为了更好说明拟合公式与有限元计算结果之间的误差,以50 mm 管内径为例,如图8所示,实点为有限元理论计算值,网面为阀前管壁温度拟合公式

的三维曲面。如果实点的体积选的足够大,同时拟合公式计算值与有限元理论计算值相差不大,实点将会穿过三维曲面。图 8(a)、图 8(b) 分别为不同的视角看到的三维曲面图形。从图中可以看出,有限元理论计算值均分布在三维曲面的附近,说明该拟合公式具有较高的准确性。

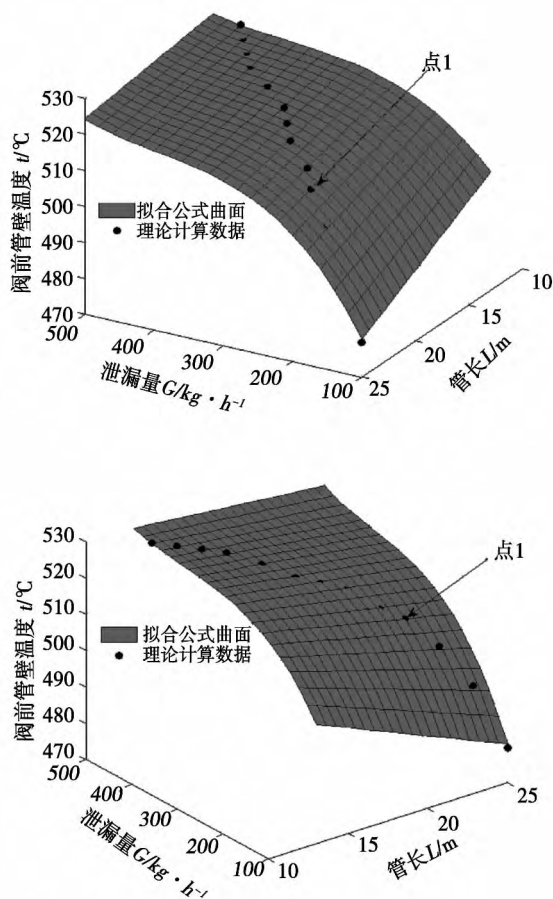


图 8 50 mm 管径拟合公式三维分布图

Fig. 8 Chart showing the 3 - D distribution of a 50 mm tube diameter fitting formula

3 阀门内漏状态诊断实例

以文献[4]上试验测试工况数据作为计算数据。通过计算得出管道各段沿程管壁温度图,同时与文献上的计算值和试验测量值进行比较。

由图 9 可知,沿程管壁温度与文献上的沿程管壁温度曲线基本吻合,同时与文献上的实验测量数据曲线也基本吻合。尤其在靠近阀门段处,计算的

阀前管壁温与文献上计算值以及文献上的试验测量数据高度吻合。同时在距阀门 1 m 处,管壁温度计算值与文献上的实验测量管壁温度相对偏差为 0.6494%。最后通过本文的管壁温度拟合公式方法,拟合进出口工质在 2.95 MPa 温度 538 ℃ 时的拟合公式,代入文献上的泄漏量、管道内径、管长、得出阀前管壁温度为 212.6 ℃,与理论计算值误差为 0.283%。以上表明,亚临界机组主蒸汽管道疏水阀泄漏计算方法的可行性以及拟合公式的实用性。

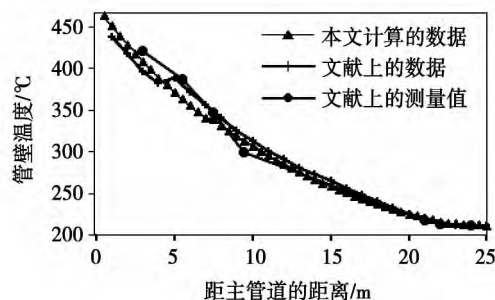


图 9 计算数据与文献上的数据比较

Fig. 9 Comparison of the calculation data with those obtained from literatures

4 结 论

(1) 阀前管壁温度随泄漏量的增大而增大,且成三次曲线变化关系;随着管长的增加,阀前管壁温度降低,且呈线性变化关系;随着管内径的增大,阀前管壁温度减小,且成线性变化关系;

(2) 将拟合公式计算的结果与采用有限元模型计算的结果进行比较,误差小于 0.2%,表明该拟合公式计算出的管壁温度结果可信,更能灵活的满足工程需要。同时与文献上的试验测量数据进行比较,表明本文介绍的阀门泄漏量的计算方法具有较高的准确性,为阀门泄漏在线监测奠定了基础;

(3) 通过测量阀前管壁温度,可以对阀门泄漏量进行定量分析,将大大提高阀门泄漏故障诊断的及时准确性。

参考文献:

- [1] 高倩霞,李录平,饶洪德,等. 阀门泄漏故障状态与声发射信号特征之间定量关系实验研究[J]. 热能动力工程 2011 26(5):

582 – 587.

GAO Qian-xia ,LING Lu-ping ,RAO Hong-de ,et al. Experimental study of the quantitative relationship between the valve leakage fault state and leakage sound-emitted signal characteristics [J]. Journal of engineering for thermal energy and power 2011 26(5) : 582 – 587.

[2] 高倩霞 ,李录平 ,烧洪德 等. 阀门泄漏率的声发射测定技术研究[J]. 动力工程 2012 32(1) : 42 – 46.

GAO Qian-xia ,LING Lu-ping ,RAO Hong-de et al. Study of the a-coustic emission technology for determining the leakage flow rate from a valve[J]. Journal of Power Engineering 2012 32(1) : 42 – 46.

[3] 王璋奇 ,丁祝顺 ,彭震中. 电站阀门面临的问题及对策讨论 [J]. 华北电力技术 2005(5) : 39 – 40.

WANG Zhang-qi ,DING Zhu-shun ,PENG Zhen-zhong. Problems faced by valves in power plants and their countermeasures [J]. North China Electric Power Technology 2005. 5: 39 – 40.

[4] 袁镇福 ,吴骅鸣 ,浦兴国 等. 基于传热学原理的电厂阀门泄漏量计算方法[J]. 动力工程 2004 24(5) : 725 – 728.

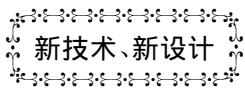
YUAN Zhen-fu ,WU Hua-ming ,PU Xing-guo et al. Method for calculating the leakage flow rate from valves in power plants based on the theory of heat transfer[J]. Journal of Power Engineering 2004 , 24(5) : 725 – 728.

[5] 张志涌. 精通 MATLAB R2011a[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社 2011.

ZHANG Zhi-yong. Mastery of MATLAB R2011a[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press 2011.

[6] Wagner W ,Cooper J R ,Dittmann A , et al. The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power , 2000 122(1) : 150 – 182.

(丛 敏 编辑)



Saturn 115 MW GTD – 110 燃气轮机

据《Gas Turbine World》2013 年年度手册报道,NPO Saturn(土星科研生产联合体) 设计、研制和销售各型工业燃气轮机,用于电力生产、机械驱动、压缩机成套装置和船舶推进。

GTD – 110 是一型单轴发动机,15 级轴流压气机由 4 级轴流涡轮驱动。配备 20 个环管的燃烧室围绕涡轮中心线安装。

该燃气轮机的特点是冷端驱动,直接 3 000 r/min 发电机,无需减速齿轮箱。

用天然气燃料,在 ISO 条件下,GTD/E – 110 的额定性能如下表:

设计参数	GTD 机械驱动装置	GTE 发电机组
ISO 基本负荷输出功率/kW	114 500 kW	110 000 kW
低热值热耗率/kJ · (kWh) ⁻¹	9 864	10 434
总效率/%	36. 5	34. 5
涡轮转子进口温度/℃	1 210	1 210
压比	14. 7:1	14. 7:1
排气流量/kg · s ⁻¹	362	362
排气温度/℃	517	517
毛尺寸(长×宽×高) /m	7. 1×3. 6×4. 2	28. 8×6. 5×7

(吉桂明 摘译)

ters such as the diameter in the cross section of the spherical boss ($D = 5\text{ mm}$, 6 mm and 7 mm) and arrangement spacing ($S = 10\text{ mm}$, 15 mm and 20 mm) the fouling quantity in a unit area of the test piece can be obtained, thus the anti-fouling rate can be calculated and then curves showing the variation law governing the weight added in a unit area and anti-fouling rate of the test piece with time can be plotted respectively. The research results show that as compared with those of a flat plate, the weight added in a unit area of the test piece with spherical dents/bosses and its foul growth asymptotic value will obviously go down. When the influence of the arrangement spacing on the foul weight is being observed separately, the arrangement spacing of 15 mm is deemed as the optimum arrangement spacing in the range of the test, at which the foul weight in a unit area of the test piece is minimum, thus attaining an optimum anti-fouling effectiveness. If the diameter in the section of the spherical boss changes, the foul weight in a unit area of the test piece will assume a tendency of first decrease and then increase with an increase of the diameter above mentioned. In the range of the test, the anti-fouling effectiveness is considered as the best when the diameter of the spherical boss is 6 mm . As a result, the spherical vortex generator with a combined structure of spherical dents/bosses can be regarded as an effective element for resisting and prohibiting the foul and has a good prospect for applications. **Key words:** spherical dent/boss, crystallization foul, direct weighing, anti-fouling rate

基于传热理论的疏水阀门内漏量计算方法 = Method for Calculating the Inner Leakage Flow Rate of a Steam Trap Based on the Heat Transfer Theory [刊, 汉] LIU Yang, LI Lu-ping (College of Energy Source and Power Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha, China, Post Code: 410014), KONG Hua-shan, DENG You-cheng (Hunan Hongyuan High Pressure Valve Co. Ltd., Zhuzhou, China, Post Code: 412100) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(2). - 196 - 201

Based on the heat transfer theory, through programming and operating by using the software Matlab, the authors obtained the data of the characteristic parameters of a valve under various leakage flow rates, i. e. tube wall temperature before the valve. By making use of the least square method, the data of the tube wall temperature before the valve were analyzed and processed with the law governing changes of the tube wall temperature before the valve with the leakage flow rate, tube diameter and length. Finally, a quantitative correlation formula was obtained by performing a fitting of the tube wall temperature and the leakage flow rate. The test data from the literature [4] was used to verify the calculation results. The fitting formula can be employed to diagnose any fault of a steam trap. **Key words:** valve, leakage flow rate, tube wall temperature, least square method

固体颗粒含量对离心泵空化特性影响分析 = Analysis of the Influence of the Solid Particle Content on the Cavitation Characteristics of a Centrifugal Pump [刊, 汉] WANG Xiu-li, ZHU Rong-sheng, FU Qiang (Re-