

非均匀受热管管壁温度场的数值计算

王为木¹, 徐维晖¹, 陈听宽², 罗毓珊²

(1. 华北水利水电学院 电力学院, 河南 郑州 450008; 2. 西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘 要: 针对非均匀受热管管壁周向壁温和热负荷等热特性参数分布不均性, 将外壁温度与外壁散热热负荷作为边界条件, 建立非均匀受热管的温度场计算二维模拟数学模型, 基于径向节点推进思想, 采用有限容积法建立离散方程, 编制求解流体换热和管壁导热耦合决定的非均匀受热管二维温度场导热反问题数值计算程序。利用程序计算了 $\Phi 32 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$ 和 $\Phi 24 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$ 半周加热垂直上升光管对超临界水的传热特性, 计算结果都可以很好地反映非均匀加热管管壁温的分布规律, 同时计算收敛性良好。计算结果表明: 超临界压力下, 半周加热垂直上升光管壁温及壁面热负荷周向分布不均, 高热负荷侧温度高, 而低热负荷侧温度低。在拟临界区, 出现传热强化, 管内传热系数的增大会减小热量沿管壁周向的均流作用。

关 键 词: 温度场; 导热反问题; 非均匀受热管; 热负荷

中图分类号: TK124 文献标识码: A

引 言

大容量高参数的超临界及超超临界直流锅炉, 以及循环流化床锅炉均采用膜式水冷壁, 水冷壁的一侧吸收来自炉膛侧辐射热和烟气对流换热, 另一侧背对炉膛, 与炉膛侧没有直接的换热, 因此, 炉膛中的蒸发管沿周向是不均匀的, 为向火面的半周受热。在研究水冷壁管传热和流动特性时周向不均匀性的影响必须加以考虑。国内外对于管内流体传热的研究多采用电加热的方式, 直接在试验管壁上通以低电压、高电流的交流电, 凭借管子本身电阻所产生的热量来加热管内工质。对于半周加热通常采用半圆形电炉加热^[1]、电加热不等壁厚的偏心管或采用电刷镀技术在试验管的半圆周均匀地刷镀纯银的镀银法^[2]。试验段外壁温度以及工质温度均由热电偶测得, 而试验段内壁温度、内壁热负荷均需要通过计算得到。

在研究管内传热特性时, 管内流体与内壁面的换热系数采用文献[3]中的换热系数关联式。半周

加热管内壁面的边界条件既非定热流, 也非定壁温。忽略管轴向的导热, 可以将非均匀加热管温度场作为二维温度场来进行处理。它是由流体换热和管壁导热耦合决定的二维温度场的导热反问题。因此, 不能采用传统的处理导热正问题的方式来对其求解。对于此种问题, Tseng、Hsu、Taler 等人都进行了大量的研究工作^[4-6], 先后提出了有限元、有限差分、适体坐标等求解方法。

基于西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室所采用的半圆形电炉法和电加热镀银法两种非均匀加热方式, 建立并开发非均匀受热管管壁温度分布计算程序, 对蒸发管传热特性的试验研究方法和非均匀受热管(面)的温度场分布的模拟具有重要意义。

1 计算方法

忽略管轴向的导热, 对于非均匀受热管管壁温度场的求解问题是具有内热源的二维稳态导热问题, 基于 Taler 所提出的空间节点推进思想^[6], 将测得的外壁温度作为外壁面的边界条件, 通过传热量把外壁温度和内点联系起来。邻近外壁的第二层节点的温度可以根据外壁温度和外界散热量求得。同理, 第三层节点温度可以由第二层节点温度和传热量求得, 进而可以求得内壁热负荷。

1.1 数理微分方程和边界条件

对于半周加热的垂直管和侧面半周加热倾斜管取其管截面作为建模计算区域, 如图 1 所示。对于半周加热镀银管, 计算区域包括镀银层和不锈钢两部分。在极坐标系下中, 描述具有内热源的二维稳态温度场的导热微分方程为:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial \theta} \right] + S = 0 \quad (1)$$

收稿日期: 2006-10-12; 修订日期: 2006-11-29

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50323001)

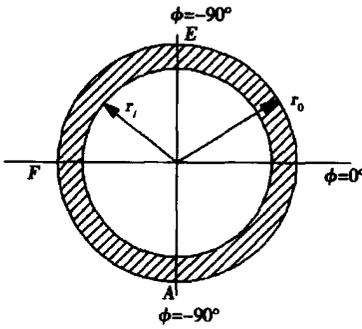
作者简介: 王为木(1972-)男, 重庆开县人, 华北水利水电学院讲师, 博士

不同的试验管, 其对应边界条件不同, 但试验管外表面均满足下列边界条件:

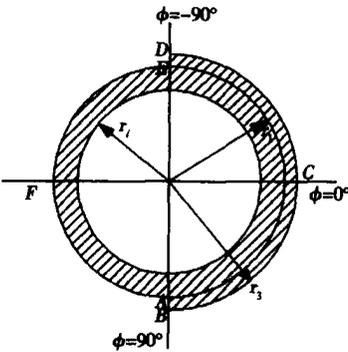
$$T = T_w \quad (r = r_0 \text{ 和 } r = r_3) \quad (2)$$

$$q'_w = \bar{q}_i(1 - \eta)r_i/r_0 = -K \frac{\partial T}{\partial r} \quad (r = r_0 \text{ 和 } r = r_3) \quad (3)$$

其中: q'_w —外壁散热热负荷; \bar{q}_i —平均内壁热负荷。



(a) 电炉加热法半周加热试验管截面



(b) 镀银法半周加热试验管截面

图 1 计算区域示意图

对于半周加热镀银管的 $\pm 90^\circ$ 处的截面 AB 、 CD , 由于银的导热性能特别好, 认为此处镀银层的外表面温度等于相邻的不锈钢管的外表面温度, 同时认为截面 AB 、 CD 满足绝热条件。即有:

$$q = 0 \quad \phi = \pm 90^\circ, r > r_0 \quad (4)$$

$$T_{r=r_0} = T_{r=r_3} \quad \phi = \pm 90^\circ \quad (5)$$

其中电加热试验管在达到热平衡后的吸热效率采用下式求得:

$$\eta = \Delta H / Q_E \quad (6)$$

以上的试验段吸热效率计算公式只在单相流动传热时有效。在两相沸腾传热时, 吸热效率采用相应工况下单相流动传热时的吸热效率。本课题中测得吸热效率在 90% ~ 95% 之间。试验段进出口的焓增为:

$$\Delta H = H_{out} - H_{in} \quad (7)$$

式(7)中进出口焓值由试验管进出口流体温度及试验管出口压力根据水物性程序求得。电加热功率为:

$$Q_E = EI \quad (8)$$

式(1)中 λ 为导热系数 ($W/m \cdot K$), 它是温度的函数。试验中采用的 1Cr18Ni9Ti 不锈钢的导热系数为:

$$\lambda = 14.6 + 0.01347T \quad (9)$$

纯银导热系数:

$$\lambda = 429 - 0.07443T \quad (10)$$

1.2 微分方程的离散

在得到控制方程和边界条件的基础上, 需要对计算区域进行离散化。对于镀银管和不锈钢的导热系数及电阻率不同, 在离散方程时将计算区域分为镀银层和不锈钢管两部分, 两个区域之间采用交界面上热流和壁温相等原则联系。

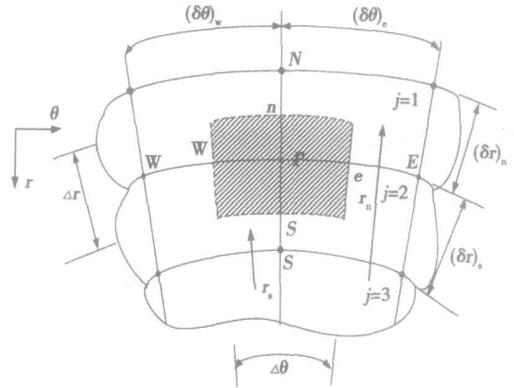


图 2 计算区域在极坐标中的网格形式

对每个计算区域采用方法 A 离散空间区域^[7], 在计算截面周向上划分 M 个节点, 径向上划分 N 个节点。外壁面为径向第一层节点, 内壁面为径向第 N 层节点。将圆管划分为 $M \times N$ 个节点, 从而形成了 $(M-1) \times (N-1)$ 个控制容积。采用有限容积积分法 (FVM) 离散微分方程 (1)^[7], 将式 (1) 在控制体 P (见图 2) 内积分, 可以得到其离散形式为:

$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (11)$$

其中:

$$a_E = \frac{\Delta r}{r_e (\delta \theta)_e / \lambda_e}, \quad a_W = \frac{\Delta r}{r_w (\delta \theta)_w / \lambda_w},$$

$$a_N = \frac{r_n \Delta \theta}{(\delta r)_n / \lambda_n}, \quad a_S = \frac{r_s \Delta \theta}{(\delta r)_s / \lambda_s} \quad (12)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_p^0 - S_p \Delta V \quad (13)$$

$$b = S_C \Delta V = S \Delta V = S(0.5(r_n + r_s) \Delta r \Delta \theta) \quad (14)$$

在本试验所处理的稳态问题中, $a_p^0 = 0$ 。同时, 式(1)中的源项 $S = S_C - S_p T_p$ 中的 $S_p = 0$ 。则式(13)可写为:

$$a_p = a_E + a_w + a_N + a_S \quad (15)$$

将式(11)以节点的形式表示并整理得:

$$T(I, J+1) = (a_p T(I, J) - a_E T(I+1, J) - a_w T(I-1, J) - a_N T(I, J-1) - b) / a_S \quad (16)$$

从上式可知: 在第 J 和第 $J-1$ 层的节点温度已知的情况下, $J+1$ 层的节点温度可以从上式算出, 这就是所谓的空间节点推进。

在外边界上, 已知的节点温度只有一层, 此时的求解就需用到外壁面的热负荷。根据式(2)、式(3)和式(16), 得到第二层节点的温度表达式:

$$T(I, 2) = (a_p T(I, 1) - a_E T(I+1, 1) - a_w T(I-1, 1) - b + q_w r_0 \Delta \theta) / a_S \quad (17)$$

其中:

$$a_E = \frac{\Delta r}{2r_e (\frac{\partial}{\partial r})_e / \lambda_e}, \quad a_w = \frac{\Delta r}{2r_w (\frac{\partial}{\partial r})_w / \lambda_w}, \quad a_S = \frac{r_s \Delta \theta}{(\frac{\partial}{\partial r})_s / \lambda_s} \quad (18)$$

$$a_P = a_E + a_w + a_S \quad (19)$$

$$b = S r_0 \Delta r \Delta \theta / 2 \quad (20)$$

1.3 源项的处理

对于计算中的热源项可作如下处理。如果取轴线方向上的单位长度, 就相当于 $(M-1) \times (N-1)$ 个并联电阻在电压 U 下发热。因此, P 控制体的发热量为:

$$Q = U^2 / R(I, J) \quad (21)$$

其中单位长度控制体 P 的电阻:

$$R(I, J) = \rho(I, J) / F(I, J) \quad (22)$$

式(22)中 $F(I, J)$ 为控制体截面积, $\rho(I, J)$ 为控制体电阻率。体积内热源为:

$$S = \frac{Q}{\Delta V} = \frac{2Q}{(r_n + r_s) \Delta r \Delta \theta} \quad (23)$$

纯银的电阻率 $\rho(\Omega \cdot m)$ 为:

$$\rho = (1.46995 + 0.00589T + 9.4163 \times 10^{-7} T^2) \times 10^{-8} \quad (24)$$

1Cr18Ni9Ti 不锈钢的电阻率 $\rho(\Omega \cdot m)$ 为:

$$\rho = 7.74 \times 10^{-7} (1.0 + 7.45 \times 10^{-4} T) \quad (25)$$

1.4 离散方程的求解

由于方程中的导热系数和电阻率与温度有关, 故温度的求解必然带有迭代性质, 本文采用 TDMA (Tridiagonal matrix method) 迭代求解温度场。在获得

离散方程和边界条件后, 具体计算过程如下:

(1) 先假定一个温度场的分布, 根据该温度分布得到计算区域内各点的导热系数和电阻率, 进而确定各控制容积的电阻。

(2) 采用 TDMA 算法依次在全场迭代, 求得新的温度分布;

(3) 将算得的新温度场代替旧温度场, 重复步骤(1)和步骤(2)。直至相邻两次迭代的节点最大温度差小于 0.001°C , 就可以认为迭代收敛, 即得到的温度场为真实温度场, 此时的内壁温度为计算内壁温度。

采用以上方法算得计算区域温度场之后, 用第 N 层和 $N-1$ 层的温度来求得内壁局部热负荷, 计算式为:

$$q_i = \frac{1}{r_i \Delta \theta} (a_S T(I, N-1) + a_E (I+1, N) + a_w (I-1, N) - a_P (I, N) + b) \quad (26)$$

其式中的各系数可参照式(17)中的系数。

按照上述算法, 采用 Fortran 程序语言编制非均匀受热管壁温度计算二维程序。主要程序块及功能说明如下:

MAIN: 规定整个计算过程的流程, 决定是否停止计算。

SETUP 1: 设置与网格系统有关的, 在计算过程中保持不变的几何参数。

SETUP 2: (1) 建立每一轮迭代中变量和其它变量离散方程的系数 a_E 、 a_w 、 a_N 、 a_S 、 a_P 及 b 项。所有变量公用一套数组逐个求解, 逐个确定各自目标的系数, 以节省内存; (2) 调用 SOLVE 子程序求解代数方程; (3) 迭代次数指标及时间步长增值。

SOLVE: 用 TDMA 求解代数方程。

GRID: 设置网格系统所必须的量。

START: 设置初值。

BOUND: 规定边界条件。

UTPUT: 打印输出。

GAMSOR: 设置扩散系数及源项, 包括: (1) 设置控制方程中规定的源项 S_c 、 S_p ; (2) 对第二、第三类边界条件设置与边界相邻的控制体中的附加源项, $S_{c, ad}$ 及 $S_{p, ad}$; (3) 内节点及边界节点规定扩散系数, 扩散采用附加源项法时令边界扩散系数为零。

2 算例分析

利用按上述模型编制的非均匀受热管壁温度计算二维程序, 处理了 $\Phi 32 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$ 和 $\Phi 24 \text{ mm} \times$

4 mm 半周加热垂直上升光管对超临界水的传热试验数据。本文中把半周加热管加热面或镀银侧顶点记为 $\theta=0^\circ$ ，按顺时针方向，将半周加热管绝热面顶点记为 $\theta=180^\circ$ 。在计算中，具体网格划分为镀银层径向 4 个节点均分，把试验圆管划分为 30 等份的网格，周向划分间隔为 30° ，周向网格数为 12。

图 3 给出半周辐射电加热炉的 $\Phi 24 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$ 半周加热垂直上升光管在压力 $P=24 \text{ MPa}$ 、质量流速 $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 和外壁热负荷 $q=300 \text{ kW}/\text{m}^2$ 条件下，在主流温度为 615.15 K 对应截面的计算结果。由图可见，在管截面不同径向距离的沿周向温度分布均是极不均匀的，整个曲线都是在加热侧顶点处达到最大值，然后逐渐过渡到绝热处的最小值，大约在 $\theta=45 \sim 135^\circ$ 的范围内，周向温度梯度最大，变化最为剧烈，这是因为周向不均匀加热边界，周向热流分布的不均造成加热侧向绝热侧沿周向的热流分配所致。在径向上，半径越小的圆周周向温度曲线越平坦。

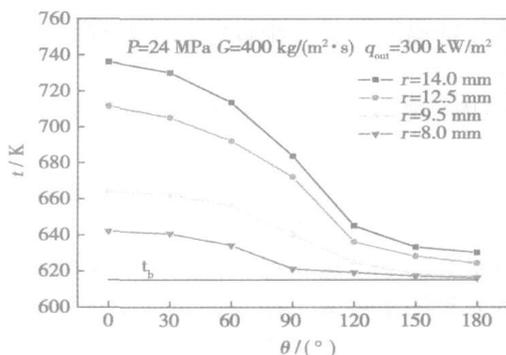


图 3 半周加热垂直上升管壁温分布

图 4~图 6 给出 $\Phi 32 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$ 半周加热镀银管在压力 $P=23 \text{ MPa}$ 、质量流速 $G=600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 和热负荷 $q^{av}=130 \text{ kW}/\text{m}^2$ 条件下不同焓值区对应的管壁周向温度分布。超临界压力流体是变物性的，根据物性变化的剧烈程度可将其分为远离拟临界温度的高焓区和低焓区以及拟临界区。在高焓区和低焓区内物性变化较小可近似认为不变；而拟临界区流体物性变化剧烈。在超临界压力下由于不同的热工况可能出现传热强化和传热恶化。图 4~图 6 给出了传热强化时，不同焓值区的壁温周向分布。

图 4 表示远离大比热区低焓区的情况，可见高热负荷侧（镀银侧）顶点温度最高，逐渐向低热负荷侧顶点降低，二者的外壁温度差别达 53 K ；内壁温度与主流温度比较，高热负荷侧顶点处相差 34.5 K ，

低热负荷顶点处相差为 4.8 K 。就内壁热负荷而言，高热负荷侧顶点与低热负荷侧顶点内壁热负荷比约为 4.03 。无论是壁温，还是热负荷分布，在交界面处变化最为剧烈。

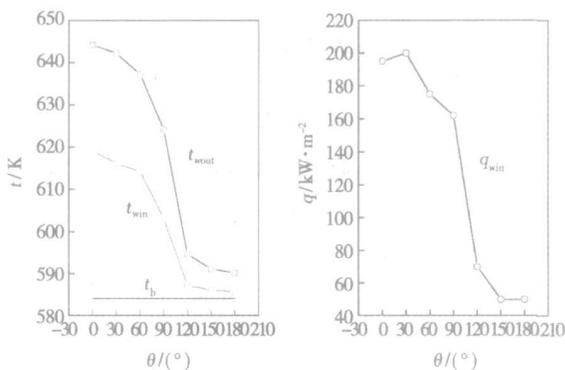


图 4 $P=23 \text{ MPa}$ 、 $G=600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $q^{av}=130 \text{ kW}/\text{m}^2$ 焓值为 $1390.6 \text{ kJ}/\text{kg}$ 半周加热垂直上升管壁温及内壁热负荷的周向分布

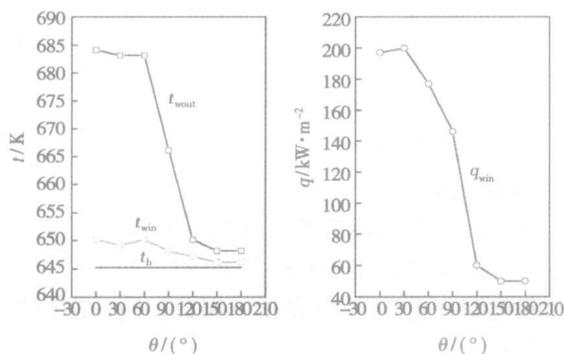


图 5 $P=23 \text{ MPa}$ 、 $G=600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $q^{av}=130 \text{ kW}/\text{m}^2$ 焓值为 $1955.4 \text{ kJ}/\text{kg}$ 半周加热垂直上升管壁温及内壁热负荷的周向分布

图 5 表示大比热区管壁温度及热负荷周向分布。此时，高热负荷侧顶点温度与低热负荷侧顶点温差与图 4 中低焓区比较大幅减小，减低至 28.7 K ，内壁热负荷比约为 4.05 ，内壁与工质间的温差明显减小，这是因为大比热区物性的剧烈变化，传热得以强化，其传热系数较大幅度增加。同时说明在剧烈的变物性条件下，周向不均匀分布加热的影响较小。图 6 给出的是高焓值区的壁温及热负荷周向变化情况，可见在高焓区高热负荷侧顶点温度与低热负荷侧顶点温度差约有 39.5 K ，高低两侧的内壁热负荷比为 3.96 。比较图 4~图 6 的热负荷周向分布，可见其形状基本一致，均是由高热负荷向低热负荷区

连续光滑过渡,但是在拟临界传热强化区内的高、低内壁热负荷之比要高于正常传热区,这说明管内传热系数的增大会减小热量沿管壁周向的均流作用。

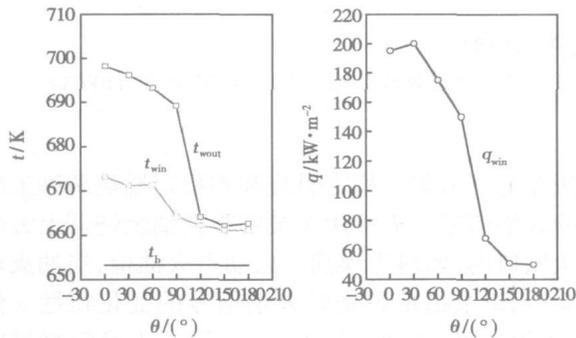


图6 $P=23\text{ MPa}$ 、 $G=600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 、 $q^{av}=130\text{ kW}/\text{m}^2$ 焓值为 $2\,343.5\text{ kJ}/\text{kg}$ 半周加热垂直上升管壁温及内壁热负荷的周向分布

图3~图6的研究结果表明:在锅炉水冷壁系统中,膜式水冷壁管的向火侧温度必然高于背火绝热面,而且向火面的传热系数低于背火面,所以在设计和运行过程中,要重视水冷壁向火侧顶点的附近的温度监测。

3 结 论

(1) 建立在无法获得内壁面边界条件的情况下非均匀受热管壁温度场二维数值计算模型,将外壁温度与外壁热负荷作为边界条件,采用节点推进技术和基于有限容积法求解流体换热和管壁导热耦合决定的非均匀受热管二维温度场的导热反问题,编

制计算程序,并对非均匀受热垂直上升管二维温度场进行了求解和分析。

(2) 超临界压力下,半周受热垂直上升光管因其受热边界条件不同,管壁温度场周向分布不均匀,高热负荷侧温度高,而低热负荷(或绝热)侧温度低,在径向上,半径越小的圆周周向温度曲线越平坦。

(3) 超临界压力下,不同焓值区传热的规律不同,在拟临界区,因剧烈物性变化,出现传热强化,半周加热垂直上升光管壁温及壁面热负荷周向分布不均,在剧烈的变物性条件下,周向不均匀分布加热的影响较小。管内传热系数的增大会减小热量沿管壁周向的均流作用。

参考文献:

- [1] IWABUCHI M, TATEIWA M, HANEDA H. Heat transfer characteristics of rifled tubes in the near critical pressure region // Proc of 7th Int. Heat Transfer Conference [C]. Germany: Munich, Hemisphere, 1982. 313-318.
- [2] BLACK A W, SPARROW E M. Experiments on turbulent heat transfer in a tube with circumferentially varying thermal boundary conditions [J]. Transactions of the ASME, 1967, 8: 258-268.
- [3] 胡志宏. 超临界及近临界压力区垂直上升及倾斜上升管传热特性研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2001.
- [4] TSENG A A, CHEN T C, ZHAO F Z. Direct sensitivity coefficient method for solving two-dimensional inverse heat conduction problem by finite-element scheme [J]. Numerical Heat Transfer, 1995, 27: 291-307.
- [5] HSU P T, YANG Y T, CHEN C K. Simultaneously estimating the initial and boundary conditions in a two-dimensional hollow cylinder [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1998, 41(1): 219-227.
- [6] TALER J, ZIMA W. Solution of inverse heat conduction problems using control volume approach [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1999, 42: 1123-1140.
- [7] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.

(编辑 渠 源)

故障诊断

遗传算法和神经网络的综合故障诊断模型

《ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power》2006年1月号介绍了遗传算法和神经网络用于识别部件性能偏移和传感器故障的综合故障诊断模型。

该诊断模型有两个截然不同的阶段工作。第一阶段用于计算目标函数的响应表面,以便在减轻计算负担的同时增加搜索空间的探查潜力;第二阶段使用混合诊断模型的概念,运用嵌套神经网络和遗传算法,以便形成混合诊断模型。嵌套神经网络作为预处理器或过滤器起作用,以便基于遗传算法的诊断模型来减少被探查故障的类别数。

混合模型改进了所得到结果的精度、可靠性和相容性。此外,也观察到总的运算时间明显减少。

先进循环中间冷却回热式 WR21 发动机作为执行该诊断模型的试验发动机。

(吉桂明 供稿)

Thermal Science, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 427 ~ 430

Authors' research has shown that charged particles tend to deposit at the tip of particle chains. On this basis, by adding the deposition properties of charged particles to an already established model of a neutralized compressible particle layer, a model for a compressible particle layer of charged particles was set up. Studied thereupon is the mechanism of the filtration stage of the particle layer during the filtration process of filtering materials. It has been found through the model that in case of incompressibility, the height of the particle layer formed by charged particles is similar to that of the neutralized particle layer. The distribution of voids, however, is uniform. Owing to the glide angle being relatively small, it is not easy for the above-mentioned layer to be compressed. When the pressure drop is increased to a certain value, the said layer assumes a periodic compression. Therefore, its pressure drop at a relatively high filtering air speed is notably lower than that at the neutralized working conditions. The results obtained from the model can successfully explain the experimental phenomena. **Key words:** charged particle, particle layer, compression, pressure drop, void ratio

干煤粉加压气流床气化试验研究 = An Experimental Study of Dry Pulverized-coal Gasification in a Pressurized Airflow Bed [刊, 汉] / REN Yong-qiang (College of Energy Source and Power Engineering under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049), XU Shi-sen, XIA Jun-cang, LI Xiao-yu (Xi'an Thermodynamics Academy Co. Ltd., Xi'an, China, Post Code: 710032) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 431 ~ 434

Described are the main equipment, process flow path and the selection of technological conditions for the gasification pilot plant of a 36 t/d pressurized airflow bed. Also given are the main test data obtained for a multitude of coal ranks undergone experimental research under the condition of the gasification pressure being 3.0 MPa and dry pulverized coal fed being 1 t/h. As can be seen from the test data, the indexes of dry-method gasification are obviously better than those of coal-slurry gasification, mainly due to a low CO₂ content and a high content of effective constituents CO + H₂ (both greater than 89%). The foregoing demonstrates the superiority of the dry pulverized coal gasification. The tests have basically achieved the anticipated aim and accumulated relevant data for dry pulverized coal gasification in an airflow bed. **Key words:** coal gasification, airflow bed, dry-feed of raw materials

非均匀受热管管壁温度场的数值计算 = Numerical Calculation of Temperature Fields on a Non-uniformly Heated Tube Wall [刊, 汉] / WANG Wei-shu, XU Wei-hui (College of Electric Power under the North China Institute of Water Conservancy and Hydroelectric Power, Zhengzhou, China, Post Code: 450008), CHEN Ting-kuan, LUO Yu-shan (National Key Laboratory on Multiphase Flow in Power Engineering under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 435 ~ 439

In the light of the non-uniform distribution of thermodynamic parameters, such as circumferential wall temperature of the non-uniformly heated tube wall and heat load etc., a two-dimensional mathematical model was established for simulating and calculating the temperature field of a non-uniformly heated tube with the outer wall temperature and heat-dispersion thermal load serving as boundary conditions. Based on the idea of radial node advancement, the authors have adopted a finite volume method to set up a discrete equation. A numerical calculation program was prepared to solve the reverse problem of heat conduction in the two-dimensional temperature field on the non-uniformly heated tubes determined by the coupling of the fluid heat exchange and tube wall heat conduction. By making use of the program, calculated was the heat transfer characteristics of semi-circle heated vertical riser (bare tube $\phi 32 \times 3$ mm and $\phi 24 \times 4$ mm) with respect to supercritical water. The calculation results can exceedingly well reflect the wall temperature distribution regularity of non-uniformly heated tubes and exhibit a good computation convergence. The results of calculation also indicate that at a supercritical pressure, the semi-circle heated vertical bare-riser wall temperature and wall surface heat load assume a non-uniform circumferential distribution. The side with a high heat load has a high temperature and the side with a low heat load a low temperature. In the pseudocritical zone, a heat transfer intensification occurs and an increase of in-tube heat transfer coefficient will weaken the flow-equalizing role of heat along the circumferential direction of tube walls. **Key words:** temperature field, reverse problem of heat conduction, heat load, non-uniformly heated tube