

锅炉烟管管束阻力最优匹配的研究

徐士鸣 袁 一

(大连理工大学)

摘要 本文探讨水烟管锅炉中烟管管束烟气流速的最优分配,在一定的烟气阻力和换热面积条件下使管束的换热量最大,或在一定的换热量条件下使对流换热面积最小,并建立烟管管束阻力最优匹配的计算模型。

关键词 工业锅炉 烟管管束 最优化 阻力

分类号 TK229.4

0 前言

在中、小型工业锅炉中,水烟管锅炉的使用最为广泛。由于烟气在管内作纵向流动,其换热热阻较大,尤其是采用光管作为换热元件时,换热效果不佳。为了强化锅炉烟管管束的对流换热,提高烟气的对流换热系数,目前在该型锅炉中常采用螺纹烟管作为换热元件,以强化烟管内烟气的换热过程。

如图 1 所示的螺纹烟管,一般采用碾压加工方法而成。在螺纹管外形成连续的螺旋凹槽,管内形成连续的螺旋凸起。烟气在管内流动时,由于凸起物的影响,使流体边界层产生扰动而降低烟气对管壁对流换热的热阻,提高烟气换热系数,从而达到强化管内传热的目的。同时管外凹槽的存在也有利于强化管外换热介质的沸腾换热。从实验的情况表明,在相同风机功率消耗的情况下,螺纹烟管的换热系数可比光管的换热系数高一倍左右^[1]。因此,在同样的换热量和换热温度下,螺纹烟管的换热面积可比光管的换热面积减少 50% 左右。

锅炉烟管采用螺纹管后,不仅可以提高烟管的传热效率,降低烟气出口温度,而且在设定的换热量要求下,还可以减少烟管管束的换热面积,使锅炉的总体尺寸缩小以便于运输、安装和降低制造成本。由于螺纹管的结构简单,制作方便,机械性能好,加工精度也容易保证。因此,无论在旧锅炉改造或是在新锅炉

设计中,螺纹管均已得到广泛的应用。

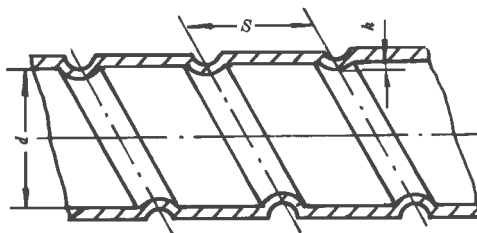


图 1 螺纹烟管剖面

1 光滑管和螺纹管的换热系数和阻力系数

1.1 光滑圆管内的烟气换热系数和阻力系数

对于流体在长的光滑圆管内作纵向流动时的强制对流换热,

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (1)$$

式中, $Nu = T \cdot d / \lambda$; $Re = d \cdot U_m / \nu$, $Pr = c_p \rho / (\lambda \theta)$.

式(1)改写成换热系数的形式为:

$$T = 0.023 \cdot (\lambda / d) \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} C_1 \cdot C_L \quad (2)$$

式中, C_1 为热流方向修正系数,烟气被冷却时, $C_1 = 1.0$; C_L 为相对长度修正系数,当管长 L 与管内径 d 之比值 ($x = L/d$) ≥ 50 时, $C_L = 1.0$; 当 $L/d < 50$ 时,其值可查文献^[2]中线图 14,或按下式计算,

$$C_L = 1.912 - 0.06548 \cdot x + 0.1651 \times 10^2 \cdot x^2 - 0.1417 \times 10^4 \cdot x^3 \quad (3)$$

光滑圆管内的阻力系数公式为,

$$Y = 0.3164 / Re^{0.25} \quad (4)$$

1.2 螺旋管内的烟气换热系数和阻力系数

到目前为止,对于螺旋管内对流换热性能和阻力特性的研究,各国学者都已做了大量的实验研究工作。由于流体在螺旋管内流动边界层内的湍动过程非常复杂,难以用精确的数学解析式来表达螺旋管内的换热系数和阻力系数。因此,各文献所给出的是经大量实验研究所总结出的经验公式。由于所研究的换热介质及所进行的实验手段和实验方法的不同,所给出的各经验公式的形式有较大的差异,各经验公式所适用的场合和范围也有较大的差别。因此,在选择螺旋管管的换热系数及阻力系数计算式时,应注意各计算式的使用条件。对于换热介质为烟气时,螺旋管对流换热系数计算式,本文采用文献[3]所推荐的经验式,螺旋管结构参数为 $h/d = 0.02 \sim 0.05, s/h = 11 \sim 25$ 范围内,

$$Nu = 0.107 Re^{0.837} Pr^{0.4} (h/d)^{0.15} (s/h)^{-0.295} \quad (5)$$

式(5)改写成换热系数的形式为,

$$T = 0.107 (\lambda/d) Re^{0.837} Pr^{0.4} (h/d)^{0.15} \cdot (s/h)^{-0.295} C_L \cdot C_L \quad (6)$$

螺旋管管的阻力系数按文献[4]所推荐的经验式为,

$$\alpha = 23.1 \cdot (s/d)^{-0.7} (h/d)^{1.55} Re^{0.075} \quad (7)$$

2 锅炉烟管管束阻力最优匹配问题的提出

按照现行的《锅壳锅炉受压元件强度计算》标准,为了加强锅壳式锅炉管板的强度,在锅炉烟管管束中部分烟管采用称之为拉撑管的厚壁光管,其余的烟管可采用螺旋管来强化烟气的换热过程。这样,在同一管束中既有阻力系数较大的螺旋管,又有阻力系数较小的光管,这就会使流经各烟管的烟气流速出现不均匀。在相同的阻力降下,阻力系数较小的光管内烟气的流速较大,而阻力系数较大的螺旋管内,烟气的流速较小,单位流通面积流过的烟气量减少,较多的烟气从换热性能较差的光管内流过,使烟管管束的总换热量减少。

如果在烟管管束的设计计算中,整个管束均按

螺旋管管的换热情况进行计算,势必使计算所得的对流换热量偏大,使锅炉蒸发量达不到设计要求。正确的计算方法是按各烟管中烟气阻力相等的原则进行流速分配。

按照上述给出的螺旋管管的换热系数和阻力系数的经验公式可知:在管内径一定的条件下,螺旋管管的换热系数和阻力系数的大小取决于螺旋管管的结构参数,即管内凸起高度 h 和螺距 s 。这样不同形式管子所组成的烟管管束的阻力最优匹配问题可归结为如何调整螺旋管管的结构参数 h 和 s 在给定的压力降和换热面积下,使最优匹配后的烟管管束的换热量达到最大,管束的平均烟气出口温度最低。或在给定的压力降和平均烟气出口温度下,使管束的总换热面积达到最小,以减少锅炉的钢材消耗量。

3 拉撑管中加装纽带式旋流发生器后的换热性能和阻力特性

为了提高烟管管束的传热系数,设计者总是希望有较多的烟气从换热系数较高的螺旋管中流过,这样就需要增加拉撑管的阻力。为了改变光滑烟管的阻力系数,有些锅炉的拉撑管中加装分流片来匹配两种管子的阻力^[1]。由于加装分流片后会使得流过拉撑管的烟气流速降低,使原本已经较低的换热系数进一步降低,从而使拉撑管这部分有效换热面积不能得到充分的利用。因此,此法使用不当时,不仅不能使整个烟管束的换热量增加,反而会使管束的阻力增大,风机的功耗增加。

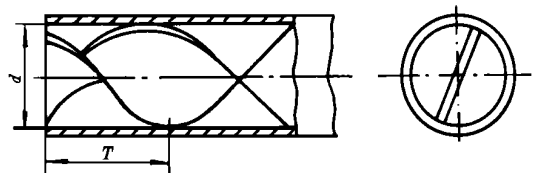


图 2 纽带式旋流发生器

比较好的阻力匹配方法是在光滑烟管的入口处加装如图 2 所示的纽带式旋流发生器。它不仅使烟气产生旋流,而且纽带本身还可接受来自高温烟气的辐射而起到扩展换热表面的效用。出旋流发生器后的烟气作衰减性自由螺旋运动,在管内起到强化换热的作用。尤其对长径比较小的光滑烟管,在其入口处加装纽带式旋流发生器更为有利。

对于加装纽带式旋流发生器后的拉撑管,折算到整根管长上的当量换热系数为,

$$\bar{T} = [(P \cdot Y \cdot d \cdot \bar{T} + L_C \cdot \bar{T}) / L] \cdot C_1 \cdot C_L \quad (8)$$

式中, \bar{T} , \bar{T} 分别为纽带式旋流发生器段的对流换热系数和自由旋流段的对流换热系数; $L_C = L - P \cdot Y \cdot d$

纽带式旋流发生器管段的对流换热系数可按文献 [5]

给出的经验式计算,即,流体被冷却的情况下,

$$\bar{T} = (\lambda / d) \cdot F \cdot \{0.023 [Re^{0.8} + (1.57/Y)^2]^{0.8} \cdot Pr^{0.4}\} \quad (9)$$

式中, F 为翅化系数,当纽带式旋流发生器与拉撑管为紧配合安装时,取 $F = 1.25$; 否则取 $F = 1.0$

对于烟气放热的管内衰减性自由旋流换热系数可按文献 [6] 给出的公式计算,

$$\bar{T}'' = 0.023 \cdot (\lambda / d) \cdot (C_S \cdot Re)^{0.8} Pr^{0.4} \quad (10)$$

式中 $C_S = \frac{1}{1 + Wr^2}$

$$Wr = \int_0^1 \bar{W}r(\bar{r}, Z) d\bar{r}$$

$$\bar{W}r(\bar{r}, Z) = (7.73/Y) \cdot J_1(3.832\bar{r}) \cdot \exp(-14.684Z) - (5.26/Y) \cdot J_1(7.106\bar{r}) \cdot \exp(-49.224Z) + \dots \quad (11)$$

$$Z = \frac{4 \cdot L_C \cdot (1 + 4.15 \times 10^{-3} Re^{0.86})}{d \cdot Re} \quad (12)$$

其中, J_1 为一阶一类贝塞尔函数; 无量纲径向距离 $\bar{r} = r/R$

加装纽带式旋流发生器后拉撑管总阻力应为纽带段的烟气阻力加上自由旋流段的烟气阻力,折算到整根管长的当量阻力系数可写为,

$$\bar{\alpha} = [P \cdot Y \cdot \alpha + (L_C/d) \cdot \alpha'] \cdot (d/L) \quad (13)$$

对于管内纽带式旋流发生器的阻力系数 α 可按文献 [7] 给出的简化公式计算,

$$\alpha = 0.184 \cdot \frac{[Y/(Y-1)]^m}{Re^{0.2}} \quad (14)$$

其中,

$$m = 1.15 + \frac{0.15 \cdot (7 \times 10^4 - Re)}{65 \times 10^4} \quad (15)$$

对于衰减性自由旋流的管内阻力系数 α' 可按文献 [8] 给出的公式计算,即,

$$\alpha' = \alpha_0(1 + 0.196S^3 - 0.41S^2 + 0.344S) \quad (16)$$

$$S = S_0 \cdot \exp(-0.04 \cdot L_C/d) \quad (17)$$

式中, α_0 为光滑管的阻力系数,按式 (4) 计算; S_0 为出纽带式旋流发生器的烟气初始旋流强度,简单地可表示为

$$S_0 = 1.0472/Y \quad (18)$$

4 不同管子形式组成的烟管束阻力最优匹配的数学模型

如果所设计的工业锅炉烟管是由波纹管(用下标 a 表示)和光滑拉撑管(用下标 b 表示)所组成.按以上所述,在给定的烟管压力降和管束总面积下,其阻力的最优匹配目标函数为

$$\max Q = J[(T_{a+} - T_f) \cdot F_a \cdot \Delta t_{a+} + (T_{b+} - T_f) \cdot F_b \cdot \Delta t_b] \quad (19)$$

式中, J 为热有效利用系数,对于燃煤锅炉一般取 $J = 0.75$; T_f 为高温烟气的辐射换热系数,其计算方法和线算图可查文献 [2],当烟气温度低于 400°C 时,可认为 $T_f = 0$

当拉撑管中不装纽带式旋流发生器时, T_b 按式 (2) 计算,否则按式 (8) 计算.各管中的烟气对流换热时的对数平均温差为,

$$\Delta t_i = \frac{t_1 - t_{2,i}}{\ln[(t_1 - t_s)/(t_{2,i} - t_s)]} \quad (i = a, b) \quad (20)$$

管束烟气平均出口温度应为出两种烟管的烟气温度 ($t_{2,i}$) 在出口烟箱中充分混合后的温度,即, $t_2 = (M_a \cdot t_{2,a} + M_b \cdot t_{2,b}) / M$ (21)

目标函数的约束条件为:

(1) 热量平衡约束条件为:

$$J(T_{a+} - T_f) F_a \Delta t_a = M_a C_p a (t_1 - t_{2,a}) \quad (22)$$

$$J(T_{b+} - T_f) F_b \Delta t_b = M_b C_p b (t_1 - t_{2,b}) \quad (23)$$

(2) 质量平衡约束: $M = M_a + M_b$ (24)

(3) 阻力降相等约束: 烟气流过烟管时的阻力降是由管内沿程阻力和进出烟管的局部阻力所产生的.在同一管束中,尽管进出各烟管的局部阻力系数相同,但烟气在光滑拉撑管和波纹管内的流速不同,由局部阻力所产生的阻力降也是不同的.因此,必须考虑由于流速不同而引起的进出烟管的局部阻力降不同的因素.设进出烟管的局部阻力系数为 γ , 则

$$(\alpha_a \cdot L/d_a + \gamma) d_{ma} U_{ma}^2 = (\alpha_b \cdot L/d_b + \gamma) d_{mb} U_{mb}^2 \quad (25)$$

(4) 阻力降许用约束: $\Delta D_a = \Delta D_b \leq \leq$ 常数 (按设计要求而定)

(5) 防积灰约束: $U_{\max} \geq 10 \text{ m/s}, U_{\min} \geq 10 \text{ m/s}$

(6) 制造条件约束: 波纹管制造条件约束: $h/s \leq 0.085, S \geq 0.01 \text{ m}, 0 \leq h \leq 0.0035 \text{ m}$

纽带安装及制造条件约束: $1.5 \leq Y \leq 3.0, \leq P \leq 8$

在给定阻力降 ΔD 和烟管管束烟气出口平均温度 t_2 的条件下,两种管子组成的烟管束阻力最优匹配的目标函数为

$$\min F_a = \frac{M \cdot C_p (t_1 - t_2)}{J(T_{a+} - T_f) \Delta t_a} - \frac{(T_{b+} - T_f) \Delta t_b}{J(T_{a+} - T_f) \Delta t_a} \cdot F_b \quad (26)$$

式中,拉撑管面积 F_b 是按锅炉烟管管板的强度要求所决定的,要减少对流换热面积只能减少螺纹烟管的面积 F_a ,一般是减少螺纹烟管的根数 N_a 。

在此目标函数下的约束条件为,除包括上述 6 项约束外,还需增加一条约束,即烟气出口温度的约束:

$$t_2 = (M_a \cdot t_{2,a} + M_b \cdot t_{2,b}) / M = \text{定值} \quad (27)$$

从以上所建立的锅炉烟管管束最优匹配的数学模型中可以知道,对于第一类最优阻力匹配问题的求解可归结为对具有等式和不等式约束的非线性优化问题的求解。而对于第二类最优阻力匹配问题的求解则可归结为对有约束的混合整数非线性优化问题的求解。

符 号

C_p — 定压比热
 F — 换热面积
 M — 烟气质量流量
 P — 纽带节数
 t — 烟气温度
 Δt — 温差
 T — 纽带节距
 Y — 纽带扭率 ($Y = T/d$)
 U_m — 烟气平均流速
 λ — 烟气导热系数
 g — 烟气运动粘度

下 标

1— 烟气入口 2— 烟气出口
 S— 饱和状态 m— 平均

参 考 文 献

- 1 张忠铭.单头螺纹管在工业锅炉中的应用.机械工业出版社,1992.4
- 2 北京锅炉厂设计科译.[苏]锅炉机组热力计算标准方法.机械工业出版社,1976.11
- 3 Zhou Q T et al. Heat transfer enhancement and energy conservation. Heat Transfer(1990), Hemisphere Pub. co., 1990
- 4 程俊国、冯俊、薛明聪等.螺纹管的流阻及传热性能.重庆大学学报.1980.(3)
- 5 Lopina R F and Bergles A E, Heat transfer and pressure drop in tape generated swirl flow. MIT Dept. Mech. Eng. Report, No. DSR 70281-47
- 6 Algifri A H. and Bhardwai R K. Prediction of the heat transfer for decaying turbulent swirl flow in a tube. Int. J. Heat Mass Trans. , 1985, 28(9): 1637
- 7 Date A W. Flow in tube containing twisted tapes. Heating and Ventilating Eng. 1973, 47: 240
- 8 Snoo Y. and Nagata T. Swirl flow in long pipes with different roughness. Bull. JSME. 1972, 15: 1514

作者简介 徐士鸣,男,195年生,198年内燃机专业本科毕业于大连工学院,分配在江苏南通渔船柴油机厂工作。1986年底获大连工学院热能工程专业硕士学位并留校任教。199年考入本科化学工程专业,在职攻读博士学位,199年破格晋升为副教授,1996年获博士学位。目前主要从事与热能动力工程、环境工程相关学科的科研和教学工作。(116024 辽宁大连理工大学动力系)

工程消息

1000 MW 风力目标

据 "Modern Power Systems" 1996年 6月号报道,中国具有丰富的风力资源,其数量高达 235000 MW。风能资源丰富的地区主要是中国的北方、东南沿海及其岛屿。

面临严重的电力短缺和环境污染的威胁,中国已大力促进利用风力发电。国家已计划在 2000年前使风力发电的总装机容量从目前的 44.4 MW 增加到 1000 MW。

为了达到 1000 MW 的目标,中国需要 2000~3000 台大型风力涡轮。但是,中国不可能从国外购买如此之多的机组。关键的因素是掌握并自己建造风力涡轮。

例如,新疆风力农场准备在 2000年前增加 100 MW 风力涡轮装机容量。为此,它们已和荷兰的 Wind Master 公司签订了包括购买涡轮并转让制造技术的合同。

(学生 供稿)

燃气轮机联合循环在沿海地区的应用 = **The Application of Gas Turbine-based Combined Cycle Units in Coastal Regions of China** [刊, 中] / Liu Dingyuan, Zhang Xiaosu (Shenzhen Nanshan Cogeneration Co. Ltd.) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1997, 12(1). -52- 55

Described in this paper is the development of gas turbine-based combined cycle units in the coastal area of China with a brief account of the experience gained by the Shenzhen Nanshan Cogeneration Co. Ltd. in burning heavy oil. **Key Words** gas turbine, combined cycle, burning of heavy oil

锅炉烟管管束阻力最优匹配的研究 = **A Study on the Optimum Matching of a Boiler Flue Gas Tube Bank Resistance** [刊, 中] / Xu Shiming, Yuan Yi (Dalian University of Science & Engineering) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1997, 12(1). -56- 59

Discussed in this paper is the optimum distribution of flue gas speed in the flue gas tube bank of an industrial smoke tube boiler. The aim is to achieve a maximum tube bank heat exchange rate under the conditions of a given flue gas resistance and heat exchange area or attain a minimum convection heat exchange area under the condition of a given heat exchange rate, and set up a calculation model with an optimum matching of pressure drop in the flue gas tube bank. **Key words** industrial boiler, flue gas tube bank, optimization, resistance

直流锅炉启动分离器数学模型与仿真 = **A Mathematical Model of the Start-up Separator for an Once-through Boiler and Its Simulation** [刊, 中] / Wang Zongqi, Wang Tao (North China Electric Power University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1997, 12(1). -60- 63

Starting from the mechanism of the working process of an object under study established is an analytical mathematical model of the start-up separator for an once-through boiler. On this basis a simulation model was set up to conduct a simulation test. The validity of the model was verified, thus providing essential conditions for the establishment of a full-load operating condition mathematical model of the once-through boiler unit. **Key words** oncthrough boiler, start-up separator, mathematical model

火电厂监控与信息管理的计算机网络系统——PPIS100 = **Computer Network System PPIS100 for the Monitoring and Information Management of Thermal Power Stations** [刊, 中] / Wang Tongqing, Wang Peihong, et al. (Southeastern University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1997, 12(1). -64- 67

Described in this paper is a computer network system for the monitoring and information management of the production process of several thermal power stations. With the system employing a distributed intelligent data acquisition device serving as its basis the whole network is divided into a management level and process monitoring level to conduct data exchange, which makes it possible for various workstations of the management level to readily obtain real-time information and to provide real-time information service for production management. The system from the hardware system to software one features good configuration possibility.

Key words network system, computer monitoring, information management, intelligent data acquisition device

锅炉燃料加工新工艺的研究 (I)——新工艺原理及其关键技术 = **A Study on the New Technology for Processing Boiler Coal (I) — Theory of the New Technology and Its Key Techniques** [刊, 中] / Yang Guohua (China Mining University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1997, 12(1). -68- 70

In the light of the present status of coal use in industrial boilers and coal processing the author has come up with a new technology for processing boiler fuel and proposed two items of its key techniques. **Key words** industrial boiler, profiled coal, fuel processing, grading of coal, modification of profiled coal