

复合循环热水锅炉水动力计算方法探讨

朱群益 赵广播 陈崇枢 张培亭

(哈尔滨工业大学)

〔摘要〕本文对复合循环热水锅炉水动力计算方法进行了理论推导,并给出了计算实例。

关键词 复合循环热水锅炉 水动力计算 分类号 TK212 TK229

1 前言

为了提高自然循环热水锅炉水冷壁中的工质流速,复合循环热水锅炉得到了应用。本文拟对复合循环热水锅炉的水动力计算方法作一探讨,以促进复合循环热水锅炉的推广使用。

2 复合循环热水锅炉工作原理及喷嘴结构设计简介

复合循环热水锅炉工作过程如图1,详见文献〔1〕。回水经回水分配管进入喷嘴后以较高的速度喷入下降管,此股流体称工作流体;在工作流体的卷吸作用下,锅筒中的一部分流体被卷吸入下降管,称被卷吸流体;两股流体混合后称混合流体。混合流体在回路中循环。从原理上讲,此时循环回路中的循环动力由两部分组成,一是上升管与下降管中工质密度差产生的自然循环动力 ΔP , N/m^2 ; 一是工作流体产生的附加循环动力 ΔP_3 , N/m^2 。显然循环动力有所增加,循环流速可以提高。

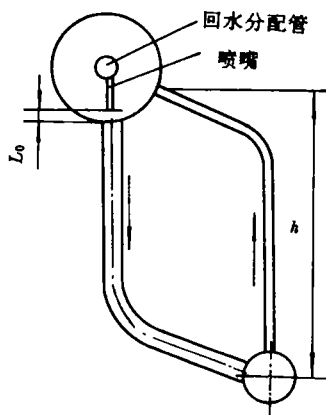


图1 复合循环工作过程

喷嘴与下降管入口管段如图2,复合循环热水锅炉中所用的喷嘴较简单,一般有直管形喷嘴和锥形喷嘴两种,如图3。

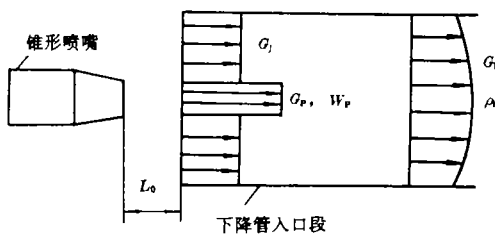


图2 喷嘴及下降管入口管段

收稿日期 1993-03-27 收修改稿 1993-06-07

本文联系人 朱群益 男 31 讲师 硕士 150006 哈尔滨工业大学热能工程教研室

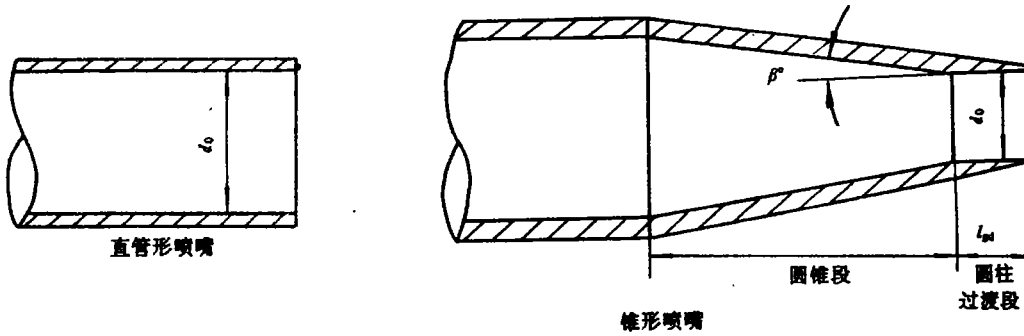


图3 喷嘴结构简图

对直管形喷嘴,其内径为 d_0 , mm;对锥形喷嘴,有一圆锥段,收缩半角为 β ,一般 β 可取为 $8^\circ \sim 10^\circ$,有一圆锥过渡段,长度 $L_{柱}$ 可取为 $L_{柱} = d_0$, d_0 为喷嘴出口直径。

喷嘴与下降管入口对心布置,喷嘴距下降管入口距离 l_0 取为: $l_0 = 1.69(d - d_0)$, d 为下降管内径。

由试验得,工作流体产生的附加循环动力 ΔP_3 由下列公式计算^[2]:

对直管形喷嘴:

$$\frac{\Delta P_3}{\Delta P_p} = \frac{2.2}{m} + 2.38 \frac{u^2}{m(m-1)} - 1.81 \times \frac{(u+1)^2}{m^2} + 1.36 \frac{u^2}{(m-1)^2} \quad (1)$$

对锥形喷嘴:

$$\frac{\Delta P_3}{\Delta P_p} = \frac{2.38}{m} + 2.38 \frac{u^2}{m(m-1)} - 1.88 \frac{(u+1)^2}{m^2} + 1.41 \frac{u^2}{(m-1)^2} \quad (2)$$

式中 ΔP_p —— 喷嘴工作时的总有效压头, N/m²;

u —— 喷嘴系数;

m —— 截面比;

$$\Delta P_p = \rho_h \cdot W_{p2} / 2 \quad (3)$$

$$u = g_1 / G_p \quad (4)$$

$$m = f_x / f_p \quad (5)$$

式中 ρ_h —— 回水密度, kg/m³;

W_p —— 喷嘴出口流速, m/s;

G_1, G_p —— 被卷吸流体, 工作流体流量, kg/s;

f_x, f_p —— 下降管入口, 喷嘴出口截面积, m²;

$$W_p = G_p / \rho_h \cdot f_p \quad (6)$$

3 循环回路的压差平衡方程

如图1所示的循环回路,其压差平衡方程为:

$$\Delta P + \Delta P_3 = \Delta P_s + \Delta P_x \quad (7)$$

式中 $\Delta P_s, \Delta P_x$ —— 上升管, 下降管中流动阻力, N/m²。

对简单回路, 上升管不分段计算情况^[2]:

$$\Delta P = h(\bar{\rho}_x - \bar{\rho}_s)g \quad (8)$$

$$\Delta P_s = (\lambda_{sx} L_s + \sum \xi_{sx}) \frac{W_s^2}{2} \rho_s \quad (9)$$

$$\Delta P_x = (\lambda_{ox} L_x + \sum \xi_{ox}) \frac{W_x^2}{2} \rho_x \quad (10)$$

式中, h —— 循环回路高度, m;

$\bar{\rho}_x, \bar{\rho}_s$ —— 下降管、上升管中的工质平均密度, kg/m³;

$\lambda_{\text{on}}, \lambda_{\text{ox}}$ ——上升管、下降管每米的摩擦阻力系数;

$L_{\text{u}}, L_{\text{x}}$ ——上升管、下降管长度, m;

$\Sigma \zeta_{\text{局部}}$ ——上升管、下降管的总局部阻力系数;

$W_{\text{u}}, W_{\text{x}}$ ——上升管、下降管中工质流速, m/s;

a, b, c 可取为 $a = 1008.6, b = -0.281, c = -0.00219$

对复杂回路, 上升管分段计算情况, 各参数计算可参见[2]。

4 水动力计算步骤

4.1 确定喷嘴工作流量 G_p, G_s , 由回水分配管所分配的流量确定。

4.2 选取 m, G_s 相同时, m 值增加, $\Delta P_3/\Delta P_p$ 增加, u 减小; m 值小, $\Delta P_3/\Delta P_p$ 减小, u 增加。因此, 选取 m 时, 应综合考虑 u 及 $\Delta P_3/\Delta P_p$ 值。式(1)、(2)的试验条件为 $m = 2.5 \sim 10.0$, 因此, m 可取为 $2.5 \sim 10.0$ 。

4.3 假设 u 值, 计算各压力值, $\Delta P_3, \Delta P_p, \Delta P_x, \Delta P_s$ 。

4.4 将 $\Delta P, \Delta P_3, \Delta P_x, \Delta P_s$ 代入下式, 若满足, 则假设的 u 值合格, 否则重新假设 u , 直至满足式(19)。计算结束, 得循环流量 G_b 。

$$\left| \frac{(\Delta P + \Delta P_3) - (\Delta P_x + \Delta P_s)}{\Delta P + \Delta P_3} \right| \leq 5\% \quad (19)$$

5 下降管入口汽化的校核

被卷吸流体在下降管入口截面上的压力 p_2 低于锅筒的压力 p_0 , 设最小压力发生在下降管入口截面上, 若被卷吸流体温度 t_1 所对应的饱和压力为 p^* , 则当 $p_2 < p^*$ 时, 下降管入口将发生汽化现象。此时下降管入口阻力急剧增加, 水循环变差。所以应进行下降管入口汽化的校核。

当 $p_2 = p^*$ 时, 临界喷射系数 u^* 为^[3]

$$u^* = \frac{\Phi_1}{\Phi_1} \sqrt{\frac{p_0 - p^*}{\Delta P_p}} \times \left[m - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{p_0 - p^*}{\Delta P_p}}} \right] \quad (20)$$

由式(4)可知, 回路中的循环流量 G_b 为:

$$G_b = (1 + u)G_p \quad (11)$$

设回水温度为 t_b °C, 被卷吸流体温度 t_1 °C, 显然 $t_b \leq t_1 \leq t_s$, t_s 为供水温度。从防止水冷壁中产生过冷沸腾及下降管入口产生汽化, 提高循环安全性出发, 计算时 t_1 宜取大值, 即 $t_1 = t_s$, 则下降管入口平均水温 t_p 为:

$$t_p = \frac{C_b \cdot t_b + u \cdot C_1 \cdot t_1}{(1 + u)C_p} \quad (12)$$

式中 C_b, C_1, C_p — 温度 t_b, t_1, t_p 下水的比热, kJ/(kg · °C)

循环回路中温度及密度计算如下:

下降管出口水温 t_x 及平均水温 t_{xp}

$$t_x = t_p + \frac{Q_x}{G_b \cdot C_x} \quad (13)$$

$$t_{xp} = (t_p + t_x)/2 \quad (14)$$

上升管出口水温 t'_s 及平均水温 t_{sp} :

$$t'_s = t'_x + \frac{Q_s}{G_b \cdot C'_s} \quad (15)$$

$$t_{sp} = (t_s + t'_s)/2 \quad (16)$$

式中 Q_x, Q_s —— 下降管、上升管吸热量, kW;

C_x, C'_s —— 温度 t_{xp}, t_{sp} 下的水的比热, kJ/(kg · °C)

在热水锅炉温度范围内, 水的比热值变化较小, 各比热值均可取为 4.18 [kJ/(kg · °C)]。

$$\bar{\rho}_x = a + bt_{xp} + C_{\rho x} t_{xp}^2 \quad (17)$$

$$\bar{\rho}_s = a + bt_{sp} + C_{\rho s} t_{sp}^2 \quad (18)$$

式中 ϕ_1, ϕ_2 — 系数, 由 [1] 可知, $\phi_1 = 0.95, \phi_2 = 0.816$

有一双锅筒、横置式链条炉, 供热量为 6 977 kW, 额定工作压力为 0.98 MPa, 回水温度 t_h 为 70℃, 供水温度 t_s 为 115℃, 以侧墙水冷壁回路为例进行水动力计算, 计算步骤如表 1。

6 计算实例

表 1 水动力计算

名 称	符号	单位	计算公式及数据来源	结果
上升管截面积	f_s	m ²	$\Phi 51 \times 3.5, 14$ 根	0.0213
上升管长度	L_s	m	结构设计	6.2
上升管总阻力系数	$\Sigma \zeta_s$	-		6.0
上升管吸热量	Q_s	kW	热力计算	975
下降管截面积	f_x	m ²	$\Phi 108 \times 4, 2$ 根	0.0157
下降管长度	L_x	m	结构设计	7.5
下降管总阻力系数	$\Sigma \zeta_x$	-		4.1
下降管吸热量	Q_x	kW	热力计算	0
回路循环高度	h	m	结构设计	5
回水温度	t_h	℃		70
工作流体流量	G_p	kg/s		4.5
截面比	m	-	选取(喷嘴 $\Phi 51 \times 3.5$)	5.16
喷射系数	u	-	先假定, 后校核	1.0
回路中循环流量	G_h	kg/s	$(1 + u)G_p$	9.0
下降管入口平均水温	t_p	℃	$(t_h + u t_s) / (1 + u)$	92.5
下降管中平均水温	t_{sp}	℃	$(t_p + t_p + 0.239 Q_s / G_h) / 2$	92.5
上升管中平均水温	t_{sp}	℃	$t_{sp} + (0.239 Q_s / G_h) / 2$	105.4
下降管中平均密度	$\bar{\rho}_x$	kg/m ³	$a + b t_{sp} + c t_{sp}^2$	963.8
上升管中平均密度	$\bar{\rho}_s$	kg/m ³	$a + b t_{sp} + c t_{sp}^2$	954.6
自然循环动力	ΔP	N/m ²	$h(\bar{\rho}_x - \bar{\rho}_s) \cdot g$	450.8
上升管流动阻力	ΔP_s	N/m ²	$\Sigma \zeta_s \cdot \bar{\rho}_s \cdot W_s^2 / 2$	561.1
下降管流动阻力	ΔP_x	N/m ²	$\Sigma \zeta_x \cdot \bar{\rho}_x \cdot W_x^2 / 2$	699

表 1(续)

名 称	符号	单位	计算公式及数据来源	结果
工作压头	ΔP_p	N/m ²	$\rho_w \cdot W_p^2 / 2$	4480.5
附加压头	ΔP_s	N/m ²	$\left[\frac{2.2}{m} + \frac{2.38u^2}{m(m-1)} - 1.81 \frac{(u+1)^2}{m^2} - 1.36 \frac{u^2}{(m-1)^2} \right] \Delta P_p$	836.6
误差			$ \Delta P + \Delta P_s - \Delta P_p - \Delta P_s / (\Delta P + \Delta P_s) = 2.1\% \leq 5\%$	合格
临界喷射系数	u^*		$\frac{\psi_4}{\psi_1} \sqrt{\frac{P_0 - P^*}{\Delta P_p}} \left[m - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{P_0 - P^*}{\Delta P_p}}} \right]$ = 62.27, $u < u^*$ 不汽化	

参 考 文 献

- 1 张培亭. 自然循环热水锅炉下降管安装射流器. 哈尔滨工业大学硕士论文, 1989
- 2 鲍亦令等. 自然循环热水锅炉水动力计算方法. 工业锅炉, 1991, (4)
- 3 索科洛夫. 喷嘴器. 科学出版社, 1977

开发应用

机场用联合生产装置

据“Gas Turbine World”1993年7—8月号报道,日本正在建造世界上第一个海上机场—关西国际机场,该机场位于大阪和神户中间,建在离海岸约5 km的一个人造岛上。该机场也将是日本第一个24 h昼夜作业机场,将于1994年中期投入使用。

石川岛一播磨重工将供应2台LM2500型燃气轮机,用作为机场的联合生产装置。每

台燃机的额定功率为20 MW,用来提供电力;燃机排气进入余热锅炉,以便提供58 890 t/h过程蒸汽用于供热和空调。

该联合生产装置将以重新气化的液态天然气作为燃料,备用燃料是馏出油。计划于1994年6月开始初次运行,预期该机场每年运送3000万旅客和140万吨货物。

(学牛 供稿)

**JOURNAL OF ENGINEERING FOR THERMAL
ENERGY AND POWER**
1994 Vol. 9 No. 1

CONTENTS

- (3) **Slagging Characteristics of Blended Coals and Comprehensive Evaluation of Slagging Degree** Qiu Jianrong, Ma Yuyi, Zeng Hancui (*National Coal Combustion Laboratory of Huazhong University of Science & Technology*)
An experimental investigation has been conducted of the slagging characteristics of Jincheng anthracite, Luan lean coal, Linfen bituminous coal and the blended coals of the above-cited sorts. On the basis of experimental and single factor index evaluation a fuzzy mathematical method is used to evaluate the slagging degree of the coals. Meanwhile, the slagging characteristics of blended coals and the factors affecting such characteristics have been investigated and discussed in a comprehensive way, thus providing a scientific basis for the evaluation of slagging degree and the solution of slagging problems in power stations which use blended coals as fuel. **Key words:** *blended coals, slagging, fuzzy evaluation, blended ratio*
- (9) **An Exploratory Study on the Hydrodynamic Computation of Combined Circulation Hot-Water Boiler** Zhu Qunyi, Zhao Guangbo, Cheng Chongsu, Zhang Peiting (*Harbin Institute of Technology*)
This paper deals with a theoretical study of the hydrodynamic computation method for use on a combined circulation hot-water boiler with specific calculation, examples being given. **Key words:** *combined circulation, hot-water boiler, hydrodynamic computation*
- (14) **Countermeasures for the Avoidance of Positive--Pressure in Fire-Bed Boiler Furnace** Xu Tongmo, Hui Shien, et al (*Xi An Communications University*)
Based on the basic principles of hydrodynamics and in-furnace aerodynamics an analysis is made of the mechanism, of the occurrence of positive-pressure in a boiler furnace. It has been proved that in the case of a large-volume furnace with a small furnace arch the maintenance of a negative pressure of 0~20 Pa at the furnace outlet will prevent the occurrence of a positive pressure. With respect to a small-volume furnace with a very low and long furnace arch the positive pressure can to a great extent be avoided through a proper furnace design and arch construction as well as in-furnace rational aerodynamic parameters. The authors have also proposed some countermeasures for the prevention of positive pressure in fire-bed boiler furnaces. **Key words:** *prevention, occurrence of positive pressure, countermeasures*