

亚临界压力自然循环锅炉水循环问题研究

王金震 林治非 黄宇辉 (哈尔滨锅炉厂)

〔提要〕 本文介绍了由专用源程序计算的一台 $3 \times 10^5 \text{kW}$ 亚临界压力自然循环锅炉的水循环情况,包括不同的下降管径,水冷壁热负荷及汽包运行压力为 20.3MPa 等各种工况。并进行了讨论,得到一些有意义的结论。

主题词 锅炉 水动力 亚临界流 自然循环

一、前言

近十余年来,自然循环锅炉锅筒运行压力已发展到并超过 $19\ 613 \text{kPa}$,个别的还达到了 $30\ 495 \text{kPa}$ 。目前,亚临界压力自然循环锅炉在国内外均受欢迎,自一九八五年十二月东方锅炉厂 DG1000/170-1 型锅炉投运以来,我国几个主要的锅炉制造厂均竞相开发和研制 $2 \times 10^5 \text{kW}$ 和更大容量的自然循环锅炉,并把锅筒运行压力提高到 $19\ 613 \text{kPa}$,以满足用户和国家电力建设的需要。

以往我国大量生产的是中、高压和超高压自然循环锅炉,积累了丰富的设计和制造经验,但是当压力提高到亚临界时,金属工作条件越来越严峻,安全裕度越来越小,对锅炉的设计制造和运行提出了比以往更加严格的要求,为此,锅炉可能遇到的各种工况,包括个别工况进行大量的水循环计算,对水循环性能及可靠性做出大量充分的估计,是十分必要的,因为机组参数高,容量大,用户对可靠性和可用率十分关心,也要求制造厂家对此给以回答。

压力提高到亚临界后,许多以往用于评价水循环性能及可靠性的参数和概念已不适用,需要建立新的概念、参数和限定值。

我国于一九八一年引进了 CE 公司全套控制循环锅炉技术,其中包括热力计算和水循环计算程序。热力计算不受循环方式的限制,具有通用性,但水循环计算程序不通用。因此开发亚临界压力自然循环锅炉水循环计算程序,很有必要。它是研究和设计亚临界自然循环锅炉必不可少的工具。

二、源程序简介

源程序是采用 CE 公司的性能设计标准,用英制,根据自然循环锅炉的基本原理,采用数学

分析方法编制而成,是专门与CE公司的热力计算程序配套使用的。把CE模式的锅炉几何尺寸和热力计算结果作为输入,则输出的结果是:下降管流量、流动阻力、混合焓和过冷度;回路或子回路的循环流量、产汽量、重量流速(为习惯起见,用公制输出)、沸点高度、实际循环倍率及二十个沿水冷壁高度直到水冷壁出口的流体干度;对循环系统则输出系统的实际循环倍率及热平衡计算精度。热平衡计算精度是指烟气侧放热量减去工质侧吸热量,除以烟气侧放热量,再乘 100%。用本源程序计算,循环系统的热平衡计算精度可达 0.2% 以下,对整台锅炉可达 0.006~0.0007%,具有足够的精度。

计算的基本原理:当循环系统建立正常的水循环时,下列方程式成立。

$$\text{循环系统的有效压头} = \text{该系统下降管阻力} \dots\dots\dots(1)$$

为适合编程,由(1)式导出:

$$\text{循环系统有效压头} = \text{分离器出口压力} - \text{锅筒压力} + \text{下降管阻力} \dots\dots\dots(2)$$

(2)式表明,只有当分离器出口压力等于锅筒压力时,才能建立稳定的水循环,这时系统内各个参数值便是解。

程序框图请见图1。

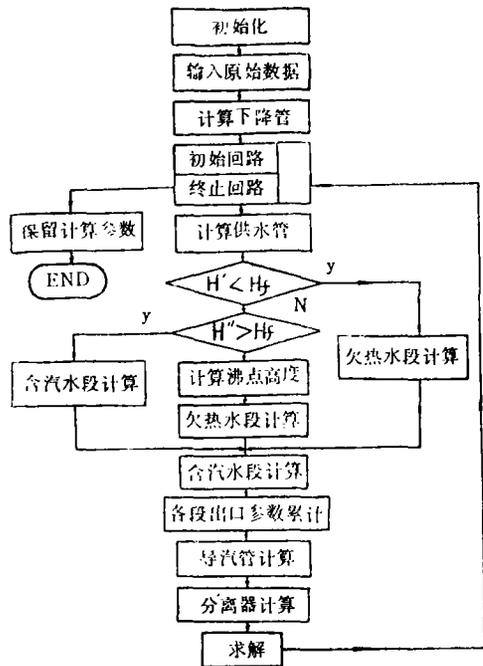


图 1 程序框图

三、源程序的应用

对一个 $3 \times 10^5 \text{kW}$ 的锅炉进行了整炉的各个工况计算,计有变锅筒压力,变下降管直径,变下降管带汽率,变水冷壁热负荷,变水冷壁管直径等,计算结果见表1,表1的数据仅是吸热最多的后墙循环系统F和吸热最少的右侧墙前部循环系统C及其一个子回路的部分主要数据,通过这些数据的变化,可以看出其水循环特性的一般规律,表中:

- W_d ——下降管流量
- ΔP_d ——下降管流动阻力
- H_d ——下降管混合焓
- Δt_{sub} ——下降管过冷度
- W_c ——子回路循环流量
- W_{sc} ——子回路产汽量
- ν_w ——重量流速
- H_B ——沸点高度
- X_{qm} ——水冷壁热负荷最高处的流体干度

表 1

工 况	参 数 名 称		下 降 管 F			后 墙 中 部 回 路 (21~1)			系 统					
	单 位	W_d	ΔP_d	H_d	Δt_{cub}	W_c	W_{sc}	γ_w	X_{gm}	H_B	X_0	CRAC	Δ	CRAS
		Mg/h	kPa	kJ/kg	°C	Mg/h	kg/h	kg/m ² ·s	%	m	%	%	%	%
下 降 管	$\phi 400$	542.114	10.000	1728.831	5.778	48.582	20.065	111.200	11.420	17.087	42.200	2.007	.178	2.587
	$\phi 457$	537.755	9.080	1688.312	9.978	48.970	16.259	1120.500	3.320	22.842	41.300	2.420	.185	2.662
	$Re > 1.0$	540.283	9.136	1703.035	8.483	48.635	19.187	1112.900	9.560	18.489	33.160	3.011	.161	3.317
下 降 管	$Re > 1.185$	558.221	6.336	1719.132	6.856	48.588	19.748	1111.800	10.740	17.575	39.450	2.534	.151	2.789
	$Re = 1.22$	537.919	7.777	1728.831	5.889	48.582	20.065	1111.200	11.420	17.087	40.620	2.460	.186	2.707
	$Re = 1.24$	537.755	9.080	1722.155	6.550	48.459	21.482	1108.400	14.470	14.557	41.300	2.420	.185	2.662
	$Re = 1.33$	536.513	4.771	1739.717	4.772	45.482	11.837	995.000	6.840	18.105	44.350	2.250	.143	2.477
汽 包	$0.6 * Q_{mcR}$	477.309	4.916	1734.227	5.328	43.049	13.813	1030.800	7.840	17.922	30.660	3.670	.100	4.006
	$0.7 * Q_{mcR}$	496.310	5.874	1738.181	5.128	46.384	15.792	1061.400	8.830	17.782	34.050	2.937	.115	3.576
热 负 荷	$0.8 * Q_{mcR}$	512.216	7.853	1735.646	5.183	47.553	17.772	1088.100	9.790	17.660	37.370	2.670	.178	3.222
	$0.9 * Q_{mcR}$	525.866	9.784	1719.132	6.856	53.124	19.748	1111.800	10.740	17.575	40.620	2.460	.186	2.940
(F 系 统)	$1.0 * Q_{mcR}$	537.919	7.777	1716.945	7.060	49.510	21.735	1133.000	11.690	17.499	43.890	2.278	.224	2.509
	$1.1 * Q_{mcR}$	548.660	9.094	1708.432	7.939	50.346	23.721	1152.000	12.620	17.432	47.110	2.122	.272	2.339
	$1.2 * Q_{mcR}$	558.369	8.818	1685.776	10.233	51.109	25.657	1169.500	13.520	17.380	50.200	1.992	.232	2.194
	$1.3 * Q_{mcR}$	567.218	6.681	1649.188	13.961	26.021	20.588	1165.400	22.770	16.791	79.170	1.264	.195	1.357
水 冷 壁	$\phi 38$	274.172	2.027	1716.992	7.072	38.894	19.578	1166.600	14.170	16.685	50.340	1.986	.209	2.220
管 径	$\phi 50.8$	448.491	6.750	1728.831	5.889	48.582	20.065	1111.200	11.420	17.087	41.300	2.420	.185	2.662
	$\phi 53$	537.455	9.080	1696.965	9.100	50.779	19.995	1107.500	10.840	17.121	39.350	2.540	.133	2.780
	$\phi 76$	561.425	4.413	1720.364	6.728	47.088	20.357	1117.000	11.980	17.169	43.200	2.313	.169	2.500
	$\phi 57$	505.580	7.322	1740.135	6.844	46.517	21.575	1103.500	10.230	19.239	46.380	2.460	.000	2.327
汽 包	$P_d = 2945, \phi 57$	497.516	7.584	1720.364	6.728	47.088	20.357	1117.000	11.980	17.169	43.200	2.313	.159	2.560
压 力	$P_d = 2845, \phi 57$	505.580	7.322	1720.364	6.728	47.088	20.357	1117.000	11.980	17.169	43.200	2.313	.159	2.560
	$P_d = 2945, \phi 63$	527.160	5.530	1720.085	6.289	47.933	20.940	1096.000	9.090	19.772	43.680	2.290	.000	2.500
	$P_d = 2845, \phi 63$	537.919	7.777	1719.132	6.856	53.124	19.748	1111.800	10.740	17.575	40.620	2.460	.186	2.700
热 负 荷	$0.7 * Q_{mcR}$	453.307	5.936	1761.209	2.939	5.142	.795	823.600	6.980	18.154	15.450	6.470	.338	5.230
(C 系 统)	$0.8 * Q_{mcR}$	471.552	6.385	1756.813	3.367	5.366	.909	859.500	7.750	18.017	16.940	5.900	.280	4.756
	$0.9 * Q_{mcR}$	487.350	6.784	1752.510	3.667	5.567	1.023	891.800	8.500	17.904	18.370	5.440	.238	4.369
	$1.0 * Q_{mcR}$	501.553	7.143	1748.695	3.961	5.750	1.137	921.000	9.220	17.813	19.770	5.050	.189	4.050
	$1.1 * Q_{mcR}$	514.151	7.467	1744.043	4.328	5.913	1.251	947.000	9.950	17.733	21.160	4.720	.152	3.768
	$1.2 * Q_{mcR}$	525.105	7.757	1739.856	4.750	6.051	1.365	969.300	10.670	17.663	22.570	4.430	.118	3.527
	$1.3 * Q_{mcR}$	534.735	8.016	1735.669	5.178	6.176	1.480	989.300	11.400	17.599	23.98	4.173	.087	3.314

Re = 1.22

X_0 ——水冷壁出口干度

CRAC——循环倍率

CRAS——循环系统实际循环倍率

Δ ——热平衡计算精度

四、水循环特性分析

1. 评价亚临界压力自然循环锅炉水循环特性及可靠性的参数及限定值

水循环的作用在于通过水冷壁管内流体流动把炉膛内对管壁的辐射热传递给流体, 建立稳定的热传递过程, 保护管壁金属, 使其壁温保持在允许值以下, 保证锅炉长期安全运行。根据这一原理, 过去用循环停滞、倒流、最小循环流速、合适的循环倍率等物理参数及限定值来评价水循环的优劣。但是压力提高到亚临界压力时, 金属的破坏主要因金属管内壁产生汽垫(即膜态沸腾), 使传热恶化, 壁温不断升高, 大大超过限定值而爆管。近二十年来, 国内外对膜态沸腾进行了大量研究, 虽然其机理还没有完全掌握, 但对影响产生膜态沸腾的各种因素, 已有足够的了解和掌握。其中主要因素是: 压力、重量流速、局部热负荷、流体干度、管径等, 图2是国外一家公司的研究成果, 比较具有典型性。

大容量燃煤锅炉燃烧器上部区域的热传递过程最为剧烈, 这里的流体干度通常在 10~15%, 个别工况下可达25%。因为炉膛各个部位的热负荷各不相同, 对一定压力的锅炉, 设计时有必要规定一个适合于大多数水冷壁管的最低重量流速, 而对个别情况做个别处理。对于压力为18 631~19 612kPa 的锅筒压力, 国外几家公司规定最低的重量流速为 $952\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ (7×10^5 磅/时·英尺²)。上炉膛虽然水冷壁管热负荷已大大降低, 但是管内流体干度却越来越高, 出口处达到 50% 的并不少见。而在亚临界压力下, 在较高的干度条件下, 较低的热负荷也可能导致膜态沸腾, 因此规定了水冷壁出口干度最大值不超过75%。为了保证循环系统有足够的可靠的运动压头, 规定下降管内流体应保持 $8.3 \sim 12.2^\circ\text{C}$ 的过冷度。这些限定值仅是供一般设计用。对于具体锅炉, 更重要的是要满足防止发生膜态沸腾所必要的干度裕度大于 10% 的要求。

2. 变下降管直径

对 $\phi 63$ 的水冷壁管, 分别计算了下降管径为 $\phi 457$ 及 $\phi 406$ 的两个工况。以 $\phi 457$ 的工况参数为100%, 采用 $\phi 406$ 后, F系统的循环流量下降2.79%, 其他系统降低最多的达3.15%, 最少的为1.3%。对于吸热量最少的循环系统, 重量流速下降4.053~3.37%的变化不算大。但是这些回路的重量流速本来就偏低, 缩小下降管径则意味着增加危险性, 从整炉的计算结果来看, 还是采用 $\phi 457$ 下降管为妥。

3. 变下降管带汽率

下降管带汽率用 Re 表示, 一台锅炉内多个循环系统组成, 各系统吸热量不同, 产汽量

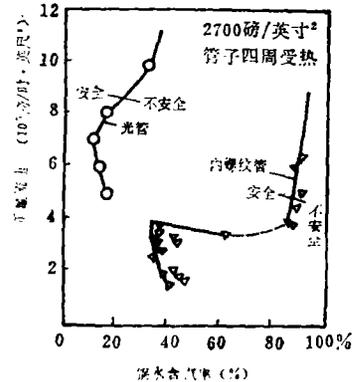


图2 锅水含汽率对防止膜态沸腾所必需的重量流速的影响

不同，对应的各下降管带汽率也不相同。另外，在同一个负荷下，由于燃烧因素，各循环系统的吸热量在一定范围内变化， Re 也在变化，为此我们计算了 $Re = 1.0 \sim 1.33$ 范围内五个工况。计算表明， Re 在 $1.18 \sim 1.33$ 范围内变动时，水循环的各主要参数值变化不太大，对循环特性不发生重要影响。但是，在 $Re = 1.0$ ，即不考虑下降管带汽问题，则出口温度将出现明显变化，由 41.3% 降为 33.16% 。这个值与实际值出入太大，依此法对可靠性可能做出错误估价。因此，把下降管带汽率考虑在一定范围内变动，就可以满足工程需要，不考虑是不行的。

4. 变热负荷

水循环计算所依据的热负荷沿炉膛高度和炉膛周界变化的特性是在燃烧参数正常，负荷稳定的典型工况下建立的。实际锅炉的工况由于各种因素，如结焦，火焰偏斜等影响，常导致与典型工况有不同程度的出入。这时水冷壁吸热量较典型工况有增有减，循环系统及回路内各参数也相应变化。因此，变热负荷计算很有必要，以便对水循环性能有足够的估计和掌握。

以最大连续出力工况下的参数值为 100% ，当水冷壁热负荷做增减变动时，主要参数值的变化可整理成表2，见表2。

表 2

循环系统	参数变化	ΔW_d	$\Delta \gamma_{\omega}$	$\Delta \Delta t_{cub}$	ΔX_{qm}	X_0
	热负荷变化	%	%	%	%	%
F	$0.7Q_{mcR}$	-7.735	-7.285	-22.3	-27	-24.5
	$1.0Q_{mcR}$	100	100	100	100	100
	$1.3Q_{mcR}$	5.44	5.19	25.8	49.2	24.6
变化幅度	$0.7 \sim 1.3$	13.175	12.475	48.1	76.2	49.1
C	$0.7Q_{mcR}$	-9.62	-10.57	-25.8	-24.3	-21.85
	$1.0Q_{mcR}$	100	100	100	100	100
	$1.3Q_{mcR}$	6.61	7.41	30.1	23.04	-21.29
变化幅度	$0.7 \sim 1.3$	16.23	17.98	56.5	47.94	43.14

可以看出，吸热量大的循环系统，其循环流量、重量流速、过冷度变化幅度相对来说较小。

比较F和C两个循环系统的数据，可以看出F系统的 γ_{ω} 值较高，尽管该系统内管子较长、弯头多，但是由于吸热量大，产生的运动压头也大，因此可带动更多的流体流动。而C系统处于侧墙前部，下部冷灰斗处被斜坡遮蔽，不吸热，上部又为墙式再热器遮蔽，也不吸热，因此成了“冷回路”，虽然管子长度较短，弯头也少，但由于运动压头较低，只能带动较少的流体流动。这类回路在热负荷变动时，热自补偿能力较小，在热负荷减小时参数值下降较快，如果原来没有危险，则可以出现险情，有危险的，则危险加大，是值得注意的回路，

5. 变水冷壁管径

在保持炉膛周界不变,循环系统吸热量及水冷壁热负荷不变条件下,变动管径及回路管子数,计算了 $\phi 38$ 、 $\phi 50.8$ 、 $\phi 57.15$ 、 $\phi 63$ 和 $\phi 76$ 五种管径(详见表1)。很明显, $\phi 38$ 不可取,因为出口干度超过了限定值。 $\phi 50.8$ 也不理想,而 $\phi 57.15$ 的水循环参数值与 $\phi 63$ 的比较接近, $\gamma\omega$ 与 Δt_{sub} 数值还略好些,热负荷最高处的干度接近,出口干度仅高出1.9%。如果不计入熔焊扁钢,计算每平方米辐射受热面金属重量以 $\phi 63$ 的为100%,则 $\phi 76$ 的为148%, $\phi 57.15$ 的为87.6%, $\phi 50.8$ 的为75.4%。所以, $3 \times 10^5 \text{kW}$ 和 $6 \times 10^5 \text{kW}$ 自然循环锅炉是否可采用 $\phi 57.15$ 管子是值得商量和探讨的问题。

6. 变锅筒压力

计算了 $\phi 57.15$ 和 $\phi 63$ 水冷壁管在压力为20 305kPa和19 616kPa的二个工况,并进行了比较。可以看出吸热量多的循环系统由于热补偿性能较好,循环特性变化小,管壁金属仍有足够的冷却。例如F系统,在采用 $\phi 63$ 水冷壁管时,循环流量下降2%,重量流速下降1.42%。压力升高后,由于沸点升高,汽化潜热减小,因此热负荷最高处的流体干度下降1.63%,而出口干度增加3.02%,各个参数的变化量均不算大。采用 $\phi 57$ 水冷壁管,压力升高后,各参数的变化量大体上与 $\phi 63$ 的差不多。

当然,对于吸热量少的循环系统及回路,由于热补偿能力小,情况将更加恶化。

五、结 束 语

上述仅是讨论意见,事实上要掌握一台这么高压自然循环锅炉的水循环特性,要做许多计算,包括最大连续出力、超压、滑压、低负荷等工况,不仅要最大局部热负荷下的防膜态沸腾的校核,也要注意冷回路的参数值,必要时还应做冷回路膜态沸腾的校核。运行和计算表明,一台19 612kPa的自然循环锅炉,由于燃烧方式,炉膛结构等因素,使各个循环系统的吸热量的差别很大,最大的占全水冷壁吸热量的15.92%,最小的占9.97%。而每个回路或子回路由于在周界上被遮蔽的程度不同,吸热量也有不少差别,因此情况很复杂,计算工作量繁多。只有用计算机才能完成如此大的计算工作量,及早发现问题,改进设计。对那些重量流速偏低,金属冷却条件差,防膜态沸腾的干度裕量小于10%的回路,应采用内螺旋管,使流体旋转流动,通过离心力将液体内部的水滴甩到壁面上,使金属得到良好的冷却。运行和研究证明,这是行之有效的措施。本源程序输出沸点高度,为有选择地、合理地采用内螺旋管、节约内螺旋管耗量提供了数量依据。

参 考 文 献

- [1] 自然循环锅炉设计的最新发展“国外电力”1979.No.6
- [2] 美国CE公司伙伴动力年会论文集“技术通讯”1984.No4—5.

Equal Parameter Element Method—a Finite Element Method for the Solution of Turbomachinery Flow Field Problems

Ye Zide

(Harbin Marine Boiler and Turbine Research Institute)

Abstract

This paper presents a finite element method for solving turbomachinery flow field problems. Under the assumption of simplification to an axisymmetric flow and on the basis of a peripheral average stream surface, the flow field in a turbomachine can be represented through simplification by using a slow function to a two-dimensional quasi-harmonic equation. By use of Galerkin method, various basic equations can be solved to obtain the flow field solution.

Key words: turbomachinery, numerical value calculation, flow field calculation.

On the Natural Circulation of Subcritical Pressure Boilers

Wang Jinzhen, Lin Zhifei, Huang Xuhui

(Harbin Boiler Works)

Abstract

The paper presents the main calculation results of a 3000MW natural circulation boiler by use of special source programs. Data obtained from calculations of various diameters of downcomers and water wall tubes, thermal loads of water wall tubes as well as the operating conditions under 203MPa drum pressure are discussed. A few meaningful conclusions were drawn.

Key words: boilers, hydrodynamics, subcritical flow, natural circulation