

# 考虑凝汽器压力的火电厂 循环泵出口 阀启闭规律优化

杨 志<sup>1</sup>, 刘德有<sup>1</sup>, 陈付山<sup>2</sup>

(1. 河海大学 水利水电工程学院, 江苏 南京 210098; 2. 江苏省工程咨询中心, 江苏 南京 210003)

**摘 要:**当火电厂循环冷却水系统中发生水力瞬变时,凝汽器可能出现冷却水失水现象,这将导致凝汽器压力增高,从而影响汽轮机运行的稳定性及安全性。循环泵出口阀启闭规律的优化设定对凝汽器最大失水量能起到一定的控制作用。本文提出水力过渡过程计算结合凝汽器变工况计算的方法来优化设定阀门规律。经应用于 300 MW 汽轮机组实例表明,采用该法确定的最优规律,凝汽器最小过流量从 1.991 m<sup>3</sup>/s 增加到 2.271 m<sup>3</sup>/s,凝汽器最大压力从 22.111 kPa 降低为 16.911 kPa。这样既能保证循环水系统的水力安全,又考虑了瞬变过程中凝汽器的动态特性,有利于汽轮机组的安全稳定运行。

**关 键 词:**火电厂;循环水系统;水力瞬变;阀门启闭规律;凝汽器压力

中图分类号:TK264.1 文献标识码:A

## 引 言

在火电厂循环冷却水系统中,当循环水泵出现事故停泵时,备用水泵需尽快投入运行,在此转换过程中,凝汽器将可能出现冷却水失水现象,如果失水量较大,且历时较长,则会很大程度地影响凝汽器的真空<sup>[1]</sup>。当凝汽器真空恶化时,将直接引起汽轮机热耗、汽耗增大和出力降低,同时,汽轮机的排汽温度升高,使得低压缸及低压轴承座等部件受热膨胀,引起转轴中心变化,增大汽轮机的振动,排汽温度过高还会破坏凝汽器水侧的严密性,严重时会引起凝管的振动破坏<sup>[2]</sup>。可见,凝汽器真空恶化不但会影响机组运行的经济性,还会危及机组运行的稳定性和安全性。特别是对于单机 600、1000 MW 的大型机组,其循环容量大、扬程高,其循环水系统的管道长、管径大、流量大,其中发生的瞬变流现象持续时间长、波动幅值大,对凝汽器真空的影响也显著增

大。因此,大型机组循环水系统的瞬变流问题已成为工程设计中需要关注的重要问题之一。

我国超高压汽轮机运行维护规程规定<sup>[3]</sup>:凝汽器压力高于 17 kPa 主控室发出报警信号,机组开始降负荷;当负荷降为零,凝汽器压力高于 41 kPa 仍不能恢复时,需要紧急停机。

循环泵出口阀启闭规律的改变会影响凝汽器的最大失水量,但目前该规律主要从保护水泵机组及循环水管道的水锤安全角度出发,通过水力过渡过程计算来优化设定<sup>[4]</sup>,而对于凝汽器的最大失水量,并未结合凝汽器变工况计算来优化凝汽器压力的动态特性<sup>[4]</sup>,则不能确保水力瞬变过程中机组的安全稳定运行。本文结合工程实例,探讨了某火电厂循环水系统循环泵出口阀启闭规律的优化设定问题,在确保循环水管道系统水锤安全的同时,校核了凝汽器压力,优化了其动态特性,使其尽量避免因循环水量急剧变化而导致汽轮机组的不稳定运行甚至紧急停机。

## 1 计算方法及计算公式

### 1.1 水力瞬变过程仿真计算

火电厂循环水系统由循环水泵、阀门、管道、凝汽器、冷却塔等组成。关于该系统在水泵启停或断电等各种工况的水力瞬变过程数值模拟计算,目前国内外均广泛采用特征线法<sup>[5]</sup>,即将系统内水流的偏微分运动方程和连续方程转换为 4 个常微分方程,然后针对其差分形式,借助计算机求出系统任一时刻各断面上的瞬态流量和压力。由于该方程组考虑了非线性摩阻的影响,因此该方法适用于复杂管路系统,且计算精度很高。描述任意管道内水流运

动状态的基本方程为:

运动方程:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (1)$$

连续方程:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + V \frac{\partial H}{\partial x} - V \sin \alpha + \frac{a^2 \partial V}{g \partial x} = 0 \quad (2)$$

式中: 因变量  $V$ 、 $H$ —管道中心的流体平均速度和测压管水头; 自变量  $t$ 、 $x$ —时间和从指定起点开始的沿管轴的坐标距离;  $f$ —管道 Darcy Weisbach 摩擦系数;  $D$ —管道内径;  $\alpha$ —管道与水平线的倾斜角;  $a$  和  $g$ —水锤波传播速度和重力加速度。

由上述基本方程沿特征线积分可转化成同解的管道水锤计算特征相容方程, 从而可求得  $t$  时刻管道沿线各节点的水头和流量, 再联列各节点边界方程即可对整个管道系统的水力瞬变过程进行数值仿真计算分析<sup>[6-7]</sup>。

### 1.2 凝汽器变工况计算

凝汽器变工况计算的基本公式为<sup>[8]</sup>:

$$t_n = t_{w1} + \Delta t + \vartheta \quad (3)$$

式中:  $t_n$ —凝汽器压力  $P_k$  对应的饱和蒸汽温度, °C;  $t_{w1}$ —冷却水入口温度, °C;  $\Delta t$ —冷却水温升,  $\Delta t = t_{w2} - t_{w1}$ , °C;  $t_{w2}$ —冷却水出口温度, °C;  $\vartheta$ —传热温差, °C;  $\vartheta = t_n - t_{w2}$ , °C。

当忽略进入凝汽器的其它热量时, 蒸汽的凝结放热量等于冷却水的吸热量, 此时总体热平衡方程式为:

$$\Delta t = \frac{D_k (h_s - h_c)}{c_w \cdot D_w} = \frac{D_k \cdot \Delta h}{c_w \cdot D_w} \quad (4)$$

由传热方程可得:

$$\vartheta = \Delta t / (e^{KA / (c_w \cdot D_w)} - 1) \quad (5)$$

式中:  $D_k$ —进入凝汽器的排汽量, kg/s;  $h_s$ 、 $h_c$ —排汽比焓和凝结水比焓, 当排汽压力变化不大时, 焓差  $\Delta h$  值变化不大, 如初参数为 9.0~16.0 MPa 的亚临界机组焓差为 2 200~2 250 kJ/kg, 初参数为 23.5 MPa 的超临界机组焓差为 2 300~2 350 kJ/kg;  $c_w$ —冷却水比热, 淡水一般为  $c_w = 4.187$  kJ/(kg·°C);  $D_w$ —冷却水的流量, kg/s;  $A$ —凝汽器总有效冷却面积, m<sup>2</sup>;  $K$ —总体传热系数, W/(m<sup>2</sup>·°C), 根据 HEI 公式或别耳曼公式简化计算<sup>[3]</sup>, 或采用文献[9]中计算原则求出。

在求得饱和蒸汽温度  $t_n$  后, 在凝汽器密封系统良好、抽气设备工作正常情况下, 可由水蒸气性质表查得或根据如下近似式求得凝汽器压力(kPa):

$$P_k = 0.00981 \times \left( \frac{t_n + 100}{57.66} \right)^{7.46} \quad (6)$$

由式(3)~式(6)可见,  $P_k$  是  $D_k$ 、 $D_w$  及  $t_{w1}$  的函数, 在  $D_k$ 、 $D_w$  及  $t_{w1}$  的一系列不同取值下, 可求出一系列的  $P_k$  值, 由此即可作出变工况的凝汽器压力动态特性曲线。

## 2 工程实例计算分析

### 2.1 基本资料

我国东南部地区某火电厂一台功率为 300 MW 的亚临界参数汽轮机组的循环水系统采用带双曲线逆流式自然通风冷却塔的再循环供水系统, 其平面模型简图如图 1 所示。该系统采用单元制供水, 2 台循环水泵型号为 60LKXA-22, 额定流量  $Q_r = 3.52$  m<sup>3</sup>/s, 额定扬程  $H_r = 23.1$  m, 额定转速  $n_r = 500$  r/min, 循泵出口设液控缓闭止回蝶阀。凝汽器的设计冷却水量为 7.04 m<sup>3</sup>/s, 水阻为 58.50 kPa, 总冷却面积为 16 550 m<sup>2</sup>, 铝黄铜管直径(外径/内径)为 25/23 mm。汽轮机末级排汽量  $D_k = 175$  kg/s, 冷却水温  $t_{w1} = 20$  °C, 全年平均背压  $P_{ka} = 0.0054$  MPa。

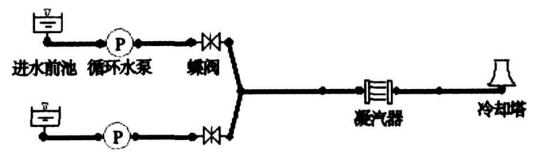


图 1 循环水系统平面模型

### 2.2 计算结果及分析

对该循环水系统进行各种工况的水力瞬变过程数值仿真计算, 即可求得凝汽器的过流量变化过程曲线, 然后利用凝汽器变工况计算公式, 便可求得相应的凝汽器压力变化曲线。

经计算知, 该系统凝汽器最大失水量的控制值的发生工况是<sup>[10]</sup>: 1 机 1 泵运行, 运行水泵事故断电, 备用泵启动的过渡过程工况。一般来说, 从运行水泵事故断电到备用泵接到信号投入启动需要一定的时间, 本文针对备用泵无延时和延时 5 s 启动两种情况进行了计算分析。

由水力过渡过程优化计算, 循泵出口阀最优启闭规律的时间历程曲线(见图 2)为: 断电水泵出口阀最优关闭规律为两段折线关闭规律, 第一段关闭时间  $t_m = 15$  s, 总关闭时间  $T_s = 40$  s, 中间转折点开度  $\tau_m = 0.167$  (绝对开度 15°); 启动水泵出口阀门最优开启规律为一段直线规律, 总开启时间  $t_o = 15$  s。

以下简称之为“原阀门启闭规律”。

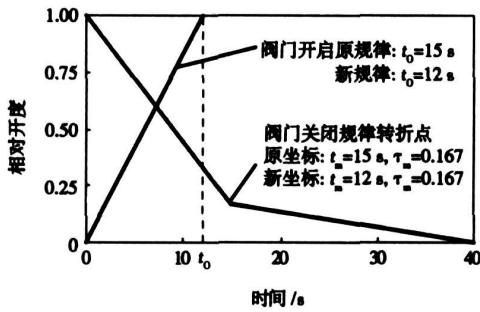


图 2 循环泵出口阀启闭规律示意图

在该规律下, 当备用泵无延时启动时, 凝汽器最小过流量为  $1.991 \text{ m}^3/\text{s}$ , 对应凝汽器压力为  $22.111 \text{ kPa}$ , 高于报警压力 ( $17 \text{ kPa}$ ); 当备用泵延时  $5 \text{ s}$  启动时, 凝汽器最小过流量为  $1.378 \text{ m}^3/\text{s}$ , 凝汽器最大压力为  $54.584 \text{ kPa}$ , 高于停机极限压力 ( $41 \text{ kPa}$ ), 机组可能需要紧急停机 (由于此过程中循环水量剧减, 导致凝汽器压力突增, 因此计算中未考虑短时间内的汽轮机紧急减荷)。在该规律下, 备用水泵采用无延时和延时  $5 \text{ s}$  启动时, 控制工况下凝汽器过流量及其对应的凝汽器压力的瞬态过渡特性曲线如图 3 和图 4 所示。

由图 3 和图 4 计算结果可知, 在原阀门启闭规律下, 随着冷却水流量的突然改变, 对应的凝汽器压力也会出现瞬态过渡特性的急剧变化, 从而导致汽轮机组不能带额定负荷稳定运行, 甚至可能需要紧急停机。为此, 现探讨在满足系统最大、最小水锤压力控制在设计允许范围内的前提下, 以尽量增大凝

汽器的最小过流量为目标, 优化调整阀门启闭规律, 以便改善凝汽器压力的动态特性。

在该凝汽器最大失水量的控制工况, 由水力过渡过程计算, 循环泵出口阀不同启闭规律对凝汽器最小过流量影响计算结果, 如表 1 所示。

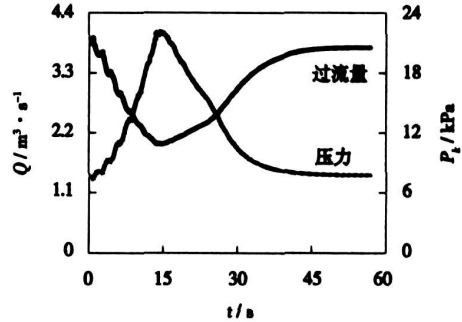


图 3 在原阀门规律下, 备用泵无延时启动时凝汽器过流量及压力变化曲线

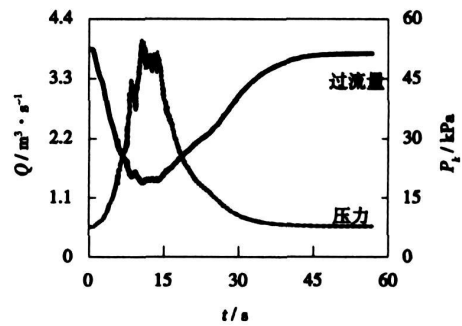


图 4 在原阀门规律下, 备用泵延时  $5 \text{ s}$  启动时凝汽器过流量及压力变化曲线

表 1 循环泵出口阀不同启闭规律对凝汽器最小过流量影响计算

阀门开启规律 $t_0/s$	阀门关闭规律		凝汽器最小过流量 $/\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	
	第一段关闭时间 $t_m/s$	第二段关闭时间 $T_s - t_m/s$		
10			2.042	
12	15	25	2.024	断电水泵出口阀 关闭规律不变
15			1.991	
18			1.925	
	12	25	2.208	
	18	25	1.795	
15	15	25	1.991	启动水泵出口阀 开启规律不变
	15	22	1.991	
	15	28	1.991	

分析表 1 可知: 对于启动水泵, 其出口阀门开启时间越短, 凝汽器最小过流量越大, 但其影响较小;

对于断电水泵出口阀门,其第一段关闭时间越短,凝汽器过流量越大,且作用明显,而第二段关闭时间的改变不会改变凝汽器最小过流量,这是因为此时该最小值发生在第一段关闭时间  $t_m$  以内(14.433 s),当改变  $t_m$  至最小值发生在  $(T_s - t_m)$  内时,第二段关闭时间越短,凝汽器最小过流量也越大。因此,减小启动水泵出口阀开启时间和断电水泵出口阀关闭时间均可增大凝汽器的最小过流量,但同时必须注意阀门规律的变化对系统水锤压力控制值的影响,以寻求最优化的阀门启闭规律。

经调整后的优化计算,断电水泵出口阀的最优关闭规律为:  $t_m = 12$  s,  $T_s = 35$  s,  $\tau_m = 0.167$  的两段折线关闭规律;启动水泵出口阀最优开启规律为一段直线规律,总开启时间  $t_o = 12$  s,以下简称之为“新阀门启闭规律”。在该规律下,当备用泵无延时启动时,凝汽器最小过流量为  $2.271 \text{ m}^3/\text{s}$ ,对应的凝汽器最大压力为  $16.911 \text{ kPa}$ ,低于报警压力 ( $17 \text{ kPa}$ );当备用泵延时 5 s 启动时,凝汽器最小过流量为  $1.535 \text{ m}^3/\text{s}$ ,对应的凝汽器最大压力为  $40.882 \text{ kPa}$ ,低于停机极限压力 ( $41 \text{ kPa}$ ),机组无需紧急停机。相关计算结果如图 5 和图 6 所示。

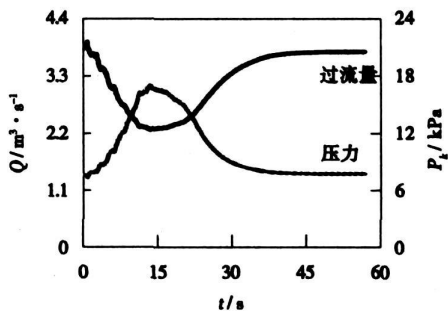


图 5 在新阀门规律下,备用泵无延时启动时凝汽器过流量及压力变化曲线

对于优化后的循环泵出口阀启闭规律,还应对循环水系统的水锤压力进行复核计算。该工程的循环水系统的最大、最小水锤压力均出现在:1机2泵并联运行,同时事故全断电的过渡过程工况<sup>[10]</sup>。其对应的最大水锤压力出现在循环泵出口处;最小水锤压力出现在循环水管道的凝汽器出口处。

现针对循环水系统最大、最小水锤压力的控制工况,分别采用“原阀门启闭规律”和“新阀门启闭规律”进行水力过渡过程仿真计算,求得主要参数计算结果如表 2 所示,对应的管道系统的循环泵出口处和凝汽器出口处的水锤压力变化过程曲线如图 7 和图

8 所示。

表 2 两种阀门规律下管道系统水锤压力控制值对比

管道位置	原阀门规律		新阀门规律	
	最大水锤压力/m	最小水锤压力/m	最大水锤压力/m	最小水锤压力/m
循环泵出口处	25.121	-1.405	24.172	-3.99
凝汽器出口处	10.929	-7.652	10.095	-8.619

注:表中水锤压力均为内水压力,工程上均以  $\text{m H}_2\text{O}$ ,  $10 \text{ m H}_2\text{O} = 98 \text{ kPa}$ ,同图 7 和图 8。

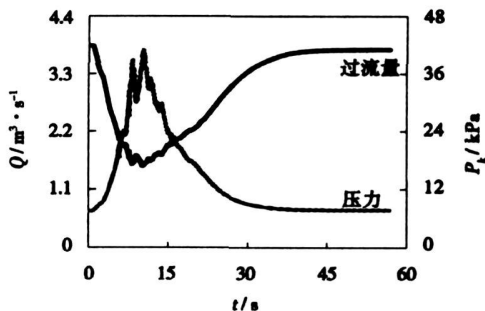


图 6 在新阀门规律下,备用泵延时 5 s 启动时凝汽器过流量及压力变化曲线

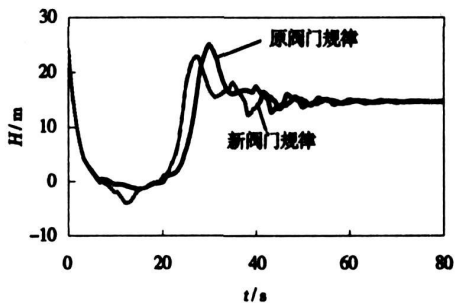


图 7 水泵出口水锤压力曲线对比

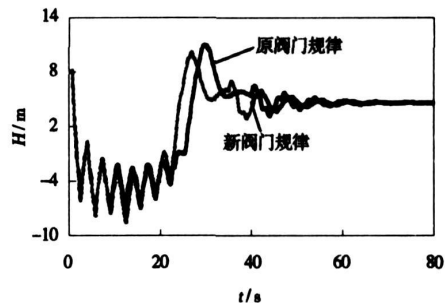


图 8 凝汽器出口水锤压力曲线对比

由表 2、图 7 和图 8 可见:采用新阀门启闭规律时,在水泵出口、凝汽器出口处的水锤压力变化过程

曲线不如采用原阀门规律时的对应曲线平滑,压力波动稍大,系统最小水锤压力较低。但该水锤压力波动均在设计允许的范围内,系统内不会出现“水柱分离”现象,不会对管道系统及循环机组造成破坏影响。可见,新阀门启闭规律虽然从水力特性角度看不是最优规律,但它能够在满足水力设计要求的同时使得凝汽器的变工况压力特性尽可能地改善,从而使得汽轮机组在循环水系统水力瞬变过程中能够保持尽可能好的运行稳定性。

### 3 结 论

(1) 在火电厂循环冷却水系统中,当运行水泵事故断电时,备用水泵应尽快启动,并在确保系统水锤安全情况下,可对事故水泵出口阀关闭规律、备用水泵出口阀开启规律进行调整优化,以控制系统的最大失水量,从而控制凝汽器压力不致突增过高。

(2) 目前火电厂循环泵出口阀的启闭规律主要依据循环水管道系统的水力过渡过程限制条件进行优化设定,未考虑冷却水量变化过程中的凝汽器压力的动态特性。但凝汽器压力的动态特性将直接影响汽轮机组运行的经济性、稳定性和安全性,应予特别的重视。

(3) 某火电厂 300 MW 机组的实例计算表明,对于循环水系统的水泵出口阀启闭规律优化问题,本

文提出的将水力过渡过程计算结合凝汽器变工况计算的综合优化方法是可行、合理的,其计算结果不但能满足循环水系统的水力设计要求,而且能实现尽量改善凝汽器压力动态特性的目的。

### 参考文献:

- [1] 陈付山,刘德有.火电厂冷却水系统水力过渡过程研究[J].能源研究与利用,2005(3):14-16.
- [2] 郭玉双,张立明.低真空供热机组安全性分析[J].沈阳电力高等专科学校学报,2000,2(4):6-7.
- [3] 齐复东,贾树本,马义伟.电站凝汽设备和冷却系统[M].北京:水利水电出版社,1990.
- [4] 朱玉娜,王培红,吕震中.凝汽器变工况核算及其传热系数的确定方法[J].电站系统工程,1998,14(6):9-10.
- [5] WYLIE E B, STREETER V L, SUO LISHENG. Fluid transients in system[M]. New Jersey: Prentice-Hall Inc, 1993.
- [6] 张建梅,鞠小明.火电厂循环水系统冷却塔高位布置水锤数值模拟[J].东方电气评论,2004,18(4):190-192.
- [7] ROY R P, RATISHERM, GOKHALE V K. A computational model of a power plant steam condenser[J]. Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME, 2001, 123(1): 81-91.
- [8] 黄新元,赵 丽,安越里,等.火电厂单元制循环水系统离散优化模型及其应用[J].热能动力工程,2004,19(3):302-305.
- [9] 张承慧,程 金,夏东伟.汽轮机最有利真空循环水泵变频驱动控制系统[J].热能动力工程,2004,19(1):81-84.
- [10] 陈付山.火电厂冷却水系统水力过渡过程计算研究[D].南京:河海大学,2005.5.

(编辑 何静芳)

### 理论研究

## 喷水对压气机性能的影响

据《ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power》2004 年 10 月号报道,现在通常使用水滴喷入压气机进气管作为增加工业燃气轮机输出功率的一种手段。决定功率增加的主要机理是单位流量压缩功的减少和质量流量的增加,这两个因素都是通过压气机上游和压气机内的蒸发冷却达到的。

分析了这种蒸发过程对压气机工作的影响,尤其是把注意力集中在显著的过度雾化情况上,即显著的蒸发发生在压气机本身内部而不是在其进口。

分析了基于水滴蒸发和中线计算相结合用于湿压缩过程计算的简单数值方法。该方法应用于“通用的”压气机几何,以便研究由蒸发冷却造成的非设计工况特性。

研究了压缩过程的效率、用于阻塞和失速的关系,以及由不可逆相变引起的热力损失的大小。

(吉桂明 供稿)

rious coupling among various variables and it is very difficult to achieve an ideal effect by employing a PID (proportional, integral and differential) control. In the light of these specific features, the authors have applied for the above milling system a new type of control strategy, namely, a combination of auto-disturbance-rejection controller (ADRC) and a multivariable decoupling control. In the meantime, the authors have also made a partial improvement of the ADRC. An auto-disturbance-rejection-based multivariable control system has been designed for a ball-mill milling system and a comparison performed between a reverse-frame normalization design method and Smith forecasting compensation method. The simulation results demonstrate the validity, disturbance rejection and strong robustness of the control algorithm proposed by the authors. Hence, the control strategy under discussion enjoys a very high potential for engineering applications. **Key words:** ball mill, auto-disturbance-rejection controller (ADRC), decoupling control, reverse-frame normalization (RFN), Smith forecasting compensation method

考虑凝汽器压力的火电厂循泵出口阀启闭规律优化 = **Optimization of Open-close Mechanism of Circulation-pump Outlet Valves for a Thermal Power Plant with Condenser Operating Pressure being Considered** [刊, 汉] / YANG Zhi, LIU De-you (College of Water Conservancy and Hydropower Engineering under the Hehai University, Nanjing, China, Post Code: 210098), CHEN Fu-shan (Jiangsu Provincial Engineering Consultancy Center, Nanjing, China, Post Code: 210003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(3). — 301 ~ 305

When a transient hydraulic change occurs to the circulation water system of a thermal power plant, the condenser may be subjected to a loss of cooling water, leading to an increase of operating pressure of the condenser, and thereby affecting the operating stability and safety of a steam turbine unit. The optimized setting of the open-close mechanism of circulation pump outlet valves can play a definite role in controlling the maximal water loss amount to the condenser. The authors have proposed a method for combining the calculation of a hydraulic transition process with that of the off-design conditions of the condenser to optimize the setting of the valve open-close mechanism. The practical application of the above method for a 300 MW steam turbine unit shows that under the optimized mechanism determined by the method, the minimal flow rate of the condenser has increased from  $1.991 \text{ m}^3/\text{s}$  to  $2.271 \text{ m}^3/\text{s}$  while the highest pressure of the condenser decreased from 22.111 kPa to 16.911 kPa. As a result, the hydraulic safety of the circulation water system has been ensured with a simultaneous consideration of the dynamic characteristics of the condenser during the transient process, thus contributing to a safe and steady operation of the steam turbine unit. **Key words:** thermal power plant, circulation water system, transient hydraulic change, open-close mechanism of valves, condenser operating pressure

船用增压锅炉旋流蒸汽机械喷油器的雾化特性 = **Atomization Characteristics of Swirling Steam-based Mechanical Oil Sprayers for a Supercharged Marine Boiler** [刊, 汉] / WANG Jian-zhi, WU Shao-hua, QIN Yu-kun (College of Energy Science and Engineering under Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), WANG Yong-tang (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(3). — 306 ~ 309

By using a LPI-3 diffraction type caliper gage of laser particles and a LE-3 atomizing-angle measuring device an experimental study has been conducted of the above-mentioned oil sprayer for marine use. Identified was the variation relationship between the Sauter mean diameter of atomized oil droplets and sprayed oil quantity on the one hand and its oil pressure on the other. By utilizing the Realizable  $k-\epsilon$  model, the turbulent gas flow was simulated followed by a simulation of the droplet movement by using a random orbit model. The deformation and fragmentation of droplets were also simulated by employing the LISA and TAB models. A numerical simulation was performed of the atomization process of the above-mentioned oil sprayer along with an analysis of the effect of the atomized air and oil mass flow rate in the oil sprayer on the atomization characteristics. The simulation results are in comparatively good agreement with the test ones. The research indicates that when the oil spray pressure is above 1.1 MPa, the oil sprayer characteristics comply with the general