

# 某船用汽轮机短座阀流量 与提升力特性数值模拟计算

刘子亘<sup>1</sup>, 李 岩<sup>2</sup>, 梅雪艳<sup>2</sup>, 李国镛<sup>3</sup>

(1. 哈尔滨·第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036; 2. 哈尔滨汽轮机厂, 黑龙江 哈尔滨 150046;  
3. 海军驻第七〇三研究所军事代表室, 黑龙江 哈尔滨 150036)

**摘 要:** 由于汽轮机内部空间的限制及船用汽轮机多工况的要求, 部分船用汽轮机采用了短座阀。因扩压段长度的大幅减小, 阀门的气动性能及强度振动特性产生较大变化, 对汽轮机总体性能有较大的影响。本文对某短座阀在试验研究的基础上进行了数值计算分析: 通过气动试验, 得到某船用汽轮机短座阀的流量系数与提升力系数曲线簇; 基于可压缩  $N-S$  方程, 利用  $S-A$  湍流模型及有限积分法, 采用四面体非结构网格, 对此阀门进行了数值模拟计算。通过对该阀门的数值计算得到在不同相对开度及不同压比下的计算结果与试验结果吻合良好; 得到对各种短座阀广泛适用的计算方法, 为船用调节阀、旁通阀的设计和性能分析提供了重要依据。

**关 键 词:** 汽轮机; 短座阀;  $S-A$  湍流模式; 流量系数; 提升力系数; 数值模拟

中图分类号: TK262 文献标识码: A

## 1 引 言

船用汽轮机阀门由于空间尺寸的限制一部分采用短座阀, 其阀座扩压段较短, 造成了较大的压差, 对船机的效率及气动产生了较大影响。阀门的流量特性决定了机组的流量分配; 而阀门的提升力特性对船用汽轮机的提升机构的设计提供了主要依据。在机组的设计及优化过程中针对某型短座阀在阀门气动试验台上进行了气动试验, 得到了该阀的流量系数与提升力系数曲线簇。在试验前根据此短座阀的几何结构进行数值模拟, 通过 CFD 计算为试验件的设计及各试验工况的设定提供了重要依据。R. S. Amano, G. R. Draxler 等人利用试验及 CFD 数值模拟对旁通阀的不同开度与流量特性进行了研究<sup>[1]</sup>, 提出了具有较高精度的 CFD 模型<sup>[2]</sup>。D Zhang 等人利用试验及 CFD 数值模拟对阀门在不同压比下的

压力损失及流量特性进行了研究<sup>[3-4]</sup>, 提出了相关阀门的设计所需注意的问题。王祖温等人利用试验及 CFD 数值模拟对阀门流量特性进行了研究<sup>[5]</sup>, 提出了音速流导反映阀门的最大过流能力。

本文运用了 Spalart-Allmaras 湍流模式, 利用有限积分法建立了短座阀(旁通阀、调节阀)三维流场的数值模型, 对实例模型进行了数值模拟, 流量系数与提升力系数的计算结果与试验结果相吻合, 并应用于船用汽轮机阀门的设计。

## 2 数学模型

定常湍流流动, 质量守恒、动量守恒和能量守恒的三维均流控制方程组的笛卡尔张量表达式为:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho U_j U_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i u_j}) \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [U_i(\rho E + P)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + U_i(\tau_{ij})_{eff} \right] \tag{3}$$

式中:  $P$ 、 $\rho$ 、 $T$ —流体的时均压力、密度和温度;  $U_i$  和  $u_i$ —流体  $i$  方向的时均速度和脉动速度;  $E$ —流体的总能量;  $\lambda$ —热传导系数;  $c_p$ —定压热容;  $Pr_t$ —湍流普朗特(Prandtl)数;  $\mu$ —分子动力粘度;  $\mu_t$ —湍流动力粘度;  $-\rho \overline{u_i u_j}$ —雷诺(Reynolds)应力张量, 根据 Boussinesq 假设, 它表示为:

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho \kappa + \mu_t \frac{\partial U_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij} \tag{4}$$

收稿日期: 2004-11-23; 修订日期: 2004-12-20

作者简介: 刘子亘(1971-)男, 浙江绍兴人, 哈尔滨·第七〇三研究所工程师。

其中:  $\kappa$ —湍流脉动动能;  $(\tau_j)_{\text{eff}}$ —有效偏应力张量, 定义为:

$$(\tau_j)_{\text{eff}} = \mu_{\text{eff}} \left[ \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (5)$$

选用 Spalart-Allmaras 湍流模型作为封闭方程。S-A 模型是一个较为简明的模型, 由一个湍流运动粘性系数输运方程求解湍流粘度<sup>[6]</sup>。此模型对于内流和有逆压梯度的边界层计算都给出了良好的结果, 在透平机械的数值模拟中得到了广泛的应用。S-A 模型也是一个有效的低雷诺数模型, 与  $k-\epsilon$  和  $k-\omega$  等两方程模型相比, 具有计算量小、稳定性好和近壁面区计算误差不敏感等特点, 近壁面的计算网格加密程度与零方程具有等同的量级<sup>[7]</sup>。

### 3 数值计算

#### 3.1 网格划分

根据实际要求分别建立五个不同开度的三维计算模型, 各模型划分为约  $45 \times 10^4$  万四面体非结构性网格。由于短座阀体积较小, 网格密度较高, 此模型可充分对具有较大压力梯度的阀头及阀座部分进行高求解精度的 CFD 计算 (见图 1)。

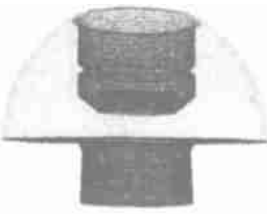


图 1 相对开度  $L/D_H = 0.387$  的建模结构图

#### 3.2 边界条件

进口边界给定滞止压力、滞止温度、气流方向; 出口边界给定背压  $P_2$ , 其它变量按照充分发展管路流动取值, 即各种变量在出口处沿流动方向的变化率为零; 壁面为无滑移条件并且无湍流流动取值。

#### 3.3 计算分析

3.3.1 不同开度对流场特性的影响

不同相对开度的三维计算模型计算的结果显示随着相对开度的升

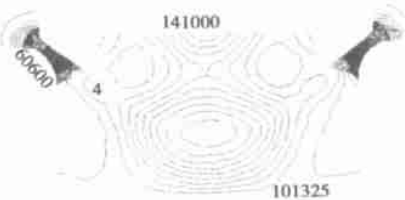


图 2 模型相对开度  $L/D_H = 0.0456$  压比  $P_2/P_1 = 0.7$  的绝对压力等值线图

高, 流场的压力损失逐渐降低, 流量逐渐提高, 提升力逐渐下降, 阀门喉部的马赫数略有降低, 而由于流量的增大, 出口截面的马赫数相应增大 (见图 2 和图 3)。

3.3.2 不同压比对流场特性的影响

三维计算模型计算的结果显示, 随着压比的升高, 流场的压力损失逐渐降低, 流量逐渐减少, 提升力逐渐下降, 阀门喉

部的马赫数迅速降低, 而由于流量的减少, 出口截面的马赫数相应下降 (见图 4 和图 5)。

#### 3.4 阀门重要特性参数

##### 3.4.1 流量系数 $\mu$

流量系数  $\mu$  表征调节阀的通流能力, 它等于实际通过阀的气体流量  $G$  与名义上通过阀的气体流量  $G_H$  之比值, 其中  $G$  由 CFD 计算得到 ( $\text{kg/s}$ ):

$$\mu = G/G_H \quad (6)$$

$$G_H = \beta \times G_{\text{max}} \quad (7)$$

式中:  $\beta$ —彭台门氏系数;  $G_{\text{max}}$ —临界流量, 分别定义为:

$$\beta = \sqrt{1 - \frac{\epsilon_{n1} - \epsilon_{\text{cr}}}{1 - \epsilon_{\text{cr}}}} \quad (8)$$

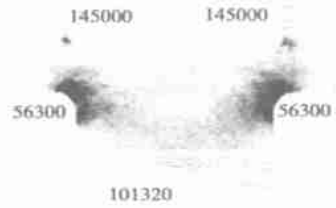


图 3 模型相对开度  $L/D_H = 0.2733$  压比  $P_2/P_1 = 0.7$  的绝对压力等值线图

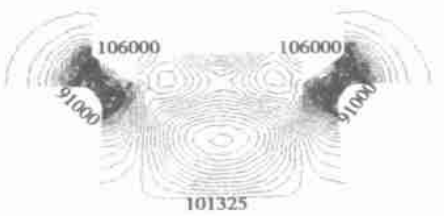


图 4 模型相对开度  $L/D_H = 0.1594$  压比  $P_2/P_1 = 0.95$  的绝对压力等值线图

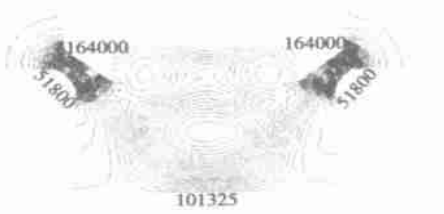


图 5 模型相对开度  $L/D_H = 0.1025$  压比  $P_2/P_1 = 0.6$  的绝对压力等值线图

其中: 压比  $\epsilon_{r1} = P_2 / P_1$ ,  $P_1, P_2$ —阀前、后绝对压力, Pa;  $\epsilon_{cr}$ —临界压比, 对于空气其值为 0.528。

$$G_{\max} = (F_H / 10^6) \times \sqrt{2 \frac{\kappa}{1 + \kappa} \left( \frac{2}{1 + \kappa} \right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} \cdot \frac{P_1}{v_1}} \quad (9)$$

$$F_H = \frac{\pi}{4} D_H^2 \quad (10)$$

其中:  $F_H$ —阀门的名义通流面积 (mm<sup>2</sup>);  $\kappa$ —比热比;  $P_1, v_1$ —阀前的压力 (Pa)、比容 (m<sup>3</sup> / kg);  $D_H$ —阀门名义直径, 在此取本阀的接触直径 87.8 mm。

### 3.4.2 提升力系数 $\Phi$

提升力系数  $\Phi$  表征了克服气体对阀的作用力而提升阀所需力的特征。用气体作用在阀上的实际力  $Q(N)$  与理论上气体作用在阀上的力  $Q_H(N)$  之比表示, 其中  $Q$  由 CFD 计算得到:

$$\Phi = Q / Q_H \quad (11)$$

$$Q_H = F_H (P_1 - P_2) / 10^6 \quad (2)$$

式中:  $F_H, P_1, P_2$  同上。由此通过数据整理得到流量系数  $\mu$  及提升力系数  $\Phi$  (见表 1)。

表 1 计算模型不同开度、不同压比流量系数  $\mu$  及提升力系数  $\Phi$  表

相对开度	阀压比	出口流量	名义面积	阀门受力	提升力系数	临界流量	彭台门系数	名义流量	流量系数	按实测比容得到的流量系数	
$L/D_H$	$P_2/P_1$	$G/\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$F_H/\text{mm}^2$	$Q/\text{N}$	$\Phi$	$G_{\max}/\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$\beta$	$G_H/\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$\mu$	$\mu'$	
开度 1	0.387	0.95	0.53	6 054.5	9.9	0.307	1.50	0.447	0.674	0.796	0.998 887
开度 1	0.387	0.9	0.77	6 054.5	20	0.294	1.59	0.615	0.978	0.788	0.974 151
开度 1	0.387	0.8	1.15	6 054.5	42.2	0.275	1.78	0.817	1.461	0.790	0.948 68
开度 1	0.387	0.7	1.49	6 054.5	64.6	0.245	2.04	0.931	1.903	0.783	0.915 566
开度 1	0.387	0.6	1.83	6 054.5	85.7	0.209	2.38	0.988	2.356	0.778	0.887 103
开度 2	0.273	0.95	0.49	6 054.5	20.7	0.641	1.50	0.447	0.674	0.734	0.920 254
开度 2	0.273	0.9	0.70	6 054.5	42.5	0.624	1.59	0.615	0.978	0.72	0.891 294
开度 2	0.273	0.8	1.03	6 054.5	91.2	0.594	1.78	0.817	1.461	0.707	0.848 97
开度 2	0.273	0.7	1.30	6 054.5	141.6	0.538	2.04	0.931	1.903	0.685	0.800 967
开度 2	0.273	0.6	1.58	6 054.5	193.8	0.473	2.38	0.988	2.356	0.670	0.764 145
开度 3	0.159	0.95	0.37	6 054.5	36.8	1.14	1.50	0.447	0.674	0.560	0.702 459
开度 3	0.159	0.9	0.52	6 054.5	74.0	1.086	1.59	0.615	0.978	0.535	0.661 164
开度 3	0.159	0.8	0.70	6 054.5	140.3	0.915	1.78	0.817	1.462	0.483	0.579 87
开度 3	0.159	0.7	0.87	6 054.5	224.1	0.852	2.04	0.931	1.903	0.459	0.537 409
开度 3	0.159	0.6	1.04	6 054.5	319.9	0.782	2.38	0.988	2.357	0.445	0.507 388
开度 4	0.102 5	0.95	0.25	6 054.5	39.6	1.227	1.50	0.447	0.674	0.379	0.475 35
开度 4	0.102 5	0.9	0.35	6 054.5	79.9	1.17	1.59	0.615	0.978	0.360	0.444 647
开度 4	0.102 5	0.8	0.48	6 054.5	164.8	1.07	1.78	0.817	1.462	0.329	0.395 414
开度 4	0.102 5	0.7	0.58	6 054.5	263.0	1.00	2.04	0.931	1.904	0.308	0.360 843
开度 4	0.102 5	0.6	0.70	6054.5	381.4	0.932	2.38	0.988	2.357	0.297	0.338 615
开度 5	0.045 5	0.95	0.11	6 054.5	40.7	1.262	1.50	0.447	0.674	0.173	0.217 705
开度 5	0.045 5	0.9	0.16	6 054.5	84.2	1.236	1.59	0.615	0.978	0.166	0.205 567
开度 5	0.045 5	0.8	0.22	6 054.5	180.5	1.177	1.78	0.817	1.461	0.151	0.182 396
开度 5	0.045 5	0.7	0.26	6 054.5	292.6	1.113	2.04	0.931	1.903	0.140	0.164 619
开度 5	0.045 5	0.6	0.26	6 054.5	437.4	1.069	2.20	0.988	2.18	0.122	0.143 603

## 4 试验及结果分析

### 4.1 试验方法

本试验采用实际尺寸, 试验件在第七〇三研究所的阀门气动试验台上进行。流动工质用空气代替蒸汽。阀前压力在 0.17 ~ 0.107 MPa 之间, 试验气

流马赫数约为 0.06~0.002。

试验的测量系统包括:

- (1) 压力测量系统: 自动传感压力探针、管系;
- (2) 提升力测量系统: 拉力传感器(总精度 0.35%);
- (3) 升程测量系统: 阀手轮、位移读数器(精度 0.05%)、位移标尺旋杆(精度 0.2%);
- (4) 流量测量系统: 流量计(总精度 0.3%)、自动传感压力探针、管系、温度计;
- (5) 采集处理系统: 数据采集器、计算机。

试验中采用阀前压调节法来改变阀前后的压力比值, 其试验流程见图 6。

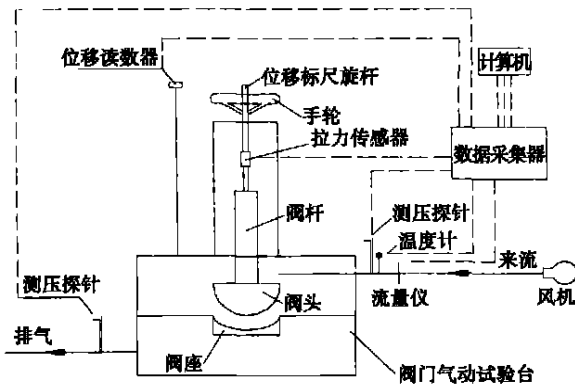


图 6 试验流程图

### 4.2 结果分析

通过对试验数据进行整理, 得到流量系数  $\mu$  与相对升程  $L/D_H$  及压比  $P_2/P_1$  间相关的流量系数曲线和提升力系数  $\Phi$  与相对升程  $L/D_H$  及压比  $P_2/P_1$  相关的提升力曲线, 并与 CFD 计算记过曲线一同分别绘制于图 7 和图 8。

经过对试验曲线进行分析得到以下结论:

- (1) 流量曲线到  $L/D_H=0.35$  左右时, 流量系数已基本不变, 曲线趋于平坦;
- (2) 流量系数的曲线直线段的范围是  $L/D_H=0\sim0.25$  左右, 流量系数与升程基本成正比关系;
- (3) 当  $P_2/P_1$  增大时流量系数曲线间距离减少, 且  $P_2/P_1$  越大流量系数曲线越靠近;
- (4) 提升力曲线在较大范围内,  $L/D_H$  与  $\Phi$  基本成正比关系;
- (5) 当  $P_2/P_1$  增大时提升力系数  $\Phi$  增高, 而  $P_2/P_1 > 0.9$  后  $\Phi$  增幅趋缓。

图 7 试验曲线与计算曲线存在一定的差异, 造

成差异的主要原因: 试验中采用工程上通用的测试温压以确定比容的方法, 而三维计算中采用可压缩空气的质量加权平均所得到的数据整理

得到, 因而造成了比容存在一定的差异, 导致图 7 中曲线, 尤其是压比为 0.95 的曲线在开度为 0.4 处存在较大差异。当以试验中测得的比容为默认比容值, 与三维计算的数据一同整理得到的试验曲线与计算曲线吻合良好(见图 9)。

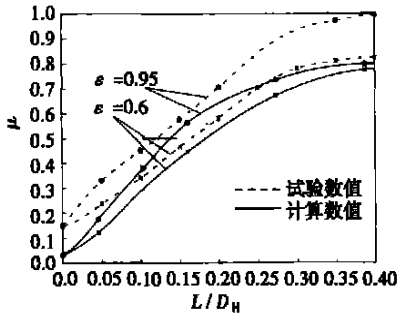


图 7 流量系数  $\mu$  的试验与计算数据对比图

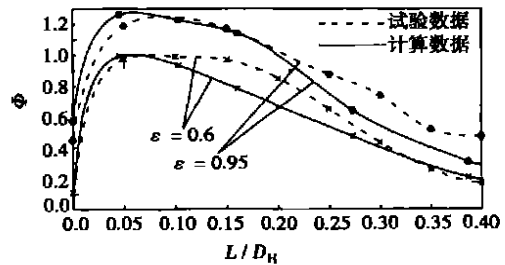


图 8 提升力  $\Phi$  的试验与计算数据对比图

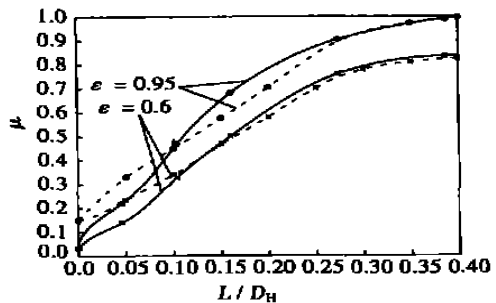


图 9 按实测比容得到的流量系数  $\mu$  的对比图

综上所述, 误差在合理的范围内, 造成误差的其它原因是:

- (1) 计算所选  $S-A$  湍流模型与试验件中实际湍流流动情况上有一定差异;
- (2) 计算中  $P_1$  及  $P_2$  的压力面与试验件所测定

$P_1$  及  $P_2$  的进出口压力面有一定差异;

(3) 计算中近壁面条件与试验件的壁面粗糙度有一定差异;

(4) 试验中测量得到的各原始数值与计算各原始数值存在一定的误差。

## 5 结 论

(1) 由于短座阀扩压段距离相对较短, 使阀后形成了一个突扩通道, 造成了突然膨胀, 由三维计算模型绝对压力等值线图发现: 出口段产生了涡流, 这导致一定的附加能量损失。

(2) 由数值模拟计算结果得到: 短座阀扩压段距离相对较短使阀门扩压能力下降, 造成了阀前后的压差增大(数值见表 1), 这导致在相同阀门面积下该短座阀需要较大的提升力。

(3) 数值模拟计算所得到的短座阀流量特性曲线簇与提升力特性曲线簇具有一定的参考价值。

(4)  $S-A$  湍流模型对阀门流场的数值模拟较为适合, 计算结果与试验结果有较好的吻合。

## 参考文献:

- [1] AMANO R S, DRAXIER G R. High-pressure steam flow in turbine by-pass valve system part 1[ J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2002, 18(3): 2123—2127.
- [2] ZHANG D, ENGEDA A, HARDIN J R, *et al.* Experimental study of steam turbine control valves[ J]. *Mechanical Engineering Science*, 2001, 22(4): 1921—1925.
- [3] ZHANG D, ENGEDA A. Venturi valves for steam turbines and improved design considerations[ J]. *Power and Energy*, 2002, 13(3): 1241—1247.
- [4] 王祖温, 郭晓晨, 包 钢, 等. 基于流场的气动换向阀流量特性研究成果[ J]. *机械工程学报*, 2004, 11(2): 40—45.
- [5] 宁方飞, 徐力平. Spalart and Allmaras 湍流模型在内流场数值模拟中的应用[ J]. *工程热物理学报*, 2001, 22(3): 304—306.
- [6] SPALART P R, ALLMARAS S R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows[ J]. *AIAA Journal*, 1992, 14(3): 422—439.

## 新技术

# 用于护卫舰的 Maag 齿轮传动装置

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2005 年 1~2 月号报道, 去年西班牙 Izar 造船厂建造了 F-310 级护卫舰的首舰, 将于 2005 年 9 月交付使用。该护卫舰长 133 m, 宽 17 m, 吃水 5 m, 满载排水量 5 130 t。30 MW 的 CODAG(柴燃并车使用联合)推进系统允许最大航速超过 26 节, 巡航速度超过 18 节, 18 节航速下的续航里程为 4500 海里。

两个推进轴由两台 12V Bravo 柴油机和 1 台 GELM2500 航改型燃气轮机驱动。12 气缸 Bravo 发动机的缸径为 280 mm, 冲程为 300 mm, 在 1 000 r/min 转速下每台柴油机的额定输出功率为 4 500 kW。在 3 600 r/min 转速下, LM2500 的额定输出功率为 21 500 kW。

瑞士 Maag 公司为此舰专门设计了船用齿轮传动装置, 推进系统能实现横向连接。通过 9 个不同型式的离合器, Maag 齿轮箱允许三台发动机和二 个螺旋桨轴系以各种组合方式工作, 从而使护卫舰具有很高的运行灵活性并通过选择运行方式允许该舰具有最低的燃料消耗。

对于仅以柴油机运行的情况, 每台柴油机通过液力偶合器并在第一减速级处, 通过机械同步离合器并在主减速级处连接到大齿轮和螺旋桨轴。对于联合推进运行情况, 每台柴油机通过摩擦离合器直接连接到主减速级, 即不使用第一减速级, 同步离合器也能被脱开。利用在柴油机输入侧的这两个减速比, 柴油机能以恒定的额定转速以联合或单独的方式运转。

从联合方式转换到单独方式完全是自动的, 并由控制系统来管理。

横向联接功能用于联合方式、燃气轮机方式或用于利用一台柴油机驱动两个螺旋桨的运行方式。

(吉桂明 供稿)

Power Machinery & Engineering under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2005, 20(4). —350~355

An experimental study was conducted of the humidifying process of air in a counter-flow spray saturator. During the study measurements were taken not only of the relative humidity and temperature of the humid air and water temperature at the saturator inlet and outlet, but also of the humid-air relative humidity and the temperature of gas and liquid phase of the sections at several levels of height within the saturator. On the basis of experimentally measured humid air relative humidity and temperature calculated was the humidity content of the humid air within the saturator and the added humidity of humid air between the levels of height being measured. From the experimental results it can be seen that with an increase in water-gas mass ratio, there will be a corresponding increase in humid air temperature and temperature rise at the outlet of the saturator. The humidity content of the humid air and the evaporation rate of water and outlet temperature will increase with an increase in inlet water temperature and water-gas mass ratio. Under all experimental conditions the humid air at the saturator outlet approaches or has attained saturation. With an increase in air speed there will be an increase in escaped quantity of water droplets. Viewed as a whole, within the saturator humidified inlet air predominates at the lower portion with the upper portion being occupied by humidified and heated air. **Key words:** saturator, humidifying process, relative humidity, gas-liquid two phase flow

某船用汽轮机短座阀流量与提升力特性数值模拟计算=Numerical Simulation Calculation of the Flow Rate and Lifting Force Characteristics of a Marine Steam Turbine Short-seat Valve [刊, 汉] / LIU Zi-gen (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036), LI Yan, MEI Xue-yan, et al (Harbin Steam Turbine Works, Harbin, China, Post Code: 150046) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2005, 20(4). —356~360

Owing to the restriction of inner space in a marine steam turbine and its multi-regime operation requirements short-seat valves are employed in some marine steam turbines. Due to a considerable reduction of diffusion section length a relatively great change will take place in the aerodynamic performance and strength/vibration characteristics of the short-seat valve. This, in turn, can affect to a fairly great extent the general performance of the steam turbine. Based on the experimental study of a short-seat valve the authors have performed a numerical calculation and analysis. Through aerodynamic tests a group of curves was obtained for the flow rate and lifting force coefficients of a marine steam turbine short-seat valve. On the basis of a compressible N-S equation and by using a S-A turbulent flow model, a finite integral method and the non-structural network of a four-faced body a numerical simulation calculation was carried out for the above-mentioned valve. The numerical calculation of the valve has revealed that the calculated results at various relative degrees of valve opening and various pressure ratios agree quite well with the test results. In addition, a calculation method generally applicable for various kinds of short-seat valves was obtained, thus providing an important basis for the design and performance analysis of marine regulating valves and bypass valves. **Key words:** short-seat valve, S-A turbulent flow model, flow rate factor, lifting force factor

W型火焰锅炉炉内燃烧过程检测实验研究=Experimental Investigation of the Combustion Process Detection in a W-shaped Furnace [刊, 汉] / FANG Qing-yan, YAO Bin, JIANG Rui-bao, et al (National Key Laboratory for Coal Combustion under the Huazhong University of Science & Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2005, 20(4). —361~364

A whole set of equipment was designed for conducting temperature measurements, flue gas analysis, and particulate sampling research, etc in a large-sized coal-fired boiler. It comprises water-cooled gun suction thermocouples, fly-ash constant speed sampling device and flue gas multi-function measurement analyzer. With the help of the above devices comprehensive measurements and tests were conducted on a 300 MW W-shaped boiler, including temperature measurements, etc along with the measurement of the carbon content and particulate diameter distribution of the sampled particulates. The results of the measurements and tests indicate that in-furnace temperature and pulverized coal fineness are major factors having a great impact on the burn-out rate of the pulverized coal. When the boiler load exceeds 260 MW, the pulverized coal fineness will become a predominant factor. Because of the insufficient reserve margin of the coal pulverizer capacity, in case of low coal quality, the pulverized coal fineness will drastically deteriorate under a higher boiler load, resulting in an increase in me-