

# 某大型舰船主汽轮机的建模与动态仿真

陈 航, 郑 群, 邓庆锋, 王 杰

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院 黑龙江 哈尔滨 150001)

**摘 要:** 以某大型舰船主汽轮机为研究对象, 充分考虑了舰船主汽轮机的结构特性, 针对舰船主汽轮机特性建立集总参数动态仿真数学模型, 在 SimuWorks 热力系统平台上搭建相应仿真模型。对主汽轮机进行稳态工况和加速、减速及倒车过程的全工况动态仿真。仿真结果表明, 模型具有较高精度, 高速工况下偏差在 2% 以内, 动态趋势合理, 能准确反映出部件实际工作状态。该仿真模型可以应用于舰船动力系统的仿真。

**关 键 词:** 舰船主汽轮机; 汽轮机仿真; 稳态仿真; 动态仿真

中图分类号: TK26; O2422

文献标识码: A

## 引 言

舰船汽轮机是舰船蒸汽动力设备中工作过程十分复杂的能量转换设备。舰船在航行时的机动性要求舰船汽轮机的工况应该能在很大的范围内变化, 而且在其它几个主要的运行工况时, 汽轮机都要有较高的效率<sup>[1-2]</sup>, 这就使得舰船汽轮机在结构设计和工作方式上与电站汽轮机有很大的区别。因此, 需要针对舰船汽轮机建立完整的仿真模型, 以满足其动态特性研究。目前, 国内外关于汽轮机的仿真主要集中在电站方面<sup>[3-6]</sup>, 而对舰船汽轮机仿真研究很少, 且现有的一些舰船汽轮机仿真<sup>[7-9]</sup>均对模型进行了过多的简化, 没有考虑舰船汽轮机旁通结构以及抽汽对汽轮机性能的影响, 而且主要针对快速变负荷下的动态特性进行分析, 因此也就很难准确反映出舰船汽轮机的真实的工作状态。

本研究在充分考虑了舰船汽轮机的结构特性和工作特点的基础上, 基于 SimuWorks 热力系统平台, 针对部件特性搭建了适用于舰船主汽轮机的全工况实时仿真模型。

## 1 仿真对象和仿真模型

### 1.1 仿真对象

某舰船主汽轮机系统如图 1 所示, 主汽轮机系

统由高压缸、低压缸、齿轮减速器和螺旋桨组成。其中高压缸由调节级、慢速级和全速级构成, 低压缸由低压级和倒车级组成。同时高压缸和低压缸之间设置抽汽阀, 以便高速工况时抽汽供其它辅机设备使用。低压缸为对称布置形式, 从两端进汽, 倒车级布置在低压缸的中部, 由一个冲动式双列调节级组成。为了方便仿真, 设置了倒车阀。高压汽轮机和低压汽轮机的功率由齿轮箱传递给螺旋桨。

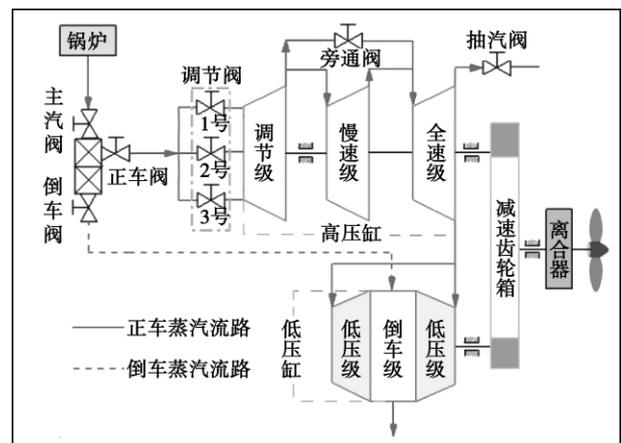


图 1 主汽轮机系统简图

Fig. 1 Simplified chart of a main steam turbine

主汽轮机采用滑参数调节和喷嘴调节相结合的调节方式, 在由低速工况转为高速工况时, 除锅炉的蒸汽参数由低参数转到高参数外, 蒸汽的通道也发生改变。变工况过程中依次开启 3 个喷嘴调节阀。低速工况时, 旁通阀关闭, 蒸汽由调节阀流经调节级、慢速级和全速级。高速工况时, 旁通阀打开, 在工况 4 下, 旁通阀为半开状态, 全速工况 5 时, 旁通阀全开, 蒸汽流过调节级后绝大部分蒸汽经旁通阀流去全速级。变工况下 3 个调节阀阀杆行程与流量的关系如图 2 所示。

收稿日期: 2011 - 06 - 08; 修订日期: 2011 - 07 - 16

基金项目: 中央高校基础科研重大专项基金资助项目( HEUCFZ10006, HEUCF100305)。

作者简介: 陈 航(1986 -), 男, 陕西咸阳人, 哈尔滨工程大学硕士研究生。

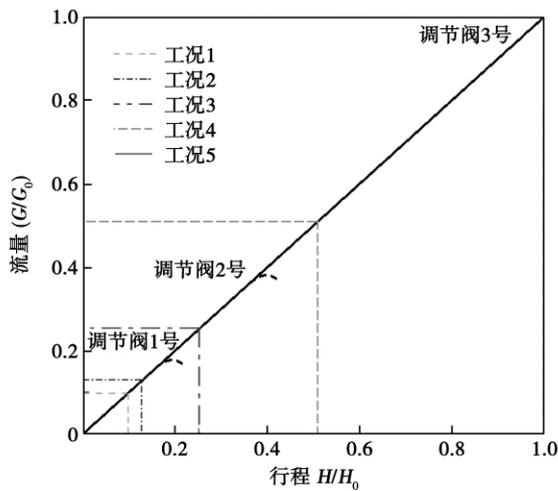


图 2 调节阀阀杆行程与流量关系

Fig.2 Relationship of the travelling distance of the valve stem of a regulating valve and its steam flow rate

1.2 仿真模型

首先对主汽轮机进行模块划分。根据汽轮机喷嘴调节阀箱工作特性的不同,将调节级分为 3 组,高压汽轮机其它级则以旁通阀为界划分为慢速级和全速级。将低压级分正车级和倒车级。最终搭建的主汽轮机系统仿真模型如图 3 所示,图中的实线代表蒸汽流路,里面包含流动工质信息的物理变量(压力、流量、焓、密度等),虚线为转速控制信号变量,通过调节 3 个调节阀开度,控制主汽轮机转速的变化,点划线为功率传递信号变量。

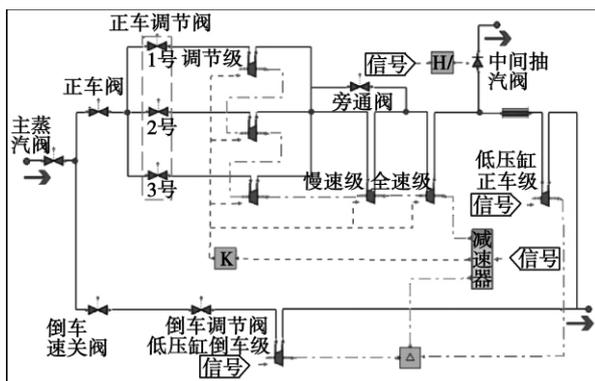


图 3 主汽轮机仿真模型

Fig.3 Model for simulating the main steam turbine

2 数学模型

2.1 调节级数学模型

调节级的进汽流量可由下列方程决定:

$$W_1 = W_{10} \beta_0 \frac{p_1/p_{10}}{\sqrt{T_1/T_{10}}} \sum_{k=0}^n \beta_k \theta^k \quad (1)$$

其中,

$$\beta = \begin{cases} p_2/p_1 \leq \varepsilon_{cr}: 1 \\ p_2/p_1 > \varepsilon_{cr}: \sqrt{1 - [( \varepsilon - \varepsilon_{cr} ) / ( 1 - \varepsilon_{cr} ) ]^{1/2}} \end{cases}$$

式中:  $W_1, W_{10}$ —调节级在变工况和设计工况下的进汽流量 kg/s;  $p_1, p_{10}$ —变工况和设计工况下的进口蒸汽压力,MPa;  $T_1, T_{10}$ —变工况和设计工况下的进口蒸汽温度,°C;  $p_2$ —变工况下的出口蒸汽压力,MPa;  $\beta$ —流量修正系数;  $\varepsilon_{cr}$ —临界压比,对于过热蒸汽为 0.546;  $\theta$ —速关阀凸轮的转角;  $\beta_0 \sim \beta_k$ —流量的各阶拟合因子;

忽略工质初始温度、压力的影响,效率是转速和焓降的函数:

$$\eta = f_n(\pi n / \sqrt{2\Delta H}) \quad (2)$$

式中:  $\eta$ —级效率;  $n$ —推进轴转速, r/min;  $\pi$ —齿轮箱的减速比;  $\Delta H$ —级的焓降 kJ。

当汽轮机为等熵膨胀时,机组的输出功率最大,由等熵过程有:

$$S_1 = f_s(p_1, H_1) \quad (3)$$

$$S_2 = S_1 \quad (4)$$

$$H_{2s} = f_h(p_2, S_1) \quad (5)$$

式中:  $S_1, S_2$ —调节级的进、出熵 J/K;  $H_1$ —调节级的进口焓 kJ;  $H_{2s}$ —调节级的理想排汽焓 kJ。

由式(2)~式(5)可得调节级实际的排汽焓和输出功率:

$$H_2 = H_1 - \eta(H_1 - H_{2s}) \quad (6)$$

$$P = W_1(H_1 - H_2) \quad (7)$$

式中:  $H_2$ —调节级的实际排汽焓 kJ;  $P$ —调节级的输出功率 kW。

2.2 非调节级数学模型

非调节级在计入反动度变化时的流量变化公式为:

$$\frac{W_n}{W_{n0}} = \sqrt{\frac{T_{n0}(p_{n1}^2 - p_{n2}^2)}{T_n(p_{n10}^2 - p_{n20}^2)}} \sqrt{1 - \frac{\Delta\gamma}{1 - \gamma}} \quad (8)$$

式中:  $W_n, W_{n0}$ —非调节级在变工况和设计工况下的流量 kg/s;  $p_{n1}, p_{n10}, p_{n2}, p_{n20}$ —变工况和设计工况下非调节级蒸汽的进、出口压力,MPa;  $T_n, T_{n0}$ —变工况和设计工况下蒸汽的进口温度,°C;  $\gamma$ —反动度;  $\Delta\gamma$ —反动度的变化量。

非调节级排汽焓和输出功率与调节级的计算方法一致。

2.3 旁通结构数学模型

进口蒸汽流量方程:

$$D_p = K_p P_p \theta_k / \sqrt{T_p + 273} \tag{9}$$

式中:  $D_p$ —旁通进汽的流量, kg/s;  $P_p$ —旁通进汽的压力, Pa;  $T_p$ —旁通进汽的温度, °C;  $\theta_k$ —旁通阀的开度;  $K_p$ —通流量系数。

### 2.4 推进系统模块

齿轮减速器为定传动比传动减速装置, 所以高压转子、低压转子的转速与螺旋桨的转速有确定的比例关系, 即:

$$n_h = k_h n_s \tag{10}$$

$$n_1 = k_1 n_s$$

式中:  $n_h$ ,  $n_1$ ,  $n_s$ —高压缸、低压缸和螺旋桨转速, r/min;  $k_h$ ,  $k_1$ —由传动比确定的常数。

转子模块主要用来计算螺旋桨转速, 用于信号反馈, 即:

$$J_s \frac{d\omega_s}{dt} = M_w - M_p - M_s \tag{11}$$

式中:  $J_s$ —螺旋桨转动惯量, kg·m<sup>2</sup>;  $\omega_s$ —螺旋桨转动角速度, rad/s;  $M_w$ —螺旋桨的驱动扭矩, N·m;  $M_p$ —螺旋桨上的所吸收的力矩, N·m;  $M_s$ —螺旋桨的阻力矩, N·m。

在处理  $J_s$  时:

$$J_s = V_p / \sqrt{V_p^2 + n_s^2 D^2} \tag{12}$$

式中:  $V_p$ —航速;  $n_s$ —螺旋桨转速, r/min。

从而避免螺旋桨扭矩为 0 时  $J \rightarrow \infty$  的现象。

螺旋桨推力  $T_p$ :

$$T_p = \rho D^2 C_t R^2 \tag{13}$$

螺旋桨上的水阻力矩  $M_{sh}$ :

$$M_{sh} = \rho D^3 C_Q R^2 \tag{14}$$

式中:  $R^2 = V_p^2 + n_s^2 D^2$ ,  $D$ —桨直径, m;  $\rho$ —水的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $C_t$ —推力系数;  $C_Q$ —转矩系数;

螺旋桨效率  $\eta_e$ :

$$\eta_e = \frac{C_t V_p}{2 C_Q \pi n D} = \frac{C_t J}{2 C_Q \pi} \tag{15}$$

式中:  $J$ —进速系数, 推力系数  $C_t$ 、转矩系数  $C_Q$ 、螺旋桨效率  $\eta_e$  仅与进速系数  $J$  有关, 相应的关系可由螺旋桨特征曲线得到。

## 3 仿真结果分析

为了验证模型的准确性, 对其进行典型工况的静态和加速、减速以及倒车过程分析。

### 3.1 静态仿真

静态仿真的结果如表 1 所示, 表中给出了主汽轮机的一些主要参数, 表中参数采用了相对于仿真

设计值的归一化处理方法, 同时给出了与对应设计值之间的相对误差。

表 1 不同工况下的主要参数的仿真值及相对误差

Tab. 1 Simulation values and their relative errors of the main parameters at different operating conditions

		总功率 ( $P/P_0$ ) /kW	蒸汽流量 ( $G/G_0$ ) /kg·s <sup>-1</sup>	进汽压力 ( $p/p_0$ ) /MPa
工况 5	仿真值	0.996	0.993	1.002
	相对误差 /%	-0.400	-0.700	0.200
工况 4	仿真值	0.989	0.985	0.994
	相对误差 /%	-1.100	-1.500	-0.600
工况 3	仿真值	0.977	0.972	1.058
	相对误差 /%	-2.300	-2.800	5.80
工况 2	仿真值	0.948	0.944	1.052
	相对误差 /%	-5.200	-5.600	5.800
工况 1	仿真值	0.943	0.936	1.062
	相对误差 /%	-5.670	-6.400	6.200

由表 1 可见, 在高工况时螺旋桨转速较高参数仿真值与设计值的相对误差较低, 而在低工况时相对误差较大, 其主要原因是在螺旋桨转速较低时, 主汽轮机实际运行效率较低, 这是造成误差增大的主要原因。由于舰船主汽轮机的效率需要综合考虑蒸汽参数以及转速的变化, 因此, 开发出精度更高的汽轮机模块, 是减小误差的主要方式。

### 3.2 动态仿真

动态过程是对主汽轮机加速、减速以及倒车工况的仿真, 并对各图中的数据均进行了归一化处理, 其中纵坐标为各参数相对于全速工况运行数据的比值, 横坐标为相对于整个工况过程的运行时间的比值。

#### 3.2.1 加速过程

图 4 为加速过程中主机输出功率、蒸汽流量、中间抽汽量、螺旋桨转速以及螺旋桨推力的变化曲线。加速过程中通过依次调节 3 个调节阀和旁通阀的开度, 改变蒸汽流量, 来控制螺旋桨的转速。由图 4 可知: 主机蒸汽流量逐级增加, 功率相应增加, 且与流量变化趋势基本一致, 说明蒸汽流量对主汽轮机功率的影响较大。同时螺旋桨推力正比于螺旋桨转速的三次方, 所以前者的变化程度要比后者剧烈。由蒸汽流量的变化曲线局部放大图上可以看到当抽汽阀打开时, 蒸汽流量会有稍微的下降和波动, 但是由于抽汽量维持量相对较小而且保持稳定, 因此对系统影响不大。

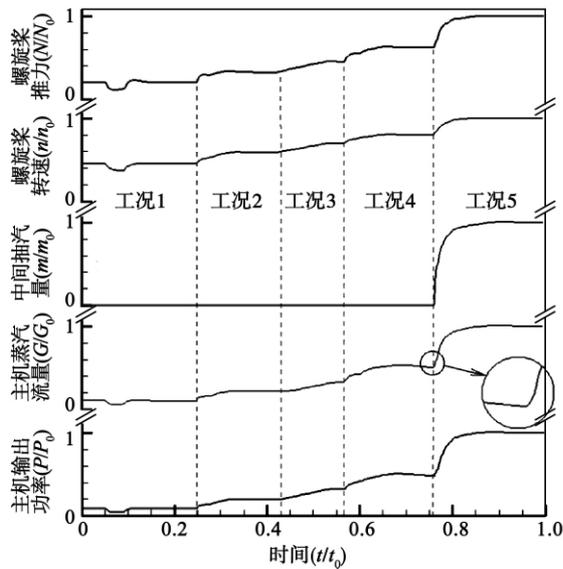


图 4 加速过程中参数动态变化曲线

Fig. 4 Curves showing the dynamic variation of parameters during an acceleration process

### 3.2.2 减速过程

由全速工况开始, 稳定运行一定时间后, 进行减速过程的仿真, 此过程中的主机功率、蒸汽流量、主机阀前压力、温度及旁通阀蒸汽流量的变化曲线如图 5 所示:

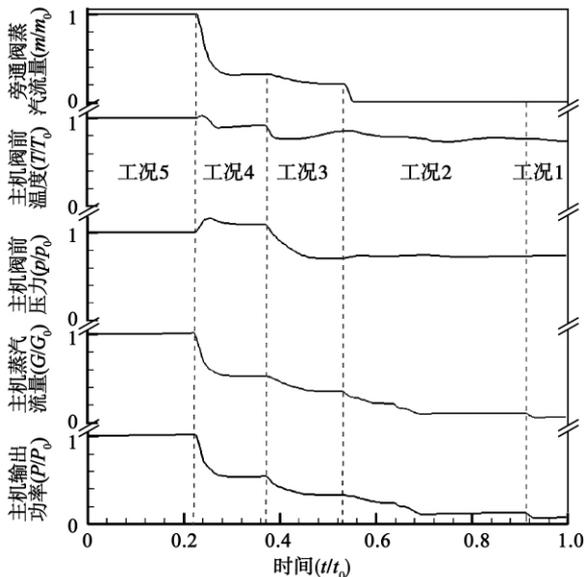


图 5 减速过程中参数动态变化曲线

Fig. 5 Curves showing the dynamic variation of parameters during a deceleration process

随着调节阀开度的减小, 主机流量、功率等均逐渐降低。主汽轮机控制较为复杂, 为滑参和喷嘴调

节综合调节。在减速过程中, 受阀门开度的影响, 主汽轮机阀前压力、温度会出现一定的波动而后逐渐趋于稳定。另外一个重要影响因素是旁通阀的开度, 在减速过程中, 通过旁通阀的流量随着旁通阀开度逐渐减小而减小, 当旁通阀完全关闭后, 蒸汽将全部通过慢速级然后进入全速级, 蒸汽流道的变化, 对全速级和慢速级是一个做功重新分配的过程, 因此动态过程中主汽轮机参数会发生少许的波动。同时也可以看出旁通阀的开度与流量是非线性的关系。

### 3.2.3 倒车过程

舰船倒车过程中主机功率、高压缸蒸汽流量及螺旋桨转速的变化曲线如图 6 所示。

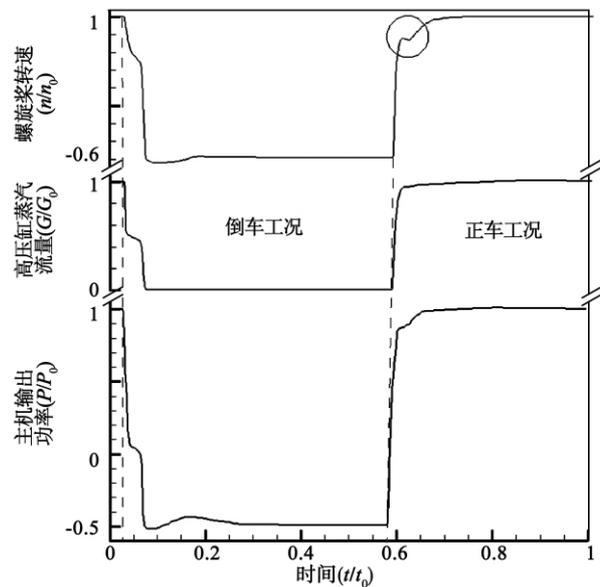


图 6 倒车过程中参数动态变化曲线

Fig. 6 Curves showing the dynamic variation of parameters during an astern - going process

工况切换时, 主汽机正车阀迅速关闭, 倒车阀打开, 蒸汽通过倒车蒸汽流路进入倒车级。流经高压缸的流量减小, 主机功率迅速减小, 而后迅速反向增加直至稳定, 此时主机功率均由低压缸倒车级产生。运行一段时间后, 再切换回正车全速工况。此时倒车阀关闭, 正车阀打开, 高压缸开始做功, 高压缸转速与倒车级转速相反, 由于惯性的作用, 螺旋桨转速增长的前期曲线出现一些波动。

## 4 结 论

基于 SimuWorks 软件平台, 充分考虑了舰船主汽轮机的结构特性, 结合部件特性建立集总参数动

态数学模型 搭建了一套适用于舰船主汽轮机的动态仿真模型,仿真结果表明:

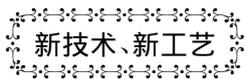
(1) 通过典型运行工况的静态仿真,结果表明具有较高的静态精度,主要参数在各个工况下偏差较小,高速工况下偏差在 2% 以内。对主汽轮机进行加速、减速和倒车的全工况仿真,得到各主要输出参数的动态响应曲线,结果表明,动态变化趋势合理,能准确反映出主汽轮机的真实运行情况和工作状态。

(2) 通过以上结果分析可以证明,采用的建模方法正确,建立的汽轮机仿真模型能够满足舰船动力系统动态仿真的要求。该仿真模型可以应用于舰船蒸汽动力系统的仿真中。

#### 参考文献:

- [1] 张葆华,查其恺. 船舶汽轮机及燃气轮机装置[M]. 北京:人民交通出版社,1982.  
ZHANG Bao-hua,CHA Qi-kai. Marine steam turbine and gas turbine plant[M]. Beijing: People's Communications Press,1982.
- [2] 张俊迈,胡德明. 舰船汽轮机[M]. 北京:国防工业出版社,1992.  
ZHANG Jun-mai, HU De-ming. Warship-purpose and marine steam turbines [M]. Beijing: National Defence Industry Press,1992.
- [3] Chaibakhsh A, Ghaffari A. Steam turbine model [J]. Simulation Modeling Practice and Theory, 2008, 16(8): 1145-1162.
- [4] 胥建群,曹祖庆. 汽轮机实时仿真数学模型[J]. 热能动力工程,1996, 11(3): 379-384.  
XU Jian-qun, CAO Zu-qing. Mathematical model for real-time simulating a steam turbine [J]. Engineering for Thermal Energy and Power, 1996, 11(3): 379-384.
- [5] Colonna P, Van Putten H. Dynamic modeling of steam power cycles. Part I-Modeling paradigm and validation [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(4): 467-480.
- [6] 朱伟,蒋滋康,程芳,等. 汽轮机本体分段式通用模块建模与仿真[J]. 热能动力工程, 2000, 15(3): 278-280, 293.  
ZHU Wei, JIANG Zi-kang, CHENG Fang, et al. Modeling and simulation of subsection type general-purpose modules in the proper of a steam turbine [J]. Engineering for Thermal Energy and Power, 2000, 15(3): 278-280.
- [7] 田兆斐,张志俭. 船舶饱和蒸汽轮机动态性能仿真[J]. 汽轮机技术, 2005, 47(2): 37-47.  
TIAN Zhao-fei, ZHANG Zhi-jian. Simulation of the dynamic performance of a marine saturated steam turbine [J]. Steam Turbine Technology, 2005, 47(2): 37-47.
- [8] 张杨伟,蔡琦. 船用核汽轮机装置仿真研究[J]. 汽轮机技术, 2006, 48(1): 40-43.  
ZHANG Yang-wei, CAI Qi. Simulation study of a marine nuclear power steam turbine plant [J]. Steam Turbine Technology, 2006, 48(1): 40-43.
- [9] 倪何程,刚,孙丰瑞. 某型船用汽轮机本体模块化建模和仿真[J]. 船舶工程, 2007, 29(3): 9-12.  
NI He, CHENG Gang, SUN Feng-rui. Modularization modeling and simulation of a marine steam turbine proper [J]. Marine Engineering, 2007, 29(3): 9-12.

(丛敏 编辑)



新技术、新工艺

## 船舶锅炉受热面烟气侧灰分的沉积率

据《Судостроение》2011年1月刊报道,随着燃料费用的增加,在船舶锅炉内开始应用具有高粘度值、机械杂质、沥青质、硫、灰分等更低的残余燃料。应用这种燃料将导致灰分颗粒在锅炉受热面外部烟气侧堆积速度的增加。

这些堆积物厚度可以达到 10~15 mm,因此,急剧恶化了从烟气向锅炉加热管内水的传热,减少了锅炉的蒸发量并增加了排气温度。

给出了利用试验探针分析研究换热管烟气侧堆积率的结果,在这种情况下,预先给定了受热面的几个温度值。

在 KBГ-34K 型锅炉上进行了常规燃料 M100B 和乳化液水燃料燃烧的两个系列试验,后者含水量达 10%~15%。

试验结果表明,乳化液水燃料的燃烧不仅会提高这种燃料燃烧的效率,而且也降低受热面烟气侧灰分堆积率。

(吉桂明 摘译)

低位烟气余热深度回收利用状况述评( I ) = **Review of the Application Status of Low Quality Flue Gas Waste Heat Utilization Technologies-Remaining Temperature Conditions and Heat Recovery Difficulties**

[刊 汉] WU Hua-xin ( Department of Architectural Technology and Science ,Tsinghua University ,Beijing ,China , Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27( 3) . - 271 ~ 276

To enhance the utilization rate of energy sources for realizing energy conservation and emission reduction is one of important approaches for solving the current problems relating to energy sources and environment. Through an enumeration and analysis of the temperatures of flue gases outgoing from kilns and thermal energy and power equipment items in various sectors in both domestic and abroad ,it has been pointed out that the temperatures of the kind are still relatively high and a separate control in quality and quantity is proposed to be adopted for the mode of heat recovery during the heat transfer process of the flue gases in the waste heat recovery with an in-depth utilization of the waste heat in the flue gases being realized by utilizing the “driving power” of the waste heat in the flue gases. In addition ,an analysis of the influence of the change of the conditions for recovering the heat caused by a change in flue gas characteristics after the in-depth waste heat utilization was also performed. **Key words:** flue gas waste heat ,in-depth heat recovery ,flue gas characteristics ,separate control in quality and quantity

轴流压气机非轴对称轮毂造型对间隙流控制研究 = **Study of the Control Over the Clearance Leakage Flow by Modeling a Non-axisymmetrical Wheel Hub of an Axial Flow Compressor**

[刊 汉] MI Pan ,CHU Wu-li , ZHANG Hao-guang ,WANG Wei ( College of Power and Energy Source ,Northwest Polytechnic University ,Xi'an , China ,Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27( 3) . - 277 ~ 281

A full three-dimensional numerical simulation was performed of a single-stage axial flow compressor with a clearance between the stator and rotor. An analysis of the flow field indicates that the leakage flow from the clearance between the stator and rotor can result in a relatively large flow separation in the end wall zone of the passage. To control the flow loss ,a non-axisymmetrical modeling was performed of the wheel hub of the stator and the overall performance of the compressor was improved after the said modeling. The flow field analytic results show that the non-axisymmetrical end wall modeling can change the distribution of the static pressure on the end wall ,thus improving the flow pattern of the clearance leakage flow in the passage and eliminating the return flow loss zone at the outlet of the passage. As a result ,the total pressure ratio of the compressor increases and the isentropic efficiency goes up by 0.9%. **Key words:** axial flow compressor ,non-axisymmetrical end wall ,clearance leakage flow ,isentropic efficiency

某大型舰船主汽轮机的建模与动态仿真 = **Modeling and Dynamic-state Simulation of a Large-sized Warship-purposed Main Steam Turbine**

[刊 汉] CHEN Hang ,ZHENG Qun ,DENG Qing-feng ,WANG Jie( College of Power and Energy Source Engineering ,Harbin Engineering University ,Harbin ,China ,Post Code: 150001) //

Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . - 282 ~ 286

With a large-sized warship-purposed main steam turbine serving as the object of study and its structural characteristics being fully considered, a lumped parameter dynamic-state simulation mathematic model was established for the characteristics of the steam turbine. On the Simu Works thermal system platform, built was a corresponding simulation model. A dynamic state simulation was performed of the steam turbine in various operating conditions including the steady state operating conditions, acceleration, deceleration and astern-going processes. The simulation results show that the model in question enjoys a relatively high precision and its dynamic tendency is rational, capable of reflecting the real working conditions of the parts and components. The model under discussion can also be used for simulating warship-purposed power systems. **Key words:** warship-purposed main steam turbine, steam turbine simulation, steady-state simulation, dynamic-state simulation

**动态基准温度对回热系统加热器焓效率影响分析 = Analysis of the Influence of the Dynamic-state Reference Temperature on the Exergy Efficiency of the Heater in a Recuperator System** [刊, 汉] LI Yong-hua, LIU

Wei-ting ( College of Energy Source and Power Engineering, North China University of Electric Power, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . - 287 ~ 292

Exergy value is a variable relating to the environment temperature, which changes with time and space. With the environment temperature ( i. e. dynamic-state reference temperature) serving as the reference point, the authors calculated relevant exergy values of the recuperator system of a domestically-made 300 MW subcritical unit, 600 MW and 1 000 MW supercritical unit. On this basis, the exergy efficiencies of the heaters in the recuperator systems were calculated by utilizing the exergy efficiency matrix equation and the influence of the dynamic-state reference temperature on the change in the exergy efficiency of the heater in the recuperator system was also analyzed. With an increase of the reference temperature, the exergy efficiencies of various heaters invariably decrease while the lower the steam extraction pressure, the more the exergy efficiency decreases. The exergy efficiencies of NO. 8 heaters of various units decrease maximally. For No. 8 heaters of various units, when  $\Delta T_{jz} = 20^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta\eta$  will be - 37. 12% ( 300MW unit) , - 32. 6% ( 600MW unit) , - 20. 51% ( 1000 MW unit) respectively. With an increase in the capacity of the units,  $\Delta\eta$  assumes a descending tendency. This can offer reference for selecting the dynamic-state reference point of a recuperator system, even a whole unit for exergy analysis. **Key words:** steam turbine unit, recuperator system, dynamic-state reference temperature, exergy efficiency

**某 600 MW 机组低压-发电机联轴节螺栓结构优化分析 = Analysis of the Structural Optimization of Bolts Destined for the Coupling of a 600 MW Unit Low-voltage Generator** [刊, 汉] ZHANG Jun-jie, SUN Peng

( Shenhua Guohua ( Beijing) Electric Power Research Institute Co. Ltd., Beijing, China, Post Code: 100025) , LI