

蒸汽排放系统蒸汽冷凝器动态特性仿真研究

孔夏明, 王 菁, 孟海波, 刘现星, 陈保同

(武汉第二船舶设计研究所 蒸汽动力系统实验室, 湖北 武汉 430064)

摘要: 根据核动力商船高压定压蒸汽冷凝器的结构及工作特性, 建立了适合蒸汽冷凝器实时仿真分析计算的两相流仿真模型。利用该仿真模型对蒸汽冷凝器进行了稳态计算和动态仿真分析, 并将其稳态计算结果与蒸汽冷凝器试验结果进行对比验证。结果表明: 该模型能准确模拟蒸汽冷凝器的动态特性, 满足核动力装置蒸汽排放系统实时仿真分析要求。研究结果对二回路系统启动及停运的运行和控制系统设计具有指导意义。

关键词: 蒸汽冷凝器; 动态特性; 仿真

中图分类号: TK353

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2013)12-2272-05

doi: 10. 7538/yzk. 2013. 47. 12. 2272

Simulation Study on Dynamic Characteristic of Steam Condenser for Steam Discharge System

KONG Xia-ming, WANG Wei, MENG Hai-bo, LIU Xian-xing, CHEN Bao-tong

(Laboratory on Steam Power System, Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan 430064, China)

Abstract: A two-phase flow simulation model for steam condenser was established, according to the structure and work characteristics of high pressure and specified pressure of the steam condenser. By means of the model, steady-state calculation and dynamic characteristic simulation of the steam condenser were performed. The steady-state simulation results were verified with the steam condenser test results. The results show that the developed model can be used to simulate the steam condenser of the marine nuclear power plant dynamics in real-time. The research results can be meaningful to the design of the operation and control system for secondary system start-up and shut-down.

Key words: steam condenser; dynamic characteristic; simulation

当核动力商船负荷大幅变化, 特别是主推进汽轮机发生高工况甩负荷时, 为防止主冷却剂系统和主蒸汽系统超温、超压^[1], 二回路系统设置了蒸汽排放系统, 短暂直接消耗部分热负荷, 缓解一、二回路系统热负荷动态失配。从热

惯性角度看, 核动力商船反应堆及一回路系统的热惯性远大于二回路系统的。目前国内外设计的蒸汽排放系统大多采用蒸汽经减温、减压后排放到主冷凝器的方式, 该方式对减温、减压装置的设计要求较高, 同时也大幅增加了主冷

凝器的设计难度,降低了其可靠性。由于采用节流减压工作原理,设计不理想时将带来较为严重的空气噪声和机械振动。若直接向舷外排放,产生的高温、高压蒸汽将对船用设备及人员安全造成威胁,也不利于工质的回收利用^[2-3]。为提高主设备的安全可靠性,降低蒸汽排放带来的噪声,设计一种专用的立式蒸汽冷凝器,高压定压冷凝来自排放系统的蒸汽。目前国内外对采用高压定压方式的蒸汽冷凝排放研究较少,对于其动态特性未见相关文献报道。对此,本文开展高压定压条件下蒸汽冷凝器稳态以及动态特性研究。

1 数学模型

1.1 基本守恒方程

1) 质量守恒方程

$$\frac{\partial(\alpha_g \rho_g)}{\partial t} + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial(\alpha_g \rho_g v_g A)}{\partial z} = S_g + \Gamma_g \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\alpha_l \rho_l)}{\partial t} + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial(\alpha_l \rho_l v_l A)}{\partial z} = S_l - \Gamma_g \quad (2)$$

式中: α_g 、 α_l 分别为气、液相份额; ρ_g 、 ρ_l 分别为气、液相流体密度,kg/m³; v_g 、 v_l 分别为气、液相速度,m/s; z 为流向坐标,m; A 为流道截面积,m²; S_g 、 S_l 分别为气、液相源项,kg/(m³·s); Γ_g 为总的容积闪蒸率,kg/(m³·s)。

2) 混合动量守恒方程

$$\alpha_g \rho_g \frac{\partial v_g}{\partial t} + \alpha_l \rho_l \frac{\partial v_l}{\partial t} + \frac{1}{2} \alpha_g \rho_g \frac{\partial v_g^2}{\partial z} + \frac{1}{2} \alpha_l \rho_l \frac{\partial v_l^2}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho_m B_z - \alpha_g \rho_g v_g F_{WG} - \alpha_l \rho_l v_l F_{WL} - \Gamma_g (v_g - v_l) + \delta \Delta p_l + \delta \Delta p_{pump} \quad (3)$$

式中: p 为压力,Pa; B_z 为重力加速度沿 z 轴的分加速度,m/s²; ρ_m 为混合相密度,kg/m³; F_{WG} 、 F_{WL} 为气、液相与壁面的摩擦项,1/s; $\delta \Delta p_l$ 表示局部阻力损失项,Pa/m; $\delta \Delta p_{pump}$ 表示流道上存在泵时对流体的作用,Pa/m。

3) 漂移流方程

$$(1 - \alpha_g C_o) v_g - \alpha_l C_o v_l = \langle v_{gj} \rangle \quad (4)$$

式中: C_o 为分布参数^[4]; $\langle v_{gj} \rangle$ 为漂移速度。

4) 能量守恒方程

$$\frac{\partial(\alpha_g \rho_g u_g)}{\partial t} + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial(\alpha_g \rho_g u_g v_g A)}{\partial z} + p \frac{\partial \alpha_g}{\partial t} +$$

$$\frac{p}{A} \cdot \frac{\partial(\alpha_g v_g A)}{\partial z} = q_{wg} + q_{ig} +$$

$$\Gamma_{ig} h_g^* + \Gamma_w h_g^s + DISS_g + S_{gQ} \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\alpha_l \rho_l u_l)}{\partial t} + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial(\alpha_l \rho_l u_l v_l A)}{\partial z} + p \frac{\partial \alpha_l}{\partial t} +$$

$$\frac{p}{A} \cdot \frac{\partial(\alpha_l v_l A)}{\partial z} = q_{wl} + q_{il} -$$

$$\Gamma_{lg} h_l^* - \Gamma_w h_l^s + DISS_l + S_{lQ} \quad (6)$$

式中: u_g 、 u_l 分别为壁面气、液相比内能,J/kg; q_{wg} 、 q_{wl} 分别为气、液相与壁面的换热率,J/(m³·s); q_{ig} 、 q_{il} 分别为气、液相与气液界面的换热率,J/(m³·s); Γ_{ig} 、 Γ_w 分别为气液界面、壁面的容积闪蒸率,kg/(m³·s); h_g^* 、 h_l^* 分别为气液界面气、液相比焓,J/kg; h_g^s 、 h_l^s 分别为壁面气、液相比焓,J/kg; S_{gQ} 、 S_{lQ} 分别为气、液相能量源项,J/(m³·s); $DISS_g$ 、 $DISS_l$ 分别为气、液相能量耗散项,J/(m³·s)。

5) 不凝结气体质量守恒方程

$$\frac{\partial(\alpha_g \rho_g X)}{\partial t} + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial(\alpha_g \rho_g v_g X A)}{\partial z} = S_n \quad (7)$$

式中: X 为不凝结气体含量; S_n 为不凝结气体源项,kg/(m³·s)。

1.2 两相不平衡模型

液相温度如果不等于饱和温度,则认为气液两相处于不平衡状态,相间将发生热交换。各相与两相间界面的热流密度用下式计算:

$$q''_{gi} = \alpha_{gi} (T_g - T_s) \quad (8)$$

$$q''_{li} = \alpha_{li} (T_l - T_s) \quad (9)$$

式中: q''_{gi} 和 q''_{li} 分别为气、液相与两相界面的传热热流密度; α_{gi} 、 α_{li} 分别为气、液相界面传热系数; T_g 、 T_l 分别为气、液相温度; T_s 为饱和温度。

1.3 气液两相界面的传热

图1为两相界面传热示意图。由于气液界面厚度很薄,假设两相交界面内的工质对两相

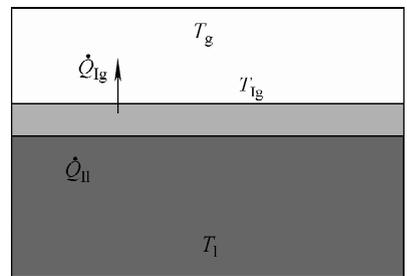


图1 两相界面传热示意图

Fig. 1 Scheme of two-phase interfacial heat transfer

的热流密度无影响,则:

$$\dot{Q}_I = \dot{Q}_{II} = \dot{Q}_{Ilg} \quad (10)$$

式中: \dot{Q}_I 为界面传热率; \dot{Q}_{II} 为液相向界面的传热率; \dot{Q}_{Ilg} 为气相向界面的传热率。

\dot{Q}_{II} 、 \dot{Q}_{Ilg} 分别由下式计算:

$$\dot{Q}_{Ilg} = A_1 h_{lg} (T_{lg} - T_g) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{II} = A_1 \frac{k_1}{X_0} (T_1 - T_{lg}) \quad (12)$$

式中: h_{lg} 为气相和界面的传热系数; k_1/X_0 为液相和界面的传热系数; X_0 为传热界面的厚度; A_1 为相间换热面积。

综合式(10)~(12),得到界面传热率为:

$$\dot{Q}_I = \frac{A_1 h_{lg} \frac{k_1}{X_0} (T_1 - T_g)}{\frac{k_1}{X_0} + h_{lg}} \quad (13)$$

受气液两相体积及流体流速的影响,准确计算 A_1 很难。采用热工水力 RETACT 分析程序进行估算:

$$A_1 = \frac{K[\alpha_g(1.0 - \alpha_g)]^2 V}{Rd'} \quad (14)$$

其中: K 为面积常数, $K=3.0$; V 为流道体积;分散相的粒度 Rd' 则由下式计算:

$$Rd = \frac{0.5 We_{crit} \sigma}{\rho_1 v_{avg}^2} \quad (15)$$

$$Rd' = \max(0.0015, \min(Rd, \frac{1}{2} D_h)) \quad (16)$$

其中: We_{crit} 为临界韦伯数, $We_{crit}=5$; σ 为液相表面张力; v_{avg} 为流体平均流速; D_h 为水力直径。

气相和界面传热系数 h_{lg} 根据不同的流型和流体的热力学状态确定,采用 RELAP5 程序中推荐的相应计算方法^[5]。

1.4 两相流传热模型

两相传热系数的计算取决于流体的密度、流动速度、导热率等物性参数,受计算控制体物理状态(压力、焓)的影响。考虑两相传热的复杂性,在计算流体壁面传热系数时,根据流体状态将传热过程沿流道分区,分别对不同的传热区域进行计算。考虑运算精确度与实时性的要求,单相液体对流、单相气体对流(强迫对流)传热系数的计算选用 Dittus-Boelter 公式,泡核沸腾传热系数的计算选用 Chen 公式^[6],模态沸腾传热系数的计算选用 Bromley 公式。直流蒸汽发生器作为蒸汽冷凝器的蒸汽来源,在产

生过热蒸汽的过程中,需经沸腾传热,本文采用上述公式进行计算。汽态的冷凝效应采用 Boyko-Kruzhilin 公式^[7],并考虑流体的自然对流换热方式。上述传热模型在核动力热工计算上有着广泛的应用,并已被证明是满足计算精度要求的。

1.5 流体压降和物性方程的计算

流体压降主要包括摩擦压降、提升压降及局部阻力压降。单相流、两相流的压降计算根据流型的状态和特点,相应采用不同的计算公式。模型中物性参数包括固体物性参数和流体物性参数,后者又分为水及水蒸气与不可凝气体两类分别建模。

1.6 蒸汽冷凝器模型

本系统中,蒸汽冷凝器模型采用一些简化处理,使之能满足实时仿真要求:蒸汽冷凝器中的传热管束简化为单根传热管;工质的物性参数沿横截面方向不变,即沿管长方向为一维模型;气液共存时,两相总是处于饱和状态;蒸汽冷凝器内各点分气、液相物性参数相同。

1.7 数值解法

依据结构和功能将蒸汽流道划分为若干计算控制体,如图2所示。根据已求得的参数通过插值法在水或蒸汽参数表中计算水和蒸汽的热力学参数。本文计算选用半隐式差分法,将气、液相质量守恒方程相加减,气、液相能量守

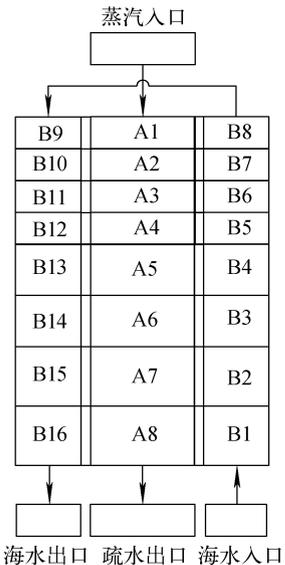


图2 蒸汽冷凝器节点图

Fig. 2 Node graph of steam condenser

恒方程相加减,与不凝结气体质量守恒方程组成含 5 个方程的方程组,将该方程组进行半隐式差分,可写成矩阵形式:

$$Ax = b + g^1 v_{g,j+1}^{n+1} + g^2 v_{g,j}^{n+1} + f^1 v_{l,j+1}^{n+1} + f^2 v_{l,j}^{n+1} \quad (17)$$

其中: $x = (X_{n,L}^{n+1} - X_{n,L}^n, U_{g,L}^{n+1} - U_{g,L}^n, U_{l,L}^{n+1} - U_{l,L}^n, \alpha_{g,L}^{n+1} - \alpha_{g,L}^n, p_L^{n+1} - p_L^n)^T$; 下标 j 表示流线,下标 L 表示控制体编号; A 为 5 个差分方程中与控制体相关的系数矩阵; b 为 5 个差分方程中的源项系数矩阵; g^1, g^2, f^1, f^2 分别为与控制体 L 气、液相进、出口流线相关的系数矩阵。将动量方程中的速度项写成 $p_L^{n+1} - p_L^n$ 的函数,代入上述矩阵表达式。对具有 N 个控制体的系统而言,可得到关于 $p_L^{n+1} - p_L^n$ 的 N 阶线性方程组,联立求解可得各控制体的压力。

2 稳态计算及试验验证

针对蒸汽排放系统,开展了系统的稳态试验,给出了不同负荷下的蒸汽冷凝器液位以及海水出口温度与凝水出口温度的变化关

系。在定冷却水流量下,仿真模拟了不同负荷时相应的参数变化。稳态仿真结果和试验结果对比示于图 3。从图 3 可看出,在不同负荷下,液位及温度的变化与试验结果趋势一致,相对误差小于 $\pm 0.5\%$ 。

3 动态计算及结果分析

对于船舶核动力装置,在海上航行时经常遇到各种不同的海况,此时蒸汽排放系统将进行变工况工作。本文开展了定压条件下,蒸汽冷凝器的投入、切除及海水温度扰动 3 种工况下的动态仿真分析,结果如图 4、5 所示。

图 4 中蒸汽冷凝器采用定海水流量的运行方式,图 5 中蒸汽冷凝器采用定疏水温度的运行方式。蒸汽冷凝器切除时,关闭蒸汽调节阀后,蒸汽温度冷却到 $60\text{ }^\circ\text{C}$ 时开始关闭疏水阀门,之后逐渐关闭冷却水调节阀以及冷却水泵。海水入口温度采用线性变化情况,5 s 内温度从 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 下降到 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 。

限于文章篇幅,本文仅对海水扰动时,蒸汽

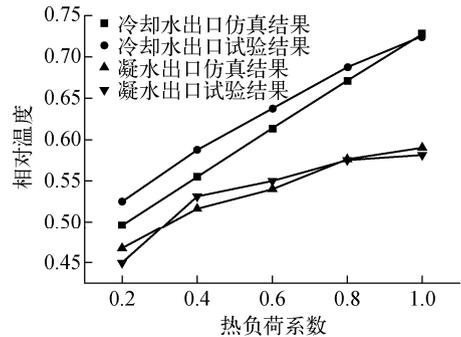
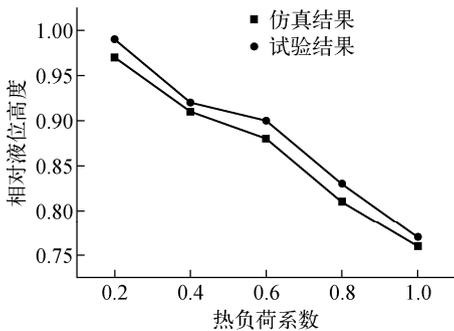


图 3 液位和温度对比

Fig. 3 Comparison of water level and temperature

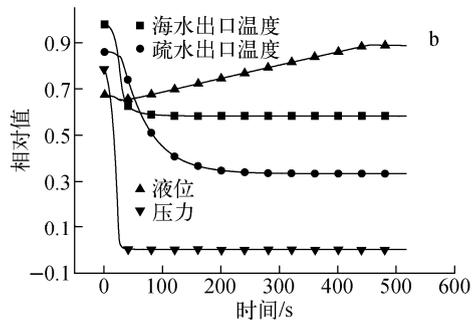
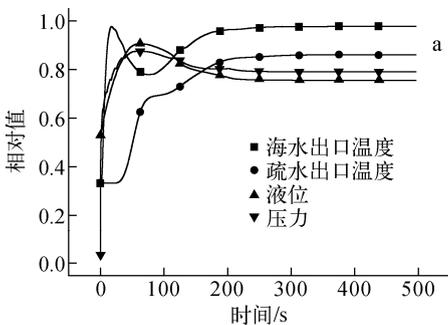


图 4 蒸汽冷凝器投入(a)和切除(b)时系统参数的变化

Fig. 4 Variation of system parameter with steam condenser cut-in (a) and resected (b)

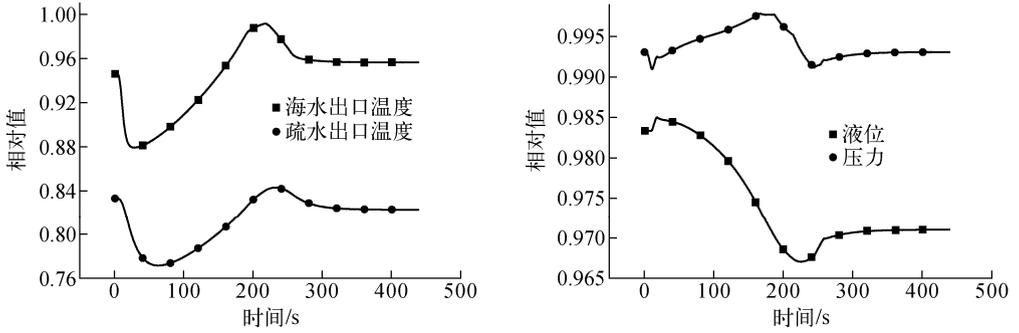


图5 海水入口温度扰动时系统参数的变化

Fig. 5 Variation of system parameter with temperature disturbed of input sea water

冷凝器内的参数变化给出解释。由于5 s内海水入口温度降低引起冷却能力加强,海水流量降低引起冷却能力减弱,但前者作用强于后者,使蒸汽冷凝器内压力降低。之后,海水冷却流量不断降低,海水换热能力不断减弱,蒸汽冷凝器内压力不断升高,液位不断降低,但变化不是很大。之后由于压力的自调效应,使蒸汽冷凝器内压力逐渐稳定。凝水温度和海水出口温度降低均是由于海水进口温度的降低所引起,海水流量降低后,海水出口温度和凝水出口温度又逐渐升高,在压力自调效应后又逐渐趋于稳定。仿真结果表明,在海水温度发生小范围扰动时,蒸汽冷凝器液位通过微量调节即可保证冷却能力和疏水温度基本不变。

4 结论

1) 本文所模拟的蒸汽排放系统中高压定压蒸汽冷凝器的动、静态特性与实际系统的运行特性吻合,能为船舶蒸汽排放系统进一步的运行分析、设备优化配置及调试作出指导。

2) 海水入口温度的扰动引起的蒸汽冷凝器参数变化,可通过采取定压运行方式时蒸汽冷凝器的自调效应解决。

3) 动态仿真结果给出了蒸汽排放系统在变工况下蒸汽冷凝器参数的变化,对船舶核动力装置二回路系统启动以及停运等工况下运行

方案的选取和相关控制系统的设计具有一定的指导作用。

参考文献:

- [1] 彭敏俊,王兆祥. 船舶核动力装置[M]. 北京:原子能出版社,2009.
- [2] 陈丽. 船舶动力装置排汽回收系统研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2007.
- [3] 张雷. 蒸汽排放系统振动噪声特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2007.
- [4] KATAOKA I, ISHII M. Prediction of pool void fraction by new drift flux correlation, NUREG/CR-4657, ANL-86-29[R]. USA: Argonne National Laboratory, 1986.
- [5] RELAP5/MOD3 code manual, volume IV: Models and correlations, NUREG/CR-5535-V4 INEL-95/0174[R]. Idaho: Idaho National Engineering Laboratory, 1995.
- [6] CHEN J G. A correlation for boiling heat transfer to saturated liquid in convective flow[J]. Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development, 1996, 5(3): 322-329.
- [7] BOYKE L D, KRUSHILIN G N. Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes[J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1967, 10(3): 361-373.