

低温供热堆换热器的实时仿真研究

周涛¹, 秋穗正², 贾斗南², 苏光辉²

(1. 清华大学热能系, 100084, 北京; 2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 根据 200 MW 低温供热堆换热器的非标准结构特点, 在流体以三次叉流自然循环方式冲刷一次侧管束的情况下, 建立了合理的数学物理模型. 通过编制程序, 应用组合的效能-传热单元数法和平均温压法 2 种方法, 对各控制体进行了传热特性分析. 该程序能准确地计算出换热器两侧的功率、流量、温度耦合变化的相互影响, 求得换热器两侧各控制节点的温度变化规律. 结果表明: 求解非刚性方程的阿当姆斯数值方法的计算速度要快于求解刚性方程的吉尔方法, 2 种计算方法的误差不超过 5%. 证明了阿当姆斯方法更适合低温供热堆的换热器实时仿真. 计算仿真为 200 MW 低温供热堆的设计和安全运行提供了可靠依据.

关键词: 低温供热堆; 换热器; 实时; 仿真

中图分类号: TL364 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2005)03-0303-05

Research on Real-Time Simulation of Heat Exchanger in Low Temperature Nuclear Heating Reactor

Zhou Tao¹, Qiu Sui Zheng², Jia Dounan², Su Guanghui²

(1. Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084 China; 2. School of Energy and Power Engineering, Xi an Jiaotong University, Xi an 710049, China)

Abstract: The heat transfer characteristics of the heat exchanger in 200 MW low temperature nuclear heating reactor were analyzed by efficiency-number of transfer units and the mean temperature difference method, respectively. Based on the reasonable mathematic and physical model for the coupled three natural circulation cross flows, the code of the real-time simulation of the heat exchanger was developed. Compared the Adams method with Gear method adopted to solve the stiff differential equations, the temperature distributions of two sides in the heat exchanger were obtained. In addition the interrelationship of coupling change of power, flux, and temperature in two sides of the heat exchanger was investigated. The results indicate that the error of both two calculation methods is less than 5% and the Adams method is faster and more suitable for the real-time simulation process. The results could be used to the accident analysis and design for 200 MW low temperature nuclear heating reactor.

Keywords: low temperature nuclear heating reactor; heat exchanger; real time; simulation

能源需求的日益增长以及环境安全等诸多原因, 使核供热反应堆的发展越来越受到重视. 在 1989 年, 中国建成世界上第一座功率为 5 MW 的试验壳式供热堆. 200 MW 核供热堆的研究和设计随之成为重要的课题, 而主换热器是低温供热堆中起着承前启后作用的传热设备. 目前, 国内外虽然对压

水堆换热器传热特性有较多研究, 但主要集中于强迫循环工况. 由于 200 MW 核供热堆的主换热器采用了非标准一体化结构^[1]和自然循环工况, 对这类结构传热特性的计算和分析还很少, 其实时仿真至今尚未见到. 因此, 实现对低温供热堆换热器的实时仿真, 可为低温供热堆供热系统的设计和安全运

收稿日期: 2004-05-10. 作者简介: 周涛(1965~), 男, 博士后, 副教授. 基金项目: 国家“九五”重点科技攻关计划资助项目(96-G01-02-05); 国家博士后基金支持纵深研究项目(2003034126).

行起到重要作用。

1 原理与模型

主换热器是 200 MW 核供热堆的一、二回路或余热排出系统进行热交换的重要设备^[1],其整体采用自然循环和一体化布置,采用了非标准的 U 型管结构。换热管采用正三角形排列,挡板、管板、折流板、底板和 4 根拉管组成了近似扇形的壳侧流道。由堆芯出来的冷却剂进入 U 型管束,通过三次折流,横向冲刷管束,与二次侧水进行热交换。二次侧水由入口管箱进入,在 U 型管束中被一回路水加热后,经出口管箱进入二回路或余热排出系统。

下面将在假设一维轴向不可压缩均匀流体和内部各点压力随时间变化规律相同的基础上,来建立主换热器自然循环的单相流体模型和两相流体模型^[2]。

1.1 单相流体模型

质量守恒方程

$$\frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (1)$$

能量守恒方程

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{qU}{A} - \frac{W}{A} \frac{\partial h}{\partial Z} \quad (2)$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{W^2}{A} \right) = -A \frac{\partial}{\partial Z} (\rho_f dU - gA) \quad (3)$$

式中: W 是流体的质量流量 (kg/s); Z 是轴向位置长度 (m); h 是比焓 (kJ/kg); t 是时间 (s); q 是热流密度 (kW/m²); U 是湿周 (m); ρ 是流体密度 (kg/m³); A 是流通面积 (m²); τ 是剪切力 (N/m); g 是重力加速度,为 9.8 m/s²; 下标 f 代表液相。

1.2 两相流体模型

质量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t} [f_g + (1-f_g)\rho_f] + \frac{1}{A} \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (4)$$

能量守恒方程(空泡份额方程)

$$\frac{\partial}{\partial t} = \frac{d-ca}{b} \quad (5)$$

其中

$$b = \rho_g h_g - \rho_f h_f - h_{gf}$$

$$c = \frac{\partial}{\partial t} (\rho_g h_g - \rho_f h_f) - h \frac{\partial c_a}{\partial t}$$

$$d = \frac{qU}{A} + \frac{\partial p}{\partial t} + h \frac{\partial \rho_f}{\partial t} - \frac{W}{A} \frac{\partial h}{\partial Z} - \frac{\partial}{\partial t} (\rho_f h_f)$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{W^2}{A} \right) = -A \frac{\partial}{\partial Z} (\rho_f dU - gA - \frac{\partial}{\partial Z} S_{DG} A) \quad (6)$$

式中: S_{DG} 为漂移压降 (MPa); 下标 g 代表气相。本文选用漂移流模型^[2]解决漂移压降问题。

1.3 传热模型

对于管内流动换热,在编制程序时,选用了一套具有较高精度的、适于各种流型的传热系数关系式^[2-4],并考虑了层流和湍流的影响:对于单相湍流、欠热沸腾的湍流和过热蒸气层流或湍流的流型,选用西德尔-塔特(Sieder-Tate)公式^[2];对于单相层流的流型,选用科利尔(Collier)公式^[4];对于层流欠热沸腾的流型,选用罗塞诺(Rohsenow)公式^[2];对于饱和泡核沸腾区或两相对流沸腾传热区,无论层流或湍流,均选用陈氏(Chen)公式^[3]。程序也选择了适合于液体横向冲刷叉排管束的对流换热系数的计算公式^[5]。

1.4 稳态传热计算方法

程序选用效能传热单元数(E-NTU)法^[5]和平均温压法^[5]进行传热计算。程序考虑了一次侧流体在热交换器及连接管中都混合,二次侧流体在管内都不混合的工况,于是 E-NTU 法中的控制体组合效能分别由以下公式^[6]计算。

整个下降腿温度效能

$$E_1 = 1 - \left[1 - \frac{1}{2} \right]^2 \exp \left(\frac{-3}{R_1} \right) - \left[\left(1 - \frac{1}{4} \right) + \frac{2}{R_1} \left(1 - \frac{1}{2} \right) \right] \exp \left(\frac{-1}{R_1} \right) \quad (7)$$

式中: $R_1 = (WC_p)_1 / (WC_p)_2$, C_p 是比定压热容 (kJ/(kg·K)), 下标 1、2 表示流体 1 和流体 2; $\epsilon = 1 - \exp(-R_1 U_1 / 3)$, U_1 为流体 1 的传热单元数 (NTU) 仅适用于三次叉流。

下降腿单个控制体的温度效能

$$\epsilon_1 = \frac{1 - [1 - E_1 (R_1 + 1)]^{1/3}}{R_1 + 1} \quad (8)$$

整个上升腿的温度效能

$$E_2 = 1 - \left\{ \left[1 - \frac{1}{2} \right]^2 \exp \left(\frac{3}{R_1} \right) + \left[\left(1 - \frac{1}{4} \right) - \frac{2}{R_1} \left(1 - \frac{1}{2} \right) \right] \exp \left(\frac{1}{R_1} \right) \right\}^{-1} \quad (9)$$

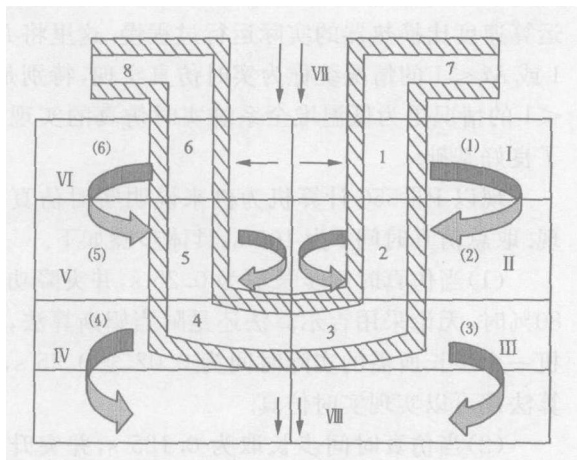
上升腿单个控制体的温度效能

$$\epsilon_2 = \left[\left[\frac{1 - E_2 R_1}{1 - E_2} \right]^{1/3} - 1 \right] \left[\left[\frac{1 - E_2 R_1}{1 - E_2} \right]^{1/3} - R_1 \right]^{-1} \quad (10)$$

2 控制体划分和仿真技术

2.1 控制体划分

考虑到一次侧流体通过三次折流横向冲刷管束的特点,同时要考虑实时仿真的需要,因此一次侧流体、二次侧流体和 U 型管管壁分别沿轴向划分为 3 × 2 个控制体,主换热器两侧进出口腔室各划分为 1 个控制体,共 4 个控制体.于是,主换热器被划分为如图 1 所示的控制体.



(1) ~ (6) 为 U 型管管壁的控制体; 1 ~ 6 为二次侧流体的控制体; 7, 8 为二次侧流体进出口腔室的控制体; ~ 为一次侧流体的控制体; 、 为一次侧流体进出口腔室的控制体

图 1 低温堆主换热器控制体划分示意图

2.2 仿真方法

主换热器动态仿真方程可归结为求解如下变系数非线性微分方程组的初值问题

$$\frac{dy}{dt} = f(t, y, y) \quad (11)$$

$$y(t_0) = y_0 \quad (12)$$

吉尔方法^[7]适合处理刚性与非刚性问题.阿当姆斯方法是一个求解非刚性常微分方程组初值问题的通用方法.本文通过这 2 种方法进行求解,相互比较印证来考察算法.

2.3 仿真流程

程序的基本步骤是先进进行稳态计算,后进行瞬态计算.在稳态计算时,通过确定的一次侧流量、入口温度和二次侧流量、入口温度,由传热模型可以迭代计算出主换热器两侧的出口温度,并由此计算出一次侧流体的平均温度和二次侧流体的温差,同时算出一、二次侧流体的相应功率.在瞬态计算时,基于稳态的初值,依据堆芯剩余功率随时间的衰减规

律,利用第 1 节的流动和传热模型,计算出一次侧流体的温度变化和流量变化,同时进行耦合迭代,再进一步计算出相应二次侧流体出口温度和流量的变化值,并由此推导出二次侧流体传热功率随时间变化的规律.程序的 N-S 流程见图 2.

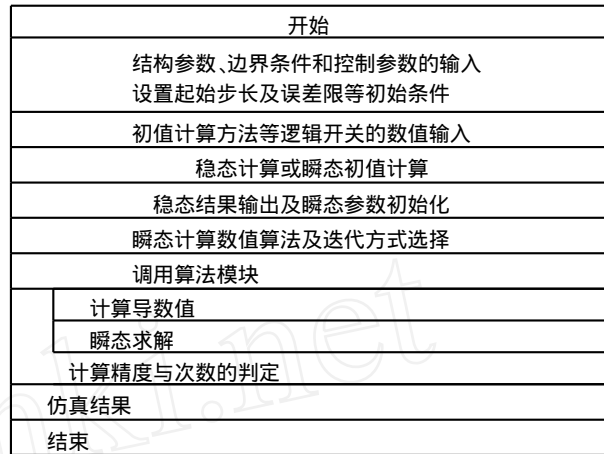


图 2 仿真主程序的 N-S 流程图

3 算例分析

3.1 计算结果与验证

程序可以对主换热器两侧的流动换热工况进行模拟仿真,能计算出换热器两侧功率、流量、温度耦合变化的相互影响.本程序的正确性经过 MISAP 程序^[8]的验证.

从图 3、图 4 可看出,二次侧流体的进出口温差 (T_{o2})、二次侧流体的自然循环流量 (W_2) 正比于一次侧流体的平均温度 (T_{av1}),都随 T_{av1} 升高而升高.从图 3 还可看出,3 条曲线有着很好的一致性.

从图 5、图 6 可看出:当停堆开始时,反应堆功率迅速衰减,导致换热器一次侧的进口温度迅速下降,温差减小,流量突然下降,自然循环能力减弱,使得主换热器传热功率大幅度下降;同时,主换热器二次侧流体的流量很小,入口水温很低,造成二次侧流体的出口温度持续上升,温差增大,自然循环流量迅速升高,主换热器的传热功率得到部分恢复;之后,较小的一次侧自然循环流量导致主换热器传热功率的下降速度超出堆芯剩余功率的下降速度,热量积累导致一次侧流体的进口温度有所升高,侧温差加大,自然循环流量上升;在停堆近 2 500 s 以后,主换热器的传热功率达到反应堆剩余功率的水平,反应堆进入稳定停堆状态,主换热器的两侧功率趋向一致.该计算结果与文献[9]相关曲线的变化趋势是一致的.

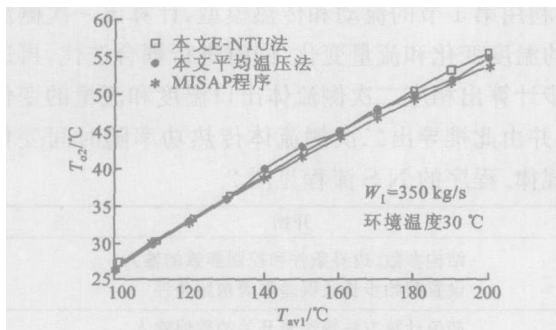


图3 主换热器二次侧流体进出口温差随一次侧流体平均温度的变化

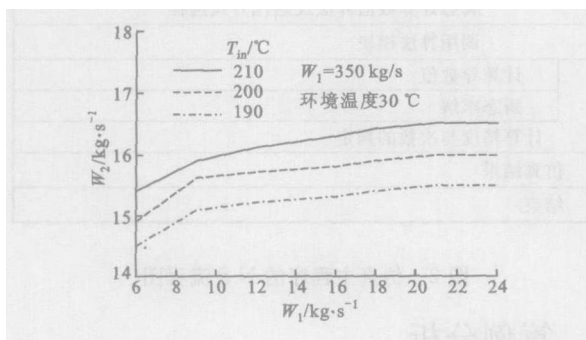


图4 在不同进口温度下主换热器两侧流体自然循环流量 W2 和 W1 的耦合变化

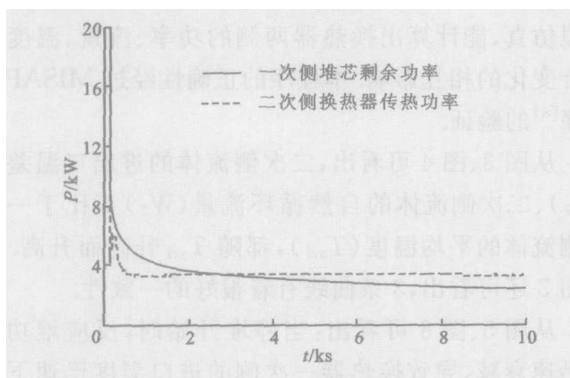


图5 停堆过程中换热器二次侧功率随一次侧堆芯剩余功率的瞬态变化

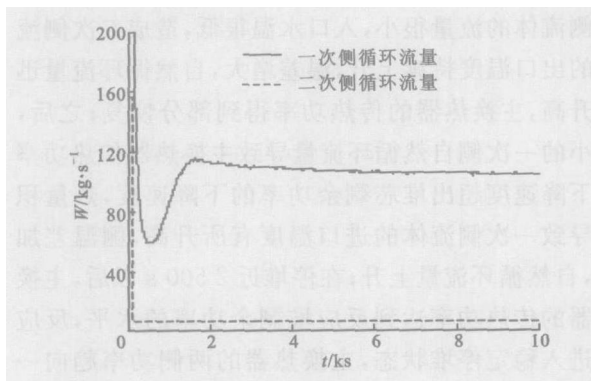


图6 停堆过程中换热器两侧流量的瞬态变化

3.2 实时仿真实现

所谓低温堆换热器实时仿真就是要求计算机的实际运算时间与换热器的实际运行过程时间相一致. 需要说明的是, 这里的计算机实际运算时间是指计算机运行程序从开始到结束实际经历的由计时系统统计的时间. 如果计算机的实际运算时间为 t_c , 所仿真的换热器运行时间基准为 t , 则 $M_t = t_c / t$ 为时间比例尺. 当 $M_t = 1$ 时为实时仿真; 当 $M_t < 1$ 时为超实时仿真, 即计算机的计算速度比换热器的实际运行过程快; 当 $M_t > 1$ 时为缓实时仿真, 即计算机的运算速度比换热器的实际运行过程慢. 这里将 $M_t = 1$ 或 $M_t < 1$ 的情况统称为实时仿真实现, 特别是 $M_t < 1$ 的情况更为低温堆全系统实时仿真的实现奠定了良好基础.

现以 P 550 计算机为例来说明实时仿真的实现. 取总仿真时间 t 为 100 s, 具体步骤如下.

(1) 当仿真时间步长取为 0.25 s, 并突降功率至 80% 时, 无论采用吉尔算法还是阿当姆斯算法, 计算机一个步长所需的实际时间为 0.02 至 0.25 s, 2 种算法都可以实现实时仿真.

(2) 当仿真时间步长取为 0.125 s, 并突升功率至 120% 时, 在突升时刻, 采用阿当姆斯算法, 计算机一个步长所需的实际时间为 0.2 s, 大于 0.125 s, 达不到实时仿真, 之后一个步长所需的时间均小于 0.125 s, 实现了实时仿真. 采用吉尔算法, 计算机一个步长所需的实际时间均大于 0.125 s, 达不到实时仿真.

(3) 当仿真时间步长取为 0.0125 s 时, 2 种算法都达不到实时仿真.

在 P 550 计算机上, 取总的仿真时间为 20 000 s, 仿真步长取为 1 s, 在 100 s 时, 假设反应堆停堆. 这种工况的实际运算过程表明: 采用吉尔算法时, 计算机实际运算总的时间为 1 452.401 s, 采用阿当姆斯算法时, 计算机实际运算总的时间为 1 428.376 s, 从实际运算总的时间看, 都小于所要仿真的时间 200 00 s, 达到 $M_t < 1$, 是超实时仿真. 而且, 从每一个仿真时间步长 1 s 内来看, 计算机实际运算的时间步长在 $2.4 \times 10^{-8} \sim 0.9$ s 之间, 也达到了 $M_t < 1$, 可以说实现了实时仿真. 就本计算而言, 在同样的精度要求下, 吉尔算法比阿当姆斯算法有更稳定的收敛优势, 但阿当姆斯算法有更快的速度.

4 结 论

(1) 低温换热器的实时仿真是实现整个低温堆

系统实时仿真的关键环节.因此,程序首先从此入手,选择数学物理模型和计算方法,优化程序结构,相对于算法,模型的选择是第一位的,虽然2种计算方法的速度有差异,但在P 550计算机上都实现了实时仿真.

(2)利用平均温压法和E-NTU法对200 MW低温供热堆换热器进行计算,求得了以自然循环三次叉流一次侧管束方式为流动特点的换热器两侧各控制节点温度的变化规律.结果表明,2种计算方法的误差都不超过5%,计算结果是一致的.

(3)计算方法对计算速度有重大影响,解非刚性方程的阿当姆斯方法的计算速度要快于解刚性方程的吉尔方法.可以根据具体工况和精度要求,选择应用适当的算法.如果程序应用在计算速度更快的计算机上,就更容易达到实时仿真.

参考文献:

- [1] 马昌文.核能利用的新途径——低温供热堆供热[M].北京:科学出版社,1997.61.
[2] 徐济望,贾斗南.沸腾传热和气液两相流[M].北京:

原子能出版社,2001.87,286.

- [3] McFadden J H, Hughes E D, Narum R E, et al. RE-TRAN-02-A program for transient thermal hydraulic analysis of complex fluid flow systems[R]. Equations and Numerics, EPRFNP-1850-CCM. Idaho:El International Inc, 1981.
[4] Collier J G. Convective boiling and condensation[M]. New York: McGraw-Hill International Book Co, 1981.
[5] 戴锅生.传热学[M].第二版.北京:高等教育出版社, 1999.22-34,212-258.
[6] 钱滨江,伍贻文,常家芳,等.简明传热手册[M].北京:高等教育出版社,1992.308-312
[7] Gear C W.常微分方程初值问题的数值解法[M].费景高,等译.北京:科学出版社,1987.66-69.
[8] 秋穗正,周涛,郭玉君,等.AC-600应急余热排出系统建模与动态仿真[J].核动力工程,1999,20(2):23-26.
[9] 孙海天,彭木彰.200 MW供热堆余热排出过程的分析[J].核动力工程,1998,9(1):21-25.

(编辑 王焕雪)

(上接第302页)

移比较,可以看出增压后在大部分区域的横向偏移增大.在180°位置附近,增压前为3.151 μm,增压后为4.429 μm;在540°位置附近,增压前为-8.129 μm,增压后为-10.05 μm.正负值分别表示从中心线向次、主推力面的偏移,则增压后的偏移比增压前增大23%,表明了活塞擦缸的可能性增大,从而影响整机的可靠性.图5b为活塞裙部底端横向加速度比较,在360°位置,增压前为1.452 m/s²,增压后为2.009 m/s²,横向加速度的峰值增加38%,造成对气缸更大程度的冲击.

图5c为活塞裙部顶端横向速度比较,在50°位置,扩缸前为2.291 mm/s,扩缸后为2.798 mm/s,扩缸后的横向速度峰值比扩缸前增加22%,说明运动的失稳程度增大.图5d为活塞裙部顶端横向加速度比较,在10°位置,扩缸前为0.875 m/s²,扩缸后为1.098 m/s²,扩缸后横向加速度幅值显著增大.

通过上述分析,发现活塞的润滑剂黏度值必须随增压和扩缸而增大.由分析结果还可得出以下结论.

(1)增压和扩缸后,活塞横向运动位移变大,则擦缸的可能性增大;活塞横向速度加大,使得运动的失稳情况更为严重;活塞横向加速度增加,则对气缸

的冲击程度增大.

(2)增压和扩缸的目的是提高功率,但却使得活塞的运动特性产生很大变化.忽略这些内在变化的强度和刚度理论校核,应当予以改进.设计中既要考虑到增强缸壁的抗擦伤能力,又要计入活塞失稳状况的变化和已增大的冲击负荷.

参考文献:

- [1] 王政,唐建,于旭东,等.活塞裙部线型对活塞系统二阶运动和摩擦功率的影响[J].内燃机学报,1999,17(4):283-287.
[2] 楼狄明,姜恩沪,夏建新.内燃机活塞裙部润滑的优化设计[J].润滑与密封,1992(5):5-11.
[3] 虞烈,刘恒,谢友柏.轴承转子系统动力学[J].中国机械工程,1999,10(11):1290-1295.
[4] Patir N, Cheng H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. ASME J Lubri Tech, 1979, 101(4):220-230.
[5] 顾宏中.涡轮增压柴油机性能研究[M].上海:上海交通大学出版社,1998.
[6] 孟凡明,董光能,张优云.耦合弹性变形的活塞裙润滑有限元求解[J].内燃机学报,2003,21(6):461-466.
[7] 南京大学数学系.偏微分方程数值解法[M].北京:科学出版社,1979.
(编辑 荆树蓉)