

复杂循环船用燃气轮机间冷器的数值模拟

李 卓, 张惠冰, 闻雪友, 肖东明

(中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要: 在间冷(IC)循环燃气轮机中, 间冷器是对燃气轮机性能有重要影响的部件。为了确定机上布置间冷器结构型式, 针对某船用燃气轮机提出了 3 种间冷器结构方案, 并进行了数值模拟, 经过优化, 得出了较好的模拟结果。由于在计算时对模型进行了简化, 压降损失的计算结果不够准确, 因此又进行了小流道的模拟计算, 据此对 3 个方案压降损失的计算结果进行了修正。

关 键 词: 燃气轮机; 间冷器; 间冷回热(ICR)循环; 间冷(IC)循环

中图分类号: TK479 文献标识码: A

引 言

目前, 燃气轮机作为船用主动力装置已经得到了广泛的应用^[1~3], 在大型水面船用主动力装置中覆盖率近 70%。近十几年来, 大功率船用燃气轮机的最大功率有逐渐增长的趋势, 在 ISO 条件下最大功率已接近 36 750 kW, 效率也逐步提高。为了提高船用燃气轮机的性能, 采用先进复杂循环是提高燃气轮机性能的主要途径之一。在间冷回热(ICR)循环和间冷(IC)循环中, 间冷器是对燃气轮机性能有重要影响的部件^[3]。空气经低压压气机压缩后, 通过间冷器进入高压压气机, 从而降低了进入高压压气机的空气温度, 高压压气机的压缩功耗显著减少, 整个机组的功率得到明显提高。

船用燃气轮机要求间冷器具有换热高效、结构紧凑、体积小及压缩空气在间冷器中的压降损失小等特点^[3]。本文针对研究对象提出 3 种间冷器结构型式, 应用通用 CFD 软件 Fluent 进行了间冷器空气侧流场的数值模拟^[4~5]。通过对比、分析模拟结果, 确定了较优的结构型式。

1 三种间冷器结构型式

燃气轮机间冷器的布置有机上布置和机外布置两种方式, 在船用燃气轮机上通常要求采用机上布置。为此, 提出的 3 种结构方案如图 1~图 3 所示, 换热芯体为板翅式换热器^[6], 每个方案均有其各自的流动特点:

方案一: 将间冷器分成 8 个换热模块在低压压气机出口处周向均布, 在间冷器内空气与冷却水呈错流布置, 每单元换热模块的空气流量均匀分配。每个换热模块的换热芯体被分成两等分, 从低压压气机来的压缩空气先流过一部分换热芯体与冷却水进行初步换热后, 在转弯段内气流发生 180°折转, 然后再流过另一部分换热芯体。

方案二: 该结构参考了 WR-21 间冷器的布置型式^[7~10], 将间冷器分成 10 个换热模块, 在低压压气机出口处周向均布, 空气与冷却水呈逆流布置, 每个换热模块空气流量均匀分配。空气经低压压气机末一级压缩后发生 90°转折, 转为沿径向扩张之后, 经过 180°的折转流入换热芯体。通过换热芯体的空气流入收缩段并转折 90°, 沿轴向流进高压压气机进一步压缩。

方案三: 方案三与方案二相似, 主要差别是空气的流动顺序相反。此方案中也是将间冷器分成 10 个换热模块, 在低压压气机出口处周向均布, 空气与冷却水在换热芯体中呈逆流布置, 每个换热模块的空气流量均匀分配。从低压压气机末一级来的压缩空气发生 90°转折转为径向, 经过一个扩张段流入换热芯体。从换热芯体流出冷却后的气体通过转弯段折转 180°, 经过一个扇形段收缩, 同时转折 90°流入高压压气机继续压缩。

收稿日期: 2007-04-03; 修订日期: 2007-12-28

作者简介: 李 卓(1980-), 男, 黑龙江七台河人, 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所高级工程师。

间冷器流道内空气流动的均匀性对间冷器的性能影响很大。换热模块内气流流动均匀不仅能降低压力损失而且也能保证换热量, 因此如何使换热器流道内空气流动均匀成了我们需要解决的重要问题。

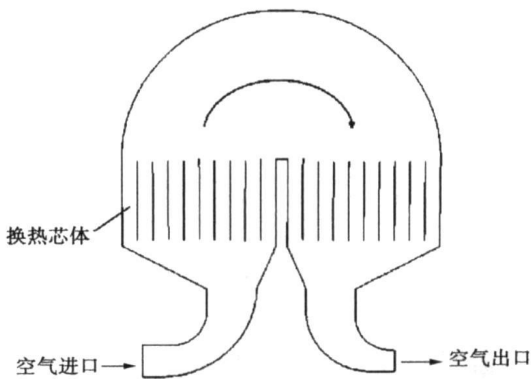


图 1 方案一的结构外形图

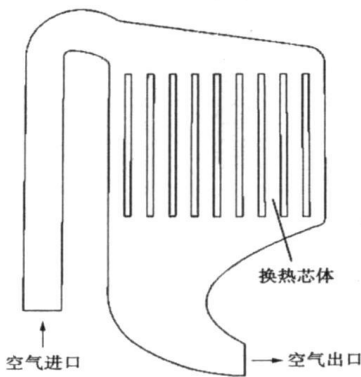


图 2 方案二的结构外形图

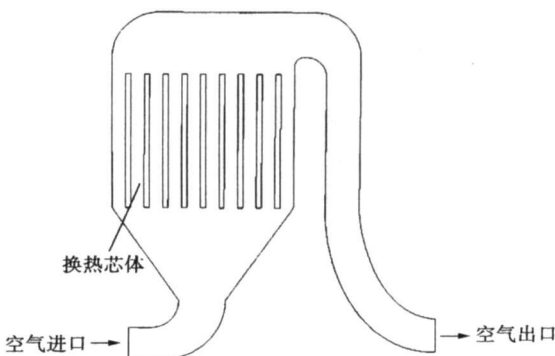


图 3 方案三的结构外形图

由于间冷器的内部结构极其复杂, 对其内部的流动和传热的求解将是非常困难的。为了更好地分析求解间冷器内空气的流动和传热性能, 使之能够对工程应用有一定的指导意义, 需对间冷器内空气的流动和传热进行简化^[4]。

对板翅式换热器板侧物理模型进行简化, 可以把板侧流体的流动与传热看成是流体在矩形通道的强制对流换热。对于这方面的流体的流动与传热, 理论上仍然可以采用双方程 $k-\epsilon$ 模型, 与流体在翅片内流动的区别在于其脉动动能 k 和耗散率 ϵ 值的不同。

由于间冷器的翅片很薄, 通道层数很多, 如果按真实情况建模则网格数量十分巨大, 因此需要对模型做适当的简化:

- (1) 由于冷却水侧换热效果明显, 当考虑空气与冷却水换热时将隔板温度设置成平均壁温;
- (2) 不考虑空气翅片两侧导热, 把每 10 层流道的高度换算成一个等效高度的翅片通道, 减少网格数;
- (3) 忽略隔板、翅片以及导流板的厚度。

将用 Pro/E 建立的三维模型读入到 Gambit 中, 划分网格、定义边界条件, 然后导入 Fluent 进行计算。

2.2 网格的划分

为了得到较为精确的计算结果, 同时考虑计算机的运算能力, 把间冷器分成几个区段, 选用结构化网格, 对模型尺寸较小的部分和流动关键区域进行局部细化。

2.3 边界条件的设置

流体介质水和空气的物性参数是温度的函数, 在计算过程中要考虑某些物性参数的变化, 如空气密度等。流体进、出口物性参数如表 1 所示。空气侧的边界条件设置为进口压力和出口压力条件, 间冷器的边界设置为绝热条件。

表 1 流体物性参数

	空气进口	空气出口
温度/K	442	321
压力/MPa	0.389	0.369
比热系数/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	1.015	1.015
导热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	0.0323	0.0323
动力粘度/ $\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$	2.23×10^{-5}	2.23×10^{-5}

2 间冷器的数值模拟

2.1 模型简化

2.4 模拟结果与分析

2.4.1 方案一

取 1/8 模块的空气侧通道对其进行流场情况数

值模拟。经过调整转弯段、在转弯段加装导流板、在进口扩张段和出口收缩段加装导流板等一系列模拟计算后,得到了图4和图5的模拟结果。

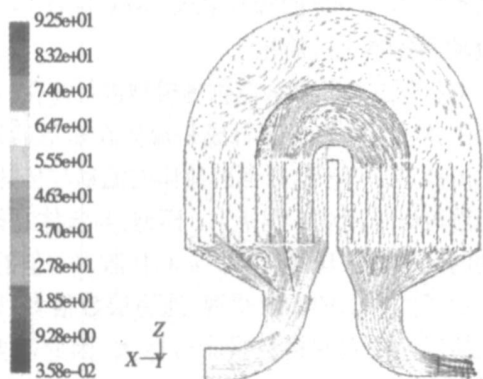


图4 方案一的速度场矢量图

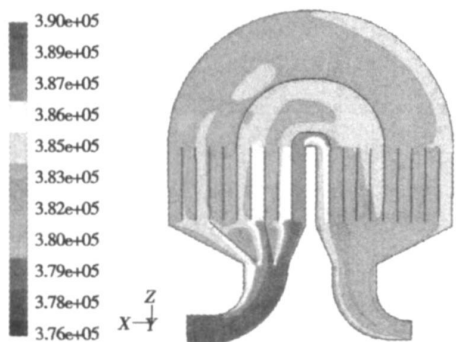


图5 方案一的总压场等值线填充图

2.4.2 方案二

取1/10模块空气侧通道对其进行流场情况数值模拟,经过了外形结构细化、转弯段处加装导流板等一系列试算后,得到了图6~图8的模拟结果。

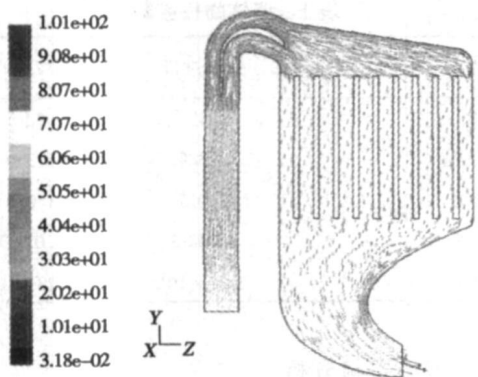


图6 方案二的速度场矢量图

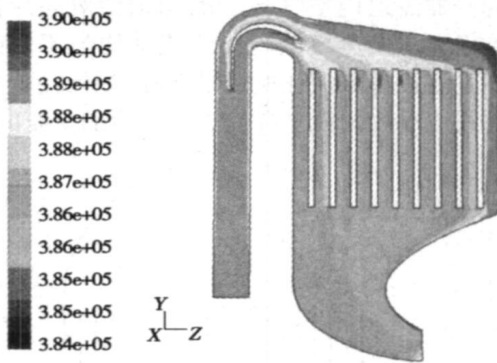


图7 方案二的总压场等值线填充图

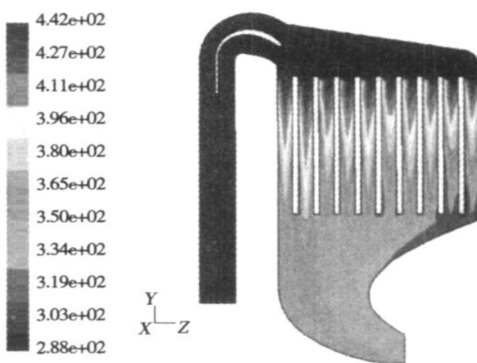


图8 方案二的总温场等值线填充图

2.4.3 方案三

取1/10模块空气侧通道对其进行流场情况数值模拟,经过外形结构细化、转弯段处加装导流板和进口扩张段加导流板等一系列试算后,得到了图9~图11的模拟结果。

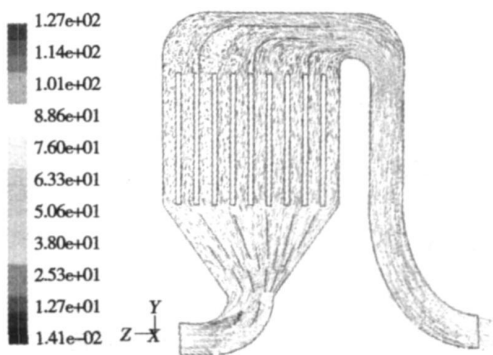


图9 方案三的速度场矢量图

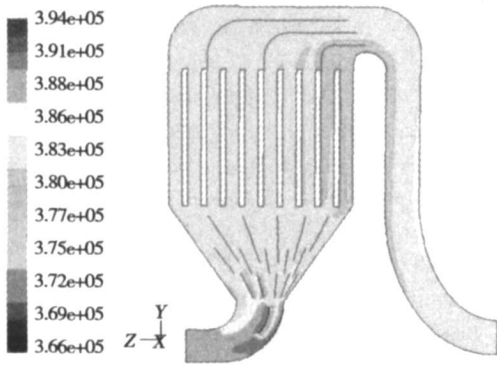


图 10 方案三的总压场等值线填充图

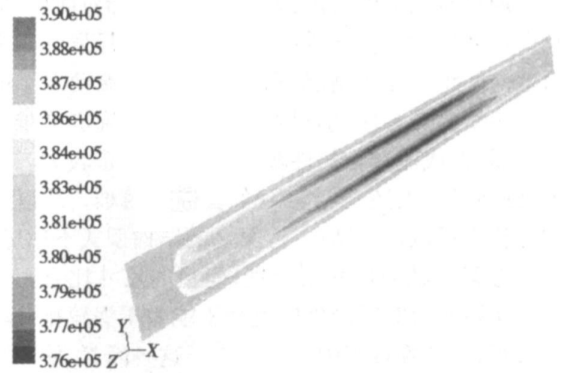


图 12 小流道的总压场等值线填充图

按照结构的真实尺寸, 选取换热芯体中的 10 个通道进行建模。此为空气与冷却水耦合换热计算, 要考虑隔板厚度与传热系数。空气侧与冷却水侧设置的边界条件均为进口流量和出口压力, 网格划分为结构化网格, 计算结果如图 12 和图 13 所示。

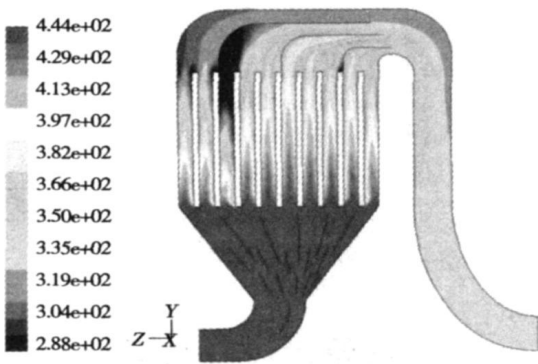


图 11 方案三的总温场等值线填充图

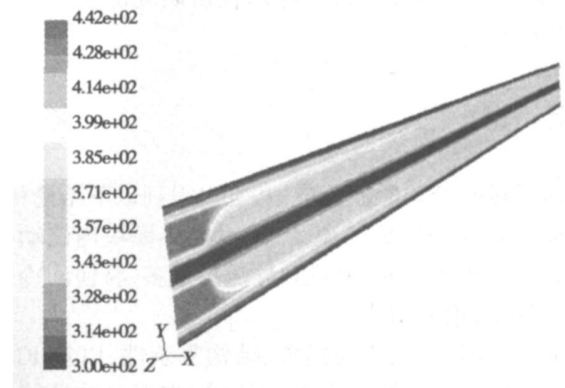


图 13 小流道的总温场等值线填充图

2.4.4 小流道的模拟计算

在上述 3 个方案的计算中, 为了减少计算量, 将每 10 层流道的高度换算成一个等效高度的翅片通道, 而实际翅片间距很小, 流道也很小。气流流过翅片通道的总压损失必然要大于我们之前得到的计算结果, 所以有必要对这部分总压损失进行修正。

2.4.5 比较分析

对上述 3 种方案进行综合比较、分析, 结果如表 2 所示。

表 2 各方案特性对比

	方案一	方案二	方案三
轴×周×径/mm	1 100× 550× 450	704× 530× 950	704× 530× 970
总压损失/MPa	0. 013 9	0. 003 4	0. 006
总压损失(修正后)/MPa	0. 016	0. 005 5	0. 008 1
流场均匀程度	差	较好	好
出口不均匀度/ %	3. 6	0. 81	4. 6
布置导流片难易度	较难	一般	难
在船用燃气轮机上需要加大轴向尺寸/ mm	535	398	426
紧凑性	一般	较好	较好
模块数	8	10	10
总换热面积/m ²	147. 6	128. 65	128. 65
结构复杂性(间冷器流道)	一般	较复杂	最复杂

通过对比可以看出: 方案一的结构相对简单, 但轴向尺寸较大。在低压压机出口与高压压机进口轴向间距不变的情况下, 气流在其中流动发生的折转角度势必会比其它两个方案大, 气流也更难组织, 结果造成流动均匀性较差, 总压损失也较大。此外, 轴向尺寸大还会给实际布置带来困难。从以上的分析中可以得出结论: 方案一的结构型式不理想。

方案二轴向尺寸较合理, 但径向尺寸比方案一大。实际布置时间冷器的直径不能大于涡轮排气段的直径, 在计算过程中已经考虑了这一因素, 使方案二的径向尺寸控制在合理范围内。在比较中可以看到, 方案二的整体性能较好, 基本能满足设计要求。

方案三的外形尺寸与方案二大致相当, 整体性能也能够满足设计要求。除了流场的均匀性要略好于方案二外, 其它方面都稍逊于方案二, 而且导流片的布置要比方案二复杂, 工程化程度差。

通过对以上 3 种方案的比较分析可以得出结论: 方案二的结构型式适合应用在所研究的复杂循环燃气轮机机组上。

3 结 论

通过对间冷器的数值模拟, 可以得到以下结论:

通过合理的设置导流结构, 对换热模块内流动的均匀程度改善明显, 但设置导流片过多, 将使间冷器工艺性差, 难以制造。

从间冷器尺寸、流动损失、结构复杂性、以及 IC 循环燃气轮机总体结构等方面比较, 方案二的性能较好, 而且结构型式也较合理, 适合应用在 IC 循环船用燃气轮机上。

参考文献:

[1] 闻雪友, 李 伟. WR21—新一代的船用燃气轮机[J]. 热能动力工程 1999, 14(1): 1—6.
 [2] 张方伟, 张会生, 苏 明. 中冷回热循环燃气轮机技术[J]. 船舶工程 2004(2): 7—9.
 [3] 肖东明, 闻雪友, 曾 喜等. 简单循环船用燃气轮机间冷回热改造方案探讨[J]. 热能动力工程 2004, 19(1): 89—92.
 [4] 姚平经, 郑轩荣. 换热器系统的模拟、优化与综合[M]. 北京:

化学工业出版社, 1992

[5] 帕坦卡 S V. 传热与流体流动的数值计算[M]. 北京: 科学出版社, 1984
 [6] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
 [7] CRISALL ANTHONY J, PARKER MICHAEL L. Overview of the WR—21 intercooled recuperated gas turbine engine system a modern engine for a modern fleet [R]. The American Society of Mechanical Engineers 345E, 47th St, New York, 10017 93—GT—231 1993.
 [8] STEPARD S B, BOWEN T L, CHIPRICH J M. Design and development of the WR—21 intercooled recuperated(ICR) marine gas turbine [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1995, 117: 557—562
 [9] ARACH SIDI DANIEL, ERIKSSON, BENGT SUNDEN. Analysis of heat exchanger for use as gas turbine intercoolers [R]. 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition November 11—16 2001, New York, HTD—Vol. 369—5 IMECE2001/HTD—24321
 [10] Commander Colin R English Royal Navy, The WR—21 Intercooled Recuperated Gas Turbine Engine Integration Into Future Warships [R]. The International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, November 2—7, 2003.

(编辑 滨)

· 书 讯 ·

《汽轮机设备与运行》

本书是以山东邹县发电厂四期工程 1 000 MW 超超临界机组的汽轮机的实践经验为基础编写的。全书共 11 章, 分别阐述了 1 000 MW 汽轮机的发展过程、国内三大汽轮机制造厂生产的 1 000 MW 汽轮机的主要技术参数及整体概况、汽轮机材料焊接、汽轮机结构; 详细讨论了与汽轮机有关的设备及系统, 如凝汽设备及其系统、汽轮机调节保护及供油系统、氢冷发电机氢油水系统、给水回热加热系统等; 最后论述了 1 000 MW 汽轮机的运行知识。

读者对象: 1 000 MW 火力发电机组汽轮机运行、检修人员。

2006 年 6 月出版。

method for the automatic identification of axial trajectory shapes based on improved invariant linear-moment characteristics was put forward, enabling two collected mutually vertical vibration displacement signals to be fitted through a noise treatment into axial trajectories. Improved invariant linear-moments have been adopted to replace a traditional HU's invariable surface moment to calculate the invariant linear-moment eigenvector. With invariant linear-moment eigenvectors of various axial trajectories produced in the simulation process serving as reference modes, the authors have employed correlation to identify the axial trajectory actually tested, and successfully identified the axial trajectory shapes of MJF-30-6 model turbo-generator unit under three different operating conditions. **Key words:** power generator unit, axial trajectory, invariant linear moment, correlation, automatic identification

复杂循环船用燃气轮机间冷器的数值模拟 = **Numerical Simulation of an Intercooler for a Complex-cycle Marine Gas Turbine** [刊, 汉] / LI Zhuo, ZHANG Hui-bing, WEN Xue-you, et al (CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(2). — 148 ~ 152

In an IC (intercooling) cycle gas turbine, intercoolers are components that exercise a major influence on the gas turbine performance. To determine the structural type of the intercoolers to be installed on gas turbines, three intercooler structural schemes have been proposed for a marine gas turbine and a numerical simulation has been performed. Through optimization, relatively good simulation results were obtained. Due to the simplification of a model during the calculation, the pressure-drop loss calculation result is not accurate enough. Consequently, a small flow-passage simulation calculation has been additionally conducted with the pressure-drop loss calculation results in the three schemes being revised. **Key words:** gas turbine, intercooler, intercooling recuperator (ICR) cycle, intercooling (IC) cycle

线性唯象传热规律下复杂系统的热力学优化 = **Thermodynamic Optimization of a Complex System under a Linear Phenomenological Heat Transfer Law** [刊, 汉] / LI Jun, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui (Postgraduate School, Naval University of Engineering, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(2). — 153 ~ 156

A real heat transfer process does not always follow Newton's heat transfer law and the heat transfer law, however, exercise an enormous influence on the thermodynamic cycle performance. The authors have utilized a commonly used heat transfer law in non-equilibrium thermodynamics, namely, a linear phenomenological heat transfer law, to study a complex system. The latter involves several heat sources at different temperatures, a finite heat capacitance sub-system and a transformer (heat engine or refrigerator). The optimum temperature of the working medium of the transformer and the optimum free temperature of the sub-system have been obtained by using Lagrange Equation. The corresponding maximum power output of the system has also been determined and compared with that calculated by using Newton's heat transfer law. The calculation method under discussion can provide an approach for the calculation of the real temperature distribution and energy limits of a practical complex system. **Key words:** linear phenomenology, heat transfer law, complex system, thermodynamic optimization

螺旋助片自支撑换热器强化换热试验研究 = **An Experimental Study of Intensified Heat Exchange of a Spiral-finned Self-supported Heat Exchanger** [刊, 汉] / WU Jin-xing, ZHU Deng-liang, WEI Xin-li, et al (Energy-saving Technology Research Center, Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(2). — 157 ~ 160