

文章编号:1000-8055(2010)03-0636-05

船用燃气轮机间冷器流路的数值计算分析

董 威¹, 文超柱¹, 郑培英²

(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 借助计算流体力学(CFD)数值模拟技术,实现了船用燃气轮机间冷器整个流路的总压损失分析.数值模拟计算中针对间冷器模块采用了等效流通面积和等效换热效果的方法,有效解决了整个流道计算间冷器建模问题.数值模拟计算结果表明,CFD 数值模拟技术可以有效的分析包括间冷器在内的整个流路的流场细节,改善间冷器的流路设计.CFD 数值模拟技术与间冷换热器设计技术的结合,可以有效提高船用燃气轮机间冷器整个流路的优化设计水平.

关 键 词: 压力损失; 船用燃气轮机; 间冷器; 数值模拟; 优化设计

中图分类号: TK124

文献标识码: A

Numerical simulation of intercooler flow path for marine gas turbine

DONG Wei¹, WEN Chao-zhu¹, ZHENG Pei-ying²

(1. School of Mechanical Engineering,

Shanghai Jiaotong University, Shanghai, 200240, China;

2. Shenyang Aeroengine Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: With the aid of CFD (computational fluid dynamics) numerical simulation technology, the total pressure loss of the intercooler entire flow path for marine gas turbine was analyzed. The equivalent flow area and equivalent heat transfer methods were used in the numerical simulation, the problem of the modeling entire intercooler flow path was solved effectively. The numerical computation results indicate that the CFD numerical simulation technology can effectively analyze the details of the flow field, helping to improve the intercooler flow path design. The combination of the CFD numerical simulation technology and intercooler design technique can improve the optimal design of the intercooler entire flow path for marine gas turbine.

Key words: pressure loss; marine gas turbine; intercooler; numerical simulation; optimal design

近年来,大中型水面战舰均趋向于采用燃气轮机和柴油机及其联合动力装置,燃气轮机船用的应用前景非常广阔^[1-2],舰载燃气轮机能够显著的提升舰船的动力性能.燃气轮机间冷回热循环不仅在设计工况下热效率高、功率大,而且克服了

简单循环燃气轮机在低工况下经济性变差的弱点,通过采用间冷和回热利用技术的燃气轮机比普通燃气轮机功率可以增加 25%,油耗平均降低 30%~40%,因此目前舰船燃气轮机动力都趋向于采用间冷回热循环^[3-4].在间冷回热循环中,间

收稿日期:2009-03-16; 修订日期:2009-10-09

作者简介:董威(1970-),男,山东高唐人,副教授,博士,主要从事与航天有关的流动传热问题的研究.

冷器是对燃气轮机性能有重要影响的部件。间冷器位于低压压气机和高压压气机之间,通过降低低压压气机出口气流的温度,从而减少高压压气机的加功量,提高燃气轮机的输出功率,降低耗油率。船用燃气轮机间冷器在设计时要重点关注两个性能参数,即包括间冷器在内的整个流道的压降和间冷器的换热效率^[5-6]。间冷器的压降包括了低压压气机出口至间冷器进口气流通道、间冷器、间冷器出口至高压压气机入口气流通道的总的压降。间冷器所处的位置决定了间冷器整个流路的内部流动非常复杂,同时要求间冷器结构上又要尽量紧凑,因此开展间冷器整个流道的优化设计分析,减少整个流道的流动损失非常重要。随着计算流体力学和计算技术的发展,采用数值计算方法进行间冷器流道的计算分析,一方面可以评估整个间冷器整个流路的压力损失情况,一方面借助数值计算分析能够得到高压压气机气体进口的压力和温度分布情况。

船用间冷器对于紧凑度要求非常高,紧凑式换热器的形式直接影响换热效果^[7-9],目前在比较成熟的回热循环燃机上多采用板翅式换热器。冷却剂一般采用乙二醇水溶液,乙二醇水溶液再通过机外冷却器由海水将热量带走。对于间冷器内部的流动压降和换热效果分析,由于其内部微小通道结构的复杂性,目前计算条件还无法进行整个换热器内部流动换热的数值模拟计算^[10],因此间冷器流道的整体数值计算中无法对整个间冷器内部气体流道进行建模分析。目前对整个间冷器流道的计算分析研究还比较少,李卓^[11]等人用数值模拟的方法针对3种间冷器的结构布置型式进行了流道数值模拟分析,在计算模型中将与气体接触的隔板设置成平均壁温,同时简化间冷器微小通道个数,这样处理结果有利于减少计算网格数量,减少计算量,同时也会使得间冷器有效换热面积减少,使得间冷器出口气流得不到有效冷却,从而会影响整个流道的压降计算结果。本文针对间冷器的整个流路开展了数值计算研究,为了使计算更接近间冷器实际的流动和换热情况,借助板翅式换热器设计中孔度的概念,计算中针对间冷器模块采用了等效流通面积和等效换热效果的方法,在目前的计算条件下,有效解决了整个流道计算间冷器建模问题。间冷器整个流道的数值模拟计算结果可以用来优化设计间冷器的流道设计方案,改善高压压气机进口气流品质,从而减少试验研究的费用。

1 计算物理模型

船用燃气轮机间冷器位于低压压气机和高压压气机之间,要求其结构尽量紧凑,同时整个流道压降尽可能小,一般间冷器采用环形布置,以适应整个气流通道,图1给出了船用燃气轮机间冷器常用的布置形式,给出了两种间冷器进口流道设计方案,方案1结构比较紧凑,由于间冷器的增加对于原有燃机轴向尺寸影响最小,方案2在方案1的基础上增大了气流第一个90°转折处的流通面积,同时在180°转折流道处增加了轴向流动长度。间冷器的物理模型借助板翅式换热器设计中孔度的概念,气侧通道个数采用实际间冷器的通道数,气侧通道总面积采用等效流通面积,即考虑了实际间冷器中翅片以及周向流动阻塞区域的影响,通过采用等效流通面积的设置使得能够尽可能真实的模拟间冷器细小通道内的流动损失。通过设置气侧通道壁温,以达到等效换热的效果,使得其气侧通过间冷器后达到间冷器设计温度。

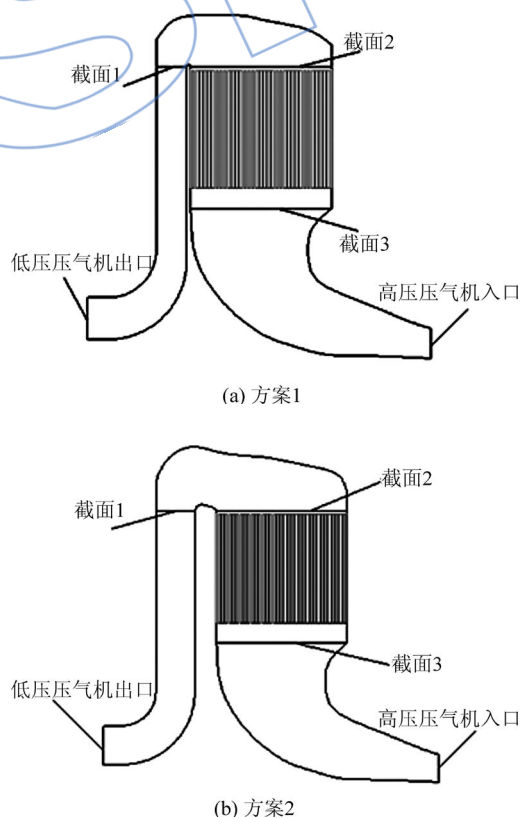


图1 间冷器流道结构图

Fig.1 Flow path of intercooler

气体从低压压气机出口出来后,经过90°转折扩压后再经过180°转折后流入间冷换热器,气体温度降低后,经过收缩段加速后流入高压压气

机. 由于进出口处流动速度比较高, 必须考虑流动的可压缩性, 对于流体区域的控制方程采用二维轴对称定常 Navier-Stokes 方程, 计算中湍流模型采用双方程的 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 近壁采用标准的壁面函数处理, 气体的物性参数随温度变化, 黏性系数采用 sutherland 公式.

简化的间冷器模型由于没有翅片, 减少了翅片二次换热面积, 如果仍然采用实际的冷壁温作为壁面温度边界条件, 会使得间冷器出口气流温度偏高, 从而进一步影响间冷器出口至高压压气机进口流路的流动计算. 因此本文计算中提出了通过降低气侧通道壁温, 以达到等效换热效果的方法, 使得气体通过间冷器后达到间冷器设计出口温度. 气侧通道初始壁温采用等效壁温方法给定, 即给定壁面初始壁温 T_w 满足

$$\left(\frac{T_1' + T_1''}{2} - T_w \right) \frac{Nu_m \lambda_k}{d_{em}} A_m = \eta \dot{m}_1 c_{p1} (T_1' - T_2)$$

式中 T_1 和 T_2 为热侧和冷侧流体的进口温度, T_1'' 为热侧出口温度, Nu_m , d_{em} , A_m 分别为简化间冷器模型结构下同等热侧气体流量下所对应的努塞尔数、当量直径和有效换热面积, $\dot{m}_1$ 为气体流量, c_{p1} 和 λ_k 分别为气体的比定压热容和导热系数, η 为板翅式间冷器的总效率.

采用上面公式计算出的壁面初始壁温 T_w , 由于考虑了间冷器模型中所减少的翅片二次换热面积的影响, 因此在实际计算中间冷器气侧壁温只要通过几次迭代修改即可实现等效换热的效果, 即使得间冷器出口的气体温度达到间冷器的设计出口气体温度. 流动通道其他壁面给定环境温度. 在网格划分上, 重点考虑模拟的间冷器细小通道的网格划分, 这里分布的网格点比较密, 以满足边界层计算的需要, 网格采用非结构网格, 间冷通道局部网格如图 2. 进出口都给定压力边界条件, 同时设定出口目标流量.

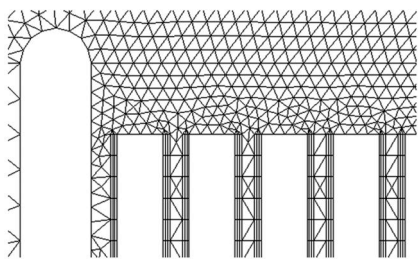


图2 间冷器局部网格图

Fig. 2 Local grid of intercooler

2 流道压力损失分析

针对典型的中等推力级别的船用燃气轮机参数, 本文利用计算流体力学 (CFD) 数值模拟技术开展了包括间冷器在内的整个间冷流路的流场和压力损失分析. 计算中低压压气机出口处气体总温为 440 K, 流量 85 kg/s, 间冷器冷侧乙二醇水溶液进口温度 293 K, 流量 200 kg/s.

对于这种环形布置的间冷器结构, 低压压气机出口至间冷器入口为扩压流动, 气体减速扩压, 使得气流以一个合理的流速进入间冷器, 优化间冷器的换热效果, 由于这一段气体为减速扩压流动, 因而这一段流动损失最大, 压降最大. 板翅式间冷器每股气体流道的流通面积很小, 流动损失也比较大. 间冷器出口至高压压气机入口流道为收敛通道, 气体为顺压加速流动过程, 因而流动损失比较小. 上述流动特点也很清楚的反映在各段流道压降的计算结果上, 整个间冷器流路按低压压气机出口—截面 1—截面 2—截面 3—高压压气机入口 (见图 1) 顺序, 以入口总压为基准, 方案 1 各段流道总压损失分别为: 2.08%—0.75%—2.28%—0.05%, 整个流道总的总压损失为 5.16%; 方案 2 各个位置的总压损失分别为: 2.08%—0.60%—1.83%—0.05%, 整个流道总的总压损失为 4.56%. 方案 1 的总压和总温分布云图如图 3 和图 4 所示, 方案 2 的总压和总温分布云图如图 5 和图 6 所示.

从计算结果和前面的流动分析可以看出, 整个间冷流路最大损失分别在低压压气机出口的扩压段和间冷换热器上, 因此在整个间冷流路的设计上要特别注意这两处的结构设计. 低压压气机出口到截面 1 这一扩压段, 两个结构方案的总压流动损失都在 2% 以上, 从总压云图上可以看出气体在第一个 90° 扩压转折区总压分布最不均匀, 这里应该通过设置一些导流叶片改善流动结构, 从而降低流动损失. 方案 2 在 180° 转折流道处增加了轴向流动长度, 改善了间冷器进口流场结构, 这可以从图 7 和图 8 间冷器进口流动矢量图中看出. 图 7 为间冷流路 180° 转折后进入间冷换热器处的流动矢量图, 由于结构设计的原因, 间冷换热器入口流场不均匀, 对间冷器换热效率也会产生影响, 从图中可以看出这里还存在一个很大的涡流区, 使流动损失加大. 为了减少涡流损失影响, 在 180° 转折处加长了轴向距离, 即方案 2 的流动结构, 计算之后得到的流动矢量图如图 8 所示,

此时间冷换热器入口处流场均匀性大大改善,并且涡流区消失,从而使得流过间冷器的总压损失从方案 1 的 2.28 % 下降到 1.83 %,总压损失的改善效果非常明显.从计算结果可以看出在收缩段压力损失比较小,两种方案在收缩段的总压损失都为 0.05 %,所以针对间冷器整个流路的优化设计应集中在扩压段结构的设计上.

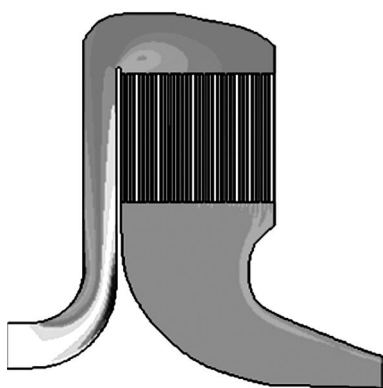


图 3 方案 1 总压分布云图

Fig. 3 Total pressure contours of scheme 1

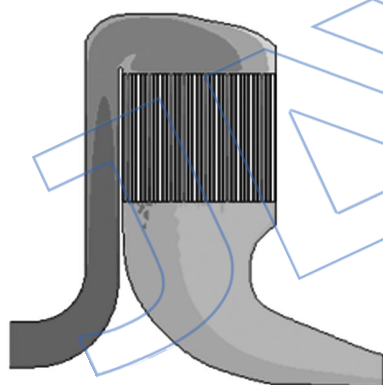


图 4 方案 1 总温分布云图

Fig. 4 Total temperature contours of scheme 1

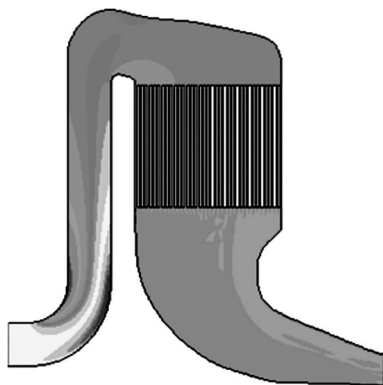


图 5 方案 2 总压分布云图

Fig. 5 Total pressure contours of scheme 2

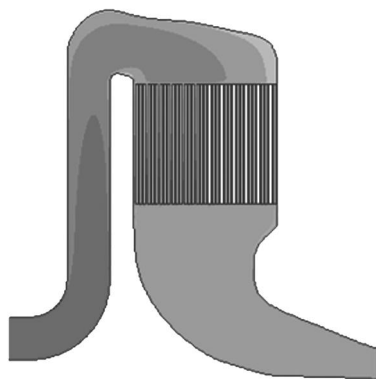


图 6 方案 2 总温分布云图

Fig. 6 Total temperature contours of scheme 2

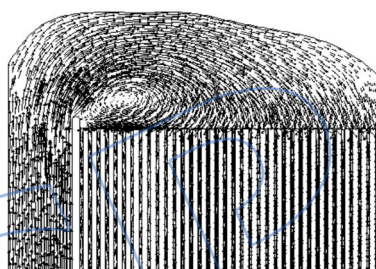


图 7 方案 1 局部流动矢量图

Fig. 7 Local velocity vector of scheme 1

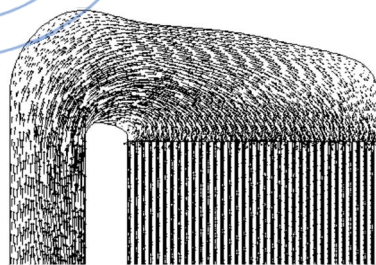


图 8 方案 2 局部流动矢量图

Fig. 8 Local velocity vector of scheme 2

针对间冷器模块采用了等效流通面积和等效换热效果的方法,计算得到的间冷器进出口温差为 103.4 K. 采用依据试验数据拟合曲线和公式编制的间冷器设计软件^[12],针对同样的流动参数,间冷器进口按均匀进口速度计算,给出的间冷器进出口温差为 103.7 K,与采用等效换热计算模型得到的间冷器进出口温差已非常接近.采用间冷器设计软件得到的流过间冷器气体的总压损失系数为 2.5 %,数值模拟计算得到的总压损失要比间冷器设计软件得到的结果小一些.由于在数值模拟计算中间冷器小通道内的流动是按有效流通面积计算的,对于翅片的扰流作用没有考虑,所以数值模拟计算得到的间冷器总压损失会小一些,随着计算条件的改善,可以在间冷器整个流道

的流动计算分析中加入翅片对流动的扰流影响,从而使计算结果更接近实际情况.从数值计算结果与间冷器设计软件计算结果的比较来看,本文所提出的等效流通面积和等效换热效果的方法能够正确模拟间冷器的温降效果,压降的计算中两者结果略有不同.一般来说间冷器设计软件压降计算结果偏于保守,因此有条件的情况下应该做进一步的试验验证.

3 结 论

通过采用间冷和回热利用技术的航改燃气轮机可以大大提高燃气轮机的功率,同时降低耗油率,因此目前舰船燃气轮机动力都趋向于采用间冷回热循环的燃气轮机.间冷器设计中,包括间冷器在内的整个流道的总压损失是航改间冷回热燃气轮机循环非常关心的一个参数,直接影响着燃气轮机的性能水平.本文借助 CFD 数值模拟技术,实现了船用燃气轮机间冷器整个流路的流动损失分析.数值模拟计算中借助板翅式换热器设计中孔度的概念,针对间冷器模块采用了等效流通面积和等效换热效果的方法,有效解决了整个流道整体计算过程中间冷器的建模问题.数值计算结果表明,采用数值模拟的方法进行间冷器流道的计算分析,能够有效分析整个间冷流道内的气流流动情况,包括气体流动沿流程的总压损失、气流的出口温度和压力分布.

采用数值计算方法对整个间冷流路进行流动分析,一方面可以评估整个间冷器整个流路的压力损失情况,一方面能够得到高压压气机气体进口的压力和温度分布情况,借助 CFD 数值模拟结果得到的流场细节,结合间冷换热器设计技术,可以有效地优化设计间冷器的流道设计方案,改善高压压气机进口气流品质,从而减少试验研究的费用.随着计算条件的改善,间冷器计算模型中还应该结合试验研究,进一步考虑翅片扰流效应,提高间冷器计算模型的压力损失计算精度.

参考文献:

[1] 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,2004,26(2):7-9.
ZHANG Fangwei, ZHANG Huisheng, SU Ming. On the inter-cooled recuperated gas turbine technology[J]. Ship

Engineering, 2004, 26(2): 7-9. (in Chinese)

[2] Janes J. A fully enhanced gas turbine for surface ships [R]. ASME Paper 96-GT-527.

[3] 梁春华. 间冷回热循环舰船用燃气轮机 WR-21 的技术特点[J]. 航空发动机, 2006, 33(1): 55-58.
LIANG Chunhua. Technological characteristics of the WR-21 intercooled recuperated gas turbine [J]. Aeroengine, 2006, 33(1): 55-58. (in Chinese)

[4] Steven L. Integration of the WR-21 intercooled recuperated gas turbine into the royal navy type 45 destroyer [R]. ASME Turbo. Expo., 2001-GT-0531, 2001.

[5] 董威, 文超柱, 郑培英. 船用燃气轮机间冷器优化设计分析 [R]. 北京: 中国航空学会第六届轻型燃气轮机学术交流会, 2009.

[6] Shepard S B. Design and development of the WR-21 intercooled and recuperated (ICR) marine gas turbine [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1995, (117): 557-561.

[7] 杨静. 船用 ICR 燃气轮机一次表面回热器的性能优化设计分析 [D]. 上海: 上海交通大学, 2003.
YANG Jing. Research on performance of primary surface recuperator for ICR marine gas turbine [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2003. (in Chinese)

[8] Romero-Mendez R, Sen M, Yang K T, et al. Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, (43): 39-51.

[9] Traverso A, Massardo A F. Optimal design of compact recuperators for microturbine application [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25: 2045-2071.

[10] 祝银海, 厉彦忠. 板翅式换热器翅片通道中流体流动与传热的计算流体力学模拟 [J]. 化工学报, 2006, 57(5): 1102-1106.
ZHU Yin Hai, LI Yanzhong. CFD simulation of fluid flow and heat transfer in channels of plate-fin heat exchangers [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2006, 57(5): 1102-1106. (in Chinese)

[11] 李卓, 张惠冰, 闻雪友, 等. 复杂循环船用燃气轮机间冷器的数值模拟 [J]. 热能动力工程, 2008, 23(2): 148-152.
LI Zhuo, ZHANG Huibing, WEN Xueyou, et al. Numerical simulation of an intercooler for a complex-cycle marine gas turbine [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2008, 23(2): 148-152. (in Chinese)

[12] 文超柱. 舰载燃气轮机间冷器的设计与研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
WEN Chaozhu. Design and study on intercooling heat exchanger of marine gas turbine [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2009.