

文章编号:1000-582X(2006)04-0050-04

小型车用换热器的数值模拟与优化*

孙登兴,邓兆祥,王攀,罗虹

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400030)

摘要:应用 CFD 计算流体力学方法对换热器的换热特性、空气流动特性进行了全面分析,得到了换热器温度场、压力场和流场分布情况.对换热器实施了减少管束的数目、减小折流板尺寸、增大壳侧出口直径和增大换热管直径等改进措施,改进后换热器壳侧的阻力损失降低 32.3%,为 103.2 Pa,同时出口温度为 130 K,仍然满足换热要求.表明采用数值模拟方法对换热器进行研究开发可以获取换热器内任意点的温度、压力和流速等详细信息,而且可以了解结构参数变化对换热器流场和温度场的影响的显著优点,为换热器的优化设计提供了新的方法.

关键词:换热器;数值模拟;耦合分析;CFD

中图分类号:U48

文献标识码:A

随着计算流体力学和数值传热学的蓬勃发展以及计算机技术的提高,数值模拟方法已成为换热器研究的重要手段^[1-2].采用数值模拟方法对各种换热器的流场、温度场及压力场等进行研究,克服了传统的计算流场和换热过程的局限,能够详尽地预测管束布置对流场和传热过程的影响,得到换热器内压力、温度、换热系数等物理量的详细分布情况,有利于提高换热器的综合性能,开发出更优良的新型换热结构.

目前国内的研究主要集中在简化后的二维模型的模拟阶段,三维数值研究还处于起步阶段^[3],而国外在换热器的数值模拟方面作了很多研究工作,已经开始采用完善的方法计算三维流场,并开发了相应的应用软件.作者根据实际需求,设计了一种紧凑型换热器,在设计的过程中,运用 ANSYS 软件进行了分析和优化,达到了较好的效果,为评价和改造换热器提供了一种强有力的手段^[4].

1 换热器的物理模型

在管壳式换热器的基础上设计出紧凑型换热器,具体结构如图 1 所示,10 根换热管错列式排列,并在壳程侧中间加装弓形折流板,逆流换热.高温废气从换

热管内部流过,冷空气从传热管外部横向冲刷管束.由于空间布置的限制,管束排列比较紧密.

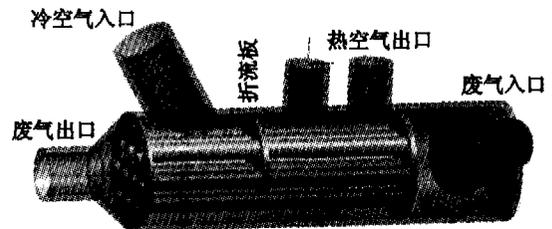


图 1 小型换热器

2 换热器的数值模拟分析

为了减少设计的工作量、缩短设计周期、更加准确地预测换热器的性能,针对紧凑型换热器设计中的提高换热效果和降低流动阻力两个难题,应用 ANSYS 有限元中的 CFD 分析模块,对换热器^[5]进行了多组份输送的热-流体耦合分析,预测换热器的整体性能,得到换热器内部任意点流体流动和传热的细观信息,从而对存在的问题进行改进.

2.1 有限元模型的建立

根据换热器的具体结构,建立相应的换热器有限元模型,如图 2 所示.对低温空气侧(壳侧)和高温废

* 收稿日期:2005-11-20

基金项目:重庆市科技攻关项目(2002-6644)

作者简介:孙登兴(1977-),男,山东德州人,重庆大学硕士研究生,主要从事动力机械及工程研究.

气侧(管侧)分别建立相应的空气单元.采用 FLUID142 单元对所有模型进行网格划分,用不同的材料来区分流体和固体.为了在边界上更好地保持恒定的网格特性,尽量采用结构化网格,对流场、温度梯度变化比较大,以及流固边界的网格适当加密,从而可以更加准确地计算由于巨大的梯度变化对流动造成的影响.为了避免出口处流动没有充分发展带来的质量发散,在出口处增加一段虚拟的发展长度^[6],对虚拟长度带来的影响在结果中做相应的处理.

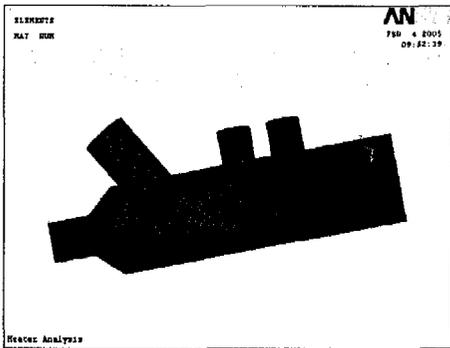


图 2 换热器有限元模型

2.2 多组份的定义

由于换热器中低温空气(组份 sp01)和高温的废气(组份 sp02)的物性参数不同,应遵从不同的变化规律,为了更真实地对流动和换热情况进行模拟分析,采用 CFD 中的多组份传输分析功能,研究两种流体同时存在,且被固体互相隔开的热交换分析.

2.2.1 定义组份

高温废气单元:ic,all,sp01,1.0 ic,all,sp02,0.0

低温空气单元:ic,all,sp01,0.0 ic,all,sp02,1.0

2.2.2 定义物性参数

在换热的过程中,流体的物性参数随温度、压力而发生变化. Ansys 提供了变材料特性的计算方程,密度使用的是理想气体定律:

$$\text{Density} = \text{NOMI} \times (P/\text{cof2}) / (T/\text{cof1})$$

粘性和导热系数使用 Sutherland 定律:

$$\text{Property}/\text{NOMI} = (T/\text{cof1})^{1.5} (\text{cof1} + \text{cof2}) / (T + \text{cof2})$$

以上定义中 P 为标准大气压, T 为绝对温度. 所需的特性参数如表 1 所示.

表 1 流体的特性参数

	NOMI	COF1	COF2
密度	5.25e-007	673	101 130
粘度	6.038e-005	673	-5 817.8
导热系数	5.7e-005	673	901.266

2.3 定义边界条件、载荷及求解

在热-流体的耦合分析中,边界条件包括了流动

边界条件和热边界条件.在流体和固体接触的的边界,求解初始化时会自动施加流固边界条件;换热器表面与周围环境的热交换,按对流与辐射来处理;进口边界按照实际的工作情况定义入口温度和流速载荷;出口边界定义与环境的相对压力(见表 2).

表 2 边界条件和载荷

	废气入口	废气出口	冷气入口	热气出口
温度/K	873	-	273	-
流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	8	-	5	-
相对压力	-	0	-	0

由于求解的是共轭传热的问题,为了确保求解的收敛、正确,选择 $k-\epsilon$ 湍流模型、预条件共轭残差求解器、设定合适的松弛因子,激活相应的温度、湍流等选项,设定合适的求解迭代步数,进行求解.

2.4 仿真结果分析

根据换热器内压力、温度、换热系数等物理量的详细分布情况,找出影响换热系数和流体压降等换热器性能的因素,进行相应的改进.下面将分别对分析结果进行讨论.

2.4.1 温度结果分析

温度场分布如图 3 所示,由图中可以看出壳侧的冷空气加热后的温度升高 170 K 左右,换热效果比较理想.壳侧两个出口处的温度稍有差别,这和出口的位置有关.

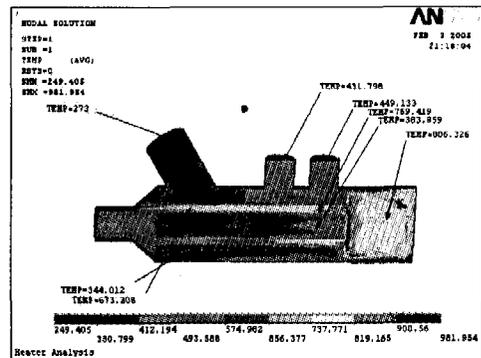


图 3 温度场分布云图

2.4.2 压力结果分析

压力场分布云图如图 4 所示.由图中可以看出,壳侧的入口平均压力达到 152.1 Pa,这对于全压相对较小的小型风机的选型来讲是很困难的.壳侧的压力损失主要集中在 3 个部分:冷空气对管束的横向冲刷、折流板处的局部阻力、壳侧出口的局部阻力.相对而言,虽然管侧废气的入口流速大,但压降较小,这是由于高温废气在流动的过程中温度降低密度增加,从而体积减小起了重要的作用.管侧高温废气的密度沿路径 AB

的变化情况如图5所示. 同样, 对壳侧而言, 除了结构造成的局部阻力损失以外, 壳侧空气流动过程中温度的升高、体积膨胀也是造成压力损失较大的重要原因. 而这些气体流动过程中由于温度的变化造成的影响, 在传统的计算中是无法考虑到的.

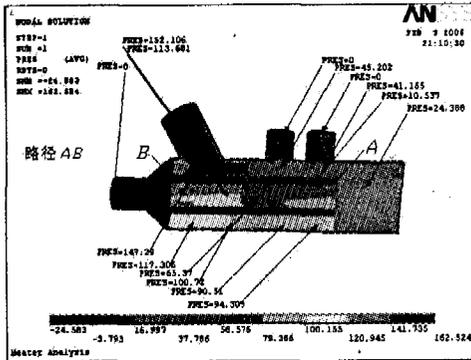


图4 压力场分布云图

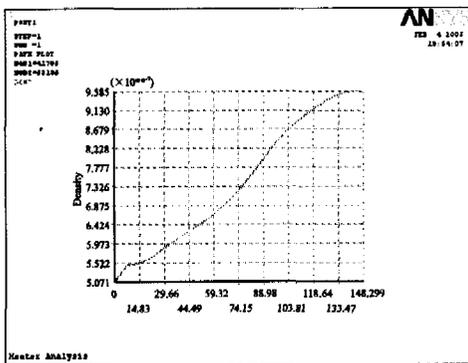


图5 密度沿路径AB的变化情况

2.4.3 速度结果分析

由于管束结构的交叉排列、折流板的存在以及流通面积的急剧变化, 加强了气流的扰动, 这从速度场矢量图(见图6)中得到了反映. 这种结构的影响一方面提高了换热系数, 增强了换热器效果; 另一方面由于局部速度的增加, 加大了流动损失. 以此分析结果为指导, 有针对性地对换热器进行了改进, 适当地增大了管束间的距离, 从而增加了壳侧空气的流通面积, 降低了流通阻力.

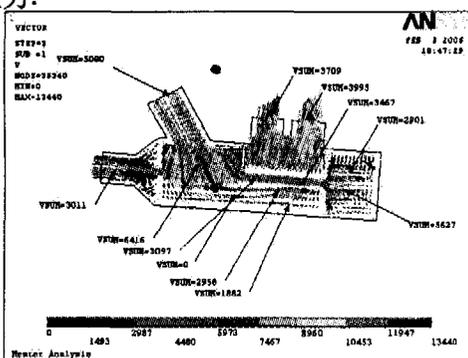


图6 速度场矢量图

3 换热器的结构改进

针对折流板、管束、出口阻力比较大的特点, 在保证外形轮廓尺寸不变的情况下做以下的改进: 减少管束的数目; 减小折流板的尺寸; 增大壳侧出口直径. 同时为了保证管束换热面积和高温气体的流通面积, 不至于使管侧的流动损失太大, 增大换热管的直径, 内径从原来的8 mm增加到10 mm. 下面将对改进后换热器的性能进行分析.

3.1 压力结果

改进后的换热器壳侧的阻力损失降低32.3%, 为103.2 Pa, 达到了较好的预期效果. 对于局部阻力和流体受热膨胀造成的压降在现有的空间结构下已经很难降低.

3.2 温度结果

改进后温度场分布如图7所示, 改进以后, 出口温升为130 K, 仍能达到换热要求, 但是和原来的换热器相比温升下降了23.5%. 由于改进后的换热面积只下降4%, 换热系数的降低是造成温度下降的主要原因.

可见提高换热效果和降低阻力损失存在着一定的矛盾, 通过修改换热器的结构, 一方面使壳侧的流速下降、扰动减小、压力损失降低, 另一方面也会降低换热效果.

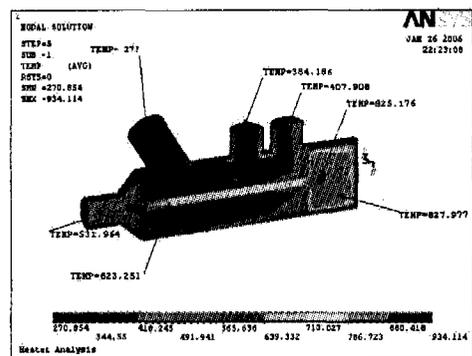


图7 改进后换热器的温度场分布云图

4 试验验证

根据仿真结果制作样件, 进行了一系列的实验, 对压力损失和换热效果进行了评价. 表3为理论分析和实验结果的对比, 可以看出两者的结果是非常接近的, 证明了分析的有效性和正确性.

表3 实验和分析结果对比

		Ansys 结果	试验结果
温度/K	出口 1	384.2	373
	出口 2	407.9	398
压力损失/Pa	壳侧	103.2	108

5 结 论

1) 对流动和传热过程进行分析,不仅可以得到不同工况下的温度场、压力场和流场,获取用实验方法无法得到的换热器内任意点的温度、压力和流速等细节信息,而且还可以了解换热器的结构参数变化对换热器局部流场和温度场的影响,从而为结构的修改,最优方案的确定提供了理论依据;

2) 根据数值模拟分析结果对换热器进行改进,达到了良好的预期效果,为换热器的优化设计提供了新的方法;

3) 论述的数值分析方法是有效可行的,同样可以用于柴油机中冷器、铁路客车暖气管以及空调换热器的设计分析.

参考文献:

- [1] 吴金星,王定标. 纵流式换热器壳程层流流动与传热的数值模拟[J]. 石油机械,2002,30(7):15-18.
- [2] 张桂先,陈立东,丁鸥. CFD 流体模型在双层换气幕墙传热分析中的应用[J]. 工程建设与设计,2003,(9):4-7.
- [3] 黄兴华,王启杰. 管壳式换热器壳程流动和传热的三维数值模拟[J]. 化工学报,2000,(3):298-302.
- [4] 许思传,苏俊林. 排气余热式公路客车采暖装置的研究与进展[J]. 中国公路学报,1999,8(1):32-36.
- [5] 陈景仁. 流体力学及传热学[M]. 北京:国防工业出版社,2000.
- [6] SRIDHAR THYAGESWARAN. Numerical Modeling of Pulse Combustor Tail Pipe Heat Transfer [J]. Heat and Mass Transfer, 2004,47:2 637-2 651.

Numerical Analysis and Optimization of a Small Vehicle Heat Exchanger

SUN Deng-xing, DENG Zhao-xiang, WANG Pan, LUO Hong

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: This paper analyzes the fluid flow and heat transfer of the heat exchanger, and obtains the distribution of fluid field, heat field and pressure field in heat exchanger. According the analysis result, some modify measure is adopted, such as decreasing the number of tube bundle, the size of baffle plate and increasing the diameter of exchange heat tube. In the new heat exchanger, the resistance decreased 32.3%, is 103.2 Pa and the temperature of the exit is 130 K. The new heat exchanger satisfies the requirement of exchanging heat. The study indicates that adopting the numerical simulation method could get temperature, pressure and fluid-velocity of anywhere of the heat exchanger, and understand effecting of structure parameter on fluid field and heat field of the heat exchanger. Therefore, it provides a new method for optimization design of heat exchanger.

Key words: heat exchanger; numerical simulation; coupled analysis; computational fluid dynamics

(编辑 成孝义)