

不同结构板翅式油冷器单层冷却液 侧换热特性的数值模拟*

刘亚平¹, 曾 忠^{1,2}, 许小龙¹, 张 臻¹, 屈菁菁¹

(1. 重庆大学 航空航天学院 工程力学系, 重庆 400044;
2. 煤矿灾害动力学与控制国家重点实验室(重庆大学), 重庆 400044)

(我刊编委曾忠来稿)

摘要: 基于多孔介质模型, 针对5种内部结构不同的板翅式油冷器单层冷却液侧的流动和热输运过程, 利用有限体积法进行数值模拟. 研究表明: 在翅片布置方向相同情况下, 进出口对角布置时冷却液的压力和温度场分布比同侧布置进出口时均匀, 温差较同侧布置时大. 在出口位置相同情况下, 翅片横向布置时冷却液的压力和温度分布要比纵向布置时均匀, 但压差大, 温差不大. 带隔板结构冷却液的温差最大, 但压差要高一个数量级.

关键词: 多孔介质模型; 板翅式油冷器; 数值模拟; 有限体积法

中图分类号: O357.1 **文献标志码:** A

doi: 10.3879/j.issn.1000-0887.2014.07.011

引 言

随着经济的飞速发展, 汽车已成为现代社会重要的日常交通工具. 人们对汽车的动力性、可靠性以及舒适性等要求的不断提高, 需要更高性能汽车油冷换热器的支撑, 因此油冷换热器的优化以及模块化已成为车辆换热器研究的重点. 传统的换热器设计主要是基于理论分析和实验研究. 由于板翅式机油换热器中流动与传热的复杂性, 导致了理论分析的严重局限性, 以及实验研究的高成本和长周期, 难以满足现代机油换热器研究与开发的需要^[1-8]. 基于计算流体动力学(CFD)的方法能有效地模拟换热器的物质与热输运详细过程, 一定程度上克服实验和理论研究的缺陷. 因此, 国内外很多技术与研究人员开始利用计算流体动力学方法来模拟、评价、选择和优化换热器设计方案, 从而大幅度地减少实验测试的研究成本^[9-10].

计算流体动力学(CFD)方法经过多年的发展, 出现了多种数值解法. 基于对控制方程离散方式的不同, CFD算法大致可以分为有限差分法、有限元法和有限体积法, 而有限体积法是目前CFD应用最广的一种方法. 其基本思路是: 将计算域划分为网格, 并使每个网格点周围有一个互不重复的控制体积; 将待解的控制方程对每个控制体积分, 从而得出一组离散方程, 通

* 收稿日期: 2014-01-06; 修订日期: 2014-04-29

基金项目: 国家自然科学基金(10872222; 50921063)

作者简介: 刘亚平(1987—), 女, 湖南人, 硕士生(E-mail: ya634984094@163.com);

曾忠(1968—), 男, 四川遂宁人, 教授, 博士生导师(通讯作者. E-mail: zzeng@cqu.edu.cn).

过求解离散方程组得到所需求解的相关物理量。

本文针对板翅式油冷器,建立了相应的几何、物理和数学模型,并引入多孔介质模型展开相应的系统研究。首先选取重复排列的翅片单元结构为研究对象,对冷却液在翅片结构中的流动进行三维数值模拟,以此获得翅片结构在各个方向上的流动阻尼特性;然后将重复排列的翅片单元结构简化为多孔介质,利用之前直接数值模拟获得的阻力特性数据拟合多孔介质模型在各个方向的阻尼特性;最后,对单层油冷器冷却液的流动与热输运进行数值模拟,研究冷却液进出口位置和翅片布置方向等对冷却液的温度和压力分布的影响,进而为油冷器结构设计和优化提供参考。

1 几何模型

板翅式油冷器是由两层铝制板和一层翅片组成,如图 1 所示。单层结构重叠上下堆积,机油与冷却液交替在相邻单层结构中流动,并通过铝制板实现相邻层之间换热,因此其整体性能只需要研究机油或冷却液在单层翅式结构中的流动与热输运就可以评估。单层结构的整块翅片是由大量错位的翅片单元结构(如图 2)重复排列而成。若按照板翅式油冷器的实际几何结构进行离散和直接三维数值模拟,会涉及庞大的网格数和计算量,目前的计算机软件和硬件资源难以支撑。本文的解决思路是先对一组翅片单元结构中的流动进行三维数值模拟,从而获得一组翅片单元结构在各个方向的流动阻力特性,然后将重复排列翅片单元结构简化为多孔介质,并利用前面获得的阻力特性数据拟合多孔介质模型各个方向的阻力特性,最后对单层油冷器进行流动与热输运整体模拟。多孔介质模型的引入可极大地减少网格量和计算量。

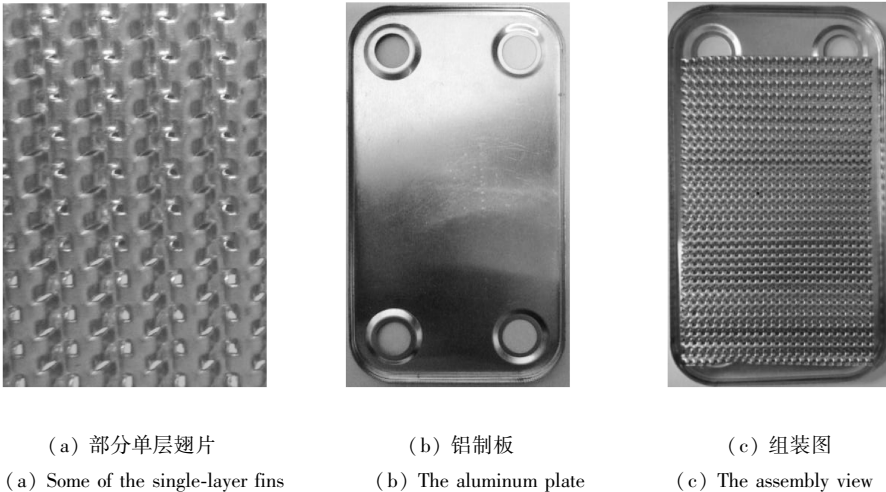


图 1 单层翅片和铝制板

Fig.1 The single-layer fins & aluminum plate

2 多孔介质模型参数计算

冷却液物性随温度变化很小,因此忽略冷却液物性随温度的变化,将其简化为粘性不可压缩流体,忽略重力的影响,流动受其进出口压差驱动。其密度为 $1\ 040.96\ \text{kg}/\text{m}^3$, 动力粘度为 $1.004\ 604 \times 10^{-3}\ \text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 。

对冷却液在一组重复排列的翅片单元结构中流动进行三维数值模拟时,其控制方程为^[2]

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0, \quad (1)$$

$$\rho \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v}, \quad (2)$$

其中, ρ 为流体密度, μ 为流体动力粘度, \mathbf{v} 为速度矢量, p 为压力。

采用有限体积法离散控制方程, 并计算冷却液(图2中 x 方向流入)在不同流量下流过翅片引起的压降 Δp , 然后用最小二乘法将获得的结果拟合成如下形式的压降与平均速度关系:

$$\Delta p = a\mathbf{v} + b\mathbf{v}^2. \quad (3)$$

由文献[11]可知

$$\Delta p = - \left(D_{ij} \mu v_i + \frac{1}{2} C_{ij} \rho |\mathbf{v}| v_i \right), \quad (4)$$

其中, a 与 b 为拟合参数, D 为粘性阻尼系数, C 为惯性阻尼系数。对比式(3)和(4)可得多孔介质模型 x 方向上的阻尼系数, 其它方向上的阻尼系数可以用同样方法获得。则多孔介质模型各个方向阻尼系数如表1所示。

表1 多孔介质模型参数

Table 1 Parameters of the porous medium model

direction	inertial resistance C/m^{-2}	viscous resistance D/m^{-1}
x	74 121 448.51	11 079.772 52
y	511 756.894 4	454.746 318 1
z	123 535 747.5	966.863 922 5

上表中 x, y 方向为平面方向, 具体参考图2, z 方向垂直于平面。

3 单层油冷器数值模拟

3.1 单层油冷器几何模型

油冷器实际结构是由6层流通机油和7层流通冷却液的单层结构上下交替堆积排列组合而成。因油冷器整体性能可以通过机油或冷却液在单层翅式结构中的流动与热输运进行评估, 并且机油和冷却液进入油冷器单层的方式一样、流动情况类似, 故本文只模拟单层结构中冷却液侧的流体流动。

油冷器单层整体尺寸为 $132 \text{ mm} \times 77 \text{ mm} \times 2.2 \text{ mm}$, 基于多孔介质模型, 几何模型不再需要翅片结构的细节, 而在计算中只是需要翅片不同方向布置时在各个方向的平均阻力特性, 因此多孔介质模型可以实现几何结构上的极大简化和网格数量的极大减少。采用分块方式用六面体单元进行网格离散。基于网格依赖性数值模拟测试与验证, 得到合理的网格总数为14万, 网格分布如图3所示, 其中A, B, C为冷却液进出口孔, 剩余未标注的孔为空孔。

3.2 多孔介质物理模型

引入多孔介质模型, 对油冷器单层冷却液侧进行三维数值模拟, 基于多孔介质模型的动量方程为^[2]

$$\rho \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + S_i, \quad (5)$$

$$S_i = - \sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j - \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |\mathbf{v}| v_j, \quad (6)$$

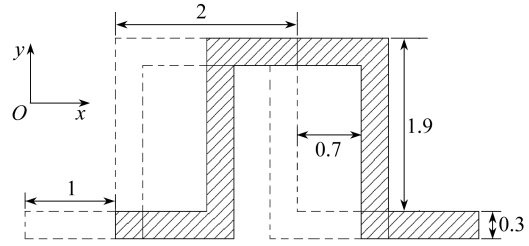


图2 一个基本翅片单元剖面图(单位: mm)

Fig.2 Profile of a unit fin(unit: mm)

其中, S_i 为描述多孔介质对流体流动的源项, 由粘性阻力项和惯性阻力项两部分组成, 式(6)中 D, C 采用表1 所得数据, 且 1, 2, 3 分别与表1 中的 x, y, z 对应。

考虑多孔介质影响的能量输运方程为

$$\nabla[\mathbf{v}(\rho_f E_f + p)] = S_f^h + \nabla \left[k_{\text{eff}} \nabla T - \left(\sum_i h_i J_i \right) + (\bar{\boldsymbol{\tau}} \cdot \mathbf{v}) \right], \quad (7)$$

上式中, E 为流体总能, T 为温度, h 为焓, J 和 $\bar{\boldsymbol{\tau}}$ 分别为扩散通量和剪应力张量, 下标 f 代表流体介质, k_{eff} 为介质的等效传热系数:

$$k_{\text{eff}} = \gamma k_f + (1 - \gamma) k_s, \quad (8)$$

γ 为多孔介质的孔隙率, 下标 s 代表固体介质,

$$\gamma = \frac{V_{\text{void}}}{V_{\text{total}}}, \quad (9)$$

其中, V_{void} 和 V_{total} 分别为翅片空隙体积和总体积。

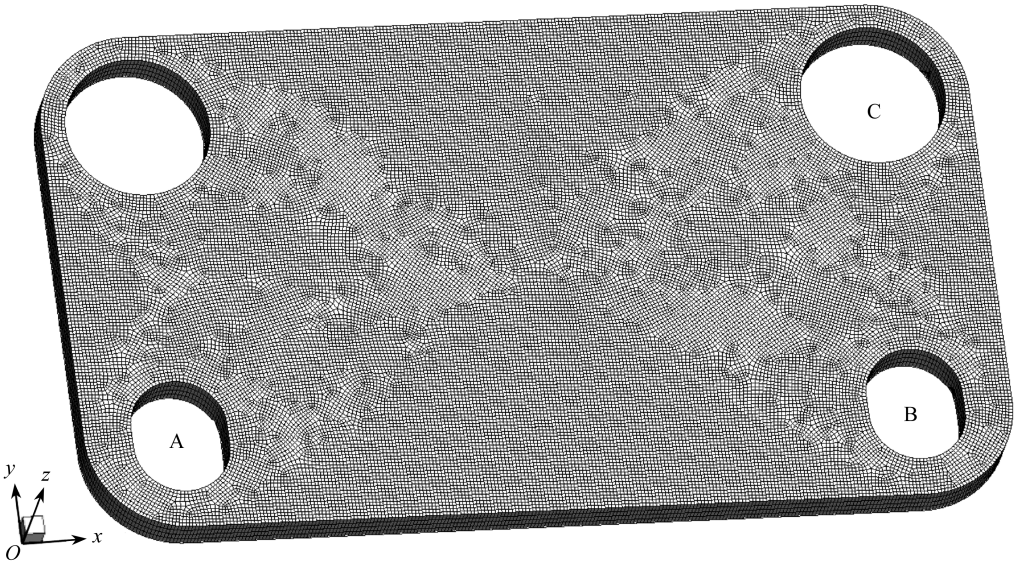


图3 模型网格

Fig.3 Model mesh

3.3 求解策略与边界条件

引入多孔介质模型简化单层油冷器的几何结构, 采用有限体积法离散控制方程, 并对冷却液在单层油冷器中的流动过程与热输运进行数值模拟, 其中采用 SIMPLE 算法求解耦合的速度场和压力场; 对流项采用二阶迎风格式, 紊流使用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 定义收敛条件为各计算物理量残差小于 10^{-5} 。入口采用质量流量入口, 出口边界设为压力出口边界, 其他固壁边界条件为粘性无滑移固壁; 冷却液进口温度为 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, 与翅片接触的上下板片外表面为对流换热边界, 对流换热系数为 $4\ 000\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。周边固壁假设绝热。

4 模拟结果及分析

为比较不同冷却液进出口和翅片布置方向的情况下油冷器的散热效果, 分别取 A 为冷却液进口孔, B 或 C 为出口孔, 翅片横向布置或纵向布置, 计算得到的压力和温度分布如图 4~图 7 所示, 进出口压差和温差如表 2 所示, 其中 A 为冷却液进入翅片孔, B 和 C 为冷却液流出孔, 未

标注孔为挖空孔,翅片横向布置为组装图 1(c)所示,纵向布置为翅片旋转 90°置于铝制板中。

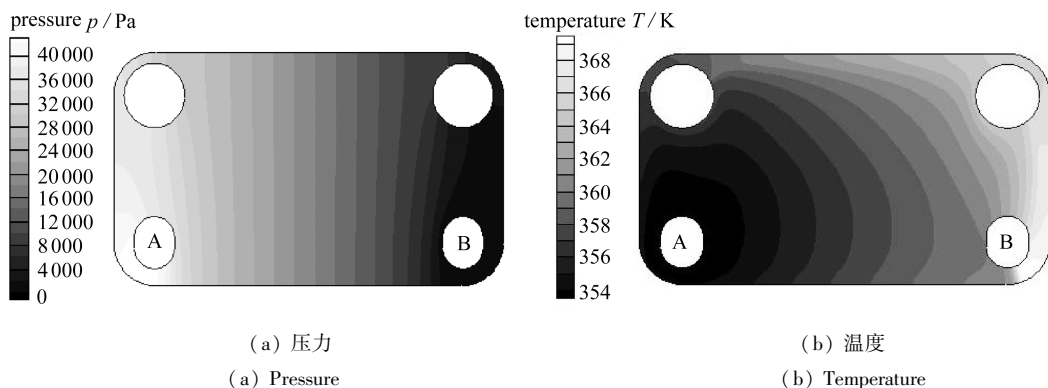


图 4 翅片横向布置时压力和温度图(A 为进口,B 为出口)

Fig.4 Pressure field and temperature field in the case of horizontal layout of fins(A is inlet and B is outlet)

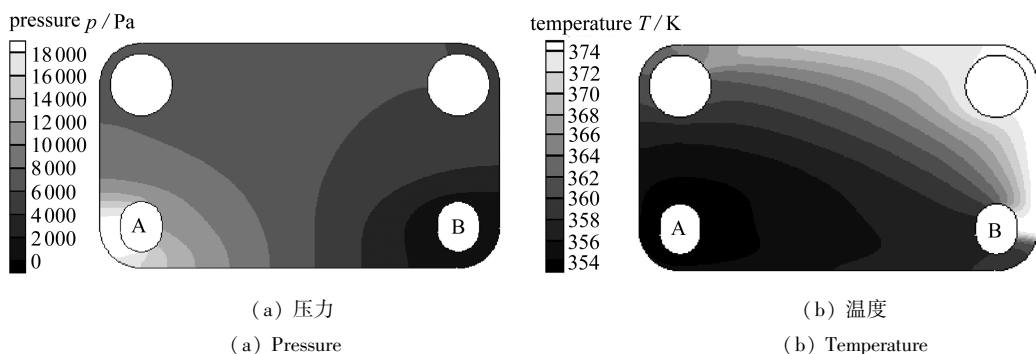


图 5 翅片纵向布置时压力和温度图(A 为进口,B 为出口)

Fig.5 Pressure field and temperature field in the case of vertical layout of fins(A is inlet and B is outlet)

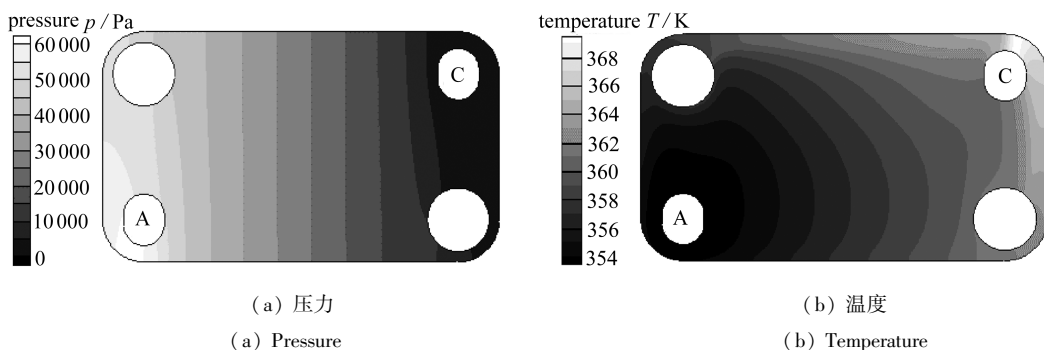


图 6 翅片横向布置时压力和温度图(A 为进口,C 为出口)

Fig.6 Pressure field and temperature field in the case of horizontal layout of fins(A is inlet and C is outlet)

由表 2 可知,当采用相同出口时,翅片的布置方向对进出口温差影响不大,这是由于冷却液的流入流量是定值,故在出口带出的热量也基本恒定。对比图 4~图 7 中的温度分布可知,温度在翅片横向布置时较纵向布置时分布均匀,这是由于在翅片横向布置时,翅片的各项阻尼系数较大,使冷却液进入芯片时不能快速地从进口直接流到出口;而翅片横向布置时的进出口压差要大于其纵向布置时的进出口压差,这同样是由于横向布置时翅片各项阻尼系数大,驱动冷却液流动所需的压力较纵向布置大。由图 4~图 7 中的压力分布图可知,翅片横向布置时,压力从进口到出口均匀减小,而纵向布置时进口处有局部高压区域,出口处有局部低压区域。

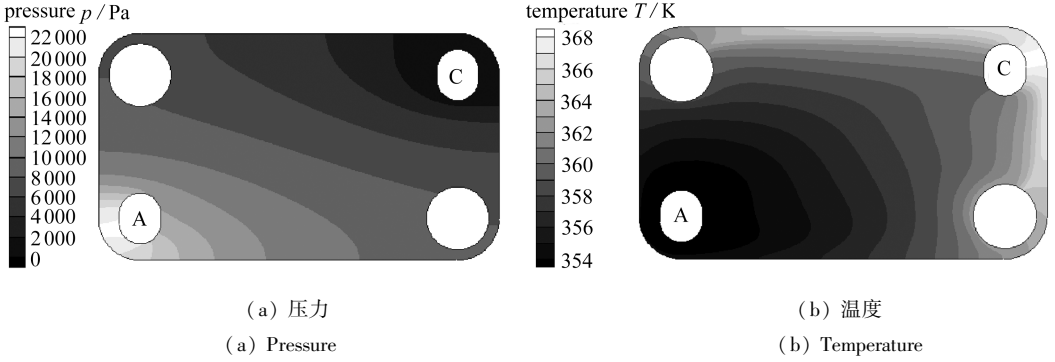


图7 翅片纵向布置时压力和温度图(A为进口,C为出口)

Fig.7 Pressure field and temperature field in the case of vertical layout of fins(A is inlet and C is outlet)

表2 各工况下进出口压差和温差

Table 2 Inlet-outlet pressure difference and temperature difference under various working conditions

inlet	outlet	fins' layout direction	pressure difference p/kPa	temperature difference $T/^\circ C$
A	B	horizontal	39.17	9.09
A	B	vertical	15.32	9.29
A	C	horizontal	55.52	10.94
A	C	vertical	17.65	10.78

当出口位置不同时,翅片采用横向布置, $p_{A/C}$ 为进出口时的压差,比 $p_{A/B}$ 为进出口时的压差大 42%。翅片采用纵向布置, $p_{A/C}$ 为进出口时的压差,比 $p_{A/B}$ 为进出口时的压差大 15%。故从压差方面来说,A/B 为进出口要优于 A/C 为进出口,在温差方面,翅片横向布置时, $T_{A/C}$ 为进出口时的温差,比 A/B 为进出口时的温差 $T_{A/B}$ 提高 20%。翅片纵向布置时, $T_{A/C}$ 为进出口时的温差,比 A/B 为进出口时的温差 $T_{A/B}$ 提高 16%。且对比图 4~图 7 中的温度云图可知,A/C 为进出口时的温度分布要比 A/B 为进出口时均匀,同时,压力分布也有同样的趋势。

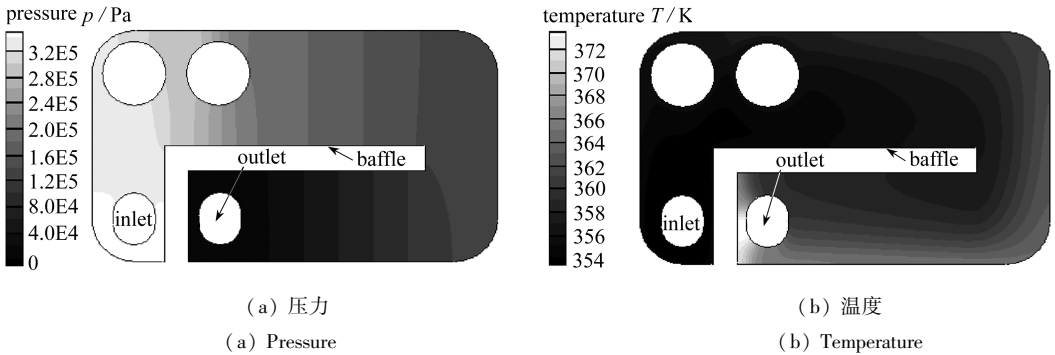


图8 带隔板翅片横向布置时压力和温度图

Fig.8 Pressure field and temperature field in the case of horizontal layout of fins with a baffle

由以上分析可知,若只考虑温度分布的均匀性,翅片横向布置要优于纵向布置,A/C 为进出口设计优于 A/B 为进出口设计,但由于实际结构空间限制的原因难以实现进出口的对角分布,故可考虑以下带有隔板的结构,图 8 是带隔板翅片横向布置时的压力和温度分布图。

由图 8 可得出,带隔板翅片横向布置时压力和温度分布比翅片纵向布置时分布均匀,但进出口压差达到 344 kPa,相比表 2 中各种工况的压差高出一个数量级。而压差越大,需要的泵功耗越大。带隔板结构进出口温差为 11.96 $^\circ C$,比表 2 中各种工况下的进出口温差平均值提高

19%,这主要是由于冷却液流经的路径相对较长,换热较为充分。

5 结 论

通过对 5 种不同结构的板翅式油冷器单层冷却液侧进行数值模拟分析可知:

1) 当冷却液出口相同,翅片布置方向不同时,横向布置时进出口压差大于纵向布置时进出口压差,温差相差不大,但压力和温度分布均比纵向布置时均匀。

2) 当翅片布置方向相同,冷却液出口不同时,A/C 为进出口时的温差要大于 A/B 为进出口时的温差,压差相差不大。且 A/C 为进出口时的压力和温度分布要较 A/B 为进出口时均匀。

3) 相比以上 4 种工况,带隔板翅片横向布置时的温差和压差均最大,且压差高一个数量级,故其所需泵耗和成本也是最大的。

进行油冷器冷却液侧结构设计时,应综合考虑换热效率、泵功耗及成本。在合理设计其内部结构的同时,还应考虑进出口的位置和翅片的布置方向,如此才能使换热充分均匀且不会引起泵功耗及成本增大。

参考文献(References):

- [1] 胡兆吉,李红,邹文楠.铝制板翅式油冷器单层水侧流动特性的数值模拟[J].南昌大学学报(工科版),2010,32(4):353-358.(HU Zhao-ji, LI Hong, ZOU Wen-nan. Numerical simulation for monolayer water-side flow characteristics of aluminum plate-fin oil cooler[J]. *Journal of Nanchang University (Engineering & Technology Edition)*, 2010, 32(4): 353-358.(in Chinese))
- [2] 张毅,俞小莉,陆国栋,夏立峰.进出油管位置影响板翅式油冷器性能的数值模拟[J].农业机械学报,2007,38(2):153-156,163.(ZHANG Yi, YU Xiao-li, LU Guo-dong, XIA Li-feng. Numerical simulation the effect of inlet-outlet-tube position on plate-fin oil cooler[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(2): 153-156, 163.(in Chinese))
- [3] 郭丽华,覃峰,陈江平,陈芝久.板翅式机油冷却器的性能仿真与优化[J].上海交通大学学报,2006,40(2):311-315.(GUO Li-hua, QIN Feng, CHEN Jiang-ping, CHEN Zhi-jiu. The performance simulation and optimization on plate fin oil coolers[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2006, 40(2): 311-315.(in Chinese))
- [4] 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版社,1988:431-439.(TAO Wen-quan. *Numerical Heat Transfer*[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1988: 431-439.(in Chinese))
- [5] 庞威,徐万毅,周祥军.机油冷却器水套的CFD优化改进[J].柴油机,2009,31(2):34-38.(PANG Wei, XU Wan-yi, ZHOU Xiang-jun. The optimization of oil cooler water jacket by CFD[J]. *Diesel Engine*, 2009, 31(2): 34-38.(in Chinese))
- [6] SHEN Li-juan, HU Yan-feng, CHEN Jian-zhong, ZHANG Peng, DAI Hua-zhen. Numerical simulation of the flow field in a dense-media cyclone[J]. *Mining Science and Technology*, 2009, 19(2): 225-229.
- [7] Müller-Menzel T, Hecht T. Plate-fin heat exchanger performance reduction in special two-phase flow conditions[J]. *Cryogenics*, 1995, 35(5): 297-301.
- [8] 秦萌,陈江平,陈芝久.车用发动机机油冷却器流动的数值模拟研究[J].车用发动机,2004,27(3):23-25.(QIN Meng, CHEN Jiang-ping, CHEN Zhi-jiu. Numerical simulation of automotive

- engine oil cooler[J]. *Vehicle Engine*, 2004, **27**(3): 23-25.(in Chinese))
- [9] 刘巽俊, 陈群, 李骏, 李康, 陈海娥. 车用柴油机冷却系统的 CFD 分析[J]. 内燃机学报, 2003, **21**(2): 125-129.(LIU Xun-jun, CHEN Qun, LI Jun, LI Kang, CHEN Hai-e. Automotive diesel engine water jacket CFD analysis[J]. *Transactions of CSICE*, 2003, **21**(2): 125-129.(in Chinese))
- [10] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004. (WANG Fu-jun. *Fluid Dynamics Analysis—Theory and Application of CFD Software*[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.(in Chinese))
- [11] Carluccio E, Starace G, Ficarella A, Laforgia D. Numerical analysis of a cross-flow compact heat exchange for vehicle applications[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, **25**(13): 1995-2013.

Numerical Simulation of Monolayer Coolant-Side Heat Transfer Characteristics for Plate-Fin Oil Coolers With Different Structures

LIU Ya-ping¹, ZENG Zhong^{1,2}, XU Xiao-long¹, ZHANG Zhen¹, QU Jing-jing¹

(1. *Department of Engineering Mechanics, College of Aerospace Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P.R.China;*

2. *State Key Laboratory of Coal Mine Disaster Dynamics and Control (Chongqing University), Chongqing 400044, P.R.China)*

(Contributed by ZENG Zhong, M. AMM Editorial Board)

Abstract: Based on the porous medium model, the monolayer coolant-side flow and heat transfer in the plate-fin oil coolers with 5 kinds of structures were numerically simulated by means of the finite volume method. The results indicate that the distribution of pressure and temperature is more even and the temperature difference is larger when the inlet and outlet are diagonally positioned than they are positioned on the same side, with the fins' layouts in the same direction. Given the same outlet positions, the distribution of pressure and temperature in the case of transverse arrangement of fins is more even, and the pressure difference is larger than those in the case of vertical arrangement, while similar temperature differences occur in both cases. The plate-fin oil cooler with clapboards has the biggest temperature difference as well as pressure difference 1 order of magnitude higher than that of other structures.

Key words: porous medium model; plate-fin oil cooler; numerical simulation; finite volume method

Foundation item: The National Natural Science Foundation of China(10872222;50921063)