

# 中冷器冷却扁管管内传热及流阻性能研究

杨 英, 邓 为, 李 君, 兰 柯

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

**摘要:** 为解决汽车空-空中冷器冷却扁管最优换热性能的问题,运用FLUENT软件,建立了4种不同断面结构的冷却扁管导热和管内流动换热耦合数学模型,采用CFD方法对该传热问题进行了数值模拟计算。将数值计算的传热努塞尔特数与Gnielinski传热关联式、摩擦因子 $f$ 与Webb实验关联式、Filonenko经验公式、Blasius关联式进行了对比;良好的结果吻合性验证了数值计算方法的正确性;通过4种冷却扁管换热因子 $j$ 和流动摩擦因子 $f$ 的对比分析,提出了冷却扁管综合性能的评价方法 $(j/f)^{1/3}$ 。研究表明,采用无量纲因子 $(j/f)^{1/3}$ 方法评价口琴式冷却扁管具有最优换热性能,斜撑式冷却扁管次之,从而可为汽车空-空中冷器结构设计或匹配选型提供重要的理论依据。

**关键词:** 汽车中冷器; 冷却扁管; 计算流体力学; 换热因子; 摩擦因子; 流阻性能

中图分类号: U464.1387.2; TH122 文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2012)10-1130-05

## Study on properties of heat transfer and flow resistance in cooling flat tube of intercooler

YANG Ying, DENG Wei, LI Jun, LAN Ke

(School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China)

**Abstract:** In order to solve the problems of optimal heat transfer performance in cooling flat tube of the air-air car intercooler, the FLUENT software was used, then the corresponding mathematical models on the coupled conduction-convective heat transfer for cooling flat tubes were proposed, the CFD method was employed to solve numerically heat transfer problem. Computed Nusselt was compared with Gnielinski correlations while friction coefficients  $f$  was compared with Webb correlation, Filonenko correlation, and Blasius correlation respectively, the results were proved a very good correlation. Then the accuracy of the numerical simulation method was verified. Also the heat transfer factor and friction factor of four cooling flat tubes were analyzed, which evaluation methodology of comprehensive properties was proposed. The study results indicate that the multi-channel rectangle flat tube has the best heat transfer performance while the multi-channel triangle flat tube takes the second place. Moreover, the results provide an important theoretical basis for the structural design or matching of the air-air intercooler.

**Key words:** car cooler; cooling flat tubes; computational fluid dynamics (CFD); heat transfer factor; friction factor; flow resistance performance

## 0 引 言

随着科技的进步和汽车工业的蓬勃发展,对于汽车中冷器的要求也越来越高。在工程分析中采用CFD方法研究复杂的流体传热传质问题,具有节省产品开发费用、缩短开发周期、提高产品设计质量、可模拟真实条件、理想边界条件等优点,对于把握研究问

题具有高度概括性的优势;同时,也为汽车增压中冷器系统优化设计提供了重要的理论依据。汽车用空-空中冷器采用交叉不混合流式、管带式换热器,其结构形式在能源、船舶、车辆、合成氨、航空、空调制冷、化工石油等领域得到了广泛应用。国外学者Yang等人<sup>[1-4]</sup>对换热器、冷凝器冷却扁管进行了大量的实验研究,并在实验基础上整理得到了一些计算管内换热

和流动特性实验关联式。国内学者<sup>[5-6]</sup>通过数值模拟方法、运用不同的边界条件对空-空中冷器热气侧通道内传热机理进行了研究;也有学者<sup>[7]</sup>采用CFD方法研究了冷却管结构形式不同对换热特性的影响规律;此外,何雅玲等人<sup>[8]</sup>提出了口琴式冷却扁管内的热力计算方法,给出了一系列的计算公式,并将计算结果同实验进行了对比分析,其结果吻合良好。对于汽车用中冷器冷却扁管,其内部微通道结构复杂,且管内的流体对流换热和管壁导热是一个相互耦合的换热过程,这一点在以前的研究中都未加以说明。

本研究以沈阳华铁汽车散热器有限公司新开发的4种不同结构形式冷却扁管为例,以空气为介质,通过传热因子*j*、摩擦因子*f*的对比,研究断面结构形式的不同对冷却扁管内传热性能和流阻性能的影响规律,并采用(*j/f*)<sup>1/3</sup>方法评价4种冷却扁管的综合性能,提出最优结构,从而为中冷器结构设计和匹配选型提供重要的理论依据。

### 1 冷却扁管结构及参数

4种不同冷却扁管断面图如图1所示。增压热空气从冷却扁管内通道流过,通过扁管内的流动及管壁导热将热量带走。图1(b)、1(c)、1(d)所示结构的冷却扁管通道内部被分成若干个小通道结构,这样的多肋微通道结构破坏流动换热边界层,加强了热流体的扰动,起到了强化换热作用。

基于中冷器周期性布置冷却管、散热带结构特点以及冷却管断面结构特点,本研究作如下一些基本假设:在流动过程中热空气可以看作是不可压缩流体,由于入口压强仅为0.2 MPa,对物性一些参数影响很小可以忽略不计,物性仅随平均温度而变化;计算域热流体流动与换热是稳态的,且介质流动连续、忽略稀薄流动,流动状态为湍流;忽略污垢热阻及重力影响、且不考虑相变、无反应流;热流体入口截面质量流量和温度分布均匀,为常数,且均匀地分配到各个微通道。

4种冷却扁管基本结构参数(即为数值计算模型的尺寸)如表1所示。

表1 4种冷却扁管基本结构参数

序号	规格(长×宽×高)/mm	过流截面积 <i>S<sub>f</sub></i> /mm <sup>2</sup>	横截面湿 <i>L</i> /mm	当量直径 <i>D<sub>e</sub></i> /mm
1#	652×40×9	308.352 9	91.026	13.55
2#	652×40×9	289.152 9	182.226	6.35
3#	652×40×9	276.798 6	210.323 6	5.26
4#	652×40×9	273.850 8	254.618 5	4.30

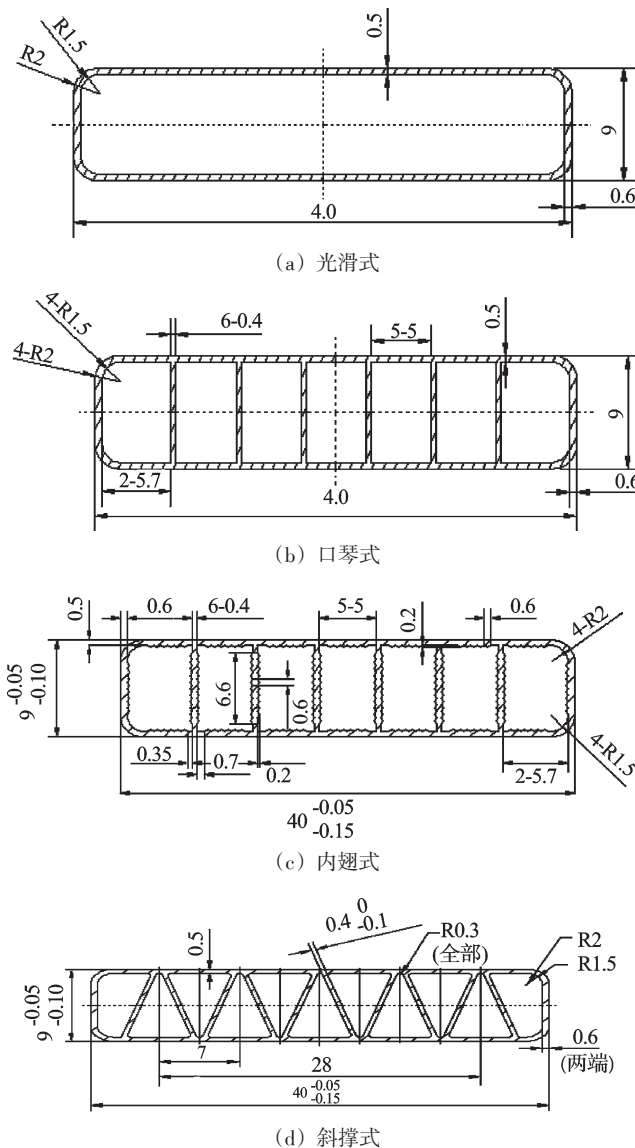


图1 冷却扁管断面图

### 2 数值计算

#### 2.1 理论基础

采用CFD方法进行数值计算时要受到以下物理定律的支配<sup>[9]</sup>:质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律。当流动换热进行时,对应的控制方程是这些守恒定律的数学描述。控制方程的微分方程形式如下:

质量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho\mu_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho\mu)}{\partial t} + \text{div}(\rho\mu u) = \text{div}(u \cdot \text{grad} \mu) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_\mu \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v u) = \text{div}(u \cdot \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho\omega u) = \text{div}(u \cdot \text{grad} \omega) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_\omega \quad (4)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho\mu T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (5)$$

固体部分(导热):

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \quad (6)$$

流固耦合部分,耦合边界上的温度连续:

$$t_w|_1 = t_w|_2 \quad (7)$$

### 2.2 边界条件

固体域材料参数根据铝材质设定,其中铝的导热系数为 173 w/(m·k)。对于热侧空气物性参数,本研究根据实验工况测出的进、出口温度取平均值,并采用线性插值法查表算出其物性参数值。单元流道入口采用质量流量入口;出口为压力出口;流体域与固体域交界面为冷却扁管内壁面,定义为耦合传热面;冷却壁面为冷却扁管外壁面,定义为第3类热边界条件;其余为绝热面。

笔者在计算之前首先对网格进行独立性检查,以1#光滑扁管为例,采用疏密程度不同网格来验证模型的精度。这里考查4种不同尺寸0.25 mm、0.5 mm、0.75 mm、1 mm 网格模型,均采用了相同的边界条件和物性参数<sup>[10]</sup>。网格测试结果如图2所示,其中,  $G$  为网格生成尺寸,  $\Delta P$  为压力降。

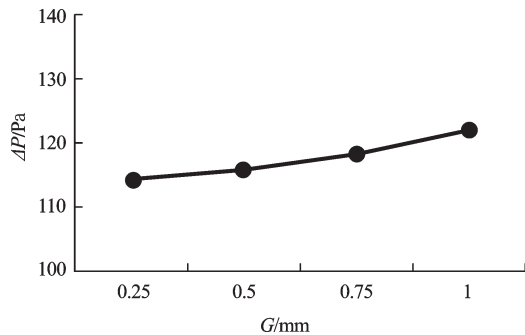


图2 网格测试结果

随着网格尺寸增大,压力降都略微有所增大,但是变化率都不超过3%,综合考虑数值计算的精度和计算机内存限制性需求,本研究选择网格尺寸  $G$  为 0.5 mm,进行后续数值计算。

### 2.3 有限元模型正确性验证

为了验证有限元模型的正确性,本研究选取2#口琴式冷却管模型,计算了7个工况,入口质量流量为 0.007 2 kg/s ~ 0.012 kg/s,雷诺数为 7 326~12 210。根据国外实验总结关联式,传热采用 Gnielinski 实验关

联式<sup>[11-12]</sup>,摩擦因子  $f$  采用了 Webb 提供的实验关联式、Filonenko 经验公式、Blasius 关联式。

传热 Gnielinski 实验关联式为:

$$N_u = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(R_e - 1000)P_r}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{2}}(P_r^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_h}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right] c_i \quad (8)$$

式中:  $f$  一流体摩擦阻力因子;  $R_e$  一流体雷诺数;  $P_r$  一普朗特数,可查表得到;  $D_h$  一非圆形截面通道当量直径;  $l$  一冷却扁管长度。

该实验关联式验证范围为:  $R_e = 2\ 300 \sim 10^6$ ,  $P_r = 0.6 \sim 10^5$ 。

对气体有:

$$c_i = \left(\frac{T_f}{T_w}\right)^{0.45}, \quad \frac{T_f}{T_w} = 0.5 \sim 1.5 \quad (9)$$

摩擦因子 Filonenko 经验公式如下:

$$f = (1.58 \ln R_e - 3.28)^{-2} \quad (10)$$

摩擦因子 Webb 实验:

$$f = 0.0676 R_e^{-0.22} \quad (11)$$

Blasius 关联式:

$$f = 0.079 R_e^{-0.25} \quad (12)$$

现对数值模拟、实验关联式所得结果进行比较,结果如图3、图4所示。

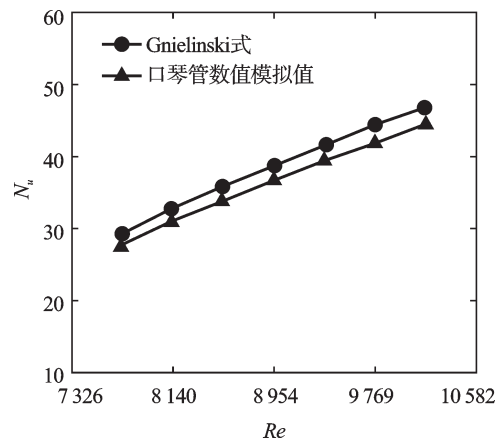


图3 数值计算努塞尔数与实验值比较

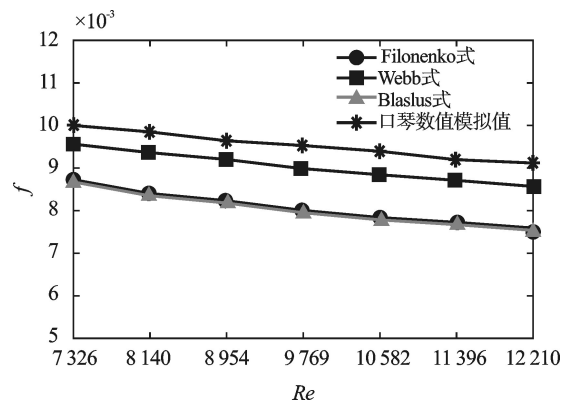


图4 数值计算摩擦因子与实验值比较

从图3和图4可以看出,在考虑固壁耦合传热情况下,数值计算所得的换热努塞尔特数与实验关联式吻合良好,最大误差为5.64%,算数平均偏差为5.29%;而流动摩擦因子  $f$  与Webb实验对比,最大误差为6.46%,算数平均偏差为5.83%;对比Filonenko经验公式,  $f$  的最大误差为21.49%,算数平均偏差为误差为19.5%;对比Blasius 关联式,  $f$  的最大误差为20.44%,算数平均偏差为误差为19.25%。综上所述,Webb 实验值比Blasius 关联式计算值平均高12.67%,这也与文献[2]研究结果偏差14%相一致。以上分析表明,数值计算值与Webb 关联式更为接近。在一定雷诺数范围内,Webb 实验关联式较Filonenko 经验公式、Blasius 关联式适用性更强。

本研究分析数值计算误差产生的原因,一方面所参照的实验数据本身会带来误差;另一方面由于对物理模型的简化所带来。通过上述的数值计算与实验关联式比较可见,数据吻合良好。这充分证明了模型正确性,研究者可以在此基础上进行进一步的分析计算。

### 3 数值计算结果分析

#### 3.1 结构参数对 $j$ 影响

本研究按雷诺数7 326~12 210,对4种结构冷却扁管数值计算传热因子  $j$  进行对比分析,冷却扁管内平均对流传热系数为:

$$h = \frac{Q}{A_h(T_{w1} - T_i)} \quad (13)$$

式中:  $A_h$ —冷却扁管内有效传热表面积,  $m^2$ ;  $T_{w1}$ —扁管内壁平均温度,  $K$ ;  $T_i$ —管内流体定性温度,且  $T_i = (T_{in} + T_{out})/2$ ,  $K$ 。

传热因子  $j$  表达式为:

$$j = \frac{h \cdot P_r^{\frac{2}{3}}}{G_h \cdot C_{ph}} \quad (14)$$

式中:  $G_h$ —热空气质量流量,  $kg/m^2 \cdot s$ ;  $C_{ph}$ —热空气的定压比热容,  $kJ/(kg \cdot K)$ ;  $P_r$ —普朗特数,可查表求取;  $j$ —传热因子,无量纲的表面传热系数。

4种结构扁管数值计算传热因子  $j$  随雷诺数  $Re$  的变化规律如图5所示。根据图5可知:每一种结构,随着雷诺数  $Re$  增大,传热因子  $j$  有所减小,且减小趋势较为平缓。在同一雷诺数下,口琴管传热因子最优,斜撑管次之,而光滑管传热因子最小。

#### 3.2 结构参数对 $f$ 的影响

中冷器冷却扁管侧压力损失主要包括:换热扁管内的摩擦阻力损失  $\Delta P_f$ 、冷却扁管进口和出口处流体

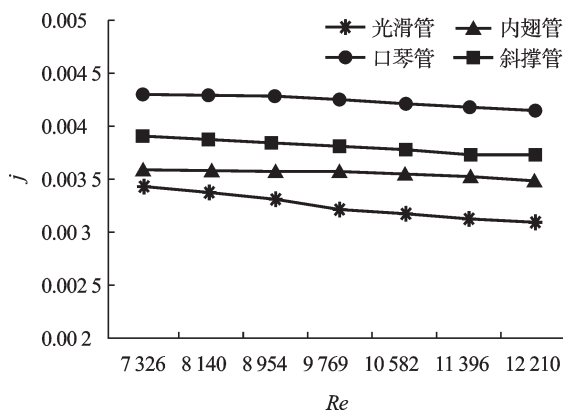


图5 4种冷却管传热因子比较

因流通截面变化突然收缩和突然膨胀引起的附加压力损失  $\Delta P_1$ 、 $\Delta P_2$ 。根据Webb实验,考虑到  $\Delta P_1$ 、 $\Delta P_2$  很小,可忽略不计,本研究重点考察了摩擦阻力损失  $\Delta P_f$ , 流动摩擦因子  $f$  根据Webb式求得。表达式如下:

$$f = \frac{\Delta P_f}{G_h^2 / 2\rho} \cdot \frac{D_h}{4l} \quad (15)$$

式中:  $l$ —冷却管内流道长度,  $m$ ;  $\rho$ —冷却管内流体的密度,  $kg/m^3$ 。

4种结构冷却管流动摩擦因子  $f$  随雷诺数  $Re$  的变化规律如图6所示,每一种结构,随着雷诺数  $Re$  增大,摩擦因子  $f$  有所减小,且减小趋势较为平缓。在同一雷诺数下,内翅管摩擦因子最大,口琴管次之,而光滑管摩擦因子最小。

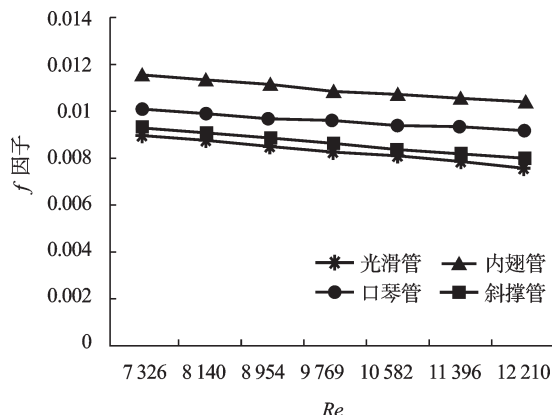


图6 4种冷却管摩擦因子数比较

#### 3.3 冷却管综合性能评价

对于中冷器冷却扁管,其内部流道多肋结构起到传热强化作用,综合性能的依据均是具有相同雷诺数  $Re$  和流体物性下比较,从光滑式到口琴式、内翅式、斜撑式结构,传热因子  $j$  有显著增大,但在管内强化换热的同时,摩擦因子  $f$  也有所增大,表明结构参数变化同时引起了传热因子  $j$  和摩擦因子  $f$  的变化,这意味着并不是传热因子  $j$  最大的冷却管就具有最优的换热



性能,同时需要考虑换热所带来的流阻。本研究提出了采用无量纲因子  $(j/f)^{1/3}$  方法评价冷却扁管的综合性能。4种结构冷却扁管  $(j/f)^{1/3}$  随  $Re$  变化曲线如图7所示。

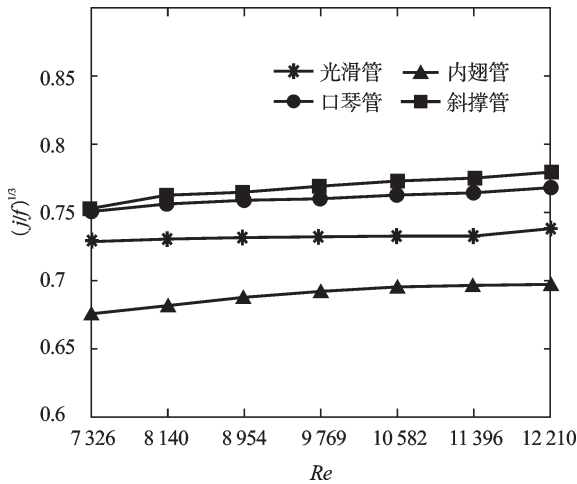


图7 4种冷却管综合性能比较

从图7看,4种结构冷却扁管综合性能  $(j/f)^{1/3}$  因子均随着雷诺数增大而有所增大,变化规律较为相似,这也表明了其结构变化的规律性。雷诺数为7326~9769之间时,口琴式冷却管具有最优的综合性能。但随着雷诺数不断增大,斜撑式冷却管综合性能较口琴式冷却管略好,这说明在一定的雷诺数范围内,口琴式冷却管综合性能与斜撑式冷却管综合性能较相近;光滑管综合性能次之,而内翅式冷却扁管因为流动摩擦因子  $f$  最大而导致了综合性能较低。

## 4 结束语

本研究建立了空-空中冷器冷却扁管导热和流动换热的耦合模型,分析了4种不同断面结构冷却扁管的传热因子  $j$  和摩擦因子  $f$ ,得出如下结论:

(1) 通过口琴式冷却管流动摩擦因子  $f$  与Webb实验关联式对比,算数平均偏差为5.83%;对比Filonenko经验公式,算数平均偏差为19.5%;对比Blasius关联式,算数平均偏差为19.25%。研究表明,数值计算值与Webb关联式更为接近;在一定雷诺数范围内,Webb实验关联式较Filonenko经验公式、Blasius关联式适用性更强。

(2) 采用无量纲因子  $(j/f)^{1/3}$  方法评价了口琴式冷却扁管具有最优换热性能,斜撑式结构次之,这也与文献[7]采用CFD方法研究多孔三角形通道结构冷却管换热性能低于多孔矩形通道结构冷却管换热性能的结果相一致。

(3) 本研究优化设计和匹配汽车中冷器的冷却扁管具有较高的工程实用价值和广泛的应用前景。

## 参考文献(References):

- [1] YANG C Y, WEBB R L. Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded Aluminum tubes with and without micro-fins [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1996, 39(4): 791-800.
- [2] YANG C Y, WEBB R L. Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1996, 39(4): 801-809.
- [3] WAMBSGANSS M W, JENDRZEJCZYK J A, FRANCE D M, et al. Two-phase flow patterns and frictional pressure gradients in a small rectangular channel: a comparison between two horizontal orientations [R]. Argonne National Laboratory, 1990.
- [4] WAMBSGANSS M W, JENDRZEJCZYK J A, FRANCE D M. Two-phase flow and pressure drop in flow passages of compact heat exchangers [N]. SAE Technical Paper Series, 1992.
- [5] 李国祥, 李娜, 张锡朝. 气-气中冷器内湍流特征的试验研究 [J]. *内燃机学报*, 2002, 20(5): 56-59.
- [6] 李国祥, 孙学军. 气-气中冷器内传热过程的三维数值计算 [J]. *内燃机学报*, 1999, 17(4): 361-364.
- [7] 欧阳俊. 汽车空调平行流式冷凝器优化换热的数值模拟 [D]. 广州: 华南理工大学汽车工程学院, 2007.
- [8] 何雅玲, 唐连伟, 陶文铨, 等. 一种新型车用柴油机中冷器的热力计算方法及分析 [J]. *内燃机学报*, 2005, 23(5): 447-450.
- [9] TU Ji-yuan, GUAN H Y, LIU Chao-qun. 计算流体力学 [M]. 沈阳: 东北大学出版社, 2009.
- [10] 钱方琦, 张淑佳, 毛鹏展. 大比转速双吸泵水室CFD数值模拟 [J]. *轻工机械*, 2010, 28(6): 32-35.
- [11] 罗艳. 窗机用平行流冷凝器空气侧结构优化及性能模拟 [D]. 武汉: 华中科技大学能源与动力工程学院, 2008.
- [12] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.

[编辑: 罗向阳]