

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2013.06.003

# 汽车中冷器数值分析辅助设计研究\*

黄 瑞<sup>1</sup>, 黎宏苗<sup>1</sup>, 韩 松<sup>1</sup>, 陈俊玄<sup>1</sup>, 黄钰期<sup>1\*</sup>, 陆国栋<sup>2</sup>

(1. 浙江大学 动力机械及车辆工程研究所, 浙江 杭州 310027;

2. 浙江银轮机械股份有限公司, 浙江 天台 317200)

**摘要:** 在板翅式中冷器的设计过程中, 冷热侧散热带和紊流带的匹配及其尺寸参数的选择对中冷器换热效率和流动阻力有着决定性的影响, 是整个中冷器结构设计的关键环节。针对不同散热带和紊流带翅片结构形式组合方案, 开展了数值仿真及试验研究。首先通过计算机数值单元仿真方法进行了辅助设计, 结合 CAD 和 CFD 软件, 完成了中冷器的初步设计、仿真、比较和选型; 最后通过风洞试验研究, 发现仿真分析结果和试验结论较为一致, 验证了该方法的有效性及其具备较强的工程价值。研究表明: 在 8 个备选的中冷器散热带和紊流片翅片结构形式组合方案中, 由锯齿型紊流带与直角波纹型散热带组合而成的结构具有最优的换热-阻力综合效果; 翅片的高度和峰距对换热性能有重要影响, 适当降低热侧通道的高度, 增加散热带或紊流片的数目, 减小翅片的波距和节距, 有助于加强翅片与空气之间的热交换, 进而提高换热效率。

**关键词:** 汽车中冷器; 翅片结构; 数值仿真

**中图分类号:** U464.35; TH122; TK414.2 **文献标志码:** A

**文章编号:** 1001-4551(2013)06-0654-05

## Numerical auxiliary study of charge-air cooler design

HUANG Rui<sup>1</sup>, LI Hong-miao<sup>1</sup>, HAN Song<sup>1</sup>, CHEN Jun-xuan<sup>1</sup>, HUANG Yu-qi<sup>1</sup>, LU Guo-dong<sup>2</sup>

(1. Power Machinery and Vehicular Engineering Institute, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

2. Zhejiang Yinlun Machinery Co., Ltd., Tiantai 317200, China)

**Abstract:** Heat exchange efficiency and flow resistance are definitively influenced by the fins' structure and dimension of both hot and cold sides, as to the plate-fin charge-air cooler. Accordingly, how to select and match fins is proved to be the most important process in charge-air cooler design. Aiming at investigating the performance of charge-air cooler with different fin combinations, numerical auxiliary studies and experiment were carried out. Combined with computer aided design (CAD) and computational fluid dynamics (CFD) analysis, numerical auxiliary studies were carried out to investigate the cooler design, simulation, comparison and selection. Findings were consistent with wind tunnel experiment which was used to validate the effectiveness of the method. The results indicate that the match of toothed fin on hot side and orthogonal-wave fin on cold side is most effective among all the 8 alternative combinations of different fin structures. Heat exchange performance can be improved by properly reducing the channel height of the hot side, increasing the fins' number and decreasing the fin pitch.

**Key words:** charge-air cooler; fin construction; numerical simulation

## 0 引 言

随着发动机涡轮增压技术的广泛运用, 中冷器逐渐成为车用冷却系统中的一个重要组成部分。提高

中冷器的换热效率, 降低阻力能耗对整车热管理具有非常重要的现实意义。

由于车内空间的限制, 目前常用的中冷器大多采用紧凑、高效、轻巧的板翅式结构。一旦中冷器的基

收稿日期: 2013-03-12

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51206141)

作者简介: 黄 瑞(1985-), 男, 浙江台州人, 主要从事发动机及车辆热管理方面的研究. E-mail: hrss@zju.edu.cn

通信联系人: 黄钰期, 女, 博士后. E-mail: huangyuqi@zju.edu.cn

本结构、体积确定,从各种类型的散热带、紊流带中选择最合理的匹配方案并确定尺寸参数,成为整个设计过程中的关键环节。近年来,各种不同的计算方法被用于中冷器性能的分析研究。曾伟<sup>[1]</sup>、苏石川<sup>[2]</sup>等利用遗传算法对某车用增压柴油机的空—空中冷器进行了优化设计,提出了快速获取中冷器最优化芯体结构的方法。该方法效率高,能大量缩短设计周期,降低成本,但是无法对多种类型的散热带、紊流片组合进行分析。何雅玲等<sup>[3]</sup>根据已有的经验公式,采用稳态分布参数方法研究了中冷器散热能力和空气侧阻力特性,计算结果与试验吻合较好。然而该方法只能满足某扁管—翅片组合的平行流式中冷器的设计使用。此外,还有众多研究者对中冷器进行了大量的试验研究<sup>[4-9]</sup>,为中冷器的结构设计提供了有效的指导。但是,这些方法往往只能针对特定结构的中冷器进行研究,对具体的尺寸参数提出优化建议,而无法分析比较不同散热翅片和紊流翅片匹配关系之间的优劣。

随着计算机软、硬件的发展和计算流体力学(CFD)分析技术的兴起,对散热器进行三维数值仿真并获得可用于工程设计参考的有效结论,逐渐成为人们关注的方向。过往研究<sup>[10-12]</sup>也表明,通过建立合适的模型和网格,三维仿真的计算结果能达到较高的精确度(通过试验等方法验证),获得有效的散热器性能数据。

本研究尝试通过数值仿真方法对不同的中冷器散热带、紊流片组合结构进行辅助分析和比较研究,结合计算机辅助设计(CAD)和CFD分析技术,完成中冷器的初步设计、仿真、比较和选型;选取部分组合进行风洞试验,以验证该方法的有效性。

### 1 中冷器结构

本研究的研究对象是板翅式空—空中冷器,中冷器模型示意图如图1所示。散热带与紊流带交替排列,之间的隔板厚度为0.6 mm,翅片厚度为0.2 mm,冷热空气通过隔板和翅片进行换热。其中,主要换热区域—中冷器芯部尺寸为300 mm×300 mm×70 mm。

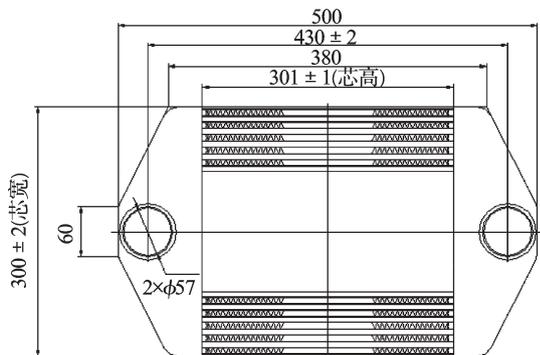


图1 中冷器模型示意图

目前,中冷器中常用的翅片结构有:双向波纹型、直角波纹型、波浪型、锯齿型、百叶窗型、波纹打孔型等类型,散热带及紊流片类型如图2所示。为避免中冷器外侧空气中的灰尘污垢影响换热效果,空—空中冷器外侧的散热带结构不宜采用锯齿型、百叶窗型或打孔型。

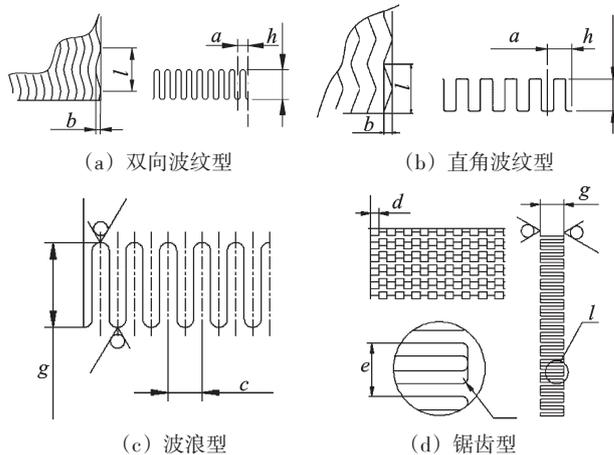


图2 散热带及紊流片类型

散热翅片和紊流翅片虽然种类繁多,但在实际生产中,由于受到模具设备的限制,每个企业可选择的翅片结构大多是有限。根据实际情况,本研究将可选的散热带和紊流带的尺寸参数列出,如表1所示。

表1 散热带、紊流片尺寸列表(单位:mm)

编号	散热带				紊流片				
	<i>h</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>l</i>	编号	<i>g</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
A	7.5	6	1.5	10.8	a	6.5	5	—	—
B	10.5	6	1.5	10.8	b	8.7	3	—	—
C	7.5	6	0.75	10.8	c	8.7	—	3	3
D	10.5	6	0.75	10.8	d	6.5	—	5	5
E	10.5	8.5	1.8	12					
F	7.5	8.5	1.8	12					

中冷器的冷热介质均为空气,两侧流体的热特性并不存在数量级上的差别,故冷热两侧都是强化传热的重要区域。因此,如何匹配散热带和紊流片,对设计高效节能的中冷器非常关键。当芯部尺寸固定后,在设计时不仅要考虑翅片本身的换热能力,而且要结合总体流量分布,由散热带、紊流带高度决定的冷热通道数目和各通道的质量流量分析不同的翅片组合应用于该中冷器时的综合效果。利用已有的散热带和紊流片进行组合,寻找最优化匹配方案,是选型的最终目的。

结合实际情况和生产需求,本研究将散热带和紊流片排列组合后,形成8种不同的中冷器翅片结构型式组合方案。匹配方法及对应的冷(散热带)、热(紊流片)侧通道的数目如表2所示。其中,散热带与紊流片的大、小写字母标识对应见表1。

表2 各结构形式组合方案

组合	散热带			紊流片		
	编号	结构	数目	编号	结构	数目
1	A	双向波纹型	20	a	波浪型	19
2	B	双向波纹型	15	b	波浪型	14
3	C	双向波纹型	18	c	锯齿型	17
4	D	双向波纹型	17	d	锯齿型	16
5	E	直角波纹型	17	d	锯齿型	16
6	E	直角波纹型	15	b	波浪型	14
7	F	直角波纹型	20	a	波浪型	19
8	F	直角波纹型	18	c	锯齿型	17

## 2 中冷器计算模型

### 2.1 三维模型与网格

由于中冷器整体结构复杂,计算条件繁琐,且无法直观展现内部流动和传热状况,可以取一层紊流片以及上、下各半层散热带作为主要分析对象。为减少计算量,本研究从中选取30 mm×60 mm的区域建立三维模型。

为确保流动充分发展,在所有入口、出口均增加6 mm的延伸段,根据各散热器的具体结构,生成以六面体网格为主、与契型网格相结合的整体结构网格模型网格分解图,如图3所示。其中,最小网格尺寸为0.3 mm,网格数目为200万~350万。

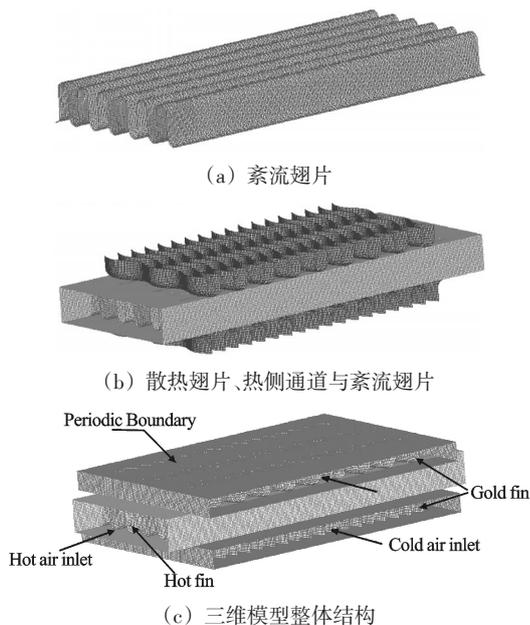


图3 模型网格分解示意图

### 2.2 条件与计算工况

根据计算需要和模型特性,本研究在仿真时作如下假定:

- (1) 流动为稳定工况,流体在通道中均匀分布,相邻的冷侧流道流动特性非常接近;
- (2) 翅片与隔板焊接情况良好,翅片顶部和隔板

完全连接,之间不存在缝隙或突起;

(3) 翅片厚度相对于整体尺寸而言非常微小,忽略翅片厚度对流动的影响;

(4) 忽略辐射换热;

(5) 假定冷热介质均不可压缩,物性参数在计算条件下不发生改变。

根据以上假定,在建模时将隔板、紊流片和散热带厚度均设为零,在计算时使用薄壳导热模型,再将其设定为耦合边界,并指定相应的厚度。

为了符合散热器中冷热通道交替和周期性分布的特征,在热侧通道上下各取冷侧散热带的一半,笔者建立整体三维模型(如图3(c)所示),并将上、下界面设为周期性边界条件,将网格进行链接,以满足热侧通道流动的完整性。

根据中冷器的实际工作状况,本研究选取3种典型工况分别对每个方案进行仿真。在计算中使用8核CPU进行并行运算,每次运算时间约为15 h。各工况中具体的工作条件如表3所示。其中,热空气流量为整个中冷器的总流量。

表3 各工况说明

工况	热空气流量 /(kg·h <sup>-1</sup> )	热空气温度 /K	冷侧风速 /(m·s <sup>-1</sup> )	冷却风温度 /K
(1)	560	434.9	2	285.1
(2)	792	434.9	4.5	285.1
(3)	964	434.9	8	285.1

鉴于本研究中建立的三维模型仅考虑了单层热通道的一部分,因此在仿真时根据各方案对应的实际散热带、紊流带数目和模型宽度将入口流量进行换算,以换算后的流量作为仿真模型的入口边界条件。

### 2.3 数学模型和参数设定

本研究采用标准  $k-\varepsilon$  湍流模型进行计算。标准  $k-\varepsilon$  湍流模型由 Launder 和 Spalding 于 1972 年提出,其基本方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + \rho G_k - \rho \varepsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] + C_{1\varepsilon} \frac{\rho \varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

其中:

$G_k$  是由平均速度梯度引起的湍动能  $k$  的产生项,由下式进行定义:

$$G_k = \frac{\mu_t}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) \quad (3)$$

湍流粘性系数  $\mu_t$  可表示为  $k$  和  $\varepsilon$  的函数:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

各经验参数定义如下:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.92, C_\mu = 0.09;$$

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3。$$

在中冷器中,冷却风吸收的热量  $Q_c$  和热侧空气释放的热量  $Q_h$  分别用下式进行描述:

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (5)$$

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (6)$$

式中:  $\dot{m}_c, \dot{m}_h$ —冷热流体的质量流量;  $C_{p,c}, C_{p,h}$ —冷热空气对应的比定压热容,  $J/(kg \cdot K)$ 。

本研究将重点关注流体的散热以及热侧通道对应的阻力损失值,即  $Q_h/\Delta P_h$ 。

### 3 仿真结果分析

使用锯齿型紊流片和波浪型紊流片时,热侧通道中心截面的压力、速度和温度分布图如图4所示。

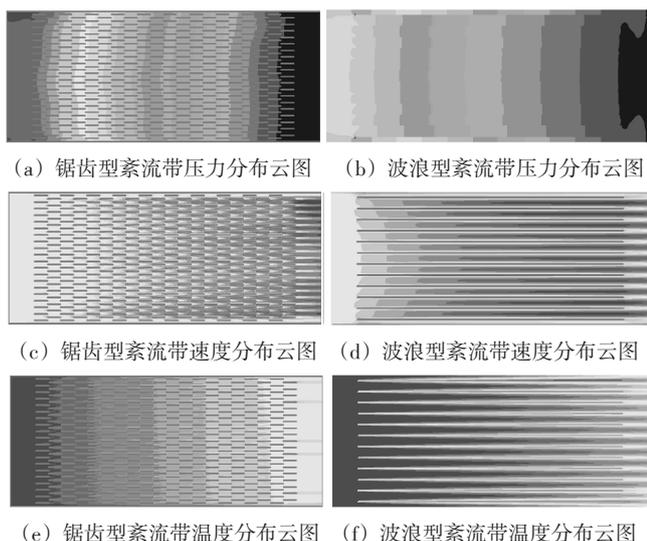


图4 热侧通道中心截面压力、速度和温度分布云图

从图4中可以看出,当使用锯齿型紊流带时,热侧的压力梯度分层更明显。当入口流量相同时,锯齿型紊流带引起的压降也更大。与锯齿型紊流带相比,波浪型紊流带的热边界层与速度边界层始终比较完整,在翅片附近的区域速度和温度都有明显降低,但从各流道中间位置通过的流体受紊流带影响较小,散热效果有限。锯齿型紊流片由于其结构的特殊性,速度边界层和热边界层厚度都控制在一定的范围内,温度梯度的方向呈现出与总体流动方向相垂直的趋势。这一趋势与过增元的场协同理论<sup>[13]</sup>相符合,有效地强化了换热效果。

使用双向波纹型散热带时,冷侧通道周期性边界上的压力、速度和温度分布情况如图5所示。图5表明,散热翅片在流向上的波纹扭曲结构,加强了冷空气与翅片表面的相互作用,能有效影响热边界层的厚度,强化散热翅片与冷空气之间的热交换。当然,除翅片

形状外,散热翅片与紊流翅片的各项具体尺寸参数,才是最终影响中冷器整体换热效率的决定性因素<sup>[14]</sup>。

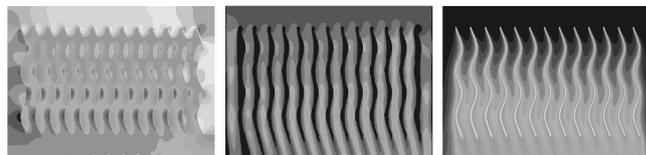


图5 冷侧通道周期性边界上的压力、速度和温度分布图

各方案在不同的热侧流量和冷侧风速下产生的阻力压降与流量间的关系曲线如图6所示。

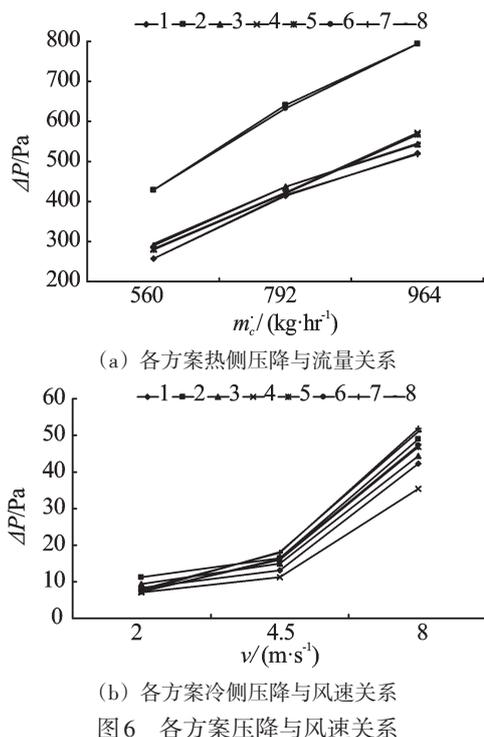


图6 各方案压降与风速关系

由图6(a)可知,中冷器热侧总流量增加时,热侧压降有明显上升,但趋势较缓,基本接近线性。其中,方案2和6、方案1和7、方案3和8以及方案4和5分别具有相同结构和数目的热侧紊流带,因此计算所得的阻力数据基本完全一样。其中,方案2和6采用了(b)型—14条波浪形紊流片,与方案3和8采用的(c)型—17条锯齿形紊流片相比,虽然高度相同,但是数目较少。当中冷器热侧入口流量确定后,紊流片数目越少,单个热侧通道所需流过的流体越多,进而导致方案2和6的热侧阻力压降远大于其他方案。

风速对阻力压降的影响如图6(b)所示。不难看出,各方案之间的冷侧压降相差不大。由于阻力和风速呈2次方关系,风速从4.5 m/s增加至8 m/s,冷侧阻力出现明显跃升。方案5和6、方案7和8分别采用了完全相同的散热带,因此冷侧阻力基本保持一致。方案5和6、方案7和8因为采用了扭曲程度最大的散热带(F)和(E)(图2中的“b”表示翅片在流动方向上的

扭曲程度),具有较大的冷侧阻力。当风速升高时,此4个方案的阻力跃升也最明显。而方案1、2因为采用了波距较小的散热带(A)、(B),产生的阻力压降也较大。

各方案在不同工况下计算得到的热侧气体出入口温差如图7所示。从图7中可以发现,方案8降温效果最佳,其次为方案7和方案5。方案8和方案5均采用锯齿型紊流片和直角波纹型散热带组合。方案7也使用了直角波纹型散热带,且此方案热侧与冷侧通道的总体高度最小,散热带与紊流片数目最多,有利于散热。采用波浪型紊流片与双向波纹型散热带的方案2散热效果最差,其散热带与紊流带数目也最少。

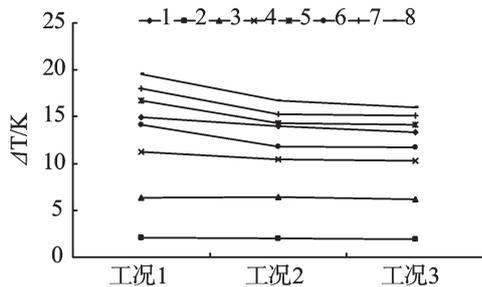


图7 热侧通道不同工况下出入口温差

各方案热侧通道中散热量与压降的比值如图8所示。由图8可见,方案8的总体效率最佳。

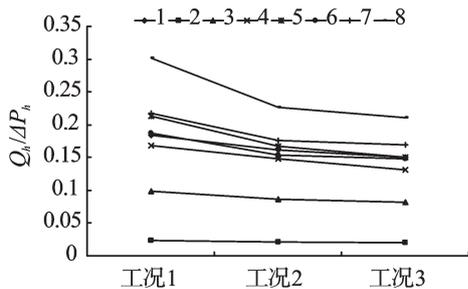


图8 不同工况下热侧散热量与压降比值

将采用相同类型紊流片的方案2和6、方案1和7、方案3和8以及方案4和5进行两两对比,可以发现,紊流片结构相同时,使用直角波纹型散热带的方案6、7、8、5换热效率更佳。同理,将方案8和7、方案5和6进行两两对比,可以发现,散热带结构相同时,采用锯齿型紊流片的方案8和5换热效果更佳。因此,在备选的翅片方案中,锯齿型紊流片与直角波纹型散热带较优的翅片结构,该组合具有最佳的换热性能。此外,通过适当增加散热带或紊流片的数目、减小翅片波距和节距,也可以有效提高换热性能。

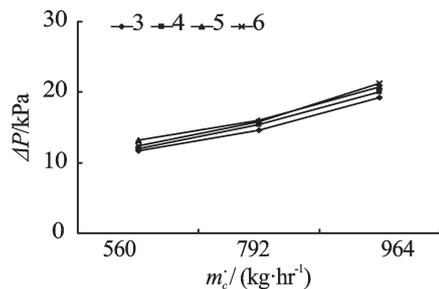
#### 4 仿真结论和试验结果的对比

为了验证数值仿真分析结果和方法的正确性,本研究通过风洞试验对上述中冷器产品进行相应样品的测试工作,将部分工况的试验分析结果与仿真分析

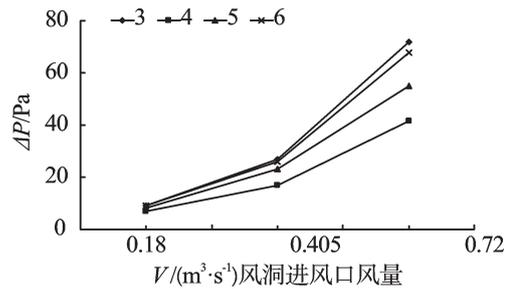
结果进行对比。

因数值仿真采用单元分析方法,仿真数据无法和试验数据直接进行比较,笔者通过比较二者对中冷器性能优劣排序的一致性,考察数值单元分析方法的实际工程应用价值。

通过分析各种中冷器冷热侧压损试验数据(如图9所示)和换热特性试验数据(如图10所示),可得出热侧压损 $6>5>4>3$ ,冷侧压损 $3>6>5>4$ ,换热能力 $5>6>4>3$ 。也就是说,试验结果与数值单元仿真结果基本相符。



(a) 试验方法热侧压降与流量关系



(b) 试验方法冷侧压降与风速关系

图9 试验方法压降与风速关系

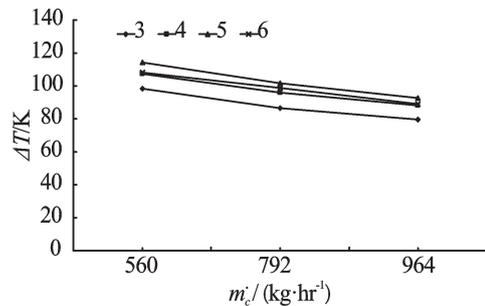


图10 试验方法热侧进出口温差随工况关系

需要注意的是,因为建模中翅片实际厚度被忽略,因而压差的仿真结果数据与试验结果有出入,尤其是锯齿型翅片,误差相对较大。此外,仿真分析时假设冷热通道入口是均匀分布的,这与实际情况也存在一定差异。

#### 5 结束语

本研究针对不同的中冷器散热带、紊流片结构,通过数值仿真方法,开展了仿真及试验研究。数值单

(下转第677页)

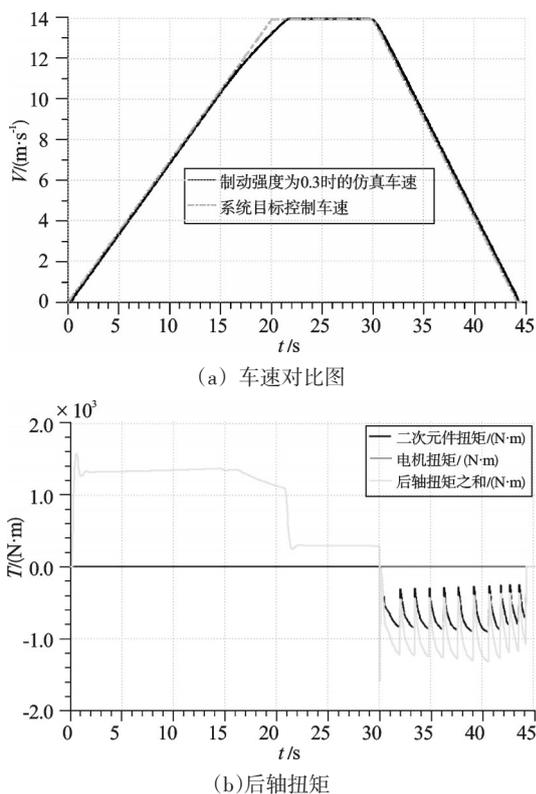


图6  $0 < z \leq 0.3$  时汽车制动工况

当制动强度  $0 < z \leq 0.3$  时,从图6(a)中可以看出制动时汽车能够平稳地减速至停车,汽车行驶状态与控制目标较接近,表明控制效果良好。图6(b)中二次元件在0~30 s加速和匀速行驶过程中不作用,加速仅由电机扭矩提供;在30 s~45 s制动时二次元件回收制动能量,后轮无摩擦制动,制动力由ESPS系统提供。后轴扭矩之和在0~30 s时为电机扭矩,在30 s~45 s时为二次元件扭矩乘以传动比之后的扭矩。

泵/马达排量在75 L~145 L之间变化时,飞轮的转速变化情况如图7所示。

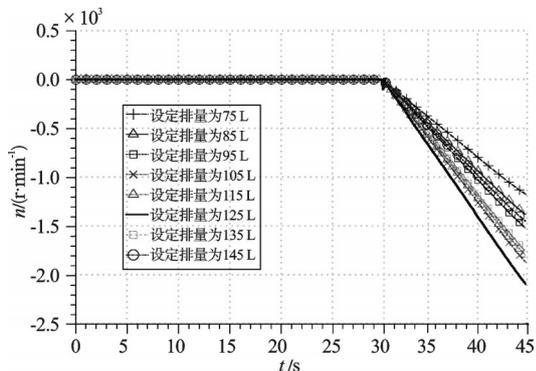


图7 飞轮的转速变化

由图7可知,飞轮的转速受到泵/马达排量大小的影响。当泵/马达排量较小时,飞轮转速随着排量的增大而增加,储存的能量也越多;当泵/马达排量高于一定值的时候,飞轮会随着泵/马达排量的增加而转速降低,回收的能量也在减少。由飞轮的转速变化可以得到飞

轮储存能量的大小,根据汽车的初始动能可以求得液压再生制动系统的能量回收效率,其结果如表2所示。

表2 液压再生制动系统能量回收效率

	液压泵/马达排量/L	汽车初始动能/J	飞轮最终转速/(r·min <sup>-1</sup> )	飞轮储能大小/J	ECPS系统的能量利用率/(%)
1	75	167 580	1 200	39 844	23.8
2	85	167 580	1 410	55 134	32.9
3	95	167 580	1 550	66 529	39.7
4	105	167 580	1 795	89 320	53.3
5	115	167 580	1 910	101 050	60.3
6	125	167 580	2 130	125 685	75.0
7	135	167 580	1 790	88 817	53.0
8	145	167 580	1 460	78 763	47.0

如图6(a)所示,仿真工况由加速和制动两个工况组成,分别对应ECPS系统释放能量和回收制动能量的过程。由于试验参数为整车仿真参数按照一定比例缩放所得,本研究在仿真过程中和试验过程中将泵/马达排量作为变量,可分别得到泵/马达排量对再生制动系统能量利用率的影响(分别如表2和表1中的ECPS系统的能量利用率所示),试验结果与仿真结果可以相互验证。在试验中,泵/马达变量变化范围为5 L~15 L;在仿真研究中,泵/马达变量变化范围为75 L~145 L。

通过对比表1和表2可得,当泵/马达排量较小时,飞轮转速随着排量的增大而增加,储存的能量也越多;当泵/马达排量高于一定值的时候(在表1试验中,这个值为11 L左右;在表2仿真时,这个值为125 L左右),飞轮会随着泵/马达排量的增加而转速降低,回收的能量也在减少。主要原因是由于泵/马达上的阻力增加,高于一定值后能量回收效率会下降,说明二次元件的参数需要良好的匹配才能获得最优的能量回收效果。

该试验虽然可以验证系统能回收制动时部分能量(如表1所示,ECPS系统的能量利用率最高为30%左右),但是能量回收效率与仿真结果有一定差距(如表2所示,ECPS系统的能量利用率最高为75%左右),其主要原因为:①飞轮高速转动过程中空气阻力与轴承阻力造成能量损耗,在低速转动时,轴承阻力占能量损耗的比例较大;②高压管路存在泄露,节流阀调节为人工调节,存在一定误差;③各液压元件需要优化匹配。

### 3.2 复合再生制动系统的循环工况仿真

为了检验ECPS系统的能量回收效果,本研究按照GB/T 18386-2005中的里规定的市区循环工况仿真(ECE-15工况)进行工况仿真<sup>[10]</sup>,进行800 s的城市工况仿真。系统仿真结果如图8所示。