

汽车散热器传热特性的风洞实验研究

童正明, 侯 鹏, 梁淑君, 陈 丹
(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 通过风洞实验对整体结构相同而散热带波距不同的汽车散热器分别进行实验数据采集, 获取了散热器冷却水进出口温度、水流量、冷却空气进出口温度、空气流量、散热量、风阻及水阻等相关实验数据. 根据实验数据研究分析散热器的散热量、风阻与散热带波距的关系. 对水口位置不同的散热器的换热情况进行了实验研究, 分析比较它们的换热特性和流动特性; 同时还进行了双排水管与单排水管管带式散热器性能对比实验研究. 最后根据实验数据和分析结果进行优化设计.

关键词: 风洞实验; 散热器; 优化设计

中图分类号: TK 124 **文献标志码:** A

Wind Tunnel Experiment Research and Optimization Design of Car Radiator Heat Transfer Characteristics

TONG Zheng-ming, HOU Peng, LIANG Shu-jun, CHEN Dan
(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Experiments on ribbon-tubular car radiators with the same whole structure but different wave distance were carried out in a heat transfer wind tunnel in order to obtain the cooling water temperature and water flow at water inlet and outlet of radiator, the cooling air temperature and air flow at air inlet and outlet of radiator, the dissipated, heat, the wind resistance and water resistance and other related test data. According to the experimental data, the relations between heat dissipating capacity, wind resistance and wave distance were analyzed. The water gate location under different heat transfer conditions of radiator was discussed and the effects on heat transfer characteristics and flow characteristics were analyzed and compared. Experimental studies on the performances of double drain and single pipe belt type radiator were conducted and their results were contrasted. Finally, on the basis of the experimental data and analysis results, the optimization design of car radiators was presented.

Key words: *wind tunnel tests; radiator; optimization design*

汽车散热器是汽车发动机冷却系统中最重要的部件之一, 它的传热性能直接影响发动机的动力性能和安全可靠性, 甚至影响着发动机装置的经济性和节能性. 因此, 随着汽车工业的发展, 对汽车散热

器性能的研究得到重视^[1-2]. 由于汽车散热器的结构形式对其自身的换热效果和热阻都有很大影响, 国内外很多学者作了相关的研究和模拟, 但很少有通过风洞实验获取大量数据, 进而拟合曲线图进行优化分析的, 本文在汽车散热器优化设计方面提出了以上新思路.

1 风洞实验

1.1 实验设备

实验是在山东泰安鼎鑫冷却器有限公司的传热风洞实验台上进行的. 传热风洞实验台主要有5个系统: 常温空气系统、水循环系统、油循环系统、高温高压空气系统和数据采集处理系统.

根据实际需要, 主要应用此实验台的常温空气系统和水循环系统.

a. 常温空气系统.

常温空气系统^[3-5]由以下几部分构成: 风洞、风机、进风量调节装置以及测量空气温度、流量和压力用的仪器仪表等, 如图1所示. 其中, 风洞主体是由收缩段、入口段、稳定段及实验段等组成. 在风洞入口处安装整流栅格, 以减少风洞进风口的入口段效应. 为了提高温度测量的精确度, 采用等面积法多点测量.

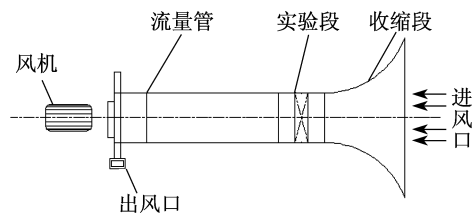


图1 常温空气系统

Fig.1 Normal temperature air system

常温常压空气系统在实验过程中的要求: 空气流量为 $40 \sim 600 \text{ m}^3/\text{min}$ ($0.8 \sim 12.0 \text{ kg/s}$); 空气流量的测量精度范围不超过 1.0% ; 空气入口环境大气压力为 $-80 \sim +80 \text{ kPa}$; 测量精度范围不超过 1.0% ; 空气入口环境相对湿度为 100% ; 测量精度范围不超过 1.0% ; 压力均直接测量, 测量误差不超过 0.5% .

b. 水循环系统.

水循环系统是本实验汽车散热器的热源. 水循环系统由以下几部分构成: 水箱、水泵、加热装置、水温调节装置、水流量调节装置以及测量水温、流量和

压力用的仪器仪表等, 如图2所示.

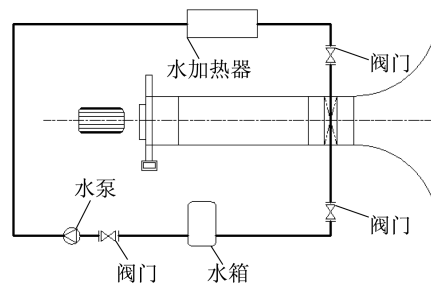


图2 水循环系统结构图

Fig.2 Structure diagram of water circulation system

水循环系统在实验过程中的要求: 系统流量为 $40 \sim 450 \text{ L/min}$ ($0.67 \sim 7.50 \text{ kg/s}$); 系统的控温范围不超过 95°C , 控温精度不超过 0.5% ; 流量的测量精度不超过 0.5% ; 系统压差直接测量, 测量误差不超过 0.5% ; 压力均直接测量, 测量误差不超过 0.5% ; 系统加热功率为 300 kW .

实验对象为商用车管带式散热器, 图3为散热器及其散热带实物. 实验中所用散热器芯子材料为铝制, 芯子高 698 mm , 芯子宽 640 mm , 芯子厚 49 mm ; 散热器水管数为 68 根, 散热带数为 69 , 散热带波高 9 mm , 散热带厚度 0.08 mm , 散热带开窗角度为 28° , 散热带波距为 $3.5, 3.2, 3.0, 2.8 \text{ mm}$; 散热器水管排数为 1 , 散热器水管长度 725 mm , 散热器水管壁厚 0.36 mm , 散热器水管外侧宽 2 mm .

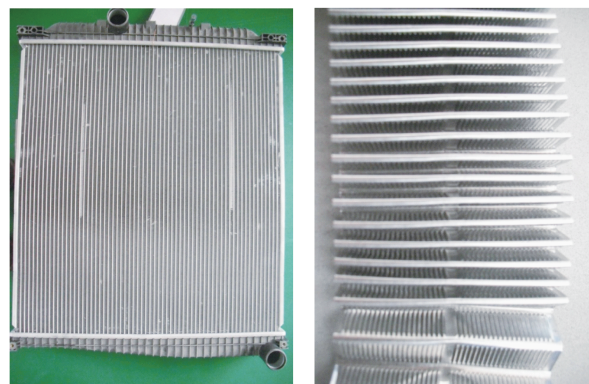


图3 散热器及其散热带实物

Fig.3 Material object of radiator and radiating strip

1.2 实验方案及数据

现介绍实验方案.

a. 在风洞实验中, 首先将散热器的进水流量、进水温度设规定值. 在同一个实验点重复采集数据3次以上, 各项参数取平均值作为此实验点的结果^[6-7].

- b. 均匀选取 4 个进风速度:4,6,8,10 m/s.

c. 改变散热器的进水流量,分别为 4,6 kg/s,且工作环境的大气压力为 10^5 Pa,温度为室温 25℃,湿度为 29.13%.
- d. 散热器进水温度的允许偏差不超过 1℃.

实验采集了不同进水流量时不同风速下各个散热器的实验数据. 散热带波距为 3.5,3.2,3.0,2.8 mm的散热器的各项实验数据如表 1~4 所示.

表 1 散热器实验数据 A(散热带波距为 3.5 mm)

Tab.1 Experimental data of radiator A (the wave length of heat strip is 3.5 mm)

进风速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	进水流量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	进水温度/℃	出水温度/℃	进风温度/℃	出风温度/℃	散热量/kW	风阻/Pa
3.98	4.00	84.60	77.86	25.20	76.10	112.75	149.23
6.06	4.00	85.10	76.18	25.25	71.64	149.21	274.45
8.00	4.00	85.70	74.99	25.45	67.67	179.16	421.47
9.97	4.00	85.80	73.81	25.50	64.29	200.57	583.70
3.99	6.00	85.30	80.52	25.50	78.01	119.94	152.86
6.04	5.99	85.30	78.94	25.50	73.31	159.58	278.06
7.99	6.00	85.50	77.76	25.55	69.24	194.21	427.36
10.20	6.01	85.60	76.97	25.50	66.01	216.54	594.88

表 2 散热器实验数据 B(散热带波距为 3.2 mm)

Tab.2 Experimental data of radiator B (the wave length of heat strip is 3.2 mm)

进风速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	进水流量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	进水温度/℃	出水温度/℃	进风温度/℃	出风温度/℃	散热量/kW	风阻/Pa
4.02	4.00	83.00	76.18	22.90	76.00	114.09	160.35
6.02	4.00	82.80	73.61	22.80	70.65	153.73	283.78
8.02	4.00	82.60	71.83	22.45	66.29	180.16	432.14
10.00	4.00	82.90	70.84	22.80	63.06	201.74	604.69
3.99	5.99	82.90	78.05	23.05	76.83	121.70	159.91
6.00	6.00	83.90	77.36	23.65	73.35	164.10	289.51
8.02	6.01	84.10	76.37	23.95	69.73	193.96	445.81
10.01	6.00	84.20	75.39	24.00	66.44	221.06	615.43

表 3 散热器实验数据 C (散热带波距为 3.0 mm)

Tab.3 Experimental data of radiator C (the wave length of heat strip is 3.0 mm)

进风速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	进水流量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	进水温度/℃	出水温度/℃	进风温度/℃	出风温度/℃	散热量/kW	风阻/Pa
4.01	4.00	79.80	72.82	19.75	73.10	116.76	186.14
6.02	3.99	80.30	70.84	20.25	68.69	158.25	329.00
8.00	4.01	80.90	69.66	20.65	65.02	188.02	499.41
10.00	4.00	80.50	67.98	20.85	61.34	209.43	690.03
4.00	6.00	81.30	76.28	21.30	75.75	125.96	191.35
6.00	6.01	82.00	75.19	21.60	72.02	170.88	338.93
8.01	6.00	81.90	73.90	21.85	68.10	200.74	518.99
10.00	6.00	82.10	73.01	22.20	64.92	228.09	720.85

表 4 散热器实验数据 D (散热带波距为 2.8 mm)

Tab.4 Experimental data of radiator D (the wave length of heat strip is 2.8 mm)

进风速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	进水流量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	进水温度/℃	出水温度/℃	进风温度/℃	出风温度/℃	散热量/kW	风阻/Pa
3.95	4.00	80.60	73.61	20.60	74.72	116.93	216.45
6.01	4.00	81.00	71.24	20.65	70.99	163.27	393.84
7.99	4.00	81.20	69.46	20.70	67.12	196.39	598.25
9.92	4.00	81.40	67.98	20.55	63.94	224.49	826.78
4.00	5.99	80.30	75.29	20.50	76.09	125.71	224.46
5.96	6.00	80.40	73.51	20.65	72.12	172.83	393.39
7.97	6.00	80.20	71.93	20.50	68.30	207.51	605.58
10.03	6.00	80.70	71.14	20.35	65.55	239.88	849.33

根据实验数据可以看出,在进水流量一定的情况下,出水温度和出风温度都随着进风速度的增加而减少,而换热量与风阻都随着进风速度的增加而增加.对于不同的进水流量情况,大流量的出水温度、出风温度和换热量都比小流量的大.

1.3 实验数据处理

换热量是设计管带式散热器的硬性指标,如果换热量达不到工况要求,会降低发动机机械强度和刚度,致使发动机加速损坏.

a. 水侧放热量 Q_w 计算.

$$Q_w = q_{m,w} c_{p,w} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (1)$$

式中, $q_{m,w}$ 为水侧的质量流量; $c_{p,w}$ 为水的比定压热容; t_{w1} 为水侧的进口温度; t_{w2} 为水侧的出口温度.

b. 空气侧吸热量 Q_a 计算.

$$Q_a = q_{m,a} c_{p,a} (t_{a2} - t_{a1}) \quad (2)$$

式中, $q_{m,a}$ 为空气侧的质量流量; $c_{p,a}$ 空气的比定压热容; t_{a1} 为空气侧的进口温度; t_{a2} 为空气侧的出口温度.

c. 传热系数计算.

传热系数 K 是评价散热器换热性能的综合指标,它表示在单位时间内,冷却介质之间相差 1°C ,单位换热面积所散逸的热量.根据实验数据,管带式散热器的换热系数

$$K = Q / (A \Delta t_m) \quad (3)$$

式中, Q 是散热器换热量,为放热量或者吸热量; A 为散热器总换热面积; Δt_m 为对数平均温差.

d. 热平衡计算.

当水侧放热量大于空气侧吸热量时,散热器的实验热平衡式为

$$\delta = (Q_w - Q_a) / Q_w \times 100\% \quad (4)$$

当空气侧吸热量大于水侧放热量时,散热器的实验热平衡式为

$$\delta = (Q_a - Q_w) / Q_w \times 100\% \quad (5)$$

式中, δ 为散热率.

1.4 实验结果分析

为了更直观地观察散热器的散热量、风阻与散热带波距的关系,根据以上实验数据拟合出相关的图,如图4和图5所示.在相同工况下,管带式散热器的散热量和风阻都与散热带波距成反比.对于固定的芯子结构尺寸,当散热带波距减小时,散热器的散热面积会随之增大,所以,散热量随着散热带波距的减小也会增大;而散热带波距减小,对空气的阻力就相应增加,因而散热器的风阻也增大.波距为 2.8 mm 的散热器的换热面积比波距为 3.5 mm 的增加了

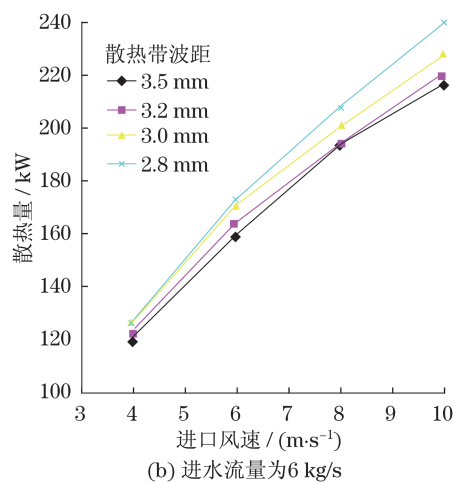
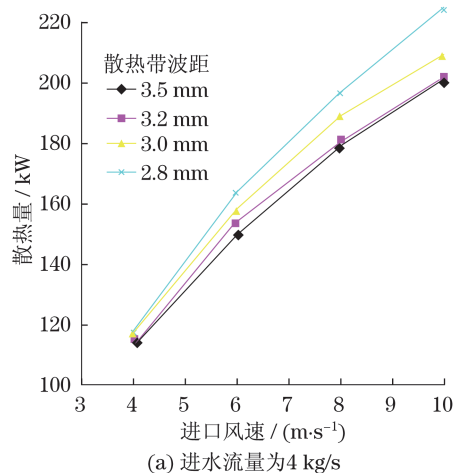


图4 散热量与波距的关系曲线

Fig.4 Relation curve of the heat dissipation and wave length

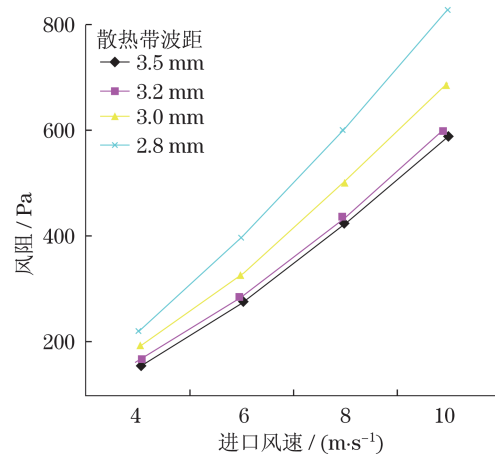


图5 散热器风阻与波距的关系曲线

Fig.5 Relation curve of the radiator drag and wave length

6.428 m^2 ,在进水流量为 6 kg/s 、进风速度为 10 m/s 的工况,散热量可增加 15.56 kW .但是,波距为 2.8 mm 的散热器的风阻比波距为 3.5 mm 的却要

增加30%以上,而风阻的增加就可能使冷却系统中的风扇功率无法达到使用要求,以致整车的冷却能力反而下降。

2 实验对比分析

2.1 进出口位置的影响

对进出口位置不同的实验对象进行研究,发现散热器进出水口的位置对管带式散热器的换热性能有一定的影响。在固定的出水口位置下,进水口位置越靠近散热器垂直中心轴,换热性能越好。相反,在固定的进水口位置下,出水口位置越远离散热器垂直中心轴,换热性能越好。因此,在实际设计中,需要对进出水口位置进行综合性的全局优化,才能更好地提高散热器的换热性能。

2.2 双排水管散热器与单排水管散热器的性能对比

为了在优化上考虑更多因素,对双排水管散热器与单排水管散热器的性能进行了对比实验。根据实验数据可知,双排水管散热器的散热面积是单排水管散热器的两倍。但是,在相同工况下,双排水管散热器的散热量比单排水管散热器的仅增加了4.24%~15.11%,而风阻却增加了接近1倍。双排水管散热器的造价要远远高于单排水管散热器的,所以,通过增加水管数量来提高换热效果是不合理的。

3 结束语

首先,在风洞试验中,通过控制进风速度和进水量采集了大量的实验数据,拟合出曲线图,直观地得到了管带式散热器的散热量和风阻均与散热带波距成反比,在优化过程中要考虑一个最佳点的问题,在尽可能提高散热量的同时保持较低的风阻。

其次,在不改变实验工况和实验条件的前提下,对不同的进出口位置进行对比,对单排水管与双排水管进行对比。从实验结果可知,进出口位置对换热性能有一定影响,在进行优化设计时要综合考虑相关因素;双排水管散热器的散热量比单排水管散热器的仅增加了4.24%~15.11%,而风阻却增加了接近1倍,双排水管散热器在造价上要远高于单排水管散热器的,所以,在设计时不建议使用双排水管来提高性能。

综合以上各方面因素,在对汽车散热器进行优化设计时要予以综合考虑,从经济、实用和结构科学性的角度,根据实验结果拟合出最优方案,设计出符合生产要求的汽车散热器。

参考文献:

- [1] 王贤海. 汽车散热器发展现状及新技术[J]. 重型汽车, 2007(6):13-15.
- [2] 卢曦,吴文权. 汽车车内热环境研究的现状和发展[J]. 上海理工大学学报, 2001,23(2):162-166.
- [3] Davenport C J. Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin[J]. AIChE Symposium Series, 1983,79(225):19-27.
- [4] Yun J Y, Lee K S. Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000,43(15):2529-2539.
- [5] Wang C C, Chi K Y, Chang C J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin and tube heat exchangers, part II: correlation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000,43(15):2693-2700.
- [6] 周兴华,王玉春,周建和. 汽车散热器的一种新型试验方法[J]. 天津大学学报, 2002,35(4):61-63.
- [7] 秦桂花. 风洞的传热性能的研究[D]. 上海:上海理工大学, 2009.

(编辑:石 瑛)