

# 发动机散热器传热及内部流动试验研究

刘明月,沙 毅,王 宇

(浙江科技学院 机械与能源工程学院,杭州 310023)

**摘 要:** 为了揭示发动机散热器传热及内部流动特性,特选择 465Q 型发动机管带纵流式散热器为研究对象,以阐明其几何与物理参数及结构特征;同时建立散热器性能试验台,制订了自然对流传热及流动特性试验方案。在完成散热器自然对流传热和流动特性试验的基础上,得到内部流动流量  $q_v$  与进出口压强差  $\Delta p$  和消耗功率  $P$ ,以及雷诺数  $Re$  与散热量  $Q$  和压热效率  $\eta$  等的变化规律和性能曲线。通过数值分析拟合出压强差  $\Delta p$  和功率  $P$  经验计算公式,以及散热量  $Q$  和压热效率  $\eta$  与温度  $t_1$  和雷诺数  $Re$  的约束方程式。试验结果表明,管带纵流式散热器层流散热效果优于湍流,进水温度越高散热效果越差,外部温度分布不均匀及常态下内部流动消耗功率只占发动机额定功率的 0.006 5%。

**关键词:** 管带式散热器;自然对流换热;发动机;性能试验;雷诺数

中图分类号: TK414.2

文献标志码: A

文章编号: 1671-8798(2018)06-0451-07

## Experimental study on heat transfer and internal flow of an engine radiator

LIU Mingyue, SHA Yi, WANG Yu

(School of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou 310023, Zhejiang, China)

**Abstract:** In order to reveal the heat transfer and internal flow properties of an engine radiator, 465Q-type longitudinal tube-and-fin radiator was targeted, with its geometric and physical parameters and structural characteristics expounded. The radiator performance testing bench was set up, and the testing program was developed for natural convection heat transfer and flow properties. By completing the experiment of natural convection heat transfer and flow properties of the radiator, variation regularity and performance curves were obtained, including internal flow  $q_v$ , inlet and outlet pressure difference  $\Delta p$ , consumption power  $P$ , Reynolds number  $Re$ , heat-sinking capacity  $Q$  and dissipation ratio  $\eta$ . Through numerical analysis, two equations were fitted: the empiric formula of pressure difference  $\Delta p$  and power  $P$ , and the constraint equation of heat-sinking capacity  $Q$  and dissipation ratio

收稿日期: 2018-05-14

基金项目: 国家自然科学基金项目(51677171)

通信作者: 沙 毅(1961—),男,山西省介休人,研究员,主要从事流体机械理论和设计研究。E-mail: shayi01@sina.com。

$\eta$  with temperature  $t_1$  and Reynolds number  $Re$ . The experimental results showed that laminar flow behaves better than turbulent flow in the heat radiation, heat radiation becomes worse with the increase of the inlet temperature, and uneven distribution of external temperature and normal internal flow consumption power only accounts for 0.006 5% of the engine rated power.

**Keywords:** tube-and-fin radiator; natural convection heat transfer; engine; performance test; Reynolds number

机械的本质以动为主,这就需要配置电动机、发动机等原动机。田间移动作业的收割机、喷灌机等农业机械和部分缺乏电力的农副产品加工机械大多配置发动机为原动力。发动机一般都配置冷却系统,发动机在所有工况下运转时,水套中的冷却液保持在适当的温度范围(一般  $80\sim 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),温度过低或过高都对发动机工作不利。它主要由散热器、风扇、水泵和节温器等组成。散热器作为发动机冷却系统中最重要的部件之一,是在冷却系统处于大循环状态下,即水温超过节温器设置温度  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  后主阀门开启,冷却液流经散热器将所携带的热量散入大气以降低温度<sup>[1]</sup>。散热器根据芯子结构主要分为管带式 and 管片式,根据冷却管的平置和竖放分为横流式和纵流式。目前国内外大部分研究是针对管带式散热器的结构优化<sup>[2]</sup>、传热及阻力特性等进行的<sup>[3-8]</sup>,并且大多数都采用数值模拟方法进行研究,取得了一些成果,但专门针对管带式散热器内部传热及流动特性的研究相对较少<sup>[9-11]</sup>。本文以 465Q 型发动机管带纵流式散热器为研究对象,该机型是中国早期成功引进日本铃木发动机技术的典范之一,主要用于小型面包车、轿车和工具车等,其整车、发动机及冷却系统配置设计等均处于优等水平。要总结 465Q 型发动机冷却系统合理匹配的优越性,启发创新设计理念,为今后冷却系统智能化改造打下基础,实现降低油耗的目的,那就要首先进行试验研究,提供理论依据。本文就是在这样的背景下对核心部件散热器自然对流状况下传热性能及内部流动展开研究的,进而提出了散热器消耗功率比值和内部流动及散热规律,故具有一定的工程意义和参考价值。

## 1 管带式散热器结构与计算参数

### 1.1 465Q 型发动机散热器结构

以 465Q 型发动机散热器作为研究对象,其主要参数见表 1,几何模型正面如图 1(a)所示,背面如图 1(b)所示,散热管流道结构及主要尺寸如图 1(c)所示,散热器主要组成及几何尺寸如图 1(d)所示。散热器上下水室为 Q235 铁质材料,芯子为 ZL102 铝合金材料。散热管布置形式为双排平行布置,管形为扁管,散热管数量为 68;散热带数量为 35,厚度为  $0.08\text{ mm}$ 。当节温器打开时,冷却液由进水口进入上水室,上水室的冷却液通过多根散热管流入下水室,最后由出水口流出。单根散热管过流面积  $A=34.069\text{ mm}^2$ ;散热器过流面积  $S=68A=0.002\ 316\ 7\text{ m}^2$ 。

表 1 465Q 型发动机及冷却系统主要参数

Table 1 Main parameters of 456Q engine and cooling system

参数	形式及数值
结构形式	四缸、四冲程、单顶置凸轮轴、水冷式
缸径 $\times$ 冲程/mm	65.5 $\times$ 78
总排量/mL	1 051
供油及点火方式	多点喷射、顺序点火(1-3-4-2)
压缩比	9.0 : 1
额定功率/(kW $\cdot$ r $\cdot$ min <sup>-1</sup> )	38.5/5 200
最大扭矩/(N $\cdot$ m $\cdot$ r $\cdot$ min <sup>-1</sup> )	83/(3 000 $\sim$ 3 500)
散热器额定散热量/(kJ $\cdot$ h <sup>-1</sup> )	125
散热器宽 $\times$ 高 $\times$ 厚/mm	427 $\times$ 330 $\times$ 51
风扇额定流量/(m <sup>3</sup> $\cdot$ s <sup>-1</sup> $\cdot$ r $\cdot$ min <sup>-1</sup> )	0.35/3 000
水泵额定流量 $\cdot$ 扬程/(m <sup>3</sup> $\cdot$ h <sup>-1</sup> $\cdot$ m)	1.8/4

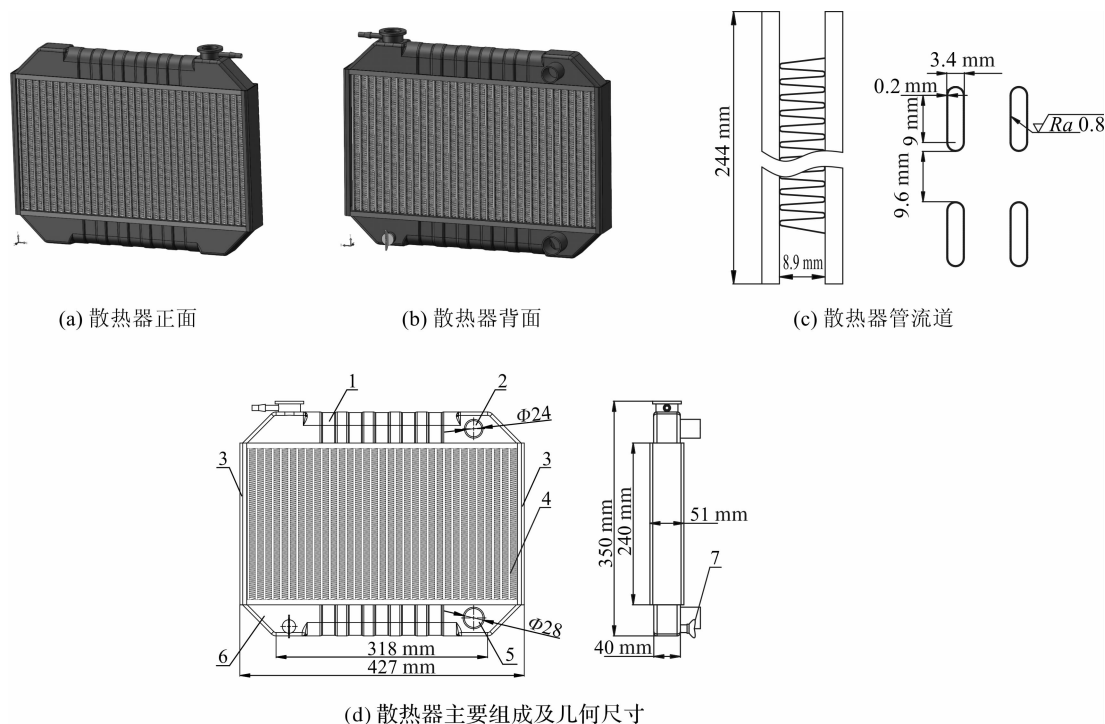


图1 散热器结构

Fig. 1 Radiator structure

1—上水室;2—进水口;3—侧护板;4—散热器芯;5—出水口;6—下水室;7—放水螺栓。

## 1.2 散热器计算参数

由于目前冷却液种类较多,其密度、动力黏度等物理参数难以查找或确定,故本文采用普通清水为研究介质,但两者物理性质存在一定的差别。散热器过流平均速度计算式<sup>[12]</sup>为:

$$v = \frac{q_v}{S} \quad (1)$$

式(1)中: $q_v$ 为散热器体积流量; $S$ 为散热器内流道过流面积。

质量流量计算式为:

$$q_m = \rho q_v \quad (2)$$

式(2)中: $\rho$ 为水密度,随温度变化。

雷诺数计算式为:

$$Re = \frac{\rho v d_H}{\mu} = \frac{\rho v \times 4R}{\mu} = \frac{\rho v \times 4A}{\mu x} \quad (3)$$

式(3)中: $d_H$ 为扁管当量直径; $R$ 为水力半径; $x$ 为过流断面 $A$ 上被水湿润的固壁周线; $\mu$ 为水的动力黏度,随温度变化;当 $Re \leq 2320$ 时,散热管中为层流;当 $Re > 2320$ 时,散热管中为湍流。

散热器内部流动消耗功率计算式为:

$$P = q_v \Delta p = q_v (p_1 - p_2) \quad (4)$$

式(4)中: $\Delta p$ 为散热器进出口压强差。

散热器散热量计算式<sup>[13-14]</sup>为:

$$Q = C_p q_m \Delta t = C_p q_m (t_1 - t_2) \quad (5)$$

式(5)中: $C_p$ 为水定压比热容; $\Delta t$ 散热器进出口水温差。

散热器消耗功率与散热量纲纲相同,本文将其无因次比值定义为压热效率,计算式为:

$$\eta = \frac{P}{Q}$$

2 散热器传热及流动特性试验

2.1 散热器试验台

散热器性能试验台结构如图 2 所示,试验台主要测量仪器精度见表 2。试验时室温 23 ℃,湿度 56%,环境大气压  $1.011\ 6\times 10^5\ \text{Pa}^{[15]}$ 。

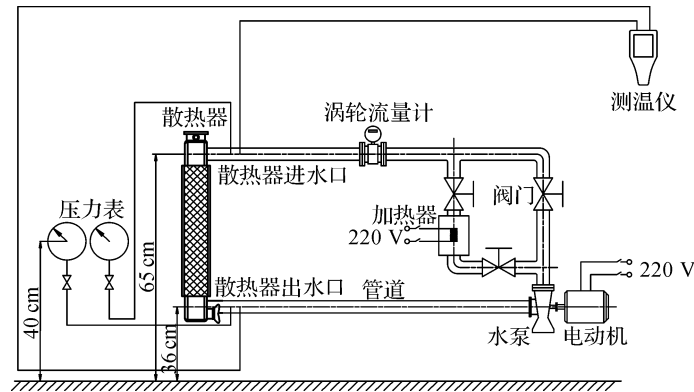


图 2 散热器性能试验台结构

Fig.2 Radiator test metering device

表 2 主要测量仪器及精度

Table 2 Main measuring meters and precision

名称	单位	精度
热电偶温度计	温度/℃	0.2
精密压力表	压力/MPa	0.4
智能涡轮流量计	体积流量/( $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ )	0.2

2.2 散热器自然对流性能试验方案

自然对流就是将所测散热器安装在室内试验台架上,外部无任何空气对流干扰,即在不涉及实际车载发动机行驶迎风和风扇强制空气对流情况下得出的结果。试验方案具体步骤为:1)设定调节 4 项散热器进水口流量  $q_v$  分别为 0.7、1.2、1.7、2.2  $\text{m}^3/\text{h}$ ;2)每项流量  $q_v$  下,再设定调节 5 项散热器进水口水温  $t_1$  分别为 70、75、80、85、90 ℃;3)每项工况下,分别读取散热器流量  $q_v$ ,进水口和出水口的温度  $t_1$ 、 $t_2$  及压强  $p_1$ 、 $p_2$ ;4)分别计算散热器平均速度  $v$ 、质量流量  $q_m$ 、雷诺数  $Re$ 、压强差  $\Delta p$ 、内部流动消耗功率  $P$ 、温度差  $\Delta t$ 、散热量  $Q$  和压热效率  $\eta$  等参数。

2.3 散热器传热及流动特性试验结果

表 3 为散热器性能测量与计算参数试验结果,图 3(a)为散热器内部流动流量  $q_v$  与压强差  $\Delta p$  和消耗功率  $P$  的变化规律;图 3(b)为雷诺数  $Re$  与散热量  $Q$  的变化规律;图 3(c)为雷诺数  $Re$  与压热效率  $\eta$  的变化规律。

表 3 散热器性能测量与计算参数(室温 23 ℃)

Table 3 Measured and calculated parameters of radiator performance(indoor temperature 23 ℃)

$q_v/$ ( $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ )	$v/$ ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )	$q_m/$ ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )	$Re$	$p_1/\text{kPa}$	$p_2/\text{kPa}$	$\Delta p/\text{kPa}$	$P/\text{W}$	$t_1/^\circ\text{C}$	$t_2/^\circ\text{C}$	$\Delta t/^\circ\text{C}$	$Q/$ ( $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$ )	$\eta/\%$
0.7	0.084	0.193	1 006.8	4	3	1	0.197	70	67.5	2.5	2.017	0.010
		0.192	1 066.8	11	10	1		75	72.9	2.1	1.685	0.012
		0.191	1 137.9	19	18	1		80	78.3	1.7	1.357	0.016
		0.190	1 201.4	29	28	1		85	83.6	1.4	1.112	0.020
		0.189	1 272.9	43	42	1		90	89.1	0.9	0.711	0.028
1.2	0.144	0.333	1 725.2	12	10	2	0.672	70	68.7	1.3	1.810	0.037
		0.329	1 827.9	16	14	2		75	73.9	1.1	1.513	0.045
		0.326	1 949.7	24	22	2		80	79.1	0.9	1.226	0.055
		0.324	2 058.7	35	33	2		85	84.3	0.7	0.948	0.071
		0.322	2 181.1	48	46	2		90	89.5	0.5	0.686	0.098
1.7	0.204	0.471	2 444.0	54	51	3	1.446	70	69.2	0.8	1.575	0.092
		0.470	2 589.6	60	57	3		75	74.4	0.6	1.179	0.123
		0.468	2 762.1	70	67	3		80	78.5	0.5	0.978	0.148
		0.467	2 916.4	80	77	3		85	84.6	0.4	0.781	0.185
		0.465	3 089.9	94	91	3		90	89.7	0.3	0.544	0.266

表3(续)

$q_v /$ ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	$v /$ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	$q_m /$ ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ )	$Re$	$p_1 / \text{kPa}$	$p_2 / \text{kPa}$	$\Delta p / \text{kPa}$	$P / \text{W}$	$t_1 / ^\circ\text{C}$	$t_2 / ^\circ\text{C}$	$\Delta t / ^\circ\text{C}$	$Q /$ ( $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$ )	$\eta / \%$
2.2	0.264	0.597	3 162.9	116	112	4		70	69.5	0.5	1.248	0.196
		0.596	3 351.3	126	122	4		75	74.6	0.4	0.997	0.245
		0.595	3 574.5	136	132	4	2.444	80	78.7	0.3	0.746	0.328
		0.593	3 774.2	145	141	4		85	84.8	0.2	0.521	0.470
		0.590	3 998.6	169	165	4		90	89.8	0.2	0.419	0.583

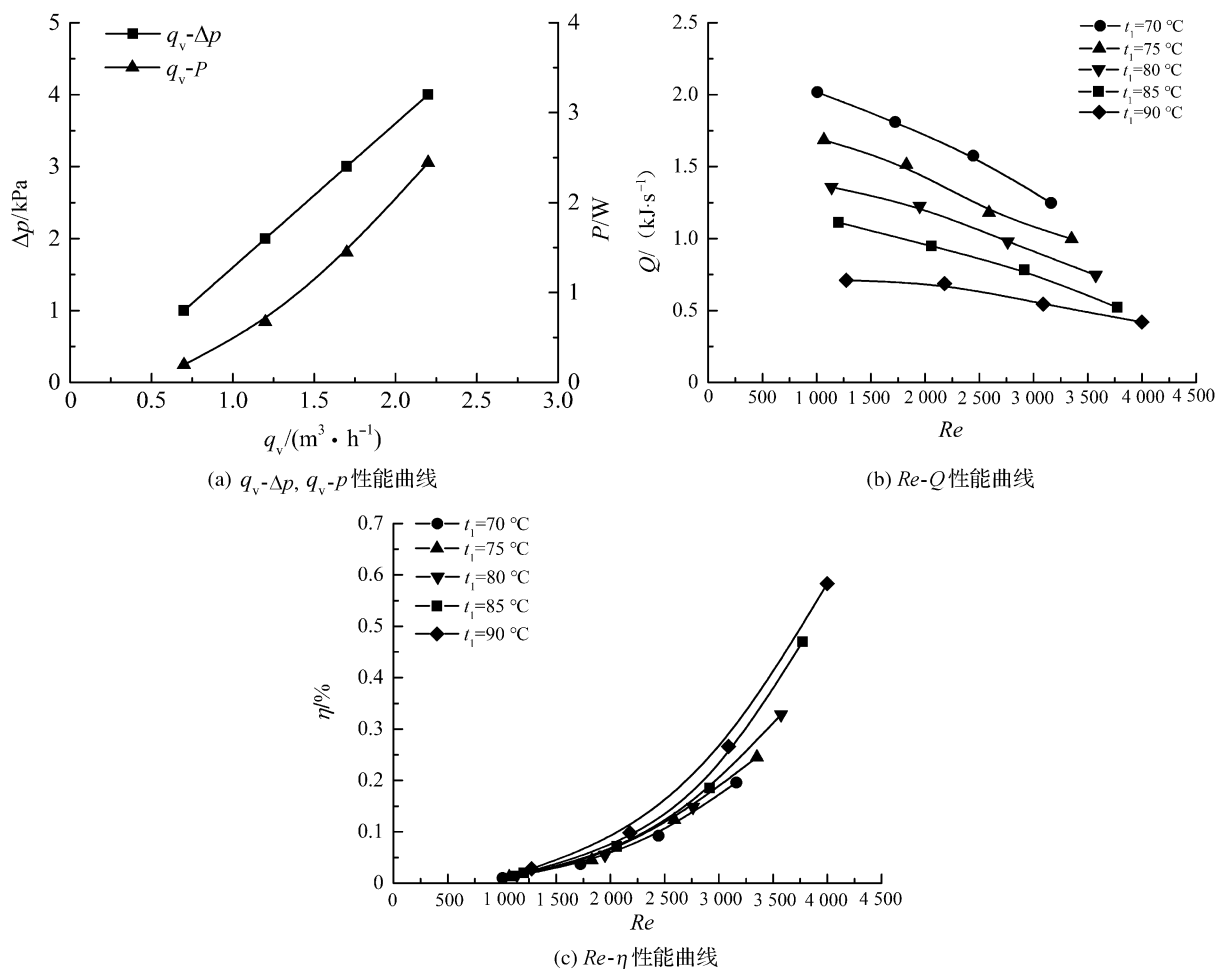


图3 散热器性能曲线

Fig. 3 Radiator performance curves

由表3和图3可以看出:1)通过散热器流量越大,进出口压强差愈大,流动损失功率亦愈大,呈近似直线规律递增。在等径管路中,由于流体与管壁及流体本身的内部摩擦,产生了沿程阻力。在管道中输送流体时常要克服沿程阻力而消耗功率。通过散热器流量增大,管道过流面积不变,流速会增大,根据牛顿内摩擦定律,切应力会随之增大,所以流动损失功率增加。2)进口温度越低,同雷诺数下散热量越大,进口温度相同,雷诺数越大散热量越小。3)进口温度越低,同雷诺数下压热效率越小,相对散热量越大,进口温度相同,雷诺数越大压热效率越大,相对散热量越小<sup>[16-17]</sup>。散热器结构成型,其外部与空气对流的散热面积是定值。理论上雷诺数越大,压热效率也越高,但散热器内部压差也越来越大,散热器内部流动消耗功率不断增大。因此,冷却液流量不能无限增大,压差损失功率不容忽视。

散热器进出口内径和面积分别为: $d_i=0.024\text{ m}$ ,  $d_o=0.028\text{ m}$ ,  $A_i=0.000\ 452\ 4\text{ m}^2$ ,  $A_o=0.000\ 615\ 8\text{ m}^2$ ;表4为计算参数。由此可以看出,进出口水流雷诺数均已达到剧烈湍流的状态,这有利于水的混合搅拌。

表 4 散热器进出口计算参数

Table 4 Calculated parameters of radiator inlet and outlet

$q_v/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	$v(\text{进口})/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$v(\text{出口})/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$t_1/^\circ\text{C}$	$Re(\text{进口})$	$t_2/^\circ\text{C}$	$Re(\text{出口})$
0.7	0.430	0.316	70	24 868	67.5	21 321
			75	27 016	72.9	23 162
			80	28 120	78.3	24 109
			85	29 655	83.6	25 425
			90	31 463	89.1	26 976
1.2	0.737	0.541	70	42 622	68.7	36 501
			75	46 304	73.9	39 655
			80	48 196	79.1	41 275
			85	50 828	84.3	43 529
			90	53 927	89.5	46 183
1.7	1.044	0.767	70	60 376	69.2	51 749
			75	65 592	74.4	56 220
			80	68 273	78.5	58 518
			85	72 000	84.6	61 713
			90	76 390	89.7	65 476
2.2	1.351	0.992	70	78 130	69.5	66 930
			75	84 880	74.6	72 712
			80	88 349	78.7	75 684
			85	93 172	84.8	79 816
			90	98 854	89.8	84 682

### 3 散热器自然对流特性分析

#### 3.1 散热器性能分析

由表 3 性能测量与计算参数经过数值分析可以拟合出散热器进出水口压强差  $\Delta p$  和内部流动损失功率  $P$  经验计算公式:

$$\Delta p = 2q_v - 0.4, \quad (6)$$

$$P = 0.523q_v^2 - 0.0137q_v - 0.05343. \quad (7)$$

式(6)~(7)中:  $q_v$  为通过散热器体积流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ 。

由式(6)~(7)可以看出,散热器进、出水口压强差  $\Delta p$  与流量呈直线性递增关系;流动损失功率  $P$  与流量呈抛物线性递增关系;当流量  $q_v=0$  时,两者均应该为 0,这是由数值分析经验公式拟合误差造成的。

拟合出散热量  $Q$  经验约束方程式:

$$Q = 5.07345 - 0.0458t_1 - 4.79115 \times 10^{-8}Re. \quad (8)$$

式(8)中:散热器  $t_1$  为进水口温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $Re$  为散热器内部流动雷诺数。

由式(8)可以看出,散热器散热量  $Q$  与进水口温度  $t_1$  和雷诺数  $Re$  均为直线性递减关系。同时拟合出散热器压热效率  $\eta$  经验计算公式:

$$\eta = 3.15191 \times 10^{-8}Re^2 + 0.00329t_1 - 0.31401. \quad (9)$$

由式(9)可以看出,压热效率  $\eta$  与进水口温度  $t_1$  呈直线性递增关系,与雷诺数  $Re$  为抛物线性递增关系。

#### 3.2 散热器性能误差分析

表 5 为散热器内部流动流量  $q_v=1.7(\text{m}^3/\text{h})$  工况下性能实测与经验公式计算数据对比,表中相对误差计算公式为:  $\epsilon = \left| \frac{x_0 - x}{x_0} \right|$ , 其中  $x_0$  为实测值,  $x$  为计算值。

表5 散热器性能实测与计算数据对比及误差

Table 5 Comparison and error of measured data and calculated data of radiator performance

$q_v /$ ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	$\Delta p / \text{kPa}$		$\epsilon$	$P / \text{W}$		$\epsilon$	$Q / (\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1})$		$\epsilon$	$\eta / \%$		$\epsilon$
	实测值	计算值		实测值	计算值		实测值	计算值		实测值	计算值	
1.70	3	3	0	1.446	1.435	0.008	1.575	1.867	0.185	0.092	0.105	0.141
							1.179	1.639	0.390	0.123	0.144	0.171
							0.978	1.409	0.441	0.148	0.190	0.284
							0.781	1.180	0.511	0.185	0.234	0.265
							0.544	0.951	0.748	0.266	0.283	0.064

对比分析可以发现本文拟合经验公式计算数据与实测数据相对误差最小是0,最大是0.748,说明两者误差较小,经验公式逼真度较大。

#### 4 结 论

通过对管带纵流式散热器的传热特性及内部流动试验研究后得出以下结论:

1)管带纵流式散热器流量越小,雷诺数亦越小,同温下散热量越大,散热效果越好,层流散热效果好于湍流。同流量下,进水口温度越高,散热量越小散热效果越差。散热器内部流动不均匀,外部温度分布不均匀,散热量也不均匀。

2)正常运转下,散热器内部流动的最大消耗功率为2.444 W,发动机的额定功率为38.5 kW,经过计算得出,散热器内部流动的消耗功率只占发动机额定功率的0.006 5%,由于冷却液黏性大于水,其消耗功率会略大于水介质。

3)散热器的进水口和出水口均处于完全湍流流动状态。

4)单靠散热器自然对流换热一般难以达到发动机散热要求,故配置风扇加强散热是必要的。

本文经过大量的试验分别绘制出雷诺数和散热量、压热效率的关系曲线,并拟合出相关经验公式,可为今后该型及其他发动机冷却系统的智能化提供参考。

#### 参考文献:

- [1] 胡武,谷波.汽车发动机制冷散热器技术的发展现状与方向[J].制冷技术,2010(3):11.
- [2] 周东辉,童高鹏.基于迭代计算的汽车散热器性能分析方法研究[J].机械强度,2018,40(2):499.
- [3] PEYGHAMBARZADEH S M, HASHEMABADI S H, NARAKI M, et al. Experimental study of overall heat transfer coefficient in the application of dilute nanofluids in the car radiator[J]. Applied Thermal Engineering,2013,52(12):8.
- [4] 童正明,陈丹,梁淑君,等.管带式汽车散热器试验及数值模拟研究[J].汽车技术,2013(10):51.
- [5] 郭健忠,徐敏,张光德,等.汽车散热器的性能分析及翅片结构优化[J].科学技术与工程,2016,16(26):58.
- [6] 林伟涛,黄坚,刘桂雄.汽车散热器流场特性 CFD 数值模拟与分析[J].机电工程技术,2016,45(9):96.
- [7] 李夔宁,周伟,郭春雷.汽车散热器性能试验与仿真研究[J].机械科学与技术,2014,33(7):1079.
- [8] 袁兆成,朱晴,王吉,等.汽车管带式散热器仿真设计方法的研究[J].内燃机工程,2011,32(2):85.
- [9] 孙朝,叶立,黄浩明,等.车用管带式散热器性能研究[J].能源工程,2016(3):64.
- [10] VITHAVASAI S, KIATSIRIROAT T, NUNTAPHAN A. Effect of electric field on heat transfer performance of automobile radiator at low frontal air velocity[J]. Applied Thermal Engineering,2006,26(12):2073.
- [11] TAN P, SHA Y, BAI X B, et al. A performance test and internal flow field simulation of a vortex pump[J]. Applied Sciences,2017,7(12):1.
- [12] 沙毅.流体力学[M].合肥:中国科学技术大学出版社,2016.
- [13] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].4版.北京:高等教育出版社,2006.
- [14] 张秀琴,苏清祖,王忠.汽车散热器性能评价的焓分析法[J].汽车工程,2005,27(6):751
- [15] 童正明,侯鹏,梁淑君,等.汽车散热器传热特性的风洞实验研究[J].上海理工大学学报,2014,36(6):544.
- [16] 童正明,杨秋香,殷园,等.一种模拟汽车散热器空气出口温度的新方法[J].内燃机工程,2016,37(4):181.
- [17] 叶斌.基于试验的汽车管带式散热器传热与流阻建模及其优化设计研究[D].合肥:合肥工业大学,2014.