

中冷器布置对内燃机冷却系统性能影响的试验研究

张伟, 杨珏, 张文明, 赵翔
(北京科技大学机械工程学院, 北京 100083)

摘 要: 为了解决增压内燃机中冷器和散热器布置匹配问题, 研究中冷器和散热器不同布置形式的散热特点及对内燃机冷却系统性能的影响. 利用风洞试验和内燃机冷却性能台架试验, 结合中冷器中不同的流动介质, 针对不同的布置形式进行研究. 试验结果表明: 布置形式不同, 对各自散热效率、热分布、模块整体风阻等的影响较大; 风冷式传导介质, 串联式风阻较并联式大, 并联式散热效率优于串联式, 但串联式热分布更均匀; 水冷式传导介质, 两种形式各方面差异较小. 在实际设计中, 根据内燃机中冷器不同的冷却介质、整体空间等选择最优的布置形式.

关 键 词: 内燃机; 冷却性能; 中冷器; 散热器; 传导介质

中图分类号: TK 402.2; U 262.23 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2015)05-0719-05

Experimental Study of the Charge Air Cooler Arrangement for Engine Cooling Performance

ZHANG Wei, YANG Jue, ZHANG Wen-ming, ZHAO Xuan

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China.

Corresponding author: YANG Jue, E-mail: ustb_dzw@163.com)

Abstract: To better combine the charge air cooler and radiator into turbo engine, a research was proposed to influence the performance of cooling system and the engine itself. The various layouts of charge air cooler with different cooling mediums and radiators were tested via wind tunnel and engine cooling system bench. The result shows that the layout is a vital factor to cooling efficiency, thermal distribution and wind resistance, etc. As for air medium, parallel arrangement has better wind resistance and cooling efficiency than that of cascade arrangement, which, however, is well-distributed. As for water medium, the effect is insignificant. The optimal layout form can be selected based on the cooling medium and installing space.

Key words: engine; cooling performance; charge air cooler; radiator; transmission medium

随着人们对车辆动力性、经济性等的要求越来越高,越来越多的车辆采用增压内燃机. 增压内燃机通过提高发动机的换气效率,使其拥有更大的动力. 然而,增压内燃机采用废气涡轮增压技术,热传导将提高进气温度,如果不进行有效的冷却,将影响内燃机充气效率,容易导致燃烧室温度过高而引起爆震、熄火等现象. 因此,设计合理的中冷器及其布置形式对增压内燃机显得尤为重要. 近年来越来越多的国内外学者对中冷器进行研究:文献[1-2]分别采用风洞试验和计算机模

拟相结合的研究方法对中冷器模型及性能进行预测;文献[3-5]分别从间距、翅片数、相对位置等方面对中冷器的冷却性能进行研究;文献[6]从车头的设计方面对冷却系统结构参数进行研究.

在工程实践中,通常根据中冷器与散热器之间相对位置不同可以分为并联式布置和串联式布置,根据中冷器传导介质不同可以分为空冷式和水冷式,前者主要适用于中小功率内燃机,后者主要应用于大功率内燃机^[7].

本文采用试验验证的方法研究管带式散热器

与中冷器的布置. 试验包括散热器风洞试验和内燃机台架试验, 主要研究不同传导介质的中冷器, 以及散热器之间布置形式不同对内燃机冷却系统性能的影响, 以期找到一种相对合理的布置形式, 得到较优的布置方案, 达到节能降耗、节省空间的目的.

1 散热器风洞试验

该试验在风洞性能试验台上完成, 风洞性能试验方法及数据处理按照机械工业部标准《汽车、拖拉机散热器风洞试验方法》JB/T 2293—1978 进行^[8]. 试验设备由风筒循环水路、循环水加热装置、水泵、风机、测试仪器及控制装置等组成, 该试验台的结构示意图如图 1 所示. 冷却空气由风机驱动调速, 从入口进入风洞, 经过整流网整流作用之后, 风速均匀, 测量风速、风压、温度等, 之后通过试验试样, 再次测量风速、风量、风压等, 最后通过方圆过渡段和挠性连接处, 最后经过风机排入到大气中.

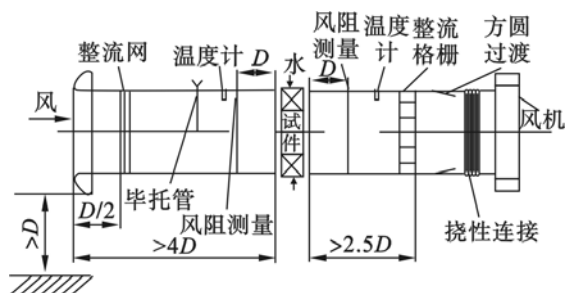


图 1 风洞示意图

Fig. 1 Schematic diagram of wind tunnel

由于后期内燃机台架试验所采用发动机为康明斯 QSL9 - FR91674, 试验试件相关参数以此设计. 该中冷器冷却介质为空气, 具体参数为: 散热器的总散热面积为 76 m^2 , 中冷器的散热面积为 22 m^2 , 芯管的规格为 $2.5 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$, 散热器通过的最大水流量为 88 L/min , 中冷器最大空气流量为 230 L/min , 正面迎风面积 0.74 m^2 . 并联式布置时, 中冷器和散热器模块总尺寸 $1035 \text{ mm} \times 805 \text{ mm} \times 71 \text{ mm}$; 串联式布置时, 中冷器和散热器模块总尺寸 $1012 \text{ mm} \times 795 \text{ mm} \times 65 \text{ mm}$. 由试样可知, 当二者散热面积和正面迎风面积相等时, 并联式布置占用空间略大.

通过改变风机转速、孔板节流, 开风窗或装挡风板等方法, 改变通过散热器和中冷器的空气质量流量, 获取串联式和并联式中冷器散热器组合体质量风速与风阻数据, 整理数据制成性能曲线如图 2 所示.

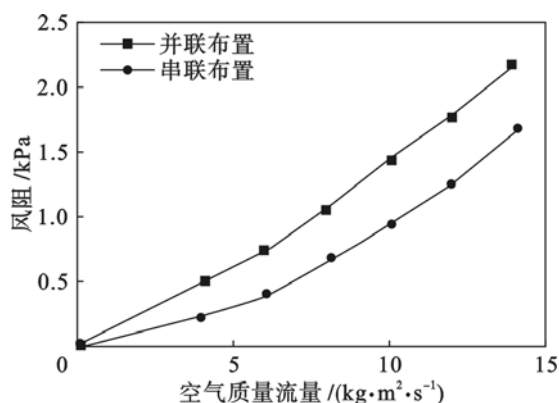


图 2 风阻与风速关系曲线图

Fig. 2 Relationship between wind speed and resistance

由图 2 中曲线对比可知: 在传导介质为空气时, 散热器和中冷器串联式布置风阻大于并联式布置, 最大差值可达 15%. 分析其原因: 首先, 由于传导介质的不同, 设计选取中冷器和散热器的管芯时, 所选的管芯翅片峰高 F_L 和峰距 F_P 不同 (管芯翅片结构示意图如图 3 所示), 使二者串联布置情况下的风阻较并联布置大大增加; 其次, 由于中冷器中冷却介质与环境温差较散热器中冷却介质与环境温差大, 使得依次穿过中冷器和散热器的冷却空气受热不均匀, 体积膨胀程度不同, 使得阻力增大, 而并联式布置受热相对均匀, 基本没有差异. 串联布置使冷却空气穿越的风道较并联时略长, 也是一个重要的因素.

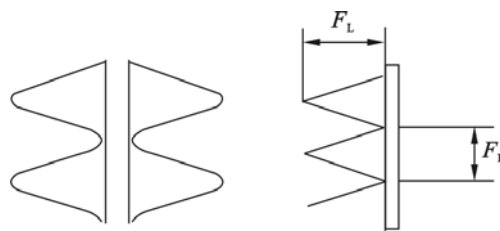


图 3 管芯翅片结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of chips fin

2 内燃机台架试验

2.1 试验平台

内燃机冷却系统性能试验测试平台由发动机、冷却风扇、散热器、冷却循环管路、发电机、电动机、测功机、耗电电阻柜、励磁电源、变频器、轴流风机、温度及扭矩传感器以及数据采集系统等组成^[9], 试验平台示意图如图 4 所示.

本次运行试验所选用的样机为康明斯 QSL9L - FR91674 型发动机, 该发动机自带冷却水泵, 冷却风扇由曲轴带动皮带驱动, 同时采用废

气涡轮增压技术,中冷器中流动的冷却介质为空气.

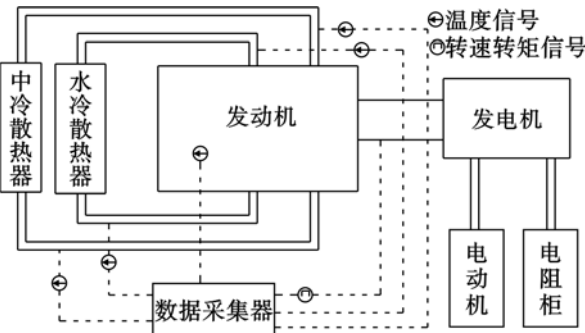


图 4 内燃机冷却系统试验平台示意图
Fig. 4 Schematic diagram of engine cooling test platform

2.2 传感器布置

压力与流量值的测量由发动机内自带的检测传感器测得,温度由 HT-133 型一体化温度变送器测量. 水路:在节温器前出水总管处安装温度传感器,测量出水温度;在水泵进水管处安装温度传感器,测量进水温度. 气路:在空气滤清器后和涡轮增压器后排气总管处分别安装温度传感器,测量进气温度和排气温度. 非电参数如温度、流量、压力等采用 LMS-SCADAS 多功能数据采集系统采集^[10].

2.3 试验测量

试验过程主要检测发动机满载工况下,由启动初始状态达到额定工况(此时发动机转速为 2 100 r/min),达到热平衡稳定状态时各传感器数值变化. 热平衡稳定状态标准:内燃机各个冷却介质温度值变化在 2 min 内不超 0.3 ℃时认为发动机发热已达稳定状态,并记录数据.

2.4 试验结果

内燃机冷却系统的运行试验中,发动机在转速为 2 100 r/min,输出功率为 242 kW 工况条件下工作时,其水冷和中冷介质的温度变化对原始数据拟合之后获得的拟合曲线如图 5 所示.

从图 5 中可以看出内燃机的冷却介质升温较慢,需要 1 000 s 以上才能达到热平衡状态. 热平衡时中冷器和散热器进出口冷却介质温度值如表 1 所示,均工作在允许范围之内.

从图 5 中可以看到,在运行开始到 580 s 时间内,散热器的进出口水温一直保持在 20 ℃没有变化,而到 580 s 之后散热器的进口温度快速升到 94 ℃左右,散热器进口温度也很快上升到 70 ℃以上. 造成这一结果的原因是节温器起到很好的控制作用,冷却介质温度在较低温度时(一般出

现在内燃机刚启动时),冷却液仅在内燃机内部循环,不进入散热器循环,即为小循环工作过程. 系统运行到 600 s 后,散热器进出水温快速升高出现波动,进口的瞬间最高水温可以达到 95 ℃. 在经过 300 s 左右的波动后发动机的进口水温趋于稳定,发动机达到热平衡状态. 此时散热器的进口水温恒定在 86.9 ℃左右,散热器的出口温度恒定在 76.64 ℃左右,冷却液的温差在 10.26 ℃上下.

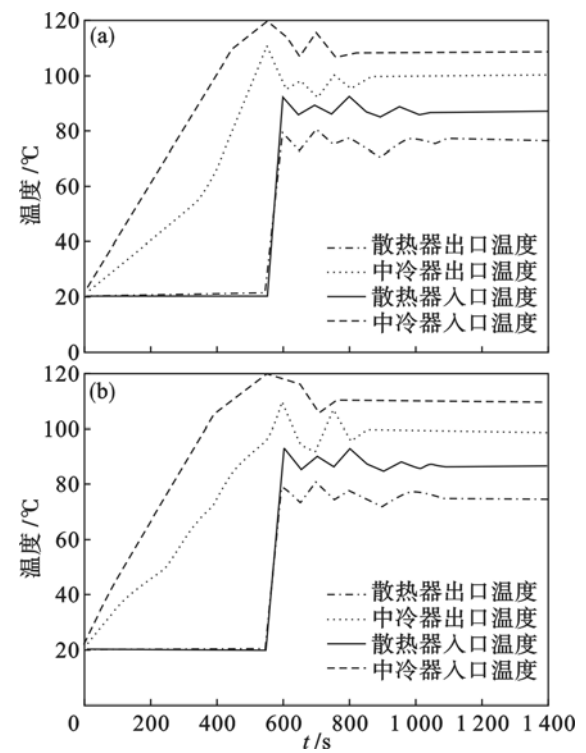


图 5 内燃机冷介质温度变化曲线
Fig. 5 Curves of engine coolant temperature variation
(a)—串联式布置;(b)—并联式布置.

表 1 内燃机台架试验结果		
Table 1 Engine bench test results		
试验项	串联式	并联式
大气温度/℃	23.4	23.4
发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 100	2 100
散热器入口温度/℃	86.9	86.02
散热器出口温度/℃	76.64	74.49
散热器进出口温差/℃	10.26	11.53
中冷器入口温度/℃	108.32	109.47
中冷器出口温度/℃	97.21	98.94
中冷器进出口温差/℃	11.11	10.53

从图 5 中可以看到,与水冷散热器不同,中冷散热器在没有节温器的情况下的温度变化并没有停滞过程,而是从一开始就快速增高. 在 0 s 至 600 s 之间时冷散热器的进出口温度进入波动期,期间最高温

度可达 120°C 。在 800 s 之后,中冷散热器的进出口空气温度趋于稳定,内燃机达到热平衡。

图 6 是通过采集热平衡状态时中冷器和散热器表面不同点温度,使用 AMESim 绘制的两种布置形式热分布图,由对比可知串联式布置热分布较并联式布置更加均匀。

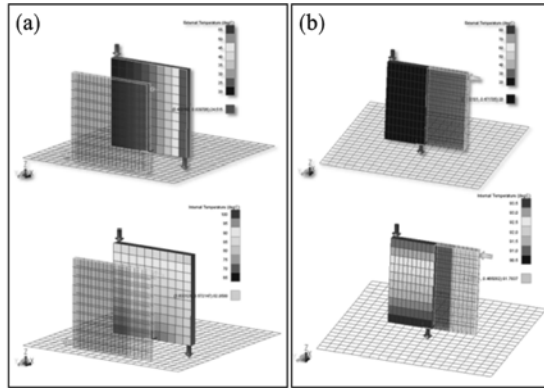


图 6 两种布置形式热分布对比
Fig. 6 Thermal distribution in two arrangements
(a) — 串联式布置; (b) — 并联式布置。

表 1 为内燃机热平衡状态时内燃机台架试验结果,对比串联式布置和并联式布置可以发现,串联式布置由于进入散热器的空气被中冷器加热过,散热器进出口温差较并联式低 12.4% ;并联式由于改变了中冷器的正面迎风面积,中冷器进出口温差较串联式低 5.3% ,可知并联式布置较串联式散热效率略高。

3 水冷式中冷器布置

所采用发动机型号为康明斯 QSL19 - FR6302,以此设计试验试件相关参数。该发动机中冷器采用的冷却介质为水,具体为:散热器的总散热面积为 136 m^2 ,中冷器的散热面积为 129 m^2 ,芯管的规格为 $2.5\text{ mm} \times 14\text{ mm}$,散热器通过的最大水流量为 138 L/min ,中冷器最大空气流量为 119 L/min ,正面迎风面积 1.74 m^2 。并联式布置时,中冷器和散热器模块总尺寸 $1\ 635\text{ mm} \times 1\ 005\text{ mm} \times 93\text{ mm}$;串联式布置时,中冷器和散热器模块总尺寸 $1\ 662\text{ mm} \times 1\ 025\text{ mm} \times 95\text{ mm}$ 。由试样可知,当二者散热面积和正面迎风面积相等时,并联式布置占用空间略大。

当中冷器传导介质为水时,中冷器和散热器内流动介质相同,二者管芯的峰高和峰距相同,通过散热器风洞试验测得的风速阻力曲线如图 7 所示,可知串联式风阻略大,但二者差异不明显,最大相对差值不超过 0.5% 。主要原因:首先是由于

中冷器和散热器中介质与环境温差不同,使得依次穿过中冷器和散热器的冷却空气受热不均匀,体积膨胀程度不同,使得风阻不同;其次因为串联式布置冷却空气依次穿过中冷器和散热器组成的风道长度较并联式布置略大。但二者的影响因素有限,因此两种布置情况下的差异较小。

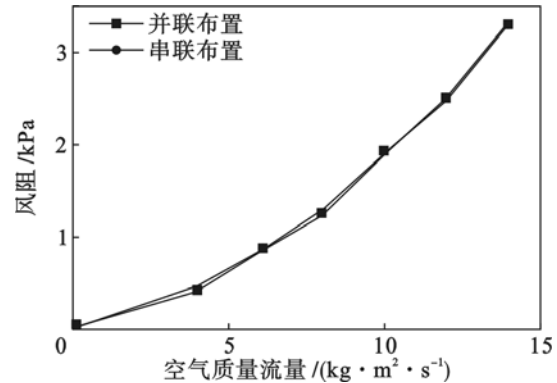


图 7 风阻与风速关系曲线图
Fig. 7 Relationship between wind speed and resistance

内燃机冷却系统的运行试验中,发动机在转速为 $2\ 100\text{ r/min}$,输出功率为 372 kW 工况条件下工作时,其冷却介质的温度变化拟合曲线如图 8 所示。

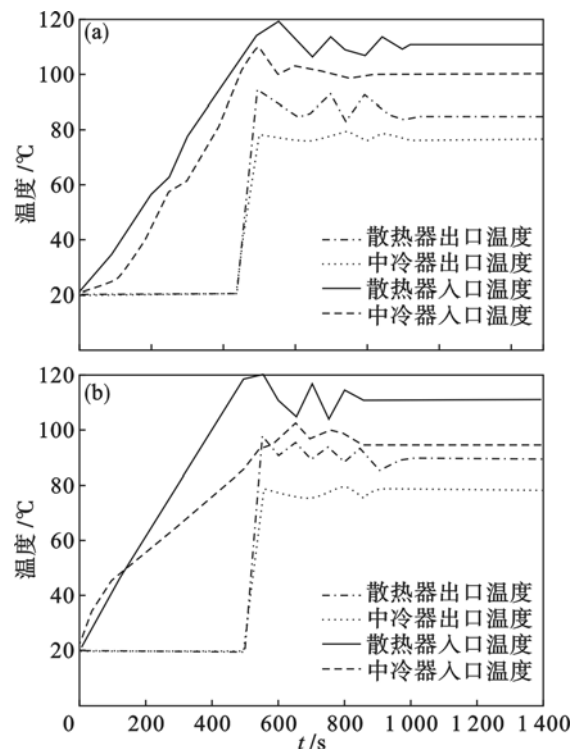


图 8 内燃机冷介质温度变化曲线
Fig. 8 Curves of engine coolant temperature variation
(a) — 串联式布置; (b) — 并联式布置。

从图 8 中可以看到,中冷器和散热器中冷却介质变化规律与风冷式基本相同。中冷器中冷却

介质温度从一开始就快速增高,在0至600 s之间时冷散热器的进出口温度进入波动期,期间最高温度可达120℃,在800 s之后,中冷散热器的进出口空气温度趋于稳定,内燃机达到热平衡状态.由于节温器的作用,散热器刚启动时进出口水温一直保持在20℃没有变化,而到580 s之后散热器的进口温度快速升到96℃左右,散热器进口温度也很快上升到75℃以上.

表2为内燃机热平衡后,各进出口处冷却介质温度.从表中可以看出串联形式的进出口平均温差要大于并联形式,但两者差异不明显(都不超过1%),数据对比显示了整体来讲串联形式的总的换热更充分,能更充分地利用冷却资源,但优势不明显.但是如果观察温度分布就可以看出它们之间存在的巨大差异,并联形式的中冷器侧的实际出口温度为93.94℃,散热器侧实际出口温度为77.38℃,但是平均值仍然为85.66℃,与串联形式的最终出口平均温度85.88℃仅差0.26%,几乎可以忽略不计,显然并联形式的散热器得到了更充分的换热.散热器的充分散热一定程度上能弥补中冷器的不足,同时保证了发动机不至于出现“开锅”等影响使用的极限情况,这正是大功率内燃机较多采用并联式布置的重要因素.

表2 台架试验数据
Table 2 Bench test results

试验项	并联式	串联式
环境温度/℃	23.4	23.4
发动机转速/(r·min ⁻¹)	2 100	2 100
散热器出口温度/℃	77.38	77.96
散热器入口温度/℃	88.33	88.99
散热器进出口温差/℃	10.95	11.03
中冷器出口温度/℃	93.94	93.80
中冷器入口温度/℃	109.80	110.60
中冷器进出口温差/℃	15.86	16.08

4 结 论

1) 传导介质为空气时,管芯差异较大,同时受热不均匀,串联式布置冷却空气通过的风道较长,致使风阻较大,其他条件相同时,串联式布置冷却系统的能耗增加.

2) 传导介质为空气时,并联式布置使进入散热器的空气未受加热,散热效果较好,但散热不如串联式布置均匀,而且该种布置增加了内燃机进气管道的长度,致使内燃机进气气流压损较大.

3) 传导介质为水时,管芯无差异,冷却空气通过风道的长度差异较小,两种布置形式风阻差异较小;串联式布置散热效果略优,但优势不明显.

4) 并联式布置需要的空间大,连接管路更长,组件更多,制造成本高且工艺复杂,这也是目前小功率发动机较多选用串联式的重要原因之一.

参考文献:

- [1] Savory E, Martinuzzi R J, Ryval J, et al. Evaluation of the thermo fluid performance of an automotive engine cooling-fan system motor [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2011, 225(1): 74-89.
- [2] Pandiyarajan V, Chinna P M, Malan E, et al. Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system [J]. *Applied Energy*, 2011, 88(1): 77-87.
- [3] 张毅,俞小莉,陆国栋,等. 间距对散热器模块匹配性能影响的试验研究 [J]. *内燃机工程*, 2006, 27(5): 46-49.
(Zhang Yi, Yu Xiao-li, Lu Guo-dong, et al. Experimental study of distance between heat exchangers for cooling module match [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2006, 27(5): 46-49.)
- [4] 肖宝兰,俞小莉,韩松,等. 翅片参数对车用中冷器流动传热性能的影响 [J]. *浙江大学学报:工学版*, 2010, 44(1): 2164-2168, 2178.
(Xiao Bao-lan, Yu Xiao-li, Han Song, et al. The study of effects of fin parameters on thermal hydraulic performance of a vehicular charged air cooler [J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2010, 44(1): 2164-2168, 2178.)
- [5] 陆国栋,俞小莉,夏立峰. 中冷器位置对柴油发电机冷却组性能的影响 [J]. *农业机械学报*, 2007, 38(2): 69-71.
(Lu Guo-dong, Yu Xiao-li, Xia Li-feng. Wind tunnel investigation on the performance of cooling package of diesel engine generator [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(2): 69-71.)
- [6] Wang Z W, Huang R H, Cheng X B, et al. Experiment and simulation analysis on heat load of heavy-duty vehicle diesel engine [J]. *SAE Paper*, 2007(1): 682-693.
- [7] Aoyagi Y, Yamaguchi T, Osada H, et al. Improvement of thermal efficiency of a high-boosted diesel engine with focus on peak cylinder pressure [J]. *International Journal of Engine Research*, 2011, 12(3): 227-237.
- [8] Glenn B C, Upadhyay D, Utikin V L, et al. Observer design of critical states for air path flow regulation in a variable geometry turbocharger exhaust gas recirculation diesel engine [J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2011, 12(6): 501-512.
- [9] Kim K B, Choi K W, Lee K H, et al. Active coolant control strategies in automotive engines [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2010, 11(6): 767-772.
- [10] Dasappa S, Sridhar H V. Performance of a diesel engine in a dual fuel mode using producer gas for electricity power generation [J]. *International Journal of Sustainable Energy*, 2013, 32(3): 153-168.