

# 电子风扇散热性能的研究

唐昌辉

桂林智神信息技术股份有限公司

**[摘要]** 社会飞速发展的今天,在人们生活中占有举足轻重地位的汽车已经成为了评价社会进步性的一个标杆,是先进技术的一种体现方式。在日常生活中,我们对车辆的性能需求都在日益提高。内燃机的工作性能对整车的性能评价有着直接的影响。在内燃机工作时,内燃机冷却系统的作用如同整车行驶过程中内燃机相对于整车的核心作用。冷却系统的作用是为了减少内燃机工作时燃料因热利用率较低而转移到受热零件中的热量,进而降低零件所受的热害。以散热器为主要的散热部件,通过风扇的开启来促进冷却空气的流动以增强散热效果,为冷却液的冷却提供足够的冷却介质。为了提高车辆发动机散热器的散热性能,将某车发动机的单风扇散热器改装成多风扇散热器,改装前后散热器的流场与温度分布进行分析,并比较散热器的功耗。结果表明,将车辆发动机中的单风扇散热器改装为多风扇散热器后,风扇流场的分布范围更大,流过散热器的冷却风量更多,散热器各部分的温度分布更均匀,多风扇散热器冷却效果提高的同时,风扇功耗也略有降低,入口水温为366.15K时,改装后散热器出口水温降低了1.22K,散热量增加了6.7679kW,风扇功耗略有降低。

**[关键词]** 车用发动机;散热器;风扇

**【DOI】** 10.12252/j.issn.2096-6288.2020.04.094

随着现代车辆的技术提高,内燃机的工作能力也在提高,各种提高效率的方法的运用加重了内燃机冷却系统的工作任务,由于冷却水流动时分布不均使散热器扁管各部分存在温差,而风扇输送的冷却空气流量分布并不能与散热器扁管的温度分布相匹配,易导致散热器局部温度过高,产生积热引起应力集中而使散热器产生水管开裂及散热片变形等缺陷。散热器散热状况的恶化将严重影响汽车发动机的性能,导致其油耗增加、排放恶化、功率扭矩降低等问题的出现。通过对传统单风扇散热器进行改进,采用多风扇的布置形式,可使散热器各部分温度分布更均匀,减少散热器局部积热现象。

## 一、电子风扇的结构与原理

散热器是内燃机的冷却系统中用来与冷却空气进行换热的装置,因为散热器的结构形式决定了其本身的散热效果有限。在冷却液流经散热器时需要散热器迅速地对外换热。为了加强散热器的对流换热保证其换热效果,需要对其换热能力进行增强。为此在散热器的后面加装了一个可以加快空气流速的电子风扇,同时电子风扇所提供的冷却介质也会对发舱内的其他组成给予一定的冷却,所以电子风扇在内燃机冷却系统中的意义重大。电子风扇的工作系统组成主要包括:电子风扇叶轮、驱动电机、温度传感器以及转速调节器等构成。在布置风扇压力传感器的电子风扇的总成实物示意图。从图中可以清楚的看到电子风扇布置在散热器后,风扇外圈有气流导流罩,通过外圈挡板将电子风扇固定在合适的位置。风扇的驱动类装置也在日新月异,它的功能是将风扇和电动机结合起来,依据其构造组成和关联方式的不同可分为不同种类,有直接式、电控式等[24]。如字面意思直接式便是通过传送带的传动比将内燃机的驱动力传递给风扇叶轮,但是传动比在整个工作过程中是不做变化的,从油耗节省上可以清楚的看到电子控制的优势。

## 二、电子风扇的选型类别

在内燃机冷却系统中使用的风扇,需要满足散热器的尺寸以及内燃机舱的空间布置,风扇旋转时的空气流场沿轴向分布,且需要空气流场分布均匀,一般的轴流式风扇可以达到设计要求。冷却风扇根据不同的特征可分为多种类型,在

风扇的匹配之前取要对风扇的基本造型进行选型。

1、风扇叶片材料类型:风扇叶片材料现在使用较为广泛的有薄钢板、铝合金以及最新型塑料,分别针对于不同设计要求选择不同的叶片材料。现代车辆中多使用新型的塑料风扇,质量轻也不易产生噪声。

2、风扇叶片的断面形状:风扇的叶片断面构成对生产工艺、风扇的工作效率有很大影响。圆弧形叶片断面的优点在于工艺性较好而且造价低;翼型叶片断面的风扇的工作效率较高。

3、风扇的风向:根据主动流经风扇的风向将风扇分为吹风式和吸风式,现在车辆中多采用吸风式风扇,吹风式风扇的冷却空气首先流经内燃机,而内燃机的冷却主要靠散热器冷却,吹风式风扇会因为冷却空气升温减低了散热器前后温差,减少了散热量无法使内燃机得到充分冷却。如果使用吹风式风扇就必须使用一个较大的散热器,而较大的散热器会对发舱的空间有很大的要求,对布置有局限性,所以优先采用吸风式。

4、传动类型:刚性风扇是由内燃机直接通过传动件驱动的,风扇由曲轴驱动或经由皮带传动。粘性风扇是使用粘性离合器控制风扇,通过硅油的高粘性为风扇提供传递来的驱动力。通过硅油在不同温度下的粘度不同传递给风扇的力不同,从而控制风扇的转速。电子风扇是直接利用电机进行传动,风扇的转速随温度的变化而变化,但是现阶段风扇的转速多标定成档位,根据温度范围而变化。

## 三、车辆发动机多风扇散热器性能

1、散热器风洞试验。为获取仿真所需参数,对车辆发动机原型单风扇散热器进行风洞试验。

(1) 试验装置。试验装置主要由风筒、循环水路、循环水加热装置、风速测量仪以及传感器等组成,其中进风温度传感器布置在散热器前方,风速传感器布置在散热器后方,压力传感器布置在上下水室的进水口与出水口。整个风洞采用开式吸风式风洞。

(2) 试验条件。将循环水管中的水加热至93℃,水泵水流量保持在80 L/min,分别选取2、3、4、5、6、8 m/s不同风速工况点进行试验,各工况下进水温度波动不超过±0.2

℃, 每个工况点测定3次, 3次测定的进、出水温差不大于0.1℃。多孔介质区域参数计算通过风洞试验, 得到流体穿过散热器翅片的压力降和速度之间的关系。由于散热器中存在大量扁管与结构复杂的散热翅片, 如果直接用原型散热器模型进行换热流动, 则会花费大量时间。散热器对流经的气流有阻力作用, 工程上大多采用多孔介质模型来模拟。使用多孔介质模型时, 需要定义一个具有多孔介质的单元区域。多孔介质动量方程如下:

$$\Delta P = -S_i \Delta n = \frac{\mu}{\alpha} v_i \Delta n + \frac{1}{2} C_2 \rho |v| v_i \Delta n$$

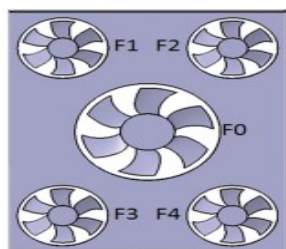
在多孔介质区域需要设置矢量来定义黏滞阻力系数、惯性阻力系数和孔间隙等参数。黏滞阻力系数、惯性阻力系数可通过风洞试验中流体穿过局部翅片的压力降  $\Delta P$  和速度之间的关系计算出来。多孔介质动量方程可简化为:

$$\Delta P = A v^2 + B v$$

根据式中系数  $A = 3.3323$ 、 $B = 5.85277$ , 由式计算即可得相应的  $1/\alpha$  和  $C_2$  的值。

## 2、仿真

(1) 模型的建立。为分析散热器表面风速分布情况及流过散热器的冷却风量, 建立散热器的空气侧仿真风洞模型进行仿真。另外, 建立散热器的水侧仿真风洞模型, 用以分析散热器温度分布情况及散热器的冷却效果和功耗。原型发动机的单风扇及改装后的多风扇布置, 计算散热器表面的速度分布以及通过散热器的风量时, 散热器上下水室对其影响不大, 故可简化掉上下水室, 空气侧仿真模型中只保留散热器芯体部分, 把散热器芯体整体当作多孔介质来处理, 而水侧仿真模型中把散热器芯体中的翅片区域当作多孔介质来处理, 此时多孔介质长度即为散热器扁管沿空气流方向的长度。按照软件仿真的流体动力性要求, 考虑到风洞中洞壁干扰和雷诺效应的影响, 模拟风洞的特征长度设为 1000 mm, 风洞长度为特征长度的8倍。建立改装前后散热器的空气侧仿真风洞模型如图所示。



(2) 边界条件设置。空气侧和水侧风洞模型中, 风洞入口设置为速度入口, 速度为 10 m/s, 出口设置为压力出口, 进出口初始相对压力均为 0。理论上风洞内部流场为不可压缩气体, 旋转区流动属于湍流运动, 湍流强度为0.5%, 故旋转区设置为框架移动, 即利用运动的相对性, 固定风扇不动, 使旋转流体区域切割 风扇叶片, 造成风扇的相对运动, 产生流场。将该旋转流体区域定义为 fluid, 变换转速也是通过设置该区域的转速来实现。空气侧风洞模型中散热器多孔介质区域设置是通过风洞试验中得到的系数  $A$  和  $B$ , 计算出惯性阻力系数  $C_2 = 396.578$ 、黏滞阻力系数  $1/\alpha$

$\alpha = 2.16 \times 10^7$ , 并在主流方向 Direction-1 输入  $1/\alpha$  和  $C_2$  的值, 其均输入 Direction-1 方向数值的1000 倍。水侧风洞模型多孔介质区域的设置中, 由于此时把散热器芯体中的翅片区域当作多孔介质来处理, 保留扁管部分, 多孔介质的长度  $\Delta n$  发生了变化, 由式计算可得惯性阻力系数  $C_2 = 442.323$ , 黏滞阻力系数  $1/\alpha = 2.411 \times 10^7$ 。

## 3、仿真结果与分析

(1) 改装前后通过散热器的冷却风量对比。风扇改装前后不同转速下通过散热器的冷却风量对比可以看出, 随着转速的增大, 采用单风扇和多风扇布置形式时流过散热器的冷却风量均逐渐增大, 且多风扇散热器的冷却风量大于单风扇散热器的冷却风量, 表明采用多风扇代替单风扇的布置形式可以加大通过散热器的冷却风量。

(2) 改装前后散热器的温度分布及冷却效果。风扇转速为 2500 r/min 时, 风扇改装前后散热器表面温度分布可以看出, 与单风扇散热器相比, 多风扇散热器表面的温度分布更加均匀, 四周角落容易出现积热的位置温度也相对较低, 散热器整体温度分布更加均匀。因为多风扇散热器扁管内部冷却水经过多个风扇的冷却, 温度下降较快, 进口水温为 366.15 K 时, 改装前后散热器的散热性能可以看出, 相比于单风扇散热器, 多风扇散热器的冷却风量增加了 0.18 kg·s<sup>-1</sup>; 出口水温降低了 1.22 K, 散热量增加了 6.7679 kW, 表明多风扇散热器的冷却效果优于单风扇散热器。

## 结论

(1) 将车辆发动机中的单风扇散热器改装为多风扇散热器后, 风扇流场的分布范围更大, 流过 多风扇散热器的冷却风量更多。

(2) 改装前的单风扇散热器相比, 入口水温均为366.15 K 时, 改装后多风扇散热器出口水温降低了1.22 K, 散热量增加了6.7679 kW, 冷却效果优于单风扇散热器, 散热性能提高的同时, 风扇的功耗也略有降低。

## 参考文献

- [1] 庄华晔, 刘柯军. 铝散热器水管开裂原因分析[J]. 金属热处理, 2018, 36 (S): 80-82.
- [2] 王天宇, 王霄, 刘会霞, 冯士琳, 苏占龙. 内燃机冷却风扇性能的优化设计研究[J]. 机电工程, 2019, 06: 744-749.
- [3] 袁燕利, 邢娟, 郭新民, 高平. 新型电控节温器的研究设计[J]. 农机化研究, 2019, 01: 51-53.
- [4] 郭新民, 翟丽, 高平, 王新源. 汽车内燃机智能冷却系统的研究[J]. 内燃机工程, 2018, 01: 15-16.
- [5] 魏宸官, 赵文辉. 电磁温控液体粘性传动风扇离合器的发展[J]. 中国机械工程, 2020, 01: 112-115.
- [6] 张毅, 陆国栋, 俞小莉. 商用车多风扇冷却模块 匹配研究[J]. 汽车工程, 2019, 36 (5): 55.
- [7] 罗仁宏, 郭健忠, 胡深. 某商用车发动机舱散热性能提升与试验研究[J]. 制造业自动化, 2019, 37 (4): 88-91.
- [8] 刘翀, 张凌杰. KLQ51片管式换热器传热与流动特性数值模拟研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2018.