

# 高性能商用车用散热器轻量化设计

高立顺<sup>1,2</sup>, 白书战<sup>2</sup>

1. 山东银轮热交换系统有限公司, 山东 潍坊 261061;

2. 山东大学能源与动力工程学院, 山东 济南 250061

**摘要:**为提高商用车冷却模块散热性能,实现冷却模块轻量化,采用计算流体动力学方法分析散热器的散热带高度、波峰距、开窗角度对散热性能的影响,得到最佳冷却模块性能参数;对散热器结构进行优化,并对优化后的散热器进行风洞试验和整车热平衡试验。结果表明:优化后的散热器质量减轻17.9%,散热性能提升1%~8%;通过优化散热带高度、波峰距以及开窗角度,可以提高冷却模块散热性能,实现轻量化,降低生产成本。

**关键词:**散热器;散热性能;轻量化;风洞试验;热平衡试验

**中图分类号:**TK421.5

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2023)03-0021-07

**引用格式:**高立顺,白书战.高性能商用车用散热器轻量化设计[J].内燃机与动力装置,2023,40(3):21-27.

GAO Lishun, BAI Shuzhan. Lightweight design of high performance radiators for a commercial vehicle[J].

Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023,40(3):21-27.

## 0 引言

随着国内制造业的高质量发展以及道路车辆国六、非道路移动机械用柴油机国四排放标准的实施,轻型商用车节能化、智能化、专业化发展趋势明显<sup>[1-3]</sup>。轻型商用车节能化发展应符合生态环保型和资源节约型发展要求,其中轻量化是轻型商用车节能化发展的重点之一<sup>[4-5]</sup>。以既能满足整车散热性能又具有产品竞争力为目标,高性能轻量化冷却模块是商用车热管理系统的重点发展方向。

商用车冷却模块的散热性能与格栅开孔率、风扇沉浸比、风扇尖端间隙等结构参数以及整车布置、风扇性能、水泵性能、热风回流等性能有关<sup>[6-9]</sup>。保持车辆其他结构不变,提高冷却模块自身散热性能,可以提高产品竞争力。冷却模块的核心是散热芯体的管带结构,因此科学合理的管带结构对散热性能和市场竞争力至关重要<sup>[10-12]</sup>。

以商用车散热器为研究对象,优化散热带高度、波峰距、开窗角度等结构参数,进行仿真分析,并对优化前后的散热器进行风洞试验和整车热平衡试验,确定散热器轻量化方案的可行性,满足整车散热性和轻量化需求,提高产品竞争力。

## 1 散热器结构与改进方案

### 1.1 散热器结构

轻型商用车冷却模块结构主要由散热器、中冷器、导风罩等部件构成,其中散热器主要包括上下水室、散热器芯体,中冷器主要包括左右气室和中冷器芯体。冷却模块结构如图1所示。

收稿日期:2022-11-29

基金项目:山东省工程机械智能装备创新创业共同体创新项目(GTT2021105)

第一作者简介:高立顺(1985—),男,山东安丘人,硕士研究生,工程师,主要研究方向为商用车冷却系统匹配及优化,E-mail:gaolishun@yinlun.cn。

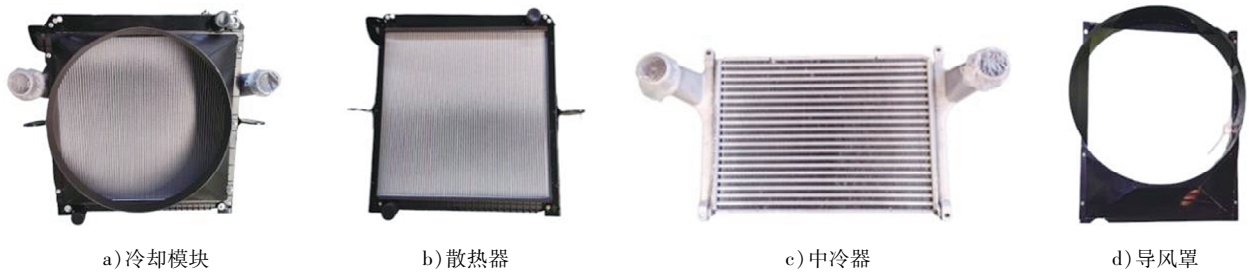


图1 轻型商用车冷却模块结构图

## 1.2 散热器结构对比

以风洞试验散热性能与散热器芯体原材料成本为依据,对市场上相同车型的4款散热器产品进行性价比分析。4款散热器芯体结构参数如表1所示。

表1 4款散热器芯体结构参数

散热器序号	芯高/mm	芯宽/mm	芯厚/mm	散热管管厚/mm	散热管管宽/mm	散热管数量/个	散热带峰高/mm	散热带峰距/mm	芯体质量/kg
A	620	548.0	35	1.6	35	66	6.6	3.0	4.18
B	620	532.0	32	1.7	32	59	7.3	3.0	3.75
C	620	580.8	36	1.4	36	81	5.7	3.0	4.66
D	620	544.5	34	1.5	34	77	5.5	3.0	4.47

由表1可知:4款产品芯体芯高和芯宽配置相近,散热管结构差异较小;但散热带峰高差别较大,导致散热管数量差别较大;散热管、散热带结构和数量差异导致芯体质量不同。由于所有芯体所用材料相同,根据表1中单台散热器的散热管数量可以得出,4款散热器芯体的工艺制造成本由大到小依次为:C、D、A、B。

不同冷却液体积流量时4款散热器的散热量如图2所示,内、外部阻力如图3所示。

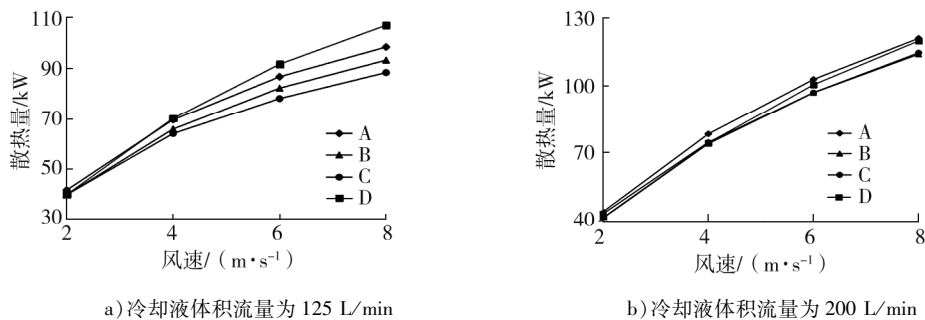


图2 不同冷却液体积流量时4款散热器的散热量

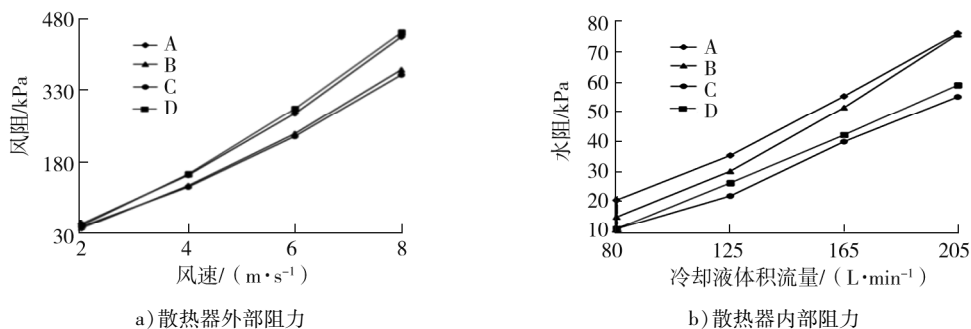


图3 4款散热器的内、外部阻力

由图2可知:冷却液体积流量为125 L/min时,散热器D的散热量优于A、B、C;冷却液体积流量为200 L/min时,散热器D比B、C 2款产品的散热量大,但小于散热器A。由图3可知:在外部风速相同,散热器D的风阻最大;在相同冷却液体积流量下散热器D比A、B 2款产品的水阻小,但大于散热器C。

由图2、3以及表1可知:4款散热器的散热管尺寸差别不大,但数量差异较大;散热器D的综合性能较好,其散热管数量较多,冷却液通道截面积较大,内部水阻相对较小,散热带峰高较低,外部风阻较大,但成本较高;冷却液的体积流量为200 L/min时,虽然散热器A的散热管较少,但散热性能较好。

### 1.3 改进方案

散热器D的综合性能较好,但是成本较高,因此从降低散热器成本、提高冷却液体积流量为200 L/min时的散热量进行改进。

散热器的制管设备成本为60万元、制带为20万元、装芯为2万元,更改制管设备相比制带设备的投入较大,可以通过提高散热器D的散热带峰高,改善散热带结构,实现减少整个芯体管带数量、减轻芯体质量,从而降低成本,提高产品竞争力。

根据以上分析,散热器D的改进方案为:散热带峰高为8.0 mm,波峰距为2.8 mm,开窗角度为 $26^\circ$ ;在保持芯宽基本不变情况下,优化后散热带数量由78根降低为57根,散热管数量由77根减少为56根。芯体理论总质量为3.67 kg,减轻0.80 kg,芯体材料成本降低17.9%。

散热器D原材料单价为26元/kg,优化前后质量和生产成本对比如表2所示。

表2 散热器D优化前后质量和生产成本对比

方案	散热管质量/kg	散热带质量/kg	装芯生产节拍/s	单位装芯成本/元
优化前	2.31	1.30	105	1.1
优化后	1.68	1.17	90	1.0

由表2可知:优化后,散热管质量减轻27%,散热带质量减轻10%,装芯生产节拍提高了14%,每台芯体的装芯成本减少了9%。

## 2 方案可行性分析

### 2.1 整车方案可行性分析

散热器在整车上的应用性能不仅取决于散热器本身,风扇、水泵等部件都对散热性能产生重要影响。发动机风扇性能曲线如图4所示。由图4可知:考虑整车的散热性能,在发动机同等转速下外部阻力越大,风扇风量越小,带走的热量越少。

水阻(扬程)越小,水流量越大,带走的散热量越多,散热效果越好,从整车考虑,散热器内部水阻远小于发动机内部水阻,发动机水泵散热性能曲线如图5所示。由前面分析可知,散热器D水阻仍小于散热器A,可通过增大散热带峰高,适当增大水阻。

综合以上风扇性能和水泵性能分析可知,可以通过提高散热器D散热带峰高,改变散热带开窗角度和波峰距,降低风阻,提升散热量。

### 2.2 散热器方案可行性分析

对散热器方案进行计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)及KULI一维仿真联合分

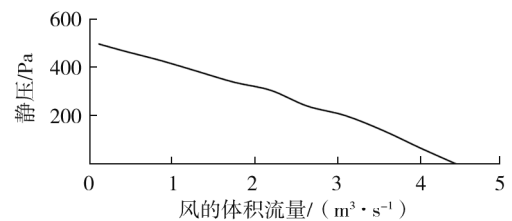


图4 发动机风扇性能曲线

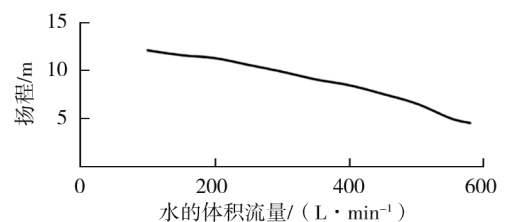


图5 发动机水泵散热性能曲线

析<sup>[13-15]</sup>,CFD 流场分析结果如图 6 所示,CFD 和 KULI 联合分析流程如图 7 所示,散热带优化前后散热性能对比如表 3 所示。

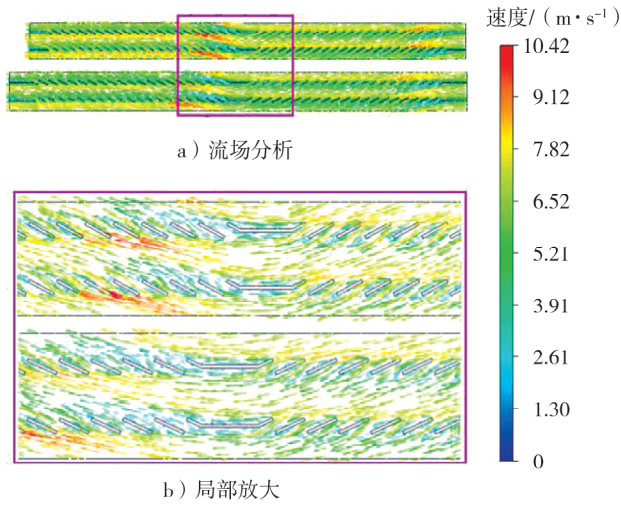


图 6 CFD 流场分析图

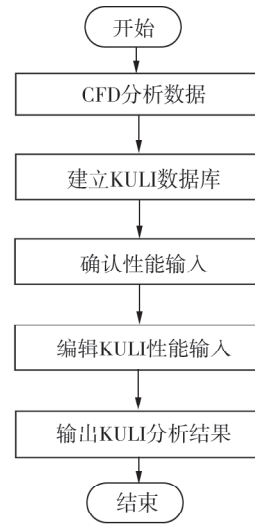


图 7 CFD 和 KULI 仿真分析图

表 3 散热带优化前后散热性能对比

方案	冷却液体积流量/ (L·min <sup>-1</sup> )	迎面风速/ (m·s <sup>-1</sup> )	水阻/kPa		风阻/Pa		散热量/kW		变化率/%		
			优化前	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后	水阻	风阻	散热量
1	60	4	14.69	15.88	188.05	181.43	66.64	68.23	8	-4	2
2	60	6	15.82	16.64	367.18	345.82	79.36	84.47	5	-6	6
3	60	8	16.65	17.17	596.45	549.53	87.51	95.46	3	-8	8
4	60	10	17.11	17.67	848.77	784.42	93.19	102.20	3	-8	9
5	80	4	22.23	23.89	194.71	182.02	69.27	73.27	7	-7	5
6	80	6	23.31	24.83	378.75	350.55	83.69	90.37	6	-7	7
7	80	8	24.83	26.84	629.97	556.41	97.09	105.80	8	-12	8
8	80	10	25.13	27.34	897.66	786.30	104.72	115.18	9	-12	9
9	100	4	30.99	34.78	192.38	182.75	71.54	73.94	12	-5	3
10	100	6	31.99	35.87	380.38	350.68	86.97	93.47	12	-8	7
11	100	8	33.23	36.54	616.88	559.76	102.99	107.40	10	-9	4
12	100	10	33.65	37.05	871.76	796.06	106.45	114.99	10	-9	7
13	120	4	39.63	43.50	191.02	184.43	73.73	74.57	10	-3	1
14	120	6	41.72	46.89	381.00	354.53	90.45	96.15	12	-7	6
15	120	8	44.15	47.70	627.59	562.05	103.94	113.88	8	-10	9
16	120	10	44.15	48.83	896.09	801.88	112.38	123.29	11	-11	9

由图 6 可知:散热带优化前后流场基本一致,因此增加散热带峰高、同时改变开窗角度和波峰距方案可行。

由表 3 可知:散热带优化后,内部水阻增加 3%~12%,外部风阻降低 3%~12%,散热量增加约 1%~9%。

### 3 试验验证

为了验证散热器的实际工作性能,开展散热器风洞试验和整车热平衡试验进行验证,分析对比新配置替代原配置的可行性,散热性能风洞试验如图8所示,整车热平衡试验如图9所示。



图8 风洞试验图



图9 整车热平衡试验图

#### 3.1 散热器风洞试验

试验为两因素四水平的正交试验,使用4#风洞试验台进行试验,风洞试验相关条件如表4所示。由于风洞试验台所处环境为非恒温仓,因此引入液-气温差 $\Delta_t$ ( $\Delta_t$ 为散热器入口冷却液温度与环境温度的差),试验时保持 $\Delta_t = 60\text{ }^\circ\text{C}$ 。不同试验方案下散热器风洞试验结果如表5所示。

表4 风洞试验条件

冷却液介质	冷侧介质	$\Delta_t/^\circ\text{C}$	环境摄氏温度/ $^\circ\text{C}$	环境相对湿度/%	冷却液进口管内径/mm
质量分数为50%的乙二醇水溶液	空气	60	13.4	60	30

表5 不同试验方案下散热器风洞试验结果

试验方案	冷却液体积流量/ ( $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$ )	迎面风速/ ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )	水阻/kPa		风阻/Pa		散热量/kW		变化率/%		
			优化前	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后	水阻	风阻	散热量
1	60	4	9.73	11.59	155.42	151.19	57.45	58.82	19	-3	2
2	60	6	10.41	12.10	300.96	288.18	68.41	72.20	16	-4	5
3	60	8	10.88	12.45	484.92	457.95	75.44	80.90	14	-6	7
4	60	10	11.25	12.78	695.72	653.68	80.34	87.35	14	-6	8
5	80	4	14.34	16.93	155.77	151.68	59.71	61.06	18	-3	2
6	80	6	15.14	17.55	305.44	292.13	72.15	75.94	16	-4	5
7	80	8	15.71	17.90	492.16	463.68	80.24	86.01	14	-6	7
8	80	10	15.80	18.23	695.86	655.25	85.83	92.89	15	-6	8
9	100	4	20.25	23.18	156.41	152.29	61.67	62.66	14	-3	2
10	100	6	20.78	23.91	306.76	292.24	74.97	78.55	15	-5	5
11	100	8	21.44	24.36	493.50	466.47	83.73	89.50	14	-5	6
12	100	10	21.99	24.70	708.75	663.39	90.21	97.45	12	-6	7
13	120	4	26.25	30.34	157.86	153.69	63.56	64.29	16	-3	1
14	120	6	27.27	31.26	309.75	295.44	77.97	81.49	15	-5	4
15	120	8	28.12	31.80	494.17	468.38	87.34	93.35	13	-5	6
16	120	10	28.30	32.55	711.18	668.23	94.44	101.90	15	-6	7

由表5可知:优化后散热器的水阻增加14%~18%,风阻减小3%~6%,散热量增加1%~9%。水阻的试验结果与计算结果相差较大,风阻、散热量的试验结果与计算结果差异较小。结合1.3节分析,优化后散热器成本降低17.9%,具有较好的市场竞争力。

### 3.2 整车热平衡试验

整车热平衡试验条件包含环境温度、车辆类型、热平衡测量点等,对某轻卡进行道路试验,环境温度为车辆左右两侧的平均温度,试验条件相关参数如表6所示。整车热平衡试验结果如表7所示。

表6 整车热平衡试验相关参数

散热器进水温度测量位置 与进水管口的距离/cm	中冷器出气温度测量位置 与出气管口的距离/cm	中冷器进出口 管径/mm	冷却液进口 管内径/mm	热平衡测量工况
10	10	60	30	最大功率、最大转矩

表7 整车热平衡试验结果

工况及要求	环境摄氏 温度/℃	散热器热平衡后 进水摄氏温度/℃	中冷器热平衡后 出气摄氏温度/℃	中冷器压降/ kPa	中冷器温升/ ℃	换算后极限 环境摄氏温度/℃	$\Delta_t$ /℃
优化前最大功率工况	19.0	83.4	42.6	13.2	23.6	42.6	64.4
优化后最大功率工况	22.0	83.5	49.4	13.4	27.4	45.5	61.5
优化前最大转矩工况	18.6	80.2	33.9	6.5	15.3	45.4	61.6
优化后最大转矩工况	21.7	82.2	38.3	6.1	18.6	46.8	60.5
整车要求				<13.5	<30	>41 <sup>①</sup> , >36 <sup>②</sup>	<66 <sup>①</sup> , <71 <sup>②</sup>
备注				合格	合格	合格	合格

①为最大功率点;②为最大转矩点。

由表7可知:优化后的冷却模块符合整车热平衡要求,可以替代优化前的冷却模块;优化前,在最大功率下散热器使用的极限环境摄氏温度为42.6℃,最大转矩下为45.4℃,优化后分别为45.5℃和46.8℃,优化后的散热器在温度要求更高的环境中使用,性能优于优化前。根据整车试验效果,轻卡车型更加适宜低风阻和适宜水阻的散热器。

## 4 结论

对比分析了4款不同散热器的结构及散热性能,对散热器D进行轻量化设计,优化了散热带高度,调整了波峰距、开窗角度,在芯宽不变的情况下减少了散热带和散热管数量,对优化前后的散热器进行了仿真分析,并开展了散热器风洞试验和整车热平衡试验。

1)保持芯宽基本不变的前提下,芯体的散热带峰高由5.5cm优化为8.0cm,芯体质量可减轻17.9%,制管成本降低27%,制带成本降低10%,装芯成本降低9%。

2)风洞试验和整车热平衡试验结果表明,优化后散热器的散热性能更优、成本更低,满足整车散热性和轻量化需求,可以提高产品的竞争力。

### 参考文献:

- [1] 胡海全. 轻型商用车未来发展趋势浅析[J]. 时代汽车, 2018(7):2.
- [2] 王俞智. 商用车热管理之冷却模块规划与成本平衡[C]//中国汽车工程学会, 中国汽车工程学会汽车空气动力学分会, 中国汽车工程研究院股份有限公司. 2021 中国汽车工程学会汽车空气动力学分会学术年会论文集. 重庆: [出版者不详], 2021:27-31.

- [3] 李文. 汽车发动机冷却系统匹配研究[J]. 国外内燃机, 2017(6): 69-72.
- [4] 吴义磊, 高蒙蒙, 刘建祥, 等. 基于CFD仿真的前端冷却模块进风量分析[J]. 汽车实用技术, 2018(14): 78-79.
- [5] 罗仁宏, 郭健忠, 胡深, 等. 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, 2015(7): 88-91.
- [6] 王东, 黄晓, 肖露. 风扇导流罩对汽车冷却模块流动性能的影响[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2017, 38(3): 260-266.
- [7] 段大禄, 张玉珠. 汽车冷却系统布置方式研究[J]. 机械, 2017, 44(1): 40-44.
- [8] 王文坤, 王铁, 江全军. 风扇结构对发动机冷却系统的影响研究[J]. 机械设计与制造, 2017(9): 204-207.
- [9] 殷农民, 陶邦银. 冷却模块密封方式对进风的影响[J]. 时代汽车, 2018(9): 136-137.
- [10] 师占雨, 韩艳辉, 唐克兵, 等. 商用车冷却模块性能仿真分析及优化[J]. 重型汽车, 2021(3): 21-23.
- [11] 殷良艳. 某商用车发动机舱散热分析及结构改进[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2014.
- [12] 吴昌庆, 刘聪聪, 马骁宇. 轻型卡车冷却系统设计和校核方法研究[J]. 汽车实用技术, 2016(12): 81-86.
- [13] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [14] 张坤, 王玉璋, 杨小玉. 应用CFD方法改善发动机舱散热性能[J]. 汽车工程, 2011, 33(4): 314-317.
- [15] 殷良艳, 郭健忠, 吴波涛. CFD在发动机舱热管理中的应用发展[J]. 物流工程与管理, 2013, 35(3): 190-192.

## Lightweight design of high performance radiators for a commercial vehicle

GAO Lishun<sup>1,2</sup>, BAI Shuzhan<sup>2</sup>

1. Shandong Yinlun Heat Exchange System Co., Ltd., Weifang 261061, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China

**Abstract:** In order to improve the heat dissipation performance of commercial vehicle cooling modules and achieve lightweight cooling modules, computational fluid dynamics method is used to analyze the effects of the height of the heat dissipation strip, wave peak distance, and window opening angle of the radiator on heat dissipation performance. The optimal performance parameters of the cooling module are obtained, and the radiator structure is optimized based on simulation results. Wind tunnel tests and vehicle thermal balance tests are conducted on the optimized radiator. The results show that the mass of the optimized radiator is reduced by 17.9% and heat dissipation performance is improved by 1%-8%. Optimizing the height of the heat dissipation strip, peak to peak distance, and window opening angle can improve the heat dissipation performance of the cooling module, achieve lightweight, and reduce production costs.

**Keywords:** radiator; cooling performance; lightweight; wind tunnel test; heat balance test

(责任编辑: 刘丽君)