

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2023.05.001

# 叉车发动机舱散热性能分析及结构优化

唐景春, 童有为, 赵天阳, 孙东方

(合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009)

**摘要:**文章以某型号叉车发动机舱的散热特性为研究对象,建立叉车发动机舱的实体模型,利用计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)方法分析舱内热流场的分布规律;基于数值计算结果,对散热器导风罩和聚风罩结构以及风扇的安装位置进行调整,以改善叉车发动机舱内的气流组织,减小散热器热回流,提高散热器风量、进出水温差及散热量;提出一种组合优化策略,在维持液压油、传动油散热器正常工作情况下提高水散热器性能参数,使得水散热器进风量增加4.4%,冷却水进出口温差增加10.3%,散热量增加9.0%。

**关键词:**发动机舱;散热性能;数值模拟;热流场分析;结构优化

**中图分类号:** TB657.5 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-5060(2023)05-0577-07

## Heat dissipation performance analysis and structural optimization of forklift engine compartment

TANG Jingchun, TONG Youwei, ZHAO Tianyang, SUN Dongfang

(School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract:** To investigate the heat dissipation characteristics of a forklift engine compartment, the solid model of forklift engine compartment is established, and the distribution law of heat flow field in the compartment is analyzed by computational fluid dynamics (CFD). Based on the numerical calculation results, the structure of the radiator wind guide cover and wind collecting cover and the installation position of the fan are adjusted, which improves the air distribution in the engine compartment of the forklift, reduces the heat reflux of the radiator, and improves the air volume, inlet and outlet water temperature difference and heat dissipation of the radiator. A combined optimization strategy is proposed. Under the condition of maintaining the normal operation of hydraulic oil and transmission oil radiator, the performance parameters of water radiator are improved, so that the air inlet volume of water radiator is increased by 4.4%, the temperature difference between inlet and outlet of cooling water is increased by 10.3%, and the heat dissipation is increased by 9.0%.

**Key words:** engine compartment; heat dissipation performance; numerical simulation; heat flow field analysis; structural optimization

## 0 引言

车辆发动机舱是一个半封闭空间,舱内热量富集且空间拥挤,容易导致散热能力不足从而形

成局部高温区域。与轿车、卡车等一般商业、工程车辆不同的是,叉车运行车速很低,通常不会超过20 km/h,工作环境常为车间等高温区域,在狭小的发动机舱内安装有动力系统、冷却系统、传动系

收稿日期:2022-05-24;修回日期:2022-06-24

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52006051);合肥工业大学国家级大学生创新训练计划资助项目(202110359087)

作者简介:唐景春(1966—),男,安徽巢湖人,博士,合肥工业大学副教授,硕士生导师。

统、液压转向抬升系统等重要零部件,这些复杂的布置对叉车发动机舱散热性能提出了极高的要求。若在叉车发动机舱内出现热害,造成发动机过热,润滑油性能下降,则可能会导致严重的工程事故。因此,提高叉车发动机舱的散热能力,改善冷却气流流动分布对于叉车冷却系统结构设计十分重要。

目前已广泛采用计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)方法<sup>[1-5]</sup>对车辆发动机舱热流场进行分析,采用该方法可以获得车辆发动机舱内流场及温度分布情况,如冷却模块散热器表面的温度和速度分布、舱内涡流和回流等。当前关于整车动力舱内流场的优化方向主要为减小冷却气流流动阻力,增加散热模块的进气量<sup>[6-7]</sup>。文献[8]提出利用矩阵风扇排列代替单风扇结构;文献[9]提出通过改变轿车主动进气格栅角度提高散热器进气量;文献[10]基于场协同理论优化散热器、风扇导流罩等。

本文在某型号叉车发动机舱三维模型的基础上,结合其散热模块 3 个散热器的空间布局,提出对机舱内部分结构的优化改进方案,并通过最终的组合优化策略,有效改善机舱内热流场并提高水散热器性能参数。

## 1 建立数值模型

### 1.1 几何模型

本文重点对叉车发动机舱内部进行热管理分析,以提高叉车散热器性能为重点优化方向,因此,为了减小计算工作量,不考虑叉车前轮以及起升机构部分,仅考虑发动机舱内部以及后方配重部分。某型号叉车的发动机舱三维模型如图 1 所示。在保证计算精度的情况下,对发动机舱进行模型简化,删除机舱内部分对气流组织影响较小的管道、线路以及不发热原件,简化后叉车发动机舱模型如图 2 所示。

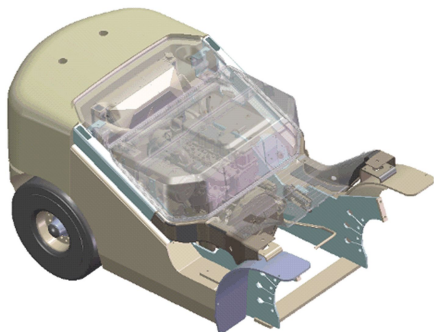


图 1 叉车发动机舱三维模型

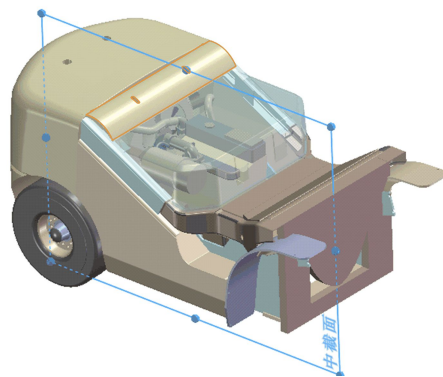


图 2 叉车发动机舱简化模型

### 1.2 主要物理模型

该叉车发动机舱内主要包括发动机总成、水散热器、液压油散热器、传动油散热器以及风扇等,其中核心模块的物理模型结构主要有 3 个散热器和 1 个风扇。核心模块即冷却模块的空间布局如图 3 所示。

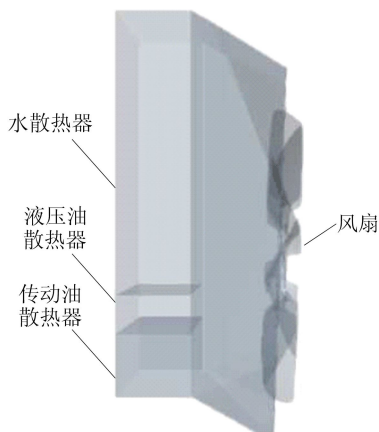


图 3 冷却模块空间布局

工程上通常将散热器等效为多孔介质模型<sup>[11]</sup>来进行仿真计算,为了建立散热器等效多孔介质模型,本文通过如图 4 所示的散热器台架试验得到散热器风阻性能实验数据,见表 1 所列。



图 4 散热器台架试验图

表 1 散热器风阻性能实验数据

部件	单位厚度上压降/Pa	空气流速/(m·s <sup>-1</sup> )
水散热器	1 230.0	4.01
	1 858.9	5.01
	2 509.4	5.99
	3 096.7	6.96
	3 874.4	7.97
	4 851.1	9.00
油散热器	1 575.6	3.98
	2 451.1	4.98
	3 335.6	5.97
	4 615.6	7.03
	5 900.0	8.01

采用最小二乘法拟合散热器单位厚度上压降与迎风面空气流速的二次曲线关系,可以得到等效多孔介质模型的阻力系数,如图 5 所示。

由图 5 的拟合结果可知:水散热器惯性阻力系数为 43.073 kg/m<sup>4</sup>,水散热器黏性阻力系数为 148.83 kg/(m<sup>3</sup>·s);液压油散热器与传动油散热器的阻力相同,惯性阻力系数为 83.612 kg/m<sup>4</sup>,黏性阻力系数为 66.836 kg/(m<sup>3</sup>·s)。

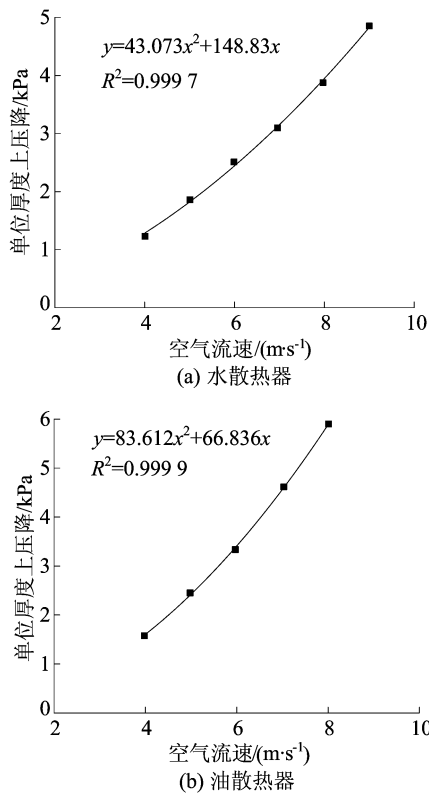


图 5 散热器空气侧阻力拟合曲线

热交换器模型采用“双流体热交换器”,通过散热器散热性能实验数据设定热交换器传热率。关于风扇的模拟方法有马尔科夫随机场(Markov

random field, MRF)模型、滑移网格以及风扇动量源模型,其中滑移网格用作瞬态模拟方法,风扇动量源模型需要输入风扇的 P-Q 曲线。在本文研究中,因为已有风扇的详细 CAD 模型,所以采用 MRF 模型,仿真中需输入风扇工作转速。

## 2 仿真相关参数设置

### 2.1 网格划分

仿真生成本次的计算域风洞模型,计算域大小为 23.0 m×10.0 m×3.2 m。网格采用切割体网格生成器,并对发动机舱内部、车身底部以及配重出风口部位进行局部网格加密,生成体网格数量为 1.504×10<sup>7</sup>。叉车中截面体网格划分如图 6 所示。

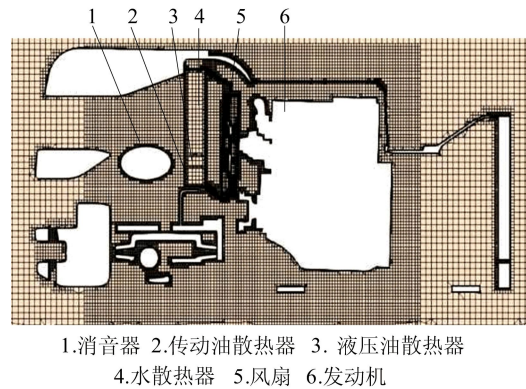


图 6 叉车中截面体网格

### 2.2 仿真工况

本次仿真工况为该型号叉车的最大额定工况,工况具体参数见表 2 所列。

表 2 仿真工况参数

参数	数值
环境温度/℃	35
车速/(m·s <sup>-1</sup> )	4
发动机额定功率/kW	63
发动机转速/(r·min <sup>-1</sup> )	2 500

### 2.3 边界条件

计算域入口设置为速度入口,根据表 2 工况中的车速,设定入口空气速度为 4 m/s;计算域出口为压力出口;计算域入口至车前地面为滑移壁面,其余计算域表面为非滑移壁面;风扇转速为 3 075 r/min。散热器及机舱内热边界条件的设置见表 3 所列。

表 3 仿真边界条件

边界参数	数值
水散热器进水温度/ $^{\circ}\text{C}$	95
液压油散热器进油温度/ $^{\circ}\text{C}$	110
传动油散热器进油温度/ $^{\circ}\text{C}$	110
水散热器进水量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	1.5
液压油散热器进油流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	0.138
传动油散热器进油流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	0.414
发动机缸盖、缸体温度/ $^{\circ}\text{C}$	100
油底壳温度/ $^{\circ}\text{C}$	110
消音器温度/ $^{\circ}\text{C}$	200
上排气歧管温度/ $^{\circ}\text{C}$	800
下排气歧管温度/ $^{\circ}\text{C}$	100
环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	35

### 3 结果分析与优化

#### 3.1 仿真结果分析

叉车中截面温度、速度分布如图 7、图 8 所示。

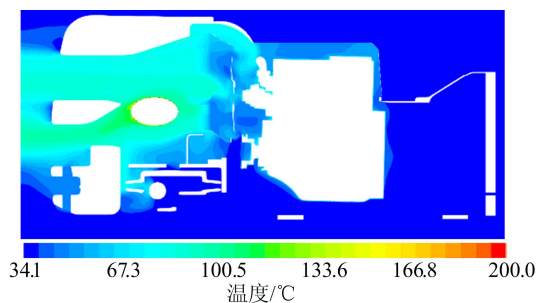
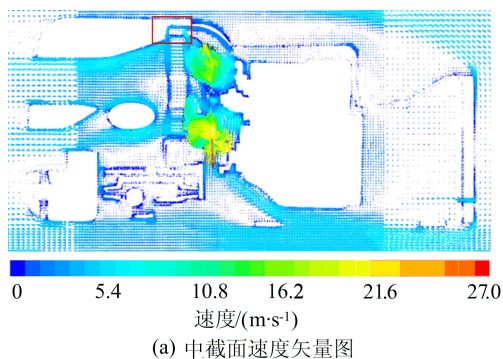
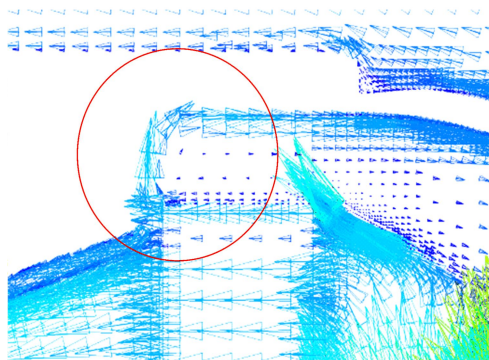


图 7 叉车中截面温度分布云图



(a) 中截面速度矢量图



(b) 热回流区域局部放大图

图 8 叉车中截面速度矢量图

由图 7、图 8 可知,由于风扇卷吸作用,叉车冷却气流主要由底部进入,流经发动机油底壳表面、散热器支撑件后经聚风罩进入散热器,再流过后舱消音器表面后经平衡重出口流出。

从图 8b 可以看出,在散热器顶部与水箱盖板之间出现明显的热风回流情况,这与散热器出口的导风罩结构直接相关。

散热器迎风面上速度矢量图如图 9 所示。

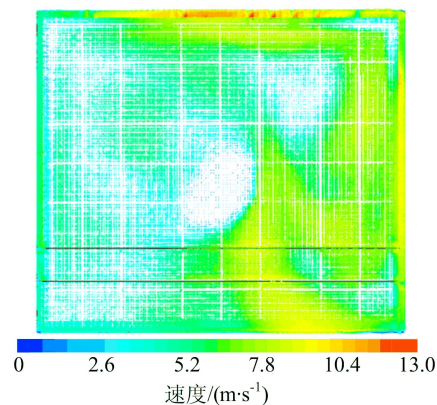


图 9 散热器迎风面速度矢量图

从图 9 可以看出,散热器迎风面风速分布不均匀,呈现出左半部分风速较低而右半部分风速较高的情况。结合风扇与聚风罩的三维模型发现,聚风罩的开口风圈并未处于聚风罩结构中间,略偏向右侧,因此推测正是这种不对称结构造成了散热器迎风面上风速分布左右不均的情况。此外,从图 3 冷却模块空间布局可以看出,在竖直方向上风扇相对于散热器位置过于靠下,风扇叶片实际覆盖面积已经超出传动油散热器迎风面,这也是导致散热器迎风面风速分布不均匀的一个因素。

#### 3.2 散热器导风罩结构优化

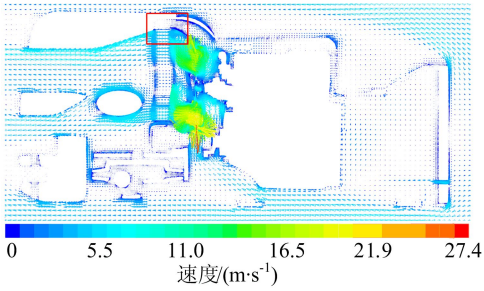
由 3.1 节分析可知,该型号叉车在散热器顶部出现明显的热风回流情况,研究发现原有导风罩未能将散热器出风面完全包裹,经测量导风罩两侧及顶部距离散热器出风面最外沿有 2~3 cm 间隙,这是散热器出现热风回流的重要原因。据此本文提出优化方案:① 将该导风罩位置上移使其上沿与散热器顶部重合;② 在散热器两侧增添阻流板防止两侧的散热器出风回流。

散热器导风罩优化后的模型如图 10 所示,其中红圈位置即两侧增添的阻流板。

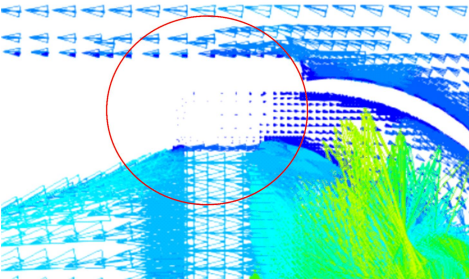
优化后叉车中截面上速度矢量图如图 11 所示,优化前、后机舱内散热器顶部附近结构温度分布如图 12 所示。



图 10 优化后散热器导风罩

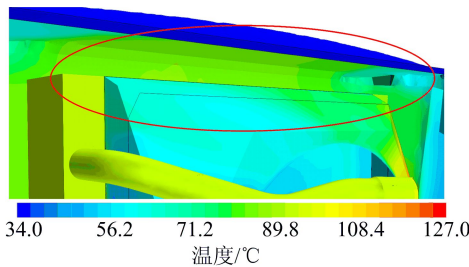


(a) 优化后叉车中截面速度矢量图

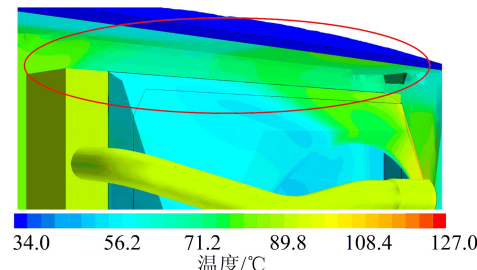


(b) 优化后散热器顶部流场局部放大图

图 11 散热器导风罩优化后叉车中截面速度矢量图



(a) 优化前温度分布



(b) 优化后温度分布

图 12 散热器顶部附近温度分布图

从图 11b 可以看出,优化后散热器顶部与水箱盖板之间不存在热回流情况;由图 12 可知,优化后没有散热器热风回流,散热器顶部附近机舱壁面以及聚风罩壁面温度明显降低。

优化前、后散热器性能参数见表 4 所列。从表 4 可以看出,优化导风罩之后,水散热器的散热量和冷却水进出口温差分别提高 5.3%、5.4%,水散热器进风温度下降 1.5℃,但液压油和传动油散热器性能参数未见明显改变。

表 4 优化前、后散热器性能参数

部件	参数	散热器模型		提高幅度/ %
		优化前	优化后	
水散热器	风量/(kg·s <sup>-1</sup> )	0.656	0.661	0.8
	进出口水温差/℃	4.080	4.300	5.4
	进风温度/℃	52.990	51.490	
	出风温度/℃	82.040	81.830	
	散热量/kW	20.040	21.100	5.3
液压油散热器	风量/(kg·s <sup>-1</sup> )	0.106	0.106	0
	进出口油温差/℃	17.660	17.540	-0.8
	散热量/kW	5.310	5.270	-0.8
传动油散热器	风量/(kg·s <sup>-1</sup> )	0.206	0.208	1.0
	进出口油温差/℃	9.970	9.980	0.1
	散热量/kW	9.080	9.090	0.1

### 3.3 风扇与聚风罩结构优化

根据 3.1 节的分析,对聚风罩结构及风扇的位置进行优化,在原聚风罩结构基础上,左移开口风圈 13 mm,再上移 10 mm,而后左移风扇 13 mm,再上移风扇 20 mm。这里对聚风罩开口风圈的改动不仅矫正了原模型风圈的不对称性,且为上移风扇提供了一定的空间裕度。优化后聚风罩与风扇模型如图 13 所示,散热器迎面速度矢量图如图 14 所示,散热器性能参数见表 5 所列。

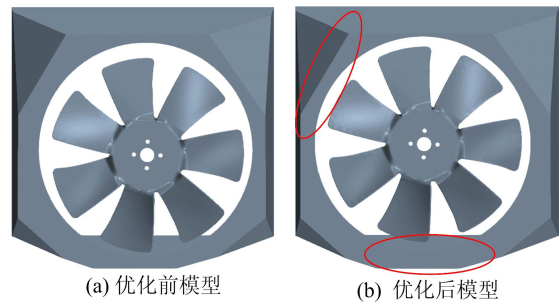


图 13 优化前、后聚风罩与风扇三维模型

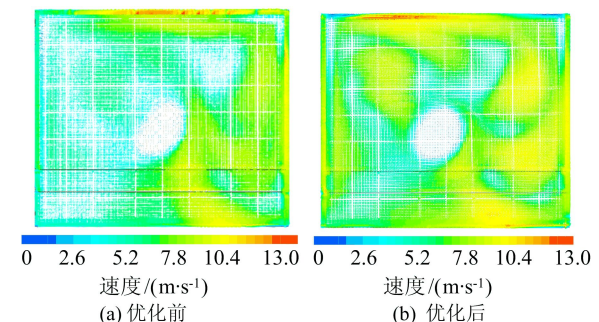


图 14 优化前、后散热器迎面速度矢量图对比

表 5 聚风罩结构、风扇位置优化后散热器性能参数

部件	参数	散热器模型		提高幅度/ %
		优化前	优化后	
水散热器	风量/(kg·s <sup>-1</sup> )	0.656	0.684	4.3
	进出口水温差/°C	4.080	4.330	6.1
	散热量/kW	20.040	21.410	6.8
液压油散热器	风量/(kg·s <sup>-1</sup> )	0.106	0.101	-4.7
	进出口油温差/°C	17.660	16.550	-6.3
	散热量/kW	5.310	4.980	-6.2
传动油散热器	风量/(kg·s <sup>-1</sup> )	0.206	0.193	-6.3
	进出口油温差/°C	9.970	9.380	-5.9
	散热量/kW	9.080	8.530	-6.1

从图 14b 可以看出,优化后散热器迎风面风速分布不均情况有了明显改善,结合表 5 中散热器性能参数分析,优化后水散热器风量、冷却水温差、散热量分别提高了 4.3%、6.1%、6.8%,而液压油散热器和传动油散热器相关性能参数则有一定的下降,但仍在其合理的工作温度范围内,因此该结构改变符合优化目标。

### 3.4 组合优化策略

根据 3.2 节、3.3 节优化方案,提出一套组合优化策略:① 上移导风罩使其上沿与散热器顶部重合,在散热器两侧增添阻流板;② 左移聚风罩开口风圈 13 mm,再上移开口风圈 10 mm,而后左移风扇 13 mm,再上移风扇 20 mm。

组合优化后散热器迎风面速度、温度分布分别如图 15、图 16 所示。

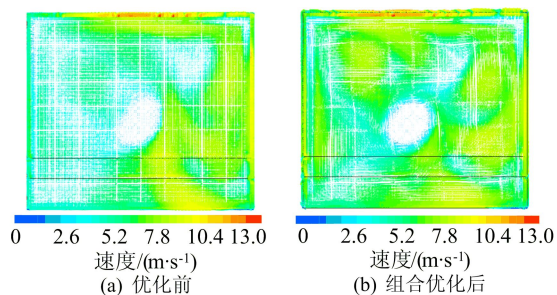


图 15 组合优化前、后散热器迎风面速度矢量图对比

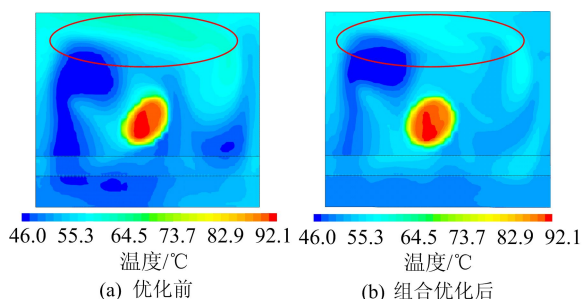


图 16 组合优化前、后散热器迎风面温度分布图对比

从图 15b 可以看出,经过组合优化后散热器迎风面风速分布情况有了明显改善;从图 16b 可以看出,水散热器迎风面上部温度也明显下降。

组合优化后散热器性能参数见表 6 所列。

表 6 组合优化后散热器性能参数

部件	参数	散热器模型		提高幅度/ %
		优化前	组合优化后	
水散热器	风量/(kg·s <sup>-1</sup> )	0.656	0.685	4.4
	进出口水温差/°C	4.080	4.500	10.3
	进风温度/°C	52.990	50.800	
	出风温度/°C	82.040	81.580	
	散热量/kW	20.040	21.850	9.0
液压油散热器	风量/(kg·s <sup>-1</sup> )	0.106	0.099	-6.6
	进出口油温差/°C	17.660	16.520	-6.5
	散热量/kW	5.310	4.970	-6.4
传动油散热器	风量/(kg·s <sup>-1</sup> )	0.206	0.193	-6.3
	进出口油温差/°C	9.970	9.740	-2.3
	散热量/kW	9.080	8.870	-2.3

由表 6 结合图 15、图 16 分析可知,组合优化后水散热器散热量和冷却水进出口温差有了较大提高,分别增加了 9.0%、10.3%,水散热器进风温度下降了 2.19 °C,说明机舱内整体温度降低,而液压油、传动油散热器仍能保证液压油和传动油在正常工作温度下。

因此该组合优化策略能有效提高此型号叉车散热器的性能参数,减少机舱内热回流,起到优化流场的作用。

## 4 结 论

本文针对某型号叉车发动机舱建立了机舱数值模型,分析发动机舱内热流场情况,提出相应的优化方案,并得到如下结论:

(1) 通过改进散热器导风罩位置和增添阻流板的方式能够避免散热器热风回流,使得水散热器进出口水温差和散热量分别提高 5.4%、5.3%,同时水散热器进风温度下降 1.5 °C。

(2) 通过矫正聚风罩开口风圈位置以及上移风扇可将水散热器风量、冷却水温差、散热量分别提高 4.3%、6.1%、6.8%,但同时需保持液压油、传动油在正常工作温度区间内。

(3) 采取组合优化策略后,可以使水散热器性能参数得到更大的提高,水散热器风量、冷却水温差、散热量将分别提高 4.4%、10.3%、9.0%。

本文研究内容和结论可为叉车发动机舱热管理提供一定的借鉴和指导。

(下转第 598 页)

- 济南:山东建筑大学,2016.
- [11] WANG Z T, GONG Z Q, WANG Z B, et al. A TG-MS study on the coupled pyrolysis and combustion of oil sludge[J]. *Thermochimica Acta*, 2018, 663(5): 137-144.
- [12] RAMIN B, AHMET Y, HAYATI O, et al. TGA and kinetic study of different torrefaction conditions of wood biomass under air and oxy-fuel combustion atmospheres[J]. *Journal of the Energy Institute*, 2020, 93(3): 889-898.
- [13] LIN Y S, GE Y, XIAO H M, et al. Investigation of hydrothermal co-carbonization of waste textile with waste wood, waste paper and waste food from typical municipal solid wastes[J]. *Energy*, 2020, 210(11): 118606.
- [14] 吕双. 煤与生物质共碳化活化制备活性焦实验探究[D]. 济南:山东大学, 2020.
- [15] JUMOKE M O, STEPHEN A, CHENG H P, et al. A novel index for the study of synergistic effects during the co-processing of coal and biomass [J]. *Applied Energy*, 2017, 188(2): 215-225.
- [16] WANG L P, CHANG Y Z, ZHANG X J, et al. Hydrothermal co-carbonization of sewage sludge and high concentration phenolic wastewater for production of solid Biofuel with increased calorific value[J]. *Journal of Cleaner Production*, 2020, 255(5): 120317.
- [17] WU T, GONG M, EDWARD L, et al. Characteristics and synergistic effects of co-firing of coal and carbonaceous wastes[J]. *Fuel*, 2013, 104(2): 194-200.
- [18] 施苏薇, 马培勇, 范方宇, 等. 毛竹水热炭燃烧特性及动力学研究[J]. *太阳能学报*, 2018, 39(9): 2648-2655.
- [19] CHEN C X, HUANG Y T, YANG S X, et al. Effect of oxygen enriched atmospheres on combustion of bagasse, coal and theirs blends by thermogravimetric analysis[J]. *Journal of Environmental Chemical Engineering*, 2020, 8(5): 104398.
- [20] 宋艳培, 庄修政, 詹昊, 等. 污泥与褐煤共水热碳化的协同特性研究[J]. *化工学报*, 2019, 70(8): 3132-3141.
- [21] WANG G W, ZUANG J L, SHAO J G, et al. Thermal behavior and kinetic analysis of co-combustion of waste biomass/low rank coal blends [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 124(9): 414-426.
- [22] YAO H F, HE B S, DING G C, et al. Thermogravimetric analyses of oxy-fuel co-combustion of semi-coke and bituminous coal [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 156(6): 708-721.
- [23] XU J, TANG H, SU S, et al. A study of the relationships between coal structures and combustion characteristics; the insights from micro-raman spectroscopy based on 32 kinds of Chinese coals[J]. *Applied Energy*, 2018, 212(2): 46-56.
- [24] LIAO X J, SINGH S, YANG H P, et al. A thermogravimetric assessment of the tri-combustion process for coal, biomass and polyethylene[J]. *Fuel*, 2021, 287(3): 119355.
- [25] LIU Q W, ZHONG W Q, TANG R, et al. Experimental tests on co-firing coal and biomass waste fuels in a fluidised bed under oxy-fuel combustion [J]. *Fuel*, 2021, 286(2): 119312.
- [26] ORIS C, LUO Z Y, YU C J. Study of the kinetic behaviour of biomass and coal during oxyfuel co-combustion[J]. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2020, 28(7): 1796-1804.

(责任编辑 胡亚敏)

(上接第 582 页)

### [参 考 文 献]

- [1] 唐友名, 姜渊博, 陈基, 等. SUV 发动机舱热管理一维/三维联合仿真与改进[J]. *中国机械工程*, 2019, 30(5): 608-614, 629.
- [2] 李田田, 赵兰萍, 王建新, 等. 发动机舱的冷却气流仿真与散热的改善[J]. *汽车工程*, 2020, 42(9): 1197-1205, 1210.
- [3] 石岩, 李耀, 许佩佩. 商用车发动机舱流场仿真与风罩优化设计[J]. *汽车工程*, 2021, 43(8): 1248-1253.
- [4] ZHANG C H, UDDIN M, ROBINSON A C, et al. Full vehicle CFD investigations on the influence of front-end configuration on radiator performance and cooling drag[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 130: 1328-1340.
- [5] 李君, 付莹, 曲大为, 等. 基于 STAR-CCM+ 的拖拉机发动机舱三维仿真分析[J]. *科学技术与工程*, 2020, 20(24): 9893-9897.
- [6] TAO Q, SU C Q, CHEN M, et al. Numerical investigation on the temperature distribution inside the engine compartment of a fuel cell vehicle with nanofluids as coolant [J]. *International Journal of Energy Research*, 2021, 45(6): 9613-9626.
- [7] 王其东, 张杰, 张民. 基于灵敏度分析中心组合设计的乘用车发动机舱温度场优化[J]. *汽车工程*, 2020, 42(3): 315-322, 329.
- [8] 王宏朝, 单希壮, 杨志刚. 利用矩阵风扇的发动机舱流场优化[J]. *西安交通大学学报*, 2017, 51(3): 14-19.
- [9] 党岩, 秦鹏, 闫石. 主动进气格栅角度对整车前舱进气性能影响的数值分析研究[J]. *汽车工程学报*, 2021, 11(6): 442-446.
- [10] 刘水长, 李礼夫, 张勇, 等. 基于双场耦合的发动机舱内流场散热分析与结构改进[J]. *汽车工程*, 2017, 39(8): 879-888.
- [11] 孟庆林. 某型叉车发动机舱热管理分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2015.

(责任编辑 胡亚敏)