

某重载型商用车动力舱气液联合热平衡仿真与优化

李 婷, 石军师, 王 毅

三一集团有限公司, 湖南 长沙
Email: lit83@sany.com, shijs@sany.com.cn

收稿日期: 2020年10月8日; 录用日期: 2020年10月18日; 发布日期: 2020年10月30日

摘 要

为改善某重载型商用车在中东市场夏季高温工况下发动机冷却水温偏高以及发动机舱整体热环境较差的现象, 采用气液联合(即三维与一维耦合)热平衡仿真方法对发动机舱内部流场与温度场特征进行了仿真模拟, 获取导致发动机水温过高的主要原因以及一维仿真所需的物理参数, 输入一维仿真模型后计算得到极限工况下的许用环境温度, 并通过与试验结果对比验证了仿真方法的准确性。综合发动机舱的布局和考虑开发成本, 提出了在散热器两侧增加阻流板的改进方案, 结果表明: 增加阻流板可以有效减轻热回流现象, 明显改善了发动机的散热环境。

关键词

动力舱, 气液联合, 热平衡仿真, 阻流板

The Gas-Liquid Combining Heat Balance Simulation and Optimization on Engine Compartment of Heavy Duty Commercial Vehicle

Ting Li, Junshi Shi, Yi Wang

Sany Group Co., LTD, Changsha Hunan
Email: lit83@sany.com, shijs@sany.com.cn

Received: Oct. 8th, 2020; accepted: Oct. 18th, 2020; published: Oct. 30th, 2020

Abstract

In order to improve the phenomenon of high temperature of engine cooling water and poor thermal environment of engine compartment of heavy duty commercial vehicle in the Middle East market, the characteristics of flow field and temperature field in engine compartment were simulated by gas-liquid combined (*i.e.*, three-dimensional and one-dimensional coupling) heat balance simulation method. The main reasons for the excessive water temperature of the engine and the physical parameters required for one-dimensional simulation are obtained. The allowable ambient temperature under the limit condition is calculated after inputting the one-dimensional simulation model. The accuracy of the simulation method is verified by comparing with the test results. Considering the layout of the engine compartment and considering the development cost, the improvement scheme of adding baffle plates on both sides of the radiator is proposed. The results show that the heat reflux phenomenon can be effectively reduced by adding the baffle plate, and the cooling environment of the engine is obviously improved.

Keywords

Engine Compartment, Gas-Liquid Combining, Heat Balance Simulation, Baffle Plates

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着市场对重载型商用车大马力、高能效的需求越来越强烈,发动机热负荷将大幅提高[1],发动机舱散热问题日益严峻,若冷却系统匹配不合理,发动机在极限工况下作业易出现冷却水“开锅”现象,导致车辆无法正常使用。

重载型商用车出口中东市场过程中,由于当地气候炎热,对产品的散热性能提出了许用环境温度高于 55℃ 的严苛要求。前期样车通过多轮试验验证优化,发动机水温仍然偏高,许用环境温度无法满足技术要求。在项目任务紧迫的前提下,依赖传统的热平衡试验方法无法直观判断引起散热性能不足的原因,反复整改周期长且费用昂贵。为提高重载型商用车散热性能优化效率,缩短开发周期,提出基于一维与三维耦合的气液联合热平衡仿真方法,通过三维仿真获取冷却系统的实际流量、系统阻力和温度场数据修正一维仿真边界条件,计算得到发动机水温和许用环境温度等。通过试验验证,仿真准确度达到 90% 以上。在此基础上提出了在散热器两侧增加阻流板的优化方案,结果表明增加阻流板可以有效减轻热回流现象,明显改善了发动机的散热环境。

2. 冷却系统模型等效

2.1. 换热模块建模

重载型商用车换热模块主要包括冷凝器、中冷器和散热器,其内部结构复杂,由不同排布形式的细密翅片组成。如果对换热器的翅片进行真实建模捕捉流体流动特征,划分的网格量巨大,将导致仿真计算效率低下甚至超出计算机负荷,不适用于工程计算。换热模块在三维仿真计算中可等效为阻力部件和

热交换部件，模拟外流冷却空气流过芯体内部带走热量的过程，无法模拟内部冷却液的流动换热过程。换热模块从流场角度作为阻力元件可等效为具有阻尼和厚度的多孔介质，空气流过芯体时产生压力损失和速度衰减；从温度场的角度将换热器等效为体积热源，根据发动机传递给冷却系统的热量赋予散热器单位体积的散热量。

多孔介质的阻力损失模型遵循 Darcy 定律[2]:

$$\frac{\Delta p}{\Delta L} = -(\delta_i |v| + \delta_j) v_a \quad (1)$$

式中： Δp 为压降； ΔL 为多孔介质厚度； δ_i 为惯性阻力二次项系数； δ_j 为黏性阻力一次项系数； v_a 为气流速度。

根据供应商提供的换热模块台架试验数据，拟合多项式公式得到其流动方向上的惯性阻力系数 δ_i 和粘性阻力系数 δ_j 。冷凝器、中冷器和散热器外流速度与压降的曲线如图 1 所示：

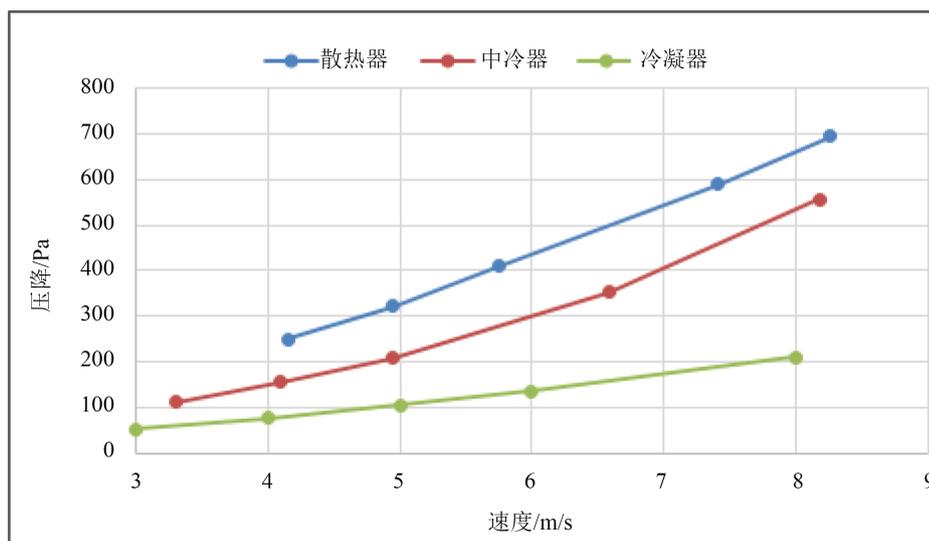


Figure 1. Curve: flow velocity and pressure drop of heat exchanger

图 1. 换热器外流流速与压降的关系曲线

2.2. 风扇等效模型

风扇模拟模型主要分为三类，即旋转参考坐标系(Moving Reference Frame)、滑移网格(Rigid Body)和风扇动量源模型(Fan Momentum Source)。其中旋转参考坐标系法通过稳态的方法进行风扇的模拟，网格并非真实的运动，通过旋转参考坐标系的方法体现风扇旋转区域的效果，是目前应用最广泛的等效方法。本文采用的正是 MRF 法模拟风扇的旋转效应[3]，对于不同的工况只需修改风扇的旋转速率和旋转角即可计算，相比其他方法更简单、高效。

3. 气液联合热平衡仿真

3.1. 三维仿真建模与网格划分

三维仿真建模过程中为使重载型商用车热管理仿真达到一定精度，在计算资源允许的条件下尽可能完整反映结构的细节，满足指导设计的要求[4]。建立包含发动机舱及部件的整车三维模型以及外部流域，分别如图 2 和图 3 所示。其中外流域尺寸为 10 倍车长、5 倍车宽和 4 倍车高。

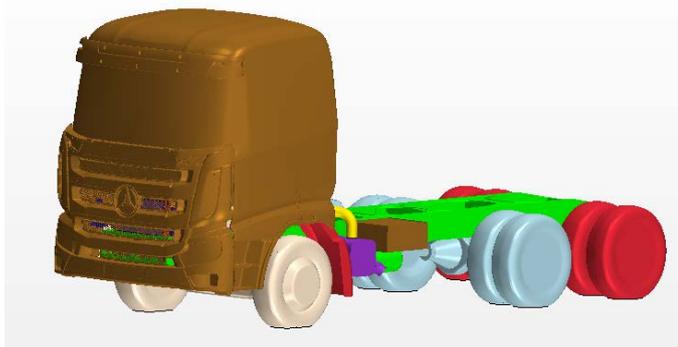


Figure 2. 3D simulation model
图 2. 三维仿真模型



Figure 3. Outer basin model
图 3. 外流域模型

设置好表面网格尺寸划分三维模型的表面网格，对于重点关注区域网格尺寸设置较小，如格栅尺寸为 1~2 mm，散热模块尺寸 2~4 mm，风扇旋转区域尺寸 2~8 mm，能够更准确的捕捉这些区域的流动与散热的特征。车体表面网格大多控制在 8~24 mm 之间。空气外流域设置从小到大三个加密区域，控制网格尺寸更好地过渡。采用 star-ccm + 自带的切割体网格和棱柱层网格生成器划分体网格，得到网格总数约 4270 万个，其中发动机舱区域中截面的网格如图 4 所示。

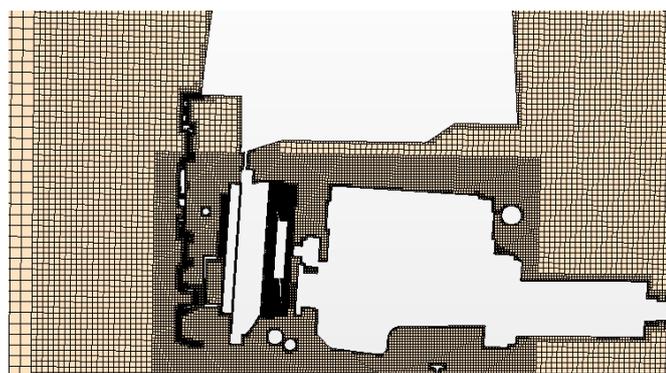


Figure 4. Mid section grid of engine compartment
图 4. 发动机舱区域中截面网格

3.2. 三维边界条件与数值计算

在三维计算中，外流域入口面设置为速度入口，数值与车速一致，方向相反；外流域出口设置为压力出口，与大气环境压力一致；外流域底面设置为移动壁面，移动速度与入口气流速度一致；外流域顶

面和侧面设置为无滑移壁面；风扇设置旋转速率，风扇相对发动机的速比为 1.3，具体见表 1。换热器等效为具有阻尼的体积热源，赋予等体积生热量；发动机、后处理、变速箱等发热部件壁面设置为温度壁面，与空气进行热交换。根据工程经验选用 Realizable K-Epsilon two-layer 的湍流模型进行求解，开启辐射模型，空气设置为不可压缩流体。

Table 1. Boundary condition setting
表 1. 边界条件设置

内容	设置
速度入口	最大扭矩工况：8.1 km/h 额定功率工况：13.7 km/h
压力出口	静压 0 Pa
风洞地面	移动壁面，速度值与车速相同
风扇旋转速度	最大扭矩工况：1472 rpm 额定功率工况：2478 rrpm
环境温度	额定功率工况：33.3℃ 最大扭矩工况：32.8℃
冷却液报警温度	110℃

通过三维仿真计算得到整车 y 向中截面上的速度矢量图和温度分布云图，如图 5 和图 6 所示。从图上明显看到，风扇旋转将外部的冷却空气通过格栅吸入至机舱内部后，大部分气流流经冷凝器、中冷器和散热器再经风扇整流后吹向发动机，其中吹向发动机上方的气流撞击到驾驶室底面形成很强的漩涡，导致此处区域空气滞留，对照温度分布云图可看到此处温度较高。顶部滞留的部分高温空气在风扇抽吸作用下回到换热器前端的进气侧参与二次换热，使得进气温度升高，降低冷却系统的散热效果。吹向发动机上方的气流掠过油底壳表面后流向车体后方，流动相对较顺畅，无局部高温区域产生。

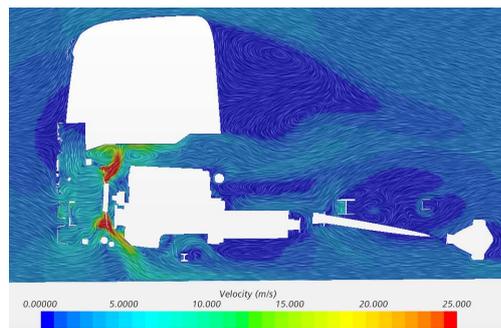


Figure 5. Velocity vector diagram of Y-direction section
图 5. Y 向截面速度矢量图

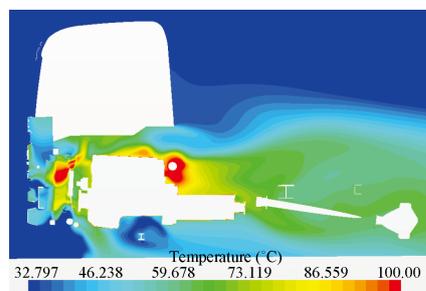


Figure 6. Temperature diagram of Y-direction section
图 6. Y 向截面温度分布云图

从图 7 和图 8 所示的 Z 向截面速度矢量图和温度分布云图明显发现, 冷却空气经过风扇加速后向在发动机前方呈现左右侧不对称分布, 其中左侧气流撞击到挡板以及管道后回流至进气端造成二次加热, 而右侧回流较少, 因此左侧进气侧的温度明显高于右侧进气侧温度, 发动机舱整体左侧散热效果比右侧差, 这与整车布置有直接关系。

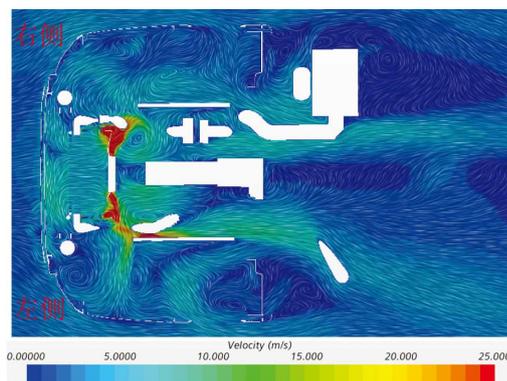


Figure 7. Velocity vector diagram of Z-direction section

图 7. Z 向截面速度矢量图

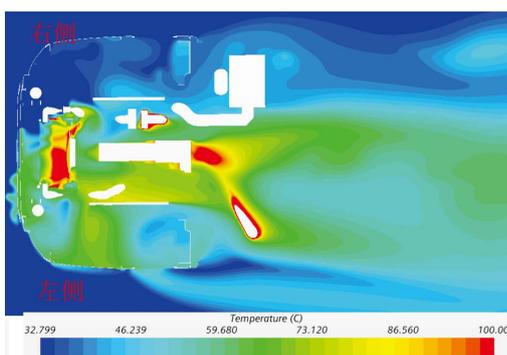


Figure 8. Temperature diagram of Z-direction section

图 8. Z 向截面温度分布云图

通过三维仿真结果统计通过冷却模块的空气流量值, 如表 2 所示。

Table 2. Airflow of cooling module obtained by 3D simulation

表 2. 三维仿真获取的冷却模块空气流量(单位: kg/s)

	最大扭矩点			额定功率点		
	冷凝器	中冷器	散热器	冷凝器	中冷器	散热器
	1.10	2.56	3.98	1.98	4.29	6.97

3.3. 一维仿真建模与计算

一维模型建模主要包括冷却系统内循环和外循环回路搭建以及工况设置, 其中内循环包括散热器冷却液回路和中冷器内部流体回路, 具体如图 9 所示。

外循环回路主要包括格栅阻力模型、冷凝器、中冷器、散热器、风扇和机舱阻力模型, 分别定义为外流空气流经的 5 个节点, 将节点按照实车部件的先后次序连接成闭环模型, 用于计算冷却系统的匹配效果, 具体如图 10 所示。

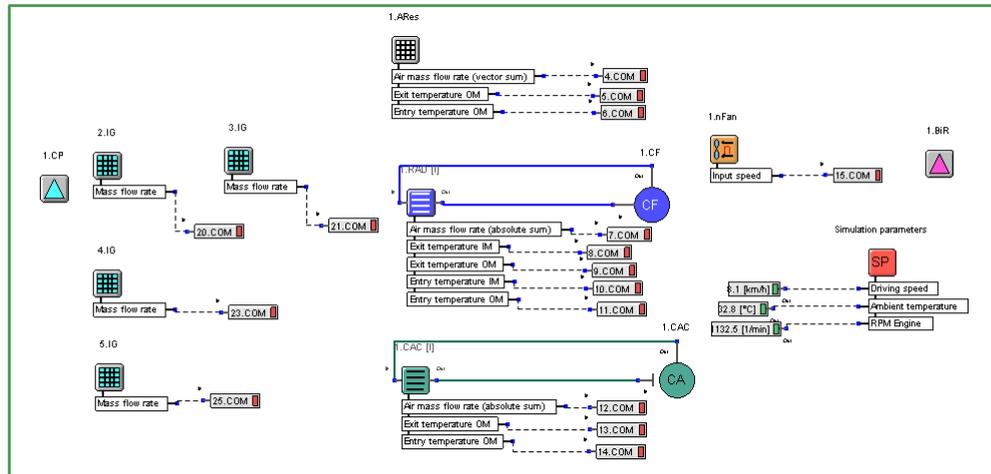


Figure 9. One dimensional simulation model
图 9. 一维仿真模型

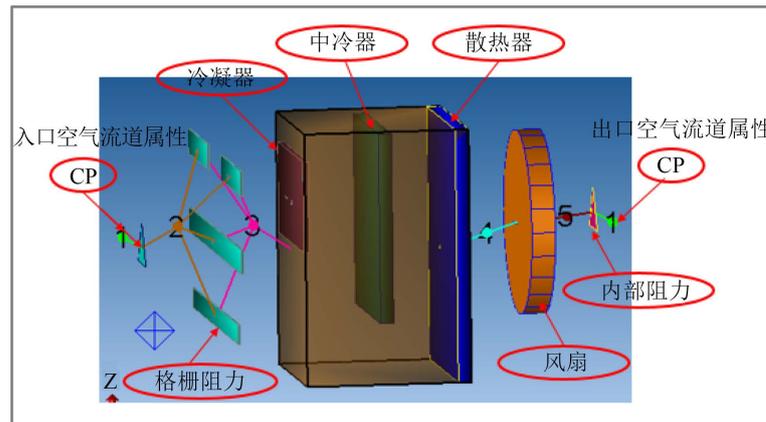


Figure 10. External circulation circuit
图 10. 外循环回路

通过前期三维仿真分析结果设置一维仿真模型的格栅阻力值、CP 值，利用三维计算获取的冷却模块空气流量值标定出一维模型内部阻力 BIR。设置好工况参数后运行计算，得到冷却模块内外流进出口温度、压力和流量等数据，如表 3 所示。通过公式(2)换算得到整车极限工况下的许用环境温度仿真值，与试验值对标误差百分比为 2.7%，准确度较高，说明气液联合仿真方法可用来预测商用车热平衡性能。

$$\text{许用环境温度} = \text{冷却液报警温度} - (\text{发动机出水温度} - \text{环境温度}) \quad (2)$$

Table 3. One dimensional simulation results
表 3. 一维仿真计算结果

仿真结果	最大扭矩工况	额定功率工况
发动机出水温度(°C)	85.1	79.2
发动机进水温度(°C)	80.3	74.7
散热器表面风量(kg/s)	4.1	7.2
散热器外流进气温度(°C)	56.2	56.6
散热器外流气温度(°C)	79.8	77.6

Continued

中冷器表面风量(kg/s)	2.4	4.1
中冷器外流进气温度(°C)	52.1	50.5
中冷器外流出气温度(°C)	63.3	63.4
冷凝器器表面风量(kg/s)	1.1	2.0
冷凝器外流进气温度(°C)	46.8	47.5
冷凝器外流出气温度(°C)	58.3	54.1
极限许用环境温度仿真值(°C)	57.7 (>55°C)	64.1 (>55°C)
极限许用环境温度试验值(°C)	59.3	63.3
误差百分比	2.7%	1.3%

4. 冷却系统性能优化仿真

由于三维仿真分析发现该重载型商用车发动机舱内回流现象较明显,降低了其冷却系统的散热效果,综合发动机舱的布局 and 开发成本,提出了在散热器顶面和侧边增加阻流板(可用隔热棉代替)优化方案,模型如图 11 所示:

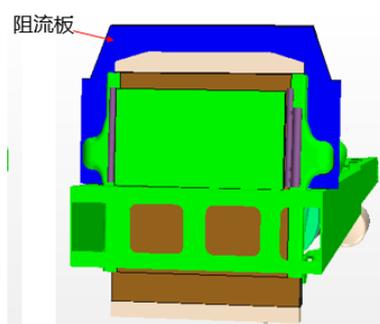


Figure 11. Optimization scheme
图 11. 优化方案

对改进方案设置同边界条件和工况参数进行气液联合热平衡计算,结果如图 12~15 所示。对比优化方案和原方案明显看到,阻流板添加后风扇出来的气流被阻流板阻挡后通过顶部和两侧回到进气侧的气流减少,发动机舱进气侧的温度相比原来有所降低。从 Z 向速度矢量图和温度云图能明显看到回流的气流减少,左侧进气侧温度相比原方案有所降低,有利于散热性能的提升。

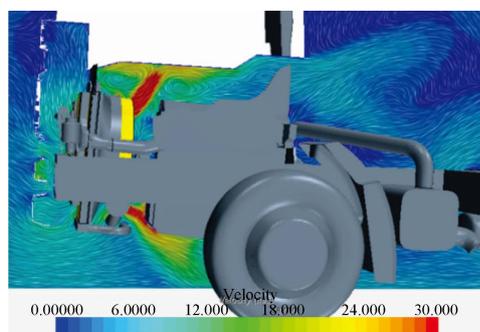


Figure 12. Velocity vector diagram of Y-direction section of optimization scheme
图 12. 优化方案 Y 向截面速度矢量图

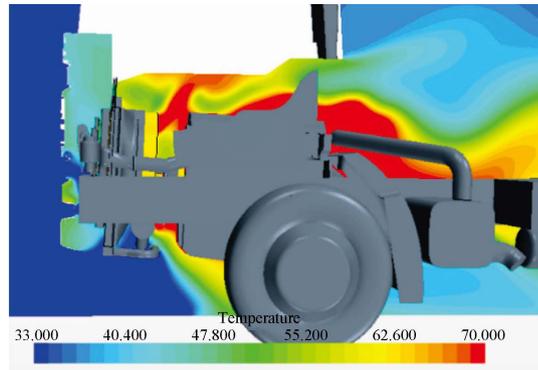


Figure 13. Temperature diagram of Y-direction of optimization scheme
图 13. 优化方案 Y 向截面温度分布云图

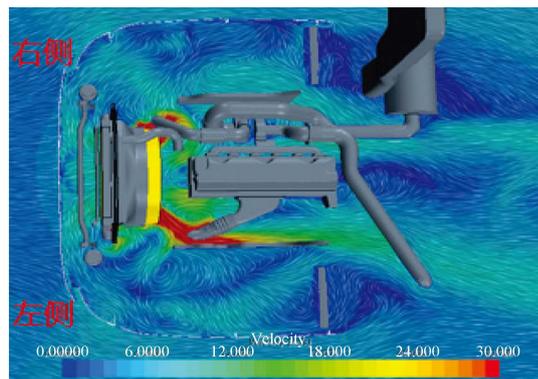


Figure 14. Velocity vector diagram of Z-direction section of optimization scheme
图 14. 优化方案 Z 向截面速度矢量图

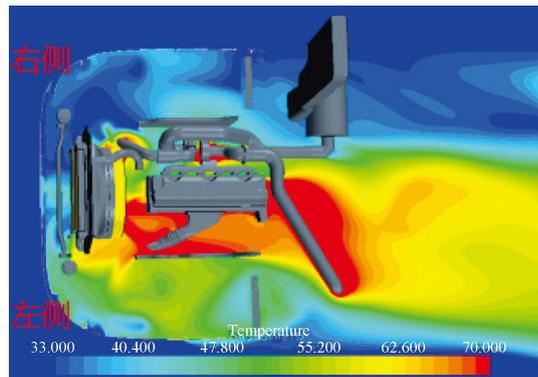


Figure 15. Temperature diagram of Z-direction section of optimization scheme
图 15. 优化方案 Z 向截面温度分布云图

对比优化方案和原方案冷却模块的空气流量数据和温度，分别如表 4 和表 5 所示。添加阻流板后，回流至冷凝器和中冷器前端的热气流减少，使得通过冷凝器和中冷器的外部冷却流量增大；通过散热器的总流量稍有下降，推测散热器减少的回流量大于增加的冷却气流流量。添加阻流板后，冷却系统进风面的平均温度得到显著降低，说明回流现象明显改善，有利于发动机舱散热性能的提升。分析冷却模块温度数据发现，添加阻流板后冷却模块进出风面的平均温度和冷却水温得到显著降低，说明回流现象的改善明显提升了发动机舱整体的散热性能。

Table 4. Flow through cooling module before and after optimization**表 4.** 优化前后通过冷却模块的流量值(单位: kg/s)

仿真结果对比	最大扭矩点			额定功率点		
	冷凝器	中冷器	散热器	冷凝器	中冷器	散热器
原方案	1.10	2.56	3.98	1.98	4.29	6.97
优化方案	1.22	2.87	4.12	2.14	4.92	6.57
增幅%	9.8	12.1	-8.8	8.0	14.7	5.7

Table 5. Comparison of cooling module temperature before and after optimization**表 5.** 优化前后冷却模块温度值对比(单位: °C)

仿真结果对比		冷凝器		中冷器		散热器		发动机出水温度
		进风平均温度	出风平均温度	进风平均温度	出风平均温度	进风平均温度	出风平均温度	
最大扭矩点	原方案	47	59	50	66	61	87	85.1
	优化方案	40	50	45	60	56	83	80.9
	降幅%	14.9	15.2	10.0	9.0	8.2	4.6	4.9
额定功率点	原方案	45	52	46	63	59	81	79.2
	优化方案	38	44	42	59	55	78	75.8
	降幅%	15.6	15.4	8.7	6.3	6.8	3.7	4.3

5. 结论

1) 基于某重载型商用车冷却水温偏高的问题, 提出了一种三维与一维耦合的气液联合仿真方法。在三维气侧的基础上获取一维计算所需要的压力、流量和温度边界参数, 标定出一维的 BIR 内部阻力, 通过迭代计算得到整机极限工况许用环境温度, 解决传统的热平衡性能依赖试验反复验证的问题, 大幅减少试验次数, 缩短项目周期。该方法获得的仿真结果与试验结果对标, 准确度高于 90%, 说明所采用的联合仿真的方法可靠有效。

2) 通过仿真发现该重载型商用车发动机舱内回流现象较明显, 降低了其冷却系统的散热效果, 综合发动机舱的布局 and 开发成本, 提出了在散热器顶面和侧边增加阻流板的优化方案。经气液联合仿真分析证明, 阻流板的添加可以有效地增加通过冷却模块的冷却空气流量, 降低进气侧温度, 提升冷却系统散热性能。

参考文献

- [1] 张克鹏. 某重型商用车冷却系统的一维仿真与匹配分析[J]. 现代车用动力, 2013(2): 19-23.
- [2] Nimtan, R., Doost, A.K. and Madani, N. (2013) Simulation of Air Flow under the Hood of a Passenger Car Using Computational Fluid Dynamics. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering & Technology*, 6, 4583-4594. <https://doi.org/10.19026/rjaset.6.3472>
- [3] 张宝亮, 范秦寅, 胡广洪, 等. 整车热管理的一维与三维耦合仿真[J]. 汽车工程, 2011, 33(6): 493-501.
- [4] 王露阳, 王良模, 邹小俊, 等. 基于 CFD 的某商用车发动机舱的改进设计[J]. 江苏大学学报, 2018(5): 517-522.