

基于 GT-Suite 的独立式冷却风道方案选型研究

Study on the Selection of the Design Decision of the Independent Cooling Air Duct Based on GT-Suite

喻 虎¹, 骆清国¹, 尹洪涛¹, 冉光伟²

(1. 装甲兵工程学院机械工程系, 北京 100072; 2. 上汽通用五菱汽车股份有限公司, 柳州 545007)

摘 要: 为有效降低独立式发动机舱车辆冷却风道的空气流动阻力, 设计了 4 种不同的风道方案, 建立了其 CAD(计算机辅助设计)和 CFD(计算流体动力学)模型。利用计算流体动力学技术(CFD)进行数值模拟, 通过 GT-Suite 软件建立了冷却风道的仿真模型, 并用 GT-Cool 模块离散了其 3D 模型, 在空气质量流量相同的条件下对四种方案进行了对比分析。发现方案 4 功耗与阻力最小, 方案 1 风道高度最低。从冷却风道的低阻高效出发选择方案 4。

关键词: 独立式发动机舱; 冷却风道; GT-Cool; 仿真计算

Abstract In order to reducing the pressure drop in the cooling air duct of the closed engine compartment efficiently, four different design decision of the air duct is made. And the CAD module and CFD module are been built. The numerical simulation by using computational fluid dynamics technique is necessary. The simulation module of air duct is been built by GT-Suite Software. And the 3D model is discrete by GT-COOL module. The relative analysis is made under the condition of the same air flow rate. The results reveals that the power consumption and the air pressure loss is the lowest in scheme four, while the height on the air duct in scheme one is the lowest. The scheme one is the best when we take low resistivity and highly active into consideration.

Key words: closed engine compartment; air duct; GT-Cool; simulation

1 引言

独立式发动机舱冷却风道内各部件的传热可以划分为 3 个部分^[1]: 发动机和传动装置产生的热量中大部分被冷却液、润滑油和传动油吸收, 再经过各自的散热器和换热器传给流经的冷却空气; 另一部分热量在固体零部件之间传导, 被箱体内流动的冷却介质吸收或直接传给箱体, 再通过箱体外表面传给动力舱内的冷却空气; 此外, 极少部分热量则通过传动装置箱体与车体固定架或连接装置的热传导传给车体, 再通过车体将热量散走。本文着重考虑第一部分传热情况。

2 冷却风道结构方案

针对独立式发动机舱冷却风道的特点，设计了如下四种结构方案进行选型研究。

方案 1：如图 2 所示为吸风式离心风扇冷却风道，该风道由进排气百叶窗、水散热器、冷却风扇及蜗壳组成，两个离心风扇横置于水散热器下侧。空气在风扇的作用下由进气百叶窗进入，直接通过水散热器，最后由蜗壳经排气百叶窗排出舱外。

方案 2：如图 3 所示为吸风式轴流风扇冷却风道，与方案 1 空气流动方向相同，不同的是冷却空气在轴流风扇的作用下冷却散热器后经导风装置排除舱外，由于轴流风扇的特性不能像离心风扇一样使风向发生转变，所以必须设置相应的导风装置（如导风板等）使空气流通更加顺畅。

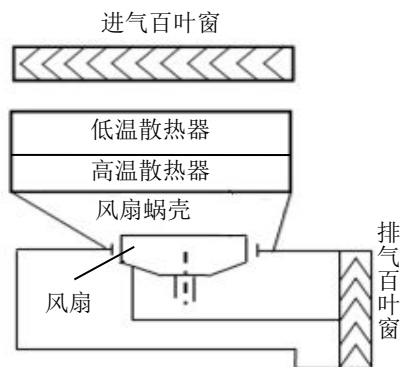


图 1 方案 1

方案 3：如图 4 所示吹风式轴流风扇冷却风道，该风道也由进排气百叶窗、水散热器、冷却风扇及蜗壳组成，风扇横置于低温水散热器上方。与上述两种方案最大的区别便是风道形式的不同，冷却空气在经过风扇后再冷却散热器。

方案 4：如图 5 所示冷却风道中风扇置于高低温散热器之间，在风道内形成“前拉后推”的形式。该风道的最大特点便是将散热器去集成化，将高低温散热器分开，这将对动力舱内冷却水流动的管道布置产生较大影响。本文只对独立式发动机舱风道的形式进行方案比较，风道外动力舱内的管件布置与风扇驱动方式不做考虑。

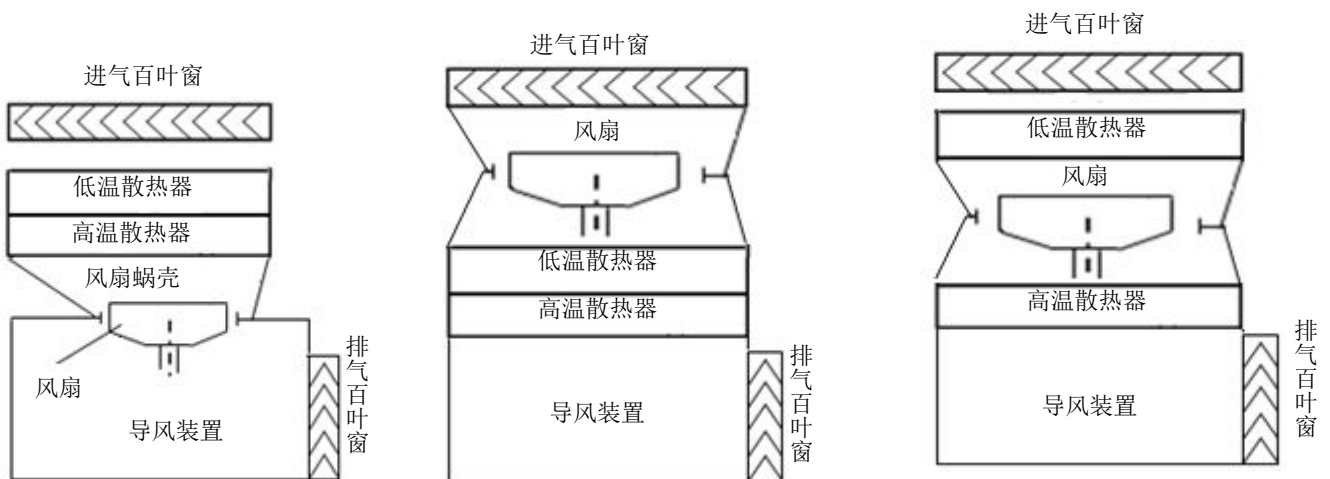


图 2 方案 2

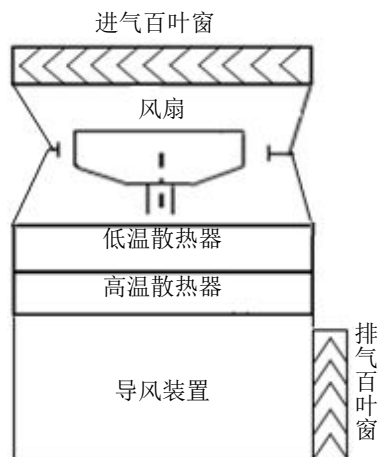


图 3 方案 3

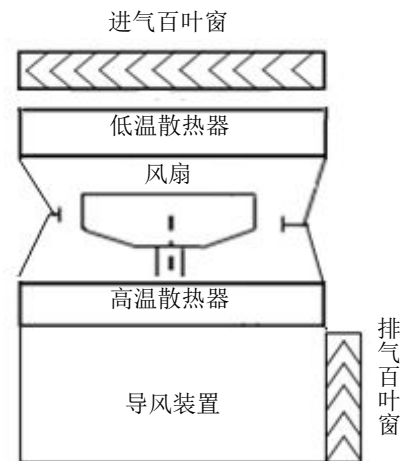


图 4 方案 4

3 冷却风道模型建立

3.1 冷却风道物理模型

本研究对象是动力舱内的空气，属于流体范畴，区别于不同流体的是其本身的物理性质，如密度、粘度、压缩性等物理量。而描述流体运动的量，从微观上讲是某一点的速度、压强和流体密度

等,从宏观上讲则主要是平均速度、动量和压力等^[2]。本文首先根据冷却风道空气流动的实际情况、所使用的计算机硬、软件的实际情况和计算目的,对动力舱冷却风道流场和温度场做出一定的简化假设,以确立其物理模型。建立冷却风道物理模型时一般应考虑以下几个因素。

(1) 空间维数:二维或三维。冷却风道内部件不规则、不对称,所以选用三维模型。

(2) 时间因素:定常或非定常。从严格意义来讲,冷却风道内的空气流动属于非定常流动,把它当作定常流动进行处理的原因有 2 个:一是非定常流动模拟对计算资源要求高,计算相对困难;二是冷却风道的空气流动在稳定工况下接近定常流动,把它当成定常流动误差很小。

(3) 流动形态:层流或紊流。冷却风道内的空气流动属于紊流的范畴。

(4) 物性参数:可压缩或及不可压缩。按照理想可压缩气体对待,认为空气的物性参数随温度和压力的变化而变化。

(5) 过程类型:抛物型、双曲线还是椭圆型。稳态导热过程、有回流的流动与对流换热都属于椭圆型问题。因此,针对冷却风道 CFD 分析模型采用椭圆型方程求解。

3.2 冷却风道 CAD-CFD 模型

在对动力舱冷却风道进行研究时,传统的方法是借助于专用的仿真软件建立三维模型,并离散为有限元网格模型,然后对冷却风道流场和温度场进行仿真计算^[3]。这类方法要求前期数据充分,且对数据的要求比较全面,比如需要散热器详细的三维模型,包括阻力特性曲线和传热特性曲线等,在动力舱总体方案设计初期,这些数据可能没有或者不够全面,而且这

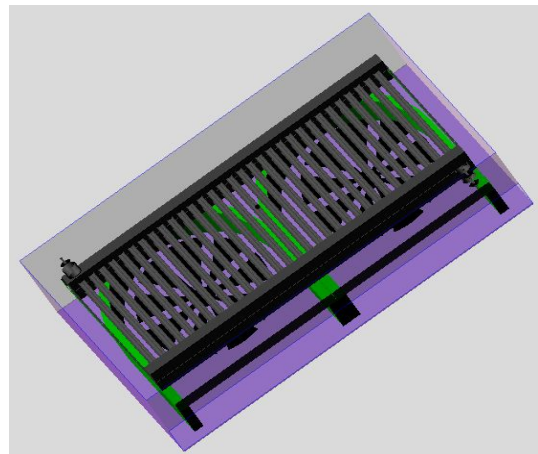


图 5 动力舱冷却风道三维模型

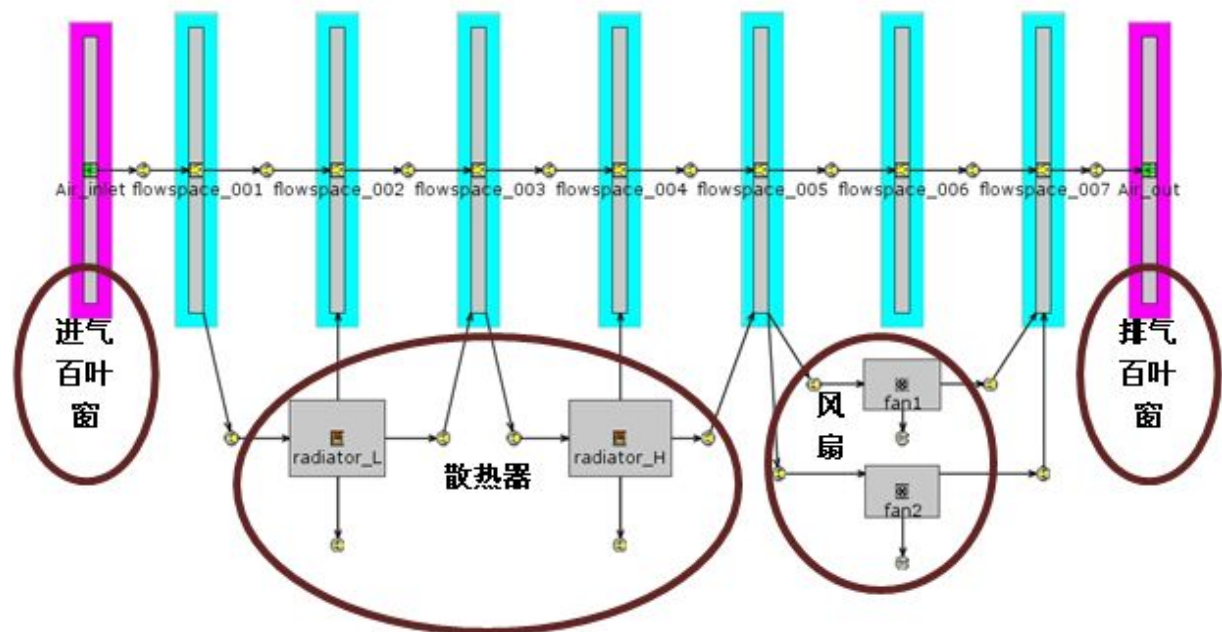


图 6 动力舱冷却风道一维离散模型

类方法建模和离散化时间较长, 仿真计算收敛较慢, 不适合在设计初期进行总体方案的研究。为此, 提出了一种不同的方法研究冷却风道结构布置对冷却风流量、风道阻力和风扇效率的影响。利用 GT-Suite 中的 Cool3D 模块将动力舱的三维几何模型根据计算的需求, 选择合适的离散长度离散成大量的小体积块, 并自动生成 GT-Suite 一维仿真模型。BMW 公司的 G • Seider 采用 Cool3D 离散轿车动力舱进行冷却系统的一维 CFD 分析, 与实验对比表明该仿真方法的计算误差为 $\pm 10\%$ ^[4]。所以采用相似的研究方法, 计算误差能够满足在冷却风道设计初期总体方案的要求。GT-Suite 的 Cool3D 模块一个用于建立发动机舱很好的辅助建模工具, 它提供了换热器, 格栅, 风扇, 风扇蜗壳等舱内部件直接对应的模板, 便于建立舱内布置模型。通过模型的初始性能数据输入和设计参数的改变, 可以准确预估改进后的性能。建立模型时并不需要详细的零部件性能曲线, 但需要三个以上的实验数据点, 如散热器空气流量与压降关系的实验数据。本研究采用 GT-Suite 离散 Cool3D 三维模型。如图 6 为所建立的三维模型, 图 7 为离散后的 GT-Cool 模型。该模型是基于方案 1 建立的, 其他几个方案模型的建立不再详细叙述。

3.3 边界条件设置

在进行装甲车辆冷却系统设计时, 发动机的最高出水温度, 即散热器的进水温度, 都有明确规定, 是已知量; 同时为了防止对发动机产生热冲击, 一般经过发动机冷却液的进出口温差也有一定的范围, 因此, 经过机体的最大冷却水循环流量也基本确定^[5]。在散热器的阻力特性与传热特性确定的情况下, 要着重考虑的是流经散热器的冷却风量。在进行方案比较时, 在确保各个方案的冷却效果相同的前提下, 比较各方案的风扇功耗, 冷却风道高度, 散热器阻力与风道阻力。为保证个方案冷却效果相同, 首先确保通过各方案低温散热器时的空气温度为 35°C , 空气流量为 $20\text{ m}^3/\text{s}$; 其次在进行边界条件设置时, 给定散热器为第二类散热边界条件, 即给定散热量, 设定四种方案高低温散热器散热量相同, 由于冷却空气初始条件相同, 故冷却效果也相同。仿真分析时, 在 GT-Suite 软件中设置低温散热器进口处空气温度目标值为 35°C , 空气流量为 $20\text{ m}^3/\text{s}$, 通过软件自行目标寻优分析后, 方案 1-4 的风扇转速分别为 4600 r/min , 4000 r/min , 3600 r/min , 3400 r/min 。

4 计算结果分析

由于各方案散热器散热量和通过低温散热器的冷却空气初始温度相同, 由能量守恒定律, 各方案冷却空气通过低温散热器后的温度应该相同。图 7 为四个方案高温散热器出口处温度场分布, 由图可见, 四个方案散热器出口平均温度分别为 364.2K 、 364.2K 、 364.2 , 370.9K 。其中方案 1、2、3 出口温度相同, 而方案 4 不同, 这是由于案 4 中风扇置于高低温散热器之间, 使得方案 4 中的冷却空气在冷却高温散热器时温度不同, 为了使高温散热器散热量相同, 所以空气再通过高温散热器后其温度会发生变化。。

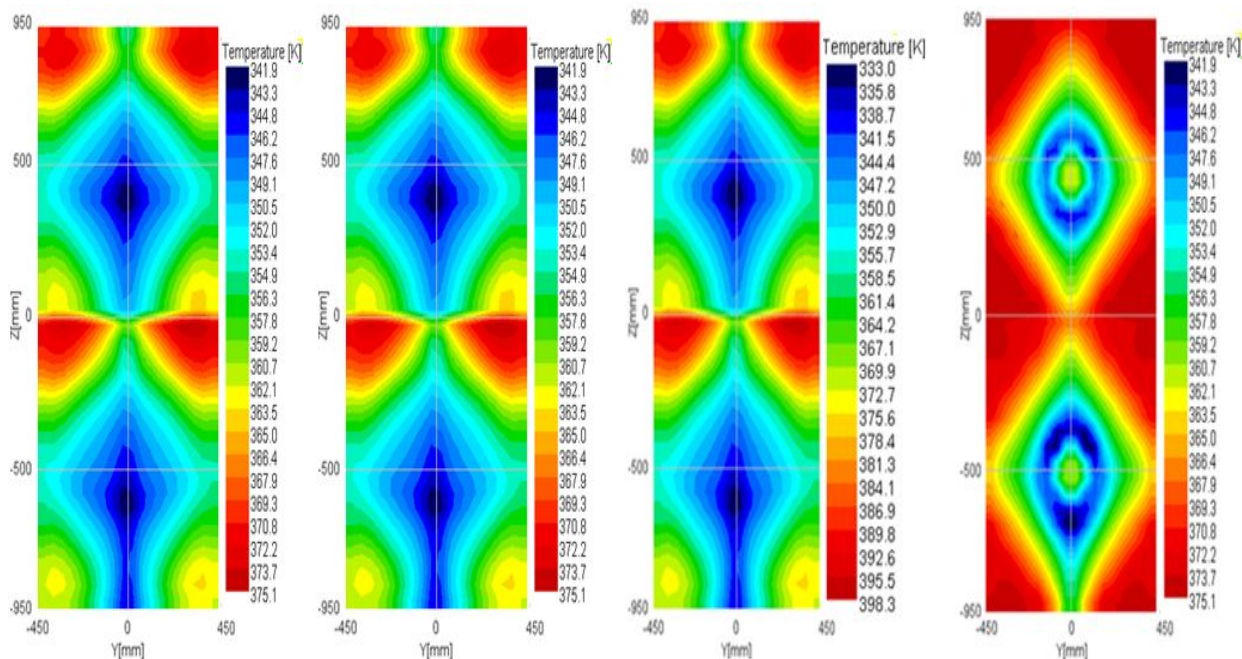


图 7 方案 1——方案 4 高温散热器出口空气温度场

图 8 为四个方案计算结果对比图。由图可见：四个方案中散热器阻力相差不大，这是由于散热器阻力与其自身阻力特性相关，与风道布置形式关联不大；四种方案系统阻力不同，其中方案 1 阻力最大，4 方案阻力最小；为满足相同的冷却效果，三个方案的风扇耗功不同，其中方案 1 功耗最大，方案 4 功耗最小，这是由于方案 4 中风扇转速最小；四个方案中，采用离心风扇的方案 1 的风道高度最小，其次为方案 2、方案 3、方案 4。

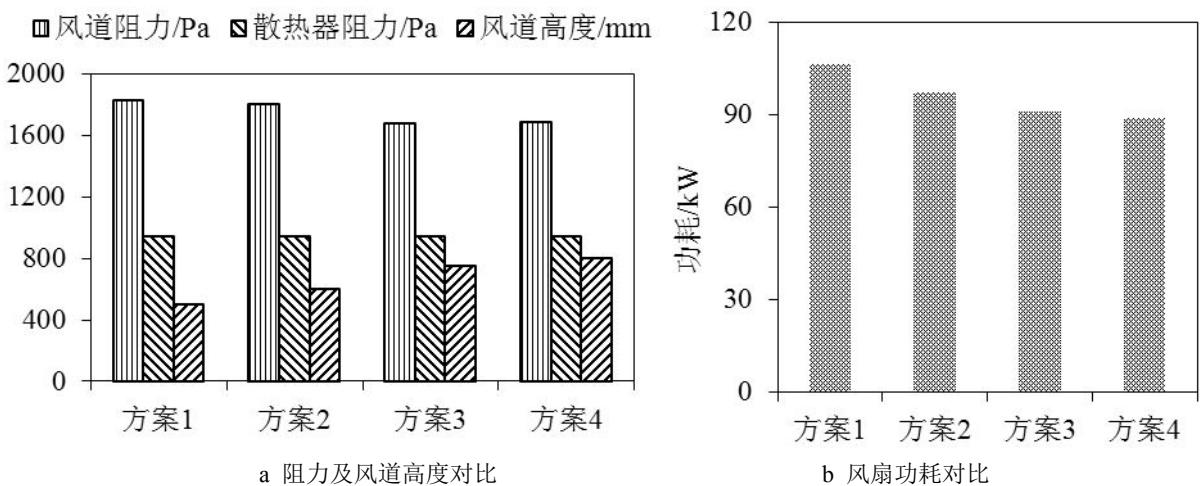


图 8 四个方案参数对比图

四种方案，从耗功和阻力的角度来看，显然方案 4 最好；从整车高度和冷却风道高度出发，方案 1 显著优于其他方案。其中方案 4 中风扇功耗比方案 1 低 16.64%，方案 1 中风道高度比方案 4 低 37.5%。在实际车辆独立式风道冷却系统设计中，为了满足总体体积的限制，会适当牺牲部分功耗。

5 结论

(1) 设计了 4 种独立式发动机舱冷却风道方案, 建立了三维模型, 并进行一维离散, 得到的仿真模型能够模拟车辆特殊冷却风道空气系统。

(2) 仿真结果表明方案 1 功耗与阻力最大, 但风道高度最小。方案 4 功耗与阻力最小, 但风道高度最大。其中方案 4 中风扇功耗比方案 1 低 16.64%, 阻力低 10.04%, 方案 1 中风道高度比方案 4 低 37.5%。综合来看, 方案 4 最优。

(3) 采用 CFD 技术对动力舱冷却风道空气流动进行分析预测是一种有效的手段, 分析结果为冷却风道的设计论证提供了科学的依据。

6 参考文献

- [1] 刘西侠, 曹玉坤, 毕小平等. 坦克动力舱空气流动传热与研究综述[J]. 兵工学报, 2007, 28(8):1011-1066.
- [2] 张均享. 高机动性运载车辆动力系统[M]. 北京: 科学出版社, 2000.
- [3] 王问雄. 汽车发动机冷却系冷却风量估算[J]. 汽车科技, 2005,(6):33-3
- [4] Seider G. Design of automotive cooling systems with GT-Cool and Cool3D[C] //Proceedings of 11th GT User Conference. Frankfurt: [s. n.], 2007: 311- 315.
- [5] 姚仲鹏, 王新国. 车辆冷却传热[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2001.