

基于 ANSYS Fluent 的热浸车过程一体化仿真方法

An Integrated Method for Thermal Soaking Simulation with ANSYS Fluent

左辉辉¹, 徐淑君², 陈桂杰², 唐连伟², 钟修林², 王猛¹

(1. 上海汽车集团股份有限公司, 上海市 201804; 2. 艾迪捷信息科技(上海)有限公司, 上海市 200120)

摘 要: 针对车辆高速爬坡后熄火引起的发动机舱内零部件过热现象(浸车)的仿真, 由于其物理过程的瞬态性以及大量固体部件之间及固体与冷却介质之间多种传热现象(导热、对流和辐射)并存的特点, 现有的方法往往通过不同 CAE 软件进行协同仿真, 一直存在效率和精度的提升需求。本文采用一种新的耦合计算方法, 使用 ANSYS Fluent 单一软件作为仿真工具, 对上汽某车型浸车工况进行仿真, 获得关注部件的温度变化情况。仿真结果与测试数据的对比表明, 该方法可准确仿真浸车过程中零部件的热状况且仿真周期大大缩短, 是一种可靠的整车热管理仿真方法。

关键词: 浸车; ANSYS Fluent; 热管理; CFD; 数值模拟

Abstract: Due to the long last transient physical process as well as the multiple heat transfer mechanisms between a large number of underhood components and the cooling medium, soaking (vehicle stopped after high-speed slope chiming) simulation becomes a costly work, usually different CAE tools were used in a co-simulated way to get the result. There is always been a demand for a high efficiency but still accurate method to be presented. In this paper, an integrated method is used to predict a SAIC car's soaking process by using a single CFD tools, ANSYS Fluent, which could simulate the transient flow and heat transfer simultaneously, also simulation time is much less (compare with previous method). Simulation results and test data comparison shows good agreement, it could be a reliable and effective method for a full vehicle thermal management in the future.

Key words: SOAK; ANSYS Fluent; thermal management; CFD; numerical simulation

发动机舱热管理是整车开发过程中十分重要的一环, 主要涉及分析发动机舱内部散热情况, 保证在不同的工作状态下发动机舱内的各个部件都能够正常运行。随着汽车的流线型设计趋向以及发动机舱系统部件的多元化, 发动机舱的空间愈加紧凑, 热源不断增多, 从而更易形成过热的发动机舱环境, 使发动机舱热管理的难度不断增加。传统的整车热环境测试要在原型车制造出来才能实施, 开发周期长且成本高。而发动机舱的热管理问题需在整车初期设计阶段及时发现、解决, 才能避免项目变更, 以提高开发效率、降低开发成本。随着流体力学和计算机软硬件技术的迅速发展, CFD 模拟仿真已经成为一种研究发动机舱热管理系统的高效且实用的手段。通过数值模拟不但能在新车型设计前期取得产品设计所需的流动特性参数, 而且还可以掌握流场内部的详细情况。

整车热管理仿真可分为稳态分析和瞬态分析两种。稳态分析可以快速获得单一工况下的整车热性能, 这已经被业界普遍应用。此外, 整车热管理中也存在大量非稳态现象的仿真需求, 例如浸车工况, 即车辆由行驶状态短时间内减速为停车, 且关闭发动机, 处于静置时的车辆由于冷却能力迅速下降, 机舱内的部件会出现短时间内温度上升的现象。由于其物理过程的瞬态性以及大量固体部件之间及固体与冷却介质之间多种传热现象(导热、对流和辐射)并存的特点, 多年来业界一直致力于寻找可靠且高效的仿真工具和仿真方法来模拟这种现象。2006 年, Franchetta 等人开发了一套使用时间推进 CFD 模拟方法的计算程序, 为浸车工况下的发动机舱提供了详细的伪瞬态流动和热预测。该方案交替使用全瞬态或稳态更新流场和快速瞬态计算散热(冻结流动), 显著减少了 CPU 使用时间^[1]。但是该方法需要较多的人工介入。2008 年, 戴姆勒公司的 Weidmann 等人提出了一种计算浸车过程中空气和部件温度的耦合数值方法。空气流动和温度采用 STAR-CD 进行稳态计算, 而热分析则

使用 RadTherm 或有限元代码 PERMAS 以瞬态模式运行。边界通量在 CFD 和热分析代码之间以预定时间步长用 MpCCI 进行交换^[2]。该方案在流动计算中采用了稳态方式降低了计算负荷,但对于温度和流动强耦合时引入了简化。2014 年,泛亚技术中心运用 Fluent 计算车辆在稳速爬坡工况的温度场,采用 Radtherm 瞬态计算某受热零件在爬坡和熄火工况的温度变化趋势,并通过计算结果与试验结果的对比,验证了瞬态热分析的可行性^[3]。2017 年,福特公司的 Sweetman 等人开发了一个包含排气系统、冷却风扇和几个简化的发动机舱部件的浸车测试装置。使用 Fluent 瞬态耦合仿真了该测试装置的浸车过程,模拟与实验结果趋势一致^[4]。现有的浸车过程模拟方法大多通过多种软件进行协同仿真,即使采用单一软件,也只是对简化试验装置进行模拟。本文尝试将 ANSYS Fluent 单一软件作为仿真工具,对某真实车型浸车工况进行仿真,获得关注部件的温度变化情况,取得了符合工程精度的结果。

1. 浸车工况

第一段内容本文中的浸车工况是指以某一稳定速度爬过固定坡度的坡道,然后熄火停车。图 1 为某一前舱零件在进行整车热性能试验之后的温度曲线,显示了加热、稳态和浸车三个阶段。匀速爬坡行驶时,发动机前舱主要的传热方式为强制对流换热和辐射传热,冷却风扇处于最高转速状态。如图所示,该零件在此过程中温度没有超过其材料自身温度限值。当发动机熄火时,前舱空气流动转为自然对流换热和辐射传热,冷却风扇处于关闭状态,此时,发动机前舱内排气管温度不会瞬间降低,而是有一个缓慢降温的过程。在这个过程中其周围零件受到来自排气管的持续烘烤,而没有强制对流对其进行冷却,零件温度会在短时间内急剧升高,并持续一段时间之后才会下降。由于各零件与排气管的距离和本身材料属性的不同,会导致各个零件的温升数值和持续时间不同。从图中可见,该零件在熄火之后,温度超过温度限值并持续一段时间,零件这种超过耐温限值的状态称为热疲劳状态,长时间处于这种状态会导致零件失效,影响车辆行驶安全。瞬态模拟主要是对此温升过程进行仿真计算,得到受热零件的温度随时间变化曲线,为进一步分析零件在温升过程中是否满足整车热性能设计要求提供依据^[4]。

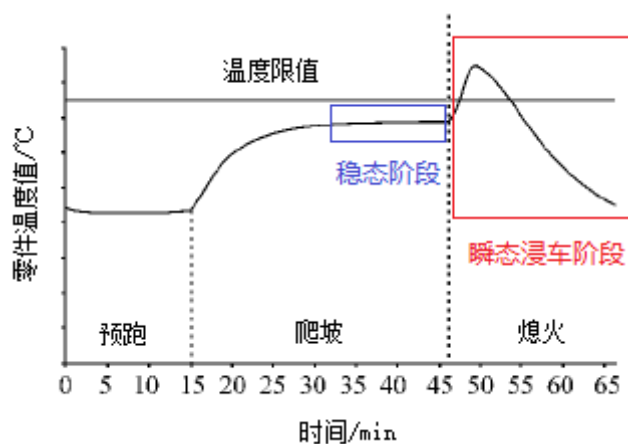


图 1 某零件浸车过程温度曲线

对浸车工况的仿真可以分为两个阶段:稳态阶段和瞬态浸车阶段。稳态模拟产生瞬态阶段的初始温度场。在这两个阶段的转换过程中,流动和空气温度场会发生重大变化。为了精确求解这些变化,需要非常小的时间步长。但是,一个非常小的时间步长将大大增加总体模拟时间,这对真实车辆实现完全瞬态浸车分析而言无法接受。因此,假定在稳态阶段由风扇主导的流场变为在浸车阶段由浮力驱动的流场这一过程是瞬间变化的。基于该假设,在浸车阶段开始时计算了风扇关闭状态下

的新的稳态速度和温度场。这个浸车初始时刻的稳态模拟的所有表面温度都来自稳态阶段，并保持不变。使用这个稳态结果作为浸车阶段的初始条件，瞬态模拟以一定时间步长进行计算。在瞬态阶段，表面温度的计算再次被激活，也就是说，温度和流场同时被模拟。

就物理而言，计算浸车主要存在两个需要克服的挑战：瞬态行为和浮力驱动流动中温度与速度场的强耦合。

2. 计算方法

2.1 数学模型

计算域的设置如图 2 所示。整车模型包括整个车身外部、发动机舱、进气格栅、冷却模块、发动机、变速箱、蓄电池、进排气系统等影响前舱空气流动的主要部件。为了使流动充分发展，边界法向没有明显的压力梯度，计算域入口至车前端距离为 3 倍车长，出口至车后端距离为 5~6 倍车长，计算域两侧至车侧面距离为 3~4 倍车宽，计算域高度为车高的 6 倍。

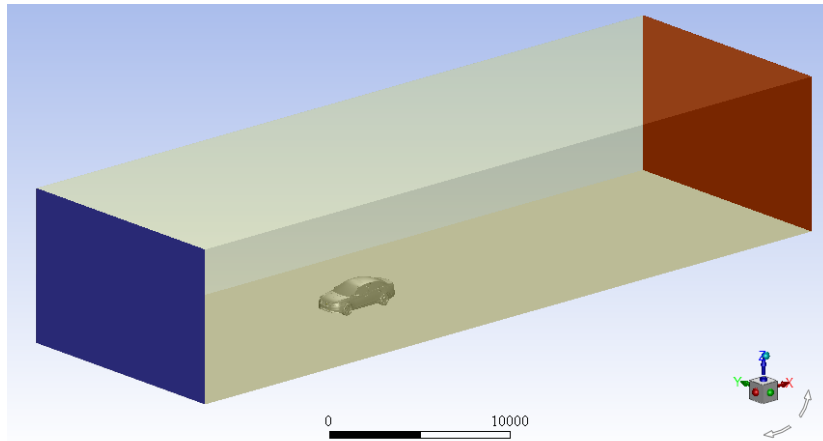


图 2 计算域

流体介质为空气，通过马赫数判断其为不可压缩流体，由雷诺数可知流动为湍流，因此动量方程组采用三维不可压缩粘性流动的雷诺时均方程。因为 Realizable k-ε 湍流模型满足对雷诺应力的约束条件，因此可以在雷诺应力上保持与真实湍流的一致。对旋转流动、强逆压梯度的边界层流动、流动分离和二次流都有很好的表现，所以选用 Realizable k-ε 湍流模型对方程组封闭求解。近壁面采用低雷诺数模型进行处理^[5]。

浸车热管理仿真中热量传递的三种基本方式----导热，对流和热辐射同时存在，发动机内部件温度对这三种传热模式都很敏感。由于排气系统旁边的温度非常高，特别是需要进行热辐射分析。因此还要求解能量方程和辐射方程。本文采用的 Fluent 软件可提供这三种传热模型，并与流动进行耦合模拟。

(1) 连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中， ρ 为密度； t 为时间； u 、 v 、 w 分别为 x 、 y 、 z 方向上的速度分量。

(2) 动量方程组

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (4)$$

式中, S_u 、 S_v 和 S_w 是动量方程的广义源项。

(3) 湍流动能 k 的输运方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5)$$

(4) 湍流耗散率 ε 的输运方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (6)$$

$$\text{其中, } C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

其中, G_k 是由于平均速度梯度引起的湍动能的产生项, G_b 是由于浮力引起的湍动能的产生项, Y_M 代表可压缩湍流脉动扩张对整体耗散率的贡献, C_2 和 $C_{1\varepsilon}$ 为经验常数, σ_k 和 σ_ε 分别是与湍动能 k 和耗散率 ε 对应的 Prandtl 数, S_k 和 S_ε 是用户定义的源项^[6]。

(5) 能量方程

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T \quad (7)$$

式中, c_p 是等压比热容; T 为温度; k 为流体的传热系数; S_T 为流体的内热源及由于粘性作用, 流体机械能转化为热能的部分。

辐射换热采用斯特藩-玻尔兹曼定律计算:

$$Q = \sigma \varepsilon_1 A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (8)$$

式中, Q 为辐射换热量; σ 为斯特藩-玻尔兹曼常数, 等于 $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$; ε_1 为物体 1 的发射率; A_1 为物体 1 的辐射表面积; T_1 和 T_2 为两物体温度。

Fluent 中的辐射模型包括 P1 模型, DTRM (Discrete Transfer Method) 模型, S2S (Surface to surface model) 模型, DO (Discrete ordinates model) 模型等。可以根据光学厚度以及计算资源选择适合的辐射模型。DO 模型对于任何光学厚度都适用, 精度最高, 但是计算量很大。当光学厚度为 0 时, S2S 具有与 DO 模型相当的精度, 但所需计算资源更少。对于发动机舱热管理仿真, 可以选择 S2S 模型^[6]。

多孔介质模型适用于计算充满固体填充物的流体区域（填充物之间的缝隙小于计算网格或者需耗用大量细小网格来填充的区域）。在本文中，换热器芯体的翅片通道中的空气状态就采用此模型来计算，从而获得气流在换热器厚度方向上的压力降。在多孔介质中，流动的阻力被分解到给定的方向，并通过源项的方式，添加到动量方程中。源项的系数由下式给出：

$$\frac{\Delta p}{L} = -(P_i |v| + P_v) v \quad (9)$$

其中， Δp 为压降，Pa； L 为多孔介质厚度，m； v 为来流速度，m/s； P_i 为惯性阻力系数，kg/m⁴；

P_v 为粘性阻力系数，kg/（m³ s）。

多重坐标系 MRF 方法被用来模拟风扇的运动。通过这种方法，风扇的运动所引起的效果被定义为相对于转轴的具有给定转速的一个转动惯量所替代。风扇需设定其运动的相对坐标系和角速度，这样风扇本身并不需要旋转，即无需网格运动，就可以模拟旋转的效果。

隔热罩简化为无厚度薄层，采用 Fluent 软件的 shell conduction 功能来模拟。壳体导热可以创建单层或多层虚拟网格，可计算和真实固体同样的沿着各个方向传递的热量，但又无需画出固体内薄层网格，从而减少网格量，并提高网格质量。

2.2 数值方法

本文采用基于压力的求解器，用有限体积法对算例进行离散处理。离散化流动守恒方程中的对流和扩散项的梯度采用基于节点的 Green-Guass 方法，压力采用二阶离散格式，动量、湍动能、湍流耗散率、能量均采用二阶迎风离散格式。

对于自然对流稳态计算，用 Coupled 算法进行压力-速度耦合。Coupled 方法同时求解动量和基于压力的连续性方程，使单相稳态流动计算更稳健有效。

对于强制对流稳态计算和瞬态计算，本文采用 SIMPLE 算法进行压力-速度耦合。

整个流场考虑重力影响。

2.3 计算条件

稳态阶段为高速爬坡，车速 90km/h，环境温度 38℃。空气域入口设置为速度入口边界条件，速度大小等于车速，温度为 38℃。地面设置为平移壁面边界条件，速度大小等于车速，方向与车辆行驶方向相反。空气域出口设为一个大气压。空气视为不可压缩理想气体。风扇转速为 2400rpm。发动机、排气系统等设定温度热源。热源及与热源接近的部件考虑辐射影响。

由于蓄电池内部结构复杂，由多种物质组成，本文采用等效材料物性代替多种物质的真实物性。油箱按满油状态给材料物性。

散热器采用 Fluent 的换热器模型定义，冷凝器和中冷器直接给体积热源。换热器芯体定义多孔介质模型，换热器的压降和换热性能曲线可通过测试或直接从生产厂家得到，本文计算换热器的压降曲线如图 3 所示，散热器的换热性能曲线图 4 所示。

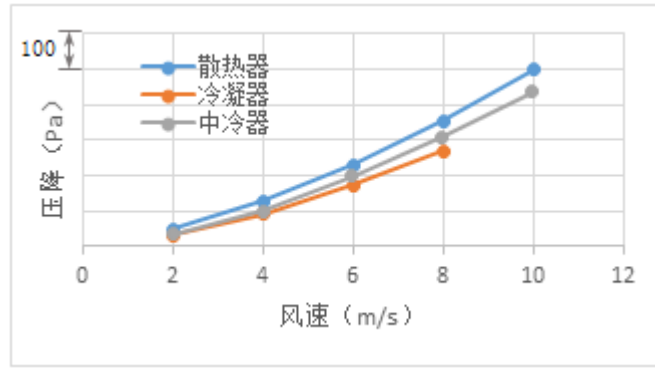


图3 换热器压降曲线

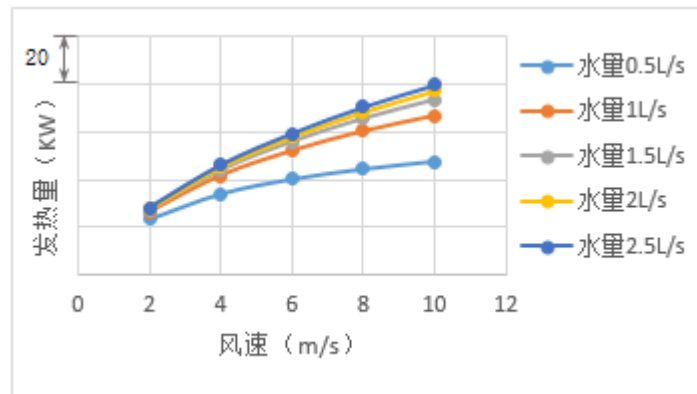


图4 散热器换热性能曲线

瞬态浸车阶段的初场计算时，空气域入口为压力入口边界条件，总压为一个大气压，温度为 38°C 。地面设置为静止壁面。风扇不转动，关闭换热器模型。采用自然对流的物理模型，利用 Fluent 软件的 lock 功能锁定固体及壳单元的温度场变化，计算获得浮升力驱动流为主要特征的初始场。

瞬态计算时，利用 Fluent 软件的 unlock 功能打开固体及壳单元的温度场。各发热部件的热源以 Profile 形式给出浸车阶段的温度随时间变化曲线，示例如图 5。求解 30 分钟过程内的流动、传热和辐射变化。

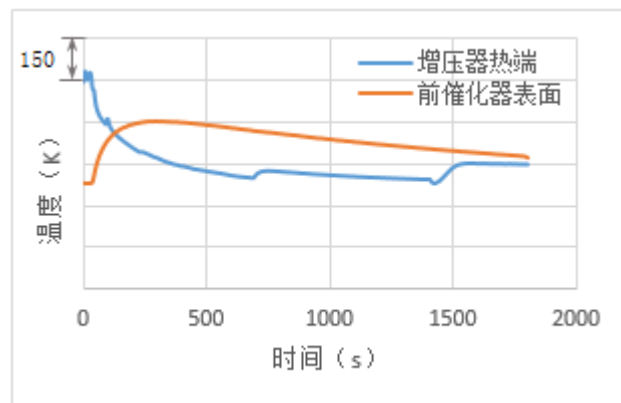


图5 热源温度变化曲线示例

2.4 网格划分

面网格的生成采用 Hypermesh,体网格的生成使用 Fluent Meshing,体网格按区域进行了加密,最小网格尺寸为 4mm。综合考虑精度和计算周期的平衡,网格总数控制在 1400 万左右,对体网格质量也进行了提升,最大歪斜度为 0.949。整车及局部体网格如图 6 和 7 所示。

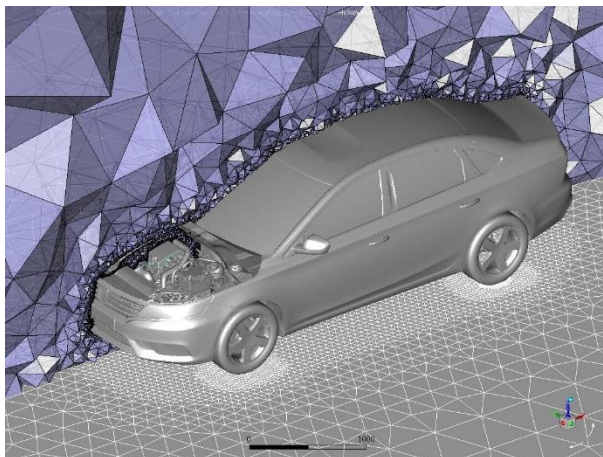


图 6 整车体网格

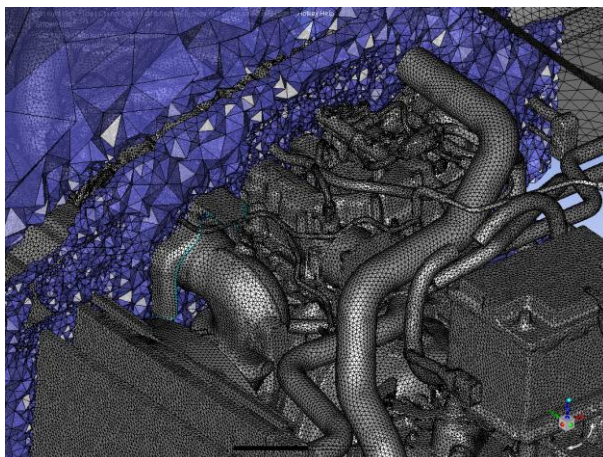


图 7 体网格局部图

3. 计算结果及分析

本模型使用 32 个 CPU 进行并行计算,采用先稳态再瞬态的顺序进行计算,强制风量稳态计算运行时间约 18 小时;瞬态初场计算时间约为 25 小时;瞬态计算时间步长 2 秒,设置物理过程时间 30 分钟,计算运行时间约 22 小时。ANSYS Fluent 可以在瞬态计算中动态调节内部迭代步数,有效的缩短了瞬态计算时间,同时在设置并行中使用了 Fluent 独特的优化分区算法、充分保证计算在不同 CPU 间的动态负载平衡。

3.1 稳态阶段模拟结果

计算收敛后,在 Fluent 中可以通过后处理查看整车及零部件温度场分布,整车流线,各截面的流体温度云图、速度云图、矢量图等,以供分析。图 8 为 90 km/h 工况下整车零部件温度云图,从图

中可以看出，发动机本体、排气歧管、催化器等作为发动机舱内的主要热源影响着整个舱内的温度分布，其对外发射的大量热能，可能会使该区域附近的电器零部件或温度敏感部件不能有效工作。

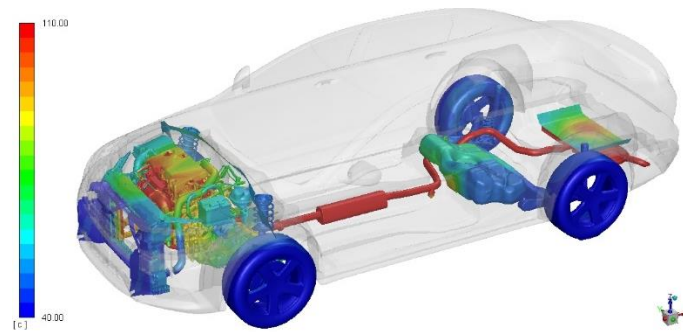


图 8 整车零部件温度云图

图 9 为沿 y 轴中截面的速度云图。从图中可以看出，冷却气流从进气格栅进入发动机舱后，流经隔热罩时，由于通道变窄，隔热罩下方的速度较大，所以排气部件与隔热罩之间的流体温度较低。而隔热罩本身的温度较高，说明其温度升高主要是受辐射影响。

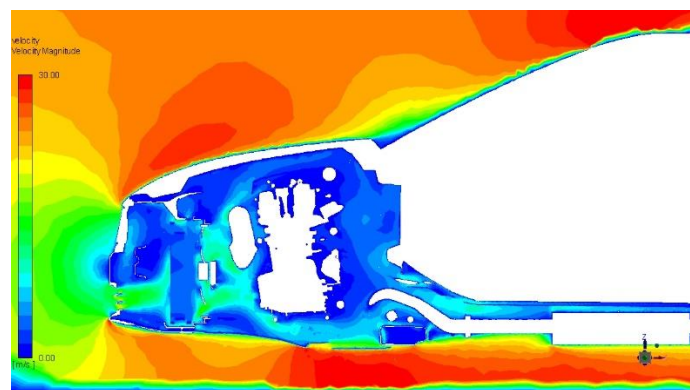


图 9 y 轴中截面速度云图

从稳态模拟的温度结果，可预判可能过热的零件。图 10 所示为主要监测部件如风扇、舱盖隔音棉、发动机悬置、蓄电池、换挡拉索、油箱等的模拟最高温度数值，以及试验测量点在该工况下的稳定行驶后的温度。仿真结果和试验测量点的温度值趋势一致，偏差可控。在此基础上，继续后续的瞬态计算。

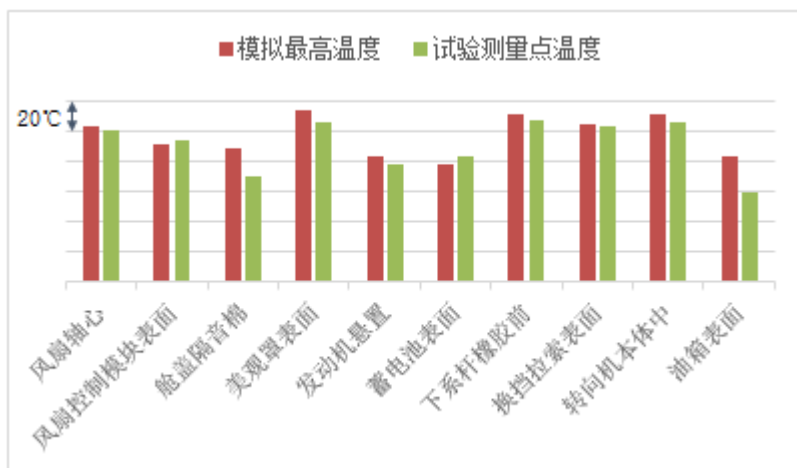
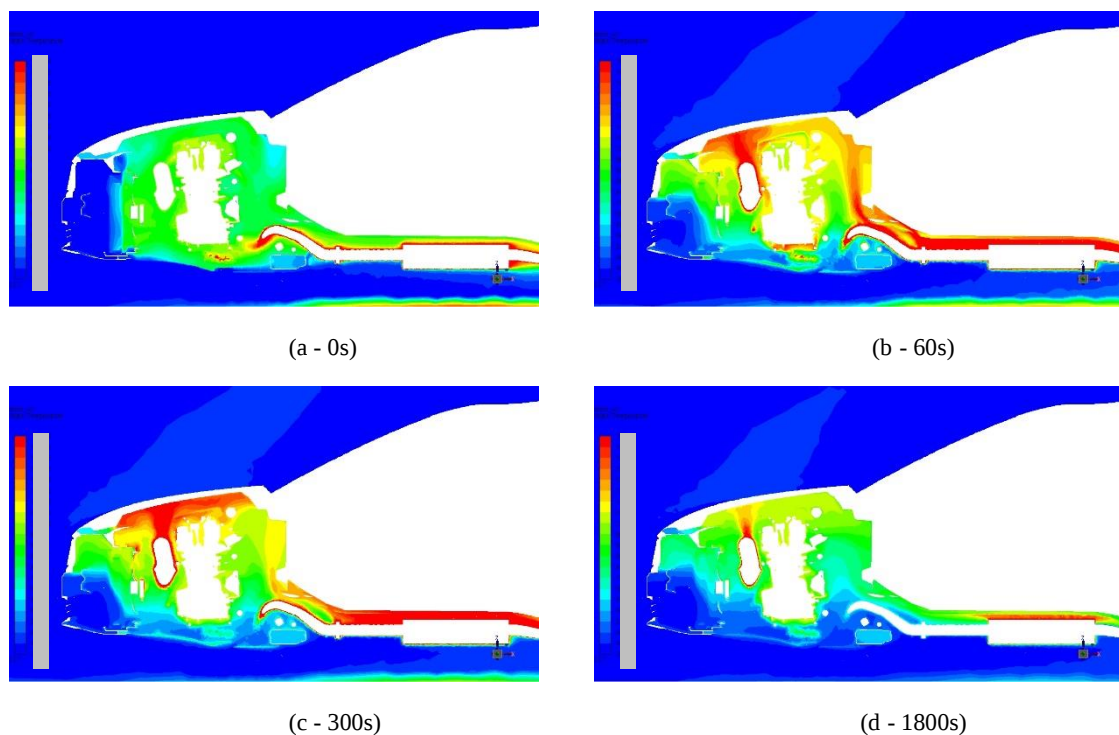


图 10 主要监测部件温度对比

3.2 瞬态阶段模拟结果

3.2.1 舱内气流状态仿真

各部件在浸车过程中的温度变化受到周边冷却空气流动状态的影响，对于设计中存在的不满足热设计要求的布置，可以从其周边速度场、压力场去分析是否存在可以改进的不良流动状态，如低速区、回流区等，通过适当改型、位置调整或添加隔热罩等，改善问题零部件同周围的热量传递。本例中舱内气流的温度分布变化如图 11 所示（ $y=0$ 截面图）。从计算结果可见，在瞬态浸车过程中，速度场和温度场存在明显耦合特征，初期由于车速下降（停车），舱内空气冷却能力急剧下降，气温随之快速上升然后逐渐下降，机舱内的气体流动处于自然对流状态并逐渐减弱，机舱周边，如引擎盖上方也出现微弱热空气流动。

图 11 $y=0$ 截面温度云图

3.2.2 固体部件温度预测

根据热设计及优化需求,选取舱盖隔音棉、美观罩、蓄电池、换挡拉索等温度敏感的部件作为仿真的温度监测对象,同时为了校核仿真方法也选择了部分温度不敏感部件为监测对象用于同试验对比。图 12 为选取零部件在浸车过程中不同时间点的温度分布云图,图 13 为部分监测对象在浸车模拟过程中温度随时间变化的曲线。从图中可以看出,浸车过程开始后,监测部件的温度出现了明显的先升后降过程,热敏感部件如换挡拉索,出现了较大温升;油箱温度在前 60s 内略微上升,之后平缓下降,整个过程温度变化不显著。

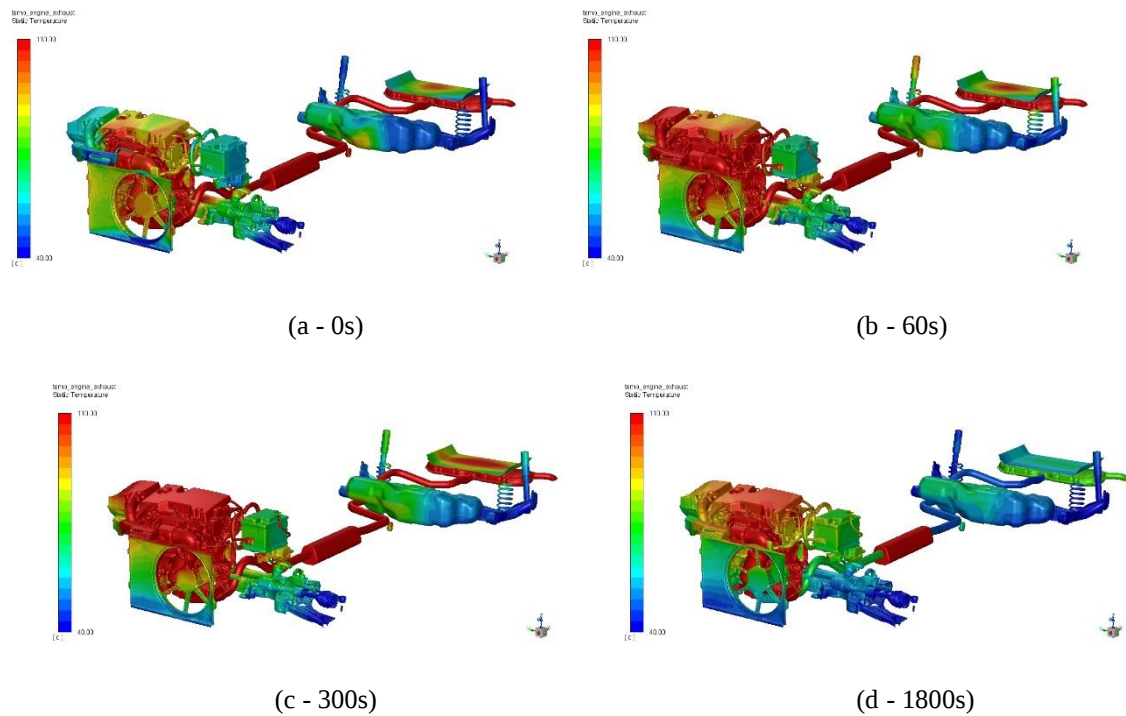


图 12 零部件温度随时间变化云图

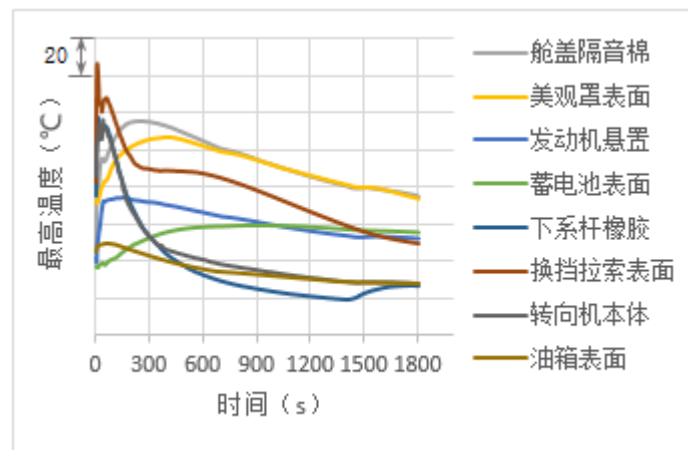


图 13 零部件温度变化曲线

所有监测部件都在对比试验中进行了温度数据采集。图 14 为美观罩表面在浸车过程中的试验测

温结果与模拟值的比较；图 15 为主要监测部件在整个浸车过程中的模拟最高温度和试验测量点温度的对比。比较显示仿真结果曲线与试验结果变化趋势吻合，且偏差可控。

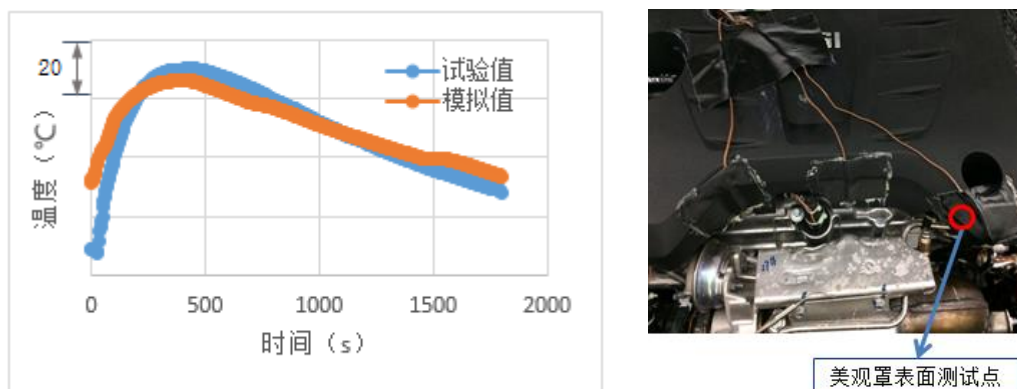


图 14 美观罩表面试验测温

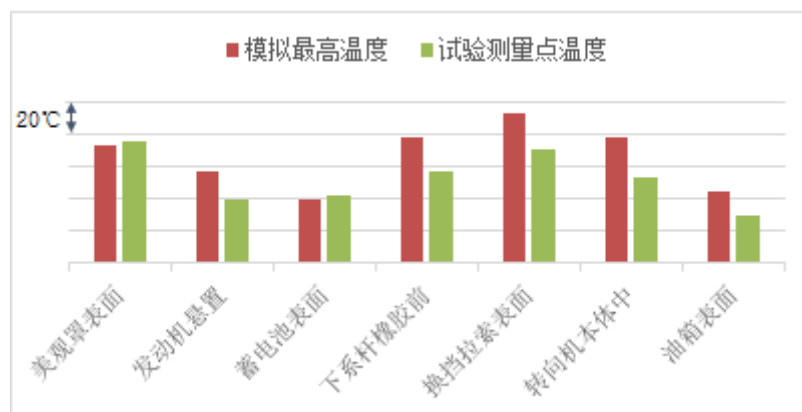


图 15 主要监测部件温度对比

4. 结论

本文采用一种新的耦合计算方法，使用 ANSYS Fluent 单一仿真软件，对某实际车型浸车工况进行模拟，计算得到了稳态和瞬态下温度、速度等详细的流场分布，以及各关注零部件的温度变化情况，分析结果可以为进一步零部件的热疲劳分析提供依据。仿真结果与试验数据的对比表明该计算方案合理可行，精度能达到工程需要。这一方法大大减少了瞬态热管理的仿真时间，加速了分析进度，使较为详细的三维热管理分析在设计前期就可以开展，为相关方案选择或部件热设计优化提供数值依据。

5 参考文献

- [1] M. Franchetta, T. G. Bancroft, K. O. Suen, Fast Transient Simulation of Vehicle Underhood in Heat Soak, SAE 2006-01-1606, 2006.
- [2] Weidmann E. P., Binner T., Reister H., Experimental and Numerical Investigations of Thermal Soak, SAE Int. J. Mater. Manuf. 2008-01-0396, 2008.
- [3] 陈鸿明, 武亚娇, 华益新, 杨雪松. 汽车热管理瞬态分析与应用[J]. 汽车工程, 2014, 36(2): 249-253.

- [4] Sweetman, B., Schmitz, I., Hupertz, B., Shaw, N. et al., Experimental and Numerical Investigation of Vehicle Drive and Thermal Soak Conditions in a Simplified Engine Bay, SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech. Syst. 10(2):2017, doi:10.4271/2017-01-0147.
- [5] 王福军. 计算流体动力学分析—CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004. 9.
- [6] Ansys Fluent Theory Guide(R18), 2017.