

团 体 标 准

T/CSAE XXXX—XXXX

乘用车整车热害仿真技术规范

Technical specification of heat damage simulation for passenger vehicles

(报批稿)

在提交反馈意见时，请将您知道的相关专利连同支持性文件一并附上。

XXXX—XX—XX 发布

XXXX—XX—XX 实施

中国汽车工程学会 发 布

前 言

本文件按照GB/T 1.1-2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国汽车工程学会汽车空气动力学分会提出。

本文件由中国汽车工程学会标准化工作委员会归口。

本文件起草单位：比亚迪汽车工业有限公司、中国汽车工程研究院股份有限公司、重庆长安汽车股份有限公司、湖南工业大学、上海汽车集团股份有限公司技术中心、一汽-大众汽车有限公司、中国第一汽车股份有限公司研发总院。

本文件主要起草人：张风利、杨勤超、曹亚飞、席椿富、封泠雨、沈小群、郭晓云、郑召涛、严旭、张馥荔、张勇、刘水长、左世民、薛超坦、高达义、孙权海、陈群、朱晴

乘用车整车热害仿真技术规范

1 范围

本文件规定了整车模型准备、边界条件设置、求解器设置及仿真求解、仿真结果处理、仿真报告编制的要求，描述了乘用车整车热害仿真的方法。

本文件适用于七座以下（含七座）燃油和混合动力乘用车，其它车型参照适用。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

GB/T 4132——2015 绝热材料及相关术语

GB/T 33582——2017 机械产品结构有限元力学分析通用规则

QC/T 1183——2023 汽车空气动力学术语和定义

T/CSAE 148——2020 汽车热管理性能道路评价 动力总成冷却热保护试验方法

3 术语和定义

GB/T 4132——2015和QC/T 1183——2023界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

整车热源 vehicle heat source

整车在工作状态下，自身能够直接产生热量或因其他热源通过热传递而导致自身温度上升，并因其较大的热容量而向周围环境或其他部件释放热量的部件。

3.2

许用温度 abort temperature

系统及零部件正常工作所允许的最高温度。

[来源：T/CSAE 148-2020，3.3]

3.3

热害保护对象 heated parts

在整车环境下，受整车热源(3.1)的直接或者间接作用，导致其超出许用温度而出现工作失效、寿命加速老化或性能下降现象的零部件、系统。

3.4

整车热害仿真工况 simulation condition of vehicle heat damage

为识别与评估汽车在运行过程中可能遭遇的热害风险，利用仿真技术手段预测时，考虑环境温度、车速、爬坡度、载荷质量、工作持续时间及车辆初始状态等关键要素，而专门设计的特定工况。

3.5

稳态工况 steady-state simulation condition

整车工作状态和动力总成的工作状态均保持相对稳定，整车温度场及各部件温度趋于稳定的工况。

3.6

非稳态工况 unsteady-state simulation condition

整车在运行工作过程中，其温度场、热源或特定热害保护对象(3.3)的温度随时间发生显著变化的工况。

3.7

冷却模块 cooling module

冷凝器、发动机散热器、低温散热器、中冷器、变速箱散热器以及冷却风扇等部件集成的模块。

3.8

热回流温差 heat return-back temperature difference

车辆在工作状态下，布置在第一层的换热器平均进风温度与外界环境温度之差。

3.9

计算流体力学 computational fluid dynamics

通过数值方法求解流体控制方程，得到流体传动传热等场量的离散分布，并以此模拟流体流动时的各种物理现象的学科。

3.10

地面基准线 ground line

当车辆处于设计姿态（由主机厂定义，通常指满载或半载静止状态）时，所有车轮轮胎与水平地面接触点所形成的假想水平线。

3.11

旋转坐标系方法 moving reference frame

计算流体力学（3.9）仿真过程中，定义局部旋转坐标系，设定旋转边界条件，模拟旋转部件引起的流体旋转区域的建模技术。

3.12

风扇动量源项方法 fan momentum source

计算流体力学（3.9）仿真过程中，将旋转部件简化为与其旋转直径相当的圆形平面，并施加动量源项，模拟旋转部件对气流做功的特定建模技术。

3.13

发射率 emissivity

单位面积的物体表面，在单位时间内向外界发射全部波长的辐射能与相同条件下黑体辐射能的比值。

4 仿真分析目的及流程

4.1 仿真分析原理

整车热害仿真通过有限元仿真方法，求解整车前舱及车身底部的流场及温度场，计算得到整车热源及热害保护对象的温度分布，以评估热害保护对象是否满足其许用温度的要求。

4.2 仿真分析流程

整车热害仿真分析流程包括整车模型准备、边界条件设置、求解器参数设置及仿真求解、仿真结果处理及仿真报告编制5个部分，如图1所示。



图1 整车热害仿真分析流程

5 整车模型准备

5.1 坐标系

按照QC/T 1183-2023 中3.1.1.1车辆空气动力学坐标系的定义建立乘用车整车热害坐标系，如图2所示，其原点、基准平面及坐标轴方向均与车辆空气动力学坐标系保持一致。此外，考虑到车轮、冷却系统等边界的实际物理量方向与全局坐标系不一致时，可以增加相应的局部坐标系。

示例：相应前倾和后倾式布置冷却模块建立区别于全局坐标系的局部坐标系如附录 A 中图 A.2。

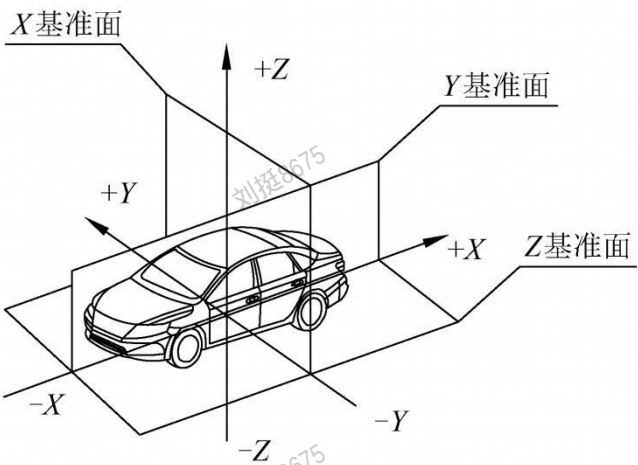


图2 乘用车整车热害仿真模型坐标系

5.2 整车建模数据

整车建模数据收集范围应根据整车热害仿真所关注热害保护对象和仿真计算域确定，主要包括以下内容：

- a) 整车系统范围内所有热源的几何模型数据和热特性数据；
- b) 热害仿真计算中关注的热害保护对象的几何模型数据；
- c) 热源与热害保护对象之间可能对热传递过程产生影响的零部件几何数据；
- d) 气流流动过程沿程部件或结构的几何模型数据；
- e) 热害仿真计算关注的零部件及相关介质的材料物理参数，包括但不限于密度、比热容、导热系数和表面发射率等。

5.3 建模要求

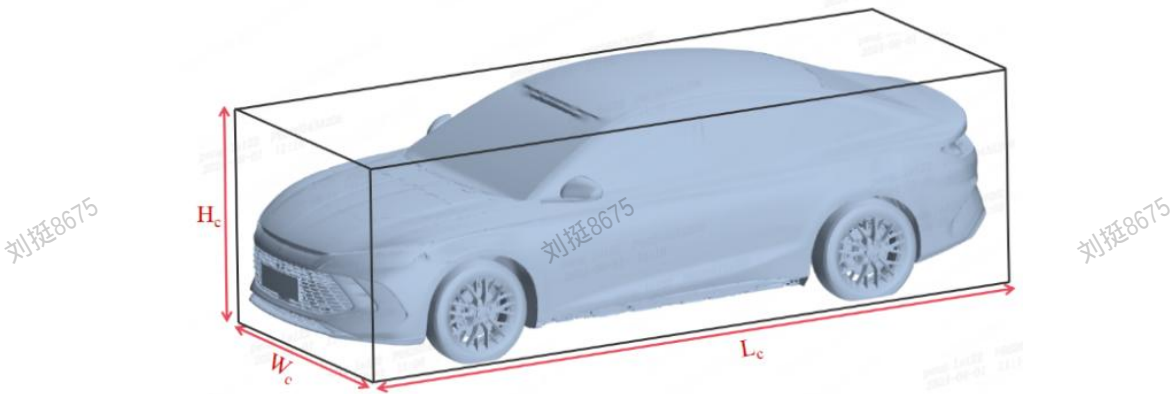
5.3.1 计算域的定义

整车热害仿真的计算域包括整车表面与数值风洞边界之间的流体区域（含前舱内部冷却气流的流通区域），换热器内部区域，以及其它需要计算详细流动及传热过程的部件内部区域等。

对整车热源及热害保护对象的流动及传热过程无影响的区域，可定义为非计算域，如乘员舱内部、动力总成内部、压缩机内部等区域。

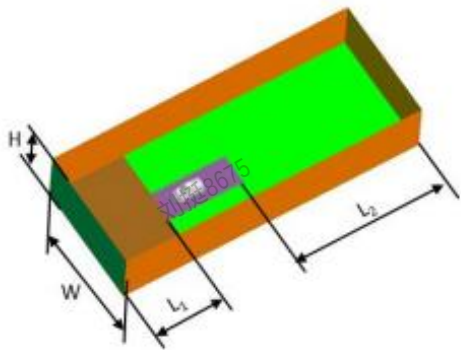
5.3.2 一般要求

5.3.2.1 整车模型外部建立长方体计算域边界用以模拟风洞试验区域。计算域尺寸大小应既保证其边界对车辆周围流场产生的影响不降低计算精度，又不因计算域增大而降低计算效率，整车模型及计算域示意图如图 3、图 4 所示，计算域推荐尺寸如表 1 所示。



标引序号说明：
 H_c ——车辆高度；
 W_c ——车辆宽度；
 L_c ——车辆长度。

图 3 整车模型尺寸示意图



标引序号说明：
H——计算域高度；
W——计算域宽度；
L₁——车辆前计算域长度；
L₂——车辆后计算域长度。

图 4 计算域尺寸示意图

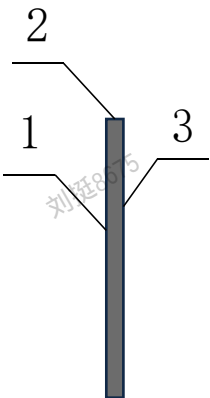
表 1 计算域推荐尺寸

H	W	L ₁	L ₂
(≥4倍车高H _c)	(两侧均≥2倍车宽W _c)	(≥3倍车长L _c)	(≥4倍车长L _c)

- 5.3.2.2 车辆仿真模型的离地间隙、车体俯仰姿态等几何参数，应根据整车热害仿真工况对应的载荷状态确定。应旋转整车模型，使其地面基准线与风洞地面齐平。
- 5.3.2.3 在确保仿真精度的前提下，为提高计算效率，可对模型中不影响计算结果的部件进行简化，模型简化的原则是平滑尺寸尖锐的细长结构，删除微几何体，缝合各几何体缝隙，并对同一零部件的多个几何线、面进行布尔运算缝合。为保障有限元网格质量，保证仿真顺利计算，具体建议如下：
- a) 简化处理雨刮、后视镜、A 柱区域及侧窗密封条等区域附件，若与整车气动力无关，或不关心太阳辐射对去除雨刮橡胶刮片热老化影响，可删除雨刮和后视镜，并缝合抹平以上删除后的车身配合缝隙；
 - b) 简化处理底护板下方、远离排气系统的部分线束、管路及其固定卡扣；
 - c) 应至少保留发动机舱内的关键线束、冷却水管、油管、制动管路及其固定卡扣，以及与排气系统距离小于 200mm 的线束、管路及其固定卡扣、螺栓、垫片、定位孔堵盖、螺栓连接孔堵盖等特征。
- 5.3.2.4 应封闭乘员舱、动力总成、动力电池包、油箱、冷却管路及线束等部件的内部空间，将其排除在流体计算域外，以提高计算收敛速率和计算效率。
- 5.3.2.5 整车热害仿真模型应基于材料属性和传热边界条件，对各零部件进行区分建模和独立命名，具体要求如下：
- a) 部件由不同材料组成时，应建立不同材料对应位置的模型，并进行独立命名；
 - b) 部件由相同材料组成时，若其所处传热边界条件不同，也应独立建模和命名；
 - c) 对于排气管部件，若采用 6.2.4.1 a) 中方法设置边界条件，应根据温度梯度的变化，每一温度区域独立建模和命名。
- 5.3.2.6 整车热害仿真模型中各部件应生成封闭的面网格。

5.3.3 冷却系统建模要求

在对散热器、冷凝器、中冷器（涡轮增压发动机）等冷却系统部件进行模型处理时，应将其划分为：迎风面、背风面及四周壁面，如图5所示。



标引序号说明:

- 1——迎风面;
- 2——四周壁面;
- 3——背风面。

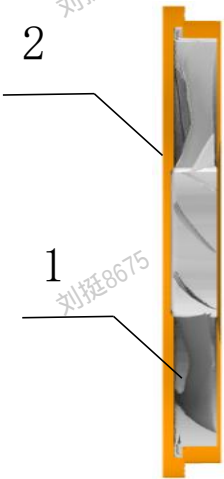
图 5 冷却系统模型处理方法

5.3.4 风扇建模要求

风扇建模时，应选择以下两种方式中的一种：

a) 旋转坐标系方法

- 1) 建立旋转区域：如图 6 所示，在风扇扇叶周围建立旋转区域；
- 2) 建立径向交界面：如图 6 所示，在风扇扇叶径向外轮廓与护风罩内边缘中间面，和距护风罩内边缘 2mm 的面之间，选取距离护风罩内边缘较远的位置设置旋转域径向交界面边界；
- 3) 建立轴向交界面：选取两个交界面，沿轴向尽可能向外扩展：一个交界面紧贴风扇护风罩，贴面间隙应 $\leq 2\text{mm}$ ；另一个交界面选取在风扇扇叶沿轴向轮廓外扩 5mm 的位置；
- 4) 设置风扇旋转域轴向厚度：风扇旋转域沿轴向厚度应 $\geq 50\text{mm}$ ；
- 5) 仿真精度改善：如有必要，可将基于旋转坐标系方法的风扇模型计算出的通风量与风扇在风机性能试验台上测得的风量-静压曲线进行对比，并通过调整旋转域的尺寸或风扇旋转速度来改善仿真精度。



标引序号说明:

- 1——风扇扇叶;
- 2——风扇交界面。

图 6 风扇模型处理方法

b) 风扇动量源项方法

热害仿真计算过程中,如不具备详细的风扇扇叶几何模型,应采用风扇动量源项方法,处理方法按照6.1.2 b)方式设置。

注:由于该方法无法模拟气流经过风扇扇叶后的旋转效应,在对风扇下游的前舱内流场进行模拟时可能产生失真。

5.3.5 热源部件建模要求

在整车热害仿真分析中,除排气系统外,其他热源部件宜只建立外表面模型,排气系统建模方法应从以下两种方式中选择其一:

- 建立固体域模型:根据排气系统真实的结构、材质分布进行固体域建模;
- 建立外表面模型:仅需保留排气系统外表面模型,定义排气系统边界条件时,应模拟排气系统内部材料间的传热热阻特性。

5.4 整车模型网格设置

5.4.1 面网格设置

整车模型面网格划分应以维持模型原有几何形状为前提,保留冷却模块交界面、前舱及车身底部零部件的几何特征,面网格划分推荐尺寸如表2所示。

表2 面网格推荐尺寸

区域	部件	最小推荐尺寸 (mm)	最大推荐尺寸 (mm)
动力系统	动力系统主要部件	4.0	8.0
	管路部件	2.0	4.0
排气系统	排气系统主要部件	4.0	8.0
	吊耳及支架	2.0	4.0
	隔热罩	0.8	2.0
车身系统	上车身部分(车体、车门等)	12.0	24.0
	前舱和车身底部主要部分(机舱盖、前保、翼子板、地板、后保等)	6.0	12.0
	进气格栅	1.0	2.0
底盘系统	底盘主要部件	6.0	12.0
	底盘小部件(管路、线束、支架等)	2.0	4.0
	悬置及衬套	0.5	1.0
电子电器系统	电子电器较大部件	4.0	8.0
	电子电器较小部件	2.0	4.0
冷却模块	散热器、冷凝器、中冷器等热交换部件	2.0	4.0
	冷却模块导风板	4.0	8.0

注:表中推荐尺寸适用于1:1全尺寸车辆,缩比模型对应缩小。

5.4.2 体网格设置

热害仿真模型可选择四面体、多面体、切割体构建体网格,换热器内部体网格宜采用切割体网格类型,非换热器内部体网格宜采用多面体网格类型。

换热器体网格建模应保证各热交换器内部沿厚度方向体网格层数分布不少于3层,各热交换器间沿厚度方向体网格层数分布不少于3层。

5.4.3 边界层设置

整车热害仿真分析中关键区域及部件的边界层厚度和层数设置推荐如表3所示,也可根据实际选择的壁面处理函数和无量纲近壁面距离灵活调整。

表 3 边界层设置推荐值

部件	边界层厚度 (mm)	边界层层数 (-)	部件
电子风扇	1.0	3.0	电子风扇
排气系统	1.0	1.0	排气系统
进气格栅	0.1	1.0	进气格栅
关键热害保护对象	1.0	1.0	关键热害保护对象
热交换器	无边界层	无边界层	热交换器

5.4.4 网格加密要求

整车热害仿真模型采用4级加密，加密区网格尺寸推荐值如表4所示。在具体研究中，可根据计算资源配置调整加密区位置、数量和网格尺寸设置，但应保证关键区域及部件间体网格平铺数量不少于3层（不包含边界层），加密区示意图如图7所示。

表 4 加密区尺寸推荐值

加密区域	推荐尺寸 (mm)
进气格栅	≤4
前舱	≤16
车身底部下部件	≤50
风洞计算域	≤400

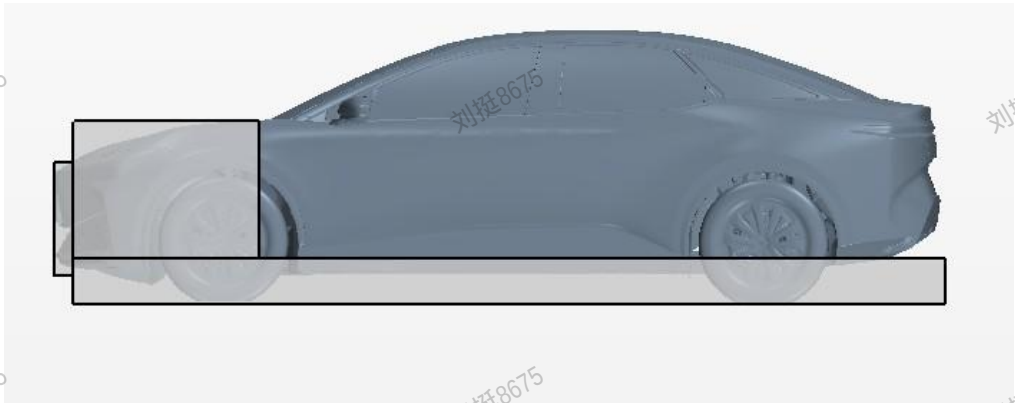


图 7 整车热害仿真加密区示意图

5.4.5 网格质量检查

整车网格质量需进行检查和修复，网格不应存在网格穿透、网格面积或体积为0或接近0、重叠网格等错误。网格质量要求应符合表5。

表 5 网格质量要求

指标	要求
长宽比	≤5
翘曲度	≤5°
偏斜度	≤60°

6 边界条件设置

6.1 流动边界条件

6.1.1 数值风洞边界条件

6.1.1.1 数值风洞入口设置为速度入口，根据整车热害仿真工况确定速度大小和空气温度，根据湍流强度加特征长度的方式设置湍流属性，按公式（1）计算湍流强度，其值宜设置为 0.01，按公式（2）计算特征长度，其值宜设置为 0.001m。

$$I = 0.16 \times (R_e)^{-1/8} \dots\dots\dots (1)$$

式中：

I ——湍流强度的数值，无量纲参数；

R_e ——雷诺数的数值，无量纲参数。

$$L_c = \frac{V_{body}}{A_{surface}} \dots\dots\dots (2)$$

式中：

L_c ——特征长度，单位为米（m）；

V_{body} ——计算域体积，单位为立方米（m³）；

$A_{surface}$ ——计算域面积，单位为平方米（m²）。

6.1.1.2 数值风洞出口设置为相对压力出口，压力设置为 0Pa，通过湍流强度加特征长度的方式设置湍流属性，按公式（1）计算湍流强度，其值宜设置为 0.01，按公式（2）计算特征长度，其值宜设置为 0.001m。

6.1.1.3 整车正下方地面区域可单独设置为滑移壁面或非滑移壁面边界。若为非滑移壁面边界条件时，应设置壁面速度以模拟车辆和地面相对运动，速度大小和方向与数值风洞入口相同。

6.1.1.4 除上述区域以外的其他数值风洞边界宜设置为非滑移壁面。

6.1.2 风扇边界条件

基于不同风扇设置方法的风扇边界条件设置要求如下：

- 若采用旋转坐标系方法，应根据右手定则设定风扇旋转域的旋转速度和旋转方向，旋转速度应根据整车热害仿真工况和对应工况下的风扇控制策略来确定；
- 若采用风扇动量源项方法，应根据风扇风机性能曲线设定该平面的动量源，并根据该平面前后压力差值计算通风量。

6.1.3 换热器边界条件

冷凝器、散热器、中冷器等换热器应设置气体各流动方向的阻力特性，宜按照附录A中规定的阻力计算方法进行表征。

注：惯性阻力系数和粘性阻力系数设置根据换热器风阻特性试验数据拟合得到。

6.1.4 发动机进气口边界条件

发动机进气口应设置进风速度或质量流量参数，参数数值应根据发动机台架测试数据确定，并设置为负值。

6.1.5 旋转部件边界条件

轮辋、胎面和刹车盘等周边旋转部件宜设置为旋转壁面，以车轮圆心为原点遵循右手定则建立旋转坐标系，四指所指方向为车轮旋转方向，大拇指所指方向为旋转轴，并根据整车热害仿真工况确定旋转速度值。

6.2 传热边界条件

6.2.1 热对流边界条件

部件的对流换热边界可通过求解流体域的温度场得到，不必重复定义其他的壁面对流换热边界条件。

6.2.2 热传导边界条件

应从以下两种方法中选择其一进行热传导边界设置：

- a) 对于建立内部固体计算域模型的部件,可根据部件内部结构和材质分布定义部件材料的热物理属性,直接求解固体导热方程;
- b) 对于仅建立外表面网格模型的部件,如需求解部件内部导热,应设置该部件综合传热热阻系数并创建相应的传热热连接。

6.2.3 热辐射边界条件

应根据部件的材料、表面粗糙度、表面处理工艺,设置热辐射发射率,不同部件的发射率定义推荐值如表6所示。

表 6 部件发射率推荐值

部件/材料	发射率 (-)
排气管	0.85~0.95
镀铝隔热板	0.60~0.70
压花铝板	0.20~0.30
塑料件	0.80~0.90
橡胶件	0.80~0.90
铝管	0.55~0.65
棉类(保温棉、吸音棉)	0.80~0.90

6.2.4 热源边界条件

6.2.4.1 排气系统部件的热源边界条件设置,应在以下方法中选择其一进行:

- a) 设置排气管的壁面温度,由于排气管较长,应进行分段设置;
- b) 设置排气系统入口质量流量和尾气温度;
- c) 设置排气系统内部流体的温度和对流换热系数,宜根据相同工况下参考车辆整车试验、发动机台架试验的测量结果确定设置参数。

注:对于混合动力车型,根据整车驾驶模式和整车控制策略确定发动机运行工作状态,进而确定排气系统相关边界条件的设置参数。

6.2.4.2 涡轮增压器、三元催化、颗粒捕集器等排气系统产热或散热部件,应通过给定产热量或散热量的方式进行热源边界设置。

6.2.4.3 发动机缸体、缸盖、油底壳、冷却管路、空调冷媒管路等内部存在流动介质的部件,宜参照6.2.4.1 c)规定的方法进行热源边界条件设置。

6.2.4.4 换热器边界条件设置方法如下:

- a) 冷凝器部件:宜给定热流密度;
- b) 除冷凝器外的其他换热器部件:宜给定换热器出风温度、给定热流密度或采用热交换器模型。

注1:根据一维空调系统降温模型或参考平台车在相同整车热害仿真工况下测试的压缩机工作状态结合压缩机单体性能试验数据得到热流密度。

注2:根据一维冷却系统模型计算得到或参考整车热害仿真工况中动力总成工作状态结合动力总成台架测试数据得到出风温度或热流密度。

6.3 计算域介质定义

6.3.1 气体介质

6.3.1.1 空气介质

数值风洞内气体介质为环境空气,环境空气为混合气体,可将其定义为理想气体或将其视为单组份气体进行用户自定义,按照整车热害仿真工况对应的空气压力、温度及湿度,定义空气物性参数(密度、比热容、导热系数、动力黏度等)。

6.3.1.2 尾气介质

排气系统内部介质为燃烧尾气,燃烧尾气为混合气体,宜将其视为单组分气体进行用户自定义,根据相同工况下参考车辆整车试验或发动机台架试验结果,定义尾气的物性参数(密度、比热容、导热系数、动力黏度等)。

6.3.2 液体介质

对于6.2.4 3)中内部存在流动介质的部件,根据整车实际使用的冷却液型号、空调制冷剂编号、油品标号分别定义其物性参数(密度、比热容、导热系数、动力黏度等)。

6.3.3 固体介质

对于6.2.2 1)中建立内部固体计算域模型的部件,根据整车实际使用的材料设定该部件内金属或者非金属材料的物性参数(密度、比热容、导热系数等)。

7 求解器设置及仿真求解

7.1 求解器设置

7.1.1 常规求解器设置

整车热害仿真分析中常规求解器设置建议如表7所示。

表 7 求解器设置参数列表

参数类型	推荐设置
湍流模型	Realizable $k-\epsilon$
壁面模型	根据边界层厚度选择
气体模型	不可压
速度压力耦合方式	Simple算法
流场和温度场耦合方式	解耦
松弛因子	速度0.7, 压力0.3, 湍流0.8, 能量0.9
辐射模型	表面辐射模型
初始设置	速度场设置为来流速度, 温度场设置为环境温度

7.1.2 非稳态工况

非稳态工况计算步骤如图8所示, 具体方法如下:

- 应根据边界条件变化对速度场、温度场的影响情况对非稳态工况段进行划分;
示例: 熄火浸置工况划分为车辆减速段、熄火后风扇后运行段、浸置段。
- 根据以下方法设定各划分段的初始边界条件:
 - 各划分段的起始时刻为该非稳态工况的起点, 其他设置参考稳态工况方法进行, 根据 7.3 进行计算收敛性判断;
 - 将稳态计算收敛后的速度场和温度场结果设置为非稳态工况仿真计算的初始边界条件。
- 根据以下方法进行时间步间的迭代更新设置:
 - 根据 7.2.3 确定时间步长, 在每个时间步内, 求解器应基于上一时刻计算收敛后的速度场、温度场, 结合当前时刻的流动传热边界, 进行当前时刻的速度场和温度场迭代更新;
 - 考虑随时间变化的参数类型包括但不限于车速、风扇转速、发动机进气及尾气温度、发动机进气及尾气流量、热源发热量等。
- 迭代更新间隔设置如图 9 所示, 具体要求如下:
 - 速度场更新时间间隔宜大于时间步长;
 - 温度场更新时间间隔宜与时间步长保持一致, 以确保计算的准确性和效率;
 - 流动传热边界的更新频率(即更新时间间隔)应根据实际求解的问题、精度要求以及计算时间要求确定。

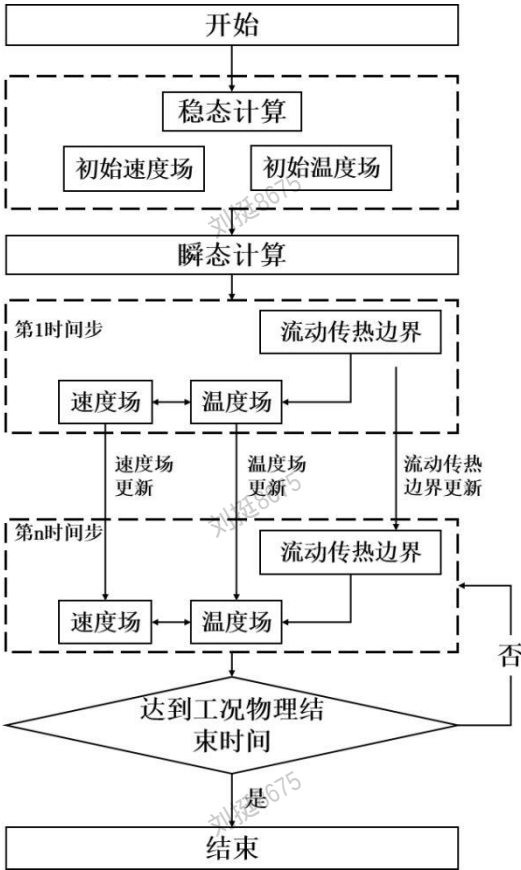


图 8 非稳态工况仿真计算流程

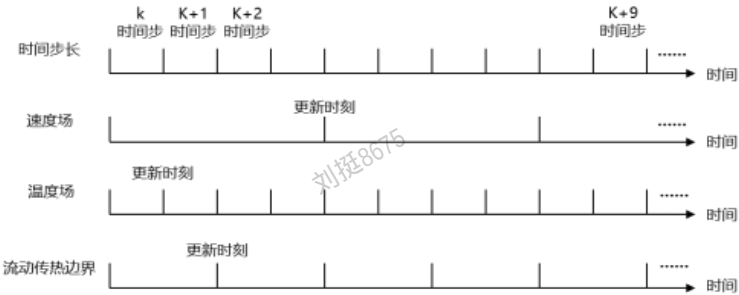


图 9 速度场、温度场、传热边界更新间隔与时间步长关系

7.2 时间步长设置

7.2.1 进行稳态工况仿真计算时，应选择稳态计算求解器，并设置迭代计算的总步数，总迭代步数应 ≥ 3000 步，计算停止标准参照 7.3 执行。

7.2.2 进行非稳态工况仿真计算时，应选择瞬态计算求解器，瞬态计算时间步长、内迭代步数、计算总时间，设置方法如下：

- a) 根据 7.2.3 计算非稳态工况的时间步长；
- b) 内迭代步数应达到 7.3 中收敛标准所需的最小步数或更大值；
- c) 计算总时间根据实际物理工况的时间跨度进行定义。

7.2.3 非稳态工况仿真时间步长要求

7.2.3.1 整车热害非稳态工况求解流体域时间步长应满足 CFL 准则，即库朗特数小于 1，按公式（3）计算库朗特数。

$$CFL = (\Delta t \cdot v) / \Delta x < 1 \quad (3)$$

式中：

CFL ——库朗特数；

Δt ——时间步长，单位为秒（s）；

v ——为空气与车辆的相对速度，单位为米每秒（m/s）；

Δx ——网格尺寸，单位为米（m）。

7.2.3.2 整车热害非稳态工况求解固体域时间步长应满足热扩散率要求，按公式（4）计算热扩散率。

$$\alpha = \lambda / (\rho \cdot C_p) < \Delta x^2 / \Delta t \quad (4)$$

式中：

α ——热扩散率，单位为平方米每秒（m²/s）；

λ ——固体导热系数，单位为瓦每米开尔文[W/（m·K）]；

ρ ——固体密度，单位为千克每立方米（kg/m³）；

C_p ——固体比热容，单位为焦耳每千克开尔文[J/（kg·K）]；

Δx ——网格尺寸，单位为米（m）；

Δt ——时间步长，单位为秒（s）。

注：实际工程应用时结合计算资源和仿真精度需求确定非稳态工况求解时间步长。

7.3 收敛判断

7.3.1 判断依据

整车热害仿真分析计算稳定、收敛性良好的判断要求如下：

- 迭代步数应 ≥ 3000 步，动量和能量方程的残差监测项应 $< 1 \times 10^{-4}$ ；
- 在最后 500 迭代步内，根据以下标准利用冷却模块表面平均风速、通风量和各部件表面温度进行判断：
 - 冷却模块表面平均风速波动值 < 0.01 m/s 或最大波动值 ≤ 0.02 m/s；
 - 冷却模块通风量波动值 < 0.01 kg/s；
 - 流场中主要关注部件表面温度波动值 $< 1^\circ\text{C}$ 。
- 通过残差曲线和温度变化曲线进行判断。

示例 1：收敛性良好的残差曲线如图 10 所示。

示例 2：收敛性良好的冷却模块通风量的监控曲线如图 11 所示。

示例 3：收敛性良好的部件表面温度的监控曲线如图 12 所示。

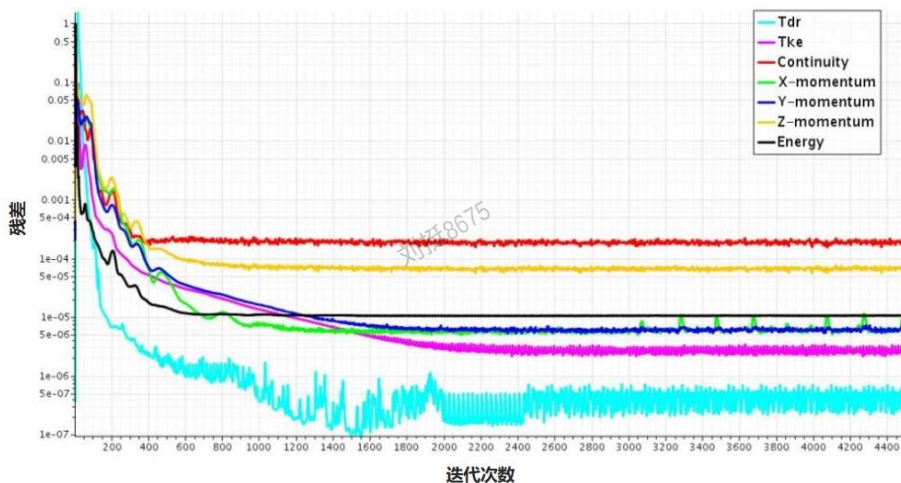


图 10 残差曲线图

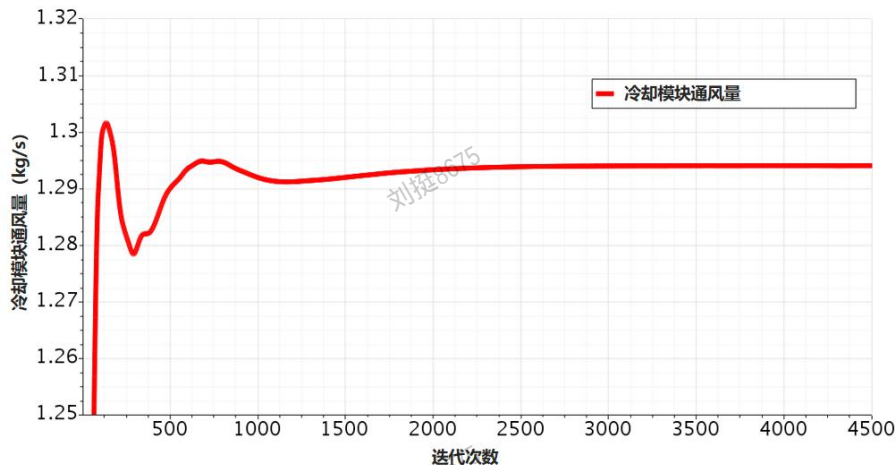


图 11 冷却模块通风量监控曲线图

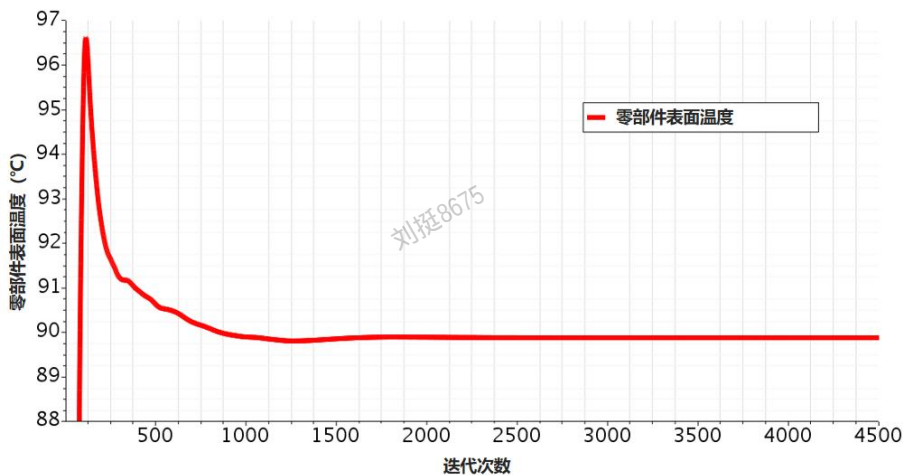


图 12 某部件表面温度监控曲线图

7.3.2 收敛性调整

在求解计算过程中，若遇到收敛性较差或发散的问题，可通过降低松弛因子或调整时间步长来改善收敛性。若调整后仍无法解决问题，应进一步检查模型的单元质量和边界条件设置，确保这些关键因素符合仿真分析的要求。

8 仿真结果处理

8.1 仿真结果输出

仿真结果应包含：各部件的壁面温度、壁面风温、壁面风速、超温面积等参数结果，以及与该部件许用温度的比较结果。

8.2 仿真结果云图

8.2.1 速度云图

根据仿真模型的坐标系，宜截取整车热害仿真计算结果中X、Y、Z三个方向的截面速度云图。速度云图可以评估各零部件表面的风速分布情况，用于评估气流分布合理性。

示例：Y=0 截面速度云图示例如附录 B 中图 B.1 所示。

8.2.2 速度矢量图

根据仿真模型的坐标系，宜截取整车热害仿真计算结果中X、Y、Z三个方向截面速度矢量图，分析前舱及车身底部下气流的方向是否合理。

示例：截面速度矢量图示例如附录 B 中图 B.2 所示

8.2.3 温度云图

根据仿真模型的坐标系，宜截取整车热害仿真计算结果中X、Y、Z三个方向截面温度云图，用于显示整车及各部件温度分布和温度梯度变化，以计算热回流温差，并验证整车热害仿真结果收敛性，推荐参照附录C规定的方法进行仿真结果与试验结果的对比，以评估整车热害仿真结果的精度。

示例：整车机舱各部件温度分布云图示例如附录 B 中图 B.3 所示。

8.2.4 等值线云图

宜截取整车热害仿真计算结果中整车及各部件表面温度等值线分布云图，用于显示整车和各部件表面温度分布形态，或结合各部件许用温度限值判断各部件风险区域，并验证整车热害仿真结果收敛性。

示例：油箱表面温度等值线云图示例如附录 B 中图 B.4 所示。

8.2.5 流线图

宜截取整车热害仿真计算结果中前舱和车身底部下的流线图，用于显示流经各车身部件的气流轨迹和流量。

示例：冷却模块周边流线图示例如附录 B 中图 B.5 所示。

9 仿真报告编制

仿真报告应包含以下内容：

- a) 报告的名称、编号、分析标准、报告编写人员信息；
- b) 仿真分析模型的车辆制造商、生产年份信息；
- c) 仿真分析软件的官方名称、版本信息、软件类型；
- d) 仿真任务概述。报告中应说明分析的内容及关注的分析结果；
- e) 仿真分析过程。报告中应当明确车辆数模信息、模型简化、模型状态、边界条件、求解方式等参数设置；
- f) 结果分析与结论。报告分析结果应至少输出冷却模块通风量及热回流温差、关键部件热害温度等信息。根据仿真后处理结果，总结分析结论。对分析对象的热害性能给出客观、综合评定，若部件超出许用温度，应当给出导致超温出现的原因，以及规避措施的方向性建议。

附录 A
(资料性)
换热器模型建立

A.1 换热器风阻测量

参照QC/T907-2013中规定的汽车散热器风阻测量方法，进行不少于六组的换热器风阻测量，测量数据如表A.1所示。

表 A.1 换热器性能数据

换热器	迎风面法向平均风速 <i>v</i> (m/s)						
	风速1	风速2	风速3	风速4	风速5	风速6	...
风阻/ ΔP (Pa)	测试结果1	测试结果2	测试结果3	测试结果4	测试结果5	测试结果6	...
芯体尺寸/m	宽度 <i>w</i> :		高度 <i>h</i> :		厚度 <i>d</i> :		
注：换热器单体试验的风速范围应覆盖整车热害仿真工况下换热器迎风面的平均法向风速。							

A.2 换热器曲线拟合

根据换热器单体性能测量数据，通过拟合得出如式A.1所示的换热器的压降与风速的关系式，拟合结果建议满足如下条件：

- a) 截距为零；
- b) 推荐 R^2 值 ≥ 0.99 ；
- c) 推荐误差 $\leq 5\text{Pa}$ 。

$$\Delta P = av^2 + bv \cdots \cdots \cdots (A.1)$$

式中：
 ΔP ——风阻，单位为帕斯卡（Pa）；
 a ——拟合参数；
 v ——风速，单位为米每秒（m/s）；
 b ——拟合参数。

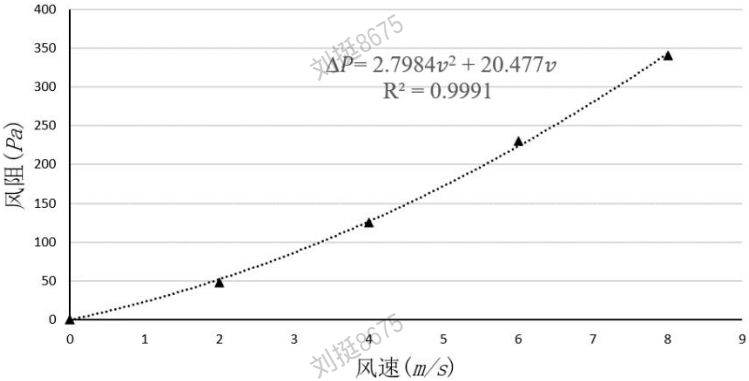


图 A.1 某换热器压降与风速的关系曲线

A.3 换热器阻力系数计算

根据式A.2的Ergun公式，得出多孔介质的惯性阻力系数 P_i 和粘性阻力系数 P_v 。

$$\Delta P = \frac{1}{2}P_i\rho\Delta n \cdot v^2 + P_v\mu\Delta n \cdot v \cdots \cdots \cdots (A.2)$$

式中：
 ΔP ——风阻，单位为帕斯卡（Pa）；
 ρ ——测量环境温度下的空气密度，单位为千克每立方米（ kg/m^3 ）；

Δn ——换热器芯体厚度，单位为米（m）；
 v ——风速，单位为米每秒（m/s）；
 μ ——动力粘度，单位为帕斯卡秒（Pa·s）。

注：图A.2中所示为换热器交界处的局部坐标系示意图，推荐在此坐标系下，分别设置换热器各流动方向的阻力特性参数。

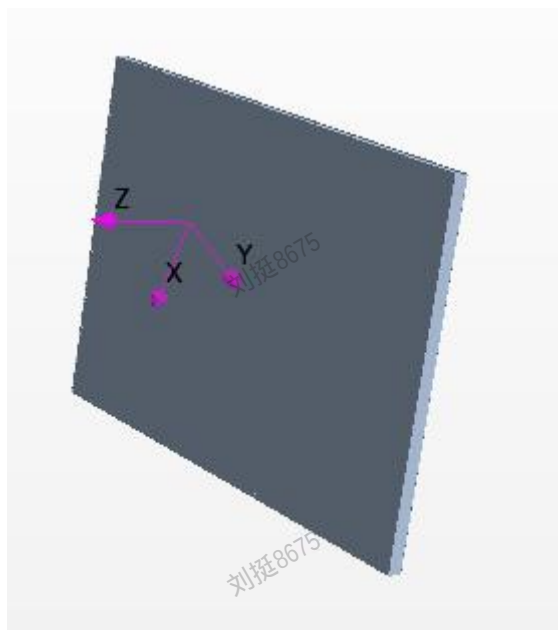


图 A. 2 换热器交界面坐标参考系设置¹

附录 B
(资料性)
仿真后处理图例

B.1 Y 轴对称面速度云图如图 B.1 所示。

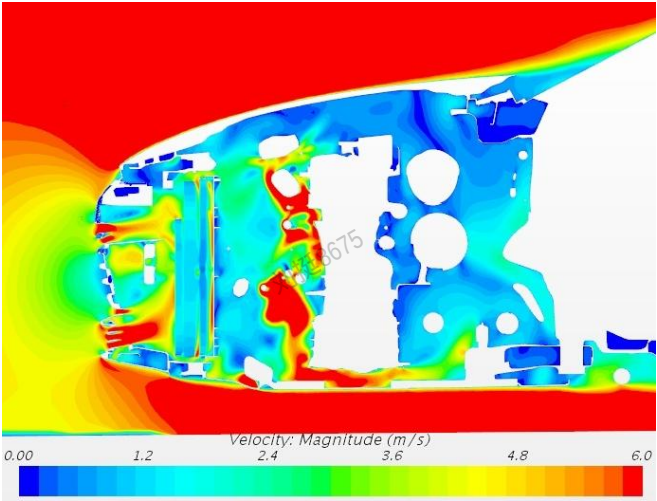


图 B.1 Y 轴对称面速度云图

B.2 Y 轴对称面速度矢量图如图 B.2 所示。

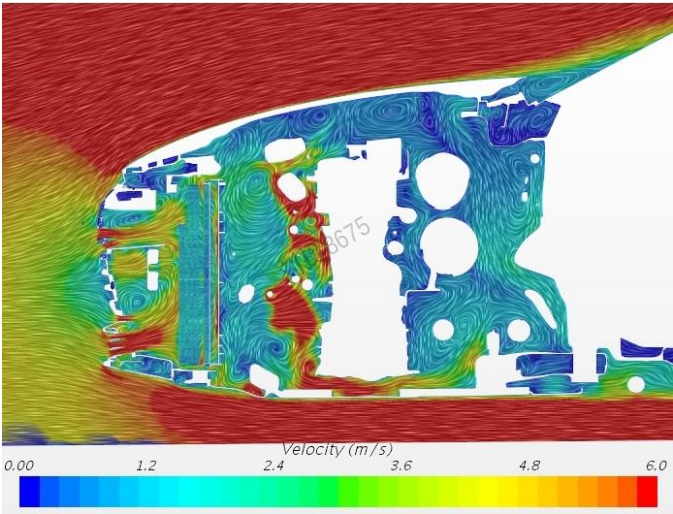


图 B.2 Y 轴对称面速度矢量图

B.3 机舱温度分布云图如图 B.3 所示。

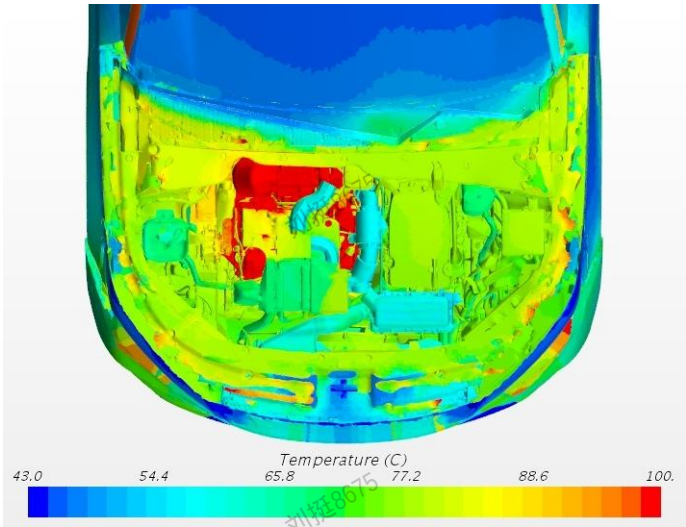


图 B. 3 机舱温度分布云图

B. 4 油箱表面温度等值线图如图 B.4 所示。

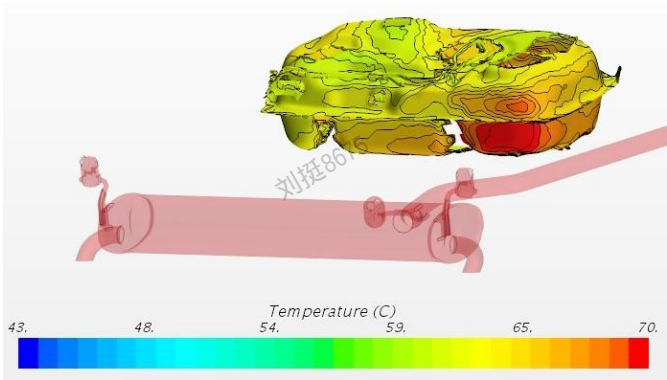


图 B. 4 油箱表面温度等值线图

B. 5 冷却模块周边流线图如图 B.5 所示。

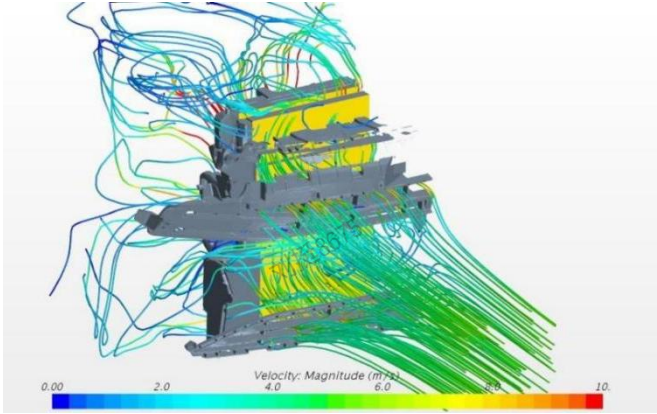


图 B. 5 冷却模块周边流线图

附录 C
(资料性)
仿真结果与试验的对比

C.1 状态确认

仿真模型应与环境风洞试验车辆状态一致，主要包括：

- a) 前保格栅；
- b) 冷却模块设计状态和单体性能；
- c) 风扇工作状态；
- d) 动力总成设计状态和工作状态；
- e) 排气系统和周边关键部件设计状态及隔热方案状态；
- f) 风速、车辆姿态；
- g) 底部护板设计状态；
- h) 测温点位置。

注：在车辆排气系统壁面打孔测试内部尾气温度。

C.2 仿真结果与试验结果对比分析

整车热害仿真计算结果与试验结果的对比方式包括但不限于：

- a) 整车热源温度场对比；
- b) 整车各部件热害温度场对比；

示例 1：为某车型中排气系统内尾气温度与试验结果对比如图 C.1 所示。

示例 2：某车型中整车主要关注部件表面温度与试验结果对比如图 C.2 所示。

- c) 以试验结果为基准，计算仿真结果中各测点温度误差率；
- d) 在车辆排气系统壁面打孔测试内部尾气温度，仿真模型中的测点位置应与环境风洞试验车辆测点位置保持一致，以试验结果为基准，计算仿真结果中各测点温度误差率。

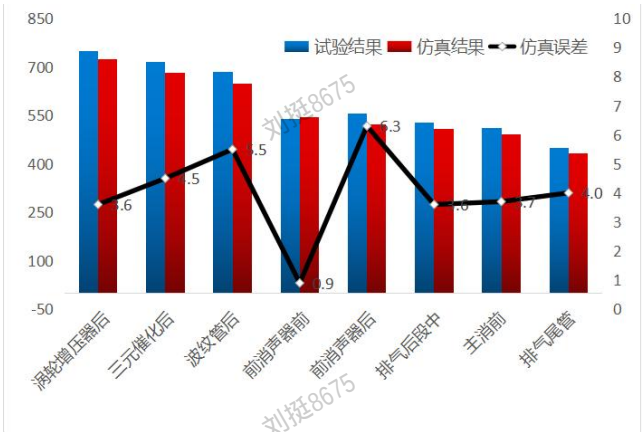


图 C.1 某车型排气系统内尾气温度仿真结果对比图

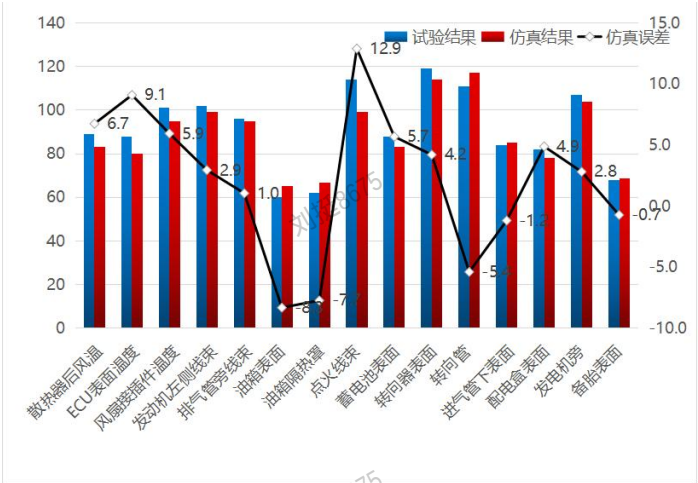


图 C.2 某车型主要关注部件表面温度仿真结果对比图

参 考 文 献

[1] QC/T 907-2013 汽车散热器性能试验方法
