

同濟大學

工程碩士研究生培養主要環節檢查表

姓 名 _____

學 號 _____

學 院 _____ 汽車學院 _____

工 程 領 域 _____ 車輛工程 _____

教 學 點 _____ 本 部 _____

入 學 年 月 _____

導 師 (校 內) _____

導 師 (校 外) _____

同濟大學研究生院

2016 年 5 月 15 日填

一、 课程学习（30 学分）

学号		姓名		性别		入学年月	
所在院、系（所）	汽车学院			工程领域	车辆工程		
课程类别	课程名称			学分	成绩	备注	
学位课	自然辩证法						
	外语（ ）	基础部分					
		专业部分					
非学位课							
总学分		学位课总学分		学位课平均成绩			

教务员签章：_____ 学院研究生工作办公室审核签章：_____

二、工程项目实践（0.5 学分）

主持工程项目名称，阶段性分析报告，设计（研究）目的，工程应用价值

工程项目名称：铝合金车轮 13 度冲击失效分析

1 阶段性分析报告

在进行某个项目铝合金车轮研发过程中，在做 13 度冲击（相对于气门嘴位置 90 度）时产生了裂纹失效，如下图 1 所示；



图 1 13 度冲击试验裂纹失效

铝合金车轮通常需要做以下零部件台架试验；弯曲疲劳、径向疲劳、13 度冲击等试验，通常铝合金车轮在前期的开发过程中会进行 CAE 模拟仿真，由于造型更改的原因在项目在前期的仿真分析中只分析了相对气门嘴 0 度以及 180 度两个冲击区域，并未对相对气门嘴 90 度区域进行冲击分析。当试验失效后对现有轮子进行了 13 度冲击相对气门嘴 90 度位置区域冲击分析，其 CAE 分析结果如下图 2 所示；

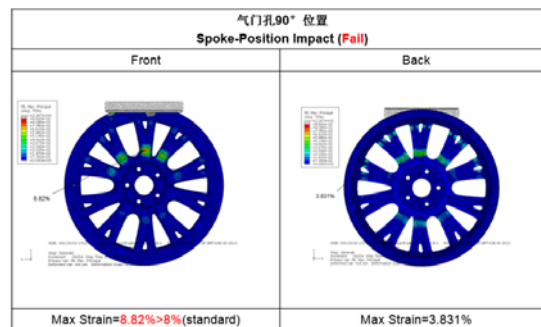


图 2 13 度冲击（相对气门嘴 90 度）CAE 分析结果

由上图 2 可见其正面轮辐最大应变已达到 8.82%，超过了允许值 8%，在有了 CAE 分析结果后，开始进行后续的方案改进，修改的地方如下图 3 所示；一是在轮辐肋骨背后处的减重窝进行了修改，将减重窝延伸至轮辐根部区域的凹槽取消以使得轮辐根部区域面积增大，二是在轮辐窗口区的面积缩小，使得材料增加大约 1mm。

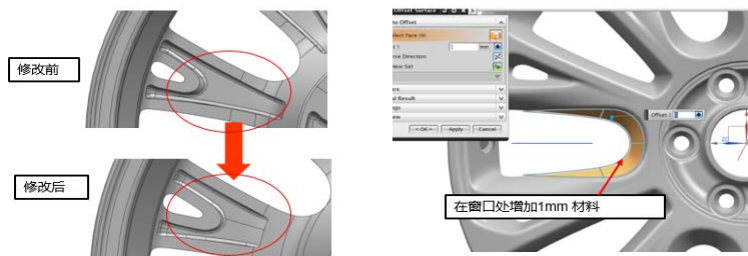


图 3 方案修改前后对比

将修改后的方案再次进行 CAE 分析，其结果见如下图 4 所示；可见其正面的最大应变从修改前的 8.82%降低到了 7.85%，满足小于目标值 8%的要求。

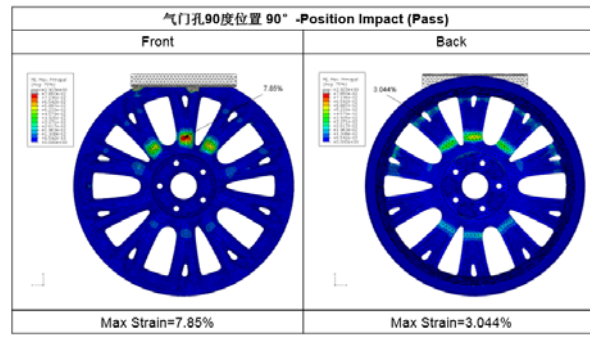


图 4 修改后的方案 13 度冲击（相对气门嘴 90 度）CAE 分析

因此决定利用修改后的方案进行修模以及样件试生产，并再次安排 13 度冲击试验，新的样件顺利通过了 13 度冲击试验未失效，如图 5 所示；



图 5 修改后方案 13 度冲击（相对气门嘴 90 度）试验结果

2 设计研究目的及工程应用价值

在前期的零件设计开发中通常需要 CAE 仿真分析，本次通过 CAE 仿真分析后试验对比可以看出对铝合金车轮的 CAE 仿真分析可信度较高，与试验结果吻合度较高。该 CAE 仿真与分析不仅可以很好地指导零件的前期的设计，并且对后续的方案改进与能提供较好地参考与指导。

指导教师审核意见：

签字：

年 月 日

三、 论文选题报告（1 学分）

见《同济大学工程硕士学位论文选题报告及论文工作计划》（附件）

四、 论文中期报告 (0.5 学分)

根据学位论文选题报告，总结已取得的阶段性成果、下一步的工作计划和
研究内容（如与选题报告内容不符，必须进行论证说明）。

（一）简要介绍学位论文选题报告及工作计划。

随着 SUV 的普及与热销，许多厂家都推出了 SUV，为了平台共用化以及
降低开发成本，基于现有的轿车平台进行开发 SUV 成为最佳的选择，选题为基
于轿车车平台的 SUV 后副车架开发。

工作计划：2015.7 年末完成副车架啊概念方案的选型、
2015.10 初版的 CAD 数据、
2015.11 多体动力学模型建立以及载荷的计算
2015.12 初版副车架数据网格划分
2016.5 CAE 分析及各项性能指标判定
2016.5 副车架持续改进优化
2016.9 进行试验验证
2017.2 论文写作

（二）根据学位论文选题报告，总结已取得的阶段性成果。（请重点阐述， 不得少于 2000 字）

按照原工作计划，在进行了前期开题与资料收集整理阶段后目前已完成
以下工作：

1. 后悬架硬点以及系统空间数据布置整理

由于后悬架结构沿用原平台，所以硬点基本上不变， 但是因为离地间隙相比
轿车增高了 40 mm，所以为了适应新的造型以及保持更好的整车相应的稳定性
后轮距增宽了 28mm. 对于 SUV 后副车架来说相应的硬点相比轿车硬点单边向
外平移 14mm.具体的硬点表见如下表 1；

表 1 SUV 后悬架系统硬点表

Hard points (LH)	X	Y	Z
LCA_front	2239.249	-574.171	-33
LCA_rear	2720.057	-322	-46.75
UCA_inner	2660	-383.696	119.978
UCA_outer	2699.613	-670.249	127.496
LCA_outer	2694.338	-703.905	-50.64
Drop link_lwr	2816.736	-603.995	-49.839
Drop link_upper	2779.377	-633.061	126.846
Damper_upper	2720.403	-553.409	641.382
Damper_lower	2707.004	-607.724	168.468
Toelink_outer	2848.919	-635.187	-13.161
wheel_center	2699.4	-761.2	65
Toelink_inner	2845	-358	-12.5
Sbframe_front	2600	-500	45.5
Sbframe_rear	2805	-500	45.5

空间数据布置整理；由于整车有四驱系统配置，所以要考虑到后差速器 RDU 以及传动轴等零件的布置，另外周边的油箱和排气都需要重新布置，所以后副车架在布置时需要考虑支撑后差速器同时为周边的传动轴、排气管和油箱等零件留出足够的间隙。

2. 副车架概念方案选型

在副车架概念方案选型阶段，主要根据以下几方面因素进行考虑；零件的布置可性、零件的制造工艺可行性、零件成本方面的比较、零件性能方面的风险评估比较，这里主要前期主要有三种方案：

方案 1)；如图 6 所示，采用前后两根横梁以及左右各一根纵梁总共 4 根梁焊接在一起，前后横梁以及纵梁主要采用冲压焊接生产工艺，用来安装前 RDU mount 的套筒通过支架与前梁焊接在一起，用来安装后 RDU mount 的套筒侧直接焊接在后横梁中间。

优点；只有 4 根梁，用较少的梁承载悬架下控制臂、前束连杆、外倾角连杆等连接，重量较轻。

缺点；前束连杆联接处 Y 向刚度和强度有一定的风险，下控制臂连接处 Y 向刚度和强度也具有一定的风险，冲压焊接工序较多，成本有点高。

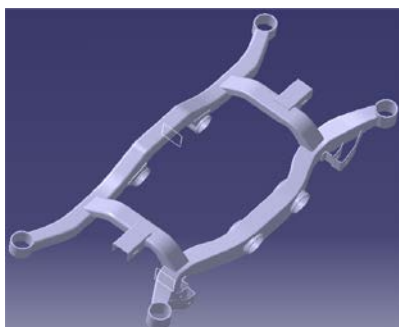


图 6 方案 1

方案 2)；如图 7 所示，采用前后两根横梁以及左右各两根纵梁总共 6 根梁焊接在一起，各个梁仍旧采用冲压焊接生产工艺，前 RDU mount 和后 RDU mount 的套筒连接方式与方案 1 一样，前套筒通过支架焊接在前梁上，后套筒侧直接焊接在梁中间。

优点；前束连杆和下控制臂连接点的刚度和强度相比方案 1 风险少，整个副车架的刚度和强度相比方案 1 会较优

缺点；采用了 6 根梁，重量会相对较重，冲压焊接工序较多，成本较高。

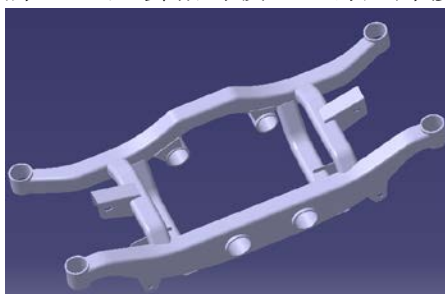


图 7 方案 2

方案 3)；如图 8 所示，采用前后两根横梁以及左右两根纵梁总共 6 根横梁焊接在一起，不同前面两种方案的是各根梁采用钢管弯曲成形工艺，前 RDU mount 和后 RDU mount 安装套筒分别通过支架焊接在前后管梁上。

优点：前束连杆和下控制臂连接点的刚度和强度相比方案 1 风险少，整体副车架刚度和强度等性能风险较少，由于采用了钢管弯曲成形，减少了各个横梁自己的冲压焊接工序，降低了模具和焊接工装成本。

缺点：采用了 6 根梁，重量会稍重。

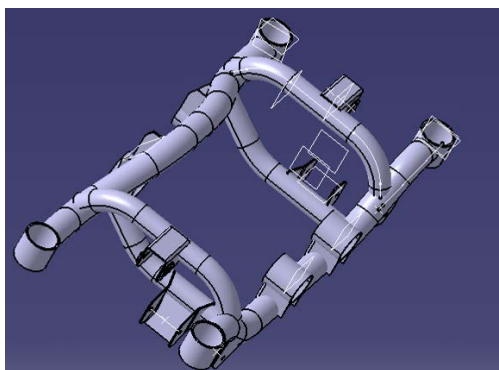


图 8 方案 3

经过以上几种方案的优缺点对比，在保证零件性能风险较少的情况下以及结合现有供应商的成本建议，最终选用方案 3 作为后续的开发基础方案。

3. 初版副车架 CAD 数据

在选用方案 3 之后开始了，开始了副车架的详细设计，其中以下方面是在设计中需要考虑到：

- 1) 外倾连杆支架需要设计成能满足在装配过程中进行外倾角调节，为此专门设计一个 U 型槽配合偏心连接螺栓和螺母达到此功能要求。
- 2) 由于下控制臂连接支架承载较大的载荷，所以设计支架时需要考虑足够的强度和刚度。
- 3) 设计时尽量减少焊接工序方便减少焊接变形而提高零件质量。
- 4) 结合供应商的生产制造工艺反馈，需要预留出如焊接时的定位孔、电泳排液时代排液孔等。

最终初版详细的副车架 CAD 数据如图 9 所示；

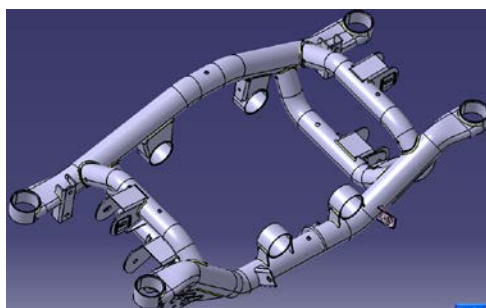


图 9 副车架 CAD 数据

4. 多体动力学模型以及强度工况载荷计算

多体动力学模型是在基于整个后悬架系统硬点以及相关参数利用软件 Adams 里面的 Car 模块建立起来的，后悬架系统硬点参数见表 1，最后建立起来的多体动力学模型见图 10。

强度工况载荷计算；需要计算下面七个强度工况载荷计算：1G, 3G bump, 5G bump, 1G cornering, 2G lateral, 2.5G longitudinal, 0.7G braking。表 2 是其中计算出来的 3G bump 副车架工况载荷表。

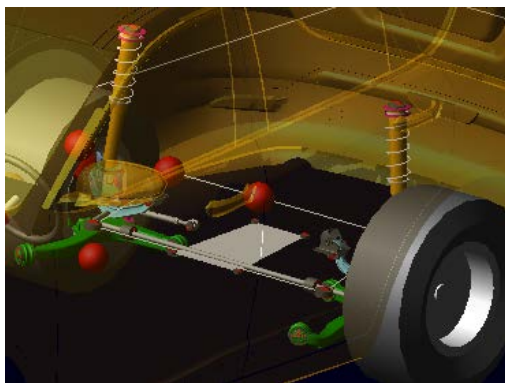


图 10 后悬架 Adams 动力学模型

表 2 3G Bump 轮跳工况副车架强度载荷表

Load Case: 3g Bump								
	Hard points		Fx (N)	Fy(N)	Fz(N)	Mx(Nmm)	My(Nmm)	Mz(Nmm)
1	ARB Bush	R	-0.93	0.00	13.90	0.00E+00	1.04E+02	0.00E+00
		L	-0.93	0.00	13.90	0.00E+00	1.04E+02	0.00E+00
1	Subframe front	R	328.46	0.00	2076.88	0.00E+00	1.59E+04	0.00E+00
		L	328.46	0.00	2076.88	0.00E+00	1.59E+04	0.00E+00
2	Subframe Rear	R	855.89	0.00	445.84	0.00E+00	1.59E+04	0.00E+00
		L	855.89	0.00	445.84	0.00E+00	1.59E+04	0.00E+00
4	Control Arm Rear	R	855.17	10565.40	949.04	4.84E+02	-1.40E+03	1.51E+04
		L	855.17	-10565.40	949.04	-4.84E+02	-1.40E+03	-1.51E+04
5	Toelink Inner	R	13.87	1127.35	378.14	1.54E+04	4.09E+03	2.00E+03
		L	13.87	-1127.35	378.14	-1.54E+04	4.09E+03	-2.00E+03
6	Camber Link Inner	R	-2054.31	-11837.10	-3590.74	5.74E+04	-1.32E+04	1.06E+04
		L	-2054.31	11837.10	-3590.74	-5.74E+04	-1.32E+04	-1.06E+04

5. CAE 网格划分分析及各项性能指标收集

CAE 网格划分时遵照以下标准进行网格划分；

1) 由于副车架都是采用钢板和管梁，因此在 CAE 网格时都是采用了板壳体网格单元。

2) 所有网格单元基于原材料板厚度中间层。

3) CAE 网格材料属性如下；

- 弹性模量 = 207,000 MPa
- 材料密度 = 7.842E-09 Mg/mm³

- 泊松比= 0.29

对于后副车架来说，性能要求有静刚度及动刚度、强度、疲劳、模态等性能指标。

强度要求；副车架在各个工况载荷下不能超过零件材料的屈服强度，在综合考虑材料的成本以及工艺可行性后，材料采用宝钢的热轧高强度钢板 QSTE 340TM，其屈服强度 340MPa。

静刚度要求；副车架的刚度直接影响到整个后悬架的操稳性能，副车架各个安装点的刚度通常与相应连接的控制臂或连杆衬套刚度相关，副车架刚度要求见如下表 3；

LH/RH	Stiffness target static (N/mm)
Lower control arm X	5,000
Lower control arm Y	15,000
Lower control arm Z	N/A
Anti roll bar X	10,000
Anti roll bar Y	4,000
Anti roll bar Z	10,000
Camber link inner X	5,000
Camber link inner Y	15,000
Camber link inner Z	N/A
Toe link X	N/A
Toe link Y	20,000
Toe link Z	N/A

表 3 副车架静刚度目标值表

模态性能结合原有铝合金副车架以及整车 NVH 分解到目标值；1 阶扭转自由模态： $\geq 109\text{Hz}$ 。1 阶水平弯曲自由模态： $\geq 175\text{Hz}$ 。1 阶垂直弯曲自由模态： $\geq 200\text{Hz}$ 。

动刚度要求在 1 到 200Hz 范围内各向刚度大于等于 10KN/mm。

疲劳寿命侧将在前期样车路谱数据采集完处理完后，将副车架放在整车里与其它系统一起进行疲劳寿命计算，其中处理完后的路谱通常等同于 10 年或者 16 万公里的用户使用寿命。

(三) 下一步工作计划和研究内容。

目前初版副车架 CAD 数据已经完成，CAE 网格已经划好完成，正在进行 CAE 分析阶段，

1. 持续改进优化；针对初版副车架的 CAE 分析结果进行持续设计改进，使得最终的副车架方案 CAE 仿真分析结果能达到所有性能强度、刚度、疲劳、模态等目标要求，这其中可能需要通过好几轮往复的修改与改进。
2. 试验验证；在 CAE 分析性能达标后冻结发布副车架数据用于样件制造，在得到生产的样件后，用样件进行静强度与疲劳台架试验，从而可以与 CAE 的分析结果进行对比。
3. 论文准备工作

五、 审核意见

指导教师审核意见：

签 名：

年 月 日

工程领域领导小组评价：

签 名：

年 月 日