

文章编号:1671-6833(2018)04-0018-07

FSAE 方程式赛车车架的设计与轻量化

袁守利,林家辉

(武汉理工大学 汽车工程学院,湖北 武汉 430070)

摘要:为满足 FSAE(formula student automobile equation)方程式赛车车架强度和刚度的要求,其安全裕度较大,为充分挖掘车架的轻量化潜力,运用有限元分析软件依次对车架进行了 SIMP 方法的拓扑设计和截面尺寸优化,通过改变模型参数值,同时在网格模型保持不变的情况下,采用尺寸优化技术模拟 3 种实际赛道工况,在保证刚度和强度前提下车架最大变形量相应减少了 7%、7.5%、14.7%,最大应力在 200 MPa 以内,车架质量减少了 32%。最后通过模态与试验分析,优化设计的车架有效避开了与外部激励的耦合效应,8 字绕环测试所用时间减少了 3%。该赛车车架实现了轻量化的目的。

关键词:方程式赛车;结构设计;有限元分析;轻量化;模态计算

中图分类号:U469.6 文献标志码:A doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2018.01.005

0 引言

FSAE 方程式赛车动态项目主要有直线加速测试、8 字绕环测试、高速壁障测试、耐久赛经济性测试等。要求不违反规则的同时所用时间最少。车架是承载骨架,在满足赛车各工况使用性能的前提下,轻量化技术的开发可以有效缩短所需时间,这是因为赛车整备质量提高 1 kg,赛车跑一圈要多耗 0.03 s;整备质量提高 5 kg 以上,赛车跑完一个赛道要多耗 12 s^[1]。

目前国外赛车车架的轻量化开发主要体现在两方面:一是采用复合材料单体壳;二是桁架钢管轻量化。哈工大是国内参赛院校中最早使用单体壳代替车架的学校,由于国内制作单体壳的设备较少,且费用高昂(为钢管车架 20 倍)^[2],而且一旦碰撞受损无法修复。而桁架钢管车架成本较低、结构简单、容易加工,使得大部分参赛队使用这一形式的车架。

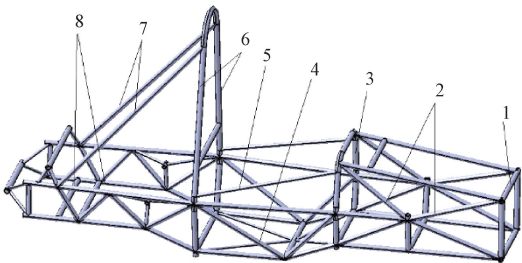
一般赛车车架的开发主要是设计出最初车架后不断对细节处的结构进行改进,对应力集中部位使用加强肋进行强度加强,这样不但增加了时间成本,而且使得车架质量提高。笔者以某校参加 FSAE 油车车架为基础,采用有限元分析,在保证

刚度和安全使用条件下,采用拓扑设计,获取车架最佳的材料分布,然后对钢管进行截面尺寸优化,使得应力分布均匀,由此确定了赛车的新车架,通过模态与试验分析,该车架在降低成本和缩短开发周期的基础上提高了性能。

1 模型的建立

1.1 车架的三维模型

几何模型是进行数值仿真的前提,FSAE 方程式赛车车架的 CATIA 模型如图 1 所示。



1. 前隔板;2. 前隔板斜撑;3. 副防滚架;4. 侧边防撞结构;
5. 肩带安装杆;6. 主防滚架;7. 主防滚架斜撑;8. 发动机安装架

图 1 车架的 CATIA 模型图

Fig.1 The frame of CATIA model

1.2 有限元模型

有限元原理的理论基础是弹性力学的变分原

理^[3],变分原理就是讲弹性力学的基本方程:偏微分方程的边值问题转换为代数方程求解的一种方法. 对于一个多自由度线性运动系统,其运动微分方程为:

$$[M]\{X''\} + [C]\{X'\} + [K]\{X\} = \{F(t)\}, \tag{1}$$

式中: $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为结构的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\{X''\}$ 、 $\{X'\}$ 、 $\{X\}$ 分别为节点的位移矢量、速度矢量和加速度矢量; $F(t)$ 为随着时间变化的载荷函数.

在模态分析时,设定 $\{F(t)\} = 0$,并且忽略阻尼 $[C]$ 的影响,则方程变为:

$$[M]\{X''\} + [K]\{X\} = 0. \tag{2}$$

其基本形式为:

$$[M] = \varphi \sin \omega t, \tag{3}$$

式中: φ 为自由振动时结构中的点的振幅; ω 为自振角频率.

联立求解式(2)、式(3)得:

$$([K] - \omega^2 [M])\varphi = 0. \tag{4}$$

由式(4)求得特征值 ω^2 ,由 $\omega = 2\pi f$ 可得结构的固有频率,即为模态频率. 特征值对应的特征向量即为结构的模态振型.

1.3 结构优化模型

优化设计有3要素,即设计变量、目标函数和约束条件^[4]. 设计变量是变量发生改变从而提高性能的一组参数;目标函数要求最优的设计性能,是关于设计变量的函数;约束条件是对设计的限制,是对设计变量和其他性能的要求.

优化数学模型可表述如下.

最小尺寸:

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n), \tag{5}$$

目标函数:

$$g_j(x) \leq 0, j = 1, 2, \dots, m;$$

$$h_k(x) \leq 0, k = 1, 2, \dots, m;$$

$$X_i^L \leq X_i \leq X_i^U, i = 1, 2, \dots, n,$$

式中: $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ 是设计变量,如产品的结构尺寸; $f(x)$ 是设计目标,如各种力学性能或者质量; $g(x)$ 和 $h(x)$ 是需要进行约束的设计响应,如对产品工作时的变形和应力水平进行约束.

2 赛车车架拓扑设计

2.1 拓扑设计的前处理

拓扑设计技术是指在给定的设计空间内找到最佳的材料分布,从而在满足各种性能的条件下得到最优设计. 将车架的三维模型导入 Hyper

Mesh 中进行拓扑设计的前处理,主要包括模型的几何清理,设计包络面代替桁架结构,用 2D 网格单体壳表示,如图 2 所示. 划分网格单元^[5]尺寸为 3 mm,节点共 46 505 个,总单元数为 23 651 个,赋予材料牌号 4130 钢(国内牌号 30CrMo),弹性模量为 205 GPa,泊松比 0.29,密度 78 503 kg/m³,屈服强度 785 MPa. 与包络面连接处为 1D 网格,主要为悬挂连接,此处为非设计区域,如图 3 为非设计区域的放大图.

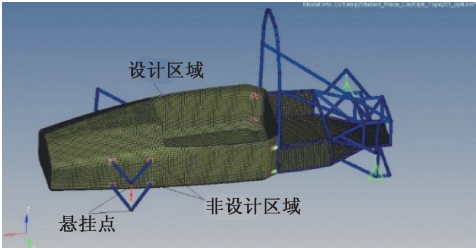


图2 拓扑设计前处理模型

Fig. 2 The processing model before topology design

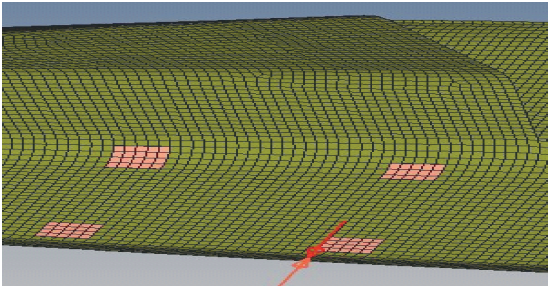


图3 非设计区域放大图

Fig. 3 The enlargement of nondesign area

前处理模型中前部分(车头处)可设计的自由度大,尽可能用多的包络面表示,后部(车尾处)放置发动机和变速箱等可设计的自由度少,用尽可能少的空间包络.

2.2 拓扑设计的数学模型

设计变量: $X = dev(com1)$;

响应类型^[6]: $h(x) = dis$;

$g(x) = vol$;

约束条件: $g(x) \leq 0.3$;

目标函数: $f(x) = \min(h(x))$,

式中: dev 为单元网格密度变化; $com1$ 为可设计区域; dis 为静力学位移; vol 为体积分数,体积分数 = (当前迭代步总体积 - 初始非设计区域体积) / 初始设计区域体积; 约束条件为质量分数上限 30%,即保留材料不能超过选定空间材料的 30%; 目标函数为位移最小化.

2.3 拓扑设计结果分析

在 Hyper Mesh 中选用 optistruct 求解器,在

Analysis 中选 optimization 面板,进入优化设计模块,选定 topology 将以上网格和参数设定完毕后,递交求解得到单元密度云图如图 4 所示。

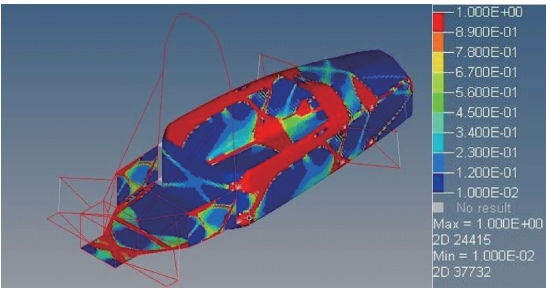


图 4 单元密度云图

Fig. 4 The unit density contours

采用 SIMP 方法(密度法),求解后单元密度为 1(或靠近 1),表示该单元位置处的材料很重要,需要保留;单元密度为 0(或靠近 0),表示该单元处的材料不重要,可以去除,从而达到材料的高效利用。从图 4 可以看出,单元密度接近 1 的区域呈杂乱块状分布,筋条不明显,赛车头部无单元密度接近 1 的区域分布。

将车头部加载荷,考虑碰撞工况,同时考虑到制造可加工性,采用制造工艺约束,通过 MIMDIM 参数施加最少成员和最多成员尺寸约束(最少成员尺寸约束为网格的 3 倍以上;最多成员尺寸约束为最少成员尺寸约束的 2 倍以上),重新递交求解,如图 5 所示。隐藏单元密度小于 0.5 的区域如图 6 所示。

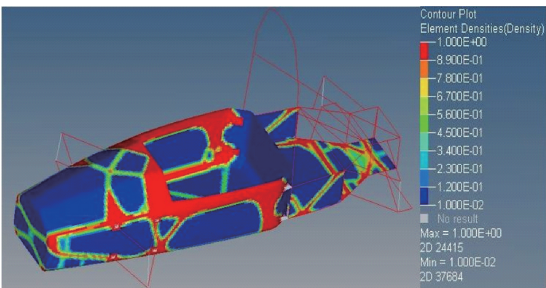


图 5 最少、最多成员尺寸约束的单元密度云图

Fig. 5 The cell density contours of minimum and maximum member size constraints

依据图 5 容易设计出钢管车架结构,对于单元密度接近 1 面积大的区域采用管径大、壁厚的钢管;对于单元密度接近 1 面积小的区域采用管径小、壁薄的钢管。本届 FSAE 方程式赛车车架的结构模型如图 7 所示。

与图 1 比较可以看出,车头处上部采用十字交叉状梁布局,这样更有利于前隔板及其斜撑的稳定性,侧面防撞结构取消了“星”字布局,采用

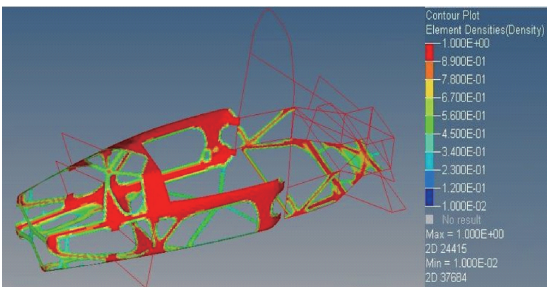


图 6 单元密度大于 0.5 的云图

Fig. 6 The cell density is greater than 0.5 cloud

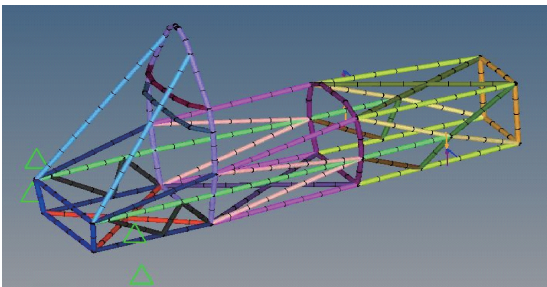


图 7 车架结构模型

Fig. 7 The model of frame structure

折线型结构,使得线条更为流畅,有利于减少空气对车身的阻力,车架后部更为简短,减少了钢材的使用,同时掀背式布局更有利于空气流经车尾时往下卷^[7],提高了行驶的操纵稳定性。

3 新车架的轻量化

3.1 工况的设定

赛车车架结构确定后,只需要确定钢管规格尺寸和参数,在满足赛车实际运行的要求前提下,使新车架轻量化。实际的跑道上赛车受力复杂,为方便运算通常对模型的受力做一些简化。8 字绕环测试时会出现紧急转弯,用 shear(侧向力)模拟赛车 8 字绕环测试。紧急制动、极限加速时,赛车主要受地面支撑力,用 bending(地面支撑力)模拟赛车实际工作中的直线加速测试。耐久性测试主要考验悬架的减振作用,因此在悬架靠近车轮处用 torsion(扭矩)模拟^[8],优化前对车架先进行静力学分析,主要目的是与后期优化后结果进行对比。

在 Hyper Mesh 中选用 radioss 求解器,在 Analysis 中选择 load step 面板,进入载荷步模块选定 linear static,递交计算后得到 3 种工况下车架的位移云图如图 8 所示,3 种工况下车架的应力云图如图 9 所示。从图 8 和图 9 中可知,torsion 工况下车架的最大位移为 6.294 mm,主要发生在前隔板斜撑和悬挂位置,这会严重影响赛车绕 8 字时的性能^[9],最大应力为 307 MPa(许用应力

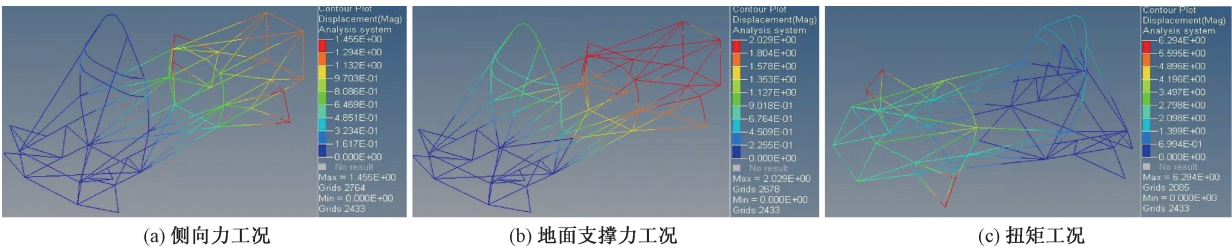


图 8 优化前 3 种工况下车架的位移云图

Fig. 8 The frame displacement contours of three conditions without optimization

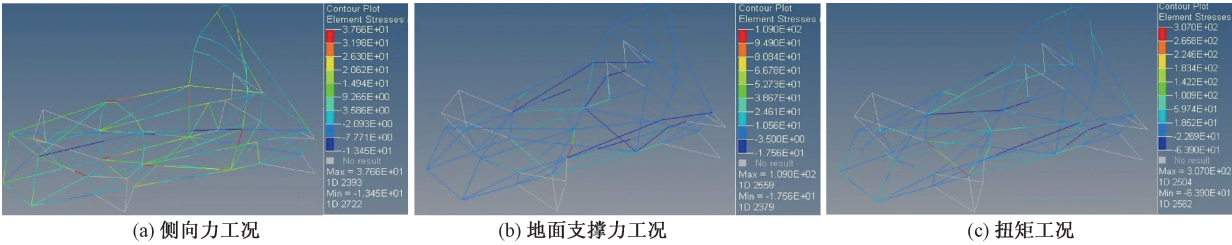


图 9 优化前 3 种工况下车架的应力云图

Fig. 9 The frame stress contours of three conditions without optimization

200 MPa),主要发生在地面第二根横梁处,这在直线加速测试、高速壁障测试、耐久赛经济性测试中都会影响到赛车的性能。

3.2 尺寸优化的数学模型

设计变量: $X = Dim$,

响应类型: $h(x) = dis$;

$g(x) = mass$,

约束条件: $k(x) \leq 200 \text{ MPa}$;

$h_1(x) \leq 2 \text{ mm}$;

$h_2(x) \leq 2 \text{ mm}$;

$h_3(x) \leq 6 \text{ mm}$,

目标函数: $f(x) = \min(g(x))$ 。

定义设计变量内半径初始值 10.5,下界为 1,上界为 14;外半径初始值 12.5,下界为 5,上界为 15,增加离散变量^[10]进行优化,在 1~15 之间每 0.1 mm 增加一次。设计变量公式 $Dim = c_0 + l, c_0$ 初始值为 0,响应类型为质量响应、应力响应、位移响应,约束类型为应力约束、位移约束,目标函数为质量最少。前处理模型如图 10 所示。

2.3 尺寸优化结果分析

尺寸优化要保证变形量不增大的同时降低应力值^[11]。在 Hyper Mesh 中选用 optistruct 求解器,在 Analysis 中选 optimization 面板,进入优化设计模块,选定尺寸将以上网格和参数设定完毕后提交求解,在后处理中会得到上述尺寸优化后的 .PROP 文件,如图 11 所示,该文件可为钢管尺寸

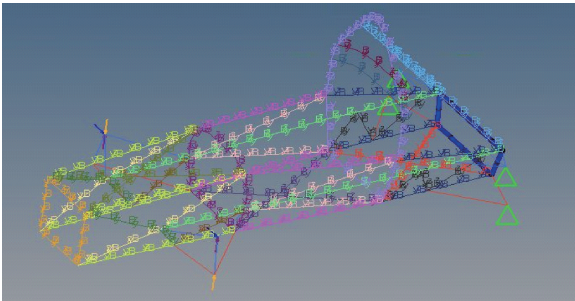


图 10 尺寸优化的前处理模型

Fig. 10 The processing model of before the size optimization

规格提供参考,同时得到车架优化过程中的质量变化曲线图,如图 12 所示。

PROP-TYPE	PROP-ID	ITEM-CODE	PROP-VALUE
PBEAM	101	DIM2	1.180E+01
PBEAM	101	DIM1	1.260E+01
PBEAM	102	DIM2	1.140E+01
PBEAM	102	DIM1	1.200E+01
PBEAM	103	DIM2	1.120E+01
PBEAM	104	DIM2	1.150E+01
PBEAM	105	DIM2	1.180E+01
PBEAM	106	DIM2	1.190E+01
PBEAM	107	DIM2	1.130E+01
PBEAM	108	DIM2	1.150E+01
PBEAM	109	DIM2	1.160E+01
PBEAM	110	DIM2	1.260E+01
PBEAM	111	DIM2	1.360E+01
PBEAM	112	DIM2	1.330E+01
PBEAM	113	DIM2	1.140E+01
PBEAM	114	DIM2	1.140E+01
PBEAM	115	DIM2	1.190E+01
PBEAM	116	DIM2	1.110E+01
PBEAM	117	DIM2	1.110E+01
PBEAM	118	DIM2	1.140E+01
PBEAM	103	DIM1	1.190E+01
PBEAM	104	DIM1	1.190E+01
PBEAM	105	DIM1	1.330E+01
PBEAM	106	DIM1	1.150E+01
PBEAM	107	DIM1	1.140E+01
PBEAM	108	DIM1	1.500E+01
PBEAM	109	DIM1	1.500E+01
PBEAM	110	DIM1	1.420E+01
PBEAM	111	DIM1	1.370E+01
PBEAM	112	DIM1	1.500E+01
PBEAM	113	DIM1	1.150E+01
PBEAM	114	DIM1	1.150E+01
PBEAM	115	DIM1	1.260E+01

图 11 尺寸优化后的 .PROP 文件

Fig. 11 The .PROP file after the size optimization

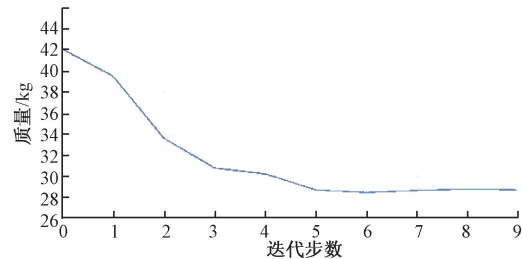


图 12 优化前后质量变化曲线图

Fig. 12 The quality change curve before and after optimization

从图 12 可以看出,随着车架梁截面尺寸的变化,车架质量从 42 kg 逐渐降低,在迭代第 5 步后趋向稳定,达到 29 kg 左右。

优化后 3 种工况下车架模型的位移云图如图 13 所示. 优化后 3 种工况下车架模型的应力云图如图 14 所示.

由尺寸优化后的. PROP 文件结合市场上销售的钢管材料,最终选定车架的梁截面尺寸与优化前的截面对比如表 1 所示,优化前后 3 种工况

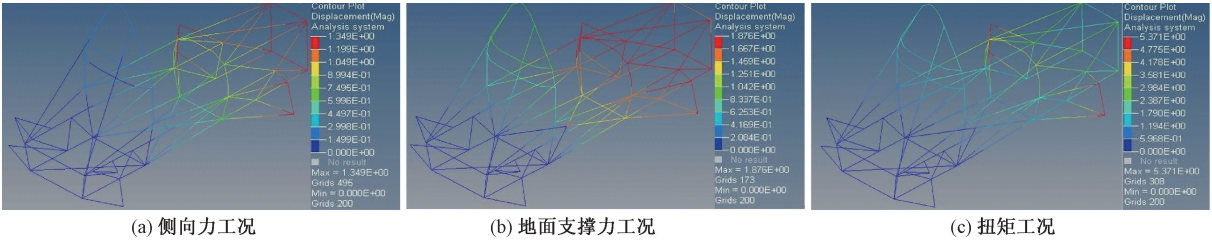


图 13 优化后 3 种工况下车架的位移云图

Fig. 13 The frame displacement contours of three conditions after optimization

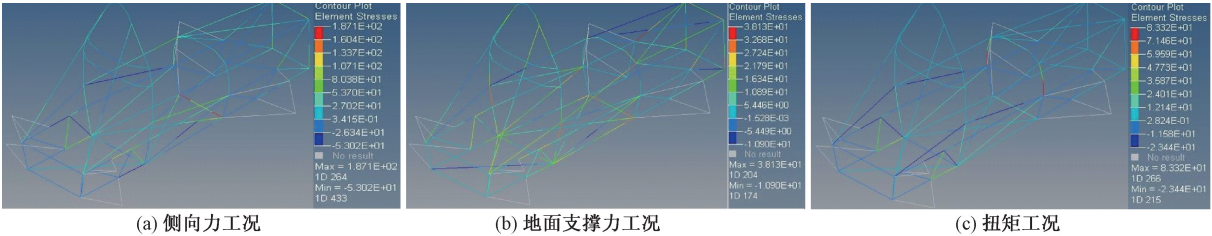


图 14 优化后 3 种工况下车架的应力云图

Fig. 14 The frame stress contours of three conditions after optimization

表 1 优化前后梁截面对比

Tab.1 Beam section contrast before and after optimizationmm			
梁名称	设计变量	原值	最优解
主防滚架	<i>DIM1</i>	25 × 2	25
	<i>DIM2</i>		21
副防滚架	<i>DIM1</i>	30 × 2. 5	25
	<i>DIM2</i>		21
侧面防撞结构	<i>DIM1</i>	30 × 2. 5	25
	<i>DIM2</i>		21
前隔板	<i>DIM1</i>	25 × 2	20
	<i>DIM2</i>		16
前隔板斜撑	<i>DIM1</i>	25 × 2. 5	20
	<i>DIM2</i>		16
主防滚架斜撑	<i>DIM1</i>	25 × 2. 5	21
	<i>DIM2</i>		17
其他	<i>DIM1</i>	25 × 2. 5	21
	<i>DIM2</i>		17

注:*DIM1* 为截面外半径;*DIM2* 为截面内半径.

下数据对比如表 2 所示,优化后 bending 和 torsion 工况下的最大位移减少了 1 mm 左右,shear 工况下最大位移减少了 0. 5 mm 左右,bending 工况下的最大应力基本保持不变,shear 和 bending 工况下最大应力均有所减少,均满足许用应力的要求. 从优化前后的质量可以看出车架质量减少了 13. 7 kg,实现了轻量化的目的.

表 2 3 种工况下优化前后数据对比

Tab.2 Three conditions data comparison before and after optimization						
工况	最大位移/mm		最大应力/MPa		质量/kg	
	优化前	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后
bending	1. 455	1. 349	37. 66	38. 13	42. 3	28. 6
shear	2. 209	1. 876	109. 00	83. 32	42. 3	28. 6
torsion	6. 299	5. 371	307. 00	187. 10	42. 3	28. 6

4 模态及试验分析

4.1 模态分析

赛车在道路上行驶时,由于路面不平整和车

轮不平衡会使车架产生随机振动^[12],发动机工作会使车架产生周期性受迫振动.当车架的某阶固有频率与激振频率相接近时,就会产生共振的现象,严重的话会对车架造成损坏.为了避免这种情况的发生,对车架进行模态分析就显得尤为必要.确定车架的固有频率和振型,验证其固有频率是否避开上述振源的激励频率.

ABAQUS 被广泛地认为是功能强大的有限元软件之一,可以分析固体力学、结构力学系统,特别是能够处理非常庞大、复杂的问题和模拟高度非线性问题.在 Hyper Mesh 中将上述车架结构模型导出. Inp 文件后,导入 ABAQUS 中,定义线性摄动步后,计算优化后车架的固有频率和振型如表 3 所示.

表 3 6 阶固有频率和振型
Tab.3 The 6 order natural frequency and vibration mode

阶次	频率/Hz	振型描述
7	34.61	扭转振动
8	61.43	横向摆动
9	69.98	弯曲组合
10	78.96	后部摆动
11	93.83	弯曲摆扭
12	151.43	横向摆动

赛车在行驶时车架受到的外部激振源主要有两种:一种是由于路面不平所造成的车轮不平衡激振,在 1~20 Hz 之间;另一种是发动机运转时,工作冲程燃烧爆发压力和活塞往复惯性力引起的简谐激励,该赛车采用发动机为本田 CBR600,在限制进气后的最高转速可达 11 000 r/min,发动机怠速时转速为 2 000 r/min,常用的发动机转速为 6 000~10 000 r/min,频率计算公式:

$$f = \frac{2nz}{60\tau}, \tag{6}$$

式中: z 发动机的缸数; τ 发动机冲程数; n 发动机的转速.

由式(6)计算得发动机怠速频率为 67 Hz,常用的激励频率范围是 200~333 Hz.

车架前 16 阶弹性振动固有频率在 30~150 Hz,避开了由于路面不平所造成的车轮不平衡激振 20 Hz,也低于发动机常用工作频率 200~333 Hz,发动机的怠速频率与固有频率保持在 3 Hz 差值之上,共振现象得到了很大程度上的避免,该赛车车架结构设计合理.

4.2 试验分析

在不更换发动机及其动力传动系统、轮胎、座椅等前提下,最终装配完整的赛车如图 15 所示.

由于 8 字绕环测试所需场地面积小,如图 16 所示,场地容易布置,对赛车横向和侧向加速能力要求较高,通常作为新赛车的性能测试^[13].取同一名赛车手与去年测试成绩对比如图 17 所示.从图中可以看出,同一车手优化前跑 7 次 8 字绕弯测试的平均成绩为 5.49 s,优化后跑 7 次 8 字绕弯平均成绩为 5.30 s,8 字绕弯测试时间节省了 3%.



图 15 完整赛车图

Fig. 15 The figure of complete car

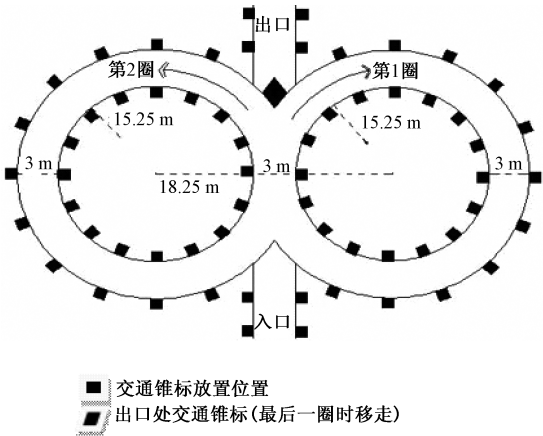


图 16 8 字绕环测试场地

Fig. 16 The eight around the ring test site

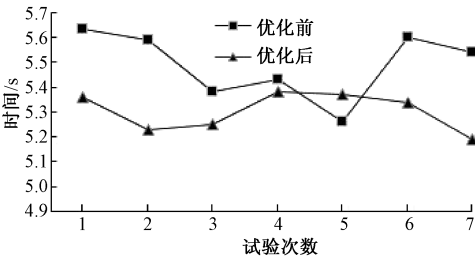


图 17 优化前后测试成绩对比

Fig. 17 Test scores before and after optimization

5 结论

结构优化技术是当前 CAE 技术发展的一个热点,笔者运用拓扑设计和尺寸优化设计新车架.在满足安全和使用条件下,优化后的车架质量减少了 32%,通过模态分析技术,避开了由于路面不平所造成的车轮不平衡激振和发动机常用工作激振,使共振现象得到了很大程度上的避免,最后进行 8 字绕环测试,时间节省了 3%,从而实现了车架的轻量化.

参考文献:

- [1] 周永光,阳林,吴发亮,等. FSAE 赛车车架结构优化和轻量化[J]. 农业装备与车辆工程,2012,50(11):37-41.
- [2] 贺晓斌. 大学生方程式赛车车身气动造型的整体优化设计[D]. 太原:中北大学机械与动力工程学院,2016.
- [3] 谭继锦. 汽车有限元法[M]. 北京:人民交通出版社,2005.
- [4] 余刚珍. 基于 ANSYS Workbench 的车架结构有限元分析及拓扑优化技术研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨

工业大学机械电子工程学院,2015.

- [5] 李海峰,吴冀川,刘建波,等. 有限元网格剖分与网格质量判定指标[J]. 中国机械工程,2012,23(3):368-377.
- [6] 张胜兰,郑冬黎,郝琪,等. 基于 HyperWorks 的结构优化设计技术[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- [7] 潘小卫. 赛车 CFD 仿真及风洞试验研究[D]. 长沙:湖南大学机械与车辆学院,2009.
- [8] 陆森林,许静超. 基于虚拟样机技术的汽车前悬架优化[J]. 郑州大学学报(工学版),2014,35(2):124-128.
- [9] 吴泽玉,王东炜,汪志昊. 基于振型的构件位移分解及规律研究[J]. 郑州大学学报(工学版),2015,36(5):68-72.
- [10] 唐先习,徐岳. T 梁横隔板合理截面尺寸数值分析[J]. 郑州大学学报(工学版),2010,31(1):34-39.
- [11] 郭长城. 轿车车架模态分析与结构优化[D]. 长春:吉林大学汽车工程学院,2011.
- [12] 李晓雷,俞德孚,孙逢春. 机械振动基础[M]. 2 版. 北京:北京理工大学出版社,2012.
- [13] 龚航. FSAE 赛车悬架系统的设计、制造及测试[D]. 昆明:昆明理工大学交通工程学院,2015.

The Design of FSAE Formula Frame with Light Weight

YUAN Shouli, LIN Jiahui

(School of Automotive Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China)

Abstract: The safety margin of FSAE(formula student automobile equation) racing car should be large. To meet the requirements of strength and stiffness, fully tap the potential for lightweight frame, This paper optimizeed topology design and section size of car frame in the SIMP method with the finite element analysis software. Considering the mesh of model remains unchanged and simulating three track actual conditions by the size of optimization method, we change the model parameter values, and the corresponding maximum deformation of car's frame decreases by 7%, 7.5%, 14.7% respectively under the certain strength and stiffness of car's frame. When the maximum stress was less than 200 MPa, the quality of the frame was reduced by 32%. Finally, Through the modal analysis and test, optimization design of the frame could effectively avoid the coupling effect and external excitation, the eight around the ring test time could be reduced by 3%. The racing car frame achieveed the purpose of light weight.

Key words: formula car; structural design; finite element analysis; lightweight; modal calculation