

FSAE 赛车差速器支撑架可靠性与轻量化协同优化设计

武彬, 伍文广

(长沙理工大学 汽车与机械工程学院, 湖南 长沙 410114)

摘要: 为提高 FSAE 赛车传动系统差速器支撑架的结构强度并减小其质量, 采用协同优化与可靠性分析方法, 以安全系数、最大应力和质量作为协同优化目标, 选取支撑架的疲劳寿命和最小安全系数为可靠性约束, 建立可靠性优化设计模型; 基于有限元分析的样本点数据进行求解, 对有限元仿真结果进行拓扑优化并设置结构参数变量。结果表明, 优化后结构满足工程设计所需强度和安全要求, 在最小安全系数仅减小 3.61% 的情况下支撑架质量减少 7.14%, 达到了优化目标。

关键词: 汽车; FSAE 赛车; 差速器支撑架; 可靠性; 轻量化; 协同优化设计

中图分类号: U469.6

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2020)02-0006-05

FSAE 赛车传动系统结构协同优化设计是一个复杂、系统的多参数和多约束优化设计问题, 必须满足部件的各项结构性能。而对差速器支撑架结构进行优化设计是获得合理结构方案、提高赛车整体性能的先决条件之一。现有研究大多停留在对已完成设计的分析与验证上, 且分析变量单一, 很少涉及拓扑形貌等结构优化。同时, 面向差速器支撑架设计的应用研究、设计方案较少, 且对其优化设计不易于得到理想的参数方案, 需采用新的优化策略。该文采用协同优化与可靠性分析方法, 通过分析求得结构的安全系数和疲劳寿命, 验证支撑架的可靠性, 在满足可靠性要求的同时实现支撑架轻量化, 提高赛车的安全性、动力性。

1 受力分析

赛车相关参数见表 1。

表 1 赛车的相关参数

参数名称	参数值
车重(不含车手、燃油)/kg	220
最小离地间隙/mm	30
总长/mm	2 727
轴距/mm	1 580
前轮距/mm	1 180
后轮距/mm	1 160

为使差速器正常运转, 使赛车具有更好的平稳性, 调节差速器的位置极为关键。差速器位于赛车尾部, 支撑架的结构直接影响差速器的安全性能与

稳定运行性能。传动系统局部装配见图 1。

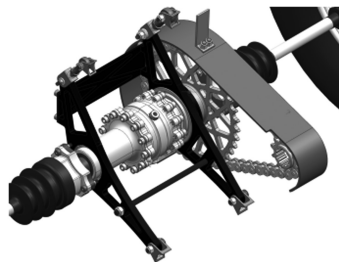


图 1 传动系统局部装配图

差速器支撑架受到来自支撑架和差速器的重力、支撑架中心的轴向力、耳片连接处的应力及扭矩、链传动的压轴力等载荷, 其中左支撑架承受 80% 的链轮压轴力, 而右支撑架仅承受 20%, 左支撑架所受载荷大于右支撑架。因此, 主要对左支撑架进行受力分析。

1.1 链条传动受力计算

在链传动过程中, 链条传动使大链轮处产生紧边拉力和松边拉力, 即对大链轮的压轴力, 经过力的传递, 在差速器支撑架上产生力矩(见图 2)。

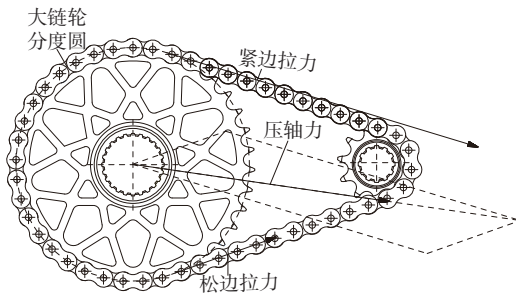


图 2 链传动受力分析示意图

不计动载荷,紧边拉力和松边拉力分别为:

$$F_1 = F_e + F_c + F_f$$

$$F_2 = F_c + F_f$$

式中: F_e 为有效圆周力,按式(1)计算; F_c 为离心力引起的拉力,按式(2)计算; F_f 为悬垂拉力,按式(3)计算。

$$F_e = 100.0 P/v \quad (1)$$

式中: P 为传递的功率,以最大功率计算; v 为链的平均速度, $v = z_1 n_{Tmax} p / (60 \times 1000)$; z_1 为小链轮齿数; n_{Tmax} 为最大扭矩下转速; p 为链条节距。

$$F_c = qv^2 \quad (2)$$

式中: q 为链条单位长度的质量,为 1.07 kg/m。

$$F_f = \max\{F'_f, F''_f\}$$

$$F'_f = K_f q A \times 10^2 \quad (3)$$

$$F''_f = (K_f + \sin\alpha) q A \times 10^2$$

式中: K_f 为垂度系数,水平传动中 $K_f = 6$; A 为链传动的中心距; α 为两轮中心连线与水平面的倾斜角,水平传动中 $\alpha = 1.443^\circ$ (近似为水平)。

压轴力为:

$$F_p = K_{FP} F_e \quad (4)$$

式中: K_{FP} 为压轴力系数,水平传动中取 1.12。

1.2 支撑架中心处轴向力计算

对支撑架中心处进行受力分析,支撑架垂直面上的受力和链轮的压轴力在支撑架中心处(轴承位置)产生的载荷见图 3。

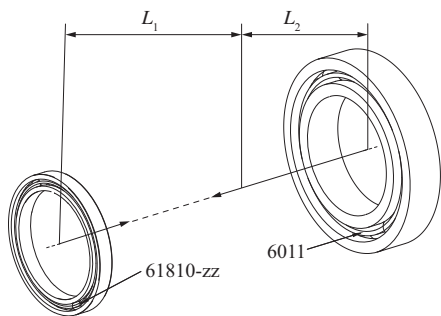


图 3 轴向受力分析示意图

采用深沟球轴承,其主要承受径向载荷,也可同时承受小的轴向载荷,其当量摩擦系数最小,在高转速且有轻量化要求的场合可用来承受单向或双向轴向载荷。所选轴承的参数见表 2。

在装配图中测量,得: $L_1 = 64 \text{ mm}$, $L_2 = 108.5 \text{ mm}$, $L = L_1 + L_2 = 172.5 \text{ mm}$, $F_{R1} = 1876.13 \text{ N}$, $F_{R2} = 469.03 \text{ N}$,按式(5)计算得轴承轴向力 $R_1 = 696.07 \text{ N}$, $R_2 = 295.01 \text{ N}$ 。

$$R_i = F_{Ri} L_i / L \quad (i = 1, 2) \quad (5)$$

表 2 深沟球轴承的参数

部件	参数名称	参数值
6011(左支撑)	小径 d/mm	55
	大径 D/mm	90
	厚度 B/mm	18
	质量 W/kg	0.362
61810-zz (右支撑)	小径 d/mm	50
	大径 D/mm	65
	厚度 B/mm	7
	质量 W/kg	0.043

2 可靠性分析

2.1 模型建立与网格划分

为了满足空间布置要求,将支撑架的结构形状设计为三角形,这种结构形状能满足可靠性要求,且具有美观、易于调节的特点。图 4 为差速器支撑架二维图。

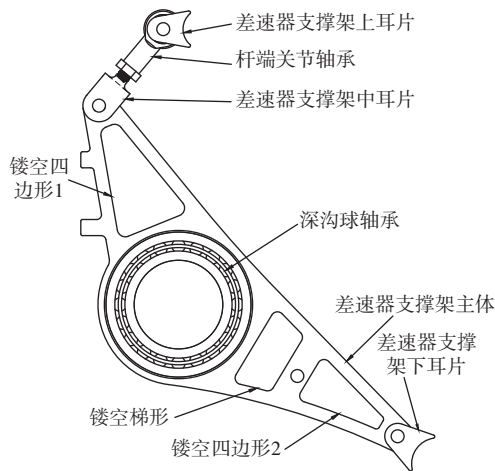


图 4 差速器支撑架二维图

将差速器支撑架的三维模型导入有限元分析软件 ANSYS Workbench 的 Static Structural 模块,运用 ANSYS Design Modeler 对模型结构参数进行变量化,即多目标优化中的“定义可变参数”。定义 20 个模型结构参数为变量,其位置和定义见图 5。

对模型进行 Slice 处理,将模型划分为两部分,两部分采用不同划分方案,设置不同的 Body Sizing (见图 6)。网格质量检查与优化贯穿于整个模型网格划分的始终。模型包含 56 060 个单元、89 293 个节点,平均雅可比比率为 1.272 (>0.7)、平均正交品质为 0.818 (>0.7),网格划分质量较好。

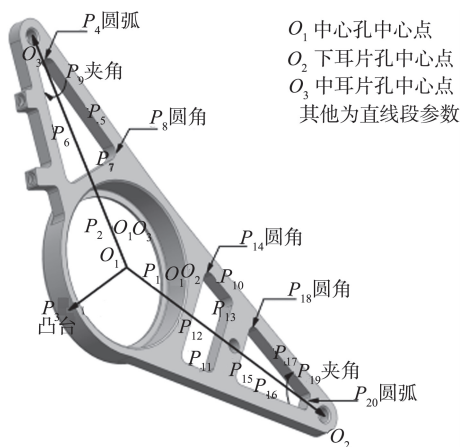


图5 左支撑架 NX 模型及结构参数变量

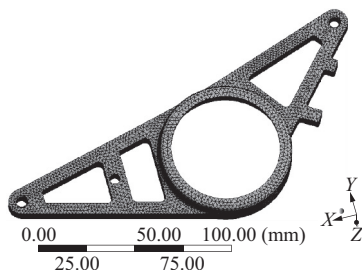


图6 差速器左支撑架 Mash 图

2.2 材料选择

在满足结构要求的前提下,材料应具有足够的强度且质量较轻。支撑架材料选为 7075 铝合金,其具有高比强度、耐锈蚀、热稳定性好、易成型、再生性好和简化结构等优点,还具有良好的机械性能和阳极反应(见表 3)。

表3 7075 铝合金的机械性能

项目	参数值
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	2.81
抗拉强度/MPa	524
0.2%屈服强度/MPa	455
弹性模量/GPa	71
泊松比	0.25

2.3 模型可靠性

为模拟赛车在实际状态下承受交变载荷时的情况,采用静强度分析方法进行模型可靠性分析。先对赛车的实际工况进行分析:加速工况时,后轮的载荷最大;转向工况时,外侧轮的载荷最大。考虑转弯过程中的加速工况,计算差速器支撑架的载荷。以建立的模型为研究对象,运用 CAE 进行疲劳分析,预测疲劳寿命。

在差速器支撑架主体互相约束处(D)与耳片连

接紧固处(C)采用固定方式。在支撑架与轴承接触面处施加所承受载荷,包括压轴力、轴向力、重力等(见图 7)。在网格划分与施加载荷后,通过 ANSYS 进行静态应力与应变分析,结果见图 8、图 9。

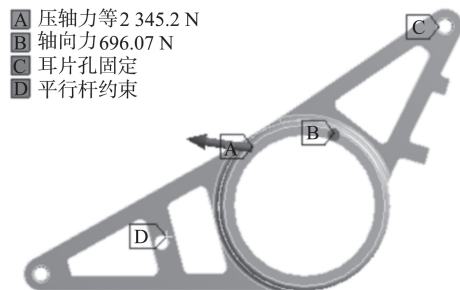


图7 差速器左支撑架载荷施加

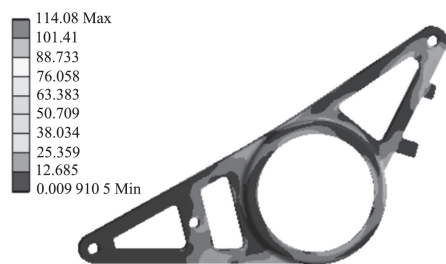


图8 差速器支撑架的主应力(单位:MPa)

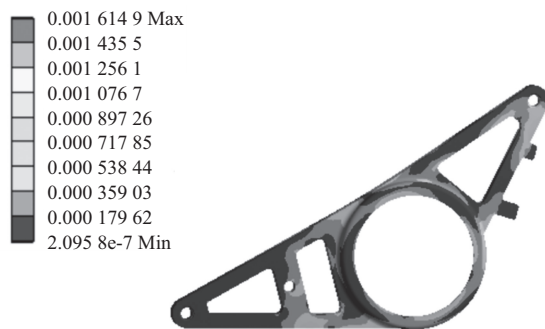


图9 差速器支撑架的主应变

应用 ANSYS Mechanical 进行安全系数求解,通过 Safety Factor 分析模块得出差速器支撑架的最小安全系数为 1.94(见图 10),满足要求。

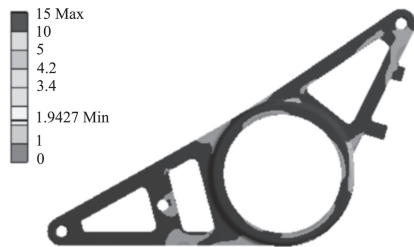


图10 极限工况下差速器支撑架的安全系数

应用 Fatigue Tool 模块,在工具箱中对寿命、损伤、疲劳敏感度进行求解,得出左支撑架寿命最少可达 1×10^7 cycles,在 1×10^9 cycles 之内未出现损伤。

综上,加速器左支撑架的寿命、损伤和安全系数随载荷的变化稳定且收敛,满足疲劳寿命要求。

3 协同优化

3.1 拓扑分析

对模型进行 Shape Optimization 模块分析即拓扑分析,得出左支撑架的大致拓扑形状见图 11。

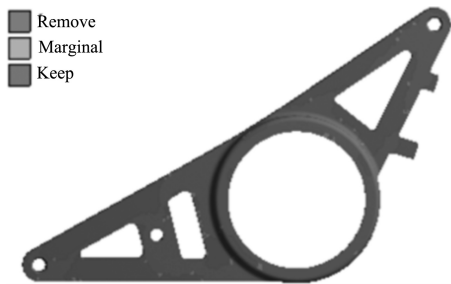


图 11 左支撑架拓扑分析图

图 11 中, Remove 表示可去, Marginal 表示参考, Keep 表示不可去。拓扑分析图提供了不能轻易镂空或减去的区域, 根据分析结果, 镂空形状范围可扩大, 在支撑架的边界可采用曲线设计(既减轻质量, 也美观), 为优化设计提供了可靠依据。

3.2 多参数协同优化

为了不影响传动系统标准件的参数, 实现多变量协同优化设计, 将支撑架主体作为优化对象。输入参数见图 5, 输出参数即协同优化目标见表 4。

表 4 协同优化目标

优化目标	说明
质量 P_{21} /kg	支撑架主体质量
应力 P_{22} /MPa	最大应力
安全系数 P_{23}	最小安全系数
体积 P_{24} /mm ³	支撑架主体体积

设置优化目标值为最小安全系数大于 1.5、质量最小且最大应力小于 160 MPa。然后设置变量变动的上下限, 生成 130 组样本点。选取 20 个优化变量和 4 个优化目标的 130 组样本点进行试验设计, 生成 130 个计算流程, 后续可直接进行数据提取。

选择 Design Exploration 中的响应曲面(Response Surface)进行优化设计分析。响应面构建采用 RSO 方程, 代理模型选择二阶标准响应面构建模式响应面。可直接得到代理模型表达曲面及各参数权重表, 基于该响应面代理模型建立优化方程。

利用优化方程, 在 ANSYS Optimization 模块中求得最小安全系数、质量和最大应力间的关系(见

图 12), 获得最佳优化参数方案。

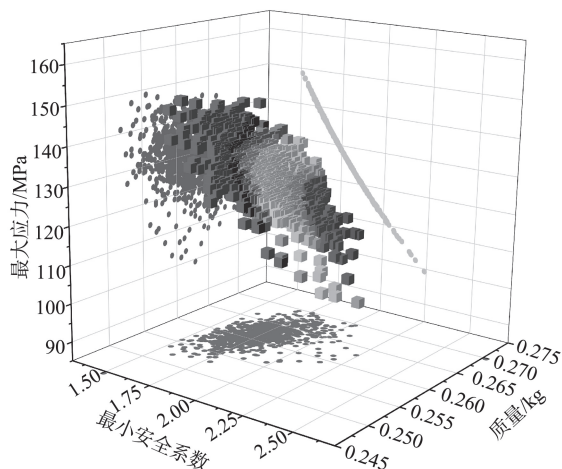


图 12 最小安全系数、质量和最大应力间的关系

图 12 为帕累托解集, 所示整个区域为可行域, 最高区域为帕累托前沿, 是不使任何优化目标劣化的最优参数点集; 中间、低层、离散区域包含劣化了的参数点。因此, 从帕累托前沿中选用最合理参数方案。

3.3 可靠性检验

在帕累托前沿中选取一个合理方案, 为便于后续的加工及装配, 将所选参数进行修正、圆整。把优化之后的参数再次进行可靠性分析, 等效应力、安全系数分别见图 13 和图 14。



图 13 优化后差速器支撑架的主应力分布(单位: MPa)

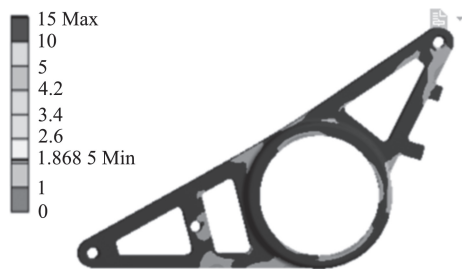


图 14 优化后差速器支撑架的安全系数

由图 13、图 14 可知: 多目标协同优化后差速器左支撑架安全系数为 1.87, 疲劳寿命最少可达 1×10^7 cycles, 在 1×10^9 cycles 之内未出现疲劳损伤, 满

足可靠性要求。

3.4 轻量化对比

优化前后性能对比见表5。

表5 左支撑架优化前后性能对比

项目	优化前	优化后	优化比例/%
质量	0.280 kg	0.260 kg	-7.14
等效应力	114.08 MPa	120.42 MPa	+5.56
安全系数	1.94	1.87	-3.61
体积	101 231 mm ³	94 485 mm ³	-7.14

支撑架强度、刚度的提高不仅可通过选择更好的材料来实现,结构参数和布局优化更重要。由表5可知:优化设计后,在叠加工况下的最大应力为120 MPa,远小于7075铝的屈服极限455 MPa,且安全系数符合安全标准。通过改进支撑架结构,减轻了质量,提高了材料利用率。

4 结语

在分析计算支撑架垂直面受到的来自链传动的压轴力、支撑架中心处由轴承传递的轴向力的基础上,改进集中受力的结构参数,提高支撑架承载能力,保证协同设计的可靠度。可靠性分析中,充分利用支撑架的结构特性进行模型建立、网格划分,避免结构的无规律及材料浪费。基于二阶标准响应面代理模型建立优化方程,利用优化方程分析20个优化变量和4个优化目标的130组样本点,求得最佳优化参数方案。结果表明,优化后的最大应力值远小于7075铝合金的屈服极限,差速器支撑架质量减少约7.14%,达到了协同优化目标。

参考文献:

[1] 李方义,文忠武,刘杰,等.基于序列Kriging模型的汽

车车身轻量化可靠性优化设计[J].汽车安全与节能学报,2017,8(2).

- [2] 蒋春明.汽车机械式变速器变速传动机构可靠性优化设计[D].南京:南京航空航天大学,2007.
- [3] 徐振.某型差速器参数化设计及动力学分析与结构优化[D].济南:济南大学,2017.
- [4] 范子杰,桂良进,苏瑞意.汽车轻量化技术的研究与进展[J].汽车安全与节能学报,2014,5(1).
- [5] 聂超.汽车零部件贝叶斯可靠性设计若干关键问题的研究[D].大连:大连工业大学,2011.
- [6] 张宝玉.基于有限元的FSC赛车车架结构分析及优化[D].锦州:辽宁工业大学,2014.
- [7] 黄民锋,江迎春.基于有限元法的汽车构件疲劳寿命分析[J].机械研究与应用,2008(2).
- [8] Frederic Dieu.Structural optimization of a vehicle using finite element techniques[R].SAE Technical Paper 885135,1988.
- [9] Riley William B,George Albert R.Design,analysis and testing of a formula SAE car chassis[R].SAE Technical Paper 2002-01-3300,2002.
- [10] 庾奎.基于随机有限元法的机械零部件静动态可靠性分析[D].重庆:重庆交通大学,2015.
- [11] 李丽.汽车后桥有限元分析及疲劳寿命预测[D].长春:吉林大学,2008.
- [12] 魏琛琛,刘浩凌,王燕妮,等.FSAE方程式赛车传动系统的优化设计及LSD的调教[J].汽车实用技术,2017(12).
- [13] 吕绍远,王慰祖,黄捷,等.基于ANSYS的FSAE方程式赛车轮边系统优化设计和分析[J].现代农业装备,2017(2).
- [14] 赵鸿.铝在汽车上的应用[J].汽车工艺与材料,1997(1).
- [15] 林涌周,谷玉川,王仲宜.基于铸铝工艺的悬架下控制臂可变壁厚优化设计[J].客车技术与研究,2015(3).
- [16] 杨小见,杨胜,宁忠翼,等.基于HyperMesh的客车转向机支架的优化设计[J].客车技术与研究,2012(1).

收稿日期:2019-10-20

关于假冒杂志网站和邮箱的声明

目前互联网上出现以《公路与汽运》杂志名义建立的官方网站和投稿邮箱,它们盗用“公路与汽运”的名称,非法向外征稿并收取审稿费、版面费,严重损害了本刊的权益和声誉。为避免广大作者和读者上当受骗,本刊郑重声明:

1 本刊没有官网,也从未以任何方式授权其他单位和个人在互联网上建立网站,互联网上以“公路与汽运”名义建立的网站都是假冒的,此类网站上发布的信息及由此造成的一切后果均与本刊无关。

2 本刊唯一的投稿邮箱是 gongluyuqi Yun@163.com,除此之外的任何以本刊名义设立的邮箱都是假冒的。本刊目前没有收取审稿费。

3 本刊强烈谴责这种假冒《公路与汽运》杂志名义、损害本刊和作者、读者权益的违法行为,并保留依法追究其法律责任的权利。

特此声明。

公路与汽运