

基于 CATIA 的汽车横向稳定杆的参数化设计



李群 何耀华
(武汉理工大学汽车工程学院)

摘要: 参数化设计在产品的优化设计中发挥着重要作用。为完成汽车横向稳定杆的参数化设计, 文章推导出横向稳定杆尺寸参数的约束公式, 并在此基础上建立基于 CATIA 的稳定杆参数化模型, 将模型与 Excel 表格相关联, 实现参数驱动横向稳定杆的自动重构, 完成横向稳定杆的参数化设计。运用 Abaqus 软件建立横向稳定杆有限元模型, 校核结果验证了稳定杆参数化设计的正确性。

关键词: 汽车; 横向稳定杆; CATIA; 参数化设计

Parametric Design of Automotive Stabilizer Bar Based on CATIA

Abstract: Parametric design plays an important role in product optimized design. In order to complete the parametric design of stabilizer bar, the constraint formula of stabilizer bar parameters is derived, and parametric model of stabilizer bar is established based on CATIA, which is associated with the Excel table, the automatic reconstruction of stabilizer bar by parameter-driven is achieved, the parametric design of stabilizer bar is completed. Based on Abaqus software, the finite element model of stabilizer bar is established, the checking results verified the correctness of parametric design of stabilizer bar.

Key words: Automobile; Stabilizer bar; CATIA; Parametric design

参数化设计指以约束造型为核心, 以尺寸驱动为特征, 通过修改基础模型的某些零件参数, CAD 系统自动完成对模型的重构, 从而实现产品的设计和优化。参数化设计极大地改善了模型的修改重构手段, 提高了设计的柔性, 在实体造型、装配设计、机构仿真及优化设计等领域发挥着越来越重要的作用^[1]。文章采用基于几何约束的变量几何法推导出横向稳定杆各尺寸约束公式, 并结合 CATIA V5 与 Excel 软件建立稳定杆实体模型, 通过修改 Excel 表格中的参数实现稳定杆参数化设计。

1 横向稳定杆简介

现代轿车悬架的垂直刚度值都较小, 使汽车转弯时车身侧倾严重, 影响汽车的行驶稳定性, 为加大悬架的侧倾角刚度, 现在大多数汽车上装有横向稳定杆^[2]。图 1 示出稳定杆的安装示意图, 横向稳定杆的杆身安装在铰支点 C 上, 而铰支点 C 固定在车身或车架上。横向稳定杆的杆端通过球铰 A、连接杆 AT 和球铰 T

与下摆臂 GD 相连。

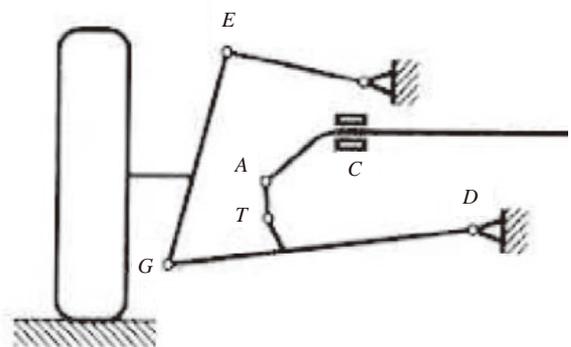


图 1 稳定杆的安装示意图

2 横向稳定杆尺寸约束的推导

选定整车参数如下: $m_s=687.5$ kg; 簧载质心到侧倾轴线距离 $h_s=450$ mm; 侧向加速度 $a_y=0.5$ g; 前后悬侧倾角刚度 K_f 和 K_r 分别为 $13\ 643.35$ (N·m)/(°) 和 $9\ 095.57$ (N·m)/(°)。

考查整车 $a_y=0.5$ g 时^[3], 可由 $m_s h_s a_y + m_s g h_s \phi = \phi(K_f + K_r)$ 求得:

$$\phi = \frac{m_s h_s}{K_f + K_r - m_s g h_s} a_y \approx 3.4^\circ \quad (1)$$

式中： ϕ ——侧倾角，(°)；
 m_s ——簧载质量，kg；
 h_s ——簧载质心到侧倾轴线距离，mm；
 a_y ——侧向加速度，m/s²；
 K_f, K_r ——前后悬侧倾角刚度，(N·m)/(°)。

由稳定杆与悬架的几何关系^[4]，可得：

$$\text{稳定杆端点位移量 } \Delta_1 = 0.8B/2\phi \quad (2)$$

式中： B ——前轴轮距，m。

稳定杆的形状往往比较复杂。为了简化计算，可近似认为稳定杆是一个等臂梯形^[5]，如图 2 所示，A、B 两点为稳定杆杆身与车身的铰支点。稳定杆的安装尺寸为： $H=1\ 049.1\ \text{mm}$ ； $m=213.6\ \text{mm}$ ； $c=315.5\ \text{mm}$ ； $b=51.6\ \text{mm}$ ；考虑实际稳定杆形状较为复杂，图 2 中未注中心线的弯曲半径 $R=30\ \text{m}$ 。

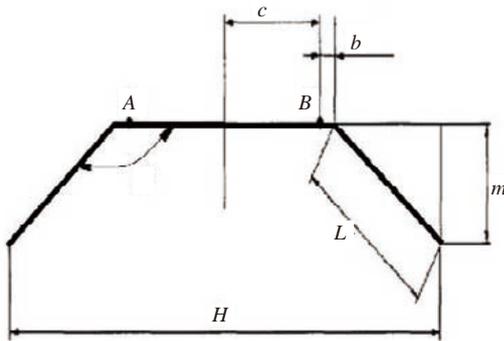


图 2 横向稳定杆简化结构

稳定杆的材料多选用 60Si2MnA 和 50CrVA，文章选用 50CrVA，相关参数为：弹性模量 $E=206\ \text{GPa}$ ；剪切弹性模量 $G=79\ \text{GPa}$ ；许用扭转应力 $[\tau]=740\ \text{MPa}$ 。

由图 2 中各参数间的几何关系，可确定稳定杆端点到拐点距离 L 及夹角 θ 。

车身侧倾时，在稳定杆的两端部作用有一对大小

相等、方向相反的力 F ，使稳定杆发生弹性变形。根据位能相等原理， F 作的功与稳定杆中总的变形位能相等^[5]。则：

$$\frac{F\Delta_1}{2} = \frac{2(Fm)^2(c+b)}{4GJ_p} + \frac{2F^2L^3}{6EJ} + \frac{2cF^2(H/2-c)^2}{12EJ} \quad (3)$$

$$\text{车身侧倾时，有 } 2F\Delta_1 = T\Phi \quad (4)$$

稳定杆主要承受扭矩，故：

$$\tau = \frac{T}{J_p} \times \frac{d}{2} = \frac{T}{d^4/32} \times \frac{d}{2} = \frac{16T}{d^3} < [\tau] \quad (5)$$

联立式 (3) ~ (5) 得：

$$d = \frac{[\tau] [6(b+c)(1+\mu)m^2 + 4L^3 + 2c(H/2-c)^2]}{3\phi E (0.8B/2)^2} \quad (6)$$

$$K = \frac{3EJ}{2[2L^3 - 2(H/2-b-c)^3 + H/2(H/2-c)^2 + 4m^2(b+c)]} \quad (7)$$

$$F = 2K\Delta_1 \quad (8)$$

式中： F ——稳定杆端部受力，N；
 m ——稳定杆纵向跨度，mm；
 H ——稳定杆横向跨度，m；
 c ——安装位置到对称面距离，mm；
 b ——安装位置到拐点距离，mm；
 d ——稳定杆直径，mm；
 G ——稳定杆的剪切弹性模量，GPa；
 E ——稳定杆的弹性模量，GPa；
 τ ——稳定杆扭转剪应力，MPa；
 K ——稳定杆线刚度，N/m；
 μ ——泊松比，0.29；
 J_p ——稳定杆的截面极惯性矩，mm⁴；
 J ——稳定杆的惯性矩，mm⁴；
 T ——稳定杆端部力 F 所产生的阻力矩，N·m；
 $[\tau]$ ——稳定杆的许用扭转应力，MPa。

至此，确定稳定杆尺寸 L, θ, d 的约束公式，完成稳定杆尺寸约束推导。结果如图 3 所示。

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U
1	后悬架 K_f / ((N·m)/(°))	前悬架 K_r / ((N·m)/(°))	簧载质量 m_s / kg	簧载质心到侧倾轴线的距离 h_s / m	侧向加速度 a_y / (m/s ²)	侧倾角 ϕ / (°)	轮距 B / m	稳定杆夹角 θ / rad	未注中心线弯曲半径 R / m	稳定杆端点位移 Δ_1 / m	稳定杆纵向跨度 m / m	稳定杆横向跨度 H / m	稳定杆安装位置到对称面距离 c / m	稳定杆安装位置到拐点到距离	稳定杆端点到同侧拐点到距离	弹性模量 E / Pa	剪切弹性模量 G / Pa	许用扭转应力 $[\tau]$ / Pa	泊松比 μ	稳定杆直径 d / m	稳定杆的线刚度 K / (N/m)
2	9 096	13 643	688	0.45	4.9	3.37	1.25	2.21	30	0.029	1.049	0.214	0.315 5	0.05	0.265	2×10^{11}	8×10^{10}	7×10^8	0.29	0.02	18 436

图 3 稳定杆尺寸约束的 Excel 文件

3 横向稳定杆的参数化建模

3.1 建立横向稳定杆的参数化基础模型^[6]

1) 在 CATIA 的 GSD 模块里, 用 Formula ($f(x)$) 命令输入横向稳定杆的尺寸参数和公式, 将杆的未知尺寸斜臂长 L , θ , d 与基本尺寸 H , b , c , m , R 相关联;

2) 运用 Sketch 工具, 由 Edit formula 编辑公式进行参数化输入, 建立杆的轴中心线和杆的中心截面, 扫掠得到一侧杆的杆身模型;

3) 用 Sketch, Join, Extrapolate, Trim 等工具, 由 Edit formula 编辑公式进行参数化输入, 做出杆的端点模型, 再将杆端与杆身模型 Join 到一起;

4) 对称得到杆的另外一侧模型, 再将左右两侧模型 Join 到一起;

5) 转换到 Part Design 模块生成杆的实体模型, 即稳定杆的参数化基础模型, 如图 4 所示。

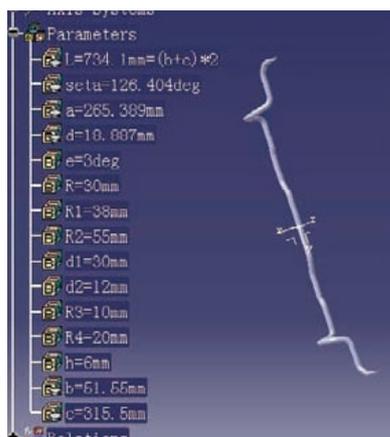


图 4 稳定杆的参数化基础模型

3.2 横向稳定杆模型参数化重构

通过 Design Table 命令将图 3 所示的 Excel 表格与 CATIA 基础模型相关联。只需要在 Excel 表格里更改稳定杆的相关参数并保存, CATIA 基础模型将会自动重构, 建立新的稳定杆模型, 重构后的模型, 如图 5 所示。

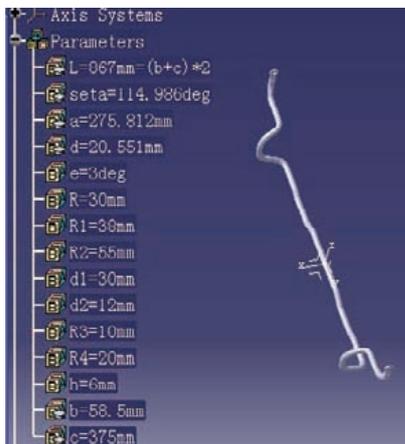


图 5 重构后的稳定杆模型

将稳定杆尺寸约束的 Excel 文件, 与建立的稳定杆的参数化基础模型相关联, 此模型能够实现参数驱动完成横向稳定杆的自动重构, 达到了参数化设计的目的。

4 横向稳定杆的有限元分析^[7]

在 Abaqus 软件里建立横向稳定杆有限元模型。采用实体单元划分网格, 选用线性 Tet 单元 (C3D4 单元), 模型共 56 730 个单元, 273 775 个节点。

根据横向稳定杆的受力分析和该型稳定杆的实际工况, 在 Abaqus 软件中, 对横向稳定杆中间 2 个与套筒的连接面作位移约束, 限制 x 轴及 z 轴的移动。根据实际计算出的载荷, 对横向稳定杆两端面分别施加大小为 1 084.4 N, 方向相反的 z 向载荷。对横向稳定杆做静力学分析, 得到横向稳定杆应力云图, 如图 6 所示。可以看出最大应力集中在拐角处编号为 11 130 的节点上, 最大值 544.4 MPa, 该材料的扭转剪切应力为 740 MPa, 可以看出在该载荷情况下满足要求。局部放大图, 如图 7 所示。最大位移处为稳定杆端部节点 1 311 处, 其值为 +15.07 mm, 另一端部节点的变形量为 -15.07 mm; 将上述变形量折算为横向稳定杆一端固定, 另一端的总变形量为 30.14 mm。

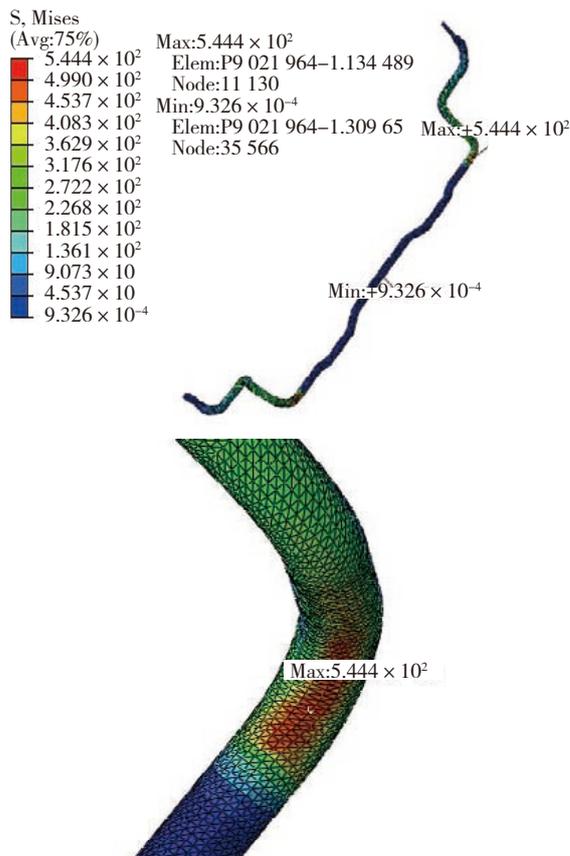


图 6 稳定杆 von mises 应力云图

(下转第 44 页)

大于上述 28 种工况多体仿真计算得到的所有载荷，表明改进结构的前支架满足强度要求。

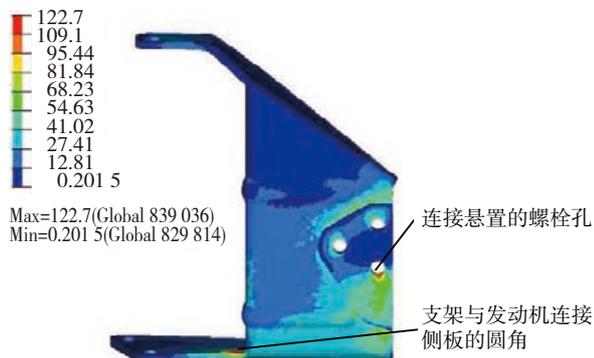


图 6 前支架改进结构的应力云图

经过仿真分析计算后，对前支架改进结构试制 6 台份手工样件，并安装在试验车上进行了 7 万 km 道路耐久试验。试验结果表明，改进结构的前支架样件没有发生开裂或失效的情况，因此验证了前支架结构修改的有效性与可靠性。

3 结论

1) 利用动力总成-悬架系统多体动力学模型计算得到前支架使用中承受的载荷，使用有限元方法计算得到前支架的应力和能承受的极限载荷，该方法可以对发动机前支架进行强度分析；

2) 利用计算机仿真计算技术，可以在设计早期发现结构问题，并计算校核修改结构方案的可行性，能有效缩短开发周期和减少开发成本。

参考文献

- [1] 张泓. 4G1 发动机支架疲劳性能分析研究 [D]. 黑龙江: 东北林业大学, 2006.
- [2] 翟丽颖. 发动机前安装支架断裂原因分析 [J]. 天津汽车, 2006 (3): 24-27.
- [3] Altair Engineering Inc. RADIOSS, MotionSolve and OptiStruct Tutorials[M]. 2008 :1-3.

(收稿日期: 2011-03-09)

(上接第 26 页)

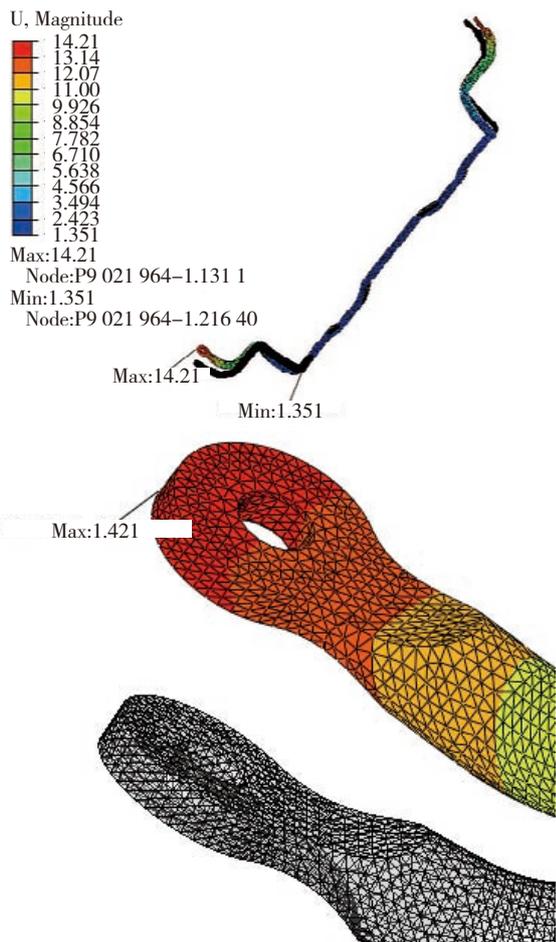


图 7 稳定杆中部 von mises 应力云图及局部放大图

由图 6 可以看出，在距离套筒最近的拐点处发生

应力集中，此现象与事实相符。在汽车行驶过程中，该处所在截面为危险截面，易产生疲劳断裂。该载荷下稳定杆端部变形为 30.14 mm，与计算所得稳定杆端部变形 29.41 mm 比较，误差为 2.48%，校核结果满足强度要求。

5 结论

采用与 Excel 表格相关联的 CATIA 基础模型，能够实现参数驱动横向稳定杆的自动重构，它解决了不同规格的横向稳定杆的参数化设计问题。对参数化设计的稳定杆的强度校核结果显示，稳定杆端部变形量与设计变形量相近，误差为 2.48%，满足横向稳定杆设计的强度要求。

参考文献

- [1] 张峰, 李兆前, 黄传真. 参数化设计的研究现状与发展趋势 [J]. 机械工程师, 2002 (1) :1-2.
- [2] 康保绪, 丁能根. 横向稳定杆的参数计算与设计 [J]. 洛阳理工学院学报, 2000, 21 (3) :59.
- [3] 王望予. 汽车设计 [M]. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2007: 174-176.
- [4] 余志生. 汽车理论 [M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2005 :138.
- [5] 王霄锋. 汽车底盘设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2010 : 267-269.
- [6] 肖泽燕. 基于 CATIA 的轿车差速器直齿圆锥齿轮的参数化设计 [J]. 兰州理工大学学报, 2010 (5) :39-40.
- [7] 叶鹏. 汽车横向稳定杆疲劳可靠性研究 [D]. 安徽: 合肥工业大学, 2010.

(收稿日期: 2011-03-24)