



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 109033643 A

(43)申请公布日 2018.12.18

(21)申请号 201810855973.1

(22)申请日 2018.07.31

(71)申请人 福建工程学院

地址 350000 福建省福州市闽侯县上街镇
福州地区大学新校区学园路

(72)发明人 刘成武 郭小斌 张利浩

(74)专利代理机构 福州市鼓楼区京华专利事务
所(普通合伙) 35212

代理人 林晓琴

(51) Int. Cl.

G06F 17/50(2006.01)

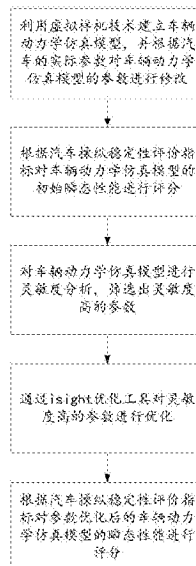
权利要求书2页 说明书10页 附图2页

(54)发明名称

基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法

(57)摘要

本发明提供了一种基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法,包括如下步骤:步骤S10、利用虚拟样机技术建立车辆动力学仿真模型,并根据汽车的实际参数对车辆动力学仿真模型的参数进行修改;步骤S20、根据汽车操纵稳定性评价指标对车辆动力学仿真模型的初始瞬态性能进行评分;步骤S30、对车辆动力学仿真模型进行灵敏度分析,筛选出灵敏度高的参数;步骤S40、通过isight优化工具对灵敏度高的参数进行优化;步骤S50、根据汽车操纵稳定性评价指标对参数优化后的车辆动力学仿真模型的瞬态性能进行评分。本发明的优点在于:在设计阶段对车辆的操纵稳定性进行优化,降低了车辆的成本,提升了安全性。



1. 一种基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法,其特征在于:包括如下步骤:

步骤S10、利用虚拟样机技术建立车辆动力学仿真模型,并根据汽车的实际参数对车辆动力学仿真模型的参数进行修改;

步骤S20、根据汽车操纵稳定性评价指标对车辆动力学仿真模型的初始瞬态性能进行评分;

步骤S30、对车辆动力学仿真模型进行灵敏度分析,筛选出灵敏度高的参数;

步骤S40、通过isight优化工具对灵敏度高的参数进行优化;

步骤S50、根据汽车操纵稳定性评价指标对参数优化后的车辆动力学仿真模型的瞬态性能进行评分。

2. 如权利要求1所述的基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法,其特征在于:

所述步骤S30具体为:

步骤S31、对车辆动力学仿真模型进行蛇形仿真试验,通过汽车操纵稳定性评价指标对蛇形仿真试验进行评分,使用评分结果筛选出灵敏度较高的第一参数组;

步骤S32、对车辆动力学仿真模型进行转向角脉冲输入仿真试验,通过汽车操纵稳定性评价指标对转向角脉冲输入仿真试验进行评分,使用评分结果从第一参数组中进一步筛选出灵敏度最高的第二参数组。

3. 如权利要求2所述的基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法,其特征在于:

所述步骤S31中,所述通过汽车操纵稳定性评价指标对蛇形仿真试验进行评分具体为:

蛇形仿真试验评分: $TM = 2 \times (2 \times N_r + \theta) \div 3$,

其中, $N_r = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 |r_j|$; $\theta = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 |\theta_j|$; N_r 表示在基准车速下平均横摆角速度; θ 表示在基准

车速下平均转向盘转角; r_j 表示在有效标桩区域内,横摆角速度时间历程曲线峰值; θ_j 表示在有效标桩区域内,转向盘转角时间历程曲线峰值; j 表示求和范围, $1 \leq j \leq 4$; TM 或者 TM 的方差越小,表示汽车稳健性越好。

4. 如权利要求2所述的基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法,其特征在于:

所述步骤S32中,所述通过汽车操纵稳定性评价指标对转向角脉冲输入仿真试验进行评分具体为:

转向角脉冲输入仿真试验评分具体包括一共振频率评分、一超调量评分以及一相位滞后角评分;

$$\text{共振频率评分: } N_f = 60 + \frac{40}{f_{100} - f_{60}} (f_p - f_{60}),$$

$$\text{超调量评分: } N_D = 60 + \frac{40}{D_{60} - D_{100}} (D_{60} - D),$$

$$\text{相位滞后角评分: } N_\alpha = 60 + \frac{40}{\alpha_{60} - \alpha_{100}} (\alpha_{60} - \alpha),$$

其中, f_{100} 表示共振频率的上限值, $f_{100}=1.3\text{Hz}$; f_{60} 表示共振频率的下限值, $f_{60}=0.7\text{Hz}$; f_p 表示p点处的共振频率; D_{60} 表示谐振峰水平的上限值, $D_{60}=5\text{dB}$; D_{100} 表示谐振峰水平的下限值, $D_{100}=2\text{dB}$; D 表示谐振峰水平, $D = \frac{20.1gA_p}{A_0}$, g 表示加速度, A_p 表示频率为 f_p 时的横摆角速度增益, A_0 表示频率为0时的横摆角速度增益; α 表示相位滞后角; α_{60} 表示相位滞后角的上限值, $\alpha_{60}=60^\circ$; α_{100} 表示相位滞后角的下限值, $\alpha_{100}=20^\circ$;

当 $N_f > 100$ 时, 将100赋值给 N_f ; 当 $N_b > 100$ 时, 将100赋值给 N_b ; 当 $N_a > 100$ 时, 将100赋值给 N_a ;

N_f 越大, 通频带越宽; N_b 越小, 低频段的幅频特性曲线越平直; N_a 越小, 汽车对驾驶员反应的灵活性越高。

5. 如权利要求2所述的基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法, 其特征在于:

所述步骤S40具体为: 通过isight优化工具调用Hooke-Jeeves直接搜索法、修正可行方向法或者遗传算法对第二参数组进行优化。

基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法

技术领域

[0001] 本发明涉及汽车领域,特别指一种基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法。

背景技术

[0002] 现如今,中国已成为世界上最大的汽车贸易市场,拥有世界上最大的高速公路里程数,私家车数量越来越多,在这种大形势下,国内的人均乘车时间不断提升,广泛发生的交通事故受到了社会各界的关注,为了减少交通事故,涉及高速汽车主动安全性的操纵稳定性被提上了各国研究者的日程,在设计开发阶段就对汽车操纵稳定性(操稳性)进行最优参数开发和控制是具有非凡意义的。

[0003] 操纵稳定性是主动安全性的重要维度之一,因此对操纵稳定性的研究是非常有必要的。计算机技术的出现促进了多体动力学分析软件的发展,使得工程师可以便捷的使用虚拟样机技术进行仿真试验,在汽车设计之初就可以找到提升汽车性能的方法。再者,世界经济已经进入全球化时代,公司要想在激烈的全球市场竞争中生存与发展,必须千方百计的提高产品质量、降低成本和能耗、缩短研发周期,获取最大的经济效益。

[0004] 目前,汽车操纵稳定性主要是依靠场地实车实验,这种方法存在有如下问题:1、此时车辆整车性能基本确定,留给工程师优化的空间有限,为此还要付出大量的人力、物力、财力。2、实车试验需要驾驶员操纵汽车,会带来试验数据的差异性,试验数据的差异性会对汽车的性能评价产生影响。3、因为安全性的问题,一些汽车操纵稳定性的极限试验在实际中无法开展。

发明内容

[0005] 本发明要解决的技术问题,在于提供一种基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法,通过该方法在设计阶段对车辆的操纵稳定性进行优化,以降低车辆的成本,提升安全性。

[0006] 本发明是这样实现的:一种基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法,包括如下步骤:

[0007] 步骤S10、利用虚拟样机技术建立车辆动力学仿真模型,并根据汽车的实际参数对车辆动力学仿真模型的参数进行修改;

[0008] 步骤S20、根据汽车操纵稳定性评价指标对车辆动力学仿真模型的初始瞬态性能进行评分;

[0009] 步骤S30、对车辆动力学仿真模型进行灵敏度分析,筛选出灵敏度高的参数;

[0010] 步骤S40、通过isight优化工具对灵敏度高的参数进行优化;

[0011] 步骤S50、根据汽车操纵稳定性评价指标对参数优化后的车辆动力学仿真模型的瞬态性能进行评分。

[0012] 进一步地,所述步骤S30具体为:

[0013] 步骤S31、对车辆动力学仿真模型进行蛇形仿真试验,通过汽车操纵稳定性评价指标对蛇形仿真试验进行评分,使用评分结果筛选出灵敏度较高的第一参数组;

[0014] 步骤S32、对车辆动力学仿真模型进行转向角脉冲输入仿真试验,通过汽车操纵稳定性评价指标对转向角脉冲输入仿真试验进行评分,使用评分结果从第一参数组中进一步筛选出灵敏度最高的第二参数组。

[0015] 进一步地,所述步骤S31中,所述通过汽车操纵稳定性评价指标对蛇形仿真试验进行评分具体为:

[0016] 蛇形仿真试验评分: $TM = 2 \times (2 \times N_r + \theta) \div 3$,

[0017] 其中, $N_r = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 |r_j|$; $\theta = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 |\theta_j|$; N_r 表示在基准车速下平均横摆角速度; θ 表示在

基准车速下平均转向盘转角; r_j 表示在有效标桩区域内,横摆角速度时间历程曲线峰值; θ_j 表示在有效标桩区域内,转向盘转角时间历程曲线峰值; j 表示求和范围, $1 \leq j \leq 4$; TM 或者 TM 的方差越小,表示汽车稳健性越好。

[0018] 进一步地,所述步骤S32中,所述通过汽车操纵稳定性评价指标对转向角脉冲输入仿真试验进行评分具体为:

[0019] 转向角脉冲输入仿真试验评分具体包括一共振频率评分、一超调量评分以及一相位滞后角评分;

[0020] 共振频率评分: $N_f = 60 + \frac{40}{f_{100} - f_{60}} (f_p - f_{60})$,

[0021] 超调量评分: $N_D = 60 + \frac{40}{D_{60} - D_{100}} (D_{60} - D)$,

[0022] 相位滞后角评分: $N_\alpha = 60 + \frac{40}{\alpha_{60} - \alpha_{100}} (\alpha_{60} - \alpha)$,

[0023] 其中, f_{100} 表示共振频率的上限值, $f_{100} = 1.3\text{Hz}$; f_{60} 表示共振频率的下限值, $f_{60} = 0.7\text{Hz}$; f_p 表示 p 点处的共振频率; D_{60} 表示谐振峰水平的上限值, $D_{60} = 5\text{dB}$; D_{100} 表示谐振峰水平的下限值, $D_{100} = 2\text{dB}$; D 表示谐振峰水平, $D = \frac{20.1gA_p}{A_0}$, g 表示加速度, A_p 表示频率为 f_p 时的横摆角速度增益, A_0 表示频率为0时的横摆角速度增益; α 表示相位滞后角; α_{60} 表示相位滞后角的上限值, $\alpha_{60} = 60^\circ$; α_{100} 表示相位滞后角的下限值, $\alpha_{100} = 20^\circ$;

[0024] 当 $N_f > 100$ 时,将100赋值给 N_f ;当 $N_D > 100$ 时,将100赋值给 N_D ;当 $N_\alpha > 100$ 时,将100赋值给 N_α ;

[0025] N_f 越大,通频带越宽; N_D 越小,低频段的幅频特性曲线越平直; N_α 越小,汽车对驾驶员反应的灵活性越高。

[0026] 进一步地,所述步骤S40具体为:通过isight优化工具调用Hooke-Jeeves直接搜索法、修正可行方向法或者遗传算法对第二参数组进行优化。

[0027] 本发明的优点在于:

[0028] 1、通过所述虚拟样机技术建立车辆动力学仿真模型,在设计阶段对车辆的操纵稳定性进行优化,降低了车辆的成本,提升了安全性。

[0029] 2、通过isight优化工具,使得系统内部可自行选择最适合的算法对第二参数组进

行优化。

[0030] 3、通过对汽车进行灵敏度分析,筛选出灵敏度高的参数进而进行优化,使得优化有针对性,事半功倍。

附图说明

[0031] 下面参照附图结合实施例对本发明作进一步的说明。

[0032] 图1是本发明基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化流程图。

[0033] 图2是本发明横摆角速度频率响应曲线仿真图。

[0034] 图3是本发明参数优化收敛曲线仿真图。

具体实施方式

[0035] 请参照图1至图3所示,本发明基于灵敏度分析的汽车操稳性瞬态性能参数优化方法的较佳实施例,包括如下步骤:

[0036] 步骤S10、利用虚拟样机技术建立车辆动力学仿真模型,并根据汽车的实际参数对车辆动力学仿真模型的参数进行修改,使得汽车产品在开发的早期阶段就能实现参数的模拟与优化;

[0037] 步骤S20、根据汽车操纵稳定性评价指标对车辆动力学仿真模型的初始瞬态性能进行评分,用于评价优化前与优化后汽车的瞬态性能提升程度;汽车瞬态性能评分参考QC/T480-1999汽车操稳性限值与评价方法;

[0038] 步骤S30、对车辆动力学仿真模型进行灵敏度分析,筛选出灵敏度高的参数;

[0039] 步骤S40、通过isight优化工具对灵敏度高的参数进行优化,能使优化事半功倍;

[0040] 步骤S50、根据汽车操纵稳定性评价指标对参数优化后的车辆动力学仿真模型的瞬态性能进行评分,将该评分与汽车的初始瞬态性能评分进行对比可直观的反应优化效果。

[0041] 所述步骤S30具体为:

[0042] 步骤S31、对车辆动力学仿真模型进行蛇形仿真试验,通过汽车操纵稳定性评价指标对蛇形仿真试验进行评分,使用评分结果筛选出灵敏度较高的第一参数组;蛇形仿真试验主要原理是让汽车连续通过预先设置的障碍桩,通过对车速、方向盘转角、汽车的横摆、车身姿态的稳定性等数据的测量与监测,借以考察汽车操控稳定性的性能好坏;

[0043] 步骤S32、对车辆动力学仿真模型进行转向角脉冲输入仿真试验,通过汽车操纵稳定性评价指标对转向角脉冲输入仿真试验进行评分,使用评分结果从第一参数组中进一步筛选出灵敏度最高的第二参数组。

[0044] 所述步骤S31中,所述通过汽车操纵稳定性评价指标对蛇形仿真试验进行评分具体为:

[0045] 蛇形仿真试验评分: $TM = 2 \times (2 \times N_r + \theta) \div 3$,

[0046] 其中, $N_r = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 |r_j|$; $\theta = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 |\theta_j|$; N_r 表示在基准车速(65KM/H)下平均横摆角速度,单位为deg/s; θ 表示在基准车速(65KM/H)下平均方向盘转角,单位为deg; r_j 表示在有效标桩区域内,横摆角速度时间历程曲线峰值,单位为deg/s; θ_j 表示在有效标桩区域内,转向

盘转角时间历程曲线峰值,单位为deg; j 表示求和范围, $1 \leq j \leq 4$; TM 或者 TM 的方差越小,表示汽车稳健性越好。

[0047] 所述步骤S32中,所述通过汽车操纵稳定性评价指标对转向角脉冲输入仿真试验进行评分具体为:

[0048] 转向角脉冲输入仿真试验评分具体包括一共振频率评分、一超调量评分以及一相位滞后角评分;

$$[0049] \quad \text{共振频率评分: } N_f = 60 + \frac{40}{f_{100} - f_{60}}(f_p - f_{60}),$$

$$[0050] \quad \text{超调量评分: } N_D = 60 + \frac{40}{D_{60} - D_{100}}(D_{60} - D),$$

$$[0051] \quad \text{相位滞后角评分: } N_\alpha = 60 + \frac{40}{\alpha_{60} - \alpha_{100}}(\alpha_{60} - \alpha),$$

[0052] 其中, f_{100} 表示共振频率的上限值, $f_{100} = 1.3\text{Hz}$; f_{60} 表示共振频率的下限值, $f_{60} = 0.7\text{Hz}$; f_p 表示 p 点处的共振频率; D_{60} 表示谐振峰水平的上限值, $D_{60} = 5\text{dB}$; D_{100} 表示谐振峰水平的下限值, $D_{100} = 2\text{dB}$; D 表示谐振峰水平, $D = \frac{20.1gA_p}{A_0}$, g 表示加速度, A_p 表示频率为 f_p 时的横摆角速度增益, A_0 表示频率为0时的横摆角速度增益; α 表示相位滞后角; α_{60} 表示相位滞后角的上限值, $\alpha_{60} = 60^\circ$; α_{100} 表示相位滞后角的下限值, $\alpha_{100} = 20^\circ$;

[0053] 当 $N_f > 100$ 时,将100赋值给 N_f ;当 $N_D > 100$ 时,将100赋值给 N_D ;当 $N_\alpha > 100$ 时,将100赋值给 N_α ;

[0054] N_f 越大,通频带越宽; N_D 越小,低频段的幅频特性曲线越平直; N_α 越小,汽车对驾驶员反应的灵活性越高。

[0055] 灵敏度分析思路是通过一系列确定性试验拟合一个响应面来模拟真实的极限状态曲面:

[0056] 假设 $Z = a_0 + \sum_{i=1}^R a_i Q_i + \sum_{i=1}^R \sum_{j=1}^R a_{ij} Q_i Q_j$, 其中, Z 表示结构响应; a_0, a_i, a_{ij} 为待定系数, $1 \leq i \leq R, i \leq j \leq R, R$ 为正整数; Q_i, Q_j 为系统随机参量。

[0057] 采用矩阵法对每个随机变量取三个水平点,取中心所在点和边中心所在点作为样本值点。

[0058] 正太分布的变量 $Q_s = \mu + \sigma \varphi^{-1}(p_n)$, 其中, μ 表示平均值; σ 表示标准差, φ 表示标准正态分布函数; p_n 表示水平点。

[0059] 对参变量的 S 个样本点数值进行模拟,得出 s 个输出点 (Z_1, Z_2, \dots, Z_s) ,对数据进行

回归分析: $s = \sum_{i=1}^s [z_i - (a_0 + \sum_{i=1}^R a_i Q_i + \sum_{i=1}^R \sum_{j=1}^R a_{ij} Q_i Q_j)]^2$;

[0060] 令 $\frac{\partial s}{\partial a_0} = 0, \frac{\partial s}{\partial a_i} = 0, \frac{\partial s}{\partial a_{ij}} = 0$, 求解出 a_0, a_i, a_{ij} 并带入公式 Z , 求出函数关系。

[0061] 这里考察零部件响应 y 对零部件参数 (x_1, x_2, \dots, x_m) 的灵敏度, 其中 m 为正整数。首先指定每个零部件参数的概率分布函数, 即每个零部件参数的取值分布。假设进行 n 次随机模拟运算, 得到 n 个结构响应数值 (y_1, y_2, \dots, y_m) , 其中, 第 i 次模拟运算的零部件响应为 y_i ,

零部件参数为 $x_{1i}, x_{2i}, \dots, x_{mi}, 1 \leq i \leq n$ 。

[0062] 由第j个结构参数n次随机模拟运算的样本值 $x_{j1}, x_{j2}, \dots, x_{jm}$ 和n次随机模拟运算结构响应样本值 y_1, y_2, \dots, y_n 构成m个数据对： $\left(\frac{x_{j1}}{y_1}\right), \left(\frac{x_{j2}}{y_2}\right), \dots, \left(\frac{x_{jm}}{y_n}\right)$ ，对于每个数据对，利用系统

函数式Z求得其Spearman秩相关系数 r_{sj} 。

[0063] r_{sj} 反应了零部件响应y和第j个零部件参数之间的相关性， r_{sj} 为正，表示零部件响应随零部件参数 x_j 的增大而增大，零部件响应随零部件参数 x_j 的减小而减小； $|r_{sj}|$ 反应了零部件响应y和零部件参数 x_j 的相关程度，即灵敏度， $|r_{sj}|$ 越大，表示零部件响应y对于零部件参数 x_j 越敏感。

[0064] 所述步骤S40具体为：通过isight优化工具调用Hooke-Jeeves直接搜索法、修正可行方向法或者遗传算法对第二参数组进行优化。Hooke-Jeeves直接搜索法开始于一个估计点，结束于一个局部最小点；修正可行方向法用来解决约束优化问题，并且可以查看收敛性，保证参数可靠；遗传算法是依据达尔文的进化理论，在给出的设计区间内逐次迭代计算，根据目标函数所求最大或者最小值，得出最优解。

[0065] 本发明工作原理：

[0066] 利用虚拟样机技术根据表1中汽车的实际参数建立车辆动力学仿真模型：

[0067] 表1汽车实际参数

[0068]

项目	配置信息/技术参数	项目	技术参数
前悬架	双叉臂独立	外形尺寸	4670*1780*1435
后悬架	双叉臂独立	轴距	2680 (mm)
前转向	齿轮齿条	前后轮距	1540(mm)
轮胎	245 / 35 R 19 80 S	簧载质量	1290Kg
动力传动	118hp 六档变速	整备质量/转动惯量 Ixx/Iyy/Izz	1427 (Kg) /186/465/558 (Kg*m*m)
制动	四轮盘式制动器	轮胎前束角 (前轮/后轮)	0° /0°
车身	承载式车身	轮胎外倾角 (前轮/后轮)	-0.5° /-0.5°
弹簧	变刚度螺旋弹簧	制动力分配系数	0.55

[0069]

阻尼器	不等阻尼系数阻尼器	转向系统传动比	27.6
-----	-----------	---------	------

[0070] 根据GBT6323—1994汽车操稳性试验方法对车辆动力学仿真模型进行转向角脉冲输入仿真试验。选择方向盘转角为输入,汽车横摆角速度为输出绘制伯德图,得到横摆角速度频率响应曲线仿真图(如图2)。从图2中可以看出此模型共振峰值较小,共振频率为0.2Hz左右,相角滞后量较小,得出此模型的横摆角速度共振频率太小,不能满足要求。

[0071] 对汽车进行灵敏度分析,由于影响整车操纵稳定性的参数很多,而在汽车操稳性的各项试验中蛇形试验最能体现整车的操纵稳定性,所以先利用蛇形试验选出整车中对操纵稳定性灵敏度较大的参数。蛇形试验按 $TM = 2 \times (2 \times N_r + \theta) \div 3$ 进行评分。设置65km/h的车速对车辆动力学仿真模型进行蛇形仿真试验,灵敏度分析试验共分为4组,分别考察前悬架硬点、后悬架硬点、整车属性文件(衬套特性、缓冲块特性等)和其他参数(车身、制动系统、转向系统、动力及传动系统相关参数),试验结果如表2所示:

[0072] 表2蛇形仿真实验灵敏度分析结果

[0073]

前悬架_侧倾角_试验设计	影响	其他文件_侧倾角_试验设计	影响
驱动轴内点_Z 方向	5.66615	前轮中心_Z 方向^2	7.27925
减震器下部安装点_Y 方向	5.48719	风阻系数^2	7.04872
下控制臂后点_Y 方向	4.5324	底盘质心位置距离部件 Z^2	5.53503
上控制臂后点_Y 方向	4.50963	底盘质量^2	4.46527
上控制臂外点_X 方向	4.24274	底盘转动惯量 IZZ^2	4.22512

[0074]

减震器顶部安装点 _Y 方向	4.19405	底盘转动惯量 I_{XX}^2	4.20701
下控制臂前点_Z 方 向	3.99816	后车轮中心 Y 方向 ²	3.54064
轮胎中心_X 方向	3.98087	底盘转动惯量 I_{YY}^2	3.07535
副车架后点_Y 方向	3.75844	后车轮中心_Y 方向	2.37626
下控制臂前点_X 方 向	3.62704	前车轮中心_Y 方向	2.37082
表 2 蛇形仿真试验灵敏度分析结果 2			
后悬架_侧倾角_试 验设计	影响	其他文件_侧倾角_试验设计	影响
下控制臂前点_X 方 向 ²	8.80544	后轮胎侧向系数 a_4^2	14.74924
驱动轴内点_Z 方向 ²	6.44699	后轮胎纵向系数 b_3^2	8.61631
轮毂偏移距 ²	4.02638	后轮胎侧向系数 a_{13}^2	7.81387
轮胎中心_Z 方向	3.97067	后轮胎回正系数 c_0	3.7371
前束角	3.5797	下控制臂衬套_Y 方向力曲线 的 Y 比例	2.99515
减震器顶部安装点 _X 方向	3.05714	副车架衬套_X 方向力曲线的 Y 比例	2.96258
下控制臂外点_Y 方 向 ²	2.87252	后轮胎纵向系数 b_3	2.71977
减震器下部安装点 _Z 方向	2.60203	转向系齿条罩衬套_X 方向扭 矩的 Y 比例	2.49834
下控制臂前点_Y 方 向 ²	2.59741	减震器下部安装点衬套_Z 方 向力曲线的 Y 比例	2.47452

[0075]

副车架前点_X方向	2.45342	上控制臂衬套_X方向扭矩的Y比例	2.42123
-----------	---------	------------------	---------

[0076] 为了进一步缩小范围,根据蛇形仿真试验结果将初步筛选出来的设计变量,使用转向角脉冲输入仿真试验进行二次灵敏度分析。选择共振频率处的相位滞后角评分 N_a 、超调量评分 N_b 和共振频率评分 N_f 为目标函数。选择蛇形试验初步筛选出的硬点值和参数值为设计变量;进行第二次灵敏度分析,分析结果绝对值最大的15个设计变量如表3所示:

[0077] 表3高灵敏度参数

[0078]

序号	设计变量	ND (影响%)	Na (影响%)	Nf (影响%)
1	减震器下部安装点衬套_Y方向力曲线的Y比例	-6.47392		
2	减震器上部安装点衬套_X方向力曲线的Y比例	-6.24802		
3	下控制臂衬套_Y方向力曲线的Y比例	-4.83061		4.49398
4	下控制臂衬套_Z方向力曲线的Y比例	7.51345	6.80629	
5	MDI_upr_control_arm_bus_FZ_Y		-5.34497	-6.60458
	上控制臂衬套_Z方向力曲线的Y比例			
6	前轮胎扁平率	4.96898	5.47533	
7	前悬架下控制臂前点_X方向	6.29839		
8	前悬架减震器下部安装点_Y方向	-6.43658	-4.7422	
9	前悬架前束角		-9.28462	-5.71595
10	前悬架上控制臂外点_X方向	5.50553		
11	前悬架上控制臂后点_Y方向	-8.72404	-6.22489	4.95903
12	后悬架减震器下部安装点_Z方向	4.65947		
13	后悬架前束角		12.45371	26.55597
14	后悬架减震器顶部安装点_X方向	5.39085		
15	后悬架轮胎中心点_Z方向		-6.95117	-5.47205

[0079] 选择至少影响两个目标函数的序号为6、8、9和11的参数作为前悬架设计变量；选择使设计变量能均衡影响三个目标函数的序号为12、13、14和15的参数作为后悬架设计变量。

[0080] 通过isight优化工具调用Hooke-Jeeves直接搜索法、修正可行方向法或者遗传算法，对序号为6、8、9、11、12、13、14、15的参数进行优化。为了找到最优解，按照设计变量数值的大小与实际工况的要求，让8个设计变量在尽可能大的范围内变化，经过122次迭代计算得到了最优解，其设计可行性指标为9，是全局最优解，参见图3。设计变量的选择、优化前后的客观评价结果如表4所示：

[0081] 表4优化前后客观评价值

[0082]

设计变量	基准	设计变量	优化后	优化前后
	值	变化范围	参数值	客观评价值
前悬架减震器下部安装点 _Y 方向	-600	$[-700.0 < x < -500.0]$	-588.886 1	优化前
前悬架前束角	0	$[-2.0 < x < 2.0]$	-0.3497	Na = 110.62
前悬架上控制臂后点_Y 方 向	-490	$[-590.0 < x < -390.0]$	-579.225	ND = 113.09
后悬架减震器下部安装点 _Z 方向	200	$[100.0 < x < 300.0]$	203.3604	Nf = 26.35
后悬架前束角	0	$[-2.0 < x < 2.0]$	1.808	优化后
后悬架减震器顶部安装点 _X 方向	2867	$[2667.0 < x < 3067.0]$	2866.395	Na = 90.89
后悬架轮胎中心点_Z 方向	350	$[250.0 < x < 450.0]$	326.4722	ND = 92.17
前轮胎扁平率	0.35	$[0.2 < x < 0.5]$	0.3803	Nf = 143.54

[0083] 根据优化前后的客观评价值可以看出：Na与Nd的评分值有较小的下降，Nf的评价值有很大的提升，即车辆动力学仿真模型的综合性能得到了显著提升，这也表明参数优化奏效了，优化后参数值将是优化后的设计方案。

[0084] 综上所述，本发明的优点在于：

[0085] 1、通过所述虚拟样机技术建立车辆动力学仿真模型，在设计阶段对车辆的操纵稳定性进行优化，降低了车辆的成本，提升了安全性。

[0086] 2、通过isight优化工具，使得系统内部可自行选择最适合的算法对第二参数组进行优化。

[0087] 3、通过对汽车进行灵敏度分析,筛选出灵敏度高的参数进而进行优化,使得优化有针对性,事半功倍。

[0088] 虽然以上描述了本发明的具体实施方式,但是熟悉本技术领域的技术人员应当理解,我们所描述的具体的实施例只是说明性的,而不是用于对本发明的范围的限定,熟悉本领域的技术人员在依照本发明的精神所作的等效的修饰以及变化,都应当涵盖在本发明的权利要求所保护的范围内。

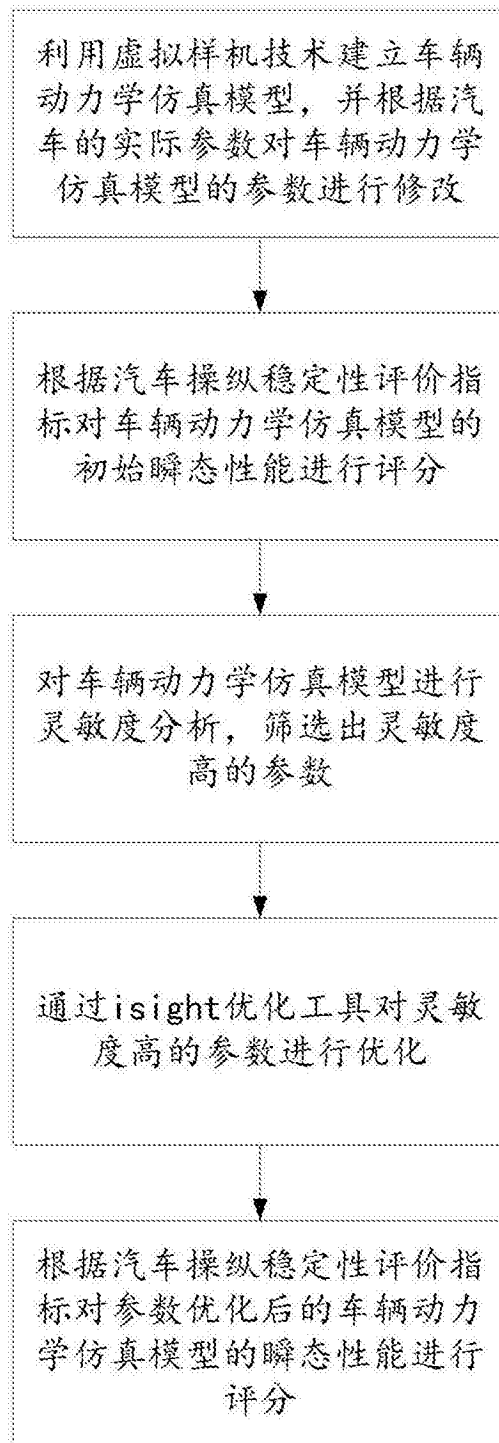


图1

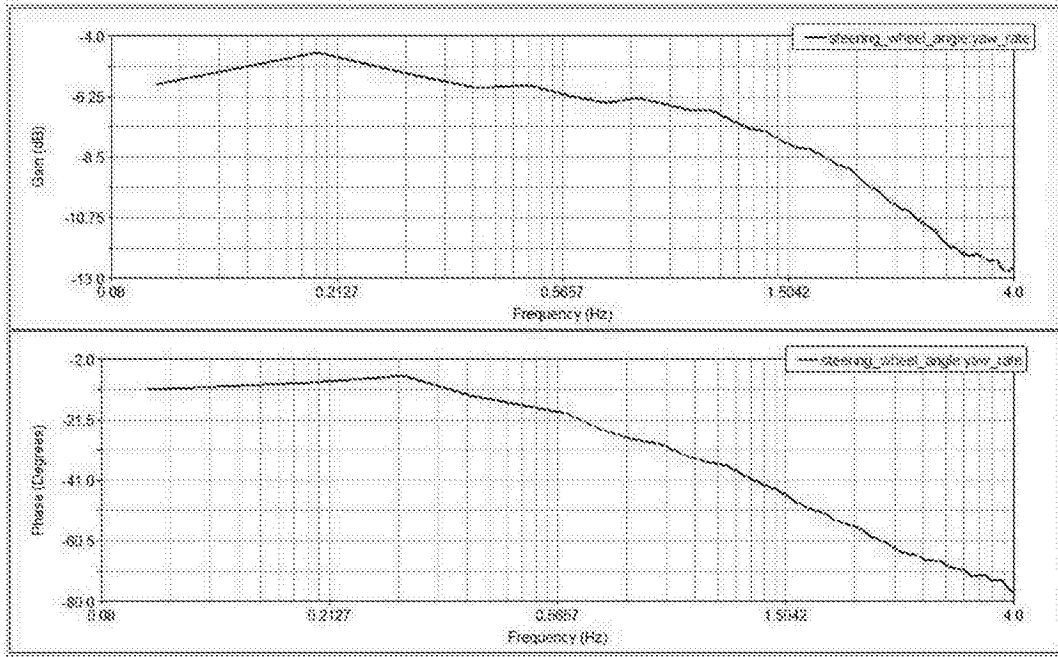


图2

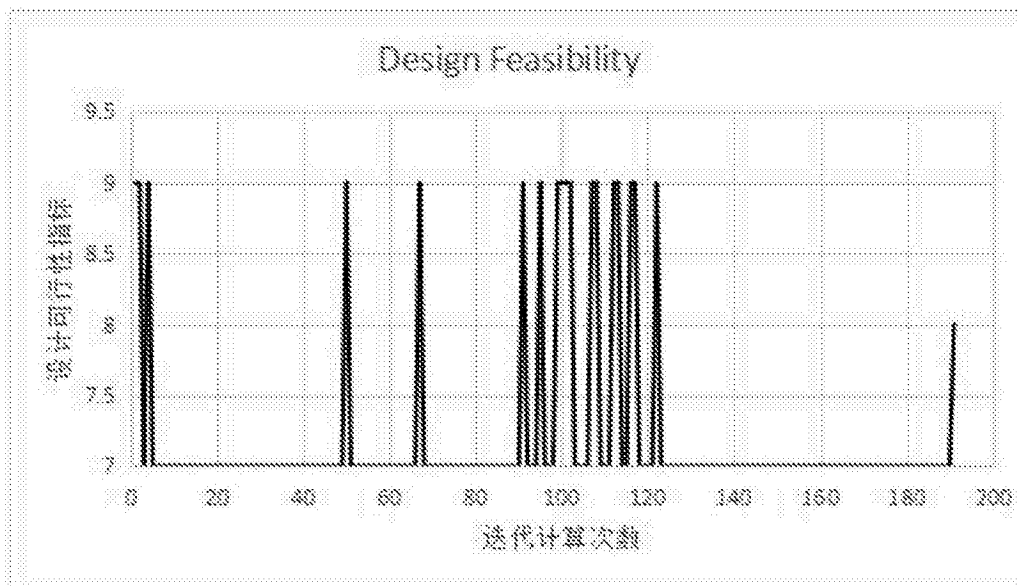


图3