

E 型多连杆后悬架系统振动分析及优化设计*

ANALYSIS AND OPTIMIZATION DESIGN OF THE VIBRATION OF E-TYPE MULTI-LINK REAR SUSPENSION SYSTEM

李 琤**^{1,2} 景 园¹

(1. 安徽机电职业技术学院 汽车与轨道学院, 芜湖 241002)

(2. 安徽机电职业技术学院 智能汽车技术协同创新中心, 芜湖 241002)

LI Cheng^{1,2} JING Yuan¹

(1. College of Automobile and Rail, Anhui Technical College of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhu 241002, China)

(2. Collaborative Innovation Center for Intelligent Vehicle Technology, Anhui Technical College of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhu 241002, China)

摘要 以某款国产 SUV 的 E 型多连杆后悬架系统为研究对象,分析其拓扑结构和运动学关系,并利用 Adams/Car 和 Hypermesh 建立刚柔耦合的后悬架系统运动模型。以车轮外倾角和外倾前束的变化量为优化目标,设置上控制臂和前束拉杆的内外点坐标值作为设计变量,在 Adams/Insight 中进行优化设计。通过优化前后仿真曲线对比,表明车轮外倾角、车轮前束变化量有所减小,运动学特性得到一定的改善。同时,在实车悬架平顺性试验中,进一步验证了仿真结果的准确性。

关键词 Adams/Insight E 型多连杆后悬架 优化设计 平顺性试验

中图分类号 U467.4⁺92

Abstract Taking the E-type multi-link rear suspension system of a domestic SUV as the research object, its topological structure and kinematic relationship were analyzed. The rigid-flexible coupling rear suspension system motion model was established by using Adams/Car and Hypermesh software. Taking the change of wheel camber and camber toe-in as the optimization objective, the coordinate values of the inner and outer points of the upper control arm and toe tie rod were set as design variables. Then, the design was optimized in Adams/Insight. Through the comparison of simulation curves before and after optimization, it is shown that the change of wheel camber and toe is reduced, and the kinematics characteristics are improved to some extent. At the same time, the accuracy of the simulation results is further verified in the actual vehicle suspension ride test.

Key words Adams/Insight; E-type multi-link rear suspension system; Optimal design; Ride test

Corresponding author: LI Cheng, E-mail: licheng_nefu@163.com, Fax: +86-553-5975048

The project supported by the Key Project of Universities Science Research Project in Anhui Province in 2024 (No. 2024AH050206), and the Key Project of Universities Science Research Project in Anhui Province in 2022 (No. 2022AH052362).

Manuscript received 20240705, in revised form 20240731.

0 引言

随着汽车智能化的普及,汽车在行驶过程中控制过程也更加复杂,对悬架系统的舒适性及操纵稳定性也提出了更高的要求。E 型多连杆后悬架系统一般由

3 个及以上的连杆或拉杆组成,可以多角度进行控制,保证车辆正确的行驶轨迹,特别是在转弯时轮胎可以自由偏转,始终保持轮胎与地面之间的最大接触面积^[1],因此目前国产 SUV 汽车后悬架系统普遍采用 E 型多连杆的悬架结构。开发一款具备性能好、竞争力

* 20240705 收到初稿, 20240731 收到修改稿。2024 年度安徽省高校科研项目重点项目 (2024AH050206), 2022 年度安徽省高校科研项目重点项目 (2022AH052362) 资助。

** 李 琤, 女, 1986 年生, 安徽芜湖人, 汉族, 安徽机电职业技术学院副教授, 汽车技术教研室主任, 硕士, 主要研究方向为汽车悬架振动。

强的后悬架系统项目,有利于优化整车开发流程和方法。

目前面向悬架的研究成果中,关于麦弗逊式悬架和扭力梁悬架的研究较多,但是针对 E 型多连杆的后悬架系统研究较少。李琤等^[2]针对电动汽车的常见悬架系统,搭建了刚柔耦合的 Adams/Car 动力学模型,开展悬架的动力学及弹性运动学分析。叶天之等^[3]采用 Catia 对车型的多连杆后悬架建立三维实体模型,并分析悬架中连杆的安装位置对汽车行驶平顺性的影响程度。黄修武^[4]¹³⁻¹⁴建立了 UG/Motion 运动学分析模型,对乘用车开展悬架的 Kinetic Compliance (KC)分析,同时分析硬点坐标对 KC 特性影响的敏感程度。李占龙等^[5]⁷⁸⁵⁻⁷⁹²借助工程车辆悬架系统,提出模糊神经控制方法。李鹏等^[6]¹¹⁻¹⁴对某车型五连杆式悬架的三维模型并进行仿真试验,研究表明,精准地建立模型,特别是引入柔性体模型之后,建立刚柔耦合的悬架系统模型,是仿真分析的前提。以某款国内自主品牌 SUV 的 E 型多连杆后悬架为研究对象,建立准确的刚柔耦合的后悬架系统模型,并验证模型的准确性;然后开展底盘动力学分析;再利用 Adams/Insight 对悬架的硬点进行优化,使得悬架系统达到整体最佳的 KC 特性,以保证汽车具备良好的操纵稳定性,最终达到优化设计的目的。

1 建立 E 型多连杆悬架系统动力学模型

1.1 悬架结构拓扑分析

该款 SUV 车型的 E 型多连杆后悬架系统中,上控制臂 8 的内端通过衬套连接在后副车架 7 上,可以简化为万向节连接,上控制臂外端和转向节 3 之间也通过衬套连接,为球铰接;下控制臂 10 内端通过衬套连接在后副车架上,外端通过衬套连接在转向节上,外端为万向节副连接,内端为球铰接;前束拉杆 9 内端通过衬套连接在后副车架上,为万向节副,外端通过衬套连接在转向节上,为球铰接;减振器 5 上端通过缓冲块和车身 1 连接,下端也通过缓冲块和转向节连接,可简化为上、下均为万向节副,且上下部分之间通过圆柱副连接;弹簧 6 上端通过弹簧衬垫安装在车身上,下端通过弹簧衬垫安装在下控制臂上,可以简化为上下都为固定副;纵臂 2 一端通过衬套安装在车身上,为万向节副,另一端通过两个点和转向节连接,均为固定连接,均简化为固定副;车轮中心的轮毂 4 和转向节 3 连接,在运动学模型中可以简化成旋转副;根据副车架安装点建立四边形的虚拟轮廓线,并通过 4 个固定点和车身之间刚性连接,两者之间的约束关系在运动学模型中可以简化成一个固定副连接。后悬架系统简化的运动学模型,如图 1 所示。

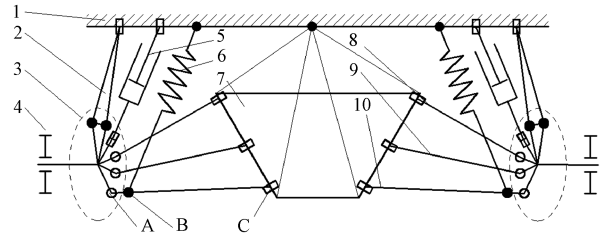


图 1 E 型多连杆后悬架简化运动学模型

Fig. 1 Simplified kinematic model of E-type multi-link rear suspension

1.2 悬架系统硬点参数

该悬架系统连杆构件主要有上控制臂、下控制臂、前束拉杆和纵臂^[6]¹¹,车身构件主要有后副车架及运动部件减振器和弹簧,因此在 Adams/Car 中,根据实车硬点坐标,建立运动学模型,硬点坐标如表 1 所示。

表 1 E 型多连杆后悬架系统硬点坐标
Tab. 1 Coordinate of hard point of E-type multi-link rear suspension system

名称 Name	x	y	z	mm
上控制臂内侧点 Upper control arm inner point	2 741.150	-389.942	119.672	
上控制臂外侧点 Upper control arm outer point	2 744.017	-693.862	84.140	
下控制臂内侧点 Lower control arm inner point	2 956.460	122.062	-56.986	
下控制臂外侧点 Lower control arm outer point	2 869.757	-702.409	-118.199	
前束拉杆内侧点 Front tie rod inner point	2 712.272	-410.222	-57.278	
前束拉杆外侧点 Front tie rod outer point	2 720.268	-702.505	-114.646	
后副车架前连接点 Rear subframe front connection point	2 665.000	-499.150	27.840	
后副车架后连接点 Rear subframe rear connection point	3 101.000	-492.150	53.840	
纵臂连接车身点 Conneciton point of longitudinal arm to vehicle body	2 309.870	-609.481	-4.012	
纵臂连转向节点 1 Longitudinal arm connection knuckle point 1	2 651.915	-605.419	-53.956	
纵臂连转向节点 2 Longitudinal arm connection knuckle point 2	2 658.844	-599.929	-140.392	
轮毂中心点 Hub center point	2 799.681	-764.736	-6.265	
减振器连车身点 Shock absorber connection vehicle body point	2 742.361	-556.836	457.629	
减振器连转向节点 Shock absorber connection knuckle point	2 877.688	-625.434	-33.681	
弹簧连车身点 Spring connection vehicle body point	2 903.900	-489.150	77.433	
弹簧连下控制臂点 Spring connection lower control arm point	2 899.493	-492.024	-133.236	

主要零部件的质量和数量如表 2 所示。

表 2 后悬架系统主要零部件的质量和数量

Tab.2 Mass and quantity of main components of rear suspension system

名称 Name	数量 Quantity	质量 Mass/kg
上控制臂 Upper control arm	2	2.0
下控制臂 Lower control arm	2	5.5
前束拉杆 Front tie rod	2	1.5
后副车架 Rear subframe	1	25.0
纵臂 Longitudinal arm	2	3.8
轮毂 Hub	2	0.5
转向节 Knuckle	2	25.0
减振器 Shock absorber	2	4.5
螺旋弹簧 Coil spring	2	3.1

1.3 悬架系统动力学分析

建模之后,需要对衬套、刚性连接进行计算,以保证仿真能顺利进行。在悬架系统的单边结构中,运动件为车身、后副车架、上控制臂、下控制臂、前束拉杆、纵臂、转向节、减振器上部、减振器下部、弹簧上端、弹簧下端、轮毂,共 12 个,连接关系如表 3 所示。

根据自由度计算式:

$$N = 6n - \sum K \quad (1)$$

式中, n 为产生相对运动的部件的数量; $\sum K$ 为系统中约束自由度之和^[7]。根据表 2 可以计算, $N = (6 \times 12) - [(5 \times 6) + (1 \times 5) + (7 \times 4) + (3 \times 3)] = 0$, 也就是系统的自由度为 0, 即简化的悬架为过约束系统。因此,在仿真中需要在纵臂和车身连接处释放 Z 方向的自由度,即允许两个部件之间存在 Z 轴方向上的上下跳动,来描述路面冲击,也是符合汽车运行实际工况的。

2 E 型多连杆悬架系统动力学模型验证

2.1 后悬架装配体模型的建立

为了更精准地开展仿真分析,在处理稳定杆系统时,建立稳定杆和小连接杆的 Hypermesh 三维数模,开展有限元分析处理,再将生成的柔性体 MNF 文件导入 Adams/Car 软件中^[8],形成刚柔耦合的 E 型多连杆后悬架系统模型,然后将两者与试验台系统装配在一起,得到 E 型多连杆悬架系统仿真模型,如图 2 所示。

整车参数和部件质量会影响到仿真的精度,因此在模型中需要准确输入实车参数,如表 4 所示。

2.2 模型验证

通过对建立的后悬架系统模型输入最大车轮转向角度 ($-50^\circ \sim 50^\circ$)^[5]¹⁴⁻¹⁸,得到外倾角和前束角的变化关系曲线,和实车测试的外倾角、前束角进行对比(图 3、图 4),由于模型使用的是柔性体的稳定杆系统,同时也在衬套的属性文件中,根据实车录入了相应衬套的刚度值,仿真数据和实测数据较为接近。仿真试验

和实车试验的结果对比表明,后悬架模型准确,可以继续后续分析。

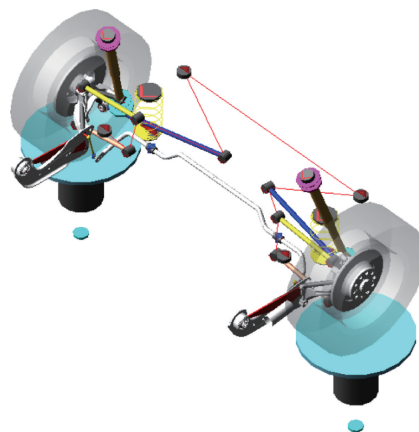


图 2 E 型多连杆后悬架的运动学模型

Fig.2 Kinematic model of E-type multi-link rear suspension

表 3 构件之间的运动关系

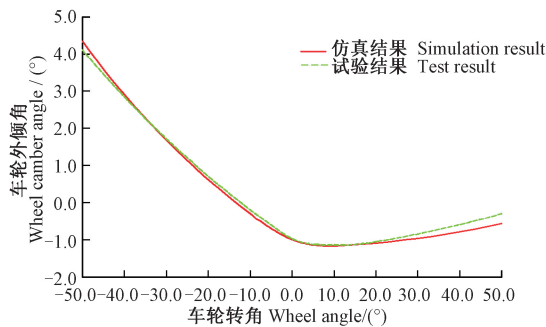
Tab.3 Motion relation between components

连接构件 1 Connecting member 1	连接构件 2 Connecting member 2	运动副 Motion pair	约束自由度 Constrained degrees of freedom
上控制臂 Upper control arm	后副车架 Rear subframe	万向节副 Universal joint pair	4
上控制臂 Upper control arm	转向节 Knuckle	球铰接 Spherical joint	3
下控制臂 Lower control arm	后副车架 Rear subframe	万向节副 Universal joint pair	4
下控制臂 Lower control arm	转向节 Knuckle	球铰接 Spherical joint	3
前束拉杆 Front tie rod	后副车架 Rear subframe	万向节副 Universal joint pair	4
前束拉杆 Front tie rod	转向节 Knuckle	球铰接 Spherical joint	3
后副车架 Rear subframe	车身 Body	固定副 Fixed pair	6
减振器上部 Shock absorber upper	车身 Body	万向节副 Universal joint pair	4
减振器下部 Shock absorber lower	转向节 Knuckle	万向节副 Universal joint pair	4
弹簧上端 Spring upper	车身 Body	固定副 Fixed pair	6
弹簧下端 Spring lower	下控制臂 Lower control arm	固定副 Fixed pair	6
纵臂 1 点 Longitudinal arm 1	转向节 Knuckle	固定副 Fixed pair	6
纵臂 2 点 Longitudinal arm 2	转向节 Knuckle	固定副 Fixed pair	6
纵臂 Longitudinal arm	车身 Body	万向节副 Universal joint pair	4
减振器上部 Shock absorber upper	减振器下部 Shock absorber lower	圆柱副 Cylindrical pair	4
转向节 Knuckle	轮毂 Hub	旋转副 Revolute pair	5

表 4 车型主要参数(整备状态)

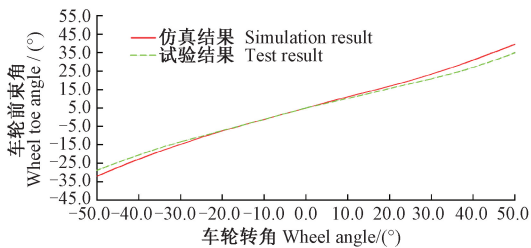
Tab. 4 Main parameters of vehicle type (servicing status)

参数 Parameter	单位 Unit	数值 Value
轴距 Wheelbase	mm	2 693.0
整备质量 Curb mass	kg	1 195.0
质心高度 Height of mass center	mm	590.0
前轴载荷/后轴载荷 Front axle load/rear axle load	—	684/511
驱动率(前轮) Drive rate (front wheel)	%	100
制动率(前轮) Braking rate (front wheel)	%	74
轮胎型号 Tire type	—	175/70 R14
轮胎垂向刚度 Tire vertical stiffness	N/mm	210
车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)	-1.5
车轮前束角 Wheel toe angle	(°)	0.5



(a) 仿真和试验外倾角随车轮转角变化曲线

(a) Curve of wheel camber angle changing with wheel angle in simulation and test



(b) 仿真和试验前束角随车轮转角变化曲线

(b) Curve of wheel toe angle changing with wheel angle in simulation and test

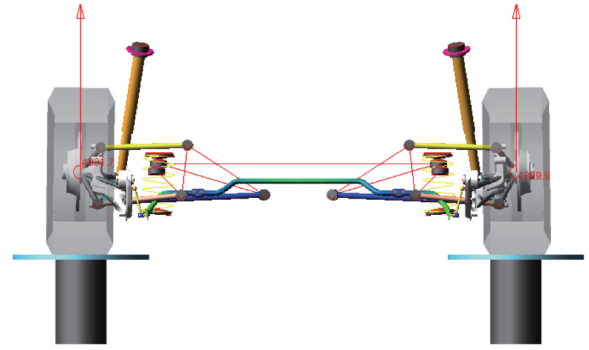
图 3 仿真和试验数据对比分析

Fig. 3 Comparative analysis of simulation data and test data

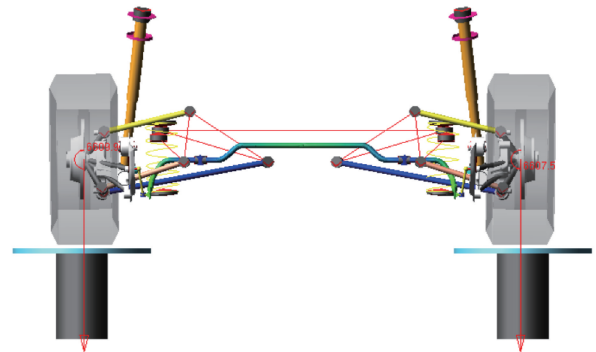
3 悬架 KC 特性分析

3.1 仿真试验设计

选取 Adams/Car 中的平行轮跳 Parallel Travel 试验,步数设为 100,仿真类型为 interactive,试验的上跳行程为 100 mm,下跳形成为-100 mm,具体工况设置如表 5 所示。



(a) 后悬架系统上跳运动瞬态
(a) Jump up transient motion of rear suspension system



(b) 后悬架系统下跳运动瞬态
(b) Jump down transient motion of rear suspension system

图 4 后悬架系统运动仿真跳动瞬态

Fig. 4 Rear suspension system runout transient simulation

表 5 平行轮跳仿真分析参数

Tab. 5 Parallel wheel jump simulation analysis parameters

设置项 Project	参数值 Parameter value
步数 Number of steps	100
仿真类型 Mode of simulation	运动学特性 Kinematics characteristics
上跳行程 Jump up travel	100
下跳行程 Jump down travel	-100
定位方式 Location mode	绝对定位 Absolute location

3.2 悬架运动特性分析

后悬架系统和前悬架系统不同,影响其振动特性的主要参数有车轮外倾角和车轮前束。先在后处理界面出入这两者随轮跳的变化曲线,再创建后悬架系统的优化目标,最后输出仿真数据和优化前的数值结果进行对比,分析优化设计的效果。

操纵稳定性的变化和轮胎磨损会引起车轮外倾角的变化^{[4]13-14}。一般来说,悬架设计要求外倾角不宜太大,轮跳每变化 1 in,即 25.4 mm,前束角变化应在 -0.4°~ -0.6°,且后悬架外倾角变化量为负值。图 5 所示为车轮外倾角在轮跳范围-100~100 mm 内的变化曲线。该款车型的后悬架中,车轮外倾角从 -1.125 4°平滑过渡到-1.580 2°,基本符合设计要求。

车轮前束和车轮外倾角是一起发挥作用的,保证汽车的轮胎时刻和地面之间为纯滚动接触。一般来

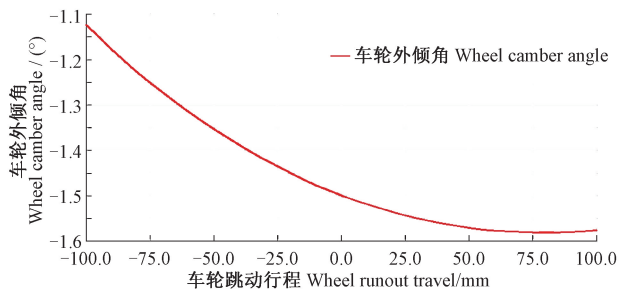


图 5 车轮外倾角对车轮跳动的变化曲线

Fig. 5 Wheel camber angle curve with wheels runout

说,轮跳每变化 1 in (25.4 mm) 前束角变化应在 $0.1^{\circ} \sim 0.2^{\circ}$,设计中希望后悬架前束角的变化量为正值,这样将会有利于增加不足转向特性。本车型前束角随车轮跳范围 $-100 \sim 100$ mm 内,其变化范围为 $-0.1226^{\circ} \sim 1.1218^{\circ}$,如图 6 所示。前束角基本符合设计要求,可进一步优化。

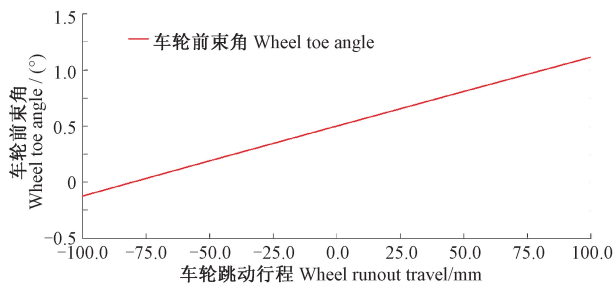


图 6 车轮前束角随车轮跳动的变化曲线

Fig. 6 Wheel toe angle curve with wheels runout

4 悬架的优化设计

4.1 优化方法的选择和优化目标的确定

使用 Adams/Insight 模块,对 E 型多连杆后悬架进行优化设计^[9]。方案是调整悬架硬点坐标来达到优化悬架 KC 特性的目的。

在后悬架系统中,从对 KC 特性影响最大的角度,选取车轮在跳动过程中,车轮外倾角、车轮前束的变化量的最小值为优化目标。优化过程中,悬架的垂向刚度、扛抬头率也会发生变化,因此要观察优化后的各参数是否仍然都在合理的变化范围内。

4.2 设计变量的选择和目标函数的建立

采用 DOE Screening 筛选方法,设置的响应目标为平行轮跳工况下左边车轮的车轮外倾角 (Camber) 和车轮前束 (Toe) 的变化量。初步选取上控制臂外点 (hpl_upper_arm_outer)、上控制臂内点 (hpl_upper_arm_inner)、前束拉杆外点 (hpl_tierod_outer)、前束拉杆内点 (hpl_tierod_inner) 的坐标值作为设计变量。各设计变量的变化范围设为 ± 5 mm,4 个硬点在 x, y, z 三个方向上共 12 个坐标值,如图 7 所示。试验策略设为 Fractional Factorial,优化设计参数如图 8 所示。

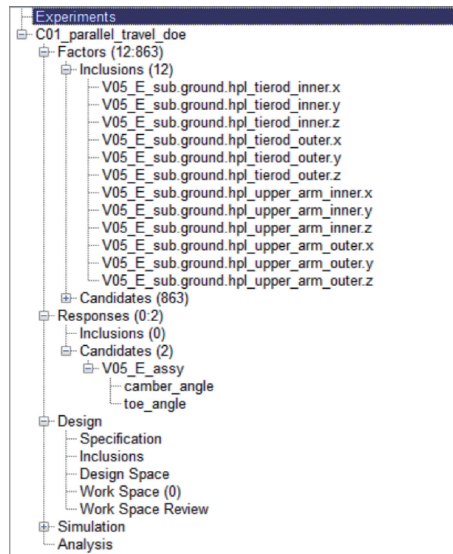


图 7 设计变量的选取

Fig. 7 Selection of design variables

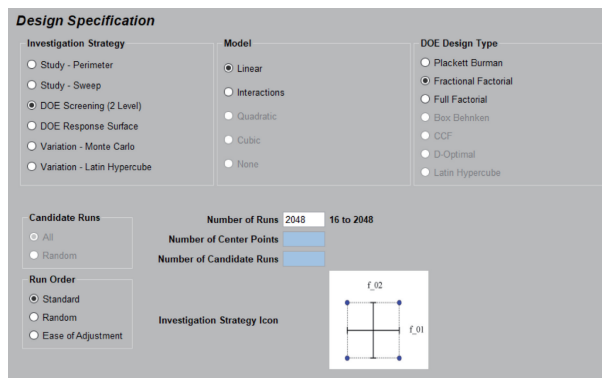


图 8 设计参数

Fig. 8 Design parameters

根据位置参数作为控制变量,再通过设计参数的选择,可以迭代计算出最优解。根据多次调试,以达到两个目标值的共同最优解,其坐标数值如表 6 所示。

表 6 主要硬点坐标优化前后对比

Tab. 6 Comparison of main hard point coordinates before and after optimization

悬架参数 Suspension parameters	硬点参数 Hard point parameters	初始坐标 Initial coordinates	优化坐标 Optimize coordinates
上控制臂外点 Outer point of upper control arm	hpl_upper_arm_outer. x	2 744. 017	2 745. 517
	hpl_upper_arm_outer. y	-693. 862	-691. 362
	hpl_upper_arm_outer. z	84. 140	82. 140
上控制臂内点 Inner point of upper control arm	hpl_upper_arm_inner. x	2 741. 150	2 741. 650
	hpl_upper_arm_inner. y	-389. 942	-387. 442
	hpl_upper_arm_inner. z	119. 672	117. 672
前束拉杆外点 Outer point of front tie rod	hpl_tierod_outer. x	2 720. 268	2 720. 268
	hpl_tierod_outer. y	-702. 505	-702. 005
	hpl_tierod_outer. z	-114. 464	-115. 646
前束拉杆内点 Inner point of front tie rod	hpl_tierod_inner. x	2 712. 212	2 712. 272
	hpl_tierod_inner. y	-410. 222	-408. 722
	hpl_tierod_inner. z	-57. 298	-58. 278

4.3 优化设计结果分析

根据优化后的硬点参数,调整后悬架系统的 tpl 模型后再次组装成 sub 文件,最后和试验台组合成 asy 模型后,开展双轮同向激振试验。整车参数和试验参数不变,对比分析优化前和优化后的数据。

分析车辆的垂向刚度随车轮跳动的变化关系,优化设计前后数值如图 9 所示。

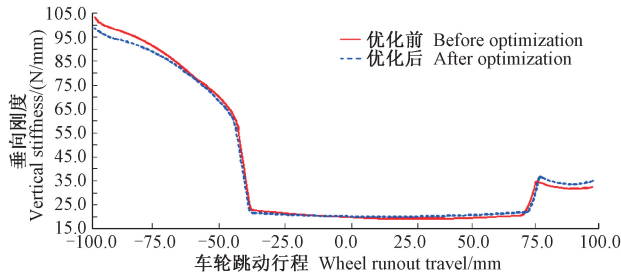


图 9 垂向刚度随车轮跳动曲线

Fig. 9 Vertical stiffness curve with wheels runout

在静平衡位置的后悬架的垂向刚度优化前后的数值基本一致,为 19.87 N/mm,此时车身后偏频为 1.50 Hz。随着车轮的上下跳动限位块分别发生作用,垂向刚度将会增大,说明后悬架部分硬点的调整对车辆整体垂向刚度没有负面影响。

分析后悬架车轮外倾角随车轮跳动的变化关系,优化设计前后数值对比如图 10 所示。

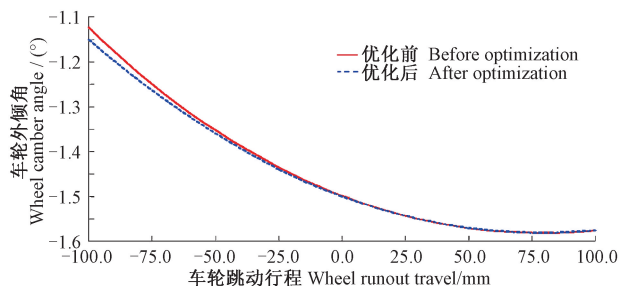


图 10 车轮外倾角随车轮跳动曲线

Fig. 10 Wheel camber angle curve with wheels runout

静平衡位置时,优化后车轮外倾角对应的值为 -1.5003° ,和优化前静平衡位置外倾角数值基本一致,即调整悬架关键硬点后车轮外倾角基本不变;车轮外倾角在整个轮跳范围的 $-100 \sim 100$ mm,车轮外倾角从 $-1.1254^\circ \sim -1.5755^\circ$ 优化为 $-1.1500^\circ \sim -1.5755^\circ$,振动幅度减少 5.47%;同时,由图 10 可以看出,后悬架整备状态车轮跳动 $-25.4 \sim 25.4$ mm,可理解为 2 in,车轮外倾角变化为 0.1° ,符合设计要求。

分析后悬架车轮前束随车轮跳动的变化关系,优化设计前后数值对比如图 11 所示。

静平衡位置时,优化设计前车轮前束的数值为 0.5000° ,优化设计后车轮前束对应的值基本不变。车轮前束在整个轮跳范围的 $-100 \sim 100$ mm,车轮外倾

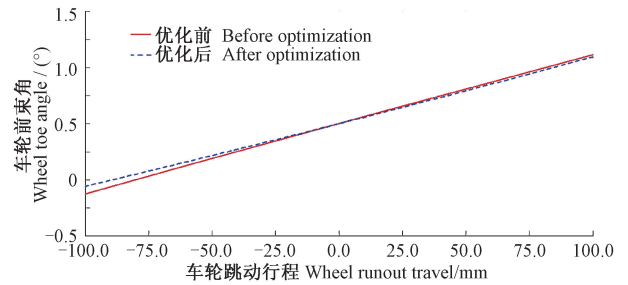


图 11 车轮前束角随车轮跳动曲线

Fig. 11 Wheel toe angle curve with wheels runout

角从 $-0.1226^\circ \sim 1.1218^\circ$ 优化为 $-0.0586^\circ \sim 1.1204^\circ$,振动幅度减少 5.26%;同时,由图 11 可以看出,优化设计后,后悬架车轮跳动 $-25.4 \sim 25.4$ mm(相当于 2 in),对应前束角变化为 0.32° ,满足设计要求。

由于侧倾中心高度会影响到左右轴荷的转移,所以除了上述数值,还要分析关键硬点改变,后悬架侧倾中心随车轮跳动的变化关系,优化设计前后数值对比如图 12 所示。

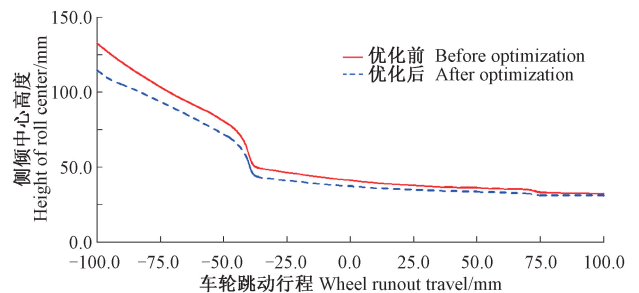


图 12 车轮侧倾中心随车轮跳动曲线

Fig. 12 Wheel roll center curve with wheels runout

静平衡位置时,优化后侧倾中心高度为 38.725 0 mm,和优化前侧倾中心高度 42.483 3 mm 相比,略有下降,即车辆跳动时轮距变化会趋于减小,有利于降低轮胎磨损。

分析后悬架抗抬头率随车轮跳动的变化关系,优化设计前后数值对比如图 13 所示。

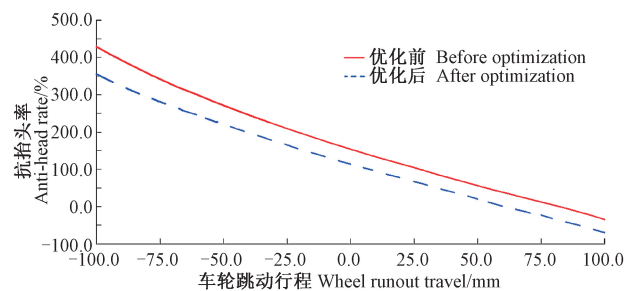


图 13 抗抬头率随车轮跳动曲线

Fig. 13 Anti-head rate curve with wheels runout

静平衡位置时,优化前的抗抬头率为 153%,优化后抗抬头率对应的值下降到 112.7%。一般来说,后悬架的抗抬头率应保持在 $30\% \sim 50\%$ ^[10],根据不同车

型,SUV 车型可以在 60%~80%,应结合整车性能试验进一步优化调整。

5 整车 KC 试验

利用试验中心的 KC 试验台,如图 14 所示,对本款车同步开展 KC 试验,记录试验数值并开展对比分析,数据如表 7 所示。

结果显示,软件仿真数据和整车试验数据基本一致,主要性能参数分析如下:

1)外倾角随车轮上跳呈减小的趋势,这样有利于转向时外侧车轮垂直于地面,增大转向时的轮胎接地面积。



(a) 试验台上加载车辆正面
(a) Front photo of the vehicle loaded on test stand



(b) 试验台加载车辆侧面
(b) Side photo of the vehicle loaded on the test stand

图 14 试验中心 KC 试验台

Fig. 14 KC test stand in test center

2)前束角随车轮上跳趋于增大,变化趋势有利于增加转向时的不足转向度。

3)在空载到满载的主要工作区,后悬架轮距的变化很小,这一点有利于减少轮胎的磨损。

4)整备状态下,后悬架的侧倾角刚度为 1 120 N·m/(°);制动力作用下,后悬架纵向刚度为 263 N/mm;侧向力作用下,后悬架侧向刚度为 2 585 N·mm。这两个方向上后悬架的刚度都比较适中。

表 7 后悬架系统顺从性分析性能

Tab. 7 Rear suspension system compliance analysis performance

总项目 Total project	分项目 Sub-project	单位 Unit	左轮仿真 Left wheel simulation	左轮试验 Left wheel test
制动工况 顺从性 Brake condition compliance	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/kN	0.054 4	0.053 6
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/kN	0.016 5	0.015 8
	轮心刚度 Wheel center stiffness	N/mm	263.850	259.430
	抗抬头率 Anti-head rate	%	153.000 0	112.700 0
	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/kN	-0.000 4	-0.000 4
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/kN	-0.071 0	-0.069 0
	轮心刚度 Wheel center stiffness	N/mm	2 585.000 0	2 572.000 0
	侧倾中心高度 Roll center height	mm	41.800 0	41.650 0
	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/kN	0.000 5	0.000 5
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/kN	0.000 1	0.000 1
侧向力工况 (同向激振) Lateral force condition (parallel excitation)	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/kN	0.000 5	0.000 5
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/kN	0.000 1	0.000 1
侧向力工况 (反向激振) Lateral force condition (opposed excitation)	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/kN	0.000 5	0.000 5
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/kN	0.000 1	0.000 1
回正力矩工况 Aligning torque condition	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/(10 ² N·m)	-0.003 5	-0.003 4
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/(10 ² N·m)	0.000 6	0.000 6
总项目 Total project	分项目 Sub-project	单位 Unit	右轮仿真 Right wheel simulation	右轮试验 Right wheel test
制动工况 顺从性 Brake condition compliance	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/kN	0.054 4	0.053 6
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/kN	0.016 5	0.015 8
	轮心刚度 Wheel center stiffness	N/mm	263.850 0	259.430 0
	抗抬头率 Anti-head rate	%	153.000 0	112.700 0
	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/kN	0.000 3	0.000 3
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/kN	0.071 0	0.069 0
	轮心刚度 Wheel center stiffness	N/mm	2 585.000 0	2 572.000 0
	侧倾中心高度 Roll center height	mm	41.800 0	41.650 0
	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/kN	0.000 5	0.000 5
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/kN	0.000 1	0.000 1
侧向力工况 (同向激振) Lateral force condition (parallel excitation)	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/kN	0.000 5	0.000 5
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/kN	0.000 1	0.000 1
侧向力工况 (反向激振) Lateral force condition (opposed excitation)	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/kN	0.000 5	0.000 5
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/kN	0.000 1	0.000 1
回正力矩工况 Aligning torque condition	车轮前束角 Wheel toe angle	(°)/(10 ² N·m)	0.003 6	0.003 4
	车轮外倾角 Wheel camber angle	(°)/(10 ² N·m)	-0.000 6	-0.000 6

5) 后悬架抗抬头率较大, 易产生后轮垂向运动加剧, 引起后悬架垂向冲击响加大, 需进一步进行设计优化。

6 结论

通过研究某款国产 SUV 的 E 型多连杆后悬架系统, 建立刚柔耦合的后悬架系统运动模型, 分析并优化其关键结构参数, 得出如下结论:

1) 在 Adams/Car 虚拟样机中, 建立某国产 SUV 的 E 型多连杆后悬架系统的运动学模型, 通过 Hypermesh 建立后稳定杆系统柔性体模型, 得到后悬架的刚柔耦合模型, 便于精确地开展双轮同向激振试验。同时, 通过外倾角和前束随车轮转角变化仿真和试验对照, 验证该运动学模型的准确性。基于 Adams 的虚拟样机技术建立的刚柔耦合悬架模型, 更加接近实车后悬架系统的复杂特性, 仿真结果更加准确。

2) 在 Adams/Insight 模块中, 以车轮外倾角和车轮前束的变化量为优化目标, 设计上控制臂的内外点和前束拉杆的内外点的 3 个方向 12 个硬点参数为因素, 进行迭代分析和优化设计。优化后的后悬架系统, 车轮外倾角和车轮前束变化量在轮跳 $-100 \sim 100$ mm 的范围内分别下降 5.47% 和 5.26%。

3) 优化设计之后的后悬架系统, 通过整车 KC 试验和仿真分析, 后悬架的运动学性能得到提升, 同时步验证仿真分析的准确性。

参考文献 (References)

- [1] 毛 江, 朱小飞, 李立成. 可用于多连杆悬架的并联机构运动学分析[J]. 机械传动, 2022, 46(9): 140-145.
MAO Jiang, ZHU XiaoFei, LI LiCheng. Kinematic analysis of parallel mechanism for multi-link suspension [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2022, 46(9): 140-145 (In Chinese).
- [2] 李 琤, 张弘韬, 姜能惠. 整车刚柔耦合悬架系统 KC 特性研究[J]. 机械强度, 2022, 44(3): 649-657.
LI Cheng, ZHANG HongTao, JIANG NengHui. Research of KC characteristic of suspension system of vehicle with rigid-flexible coupling model[J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(3): 649-657(In Chinese).
- [3] 叶天之, 姚黎明. 基于 Adams/Car 的多连杆悬架系统运动分析

[J]. 制造业自动化, 2019, 41(5): 106-110.

YE TianZhi, YAO LiMing. The kinematics analysis of multi-link suspension system based on the Adams/Car [J]. Manufacturing Automation, 2019, 41(5): 106-110(In Chinese).

- [4] 黄修武. 某乘用车多连杆后悬架硬点布置设计优化研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2020: 13-14.

HUANG XiuWu. Optimization design of hard link layout for multilink suspension of passenger car [D]. Changsha: Hunan University, 2020: 13-14(In Chinese).

- [5] 李占龙, 张亚斌, 张 正, 等. 工程车辆座椅悬架 ANFIS 控制策略研究[J]. 机械强度, 2023, 45(4): 785-792.

LI ZhanLong, ZHANG YaBin, ZHANG Zheng, et al. Study on ANFIS control strategy of engineering vehicle seat suspension[J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(4): 785-792 (In Chinese).

- [6] 李 鹏, 辛 舟. 基于 Adams/Car 五连杆式悬架特征参数优化设计[J]. 机械设计与制造工程, 2022, 51(12): 11-14.

LI Peng, XIN Zhou. Optimization design of five-link suspension characteristic parameter based on Adams/Car[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2022, 51(12): 11-14(In Chinese).

- [7] 张 超, 蒋荣超. 汽车行驶平顺性与操纵稳定性协同优化研究[J]. 机械设计, 2022, 39(增刊 2): 46-50.

ZHANG Chao, JIANG RongChao. Research on collaborative optimization of vehicle ride comfort and handling stability[J]. Journal of Machine Design, 2022, 39(Suppl. 2): 46-50(In Chinese).

- [8] 李 琤. 刚柔耦合稳定杆模型对悬架侧倾刚度影响分析[J]. 噪声与振动控制, 2021, 41(1): 61-65.

LI Cheng. Analysis on the influence of rigid-flexible coupling stabilizer bar model on the lateral stiffness of suspension[J]. Noise and Vibration Control, 2021, 41(1): 61-65(In Chinese).

- [9] 李怀政, 陈启愉, 张华伟, 等. 基于 Adams/Insight 的 SCARA 机器人机构运动可靠性研究[J]. 机械设计与研究, 2018, 34(3): 63-66.

LI HuaiZheng, CHEN QiYu, ZHANG HuaWei, et al. Analysis of kinematic reliability for SCARA robots mechanism based on Adams / Insight [J]. Machine Design & Research, 2018, 34(3): 63-66 (In Chinese).

- [10] 赵 强, 孙 政. 双横臂悬架动力学建模及模糊滑模控制器设计[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2021, 40(1): 127-133.

ZHAO Qiang, SUN Zheng. Dynamic modeling and fuzzy sliding mode controller design of double wishbone suspension [J]. Journal of Chongqing Jiaotong University(Natural Science), 2021, 40(1): 127-133(In Chinese).