

某电动汽车动力总成悬置系统优化设计

雷超宏, 颜伏伍, 吴 勇, 王 武, 李小荣, 申秀敏

(重庆金康赛力斯新能源汽车设计院有限公司, 重庆 401135)

摘 要: 定义电机动力总成质心坐标系, 并系统地阐述动力总成悬置系统解耦及优化设计的基本理论, 在此基础上, 针对某电动汽车动力总成悬置系统, 运用能量解耦法分析六自由度悬置系统的振动耦合特性, 根据悬置系统振动耦合影响因素提出基于扭矩轴理论和遗传算法对悬置位置、悬置刚度进行优化设计的方法, 最后在整车上对悬置系统的解耦和隔振性能进行仿真验证。结果表明: 优化后的悬置系统在整车上的解耦程度得到了明显提升, 车辆的原地起步加速瞬态特性也得到显著改善, 从而提高了车辆乘坐的舒适性。

关键词: 动力总成悬置系统; 能量解耦; 扭矩轴; 遗传算法; 瞬态特性

中图分类号: U461.1 文献标志码: A 文章编号: 1673-159X(2022)02-0093-08

doi:10.12198/j.issn.1673-159X.3884

Optimum Design of Powertrain Mounting System for the Electric Vehicle

LEI Chaohong, YAN Fuwu, WU Yong, WANG Wu, LI Xiaorong, SHEN Xiumin

(Chongqing Jinkang SERES NEV Design Institute Co., Ltd., Chongqing 401135 China)

Abstract: The center of mass system of motor powertrain was established and the basic theory of decoupling and optimization for powertrain mounting system was described systematically. For an electric vehicle powertrain mounting system, firstly the vibration coupling characteristics of the 6-DOF model was analyzed by means of the method of energy decoupling, and then the method was proposed according to decoupling factors that the mount position and stiffness were optimized to improve the decoupling rate based on the TRA theory and the genetic algorithm. Finally the decoupling characteristics and the vibration isolation performance were verified by simulation, and the results show that the optimized mounting system improves significantly the energy decoupling rate of mounting system in the full vehicle model and in the vehicle transient characteristics under the condition of standing start acceleration, and increases the vehicle's comfort performance.

Keywords: powertrain mount system; energy decoupling; TRA; genetic algorithm; transient characteristics

无论是传统燃油汽车还是电动汽车, 其动力总成的振动都会对整车的 NVH 性能产生重要影响。

合理的动力总成悬置系统设计能够提升隔振性能, 有效地降低动力总成传递至车身的振动以及车内

收稿日期: 2021-01-10

第一作者: 雷超宏(1989—), 男, 工程师, 硕士, 主要研究方向为汽车 NVH 性能仿真开发。

ORCID: 0000-0003-0362-4487 E-mail: leichaohong20@163.com

引用格式: 雷超宏, 颜伏伍, 吴勇, 等. 某电动汽车动力总成悬置系统优化设计[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2022, 41(2): 93-100.

LEI Chaohong, YAN Fuwu, WU Yong, et al. Optimum Design of Powertrain Mounting System for the Electric Vehicle[J]. Journal of Xihua University(Natural Science Edition), 2022, 41(2): 93-100.

的噪声。为了提高悬置系统的隔振性能,需要对其进行解耦设计,尽可能地实现动力总成悬置系统多自由度的振动解耦。目前,常采用基于动力总成质心坐标系的六自由度动力学模型结合能量解耦方法对动力总成悬置系统进行解耦分析,并运用基于刚度系数的多目标优化、预定频率解耦、fgoalattain等方法进行解耦优化^[1-3],为悬置系统的设计提供了一定的参考依据。但是,由于未考虑车身系统、车辆的行驶工况等因素,仅依据六自由度悬置系统的解耦程度来预估或评判悬置系统在整车上的隔振性能是片面的。随着平台化、通用化、智能化等技术在汽车研发设计中的应用,许多车型在研发设计阶段已基本实现动力总成悬置系统与车身系统的同步开发,因此可在设计阶段对整车中的悬置系统进行更加深入和全面的研究分析。

本文以某电动汽车电机动力总成悬置系统为研究对象,运用扭矩轴理论和遗传优化算法对六自由度悬置系统进行解耦优化,并通过建立整车模型,在整车上分析和验证悬置系统的解耦特性和隔振性能,为悬置系统的开发设计提供了更全面的参考和指导。

1 基本理论

1.1 电机动力总成质心坐标系

对于传统的发动机动力总成,其坐标系统已有明确的定义^[4-5]。鉴于电机动力总成结构不同于发动机动力总成,因而有必要重新定义电机动力总成的质心坐标系。图1为某电动汽车的动力总成,主要由驱动电机、变速器、差速器及电机控制器等组成。图中G为电机动力总成质心位置,AA'为电机转子轴线,BB'为差速器扭矩输出轴线,且有AA'平行于BB'。将电机动力总成质心坐标系原点取在该动力总成质心G处,x轴平行于AA'且将变速器指向电机的方向定为x轴正向,z轴垂直于AA'和

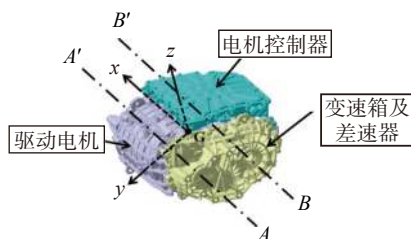


图1 电机动力总成及质心坐标系

BB'所在平面且方向向上,y轴由右手定则确定。

1.2 悬置系统固有特性及能量解耦

根据发动机动力总成悬置系统的建模方法^[6],将电机动力总成悬置系统简化为一个由刚体、弹簧和刚性地面组成的无阻尼多自由度振动系统。该系统的一般振动微分方程和自由振动微分方程分别为:

$$[M]\ddot{X} + [K]X = F \quad (1)$$

$$[M]\ddot{X} + [K]X = [0] \quad (2)$$

式中:[M]为广义质量矩阵;[K]为广义刚度矩阵;X为广义坐标;F为系统所受外部激励。

对式(2)求取特征值和特征向量便可得到动力总成悬置系统的固有模态频率和振型,即:

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (3)$$

$$\{[K] - \omega^2[M]\} \cdot \{\phi\} = [0] \quad (4)$$

式中: ω 为系统的固有圆频率; ϕ 为系统的振型。

从动力总成悬置系统的振型 ϕ 可以看出,通常悬置系统在6个自由度方向上的振动是相互耦合的,当系统作各阶主振动时,系统的振动能量会分布于6个自由度方向上,每一个方向上的振动能量占总的振动能量的百分比即为系统在该方向上的能量解耦率。当系统作*i*阶主振动时,第*k*个广义坐标上的能量分布矩阵^[7]为

$$T_{pik} = \frac{\sum_{l=1}^6 (\phi_i)_l (\phi_i)_k \cdot m_{kl}}{\sum_{l=1}^6 \sum_{k=1}^6 (\phi_i)_l (\phi_i)_k \cdot m_{kl}} \times 100\% \quad (5)$$

式中: T_{pik} 为悬置系统在*k*个广义坐标上的解耦率; ϕ_i 为悬置系统第*i*阶主振型; $(\phi_i)_l$ 和 $(\phi_i)_k$ 为振型 ϕ_i 的元素; m_{kl} 为质量矩阵M的元素。

T_{pik} 值越大,悬置系统的解耦程度越高,当 $T_{pik}=100\%$ 时,表明系统实现了完全解耦。然而,在实际的工程应用中,要实现悬置系统完全解耦是十分困难的,只能尽量提高解耦率以达到一定的目标要求。

1.3 动力总成扭矩轴

由扭矩轴(torque roll axis, TRA)的定义^[8-9]可知,在布置悬置时如若把悬置系统的左右悬置布置在扭矩轴上,动力总成只绕扭矩轴轴线振动,而不会引起绕其他轴线的转动和平动,此时悬置系统

的隔振效果最佳。通过将式(1)进行处理便得到动力总成关于扭矩轴的响应。

$$\mathbf{X}_{\text{TRA}(\omega)} = -\frac{1}{\omega^2} [\mathbf{M}]^{-1} \cdot \mathbf{F}_{\text{TRA}} \quad (6)$$

式中, $\mathbf{F}_{\text{TRA}}=[0,0,0,1,0,0]^T$, 表示动力总成在扭矩轴方向上受到单位扭矩激励作用。

将动力总成的质量和惯性参数代入式(6)并化简, 有:

$$\begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} = -\frac{1}{\omega^2} \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

根据上式求得动力总成绕各轴的转动分量及转动矢量方向, 该矢量方向即为扭矩轴方向。结合动力总成质心位置, 便可求出动力总成的扭矩轴线。

1.4 遗传算法

遗传算法是一种模拟生物进化过程的全局寻优算法, 其核心内容包括参数编码、初始群体初始化、设计适应度函数、遗传操作(选择、交叉和变异)和控制参数等。由于遗传算法具有运算简单、鲁棒性强等特点, 在工程上得到了广泛的应用^[10-11]。

1.4.1 优化数学模型

1) 适应度函数/目标函数。

运用能量法对动力总成悬置系统六自由度进行解耦是一个多目标优化, 如若直接进行多目标优化会使问题复杂化, 增加求解难度。因此, 利用加权系数法将该多目标最大寻优问题转换为带有约束的单目标最小寻优问题^[12], 即:

$$\min f = \sum_{i=1}^6 w_i \left\{ 1 - \max_{k=1}^6 (T_{pik}) \right\} \quad (8)$$

式中, w_i 为第 i 阶能量的加权因子。

2) 设计变量。

动力总成悬置系统的动力学特性与动力总成和悬置系统的参数息息相关。由于动力总成的质量、转动惯量等参数很难改变, 因而在进行悬置系统解耦优化时, 通常考虑对悬置参数进行优化设计, 如悬置安装位置、安装角度及各向刚度等。本文选取 3 个悬置点的三向刚度作为设计变量, 共计 9 个变量参数。

3) 约束条件。

① 频率约束。由于该车辆的动力总成和后悬

挂(通过仿真计算得到后悬挂两侧同向跳动频率 10.8 Hz, 反向跳动频率 11.6 Hz)均安装于副车架上, 为了满足二者的避频设计及避免悬置系统自身频率耦合, 要求动力总成悬置系统的固有频率不小于 13 Hz 且频率间隔相差 2 Hz 以上。

② 刚度约束。根据悬置设计经验, 对于橡胶悬置的三向刚度进行取整优化, 其非主要方向的刚度范围为 100~200 N/mm, 其余两个方向的刚度范围为 300~650 N/mm, 并且这两个方向的刚度比值为 0.8~1.5。

③ 位移约束。为了避免运动干涉, 动力总成在振动时各方向的位移量不超过 10 mm, 悬置元件在振动时各向变形量小于 5 mm。

④ 解耦约束。在动力总成质心坐标系的 x 、 y 、 z 及绕 x 、 y 、 z 转动的 θ_x 、 θ_y 、 θ_z 共 6 个自由度方向上, z 向和 θ_x 向是电机动力总成悬置系统的主要激励方向, 其解耦率要求达到 90% 以上, 其他方向的解耦率达到 80% 以上, 此时由动力总成引起的振动风险较低且能够处于可控状态。

1.4.2 遗传算法优化

确定设计变量、构建目标函数和约束函数后, 在 Matlab 优化工具箱中调用遗传算法函数 `ga` 进行优化求解。由于该优化问题涉及大量的约束条件, 包括悬置刚度整数约束、频率和解耦率等非线性约束, 故需对 `ga` 函数选择适用于这些约束条件的参数设置。表 1 为遗传算法的相关参数设置, 从编码方式至交叉概率等参数为 `ga` 函数的默认参数设置, 它们能很好地满足各种约束条件。同时, 综合考虑优化求解的精度、稳定性及收敛性, 将种群大小设置为 100, 将进化代数设置为 300。

表 1 遗传算法参数

参数	说明
种群大小	100
编码方式	双精度实数
排序方式	等级排序
选择方法	随机均匀分布
变异方式	自适应变异
交叉方式	随机多点交叉
交叉概率	0.8
进化代数	300

2 实例分析

2.1 动力总成悬置系统参数

图 2 为某电动汽车的动力总成悬置系统,其采用前 2 后 1 的 3 点悬置布置形式。表 2 为动力总成参数信息,其中质心位置和惯性参数的参照系分别为整车坐标系和动力总成质心坐标系。表 3 为各悬置的弹性中心和三向刚度,它们的参照系分别为整车坐标系和悬置坐标系。由于 3 个悬置的坐标系与整车坐标系方向一致,因而各悬置的三向刚度可看作整车坐标系下的刚度。



图 2 动力总成悬置系统

表 2 动力总成参数

质量/kg	89.6					
安装姿态	横置、前倾角2.633°					
质心坐标/mm	X	Y	Z			
	2622.385	40.907	42.863			
惯性参数/(kg·m ²)	I _{xx}	I _{yy}	I _{zz}	I _{xy}	I _{yz}	I _{xz}
	2.214	2.217	2.662	0.217	-0.358	0.2

表 3 悬置弹性中心和刚度

项目	弹性中心/mm			刚度/(N/mm)		
	X	Y	Z	K _X	K _Y	K _Z
左悬置	2536.31	-266.78	83.22	142	441	499
右悬置	2536.12	350.17	-50.21	463	165	570
后悬置	2925.0	35.0	100.3	109	448	321

2.2 动力总成悬置系统解耦分析

基于六自由度刚体动力学模型及能量解耦法,对电机动力总成悬置系统进行解耦计算,得到悬置系统在动力总成质心坐标系下的解耦率如表 4 所示。同时,根据扭矩轴计算方法得到该动力总成的扭矩轴,其在整车坐标系 X、Y、Z 方向的方向角分别为 95.1604°、6.1722°和 86.6229°。扭矩轴与各悬置的空间位置关系如图 3 所示。

从表 4 可以看出:悬置系统的 z 向和 θ_x 向的频率间隔只有 1 Hz,频率分布较近;在 3 个旋转自

表 4 动力总成悬置系统解耦率

振动方向	x	y	z	θ_x	θ_y	θ_z	
频率/Hz	16.43	12.75	19.73	20.74	35.34	33.45	
能量分布/%	x	85.69	4.61	0.30	6.88	0.12	2.40
	y	5.70	90.65	0.11	0.24	0.83	2.48
	z	7.3e-3	0.17	95.27	4.33	0.18	0.05
	θ_x	4.84	0.20	3.89	80.48	1.06	9.53
	θ_y	0.29	-0.02	0.11	-0.06	77.62	22.05
	θ_z	3.47	4.38	0.32	8.13	20.19	63.50

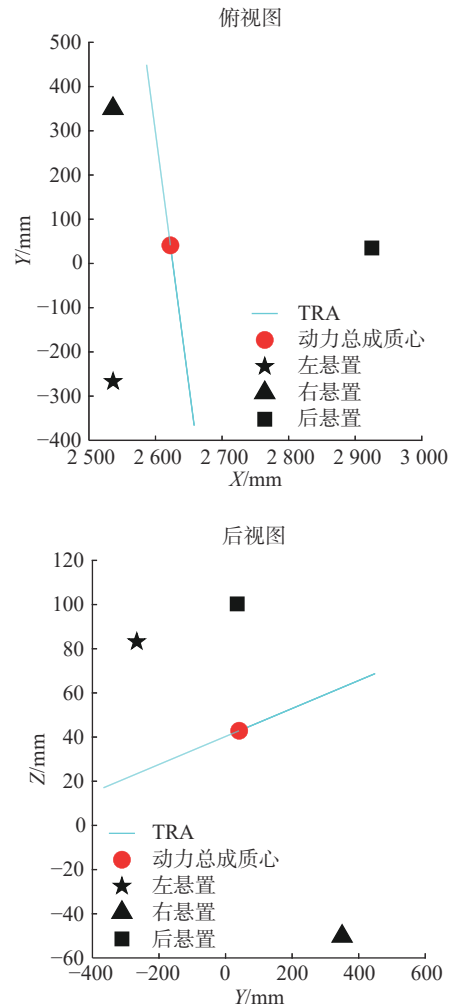


图 3 动力总成扭矩轴与各悬置的空间位置关系

由度方向的解耦率较低,其中在 θ_x 方向为扭矩激励方向,其解耦率只有 80.48%,低于目标要求,同时在 θ_y 和 θ_z 两个转动自由度间存在较为严重的振动耦合,对悬置系统隔振十分不利。从图 3 可以看出,右悬置靠近 TRA 轴和质心位置,且位于质心下方较远,不利于动力总成的动态稳定性。因此,有必要对当前的动力总成悬置系统进行优化。

2.3 悬架系统优化

2.3.1 扭矩轴优化悬架位置

基于该悬架系统的布置形式,参考燃油车的 TRA 轴布置思路并结合工程应用,可将该悬架系统布置为:左右悬架连线尽量平行于 TRA 轴,同时各悬架弹性中心应尽可能远离 TRA 轴,从而使悬架受力最小和动力总成姿态变化最小^[13]。最后,结合车身结构及整车总布置要求,左悬架和后悬架的位置保持不变,右悬架的位置调整至图 4 所示,调整后动力总成 TRA 轴及各悬架的空间位置关系如图 5 所示。

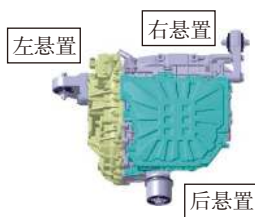


图 4 调整后的右悬架

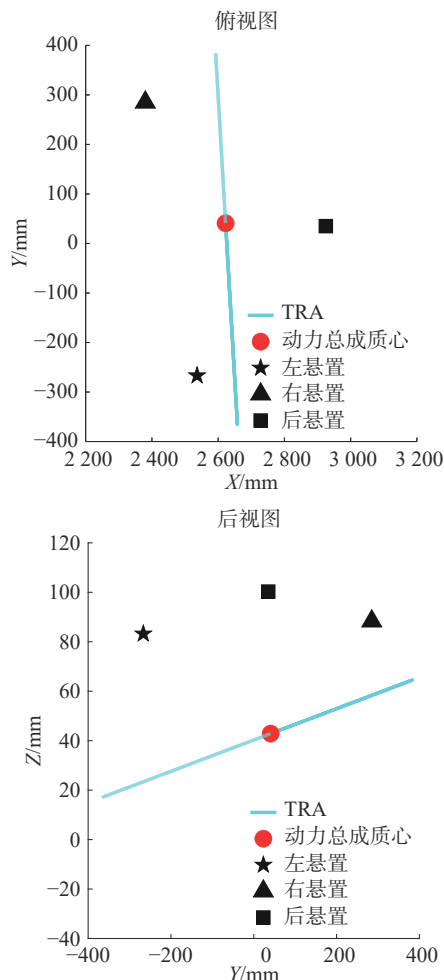


图 5 右悬架调整后动力总成扭矩轴与各悬架的空间位置关系

从图 5 可以看出,右悬架位置调整后左右悬架连线与 TRA 轴的平行度较原状态更好,动力总成质心位于悬架下方且更靠近 3 个悬架的几何中心,使得各悬架受载更加均衡且动力总成的动态稳定性更好。

2.3.2 遗传算法优化悬架解耦

根据上述遗传算法优化思想对各悬架的刚度进行优化设计,得到动力总成悬架系统各悬架点的刚度及对应的悬架系统解耦能量分布分别如表 5 和表 6 所示。

表 5 优化后悬架弹性中心和刚度

项目	弹性中心/mm			刚度/(N/mm)		
	X	Y	Z	K_x	K_y	K_z
左悬架	2536.31	-266.78	83.22	158	489	553
右悬架	2380.0	285.0	88.3	327	117	403
后悬架	2925.0	35.0	100.3	170	645	474

表 6 优化后悬架系统解耦率

振动方向	x	y	z	θ_x	θ_y	θ_z	
频率/Hz	16.61	13.28	19.38	28.68	30.75	33.13	
能量分布/%	x	83.72	0.88	5.51	0.03	5.23	4.62
	y	1.36	97.46	0.01	1.01	3e-3	0.16
	z	3.98	0.17	90.13	0.50	4.87	0.35
	θ_x	6e-3	0.76	0.10	93.33	0.92	4.88
	θ_y	4.02	-0.01	3.89	2.16	81.13	8.80
	θ_z	6.91	0.74	0.35	2.96	7.84	81.20

对比表 4 和表 6 可知,位置和刚度优化后,无论是频率分布还是解耦率均满足约束条件要求。对于解耦率而言,悬架系统在 3 个平动自由度方向的解耦率有升有降,3 个转动自由度方向的解耦率得到明显提升。

3 仿真验证分析

3.1 整车状态解耦分析

动力总成悬架系统作为一个振动物子系统安装于车身上,其解耦特性将会受到车身刚度、动力总成安装姿态以及参考坐标系等因素的影响。为了尽可能地反映出动力总成悬架系统的真实解耦情况,在整车状态下对悬架系统进行解耦特性分析是十分必要的。

首先,采用有限元方法搭建整车状态下的动力总成悬架系统动力学模型(见图 6),而后求解整车

状态下的动力总成的模态特性,最后结合能量解耦的方法对整车状态的动力总成悬置系统进行解耦计算。表7和表8分别为解耦优化前后悬置系统在整车状态下的解耦情况。

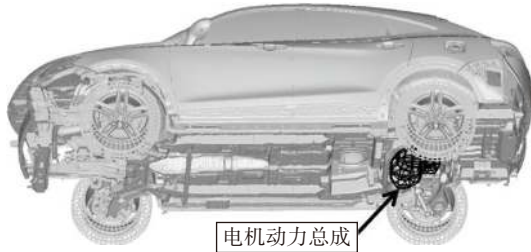


图6 整车有限元模型

表7 优化前整车状态悬置系统解耦率

振动方向	X	Y	Z	θ_x	θ_y	θ_z	
频率/Hz	12.91	17.18	18.98	36.94	21.18	29.87	
能量分布/%	X	91.56	3.82	0.01	0.69	0.83	3.71
	Y	3.22	85.88	0.22	0.72	3.68	3.28
	Z	0.16	1.94	89.88	0.02	5.71	0.26
	θ_x	-0.02	0.19	0.06	62.19	-0.10	28.35
	θ_y	0.39	3.53	9.67	-0.07	85.96	0.63
	θ_z	4.68	4.64	0.16	36.44	3.93	63.78

表8 优化后整车状态悬置系统解耦率

振动方向	X	Y	Z	θ_x	θ_y	θ_z	
频率/Hz	13.39	17.44	18.75	25.96	27.50	33.79	
能量分布/%	X	97.58	0.27	0.05	0.44	0.87	0.22
	Y	0.50	87.45	4.99	0.17	1.20	4.36
	Z	0.32	0.10	88.59	5.00	0.08	0.26
	θ_x	-0.01	2.93	4.89	75.35	2.17	18.44
	θ_y	0.94	0.09	0.11	0.15	95.10	7.60
	θ_z	0.67	9.16	1.37	18.89	0.58	69.11

从表7和表8可以看出:优化后整车状态动力总成悬置系统的固有频率范围为13.39~33.79 Hz,频带变窄,且最小频率间隔为1.31 Hz,频率分布较为合理;优化后悬置系统除了 Z 向平动自由度的解耦率与优化前相当,其他5个自由度方向的解耦率均有明显提升。尽管如此,优化后悬置系统在整车的 θ_x 、 θ_z 向的解耦率只有75.35%和69.11%,解耦率较低,但考虑到这两个方向不是主要激励方向,引起NVH问题的风险较低。

3.2 瞬态特性分析

动力总成悬置系统解耦优化的最终目的是提

升悬置系统的隔振性能,减小振动向车身传递,因此可通过分析动力总成自身及其与车身之间的振动传递直接反映出悬置系统的性能。

电机具有输出扭矩大且响应迅速的动力特性,使得电动汽车比传统燃油车具有更好的动力性能和加速性能。但当电机输出扭矩突变时容易引起动力总成振动增大,进而引起车身振动变大或者异常抖动问题,此时,合理的悬置系统设计显得尤为重要。

为了验证解耦优化后的悬置系统在电机动力总成输出扭矩突变时的隔振性能,对车辆以最大驱动力矩原地起步加速行驶工况进行瞬态分析,该工况不仅可以评判车辆的动力性,还是评判车辆NVH性能的典型工况之一。在该工况下,电机扭矩(不考虑扭矩波动)加载曲线如图7所示。在0~0.5 s车辆处于静止状态,在0.5 s时电机开始输出扭矩并在0.04 s内增加到最大值310 N·m并保持最大输出扭矩行驶。针对车辆的这一行驶工况,利用Optistruct软件对车辆进行瞬态特性仿真分析,得到动力总成和车身(方向盘和主驾地板)的瞬态振动响应。图8为解耦优化前后动力总成在 X 、 Y 、 Z 方向的瞬态响应,图9为车身振动瞬态响应,其中图9(a)和图9(b)分别为方向盘、主驾地板在 X 、 Y 、 Z 方向上的瞬态振动响应。

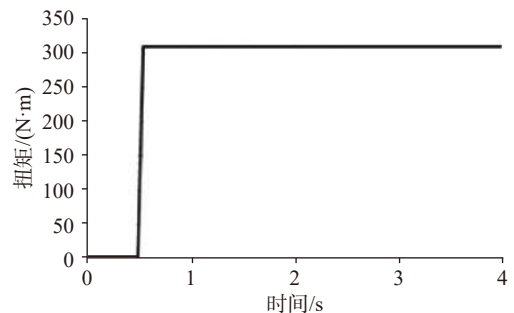


图7 电机扭矩加载曲线

从图8和图9可以看出,在0.5~2.5 s的时间段为车辆的主要瞬态响应阶段,各方向的曲线振动较大,之后振动趋于平稳,进一步观察发现以下现象。

1)解耦优化前,动力总成在整车 Y 向和 Z 向的瞬态振动衰减过程出现明显的“减小-增大-减小”衰减反复现象,从而导致方向盘和地板在相应方向上振动衰减也出现这一现象,这将严重影响车辆的NVH性能。

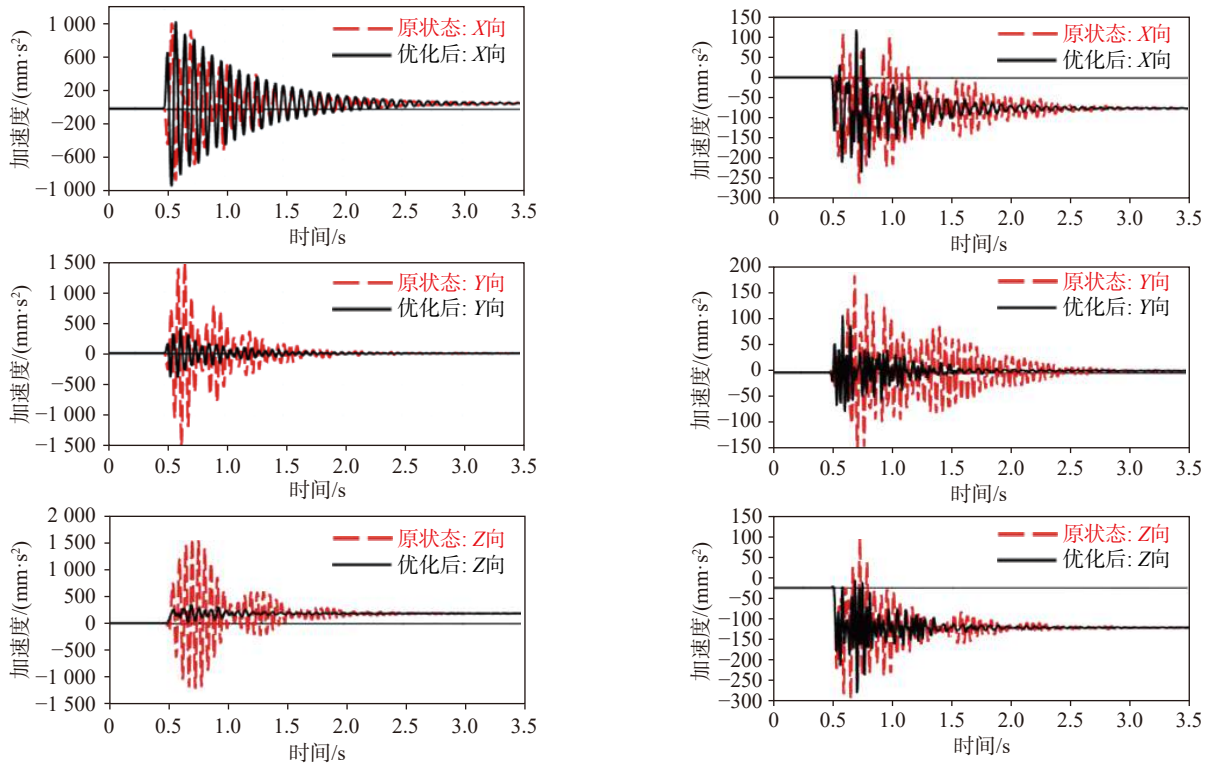


图 8 电机动力总成瞬态振动响应

2)解耦优化后,动力总成和车身的振动衰减反复现象消失。对于动力总成,其在 X 向的振动略微减小,在 Y 向和 Z 向的振动明显减小,其中 Y 向的最大振动由约 1 500 mm/s² 减小到 400 mm/s²,Z 向的最大振动由约 1 600 mm/s² 减小到 400 mm/s²。对于车身上的方向盘和地板,其各个方向的振动均明显降低,尤其是 Y 向和 Z 向的振动降低十分明显。

综上所述,悬置系统解耦优化后电机动力总成的隔振性能得到了提高,车辆的瞬态响应特性得到了显著改善。

4 结论

1)通过解耦优化,六自由度悬置系统在主要激励方向 θ_x 的解耦率由 80.48% 提升到 93.33%,在 θ_y 、 θ_z 方向的解耦率分别由 77.62%、63.50% 提升至 81.13%、81.20%。同时,悬置系统在整车 θ_x 、 θ_y 、 θ_z 向的解耦率分别由 62.19%、85.96%、63.78% 提升至 75.35%、95.10% 和 69.11%,优化效果明显。

2)解耦优化后,车辆在原地起步加速工况下,动力总成在 Y、Z 方向的瞬态振动减小约 75%。方向盘和地板在 X、Y、Z 向的瞬态振动明显减小,其中在 Y、Z 方向瞬态振动减小约 50%,车辆的瞬态

(a)

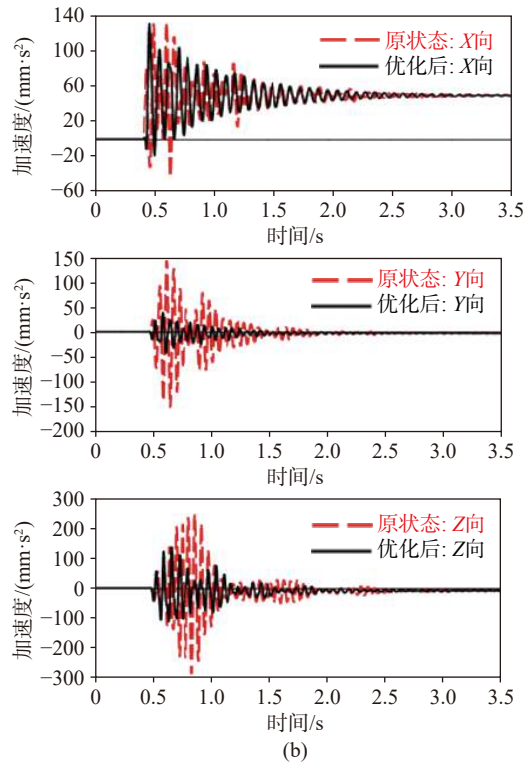


图 9 方向盘和地板瞬态振动响应

特性得到了改善。

因此,通过运用扭矩轴理论和遗传算法对电机动力总成悬置系统的悬置位置和刚度进行优化设计,有效地提升了该悬置系统的解耦特性和隔振性能,提高了车辆的乘坐舒适性。

参 考 文 献

- [1] 赵建才, 李玺, 姚振强, 等. 车辆动力总成悬置系统的能量法解耦仿真分析[J]. *上海交通大学学报*, 2008, 42(6): 878 - 881.
- [2] 李志强, 陈树勋, 韦齐峰. 汽车动力总成悬置系统振动解耦计算方法研究[J]. *计算力学学报*, 2014, 31(2): 187 - 191.
- [3] 周宇杰, 雷刚, 贺艳辉, 等. 基于惯性参数的动力总成悬置系统解耦分析[J]. *噪声与振动控制*, 2017, 37(6): 94 - 97.
- [4] 杨雷, 黄鼎友, 王鑫峰, 等. MATLAB 在动力总成悬置系统优化设计的应用[J]. *机械设计与制造*, 2011(5): 93 - 95.
- [5] 曾发林, 潘伟, 李建康, 等. 某客车动力总成悬置系统优化设计[J]. *重庆理工大学学报(自然科学版)*, 2017, 31(9): 29 - 35.
- [6] 吴杰, 上官文斌, 唐静, 等. 动力总成悬置系统解耦布置的鲁棒性分析[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(9): 15 - 20.
- [7] 吕兆平. 能量法解耦在动力总成悬置系统优化设计中的应用[J]. *汽车工程*, 2008, 30(6): 523 - 526.
- [8] 鲍晓东, 侯勇. 汽车动力总成悬置系统解耦设计研究[J]. *西安科技大学学报*, 2007, 27(3): 489 - 493.
- [9] 陈大明, 上官文斌. 横置动力总成悬置系统的布置设计分析[J]. *新技术新工艺*, 2012(1): 25 - 28.
- [10] 付江华, 史文库, 沈志宏, 等. 基于遗传算法的汽车动力总成悬置系统优化研究[J]. *振动与冲击*, 2010, 29(10): 187 - 190.
- [11] 庄伟超, 王良模, 殷召平, 等. 基于遗传算法的混合动力汽车动力总成悬置系统的优化设计研究[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(8): 209 - 213.
- [12] 伍建伟, 刘夫云, 李岍, 等. 基于遗传算法汽车动力总成悬置系统解耦优化[J]. *噪声与振动控制*, 2015, 35(5): 77 - 81.
- [13] 康强, 顾鹏云, 左曙光. 纯电动汽车电驱动总成悬置设计原则研究[J]. *汽车工程*, 2019, 41(11): 1235 - 1242.

(编校: 夏书林)

(上接第 92 页)

舒适性能的角度出发, 基于已定的轮心点坐标, 合理考虑扭力梁设计状态安装点的高度来确定扭力梁安装点, 然后从保障操稳性能的角度出发, 基于已定安装点, 兼顾扭力梁横梁运动干涉合理布置梁横梁截面大小、形状、位置和开口方向, 从而确定纵向摆臂走向, 再基于已定轮心点, 确定制动器安装支架结构, 基于该设计思路易于确保整车操稳和舒适性能均达到较优的水平。

参 考 文 献

- [1] 何艳则. 基于多体动力学的轿车扭转梁悬架运动学及 NVH 特性下的参数匹配优化研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2009.
- [2] 刘艳华. 轿车扭力梁后悬架的开发研究[J]. *沈阳大学学报*, 2006, 18(4): 5 - 9.
- [3] 景立新, 郭孔辉. 扭转梁式后悬架运动学和动力学特性[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2010, 40(增刊 1): 1 - 5.
- [4] 舒进, 赵德明. 基于 MSC Adams 的汽车柔性扭力梁后悬架特性分析及操稳性仿真[J]. *计算机辅助工程*, 2006, 15(增刊 1): 199 - 201.
- [5] 王蠡, 项党, 陈璟, 等. 扭力梁后桥总成参数对整车转向特性影响分析[J]. *汽车工程*, 2011, 33(1): 61 -

64.

- [6] 陈军. MSC. ADAMS 技术与工程分析实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2008: 157-158.
- [7] 费瑞萍. FTire 轮胎模型的仿真分析及试验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- [8] 张海涛. SWIFT 与 FTire 轮胎模型的应用对比研究[D]. 长春: 吉林大学, 2016.
- [9] 中国国家标准化管理委员会. 汽车操纵稳定性试验方法: GB/T 6323-2014[S]. 北京: 中国标准出版社, 2014.
- [10] SISTA P, KANG H T. Twist beam suspension design and analysis for vehicle handling and rollover behavior[C]//SAE Technical Paper Series USA. [S. l.]: SAE Publication Group, 2010-01-0085.
- [11] MUN K J, KIN Y S. Analysis of the roll properties of a tubular-type torsion beam suspension[J]. *Journal of Automotive Engineering*, 2010, 224(1): 1 - 13.
- [12] 吴利广, 景立新, 李广, 等. 基于某车型后扭力梁悬架 K& C 特性分析[J]. *测试与试验*, 2018, 18: 132 - 134.
- [13] 中国国家标准化管理委员会. 汽车平顺性试验方法: GB/T 4970-2009[S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.
- [14] 赖颀. 典型路面冲击工况整车平顺性分析[D]. 长春: 吉林大学, 2018.

(编校: 夏书林)