

文章编号: 1009-4687(2025)01-0001-08

# 基于 Adams 仿真的驾驶性系统选型

沈国华, 刘国权, 兰金标, 胡成帅, 李东旭

(吉利汽车研究院(宁波)有限公司, 宁波 315336)

**摘要:** 驾驶性作为汽车产品价值的关键要素, 是车辆行驶及运载功能的直接表现形式, 体现了人对车的操纵舒适度, 是车辆动态性能品质的综合体现。驾驶性涉及车辆子系统多、构成机理复杂, 目前尚无有效的正向开发方法。以乘用车市场用户对驾驶性的抱怨问题为切入点, 结合汽车工程开发性能评价维度, 筛选出与驾驶性密切相关的关键影响因素。基于 Adams 软件环境搭建车辆多体动力学仿真模型, 对与驾驶性强关联的关键子系统进行性能趋势仿真分析及定制样件实车测试, 验证了仿真模型的合理性和准确性。配合仿真优化工具箱 Insight 的使用, 为车辆驾驶性关键子系统的选型设计提供了目标量化分析。实车测试结果证明: 基于 Adams 仿真进行驾驶性系统选型方法行之有效, 对整车驾驶性的正向设计开发具有重要指导意义。

**关键词:** 汽车工程; 动力传动系; Adams 仿真; 驾驶性; 设计优化

中图分类号: U463.2

文献标识码: A

## System Selection of Drivability Based on Adams Simulation

SHEN Guohua, LIU Guoquan, LAN Jinbiao, HU Chengshuai, LI Dongxu

(Geely Automotive Research Institute (Ningbo) Co., Ltd, Ningbo 315336, China)

**Abstract:** Drivability, as a key element of the value of automotive products, is the direct manifestation of a vehicle's driving and transportation functions, reflecting the driver's operating comfort and representing the comprehensive quality of the vehicle's dynamic performance. Drivability involves numerous vehicle subsystems and has a complex constitutive mechanism. Currently, there is no effective forward development method. Taking the complaints of users in the passenger vehicle market regarding driving performance as the starting point and combining the performance evaluation dimensions of automotive engineering development, the key influential factors closely related to driving performance are screened out. A multi-body dynamics simulation model of the vehicle is constructed based on the Adams software environment. The performance trend simulation analysis and custom sample prototype vehicle tests of the key subsystems strongly associated with driving performance are conducted to verify the rationality and accuracy of the simulation model. The use of the simulation optimization toolbox Insight provides a target quantitative analysis for the selection design of the key subsystems of vehicle drivability. The real vehicle test results prove that the method of selecting the drivability system based on Adams simulation is effective and has significant guiding significance for the forward design and development of the vehicle's drivability.

**Key words:** automotive engineering; power transmission; adams simulation; drivability; design optimization

随着汽车消费市场的快速发展, 驾驶性已成为国内外主机厂性能开发的关注重点。车辆优秀的驾

驶性能够提高消费者满意度<sup>[1][2]</sup>。驾驶性描述了驾驶员与车辆之间相互作用的复杂主观感知, 是车

辆对驾驶员操作所做出的纵向（X 向）驱动力反馈，其主要评价指标为 X 向的整车加速度变化<sup>[2]</sup>。驾驶性涉及车辆子系统多，如车辆底盘结构、驱动半轴刚度、发动机或电机性能及变速箱换挡质量等<sup>[3]</sup>，且各子系统相互影响机理复杂，目前尚无有效的正向开发方法。目前主观评价仍然是评价车辆驾驶性好坏的主要方法，对实车依赖性较强。但基于实车的驾驶性评价也就意味着此时硬件系统设计选型已完成定点，驾驶性的优化只能主要依赖动力总成控制系统标定调校，在整车不同性能维度间进行平衡取舍，提升空间有限。

目前广泛使用的整车性能开发流程包括了虚拟验证和实物验证两个阶段。由于整车驾驶性构成的复杂性，驾驶性的虚拟验证目前仍处在较为初级的应用阶段，虚拟验证方法缺乏、模型仿真精度较差，大量的驾驶性开发工作仍高度依赖车辆试制阶段的实车测试和标定<sup>[2]</sup>。Castellazzi 等<sup>[2]</sup>建立了的整车驾驶性的动力学模型，分析了双质量飞轮（DMFW）、发动机悬置和轮胎对车辆驾驶性的影响。通过仿真和实车验证发现，减少 DMFW 和发动机悬置的刚度，能够减少急踩油门和急松油门（Tip in Tip out）时整车纵向加速度的振动剂量（VDV）值。Couderc 等<sup>[3]</sup>提出了一个专门用于研究齿轮啮合、间隙和离合器摩擦的非线性模型，该集中参数模型包含了整个传动系统（飞轮、离合器总成、变速箱、差速器、半轴、车轮和车辆惯性）的扭转自由度以及车辆底盘和发动机的纵向自由度。Zhang J 等<sup>[4]</sup>通过建模研究了混合动力（HEV）汽车行驶过程中 Jerk（冲击）的产生机理，设计并实现了一系列驾驶操纵试验，结果表明离合器控制的优化及发动机和电机扭矩的配合可降低车辆行驶过程中的 Jerk。Qatu 等<sup>[5]</sup>建立了一个六自由度模型分析悬置刚度对噪声、振动和粗糙度（Noise、Vibration and Harshness，简称 NVH）的影响，结果发现合理选择支承位置和刚度可以改善怠速时的 NVH 性能。Hayat 等<sup>[6]</sup>搭建了动力传动系统中影响整车驾驶性的各子系统，该模型不仅能够复现车辆的动态过程，而且可以分析整车的全局动态性能。朱兴军等<sup>[7]</sup>提出通过发动机的电控标定，优化整车驾驶性，以达到开发目标。但是，相关控制和标定无法在整车概念设计开发阶段进行测试验证。

综上所述，在车辆概念设计及系统选型阶段，建立车辆动力学仿真模型确定合适的主要传动部件

参数是非常有必要的，并且在后期可以利用仿真模型进行虚拟标定和分析实车无法测试解决的问题。但是车辆动力学模型的搭建涉及物理模型到数学模型的转换，对相关子系统的认识理解要求较高、数学建模难度较大，尤其是驾驶性仿真的动力学模型涉及子系统众多、传递路径复杂，更是费时费力。

为了适应当前汽车行业开发周期短、产品迭代快的发展趋势，本文提出了一种基于多体力学分析软件 Adams 环境搭建车辆动力学模型支持驾驶性系统选型的方法。该方法利用了 Adams 软件自带的刚体、弹性体、柔性体等多种类型元素的复杂机械系统，灵活支持各种联结、约束和模拟条件设置，使得驾驶性开发工程师不在深陷繁重的机械零部件动力学模型搭建工作，可以将精力集中到驱动力传递路径分析和性能开发上来，使得驾驶性仿真在整车虚拟开发阶段的应用具有可行性。以悬置、驱动轴的设计开发为例，通过 Adams 仿真得到不同悬置刚度、驱动轴刚度等参数下车辆纵向加速度的变化趋势，经样件定制装配实车验证发现仿真结果与实车测试数据一致性较好，具有较高的可信度，对与驾驶性关联子系统的正向设计及系统选型有重要的指导意义。

## 1 驾驶性评价维度

人类在使用道具时，若其与人类活动特性相符则会令人感到“好用”。把这放到车上来看也是一样的，当想加速时踩下油门若能够获得与自己意志相符的加速，则会觉得“好开”。操作后期望动力输出线性、响应无延迟，车辆加速无冲击（Jerk）无抖动（Vibration）。本文尝试通过这些表现量化，转换成工程开发目标，实现与用户行为特性匹配的车辆运动特性，最终造出“好开”的汽车。

对国内市场某主销车型与驾驶性相关的抱怨问题进行了分析统计，其中动力不平顺、冲击类的抱怨问题数量占比 59%，响应慢的问题数占比 24%，抱怨动力不足的问题数占比 13%，其他问题仅占 4%，如图 2 所示。可以看出，冲击、响应、动力是终端用户对整车驾驶性抱怨的几个主要痛点。其中，动力和车辆总功率和扭矩特性、以及车重密切相关；冲击和响应都属于车辆运动过程中的瞬态性能，是车辆驾驶性品质评价的重要维度<sup>[8]</sup>。

基于 ISO2631-1 中对用户驾驶工况场景的定义

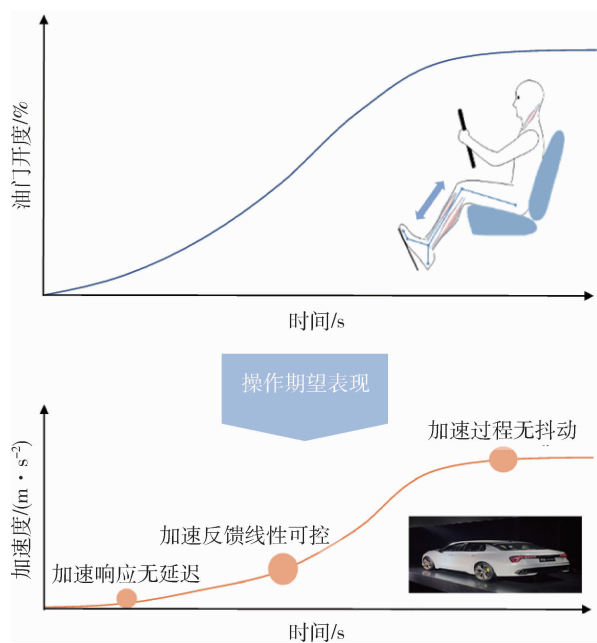


图 1 车辆“好开”的操作表现

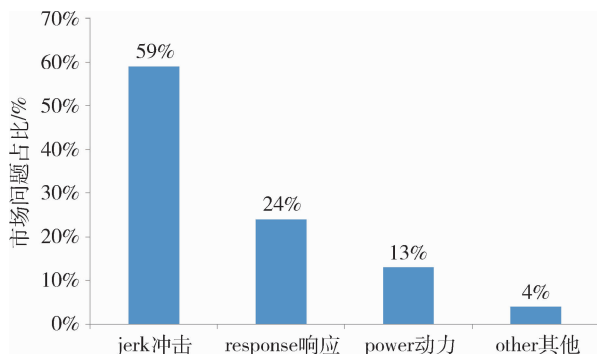


图 2 市场驾驶性相关问题分类

以及驾驶性主观评价方法，响应可分为 Drive away (起步) 响应和 Acceleration (加速) 响应<sup>[9][10]</sup>。以起步加速响应时间为例，其定义为自踩下油门起(开度大小变化 $\geq 15\%$ 、变化率 $\geq 40\%/s$ )，车辆加速度变化超过  $1\text{ m/s}^2$  的时间<sup>[10]</sup>，如图 3 所示。冲击则主要体现为车辆动力加载时，纵向加速度的快速起伏变化，如图 4 所示。根据车辆冲击振动原理，可分为传动系统冲击、发动机/电机惯性冲击和车身纵向振动。通常人体对纵向振动比对垂直振动更加敏感<sup>[11]</sup>，定义、j 分别为纵向加速度、纵向冲击度，其理论计算公式如下<sup>[12]</sup>：

$$a_x = \frac{dV_x}{dt} = \frac{F_t - F_i - F_f - F_w}{\delta m}, \quad (1)$$

$$j = \frac{da_x}{dt} = \frac{d^2V_x}{dt^2}, \quad (2)$$

式中， $V_x$ 、 $F_t$ 、 $F_i$ 、 $F_f$ 、 $F_w$  分别是车速(km/h)、驱动力

(N)、风阻(N)、轮胎阻力(N)和道路坡度阻力(N)和道路坡度阻力(N)； $\delta$  为旋转质量换算系数； $m$  为整备质量(kg)。

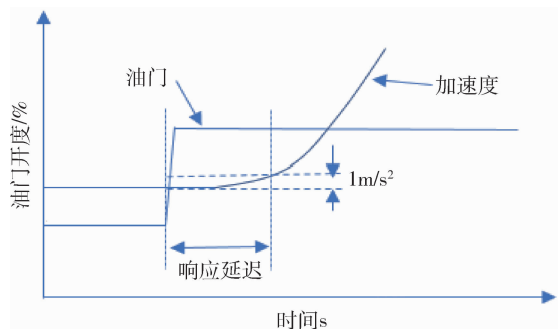


图 3 加速响应延迟

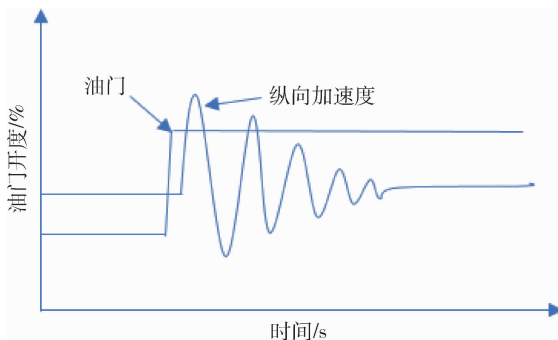


图 4 加速冲击

综上所述，驾驶性主要评价车辆纵向加速度变化对乘员的主观感受影响。市场用户对驾驶性抱怨的主要槽点集在加速响应延迟和加速冲击。

## 2 车辆动力传递路径分析

驾驶性和车辆动力总成的性能参数及标定调校密切相关<sup>[13]</sup>。驾驶员的对车辆的驱动力需求通过操作油门踏板进行输入，其间车辆电子控制单元会对油门踏板输入进行一系列的信号转换和逻辑换算，最终得到动力系统的驱动力输出，产生用户能感知到的车辆加速度 G 值(如图 5 所示)。

工程实践表明，同样的动力总成系统装到不同车上驾驶感受有时却会大相径庭，一般都需要重新进行驾驶性的适应性标定。整车悬架、传动半轴、齿隙、悬架、轮胎的差异都会使用户体验到的驾驶感受不同<sup>[2][14]</sup>。AVL List GmbH 公司的 Josef、Peter 等人基于 VSM 软件对驾驶性进行实时仿真的实践证实了传动系、悬架、底盘和悬架特性对车辆驾驶性起着决定性的作用<sup>[15]</sup>。这是因为各子系统之间的安装间隙、弹性阻尼的综合叠加会导致整车在扭

矩变化时产生诸如冲击、抖动、迟滞等现象，影响驾驶员对车辆动力反馈的评价<sup>[3]</sup>。因此，用于驾驶性仿真的车辆动力学模型搭建必须将悬置、传动半轴、齿隙、悬架、轮胎等因素综合考虑进去，才能较为准确地反映出车辆传动系在驱动扭矩变化时

车上乘员感知到的整车纵向 G 值变化。如果将用户需求的 G 值作为开发输入，代入搭建的车辆动力学模型，将可以分解得到对车辆传动系各子系统的技术开发要求，如图 6 所示。

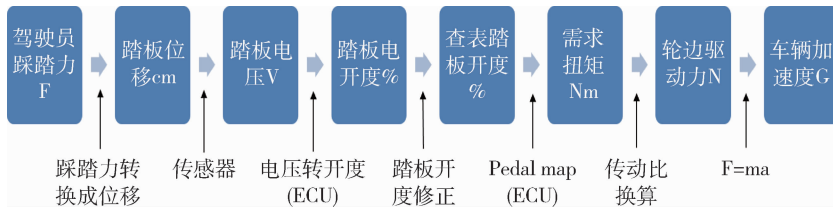


图 5 从加速踏板到车辆加速度

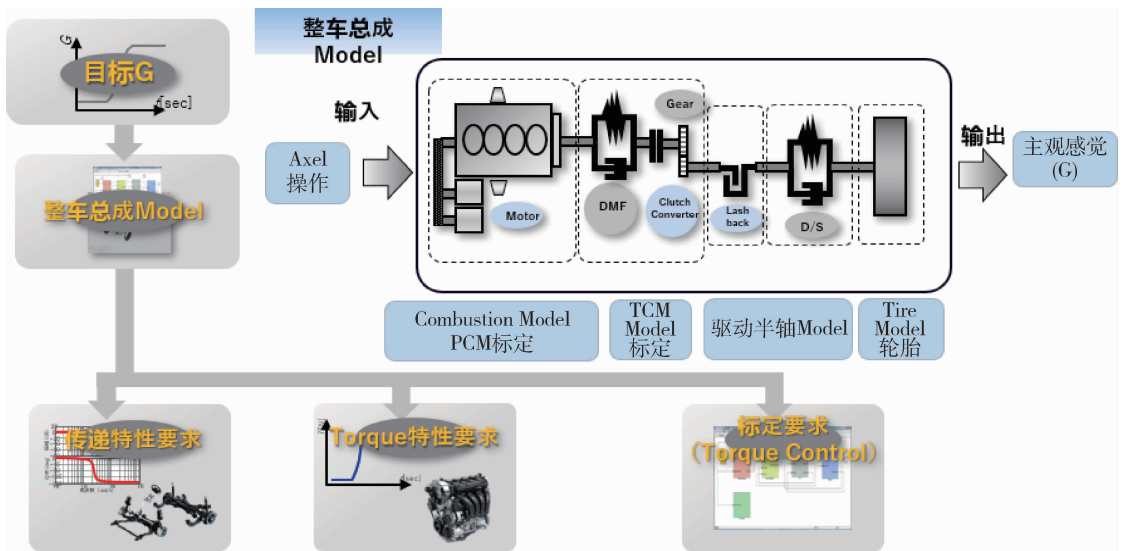


图 6 车辆动力需求传递路径

### 3 驾驶性 Adams 建模及模型校验

考虑车型代表性及模型覆盖度，本文选取了一款插电混动（PHEV）车型进行驾驶性建模仿真及实车测试验证，车型具体参数如下：

整车参数	轴距/mm	2 820
	轮距/mm	1 602/1 598
	整备质量/Kg	2 017
	轮胎型号	235/50R19
	驱动形式	前置前驱
	动总配置	DHE15 发动机 + 3DHT (P1 + P2 混动变速箱)
	发动机最大功率/扭矩	108 kw/225 Nm
	P2 电机最大功率/扭矩	107 kw/338 Nm

模型需精确反映各子系统的扭转、阻尼特性，以及激振力的传递、振荡和收敛情况，因此进行多体力学仿真分析更能真实逼近物理系统集成后整车的驾驶性表现<sup>[16][17]</sup>。采用美国 MSC 公司的机械系统动态仿真分析软件 Adams 来进行模型搭建，模型示意如下图 7 所示：

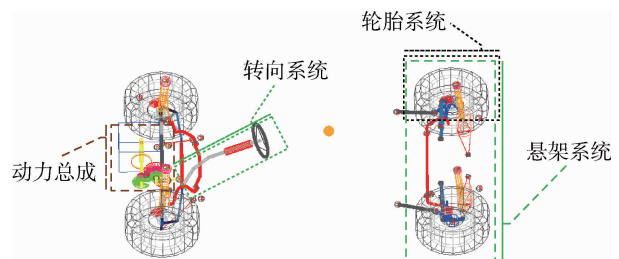


图 7 驾驶性 Adams 仿真模型

进行工程应用前，需对搭建的 Adams 仿真模型进行合理性和准确性验证。基于章节 2 分析所述

的驾驶性影响因素，选取其中部分关联性较强的子系统进行影响趋势仿真分析，具体结果如下。

### 3.1 扭矩特性影响趋势分析

设定车辆电机扭矩为脉冲式输出，扭矩先从 0 增至 150 Nm，再降至 75 Nm；变速箱固定挡位为 3 档。模型仿真输出结果如下：

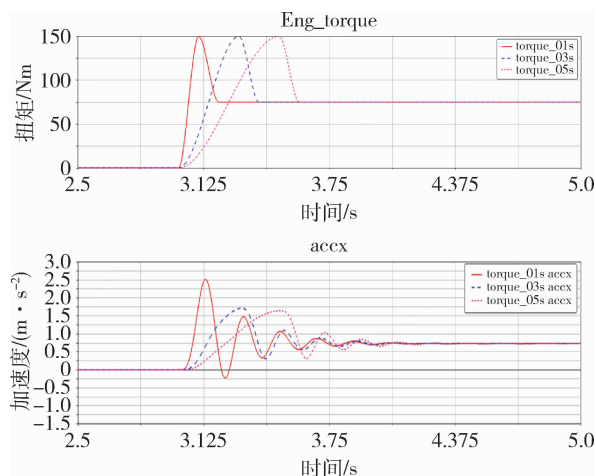


图 8 扭矩特性仿真分析

仿真结果显示：扭矩变化梯度越大，加速度响应越快，冲击振动收敛也越差，与实车测试趋势一致。

### 3.2 飞轮惯量影响趋势分析

扭矩注入采用实车测试扭矩数据，包含急踩急松油门工况；分别设置三种不同转动惯性的飞轮，飞轮惯性可通过改变轮片厚度或直接修改惯量参数来实现；变速箱固定挡位为 3 档。模型仿真输出结果如下：

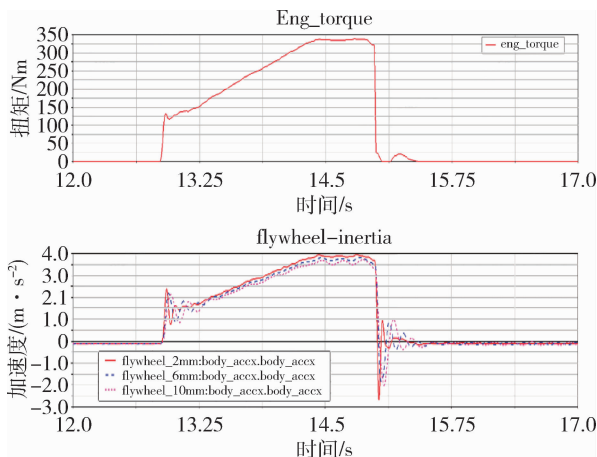


图 9 飞轮惯性影响分析

仿真结果显示：飞轮惯性越小，加速度响应越快，反之则越慢，与理论分析趋势一致。

### 3.3 驱动轴刚度影响趋势分析

扭矩注入采用实车测试扭矩数据，包含急踩急松油门加速工况；设置三种不同驱动轴扭转刚度，分别为 75 Nm/deg、100 Nm/deg、135 Nm/deg；变速箱固定挡位为 3 档。模型仿真输出结果如下：

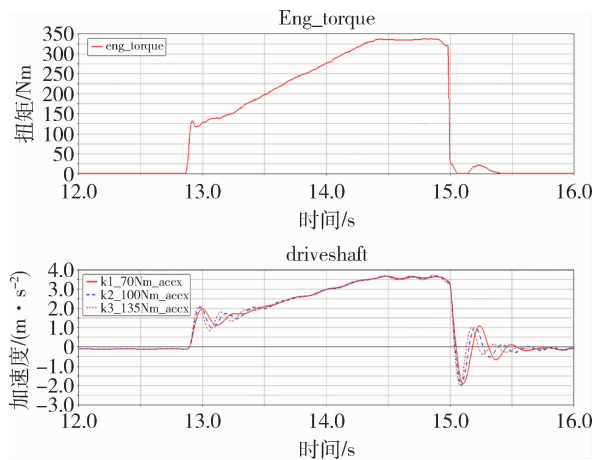


图 10 驱动轴刚度影响分析

仿真结果显示：驱动轴刚度越大，加速响应越快，反之加速响应延迟越大，振动收敛变化不明显，和理论分析趋势基本一致。

### 3.4 悬置刚度影响趋势分析

扭矩注入采用实车测试扭矩数据，包含急踩和急松油门加速工况。选取 6 种不同悬置衬套刚度，分别设置为：base × 0.5、base、base × 1.5、base × 3、base × 5、base × 10（如下表 1 所示）。

表 1 悬置衬套刚度仿真设定

衬套刚度/ (N · mm <sup>-1</sup> )	Base × 0.5	Base	Base × 1.5	Base × 3	Base × 5	Base × 10
加速度峰值 (首次冲击)/ (m · s <sup>-2</sup> )	3.303 6	3.227 7	3.169 4	3.021 5	2.895 7	2.903 1

模型仿真输出结果如下所示：

仿真结果显示：①随悬置衬套刚度增大，加速度冲击峰值先明显减小，然后变化趋于平缓；②首次冲击加速度峰值最大差异 ≥ 0.04 g，敏感用户可感知。仿真结果和实车测试趋势基本一致。

### 3.5 传动系齿隙影响趋势分析

扭矩注入采用实车测试扭矩数据，包含小油门和急踩油门工况；仿真参数设置两种不同的齿隙 (Backlash)，分别为 0 deg、6 deg，变速箱挡位设

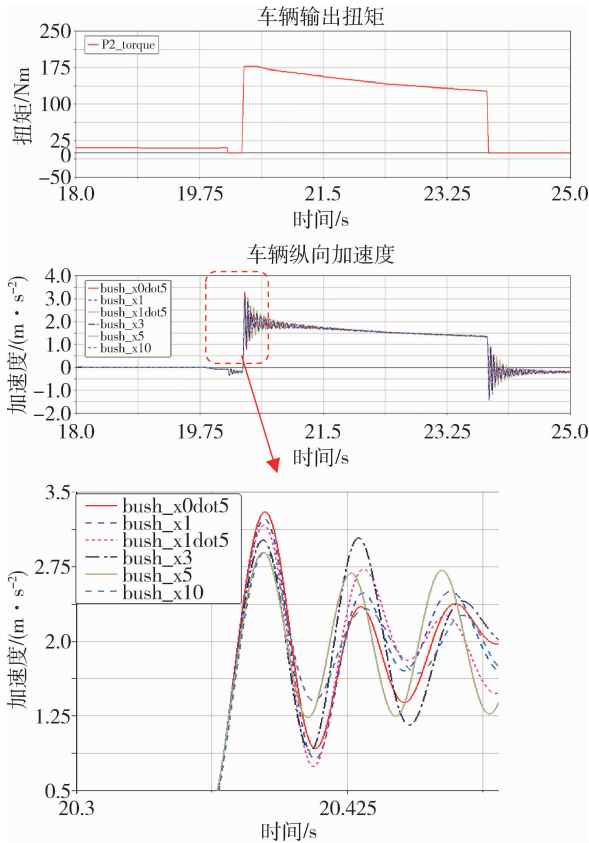


图 11 悬置刚度影响分析

置 3 档. 模型仿真输出结果如下:

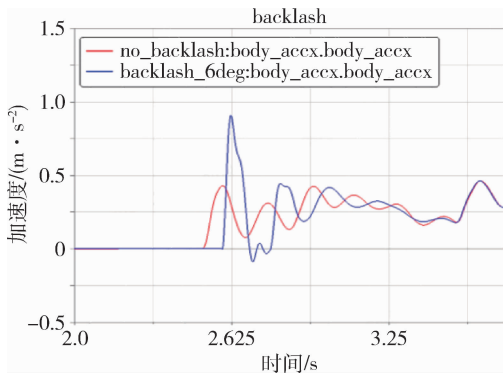


图 12 小油门齿隙影响分析

仿真结果显示: ①小油门加速, 0 齿隙时响应快、冲击幅值较小, 振荡收敛速度二者差异不大; ②急踩油门加速, 二者响应差异不大, 0 齿隙对应的冲击幅值略大, 振荡收敛速度无差异. 仿真结果和实车测试趋势基本一致.

综上所述, 该 Adams 仿真模型在不同输入条件下的仿真输出和实车测试或理论分析结果趋势基本一致, 仿真输出结果合理, 仿真模型具有工程应用意义.

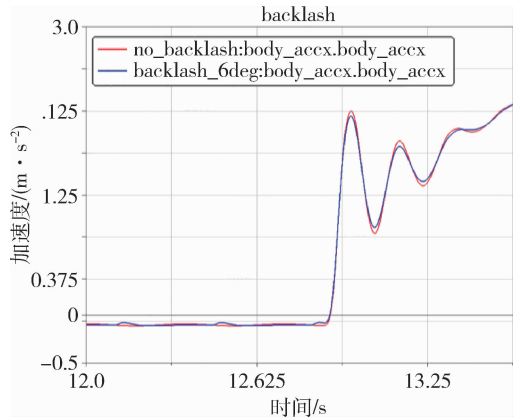


图 13 急踩油门齿隙影响分析

### 4 基于 Adams 仿真的系统选型优化设计

仿真模型的本质是物理系统的公式化、数字化, 模型验证有效后即可考虑将其关联优化工具箱或 API 等进行数学设计寻优. 选取驱动半轴作为零部件子系统优化对象, 设定仿真优化目标、设计变量和约束条件, 输出最佳性能设计参数, 进行样件定制后再基于实车进行性能测试验证优化效果. 以驾驶性评价常用的 TIP IN (快踩油门) 工况纵向加速度冲击幅值为目标, 运用 Adams/insight 模块对驱动半轴刚度进行优化分析<sup>[18][19]</sup>. 仿真参数定义如下:

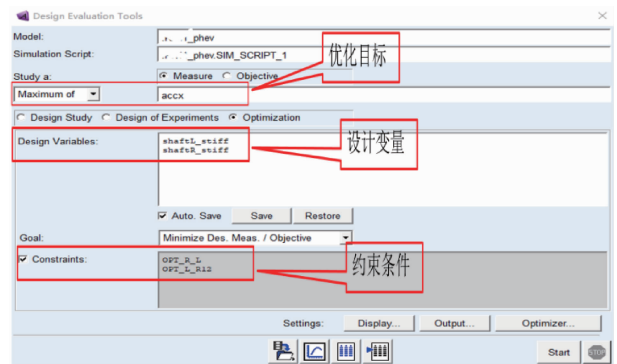


图 14 Adams/insight 仿真参数定义

经过 Adams/insight 模块四次迭代计算后, 加速度冲击幅值不再减小, 可以认为已达到方案的优化极限, 如下图 15 所示.

此时加速度冲击幅值最小值为  $3.1112 \text{ m/s}^2$ , 对应的左、右驱动半轴刚度分别为:  $120 \text{ Nm/deg}$  和  $119.95 \text{ Nm/deg}$ , 如下表 2 所示.

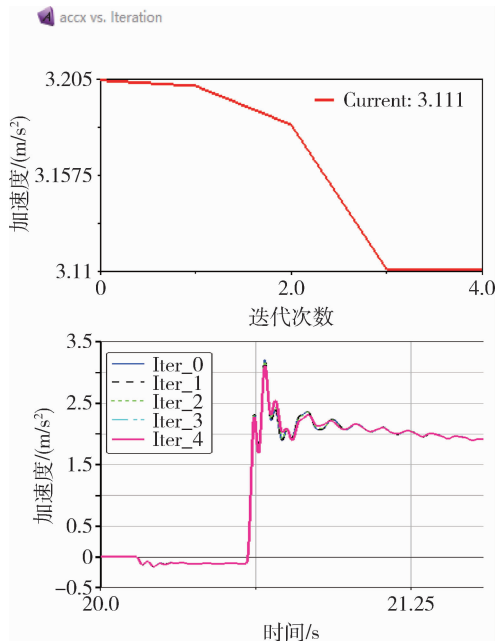


图 15 TIP IN 冲击加速度 vs 迭代次数

根据驱动半轴供应商库存的半轴胚料，在原车半轴方案基础上改制了两套极限方案件，其中方案一刚度参数更加接近仿真优化输出结果。具体参数如下表 3 所示。

表 2 Adams/insight 仿真优化输出结果

	刚度区间	优化前	优化后
设计变量	左半轴刚度/ (Nm/deg)	[120, 240]	171
	右半轴刚度/ (Nm/deg)	[100, 200]	157
优化目标	加速度峰值/ ( $m \cdot s^{-2}$ )	/	3.204 2
			3.111 2

表 3 驱动半轴刚度参数对比

	左半轴 (Nm/°)	右半轴 (Nm/°)	左右轴刚 度差异比
原车方案	171.1	155.3	17.2%
方案一 (刚度减小/original_ reduce)	157.7	133.5	15.4%
方案二 (刚度增加/original_ add)	198.6	164	9.2%

采用与上述仿真相同的 TIP IN 工况作为实车测试扭矩输入，利用开发 ECU 控制器 (ETK)、INCA 软件以及 ES582 适配器，分别在车速 20 km/h、30 km/h 测试改制车辆装配不同刚度半轴后的纵向加速度变化。测试数据对比如下图 15 所示。

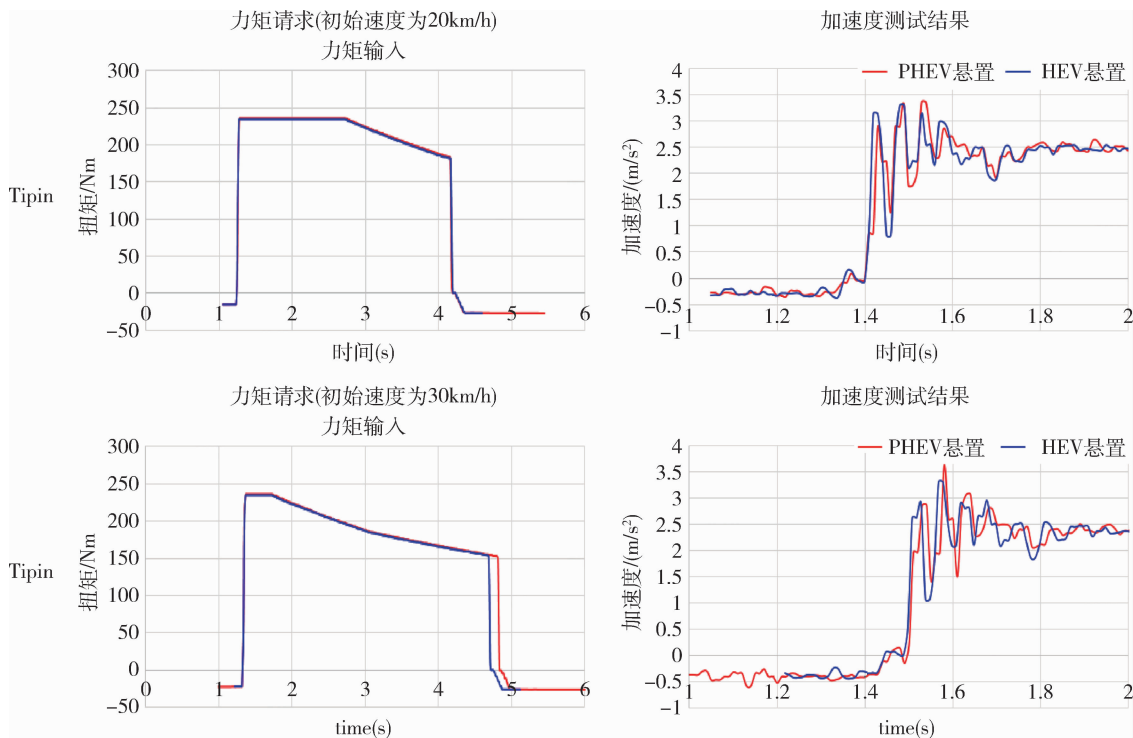


图 16 半轴刚度优化方案实车验证结果

结果显示：采用方案一在左、右半轴刚度均基于原车方案减小后，不同车速下 TIP IN 工况下的

加速度最大幅值均存在一定程度的衰减，驾驶性主观评价可由 6.5 分 (勉强接受) 提升到 7.0 分 (基本

满意), 和 Adams/insight 仿真优化输出结果趋势基本一致.

## 5 结 论

驾驶性是整车各子系统性能带宽和整车集成水平的综合体现, 直接影响用户的驾乘舒适性和品牌的认可度. 通过 Adams 建模仿真来进行驾驶性系统选型, 可以极大减少驾驶性开发对实车验证的依赖性; 在车型概念设计阶段就可以进行驾驶性开发的技术路径可行性分析及目标虚拟验证仿真, 能有效缩减整车开发周期和实车阶段测试成本. 更进一步地, 驾驶性 Adams 仿真模型联合仿真软件自带的优化工具箱或通过 API 接口调用外部优化工具箱 (Solver 求解器), 可支持对驾驶性相关联的子系统进行设计参数优化分析. 从而对车辆设计开发阶段驾驶性子系统的方案选型进行客观量化的分析评估, 实现车辆驾驶性从“目标 G 值”到“实车 G 值”的 V 模型正向迭代开发, 在车辆动态性能工程开发过程中具有较强的指导意义和实用价值. 但是, 也要看到整车驾驶性主观性很强, 用户评价维度较多, 当前模型的仿真精度有限、约束条件较多, 且多目标优化算法有待改进, 完全满足工程开发应用需求还需要对模型和算法进行不断的迭代和优化.

### 参考文献:

[1] SHIN W C, KIM H, KIM K M, et al. Development of an evaluation method for quantitative driveability in heavy-duty vehicles [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014, 28(5): 1615-1621.

[2] CASTELLAZZI L, TONOLI A, AMATI N, et al. A study on the role of powertrain system dynamics on vehicle driveability [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2017, 55(7): 1012-1028.

[3] Couderc P, Callenaere J, Der Hagopian J, et al. Vehicle driveline dynamic behaviour: experimentation and simulation [J]. *Sound Vibration*. 1998, 218 (sv981808): 133 - 157.

[4] ZHANG J, LU X, WANG L, et al. A Study on the Drivability of Hybrid Electric Vehicle [C] //2008 SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Congress, Shanghai, 2008: 1572.

[5] QATU M, SIRAFI M, JOHNS F. Robustness of

powertrain mount system for noise, vibration and harshness at idle [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2002, 216(10): 805-810.

[6] HAYAT O, LEBRUN M, DOMINGUES E. Powertrain Driveability Evaluation: Analysis and Simplification of Dynamic Models [C] //SAE 2003 World Congress & Exhibition, Michigan. 2003: 1328.

[7] 朱兴军, 王振宇, 张小田, 等. 基于柴油机整车驾驶性能标定优化研究 [J]. *重型汽车*, 2023(05): 1-2.

[8] 黄伟, 刘海江, 李敏, 等. 车辆起步工况驾驶性品质评价方法研究 [J]. *汽车工程*, 2018, 40(11): 1324-1329.

[9] 周维, 过学迅, 裴晓飞, 等. 动力总成驾驶性客观评价的工况优选方法与试验验证 [J]. *汽车工程*, 2021, 43(03): 358-363.

[10] AVL-Drive Function Description(DHT) [M]. 4.3 版. Graz: AVL List GmbH, 2020.

[11] 张宸维, 林方圆. 电动汽车驾驶性主观评价研究 [J]. *汽车实用技术*, 2019(18): 8-11.

[12] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 1-29.

[13] 项本学. 车辆驾驶性与发动机标定关系研究 [J]. *公路与汽运*, 2018(01): 6-12.

[14] ZHANG Z, ZOU L, QING H. Analysis of Factors Affecting Vibration During Wet Clutch Engagement [J]. *IEEE Access*, 2021, 9: 34298-34306.

[15] ZEHETNER J, SCHÖGGL P, DANK M, et al. Simulation of Drivability in Real-time [C] //2009 SAE Technical Paper, SAE World Congress & Exhibition, 2009; <https://doi.org/10.4271/2009-01-1372>.

[16] 李仲兴, 喻广强, 江洪, 等. 基于 ADAMS 的空气悬架客车平顺性仿真与试验 [J]. *公路交通科技*, 2010, 27(02): 124-128.

[17] 时晓杰, 何杰. 基于 ADAMS/Car 的车辆侧翻风险因素研究 [J]. *公路交通科技*, 2014, 31(10): 130-133.

[18] 王秋花. 基于 Isight 与 Adams 的驾驶室悬置性能参数优化研究 [D]. 桂林: 桂林电子科技大学, 2020.

[19] 李静. 基于 ADAMS/VIEW 与 ISIGHT 动力总成悬置系统仿真与优化 [J]. *农业装备与车辆工程*, 2014, 52(07): 45-49.

文章编号: 1009-4687(2025)01-0009-08

# 基于动态工况环境分类的车辆稳定性 状态信息在线预测研究

高泽鹏<sup>1</sup>, 冯剑波<sup>2</sup>, 李易庭<sup>1</sup>, 李梦梦<sup>1</sup>, 金森<sup>1</sup>, 郑怀宇<sup>1</sup>,  
秦博男<sup>1</sup>, 张涛<sup>1</sup>, 崔华盛<sup>1</sup>

(1. 中国北方车辆研究所推进系统技术部, 北京 100072, 中国; 2 北京建筑大学, 北京 100044, 中国)

**摘要:** 本文提出了一种基于动态工况分类的车辆稳定性状态信息在线预测研究方法, 该方法以车辆稳定性相关的状态量为输入, 在此基础上结合动态工况分类, 以实现多变工况下的车辆状态精准预测。车辆状态随不同工况变化而产生动态波动, 波动过程是否需要干预需要相关参数作为指标进行识别, 此时精确的状态信息可以为车辆主动控制提供可靠的参考依据。因此, 本文搭建了能够反映实车特性的系统动力学模型, 并针对不同工况进行不同工况下的状态信息有效分类, 从而提取得到异类工况特点和系统实时稳定性特征。基于对应工况的特征数据集输入, 可以进一步利用极限学习机开展分类信息有效指征下的状态信息预测与系统稳定性分析, 从而为不同工况下的系统稳定性判定与主动安全干预措施提供有效的参考。

**关键词:** 车辆动力学模型; 参数实时输入; 动态工况分类; 系统状态信息预测; 车辆稳定性分析  
**中图分类号:** U462.3+3 **文献标识码:** A

## Research on Online Prediction of Vehicle Stability State Information Based on Dynamic Operating Environment Classification

GAO Zepeng<sup>1</sup>, FENG Jianbo<sup>2</sup>, LI Yiting<sup>1</sup>, LI Mengmeng<sup>1</sup>, JIN Miao<sup>1</sup>,  
ZHENG Huaiyu<sup>1</sup>, QIN Bonan<sup>1</sup>, ZHANG Tao<sup>1</sup>, CUI Huasheng<sup>1</sup>

(1. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China;  
2. Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China)

**Abstract:** This article proposes a research method for online prediction of vehicle stability state information based on dynamic condition classification. The method takes state variables related to vehicle stability as inputs, and combines dynamic condition classification on this basis to realize accurate prediction of vehicle states under variable working conditions. The vehicle state undergoes dynamic fluctuations with different working conditions. Whether intervention is needed during the fluctuation process requires relevant parameters as indicators for identification. At this time, accurate state information can provide reliable reference basis for active vehicle control. Therefore, this article constructs a system dynamics model that can reflect the characteristics of the actual vehicle, and effectively classifies the state information under different working conditions, in order to extract the characteristics of different working conditions and real-time stability characteristics of the system. Based on the input of the characteristic dataset corresponding to the operating conditions, extreme learning machines can be further adopted to predict state information and analyze system stability under effective classification information indications, thereby providing effective references for system stability judgment

收稿日期: 2024-06-25

作者简介: 高泽鹏 (1994-), 男, 副研究员, 研究方向为底盘动力学控制、智能算法应用等。

通讯作者: 张涛 (1988-), 男, 副研究员, 研究方向为混合动力系统控制、智能算法应用技术等。

基金项目: 国家自然科学基金 (52302488), 青年科学基金项目 (52302508)。

and active safety intervention measures under different operating conditions.

**Key words:** Vehicle dynamics model; Real-time input of parameters; Dynamic working condition classification; System state information prediction; Vehicle stability analysis

随着车辆集成化技术与人工智能技术的不断进步与发展, 车辆的性能需求已经从单一优越性能的机动载体转化为多性能要求、集成方案设计与智能终端融合的多功能移动平台<sup>[1]</sup>. 在数据化与智能化的交互作用下, 功能与性能正在进行有机融合, 车辆已经成为传感数据的输入端、核心数据的处理端与干预控制指令的输出端<sup>[2]</sup>. 其正摆脱局限于单一工况的使用局限, 而向多场景的适应性要求发生转变<sup>[3]</sup>.

在这个过程中, 大数据信息成为车辆对于信息获取与判定的基础. 如何根据系统输入数据进行量化判定, 以及根据相应的风险采取相应的措施, 成为车辆智能发展的必要条件<sup>[4]</sup>. 如果只能够利用现有数据进行操纵, 那么对应的指令和干预措施则存在一定的滞后性<sup>[5]</sup>. 如果能够利用不用工况下信息的差异性进行数据的预测, 那么这对于车辆的实时决策和主动干预将具有非常重要的指导意义<sup>[6]</sup>.

基于此, 本文搭建了结合动态工况变化的车辆状态实时预测架构, 根据侧翻动态参数对车辆运行工况进行自适应动态分类, 选择特征工况下的车辆稳定性状态参数作为系统输入, 以实现特征工况下的数据在线动态预测. 在该过程中, 为避免极限学习算法的缺陷对信息预测的影响, 因此进一步通过车身侧倾角与侧倾角速度相图来对工况进行自适应分类, 以实现特定工况下的数据匹配与动态特征响应, 从而完成状态信息的有效匹配与在线预测.

## 1 车辆动力学建模

本文所研究的车辆横向和纵向动力学模型如下图1, 根据车辆行驶过程中的动力学和运动特性, 假设车辆前后轮同时存在转向角, 且同轴两侧车轮的转向角近似相等, 由此建立系统动力学方程如下所示为:

$$m_s a_x = (f_{xfl} + f_{xfr}) \cos \delta_f - (f_{yfl} + f_{yfr}) \sin \delta_f + (f_{xrl} + f_{xrr}) \cos \delta_r + (f_{yrl} + f_{yrr}) \sin \delta_r - \frac{1}{2} \rho C_D A (u + V_w)^2, \quad (1)$$

$$m_s a_y = (f_{xfl} + f_{xfr}) \sin \delta_f + (f_{yfl} + f_{yfr}) \cos \delta_f - (f_{xrl} + f_{xrr}) \sin \delta_r + (f_{yrl} + f_{yrr}) \cos \delta_r, \quad (2)$$

$$I_{zz} \dot{\omega}_y = L_A \sin \delta_f [F_{xfl} + F_{xfr}] + L_A \cos \delta_f [F_{yfl} + F_{yfr}] + \frac{t_w}{2} \cos \delta_f [F_{xfr} - F_{xfl}] + \frac{t_w}{2} \sin \delta_f [F_{yfl} - F_{yfr}] - L_B \cos \delta_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + L_B \sin \delta_r (F_{xrr} + F_{xrl}) + \frac{t_w}{2} \sin \delta_r (F_{yrr} - F_{yrl}) + \frac{t_w}{2} \cos \delta_r (F_{xrr} - F_{xrl}) \quad (3)$$

式中,  $m_s$  是整车整备质量,  $F_{xi}$  和  $F_{yi}$  分别是轮胎纵向力和横向力,  $a$  和  $b$  分别为车辆质心 (Centroid of Gravity, COG) 到前后轴的距离,  $t_w$  是车辆左右车轮之间的轮距,  $\delta_f$  和  $\delta_r$  分别为车辆前轮和后轮的车轮转角,  $I_{zz}$  为车辆绕  $Z$  轴的转动惯量,  $\omega_y$  为车辆横摆角速度,  $\rho$  为空气密度,  $C_D$  为空气阻力系数,  $V_w$  为风速,  $A$  为车辆纵向行驶过程中的等效投影面积. 其中,  $i = fl, fr, rl, rr$ .

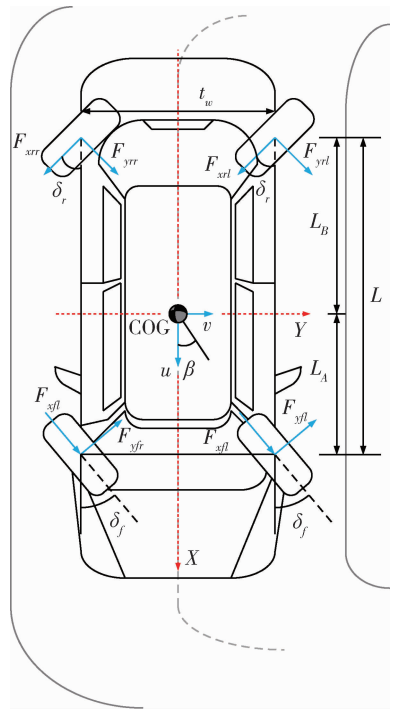


图1 车辆横纵向动力学模型

而动态运行过程中, 车辆质心侧偏角  $\beta$  的计算方式具体为:

$$\beta = \arctan\left(\frac{v}{u}\right), \quad (4)$$

式中,  $u$  和  $v$  分别为车辆纵向和横向速度.

在考虑横纵向动力学模型的基础上，进一步引入随机道路激励来研究其对车辆垂向运动所造成的扰动作用，以及此时四个悬架垂向动载荷变化对车身动态变化所产生的影响，具体模型如下图 2 所示。

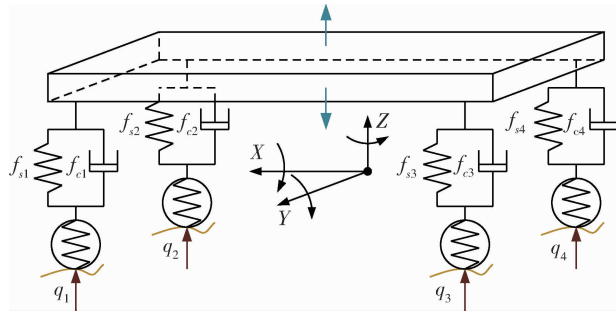


图 2 车辆垂向动力学模型

在此基础上，根据车身动态运动特性，首先可以得到车身质心处的侧倾角加速度计算方程如下所示为：

$$\ddot{\varphi} = \frac{m_s a_y H_R - C_{r\varphi} \dot{\varphi} - K_{r\varphi} \varphi}{I_{roll}} + \frac{[m_s g H_R + \omega_y^2 (I_{yy} - I_{zz})] \varphi}{I_{roll}}, \quad (5)$$

式中， $a_y$  为质心处的侧向加速度， $H_R$  为侧倾中心的高度， $K_{r\varphi}$  和  $C_{r\varphi}$  分别为车身侧倾运动中的侧倾刚度系数和侧倾阻尼系数， $\varphi$  是车身侧倾角， $g$  为重力加速度。

而车辆围绕侧倾轴转动的转动惯量  $I_{roll}$  可按如下方程进行计算：

$$I_{roll} = I_{xx} + m_s t_w^2 \tan^2 \varphi + \frac{m_w (t_w^2 \sin^2 \varphi + 4H_R^2)}{4} + m_s t_w \tan \varphi \sqrt{t_w^2 \sin^2 \varphi + 4H_R^2}, \quad (6)$$

式中， $I_{xx}$  为车辆绕  $X$  轴的转动惯量。

此外，车辆稳定性也同时需要考虑车辆横向载荷转移率 (Lateral-load Transfer Rate, LTR) 的大小。车辆稳定行驶的前提是 LTR 的绝对值需要小于 1，其具体的计算方式如下所示为：

$$LTR = \frac{F_{zfl} - F_{zfr} + F_{zrl} - F_{zrr}}{F_{zfl} + F_{zfr} + F_{zrl} + F_{zrr}}, \quad (7)$$

式中， $F_{zfl}$ 、 $F_{zfr}$ 、 $F_{zrl}$  和  $F_{zrr}$  分别为车辆各个车轮处的垂向动载荷。

## 2 工况动态分类研究

针对不同系统参数状态，需要进行工况动态分类研究。由于工况的差异，因此需要根据实际的系统动态差异化分类数据。传统的  $K$ -Means 算法由于聚类中心数固定之后，对应的数据聚类结果也随之固定，因此无法满足实际使用要求。

鉴于上述问题，对传统的  $K$ -Means 算法进行拓展，为实现工况的自适应动态分类，在本文的研究中使用迭代自组织数据分析 (Iterative Self-organizing Data Analysis, ISODATA) 算法进行不同工况条件下的数据集分类与聚类研究。ISODATA 算法在  $K$ -Means 算法的基础上，增加了分类和合并操作，通过数据的分散情况来动态增加和减少聚类中心数<sup>[7]</sup>。

假设数据集  $X$  中的元素为  $x_i$  ( $i = 1, 2, \dots, D$ )，设置每类数据的最小样本数为  $L_{min}$ ，不同聚类中心的最小允许距离为  $S_{min}$ ，而不同类样本点的最大允许方差值为  $D_{l_{max}}$ ，该算法对应的实施流程下表 1 所示。

表 1 ISODATA 算法实施流程

步骤	算法流程
Step 1	根据数据集确定初始聚类中心数 $K_0$ ，对应的聚类中心 $Ce = \{Ce_1, Ce_2, \dots, Ce_{K_0}\}$ ；
Step 2	根据数据集 $X$ 中的每个样本点 $x_i$ ，计算其到各个中心点的距离，并将其分配到最小距离所对应的类中；
Step 3.1	判断不同类中的样本数是否小于 $L_{min}$ ；
Step 3	Step 3.2 如果样本数小于 $L_{min}$ ，那么该类需要被舍弃，该类中的样本点需要被合并到其余样本点最小的类中，此时的聚类中心数 $K = K_0 - 1$ ；
Step 3.3	如果样本数大于 $L_{min}$ ，那么该类继续保留，此时的聚类中心数 $K = K_0$ ；
Step 4	重新计算各个类别中样本点的质心，则相应为： $Ce_i = \frac{1}{ Ce_i } \sum_{x \in Ce_i} x$ ；

步骤	算法流程
Step 5.1	系统判断: 如果 $K \leq \frac{K_0}{2}$ , 此时类别数不满足要求, 进行分裂操作以增加类别数;
Step 5.2	计算不同类中所有样本点在不同维度下的方差值, 并选出不同类方差中的最大值 $D_{\max}$ ;
Step 5	Step 5.3 如果 $D_{\max} > D_{l_{\max}}$ 且 $D_{\max}$ 对应类中的样本点数 $L_i \geq 2L_{\min}$ , 那么此时可以进行该样本集的分裂操作;
Step 5.4	样本集进行分裂操作, 此时有 $K = K + 1$ ;
Step 5.5	如果不满足 Step 5.3 中的条件, 那么则不进行任何操作, 退出分裂操作;
Step 6.1	系统判断: 如果 $K \geq \frac{K_0}{2}$ , 此时类别数不满足要求, 进行合并操作以减少类别数;
Step 6	Step 6.2 计算所有类中心之间的距离 $S(i, j)$ , 其中如果 $i = j$ , 那么 $S(i, j) = 0$ ;
Step 6.3	如果 $S(i, j) < S_{\min}$ ( $i \neq j$ ), 那么 $i$ 和 $j$ 对应的类需要合并在一起, 新类的聚类中心位置为: $S_{\text{new}} = \frac{\text{num}_i S_i + \text{num}_j S_j}{\text{num}_i + \text{num}_j}$
Step 7	判断是否达到最大迭代次数, 是则终止, 否则回到 Step 2 继续迭代.

在工况的动态分类过程中, 主要以车身侧倾角及其角速度构成的二维相图作为目标分类数据集, 以分类后不同子集对应的车辆状态数据集合作为预测网络的输入, 从而完成分类后进一步的信息预测与稳定性分析.

### 3 极限学习机原理

在人工智能网络中, 极限学习机 (Extreme Learning Machine, ELM) 为非迭代式的单隐含层神经网络, 其属于前馈类的神经网络方法, 包含输入层、隐含层与输出层等多层结构[8]. 在不同隐含层的各个节点位置上, 可以对应有不同的映射函数, 这些参数在初始化之后, 一旦确定就不再更改. ELM 在学习过程中, 通过各个节点参数的随机配置、隐含层的系统输出与输出权重值的计算, 来完成网络的运行与实时预测计算. ELM 对应的网络架构如下图所示.

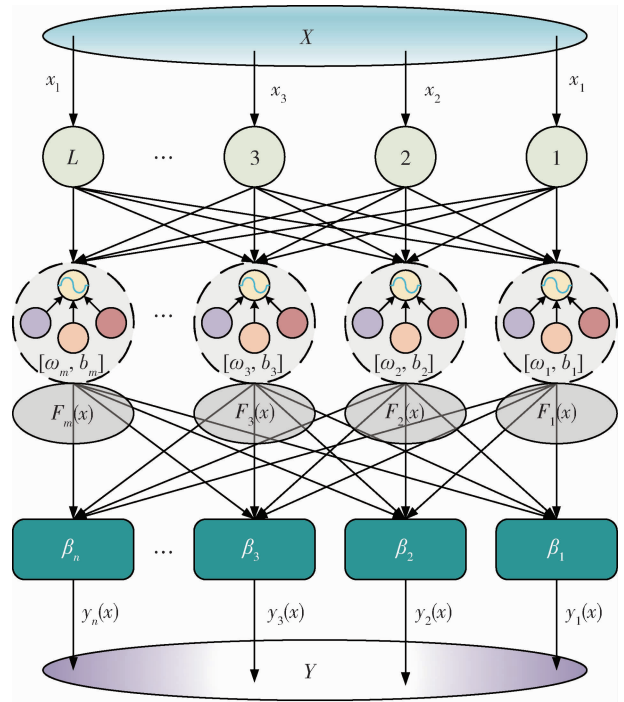


图3 ELM 系统架构

针对现有网络, 可知其对应的输入和输出向量分别为  $X$  和  $Y$ ,  $\omega$  和  $b$  分别为隐含层神经元对应的连接权值和阈值向量,  $\beta$  为隐含层神经元和输出层之间的连接权值向量,  $F(x)$  为隐含层神经元对应的激活函数. 由此可以得到网络输出  $Y$  如下所示为:

$$Y^T = T\beta, \quad (8)$$

式中,  $T$  为网络隐含层的输出矩阵.

假设给定  $I$  个不同的输入不同的样本  $(x_i, o_i)$ , 其中  $x_i = [x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{ir}]^T \in \mathbf{R}^r$ ,  $o_i = [t_{i1}, t_{i2}, \dots, t_{is}]^T \in \mathbf{R}^s$ . 当隐含层神经元个数与输入样本个数相同时, 对于任意的  $\omega$  和  $b$ , 则有:

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^I t_k - y_k = 0 \\ y_k = [y_{1k}, y_{2k}, \dots, y_{sk}]^T, \quad k = 1, 2, \dots, I \end{cases} \quad (9)$$

在实际算法应用和计算过程中, 隐含层神经元个数与输入样本的个数并不相同, 此时为了减少计算量, 定义可允许的误差值  $\lambda > 0$ , 此时网络的训练误差可以无限逼近误差值  $\lambda$ , 则有如下计算公式:

$$\sum_{k=1}^I \|t_k - y_k\| < \lambda. \quad (10)$$

当隐含层激活函数  $F(x)$  无限可微时，连接权值矩阵  $\beta$  可通过以下方式求解得到：

$$\min_{\beta} \| T\beta - Y^T \| . \quad (11)$$

对上述公式求解可以得到：

$$\beta^* = T^+ Y^T , \quad (12)$$

式中， $T^+$  为隐含层输出矩阵  $T$  对应的 Moore-Penrose 广义逆矩阵。

虽然 ELM 存在网络架构简单、泛化能力强和学习速度快等优点，但不可忽视的是，由于节点参数初始化的时候随机配置，因此也同时存在着网络训练速度慢、结果随机性较大、收敛速度不稳定和易于陷入局部最小而无法达到全局最优等缺点。因此，在使用极限学习机进行状态预测时，需要根据其随机设置的权值和阈值参数，进行相应的修正和优化<sup>[9]</sup>，以此来对算法本身进行优化与修正。

针对本文研究内容，由于不同工况下的车辆稳定性参数差异较大，同时因为车辆稳定性状态在不同工况下存在显著不同，因此在 ELM 算法的基础上，首先基于车身稳定性状态对实时工况进行动态分类，然后利用动态分割后不同区间内的分段数据进行参数的特征辨识与精确预测，继而以分段数据特征为基础，实现车辆状态的稳定预测与稳定性分析。

在状态参数预测过程中，网络状态参数输入如表 2 所示。

表 2 ELM 网络参数输入

符号	参数
车身侧倾角	$\varphi$
车身侧倾速度	$\dot{\varphi}$
车身侧倾加速度	$\ddot{\varphi}$
载荷转移率	LTR
车辆纵向速度	$u$
车辆侧向速度	$v$
车辆纵向加速度	$a_x$
车辆侧向加速度	$a_y$
车辆垂向加速度	$a_z$
车身横摆角速度	$\omega_y$

## 4 系统参数动态预测

在数值仿真研究过程中，以某 SUV 车型为研究对象来适应复杂道路环境需求，所使用到的主要模型参数如表 3 所示。

表 3 车辆系统模型参数

参数	值	参数	值
$m_s/\text{kg}$	2 257	$m_w/\text{kg}$	62.5
$L_A/\text{m}$	1.33	$L_B/\text{m}$	1.616
$h_c/\text{m}$	0.78	$t_w/\text{m}$	2
$m_t/\text{kg}$	40	$C_D$	0.3
$A/\text{m}^2$	3.3	$I_{xx}/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	846.6
$I_{yy}/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	3524.9	$I_{zz}/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	3 524.9
$\rho/\text{kg}/\text{m}^3$	1.206		

根据表中的系统模型参数，先后分别进行高速行驶和越野工况两种不同动态工况下的动态工况分类与车辆稳定性参数预测，基于工况分类与未分类数据集分别进行预测，从而完成特定工况下的车辆系统稳定性状态分析，并完成状态信息结果预测的可靠性。

### 4.1 高速行驶动态工况

在高速行驶动态工况下，工况设定为：车辆在 C 级规则道路上行驶，行进过程的初始车速设置为 72 km/h，在该过程中车辆保持有 0.1 MPa 的制动压力，对应各个车轮的道路垂向激励如下图所示。

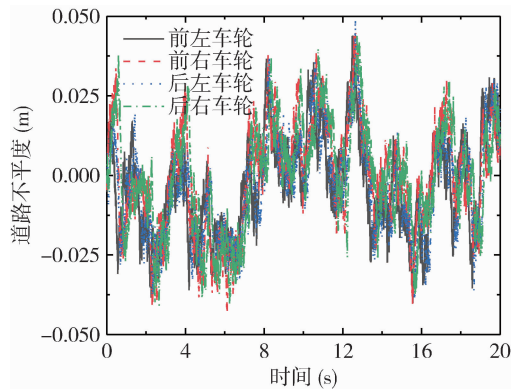


图 4 车轮处随机道路激励

在车辆行驶过程中，对应动态轨迹如图 5 所示。在行驶过程中，伴随着行进里程的增加，由于制动压力的存在，车辆纵向速度逐渐变慢，同时由于转向角的影响，车辆在侧向方向上也伴随有位移产生。

在该工况下，可以得到车身侧倾角及其角速度的特性关系曲线如下图 6 所示。此时的路况较好，车身变化赋值较小。基于相图动态曲线的变化情况，使用 ISODATA 算法进行工况的动态分类，由此可以获取具备不同特征的数据子集。根据高速行驶的实际工况特性，得到分类后的工况如图中不同

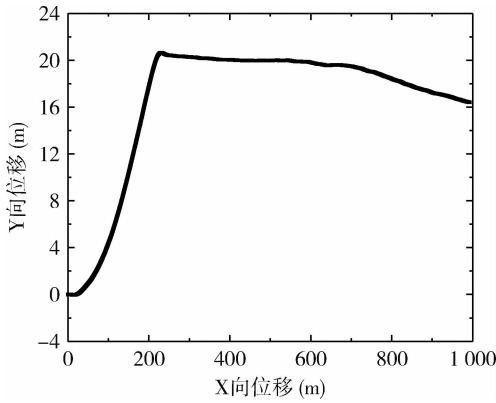


图5 车辆动态行驶轨迹

分类区中的曲线所示，可以直观地看到最后车辆动态工况被分为了3种类型。三种类型代表着车身的运动状态发生着由稳定状态小幅波动到大幅值变化的动态震荡。而对不同区间内的数据进行特征提取，继而根据特征进行分段区域内的车辆状态预测，那么则可以进行相应的状态预测过程。

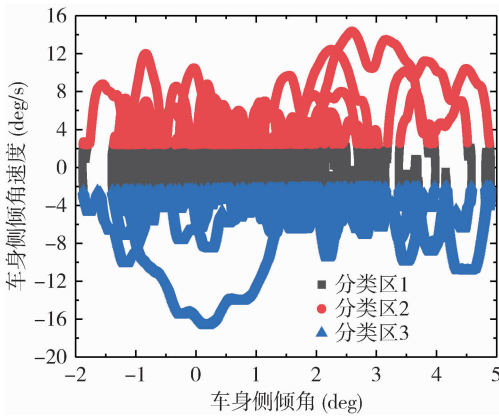


图6 车辆侧倾角-侧倾角速度相图

根据不同分类区，即子集中的数据信息，可以进行动态工况特性下的数据预测。在预测过程中，使用未进行工况动态分类的数据集以及分类后的数据集进行同步预测，由此可以得到相应的车辆侧向加速度和 LTR 的状态预测结果如下图 7 所示。

根据图中的信息预测结果可知，基于工况分类与未分类数据集得到的数据预测结果如图 7 所示。数据未进行动态分类时，数据集特征不明显，此时得到的数据预测结果与实际的车辆状态变化之间误差较大，且其无法有效反映状态变量的变化趋势。而相比之下，依据工况动态分类过程进行信息预测，得到的结果则相对较为精准。因为有外部随机道路激励的影响作用，信息预测结果无法做到完全

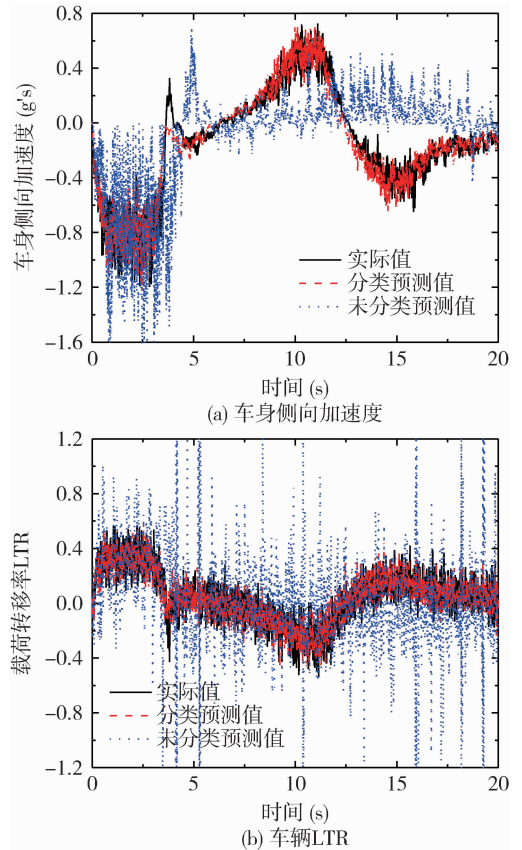


图7 车辆状态信息预测

贴合实际状态变量的动态变化，但其能反映跟随工况变化的车辆状态动态响应。而依靠这样的动态变化，可以在与行驶工况数据具有类似的特征时进行数据的有效预测，通过预先获取动态数据，主动安全控制系统就可以进行相应的干预与主动控制措施。

#### 4.2 越野通过动态工况

在越野通过动态工况下，车辆在 D 级不规则越野道路上行驶，行进过程的初始车速设置为 27 km/h，在该过程中车辆保持有 0.05 MPa 的制动压力，而对应各个车轮处的道路垂向激励如下图所示。

车辆在越野工况的行驶过程中，对应车辆动态轨迹如图 9 所示。

在该工况下，可以得到车身侧倾角及其角速度的特性关系曲线如下图 10 所示。基于相图动态曲线的变化情况，可以获取具备不同特征的数据子集。根据高速行驶的实际工况特性，得到分类后的工况如图中不同分类区中的曲线所示。而由于越野工况较为恶劣和复杂，此时车辆动态工况被分为了 4 种类型，在不同的子分类区域中，车身的动态变

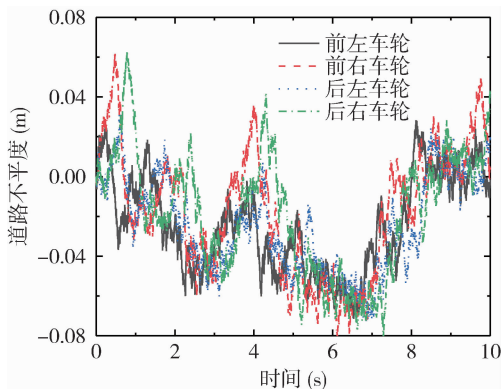


图 8 车轮处随机道路激励

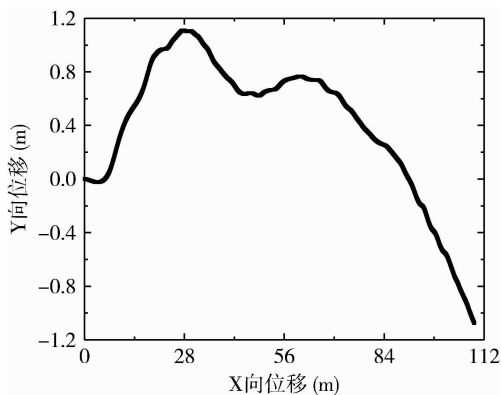


图 9 车辆动态行驶轨迹

化代表着车辆状态不同的动态变化范围，也表示着车身运动处于不同的阶段。4 种类型对应的分类区域代表着车身运动的不同状态，对不同区间内的数据进行特征提取，则可以完成相应的状态预测过程。

根据图 10 中的信息预测结果可知，基于工况分类与未分类数据集得到的数据预测结果依旧存在相应误差。此时虽然道路条件较为复杂，但车速较慢，数据未进行动态分类所产生的数据预测结果也能反映一定程度的车辆状态动态变化，但其误差较大，无法作为实际控制系统的干预参考指标来进行使用。

而相比之下，依据工况动态分类过程进行信息预测得到的结果相对更为精准。虽然其余真实状态之间的实际误差依旧存在，但更贴合实际的状态变化趋势，因此可以作为车辆控制系统的干预指标来进行使用。依据预测值的动态变化，可以在时间域内提前进行数据特征提取和稳定性风险分析，从而为车辆安全控制提供参考。

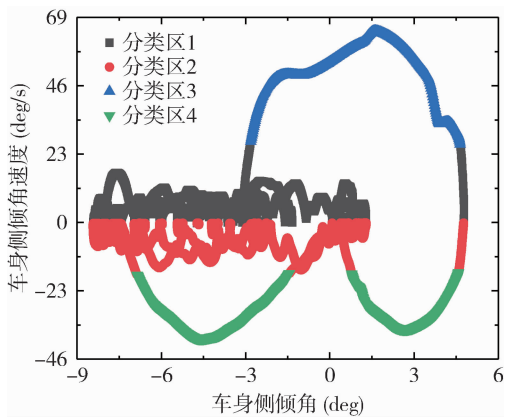
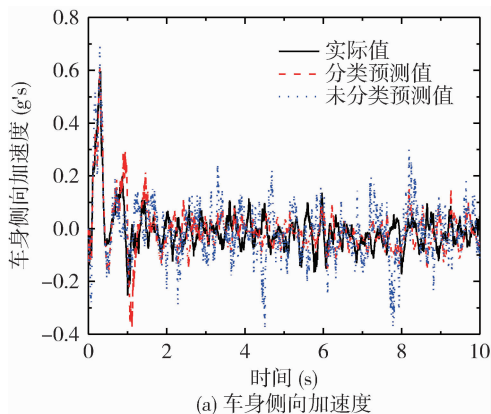
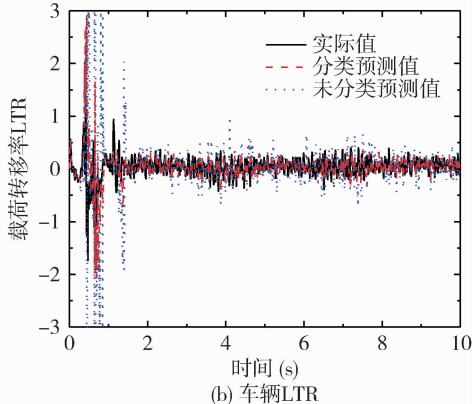


图 10 车辆侧倾角-侧倾角速度相图



(a) 车身侧向加速度



(b) 车辆LTR

图 11 车辆状态信息预测

## 5 系统动态稳定性分析

根据系统动态参数，可以获取高速行驶动态工况与越野通过动态工况下的系统稳定性相图分别如图所示，基于系统参数变化可以对不同工况条件下的系统稳定性进行动态分析。

### 5.1 高速行驶动态工况

在高速行驶动态工况下，车辆行驶过程中的车

辆轮胎转向角的正、反方向最大角度均未超过 6°，由此得到对应的相图分别如下图所示。

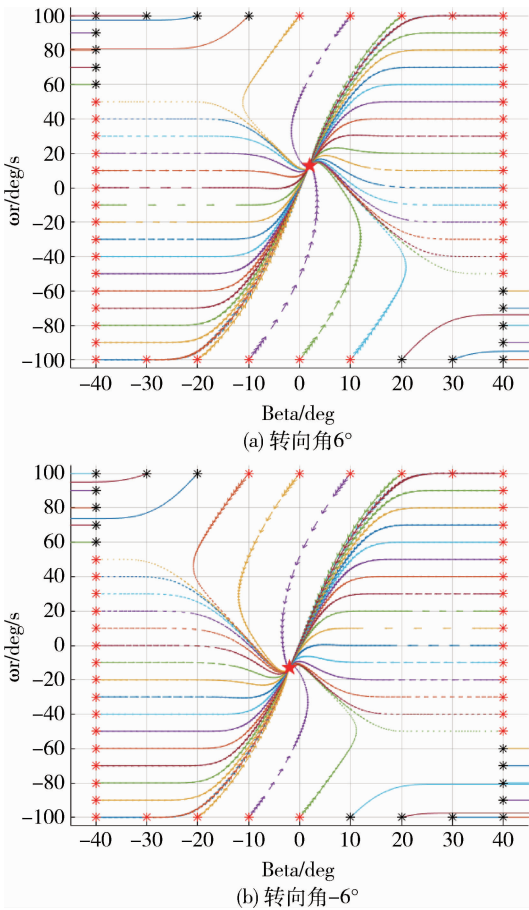


图 12 高速行驶动态工况稳定性相图

从图 12 中的相图变化可以看出，在车辆极限转弯条件下，车辆稳定性在发生动态变化，此时相平面图存在相应的平衡点，即红色五角星所示的点，这说明在这样的转向角下，虽然车辆状态存在相应的波动，但车辆可以通过趋近于平衡点的方式而逐渐达到最终的稳定状态，车辆系统的状态是稳定可控的。此外，对比图12(a)和(b)可知，根据车轮转角的正负变化，相平面图也存在相应的对称性。

### 5.2 越野通过动态工况

在越野通过动态工况下，车辆行驶过程中的车辆轮胎转向角的正、反方向最大角度均未超过 10°，由此得到对应的相图分别如下图所示。

此时，从图 13 中可以看出，在车辆该工况下的极限转向条件下，车辆稳定性也在发生动态变化，此时相平面图存在相应的平衡点，此时系统基本处于稳定状态。相图中的曲线变化结果说明在最

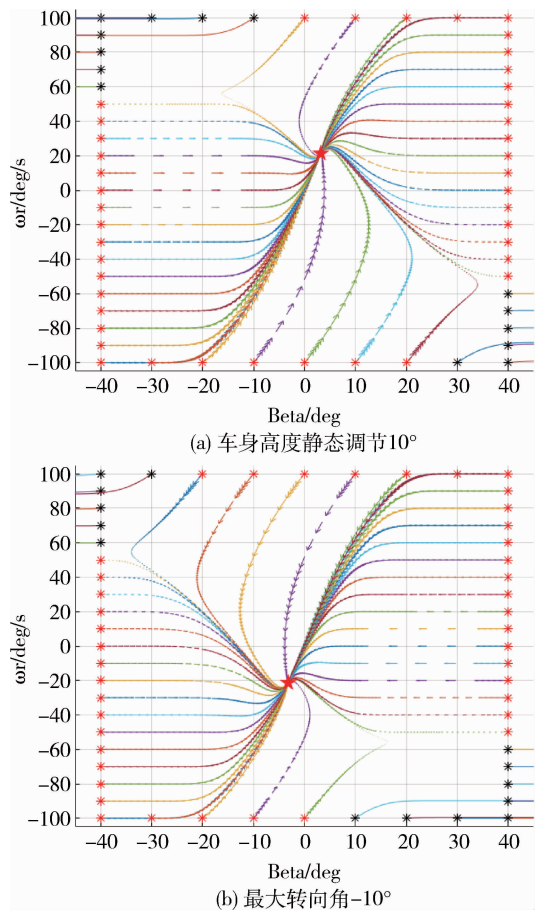


图 13 越野通过动态工况

大 10°的转向角作用下，虽然车身的动态变化较为剧烈，但车辆也可以通过趋近于平衡点的方式而逐渐达到最终的可控稳定状态。此时如果有相应的措施来进行主动干预控制，那么车辆也会更加快速的趋近于稳定状态。而对比图13(a)和(b)也同样可知，相平面图存在相应的对称性。

## 6 结 论

为实现数据信息的有效预测，本文基于工况环境中的模型参数和状态信息开展研究。首先，建立能够反映不同工况下车辆运动状态特征数据的动力学模型；其次，针对不同的工况开展动态分类工况下的系统数据自适应分类研究；基于模型和分类数据，则可以进一步完成基于动态工况数据集输入的车辆状态信息预测。基于数据对比可以获知，使用经过工况动态分类后的数据集进行特定工况下的数据预测，能够更好地实现真实工况下的数据信息预测，所得到的数据能够反映状态的动态变化，因此

(下转第 28 页)

文章编号: 1009-4687(2025)01-0017-04

# 车用悬架馈能潜力影响因素研究

王宇龙<sup>1</sup>, 王靖岳<sup>1</sup>, 韩浩天<sup>1</sup>, 何宇亭<sup>1</sup>, 丁建明<sup>2</sup>

(1. 沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110159; 2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 成都 610031)

**摘要:** 传统被动悬架系统中悬架振动能量被减振器以热能形式耗散到大气中, 而悬架能量耗散程度不仅与悬架参数有关还与行驶参数相关。本文使用 MATLAB/Simulink 仿真软件分析了悬架参数和行驶参数对馈能悬架振动能量回收潜力的影响, 通过对悬架耗散功率的分析得出, 馈能悬架更适合应用于轮胎刚度数值较大的车辆, 同时行驶条件越为恶劣馈能效果越明显。

**关键词:** 悬架耗散功率; 馈能潜力; 馈能悬架; 能量回收

中图分类号: U463.33

文献标识码: A

## Research on Factors Influencing the Energy Feedback Potential of Automotive Suspension

WANG Yulong<sup>1</sup>, WANG Jingyue<sup>1</sup>, HAN Haotian<sup>1</sup>, HE Yuting<sup>1</sup>, DING Jianming<sup>2</sup>(1. School of Automotive and Transportation, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China;  
2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** In traditional passive suspension systems, suspension vibration energy is dissipated into the atmosphere in the form of thermal energy by shock absorbers, and the degree of suspension energy dissipation is not only related to suspension parameters but also to driving parameters. This article uses MATLAB/Simulink simulation software to analyze the influence of suspension parameters and driving parameters on the vibration energy recovery potential of energy fed suspension. Through the analysis of suspension dissipated power, it is concluded that energy fed suspension is more suitable for vehicles with high tire stiffness values, and the more severe the driving conditions, the more obvious the energy feeding effect.

**Key words:** Suspension dissipated power; Potential for energy feedback; Energy fed suspension system; energy recovery

当前汽车普遍使用的是传统的“弹性-阻尼”型被动悬架系统, 它来自悬架的振动能量转换为热量, 导致能量的浪费。对可进行悬架振动能量回收的馈能悬架及其馈能潜力的研究成为当下汽车行业的热点。

Qin 等人对液压互联式馈能悬架进行了台架试验, 结果表明该悬架的阻尼系数范围为 3 608 ~ 9 913 Ns/m, 在频率为 2 Hz、幅值为 20 mm 的激励下, 该悬架平均馈能功率达到 82 W<sup>[1-2]</sup>。Zuo 等人对直线电机馈能悬架进行了理论研究和优化设计, 并进行了样机台架试验, 当悬架运动速度的均

方根值为 0.25 m/s 时能量回收功率可达 26 ~ 33 W<sup>[3]</sup>。Li 等提出了一种基于齿轮齿条运动整流器的馈能减振器的设计方案, 在振动速度均方根在 0.047 m/s 的激励下, 外阻分别为 30 和 93.4 时平均馈能功率分别为 40.4 W 和 25.6 W<sup>[4]</sup>。Galluzzi 等人提出一种新的旋转式馈能减振器, 该减振器结构紧凑, 通过样机实验验证其最大阻尼值为 11.32 kNs/m, 馈能效率高达 59.86%<sup>[5]</sup>。Zuo 等通过对 1/4 悬架模型进行理论分析, 得出行驶参数和轮胎刚度对馈能功率有影响, 而其他悬架参数

收稿日期: 2024-12-10

基金项目: 轨道交通运载系统全国重点实验室开放基金资助项目(TPL2310); 辽宁自然科学基金项目(2020-MS-216)。

作者简介: 王宇龙(2001-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆系统动力学与控制。

通讯作者: 王靖岳(1978-), 男, 教授, 博士, 研究方向为车辆系统动力学与控制, 非线性振动与故障诊断。

无影响<sup>[6]</sup>. 过学迅等人采用台架试验验证了悬架参数和行驶参数对减振器耗散能量的影响效果<sup>[7-8]</sup>.

目前对悬架馈能潜力影响因素的研究较少, 文献[6]、[7]中关于悬架参数对馈能潜力的影响存在争议. 本文以四分之一液电馈能式悬架为研究对象, 以悬架耗散功率平均值为评价指标, 对行驶参数和悬架参数对悬架馈能潜力的影响进行仿真分析.

## 1 悬架简化模型

本文以四分之一车辆悬架为研究对象, 其主要结构如图 1 所示, 根据牛顿运动定律, 四分之一车辆悬架的运动方程可以表示为:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 = c (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + K (z_1 - z_2) \\ m_2 \ddot{z}_1 = K_t (q - z_1) - c (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - (z_1 - z_2) \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $m_2$  为簧上质量;  $m_1$  为簧下质量;  $K$  为悬架刚度;  $K_t$  为轮胎刚度;  $c$  为悬架阻尼;  $z_2$  为车身位移;  $z_1$  为轮胎位移;  $q$  为路面位移.

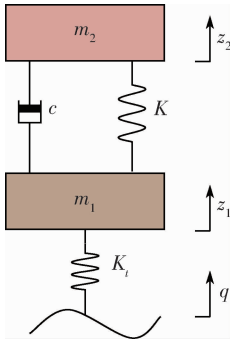


图1 二自由度悬架动力学模型

采用高斯白噪声路面激励模型, 表达式为:

$$\dot{q}(t) = -2\pi f_0 q(t) + 2\pi \sqrt{G_q(n_0)} uw(t), \quad (2)$$

式中,  $w(t)$  为白噪声的时域信号;  $q(t)$  为路面不平度时域信号;  $f_0$  为下截至频率, 取 0.01.

四分之一车辆悬架参数如下<sup>[9]</sup>:

表 1 四分之一车辆悬架主要参数

参数及单位	数值
簧上质量 $m_2/\text{kg}$	320
簧下质量 $m_1/\text{kg}$	45
弹簧刚度 $K/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	22
轮胎刚度 $K_t/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	192
减振器阻尼系数 $c/(\text{Ns} \cdot \text{m}^{-1})$	1 000

## 2 仿真与分析

图 2 为悬架振动能量流向分析图, 悬架振动产生的一部分振动能量会通过液压阻尼以热能的形式耗散在外界环境中; 而另一部分振动能量将通过馈能装置转化为电能储存. 本节对馈能潜力影响因素进行分析, 忽略了以轮胎阻尼耗散的能量, 并且对传统悬架进行仿真分析其可回收的最大能量值即是被动阻尼所消耗的能量值.

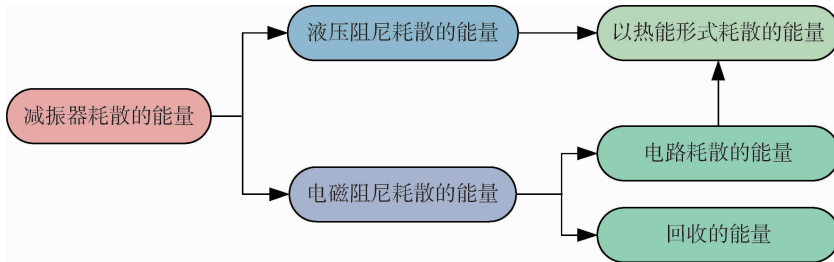


图2 悬架振动能量分析

悬架消耗振动能量的瞬时功率为其所提供的阻尼力  $F(t)$  与悬架瞬时相对速度  $v_d$  的乘积<sup>[10]</sup>. 而其中悬架的阻尼力  $F(t)$  又与悬架瞬时相对速度成正比, 则可以得到悬架瞬时简化功率模型为:

$$P(t) = c \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2)^2. \quad (3)$$

### 2.1 悬架参数的影响

选取四分之一悬架为作为研究对象, 其悬架参数如表 1 所示, 路面激励选用 C 路面, 车辆速度

为 20 m/s，将悬架参数以 10% N 为一变化梯度取 5 个值进行仿真计算（N 为悬架原始参数）。如图 3 所示，减振器耗散功率的变化与减振器阻尼、悬架弹簧刚度、簧上质量的变化成反比，与簧下质量和轮胎刚度的变化成正比。其中轮胎刚度的影响较大，当轮胎刚度增大 20% 时，减振器平均耗散能量增大 25.98%；当轮胎刚度减小 20% 时，减振器耗散功率相应减小 26.85%，其他参数在相同变化后减振器耗散功率的变化较小，这表明轮胎刚度对于悬架系统的馈能潜力具有较大的影响。其原因是轮胎作为汽车与路面直接接触的关键部件，其刚度的变化会直接影响到悬架系统的隔振能力，当轮胎的刚度发生增大时，轮胎本身吸收路面冲击的能力会随之减弱，导致悬架形变量增大，进而悬架系统馈能功率提升。同时由于其他参数数值大小相对轮胎刚度偏小，故在一定的变化范围对系统振动固有频率影响小，进而对馈能效果影响有限。

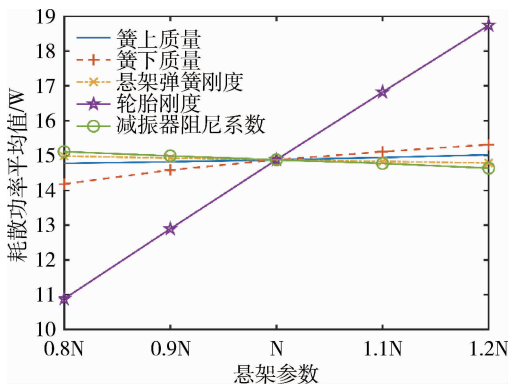


图 3 馈能功率随悬架参数的变化

从图 4 看出，若轮胎刚度超出合理范围，则会使车辆在行驶过程中轮胎动载荷提升，进而引发乘坐舒适度的下降和操控稳定性的降低。则可再牺牲一定舒适性和操纵稳定性的情况下采用轮胎刚度系数较大的轮胎来提高馈能效率。

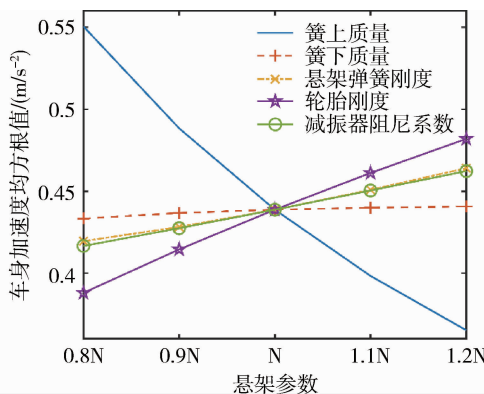
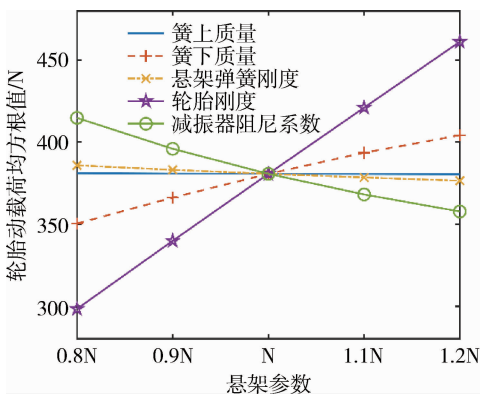


图 4 动力学性能随悬架参数的变化

## 2.2 行驶工况的影响

由图 5 可知：车速和路面等级升会导致减振器的耗散功率相应增加，以 C 级路面为例，车辆速率由 10 m/s 增加到 50 m/s 的过程中，悬架系统的平均耗散功率从 7.93 W 增加至 29.51 W；

当车速为 20 米/秒时，在 A、B、C、D、E 五个不同级别路面上，悬架系统可回收的振动能量功率依次为 0.93 W、3.72 W、14.88 W、59.5 W 和 238.01 W，减震器的耗散功率呈指数式增长。

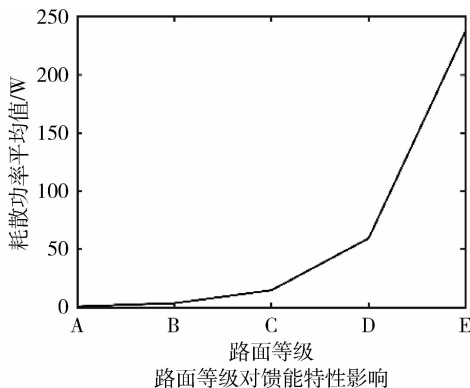
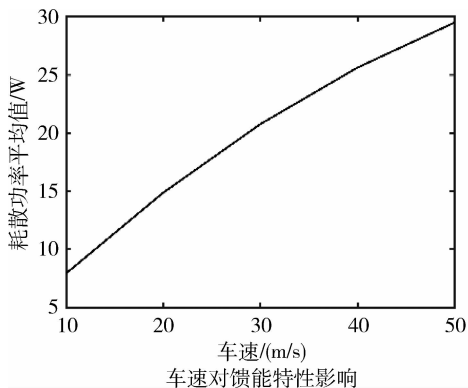


图 5 车速和路面等级对减振器耗散功率的影响

### 3 结 论

本文对对悬架馈能潜力影响因素进行研究,得到了行驶工况对馈能特性的影响较大并且轮胎刚度对悬架耗散功率的影响较为其他悬架参数有更显著的效果. 重载车辆的轮胎刚度系数较大并且经常行驶于较为恶劣的路面,因此对重载车辆的馈能悬架的研究能够实现汽车节能目标. 悬架的馈能特性、行驶舒适性和操纵稳定性存在矛盾,因此对馈能悬架在不同行驶条件下的综合控制是下一步研究方向.

#### 参考文献:

- [1] Bonan Q, Yuzhe C, Zhaoheng C, et al. Modeling, bench test and ride analysis of a novel energy-harvesting hydraulically interconnected suspension system [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 166: 1-20.
- [2] Bonan Q, Riya Z, Xiaoman L, et al. Design and performance analysis of the hydropneumatic suspension system for a novel road-rail vehicle [J]. *Applied Sciences*, 2021, 11(5): 1-16.
- [3] Tang X, Lin T, Zuo L. Design and optimization of a tubular linear Electromagnetic vibration energy harvester [J]. *IEEE/ASME transactions on mechatronics: A joint publication of the IEEE Industrial Electronics Society and the ASME Dynamic Systems and Control Division*, 2014, 19 (2): 615-622.
- [4] Li Z, Zuo L, Kuang J, et al. Energy-harvesting shock absorber with a mechanical motion rectifier [J]. *Smart Materials and Structures*, 2013, 22(2): 1-10.
- [5] Renato G, Salvatore C, Nicola A, et al. Rotary regenerative shock absorbers for automotive suspensions [J]. *Mechatronics*, 2021, 77: 1-12.
- [6] ZUO L, ZHANG P S. Energy harvesting, ride comfort, and road handling of regenerative vehicle suspensions [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2013, 135 (1): 48-65
- [7] 过学迅, 彭明, 邹俊逸, 等. 商用车悬架馈能潜力影响因素研究 [J]. *中国公路学报*, 2016, 29 (05): 151-158.
- [8] 方志刚, 过学迅, 左磊, 等. 馈能型悬架潜力研究及其敏感性分析 [J]. *江苏大学学报(自然科学版)*, 2013, 34(04): 373-377.
- [9] Ding, Wang R, Meng X, et al. A modified energy-saving skyhook for active suspension based on a hybrid electromagnetic actuator [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2019, 25(2): 286-297.
- [10] 张玉新. 越野车辆悬架能量转换-回馈机理及其控制研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2016.

文章编号: 1009-4687(2025)01-0021-08

# 基于 MPC 的线控转向系统主动转向控制策略研究

佟雨哲, 张昕

(沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110000)

**摘要:** 为了提高线控转向 (steer-by-wire, SBW) 系统转向时的稳定性, 本文采用基于模型预测控制 (MPC) 的控制策略, 实现 SBW 系统的主动转向控制。根据车辆固定转向增益, 设计理想角传动比曲线, 并通过控制横摆角速度和质心侧偏角, 确定车辆行驶的稳定性, 实现车辆的主动转向功能。基于 Simulink 与 Carsim 平台, 建立整车模型, 并对转向执行总成部分进行频率响应特性分析, 验证其工作稳定性。仿真结果表明: 所设计的控制策略可显著提高车辆操纵稳定性。

**关键词:** 变角传动比; 主动转向; 汽车稳定性; MPC

中图分类号: V211

文献标识码: A

## Research on Active Steering Control Strategy of Line Controlled Steering System Based on MPC

TONG Yuzhe, ZHANG Xin

(School of Automotive and Transportation, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China)

**Abstract:** To enhance the stability of the steer-by-wire (SBW) system during steering, this paper adopts a control strategy based on model predictive control (MPC) to achieve active steering control of the SBW system. Based on the fixed steering gain of the vehicle, an ideal angular transmission ratio curve is designed, and the stability of the vehicle's driving is determined by controlling the yaw rate and center of mass lateral angle, thus achieving the active steering function of the vehicle. Utilizing the Simulink and Carsim platforms, a complete vehicle model is established, and a frequency response characteristic analysis is conducted on the steering actuator assembly to verify its operational stability. The simulation results demonstrate that the designed control strategy can significantly enhance the vehicle's handling stability.

**Key words:** variable angle transmission ratio; active steering; vehicle stability; MPC

## 1 引言

通常表征车辆稳定性的两个主要状态变量是质心侧偏角和横摆角速度, 理想横摆角速度和实际横摆角速度的偏差如果在一定范围内, 就认为车辆处于稳定区, 否则认为车辆处于非线性区。当车辆失稳时, 质心侧偏角也会迅速增大。因此使车辆能够

保持稳定在日常生活中至关重要。

文献[1-3]采用转向增益不变的方法, 根据车速的高低, 分段设计理想传动比, 使得低速时更加灵活, 高速时更加沉重; 文献[4]采用  $H_\infty$  控制, 车辆横摆角速度得到了有效跟踪; 文献[5]采用新型趋近率的滑模控制, 有效提高的线控转向的稳定性。文献[6]采用一种固定时间的滑模控制, 使得线控转向系统的性能得到提高。文献[7]提出的

收稿日期: 2024-11-05

基金项目: 辽宁省属本科高校基本科研业务费专项资金资助 (项目编号: SYLUGXTD07)。

作者简介: 佟雨哲 (1998-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为汽车电控技术。

LQR/LTR 方法提高了线控转向系统车辆的行驶稳定性. 文献[8]中提出一种上下层控制, 上层控制根据侧偏角和偏航角, 设计了一种自适应滑膜控制. 在下层控制中, 提出了一种新的自适应全局快速终端滑动模型. 自适应部分采用径向基函数网络, 不需要对系统参数进行调整, 验证表明分层控制性能优越. 文献[9]设计了一种分数阶滑膜控制方案来解决跟踪问题, 提高控制性能. 进一步使用扩展状态观测器估计集总扰动, 然后将估计值视为前馈补偿以减少颤振现象. 对比仿真结果表明, 所提出的 SBW 控制策略实现了优异的转向跟踪和较强的鲁棒性性能. 文献[10]提出的控制系统由一个内环角度跟踪控制器和一个外环控制器组成. 内环控制器有助于前转向角跟踪, 它由 PID 控制设计. 外环控制器通过提供补偿转向角来抑制干扰的影响, 它是通过使用改进的主动干扰抑制控制 (IADRC) 设计的, 所提控制器可以提高 SBW 系统的操控稳定性. 文献[11]采用积分滑膜方法设计的主动前转向 (AFS) 控制器, 通过跟踪预期的偏航率, 生成所需的前轮角度以增强转弯稳定性性能. 采用自适应滑膜控制方法设计了用于 SBW 系统的自适应跟踪控制器 (ATC), 以实现所需的低级转向性能. 文献[12]开发了一种基于极限学习机 (ELM)

的新型鲁棒自适应自适应积分终端滑模 (AITSM) 控制策略, 用于动力学不确定的线控转向 (SBW) 系统的精确跟踪控制, 仿真表明该控制策略具有卓越的控制性能. 文献[13]设计了一种具有容错性能的非奇异固定时间滑模控制器, 仿真表明该控制方法使闭环转向系统具有更快的响应速度, 且在发生转矩故障及饱和的情况下, 仍能有效地维持系统稳定, 并保证转角跟踪精度. 文献[14]基于 dSPACE 设计搭建 RCP 快速原型控制测试平台, 分别对控制器的跟随性能进行半实物仿真实验, 对比分析控制器的性能优劣. 半实物仿真实验结果表明: 模糊 PID 控制策略在转角跟随性能控制中更为优异.

本文使用 MPC 控制策略可以改善横摆角速度和质心侧偏角, 证明该控制策略的可行性.

## 2 建立线控转向模型

### 2.1 线控转向系统模型

线控转向系统主要由方向盘总成, 主控制器和转向执行机构这三部分组成<sup>[14]</sup>, 机构如图 1 所示, 本文主要研究部分为转向执行机构部分, 所以要对转向执行机构的转向电机和齿轮齿条机构建立动力学方程.

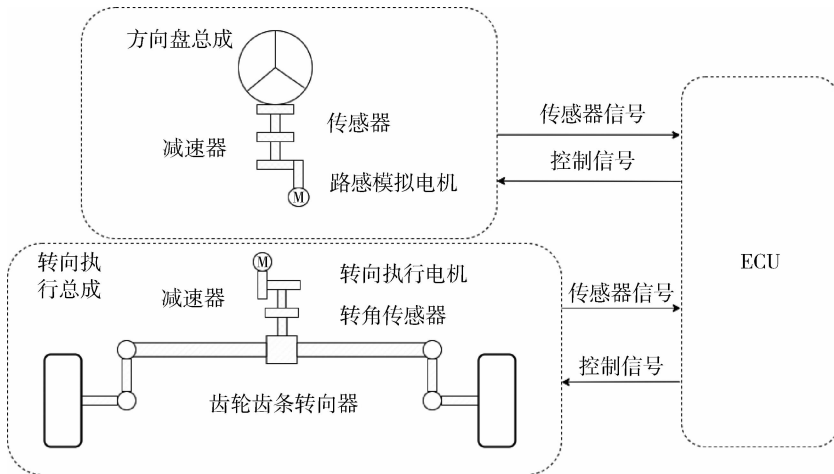


图 1 SBW 系统结构框图

转向电机动力学方程:

$$T_{fm} = J_{fm} \ddot{\theta}_{fm} + B_{fm} \dot{\theta}_{fm} + \frac{T_{fs}}{g_{fm}}, \quad (1)$$

$$T_{fs} = K_{fc} \left( \frac{\theta_{fm}}{g_{fm}} - \frac{x_r}{r_p} \right), \quad (2)$$

其中,  $T_{fm}$  为转向电机的输出转矩, 即电磁转矩;  $T_{fs}$  为电机输出作用在齿轮上的转矩;  $B_{fm}$  为转向电

机输出轴阻尼常数;  $J_{fm}$  为转向电机转动惯量;  $g_{fm}$  为转向电机的减速器减速比;  $\theta_{fm}$  为转向电机输出轴的转角;  $r_p$  为小齿轮半径;  $x_r$  为齿条位移;  $K_{fc}$  为转向电机输出轴的扭转刚度.

根据 Kirchhoff 第二定律, 电机电枢回路的电动势平衡方程为:

$$U_{fa} = L_{fa} \frac{d i_{fa}}{dt} + R_{fa} i_{fa} + E_{fa}, \quad (3)$$

$$E_{fa} = K_{e2} \theta_{fm}. \quad (4)$$

电机轴的输出转矩与电枢电流成正比:

$$T_{fm} = K_{t2} i_{fa}. \quad (5)$$

其中,  $K_{t2}$  为转向电机的电磁力矩常数;  $K_{e2}$  为转向电机的反电动势常数;  $E_{fa}$  为转向电机反电动势;  $L_{fa}$  为转向电机电感;  $R_{fa}$  为转向电机电阻;  $i_{fa}$  为转向电机电流;  $U_{fa}$  为转向电机两端电压.

建立齿轮齿条机构的动力学方程:

$$\frac{K_{fc}}{r_p} \left( \frac{\theta_{fm}}{g_{fm}} - \frac{x_r}{r_p} \right) = m_r x_r + B_r x_r + F_R, \quad (6)$$

$$F_R = \frac{T_{fl}}{l_{fl}} + \frac{T_{fr}}{l_{fr}}, \quad (7)$$

其中,  $F_R$  为齿条位移所受阻力矩;  $B_r$  为齿条阻尼常数;  $m_r$  为齿条质量;  $T_{fl}$  和  $T_{fr}$  分别为左、右前轮回正力矩;  $l_{fl}$  和  $l_{fr}$  分别为左、右转向节臂长度.

## 2.2 SBW 变传动比建模

理想传动比采用定横摆角速度增益, 稳态时传动比公式为:

$$i = \frac{u/L}{G_{\delta sw}^r (1 + K u^2)}, \quad (8)$$

根据经验公式,  $G_{\delta sw}^r$  的取值为 0.30, 得到理想传动比的公式:

$$i = f_i(u) = \begin{cases} 7.2, u \leq 20 \text{ km/h} \\ \frac{u/L}{0.30(1 + K u^2)}, 20 \text{ km/h} \leq u \leq 100 \text{ km/h} \\ 22.8, u \geq 100 \text{ km/h} \end{cases}, \quad (9)$$

当车辆在临界车速附近时, 执行电机的角加速度来回突变, 导致电机输出转矩不稳定, 导致电机发生过多的能量损耗, 因此需要对理想传动比进行处理, 采用改进型 s 函数<sup>[15]</sup> 拟合让其变得更加光滑, 拟合公式为:

$$f_s(u) = i_{min} + \frac{i_{max} - i_{min}}{1 + e^{-\zeta(u-\tau)}}, \quad (10)$$

其中,  $\tau$  和  $\zeta$  都是调整系数, 接近系数  $\zeta$  表征拟合曲线的接近程度, 根据其计算公式可以求出最佳拟合效果下的调整系数:

$$\xi = \int_0^{160} [f_s(u) - f_i(u)]^2 du. \quad (11)$$

## 2.3 车辆二自由度模型

根据二自由度模型, 可以计算出理想质心侧偏

角以及横摆角速度, 二自由度模型对稳定性控制策略的设计至关重要.

$$\begin{cases} m v_x (\dot{\beta} + \gamma) = -2C_f \left( \delta - \beta - \frac{l_f \gamma}{v_x} \right) - 2C_r \left( \frac{l_r \gamma}{v_x} - \beta \right) \\ I_z \dot{\gamma} = -2C_f l_f \left( \delta - \beta - \frac{l_f \gamma}{v_x} \right) + 2C_r l_r \left( \frac{l_r \gamma}{v_x} - \beta \right) \end{cases}, \quad (12)$$

其中,  $\Delta\delta$  为 AFS 的附加转角,  $\delta = \delta_f + \Delta\delta$ , 即总转角为 AFS 附加转角对前轮转角的修正;  $C_f$ 、 $C_r$  为车辆前、后轮胎的侧偏刚度.

变成状态空间形式:

$$\begin{cases} \dot{x}_i = A_i x_i + B_u \delta_f + B_u u_i \\ y_i = C_i x_i \end{cases}. \quad (13)$$

其中  $x_i = [\beta, \gamma]^T$ ;  $u_i = [\Delta\delta]^T$ ;  $y = [\beta, \gamma]^T$ ;  $\beta$  为质心侧偏角;  $\gamma$  为横摆角速度;  $\delta_f$  为前轮转角

$$A_i = \begin{bmatrix} \frac{2C_f + 2C_r}{m v_x} & \frac{2l_r C_r - 2l_f C_f}{m v_x^2} - 1 \\ -\frac{2l_f C_f - 2l_r C_r}{I_z} & -\frac{2l_f^2 C_f + 2l_r^2 C_r}{I_z v_x} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix};$$

$$B_u = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{m v_x} \\ \frac{2l_f C_f}{I_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix};$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

最后通过前向欧拉法对公式进行离散化, 得到以下公式:

$$\begin{aligned} x(k+1) &= A(k)x(k) + B_u(k)u(k) + B_u(k)\delta_f(k), \\ y(k) &= C(k)x(k). \end{aligned} \quad (14)$$

其中前向欧拉法就是状态量拆分为  $x = \frac{x(k+1) - x(k)}{T}$  通过移项后化简. 由此可得:

$$I = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, A(k) = A_i T + I, B(k) = B_u T, C(k) = C. \quad (15)$$

## 3 车辆稳定性控制策略设计

本设计通过结合质心侧偏角和横摆角速度的综合控制策略, 实现多输入单输出的方式, 相对于单输入单输出的控制效果更显著.

### 3.1 基于横摆角速度和质心侧偏角的控制策略

线控转向主动转向控制策略如下图 2 所示, 通过方向盘转角及纵向速度计算出前轮转角, 并将前轮转角及纵向速度输入到二自由度模型中, 得到期望横摆角速度和期望质心侧偏角, 一方面 MPC 对动力学模型进行预测, 得到未来  $n$  步的质心侧偏角

和横摆角速度, 并把这  $n$  步的状态都和期望状态误差相减得到误差, 并将这  $n$  步误差相加在一起, 让这个误差尽可能小; 另一方面也要让前轮转角尽可能小, 用这两部分构建代价函数. 最后利用二次规划求解即可求出附加前轮转角. 进入到转向执行机构中, 实现车轮转向.

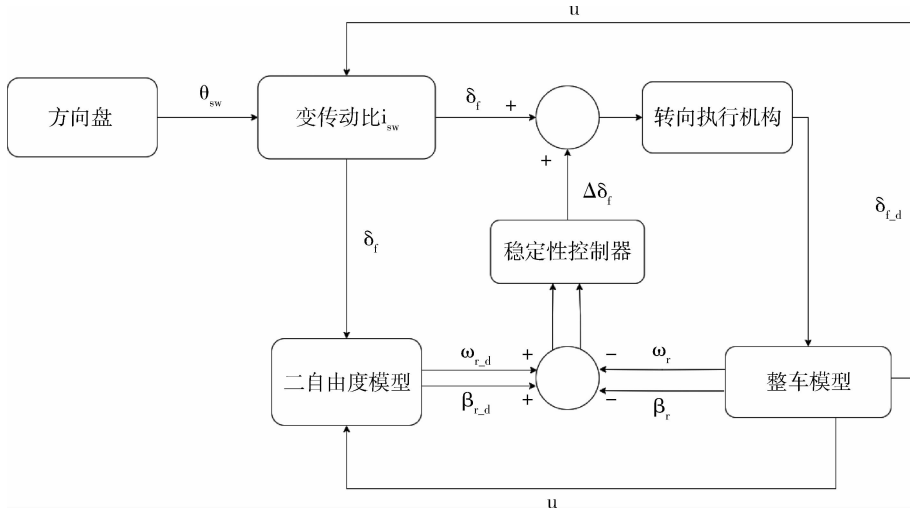


图2 主动转向综合控制框图

### 3.2 模型预测控制策略设计

根据二自由度模型公式可以推导, 在  $\beta = 0, \dot{\gamma} = 0$  时车辆处于稳态, 此时质心侧偏角和横摆角速度将为常数并不会变化. 联立求解公式:

$$\begin{cases} \dot{\beta} = 0 \\ \dot{\gamma} = 0 \end{cases} \quad (16)$$

通过化简, 稳态质心侧偏角和稳态横摆角速度定义为:

$$\begin{cases} \beta_s = \frac{(a_{12}b_2 - a_{22}b_1)}{(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})} \cdot \delta_f \\ \gamma_s = \frac{(a_{21}b_1 - a_{11}b_2)}{(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})} \cdot \delta_f \end{cases}, \quad (17)$$

$$\begin{cases} \beta_{ss} = \min\{|\beta_s|, |\arctan(0.02\mu g)|\} \operatorname{sgn}(\beta_s) \\ \gamma_{ss} = \min\left\{|\gamma_s|, \left|\frac{0.85\mu g}{v_x}\right|\right\} \operatorname{sgn}(\gamma_s) \end{cases} \quad (18)$$

其中  $a_{ij}(i, j = 1, 2, 3, 4), b_i(i = 1, 2)$  如公式 (13) 所示. 再把 (14) 改为增量模型, 以消除静差:

$$\begin{aligned} \Delta x(k+1) &= x(k+1) - x(k) = \\ &A(k)\Delta x(k) + B_u(k)\Delta u(k) + B_u(k)\Delta \delta_f(k) \\ y(k) &= C(k)\Delta x(k) + y(k-1). \end{aligned} \quad (19)$$

其中,  $\Delta x(k) = x(k) - x(k-1), \Delta u(k) = u(k) - u(k-1), \Delta \delta_f(k) = \delta_f(k) - \delta_f(k-1)$ .

进行预测模型的推导, 此处需要假设控制时域内驾驶员输入的前轮转角差不变:

$$\begin{aligned} \Delta \delta_f(k) &= \Delta \delta_f(k+1) = \Delta \delta_f(k+2) = \\ &\Delta \delta_f(k+3) = \dots = \Delta \delta_f(k+m) \end{aligned}$$

进行预测推导:

$$\begin{aligned}
\Delta x(k+2|k) &= A\Delta x(k+1|k) + B_u\Delta u(k+1) + B_u\Delta\delta_f(k+1) \\
&= A^2\Delta x(k) + A B_u\Delta\delta_f(k) + A B_u\Delta u(k) + B_u\Delta u(k+1) \\
&\quad \vdots \\
\Delta x(k+N_c|k) &= A^{N_c}\Delta x(k) + A^{N_c-1} B_u\Delta\delta_f(k) + A^{N_c-1} B_u\Delta u(k) \\
&\quad + A^{N_c-2} B_u\Delta u(k+1) + \cdots + B_u\Delta u(k+N_c-1) \\
&\quad \vdots \\
\Delta x(k+N_p|k) &= A^{N_p}\Delta x(k) + A^{N_p-1} B_u\Delta\delta_f(k) + A^{N_p-1} B_u\Delta u(k) \\
&\quad + A^{N_p-2} B_u\Delta u(k+1) + \cdots + A^{N_p-N_c} B_u\Delta u(k+N_c-1)
\end{aligned}$$

代入 (3. 4) 的输出方程:

$$\begin{aligned}
y(k+2|k) &= CA\Delta x(k+1|k) + C B_u\Delta u(k+1) + C B_u\Delta\delta_f(k+1) \\
&= CA^2\Delta x(k) + CA B_u\Delta u(k) + C B_u\Delta u(k+1) + C B_u\Delta\delta_f(k) \\
&\quad \vdots \\
y(k+N_c|k) &= CA^{N_c}\Delta x(k) + CA^{N_c-1} B_u\Delta\delta_f(k) + CA^{N_c-1} B_u\Delta u(k) \\
&\quad + CA^{N_c-2} B_u\Delta u(k+1) + \cdots + C B_u\Delta u(k+N_c-1) \\
&\quad \vdots \\
y(k+N_p|k) &= CA^{N_p}\Delta x(k) + CA^{N_p-1} B_u\Delta\delta_f(k) + CA^{N_p-1} B_u\Delta u(k) \\
&\quad + CA^{N_p-2} B_u\Delta u(k+1) + \cdots + CA^{N_p-N_c} B_u\Delta u(k+N_c-1)
\end{aligned}$$

写成矩阵形式:

$$\begin{aligned}
Y_p(k+1|k) &= \\
S_x\Delta x(k) + Iy(k) + S_u\Delta U(k) + S_d\Delta\delta_f(k), & \quad S_d = \begin{bmatrix} CA B_u \\ \sum_{i=1}^2 CA^i B_u \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^{N_p} CA^i B_u \end{bmatrix}; \\
(20) & \quad S_u =
\end{aligned}$$

其中:

$$\begin{aligned}
Y_p(k+1|k) &= \begin{bmatrix} y(k+1|k) \\ y(k+2|k) \\ \vdots \\ y(k+p|k) \end{bmatrix}; \\
\Delta U(k) &= \begin{bmatrix} \Delta u(k) \\ \Delta u(k+1) \\ \vdots \\ \Delta u(k+m-1) \end{bmatrix}; \\
S_x &= \begin{bmatrix} CA \\ \sum_{i=1}^2 CA^i \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^{N_p} CA^i \end{bmatrix}; I = \begin{bmatrix} I_{n_y \times n_y} \\ I_{n_y \times n_y} \\ \vdots \\ I_{n_y \times n_y} \end{bmatrix}; \\
& \quad \begin{bmatrix} CB_u & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \sum_{i=1}^2 CA^{i-1} B_u & CB_u & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{i=1}^{N_c} CA^{i-1} B_u & \sum_{i=1}^{N_c-1} CA^{i-1} B_u & \cdots & \cdots & CB_u \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{i=1}^{N_p} CA^{i-1} B_u & \sum_{i=1}^{N_p-1} CA^{i-1} B_u & \cdots & \cdots & \sum_{i=1}^{N_p-N_c+1} CA^{i-1} B_u \end{bmatrix}.
\end{aligned}$$

列出代价函数, 求出 H 和 f:

$$\begin{aligned}
J &= || Y_p - R_{ref} ||_Q^2 + || \Delta U ||_R^2 + || \varepsilon ||_\rho^2 = \\
& (S_x\Delta x(k) + Iy(k) + S_u\Delta U(k) + S_d\delta_f(k) - R_{ref})^T Q (S_x\Delta x(k) + Iy(k) + S_u\Delta U(k) + S_d\delta_f(k) - R_{ref}) + \\
& \quad \Delta U(k)^T R \Delta U(k) + \varepsilon^T \rho \varepsilon = \\
& \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix}^a \begin{bmatrix} S_u^T Q S_u + R & 0 \\ 0 & \rho \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix} + [2(S_x\Delta x(k) + Iy(k) + S_d\delta_f(k) - R_{ref}) Q S_u \quad 0] \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix} = \\
& \quad \frac{1}{2} X^T H X + f X. \quad (21)
\end{aligned}$$

其中  $\rho$  为软约束权重, 是为避免无解情况设计的, 如果  $J$  的前两项无法求出解, 求解器可以对第三项软约束进行梯度减小, 从而求出一个约束宽松的解, 该系数一般取 10.  $R_{ref}$  为期望值组成的向量. 接下来考虑约束, 为了让每一个预测时刻都满足控制律约束和控制律增长约束, 需要让后续预测时刻的控制律进行叠加处理:

$$U(k+1) = \Delta U(k+1) + U(k)$$

$$U(k+2) = \Delta U(k+2) + \Delta U(k+1) + U(k)$$

⋮

$$U(k+Np) = \Delta U(k+Np) + \dots + \Delta U(k+1) + U(k)$$

写成矩阵形式:

$$Iu_{min} \leq U \leq Iu_{max}$$

$$Iu_{min} \leq A_i \Delta U + U(k) \leq Iu_{max}$$

$$Iu_{min} - U(k) \leq A_i \Delta U \leq Iu_{max} - U(k)$$

同时, 每个控制律增量都要加入约束, 保证每次运算的控制律增长幅度都在一定范围以内. 这个约束在 QP 求解中当作上下限处理:

$$\Delta u_{min} \leq \Delta U(k) \leq \Delta u_{max}, \quad (22)$$

其中  $\Delta u_{min} = [-0.0082]$ ,  $\Delta u_{max} = [0.0082]$ ,  $u_{min} = [-0.541]$ ,  $u_{max} = [0.54]$  由于存在软约束, 因此输出量的最后一个值为软约束  $\varepsilon$ , 该值的范围限制在  $0 \sim 10$ . 所以最后的输出量上下限约束为:

$$\begin{aligned} lb &= [\Delta u_{min}; 0], \\ ub &= [\Delta u_{max}; M]. \end{aligned} \quad (23)$$

最后通过 quadprog 进行二次规划, 求出相应的增量附加转角, 再通过增量附加转角和上一时刻的附加转角获得当前时刻的附加转角:

$$u_{real}(k) = \Delta u(k) + u_{last}(k). \quad (24)$$

然后叠加上驾驶员的前轮转角得到最终转角:

$$u_{mpc} = u_{real} + \delta_f. \quad (25)$$

## 4 仿真分析

为了验证所建模型以及控制策略的准确性, 本文采用正弦工况和双移线工况进行仿真: 路面附着系数取 0.2, 60 km/h, 仿真时间 15 秒, 双移线工况仿真结果如下图所示:

由图 3 所示, 在无控制、变传动比控制和 MPC 控制中, MPC 控制下侧向峰值为 3.99 m, 相对于无控制模型下降 4.1%. 因此, MPC 控制策略可以有效提高轨迹跟踪能力, 使车辆更加稳定.

由图 4 所示, 在 MPC 控制下横摆角速度峰值

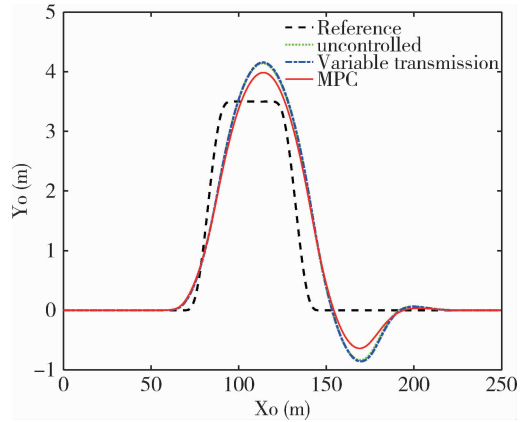


图 3 侧向位移曲线

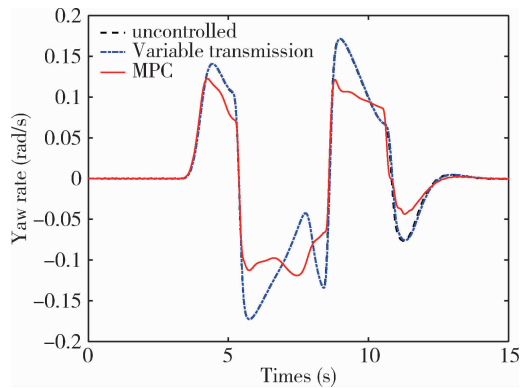


图 4 横摆角速度曲线

最低, 响应相对于无控制以及变传动比控制较平缓, 与无控制模型相比峰值下降 29.4%. 仿真表明: 该控制策略可以有效调节车辆的横摆角速度, 使其拥有较好的稳定性.

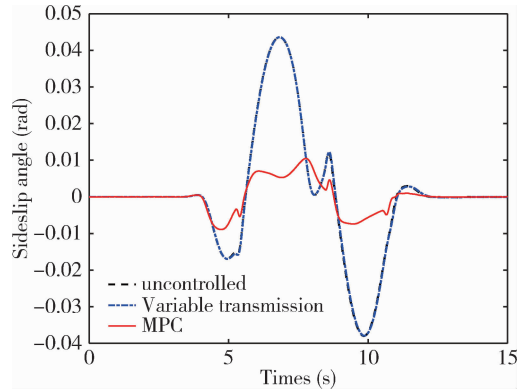


图 5 质心侧偏角曲线

由图 5 可知, 该控制策略可以使质心侧偏角的变化更小, 峰值也有明显降低, 相比于无控制降低 75%. 仿真表明, MPC, 控制策略可以明显改善中速低附着的侧向稳定性, 以确保 SBW 系统可以按

照正常的轨迹行驶和良好的轨迹跟踪能力。

路面附着系数取 0.85, 仿真时间 15 秒, 速度 80 Km/h, 正弦工况仿真结果如下图所示:

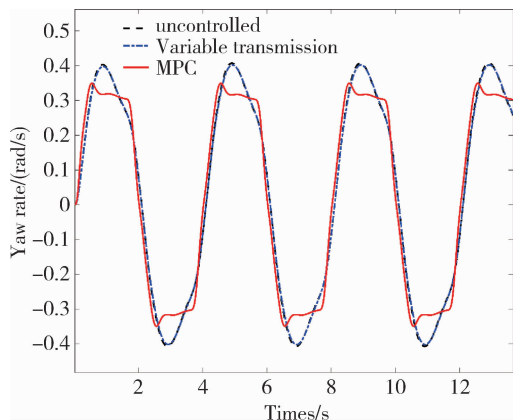


图6 正弦工况横摆角速度曲线

由图6可知, 在 MPC 控制下横摆角速度峰值最低, 响应相对于无控制以及变传动比控制较平缓, 与无控制模型相比峰值下降 12.3%。仿真表明: 该控制策略可以有效调节车辆的横摆角速度, 使其拥有较好的稳定性。

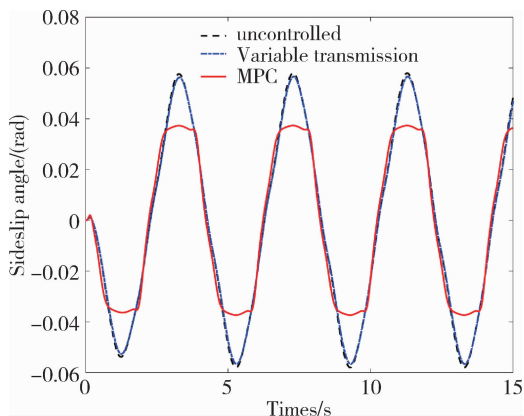


图7 正弦工况横摆角速度曲线

由图7可知, 该控制策略可以是质心侧偏角的变化更小, 峰值也有明显降低, 相比于无控制降低 35.4%。仿真表明, MPC 可以明显改善高速高附着的侧向稳定性, 以确保 SBW 系统可以按照正常的轨迹行驶和稳定性。

## 5 结论

本文设计含有软约束的模型预测控制 (MPC) 器, 确定以横摆角速度和质心侧偏角综合反馈的控制策略, 可以很好的提高车辆的操纵稳定性。通过

中速低附着路面进行双移线工况试验和高速高附着正弦工况试验, 试验对比发现, 在综合控制下的汽车质心侧偏角和横摆角速度得到了有效抑制, 更为接近理想值, 表明了该控制策略具有良好的性能。在整个试验过程中, 车辆的响应速度和控制精度均达到了预期效果, 验证了所设计的 MPC 控制策略在实际应用中的可行性和优越性。进一步分析表明, 该控制策略不仅能有效应对复杂的驾驶工况, 还能在不同的路面条件下保持稳定的控制表现, 从而为提升智能车辆的动态性能提供了可靠的技术支持。本文提出的控制策略在提高车辆安全性和操控性方面展示了显著的优势。

## 参考文献:

- [1] ZHENG H, MA S, NA X. Design of a variable steering ratio for steer-by wire vehicle with a joystick [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, 9(11): 1-14
- [2] 郑宏宇, 宗长富, 田承伟, 等. 基于理想转向传动比的汽车线控转向控制算法 [J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2007(6): 1229-1235.
- [3] 王伟杰. 前轮线控转向系统的主动转向控制策略研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2022.
- [4] 徐飞翔, 周晨, 王军, 等. 基于变传动比的全轮线控转向车辆可拓  $H_\infty$  控制方法研究 [J]. *中国公路学报*, 2021, 34(09): 133-145
- [5] 黄华, 高艺鹏, 王伟达, 等. 基于新型趋近律的智能无人车辆线控转向系统滑模控制 [J]. *北京理工大学学报*, 2023, 43(08): 773-782.
- [6] 潘公宇, 刘思青. 具有容错性能的线控转向系统固定时间滑模控制 [J]. *重庆理工大学学报(自然科学)*, 2023, 37(06): 48-57.
- [7] Zhang H, Zhao W. Stability control strategy of steer-by-wire system based on LQG/LTR [J]. *Science China Technological Sciences*, 2017, 60(6): 844-853.
- [8] Chen L, Tang L. Yaw stability control for steer-by-wire vehicle based on radial basis network and terminal sliding mode theory [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2023, 237(8): 2036-2048.
- [9] Shi Q, He S, Wang H, et al. Extended state observer based fractional order sliding mode control for steer-by-wire systems [J]. *IET Control Theory & Applications*, 2023.
- [10] Zhao L, Cao Q, Hu Y, et al. Stability control of steer-by-wire system based on improved ADRC [J].

- Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2022, 236 (10-11): 2283-2293.
- [11] Yang H, Liu W, Chen L, et al. An adaptive hierarchical control approach of vehicle handling stability improvement based on Steer-by - Wire Systems [J]. Mechatronics, 2021, 77: 102583.
- [12] Ye M, Wang H. Robust adaptive integral terminal sliding mode control for steer-by - wire systems based on extreme learning machine [J]. Computers & Electrical Engineering, 2020, 86: 106756.
- [13] 潘公宇, 刘思青. 具有容错性能的线控转向系统固定时间滑模控制 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2023, 37(06): 48-57.
- [14] 蒋明朝, LIU Henke, 唐阳, 等. 基于快速控制原型的汽车线控转向控制器研究 [J]. 机械制造与自动化, 2024, 53(03): 229-233.
- [15] 从光好. 线控转向路感模拟及传动比特性研究 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2017.
- [16] 周兵, 范璐, 吕绪宁. 主动前轮转向系统改进型变传动比曲线设计 [J]. 中国机械工程, 2014, 25 (20): 2813-2818.

(上接第 16 页)

其能够成为主动控制过程中的有效参考指标.

#### 参考文献:

- [1] 蒋渊德, 欧阳铭, 赵祥模, 等. 车辆纵侧向辅助驾驶集成优化控制策略 [J]. 吉林大学学报(工学版), 2024, 1-10.
- [2] 熊晓勇. 自动驾驶汽车多场景复杂约束轨迹规划研究 [D]. 吉林大学, 2023.
- [3] 张嘉誉. 基于机器学习的车辆状态与行驶轨迹预测研究 [D]. 北京交通大学, 2023.
- [4] 邢留涛. 车辆行驶状况的检测与识别算法探讨 [D]. 中南大学, 2011.
- [5] 李兵兵, 庄伟超, 刘昊吉, 等. 基于自学习型 MPC 的网联电动汽车生态驾驶控制策略研究 [J]. 机械工程学报, 2024, 1-10.
- [6] Hu Zhiyuan, Yang Rui, Fang Liang, Wang Zhuo, Zhao Yinghua. Research on vehicle speed prediction model based on traffic flow information fusion [J]. Energy, 2024, 292.
- [7] 张世辉, 金同清, 张运杰, 等. 基于自组织聚类的多机协同编批方法 [J]. 工程科学学报, 2024, 1-13
- [8] Xu, Jiaoxing. Vehicle CAN Network Intrusion Detection Model Based on Extreme Learning Machine and Feature Analysis. Machine Learning for Cyber Security - 4th International Conference, ML4CS 2022, Proceedings [C]. Lecture Notes in Computer Science, 2023, 13656, 550-564.
- [9] Jalaney J, Ganesh RS. Multiple Extreme Learning Machines Based Arrival Time Prediction for Public Bus Transport [J]. Intelligent Automation and Soft Computing, 2023, 36(3): 2819-2834.

文章编号: 1009-4687(2025)01-0029-05

# 基于 ANSA 对吸能盒防撞梁结构多目标优化设计

周子恒, 张宏远, 张浩, 张昕

(沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110159)

**摘要:** 在车辆低速撞击过程中, 车体前端吸能盒的屈服塑性变形吸收了大部分的动能, 起到了对其连接的前纵梁等较为重要的车辆部件的保护作用, 降低了车辆的维护费用。本项目拟以“田字型”截面吸能盒为研究对象, 采用非线性有限元程序 LS-DYNA, 研究吸能盒截面参数、壁厚、诱导槽等参数对吸能盒抗撞性能的影响规律, 并在 Isopt 软件中建立多目标优化任务, 采用自适应模拟退火算法 (ASA), 以吸能盒截面力和单侧吸能盒吸能为目标函数进行多目标优化设计。优化结果表明: 优化后的吸能盒刚性墙反力峰值降低 28%, 单侧吸能盒吸能增加 10.7%, 吸能盒截面力降低 21.4%。

**关键词:** 正面碰撞; 吸能盒; 多目标优化; 非线性;

中图分类号: U469.72

文献标识码: A

## Multi-objective optimization design of anti-collision beam structure based on ANSA energy absorbing box

ZHOU Ziheng, ZHANG Hongyuan, ZHANG Hao, ZHANG Xin

(School of Automobile and Transportation, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China)

**Abstract:** During the process of a vehicle's low-speed impact, the yielding plastic deformation of the energy-absorbing box at the front end of the vehicle body absorbs most of the kinetic energy, playing a protective role for relatively important vehicle components such as the front longitudinal beam it is connected to, and reducing the vehicle's maintenance costs. This project intends to take the energy-absorbing box with a "tian-shaped" cross-section as the research object. By using the nonlinear finite element program LS-DYNA, the influence laws of parameters such as the cross-sectional parameters, wall thickness, and induction grooves of the energy-absorbing box on its crashworthiness performance will be studied. And a multi-objective optimization task will be established in the Isopt software. Using the Adaptive Simulated Annealing Algorithm (ASA), a multi-objective optimization design will be carried out with the cross-sectional force of the energy-absorbing box and the energy absorption of a single-sided energy-absorbing box as the objective functions. The optimization results show that: after optimization, the peak value of the reaction force of the energy-absorbing box against the rigid wall is reduced by 28%, the energy absorption amount of a single-sided energy-absorbing box is increased by 10.7%, and the cross-sectional force of the energy-absorbing box is reduced by 21.4%.

**Key words:** frontal collision; energy absorbing box; multi objective optimization; nonlinear

汽车前部的防撞梁总成主要包含横梁、吸能盒以及连接板这几个关键组件。吸能盒被巧妙地安置在横梁与纵梁之间, 当汽车遭遇碰撞时, 它会以塑

性屈曲的形式发生形变, 有效地吸收碰撞所产生的能量, 从而保护诸如发动机、水箱、散热器等重要零部件免受损害, 进而降低维修成本。另外, 吸能

收稿日期: 2024-11-6

作者简介: 周子恒 (2000-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆动力学与控制。

通讯作者: 张宏远 (1977-), 男, 教授, 博士, 研究方向为车辆动力学与控制。

盒还可以有效地减少撞击时乘客所承受的加速度,减少撞击所产生的冲击力,从而保障驾驶人员的安全性.在实际工程中,对于吸能盒通常具有一定的安装位置及尺寸,因此,为使其在有限的空间内最大限度地发挥其抗撞击性能,已成为国内外学者关注的热点问题.

石恒鹏<sup>[1]</sup>等通过多目标优化设计,设计了一种新型的全边波纹方管吸能盒,较传统方管吸能盒的吸能特性得到了显著提升;周政言<sup>[2]</sup>等采用数值仿真方法,对折叠式管道受轴压时的吸能性能进行了研究,建立了管道吸能性能指标与结构参数的非线性映射关系.袁开<sup>[3]</sup>等人为了增强防撞梁抵抗变形的能力和吸能盒的吸能效果,设计了一种凹凸可调泊松比结构,将这种结构应用于汽车保险杠结构,从而改善了汽车抗碰撞能力.梁建术等<sup>[4]</sup>在汽车吸能盒优化设计时,对参数的耦合进行了探究.

本文选择以田字形截面吸能盒为研究对象,通过前处理软件完成有限元实验的搭建,利用多目标设计接口完成多目标优化,研究吸能盒参数及对吸能盒诱导槽参数对在吸能盒耐撞性的影响.

## 1 有限元模型搭建及模型验证

### 1.1 有限元模型搭建

本文旨在研究吸能盒在完整保险杠系统中的吸能特性.利用 ANSA 软件,我们构建了由防撞梁、一对结构参数相同的左右吸能盒,以及代表车身的简化后方刚体(在低速碰撞中假定为不变形,因此简化为吸能盒后方的质量点)组成的保险杠结构系统.吸能盒与防撞梁采用壳单元网格进行建模,且网格的最大尺寸被设定为 5 毫米.

在模型构建的过程中,为了保障模拟计算结果的精确度,我们为各个零件分配了准确的材料属性,这是至关重要的一步.在分析过程中,大部分的材料属性都是通过实验得到的,并在模型建立时被赋给了部件;根据工程试验结果,输入材料的应力-应变的曲线,以及不同拉伸速率下的曲线,整合到一起即可得到该材料的曲线模型;通过在前处理软件中赋予材料参数以及添加对应的曲线来得到更加贴合实际的仿真结果,文中吸能盒以及防撞梁

选用材料参数见表 1.

表 1 吸能盒材料参数选取

参数	数值
$\rho/(\text{g} \cdot \text{cm}^{-3})$	2.69
$E/\text{GPa}$	69
$P_R$	0.33
$\sigma_s/\text{MPa}$	249

吸能盒与防撞梁之间建立点焊连接关系;将整车质量 2 163 kg 通过关键字添加到吸能盒后端上,并对后端零件添加 X 方向的约束,其他部件不添加约束,保证能够进行正常碰撞.在保险杠系统中,接触方式设定为面面接触.我们为系统模型设定了 15 km/h 的初始速度,以进行 100% 刚性墙正面碰撞的仿真模拟.图 1 展示了保险杠系统的有限元碰撞模型.

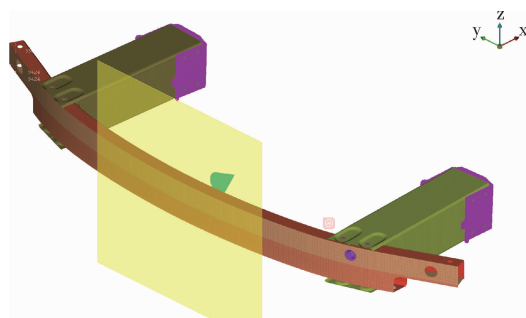


图 1 保险杠碰撞实验模型

### 1.2 吸能盒碰撞仿真分析

本文深入探讨了吸能盒的吸能特性,具体分析了其吸能量、刚性墙反力以及截面力等关键指标.为了获得更优的吸能表现,我们致力于提升总能量,同时降低截面力和刚性墙反力.图 2 直观展示了保险杠系统中整体及核心吸能部件的能量分布.通过分析仿真结果动画可知,在 0.06 s 时系统充分完成碰撞任务,由图 2 可知,系统开始碰撞之后动能开始逐渐降低,随着时间的推移,内能持续累积,直至 0.05 秒时,吸能盒的形变达到最大值,标志着吸能过程的完成.此时,吸能盒所吸收的能量约占系统总能量的 70%,是系统中的主要吸能组件.鉴于此,后续的研究将聚焦于对吸能盒的优化设计,以期进一步提升其吸能特性.

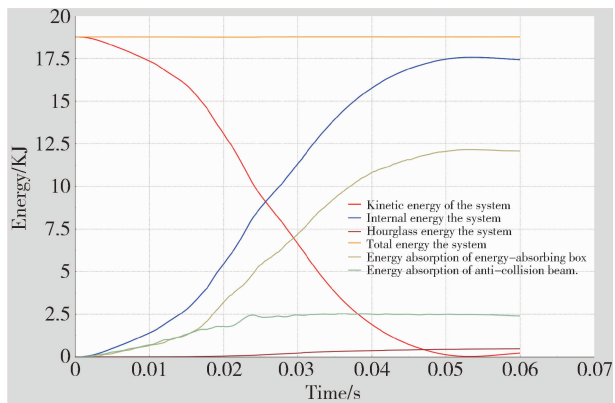


图 2 仿真实验能量分析

## 2 多目标优化设计

### 2.1 响应面法

响应面方法是一种策略，它依赖于一系列经过精心策划的确定性实验，旨在通过最小化实验次数来高效地评估和优化工业设备的性能表现<sup>[5]</sup>。利用响应面方法，将复杂而难于表述的参量之间的关系，用一个简单的参量响应曲面表示出来。为以后的性能优化设计提供帮助。优化参数、优化目标以及优化流程的设计对优化成功与否有非常重要的作用<sup>[6]</sup>，本次优化设计采用序贯响应面法(SRSM)，运用自适应区域缩减技术来缩小子区域的尺度。

### 2.2 优化参数

本次设计旨在通过于吸能盒后端增设诱导槽来增强其能量吸收性能。具体而言，本方案在吸能盒后端配置了三个诱导槽，并通过诱导槽的形状与位置参数进行精细化设计，以实现参数化优化的目标。将吸能盒内部壁板横向位置  $X$ 、吸能盒厚度  $T$ 、诱导槽深度  $D$ 、诱导槽宽度  $D_1$  以及诱导槽之间的距离  $D_2$  为设计变量，其表达式为：

$$P_i = [X, T, D, D_1, D_2]. \quad (1)$$

优化具体设计参数如表 2 所示：

表 2 优化参数

参数	数值
$X/\text{mm}$	(-2, 2)
$T/\text{mm}$	(1.8, 2.3)
$D/\text{mm}$	(-6, 0)
$D_1/\text{mm}$	(-2, 2)
$D_2/\text{mm}$	(-5, 10)

### 2.3 优化目标响应及约束

#### (1) 吸能盒的吸能量 $E$

增加吸能盒的吸能量一直是研究的目标。低速碰撞发生时，大部分吸能盒通过材料的溃缩变形吸收能量的冲击，吸收的能量大部分转变为金属溃变产生的内能。吸能量的多少是评价吸能盒性能优劣的一项重要指标。吸能量的关系表达式为：

$$E = \int_0^D F(x) dx, \quad (2)$$

式中： $F(x)$  为系统与刚性墙之间的碰撞力； $E$  为左右吸能盒吸收能量吸收值； $D$  为发生碰撞后吸能盒的形变量。

#### (2) 截面力 $F_s$

吸能盒截面力能够体现吸能盒和防撞梁的碰撞作用力，当截面力最大值较小时，则表明通过前纵梁向车身后方传输的撞击力峰值较低时，车辆碰撞加速曲线趋于平缓，从而提高了碰撞安全性。

#### (3) 刚性墙反力 $F_R$

当防撞梁遭遇碰撞冲击时，会立即引发碰撞力的急剧上升，形成碰撞力的峰值。此峰值的大小直接关系到传递至车身的力的大小，峰值越高，对乘员保护及车身结构的完整性构成的威胁就越大。碰撞力越小越好，本文通过分析钢性强反力对最大碰撞力进行分析。

本次设计选择吸能盒最大吸能量和截面力作为优化响应，并设置相应的优化目标，以最大刚性墙反力作为优化约束，以保证优化后的最大刚性墙反力有所下降。

### 2.4 优化算法

模拟退火算法(SA)，最初由 Metropolis 于 1953 年提出，是基于 Monte-Carlo 迭代法的一种概率性算法。该算法模拟了金属退火的过程，通过随机搜索技术来寻找目标函数的全局最优解。SA 算法的基本假设是，金属内部的粒子在高温时处于无序状态，随着温度的逐渐降低，粒子逐渐进入有序状态。在降温过程中，粒子在每个特定的温度点上，以一定的概率向能量最低的状态转变。这一概率的计算方法是：

$$p = \exp(-\Delta E/kT), \quad (3)$$

式中： $T$  为温度参数； $E$  为温度参数为  $T$  时金属内能； $k$  为兹曼常数。

自适应模拟退火算法(简称 ASA)是对模拟退火算法流程的一种改良与升级，旨在提升其性能。ASA 的核心思想是把传统 SA 算法的内部循环分解

成两个层次,在这个层次上,外部的控制区域发生改变,而内部的内部区域则在这个区域内受到扰动,并通过随机生成新的点来实现自适应的搜索<sup>[7]</sup>,因此与传统 SA 方法相比,ASA 在全局优化方面更具优势,它能够高效地探寻全局最优解,尤其适用于连续设计空间、实数以及离散设计变量等复杂场景,且具备快速的收敛特性<sup>[8]</sup>.在本次优化设计中,我们选择了混合模拟退火算法,该算法起始于自适应模拟退火算法(ASA)阶段,以找到一个近似的全局最优解,然后利用 Leapfrog 优化器来优化计算结果.

### 3 多目标优化结果分析

#### 3.1 优化数学模型的建立

碰撞问题并不是简单的单目标参数最优值叠加问题,各个子目标之间存在一定的关系.当一个子目标参数的性能得到提升时,往往会导致另一个子目标参数的性能下降.因此,需要在各个目标参数之间进行权衡,以达到期望的优化效果.这里选择吸能盒吸能量、吸能盒截面力  $F_s$  为优化设计变量,刚性墙反力  $F_R$  为约束条件、本文所构建的优化数学模型可表述为:

$$\begin{cases} \min F_s(X, T, D, D_1, D_2) \\ \max E(X, T, D, D_1, D_2) \\ F_R < 250 \end{cases} \quad (4)$$

#### 3.2 设计参数的敏感度分析

敏感度是衡量设计参数变动对优化目标参数变化影响程度的一个指标<sup>[9]</sup>.在设计时引入敏感度分析,有助于清晰地了解设计参数与优化目标参数之间的关系.全局敏感度不仅可以对优化结果进行初步预测,而且能够用于研究不同变量对于高阶模型的重要性.图3为全局敏感度分析图,由图3可知,吸能盒诱导槽深度与诱导槽之间的距离对系统吸能特性的影响远大于诱导槽宽度.

#### 3.3 结果比较

经过多次迭代计算后得到最优预测解,参数如表所示,根据优化结果在有限元模型上进行验证,验证结果如表所示,可知误差均小于5%,具有一定的可行性.

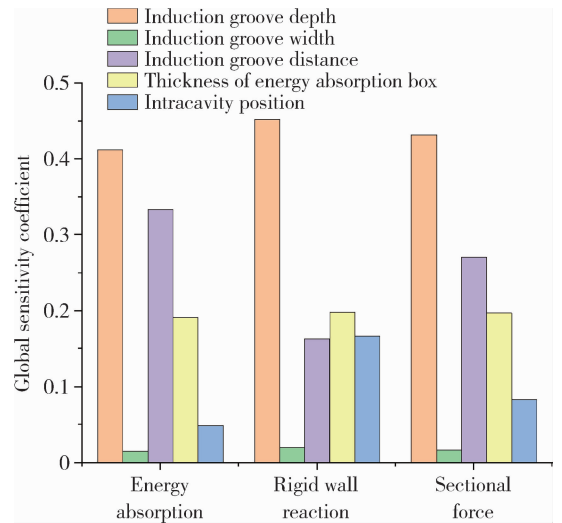


图3 全局敏感度分析

表3 计算结果验证

	吸能盒吸能/KJ	刚性墙反力/KN	截面力/KN
预测值	6.56	219.7	-113.6
验证值	6.67	212.9	-110.6
误差	1.6%	3%	2.6%

优化前后的性能参数如下图所示,由图可知优化结束后单侧吸能盒最大吸能量增加了10.7%,刚性墙反力峰值降低了28%,吸能盒截面力峰值降低了21.4%,系统的吸能特性获得了较大提升.

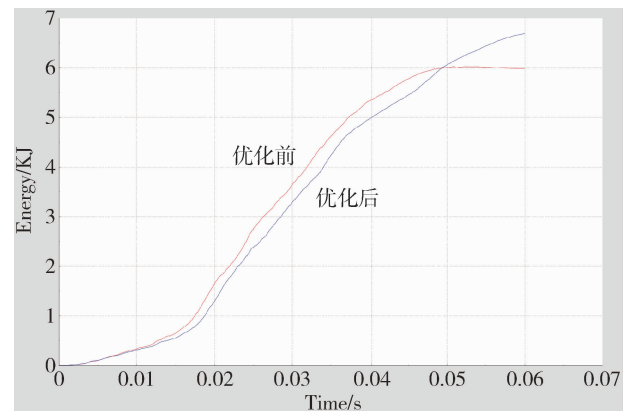


图4 吸能盒能量对比

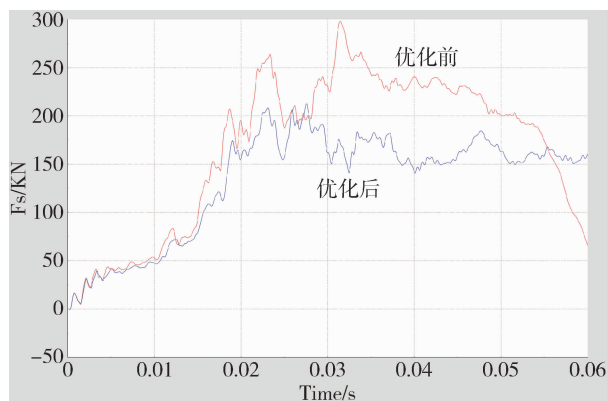


图 5 刚性墙反力对比

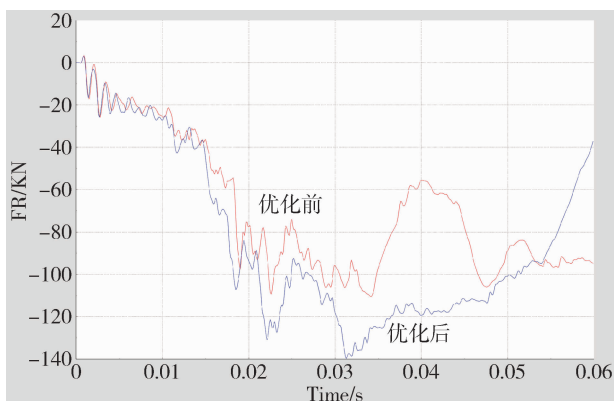


图 6 吸能盒截面力对比

## 4 结 论

本文以汽车前端吸能盒防撞梁系统为研究对

象，利用 ANSA、DYNA 和 META 对正面 100% 碰撞工况进行仿真分析，在优化前，吸能盒防撞梁系统的能量吸收能力相对较弱。然而，通过对吸能盒的厚度以及诱导槽的形态参数实施多目标优化设计后，该系统的各项能量吸收性能指标均实现了显著提升。

### 参考文献：

- [1] 石恒鹏, 莫秋云, 庞毅, 等. 波纹方管吸能盒的耐撞性分析与参数优化 [J]. 农业装备与车辆工程, 2024, 62 (06): 65-70.
- [2] 周政言, 李响, 朱璐, 等. 复合材料折纸管吸能特性多目标优化设计 [J]. 复合材料科学与工程, 2024, (02): 102-108.
- [3] 袁开. 基于超结构的防撞梁与吸能盒设计及力学性能研究 [D]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2023.
- [4] 梁建术, 师光耀, 骆孟波. 汽车吸能盒的结构优化设计 [J]. 机械设计与制造, 2016 (9): 16-18.
- [5] 马修, 朱文峰, 林佩剑. 基于响应面法在侧面碰撞下对薄壁八面柱耐冲击性能的优化设计 [J]. 制造业自动化, 2013, 35 (04): 127-129 + 149.
- [6] 于洋, 孔治国, 吴迪, 等. 基于某 SUV 电动车的能量流分析及续航里程优化研究 [J]. 中国测试, 2020, 46 (S1): 133-138.
- [7] 蒲忠昊, 王林, 张磊. 一种改进的快速自适应模拟退火算法 [C]. 中国控制与决策学术年会论文集 2006: 511-514.
- [8] 赖宇阳. Isight 参数优化理论与实例详解 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2012.
- [9] 张平格, 万炬峰. 短应力线轧机端盖分析与优化设计 [J]. 机床与液压, 2021, 49 (13): 94-98.

文章编号: 1009-4687(2025)01-0034-07

# 基于刚柔耦合的纯电动汽车两挡变速器扭转振动分析

孙志豪, 陈克

(沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110159)

**摘要:** 基于多体系统动力学理论, 建立了纯电动汽车两挡变速器的多刚体系统动力学模型, 计算了输入级齿轮副的动态啮合力和啮合频率, 对传动轴和齿轮等部件进行柔性化处理, 形成刚柔耦合系统动力学模型, 得到齿轮副啮合力的周期性变化和轴承支反力。采用模态叠加法对变速器箱体进行振动响应分析, 以轴承支反力为激振力, 建立模态-瞬态时域、模态-谐响应频域有限元分析模型, 得到箱体时域和频域下变化响应曲线。结果表明: 刚柔耦合模型的齿轮副动态啮合力和输出轴转速曲线幅值波动较小, 更接近理论值。齿轮副动态啮合力、轴承动态支反力和箱体动态响应频域曲线的峰值均出现在齿轮副的啮合频率及其倍频处, 箱体的振动主要集中在输入端轴承座处。

**关键词:** 变速器; 多体系统动力学; 刚柔耦合; 模态叠加; 振动响应

中图分类号: TH132.4

文献标识码: A

## Torsional Vibration Analysis of Two-speed Transmission of Pure Electric Vehicle Based on Rigid-flexible Coupling

SUN Zhihao, CHEN Ke

(School of Automotive and Transportation, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China)

**Abstract:** Based on the theory of multibody system dynamics, a multibody system dynamics model for the two-speed transmission of a pure electric vehicle was established. The dynamic meshing forces and meshing frequencies of the input gear pair were calculated. Components such as the transmission shafts and gears were subjected to flexibilization to form a rigid-flexible coupling system dynamics model, which allowed for the acquisition of periodic variations in the meshing forces of the gear pair and the bearing reaction forces. Modal superposition method was employed to analyze the vibration response of the transmission housing. With the bearing reaction forces serving as the excitation forces, finite element analysis models in modal-transient time domain and modal-harmonic response frequency domain were established, yielding response curves in both time and frequency domains for the housing. The results indicate that the dynamic meshing forces of the gear pair and the amplitude fluctuations of the output shaft speed curve in the rigid-flexible coupling model exhibit minimal deviations and are closer to theoretical values. Peaks in the dynamic meshing forces of the gear pair, dynamic bearing reaction forces, and dynamic response frequency domain curves of the housing all occur at the meshing frequencies and their harmonics of the gear pair. The vibrations of the housing are primarily concentrated at the bearing pedestal on the input end.

**Key words:** transmission; multibody system dynamics; rigid-flex coupling; modal superposition; vibration response

收稿日期: 2024-12-09

作者简介: 孙志豪 (2000-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆动力学与控制。

通讯作者: 陈克 (1965-), 男, 教授, 研究方向为车辆动力学与控制。

在电动汽车上配备两挡变速器能更好地发挥电机和整车的性能,对提高整车的效率具有重要的意义.因电机的转速比较大,作用于齿轮的冲击较大,研究两挡变速器的齿轮啮合冲击便成为重要的课题.通过研究齿轮传动系统中齿轮副在啮合过程中的动力学特性以及箱体的动态响应,可以为后续的疲劳分析、振动噪声分析及故障诊断提供依据.

邱星慧等<sup>[1]</sup>将地铁齿轮箱体柔性化,建立地铁齿轮箱刚柔耦合动力学模型,发现箱体上部有明显的振动冲击.张孔亮<sup>[2]</sup>建立了齿轮传动系统多刚体模型,将箱体柔性化建立刚柔耦合动力学模型,利用模态叠加法得到了箱体表面动态响应云图.靳利红<sup>[3]</sup>利用 Romax 建立变速器传动系统动力学模型,得到轴承动态力.王晓芳<sup>[5]</sup>等利用 ADAMS 对动车组齿轮箱模型进行动力学仿真分析,齿轮副间动态啮合力,并与理论值对比分析.赵方洲等<sup>[6]</sup>对变速器齿轮传动系统进行了刚柔耦合建模验证了柔性体模型的准确性.进行疲劳寿命预测并利用台架试验进行了验证.林腾蛟等<sup>[7]</sup>建立了船用齿轮装置多刚体模型,对船用齿轮箱体和轴承座柔性化处理,计算箱体表面的动态响应,进行箱体声振强耦合分析.上述对箱体的动态响应分析时,没有考虑实际传动轴变形对轴承支反力的影响,计算出轴承支反力有一定的误差,会影响结果的准确性.

本文考虑传动轴对轴承支反力的影响,将传动轴和齿轮等部件作柔性化处理,通过多刚体和刚柔耦合的动力学仿真,得到啮合力和输出转速的变化规律,证明刚柔耦合模型更符合实际的齿轮传动.通过刚柔耦合模型得到的轴承支反力为激励力,运用模态叠加法对变速器箱体进行振动响应分析.

## 1 动力学模型建立和参数选取

### 1.1 动力学模型建立

针对某款电动汽车二挡自动变速器,根据参数在 CATIA 中建立其三维模型,得到装配体如图 1 所示,接着将一挡齿轮传动系统导入 ADAMS 中建立多刚体虚拟样机模型.

### 1.2 施加约束

各转轴与各自的挡位齿轮之间用固定副约束,与 ground 之间为旋转副.

### 1.3 接触定义参数选取

在 ADAMS 中确定接触力的方法有两种:补偿

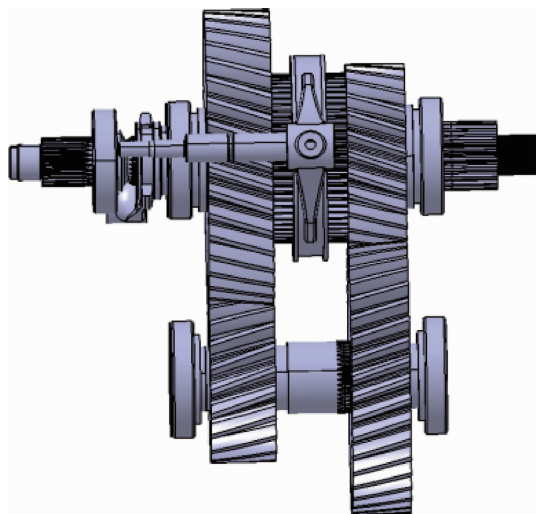


图1 传动系统装配图

法 (Restitution) 和冲击函数法 (Impact). 补偿法计算比较复杂,迭代过程收敛速度较慢,所以选用冲击函数法. Impact 函数表达式为:

$$F_n = \begin{cases} K \cdot \delta^e + \text{step}(\delta, 0, 0, d_{\max}, C_{\max}) \frac{d\delta}{dt} & \delta \geq 0 \\ 0 & \delta < 0 \end{cases} \quad (1)$$

在定义接触时需要确定接触刚度、最大穿透深度、阻尼系数和接触力指数 4 个参数.

(1) 接触刚度系数与齿轮材料属性、几何接触形状、接触方式等有关. 基于赫兹接触理论,对于一对啮合齿轮,接触刚度系数由式 2、3、4 得出:

$$K = 4/3R^{(1/2)} E, \quad (2)$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}, \quad (3)$$

$$\frac{1}{E} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}. \quad (4)$$

计算得常啮合齿轮副  $K = 9.75 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ ; 一挡齿轮副  $K = 9.62 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ .

(2) 最大穿透深度  $\delta_i$  取  $0.1 \text{ mm}$ .

(3) 接触力指数  $e$  反映了材料的非线性程度,取 1.5.

(4) 阻尼系数  $c$  反映了系统损耗能量的能力,取  $50 \text{ Ns/mm}$ .

### 1.4 参数设置

在输入轴上施加一个由 step 时间历程函数定义的驱动,其格式为:  $\text{step}(\text{time}, 0, 0 \text{ d}, 0.1, 18000 \text{ d})$ , 在输出轴添加一个为  $733200 \text{ N mm}$  的恒定负载转矩  $\text{step}(\text{time}, 0, 0, 0.1, -733200)$ .

驱动类型选择速度, 仿真时间设 0.3 s, 仿真步数为 4 800 步. 最终建立的多刚体动力学模型如图 2 所示.

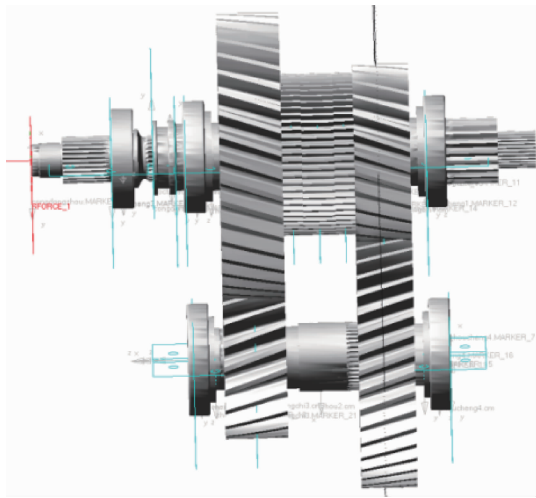


图2 多刚体动力学模型

## 2 多刚体动力学仿真

通过计算得到多刚体输入级齿轮副的动态啮合力曲线如图 3 所示, 通过时域曲线可知, 输入级齿轮副的啮合力在某个均值附近上下波动, 整体呈周期性变化, 这种波动主要由齿轮啮合过程中周期性的啮入啮出以及啮合刚度变化引起的. 通过快速傅里叶变换得到啮合力的幅值频谱图, 可知波峰为 1 348.5 Hz、2 697.8 Hz、4 046.3 Hz 等, 基本为啮合频率 1 350 Hz 的整数倍, 同时也会少量受到输出级齿轮副机械激励的影响, 表明齿轮副间存在一定的耦合作用, 与实际情况相符.

通过带入齿轮的参数和工况载荷, 计算齿轮的圆周力, 径向力和轴向力. 根据经典公式, 可求得齿轮的三向力. 计算公式如下:

$$\text{圆周力 } F_t = \frac{2T}{d}, \quad (5)$$

$$\text{径向力 } F_r = F_t \tan \alpha_n = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}, \quad (6)$$

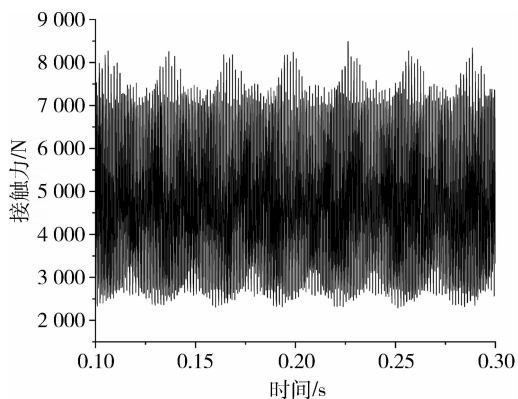
$$\text{轴向力 } F_a = F_t \tan \beta, \quad (7)$$

式中,  $T$  为输入轴转矩;  $d$  为输入齿轮的分度圆直径;  $\alpha_n$  为法向压力角;  $\beta$  为螺旋角.

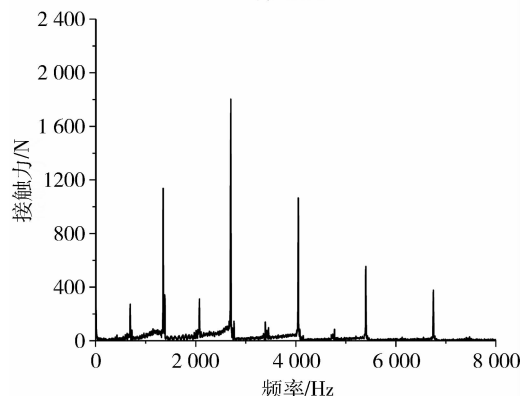
齿轮啮合频率理论计算式为:

$$f = \frac{NZ}{60}, \quad (8)$$

式中,  $N$  为转速;  $Z$  为齿数.



(a) 时域图



(b) 频域图

图3 多刚体仿真输入级齿轮副啮合力曲线

将仿真得到的三向力和啮合频率与理论值作对比, 结果见表 1 所列, 可知仿真均值和理论值误差较小, 认为满足动力学精度要求, 同时从另一方面验证了多体动力学模型装配的准确性.

表 1 多刚体输入级齿轮副啮合力结果分析

输入级齿轮副	圆周力 (N)	径向力 (N)	轴向力 (N)	啮合频率 (Hz)
理论值	3 880.6	2 131	1 412.4	1 350
仿真值	4 012.5	2 209.5	1 354.7	1 348.5
误差(%)	3.4	3.68	4.08	0.11

## 3 刚柔耦合模型动力学仿真

在进行多刚体动力学分析时, 把传动系统中所有部件均看作刚性体, 不受力作用变形, 这与实际情况不符. 随着柔性体数量的增加, 仿真中需要求解的方程组也会变得更大更复杂, 导致求解速度下降. 为了兼顾精度和效率, 可以对关键构件进行柔性化处理, 本文对传动轴和齿轮进行柔性化处理. 本文利用 ANSYS 生成 MNF 文件, 通过定义单元,



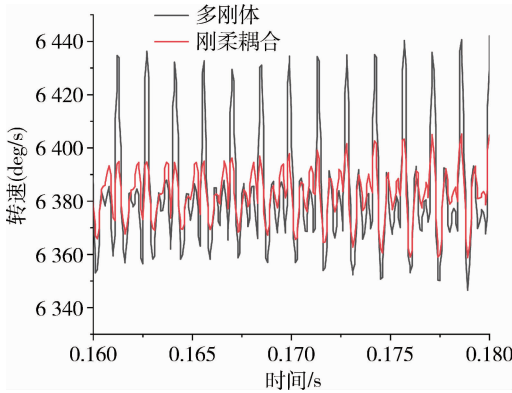
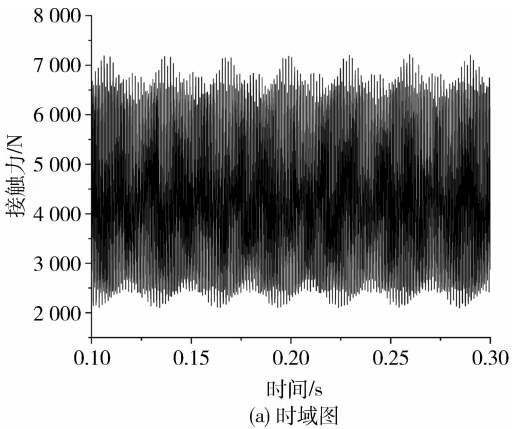


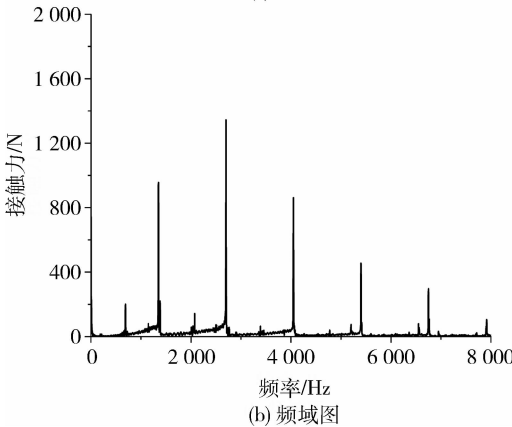
图7 刚体和刚柔耦合模型输出轴速度局部曲线

### 3.3 轴承支反力

变速器箱体动态响应分析需要先获得各个轴承动态激励，下面给出了输入轴轴承支反力时域和频域图。



(a) 时域图



(b) 频域图

图8 输入轴轴承支反力

通过计算得到了各轴承的时域和频域动态载荷曲线，为后续变速器箱体的动态响应分析提供了数据准备。通过频域图可知输入轴轴承座处接触力的峰

值频率在齿轮副啮合频率 1350 Hz 以及倍频附近出现，其原因是主要受到输入级齿轮副啮合时产生机械激励的影响。

## 4 箱体振动响应分析

采用模态叠加法对变速器箱体有限元模型实施动态求解，研究其在工作约束状态下的模态分析，联合建立模态-瞬态时域、模态-谐响应频域有限元分析模型，通过把各轴承的动态支反力作为激励力施加到箱体轴承座上，得到该箱体节点位置时域和频域下的振动位移以及速度、加速度的动态响应情况。

箱体材料为铝合金 ADC12，对轴承座位置处设置圆柱形支撑，固定轴向以及径向约束；对前后箱体上的螺栓孔定义固定约束。网格尺寸设置为 4 mm，表给出了前 9 阶固有模态频率。

表3 箱体前9阶固有模态

阶数	固有频率 (Hz)	阶数	固有频率 (Hz)
1	2 233.1	6	3 046.9
2	2 337.6	7	3 200.4
3	2 498.6	8	3 331.7
4	2 574.3	9	3 365.5
5	2 896.9		

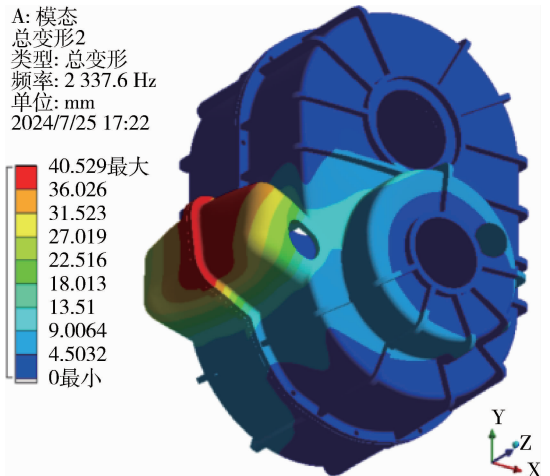


图9 二阶模态

以箱体的第2阶模态为例，固有频率为 2 337.6 Hz，

主要振型是沿 Y 轴负方向弯曲变形。该变速器箱体的固有频率与齿轮传动系统所产生的啮合频率相比较而言，两者相差较大，因而不会产生共振现象。

定义求解时间为 0.2 s，时间增量为 0.001 s，模态求解范围为 0 ~ 8 000 Hz，步长设置为 25 Hz，求解测试点位置下时域和频域下的响应曲线。

图 11 和图 12 给出了测试点在 x 向上的振动响应曲线。

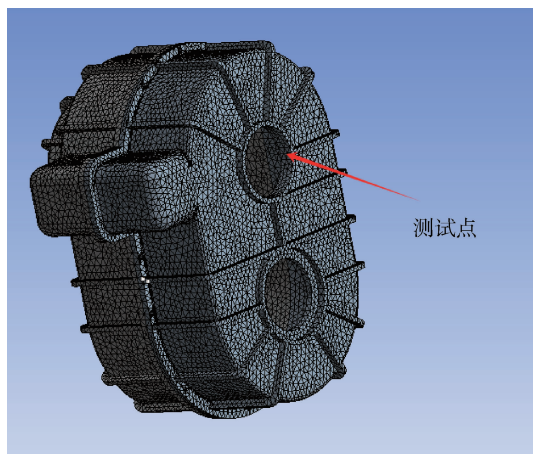


图 10 测试点

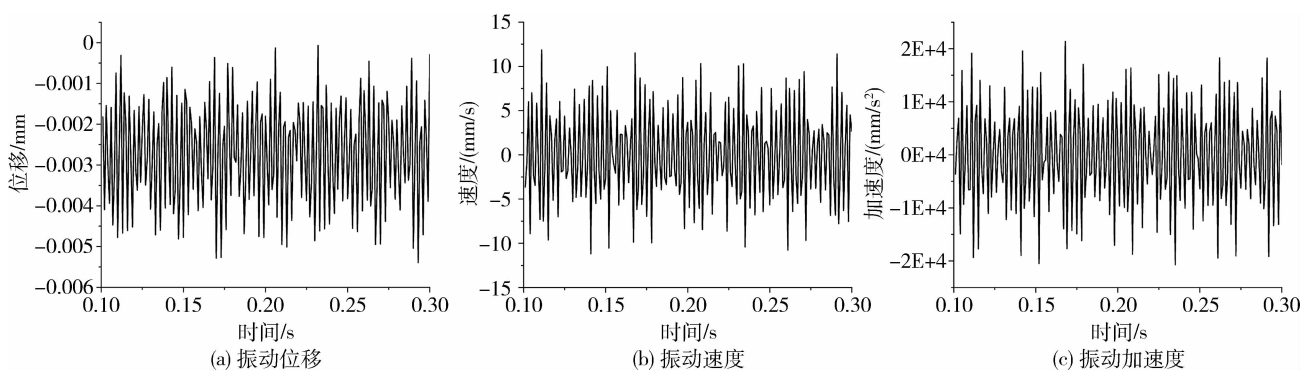


图 11 测试点 x 方向动态响应时域曲线

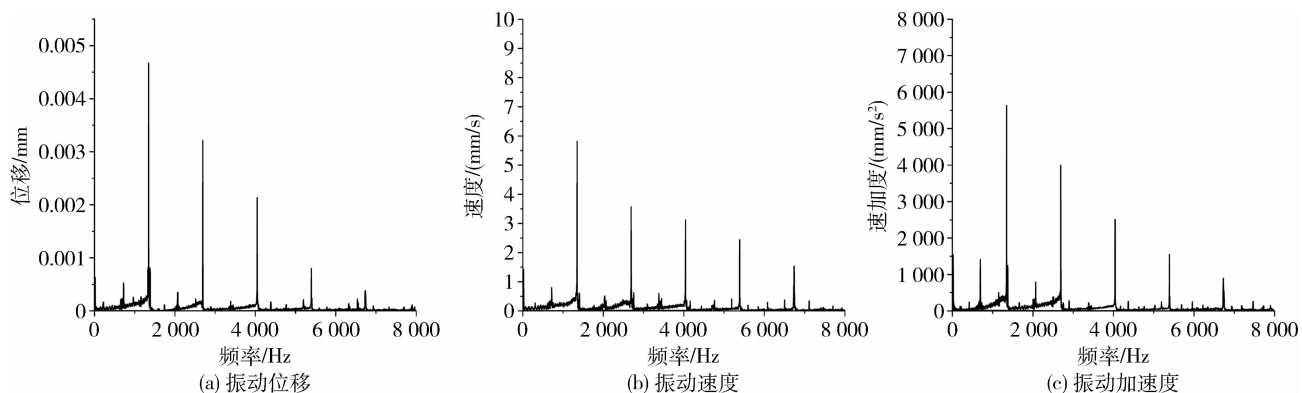


图 12 测试点 x 方向动态响应频域曲线

经过分析可知，在时域图中测试点出现最大振动加速度以及振动速度的时间节点在 0.165 s，最大速度为 12.4 mm/s，最大加速度为 22.04 m/s<sup>2</sup>。在频域图测试点在 1 350 Hz 附近时有最大位移、速度及加速度振幅，最大位移振幅为 0.004 8 mm，最大速度振幅为 5.96 mm/s，最大加速度振幅为 5 864.32 mm/s<sup>2</sup>，箱体的振动变形主要集中在箱体的输入端轴承座处，该处箱体的振动主要由输入级

齿轮副啮合时产生的机械激励引起，但同时会受到输出级齿轮副机械激励的影响。

## 6 结 论

1) 建立多刚体动力学模型，计算了输入轴齿轮副啮合力和啮合频率，将传动轴和齿轮进行柔性  
(下转第 54 页)

文章编号: 1009-4687(2025)01-0040-08

# 基于灰狼算法和神经网络的锂电池 SOC 和 SOH 联合估计

马昕池, 张昕, 郭子奇, 柏月鸿

(沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110159)

**摘要:** 在电池管理系统(BMS)中, 电池的荷电状态(SOC)与健康状态(SOH)具有极其重要的地位, 鉴于直接测量这两种状态的局限性, 分析了SOC和SOH之间的联系, 提出了一种灰狼算法和神经网络相结合的在线联合估计算法, 引入卷积神经网络(CNN)用于SOH估算, 并将其结果整合到SOC的估算流程中, 使用GWO-GRU对SOC进行估计. 将SOH估计考虑到SOC估计中, 能减少电池老化因素对SOC估算准确性带来的不利影响, 实验结果表明, 在CALCE数据集上, SOC估算在不同温度下的平均绝对误差均稳定在5%以内, 此方法能实现锂离子电池SOC和SOH联合估算, 并在0℃、25℃和45℃温度条件下都能达到较高的精确度.

**关键词:** 锂离子电池; 荷电状态; 健康状态; 灰狼优化器; 门控循环单元神经网络

中图分类号: TM912

文献标识码: A

## Joint estimation of SOC and SOH of lithium battery based on grey wolf algorithm and neural network

MA Xinchí, ZHANG Xīn, GUO Zīqí, BAI Yuehōng  
(Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China)

**Abstract:** In the battery management system (BMS), the state of charge (SOC) and state of health (SOH) of the battery play an extremely important role. In view of the limitations of direct measurement of these two states, the relationship between SOC and SOH is analyzed. An online joint estimation algorithm combining gray wolf algorithm and neural network is proposed. Convolutional neural network (CNN) is introduced for SOH estimation, and the results are integrated into the SOC estimation process. GWO-GRU is used to estimate SOC. Considering SOH estimation into SOC estimation can reduce the adverse effects of battery aging factors on the accuracy of SOC estimation. The experimental results show that on the CALCE dataset, the average absolute error of SOC estimation at different temperatures is stable within 5%. This method can realize the joint estimation of SOC and SOH of lithium-ion batteries, and can achieve high accuracy at 0 °C, 25 °C and 45 °C.

**Key words:** lithium ion battery; state of charge; state of health; grey wolf optimizer; gru neural network

随着电动汽车、储能系统和便携式电子设备的快速发展, 锂离子电池凭借其高工作电压、高能量存储密度、长久的使用寿命及极低的自放电特性, 成为新能源汽车动力电池领域的首选方案<sup>[1]</sup>. SOC和SOH是衡量电池性能的关键. 然而, 准确在线

地估算SOC和SOH并非易<sup>[2,3]</sup>. 传统的估算方法, 如安时积分法、开路电压法等<sup>[4,5]</sup>, 在面对复杂多变的工况和老化过程时, 往往难以保证估算的准确性和鲁棒性. 此外, SOC和SOH之间并非孤立存在, 它们之间存在着紧密的相互关联. 电池老化影

收稿日期: 2024-10-24

基金项目: 中央引导地方科技发展资金项目(2023JH6/100100066); 辽宁省普通本科高校基本科研业务费专项资金(SYLUGXTD07).

作者简介: 马昕池(2000-), 女, 硕士研究生, 研究方向为车辆检测与电子控制.

通讯作者: 张昕(1977-), 女, 教授, 博士, 研究方向为汽车电子控制技术.

响 SOC 估算, 而 SOC 偏差又掩盖真实 SOH. 因此, 实现 SOC 和 SOH 的同步估算, 能提升预测准确性, 全面了解电池状态, 优化电池管理系统. 文献 [6] 构建了锂电池的一阶状态空间模型, 结合了改进粒子滤波算法, 实现了 SOC 及 SOH 的联合估计. Wei 等人 [7] 提出了基于在线自适应等效电路模型, 分别设计了基于卡尔曼滤波的 SOC 观测器和基于最小二乘法的容量观测器, 以此实现了 SOC 和 SOH 的联合估算. 然而, 电池模型随着电池工作条件的波动和老化进程的推进, 这种模型误差会进一步增大. 而数据驱动方法的核心在于收集和分析大量的电池运行数据, 通过构建数据驱动模型来精确捕捉电池的实际行为特征, 从而显著提升状态估计的精度和可靠性. 例如文献 [8] 提出一种基于深度学习的锂离子电池 SOC 和 SOH 联合估算方法. 这种方法具有良好的泛化能力.

本文提出一种基于优化算法和深度学习相结合的锂离子电池 SOC 和 SOH 联合估算方法, 具体而言, 该方法引入卷积神经网络进行 SOH 估计, 将其估计结果整合至 SOC 估算流程中, 并基于 GWO-GRU 进行 SOC 估计. 相较于文献 [8] 中由基 GRU 的锂离子电池 SOC 估算方法而言, 选择灰狼算法作为优化神经网络的核心算法, 能够充分利用灰狼算法强大的全局搜索能力和收敛性能, 有效避免神经网络陷入局部最优解, 从而提高神经网络的训练效率和预测精度, 进一步提高估算的精确性.

## 1 SOH 对 SOC 的影响

### 1.1 SOH 定义

SOH (State of Health) 表示锂离子电池相对于全新状态时储存电能能力的退化程度, 它量化了电池在其整个生命周期中的性能状态, 通常以百分比的形式表示. 本文采用基于当前最大可放电容量的方式来估算电池的在线 SOH, 即公式 (1) 所示的方法, 这种方法更为实用且易于实现.

$$SOH = \frac{C_{now}}{C_{new}} \times 100\% , \quad (1)$$

式中,  $C_{now}$  表示电池当前实际最大可放电容量;  $C_{new}$  表示电池制造商标注的初始额定容量.

最终的 SOH 值以百分比形式给出, 按照 IEEE 标准 1188-1996 的规定, 当电池最大可放电容量降至其额定容量的 80% 时, 被视为达到了其作为动力源的使用寿命终点, 此时应考虑对其进行梯次利用或

回收. 此外, 电池的剩余容量还可以作为梯次利用的标准. 根据不同剩余容量范围, 电池可以被应用于不同的领域: 当容量处于 100% 到 80% 之间时, 适合继续作为电动汽车的动力电池; 容量在 80% 到 60% 之间时, 则适宜用于储能系统; 在 60% 到 20% 之间的容量, 可用于备用电源; 当容量降至 20% 以下时, 则需对电池进行拆解并回收其原材料.

### 1.2 SOC 和 SOH 之间的联系

为了确保锂离子电池的安全与高效运作, 电池管理系统需要持续监测 SOC 和 SOH 这两个关键状态参数, 并且这两个参数之间存在着相互依赖的关系. 本节将从理论分析和数据驱动分析两个角度出发, 探讨锂离子电池 SOC 与 SOH 之间的关联性. 通过理论分析, 可以深入了解电池内部化学反应和物理变化对 SOC 和 SOH 的影响. 而在数据驱动分析中, 则侧重于利用实际运行数据来揭示 SOC 与 SOH 之间的动态关系. 这种分析方法有助于全面理解锂离子电池在不同使用条件下的行为特征.

根据文献 [9] 的论述, 锂离子电池的 SOC 和 SOH 是表征电池状态的参数, 而非直接可测量的物理量. 文献 [10] 中讲述的是 SOC 是电池当前所持有的电量, 这一电量是相对于电池在当前条件下能够提供的最大电量而言的. 在文献 [11] 中, SOH 指的是电池当前所能达到的最大存储容量, 这一数值与电池出厂时的标称容量之间的比例关系. 由此, 可以得出以下结论:

$$SOC = \frac{Q_{store}}{C_0 \cdot SOH} , \quad (2)$$

式中,  $Q_{store}$  表示锂离子电池当前时刻所含有的电能储备量;  $C_0$  表示额定容量.

从公式 (2) 中可以看出, 锂离子电池的 SOC 与 SOH 之间存在一定的关联性. 并且, 当 SOH 下降时, 其对 SOC 的影响会变得更加显著. 接下来将探讨锂离子电池 SOC 与 SOH 之间的关系. 图 1 展示了对比考虑 SOH 影响与忽略 SOH 影响时的锂离子电池 SOC 的变化趋势.

当考虑 SOH 影响时, 所估算的锂离子电池 SOC 与实际 SOC 相符, 同样能够从 0 增加到 100%. 然而, 当忽略 SOH 影响时, 所得到的锂离子电池 SOC 在电池充满时并未达到 100%, 这表明忽略 SOH 影响会导致 SOC 的估算结果出现偏差. 随着锂离子电池 SOH 的降低 (即电池老化), 忽略 SOH 影响所导致的锂离子电池 SOC 与实际 SOC 之间的差距会逐渐增大. 这意味着, 如果不考虑

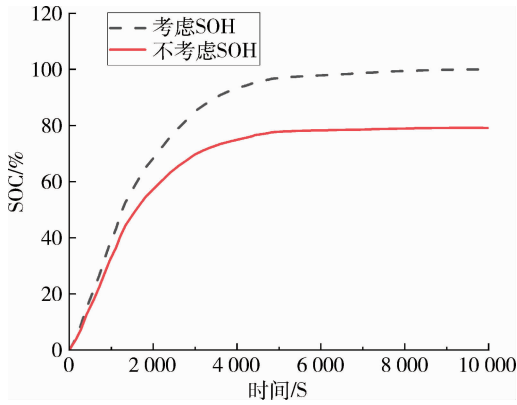


图1 考虑 SOH 与不考虑 SOH 的对比图

SOH 因素, 锂离子电池 SOC 的估计精度会随着电池的老化而逐渐降低.

经过理论分析结合实际数据研究锂离子电池 SOC 和 SOH 的相互关系, 得出 SOC 的表现受到 SOH 状况的制约, 并且这种影响会随着电池老化程度的加剧 (即 SOH 的下降) 而变得更为显著. 因此, 研究锂离子电池 SOC 和 SOH 的联合估算是非常重要的.

## 2 基于灰狼算法和神经网络的 SOC 和 SOH 联合估计

### 2.1 GRU 神经网络

神经网络作为一种强大的机器学习模型, 具有高精度估计能力、强大的泛化性能、出色的适应性、卓越的非线性处理能力以及高效的数据处理能力. 这些优势使得神经网络能够模拟电池的复杂动态特性, 适应多变的工况、温度及电池老化程度, 有效减少外部因素的影响, 从而实现对 SOC 和 SOH 的准确估计. 相比传统的估计方法, 如开路电压法、安时积分法等, 神经网络在精度和适应性方面具有显著优势.

在神经网络中, 循环神经网络特别适用于处理序列数据, 如时间序列分析、自然语言处理等. 由于锂电池的 SOC 和 SOH 都与电池的电压、电流等参数在时间序列上的变化密切相关, 因此 RNN 成为了一个合适的选择. RNN 通过其内部的循环连接, 能捕捉序列中的时序依赖关系, 这对锂电池 SOC 和 SOH 的联合估计至关重要. 而 GRU 作为一种特殊的 RNN 变体, 具有独特的门控机制, 这些门控机制使得 GRU 能够更有效地处理长序列数据, 缓解梯度消失和梯度爆炸等问题. 同时, GRU 相比其他 RNN 变体, 如 LSTM<sup>[12]</sup>, 具有更少的参数和更简单的结

构, 这降低了模型的复杂性, 提高了训练效率. 因此, GRU 在保持高性能的同时, 具有更快的训练速度和更低的计算成本. 此外, GRU 在处理序列数据方面的出色表现也使其在锂电池 SOC 和 SOH 联合估计中更具优势. GRU 的单元结构图如图 2 所示.

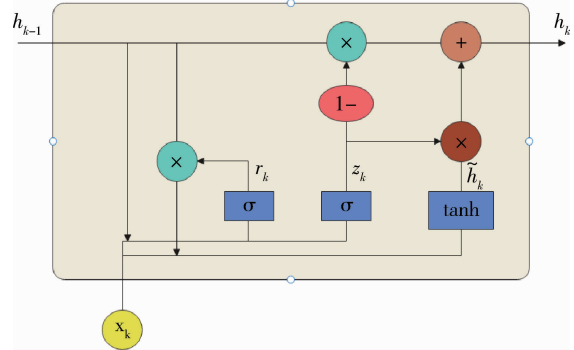


图2 GRU 单元结构图

GRU 内部仅包含两个门: 重置门  $r_k$  和更新门  $z_k$ . 其中, 重置门控制前一时刻的隐藏状态对当前网络的影响; 而更新门是决定当前候选状态对网络输出权重.

更新门输出  $z_k$  的计算公式如下:

$$z_k = \sigma(W_z \cdot [h_{k-1}, x_k]), \quad (3)$$

式中:  $\sigma$  表示 sigmoid 函数;  $W_z$  表示重置门的权重矩阵;  $h_{k-1}$  表示上一时刻隐藏状态;  $x_k$  表示当前时刻的输入.

重置门输出  $r_k$  的计算公式如下:

$$r_k = \sigma(W_r \cdot [h_{k-1}, x_k]), \quad (4)$$

式中:  $W_r$  表示重置门的权重矩阵.

重置门的输出直接影响的是 GRU 单元的候选输出量, 候选输出量  $\tilde{h}_k$  的计算公式如下:

$$\tilde{h}_k = \tanh(W \cdot [r_k * h_{k-1}, x_k]), \quad (5)$$

式中:  $\tanh$  表示双曲正切激活函数;  $W$  表示权值矩阵.

GRU 单元的最终输出的计算公式如下:

$$h_k = (1 - z_k) * h_{k-1} + z_k * \tilde{h}_k. \quad (6)$$

### 2.2 灰狼算法

本文在锂电池 SOC 和 SOH 联合估计中, 选择灰狼算法作为优化神经网络的核心算法. 灰狼算法, 这一新兴的群体智能优化技术, 其设计理念汲取了自然界灰狼种群的社会阶层结构和协同狩猎行为的灵感<sup>[13]</sup>. 这种受自然启发的优化机制赋予了灰狼算法强大的全局搜索能力、实现简单以及无需依赖目标函数的梯度信息等. 由于这些特点, 灰狼算法已被广泛应用于多个领域, 例如机器学习、智能控制、图像处理和电力系统等领域. 通过采用有

效的搜索策略和群体协作机制，灰狼算法能够在解决连续优化问题时表现出色。

在灰狼算法中，一个灰狼群体根据角色和个体的表现被划分为四个等级： $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\delta$  和  $\omega$ 。其中， $\alpha$  狼代表群体中的领导者，对应优化过程中的最优解； $\beta$  狼作为次级领导者，仅次于  $\alpha$  狼，代表次优解； $\delta$  狼处于第三等级，它们服从于  $\alpha$  和  $\beta$  狼，但领导着  $\omega$  狼；而群体中的其余成员则被归类为  $\omega$  狼。

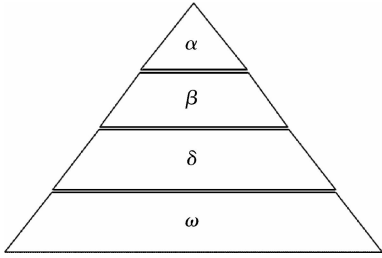


图 3 狼群等级层次机制

该算法模拟自然界中灰狼的狩猎行为，主要包含了三个基本的行为模式：社会等级制度、围攻猎物以及集体攻击。在算法执行过程中，每只“灰狼”都有其对应的位置向量和适应度值。灰狼之间能够共享信息，通过协同作用来探索更佳解决方案。

灰狼捕食猎物的模型可以定义如下：

$$|\vec{D}| = |\vec{C} \cdot \vec{X}_p(t) - \vec{X}(t)|, \quad (7)$$

$$\vec{A} = 2a \cdot \vec{r}_1 - a, \quad (8)$$

$$a = 2 - 2 \cdot \frac{t}{t_{\max}}, \quad (9)$$

$$\vec{C} = 2 \cdot \vec{r}_2. \quad (10)$$

灰狼的位置更新公式：

$$\vec{X}(t+1) = \vec{X}_p(t) - \vec{A} \cdot \vec{D} \quad (11)$$

式中： $|\vec{D}|$  表示灰狼与猎物的距离； $\vec{X}_p(t)$  表示猎物的位置； $t$  表示迭代次数； $t_{\max}$  表示最大迭代次数； $\vec{X}(t+1)$  表示第  $t+1$  次迭代时灰狼的位置； $a$  表示收敛因子； $\vec{A}, \vec{C}$  表示系数向量。

整个更新过程中，任意灰狼个体位置变化的数学表达式如下：

$$|\vec{D}_\alpha| = |\vec{C}_1 \cdot \vec{X}_\alpha - \vec{X}|, \quad (12)$$

$$|\vec{D}_\beta| = |\vec{C}_2 \cdot \vec{X}_\beta - \vec{X}|, \quad (13)$$

$$|\vec{D}_\delta| = |\vec{C}_3 \cdot \vec{X}_\delta - \vec{X}|, \quad (14)$$

$$\vec{X}_1 = \vec{X}_\alpha - \vec{A}_1 \cdot \vec{D}_\alpha, \quad (15)$$

$$\vec{X}_2 = \vec{X}_\beta - \vec{A}_2 \cdot \vec{D}_\beta, \quad (16)$$

$$\vec{X}_3 = \vec{X}_\delta - \vec{A}_3 \cdot \vec{D}_\delta, \quad (17)$$

$$\vec{X}(t+1) = \frac{\vec{X}_1 + \vec{X}_2 + \vec{X}_3}{3}, \quad (18)$$

式中： $|\vec{D}_\alpha|$ 、 $|\vec{D}_\beta|$  和  $|\vec{D}_\delta|$  表示  $\alpha, \beta, \delta$  与其他个体间的距离； $\vec{X}_\alpha, \vec{X}_\beta$  和  $\vec{X}_\delta$  表示  $\alpha, \beta$  和  $\delta$  当前位置； $\vec{C}_1, \vec{C}_2$  和  $\vec{C}_3$  表示随机向量。

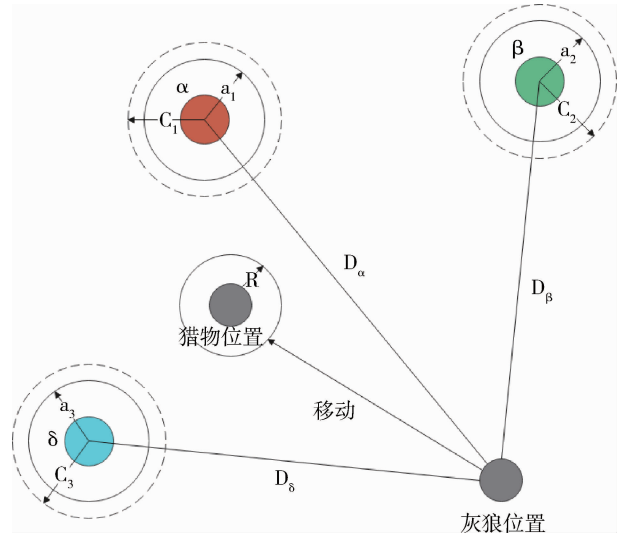


图 4 狼群位置更新示意图

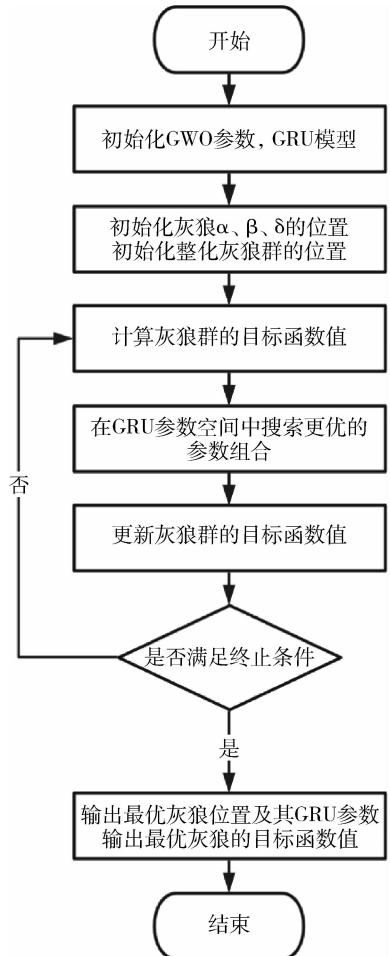


图 5 灰狼优化算法流程图

### 2.3 联合估计

为了实现锂离子电池的 SOC 和 SOH 的联合估计, 本文融合了 GWO-GRU 算法与 CNN 来进行结

合, 提出估算锂离子电池的 SOC 和 SOH 联合估算模型, 如图 6 所示。

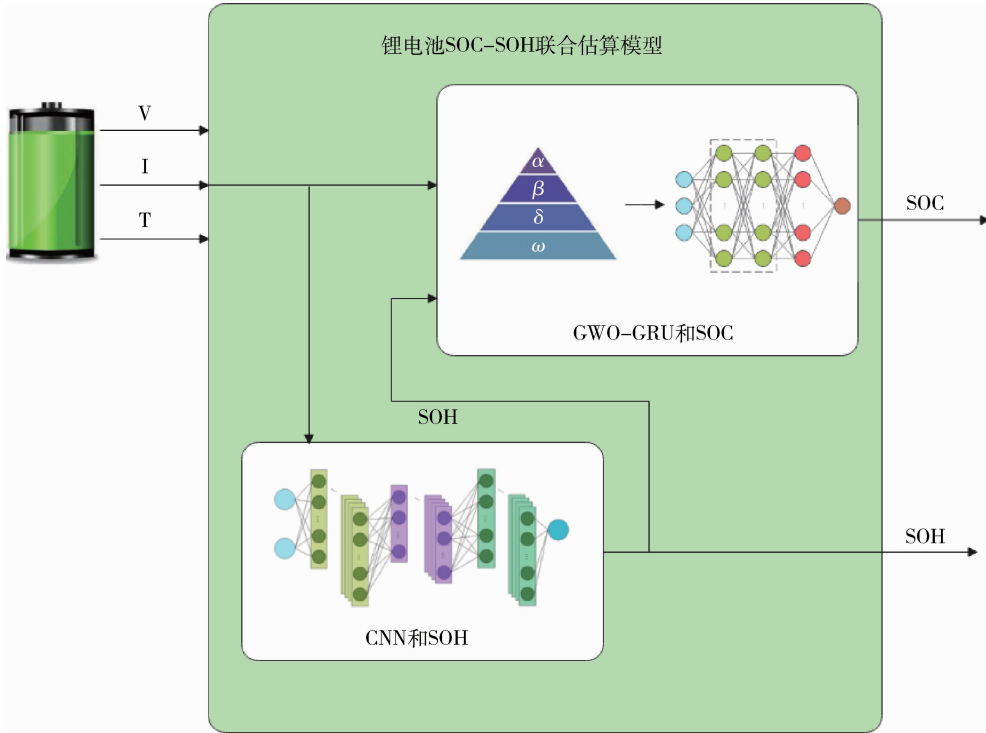


图6 锂离子电池联合估算模型

SOH 估算采用的 CNN 模型具有内存占用小、计算高效以及参数精简的特点。CNN 的局部连接和权重共享特性, 与锂离子电池数据在特定局部范围内与特定特征展现出的相关性相契合, CNN 通过捕捉这些时序数据中的非线性关系, 为锂离子电池的状态提供了有效的估算方法。CNN 的配置细节如下: 输入层包含 2 个节点, 作为数据的起始输入。进入每个卷积块后, 首先遇到的是卷积层, 该层配置了 3 个滤波器, 每个滤波器内嵌有 32 个大小为  $16 \times 1$  的卷积核, 并启用了 ReLU 函数作为激活机制。紧接着卷积层的是池化层, 它由两个最大池化(Max pooling)层组成, 每个池化层的滤波器尺寸均为  $4 \times 1$ , 仅提取该尺寸范围内的最大值作为特征输出。数据经过卷积和池化处理后, 通过展平层转换为一维向量, 随后进入一个全连接层序列。这个序列由三个全连接层构成, 节点数分别为 512、128 和最终的 1 个输出节点。在训练阶段, CNN 采用 Adam 优化器<sup>[14]</sup>进行参数更新。Adam 优化器的配置包括: 初始学习率设置为 0.001, 一阶动量衰减系数  $\beta_1$  为 0.85, 二阶动量衰减系数  $\beta_2$  为 0.999, 整个训练流程预设进行 1000 次迭代, 每次迭代处理的数据批量大小为 64 个样本。

锂离子电池 SOC 和 SOH 联合估算模型中的 GWO-GRU 模型具体包括以下几个层级: 输入层, 作为数据的首要接收点, 该层设有 3 个节点, 紧接着输入层的是隐藏层, 有 100 个节点, 隐藏层之后是全连接层, 该层设有 50 个节点, 最后, 数据被传递至输出层, 该层仅包含 1 个节点。在训练过程中, GWO-GRU 模块选用了 GWO 优化器进行参数更新。初始学习率设置为 0.005, 并采用分段学习率衰减策略, 即每经过 50 个训练周期后, 学习率将降低至原先的 20%, 最小批处理大小被设定为 32, 设置最大训练周期为 100 次, 在训练过程中还监控了梯度阈值, 以防止梯度过大导致的训练不稳定问题。

在将样本数据输入到联合估算模型之前, 需要先按照公式(19)进行归一化处理。归一化后的数据位于区间  $[-1, 1]$  内。

$$x_{norm} = \frac{2(x - x_{min})}{x_{max} - x_{min}} - 1, \quad (19)$$

式中,  $x_{norm}$  表示归一化后的数据;  $x$  表示原始数据;  $x_{max}$  和  $x_{min}$  分别表示原始数据中最大值和最小值。

结合灰狼优化算法的门控循环单元神经网络,

即 GWO-GRU 模型，旨在通过 GWO 来优化 GRU 模型的参数。与传统的 RNN 及其变体相比，GRU 不仅能够更好地解决长期依赖性问题，还能减少计算资源和存储空间的需求，并且加速模型的收敛速度。灰狼优化算法在此用于优化 GRU 模型中的权重和偏置参数，从而提升模型的整体性能。隐藏层内的 GRU 单元凭借其独特的门控机制，能够高效地处理并记忆长时间序列数据中的关键信息，确保模型在面对复杂多变的电池状态时，仍能保持高度的敏感性和准确性。同时，使用 GWO 优化器进行参数优化等措施，GWO-GRU 模型进一步增强了其处理长时间序列数据的能力，有效避免了因梯度问题而导致的训练不稳定或性能下降。

### 3 实验与分析

为了检验本文中提出的模型的可靠性，利用 CALCE 数据集进行了试验。采用仅基于 GRU 模型的锂离子电池 SOC 和 SOH 联合估算技术进行对照试验。此外，本节还将在不同温度条件下进行 SOC 与 SOH 联合估计，以此来检验该方法的通用性和适用范围。

#### 3.1 锂离子电池数据集

该数据集是通过 CALCE 的 Arbin BT2000 电池测试系统对电池进行连续充放电实验获取的。数据集中包含了多种类型的锂离子电池，包括 INR-18650、A123、CS2、CX2 和 K2 等型号。在进行估计时，所用的三元锂电池的测试数据来源于马里兰大学的先进寿命周期工程中心 (CALCE)。实验中使用的是圆柱形 INR-18650 电池，具体的电池参数详见表 1。测试数据主要涵盖了在 0 °C、25 °C 和 45 °C 温度下测得的开路电压和工作状况数据。

表 1 锂电池参数信息

电池参数类型	参数值
正/负极材料	LiNiMnCo/石墨
额定容量/Ah	2.0
额定电压/V	3.6
充/放电截止电压/V	4.2/2.5
长度/mm	64.85 ± 0.15
直径/mm	18.33 ± 0.07
重量/g	45.0

#### 3.2 试验设置

所提出的锂离子电池 SOC 和 SOH 联合估计的实现步骤如下：

步骤 1：获取训练数据。首先需要从 CALCE 公开数据集中获取训练数据。这包括记录完全充电过程中的电压和电流量序列以用于 SOH 估算，以及放电过程中的电流数据以计算电池容量作为 SOH 值。同时，为了 SOC 估算，还需收集电压、电流数据以及对应时刻的 SOH 估算值作为输入，而输出则是特定时刻的 SOC 估算值。在数据预处理阶段，需清洗数据并生成适合神经网络学习模型训练的格式，随后将数据划分为训练集、验证集和测试集。整个流程旨在确保收集到准确、多样化的数据，以支持后续模型的训练和验证。

步骤 2：建立算法模型。首先为锂离子电池 SOC 估算建立了 GWO-GRU 算法模型，并为 SOH 估算构建了卷积神经网络。在构建过程中，GRU 网络依次设置了输入层、隐藏层和输出层，而 CNN 则依次配置了输入层、卷积层、池化层、全连接层及输出层。为确保网络的训练效果和最终性能，选择了激活函数、损失函数、优化算法及性能评估指标。对于 CNN 特别设定了采样间隔、训练周期数和学习速率等关键超参数，以优化训练效率和泛化能力。最后对网络的权重和偏置项进行了初始化。

步骤 3：训练神经网络。将 GWO-GRU 与 CNN 分别进行训练，通过调整网络参数最小化它们各自的损失函数，实现学习目的。

步骤 4：进行联合估计。将锂离子电池在使用过程中的关键性能数据和 SOH 作为输入信息，导入到已经充分训练并优化过的估算模型中，高效地处理这些输入数据，并据此精确计算出锂离子电池当前的 SOC 估算值。

#### 3.3 试验结果

采用 CALCE 锂离子电池的随机使用数据集，在 0 °C、25 °C 和 45 °C 的不同温度条件下实现了锂离子电池的联合估计，并将其结果与仅使用 GRU 神经网络的方法进行对照。

图 7~9 展示了在 0 °C、25 °C 和 45 °C 不同温度条件下的 SOC 和 SOH 联合估计曲线。将估算结果与真实值做差值，得到平均绝对误差曲线。

从图 10 中可以观察到，在 0 °C 这一较低温度条件下，GWO-GRU 模型的平均绝对误差 MAE 仅

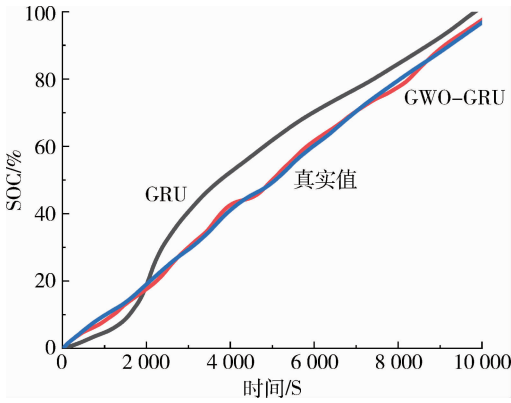


图7 0 °C SOC 估计曲线

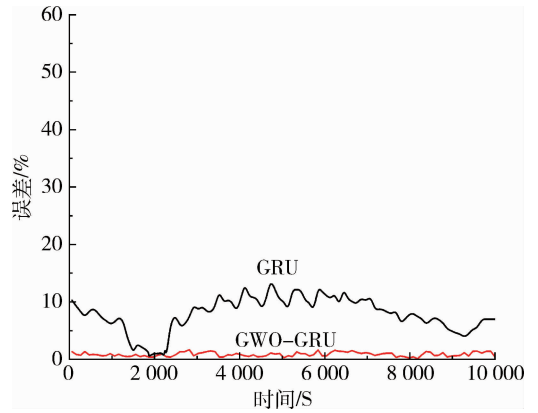


图10 0 °C下 SOC-SOH 估计误差

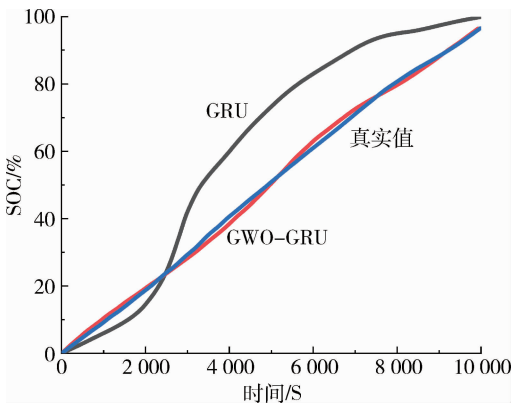


图8 25 °C SOC 估计曲线

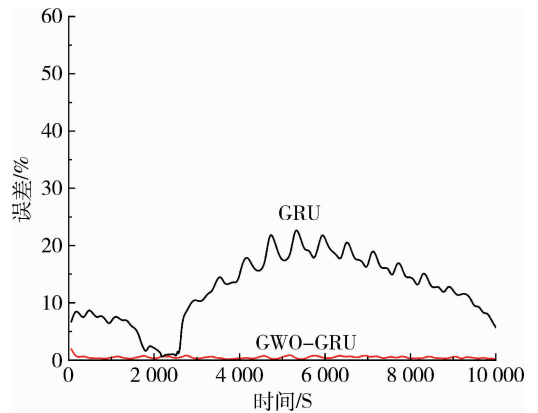


图11 25 °C下 SOC-SOH 估计误差

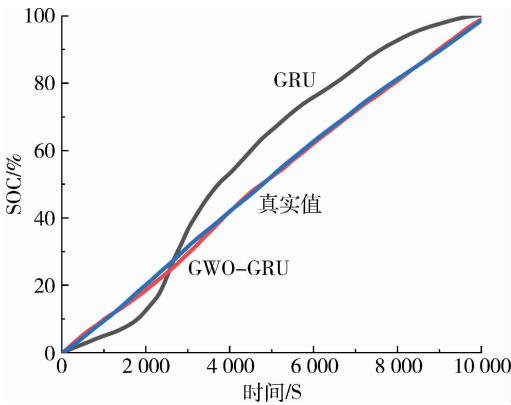


图9 45 °C SOC 估计曲线

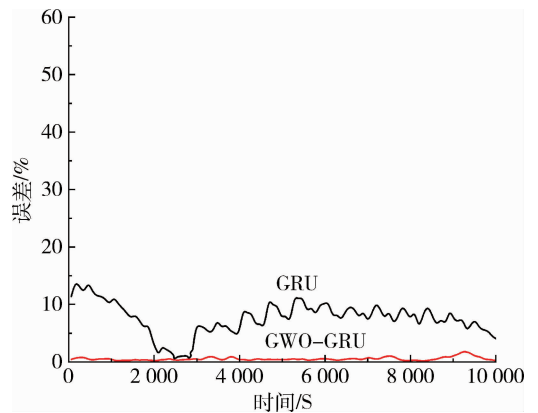


图12 45 °C下 SOC-SOH 估计误差

为 1.48%，这一数值显著低于仅使用 GRU 模型的估计误差。具体而言，GWO-GRU 模型在寒冷条件下的预测准确性得到了显著提升，这主要得益于灰狼优化算法对 GRU 模型参数的精细调整。通过优化，GWO-GRU 模型有效降低了因温度降低可能导致的估计偏差，从而展现出了更高的精确度。

当温度为 25 °C 时，如图 11 所示，GWO-GRU 模型的平均绝对误差进一步减少至 1.18%。这这

一显著的误差降低不仅证明了 GWO-GRU 模型在常温条件下的卓越性能，还进一步证明了灰狼优化算法在增强模型泛化性能方面的优势得到了显著体现。与仅使用 GRU 模型的方法相比，GWO-GRU 在常温环境下的表现更加稳定且精确。

在 45 °C 条件下，如图 12 所示，GWO-GRU 模型的平均绝对误差低至 0.89%，这一极低误差水

平充分展示了该模型在高温环境下的稳定性和高精度, 还进一步证明了灰狼优化算法在提升模型抗高温性能方面的有效性. 与仅使用 GRU 的方法相比, GWO-GRU 不仅能够有效抵抗高温带来的模型性能下降, 还能保持高精度的预测能力.

根据国家标准 QC/T897-2011《电动汽车用动力电池管理系统技术条件》, 如果 SOC 估计精度达到 10%, 则认为该系统是合格的. 如图 10-12 所示, 本文提出的 SOC-SOH 联合估算模型的误差能够稳定在 5% 以内, 符合国家标准的要求.

## 4 结 论

通过分析锂离子电池 SOC 和 SOH 之间的联系, 提出了一种基于灰狼算法和神经网络相结合的锂离子电池 SOC 和 SOH 联合估算方法, 实验结果表明, 本文提出的联合估算方法能将 SOC 的估算误差控制在 5% 以内, 远低于国家标准的 10% 误差限. 该方法能实现 SOC 和 SOH 的联合估计, 还通过纳入电池老化因素, 显著提升了 SOC 估算的准确性. 下一步将考虑该方法的实际应用和持续优化, 继续探索和改进 GWO-GRU 算法, 以进一步提升其在复杂环境和工况下的估算性能. 同时, 可以考虑引入其他先进的优化算法或深度学习模型, 以形成更为强大的联合估算体系.

### 参考文献:

- [1] DING Y H, ZHENG Y D, LI S Y, et al. A review of battery thermal management methods for electric vehicles [J]. *Journal of Electrochemical Energy Conversion and Storage*, 2023, 20(2): 021002.
- [2] CHEN L P, GUO W L, LOPES A M, et al. State-of-charge estimation for lithium-ion batteries based on incommensurate fractional-order observer [J]. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2023, 118: 107059.
- [3] HUANG P, GU P W, KANG Y Z, et al. The state of health estimation of lithium-ion batteries based on data-driven and model fusion method [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2022, 366: 132742.
- [4] CUI Z H, WANG L C, LI Q, et al. A comprehensive review on the state of charge estimation for lithium-ion battery based on neural network [J]. *International Journal of Energy Research*, 2022, 46(5): 5423-5440.
- [5] 陈贵升, 许杨松, 沈颖刚, 等. 基于 OCV 模型优化的磷酸铁锂电池 SOC 估计 [J]. *电源技术*, 2024, 48(7): 1281-1288.
- [6] 李谦, 姜帆, 韩乔妮, 等. 基于一阶 ECM-IGPR 的锂离子电池 SOC 及 SOH 联合估计框架 [J]. *太阳能学报*, 2024, 45(5): 240-250.
- [7] WEI Z B, ZHAO J Y, JI D X, et al. A multi-timescale estimator for battery state of charge and capacity dual estimation based on an online identified model [J]. *Applied Energy*, 2017, 204: 1264-1274.
- [8] 李超然, 肖飞, 樊亚翔, 等. 基于深度学习的锂离子电池 SOC 和 SOH 联合估算 [J]. *中国电机工程学报*, 2021, 41(2): 681-692.
- [9] SHEN P, OUYANG M G, LU L G, et al. The co-estimation of state of charge, state of health, and state of function for lithium-ion batteries in electric vehicles [J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2018, 67(1): 92-103.
- [10] RIVERA-BARRERA J, MUÑOZ-GALEANO N, SARMIENTO-MALDONADO H. SoC estimation for lithium-ion batteries: review and future challenges [J]. *Electronics*, 2017, 6(4): 102.
- [11] PAN H H, LÜ Z Q, WANG H M, et al. Novel battery state-of-health online estimation method using multiple health indicators and an extreme learning machine [J]. *Energy*, 2018, 160: 466-477.
- [12] 徐佐禹. 基于人工智能算法的电动汽车锂离子动力电池 SOC 与 SOH 估计技术 [J]. *科学技术创新*, 2024(21): 225-228.
- [13] 宋宣毅, 刘月田, 马晶, 等. 基于灰狼算法优化的支持向量机产能预测 [J]. *岩性油气藏*, 2020, 32(2): 134-140.
- [14] JIANG S W, GUO K K, LIAO J, et al. Solving Fourier ptychographic imaging problems via neural network modeling and TensorFlow [J]. *Biomedical Optics Express*, 2018, 9(7): 3306-3319.

文章编号: 1009-4687(2025)01-0048-07

# 齿面摩擦对高速列车齿轮系统分岔特性的影响

张成强<sup>1</sup>, 王靖岳<sup>1</sup>, 丁建明<sup>2</sup>

(1. 沈阳理工大学汽车与交通学院, 辽宁沈阳 110159; 2. 西南交通大学轨道交通运载系统全国重点实验室, 成都 610031)

**摘要:** 为深入探究齿面摩擦对高速列车齿轮系统分岔特性的影响, 依据齿轮啮合相关理论以及非线性动力学原理, 采用理论分析与数值计算相结合的方法展开研究。针对斜齿轮副啮合过程, 剖析齿面摩擦机理, 推导摩擦系数的相关公式。建立高速列车齿轮系统的6自由度弯-扭-轴耦合的非线性动力学模型, 并进行无量纲化处理。运用数值求解方法, 对系统在考虑齿面摩擦与不考虑齿面摩擦两种情况下, 分别就随刚度、阻尼变化时的运动特性及分岔特性展开对比分析, 涵盖不同刚度系数、综合误差条件下系统随摩擦因数变化的具体情况。研究结果表明: 齿面摩擦使系统混沌运动区间缩小, 周期运动增多, 分岔点提前。且在啮合刚度和综合误差的影响下系统随摩擦系数变化的分岔情况也有明显的特征。该研究成果有助于指导高速列车齿轮系统的优化设计, 且对保障高速列车安全高效运行具有重要意义。

**关键词:** 高速列车; 齿轮系统; 非线性动力学; 齿面摩擦

中图分类号: TH132

文献标识码: A

## The Influence of Tooth Surface Friction on the Bifurcation Characteristics of High-Speed Train Gear Systems

ZHANG Chengqiang<sup>1</sup>, WANG Jingyue<sup>1</sup>, DING Jianming<sup>2</sup>

(1. School of Automobile and Transportation, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China;

2. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** To deeply explore the impact of tooth surface friction on the bifurcation characteristics of high-speed train gear systems, the research was carried out by combining theoretical analysis and numerical calculation based on the relevant theories of gear meshing and the principles of nonlinear dynamics. For the meshing process of helical gear pairs, the tooth surface friction mechanism was analyzed and the relevant formulas for the friction coefficient were derived. A 6-degree-of-freedom bending-torsion-axial coupling nonlinear dynamic model of the high-speed train gear system was established and subjected to dimensionless processing. Using the numerical solution method, a comparative analysis of the motion characteristics and bifurcation characteristics of the system when considering and not considering tooth surface friction was carried out respectively with the changes of stiffness and damping, covering the specific situations of the system's bifurcation with the change of the friction coefficient under different stiffness coefficients and comprehensive error conditions. The research results showed that tooth surface friction reduced the chaotic motion interval of the system, increased the periodic motion, and advanced the bifurcation points. Moreover, under the influence of meshing stiffness and comprehensive error, the bifurcation situations of the system with the change of the friction coefficient also had obvious characteristics. The research results are helpful to guide the optimization design of high-speed train gear systems and are of great significance for ensuring the safe and efficient operation of high-speed trains.

**Key words:** High-speed trains; Gear systems; Nonlinear dynamics; Tooth surface friction

收稿日期: 2024-12-10

基金项目: 辽宁省自然科学基金项目 (2020-MS-216); 轨道交通运载系统全国重点实验室开放课题资助项目 (TPL2310)。

作者简介: 张成强 (2000-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆系统动力学与控制。

通讯作者: 王靖岳 (1978-), 男, 教授, 博士, 研究方向为车辆系统动力学与控制、非线性振动与故障诊断。

在高速列车实际运行过程中, 齿面摩擦作为一种不可忽视的物理现象, 始终存在于齿轮啮合传动之间. 由于高速列车在承载能力、稳定性以及可靠性方面的要求, 其齿轮系统多用斜齿轮副传递动力. 越来越多的学者开始探究齿面摩擦在齿轮系统中的影响机制.

徐凡等考虑了摩擦等非线性因素建立了风电系统的扭转振动模型, 取定值摩擦因数计算系统随各参数变化的分岔图并进行分析<sup>[1]</sup>. Zheng 等通过对消除齿轮啮合特性的分析, 提出了一个含时变摩擦的消除齿轮非线性动力学模型, 分析了摩擦因数等参数的变化对系统 DTE 的影响<sup>[2]</sup>. 张颢秦等建立了考虑摩擦因素的 24 自由度人字齿轮系统的动力学模型, 计算了摩擦因数, 分析摩擦对齿轮系统非线性振动的影响, 结果表明摩擦可以有效减小小齿轮副的振动<sup>[3]</sup>. 罗阳等基于 LuGre 动态摩擦建立了谐波齿轮的动力学模型, 该模型提高了关于谐波类齿轮的动态分析精度<sup>[4]</sup>. Li 等建立了考虑摩擦等因素的准双曲面齿轮非线性振动模型<sup>[5]</sup>. 薛朋余等建立了考虑齿面摩擦的非正交面齿轮多自由度动力学模型, 研究了摩擦系数对系统非线性振动的影响<sup>[6]</sup>. 郝俊文基于 MATLAB 建立了谐波齿轮的动态特性仿真模型, 探究了黏滞摩擦因数等参数对系统性能的影响<sup>[7]</sup>. 刘志宇等建立了考虑摩擦的弯扭 6 自由度模型, 分析了摩擦对系统分岔特性的影响<sup>[8]</sup>. 林海彬等研究了齿面摩擦对齿轮系统运动特性的影响, 结果显示摩擦在一定情形下可加剧系统能量消耗, 使系统更快的趋于稳定的运动状态<sup>[9]</sup>. Wang 等基于集中质量法, 建立了考虑多个非线性因素的行星齿轮系统扭振模型, 通过 Runge-Kutta 数值解法, 结合多种图形和指数分析了系统分岔与混沌特性及齿面摩擦影响<sup>[10]</sup>. 以往针对齿轮系统动力学的研究, 虽然已经取得了较为丰硕的成果, 但在考虑齿面摩擦这一重要影响因素时, 要么过于简化其影响机制, 要么未能充分结合高速列车实际运行的特殊工况来深入探究, 导致在准确分析和预测高速列车齿轮系统在复杂工况下的真实动力学行为方面仍存在一定的局限性, 针对高速列车齿轮系统在复杂工况下齿面摩擦对其真实动力学行为影响的研究仍有待完善.

## 1 齿面摩擦机理分析

斜齿轮副在啮合过程中, 由于其啮合特性和齿形设计的特殊性, 会使两齿之间的摩擦力不断变

化. 斜齿轮螺旋状的齿廓线使其在啮合过程中, 接触点会沿着齿宽逐渐进出啮合, 导致接触线长度不断变化, 从而影响摩擦力的变化<sup>[11]</sup>. 齿轮啮合示意图如图 2 所示, 其中  $N_1 N_2$  为齿轮啮合线;  $K$  为啮合节点.

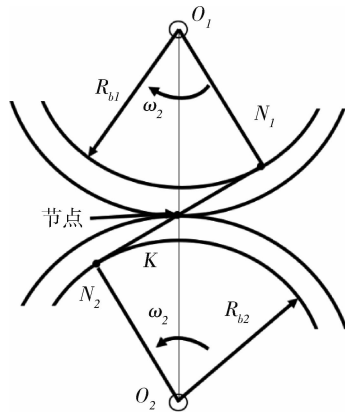


图 1 齿轮啮合示意图

在齿轮副的传动过程中, 由于接触点处的接触条件的不断变化, 比如载荷分布、滑动速度、接触面积和瞬时曲率半径等, 这就导致齿轮间的摩擦系数具有周期性变化的特点. 为了更加贴合实际情况, 本文以经典的 Buckingham 半经验公式为基础, 得到的摩擦系数计算公式如下:

$$\mu = 0.225e^{-0.125V} + 0.024\sqrt{V}, \quad (1)$$

式中,  $V$  代表两齿轮在啮合点处的相对滑动速度 (mm/s), 可表示为:

$$V = \omega_1 s_2(t) - \omega_2 s_1(t), \quad (2)$$

式中:  $s_i(t) = KN_i$  ( $i = 1, 2$ ) 为主、从动齿轮啮合点处的摩擦力臂, 表达式如下:

$$s_1(t) = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - \varepsilon P_{bt} + \omega_1 r_{b1} t, \quad (3)$$

$$s_2(t) = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \varepsilon P_{bt} + \omega_1 r_{b1} t, \quad (4)$$

式中,  $P_{bt}$  为齿轮的基圆齿距;  $r_{a1}$ 、 $r_{a2}$  分别为两齿轮的齿顶圆的半径.

齿面摩擦力的方向系数可以表示为:

$$\eta(t) = \text{sign}(V). \quad (5)$$

## 2 列车齿轮系统动力学模型的建立

### 2.1 建立模型

假设齿轮为刚性体, 且齿轮副在理想润滑条件下工作, 摩擦等因素以合适的简化方式引入模型中. 列车齿轮传动系统中的传动齿轮多为斜齿轮,

本文选用某型高速列车的齿轮系统建立如图 1 所示的 6 自由度非线性动力学模型. 图中:  $O_i (i = 1, 2)$  为转动中心;  $\theta_i (i = 1, 2)$  为角位移;  $I_i (i = 1, 2)$  为转动惯量;  $R_{bi} (i = 1, 2)$  为基圆半径;  $T_i (i = 1, 2)$  为扭矩;  $s_i (i = 1, 2)$  为摩擦力臂;  $e(\tau)$  为综合传递误差;  $k_i (i = 1y, 2y, 1z, 2z, m)$  为支撑刚度;  $c_i (i = 1y, 2y, 1z, 2z, m)$  为支撑阻尼.

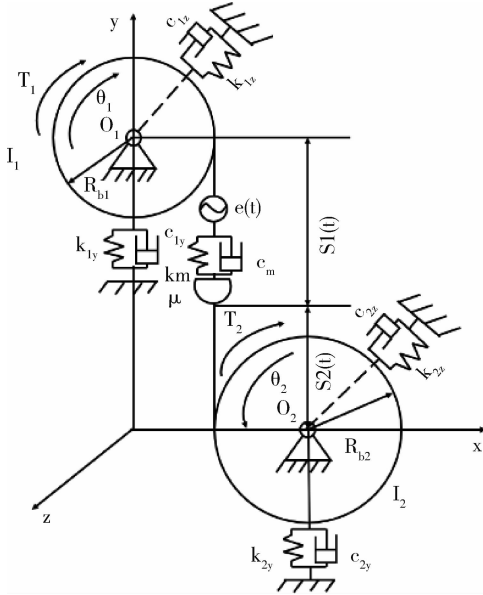


图2 高速列车齿轮系统动力学模型

在不考虑齿面摩擦时, 根据牛顿第二定律得到系统的运动方程如下:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + c_{1z} \dot{z}_1 + k_{1z} z_1 = F_z - \eta \mu F_y \\ m_2 \ddot{z}_2 + c_{2z} \dot{z}_2 + k_{2z} z_2 = -F_z + \eta \mu F_y \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_{1y} \dot{y}_1 + k_{1y} y_1 = -F_y + \eta \mu F_z \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_{2y} \dot{y}_2 + k_{2y} y_2 = F_y - \eta \mu F_z \\ I_1 \ddot{\theta}_1 = -T_1 - F_y r_{b1} + \eta \mu F_z s_1(t) \\ I_2 \ddot{\theta}_2 = -T_2 - F_y r_{b2} - \eta \mu F_z s_2(t) \end{cases}, \quad (6)$$

式中,  $\mu$  为摩擦系数;  $F_y$ 、 $F_z$  分别为齿轮副切向和轴向的动态啮合力, 其表达式如下:

$$\begin{aligned} F_y &= k_{m_y} f_y (\bar{y}_1 - \bar{y}_2 - e_y) + c_{m_y} (\dot{\bar{y}}_1 - \dot{\bar{y}}_2 - \dot{e}_y) \\ &= \cos\beta (k_{m_y} f_y (y_1 + \theta_1 R_{b1} - y_2 + \theta_2 R_{b2} - e_y) \\ &\quad + c_{m_y} (\dot{y}_1 + \dot{\theta}_1 R_{b1} - \dot{y}_2 + \dot{\theta}_2 R_{b2} - \dot{e}_y)) \\ F_z &= k_{m_z} f_z (\bar{z}_1 - \bar{z}_2 - e_z) + c_{m_z} (\dot{\bar{z}}_1 - \dot{\bar{z}}_2 - \dot{e}_z) \\ &= \sin\beta (k_{m_z} f_z (z_1 + \theta_1 R_{b1} - z_2 + \theta_2 R_{b2} - e_z) \\ &\quad + c_{m_z} (\dot{z}_1 + \dot{\theta}_1 R_{b1} - \dot{z}_2 + \dot{\theta}_2 R_{b2} - \dot{e}_z)), \quad (7) \end{aligned}$$

式中,  $\beta$  为分度圆螺旋角;  $f_y$  和  $f_z$  分别为切向和轴向齿侧间隙函数;

$$f_y = \begin{cases} x - b \cos\beta & x > b \cos\beta \\ 0 - b \cos\beta & < x < b \cos\beta \\ x + b \cos\beta & x < -b \cos\beta \end{cases}, \quad (8)$$

$$f_z = \begin{cases} x - b \sin\beta & x > b \sin\beta \\ 0 - b \sin\beta & < x < b \sin\beta \\ x + b \sin\beta & x < -b \sin\beta \end{cases}, \quad (9)$$

式中  $b$  为齿侧间隙的一半.

引入啮合点的相对位移  $x_n = \theta_1 r_{b1} + \theta_2 r_{b2} - e_y$ , 将式(6)中的扭转振动方程进行合并处理, 可得:

$$m_e \ddot{x} + c_m (\dot{x} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2) \cos\beta + k_m f_y (x + y_1 - y_2) \cos\beta = F_m + F_e(t) + F_z \eta \mu (g_1(t) + g_2(t)), \quad (10)$$

式中, 误差幅值取一阶谐波分量  $F_e = -m_e \ddot{e}(t) = m_e \omega_e^2 e \cos(\omega_e t + \varphi_h)$ ; 齿轮副的等效质量为  $m_e = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$ ; 外载荷为  $F_m = (I_2 T_1 + i I_1 T_2) / (R_{b1} (i I_1 + I_2))$ .

## 2.2 无量纲化处理

齿轮系统的实际参数在不同的设计和工况下会有很大差异. 为了消除物理量纲对模型的影响, 需要对这些参数转化为无量纲化的形式. 同时, 无量纲化后, 不同物理量的参数范围可以进行统一的界定和比较, 且降低了方程的计算难度和复杂性, 更有利于突出系统的物理本质和内在规律.

令  $\omega_n t = \tau$ , 其中  $\omega_n = \sqrt{k_m / m_e}$  为系统的固有频率, 则系统的无量纲啮合频率为  $\omega = \omega_m / \omega_n$ , 其中  $\omega_m$  为齿轮啮合频率; 通过引入特征尺寸  $b_c$ , 令  $P = Z_1 - Z_2 - (X + Y_1 - Y_2) \tan\beta$ ,  $Q = X + Y_1 - Y_2$ ,  $Z_i = z_i / b_c$  ( $i = 1, 2$ ),  $Y_i = y_i / b_c$  ( $i = 1, 2$ ),  $X_i = x / b_c$ , 无量纲误差幅值  $F_e = e_a / b_c$ , 其中  $e_a$  为齿轮误差幅值.

$$\begin{aligned} f_m &= \frac{F_m}{m_e b_c \omega_n^2}, \xi_{11} = \frac{c_{z1}}{2m_1 \omega_n}, \xi_{12} = \frac{c_m \sin\beta}{2m_1 \omega_n}, \xi_{15} = \\ &= \frac{c_m \cos\beta}{2m_1 \omega_n}, \xi_{21} = \frac{c_{z2}}{2m_2 \omega_n}, \xi_{22} = \frac{c_m \sin\beta}{2m_2 \omega_n}, \xi_{25} = \frac{c_m \cos\beta}{2m_2 \omega_n}, \\ \xi_{31} &= \frac{c_{y1}}{2m_1 \omega_n}, \xi_{32} = \frac{c_m \cos\beta}{2m_1 \omega_n}, \xi_{35} = \frac{c_m \sin\beta}{2m_1 \omega_n}, \xi_{41} = \\ &= \frac{c_{y2}}{2m_2 \omega_n}, \xi_{42} = \frac{c_m \cos\beta}{2m_2 \omega_n}, \xi_{45} = \frac{c_m \sin\beta}{2m_2 \omega_n}, \xi_{51} = \frac{c_m \cos\beta}{2m_e \omega_n}, \\ \xi_{35} &= \frac{c_m \sin\beta}{2m_e \omega_n}, \bar{k}_{11} = \frac{k_{z1}}{m_1 \omega_n^2}, \bar{k}_{12} = \frac{k_m \sin\beta}{m_1 \omega_n^2}, \bar{k}_{15} = \frac{k_m \cos\beta}{m_1 \omega_n^2}, \\ k_{21} &= \frac{k_{z2}}{m_2 \omega_n^2}, \bar{k}_{22} = \frac{k_m \sin\beta}{m_2 \omega_n^2}, \bar{k}_{25} = \frac{k_m \cos\beta}{m_2 \omega_n^2}, k_{31} = \frac{k_{y1}}{m_1 \omega_n^2}, \\ \bar{k}_{32} &= \frac{k_m \sin\beta}{m_1 \omega_n^2}, \bar{k}_{35} = \frac{k_m \cos\beta}{m_1 \omega_n^2}, k_{41} = \frac{k_{y2}}{m_2 \omega_n^2}, \bar{k}_{42} = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{k_m \cos\beta}{m_2 \omega_n^2}, \bar{k}_{45} &= \frac{k_m \sin\beta}{m_2 \omega_n^2}, \bar{k}_{51} = \frac{k_m \cos\beta}{m_e \omega_n^2}, \bar{k}_{55} = \frac{k_m \sin\beta}{m_e \omega_n^2}, k_{ij} \\ &= \bar{k}_{ij} (1 - k \cos(\omega\tau)) \quad (i = 1, 2, \dots, 5; j = 2, 5), g_i(\tau) \\ &= \frac{m_e s_i(\tau)}{m_1 R_{bi}} \quad (i = 1, 2). \end{aligned}$$

将上述相关参数代入，并令  $x_1 = Y_1, x_2 = \dot{Y}_1, x_3 = Y_2, x_4 = \dot{Y}_2, x_5 = Z_1, x_6 = \dot{Z}_1, x_7 = Z_2, x_8 = \dot{Z}_2, x_9 = X_n, x_{10} = \dot{X}_n$ ，将二阶方程转为一阶状态方程：

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -2\xi_{11}\dot{x}_2 + 2\xi_{12}Q - k_{11}f(x_1) + k_{12}f(Q) - \eta\mu(2\xi_{13}P + k_{13}f(P)) \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = -2\xi_{21}\dot{x}_4 - 2\xi_{22}Q - k_{21}f(x_3) - k_{22}f(Q) + \eta\mu(2\xi_{23}P + k_{23}f(P)) \\ \dot{x}_5 = x_6 \\ \dot{x}_6 = -2\xi_{31}\dot{x}_6 - 2\xi_{32}P - k_{31}f(x_5) - k_{32}f(P) + \eta\mu(2\xi_{33}Q + k_{33}f(Q)) \\ \dot{x}_7 = x_8 \\ \dot{x}_8 = -2\xi_{41}\dot{x}_8 + 2\xi_{42}P - k_{41}f(x_7) + k_{42}f(P) - \eta\mu(2\xi_{43}Q + k_{43}f(Q)) \\ \dot{x}_9 = x_{10} \\ \dot{x}_{10} = -2\xi_{51}Q - k_{51}f(Q) + \eta\mu(2\xi_{52}P + k_{52}f(P))(g_1(t) + g_2(t)) + f_m + m_e\ddot{e}(t) \end{cases} \quad (12)$$

### 3 系统的动力学特性对比分析

#### 3.1 参数选取

采用某型高速列车动力转向架齿轮传动系统的几何参数（见表 1），然后对式（12）采用 Runge-Kutta 法进行数值求解。

表 1 齿轮副参数

齿轮副的几何参数		
模数/mm	6	
齿数	$Z_1 = 35$	$Z_2 = 85$
齿宽/mm	65	
中心距/mm	380	
压力角/°	20	
传动比	2.428	
当量质量	8.26	

无量纲参数如下：综合传递误差波动幅值  $F_e = 0.2733$ ；外力矩载荷  $f_m = 0.0834$ ；无量纲齿

侧间隙  $b = 1$ ，时变刚度波动幅值  $k = 0.25$ 。齿轮啮合频率范围  $[0.9, 1.8]$ 。  $\xi_{11} = 0.0185$ ； $\xi_{12} = 0.0063$ ； $\xi_{13} = 0.0195$ ； $\xi_{21} = 0.071$ ； $\xi_{22} = 0.0012$ ； $\xi_{23} = 0.0036$ ； $\xi_{31} = 0.0185$ ； $\xi_{32} = 0.0195$ ； $\xi_{33} = 0.0063$ ； $\xi_{41} = 0.0071$ ； $\xi_{42} = 0.0036$ ； $\xi_{43} = 0.0012$ ； $\xi_{51} = 0.0231$ ； $\xi_{53} = 0.0075$ ； $k_{11} = 0.3425$ ； $k_{21} = 0.2239$ ； $k_{31} = 0.3425$ ； $k_{41} = 0.2239$ 。

#### 3.2 系统随刚度变化的运动特性对比分析

图 3(a) 和 (b) 分别为系统是否考虑齿面摩擦时，系统随啮合刚度系数变化的分岔图。

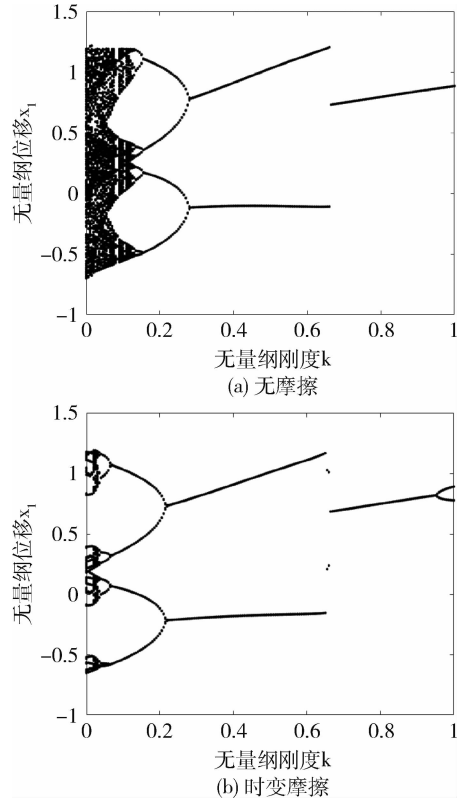


图 3 系统随啮合刚度变化的分岔图：

如图 3(a) 所示，在不考虑齿面摩擦时，系统在区间  $[0, 0.134]$  时，处于混沌运动状态；在区间  $[0.135, 1]$  分别经历了 8 周期运动、4 周期运动、2 周期运动和 1 周期运动状态，主要的分岔类型为逆倍化分岔。对比图 3(a) 和 (b) 得知，系统在齿面摩擦的影响下，混沌运动状态所在区间明显减少，周期运动状态增加，发生了倍化分岔，且逆倍化分岔点提前。齿面摩擦有效的抑制了系统随啮合刚度变化时的不稳定状态。

#### 3.3 系统随阻尼变化的运动特性对比分析

图 4(a) 和 (b) 分别为系统是否考虑齿面摩擦

时, 系统随综合误差变化的分岔图. 取刚度波动系数  $k = 0.25$ , 其余参数相同.

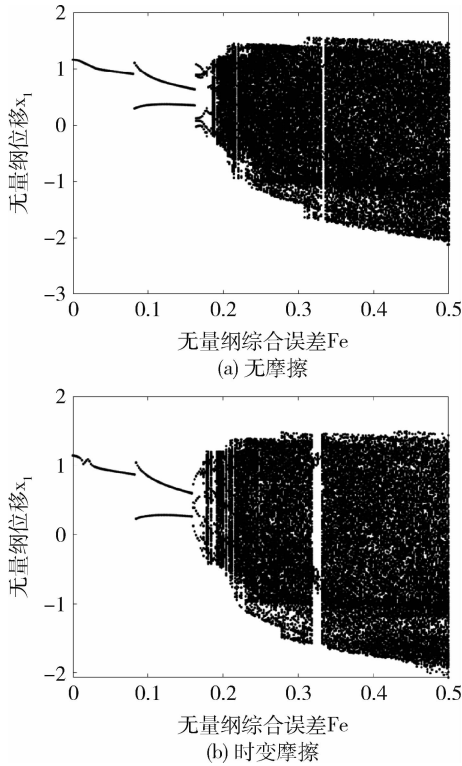


图4 系统随综合误差变化的分岔图:

对比图4(a)和(b)分析, 齿面摩擦对系统随综合误差变化的分岔特性影响不大, 分岔类型基本相同. 在图4(a)中随着  $F_e$  的增大, 振动位移的分布逐渐变得分散, 出现了多个分支. 这表明系统在低误差时相对稳定, 而在高误差时出现了分岔现象. 在图4(b)中, 在考虑时变摩擦因数时, 系统在  $F_e = 0.17$  附近的分岔现象发生改变. 表明齿面摩擦会使系统随综合误差变化时, 在低误差区的分岔行为更加复杂.

### 4 齿面摩擦对系统分岔特性的影响

#### 4.1 不同刚度系数下系统的运动特性对比分析

如图5(a) - (d)分别为取刚度系数  $k$  为 0.05、0.2、0.3 和 0.35 时, 系统随齿面摩擦系数变化的分岔图.

在图5(a)中当  $k = 0.05$  时, 系统在区间  $[0, 0.26]$  时处于混沌运动状态; 在区间  $[0.265, 0.29]$  中为 16 周期运动状态; 在区间  $[0.295, 0.35]$  时为 8 周期运动状态; 直到  $k = 0.355$  时发生逆倍化分岔为 4 周期运动状态, 到  $k = 0.595$  时再次发生逆倍化分岔为 2 周期运动状态, 此后直到  $k = 1$ , 一直处于该状态. 在图5(b)和(c)中, 分岔特性基本一致, 都

经历了混沌运动、短暂的 16 周期运动、8 周期运动、4 周期运动和 2 周期运动. 随着刚度系数的增加, 如图5(d)所示, 系统混沌运动状态基本消失, 直接进入稳定的周期运动状态. 综合对比分析表明, 啮合刚度系数的增加可以有效的使系统从不稳定的混沌运动状态转变为稳定的周期运动状态.

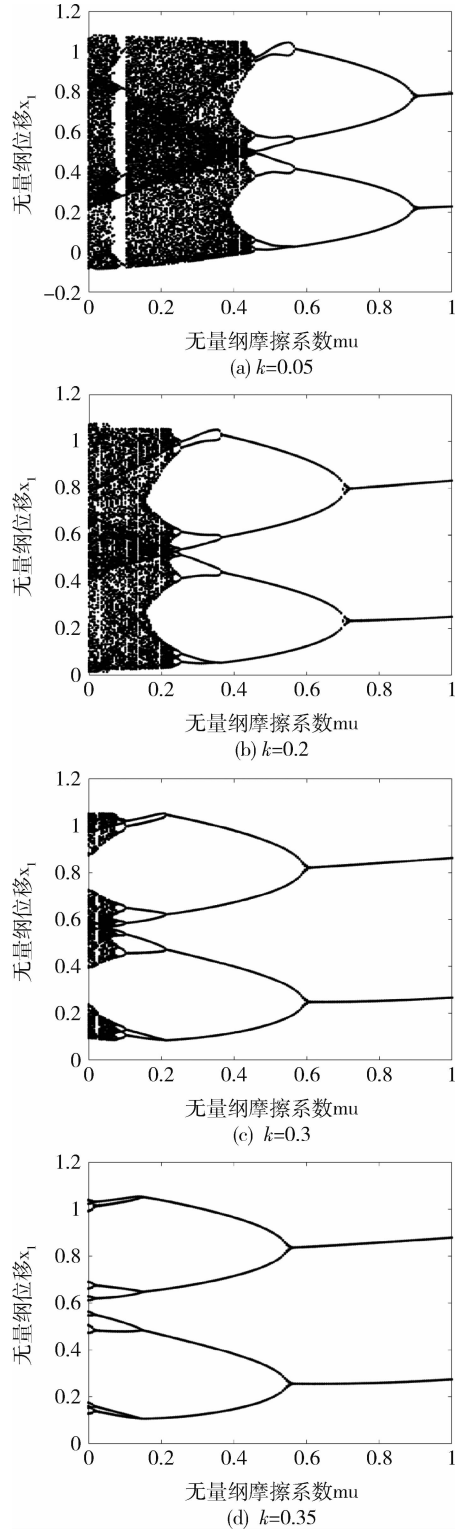


图5 不同刚度系数下, 系统随摩擦因数变化的分岔图

## 4.2 不同综合误差下系统的运动特性对比分析

基本参数不变分别取综合误差  $F_e$  为 0.08、0.16 和 0.175, 绘制系统随摩擦系数变化的分岔图, 如图 6(a) - (c) 所示。

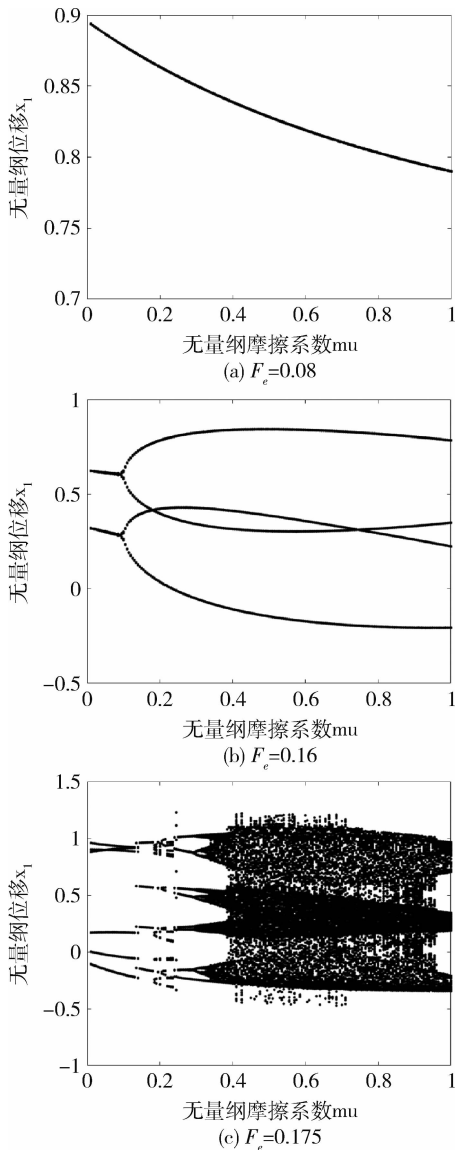


图 6 不同误差条件下, 系统随摩擦系数变化的分岔图:

由图 6 可知, 在选取参数的条件下当  $F_e$  取 0.08、0.16 和 0.175, 系统分别处于 1 周期运动、2 周期运动和拟 4 周期运动状态。在图 6(a) 和 (b) 可知, 在传递误差较小时, 随着摩擦系数的增加, 齿轮系统的运动状态一直处于稳定的周期运动状态; 当传递误差为  $F_e = 0.175$  时, 系统从 6 周期运动转变为拟 8 周期运动, 最后到混沌运动状态。结果表明, 在小误差情况下, 系统的周期运动状态不会变为混沌运动状态。在大误差时系统的运动形态非常复杂。

## 5 结论

1) 通过求解 6 自由度列车齿轮系统动力学模型的微分方程, 得到了系统在啮合刚度、传递误差以及摩擦系数变化时的分岔特性。

2) 齿面摩擦的存在使得系统混沌运动区间显著缩小, 周期运动状态明显增多, 且分岔点出现提前的现象。

3) 在不同刚度系数影响方面, 随着啮合刚度系数的逐渐增加, 系统分岔特性呈现出规律性变化。当刚度系数处于较低水平时, 系统在摩擦因数变化过程中易出现混沌运动以及复杂的分岔情况; 而当刚度系数提高至一定程度后, 系统能更快速地从混沌运动状态转变为稳定的周期运动状态,

4) 对于综合误差因素, 研究表明在较小的综合误差情况下, 系统随摩擦系数变化基本维持在稳定的周期运动状态, 其运动形态相对简单且易于预测; 然而, 当综合误差  $F_e$  增大至超过 0.175 时, 系统的运动形态变得极为复杂, 分岔情况增多, 从相对简单的周期运动转变为混沌运动或者更为复杂的拟周期运动等情况。

### 参考文献:

- [1] 徐凡, 刘文斌, 张海波, 等. 含摩擦的风电齿轮传动系统非线性动力学分析 [J]. 机械传动, 2023, 47(10): 31-42.
- [2] Yang Z, Shang J, Luo Z, et al. Nonlinear Dynamics Modeling and Analysis of Torsional Spring-Loaded Antibacklash Gear with Time-Varying Meshing Stiffness and Friction [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2013, 5(Pt. 4): 203438-203438.
- [3] 张颖秦, 董皓, 王理邦, 等. 齿面摩擦对船用人字齿轮弯扭轴摆耦合非线性幅频特性的影响 [J]. 机械传动, 2022, 46(05): 9-16 + 61.
- [4] 罗阳, 陈满意, 张杰等. 谐波齿轮传动非线性动力学建模及仿真研究 [J]. 机械传动, 2021, 45(04): 58-63.
- [5] Li H, Gao H, Zhang Y, et al. Nonlinear vibration of hypoid gear with backlash [J]. Journal of Vibroengineering, 2016, 18(2): 1243-1253.
- [6] 薛朋余, 莫帅, 巩嘉贝, 等. 摩擦系数影响下非正交面齿轮传动系统非线性振动 [J]. 机电产品开发与创新, 2019, 32(06): 68-70.
- [7] 郝俊文. 某型谐波齿轮传动系统的非线性动态性能

分析研究 [J]. 机械传动, 2018, 42(05): 57-61.

[8] 刘志宇, 刘波, 董浩. 齿面摩擦对多间隙弯扭耦合齿轮分岔特性的影响研究 [J]. 机械传动, 2019, 43(10): 7-12.

[9] 林梅彬, 林梅辉. 齿面摩擦对齿轮系统动态特性的影响分析 [J]. 辽宁工业大学学报(自然科学版), 2020, 40(4): 225-229.

[10] Wang J, Liu N, Wang H, E J. Analysis of nonlinear dynamic characteristic of a planetary gear system considering tooth surface friction. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2021, 235(11): 2376-2395.

[11] 唐进元, 陈思雨. 一种改进的齿轮非线性动力学模型 [J]. 工程力学, 2008, 25(1): 217-223.

(上接第 39 页)

化处理构建刚柔耦合动力学模型, 对比啮合力和输出轴转速曲线可知多柔体动力学模型曲线波动相对平稳, 啮合冲击和振动较小, 齿轮副动态啮合力和轴承动态支反力频域曲线的峰值均出现在齿轮副的啮合频率及其倍频处. 计算得到各轴承的动态支反力, 为后续的振动响应分析提供依据.

2) 利用模态叠加法计算箱体表面的动态响应, 建立模态-瞬态时域、模态-谐响应频域有限元分析模型, 分析测点在时域和频域的变化响应曲线, 箱体动态响应频域曲线的峰值出现在齿轮副的啮合频率及其倍频处, 该处箱体的振动主要由输入级齿轮副啮合时产生的机械激励引起, 但同时会受到输出级齿轮副机械激励的影响. 箱体的振动变形主要集中在箱体的输入端轴承座处.

#### 参考文献:

[1] 邱星慧, 杨建伟, 陈忠伟. 刚柔耦合地铁齿轮传动系统振动响应分析 [J]. 机械传动, 2018, 42(03): 85-89.

[2] 张孔亮, 肖正明, 张圆东, 等. 基于刚柔耦合建模的齿轮箱动力学仿真与实验研究 [J]. 振动与冲击, 2020, 39(07): 108-115.

[3] 靳利红, 董洪全, 张福生. 乘用车变速箱箱体低噪声方法的研究 [J]. 机械传动, 2020, 44(10):

129-135 + 147.

[4] 高国川, 张建超, 郭文武. 基于刚柔耦合模型的动车组齿轮箱箱体振动特性研究 [J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版), 2020, 33(02): 73-80.

[5] 王晓芳, 宋东升, 王旭, 等. 基于 Pro/E 与 ADAMS 的动车组齿轮箱传动动力学分析 [J]. 现代制造技术与装备, 2023, 59(02): 41-43.

[6] 赵方洲, 卢剑伟. 变速器齿轮传动刚柔耦合建模与疲劳寿命预测 [J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2019, 42(4): 467-472 + 492.

[7] 林腾蛟, 何泽银, 钟声, 等. 船用齿轮箱多体动力学仿真及声振耦合分析 [J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2015, 42(02): 22-28.

[8] 龙海洋, 刘畅, 李耀刚, 等. 变速箱行星轮系的动力学仿真 [J]. 科学技术与工程, 2020, 20(26): 10934-10941.

[9] 李光志. 基于 ADAMS 螺旋伞齿啮合力的动态仿真分析 [J]. 中国设备工程, 2021(22): 103-105.

[10] Shuhan Xbzx. Noise Reduction of Two-Speed Automatic Transmission for Pure Electric Vehicles [J]. Vehicles, 2023, 5(1): 248-265.

[11] Namwook Csdly. Optimal Control for Shifting Command of Two-Speed Electric Vehicles Considering Shifting Loss [J]. International Journal of Automotive Technology, 2023, 24(4): 1051-1059.

文章编号: 1009-4687(2025)01-0055-04

# 基于结构分解的机电传动系统故障机理分析

王庆峰, 张喜明, 李明勇, 张海全, 杜明星

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

**摘要:** 针对典型机、电、热高度集成的复杂机电传动系统, 提出了基于结构分解的故障机理分析方法. 对机电传动系统进行了结构分解, 将机电传动系统划分为初始约定层次、其他约定层次、最低约定层次 3 个结构层次结构; 进而, 提出了对寿命周期载荷谱按照结构层次分解流程, 形成了机电传动系统最低约束层次单元局部载荷的分析方法; 在结构分解和载荷分析的基础之上, 考虑最低约定层次单元所有可能承受的载荷类型及作用方式, 分析确定各个单元所有可能的故障机理, 得到了机电传动系统故障机理分析汇总表; 最后, 整理了机电传动系统典型部件故障机理(耐久性故障)模型, 建立了机电传动系统产品-机理-模型映射关系, 形成了机电传动系统典型部件故障机理模型库, 为故障机理及可靠性分析提供了理论支撑.

**关键词:** 故障机理; 故障建模; 可靠性; 机电传动

中图分类号: U463.2

文献标识码: A

## Failure mechanism analysis of electromechanical transmission system based on structural decomposition

WANG Qingfeng, ZHANG Ximing, LI Mingyong, ZHANG Haiquan, DU Mingxing

(China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

**Abstract:** Aiming at a typical complex electromechanical transmission system with high integration of machine, electricity and heat, a failure mechanism analysis method based on structural decomposition is proposed. The structural decomposition of the electromechanical drive system is carried out, and the electromechanical drive system is divided into three structural hierarchies, namely, the initial agreement level, other agreement level, and the lowest agreement level; then, the analysis method of the local load of the lowest constraint level unit of the electromechanical drive system is proposed by the decomposition process of the life-cycle load spectrum according to the structural hierarchy; on the basis of the structural decomposition and load analysis, all possible load types and action modes of each unit are analyzed to determine all possible failure mechanisms of each unit. On the basis of structural decomposition and load analysis, all possible load types and modes of action of the unit are considered, and all possible failure mechanisms of each unit are analyzed and determined, and a summary table of failure mechanism analysis of electromechanical transmission system is obtained; finally, the failure mechanism (durability failure) model of typical components of electromechanical transmission system is organized, and the product-mechanism-model mapping relationship of electromechanical transmission system is established to form a failure mechanism model library of typical components of electromechanical transmission system, which provides a good basis for the analysis of failure mechanism and reliability. Failure mechanism and reliability analysis provides theoretical support.

**Key words:** failure mechanisms; fault modeling; reliability; electromechanical drives

机电传动系统作为未来传动形式的主要发展方向, 其内部集成了电机、控制系统、行星变速机构

等多功能模块，是典型的机械系统和电力系统高度集成的复杂系统。机电传动系统在工作过程承受宽域环境载荷，加之机电传动系统内部电机转速高、功率调节范围广，系统存在较大的电、

热冲击等动态载荷导致故障机理多样且不易辨识。因此本文提出了基于结构分解的机电传动系统故障机理分析方法，将机电传动系统分解至底层单元，分析各个单元的局部载荷状态以及潜在的故障机理，为车辆可靠性提升的重要支撑。

## 1 机理分析流程

基于结构分解的故障机理分析方法是通过对产品对底层约定层次单元的梳理，以及分析各单元在

全寿命周期内所受到的载荷类型，进而确定产品所有可能潜在的损耗性故障机理，并结合机理模型分析故障机理的优先级，最终确认产品的薄弱环节和主机理。针对机电传动系统，进行至上而下分析，故障机理分析流程如下。

首先，基于结构分解完成了机电传动系统故障机理分析：通过梳理并将机电传动系统分解至底层单元，分析各个单元的局部受载状态，进而分析个单元可能潜在的故障机理，并结合机理模型分析故障机理的优先级，最终确定机电传动系统的薄弱环节和主机理。

其次，基于故障机理分析确定电机、控制器、旋转件关键特征参量、薄弱环节（主机理对应产品位置）和敏感载荷（引发主机理的载荷）流程如下图。

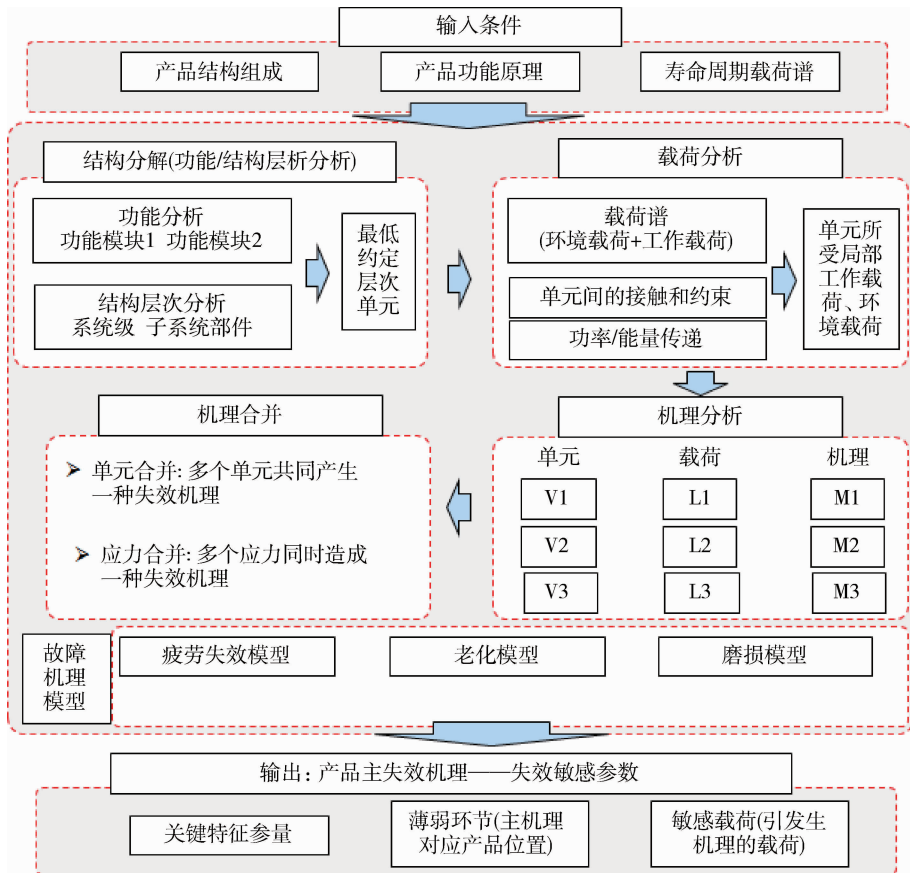


图 1 基于结构分解的机电传动系统故障机理分析流程

## 2 机电传动系统结构分解

在开展机电传动系统结构分解之前首先需要明确机电传动系统的结构信息，主要包括产品所约定层次单元及结构层次关系。机电传动系统内部集成

了电机、控制系统、行星变速机构等多功能模块，是典型的机械系统和电力系统高度集成的复杂系统。将机电传动系统划分为初始约定层次、其他约定层次、最低约定层次 3 个结构层次，绘制结构层次图如下所示。

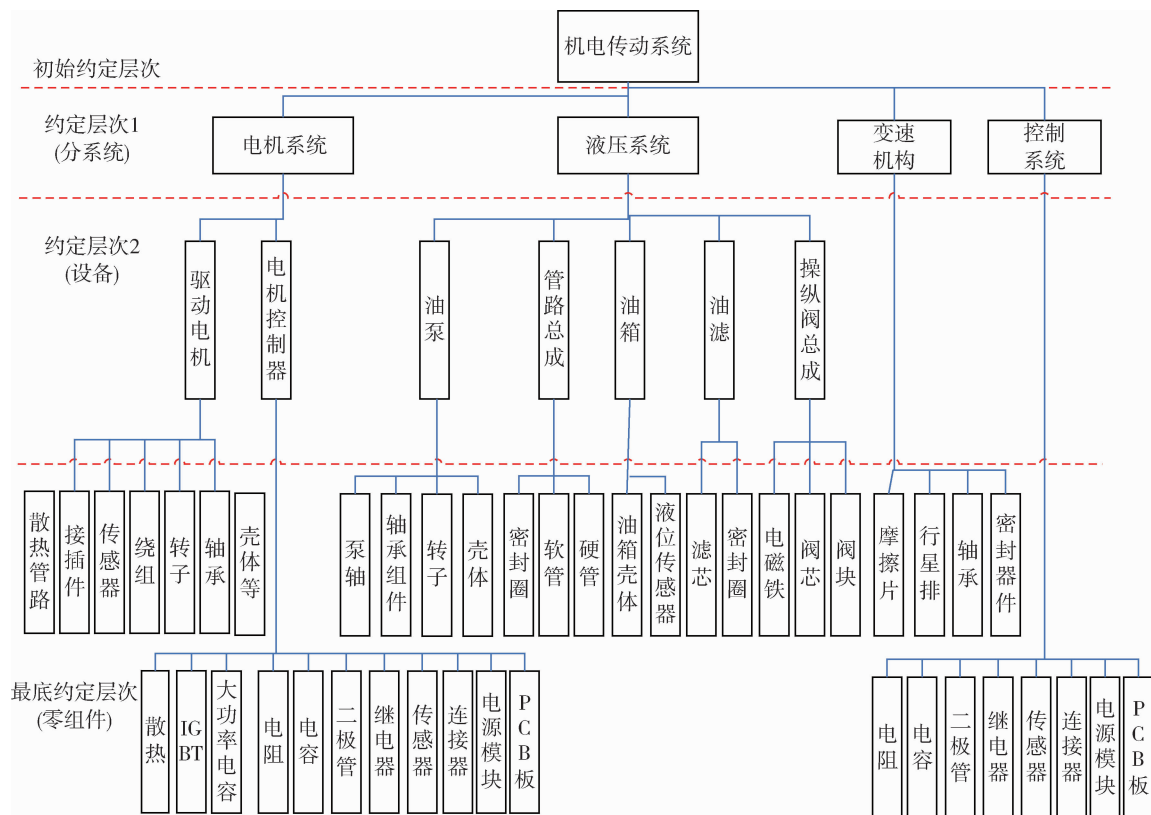


图 2 机电传动系统结构层次图

### 3 机电传动系统载荷分析

开展机电传动系统载荷分析的目的在于依据寿命周期载荷谱确定各个最低约束层次单元的局部载荷，并为判断最低约定层次单元可能的故障机理提供依据建立了机电传动系统载荷分析流程。根据机电传动系统实际输入条件，开展载荷分析：

首先，依据所确定的全周期载荷谱，分析产品在全周期内的工作条件和环境条件，提取产品在全周期内所有可能的工作载荷、环境载荷类型及其作用方式；

然后结合产品的功能原理，分析各个最低约定层次单元单元之间的接触方式与工作方式，综合确定所有最低约定层次单元的局部工作载荷及环境载荷。下图为机电传动系统载荷分析流程图。

### 4 机理确定及合并

在结构分解和载荷分析的基础之上，考虑最低约定层次单元所有可能承受的载荷类型及作用方式，分析确定各个单元所有可能的故障机理。例如：操纵阀总成阀芯在全周期的工作载荷共有 5 种，即介质压

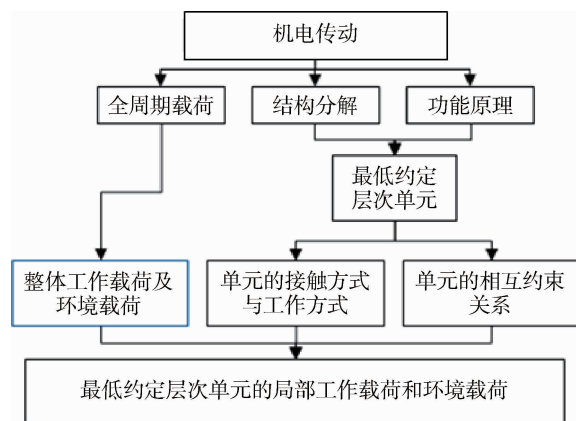


图 3 机电传动系统载荷分析流程

力、介质温度、频率、行程；环境载荷 2 种，即环境温度、振动。其中，介质压力、频率、振动在全周期内是随时间变化的，认为这 4 种载荷为交变载荷，存在疲劳失效机理；此外，阀芯处于阀块阀孔内，且阀芯与阀孔之间通过预紧的密封圈密封，并存在相运动，因此，阀芯存在磨损机理；综合分析得到阀芯的损伤机理，并对相同机理进行合并，采用统一字母对载荷类型进行编码。同理，依次对机电传动系统个其他最低约定层次单元进行机理分析，确定所有可能的故障机理，得到机理分析汇总表，如下。

表 1 机理分析汇总表

序号	最低约定单元 (编号)	工作载荷						环境载荷			合并	
		负载力 (A)	介质 压力(B)	介质 温度(C)	频率 (D)	行程/ 旋转(E)	电压 (F)	电流 (G)	环境 温度(H)	环境 压力(I)		振动 (J)
001	散热管路 (001)	—	老化	老化	—	—	—	—	老化	—	疲劳	老化 (001BCH) 疲劳 (001 J) 磨损 (002DEH)
002	接插件 (002)	—	—	—	磨损 疲劳	磨损 疲劳	老化	—	磨损	—	疲劳	疲劳 (002 J) 老化 (002F)
003	传感器 (003)	—	—	—	—	—	老化	老化	老化	—	疲劳	老化 (003FGH) 疲劳 (003 J)
004	绕组 (004)	疲劳	—	—	—	—	老化	—	老化	—	疲劳	老化 (004FH) 疲劳 (004AJ)
005	转子 (005)	疲劳	—	—	—	—	—	—	—	—	疲劳	疲劳 (005AJ)
006	轴承 (006)	疲劳	—	疲劳	疲劳	疲劳	—	—	疲劳	—	—	疲劳 (006ACDEH)
007	壳体 (007)	疲劳	—	疲劳	—	—	—	—	—	—	疲劳	疲劳 (007ACJ)
008	散热管路 (008)	—	疲劳	—	—	—	—	—	—	—	疲劳	疲劳 (008BJ)
009	IGBT (009)	—	—	—	—	—	老化	老化	老化	—	疲劳	老化 (009FGH) 疲劳 (009 J)
010	大功率电容 (010)	—	—	—	—	—	老化	老化	老化	—	疲劳	老化 (010FGH) 疲劳 (010 J)
...												

### 5 机电传动系统故障机理模型

通过以上分析，对机电传动系统存在的故障（耐久性故障）机理类型进行了梳理。为了故障机理进一步分析，刻画故障在环境作用下演化过程，

进行故障机理模型分析。针对前文汇总的故障机理类型，基于广泛调研并结合机电传动系统特点，整理了机电传动系统典型部件故障机理（耐久性故障）模型，建立了机电传动系统产品 - 机理 - 模型映射关系，并构建了机电传动系统典型部件故障机理模型库，如下图所示。

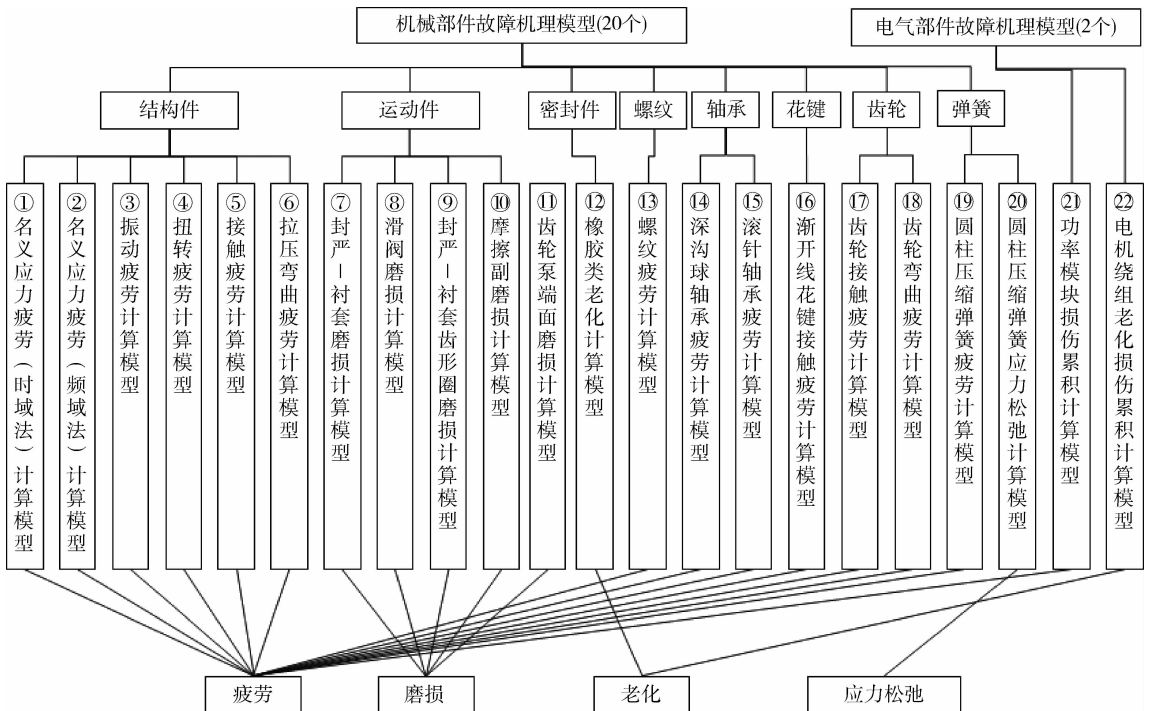


图 4 机电传动系统典型部件耐久性故障机理模型库

文章编号: 1009-4687(2025)01-0059-05

# 某车型装饰罩支架断裂问题的分析与优化

常雪嵩<sup>1,2</sup>, 王晨曦<sup>1,2</sup>, 孙诗博<sup>1,2</sup>

(1. 长城汽车股份有限公司, 保定 071000; 2. 河北省车用发动机技术创新中心, 保定 071000)

**摘要:** 文章基于某车型出现的装饰罩支架市场断裂问题, 通过对 HC340LAD + Z 材质的装饰罩支架断口分析、金相检测、化学成分分析及仿真计算, 确定失效模式及断裂原因。结果表明: 支架的失效模式为疲劳断裂, 其断裂原因是支架弯曲处疲劳安全系数过低导致。针对断裂原因对支架进行结构优化改进。改进后的支架通过了路试试验, 解决了装饰罩支架断裂问题。

**关键词:** 装饰罩支架; HC340LAD + Z; 失效模式; 结构优化; 疲劳断裂

**中图分类号:** U463.83 + 9.2

**文献标识码:** A

## Analysis and Optimization on Fracture of Decorative Cover Bracket of a Vehicle

CHANG Xuesong<sup>1,2</sup>, WANG Chenxi<sup>1,2</sup>, SUN Shibo<sup>1,2</sup>

(1. Great Wall Motor Co., Ltd., Baoding 071000, China;

2. Hebei Automotive Engine Technology Innovation Center, Baoding 071000, China)

**Abstract:** Based on the market fracture problem of decorative cover bracket of a certain vehicle type, through the fracture analysis, Metallographic examination, chemical composition analysis and simulation calculation of the decorative cover bracket made of HC340LAD + Z material, determine failure mode and fracture reason. The results show that the failure mode of the stent is fatigue fracture, and the fracture reason is caused by the low fatigue safety factor at the bend of the stent. The structure of the stent was optimized and improved according to the fracture reasons. The improved bracket has passed the road test and solved the problem of the fracture of the decorative cover bracket.

**Key words:** decorative cover bracket; HC340LAD + Z; failure mode; structure optimization; fatigue failure

随着我国经济的不断发展, 人们的消费也在不断地提高, 汽车作为人们出行的交通工具, 越来越多的人已经购买了汽车, 购买者已经不单纯考虑汽车是否动力强以及安全是否可靠, 同时还考虑了驾驶感受, 如舒适性等, 这样就对汽车的振动噪声提出了更高要求。发动机产生的噪音会传到驾驶室内, 会让驾驶员产生压迫感和焦虑感, 有的还会引起头晕恶心呕吐, 尤其驾驶员在踩油门时, 发动机开始加速运转, 在极小的空间内产生强大的噪声, 这样的声音是驾驶员无法接受的<sup>[1-2]</sup>。

汽车装饰罩位于汽车前舱内发动机上方, 起到美观大方、隔声降噪作用<sup>[3]</sup>。装饰罩支架起到承上启下的作用, 在发动机运行过程中, 一方面要接受来自发动机的激励源, 另一方面还要承受装饰罩自身的振动, 装饰罩支架的模态、强度等性能对装饰罩至关重要。

在汽车工业高速发展的今天, 轻量化已成为所有整车厂要考虑的问题之一, 高强钢的出现, 降低汽车重量, 并得到了广泛应用<sup>[4-5]</sup>。高强钢作为支架的常用材质, 其疲劳断裂是常见失效模式, 在开

发设计以及使用中就要重点考虑其寿命的长短<sup>[6]</sup>。同时材料的耐腐蚀性也是要考虑的,高强度钢表面镀锌具有高强度钢的特性,还有着良好的抗腐蚀能力,被广泛使用,同时热镀锌高强度钢也要重视疲劳断裂问题,但对其高周疲劳研究较少<sup>[7-9]</sup>,因此研究其高周疲劳寿命意义重大。

某车型装饰罩使用 Z 形结构热镀锌高强钢材质的支架安装在发动机缸盖上方位置,市场出现装饰罩支架断裂问题,为彻底解决装饰罩支架断裂问题,对其断裂故障件进行深入分析,查找故障原因,并对装饰罩支架结构进行优化。

## 1 问题描述

某车辆在行驶 4 万公里时,出现了汽车前舱内异响声音。对汽车前舱盖内的零部情况进行检测,发现汽车装饰罩晃动不稳,进一步检查装饰罩及装饰罩支架发现,装饰罩右后安装支架断裂,属于断裂异常情况,图 1 为装饰罩支架断裂位置示意图。

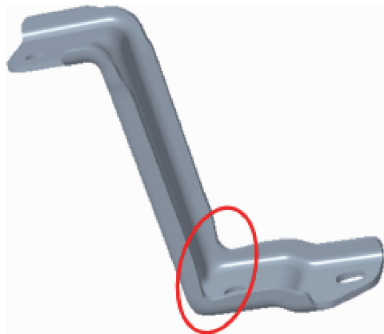


图 1 装饰罩支架断裂位置

## 2 原因分析

为了确认装饰罩支架断裂的根本原因,先后对装饰罩支架进行断口及金相分析、化学成分分析,确定其失效模式,在进行仿真分析,以确定装饰罩支架断裂的根本原因。

### 2.1 断口分析

断口是零件受力后,无方向性断裂,断裂的表面呈现凹凸不平。断口分析是对零件断口形貌分析,通过对断口形貌分析进而判断断裂类型和断裂方式的一门技术。断口分析由于具有实用强、经济性好、快捷度高等特点而广泛应用于汽车、航空、机械等相关行业<sup>[10-11]</sup>。

图 2 为装饰罩支架断口照片,图 3 为断口宏观形貌示意图。由图可知,断口表面有清晰可见的纹理走向,这些表面纹理具有一定方向性,从一个源区向四周放射,源区即为裂纹源,裂纹源是材料最开始开裂区域,裂纹由裂纹源向两侧逐渐扩展形成。



图 2 装饰罩支架断口

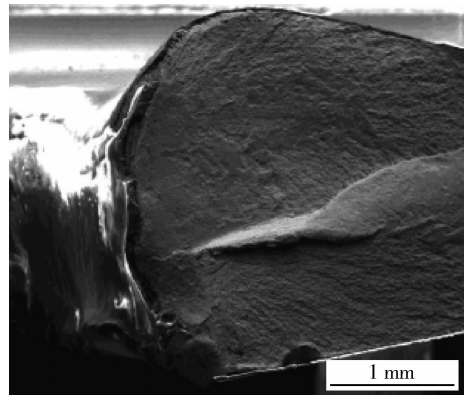


图 3 断口宏观形貌

图 4 为通过扫描电子显微镜断口裂纹源的微观形貌,由图可知,在 1200X 的电镜下观察疲劳源区,断面未见明显组织缺陷,只有有细小的疲劳辉纹。

疲劳扩展区可判断有无疲劳条带,用来判断断裂性质。图 5 为通过扫描电子显微镜对断口疲劳扩展区的微观形貌,由图可知,在 1200X 的电镜下观察疲劳扩展区,断面上存在明显的疲劳辉纹,裂性质属于疲劳断裂。

### 2.2 金相组织分析

垂直于断面方向取样进行金相制样,打磨抛光后使用 4% 硝酸酒精溶液浸蚀,断面位置的金相

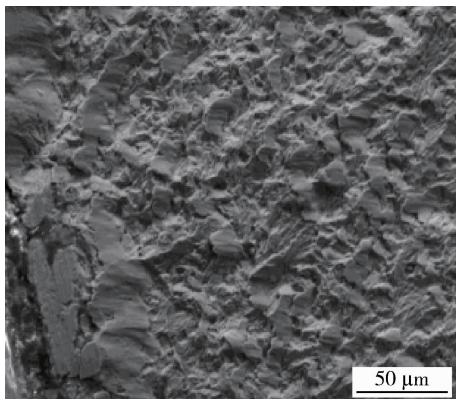


图 4 断口裂纹源的 SEM 微观形貌

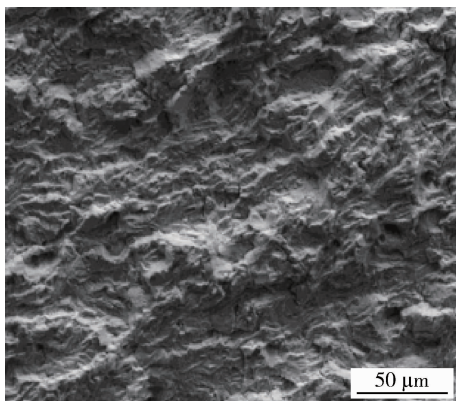


图 5 断口疲劳扩展区的 SEM 微观形貌

组织照片如图 8 所示。金相组织为铁素体 + 弥散碳化物，这是正常的 HC340LAD + Z 材质的金相组织。

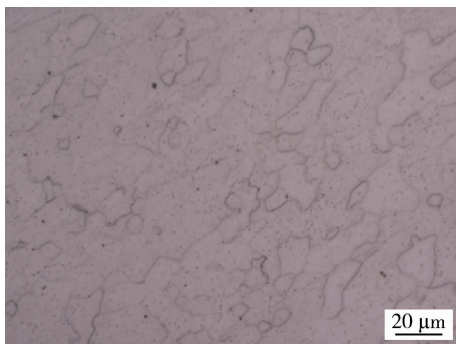


图 8 断面位置金相组织

### 2.3 化学成分分析

使用直读光谱仪对断裂的装饰罩支架进行化学成分检验，结果见表 1，各元素的质量分数符合设计材料标准要求。

对材料机械性能进行试验分析，分析结果符合要求，如表 2 所示。

表 1 化学成分检验结果（质量分数）%

元素	C	Si	Mn	P	S	Al <sub>1</sub>
设计要求	≤0.11	≤0.5	≤1.4	≤0.03	≤0.025	≥0.015
检测结果	0.08	0.04	0.8	0.02	0.02	0.05

表 2 力学性能结果

项目	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa	延伸率%
设计要求	340-420	410 - 510	≥21
检测结果	375	482	27.5

### 2.4 仿真分析

根据支架失效模式和断裂位置，对支架进行 CAE 仿真分析，Creo 软件绘制出支架的三维数模，网格处理软件用 HyperMesh，对模型参数边界加载并计算模态强度和应力分布用 ABAQUS，疲劳安全系数计算用 Femfat。最后确认三维模型、网格划分、参数加载均准确无误。

对装饰罩支架进行模态分析，装饰罩支架一阶频率 72 Hz，发动机怠速 750 r/min，怠速激振频率 25 Hz，装饰罩支架一阶振动避开怠速激振频率 ±10%，即：22.5 ~ 27.5 Hz。并对装饰罩支架十个阶次模态进行仿真输出，十个阶次模态频率均满足要求。表 3 为十个阶次模态仿真输出结果。

表 3 模态仿真计算结果

阶次	频率/Hz
1 阶	72.10
2 阶	94.74
3 阶	121.86
4 阶	270.88
5 阶	369.59
6 阶	411.13
7 阶	428.54
8 阶	445.8
9 阶	483.40
10 阶	508.90

为找出支架断裂原因，对装饰罩支架进行强度和疲劳仿真计算，图 9 为支架强度云图，支架 6 个方向强度的最大应力均小于材料的屈服极限 377 MPa，满足要求。图 10 为支架疲劳安全系数云图，安全系数最小值在支架折弯处为 0.71 小于标准

### 1.1. 不满足要求.

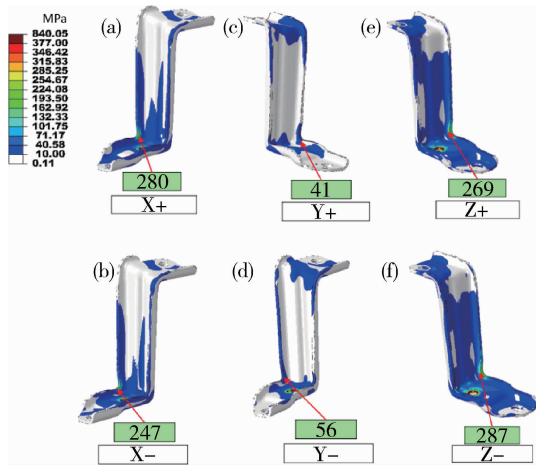


图9 优化前支架强度云图

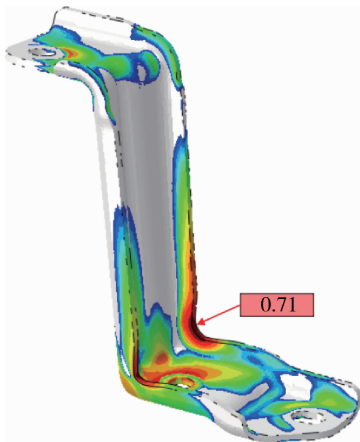


图10 优化前支架疲劳安全系数云图

## 3 措施及验证

### 3.1 支架结构优化

经过上述分析支架断裂原因为钣金弯曲时, 弯曲处产生挤料现象, 导致弯曲处疲劳强度降低, 产生疲劳断裂. 需对支架结构强度进行设计优化, 优化后的装饰罩支架如图 11 所示.

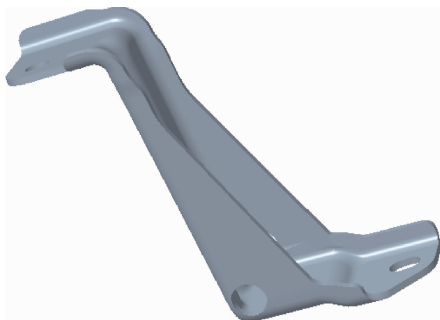


图11 优化后支架示意图

### 3.2 仿真分析

对优化后装饰罩支架进行模态计算, 装饰罩支架一阶频率 69 Hz, 发动机怠速 750 r/min, 怠速激振频率 25 Hz, 装饰罩支架一阶振动避开怠速激振频率  $\pm 10\%$ , 即: 22.5 ~ 27.5 Hz. 并对装饰罩支架十个阶次模态进行仿真输出, 十个阶次模态频率均满足要求. 表 4 为十个阶次模态仿真输出结果.

表 4 模态仿真计算结果

阶次	频率/Hz
1 阶	69.69
2 阶	75.92
3 阶	99.51
4 阶	241.29
5 阶	313.12
6 阶	333.00
7 阶	347.20
8 阶	369.58
9 阶	389.12
10 阶	422.32

对优化后的装饰罩支架进行强度和疲劳仿真计算, 图 12 为支架强度云图, 支架 6 个方向强度的最大应力均小于材料的屈服极限 377 MPa, 满足要求. 图 13 为支架疲劳安全系数云图, 安全系数最小值在支架折弯处为 1.6 大于标准 1.1. 满足要求.

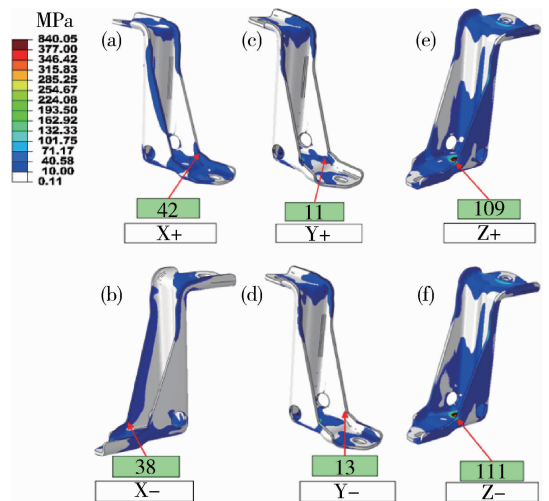


图12 优化后支架强度云图

### 3.3 整车路试可靠性试验

为验证优化后的装饰罩支架的可靠性, 将优化后的装饰罩支架重新搭载到整车上, 进行 8 000 km 破坏路面可靠性试验. 结果显示, 优化后的装饰罩支架未出现断裂现象.

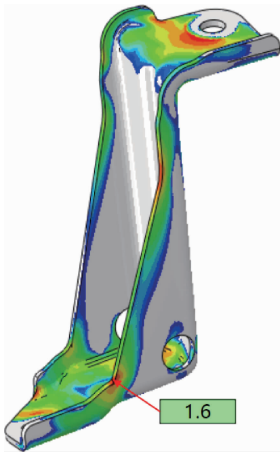


图 13 优化后支架疲劳安全系数云图

## 4 结 论

针对装饰罩支架断裂问题，先从断口检验分析、金相检测分析、化学成分和力学性能检测，分析其故障原因，然后通过仿真分析确定故障原因。对装饰罩结构进行优化，提高疲劳安全系数，从而提高其可靠性。最后通过整车路试可靠性试验对优化方案进行验证，确定优化后结构可满足车辆使用性能要求。解决了市场问题，同时也为后续类似问题处理提供指导作用。

### 参考文献：

[1] 吴光强, 栾文博. 汽车传动系相关 NVH 问题的动力学研究论述 [J]. 机械工程学报, 2013, 49 (24): 108-116.

- [2] 相龙洋, 左曙光, 孙庆, 等. 汽车手动变速器振动噪声特性试验研究 [J]. 制造业自动化, 2013, 35: 50-53.
- [3] 黄小征, 李飞, 王帅, 等. 某 SUV 碳纤维发动机盖结构仿真分析 [J]. 汽车工程师, 2018 (02): 25-28.
- [4] Berchem K, Hocking M G. The Influence of Pre-Straining On the High-Cycle Fatigue Performance of Two Hot-Dip Galvanized Car Body Steels [J]. Mater Charact, 2007, 58: 593.
- [5] Mulholland M D, Seidman D N. Nanoscale Co-Precipitation and Mechanical Properties of a High-Strength Low-Carbon Steel [J]. Acta Mater, 2011, 59: 1881.
- [6] Bergengren Y, Melander A. An Experimental and Theoretical Study of the Fatigue Properties of Hot-Dip - Galvanized High-Strength Sheet Steel [J]. Int J Fatigue, 1992, 14: 154.
- [7] Aden-Ali S, Chamat A, Gilgert J, et al. On the Degradation the Endurance of Silicon-Rich TRIP800 Steel After Hot-Dip Galvanization [J]. Engineering Failure Analysis, 2009, 16: 2009.
- [8] Camurri C P, Benavente R G, Roa I S, et al. Deformation and Fatigue Behavior of Hot Dip Galvanized Coatings [J]. Mater Charact, 2005, 55: 203.
- [9] Vogt J B, Boussac O, Foct J. Prediction of Fatigue Resistance of a Hot-Dip Galvanized Steel [J]. Fatigue Fract Eng Mater Struct, 2001, 24: 33.
- [10] 钟群鹏, 赵子华, 张峥. 断口学的发展及微观断裂机理研究 [J]. 机械强度, 2005 (03): 358-370.
- [11] 王荣. 机械装备的失效分析 (续前) 第 3 讲断口分析技术 (上) [J]. 理化检验 (物理分册), 2016, 52 (10): 698-704.

(上接第 58 页)

## 6 结 论

针对复杂机、电、热高度集成的机电传动系统故障机理分析难题，提出了基于结构分解的故障机理分析方法。对机电传动系统进行了结构分解，将机电传动系统划分为初始约定层次、其他约定层次、最低约定层次 3 个结构层次结构，并进行了对寿命周期载荷谱按照结构层次分解；在结构分解和载荷分析的基础之上，分析确定各个单元所有可能

的故障机理；整理了机电传动系统典型部件故障机理(耐久性故障)模型，建立了机电传动系统产品-机理-模型映射关系，并构建了机电传动系统典型部件故障机理模型库，为故障机理及可靠性分析提供了理论支撑。

### 参考文献：

- [1] 赵勇. 履带车辆机电复合传动模拟加载试验技术研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2016.
- [2] 陈云霞. 机械产品寿命设计与试验技术 [M] 北京: 国防工业出版社: 2022.

## 《车辆与动力技术》征稿简则

1. 《车辆与动力技术》是由中国科学技术协会主管、中国兵工学会主办的全国性学术期刊，其任务是反映车辆与发动机领域的重要科研成果，促进学术交流，推动车辆技术学科的发展。本刊主要面向高等院校、科研院所和工厂从事车辆理论研究、工程设计、生产制造的科学技术工作者。本刊为季刊，国内外公开发行。

2. 本刊择优刊登下列内容的文章：1) 基础理论研究、应用科学研究和工程技术研究方面有创新的学术论文；2) 有创新的科研实验和有使用价值的研究报告；3) 重要学术问题的研究和重要学科的发展趋势和展望；4) 最新的重要学术动态和科研简讯。

### 3. 来稿要求和注意事项

1) 主题明确、论据充分、数据真实可靠、条理分明、文字简练、图表清晰。每篇论文(含图表)一般不超过 6000 字，综述不超过 8000 字，科研实验与研究报告不超过 4000 字。文稿包括中英文题名、作者姓名和作者姓名的汉语拼音、中英文单位名、中英文摘要和中英文关键词(3~8 个)、中图分类号、正文和参考文献。

2) 中文摘要应写的内容一般包括研究的目的、方法、结果和结论，而重点是结果和结论；字数 $\leq 300$  字；省略“我们”“本文”“作者”这样的主语。总之，要写得简短精炼，明确具体。

3) 文稿要使用规范的汉字和规范的专业术语。

4) 物理量和单位符号要执行国家标准。

5) 文中易混淆的外文字母应标明文种、字体和大小写，符号含义要统一，上下角标要标注清楚。

6) 要提供清晰、准确的底图。图中的文字不宜过多，坐标中的标值、标值线必须清楚，标目应使用标准的物理量和单位符号。表格一律使用“三线表”。

7) 如果是国家自然科学基金资助项目或其他基金资助项目，请在首页地脚处注明项目名称及编号。

8) 来稿曾在国内外学术会议上宣读过，请注明。凡在其他刊物上发表过的稿件，本刊一律不予刊登。

9) 参考文献选用主要的、公开发表的文献。参考文献采用顺序编码制，按文中出现的顺序编号。内部资料、待发表的文献不得引用。几种常见文献的著录格式如下：

专著的著录格式：[序号] 著者. 书名 [M]. 版本. 出版城市名：出版单位，出版年：起止页码.

期刊的著录格式：[序号] 作者. 题名 [J]. 刊名，出版年，卷(期)号：起止页码.

学位论文的著录格式：[序号] 作者. 题名 [D]. 保存城市名：保存单位(系级)，授予年.

论文集的著录格式：[序号] 作者. 题名 [C]. //编者. 论文集名. 出版城市名：出版单位，出版年：起止页码.

专利的著录格式：[序号] 专利所有者. 专利题名：专利国别，专利号 [P]. 公告日期或公开日期 [引用日期].

标准的著录格式：[序号] 著者. 标准名 [S]. 出版城市名：出版单位，出版年：起止页码.

参考文献若是电子图书或电子报刊的，请注明引用日期和网址。如：

电子期刊的著录格式：[序号] 作者. 题名 [J/OL]. 刊名，出版年，卷(期)号：起止页码 [引用日期]. 获取和访问路径。

文献作者 3 名以内全部列出，4 名以上则列出前 3 名，后加“等”，英文用“et al”。外文作者书写时，姓前名后，西语国家作者名缩写为首写字母，不加缩写点。

10) 请提供作者简介(姓名、性别、出生年月、职称或学历、研究方向)、第一作者准确的邮政编码、通讯地址及联系电话。

### 4. 投稿须知

1) 请作者自留底稿。作者 3 个月内未收到处理意见，可自行处理，本刊不退原稿。

2) 本刊所刊文章向国内外数据库、检索机构(包括纸版、光盘版、网络版)报送时，不再征求作者意见。

3) 请作者严格遵守国家有关部门保密规定，稿件刊出后文责自负。编辑部有权对录用稿件作技术性和文字性的适当修改，定稿后(或排版中)不得任意修改。

5. 来稿一经录用，编辑部收取版面费并赠送样刊。

6. 来稿请发至：eldljs@163.com，纸质稿件可寄至：北京 969 信箱 57 分箱《车辆与动力技术》编辑部，邮编：100072，联系电话：010-83803081。

## CONTENTS

### • Performance Research •

System Selection of Drivability Based on Adams Simulation .....  
 ..... SHEN Guohua LIU Guoquan LAN Jinbiao HU Chengshuai LI Dongxu (1)

Research on Online Prediction of Vehicle Stability State Information Based on Dynamic Operating Environment  
 Classification ..... GAO Zepeng FENG Jianbo LI Yiting LI Mengmeng JIN Miao  
 ZHENG Huaiyu QIN Bonan ZHANG Tao CUI Huasheng (9)

Research on Factors Influencing the Energy Feedback Potential of Automotive Suspension .....  
 ..... WANG Yulong WANG Jingyue HAN Haotian HE Yuting DING Jianming (13)

### • Design & Calculation •

Research on Active Steering Control Strategy of Line Controlled Steering System Based on MPC .....  
 ..... TONG Yuzhe ZHANG Xin (21)

Multi-objective optimization design of anti-collision beam structure based on ANSA energy absorbing box .....  
 ..... ZHOU Ziheng ZHANG Hongyuan ZHANG Hao ZHANG Xin (29)

Torsional Vibration Analysis of Two-speed Transmission of Pure Electric Vehicle Based on Rigid-flexible Coupling  
 ..... SUN Zhihao CHEN Ke (34)

Joint estimation of SOC and SOH of lithium battery based on grey wolf algorithm and neural network .....  
 ..... MA Xinchu ZHANG Xin GUO Ziqi BAI Yuehong (40)

The Influence of Tooth Surface Friction on the Bifurcation Characteristics of High-Speed Train Gear Systems ...  
 ..... ZHANG Chengqiang WANG Jingyue DING Jianming (48)

### • Test Research •

Failure mechanism analysis of electromechanical transmission system based on structural decomposition .....  
 ..... WANG Qingfeng ZHANG Ximing LI Mingyong ZHANG Haiquan DU Mingxing (55)

### • Reliability Research •

Analysis and Optimization on Fracture of Decorative Cover Bracket of a Vehicle .....  
 ..... CHANG Xuesong WANG Chenxi SUN Shibo (59)

本刊为：

中国期刊全文数据库期刊

中文科技期刊数据库期刊

万方数据—数字化期刊群上网期刊

中国学术期刊（光盘版）入编期刊

《CAJ-CD 规范》执行优秀期刊

中邮阅读网（www.183read.com）合作伙伴

## 声 明

本刊已许可中国学术期刊（光盘版）电子杂志社在中国知网及其系列数据库产品中以数字化方式复制、汇编、发行、信息网络传播本刊全文；已在“万方数据-数字化期刊群”全文上网，被“中文科技期刊数据库”、“中邮阅读网”收录。本刊所付稿酬已包括作者著作权使用费、上网服务报酬。作者向本刊提交文章发表的行为即视为同意本刊上述声明。

《车辆与动力技术》编辑部

# 车辆与动力技术

（季 刊）

第 1 期 2025 年 3 月（总第 177 期）

1979 年 4 月创刊

主管单位：中国科学技术协会

主办单位：中国兵工学会

主 编：席军强

副 主 编：杜志岐 张树勇

章振宇（常务） 刘青山

责任编辑：刘青山

编辑出版：《车辆与动力技术》编辑部

地 址：北京理工大学

（北京海淀区中关村南大街 5 号）

邮政编码：100081

电 话：(010) 68911172 83803081

传 真：(010) 68911172

网 址：<http://BGTK.chinajournal.net.cn>

电子信箱：BGTKCD@126.com（第 2、4 期）

consultant@noveri.com.cn（第 1、3 期）

印 刷：北京科信印刷有限公司

发行范围：国内外公开

国内发行：北京报刊发行局

订 购 处：全国各地邮局

中国标准连续出版物号：  
ISSN 1009-4687  
CN 11-4493/TH

国内邮发代号：2-535

定价：12.00 元