

中国兵工学会



CHELIANG YU DONGLI JISHU

# 车辆与动力技术

VEHICLE & POWER  
TECHNOLOGY

ISSN 1009-4687



# 2025 2

总第178期

## 目次

## · 设计与计算 ·

- 非同轴两轮无人平台动力学建模及平衡控制方法 ..... 刘京昊 杨路 钟宇 王文硕 (1)
- 基于模型预测的汽车自适应巡航控制系统研究 ..... 龙永杰 (8)
- 行星排动力不中断变速器设计及台架测试 ..... 吴志先 张欣 王健 吴磊 张权 (12)
- 基于LQR控制的车辆悬架系统设计与研究 ..... 毕厚煌 (17)
- 基于CFD的两栖越野车航行姿态及水动力学特性研究 .....  
..... 王佳 刘艳 王翼飞 高欢 王丽昕 刘佳派 曾昌明 张立玲 刘明卓 (21)
- 螺栓连接界面多因素耦合力学特性与参数标定研究 ..... 靳利园 张希洋 王杭 王彩锋 (32)

## · 性能研究 ·

- 发动机本体件寿命受生产工艺的影响分析 ... 周涛 宋娇 戴雨华 李玉强 桑国良 张卫兵 (39)
- 基于SABO优化VMD-LSTM的滚动轴承状态监测 ..... 侯兴达 王靖岳 周浩 丁建明 (43)

## · 试验研究 ·

- 零重力座椅对乘员保护性能的影响分析 ..... 郑艳婷 卜晓兵 郭庆祥 (49)

## · 综述 ·

- 磁流变半主动悬架系统及智能控制策略研究进展 ..... 何宇亭 王靖岳 张硕 王军年 (56)

文章编号: 1009-4687(2025)02-0001-07

# 非同轴两轮无人平台动力学建模及平衡控制方法

刘京昊<sup>1</sup>, 杨路<sup>1,2</sup>, 钟宇<sup>1</sup>, 王文硕<sup>1</sup>

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 多栖平台驱动系统全国重点实验室, 北京 100081)

**摘要:** 以无人自行车、无人摩托为代表的非同轴两轮无人平台具有强非线性、紧耦合、静不定、时变和非完整约束特征, 给复杂不平路面、侧向风等时变干扰下的平衡控制器设计带来挑战。本文以无机械辅助的无人自行车为研究对象, 首先采用查普雷金方程建立窄轨非同轴两轮平台动力学模型, 针对平台转速及转角控制提出分层闭环控制策略; 其次, 基于动力学模型设计线性二次型调节器和比例-积分-微分自平衡控制器, 进行数值仿真, 结果表明该平台能够稳定保持自主平衡状态且具有一定的抗干扰能力; 最后, 基于STM32F407VET6单片机结合惯性测量组件和驱动电机, 对无人自行车圆周运动平衡控制器进行试验验证, 测试结果进一步证实了所提出分层控制策略及方法的有效性。

**关键词:** 非同轴两轮无人平台; 自平衡控制; 线性二次型调节器; 非完整约束; 分层控制

中图分类号: U491

文献标识码: A

## Dynamic Modeling and Balance Control Method of Non-Coaxial Two-Wheel Unmanned Platform

LIU Jinghao<sup>1</sup>, YANG Lu<sup>1,2</sup>, ZHONG Yu<sup>1</sup>, WANG Wenshuo<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. National Key Laboratory of Multi-Perch Vehicle Propulsion Systems, Beijing 100081, China)

**Abstract:** Non-coaxial two-wheeled unmanned platforms, such as unmanned bicycles and motorcycles, exhibit strong nonlinearity, tight coupling, static indeterminacy, time-varying characteristics, and nonholonomic constraints. These features pose significant challenges to the design of balance controllers under time-varying disturbances such as complex uneven terrains and lateral winds. This paper focuses on an unmanned bicycle without mechanical assistance as the research subject. First, a dynamic model of the narrow-track non-coaxial two-wheeled platform was established using the Chaplygin equation, and a hierarchical closed-loop control strategy was proposed for platform speed and steering angle control. Subsequently, based on the dynamic model, a linear quadratic regulator (LQR) and a proportional-integral-derivative (PID) self-balancing controller were designed. Numerical simulation results demonstrate that the platform can stably maintain autonomous balance and exhibits a certain degree of disturbance rejection capability. Finally, experimental validation of the unmanned bicycle's circular motion balance controller was conducted using the STM32F407VET6 microcontroller, combined with inertial measurement units and drive motors. The test results further confirm the effectiveness of the proposed hierarchical control strategy and methods.

**Key words:** non-coaxial two-wheeled unmanned platform; self-balancing control; linear quadratic regulator; nonholonomic constraints; hierarchical control

收稿日期: 2025-02-16

基金项目: 多栖平台驱动系统全国重点实验室基金资助项目 (QDXT-NY-202407-08).

作者简介: 刘京昊 (2002-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆动力学控制.

通信作者: 杨路 (1989-), 男, 博士, 研究方向为车辆动力学控制.

Received: 16 Feb 2025/Revised: 21 Mar 2025/Accepted: 02 Apr 2025/Published online: 25 May 2025/Printed: 25 Jun 2025

当前,针对非同轴两轮机器人侧向平衡的调控机构通常可划分为两种不同的技术路线:一种是外加机械调节装置实现平衡.其中,胡斌<sup>[1]</sup>设计的对置式双力矩陀螺实现无人摩托车的平衡控制,布置形式如图1所示.图2展示了双力矩陀螺(CMG)的平衡原理,该力矩陀螺能在横滚角方向和垂直方向产生力矩,通过布置对置式的两个力矩陀螺可将垂直方向的力矩抵消,横滚角方向的力矩进行叠加以得到更大的控制力矩<sup>[2]</sup>.胡敏<sup>[3]</sup>建立了具有控制力矩陀螺的两轮车机器人的力学模型,设计平衡定位控制器,完成PD平衡实验、原地定车实验、定位控制实验.郑宇<sup>[4]</sup>基于控制力矩陀螺(CMG)的平衡控制,建立了串级PD控制器,通过观察框架的运动特性CMG输出的控制力矩大小来平衡重力矩以及外力矩实现对车体的平衡控制.李志勇<sup>[5]</sup>通过力矩陀螺和转向联合控制的方式来提升车体的自平衡效果.陈宝等<sup>[6]</sup>设计了一个基于滑模控制(SMC)的陀螺角速度控制器,并采用奇异回避算法避免陀螺发生奇异现象.CHEN等<sup>[7]</sup>融合了标称反馈控制、基于极限学习机观测器的补偿控制和基于积分终端滑模(ITSM)和障碍函数(BF)的自适应律的趋近控制,相较于传统控制方式具有更优异的控制性能.

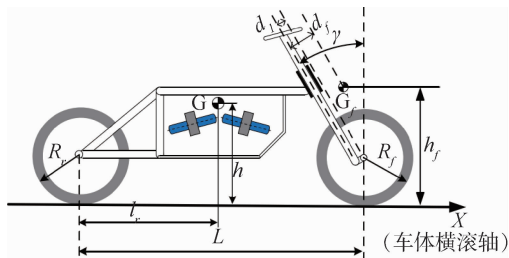


图1 胡斌搭建的自平衡机器人示意图<sup>[1]</sup>  
Fig.1 Schematic of Self-balancing Robot Built by Hu Bin<sup>[1]</sup>

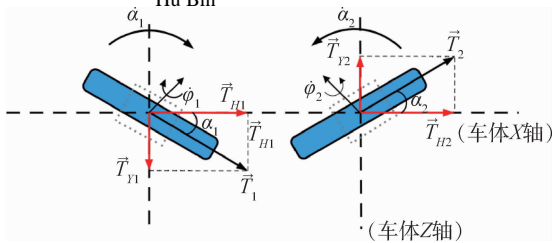


图2 双控制力矩陀螺原理图<sup>[2]</sup>  
Fig.2 Schematic of Dual Control Moment Gyroscope<sup>[2]</sup>

另一种则是依靠车把转动实现平衡,其车体结构简单且能耗低,但欠驱动的特性提升了控制器设计难度.目前运用的算法有部分反馈线性化方法(PFLC)、深度强化学习算法(DDPG)、自抗扰控制(ADRC)、全阶滑模控制方法等.其中,庄末等<sup>[8]</sup>结

合部分反馈线性化的控制方法设计圆周 $90^\circ$ 运动的平衡控制器.CHOI等<sup>[9]</sup>提出使用深度强化学习算法的控制器,通过奖励函数和神经网络来创建控制器,使两轮自行车不仅能够平稳还能通过指令到达预想位置.KUMAR等<sup>[10]</sup>采用高阶预先指定的设计控制器结构的降阶建模推导出一个降阶控制器,使自行车系统能够更好地抵抗扰动效果.TIAN等<sup>[11]</sup>通过稳态流形理论(steady-state manifold)揭示无人驾驶摩托车的固有动力学和平衡特性,并总结了该理论在自平衡、漂移等方面的潜在应用.许自鹏等<sup>[12]</sup>将扩张观测器和滑模控制器结合实现自平衡控制,并采用变论域模糊控制器提升自行车的抗干扰能力.林英鹏等<sup>[13]</sup>将模型进行线性化后基于自抗扰控制方法进行控制.侯帅<sup>[14]</sup>基于动力学模型的时变特性设计变增益LQR控制器实现平衡控制,结合变论域模糊理论提升控制器的鲁棒性.ZHANG等<sup>[15]</sup>采用变增益LQR使无人自行车在车速变化的场景下具备良好的鲁棒性.KIM等<sup>[16]</sup>基于GPR设计一种数据驱动的状态反馈控制器,实现了非线性离散时间系统的参考跟踪.ALIZADEH等<sup>[17]</sup>基于滑模控制(SMC)、故障检测(FD)和基于残差信号的故障估计(FE)的集成,提出了一种新的无人自行车机器人主动容错控制(FTC),并验证了FTSMC的创新特性.LI等<sup>[18]</sup>基于拉格朗日法对无人自行车系统进行建模,提出了串级PID控制方法,提高了系统响应速度和控制精度.XU等<sup>[19]</sup>设计了变域模糊指数速度趋近律滑模控制器(VFSMC),并通过数值仿真验证了该控制器的有效性.

然而,由于固定的控制结构限制,上述控制器对其控制参数较为敏感,虽然在一些特定场景会表现出优秀的性能,但面对陌生环境其自适应性仍显欠缺,即无人自行车系统尚且存在泛化能力弱和鲁棒性不足的问题.基于上述原因,本文开展后驱非同轴两轮无人平台的自平衡控制研究,运用查普雷金建模方法降低动力学模型的复杂度;考虑纵侧向运动执行机构约束,基于PID和LQR算法,通过构建分层闭环控制策略实现角度环和位置环的协调控制,并通过试验验证了控制系统的有效性.

## 1 动力学模型的建立

本文研究的窄轨两轮系统存在多个非完整约束.为详细地表示这些非完整约束对系统的影响,动力学建模过程将运用查普雷金方程来实现,具体

如式(1):

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \dot{q}_\sigma} - \frac{\partial \bar{T}}{\partial q_\sigma} - \frac{\partial U}{\partial q_\sigma} + \sum_{\beta=1}^r \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{\sigma+\beta}} \sum_{v=1}^{\varepsilon} \left( \frac{\partial B_{\varepsilon+\beta,v}}{\partial q_\sigma} - \frac{\partial B_{\varepsilon+\beta,\sigma}}{\partial q_v} \right) \dot{q}_v = \bar{Q}_\sigma (\sigma = 1, 2, \dots, \varepsilon) \quad (1)$$

式中:  $T$  为系统总动能;  $\bar{T}$  为代入非完整约束后的系统动能;  $B_{\varepsilon+\beta,\sigma}$  为第  $\beta$  个非完整约束方程中第  $\sigma$  个独立广义速度的系数;  $q_\sigma$  和  $q_v$  为系统的广义坐标;  $\dot{q}_{\sigma+\beta}$  为系统的非完整约束;  $\varepsilon$  和  $\gamma$  分别为独立广义坐标和非完整约束的数量。

经过整理, 最终得到无人自行车的动力学模型为

$$D(q) \ddot{q} + C(q, \dot{q}) \dot{q} + G(q) = \tau \quad (2)$$

式中:  $D$  为惯性矩阵;  $C$  为离心力-哥氏力;  $G$  为重力项;  $q$  为广义坐标;  $\tau$  为力矩。其中, 矩阵元素  $d_{ij}$ 、 $c_{ij}$  ( $i, j=1, 2, 3$ ) 为  $q_2$  和  $q_5$  的函数;

$$D = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} \\ d_{21} & d_{22} & d_{23} \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} \end{bmatrix}; C = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix}; G = \begin{bmatrix} -mgh \sin(q_2) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; q = \begin{bmatrix} q_2 \\ q_5 \\ q_6 \end{bmatrix}; \tau = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_1 \\ \tau_2 \end{bmatrix};$$

$\tau_1$  为车把驱动力矩;  $\tau_2$  为后轮驱动力矩。

## 2 自平衡控制器设计

### 2.1 基于 PID 的自平衡控制器

非同轴两轮平台只有达到一定的前向速度才能维持平衡, 因此, 要让自行车维持一个恒定的速度, 这里通过一个电机来进行驱动, 进行一个简单的速度 PID 控制, 称该控制环为速度环。

根据日常的骑行经验, 当自行车向一边发生倾覆时, 骑车人总是根据车身倾斜的方向和程度, 向同方向转动车把直至自行车不再倾斜后, 再反方向转动车把使自行车回到平衡位置。因此, 要检测到自行车的倾角  $\theta$ , 根据这个倾角来控制车把的转动, 让自行车不断地回到一个平衡的状态并且保持。在实际的控制过程中, 不管是倒立摆还是自行车, 小车的左右移动以及自行车的车把都不能无限地进行左右移动或者转动。因此, 在根据倾角对自行车车把转角控制的基础上, 还要对自行车车把转动的角度加以限制和控制。实验中限制车把转角在

$\pm 50^\circ$  范围内。

在平衡行驶情况下, 可通过 PID 控制使自行车车把转角快速达到期望的角度, 设定直行时该期望转角为  $0^\circ$ , 转向行驶时则根据车速和转向半径求得对应的角度, 并规定左转角为正, 右转角为负。可将该控制环称为位置环。同样的, 也可以通过 PID 控制使车身侧倾角维持在平衡位置, 设定竖直状态下期望侧倾角为  $0^\circ$ , 左倾时角度为正, 右倾时角度为负。为避免转向时倾角太大导致倾倒, 侧倾角范围限制在  $\pm 30^\circ$  以内。我们称该控制环为角度环。

前向速度为定值, 车体的平衡完全依靠一个车把转向电机来维持。我们需要将位置环和角度环联系起来, 将控制器的输出结果传递至车把电机。

车身质心的横向偏移会导致控制系统出现稳态误差, 偏移量越大稳态误差越大。仿真和实验情况下设定系统质量左右对称, 因此可以忽略稳态误差, 无需积分参数 I 调节, 位置环用 PD 控制即可。

$$\theta = K_p * e_{(k)} + K_d * (e_{(k)} - e_{(k-1)}) \quad (3)$$

角度环同样用 PD 控制即可:

$$P_{WM} = a_{kp} (\theta - \theta') + a_{kd} \theta' \quad (4)$$

式中:  $\theta$  为期望的侧倾角, rad;  $\theta'$  为实际测得的侧倾角, rad;  $\theta'$  为侧倾角速度, rad/s;  $K_p$  和  $K_d$  为位置环 PID 控制器控制系数;  $a_{kp}$  和  $a_{kd}$  为角度环 PID 控制器控制系数;  $e_{(k-1)}$  则为上一计算周期两者之差, rad。实验中选择的车把转向电机为直流电机, 为方便理解, 将控制器输出结果用  $P_{WM}$  表示。

由于位置环 PID 的微分项不能像角度环 PID 的微分项一样直接通过传感器得到, 所以运用差分代替微分的思想, 用两周期结果之差来表示该微分项。

控制框图如图 3 所示。

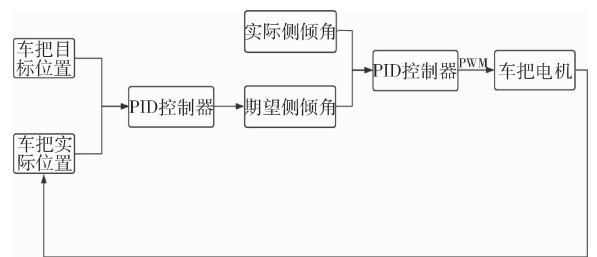


图3 自平衡控制 PID 控制框图

Fig. 3 Block diagram of the self-balancing PID control system

将式(3)代入式(4), 整理得:

$$P_{WM} = [a_{kp} K_p e_{(k)} + a_{kp} K_d (e_{(k)} - e_{(k-1)})] + (-a_{kp} \theta + a_{kd} \theta') \quad (5)$$

式(5)表明最终的输出  $P_{WM}$  为一个位置环和一个角度环的相加和, 只是相较于最初定义的 PID 参数发生了一些改动, 这就是串级 PID 推导式. 因此对上面的控制框图进行重新整理如图 4 所示.

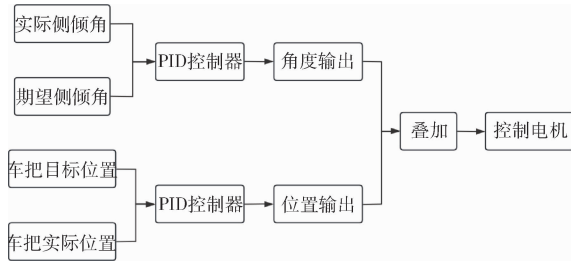


图 4 整理后的 PID 控制框图  
Fig. 4 Revised PID Control Block Diagram

## 2.2 自平衡控制仿真研究及改进

在 Matlab/Simulink 环境下按图 4 搭建仿真框图, 设计相关参数如表 1 所示.

表 1 自平衡 PID 控制器参数

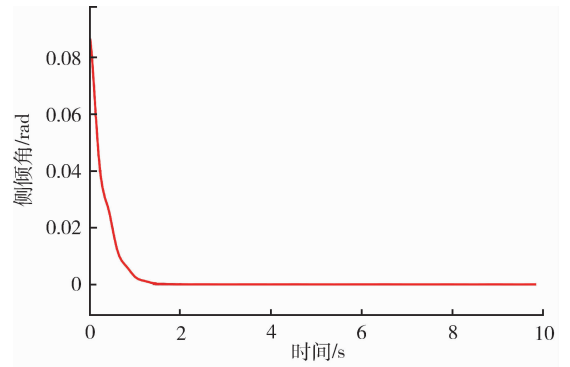
Table 1 Parameters of the self-balancing PID controller

控制器名称	参数符号	参数值
位置环 PID	$K_p$	23
	$K_d$	2.3
角度环 PID	$a_{kp}$	420
	$a_{kd}$	88.67

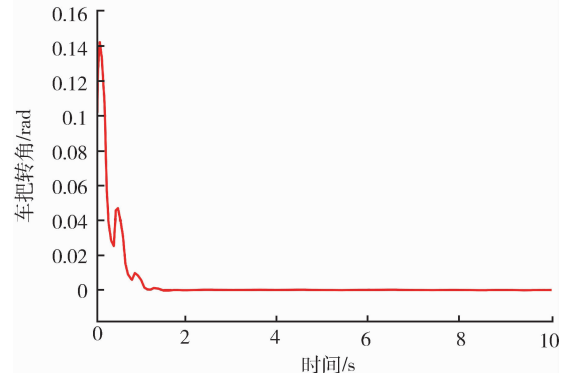
设定前向速度为 2.4 m/s, 初始侧倾角为  $5^\circ$ , 仿真时间为 10 s, 步长为 0.01 s. 经仿真得到无人自行车的直线行走运动侧倾角和车把转角的变化曲线, 如图 5 所示.

由图 5(a) 和图 5(b) 可以看出, 大约经过 2 s 的反应时间系统就输出基本收敛为 0, 达到稳定状态. 其中, 车身侧倾角由初始值 0.087rad 逐渐收敛为 0; 车把转角在前 0.4 s 的时间内, 车把迅速向车身侧倾方向增大使车身不再侧倾, 再反方向慢慢调整使侧倾角恢复到平衡位置.

为进一步研究控制器的抗干扰能力, 在车把输入力矩加入  $\tau' = 0.3\sin(3t)$  的正弦干扰以模拟非同轴两轮车辆“死亡摇摆”的情况, 仿真参数设定同上, 结果如图 6 所示. 由图 6(a) 可以看到, 车体侧倾角从初始值快速收敛并在  $0^\circ$  上下快速波动, 且波动幅度不超过  $\pm 0.6^\circ$ , 因此可以认为车体是平衡的. 由图 6(b) 可知, 前轮旋转角以  $\pm 1.3^\circ$  左右的幅值快速摆动以保持车身平衡, 且仿真时间内两张图的波峰数目一致, 体现出侧倾角和前轮旋转角的耦合性.



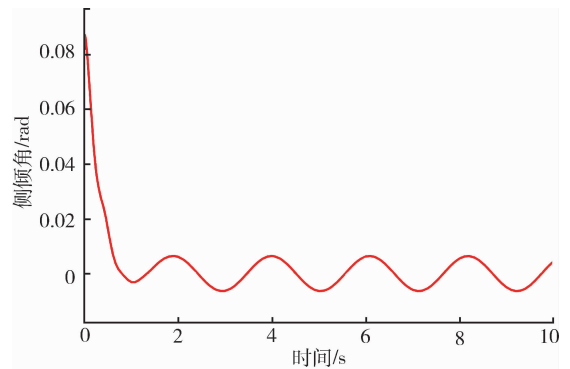
(a) 车身侧倾角变化图



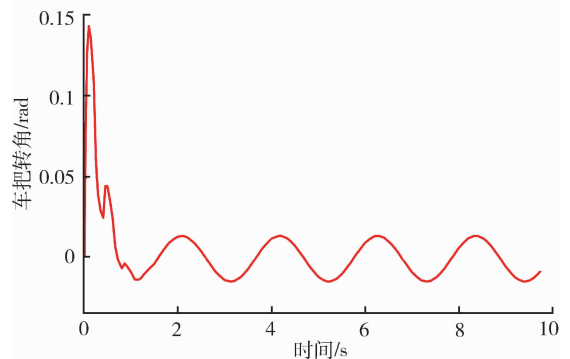
(b) 车把转角变化图

图 5 直线行驶自行车状态量变化图

Fig. 5 State Variation of Bicycle in Straight-line Driving



(a) 正弦干扰下车身侧倾角变化图



(b) 正弦干扰下车把转角变化图

图 6 正弦干扰下直线行驶自行车状态量变化图

Fig. 6 State Variation of Bicycle in Straight-line Driving Under Sinusoidal Disturbance

### 2.3 基于 LQR 的自平衡控制器改进

在实车实验中，物理样机成功实现了平衡行驶，但出现了车把转向频率较快无法稳定至固定角度，导致无法稳定直线行驶的情况。通过分析此现象，推测出现这一情况的原因是惯性陀螺仪 (MPU6050 芯片) 过于灵敏，当外界出现很小的干扰便会出现较大的侧倾角速度且迅速变化，从而使角度环输出结果同样迅速变化。针对这一问题，考虑基于 LQR 算法求解车身侧倾角速度  $\theta'$ ，代替采用惯性陀螺仪直接测量。

角度环内嵌 LQR 环节，设计

$$Q = \begin{bmatrix} 300 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 300 \end{bmatrix}, R = 1.$$

在 Matlab 中采用 LQR 函数求得反馈增益矩阵  $K$ 。然后将侧倾角误差  $(\theta - \theta_0)$ 、侧倾角速度  $\theta'$  和实际车把转角  $\delta$  分别乘以反馈增益矩阵  $K$ ，得到新的侧倾角速度，再代入角度环。新的控制框图如图 7 所示。

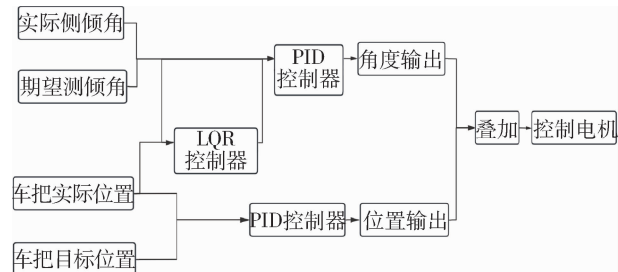


图 7 基于 LQR 的自平衡控制框图  
Fig. 7 Self-balancing Control Block Diagram Based on LQR

实车实验中证明该方法能成功解决上述问题，使实车能够在低速情况下也稳定地实现直线运动。

## 3 自平衡控制实验研究

为验证上述设计的平衡控制器的有效性，本节设计和搭建了物理样机并进行圆周运动研究。

### 3.1 非同轴两轮平台物理样机搭建

实验所用无人自行车物理样机如图 8 所示。该系统主要由车架、前后轮、车把和测控系统组成，MD36 直流减速电机通过车架内部的锥齿轮结构控制车把转动，同样采用 MD36 直流减速电机通过链传动驱动车体前进。硬件系统主要分为微控制器、传感器和执行器三部分，图 9 为该系统结构框图。

需要说明的是实验样车转向电机为速度控制模式，故本文以车把转速作为控制输入设计控制器，

其他车把转向力矩、转角等作为控制输入的控制器设计与此类似。



图 8 非同轴两轮平台物理样机  
Fig. 8 Physical Prototype of Non-coaxial Two-Wheel Platform

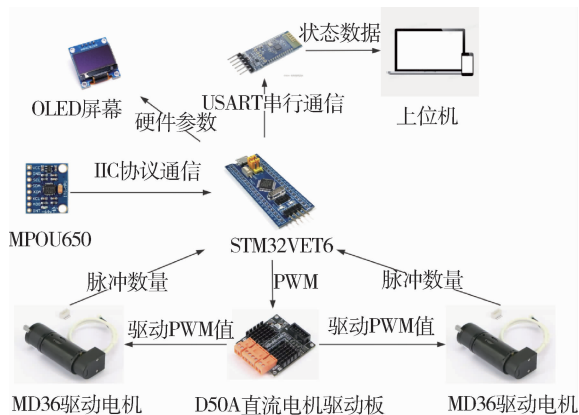


图 9 非同轴两轮平台硬件系统  
Fig. 9 Hardware System of Non-coaxial Two-Wheel Platform

### 3.2 物理样机控制流程

样机程序流程可分为两部分，一个是主程序的 while(1) 死循环部分，一个是中断处理数据并控制部分。主程序程序流程图如图 10 所示。

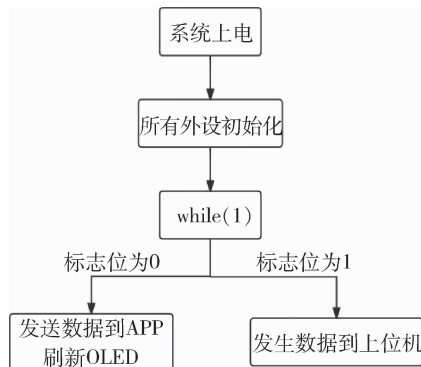


图 10 主程序程序流程图  
Fig. 10 Main Program Flowchart

系统上电后，会对物理样机上所有的外设进行初始化，包括延迟函数配置、初始化对应的定时器实现对应的功能、ADC 初始化、模拟 SPI 初始化、模拟 IIC 初始化、MPU6050 初始化和 DMP 库初始

化等等。初始化完毕后进入 while(1) 死循环，在循环里会通过标志位来判断是发送数据和刷新 OLED，还是发送数据到上位机显示波形。

小车的控制部分在中断中完成，该中断由 MPU6050 的 INT 中断引脚提供，中断的频率可通过配置 MPU6050 的采样频率来改变，在本程序中，中断频率是 200 Hz (5 ms 进 1 次中断)。其控制流程图包括所有传感器的数据读取、PID + LQR 的计算、电机与舵机的控制、接收蓝牙数据等内容。中断程序控制框图如图 11 所示。

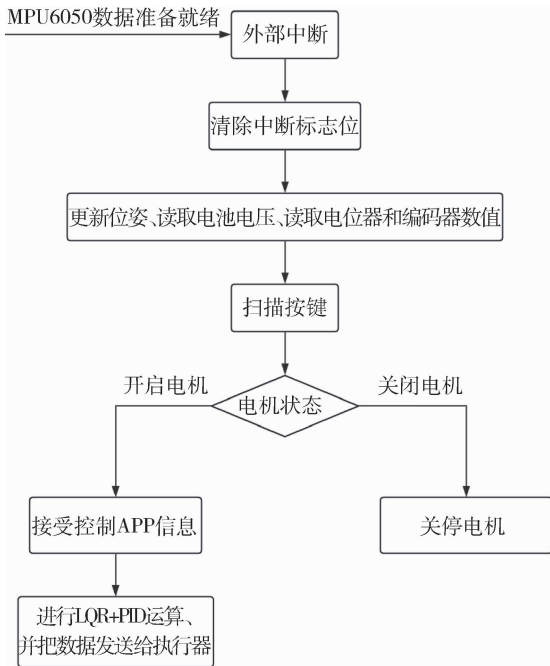


图 11 中断程序流程图  
Fig. 11 Interrupt Program Flowchart

### 3.3 实验过程与结果分析

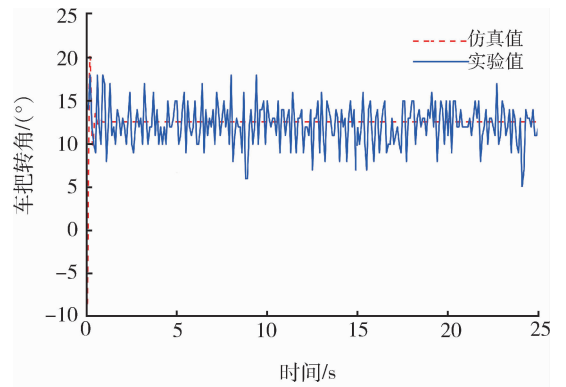
基于所设计的物理样机，将设计的自平衡控制器在 Keil 软件中编写成 C 语言程序，编译后通过 FlyMcu 烧录软件，通过 USB 转 TTL 串口烧录到单片机中，对所设计的平衡控制器进行实车验证。

在该样机转向行驶时， $L$  表示前后轮心的间距，瞬时转向半径  $R_B$  和车把转角  $\delta$  有如下关系：

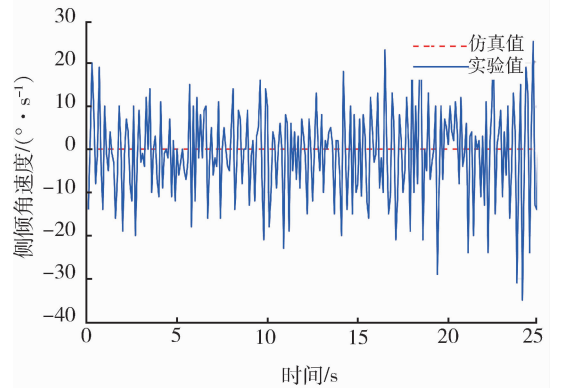
$$R_B = \frac{L}{\tan\delta} \quad (6)$$

期望小车能做半径 4.2 m 的圆周运动，该样机  $L$  的值为 0.94 m，根据式 (6) 则可设定车把转角为  $12.6^\circ$ ，同时设定车体前向速度为 0.8 m/s。在实验中通过蓝牙技术将样机的实时状态值上传到上位机进行分析，同时结合仿真结果得到分析图如图 12 所示。

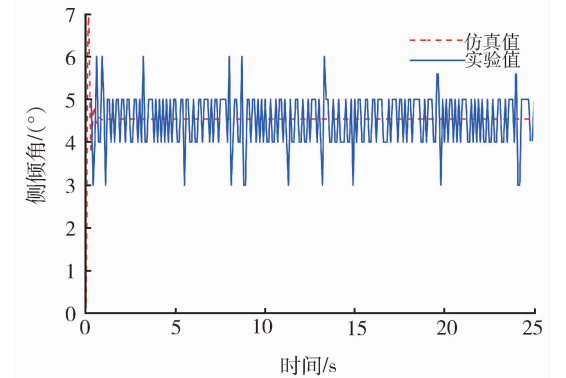
由实验结果图可以看到，实车在做圆周运动的过程中横滚角、横滚角速度、车把转角和前向速度



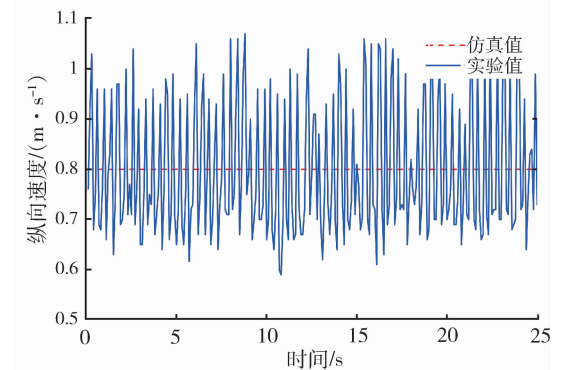
(a) 车把转角实验结果图



(b) 侧倾角速度实验结果图



(c) 侧倾角实验结果图



(d) 前向速度实验结果图

图 12 实验结果图  
Fig. 12 Experimental Results

都在定值上下波动. 由图 12(a)可知车把转角稳定在  $12.6^\circ$  上下波动, 这与仿真值和设定值相等. 由图 12(b)可知, 侧倾角速度在 0 附近上下波动且幅值较大, 这是陀螺仪传感器过于灵敏导致的. 由图 12(c)可知, 侧倾角稳定在  $4.5^\circ$  上下和仿真结果一致, 误差范围基本在  $\pm 0.5^\circ$  以内, 且波动幅值不超过  $1.5^\circ$ . 因此, 可以认为在自平衡控制器的作用下, 车体一直维持在平衡状态. 由图 12(d)可以看到, 车身前向速度在  $0.8 \text{ m/s}$  上下不断波动, 该值与设定值和仿真值也相等.

## 4 结论

①基于查普雷金方程建立了非同轴两轮系统的动力学模型, 据此设计了基于 PID 的自平衡控制器. 在 Matlab/Simulink 环境下的仿真结果表明设计的控制器能够对非同轴两轮无人系统进行有效控制, 实现稳定的平衡行驶.

②根据实际情况改进的 LQR + PID 平衡控制器在 Keil 软件上编写了控制程序, 并基于搭建的物理样机实现了圆周运动的侧向平衡实验, 试验结果表明本文设计平衡控制器具有良好的控制效果.

### 参考文献:

[1] 胡斌. 两轮摩托车自平衡及轨迹跟踪控制仿真研究 [D]. 重庆: 重庆理工大学, 2022.

[2] ZHENG X, ZHU X, CHEN Z, et al. Dynamic modeling of an unmanned motorcycle and combined balance control with both steering and double CMGs [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2022, 169: 104643.

[3] 胡敏. 具有控制力矩陀螺的两轮车机器人的定位控制研究 [D]. 桂林: 桂林电子科技大学, 2022.

[4] 郑宇. 控制力矩陀螺作用下的单轱两轮车自平衡仿真与验证 [D]. 重庆: 重庆理工大学, 2023.

[5] 李志勇. 单轱两轮车陀螺与转向的联合平衡控制研究 [D]. 重庆: 重庆理工大学, 2024.

[6] 陈宝, 李志勇, 秦智明, 等. 陀螺角速度控制下的单轱两轮车自平衡研究 [J]. *内燃机与配件*, 2024 (13): 113-116.

[7] CHEN L, JIN Z, SHAO K, et al. Adaptive integral terminal sliding mode control of unmanned bicycle via ELM and barrier function [J]. *Robotica*, 2024, 42 (8): 2635-2657.

[8] 庄未, 苏晓, 赵逸舟, 等. 车把前倾角对无人驾驶自行车  $90^\circ$  圆周运动的影响 [J]. *机械工程学报*, 2021, 57(2): 256-264.

[9] CHOI S, LE T P, NGUYEN, et al. Toward self-driving bicycles using state-of-the-art deep reinforcement learning algorithms [J]. *Symmetry*, 2019, 11 (2): 290.

[10] KUMAR S, KUMAR A. Modeliranje smanjenog reda i kontrola balansiranja biciklisti? kog robota [J]. *FME Transactions*, 2021, 49(4): 919-934.

[11] TIAN Y, CHEN Z, DENG Y, et al. Steady-state manifold of riderless motorcycles [C] //2022 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). Kyoto, Japan: [s.n], 2022: 3491-3496.

[12] 许自鹏. 基于变论域模糊滑模的无人自行车控制 [D]. 大连: 大连理工大学, 2022.

[13] 林英鹏. 基于自抗扰控制方法的无人自行车平衡控制研究 [D]. 桂林: 桂林电子科技大学, 2022.

[14] 侯帅. 基于变论域模糊控制的无人自行车控制研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2020.

[15] ZHANG Y L, LIU Y, YI G R. Model analysis of unmanned bicycle and variable gain LQR control [C] //2020 IEEE 9th Joint International Information Technology and Artificial Intelligence Conference (ITAIC). Piscataway, NJ: IEEE Press, 2020: 1196-1200.

[16] KIM H, CHANG H. Model reference Gaussian process regression: data-driven state feedback controller [J]. *IEEE Access*, 2023, 11: 134374-134381.

[17] ALIZADEH M, RAMEZANI A, SAADATINEZHAD H. Fault tolerant control in an unmanned bicycle robot via sliding mode theory [J]. *IET Cyber-Systems and Robotics*, 2022, 4(2): 139-152.

[18] LIF G. Research on self-balancing unmanned bicycle based on cascade PID control [C] //2021 IEEE 2nd International Conference on Information Technology, Big Data and Artificial Intelligence (ICIBA). [S.l.]: IEEE, 2021, 2: 442-446.

[19] XU Z, FAN L, ZHANG Y, et al. Obstacle avoidance control of the unmanned bicycle based on variable universe fuzzy exponential rate reaching law sliding mode control [C] //2021 8th International Conference on Information, Cybernetics and Computational Social Systems (ICCSS). [S.l.]: IEEE, 2021: 115-120.

文章编号: 1009-4687(2025)02-0008-04

# 基于模型预测的汽车自适应巡航控制系统研究

龙永杰

(成都工贸职业技术学院, 四川 成都 611730)

**摘要:** 近年来, 因驾驶员不当操作引发的安全事故不断增多, 汽车行驶的可靠性受到了人们的广泛重视。自适应巡航控制系统相当于汽车智能驾驶的眼睛, 是汽车辅助驾驶的重要组成部分, 对提高行车安全有着重要作用。本文以新能源汽车作为控制对象, 在 Carsim 软件中建立车辆逆纵向动力模型, 基于三维模糊控制策略, 设计三维模糊控制器。应用 Carsim 和 Matlab/Simulink 软件对车辆在三种工况下的行车状态进行联合仿真分析, 验证自车与前车间距是否控制在合理的范围内, 保证行车安全, 提高道路利用率。

**关键词:** 自适应巡航控制; 联合仿真; 间距控制; 动力学模型

**中图分类号:** TP273

**文献标识码:** A

## Research on Adaptive Cruise Control System of New Energy Vehicle Based on Model Predictive Control

LONG Yongjie

(Chengdu Industrial and Trade Vocational Technical College, Chengdu, Sichuan 611730, China)

**Abstract:** In recent years, due to the increasing number of safety accidents caused by improper driver operations, the reliability of vehicle operation has garnered significant attention. The adaptive cruise control (ACC) system, often referred to as the eyes of intelligent driving, is a critical component of vehicle-assisted driving and plays a vital role in enhancing driving safety. This paper took new energy vehicles as the control subject, established an inverse longitudinal dynamics model of the vehicle in the Carsim software, and designed a three-dimensional fuzzy controller based on a three-dimensional fuzzy control strategy. Using Carsim and Matlab/Simulink software, a joint simulation analysis of the vehicle's driving state under three different conditions was conducted to verify whether the distance between the host vehicle and the preceding vehicle is maintained within a reasonable range, thereby ensuring driving safety and improving road utilization.

**Key words:** adaptive cruise control (ACC); co-simulation; spacing control; dynamic model

随着我国汽车保有量的持续增长, 加上我国道路设施还不够完善, 每年因为驾驶员操作不当而引起的交通事故不断增多, 人们越来越重视汽车行驶的安全性。为了提升行车的可靠性, 很多汽车企业将自适应巡航控制技术引入到汽车智能驾驶中, 降低驾驶员长时间行车产生的疲惫感, 缓解交通拥堵, 提高能源利用率<sup>[1]</sup>。以往的车辆巡航间距控

制策略无法适应复杂多变的行车环境, 本文基于三维模糊控制, 设计自适应巡航控制间距策略。在 Carsim 中建立车辆动力学模型, 运用 Matlab/Simulink 和 Carsim 联合仿真, 分析不同行车工况动态变化的精确合理响应, 验证车辆在不同工况下的车辆的适应性。根据设计的控制策略与前车始终保持合理的安全间距, 保证行车安全性<sup>[2]</sup>。

收稿日期: 2025-02-26

基金项目: 四川省教育厅职业教育人才培养和教育教学改革研究项目 (GZJG2022-040); 成都市教育科研规划课题 (CY2022ZZ21)。

作者简介: 龙永杰 (1993-), 男, 讲师, 研究方向为机械工程相关。

Received: 26 Feb 2025/Revised: 21 Mar 2025/Accepted: 09 Apr 2025/Published online: 25 May 2025/Printed: 25 Jun 2025

## 1 Carsim 车辆动力模型建立

汽车行驶过程是复杂的非线性运动, 不同坡度的道路环境涉及车速和间距的控制. 自适应巡航控制系统能很好地处理这些复杂多变的行驶环境. 本文选用 Carsim 软件建立车辆逆纵向动力模型, 实

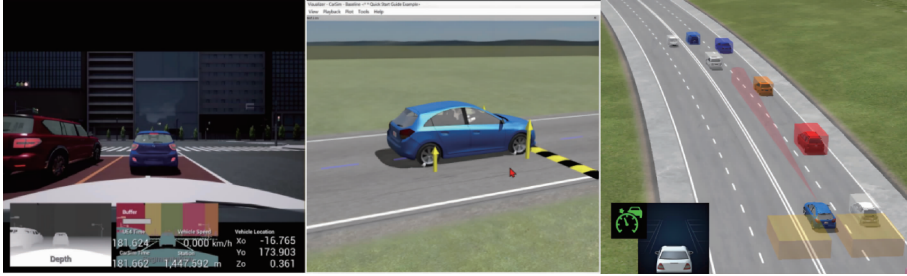


图 1 三维建模主界面  
Fig. 1 3D Modeling Main Interface

本文选用吉利帝豪 EC715 新能源汽车进行仿真试验, 表 1 为所设置的部分建模参数. 在驱动系统的结构设计上采用前置前驱技术, 结构布置为中央驱动形式.

表 1 建模参数  
Table 1 Modeling Parameters

参数	数值	参数	数值
整车质量	1508 kg	机械效率	0.95
轴距	2894 mm	迎风面积	2.3 m <sup>2</sup>
质心高	535 mm	空气密度	1.2 kg/m <sup>3</sup>
车轮转动惯量	0.214 kg·m <sup>2</sup>	空气阻力系数	0.29
变速器传动比	2	主减速器传动比	3.8

现分层控制, 使汽车期望加速度和实际加速度一致<sup>[3]</sup>. 为 Carsim 软件三维建模主界面如图 1 所示, Carsim 软件包含仿真结果、求解器、参数设置三个部分, 在软件中根据需要的仿真工况选择合适的求解器, 设置好运动参数, 完成建模, 最终可呈现汽车在不同工况的运动状态<sup>[4]</sup>.

度、加速度、相对速度为系统的输出量及状态量, 得到期望制动力, 将期望制动力施加于动力学模型, 以此获得期望间距, 实现自适应巡航. 图 2 为三维模糊控制器结构,  $th$  为反模糊化后获得精确量;  $v_h$  为自车速度;  $v_r$  是相对速度;  $a_1$  为前车加速度;  $TH$  为模糊输出量.

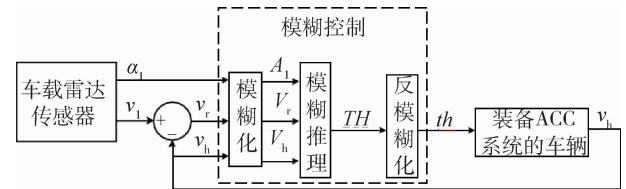


图 2 三维模糊控制器结构  
Fig. 2 Structure of Three-Dimensional Fuzzy Controller

## 2 自适应巡航间距控制策略设计

三维模糊控制系统能改善二维模糊控制稳态误差的缺陷, 可兼顾系统静态和动态性能要求, 表现出较好的鲁棒性<sup>[5]</sup>. 本文采用反模糊化进行推理得到控制量, 实现不同工况下汽车动态变化的精确合理响应, 与前车始终保持安全距离. 通过三维模糊控制规则完成模糊控制器的建立, 即在某一自车速度下, 根据前车加速度正负及两车相对速度绝对值大小, 对不同的  $v_r$ 、 $a_1$ 、 $v_h$  离线推理计算出相应模糊输出量, 对自车速度进行自动调节, 根据车间相对运动关系进行决策<sup>[6]</sup>. 每个采样周期通过反模糊化获得精确量, 保证了控制系统的实时性, 实现车速与车间距的准确控制. 以两个串联 PID 控制器的输入, 形成双纵向 PID 控制, 以自车和前车速

当  $v_r$  和  $a_1$  为 0 时, 对应的间距为稳态安全距离, 两车处于稳态工况, 前车匀速行驶, 跟车也保持匀速行驶. 随着前车加速度从负到正增加, 应缩短期望车间距使自车加速以跟随前车. 随着相对速度从负到正的增加, 自车速度越来越快, 间距逐渐减小, 满足期望车间距. 当  $v_r$  和  $a_1$  为负时, 前车正在减速行驶, 前车速度低于自车, 此时发生追尾的可能性较大, 需迅速增大两车的期望车间距达到避撞目的. 当  $v_r$  为负而  $a_1$  为正时, 前车正在加速行驶, 但前车速度仍低于自车, 自车需进行适当减速; 当  $v_r$  为正而  $a_1$  为负时, 前车减速度增大, 两车相对速度减小, 应降低自车速度, 增大间距避免发生危险; 当  $v_r$  和  $a_1$  均为正时, 前车在加速, 前车速度高于自车, 此时应加速跟车.

图 3 为模型控制原理图。

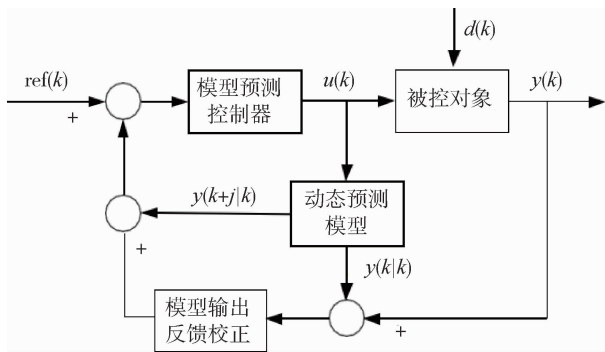


图 3 控制原理图  
Fig. 3 Control Schematic Diagram

三维模糊控制器将控制序列首位作为被控对象，建立纵向行车间距模型，分别将预测值  $ref(k)$  与实际值  $u(k)$  之间的偏差作为控制器的输入量，将当前状态信息传递至动态预测模型，输出最优控制序列，再将修正后参考值  $y(k|k)$  与预测值  $y(k+j|k)$  的偏差输入至模型输出反馈校正模块内，获得当前时刻系统输出的实际值，根据动态预测模型的输出量  $y(k)$ 、外部干扰  $d(k)$ 、被控对象输入量  $u(k)$ ，修正预测值，获得输出的预测值  $y(k|k)$  和  $y(k+j|k)$ ，计算下一时刻的最优控制序列。

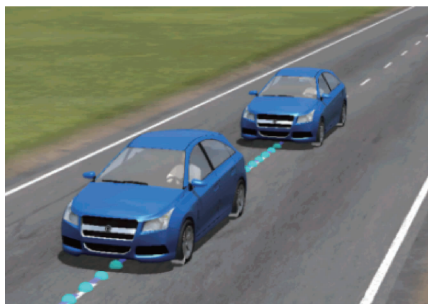
### 3 联合仿真分析

通过 Carsim 和 Matlab/Simulink 进行联合仿真，通过 Carsim 通信模块实现与 Simulink 之间数据的交互，输出的期望加速度、期望制动力、期望车间距。分别对以下三种工况在水平道路条件下进行仿真分析，验证控制策略设计的合理性<sup>[7]</sup>，图 4 为不同工况下行车状态仿真分析结果。

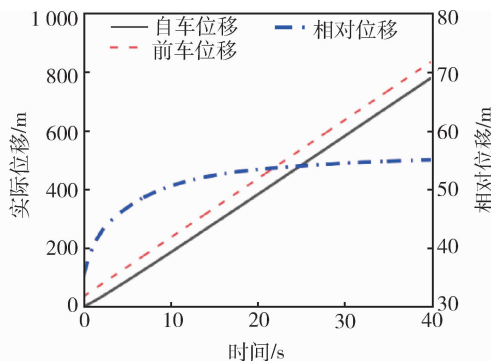
前车匀速行驶仿真设置如图 4(a)，两车初始距离为 20 m，两车即将上坡，前车以 15 m/s 的速度匀速行驶，自车以 10 m/s 的初速度对其进行跟随。随着自车速度的提高，两车间距逐渐缩小，自车为追赶前车将速度增加至 20 m/s，加速度增加至  $1.5 \text{ m/s}^2$ ，虽然比前车速高，但仍处在上坡阶段，车辆加速度逐渐降低，缓慢接近前车。下坡时，自车与前车距离较近，自车将速度将为 10 m/s，两车间距保持在合理范围内。

前车插入行驶仿真设置如图 4(b)，自车在车道正常行驶，前车突然变道并入自车车道。前车以 10 m/s 的速度换道，自车以 15 m/s 的速度行驶，在自车前方 10 m 处，两车间距远小于期望车间距，自车应该立即踩刹车进行制动。由于此时处于上坡状态，制动过程仅需 2 s，自车减速度大于  $5 \text{ m/s}^2$ ，两车间距仍在 5 m 以上，2 s 内两车间距由减转增，保证了行车安全性。随着自车的制动力减弱，制动模式转为驱动模式，加速度由负转变正，两车距离增加。

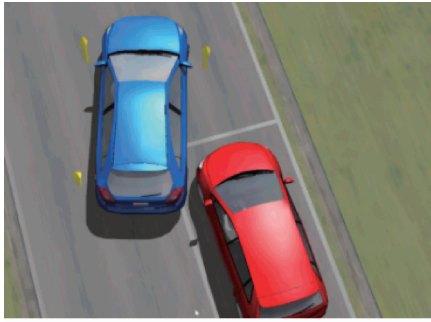
循环工况行驶仿真设置如图 4(c)，循环工况是前车在城市道路中加减速结合的行驶状态下后车跟车的情况，自车以 15 m/s 的速度匀速行驶，后车也以 15 m/s 的速度行驶。10 s 后，然后前车以  $2 \text{ m/s}^2$  的加速度加速至 20 m/s，又匀速行驶 10 s，之后又以  $-2 \text{ m/s}^2$  的减速度减速到 10 m/s，又匀速行驶 10 s，此时两车间距为 15 m，两车受坡度影响较大，都处于处于上坡，行驶速度较低。整个路程前半段处于上坡，两车相对位移增大，后半段时进入下坡，两车相对位移缩小，自车可实现对前车较好地跟随，两车间距表现出合理地响应。



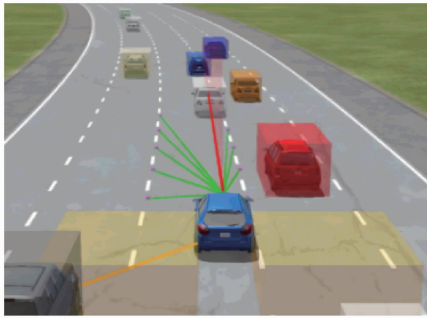
(a) 前车匀速行驶



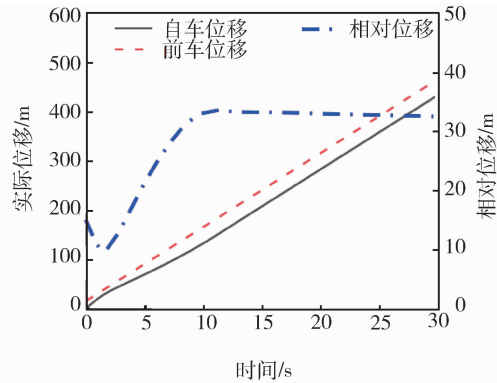
(b) 前车匀速工况仿真设置



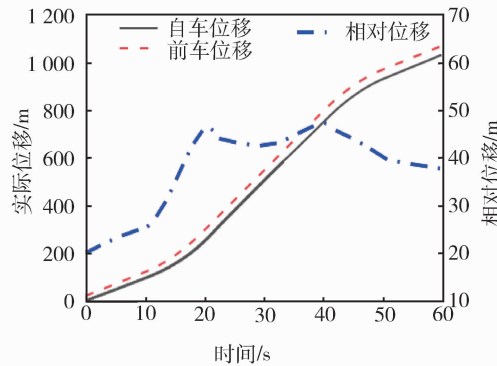
(c) 前车插入工况



(e) 循环工况



(d) 前车插入工况仿真设置



(f) 循环工况仿真设置

图 4 工况行驶仿真设置

Fig. 4 Simulation Settings for Driving Conditions

## 4 结论

本文根据车辆参数在 Carsim 软件中建立了车辆逆纵向动力学模型, 基于三维模糊控制设计了自适应巡航间距控制策略, 建立三维模糊控制器, 实现不同工况动态变化下车辆的精确合理响应. 运用 Carsim 和 Matlab/Simulin 联合仿真验证了控制策略的合理性, 对循环工况、前车插入、前车匀速三种工况进行仿真验证. 结果表明: 自适应巡航控制系统能够使自车跟随前车, 即使坡道路面也能平稳跟车, 所设计的控制策略能使自车依据前车运动状态的变化采取合理的安全间距, 对不同工况均具有良好的适应性, 提高了道路利用率和行车安全性.

### 参考文献:

[1] 冯莉, 曾辉. 考虑道路坡度的汽车自适应巡航控制

策略 [J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2023, 42 (12): 143-150.

[2] 李琛, 王铁. 基于模型预测控制策略的协同自适应巡航控制仿真研究 [J]. 内燃机与配件, 2023 (15): 28-31.

[3] 杨铭菲, 田杰. 纯电动汽车自适应巡航控制研究 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2023, 37 (4): 19-26.

[4] 赵树恩, 张亮, 甘桦福, 等. 智能电动汽车自适应巡航分层控制研究 [J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2023, 42 (3): 135-142.

[5] 贾东明, 朱若岭. 智能网联汽车自适应巡航控制系统仿真研究 [J]. 河南科技, 2023, 42 (3): 22-25.

[6] 廖文蓉, 刘磊. 基于 PID 控制的线控制动力矩补偿仿真研究 [J]. 专用汽车, 2024(12): 44-46.

[7] 钟培文, 周丹凤. 混合动力汽车智能巡航系统驾乘舒适性研究 [J]. 汽车实用技术, 2024, 49 (18): 38-42.

文章编号: 1009-4687(2025)02-00012-05

# 行星排动力不中断变速器设计及台架测试

吴志先, 张欣, 王健, 吴磊, 张权

(清驰汽车江苏有限公司, 江苏 苏州 215000)

**摘要:** 为提高电动车辆变速器的动力性和经济性, 保证换挡过程中动力不中断, 提出了一种基于行星排的两挡变速器设计方案. 该变速器的制动器与离合器通过碟片弹簧和液压装置形成一套联动装置, 简化了控制逻辑, 从根本上解决了换挡动力中断的问题. 基于某款纯电动越野车型匹配了变速器的参数, 完成了变速器样机的设计与试制, 并搭建了变速器台架测试平台. 测试结果表明该变速器能够在带负载的情况下连续换挡、转速和扭矩变化连续, 且动力没有中断, 表明该变速器的制动器与离合器的联动装置设计是合理的.

**关键词:** 动力不中断; 行星排变速器; 台架测试; 电动汽车

中图分类号: U463.21

文献标识码: A

## Design and Bench Testing of a Seamless Shift Transmission Using Planetary Gear Set

WU Zhixian<sup>1</sup>, ZHANG Xin, WANG Jian, WU Lei, ZHANG Quan

(Tsingcci Automobile Jiangsu Co., Ltd., Suzhou, Jiangsu 215000, China)

**Abstract:** To improve the power performance and fuel economy of electric vehicle transmissions while ensuring uninterrupted power during gear shifts, a two-speed transmission design scheme based on planetary gear sets was proposed. The transmission's brake and clutch form an integrated linkage mechanism through disc springs and hydraulic devices, simplifying the control logic and fundamentally resolving the issue of power interruption during shifting. Based on the parameters of a transmission matched with a certain pure electric off-road vehicle, the design and trial production of the transmission prototype were completed, and a transmission bench test platform was established. The test results indicate that the transmission can perform continuous gear shifts under load, with smooth variations in speed and torque, and no power interruption, demonstrating that the design of the linkage mechanism between the brake and clutch of the transmission is reasonable.

**Key words:** seamless shift; planetary gear transmission; bench test; electric vehicle

目前在售的大部分电动汽车传动系统由电机和固定速比减速器组成. 这种传动系统过分依赖电机性能, 只能满足基本驾驶功能需求, 为了使电动汽车达到理想的动力性能, 只能采用高功率、大扭矩的电机. 这样就会带来三个问题: ①增加电机成本、重量、体积; ②驱动电机工作效率低, 导致续航里程减少、电池成本增加; ③车辆起步时, 驱动电机启动电流大, 缩短线束及动力电池寿命. 随着电动

汽车的销量急剧增加, 消费者对电动汽车的性能要求也在逐渐提高. 通过给电动汽车加装变速器来提高车辆的动力性和经济性已经成为必然的发展方向.

电动汽车采用电机加固定速比减速器的方案有一个显著优点就是没有动力中断. 如果采用了有动力中断的变速器, 例如 AMT 变速器, 虽然能改善车辆的动力性能, 但是会在变速器环节加入换挡顿挫、动力中断的缺点<sup>[1]</sup>. 因此电动汽车采用动力

不中断变速器才能在不牺牲平顺性和舒适性的情况下提升车辆的动力性和经济性。

目前国内外电动汽车动力不中断变速器结构主要分为两类:一类是行星齿轮结构,通过一组或者两组行星齿轮,配合离合器或者制动器实现变速,原理与AT变速器类似。如德国FEV公司2018年推出的一款基于拉威娜行星排的两挡变速器,两个制动器分别控制行星架和大太阳轮,电机连接小太阳轮,齿圈输出<sup>[2]</sup>。有学者提出采用单行星排的两挡变速器方案,都是在齿圈上面设置了制动器,在太阳轮、行星架、齿圈这三个构件中的两个之间设置离合器<sup>[3]</sup>;另一类是平行轴结构,通过平行轴布置两组不同速比的齿轮副,获得两个速比,通过两个离合器同步切换,实现动力不中断换挡,属于DCT双离合变速器<sup>[4]</sup>。北京绿传科技开发的双离合变速器,以及美国博格华纳推出的两挡DCT变速器,都是靠液压系统执行换挡,当一个离合器逐渐分离的同时另一个离合器逐渐接合,从而实现动力不中断换挡<sup>[5]</sup>。

上述两种类型的动力不中断变速器,虽然都能解决动力不中断问题,但是需要有两套液压油路、阀体、活塞等相关零部件,需要通过电子单元和控制模块控制两套液压系统的时序,控制复杂<sup>[6]</sup>。本文创新提出一种基于行星排的两挡变速器,该变速器制动器、离合器通过碟片弹簧和液压装置形成一套联动装置。换挡时,制动器接合的过程中,离合器同步分离;制动器分离的过程中,离合器同步接合。离合器和制动器的接合、分离,时序上自动同步,解决了动力中断的问题的同时,结构更紧凑,控制逻辑更简单。本文还搭建了测试平台,对该变速器物理样机进行带负载情况下的换挡试验。

## 1 结构及工作原理

### 1.1 行星排动力不中断变速器的结构

如图1所示,行星排动力不中断变速器在结构上采用一套行星排机构,在齿圈外侧设置一个滑筒,滑筒和齿圈通过内外花键连接,使得滑筒和齿圈能够同步旋转,并且滑筒和齿圈可以沿轴线方向上发生相对移动。在齿圈和滑筒之间设置碟片弹簧,碟片弹簧压紧滑筒,滑筒压紧离合器,离合器连接齿圈和行星架。壳体上设置环形液压缸,液压推动活塞压紧制动器,起到制动滑筒,间接制动齿圈的作用。

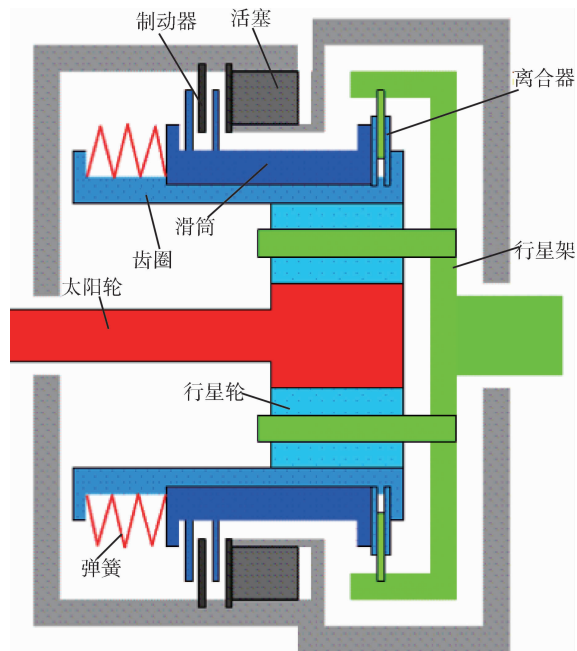


图1 行星排动力不中断变速器的结构原理图  
Fig. 1 Structural Schematic of Planetary Gear Set Seamless Shift Transmission

### 1.2 行星排动力不中断变速器工作原理

行星排的各构件的转速可以通过杠杆原理图表示<sup>[7]</sup>。如图2(a)所示,碟片弹簧推动滑筒压紧离合器摩擦片,离合器把齿圈和行星架连接在一起,此时行星排所有构件转速相同,变速器速比为1,变速器挡位处于高挡,车辆处于中高车速。高挡位是车辆行驶中长时间使用的挡位,例如车辆长时间在高速上面行驶,这个时候离合器是处于机械常压紧状态,这点不同于AT变速器和DCT变速器。AT变速器和DCT变速器中离合器是通过液压压紧,需要解决保持压力、防止泄漏等问题。

高挡换低挡时,液压推动活塞,活塞推动制动器的摩擦片压并。随着液压进一步升高,活塞压紧制动器的力逐渐升高,同步地碟片弹簧压紧离合器的力逐渐降低。制动器的压紧力升高,约束滑筒和齿圈降低转速;离合器的压紧力降低,限制齿圈和行星架同转速的约束降低,齿圈和行星架转速不再相同,离合器内外摩擦片发生相对滑动。如图2(b)所示,换挡过程中,制动器的压紧力还没有足够让齿圈静止,离合器的压紧力降低不能足够约束齿圈和行星架同转速,此过程中变速器速比逐渐升高,离合器和制动器都没有完全分开,换挡过程动力不中断。

表 1 某款纯电动越野车基本参数

Table 1 Basic Parameters of a Pure Electric Off-road Vehicle

汽车满载质量 /kg	3000
车轮滚动半径 /mm	400
最高车速 $v_{\max}$ / ( $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ )	180
最大爬坡度/%	70
0 到 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 加速时间/s	$\leq 10$
滚动阻力系数	0.01
迎风面积 / $\text{m}^2$	3
风阻系数	0.4
传动效率	0.95

纯电动汽车驱动电机的峰值功率应该满足:

$$P_m \geq \max[P_1, P_2, P_3]$$

$$P_1 = \frac{1}{3600\eta_r} \left( mgf + \frac{C_D A v_{\max}^2}{21.15} \right) v_{\max} \quad (1)$$

$$P_2 = \frac{1}{3600\eta_r} (mgf \cos \alpha + mgs \sin \alpha) v_i \quad (2)$$

$$P_3 = \frac{1}{3600\eta_r} \left[ \frac{\delta m v_{\text{acc}}^2}{2\sqrt{t_{\text{acc}}^3}} + \frac{mgf v_{\text{acc}}}{1.5} + \frac{C_D A v_{\max}^2}{21.15 \times 2.5} \right] \quad (3)$$

式中:  $P_1$  为车辆在最高车速时电机的功率;  $P_2$  为车辆最大爬坡时电机的功率;  $P_3$  为车辆按最大加速度加速过程中的功率;  $v_i$  为最大爬坡时的车速, 取  $v_i = 10 \text{ km/h}$ ;  $\alpha$  为最大爬坡角度,  $\alpha = \arctan(70/100)$ ;  $v_{\text{acc}}$  为车辆加速末速度;  $\delta$  为汽车旋转质量换算系数。

经过计算电机的峰值功率  $P_m \geq 115 \text{ kW}$ , 选定电机的参数如表 2 所示。

表 2 电机参数

Table 2 Motor Parameters

电机峰值功率 $P_m$	120 kW
电机最大转速 $n_m$	6 000 r/min
电机最大扭矩 $T_m$	350 N·m

根据最高车速计算传动系最小传动比, 车辆按最高车速行驶时, 变速器处于高挡, 速比为 1, 此时传动系的最小传动比就是主减速比  $i_0$ 。

$$i_0 \leq 0.377 \frac{n_m R}{v_{\max}} = 5.1 \quad (4)$$

传动系最大传动比为变速器的低挡传动比  $i_g$  与主减速比  $i_0$  的乘积。

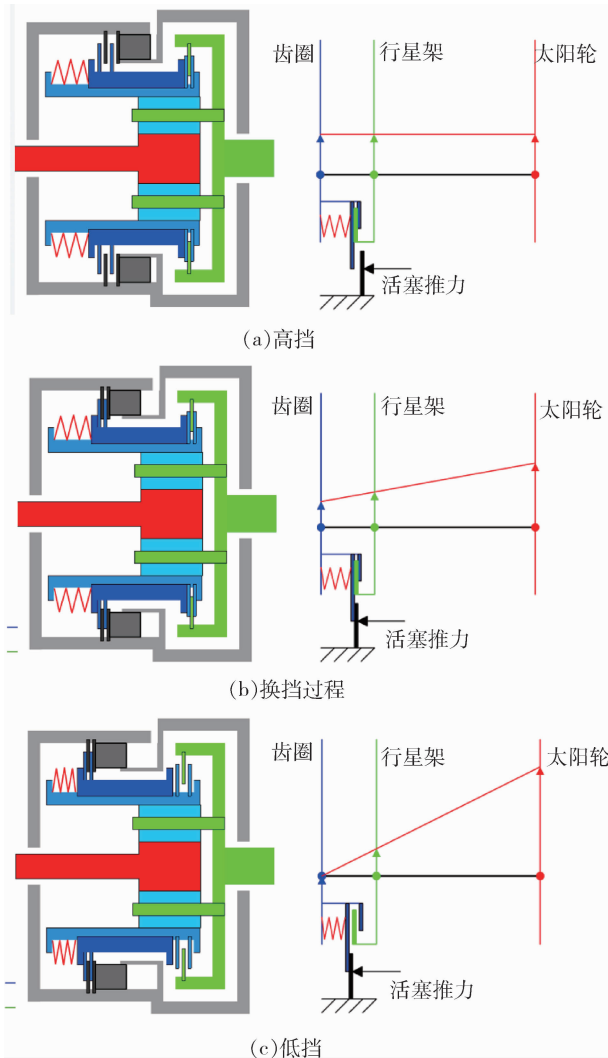


图 2 行星排动力不中断变速器的工作原理图  
Fig. 2 Working Principle of Planetary Gear Set Seamless Shift Transmission

随着活塞压紧制动器的力进一步升高, 碟片弹簧被压缩发生形变. 如图 2(c) 所示, 离合器完全分离, 制动器完全接合, 滑筒和齿圈被制动. 变速器处于低挡, 太阳轮输入, 行星架降速增扭输出。

## 2 动力系统方案匹配

本文参考表 1 所示的某款纯电动越野车基本参数, 进行传动系统的主要参数匹配计算, 进而确定变速器样机的速比参数。

汽车爬坡时车速不高,空气阻力可以忽略,最大驱动力用于克服轮胎与路面间的滚动阻力及爬坡阻力.故有:

$$\frac{T_m i_g i_0 \eta_r}{R} \geq mg(f \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (5)$$

根据最大爬坡度要求计算传动系最大传动比为

$$i_g i_0 \geq \frac{mg(f \cos \alpha + \sin \alpha) R}{T_m \eta_r} = 21.0 \quad (6)$$

根据驱动车轮和道路附着条件计算传动系最大传动比为

$$i_g i_0 \leq \frac{G \varphi R}{T_m \eta_r} = 28.8 \quad (7)$$

式中:  $\varphi$  为道路的附着系数,在良好路面上取  $\varphi = 0.8$ ;  $G$  为汽车满载静止于水平路面时,驱动桥承受的载荷,目标车型为四驱越野车,所以  $G = mg$ .

根据以上计算,传动系最小传动比,即主减速比应该  $\leq 5.1$ . 传动系最大传动比范围为 [21, 28.8]. 确定主减速比  $i_0 = 4.8$ , 变速器低挡速比  $i_g = 4.5$ .

### 3 物理样机试制及台架测试

根据匹配好的参数试制的物理样机如图3所示,其中包括行星排、离合器制动器联动装置、壳体、液压换挡装置等.为了验证样机变速器是否能实现动力不中断换挡,搭建测试台架如.台架硬件主要包括:驱动电机、驱动电机控制器、变速器、联轴器、传动轴、负载电机以及台架底座、水冷系统、高低压电源及线束等.

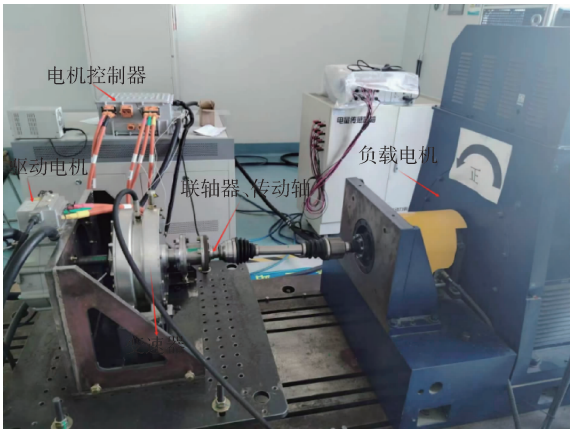


图3 台架测试  
Fig. 3 Bench Test

驱动电机模拟车辆动力,做恒转速设定.负载电机模拟车辆行驶阻力,做恒扭矩设定.测试内容为驱动电机给定转速不变,通过变速器带动负载电机旋转,在驱动电机给定转速以及负载电机负载都不中断情况下,连续换挡,测试换挡的平顺性,收集驱动电机、负载电机的转速、扭矩<sup>[8]</sup>.其中驱动电机提供恒转速 1 000 r/min,负载电机提供恒扭矩 53 N·m.

测试过程中,驱动电机作为输入,连接变速器的输入轴,变速器的输出轴通过传动轴连接负载电机.如图4所示,测试开始时,变速器内部离合器被碟片弹簧预压紧,行星排速比为1,变速器处于高挡位,变速器输入轴和输出轴的转速同为1 000/min,输入轴和输出轴的扭相同为 53 N·m.第28秒时,启动液压换挡装置,制动器压紧力逐渐升高,同时离合器压紧力同步地逐渐降低,第32秒降挡完成,变速器速比由1变化为4.5,在这个过程中变速器输出轴转速由1 000 r/min降低到222 r/min附近,输入轴的扭矩由53 N·m降低到11.8 N·m附近.第32秒~48秒,变速器处于低挡位.第48秒,关闭液压换挡装置,离合器压紧力逐渐升高,同时制动器压紧力同步地逐渐降低,第52秒升挡完成,变速器速比由4.5变为1,在这个过程中变速器输出轴转速由222 r/min恢复到1 000 r/min,输入轴的扭矩由11.8 N·m恢复到53 N·m.可以看出输出轴的转速和输入轴的扭矩在变速器降挡和升挡过程中可以连贯地变化,说明变速器内部速比在1~4.5之间连续变化,且输出轴的转速和扭矩始终为正值,动力没有中断.台架测试中的换挡过程,输入轴的转速和输出轴的扭矩有波动.实际车辆行驶时,考虑车辆的惯性,能很好地消除掉此波动对平顺性的影响<sup>[9]</sup>.可以看出,台架测试变速器的换挡时间为4秒.不同于AMT换挡,AMT因为是同步器换挡,为了减少空挡动力中断的时间,换挡时间追求越快越好,这样就要考虑速比的急剧变化,驱动电机需要快速响应,所以AMT的换挡过程,变速器和电机都需要精准控制,对算法依赖严重,而本文测试的变速器方案,换挡时间不要求很快,换挡可以有较长时间的过程,在此过程中变速器速比可以连续变化,这一点类似于CVT的功能<sup>[10]</sup>.

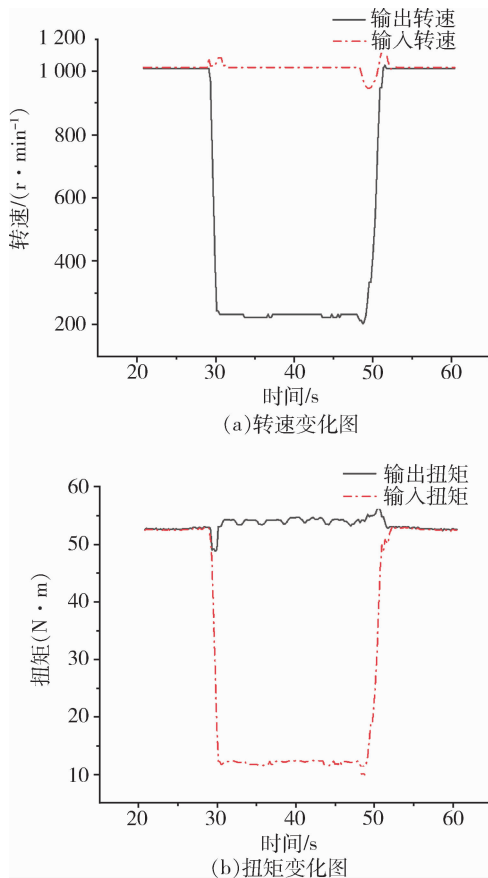


图4 驱动电机与负载电机转速和扭矩变化  
Fig.4 Speed and Torque Variations of Drive Motor and Load Motor

## 4 结论

文中提出一种基于行星排的两挡变速器,用于提高电动车辆动力性和经济性,换挡过程动力不中断,保持了电机驱动平顺的优点.通过对功能样机进行台架测试,验证了该方案能够在带负载的情况下连续换挡,转速和扭矩变化连续,动力没有中断.该方案具有如下优点:

①结构简单.单行星排结构,轴向空间占用少,可以和轮毂电机组成动力单元,应用到轮端驱动,可以优化整车布置,提升整车动力性能.

②控制简单.换挡时,制动器和离合器的接合与分离时通过机械连接实现的同步,不依赖精准的时序控制,制动器和离合器没有同时分离的情况,从根本上避免了动力中断.

③工程实现容易.低挡时,液压工作推动活塞

压紧制动器,行星排齿圈被制动,制动器不旋转,液压缸和活塞也都不旋转,油道从壳体进入到液压缸,密封和保持压力简单.高挡位时,液压不工作,制动器分开,离合器靠碟片弹簧压紧,避免了双离合方案的液压离合器需要解决油从静止壳体进入到旋转的液压缸内保持高压密封的工程难点.

④因为具有以上几个优点,该方案的成本也较低,具有广泛的应用前景及工程价值.后续工作中需要研究离合器与制动器压紧力的比值与变速器换挡过程中速比变化的关系,以及换挡时间快慢对换挡平顺性和摩擦片寿命的影响.

### 参考文献:

- [1] 陈勇,郭立书,高炳钊.汽车变速器理论、设计及应用[M].北京:机械工业出版社,2018.
- [2] 常依乐,杨坤,王杰,等.行星齿轮式两挡变速器匹配与结构设计验证[J].机械传动,2021,45(10):103-113.
- [3] NGUYEN Truong Sinh,宋健,方圣楠,等.电动汽车动力保持型机械式自动两挡变速器仿真与试验[J].清华大学学报,2017,57(10):1106-1113.
- [4] 杨伟斌,吴光强,秦大同.双离合式自动变速器传动系统的建模及换挡特性[J].机械工程学报,2007(7):188-194.
- [5] 赵迁,杨良会,邢杰,等.动力换挡两挡变速器的整车搭载与动力性试验[J].车辆与动力技术,2020(2):54-58.
- [6] 王军年,张春林,赵梦圆,等.轮毂电机两挡变速器协同无动力中断换挡控制[J].汽车工程,2023,45(10):1885-1895.
- [7] 白传鑫,刘凯,马朝锋.基于杠杆法的两行星排行星齿轮变速器传动方案分析[J].现代制造技术与装备,2018(1):55-58.
- [8] QC/T 568-2019.汽车机械式变速器总成技术条件及台架试验方法[S].北京:中华人民共和国工业和信息化部,2019:1-13.
- [9] 刘晓坤,赵鑫鑫.两挡变速器换挡过程最优控制的伪谱法求解[J].汽车工程,2021,43(3):364-373.
- [10] 徐少兵,李升波,赵芸辉.CVT型车辆经济性加速策略优化与分析[J].机械工程学报,2015,51(12):110-119.

文章编号: 1009-4687(2025)02-0017-04

# 基于 LQR 控制的车辆悬架系统设计与研究

毕厚煌

(芜湖职业技术学院, 安徽 芜湖 241006)

**摘要:** 通过在 Simulink 软件平台中建立车辆悬架模型, 引入白噪声扰动信号模拟路面不平整激励, 完成对主、被动悬架系统仿真计算, 并输出车身垂向振动加速度、悬架动挠度、轮胎变形等结果。仿真结果表明, 相较于被动悬架系统, 主动悬架中引入线性二次调节 (LQR) 控制设计, 有效抑制车身在垂直方向振动, 减小悬架往复运动的最大位移幅值, 降低轮胎出现弹跳运动等异常情况的概率, 对提升车辆悬架系统性能具有一定参考价值。

**关键词:** 汽车悬架; 白噪声; 线性二次调节控制

**中图分类号:** U463.33

**文献标识码:** A

## Design and Research Analysis of Vehicle Suspension System Based on LQR Control

BI Houhuang

(Wuhu Polytechnic Institute, Wuhu, Anhui 241006, China)

**Abstract:** A vehicle suspension model was established on the Simulink software platform, and a white noise disturbance signal was introduced to simulate road roughness excitation. Simulations of both passive and active suspension systems were performed, and outputs such as vertical body acceleration, suspension dynamic deflection, and tire deformation were obtained. The results demonstrate that, compared to the passive suspension system, the introduction of a linear quadratic regulator (LQR) control design in the active suspension effectively suppresses vertical body vibration, reduces the maximum displacement during the reciprocating motion of the suspension mechanism, and decreases the likelihood of tire bounce anomalies. This study offers valuable insights for enhancing the performance of vehicle suspension systems.

**Key words:** automotive suspension; white noise; linear quadratic regulator (LQR) control

随着我国居民的生活水平的不断提升, 汽车逐渐普及到千家万户, 人们对汽车乘坐的舒适性等方面提出了更高的要求。汽车悬架作为连接车身与车轮的重要机构, 直接影响着车辆的安全性、操控性等关键性能指标。悬架系统根据控制方式一般分为被动悬架、半主动悬架和主动悬架三种类型, 其中, 普通的被动悬架仅作为简单缓冲吸能装置,

存在弹性元件的刚度和减振阻尼不能有效调节等问题, 已无法满足消费者需求。主动悬架能在不同的道路和干扰因素条件下调整系统控制参数并优化输出响应, 从而提高汽车的舒适性和操纵稳定性。国内外学者对于主动悬架进行了一定的研究。钟豪<sup>[1]</sup>基于建立的汽车主动悬架模型, 采用模糊算法对振动位移误差进行调节, 改善了汽车悬架的振

收稿日期: 2025-03-11

基金项目: 2023 年安徽省高校重点科学研究项目 (2023AH052396); 2023 年芜湖职业技术学院自然科学研究重点项目 (wzyzrd202312); 2023 年芜湖职业技术学院“人才工程”优秀青年拔尖人才项目 (rc2023qnbj03)。

作者简介: 毕厚煌 (1988-), 男, 讲师, 研究方向为数字化设计与制造。

Received: 11 Mar 2025/Revised: 23 Mar 2025/Accepted: 03 Apr 2025/Printed online: 25 May 2025/Printed: 25 Jun 2025

动控制性能. 陈潇凯等<sup>[2]</sup>针对悬架中不确定项估计, 设计扰动观察器, 并将扰动估计值作为前馈补偿, 提出了一种次优-非奇异终端滑模切换控制算法, 与前馈补偿共同组成主动悬架控制策略. AVESH 等<sup>[3]</sup>对主动悬架系统的动态特性进行了研究, 提出一种在簧载质量和非簧载质量之间安装液压执行器主动施加控制力来抑制地面冲击引起的振动的方法, 以此解决悬架系统的不稳定性和舒适性差等问题. SMOTER 等<sup>[4]</sup>针对双叉臂主动悬架系统执行器对悬架系统性能的影响进行了研究, 分析主动悬架系统的频率特性等性能指标, 通过与被动悬架系统进行对比, 结果验证了系统执行器的有效性. 主动悬架因其能够控制和改善车辆振动状态, 备受车企关注<sup>[5]</sup>. 由于汽车消费市场的竞争越来越激烈, 研究和开发高性能、低成本的悬架系统成为车企的重点研究方向. 对于主动悬架控制系统而言, 系统的抗干扰、响应快、可靠性高等指标是提高车辆舒适性能的关键.

## 1 主动控制车辆悬架结构形式及控制策略

### 1.1 主动控制悬架结构组成

汽车悬架构成的零部件主要包括减振机构、导向机构、限位块、弹性元件, 在此基础之上为降低振动噪声, 部分车辆悬架添加缓冲吸振模块、防倾杆等装置. 悬架中的减振器按结构形式可分为液压筒式减振器、充气式减振器; 按功能特性可分为被动式减振器与阻力可调式减振器. 对于轿车而言, 弹性元件结构主要有螺旋弹簧、油气弹簧以及空气弹簧三种形式. 主动悬架是在被动悬架基础之上, 增加一个可控制的作用力装置, 通过车载电子控制单元 (electronic control unit, ECU) 实时解算控制算法, 并驱动作动器执行动态力调节, 抑制车辆在非平整路面行驶时产生的垂直振动与俯仰振动, 从而实现控制车身的振动目的<sup>[6]</sup>.

### 1.2 主动悬架控制策略

主动悬架系统在工作过程中, 需要减振器、作动器、弹性元件等机构的硬件在系统控制作用下实现联动工作. 控制策略的不同, 对应输出悬架动态响应也有所不同, 直接影响车辆乘坐的舒适性<sup>[7]</sup>. 车辆主动悬架控制策略可以分为经典控制、最优控制、自适应控制、复合控制策略四种形式, 其中最

优控制策略中, 可以看作是函数极值问题在动态系统控制中的工程化拓展<sup>[8]</sup>. 主动悬架最优控制策略需要一定的被控系统数学模型和符合要求的目标函数, 在可行域范围内寻找目标函数的极值, 得到最优控制的控制器, 在具体控制算法上主要有古典变分法、极大值原理、动态规划法、线性二次型最优控制等算法.

## 2 主动悬架系统动力学模型与控制数学模型

### 2.1 车辆主动悬架模型

汽车悬架系统组成较为复杂, 为提高控制策略执行效率和响应速度, 建立 1/4 车辆主动悬架模型, 具体结构如图 1 所示<sup>[9]</sup>.

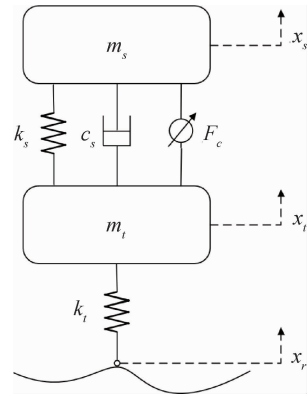


图 1 主动悬架模型结构示意图  
Fig. 1 Schematic of Active Suspension Model Structure

在对主动悬架进行设计分析时, 系统中的可主动动力执行器仅作为控制力输出装置, 不考虑装置模型本身对主动悬架系统的影响, 选取系统初始平衡点作为原点, 系统所有位移方向均选择向上为正, 则根据牛顿第二定律可得车辆主动悬架系统的运动微分方程为

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s = F_c - k_s(x_s - x_t) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_t) \\ m_t \ddot{x}_t = k_s(x_s - x_t) - k_t(x_t - x_r) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_t) - F_c \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $m_s$  为车辆簧载质量;  $m_t$  为车辆非簧载质量;  $k_s$  为减振器弹簧刚度系数;  $c_s$  为减振器阻尼系数;  $k_t$  为轮胎刚度;  $F_c$  为主动悬架的作动器;  $x_s$  为车辆簧载质量位移;  $x_t$  为车辆非簧载质量位移;  $x_r$  为车辆行驶路面激励产生的垂向位移.

结合悬架系统设计的舒适性和操控稳定性要求, 需要保证轮胎的动态载荷与轮胎静态载荷之间

保持正向余量, 悬架自身空间有限, 需要确保悬架位移位于设计范围之内. 为此, 选取悬架系统状态变量为

$$\mathbf{x} = [x_s - x_t \quad \dot{x}_s \quad x_t - x_r \quad \dot{x}_t]^\top \quad (2)$$

定义悬架系统输出变量为

$$\mathbf{y} = [x_s - x_t \quad \ddot{x}_s \quad x_t - x_r]^\top \quad (3)$$

令  $u = F_c$ ,  $\omega = \dot{x}_r$ , 将式(2)、(3)代入(1)式, 可将系统状态空间形式可表达为

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{D}\omega \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{E}\mathbf{u} \end{cases} \quad (4)$$

式(4)中:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_t} & \frac{c_s}{m_t} & -\frac{k_t}{m_t} & -\frac{c_s}{m_t} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} & 0 & -\frac{1}{m_t} \end{bmatrix}^\top;$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{D} = [0 \quad 0 \quad -1 \quad 0]^\top;$$

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} \end{bmatrix}^\top;$$

## 2.2 主动悬架 LQR 最优控制算法数学模型

为实现线性最优控制, 系统中 LQR 控制器输出最优控制力为

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}\mathbf{x} \quad (5)$$

式(5)中  $\mathbf{K}$  为反馈增益矩阵, 通过调用 Matlab 控制系统工具箱中的 LQR 函数命令进行求解, 将最优控制力输入主动悬架系统中来抑制车辆振动, 实现改善驾乘人员舒适性的目的. 为模拟路面实际情况, 采用有限带宽白噪声信号作为路面不平度信号激励输入, 在 Matlab 中搭建悬架控制仿真模型, 如图 2 所示.

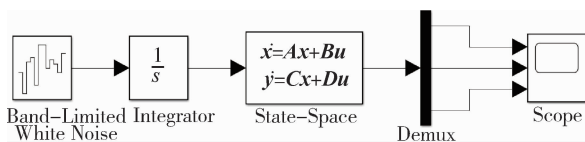


图2 基于 MATLAB 悬架仿真模型结构框图  
Fig. 2 Structural Block Diagram of MATLAB-based Suspension Simulation Model

## 3 主动、被动悬架系统仿真分析

根据车辆基本参数和悬架使用工况条件, 取 1/4 车辆模型来分析车辆主动、被动悬架工作具体情况, 在 Simulink 平台中车辆悬架系统参数如表 1 所示.

表 1 车辆悬架系统参数

Table 1 Vehicle Suspension System Parameters

车辆参数	数值
簧载质量/kg	350
悬架刚度/(N · m <sup>-1</sup> )	16 500
悬架阻尼系数/(N · s · m <sup>-1</sup> )	960
轮胎刚度/(N · m <sup>-1</sup> )	160 000
非簧载质量/kg	35

模拟车辆行驶速度  $V = 30$  km/h 工况, 设置系统仿真时间  $t = 10$  s, 运行后对比分析被动悬架与基于 LQR 控制系统的主动悬架输出的车辆车身垂向振动加速度、悬架动挠度、轮胎变形如图 3、图 4 和图 5 所示.

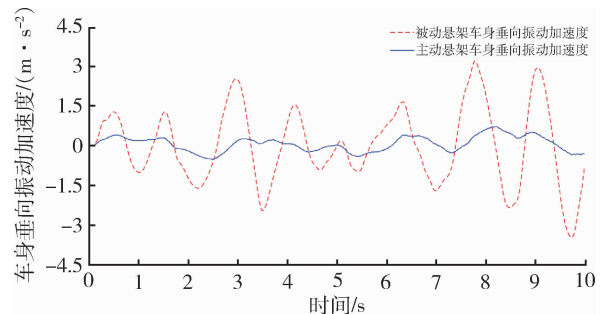


图3 主动、被动悬架垂向振动加速度对比曲线  
Fig. 3 Comparison of Vertical Vibration Acceleration Between Active and Passive Suspensions

从图 3 中可以看出, 车辆行驶过程中被动悬架系统输出的车身垂向振动加速度正向最大值为  $3.195$  m/s<sup>2</sup>, 反向最大值为  $-3.47$  m/s<sup>2</sup>; 主动悬架车身垂向振动加速度正向最大值为  $0.717$  m/s<sup>2</sup>, 反向最大值为  $-0.515$  m/s<sup>2</sup>; 两者相比可知, 配有主动控制装置的悬架系统有效抑制车身垂向振动加速度, 使车身振动幅值降低 77.6%, 显著缩短振动衰减时间.

从图 4 中可以看出, 车辆行驶过程中被动悬架系统输出的悬架动挠度正向最大值为  $0.071$  m, 反向行程最大值为  $-0.064$  m; 主动悬架系统输出悬架动挠度正向最大值为  $0.009$  m, 反向行程最大值为  $-0.036$  m; 两者相比可知, 配有主动控制装置

的悬架系统使悬架动挠度最大幅值降低 87.3%，减少限位块冲击车身主体的概率，一定程度上改善车辆行驶的平顺性。

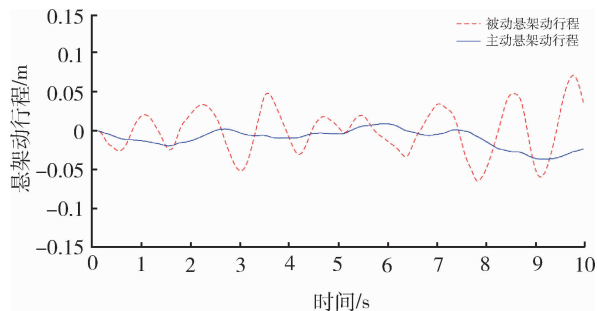


图4 主动、被动悬架动挠度时域响应对比曲线  
Fig. 4 Time-Domain Response Comparison of Dynamic Deflection Between Active and Passive Suspensions

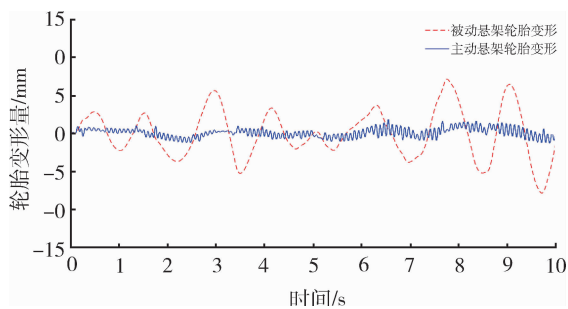


图5 主动、被动悬架轮胎变形对比曲线  
Fig. 5 Comparison of Tire Deformation Between Active and Passive Suspensions

从图5中可以看出，车辆行驶过程中被动悬架系统输出轮胎变形量正向最大值为1 mm，反向最大值为-7.8 mm；主动悬架系统输出的轮胎变形量正向最大值为1.9 mm，反向最大值为-1.3 mm；两者相比可知，配有主动控制装置的悬架系统降低车辆轮胎变形量达到88.5%，提升了轮胎接地稳定性，降低轮胎弹跳失稳风险，一定程度上提高车辆的安全性和操控稳定性。

## 4 结论

本文通过以汽车悬架系统为研究对象，在 Matlab Simulink 平台中建立 1/4 车辆主动悬架模型，引入白噪声扰动信号模拟路面不平整激励，对比分析了采用 LQR 控制的主动悬架与被动悬架的

动态响应特性。仿真数据表明：主动悬架与被动悬架系统相比，配有主动控制装置的悬架系统有效抑制了车身垂向振动，降低了悬架机构做往复运动时极限位置的最大幅值，有效提升了轮胎接地稳定性。研究结果对高性能悬架系统开发及车辆平顺性、安全性优化具有重要参考价值；对高性能悬架系统开发及车辆平顺性、安全性优化也具有参考价值；为车辆悬架进行数字化设计研究提供仿真计算途径，但尚未结合具体车辆进行试验，未来需要结合具体试验平台进行设计验证。

### 参考文献：

- [1] 钟豪. 汽车主动悬架模糊控制仿真研究 [J]. 内燃机与配件, 2024(14): 51-53.
- [2] 陈潇凯, 陈丰, 刘向, 等. 基于扰动观测器的主动悬架切换控制算法研究 [J]. 汽车工程, 2024, 46(10): 1744-1754.
- [3] AVESH M, SRIVASTAVA R. Passenger car active suspension system model for better dynamic characteristics [J]. National Academy Science Letters, 2020, 43: 37-41.
- [4] SMOTER A, SIBIELAK M. Experimental and numerical investigation of the active double wishbone suspension system [C] //Proceedings of 2019 20th International Carpathian Control Conference (ICCC), [S.l.]: IEEE, 2019: 1-6.
- [5] 曹红兵. 现代汽车电子控制技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [6] 胡盛智. 车辆主动悬架舒适性控制策略研究 [D]. 西安: 长安大学, 2024.
- [7] 姜也辰, 董明明, 赵丰, 等. 基于随机路面识别的车辆半主动悬架控制 [J]. 东北大学学报(自然科学版), 2016, 37(8): 1138-1143.
- [8] 王青, 陈宇, 张颖昕, 等. 最优控制理论与应用 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2010.
- [9] 李韶华, 季广港, 冯桂珍, 等. 车辆主动悬架自适应变论域 T-S 模糊控制研究 [J]. 振动测试与诊断, 2024, 44(4): 733-739 + 828.

文章编号: 1009-4687(2025)02-0021-11

# 基于 CFD 的两栖越野车航行姿态及水动力学特性研究

王佳, 刘艳, 王翼飞, 高欢, 王丽昕,  
刘佳派, 曾昌明, 张立玲, 刘明卓  
(北京汽车研究总院有限公司, 北京 101300)

**摘要:** 水陆两栖车辆因其优越的机动性能和适应复杂环境的能力, 在民用与军事领域具有重要应用价值。现有关于两栖车辆的研究主要聚焦于履带式两栖车辆, 而针对轮式两栖车辆, 特别是两栖越野车的动态航行姿态及水动力学特性的研究较为有限。本文基于商业 CFD 软件 STAR-CCM+, 结合重叠网格技术和 DFBI 六自由度运动模型, 探究了车辆在不同航速下的航行姿态与水动力特性。通过最小二乘法建立了兴波阻力和形状阻力的拟合公式。研究表明, 车辆的航行姿态受到浮心与重心相对位置演化的影响。较低航速下, 车头上翘而车尾下沉; 而在高速航行时, 车体的尾流特性变得更加复杂, 具有潜在的失稳风险。车体航行阻力主要受到形状阻力和兴波阻力的控制, 其中兴波阻力在较高流速时的占比显著提升。

**关键词:** 两栖车辆; 两栖越野车; 水动力性能; 航行姿态; 重叠网格

中图分类号: U469.6<sup>+</sup>94

文献标识码: A

## CFD-Based Study on the Navigation Attitude and Hydrodynamic Characteristics of an Amphibious Off-Road Vehicle

WANG Jia, LIU Yan, WANG Yifei, GAO Huan, WANG Lixin,  
LIU Jiapai, ZENG Changming, ZHANG Liling, LIU Mingzhuo  
(Beijing Automotive Technology Center Co. Ltd., Beijing 101300, China)

**Abstract:** Amphibious vehicles are widely recognized for their exceptional mobility and adaptability in complex environments, making them valuable assets in both civilian and military applications. Most existing research has concentrated on tracked amphibious vehicles, while studies on wheeled amphibious vehicles, particularly amphibious off-road vehicles, remain limited. This study employs the commercial CFD software STAR-CCM+, integrating overset mesh techniques and a dynamic fluid-body interaction (DFBI) six-degree-of-freedom motion model, to analyze the navigation attitude and hydrodynamic characteristics of a wheeled amphibious off-road vehicle under varying speeds. To provide a quantitative foundation for further research and design, regression formulas for wave-making and form drag are derived using the least squares method. The results demonstrate that the vehicle's navigation attitude is closely related to the relative positioning of its buoyancy center and center of gravity. At lower speeds, the vehicle exhibits a bow-up, stern-down posture, while at higher speeds, the complexity of wake flow increases, introducing potential risks of instability. Hydrodynamic resistance is found to be primarily governed by form drag and wave-making resistance, with the latter becoming the dominant factor at higher flow velocities.

**Key words:** amphibious vehicle; amphibious off-road vehicle; hydrodynamic characteristics; navigation attitude; overset mesh

收稿日期: 2024-01-23

作者简介: 王佳 (1989-), 男, 硕士, 研究方向为汽车流体力学仿真和分析。通信作者: 刘艳 (1997-), 女, 博士, 研究方向为汽车流体力学仿真和分析。

Received: 23 Jan 2024/Revised: 14 Mar 2025/Accepted: 29 Mar 2025/Published online: 25 May 2025/Printed: 25 Jun 2025

水陆两栖车辆是一类同时具备水上航行与陆上行驶能力的复合型机动平台,因其快速隐蔽性、机动灵活性以及适应水陆交界复杂环境的能力,在民用和军事领域具有重要应用价值<sup>[1-2]</sup>。根据设计形式,这类车辆主要分为轮式、履带式、气垫船和仿生两栖平台等类型。其中,轮式两栖车辆凭借较高的陆地行驶速度和优越的机动性能,被广泛应用于物资运输、人员转移及应急救援等任务。现有研究多集中于履带式两栖车辆<sup>[3]</sup>,针对轮式两栖车辆的研究相对较少,并且主要聚焦于两栖装甲车,对于越野车外形的轮式两栖车辆的研究较为有限。此外,现有研究多关注静态条件下固定姿态车辆的水动力特性,而对车辆的运动姿态及水动力性能的影响尚缺乏系统认知。因此,针对运动姿态下两栖越野车的水动力学特性开展研究,深入揭示流体-车辆耦合(流-固耦合)的物理机制,进而为未来车型的优化设计提供科学依据,具有重要的学术意义和工程价值。

现有关于轮式两栖车辆的研究方法主要包括拖曳模型试验和数值模拟。拖曳模型试验因其较高的可靠性和精度,通常用于验证和优化设计方案,但试验的时间成本较高且流程复杂。相比之下,计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)方法因其在计算成本与效率上的优势,成为近年来两栖车辆水动力学研究的重要手段。特别是在研究车辆稳性(航行姿态)与快速性(水阻力)等关键性能时,CFD方法凭借其多相流动与复杂湍流场的处理能力表现出显著的优势。

CFD 稳态计算通常采用静网格技术,结合流体体积(volume of fluid, VOF)多相流模型和湍流模型,求解雷诺平均纳维-斯托克斯(Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS)方程来完成固定姿态车辆的水阻力计算。这种方法已在多项研究中被证明具有较高的准确性。李玉良等<sup>[4]</sup>的数值模拟结果表明两栖装甲车水阻力的仿真结果与试验数据的误差可控制在 10% 以内;王涛等<sup>[5]</sup>通过对静水条件下的两栖装甲车绕流流场仿真研究,验证了 CFD 方法的可靠性,仿真结果与数值误差控制在 5% 以内;宋桂霞等<sup>[6]</sup>的研究进一步表明,CFD 方法不仅能够精确预测两栖车辆阻力,还能够再现绕流流场的细节特征。此外,高富东等<sup>[7]</sup>和 MORE 等<sup>[8]</sup>的研究均证明,两栖车辆数值仿真结果与试验数据高度吻合。值得注意的是,现有针对固定姿

态的研究多集中于对减阻方案的优化和验证。典型的研究方向包括防浪板设计<sup>[9]</sup>、尾翼板优化设计<sup>[10]</sup>、车体构型设计<sup>[11]</sup>、车轮收放机制设计<sup>[12-15]</sup>,以及航行倾角设计和航速对阻力的影响等<sup>[16-17]</sup>。其中,徐海军等<sup>[3]</sup>在其综述文章中系统总结了两栖车辆的减阻增速技术,为未来两栖车辆的优化设计提供了重要参考。

在实际应用场景中,两栖车辆在水中的航行并非静力平衡状态,而是伴随复杂的六自由度运动。这些运动包括升沉(heave)、横荡(sway)、纵荡(surge)三种平动,以及艏摇(yaw)、横滚(roll)、俯仰(pitch)三种转动。虽然前文提及的稳态计算可获得水阻力的初步结果,但仅适用于固定姿态的较简单工况。在车辆动态航行过程中,车辆姿态与流场的耦合作用更加复杂,需要通过瞬态计算(如动网格技术或编写程序不断改变初始姿态)来模拟。近年来,动网格方法在两栖车辆水动力学研究中的应用尤为广泛,并被验证具有较高的有效性。如,徐国英等<sup>[18]</sup>利用滑移网格方法对履带式两栖车辆进行了升沉和纵倾两个自由度的数值模拟,证实了该方法在水上阻力和浮态计算中的可靠性。赵彬等<sup>[19]</sup>通过动网格技术对履带式两栖车辆的航行姿态进行了计算,其模拟结果与试验数据吻合较好。王少新等<sup>[20]</sup>采用多体重叠网格技术与VOF多相流模型相结合,对履带式两栖车辆的水动力性能进行了全面预测,其数值计算结果同样与试验结果高度一致。此类研究在履带式两栖车辆的水动力学性能评估方面取得了创新性成果,然而,动网格技术在轮式两栖越野车上的应用仍未见相关研究报道。

综上所述,目前针对轮式两栖车辆的研究多集中于固定姿态装甲车的水阻力计算,对于两栖越野车的运动学姿态及其水动力学特性的研究仍较为匮乏。越野车在外形设计上与装甲车存在显著差异,其独特的外形与结构特性对航行时的姿态及水阻力的影响值得深入探讨。本文以某型号两栖越野车的简易三维模型为研究对象,利用商业 CFD 软件 STAR-CCM+,基于VOF多相流模型和  $k-\varepsilon$  湍流模型,结合重叠网格技术和动态流体-刚体相互作用(dynamic fluid-body interaction, DFBI)六自由度模型,对两栖越野车的水动力学特性进行了数值建模。在此基础上,模拟了不同航速下车辆在开放升沉和纵倾两个自由度下的航行姿态与水阻力特性,

研究结果可为两栖越野车的研发设计提供科学依据。

## 1 数值计算模型

### 1.1 控制方程

两栖轮式车辆在水中航行的绕流问题属于典型的三维气液两相流问题。本研究使用 CD-Adapco 公司开发的商业 CFD 软件 STAR-CCM+ 对两栖车辆的水阻力进行数值模拟。在模拟中,水被视为不可压缩、隐式且非稳态的牛顿流体,而空气在低流速条件下(马赫数  $Ma < 0.3$ )也可视为是不可压缩流体。流体的控制方程包括连续性方程和动量方程,分别用于描述流体的质量守恒和动量守恒,其数学表达式如下:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + F_i \quad (2)$$

式中:  $\rho$  为流体密度;  $u_i$  和  $u_j$  分别为瞬时速度分量 ( $i, j = 1, 2, 3$  分别对应  $x, y, z$  方向分量);  $x_i$  为空间坐标;  $\nu$  为运动黏度系数;  $p$  为压力;  $F_i$  为体积力(如重力)。

为了减少计算量并满足工程精度要求,对控制方程进行时均化处理得到 RANS 方程。RANS 方法在工程数值模拟中得到了广泛应用,其表达式为

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_j} + \bar{F}_i \quad (4)$$

式中:  $\bar{u}_i$  为时均速度;  $\bar{p}$  为时均压力;  $u_i'$  为湍流脉动速度;  $\overline{u_i' u_j'}$  为时均化后引入的雷诺应力项。由于雷诺应力项为未知量, RANS 方程不具备封闭性,因此需结合湍流模型进行封闭。本文选用可实现  $k-\varepsilon$  湍流模型进行方程封闭,其中湍动能  $k$  和湍流耗散率  $\varepsilon$  的输运方程可以表示为

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} =$$

$$C_1 S_k \varepsilon - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

式中:湍动能的湍流普朗特数  $\sigma_k = 1.0$ ; 湍流耗散率的湍流普朗特数  $\sigma_\varepsilon = 1.2$ ; 常数  $C_2 = 1.9$ ;  $C_1 = \max [0.43, \eta / (\eta + 5)]$ , 且  $\eta = Sk/\varepsilon$ ;  $S$  为应变率。

考虑到水上航行过程中自由液面的动态变化,本研究采用了 HIRT<sup>[21]</sup> 提出的 VOF 两相流模型来追踪自由液面的位置。VOF 模型的基本原理是通过构建体积分数函数  $\alpha(x, y, z, t)$  来表示网格单元中的流体分布情况,并依据该函数的值和导数来确定自由液面的形状及其位置。当前计算域中存在水和空气两种互不相溶的流体,流体体积分数定义为

$$\alpha = \begin{cases} 1 & \text{单元完全被水充满} \\ 0 & \text{单元完全被空气充满} \end{cases} \quad (7)$$

当  $0 < \alpha < 1$  时,表明该单元格处于自由液面位置,通过求解各流体相的体积连续方程,可以实现对自由液面动态演变的追踪。

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + u \frac{\partial \alpha}{\partial x} + v \frac{\partial \alpha}{\partial y} + w \frac{\partial \alpha}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

引入 VOF 模型以后,湍流模型的密度  $\rho$  和运动黏度系数  $\nu$  的表达式将会根据水气两相占单元格的比重来得出。此外,为了模拟两栖车辆在水面上的漂浮姿态,本研究采用 DFBI 六自由度运动模型。该模型将车体视为刚体,通过实时求解刚体的受力和力矩,并结合刚体运动控制方程,动态更新车辆的位置和姿态,从而实现流体与车辆之间的动态耦合。需要指出的是,虽然刚体运动具有六个自由度,但对于两栖轮式车辆,其主要运动为升沉和纵倾。因此,本研究仅开放这两个自由度进行计算。

### 1.2 计算区域与网格设置

如图 1 所示,数值计算模型采用某越野车型的简易模型。该车型的基本参数为:车长  $L = 4.88$  m,车宽  $B = 2.00$  m,车高  $1.88$  m。全局坐标系的定义如下: $x$  轴正方向由车头指向车尾, $y$  轴正方向由主驾驶位置指向副驾驶位置, $z$  轴正方向竖直向上。车辆质心位于原点  $(0, 0, 0)$ ,整车质量为  $2\,745$  kg,各对角惯性矩分别为  $I_{xx} = 1\,124$  kg·m<sup>2</sup>,  $I_{yy} = 5\,226$  kg·m<sup>2</sup>,  $I_{zz} = 5\,381$  kg·m<sup>2</sup>。

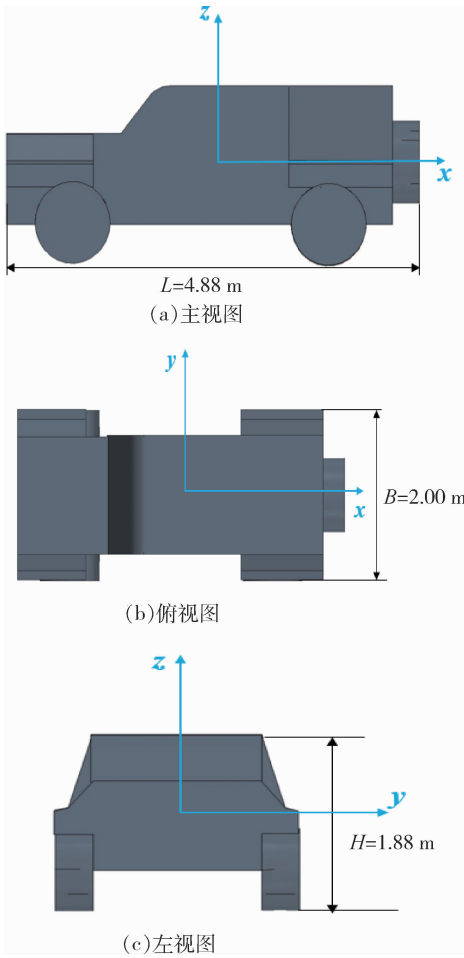


图1 计算模型三视图  
Fig. 1 Three Views of Computational Model

为了确保网格无关性，本研究设计了四种不同密度的网格细化方案，并依据 ITTC 规程推荐的网格加粗比( $r_c = \sqrt{2}$ )进行设置. 如表 1 所示，在流速为 3 km/h 的工况下，对这四种网格方案的仿真结果进行了对比分析. 综合考虑计算精度与计算效率的平衡，最终选定 Grid-2 方案作为计算方案，该方案的网格单元总数约为 237 万.

数值模型的计算区域如图 2 所示，尺寸设定为  $5L \times 3L \times 3L$ ，其中  $L$  为车辆长度. 入口边界设置为速度入口，由车辆前端向前延伸  $1L$ ；出口边界设置为压力出口，由车辆后端向后延伸  $3L$ ；顶部边界设置为速度入口，由车辆顶部向上延伸  $L$ ；两侧边界同样设置为速度入口，分别由车辆的左右两侧延伸  $1.5L$ . 该计算域的设定遵循国际拖曳水池会议 (ITTC) 的推荐规范，旨在有效消除边界效应引起的边界层干扰，从而减少流场紊乱的风险.

表 1 网格无关性验证结果

Table 1 Grid Independence Verification Results

类别	网格数量	水阻力/N	耗时/h (160 核)
Grid-1	939, 847	280	6
Grid-2	2, 370, 676	318	11
Grid-3	6, 33, 814	325	31
Grid-4	14, 917, 864	296	79

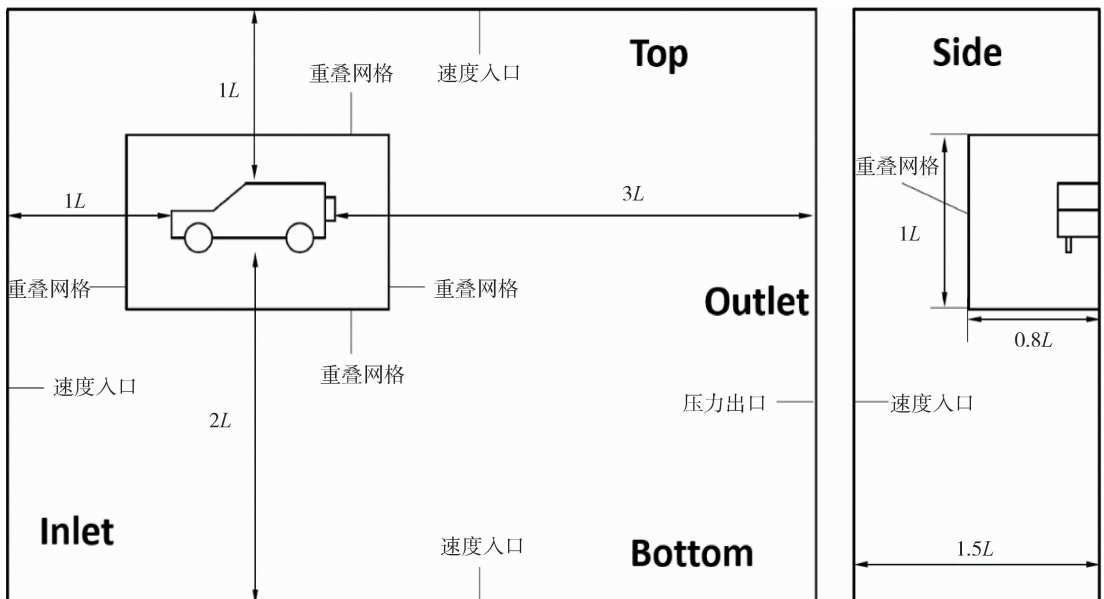


图2 计算区域示意图  
Fig. 2 Schematic of Computational Domain

整体计算网格如图 3(a) 所示. 本研究采用了 STAR-CCM+ 软件中的自动网格划分模型, 基于切割体网格技术, 该技术能够在计算域内生成高质量的网格. 同时地, 在自由表面区域进行局部网格加密来更准确地捕捉空气-水界面的动态变化. 为了模拟车辆在流场中的运动, 本研究选用重叠网格技术来处理车辆运动引起的网格变形. 重叠网格的设

置如图 3(b) 所示, 其中车辆模型和重叠网格区域共同在背景计算域内运动, 边界条件采用重叠网格形式. 为了更精确地捕捉车辆周围的复杂流动特征, 车辆表面网格进行了局部加密处理(见图 3(c)). 边界层网格的设置如图 3(d) 所示, 共分为 10 层网格, 第一层网格厚度为 1.9 mm, 网格增长率设为 1.2, 对应的量纲一的距离  $y^+$  值为 30.

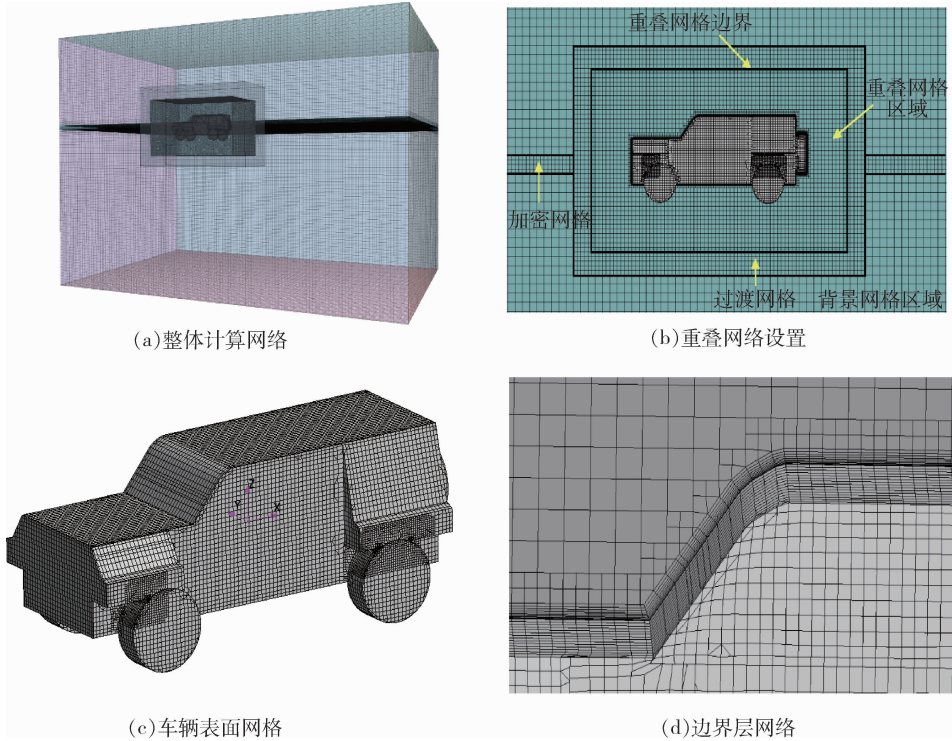


图 3 计算域网格  
Fig. 3 Computational Domain Mesh

## 2 计算结果与分析

两栖轮式车辆在水中行驶时, 其航速通常较低, 通常不超过 11 km/h. 基于这一特点, 本研究设定的数值计算工况将直航航速范围限定在该速度区间内. 具体而言, 选取了六个代表性航速: 1 km/h、3 km/h、5 km/h、7 km/h、9 km/h 和 11 km/h, 分别计算了在这些工况下的航行稳定性(即车体姿态, 仅考虑俯仰和升沉两个运动自由度)及其快速性(即水阻力). 图 4 给出了研究中关注的关键参量示意图, 包括重力、浮力、水阻力、重心、浮心、升沉量和纵倾角的定义. 其中, 重心是重力的作用中心, 表示合力方向; 重力是地球对物体的引力, 方向垂直向下, 其大小等于物体质量与重力加速度的乘积. 浮心是浮力的作用中心, 表示浮力作用力的合力方向; 浮力是水体对车辆产生

的向上推力, 来源于水对车辆的排斥作用, 其大小等于车辆排开水的重量. 水阻力是车辆在水中运动时所受到的阻力, 直接影响车辆的快速性. 升沉量是指车辆沿  $z$  轴方向的位移, 正值表示向上移动, 负值表示向下移动; 纵倾角则是车辆绕  $y$  轴( $y$  轴正方向垂直指向纸面)的旋转角度, 顺时针旋转为正方向, 逆时针为负方向.

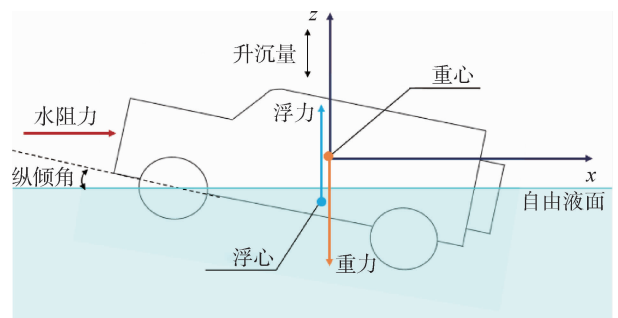


图 4 关键参量定义与示意图  
Fig. 4 Definition and Schematic of Key Parameters

## 2.1 航行稳定性

两栖车辆的航行稳定性主要取决于车体姿态。车体姿态的变化直接取决于浮心和重心相对位置的演化过程,这对于后续的航态优化具有重要的实用价值。本研究首先捕捉了浮心与重心在不同流速下的动态位置变化(见图5)。由于研究中冻结了 $y$ 方向的自由度,因此未展示该方向浮心与重心的位移变化。在初始状态下(无流速作用时),车辆的重心位于坐标原点(0, 0, 0)。随着流速逐步增大,浮心的 $x$ 坐标值逐渐减小,而重心的 $x$ 坐标值几乎保持不变,表明车头逐渐下沉。同时,随着流速增大,重心的 $z$ 坐标值逐渐下移,而浮心的 $z$ 坐标值略有上升,对应着车体略微下沉的姿态。表明车体呈现轻微下沉的姿态。这种浮心与重心的相对变化表明,车辆在不同流速下表现出不同的倾斜姿态。

图6给出了不同流速下车体周围水体积分数的分布云图。从分布云图中可以直观地看到车辆在水中的航行状态,其中红色区域代表纯水(水体积分数为1.0),蓝色区域代表纯空气(水体积分数为0)。在较低流速(如1 km/h ~ 7 km/h)下,车辆表现出车头上翘、车尾下沉的姿态(见图6(a) ~ (d))。当流速增大至9 km/h时,车体整体趋于正浮状态(见图6(e)),表明随着流速的增大,车体所受的恢复力矩增强,车体的稳定性得到提升。然而,当流速进一步增大至11 km/h时,车辆出现了首倾和上水现象(见图6(f)),纵倾角迅速增大,进一步增加流速可能会导致纵向失稳。一个可能的现实场景是,对于整车模型(机舱未封闭),与简易模型不同,由于整车车头机舱进水,在低流速作用下(如3 km/h),水体逐渐进入车头机舱,导致车体前部的浮力减少,从而使车头下沉。这种车头下沉的姿态会导致车体整体的纵向稳定性降低。因此,相比于简易模型,整车越野车模型的失稳流速可能远低于简易模型。

车辆姿态的变化主要由尾流的水动力学特性引起,这些特性随着流速的增加和车体姿态的变化而发生显著变化。图7给出了不同流速下自由表面波形的变化情况。在较低流速下(1 km/h和3 km/h,见图7(a)和(b)),车尾未形成明显的兴波,表明

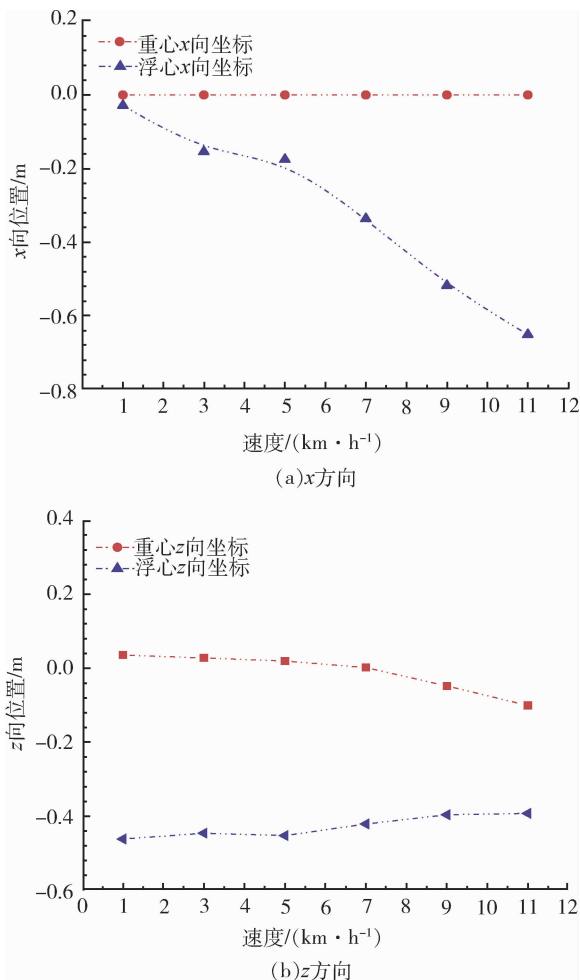


图5 不同流速下重心和浮心位置变化  
Fig. 5 Variation of Center of Gravity and Buoyancy Center at Different Flow Speeds

此时车体尾部的流动较为平稳。随着流速增大至5 km/h和7 km/h时(见图7(c)和(d)),车体尾部开始出现兴波现象。值得注意的是,通过对比5 km/h和7 km/h的自由表面结果,可以发现5 km/h流速下的局部兴波效应更为显著,而不是流速更大时兴波效应更强。这可能是由于车体航行姿态的不同影响了尾流的水动力学特性。需要强调的是,尽管视觉上局部兴波效应较强,并不意味着其引起的阻力更大。正如2.2节中所述,7 km/h时的兴波阻力仍大于5 km/h时的阻力。随着流速继续增大至9 km/h和11 km/h(见图7(e)和(f)),车尾逐渐形成明显的兴波,特别是在11 km/h时,车尾的尾流形成明显的开尔文波。此时,车体后部的尾流范围逐渐增大,尾流的复杂性也随之增加,进一步表明车辆在高速行驶时可能面临失稳的风险。

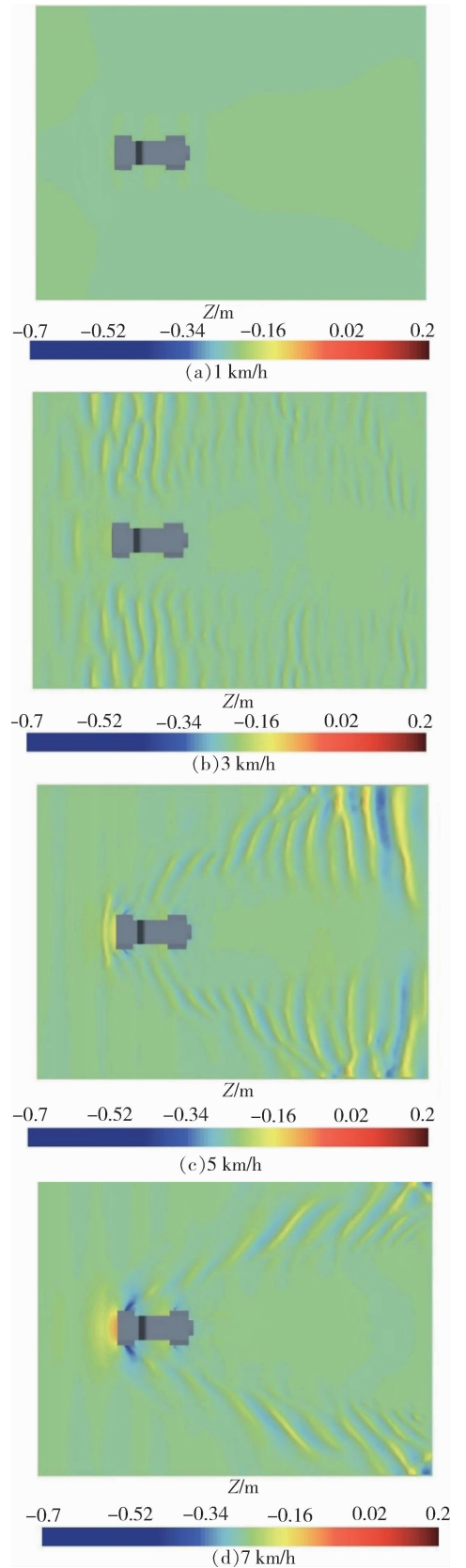
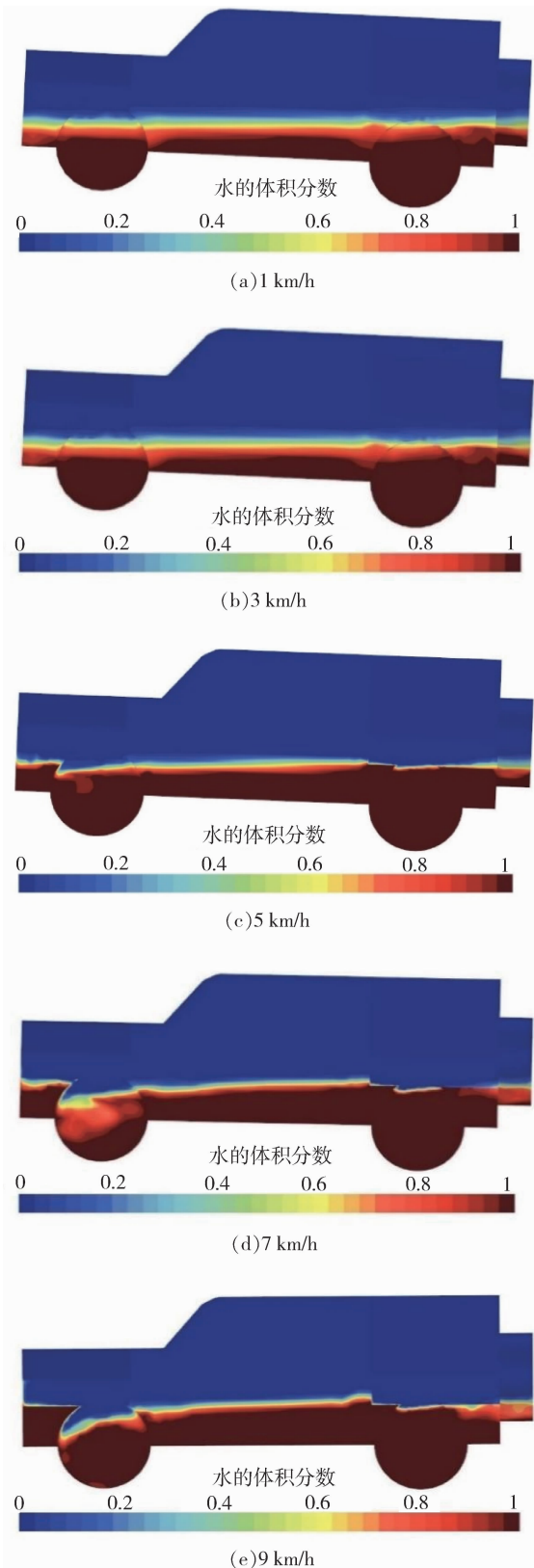


图 6 不同流速下的车体表面水体积分数分布云图  
 Fig. 6 Cloud Map of Water Volume Fraction on Vehicle Surface at Different Flow Speeds

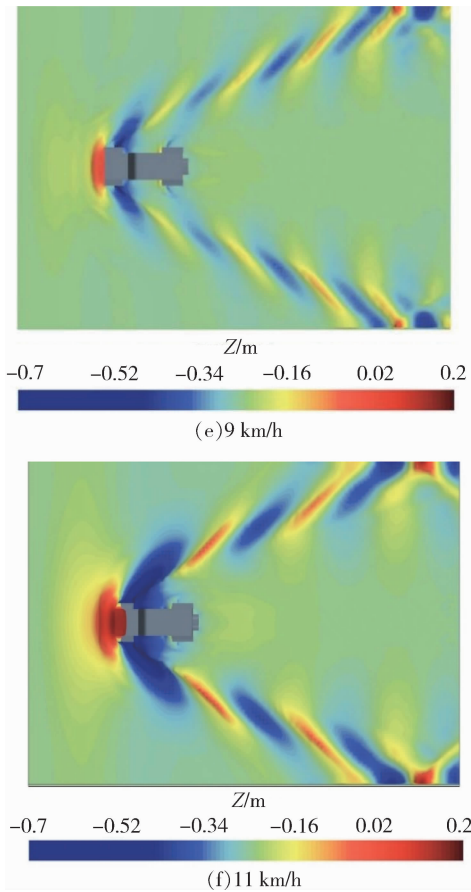


图 7 不同流速下的自由表面波形变化  
Fig. 7 Variation of Free Surface Waveform at Different Flow Speeds

数值模拟通过迭代 30 000 步并模拟物理时间 100 秒，捕捉了车辆在水中的稳定航行姿态。为了量化不同流速下车辆的航行稳定性，图 8(a) 给出了车体纵倾角随时间的变化趋势。结果表明，在所有流速条件下，两栖车辆在经历初期的大幅度振荡后逐渐趋于稳定，表现出类似自由衰减现象。约在物理时间 40 秒时，纵倾角基本保持恒定。流速为 7 km/h 和 9 km/h 时纵倾角的周期性振荡现象与黄东彦等<sup>[11]</sup>的研究结果相符。进一步分析发现，随着流速的增加，纵倾角由正值逐渐转变为负值，表明车辆的姿态由车头上浮转向车头下沉。这一变化表明，流速增大导致车体受力分布发生变化，从而引起车辆前部的沉降。特别是在较高流速下，车体前部沉降与尾部上浮的现象更加明显，进一步揭示了流速对车辆纵向稳定性的影响。图 8 (b) 给出了车辆升沉量随时间的变化趋势。由于数值模拟中的自由液面接近平衡位置，升沉量的波动幅度较小。在所有流速条件下，车辆的升沉量在初期经历了较大的波动，随后逐渐趋于稳定。随着流速的增加，车辆的升沉量逐渐减小，并且在较高流速下，车体表现出轻微的下沉趋势。

在最终稳定状态下，车辆的纵倾角和升沉量的数值计算结果及相应的车体姿态如图 9 所示。当流速为 1 km/h 时，纵倾角和升沉量分别为 2.85° 和 0.037 m，表明车辆处于正浮状态。随着流速逐渐增大，纵倾角和升沉量逐渐减小，直到流速达到 9 km/h 时，纵倾角和升沉量转为负值，分别为 -0.84° 和 -0.048 m。此时，车体的纵向稳定性已接近临界点，进一步增大流速可能导致失稳现象的发生(见图 7(f))。

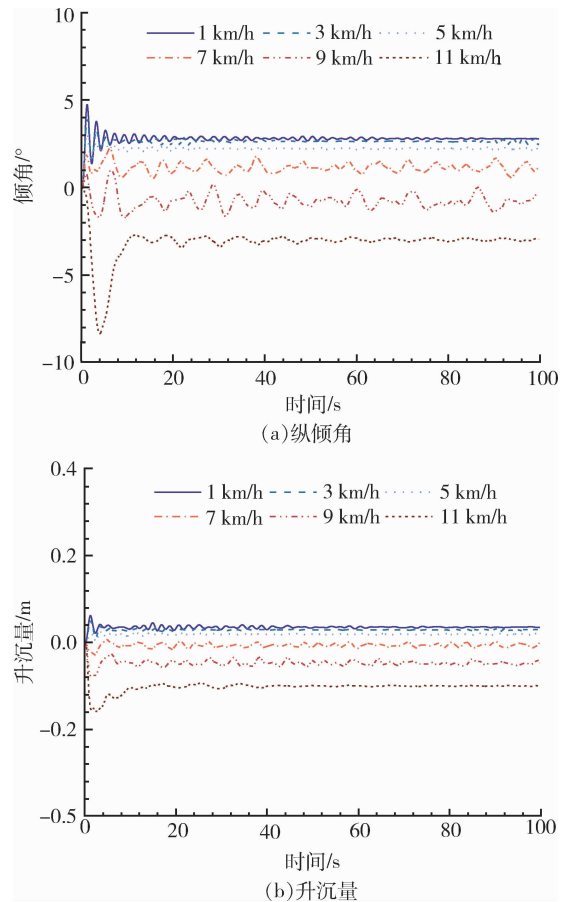


图 8 不同流速下纵倾角和升沉量随时间的变化趋势  
Fig. 8 Time Trend of Pitch Angle and Heave at Different Flow Speeds

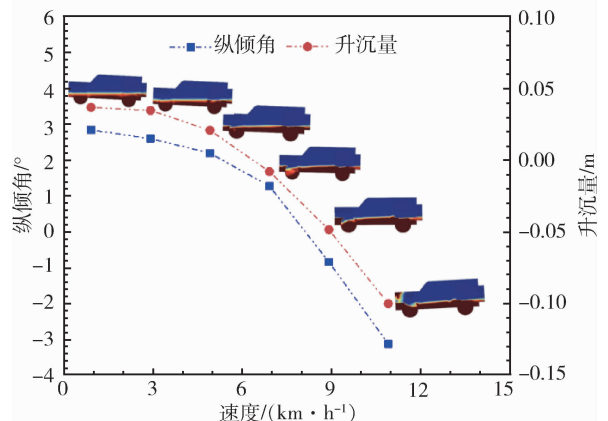


图 9 稳定状态下不同流速下的纵倾角和升沉量分布  
Fig. 9 Distribution of Pitch Angle and Heave at Different Steady-State Flow Speeds

## 2.2 航行快速性

快速性是指两栖车辆在发动机功率一定的条件下, 保持一定速度航行的能力, 其主要取决于水阻力、推进效率和发动机功率<sup>[2]</sup>. 本节将重点探讨水阻力与航速之间的关系. 当两栖车辆在水面上匀速航行时, 其受到的水阻力  $R$  包括空气阻力  $R_{\text{air}}$ 、摩擦阻力  $R_f$ 、形状阻力  $R_s$  和兴波阻力  $R_w$ :

$$R = R_{\text{air}} + R_f + R_s + R_w \quad (9)$$

空气阻力在水阻力中所占比例极小, 通常可以忽略不计. 摩擦阻力  $R_f$  与水的黏性特性密切相关, 是作用在车辆水下湿表面上的全部切向力的总和. 形状阻力  $R_s$  则来源于车体几何形状的影响, 流体绕过车体时, 由于表面流动的分离和涡流的形成, 会导致物体前后压力分布的差异, 从而形成形状阻力. 此外, 车辆航行过程中, 车体与水体的相互作用会导致波浪的产生, 这些波浪会进一步改变车体表面的压力分布. 例如, 车首部的波峰会导致局部压力升高, 而车尾部的波谷则使局部压力降低, 从而产生前后部之间的流体动压力差. 这种由波浪引起的压力不对称分布所产生的逆向阻力被称为兴波阻力  $R_w$ .

在使用 STAR-CCM + 软件进行阻力计算时, 所得结果包括压差阻力(即兴波阻力与形状阻力)及剪切力(即摩擦力与空气阻力), 但无法进一步拆分兴波阻力与形状阻力. 为了解决这一问题, 本文采用了“叠模法”进行拆解分析. 该方法假设车辆在均匀水体中运动, 而非在水-空气交界面上的实际航行, 从而可以单独获得形状阻力的值. 具体而言, 叠模法通过从总阻力计算中提取车辆水下体积, 并在相同计算域中设置上表面为对称面条件, 从而拆解出形状阻力. 此方法有效地拆分了兴波阻力与形状阻力, 为两栖车辆的减阻设计优化提供了重要依据.

图 10 给出了车辆所受的总体水平力和垂向力随数值模拟时间的变化趋势. 从图 10(a) 可以看出, 车辆的水平力(即水阻力)在约 40 秒时趋于稳定. 垂向力(浮力)在约 4 秒后基本保持稳定, 数值约为 24 946 N, 略低于车辆的重力(27 450 N). 这一现象可能与车辆在水中航行时的运动效应相关, 特别是在兴波压力和尾流效应的作用下, 车辆周围的平均流体压力会有所降低, 尤其是在尾部区域, 导致总浮力略低于静态理论值.

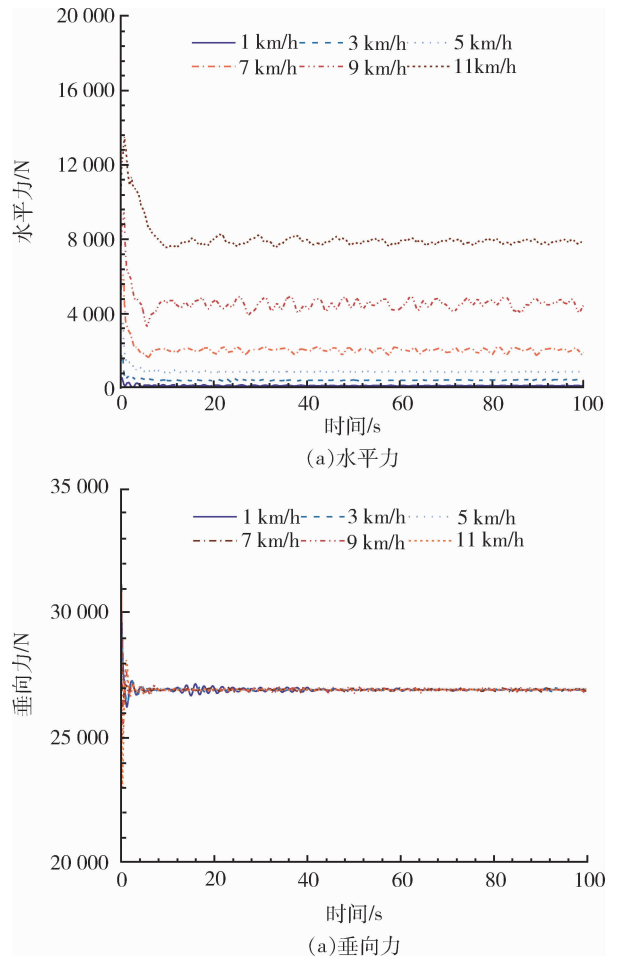


图 10 不同流速下车体水平力和垂向力随时间的变化  
Fig. 10 Time Variation of Horizontal and Vertical Forces on Vehicle Body at Different Flow Speeds

图 11 给出了采用“叠模法”拆解得到的不同速度下各阻力成分的变化趋势. 从图中可见, 当流速小于或等于 7 km/h 时, 总阻力曲线与形状阻力曲线几乎重合, 这表明在低速情况下, 两栖越野车的阻力主要由流动分离和尾涡引起. 随着速度逐步增大, 兴波阻力逐渐显现, 总阻力曲线开始偏离形状阻力曲线. 图 12 进一步给出了各阻力成分所占比例随速度变化的趋势. 从图中可以看出, 当速度小于 7 km/h 时, 形状阻力占比超过 94%, 而兴波阻力、摩擦阻力和空气阻力的占比极小, 分别约为 3%、4% 和 2% 以下; 随着速度增加至 7 km/h, 兴波阻力的占比逐渐上升至 8%; 当速度进一步增大至 11 km/h 时, 兴波阻力占比增加到约 26%. 总体而言, 两栖越野车的航行阻力主要由形状阻力和兴波阻力构成, 摩擦阻力和空气阻力的影响较小. 在航速低于 7 km/h 时, 航行阻力主要由形状阻力决定, 而当航速达到 9 ~ 11 km/h 时, 兴波阻力的影响开始变得不可忽视.

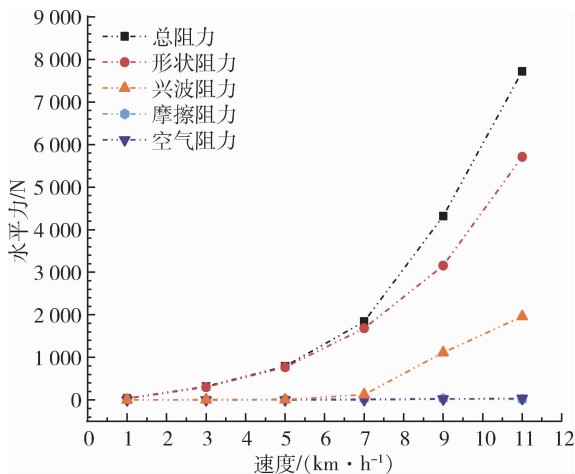


图 11 各阻力成分随速度的变化趋势  
Fig. 11 Trend of Resistance Components with Speed

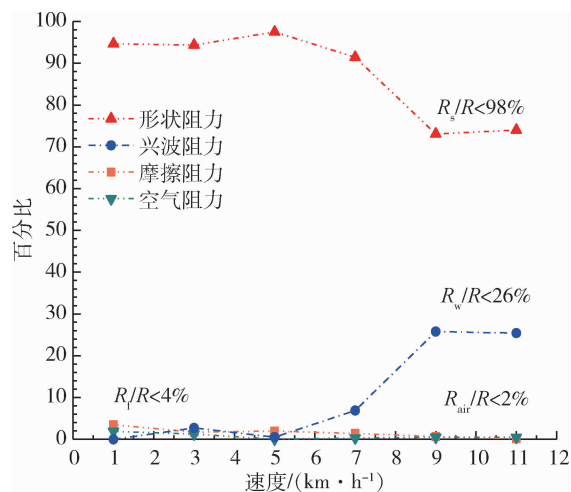


图 12 各阻力成分所占百分比随速度的变化规律  
Fig. 12 Percentage of Resistance Components with Speed

此外,通过对计算得到的形状阻力  $R_s$  和兴波阻力  $R_w$  成分进行最小二乘法优化,可以得到二者与速度的拟合关系式为

$$\begin{aligned} R_w &= 23.9U^{3.97} \\ R_s &= 278.5U^{2.70} \end{aligned} \quad (10)$$

即兴波阻力与速度的 3.97 次方成正比,形状阻力与速度的 2.70 次方成正比.这与 AD688965 报告<sup>[23]</sup>中的实验结果有所区别,报告中指出两栖车辆的形状阻力约与速度的 1.8 次方成正比,而兴波阻力近似与速度的 4 次方成正比.当前仿真结果中的兴波阻力与速度的关系中的比例因子与报告中的结果基本一致,但形状阻力的拟合因子存在较大差异.这一差异可能主要源于车体外形的显著不同,而形状阻力对外形的敏感性较高.

### 3 结论

本文基于商业 CFD 软件 STAR-CCM+, 结合重叠网格技术和 DFBI 六自由度运动模型,研究了不同航速下某型号两栖越野车在开放升沉和纵倾两个自由度下的航行稳定性(航行姿态)与快速性(航行水阻力),得到了以下结论.

①两栖越野车的航行稳定性主要取决于车体姿态,车体的运动姿态主要取决于浮心和重心相对位置的变化.在较低流速(如 1 km/h ~ 7 km/h)条件下,车辆表现为车头上翘、车尾下沉的姿态.当流速增大至 9 km/h 时,车体趋于正浮状态,表明车体增大的回复力矩增强了车体的稳定性.然而,当流速进一步增大至 11 km/h 后,车辆出现了车头下沉的首倾现象,纵倾角迅速增大,继续增大流速可能会导致纵向失稳.此外,随着流速增大,车体重心略微上升,而浮心则略微下降.

②车辆姿态的变化主要受到尾流水动力特性的影响,而尾流特性与车辆运动姿态密切相关,即,车体在水面的航行过程是一个典型的流-固双向耦合问题.在较低流速下(1 km/h、3 km/h、5 km/h 和 7 km/h),车尾未形成明显的兴波,车体尾部的流动较为平稳.在流速为 1 km/h 和 3 km/h 时,几乎可以忽略车体尾流的扰动.而随着流速增大至 9 km/h 后,车尾的兴波极为显著;尤其是在 11 km/h 时,车头出现上水现象,波形变得更为复杂,这表明车体受到了更强的流体力学作用.

两栖越野车在水面匀速航行时受到的阻力由形状阻力和兴波阻力主导,而摩擦阻力和空气阻力的影响较小.研究表明,当航速不超过 7 km/h 时,总阻力几乎由形状阻力决定,其占比超过 94%;兴波阻力、摩擦阻力和空气阻力的占比分别不足 3%、4% 和 2%.随着速度增大,兴波阻力也迅速增大,其占比在流速 11 km/h 时增加到约 26%,成为影响总阻力的重要因素.

#### 参考文献:

- [1] 王涛,徐国英,郭齐胜.两栖车辆水上动态性能数值模拟方法及其应用[M].北京:国防工业出版社,2009.
- [2] 杨楚泉.水陆两栖车辆原理与设计[M].北京:国防工业出版社,2003.

- [3] 徐海军, 徐小军, 徐黎洋, 等. 基于构型创新的水陆两栖无人平台减阻增速技术 [J]. 中国科学: 技术科学, 2023, 53(8): 1272-1283.
- [4] 李玉良, 潘双夏. 基于流体体积的两栖车辆阻力并行数值计算 [J]. 浙江大学学报, 2006, 40(8): 1333-1338.
- [5] 王涛, 徐国英, 姚新民, 等. 两栖车两相绕流场的模拟与水上快速性分析 [J]. 机械工程学报, 2008, 44(12): 168-172.
- [6] 宋桂霞, 赵又群, 吴珂. 两栖车辆阻力水气两相流三维数值模拟 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2008, 29(9): 907-928.
- [7] 高富东, 姜乐华, 潘存云. 基于计算流体动力学的两栖车辆水动力特性数值计算 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(5): 134-139.
- [8] MORE RR, ADHAV P, SENTHILKUMAR K, et al. Stability and drag analysis of wheeled amphibious vehicle using cfd and model testing techniques [J]. Applied Mechanics and Materials, 2014: 592-594; 1210-1219.
- [9] 袁潇龙, 张敏弟. 防浪板对两栖车航行特性影响的研究 [J]. 车辆与动力技术, 2014(2): 15-28.
- [10] 彭锬, 刘影. 尾翼板对轮式两栖车辆航行阻力特性影响的研究 [J]. 车辆与动力技术, 2014(4): 15-24.
- [11] 黄东彦, 孙旭光, 邱思聪, 等. M型超高速两栖车辆静水航行数值计算分析 [J]. 科学技术与工程, 2024, 24(31): 13376-13383.
- [12] 吴珂, 宋桂霞, 赵又群. 基于流体仿真的两栖车车轮收起前后阻力对比分析 [J]. 系统仿真技术, 2007, 3(4): 187-191.
- [13] 郑翔玉, 贾小平, 刘西侠. 小型高速两栖车水上行驶阻力数值模拟 [J]. 舰船科学技术, 2008, 30(3): 139-142.
- [14] 康忠, 冯付勇, 杨志勇, 等. 高速两栖轮式车静水航行阻力特性分析 [J]. 车辆与动力技术, 2020(3): 11-14.
- [15] XU HAIJUN, XU LIYANG, FENG YIKUN, et al. Influence of a walking mechanism on the hydrodynamic performance of a high-speed wheeled amphibious vehicle [J]. Mechanical Sciences, 2023, 14: 277-292.
- [16] 李玉良, 潘双夏. 提高两栖车辆水上行驶速度的车体设计方案研究 [J]. 2007, 28(9): 1116-1121.
- [17] 刷冬梅, 项昌乐, 周鹏飞, 等. 纵倾角对轻型轮式两栖车辆的阻力特性影响研究 [J]. 兵工学报, 2015, 36(1): 19-26.
- [18] 徐国英, 王俊, 周景涛. 基于 CFD 的两栖车辆阻力和浮态数值模拟 [J]. 舰船科学技术, 2006, 28(4): 22-25.
- [19] 赵彬, 张敏弟, 刷冬梅. 基于动网格的两栖车航行姿态数值模拟 [J]. 兵工学报, 2015, 36(3): 412-420.
- [20] 王少新, 金国庆, 王涵, 等. 双车厢两栖车静水直航下的水动力性能研究 [J]. 兵工学报, 2020, 41(3): 434-441.
- [21] HIRT C W, NICHOLS B D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries [J]. Journal of Computational Physics, 1981, 39(1): 201-225.

文章编号: 1009-4687(2025)02-0032-07

# 螺栓连接界面多因素耦合力学特性与参数标定研究

靳利园<sup>1</sup>, 张希洋<sup>1</sup>, 王杭<sup>2</sup>, 王彩锋<sup>1</sup>

(1. 北京遥感设备研究所, 北京 100039; 2. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

**摘要:** 精导装备由许多零部件按一定的功能要求组装, 零件与零件间通过某种方式连接在一起, 如螺栓(钉)接合等, 从而形成接合面, 除了零件本身的特性之外, 连接界面对整机动态特性的影响很大, 有时甚至成为整体强度的薄弱环节。因此, 螺栓连接界面力学特性的研究是装备动力学、静力学从零部件分析走向整体分析所要解决的关键技术问题之一。文中针对螺栓预紧力连接界面力学特性进行了深入的研究, 采用准静态拉伸试验, 对螺栓连接界面结构样件进行拉伸、剪切分析研究。建立了拉伸型与剪切型螺栓连接界面力学有限元数值模型并进行了验证修正, 研究成果为精导装备界面力学性能精确仿真提供支撑。

**关键词:** 精导装备; 螺栓连接; 界面力学; 试验研究; 有限元分析

中图分类号: V414.1

文献标识码: A

## Research on Multi-Factorial Coupling Mechanical Characteristics and Parameter Calibration of Bolted Joint Interfaces

JIN Liyuan<sup>1</sup>, ZHANG Xiyang<sup>1</sup>, WANG Hang<sup>2</sup>, WANG Caifeng<sup>1</sup>

(1. Beijing Institute of Remote Sensing Equipment, Beijing 100039, China;

2. School of Mechanical Engineering Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

**Abstract:** Precision-guided equipment is composed of numerous components assembled according to specific functional requirements. These components are interconnected through fastening methods such as bolted or riveted joints, forming interfacial connections. In addition to the inherent properties of the individual components, the mechanical behavior of these connection interfaces significantly influences the overall dynamic characteristics of the equipment. In some cases, these interfaces may even become weak points affecting the structural integrity of the entire system. Therefore, investigating the mechanical characteristics of bolted joint interfaces is one of the key technical challenges in transitioning from component-level to system-level analysis in equipment dynamics and statics. This study focuses on the mechanical behavior of preloaded bolted joint interfaces. Through quasi-static tensile testing, the tensile and shear behaviors of bolted joint interface specimens were thoroughly analyzed. Furthermore, finite element numerical models for both tensile and shear-type bolted joint interfaces were developed, validated, and refined. The research findings provide essential support for achieving accurate simulations of the mechanical performance of interfaces in precision-guided equipment.

**Key words:** precision guide equipment; bolted connection; interface mechanics; experimental research; finite element analysis

收稿日期: 2025-01-15

基金项目: 国防基础科研计划基金资助项目 (JCKY2021204B032).

作者简介: 靳利园 (1994), 男, 工程师, 研究方向为航天设计与力学仿真; 张希洋 (1990), 男, 高级工程师, 研究方向为航天结构与热耦合理论与仿真。

通信作者: 王杭 (2000), 男, 硕士研究生, 研究方向为航天结构振动理论与仿真。

Received: 15 Jan 2025/Revised: 14 Mar 2025/Accepted: 15 Apr 2025/Published online: 25 May 2025/Printpublished: 25 Jun 2025

美国在禁核试验后所提出的 ASC 计划, 带动了连接结构动力学的深层次研究. SANDIA 国家实验室在“关于发展连接结构预测模型的方法论”的白皮书中指出: 在武器和其他复杂机械系统的应用领域中, 连接界面力学极其重要. 目前连接界面力学的研究还不足, 这给动力学模拟的正确预测带来困难<sup>[1-2]</sup>. 国外在该方向的主要研究机构有: SANDIA 国家实验室、伊利诺伊大学、帝国理工学院、斯图加特大学等. 自 2000 年以来, 上述机构已组织了数次“连接结构动力学”的专题研讨会, 并出版了连接结构动力学的专著. 连接界面力学特性的研究是装备动力学从零部件分析走向整体分析所要解决的关键技术问题之一<sup>[3-6]</sup>.

精导装备接合面上不同的零部件之间绝大多数采用螺栓连接的形式, 螺栓的占比很大, 螺栓预紧力装配界面的力学特性是整个精导装备动态特性的重要组成部分, 对精导装备的瞄准精度起到至关重要的作用<sup>[7-8]</sup>. 近年来, 关于螺栓连接界面力学的研究很多, 研究者们通过有限元法和试验的方法对螺栓连接界面力学开展了相关研究, 但研究侧重点主要在于预紧力作用下螺栓本身的松动及卡滞行为等, 对于螺栓连接界面整体力学特性的研究相对较少, 且未能建立简洁清晰的螺栓连接界面仿真模型<sup>[9-12]</sup>. 因此, 针对精导装备工程应用场景的常见金属被连接件螺栓界面, 本研究以试验结合理论与仿真的方法开展, 对螺栓连接界面力学性能的影响因素进行定量分析, 其影响因素包括结合面承受动态力的特性、被连接件材料、预紧力的大小、垫片和胶水组合. 同时, 建立了拉伸型与剪切型螺栓连接界面力学有限元数值模型, 通过数值计算和实验

验证的方式优化完善了界面力学模型, 标定了 4 种常用材料被连接件剪切型螺栓界面的摩擦系数. 本研究成果为精导装备界面力学性能精确仿真提供支持.

## 1 螺栓预紧力连接界面力学特性理论分析

### 1.1 螺栓预紧力基本理论

螺栓预紧力是螺栓连接设计中的核心理论, 指通过施加初始预紧力, 使螺栓在安装后保持一定的轴向拉力和连接件之间的压缩力, 从而提升连接性能.

根据工程设计经验, 螺栓预紧力一般取螺栓屈服载荷的 60% 到 80%<sup>[14]</sup>.

$$F_{\text{pre}} = \alpha F_y \quad (1)$$

式中,  $\alpha$  为预紧系数, 通常取 0.6 ~ 0.8.

$$F_y = A_s \sigma_y \quad (2)$$

式中:  $F_y$  为螺栓屈服载荷;  $A_s$  为螺栓的受力面积;  $\sigma_y$  为螺栓材料的屈服强度. 预紧扭矩与预紧力的关系通过经验公式表示为

$$T = KFd \quad (3)$$

式中:  $T$  为扭矩, N·m;  $K$  为扭矩系数 (取 0.15 ~ 0.2, 取决于螺纹摩擦和接触面摩擦情况);  $F$  为预紧力, N;  $d$  为螺栓的直径, m.

本文所研究的连接螺栓均为 ISO 3506 标准 A4-80 高强度不锈钢螺栓, 屈服强度为 650 MPa, 抗拉强度 800 MPa. 螺称型号为 M2/M3/M4, 因此根据工程设计, 得出螺栓标准预紧力及螺栓预紧力设计值, 如表 1 所示.

表 1 螺栓预紧力标准值及螺栓预紧力设计值  
Table 1 Standard and Design Values of Bolt Preload

螺栓型号	标准预紧扭矩 $T_{\text{pre}} / (\text{N} \cdot \text{m})$	标准预紧力 $F_{\text{pre}} / \text{N}$	0.5 倍标准预紧力 $0.5F_{\text{pre}} / \text{N}$	0.25 倍标准预紧力 $0.25F_{\text{pre}} / \text{N}$
M2	0.36	900	450	225
M3	1.19	1983	992	496
M4	2.60	3250	1625	813

### 1.2 界面接触力学模型

界面接触力学理论是螺栓连接界面力学特性分析的理论, 通过理论分析建立数学模型来分析和预测接触面上的力学响应是界面接触力学研究的核心目标. 本文所考虑的接触力学模型为赫兹接触理论、库仑摩擦模型<sup>[9]</sup>. 赫兹接触理论提供了弹性材料在简单几何接触条件下的压力分布、接触区

域和变形量的解析解. 赫兹理论假设两物体的接触面为球形或椭圆形, 材料为均质和各向同性, 其赫兹理论接触力  $F$  为

$$F = k\delta^{3/2} \quad (4)$$

式中:  $\delta$  为接触变形量;  $k$  为接触刚度.

接触区域半径  $a$  为

$$a = \left( \frac{3F}{4E^*} \right)^{1/3} \quad (5)$$

式中,  $E^*$  是等效弹性模量, 取决于两物体的弹性模量  $E_1$  和  $E_2$  以及它们的泊松比  $\nu_1$  和  $\nu_2$ 。

库伦摩擦模型用于描述接触面上的摩擦力. 该模型假设摩擦力与法向力成比例, 且摩擦系数是常数. 摩擦力表示为

$$F_f = \mu F_n \quad (6)$$

式中:  $\mu$  为摩擦系数;  $F_n$  为接触法向力.

## 2 螺栓预紧力连接界面力学特性试验

本文设计了螺栓预紧力连接界面的样件, 连接形式包括拉伸型和剪切型两类, 如图 1 所示. 其中, 螺栓类型分为 M2/M3/M4 三种, 被连接样件基材为铝合金、AZ42M 镁合金(铝含量 4%, 锌含量 2%)、LA103 W 铝锂合金(锂含量约为 1.0%)、MB15 镁合金. 螺栓预紧力以 0.25、0.5、1 倍标准预紧力作为变量, 开展螺栓预紧力连接界面力学特性试验.

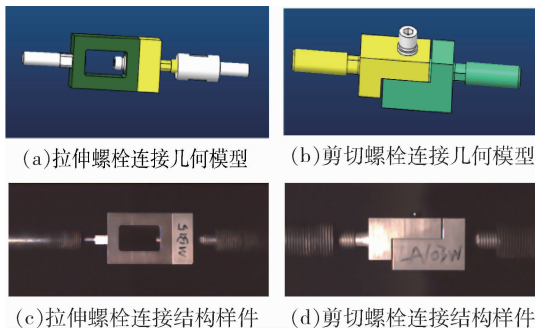


图 1 拉伸型及剪切型螺栓连接模型与结构样件  
Fig. 1 Tensile and Shear-type Bolted Connection Models and Structural Specimens

准静态拉伸实验模拟了在缓慢加载条件下, 螺栓预紧力连接界面的拉伸行为. 准静态拉伸力学性能实验装置主要包括万能材料试验机, 设备参数如表 2 所示.

表 2 电子万能材料试验机设备参数  
Table 2 Parameters of Electronic Universal Testing Machine

参数项目	设备参数
设备编号	20124475
设备名称	电子万能材料试验机
设备型号	INSTRON5985
英文名称	Electronic universal material testing machine
归属平台	北京理工大学冲击环境材料技术实体实验室
技术指标	25 吨, 室温至 1000 °C
生产厂商	英斯特朗
产地	中国

在螺栓连接中, 剪切型和拉伸型负载分别代表了两种常见的载荷类型, 它们对螺栓的受力模式和连接性能有不同的影响. 拉伸型负载的作用力平行于螺栓的轴线, 剪切型负载的作用力垂直于螺栓轴线, 平行于连接界面. 对于拉伸型螺栓界面, 滑移指连接部件之间沿轴向的相对移动, 伴随着螺杆和螺母的伸长或松动. 在螺栓弹性变形阶段, 螺杆的轴向拉伸变形随着外载荷增加而增大, 连接件保持贴合, 没有明显滑移; 外载荷持续增大, 螺杆超过材料屈服应力点, 产生塑性变形, 此时螺杆发生了不可恢复的变形, 屈服点为拉伸型螺栓界面能承受的最大载荷. 在本文的精导装备螺栓连接工程应用背景下, 螺栓连接界面不允许发生压溃屈服, 工作载荷应处在弹性区间内, 因此弹性阶段的最大载荷为螺栓界面力学特性的关键指标. 同时, 拉伸屈服最大应力点作为判断螺栓连接界面失效的参考指标.

对于剪切型螺栓界面, 滑移通常发生在被连接件的接触面处, 被连接部件沿剪切方向发生相对位移, 滑移发生前, 摩擦力限制被连接件的相对滑移, 滑移后, 螺杆横截面发生明显剪切变形, 剪切面接触处可能发生局部压溃, 产生局部微裂纹; 外载荷持续增大, 螺栓可能逐步断裂. 精导装备的光学及雷达高精密器件与机械支撑结构以螺栓形式相连形成接合面, 为保证制导的精确性精密器件在功能上不允许界面有滑移发生, 因此本文所研究的结合面力学特性重点关注界面的滑移特征, 同时也将屈服段最大承剪力作为判断螺栓连接界面失效的参考指标.

铝合金-铝合金拉伸型螺栓连接界面准静态拉伸的试验结果如图 2 所示.

图 2 的拉伸型螺栓界面准静态拉伸实验结果表明, 弹性阶段内, M2 拉伸型螺栓界面最大承受拉力为 1 290 N, M3 型的最大承受拉力为 3 310 N, M4 型的最大承受拉力为 5 910 N; 由螺杆的公称小径, 弹性阶段最大承受拉应力 M2 型为 668.9 MPa, M3 型为 696.9 MPa, M4 型为 757.8 MPa.

当外载荷持续增大, M2 拉伸型螺栓界面进入屈服阶段, 最后发生断裂, M2、M3、M4 型螺栓能够承受的最大拉力分别为 1 480 N、3 760 N、7 350 N.

铝合金-铝合金剪切型螺栓连接界面准静态拉伸的试验结果如图 3 所示.

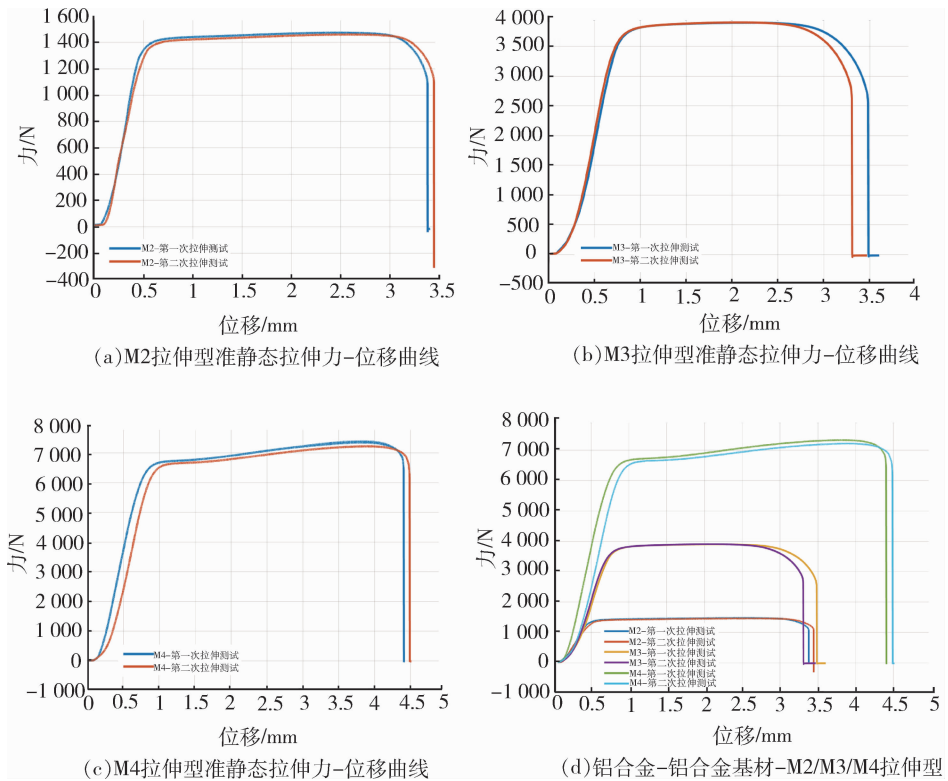


图 2 铝合金-铝合金基材-M2/M3/M4 拉伸型螺栓界面准静态拉伸实验力-位移曲线  
 Fig. 2 Force-Displacement Curves of Quasi-static Tensile Test for Aluminum-Aluminum Tensile Bolt Interfaces (M2/M3/M4)

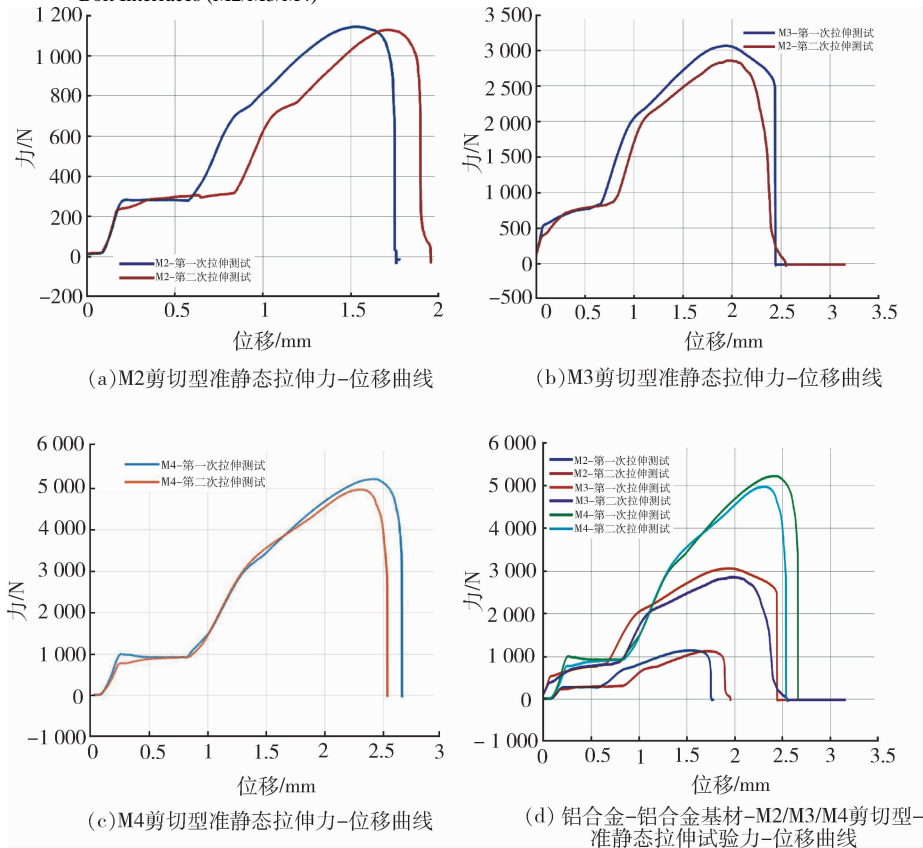
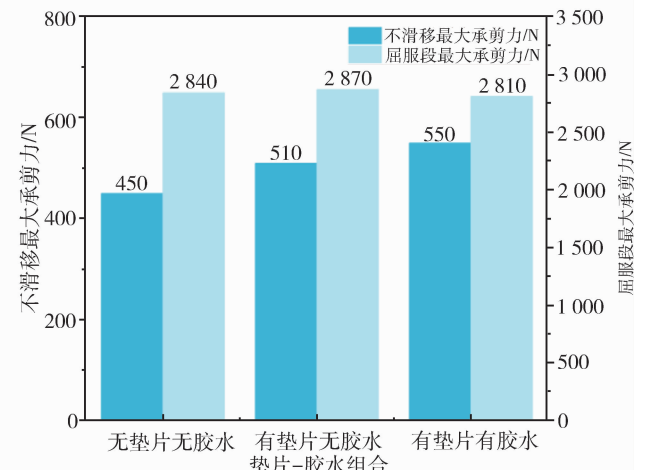
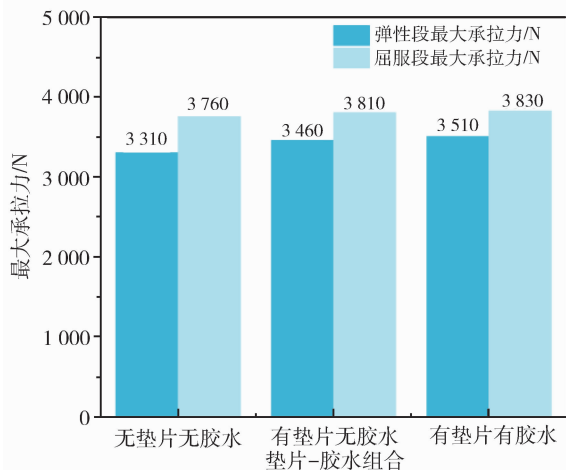
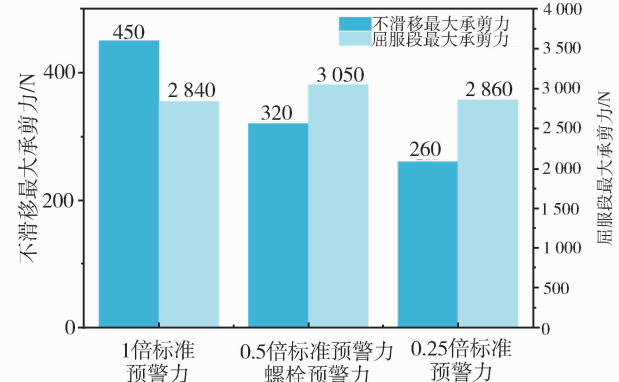
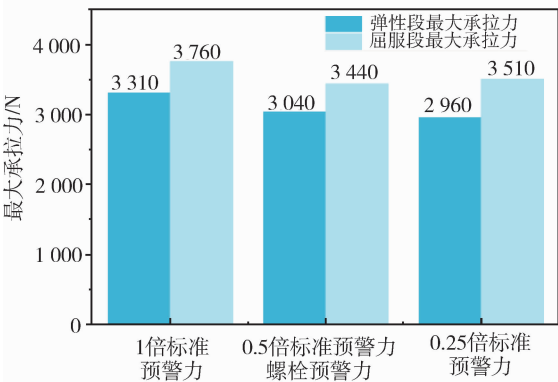
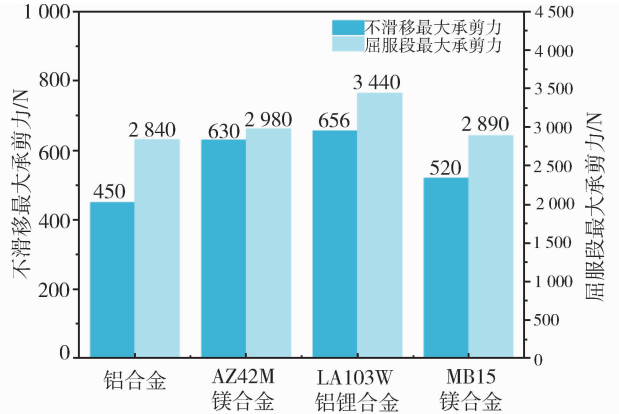
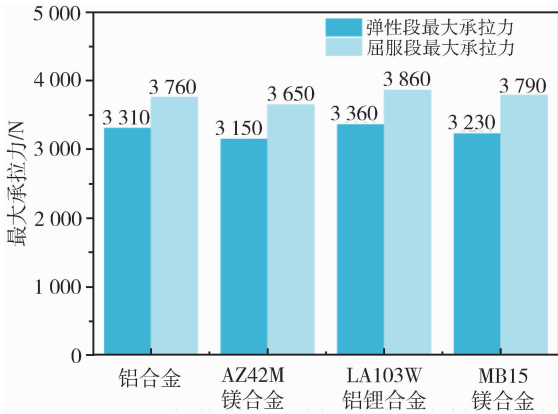


图 3 铝合金-铝合金基材-M2/M3/M4 剪切型螺栓界面准静态拉伸实验力-位移曲线  
 Fig. 3 Force-Displacement Curves of Quasi-static Tensile Test for Aluminum-Aluminum Shear Bolt Interfaces (M2/M3/M4)

图 3 的剪切型螺栓界面准静态拉伸实验结果表明, 两次拉伸测试的力 - 位移曲线存在一定的偏差, 对两次测试的结果取平均值, 得到发生第一次滑移时, 剪切型螺栓不滑移最大承剪力: M2 为 245 N、M3 为 450 N、M4 为 890 N. 随着外载荷持续增大, 螺栓承受剪切应力发生剪切变形直至发生屈服压溃, M2、M3、M4 型螺栓最大承剪力分别为 1150 N、2840 N、5270 N.

与前文所述试验流程相同, 设计多组螺栓连接界面试验, 型号均采用 M3 型螺栓. 试验变量为: 被连接样件基材为铝合金、AZ42M 镁合金、LA103W 铝锂合金、MB15 镁合金; 螺栓预紧力为 0.25、0.5、1 倍标准预紧力; 垫片、胶水的组合影响. 经电子万能拉伸型螺栓界面与剪切型螺栓界面的准静态拉伸试验结果如图 4 所示.



(a) 拉伸型螺栓界面最大承拉力-被连接件材料

(b) 剪切型螺栓界面最大承拉力-被连接件材料

(c) 拉伸型螺栓界面最大承拉力-螺栓预紧力

(d) 剪切型螺栓界面最大承拉力-螺栓预紧力

(e) 拉伸型螺栓界面最大承拉力-垫片胶水组合

(f) 剪切型螺栓界面最大承拉力-垫片胶水组合

图 4 拉伸型和剪切型螺栓界面准静态拉伸试验结果  
 Fig. 4 Quasi-static Tensile Test Results of Tensile and Shear Bolt Interfaces

在开展多组螺栓连接界面的准静态拉伸试验研究后(如图4所示),得到以下结论:

①对于拉伸型螺栓连接界面,本文研究的4种被连接件材料对于界面力学性能影响较小。对于剪切型螺栓连接界面,4种被连接件材料中,LA103W铝锂合金发生第一次滑移时的界面滑移力最大,其次是AZ42M镁合金、MB15镁合金,铝合金。

②对于拉伸型螺栓连接界面,在1倍标准预紧力的情况下弹性段最大承拉力与屈服段最大承拉力均为最大,其中弹性段最大承拉力大于0.5倍标准预紧力情况下承拉力8.88%,屈服段最大承拉力大于0.5倍标准预紧力情况下承拉力9.30%,而0.5倍与0.25倍标准预紧力的情况最大承拉力相近。

③对于剪切型螺栓连接界面,界面接触状态直接决定了界面发生第一次滑移时的滑移力,因此螺栓预紧力大小显著影响界面滑移力大小。1倍标准预紧力的界面滑移力比0.5倍标准预紧力的情况下大40.6%,而0.5倍标准预紧力的界面滑移力比0.25倍标准预紧力的情况下大23.08%。

④垫片与胶水对拉伸型螺栓连接界面力学特性的影响效果有限,而对剪切型螺栓连接界面力学特性的影响效果体现在:界面发生第一次滑移时,有垫片有胶水的情况下不滑移最大承剪力比有垫片无胶水的情况大7.84%,比无垫片无胶水的情况大22.22%。

### 3 理论模型建立与数值模拟验证

本文采用功能强大的三维软件建立拉伸型、剪切型螺栓界面模型,通过有限元软件建立数值计算模型,其中拉伸型有限元单元总数59284,节点总数12810;剪切型有限元单元总数36237,节点总数8241。基于前文理论建立界面接触模型,载荷边界设置为一端固定约束,另一端设置为准静态拉伸位移载荷,其中螺栓部分施加预紧力约束和螺纹修正。有限元仿真计算模型如图5所示,其中,图5(a)为拉伸型,图5(b)为剪切型。仅在标准预紧力作用下,M4螺栓拉伸型界面和剪切型界面的应力云图如图6和图7所示。

在被连接件为铝合金-铝合金、1倍标准预紧力的条件下,拉伸型M2/M3/M4螺栓界面的准静态拉伸有限元仿真力-位移曲线如图8所示,并与实验数据对比,其中虚线为仿真数据,实线为实验数据,仿真模型与实验测试数据具有较高的符合度。

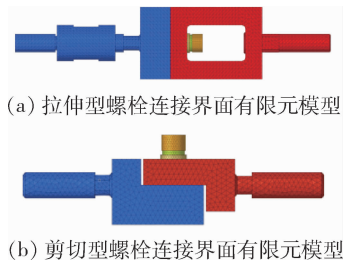


图5 栓连接界面有限元模型

Fig. 5 Finite Element Model of Bolted Connection Interface

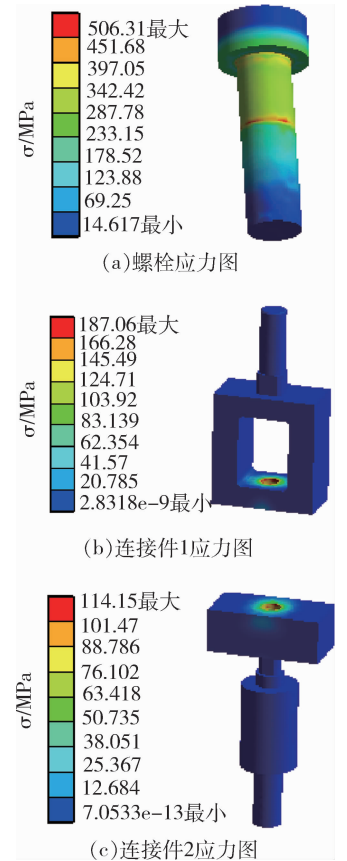


图6 拉伸型螺栓连接界面预紧力作用下的应力云图  
Fig. 6 Stress Cloud Diagram of Tensile Bolt Interface Under Preload

剪切型螺栓界面的准静态拉伸有限元仿真,重点关注界面发生第一次滑移时的载荷力,根据第1节关于界面接触力学模型,剪切型螺栓界面发生滑移时能够承受的最大外载荷力与接触摩擦状态显著相关。在有限元模型中,被连接件之间、螺栓头与被连接件之间均设置为摩擦接触,接触面允许滑动、分离,受摩擦力约束,接触算法设置为罚方法,其稳定性高,利用虚拟弹簧在接触面间传递力。接触设置中的关键参数摩擦系数直接决定接触面间的滑动阻力,依据被连接件的材料对摩擦系数进行初步设定,设定参数如表3所示。通过进行剪切型螺栓界面的准静态拉伸仿真,提取界面发生第一次滑移

时的界面滑移力, 仿真结果如表 4 所示. 不断调整模型中的摩擦系数, 将仿真结果与试验结果进行对比验证, 最终得到剪切型螺栓界面不滑移最大承剪力如图 9 所示, 相应摩擦系数如表 5 所示.

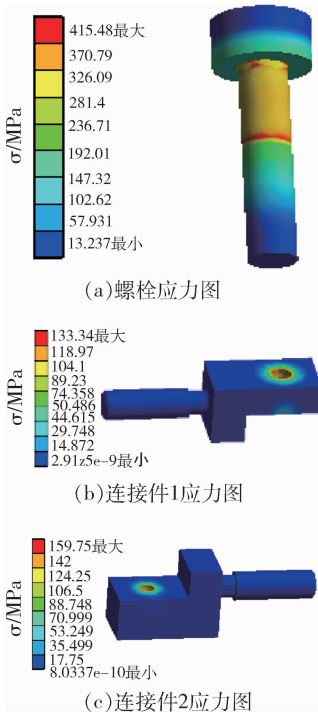


图 7 剪切型螺栓连接界面预应力作用下的应力云图  
Fig. 7 Stress Cloud Diagram of Shear Bolt Interface Under Preload

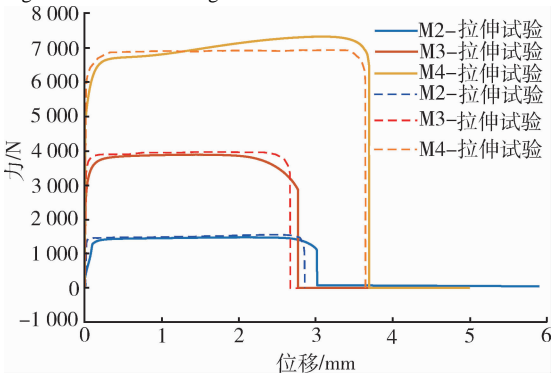


图 8 拉伸型 M2/M3/M4 螺栓界面的准静态拉伸有限元仿真力-位移曲线

Fig. 8 Force-Displacement Curves of Finite Element Simulation for Quasi-static Tensile Test of Tensile Bolt Interfaces (M2/M3/M4)

表 3 剪切型螺栓界面摩擦系数初步设定  
Table 3 Initial Friction Coefficient Settings for Shear-type Bolt Interfaces

被连接件	AZ42M	LA103W	MB15
材料	铝合金	铝锂合金	镁合金
摩擦系数 $\mu$	0.3	0.45	0.33

表 4 剪切型螺栓界面发生第一次滑移时的滑移力  
Table 4 Slip Force at First Slip of Shear-type Bolt Interfaces

被连接件材料	AZ42M	LA103 W	MB15
材料	镁合金	铝锂合金	镁合金
不滑移最大承剪力 $F_q$ /N	495	697	598

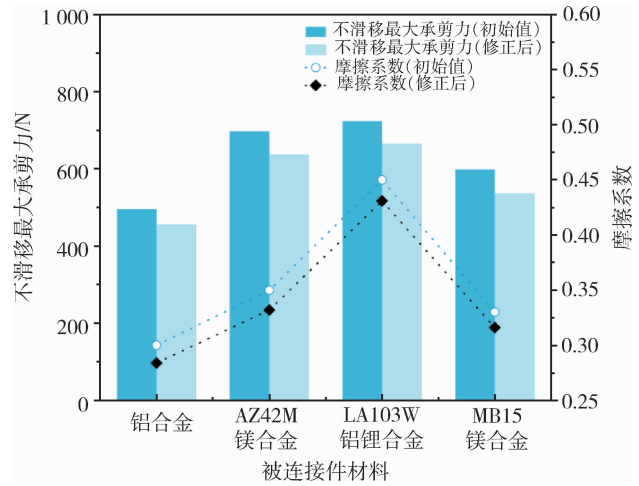


图 9 剪切型螺栓界面不滑移最大承剪力及相应摩擦系数  
Fig. 9 Maximum Shear Force Without Slip and Corresponding Friction Coefficient for Shear Bolt Interfaces

表 5 剪切型螺栓界面发生第一次滑移的滑移力与相应摩擦系数

Table 5 Slip Force and Corresponding Friction Coefficient at First Slip of Shear-type Bolt Interfaces

被连接件材料	铝合金	AZ42M 镁合金	LA103 W 铝锂合金	MB15 镁合金
摩擦系数	0.284	0.332	0.431	0.316
不滑移最大承剪力 $F_q$	455	636	664	535

## 4 结论

本文针对螺栓预紧力连接界面为研究对象, 以拉伸试验并结合仿真的研究方法, 研究了常用被连接件材料, 螺栓预紧力, 垫片和胶水对于螺栓连接界面力学特性的影响. 本文主要得到以下成果及结论:

①螺栓预紧力对于拉伸型与剪切型螺栓连接界面的影响均较为显著, 对于拉伸型螺栓界面, 1 倍标准预紧力情况下弹性段最大承拉力大于 0.5 倍标准预紧力的承拉力 8.88%, 屈服段最大承拉力大于 0.5 倍标准预紧力情况下的承拉力 9.30%. 对于剪切型螺栓连接界面, 1 倍标准预紧力情况下不滑移最大承剪力比 0.5 倍标准预紧力大 40.6%, 而 0.5 倍标准预紧力情况下不滑移最大承剪力比 0.25 倍标准预紧力大 23.08%.

②垫片与胶水对拉伸型螺栓连接界面力学特性的影响效果有限, 而对剪切型螺栓连接界面影响显著. 界面发生第一次滑移时, 有垫片有胶水的情况下不滑移最大承剪力比有垫片无胶水的情况大 7.84%, 比无垫片无胶水的情况大 22.22%.

(下转第 55 页)

文章编号: 1009-4687(2025)02-0039-04

# 发动机本体件寿命受生产工艺的影响分析

周涛<sup>1,2</sup>, 宋娇<sup>1,2</sup>, 戴雨华<sup>1,2</sup>, 李玉强<sup>1,2</sup>, 桑国良<sup>1,2</sup>, 张卫兵<sup>1,2</sup>

(1. 内燃机与动力系统可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061)

**摘要:** 在发动机开发的过程中, 生产工艺对产品可靠性起到决定性作用. 合适的生产工艺可以保证产品稳定可靠. 如果工艺不能满足实际的设计需求, 极易导致故障发生. 本文从发动机机体的实际生产工艺出发, 通过对比不同工艺得到的实物结构的验证情况, 得出工艺对产品可靠性影响巨大. 结合仿真模拟结果, 分析得出在机体的实际工作过程中, 部分关键位置热负荷对其的影响较机械负荷更大, 更易导致裂纹出现.

**关键词:** 发动机; 裂纹; 热负荷

**中图分类号:** TH16

**文献标识码:** A

## Analysis of the Impact of Production Processes on the Lifespan of Engine Components

ZHOU Tao<sup>1,2</sup>, SONG Jiao<sup>1,2</sup>, DAI Yuhua<sup>1,2</sup>, SANG Guoliang<sup>1,2</sup>, ZHANG Weibing<sup>1,2</sup>

(1. State Key Laboratory of Engine and Power Reliability System, Weifang, Shandong 261061, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang, Shandong 261061, China)

**Abstract:** During the development of an engine, manufacturing processes play a decisive role in product reliability. Appropriate manufacturing processes can ensure product stability and reliability. If the process fails to meet actual design requirements, it can easily lead to failures. This paper starts from the actual manufacturing process of the engine block, comparing the verification results of the physical structures obtained from different processes, and concludes that the manufacturing process has a significant impact on product reliability. Additionally, by combining simulation methods, it is analyzed that during the actual operation of the engine block, thermal loads at certain critical locations have a greater effect than mechanical loads, making cracks more likely to occur.

**Key words:** engine; crack; heat load

随着发动机的强化程度不断提高, 其功率、扭矩及缸内平均有效压力大幅度提升. 机体作为发动机最大的支撑件, 不仅所承受的机械负荷在不断增大, 相应的热负荷也提高很多. 各种负荷直接作用在发动机机体上, 导致机体失效的概率大幅度提高<sup>[1]</sup>. 且机体的失效形式有很多, 比如主轴承结合面因微动磨损导致的失效<sup>[2-3]</sup>; 高温和骤加冷却液的激冷收缩, 内应力分布不均衡, 导致变形和裂纹<sup>[4]</sup>; 材料成分不满足设计需求导致气机体产生裂纹<sup>[5]</sup>等. 而在机体的初期设计阶段, 仅可通过

仿真手段对理想的三维模型进行初步分析<sup>[6-7]</sup>, 即使仿真结论显示无问题, 但由于实际生产的机体实物与理想三维模型无法做到完全一致, 在机体的关键位置, 有可能因为实物与三维模型设计的微小区别, 导致在验证过程中出现机体裂纹等故障.

## 1 问题描述

发动机在可靠性试验验证中, 有时会出现机体开裂, 导致油水混合问题, 且机体的开裂多集中在

收稿日期: 2025-02-02

作者简介: 周涛 (1991-), 男, 工程师, 研究方向为发动机可靠性.

Received: 02 Feb 2025/Revised: 21 Mar 2025/Accepted: 07 Apr 2025/Published online: 25 May 2025/Printed: 25 Jun 2025

受力较苛刻或存在生产缺陷的位置。如某款柴油机在试验考核过程中，出现油水混合现象，拆解后对机体进行打压，发现缸孔内有裂纹，进一步确认为缸壁与加强柱连接处开裂，如下图 1 所示。观察开裂位置发现，在缸壁与加强柱连接处，实物为凹凸不平的状态。

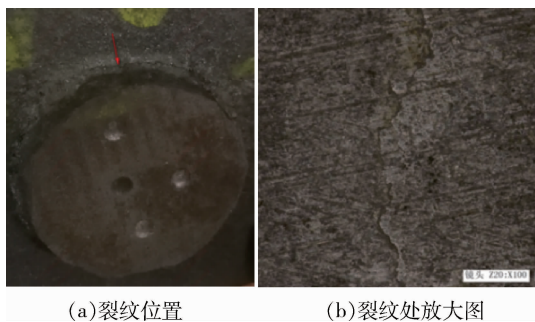


图 1 裂纹及放大图  
Fig. 1 Crack and Magnified View

## 2 材料分析

为确认裂纹原因，对裂纹位置取样，进行材料分析。样块如图 2 所示，将样块上下剖切面放大，可看到明显的裂纹，如图 3 所示。

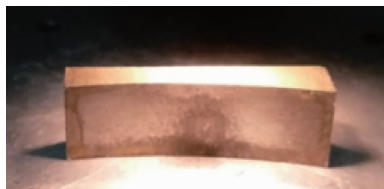


图 2 裂纹样块图  
Fig. 2 Crack Specimen Diagram

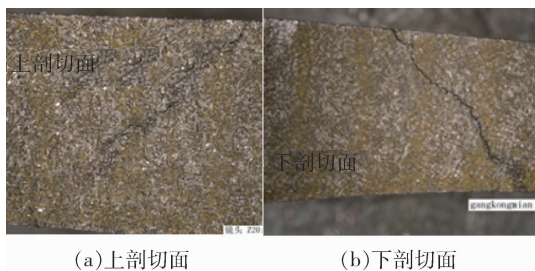


图 3 裂纹剖面图  
Fig. 3 Crack Section View

该机体材料为灰铸铁，具体材料要求如表 1 所示。

表 1 材料要求  
Table 1 Material Requirements

材料牌号	抗拉强度/ MPa	布氏硬度/ HBW	金相组织要求
HT280	≥220	190 ~ 240	A 型石墨为主，允许少量 B 型，片长 4 ~ 6 级，珠光体 ≥ 98%，碳化物 ≤ 1%

对样块进行硬度分析，以确认硬度参数是否满足材料要求。经分析缸孔处硬度为 216HBW，加强柱处硬度为 218HBW，满足要求；对其进行镜像分析，分别得到石墨及基体组织的分布情况如图 4。由此得出，该位置金相组织为 A 型石墨，片长 4 级，珠光体 99% 碳化物 1%，满足要求。

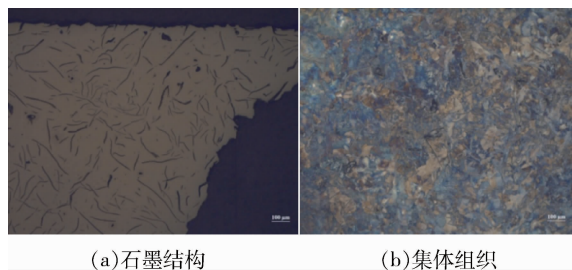


图 4 石墨及基体组织  
Fig. 4 Graphite and Matrix Structure

## 3 仿真分析

该发动机所用机体为平分式气缸体与框架组合构成，气缸套为干式结构，机体包含大部分缸孔壁厚。为增加机体的刚性、抑制缸孔的变形，在机体缸孔与缸孔间设置有加强柱，即裂纹位置。缸盖为单体式缸盖，由缸盖螺栓把紧。为验证该加强柱结构本身是否存在问题，对机体、气缸套、气缸盖螺栓、气缸盖及气缸盖垫片等构建仿真模型，分别模拟螺栓把紧、冷热状态及爆发等工况。网格划分采用四面体网格，使用二阶单元进行计算，具体仿真模型如图 5 所示。

通过仿真计算获得，机体缸间加强柱位置疲劳安全系数为 1.136，如图 6 所示，满足限值 ≥ 1.1 的要求。从仿真结果看，该结构无明显问题，可满足该款发动机的可靠性要求。

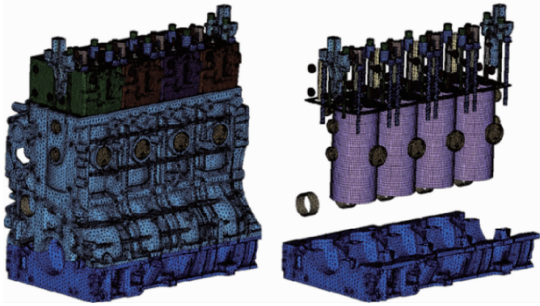


图 5 仿真模型  
Fig. 5 Simulation Model

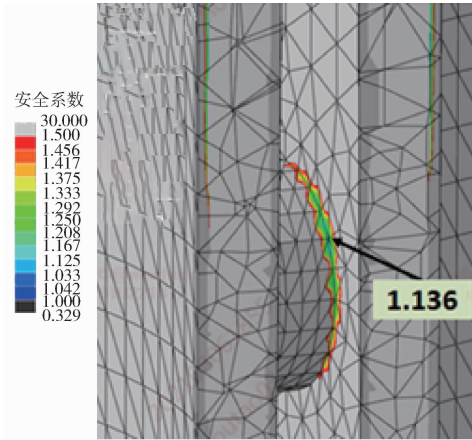


图 6 仿真结果  
Fig. 6 Simulation Results

提取该位置不同工况下的应力历程曲线, 如图 7 所示. 可以看出, 在机械负荷作用下, 该位置最大主应力并不大, 仅 70 MPa 左右; 而增加热负荷后, 该位置最大主应力显著增加, 增加至 242 MPa. 由此可知, 热负荷的作用是导致该位置裂纹的主要原因.

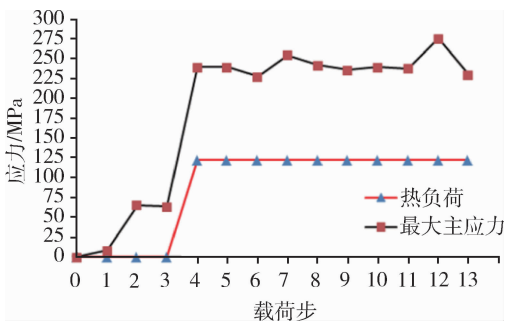


图 7 不同工况下的应力历程曲线  
Fig. 7 Stress History Curves Under Different Working Conditions

由于该位置初始结构无圆角, 初始结构见图 8 (a), 为进一步验证圆角对该位置影响, 修改仿真模型, 在该位置增加圆角, 改后结构见图 8 (b), 再次进行仿真计算.

从仿真结果可以看出, 该位置在增加圆角后,

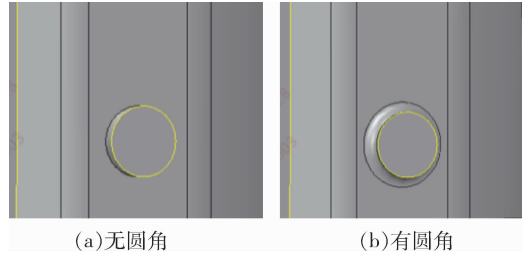


图 8 无圆角结构图  
Fig. 8 Structure Without Fillet

疲劳安全系数提高至 1.183, 较无圆角结构略有提高, 但作用有效. 提取增加圆角后该位置的应力历程曲线, 具体如图 9 所示. 在热负荷及机械负荷共同作用下, 增加圆角后其最大主应力值明显降低, 由 242 MPa 降低至 200 MPa, 降幅明显.

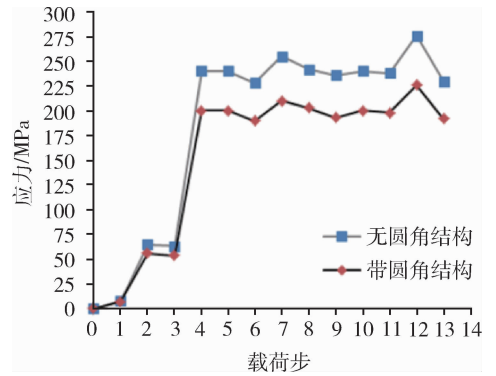


图 9 不同结构下的应力历程曲线  
Fig. 9 Stress History Curves Under Different Structures

通过以上数据及表 2 知, 无圆角的情况下, 可满足强度要求, 但最大主应力值较高, 在 242 MPa; 增加圆角后, 疲劳安全系数略有提高, 但圆角对其影响度较小, 仅 4% 左右, 圆角对最大主应力影响较大, 影响度在 17% 左右. 由此可知, 在增加圆角后, 虽然疲劳安全系数影响较小, 但可降低敏感区域最大受力情况, 可降低零件脆性断裂的风险.

表 2 不同结构参数对比

Table 2 Comparison of Different Structural Parameters

参数	不带圆角结构	带圆角结构	影响度/%
安全系数	1.136	1.183	4.137
最大主应力/MPa	242	200	17.355

## 4 工艺改进

从仿真结论看, 该位置结构可满足要求; 而从故障实物看, 实物结构与三维模型差距较大. 为解

决该问题,从工艺角度对其进行优化,共尝试三种改进方案,在缸间加强柱上增加圆角。①通过手工打磨砂芯的方式,改后状态见图 10(a);②通过刀具加工砂芯的方式,改后状态见图 10(b);③通过砂芯铸造工装保证的方式,见图 10(c)。从实物对比看,通过砂芯铸造工装保证的方式得到的实物该位置更加圆滑,且无凹凸缺陷的存在。

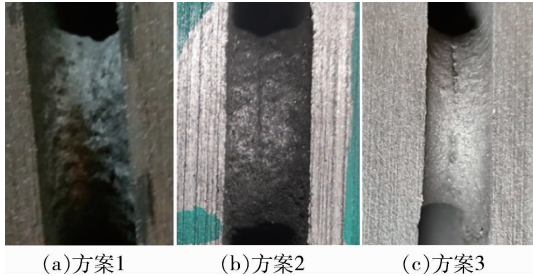


图 10 不同方案实物状态图  
Fig. 10 Physical State Diagrams of Different Schemes

分别对三种状态的机体进行试验对比,方案 3 顺利通过可靠性耐久试验考核,其余两种结构在试验过程中均出现裂纹。

## 5 结论

基于某款发动机机体缸间加强柱裂纹情况,通过材料和结构强度仿真分析,并结合生产实际状态及验证情况,得出如下结论:

①发动机除了本身结构强度问题外,关键位置的工艺缺陷对发动机机体可靠性影响也非常大,严重时会导致出现诸如裂纹等故障,影响发动机的可靠性。

②对于发动机机体缸间加强柱位置,相较于机械负荷,热负荷对其的影响更大,更易导致机体裂纹的产生。

③对于机体的疲劳强度,圆角对其影响较小,影响度仅为 4% 左右;而从静强度角度分析,圆角对其影响度较大,在 17% 左右;且在结构相同时,增加圆角可明显降低其应力值。

### 参考文献:

- [1] 程俊伟,郭亚辉,靖琦等. 柴油机缸体铸件裂纹缺陷的成因分析与对策 [J]. 铸造设备与工艺, 2009(6): 28-29.
- [2] 徐贤发,王禹杰,陈琳. 某轻型发动机 NVH 开发与优化 [J]. 车辆与动力技术, 2022(3): 22-28.
- [3] 郭建,苏铁熊,明振海等. 内燃机零部件的微动损伤研究 [J]. 内燃机与配件, 2011(5): 21-22 + 31.
- [4] 王彩娟. 12V 柴油机气缸体裂纹缺陷的分析与解决 [J]. 铸造工程, 2023(5): 53-56.
- [5] 龙善北. 气缸体铸件裂纹产生的原因分析及防止措施 [J]. 现代铸铁, 2021(1): 38-40 + 44.
- [6] 蔡翌辉,刘畅,郭豪杰. 高强度柴油机活塞温度与应力场有限元分析及其结构改进 [J]. 内燃机工程, 2020(1): 7-17.
- [7] 胡成,朱小平. 某柴油机机体结构强度计算分析 [J]. 柴油机设计与制造, 2013(2): 33-35.

文章编号: 1009-4687(2025)02-0043-06

# 基于 SABO 优化 VMD-LSTM 的滚动轴承状态监测

侯兴达<sup>1</sup>, 王靖岳<sup>1</sup>, 周浩<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, 四川 成都 610031)

**摘要:** 针对滚动轴承运行过程中振动信号呈现出非线性、非平稳的特性, 导致轴承状态监测难度较大的点大, 提出一种基于优化变分模态分解并结合长短时记忆神经网络的齿轮箱轴承状态监测模型。利用减法优化器优化变分模态分解的两个重要分解参数, 通过最小包络熵的准则, 提取最佳模态分量, 计算其 9 种时域特征, 输入长短时记忆神经网络对其训练与测试。经过轴承振动数据集验证分析, 准确率高达 97.3%, 又经过对比其他模型, 证明所提方法可以精准识别轴承状态, 并验证了该模型的可行性。

**关键词:** 滚动轴承; 变分模态分解; 长短时记忆神经网络; 减法优化器; 状态监测

**中图分类号:** TH165; TP206

**文献标识码:** A

## Rolling Bearing Condition Monitoring Based on SABO-Optimized VMD-LSTM

HOU Xingda<sup>1</sup>, WANG Jingyue<sup>1</sup>, ZHOU Hao<sup>1</sup>, DING Jianming<sup>2</sup>

(1. School of Automotive and Transportation, Shenyang University of Technology, Shenyang, Liaoning 110159, China)

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

**Abstract:** Given the nonlinear and non-stationary characteristics of vibration signals during the operation of rolling bearings, which make bearing condition monitoring challenging, a gearbox bearing condition monitoring model based on optimized variational mode decomposition and combined with long short-term memory neural networks was proposed. The two important decomposition parameters of variational mode decomposition were optimized using a subtractive optimizer, and the optimal mode component was extracted through the criterion of minimum envelope entropy. Nine time-domain features were calculated and input into the long short-term memory neural network for training and testing. Through verification analysis of the bearing vibration dataset, the accuracy rate reaches as high as 97.3%. Moreover, by comparing with other models, it is proven that the proposed method can accurately identify the bearing condition and verify the feasibility of the model.

**Key words:** rolling bearing; variational modal decomposition (VMD); long and short-term memory (LSTM); subtractive optimizer (SABO); condition monitoring

在科技腾飞、经济大发展的当下, 汽车作为出行主力, 数量日益攀升。而且汽车运动的本质就是

动力传输, 其中齿轮精准咬合、轴承顺滑助力, 在变速器、差速器等主要部件扮演着重要角色, 由此

收稿日期: 2025-01-03

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

作者简介: 侯兴达 (2000-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆检测与电子控制。

通信作者: 王靖岳 (1978-), 男, 博士, 教授, 研究方向为车辆系统动力学与控制。

Received: 03 Jan 2025/Revised: 21 Mar 2025/Accepted: 10 Apr 2025/Published online: 25 May 2025/Printpublished: 25 Jun 2025

可见这些旋转部件是否健康对于汽车整体有着关键作用,因此监测轴承、齿轮等机械旋转部件的工作就显得非常有意义.专业学者对 VMD 的研究颇多<sup>[1-2]</sup>.但是对于 VMD 分解过程中模态个数和惩罚系数的优化仍然存在不足之处. JIANG 等<sup>[3]</sup>通过飞蛾焰优化算法优化变分模态分解和集成差分进化在线序列极限学习机的多层架构,解决了噪声背景下的轴承故障诊断问题. QU 等<sup>[4]</sup>面对复杂工况,提出了利用 VMD 直接对采集到的振动信号进行分解,得到子分量 IMF,也取得良好效果,但是存在参数不是最佳的问题. WANG 等<sup>[5]</sup>提出了一种改进的变分模态分解和深度卷积神经网络相结合的方法来实现滚动轴承的智能故障诊断. 张晓莉等<sup>[6]</sup>将 VMD 结合改进粒子群算法将含噪信号分解为若干本征模态分量. 林亮行等<sup>[7]</sup>提出了一种基于变分模态分解、集成经验模态分解以及长短期记忆神经网络模型的剩余使用寿命预测方法,取得较好效果. 陈春俊等<sup>[8]</sup>提出利用平均自相关结合参数优化变分模态分解,实现轴箱轴承故障的准确诊断.

综上所述,本文将减法优化器用于优化 VMD 的惩罚系数与模态个数,利用最小包络熵对信息特征提取,再联合 LSTM 用于状态分类,进而达到对轴承状态监测的目的.

## 1 基本理论概述

### 1.1 减法优化器

MOHAMMA 等<sup>[9]</sup>和吕鸿等<sup>[10]</sup>于 2023 年提出的基于减法平均的优化算法,它属于一种在数学层面实现概念化的优化算法.其通过个体的减法平均操作来达成目的.

算法初始化阶段:

$$\begin{aligned} x_{i,d} &= lb_d + r_{i,d}(ub_d - lb_d), \\ i &= 1, \dots, N, d = 1, \dots, m \end{aligned} \quad (1)$$

式中:  $x_{i,d}$  为第  $i$  个个体在搜索空间第  $d$  维的位置;  $N$  为种群内个体总数;  $m$  为决策变量的个数;  $r_{i,d}$  为区间  $[0, 1]$  内的随机数;  $lb_d$  表示第  $d$  维决策变量的下界;  $ub_d$  表示第  $d$  维决策变量的上界.

SABO 借助全部搜索代理在第  $t$  次迭代时的算术平均位置,来完成对第  $t + 1$  次迭代中搜索种群的更新操作.

首先引入了“ $-v$ ”,称为搜索代理 A 和 B 之间“ $-v$ ”的算术平均.

然后第  $i$  个个体  $X_i$  在搜索空间中的位移计算方式为:先将其与每个搜索代理  $X_j$  相减得到“ $-v$ ”,再取这些“ $-v$ ”的算术平均,见式(2).

$$X_i^{\text{new}} = X_i + \mathbf{r}_i * \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (X_i - vX_j), j = 1, 2, \dots, N \quad (2)$$

式中:  $X_i^{\text{new}}$  是第  $i$  个个体  $X_i$  的新位置;  $X_i$  为搜索粒子总数;  $\mathbf{r}_i$  是维数为  $m$  的矢量,其中各分量的值服从  $[0, 1]$  的正态分布;  $*$  是卷积运算.

最后更新位置如式(3).

$$X_i^{\text{new}} = X_i + \mathbf{r}_i * \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N X_i - vX_j \quad (3)$$

明确了搜索代理  $X_i$  朝着其新位置  $X_i^{\text{new}}$  的移动走向,能够同时达成探索与利用两个阶段的目标以探索搜索空间中有价值的区域.

### 1.2 变分模态分解

DRAGOMINETSKIY 等<sup>[11]</sup>为了解决经验模态分解容易产生模态混叠的问题,经过严格的数学推导后,提出变分模态分解算法.把拉格朗日乘法算子引入变分模态函数里,以此来求解 VMD 算法的变分模型,进而实现对变分模型约束问题的优化改进.其推广拉格朗日的具体计算表达式为

$$\begin{aligned} L(\{u_k\}, \{\omega_k\}, \lambda) &= \alpha \sum_k \left\| \partial_t \left[ \left( \delta(t) + \frac{j}{\pi t} \right) u_k(t) \right] e^{-j\omega_k t} \right\|_2^2 \\ &+ \left\| f(t) - \sum_k u_k(t) \right\|_2^2 + \\ &\langle \lambda(t), f(t) - \sum_k u_k(t) \rangle \end{aligned} \quad (4)$$

式中:  $\{u_k\}$  为模态分量的集合;  $\{\omega_k\}$  为对应中心频率的集合;  $\delta(t)$  为狄拉克函数;  $k$  是模态个数;  $f$  振动原信号;  $\left( \delta(t) + \frac{j}{\pi t} \right) u_k(t)$  经过希尔伯特变换后的频谱;  $\partial_t$  为梯度运算.  $\alpha$  为惩罚因子;  $\lambda$  为拉格朗日乘法算子.

VMD 分解信号的详细流程如下:

①针对 VMD 的有关参数展开初始化设定,令其初始值为 0,并挑选出适宜的模态数量与惩罚因子的搭配组合;

②针对 VMD 算法模型求解所涉及的关键参数实施循环迭代更新操作;

③如未达到终止条件则继续迭代,达到终止条件即结束.

算法终止的判断准则表示如下:

$$\sum_k \left\| \widehat{u_k^{n+1}} - u_k^n \right\|_2^2 / \left\| u_k^n \right\|_2^2 < \varepsilon \quad (5)$$

式中,  $\varepsilon$  为判别精度 ( $\varepsilon > 0$ ).

### 1.3 长短时记忆神经网络

在处理长时间序列信息存储时, LSTM 更是展现出了较为良好的独特优势, 它能够精准地对不同时间的信息进行筛选与整合<sup>[12]</sup>.

LSTM 网络主要由输入门  $i_t$ 、遗忘门  $f_t$ 、输出门  $O_t$  以及细胞单元等部分组成.

遗忘门  $f_t$  对神经单元前一时刻的输出  $h_{t-1}$  和当前输入  $x_t$  同时进行 sigmoid 操作生成遗忘门启动矢量  $f_t$ ,  $f_t$  取值范围在  $[0, 1]$  内, 当  $f_t$  为 0 时, 表示前一个神经元信息  $C_{t-1}$  被丢掉; 当  $f_t$  为 1 时, 表示前一个神经元信息  $C_{t-1}$  被保留. 遗忘门的表达式为

$$f_t = \sigma(W_f[h_{t-1}, x_t] + b_f) \quad (6)$$

式中:  $W_f$  为权重;  $b_f$  为  $i$  偏置;  $\sigma$  为 sigmoid 启动函数;  $f_t$  是为遗忘门控制的遗忘程度.

输入门负责控制新信息何时可以更新. 输入门由一个 sigmoid 启动函数层和一个 tanh 层组成.

输入门的表达式为

$$i_t = \sigma(W_i[h_{t-1}, x_t] + b_i) \quad (7)$$

$$\tilde{C}_t = \tanh(W_c[h_{t-1}, x_t] + b_c) \quad (8)$$

$$C_t = f_t C_{t-1} + i_t \tilde{C}_t \quad (9)$$

式中:  $i_t$  为输入门控制的更新程度;  $\sigma$  为 sigmoid 激活函数;  $\tanh$  为双曲正切激活函数;  $\tilde{C}_t$  为候选矢量, 是更新后的当前状态.

输出门采用了 sigmoid 层来确定当前神经元的输出部分, 得到输出门的激活向量  $O_t$ , 并与 tanh 层处理后的结果相乘, 乘积  $O_t \tanh(C_t)$  决定了最终要输出到细胞外的信息. 输出门的表达式为

$$O_t = \sigma(W_o[h_{t-1}, x_t] + b_o) \quad (10)$$

$$h_t = O_t \tanh(C_t) \quad (11)$$

## 2 SABO-VMD-LSTM 模型建立

齿轮箱轴承在运行过程中所产生的振动信号呈现出极为复杂的特性, 因此, 本文创新性地提出了 SABO-VMD-LSTM 模型, 旨在通过该模型的独特优势与功能, 对齿轮箱轴承的运行状态实施更为精准、高效的监测. SABO-VMD-LSTM 状态监测模型流程如图 1 所示.

具体步骤如下.

① 获取轴承振动信号, 并对其分类整理;

② 以信息熵作为适应度函数, 采用 SABO 算法

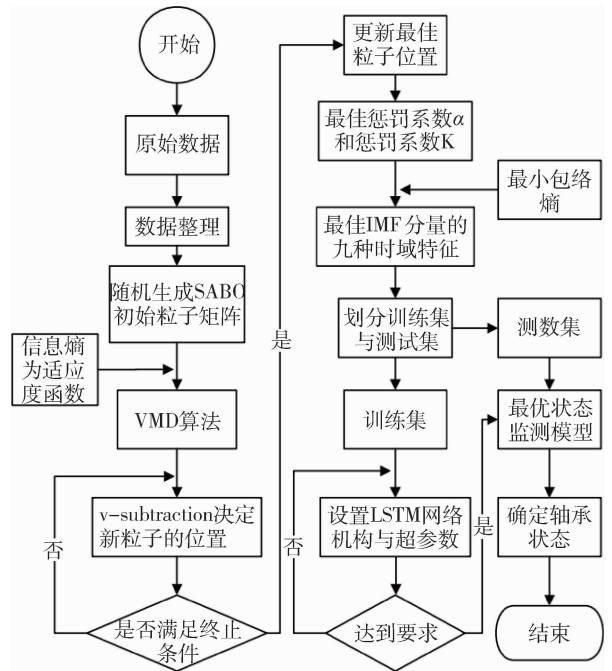


图1 SABO-VMD-LSTM 状态监测模型流程图  
Fig. 1 Flowchart of SABO-VMD-LSTM Condition Monitoring Model

寻找 VMD 算法的最佳参数组合  $[\alpha, K]$ , 将振动信号分解为  $K$  组固有模态分量;

③ 然后以最小包络熵的准则提取每个样本的最佳 IMF 分量;

④ 计算其 9 种时域特征 (均值、方差、峰值、峭度、有效值、峰值因子、脉冲因子、波形因子和裕度因子等);

⑤ 将 9 种时域特征划分为 10 份, 其中 9 份作为训练集, 另外 1 份作为测试;

⑥ 把训练集内的样本数据逐一输入至 LSTM 模型之中, 通过一系列的参数设置及调整, 最终获取经过充分训练且具备良好性能的监测模型;

⑦ 随后把测试集的样本数据依次输入到已经训练完成的 LSTM 监测模型里开展测试流程, 实现对齿轮箱轴承的状态监测.

## 3 实验验证与分析

### 3.1 振动信号来源介绍

数据集采集于 DDS 齿轮箱故障模拟综合试验台<sup>[13]</sup>, 该实验轴承型号为 SKF61800 轴承, 采集的振动信号采样频率为 5210 Hz, 其主要由三相交流驱动电机、两级行星齿轮箱、两级减速 (平行) 齿轮箱、三轴 PCB608A11 振动传感器 ( $x$  轴、 $y$  轴和  $z$  轴), 如图 2 所示.

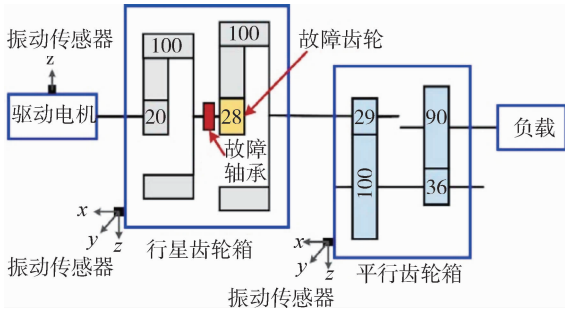


图2 东南大学轴承测试装置  
Fig. 2 Bearing Test Device of Southeast University

通过编程磁粉制动器和速度控制器等，模拟了行星齿轮箱工作在恒定转速-负载工况(1 200 r/min、0 N·m)。设备中电机转数和磁粉制动器负载分别 1 200 r/min 和 0 N·m。对每种状态进行编号，切割分类，如图 3 和表 1 所示，每种状态有 2 000 个样本，每个样本有 1024 个故障点。再将每种状态等分为 10 份，其中九份为训练集，其余 1 份为测试集。

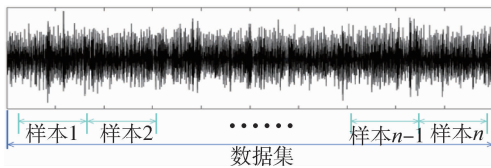


图3 数据集分割示意图  
Fig. 3 Schematic of Dataset Segmentation

表1 轴承状态分类情况  
Table 1 Classification of Bearing States

轴承状态	样本数量	样本长度	标签
健康	2 000	1 024 × 1	0
内圈故障	2 000	1 024 × 1	1
滚动体故障	2 000	1 024 × 1	2
外圈故障	2 000	1 024 × 1	3
复合故障	2 000	1 024 × 1	4

### 3.2 振动信号分解与特征提取

以信息熵为目标函数，对数据集使用 SABO 算法寻找 VMD 最优参数，即模态分量个数  $K$  与惩罚因子  $\alpha$ ，经过分解后得到各故障类型的最佳 IMF 分量。其中的参数设见如表 2，优化组合  $[K, \alpha]$  的优化结果见表 3。

表2 SABO-VMD 参数设置  
Table 2 SABO-VMD Parameter Settings

参数	数量
种群规模	15
最大迭代数目	20
惩罚系数 $\alpha$	[3 000, 200]
模态分量个数 $K$	[8, 3]

表3 优化组合的优化结果  
Table 3 Optimization Results of Optimal Combinations

标签	轴承状态	最佳组合
0	健康	[5, 1 081]
1	内圈损伤	[7, 1 947]
2	滚动体损伤	[4, 863]
3	外圈损伤	[7, 2 616]
4	复合损伤	[8, 295]

首先计算各 IMF 的包络熵，在确定最佳 IMF 分量时遵循包络熵最小原则，精准地从每个样本中提取出该分量。接着针对提取出的最佳 IMF 分量，详细地提取其均值、方差、峰值、峭度、有效值、峰值因子、脉冲因子、波形因子以及裕度因子等 9 种时域特征，最终运用这 9 种特征构建全新的样本特征向量。

### 3.3 状态识别

为了精准验证 LSTM 分类效果的准确率，把振动数据的训练集与测试集数据全面地输入到 LSTM 网络模型之中开展状态识别。其超参数与对应数值详情如表 4 所示，这些参数对状态识别有着重要影响。

把经整理好的训练集的数据，完整无误地输入到 LSTM 网络模型当中。

表4 LSTM 超参数设置  
Table 4 LSTM Hyperparameter Settings

超参数	数值
输入层	10
隐藏层	50
全连接层	10
最大迭代轮数	800
初始学习率	0.01
学习率下降因子	0.1

训练完成后，通过测试集测试后的结果如图 4 所示。

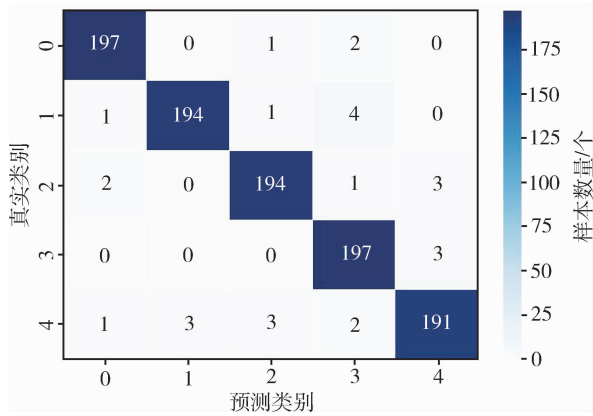


图 4 SABO-VMD-LSTM 测试集结果  
Fig. 4 Test Set Results of SABO-VMD-LSTM

由图 4 可知，每类状态测试集样本数为 200，其中状态“0”预测错误三个样本，状态“1”预测错误 6 个样本；状态“2”预测错误 6 个样本；状态“3”预测错误 3 个样本；状态“4”预测错误 9 个样本，测试集预测准确率为 97.3%，准确率较高，符合轴承状态监测要求。

### 3.4 对比分析

为了凸显本文提出的故障诊断方法的优越性，以相同的数据集，以信息熵为目标函数，分别使用 SSA 和 GWO 两种优化算法优化 VMD，对状态“1”分解，其设置参数与超参数见表 5。

表 5 SSA-VMD、GWO-VMD 优化参数设置  
Table 5 Optimization Parameters for SSA-VMD and GWO-VMD

模型	主要参数	数量
SSA-VMD	种群数量 $n$	20
	迭代次数 $L$	20
	$K$ 的范围	[2, 9]
	$\alpha$ 的范围	[100, 2500]
GWO-VMD	种群数量 $n$	25
	迭代次数 $L$	20
	$K$ 的范围	[3, 9]
	$\alpha$ 的范围	[500, 3000]

将这两个模型与本文构建的 SABO-VMD-LSTM 模型进行效果对比。SSA 和 GWO 优化 VMD 的迭代过程如图 5 所示。

由图 5 可看出 SABO 的优化过程最佳。三种优化算法的初始值中，SABO 的初始适应度值最低，在第 4 次迭代达到最佳，而且最终的适应度值最低；SSA 在迭代到第 6 次的时候陷入局部最优，直到第 12 次时才到最终状态，精度与效率较低；而

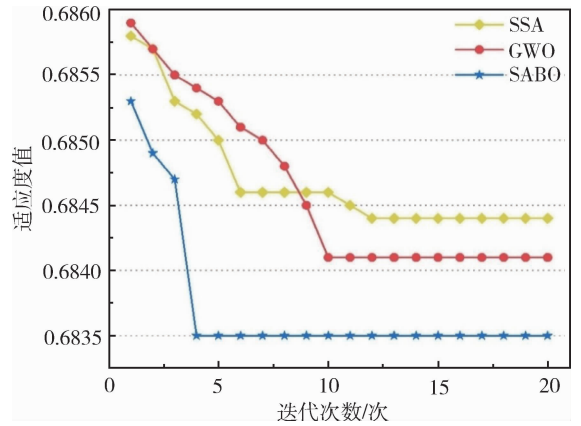


图 5 三种优化算法优化 VMD 迭代情况  
Fig. 5 Iteration of VMD Optimization by Three Algorithms

GWO 的情况介于两者之间，不存在局部最优，但是直到第 10 次迭代才到达最优，效率较 SABO 低许多。综上所述，SABO 的优化能力明显强于 SSA 和 GWO 两种优化算法。

为了验证 SABO-VMD-LSTM 模型整体的优越性能，把准确率作为考量因素将其与 SABO-VMD-RF 和 SABO-VMD-SVM 模型相比较。准确率结果如图 6、7 所示。

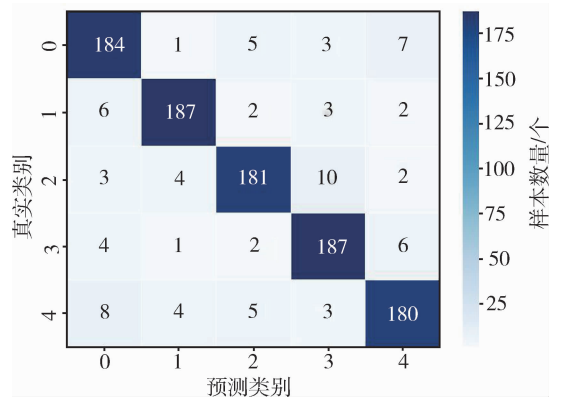


图 6 SABO-VMD-RF 测试集准确率  
Fig. 6 Test Set Accuracy of SABO-VMD-RF

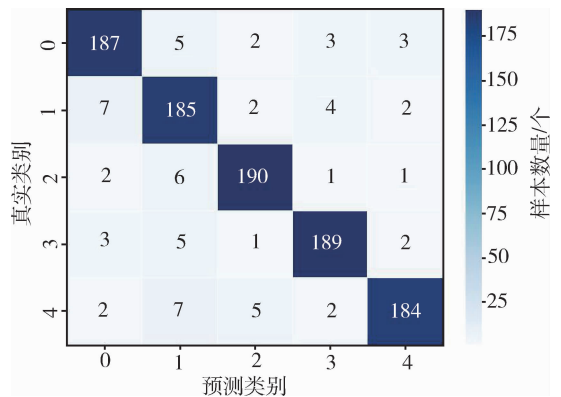


图 7 SABO-VMD-SVM 测试集准确率  
Fig. 7 Test Set Accuracy of SABO-VMD-SVM

由图 6 和图 7 可知, SABO-VMD-RF 和 SABO-VMD-SVM 模型的准确率分别为 91.7% 与 93.5%, 其各个状态均识别错误 10 个样本及以上, 准确率明显低于 SABO-VMD-LSTM 模型, 由此进一步证明了该模型的优异性能。

## 4 结论

针对滚动轴承振动信号非线性、非平稳的特性, 利用东南大学轴承振动信号验证 SABO 优化 VMD-LSTM 模型可得出如下结论:

①使用 SABO 优化 VMD 的分解过程, 优势在于不需要人工选取 VMD 参数, 有效地避免了人工提取过程中过分依赖专业经验的问题;

②LSTM 神经网络在处理轴承时序振动信号具有天然优势, 能够照顾到信号时序特征, 保证轴承状态监测工作的实施;

③SABO 相比于其他优化算法更适合优化 VMD 分解信号, SABO 优化 VMD-LSTM 整体相对于 SABO-VMD-RF 和 SABO-VMD-SVM 模型的准确度更高。

### 参考文献:

[1] CHANG YONG, BAO Guangqing, CHENG TYQ, et al. Improved VMD-KFCM algorithm for the fault diagnosis of rolling bearing vibration signals [J]. IET Signal Processing, 2021, 15(4): 238-250.

[2] JIN Zhenzhen, CHEN Diao, HE Deqiang, et al. Bearing fault diagnosis based on VMD and improved CNN [J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2023, 23(1): 165-175.

[3] JIANG Y, SHI Z, TANG C, et al. A novel rolling

bearing fault diagnosis method based on MFO-Optimized VMD and DE-OSELM [J]. Applied Sciences, 2023, 13(13): 1-19.

[4] QU Xiaofei, ZHANG Yongkang. Fault diagnosis method of roadheader bearing based on VMD and domain adaptive transfer learning [J]. Sensors, 2023, 23(11), 14248220.

[5] WANG R, XU L, LIU F. Bearing fault diagnosis based on improved VMD and DCNN [J]. Journal of Vibroengineering, 2020, 22(5): 1055-1068.

[6] 张晓莉, 黄嘉谔. 参数优化 VMD 结合改进小波包阈值的去噪方法 [J]. 噪声与振动控制, 2024, 44(5): 128-132.

[7] 林亮行, 马国政, 孙建芳, 等. 基于 VMD-EEMD-LSTM 的涂层型关节轴承剩余使用寿命预测方法 [J]. 机械工程学报, 2023, 59(9): 125-136.

[8] 陈春俊, 周林春, 杨露. 基于平均自相关和优化 VMD 的轴箱轴承故障诊断 [J]. 振动测试与诊断, 2023, 43(2): 231-239, 405.

[9] PAVEL T, MOHAMMAD D. Subtraction-average-based optimizer: a new swarm-inspired metaheuristic algorithm for solving optimization problems [J]. Biomimetics, 2023, 8(2): 467-472.

[10] 吕鸿, 王玲, 朱远哲, 等. 基于改进 SABO-BP 算法的电网谐波预测 [J]. 广东电力, 2024, 37(2): 56-65.

[11] DRAGOMIRETSKIY K, ZOSSO D. Variational mode decomposition [J]. IEEE Transaction on Signal Processing, 2014, 62(3): 531-544.

[12] 陶浩然, 许昕, 潘宏侠, 等. 基于 EEMD 和 GALSTM 算法的行星齿轮故障诊断方法 [J]. 机电工程, 2023, 40(11): 1700-1708.

[13] 王辉. 基于深度强化学习的齿轮箱故障诊断及应用研究 [D]. 南京: 东南大学, 2023.

文章编号: 1009-4687(2025)02-0049-07

# 零重力座椅对乘员保护性能的影响分析

郑艳婷, 卜晓兵, 郭庆祥

(中国汽车技术研究中心有限公司, 天津 300399)

**摘要:** 随着汽车自动化技术发展, 零重力座椅配置逐渐普及且颠覆了传统的乘员单一坐姿, 对车辆乘员保护性能造成挑战. 为评估零重力座椅配置对乘员保护性能的影响, 本文对传统坐姿和零重力坐姿的乘员保护性能进行对比研究. 然而, 目前测试用假人均不能满足零重力座椅的多坐姿要求. 基于能实现多坐姿要求的 THUMS AM50 人体模型, 对比分析了传统坐姿和零重力坐姿下 THUMS AM50 的运动趋势以及损伤特征, 同时研究了零重力座椅关键设计参数靠背角和坐垫倾角变化对 THUMS50 运动趋势的影响. 结果表明传统坐姿乘员运动幅度较大, 头部与胸部损伤较大; 零重力坐姿乘员运动幅度较小, 颈部与腰椎损伤较大; 零重力座椅靠背角度增大会导致乘员发生下潜, 坐垫倾角增加会减缓乘员下潜的发生.

**关键词:** 零重力座椅; THUMS AM50 人体模型; 乘员坐姿; 靠背角; 坐垫倾角

中图分类号: U461.91

文献标识码: A

## Impact Analysis of Zero-Gravity Seats on Occupant Protection Performance

ZHENG Yanting, BU Xiaobing, GUO Qingxiang

(China Automotive Technology and Research Center Co., Ltd., Tianjin 300399, China)

**Abstract:** With the development of automotive automation technology, the zero-gravity seat configuration is gradually being popularized, revolutionizing the traditional single seating posture and posing challenges to vehicle occupant protection performance. To evaluate the impact of the zero-gravity seat configuration on occupant protection performance, this paper compares the occupant protection performance between traditional and zero-gravity seating postures. However, current test dummies are unable to meet the multi-posture requirements of zero-gravity seats. Based on the THUMS AM50 human body model, which can accommodate multi-posture requirements, the motion trends and injury characteristics of THUMS AM50 in traditional and zero-gravity seating postures were compared and analyzed. Additionally, the influence of key design parameters of zero-gravity seats, such as the backrest angle and seat cushion inclination angle, on the THUMS AM50 motion trend was studied. The results show that occupants in the traditional seating posture experience larger motion amplitudes, with more significant head and chest injuries, while occupants in the zero-gravity seating posture exhibit smaller motion amplitudes but suffer more severe neck and lumbar injuries. Increasing the backrest angle of the zero-gravity seat can lead to occupant submarining, whereas increasing the seat cushion inclination angle can mitigate the occurrence of submarining.

**Key words:** zero-gravity seat; THUMS AM50 human body model; occupant sitting posture; seat back angle; seat cushion tilt angle

汽车自动驾驶技术的发展和零重力座椅的普及 使车内乘员由传统单一的驾驶或乘坐姿势转变为零

重力座椅状态下的多种舒适坐姿成为可能,但是改变坐姿会使本来针对传统坐姿设计的约束系统配置的保护性能下降甚至失效,这对车辆碰撞安全保护性能提出了更大挑战。

当前约束系统配置主要由固定点分别固定在 B 柱、地板以及座椅上的三点式安全带以及安装在方向盘中央的驾驶员气囊和仪表板内的副驾驶气囊组成。在零重力座椅坐姿下,座椅靠背倾斜会使假人躯干向后移动,脱离与肩带的接触,同时增加了头部和气囊之间的初始距离,潜在地影响了头部和气囊之间相互作用的时间和保护效果。另外零重力座椅坐姿时,靠背倾斜、腿托抬高可能会使碰撞过程中乘员的腰椎和骨盆会更容易向前运动,造成下潜现象,同时导致腰椎力和腹部压力过大<sup>[1]</sup>,所以非常有必要对零重力坐姿对乘员保护性能的影响进行评估。

另外,当前的碰撞测试假人是基于传统坐姿设计的,不论是物理测试假人还是仿真测试假人均不能实现零重力大角度座椅的多种坐姿要求,所以针对零重力座椅坐姿下的车辆约束系统保护性能的研究目前只能通过虚拟仿真的方式利用现有 HBM 人体模型来展开研究,本研究选用的是行业内应用广泛的 THUMS AM50 人体模型对传统坐姿和零重力坐姿以及零重力座椅靠背角、坐垫倾角的变化等变化因素来进行损伤对比,然而它也是基于传统坐姿来进行开发的,在零重力座椅坐姿下的损伤表现的真实性还有待通过仿真或者尸体试验进一步评估。

当前针对大角度靠背倾斜坐姿下传统约束系统的保护性能的评估以及碰撞乘员损伤特性的分析,国内外学者也进行了很多研究。2018 年,FORMAN 等<sup>[1]</sup>分析并对比了 GHBM 和 Thor50 百分位男性假人在靠背倾斜姿态下的运动姿态的特征。2019 年,GEPNER 等<sup>[2]</sup>分析对比了 GHBM 和 THUMS 假人在靠背倾斜姿态下的差异,发现由于 GHBM 和 Thums 的骨盆腰椎结构的不同,导致两种假人在靠背倾斜的状态下,安全带带力、骨盆及腰椎运动姿态及受力特性等方面均存在差异。TRAN 等<sup>[3]</sup>基于 MADYMO 主动人体模型对车辆紧急制动离位、座椅靠背倾斜状态下假人的碰撞损伤进行研究,主要研究离位状态下座椅不同靠背角度、D 环安装位置(D 环集成到 B 柱及 D 环集成到座椅两种情况)、MADYMO 主动人体模型肌肉松

紧程度等多个因素对假人碰撞损伤的影响。2020 年,RICHARDSON 等<sup>[4]</sup>基于尸体滑台试验对倾斜座椅状态下尸体骨盆的运动和损伤进行了分析,发现座椅靠背倾斜状态下由于腹部安全带和骨盆之间的受力方式改变以及不同骨盆形状和质量,会造成骨盆的损伤和下潜现象。

综合以上,目前的国内外研究主要集中于仅限大角度座椅靠背倾斜状态的前提下对假人运动姿态以及损伤特性进行研究,针对座椅靠背角度、坐垫倾角同时变化的这种零重力座椅坐姿对假人运动和损伤的影响目前尚未研究。因此本研究基于能够实现多种坐姿要求的 THUMS AM50 人体模型以 100% 正面碰撞工况的仿真模型,研究评估正面碰撞过程中座椅靠背角度、坐垫倾角同时变化的零重力坐姿下约束系统的保护性能以及 THUMS AM50 的损伤特性,并研究靠背以及坐垫倾角单独变化对 THUMS 运动姿态的影响。

## 1 模型建立与验证

为了分析零重力坐姿对乘员损伤的影响,以某 SUV 车型驾驶员位置为研究对象,建立包含驾驶员座椅、方向盘、仪表板、安全带、安全气囊等在内的 100% 正面碰撞工况约束系统仿真模型,并依据滑台试验工况,放置 H350 男性假人有限元模型,并施加 100% 正面碰撞工况的试验波形,如图 1 所示。



图 1 100% 正面碰撞工况仿真模型  
Fig. 1 Simulation Model of 100% Frontal Collision

依据滑台试验结果对模型进行对标验证。图 2 所示为 100% 正面碰撞工况下驾驶员分别在滑台试验与仿真工况中的重点损伤指标曲线对标情况,可以看出试验和仿真中安全带肩带力和腰带力、假人头部加速度曲线、胸部压缩量曲线拟合较好,因此认为该约束系统仿真模型有效,可以用于后续研究。

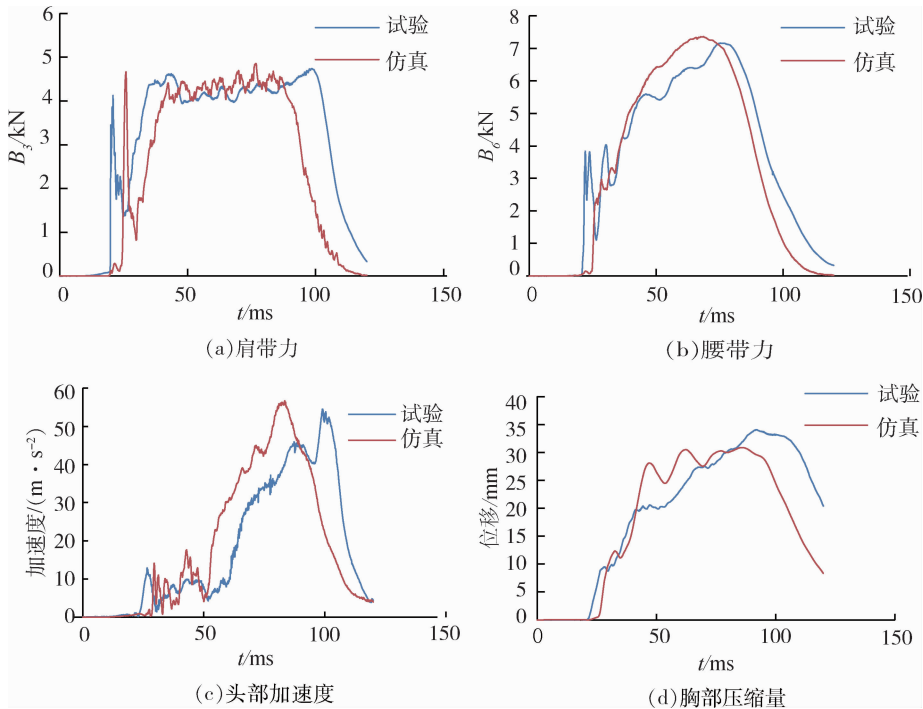


图2 关键部位试验与仿真对标曲线  
Fig. 2 Test and Simulation Calibration Curves of Key Parts

## 2 零重力座椅乘坐姿态下的假人定位研究

### 2.1 零重力座椅定义

零重力源自美国航空航天局 NASA (National Aeronautics and Space Administration, NASA) 针对宇航员在太空失重环境下呈现的自然漂浮的中性身体姿(neutral body posture, NBP)的研究. 宇航员在太空状态下会呈现出“双臂抬起、肩膀外展、膝盖弯曲、髋关节明显弯曲、足底弯曲”的姿态, 人的肌肉骨骼受力最小, 是最舒适的状态. 2005年, 日产汽车将零重力的概念引入汽车座椅设计<sup>[5]</sup>.

### 2.2 零重力座椅人机布置参数

然而, 针对汽车零重力座椅的乘员驾乘姿态的定义目前行业内尚无统一的标准. 本研究依据当前研究推荐的零重力座椅人机布置参数<sup>[6]</sup>如表1所示, 为依据调节座椅靠背角、坐垫角、小腿角, 摆放 THUMS50 人体模型, 从而实现零重力姿态下乘员损伤的影响研究.

表1 零重力座椅人机布置参数<sup>[6]</sup>  
Table 1 Ergonomic Parameters of Zero-Gravity Seat<sup>[6]</sup>

参数代号	名称	推荐值	零重力座椅设计值
$\alpha_1$	靠背角	40 ~ 70°	55 ± 2°
$\alpha_2$	坐垫角	16 ~ 30°	24 ± 1°

## 3 零重力姿态下 THUMS AM50 的碰撞损伤分析研究

### 3.1 零重力座椅设计位置 THUMS AM50 的损伤分析

为了对比分析在传统坐姿和零重力坐姿下乘员损伤的不同, 本研究以对标的正面碰撞工况约束系统仿真模型为基础, 将 H350 假人替换为 THUMS AM50 人体模型, 对比传统坐姿和零重力坐姿时 THUMS AM50 正面碰撞损伤特点的不同. 表2展示了常规与零重力座椅关键布置参数的不同.

表2 常规与零重力座椅关键布置参数  
Table 2 Key Layout Parameters of Conventional and Zero-Gravity Seats

参数代号	名称	座椅布置参数	
		常规座椅	零重力座椅
$\alpha_1$	靠背角	23°	55°
$\alpha_2$	坐垫角	16°	24°

从乘员运动姿态角度分析, 如图3所示, 相对于传统坐姿, 零重力初始坐姿下乘员上半身处于半倾斜状态, 碰撞前期(0 ~ 60 ms), 零重力坐姿时, 由于乘员处于半倾斜状态, 安全带作用于乘员胸部和腹部的分力不大, 不能像传统坐姿下的安全带对乘员起到良好的束缚和固定作用, 所以在碰撞前期零重力坐姿乘员上半身运动惯性及幅度相对于传统坐姿较大; 碰撞后期(90 ~ 120 ms), 由于零重力坐

姿坐垫倾角较大, 坐垫与腰椎之间产生垂直方向上的载荷相互作用力更大, 造成坐垫与乘员之间产生在水平方向上的摩擦阻力更大, 再加上腹部安全带力, 共同在水平方向作用到乘员腹部及骨盆, 阻碍其向前运动, 最终导致零重力坐姿下乘员向前的最终运动幅度没有传统坐姿下乘员的运动幅度大。

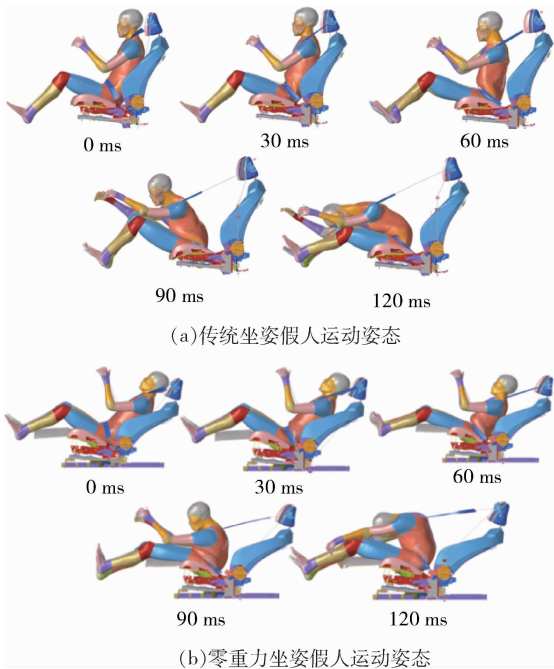


图3 传统坐姿与零重力坐姿在正面碰撞过程中的乘员运动姿态对比  
Fig. 3 Comparison of Occupant Motion Posture Between Conventional and Zero-Gravity Seats in Frontal Collision

从乘员损伤角度分析, 如图4所示, 与传统碰撞测试假人通过加速度、压缩量、弯矩、力等各项指标评价乘员损伤的方式不同, THUMS 生物力学假人通过分析各人体部位的应力、应变值来判断乘员损伤风险。

对于 THUMS 人体模型的头部损伤, 主要由颅内压和颅骨应力值来进行评价, 由于本研究仅探究零重力坐姿对乘员保护性能的影响, 并未考虑设置及探究方向盘、气囊的影响因素, 所以头部载荷主要受颈部拉伸载荷的作用, 颅骨损伤较小, 因此头部损伤只考虑颅内压力。WARD 等<sup>[7]</sup>指出, 颅内压强 < 173 kPa 会产生轻微损伤, 处于 173 ~ 235 kPa 之间会导致中度损伤, 超过 235 kPa 会导致严重的颅脑损伤。如图4(a)所示, 本研究传统坐姿下乘员最大颅内压力是 1 318 kPa, 零重力坐姿下乘员的最大颅内压力是 963.7 kPa, 均远超于 235 kPa, 颅内损伤风险极大, 且传统坐姿乘员的颅内压力大于零重力坐姿乘员, 主要是因为传统坐姿乘员头部运动幅度大于零重力坐姿乘员。

对于 THUMS 人体模型的颈部损伤, 杜登云等<sup>[8]</sup>指出颈部皮质骨应力超过 236 MPa 有骨折风险。

如图4(b)所示, 本研究传统坐姿下乘员颈部皮质骨应力为 107.1 MPa, 零重力坐姿下乘员皮质骨应力为 148 MPa, 均未超过损伤阈值。但是零重力坐姿乘员的颈部损伤大于传统坐姿, 一方面是因为碰撞后期, 零重力坐姿下由于坐垫倾斜导致腹部和骨盆向前运动受阻, 从而导致胸椎向前运动受阻而头部有继续向前运动的惯性力, 颈部受到头部与胸椎之间的相对作用力变大, 另一方面, 如图5所示零重力坐姿乘员处于半倾斜姿态会导致碰撞后期安全带作用于颈部下缘, 极易勒紧颈部造成损伤风险。

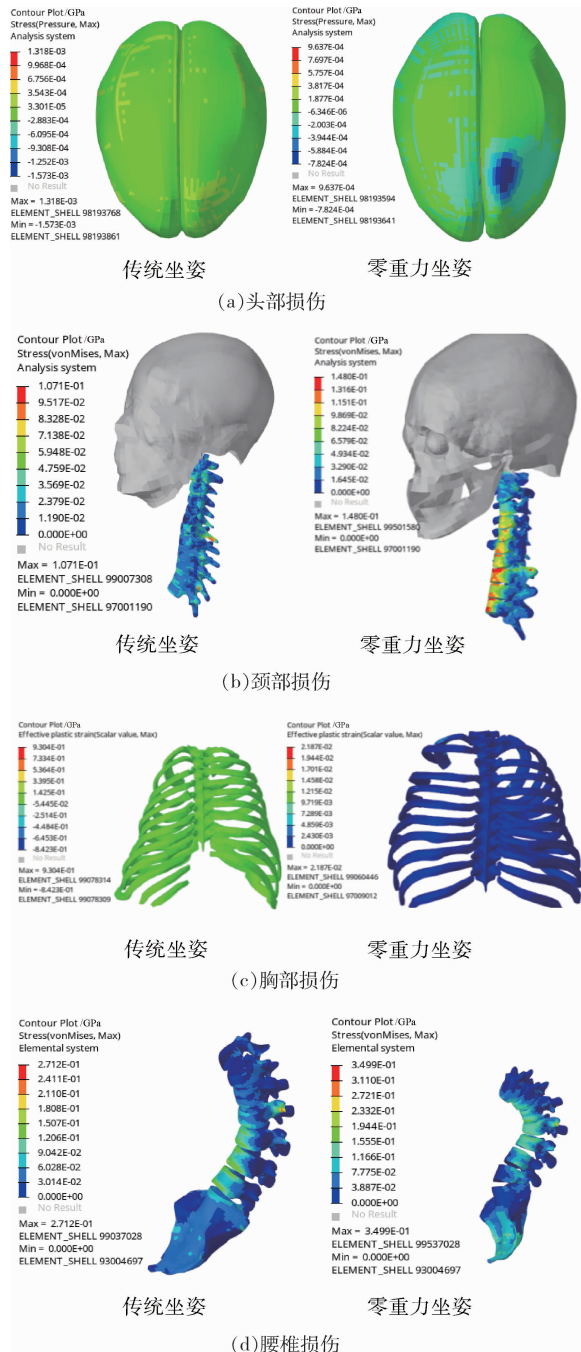


图4 传统坐姿和零重力坐姿在正面碰撞过程中的乘员损伤对比  
Fig. 4 Comparison of Occupant Injuries Between Conventional and Zero-Gravity Seats in Frontal Collision

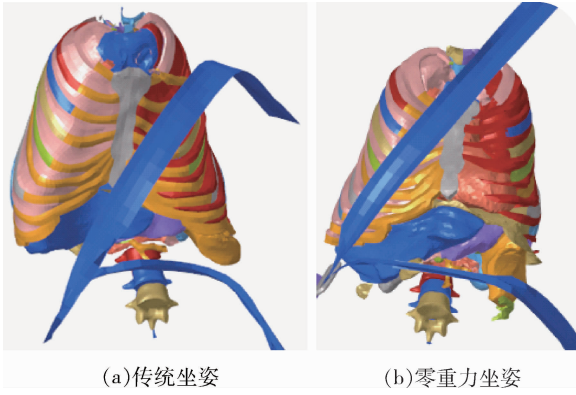


图 5 传统坐姿和零重力坐姿下安全带与胸椎的作用位置对比  
Fig. 5 Comparison of Seatbelt-Thoracic Spine Interaction Positions Between Conventional and Zero-Gravity Seats

对于 THUMS 人体模型的胸部损伤，胸部损伤风险主要是依据肋骨塑形应变来评价，且当肋骨塑形应变  $> 3\%$  时，肋骨就有骨折风险<sup>[9]</sup>。如图 4 (c) 所示，本研究传统坐姿和零重力座椅坐姿下的胸部最大肋骨塑性变形分别是 93% 和 21.8%，均远大于损伤阈值，且传统坐姿的胸部肋骨塑性变形比零重力坐姿更严重。这是因为传统坐姿下乘员运动幅度大，且肩带与乘员胸部吻合性更高导致胸部肋骨受到肩带的作用力更大；而零重力坐姿下由于坐垫倾斜对腹部和骨盆造成了阻力导致胸椎运动受阻，同时如图 5 所示，由于零重力坐姿乘员处于半倾姿态安全带更多作用于颈部下缘，对胸椎肋骨的载荷并不如正常姿态大。

对于 THUMS 人体模型的腰椎损伤，如图 4 (d) 所示，零重力坐姿的乘员腰椎应力值大于传统坐姿，这是因为传统坐姿下乘员腰椎的载荷主要来源于上半身运动幅度较大而产生的弯曲载荷；而零重力坐姿由于坐垫倾斜角度较大，除了受到上半身运动导致的弯曲载荷外，倾斜的坐垫结构还会在垂直方向对乘员腰椎产生垂直载荷，从而导致零重力坐姿乘员腰椎的应力值大于传统坐姿。

### 3.2 零重力座椅设计参数对 THUMS 的运动姿态的影响分析

为提高乘员的座椅舒适度和多样化选择，当前的大多数零重力座椅支持乘员自行调节座椅靠背角度和坐垫倾角，本研究初步探究了零重力座椅关键设计参数靠背角、坐垫倾角变化对 THUMS 运动姿态带来的影响。靠背角  $\alpha_1$  的推荐值为  $40^\circ \sim 70^\circ$ ，坐垫角  $\alpha_2$  的推荐值为  $16^\circ \sim 30^\circ$ ，如表 3 所示。本研究选取两组仿真进行对比：第一组坐垫倾角固定为  $24^\circ$ ，选取  $40^\circ$ 、 $55^\circ$ 、 $70^\circ$  三种靠背角来进行对比（第 01、03、05 工况），第二组靠背角度固定

为  $55^\circ$ ，选取  $16^\circ$ 、 $24^\circ$ 、 $30^\circ$  三种坐垫倾角来进行对比（第 02、03、05 工况）。

表 3 零重力座椅关键布置参数计算矩阵布置参数  
Table 3 Calculation Matrix for Key Layout Parameters of Zero-Gravity Seat

工况	靠背角 $\alpha_1 / (^\circ)$	坐垫角 $\alpha_2 / (^\circ)$
01	40	24
02	55	16
03	55	24
04	55	30
05	70	24

如图 6 所示，为  $40^\circ$ 、 $55^\circ$ 、 $70^\circ$  靠背角下 THUMS 人体模型的运动姿态对比。

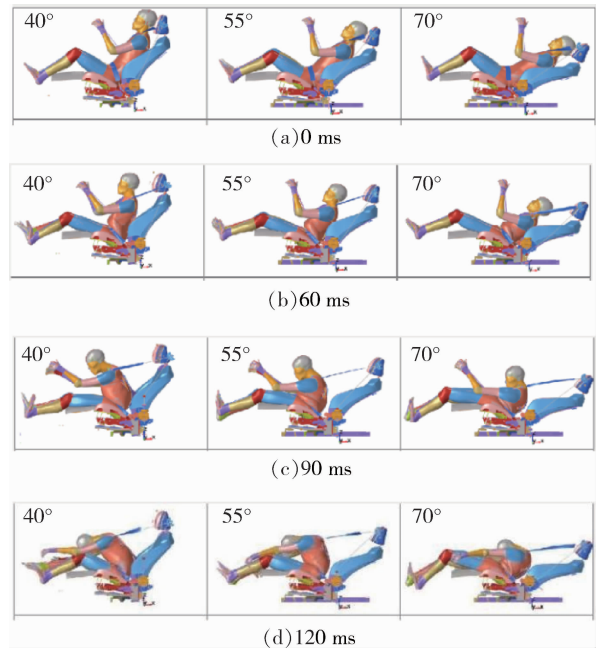


图 6 不同靠背角运动姿态对比  
Fig. 6 Comparison of Motion Postures at Different Backrest Angles

可以发现，随着靠背角度增加，导致乘员半倾姿态程度增加，从而导致安全带与胸部的间隙过大、胸部束缚力变小，直接作用于腹部的阻力分力也变小。靠背角增大会导致乘员半倾姿态程度增加以及安全带束缚力的减小，以至于大角度的座椅靠背和安全带无法共同作用起到很好地固定乘员姿态的作用，极易发生下潜现象。

如图 7 所示，为同一座椅靠背角度、与水平方向呈  $16^\circ$ 、 $24^\circ$ 、 $30^\circ$  坐垫倾角下 THUMS50 人体模型的运动姿态对比。可以发现，坐垫倾角的增大会在水平方向给予乘员骨盆阻力，减缓乘员下潜程度。

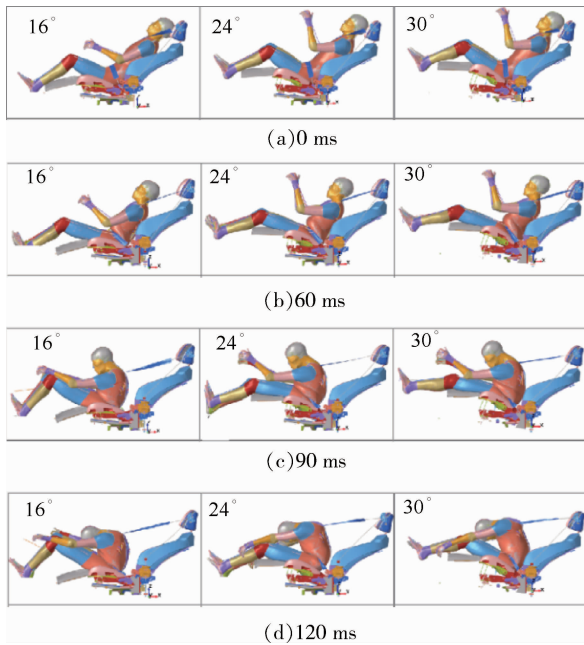


图7 不同坐垫倾角运动姿态对比  
Fig. 7 Comparison of Motion Postures at Different Cushion Angles

## 4 结论

本研究基于能够实现多种坐姿要求的 THUMS50 人体模型以 100% 正面碰撞工况的仿真模型, 研究对比了传统坐姿和零重力坐姿下 THUMS50 的运动趋势以及损伤特征的不同, 同时研究了零重力座椅关键设计参数座椅靠背角和坐垫倾角的变化对 THUMS 的运动趋势的影响, 并得出以下结论:

①在乘员运动趋势方面, 相对于传统坐姿, 零重力坐姿正面碰撞过程中 THUMS50 人体模型整体运动幅度偏小, 主要是因为零重力坐姿的坐垫倾角较大, 坐垫在水平方向上对乘员向前运动的阻力更大。

②在乘员损伤特征方面, 相对于传统坐姿, 零重力坐姿的头部损伤较小, 主要是因为传统坐姿乘员头部运动幅度大于零重力坐姿乘员; 零重力坐姿乘员的颈部损伤大于传统坐姿, 一方面是因为零重力坐姿坐垫倾斜导致乘员上半身向前运动受阻而头部继续向前运动的惯性力, 因此颈部受到头部与胸椎之间的相对作用力变大, 另一方面零重力坐姿乘员处于半倾斜姿态会导致碰撞后安全带作用于颈部下缘, 极易勒紧颈部造成损伤风险; 传统坐姿的胸部肋骨塑性变形比零重力坐姿更严重, 是因为传统坐姿下肩带与乘员胸部吻合性更高, 且整体运动幅

度较大, 而零重力坐姿乘员整体运动幅度较小, 且处于半倾姿态安全带更多作用于颈部下缘, 对胸椎肋骨的载荷并不如正常姿态大; 零重力坐姿乘员腰椎应力值大于传统坐姿, 是因为传统坐姿下乘员腰椎的载荷主要来源于上半身向前运动而产生的弯曲载荷; 零重力坐姿除了受到上半身向前运动导致的弯曲载荷外, 倾斜的坐垫还会在垂直方向对乘员腰椎产生垂直载荷, 从而导致零重力坐姿乘员腰椎的应力值大于传统坐姿。

③座椅靠背角度增大会导致乘员半倾姿态程度增加以及安全带对乘员束缚力的减小, 以至于座椅靠背角度越大, 越是无法和安全带共同作用起到很好地固定乘员姿态的目的, 越是容易发生下潜现象; 而同一座椅靠背角度, 坐垫倾角增大会使给予乘员水平方向上的骨盆阻力变大, 从而减缓乘员下潜程度。

通过以上分析, 对传统坐姿和零重力座椅坐姿下乘员的运动与损伤特征以及零重力座椅靠背角度、坐垫倾角对乘员运动姿态的影响有了深入的了解, 为零重力座椅配置对乘员保护性能的影响分析提供了数据参考, 为针对零重力坐姿的乘员保护性能开发提供了技术支持。

### 参考文献:

- [1] FORMAN J, LIN H, GEPNER B, et al. Occupant safety in automated vehicles: effect of seatback recline on occupant restraint [J]. Society of Automotive Engineers of Japan, 2019(2): 102-139.
- [2] GEPNER B D, DRAPER D, MROZ K, et al. Comparison of human body models in frontal crashes with reclined seatback [C] //Proceedings of the 2019 International IRCOBT Conference on the Biomechanics of Injury. Florence, Italy: IRCOBT, 2019: 293-305.
- [3] TRAN D, HOLTZ J, MULLER G, et al. A study of the effect of reclined seatback on the occupant kinematics in an autonomous emergency braking using a MADYMO active human body model [C] //Proceedings of the VDI-Tagung Fahrzeugsicherheit, 2019. Berlin GER; [s. n.], 2019: 17-27.
- [4] RICHARDSON R, JA YATHIRTHA M, DONLON J P, et al. Pelvis kinematics and injuries of reclined occupants in frontal impacts [C] //Proceedings of the 2020 International IRCOBT Conference on the Biomechanics of Injury. Beijing, China: IRCOBT, 2020: 499-515.

- [5] 杜长江, 乔宇, 彭伟强, 等. 基于工况分析的零重力座椅乘坐姿态研究 [J]. 中国汽车, 2023(10): 61-64.
- [6] 张程. 乘用车零重力座椅布置及优化设计 [J]. 汽车文摘, 2023(4): 35-39.
- [7] WARD C, CHAN M, NAHUM A. Intracranial pressure-a brain injury criterion [C] //Proceedings of the 2009 Stapp Car Crash Conference [S. L.]: Stapp Association. 2009: 161-184.
- [8] 杜登云. 人体颈椎建模及车辆后碰撞颈部损伤研究 [D]. 吉林: 吉林大学, 2014.
- [9] MCCALDEN R W, MCGEOUGH J A, BARKER M B, et al. Age-related changes in the tensile properties of cortical bone, the relative importance of changes in porosity, mineralization, and microstructure [J]. Journal of Bone & Joint Surgery-American, 1993, 75 (8): 1193-1205. DOI: 10.1590/S0034-89101993000500001.

(上接第 38 页)

③本文建立了拉伸型、剪切型螺栓连接界面有限元数值计算模型, 通过进行剪切型螺栓界面的准静态拉伸仿真, 提取界面发生第一次滑移时的界面滑移力, 标定了 4 种常见金属材料界面的摩擦系数, 为螺栓连接界面力学性能精确仿真提供支撑。

#### 参考文献:

- [1] 王东. 结构动力学问题中连接界面的非线性力学建模 [D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
- [2] 王东, 胡杰, 万强. 考虑连接界面局部非线性的动力学分析方法 [J]. 四川理工学院学报 (自然科学版), 2016, 29 (5): 52-56.
- [3] 姜春云. 螺栓连接结构动力学仿真分析方法研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
- [4] 金奕山, 李琳. 随机振动载荷作用下结构 Von Mises 应力过程的研究 [J]. 应用力学学报, 2004, 21 (3): 157-158.
- [5] 郭历伦, 陈忠富, 罗景润, 等. 预紧力状态螺栓连接结构动力学响应的一种数值方法研究 [J]. 机械强度, 2015, 37 (6): 1119-1123.
- [6] 陈水胜, 胡海, 华中平. 基于螺栓结合面阻尼特性的分析与研究 [J]. 湖北工业大学学报, 2013, 28 (2): 102-104.
- [7] OLDFIELD M, OUYANG H, MOTTERSHEAD J E. Simplified models of bolted joints under harmonic loading: Recent advances and applications [J]. Computers and Structures, 2023, 276: 108932.
- [8] BRAKE M R, REUSS P, SEGALMAN D J, et al. Variability and repeatability of jointed structures with frictional interfaces [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 185: 109732.
- [9] 胡浩, 刘信恩, 肖世富, 等. 横向与轴向联合载荷作用下螺栓连接松动特性分析 [J]. 兵器装备工程学报, 2023, 44 (10): 313-320.
- [10] CAO J X, XIONG H B, LIU Y Y. Experimental study and analytical model of bolted connections under monotonic loading [J]. Construction and Building Materials, 2021, 270: 121380.
- [11] KONG Q, LI Y, WANG S, et al. The influence of high-strength bolt preload loss on structural mechanical properties [J]. Engineering Structures, 2022, 271: 114955.
- [12] YOKOZEKI K, HISAZUMI K, VALLÉE T, et al. Hybrid joints consisting of pre-tensioned bolts and a bonded connection, part II: large-scale experiments [J]. International Journal of Adhesion and Adhesives, 2024, 128: 103523.
- [13] JOHNSON K L. Contact mechanics [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1985. [14] American Society of Mechanical Engineers. ASME PCC-1: Guidelines for pressure boundary bolted flange joint assembly [S]. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2010.

文章编号: 1009-4687(2025)02-0056-09

# 磁流变半主动悬架系统及智能控制策略研究进展

何宇亭<sup>1</sup>, 王靖岳<sup>1</sup>, 张硕<sup>1</sup>, 王军年<sup>2</sup>

(1. 沈阳理工大学 汽车与交通学院, 辽宁 沈阳 110159;

2. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130025)

**摘要:** 随着现代汽车工业的快速发展, 对于车辆的行驶安全性、乘坐舒适性以及操控稳定性的要求日益提高。磁流变半主动悬架系统作为一种新型的智能悬架技术, 因其独特的可调阻尼特性和快速响应能力, 受到了广泛关注。本文介绍了半主动悬架系统的基本概念、磁流变液、磁流变阻尼器的基本结构和工作原理; 对磁流变阻尼器的动力学模型及其优化方法、磁流变阻尼器的结构设计与性能优化进行综述, 分析了当前研究中存在的问题和挑战; 介绍智能控制策略在磁流变半主动悬架系统中的应用, 其中包括模糊控制、滑模控制、神经网络控制等智能控制策略的应用。最后, 总结了当前磁流变半主动悬架系统及智能控制策略研究的最新进展, 并展望未来的发展方向。

**关键词:** 磁流变阻尼器 (MRD); 控制策略; 半主动悬架; 磁流变液 (MRF)

中图分类号: U463.33

文献标识码: A

## A Review of Magnetorheological Semi-Active Suspension Systems and Intelligent Control Strategies

HE Yuting<sup>1</sup>, WANG Jingyue<sup>1</sup>, ZHANG Shuo<sup>1</sup>, WANG Junnian<sup>2</sup>

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

2. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun, Jilin 130025, China)

**Abstract:** With the rapid advancements of the modern automotive industry, the demands for vehicle safety, ride comfort, and handling stability are continuously increasing. The magnetorheological semi-active suspension system, as a novel intelligent suspension technology, has garnered significant attention due to its unique adjustable damping characteristics and rapid response capabilities. First, the basic concepts of semi-active suspension systems, magnetorheological fluids, and the fundamental structure and working principles of magnetorheological dampers were introduced. Next, the dynamic models of magnetorheological dampers and their optimization methods, as well as the structural design and performance optimization of these dampers, were reviewed, and the existing problems and challenges in current research were analyzed. Subsequently, the application of intelligent control strategies in magnetorheological semi-active suspension systems was discussed, including strategies such as fuzzy control, sliding mode control, and neural network control. Finally, the latest advancements in the research on magnetorheological semi-active suspension systems and intelligent control strategies were summarized, and future development directions are outlined.

**Key words:** magnetorheological damper (MRD); control strategy; semi-active suspension;

收稿日期: 2025-01-04

基金项目: 辽宁省自然科学基金资助项目 (2020-MS-216); 汽车仿真与控制国家重点实验室开放基金资助项目 (20191203)。

作者简介: 何宇亭 (1998-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆系统动力学与控制。

作者简介: 王靖岳 (1978-), 男, 教授, 博士, 研究方向为车辆系统动力学与控制。

Received: 04 Jan 2025/Revised: 18 Apr 2025/Accepted: 23 Apr 2025/Published online: 25 May 2025/Printpublished: 25 Jun 2025

## magnetorheological fluids (MRF)

车辆悬架系统是汽车中极为重要的组成部分,它直接影响到车辆的行驶性能和乘坐体验。在多样化的路面条件下,如何提高车辆的行驶平顺性、安全性和操控性,是汽车悬架设计的核心问题。传统的被动悬架由于参数固定,难以适应多变的行驶环境,而主动悬架虽然性能优越,但成本高昂、能耗大,限制了其广泛应用。因此,介于两者之间的半主动悬架系统应运而生,其中磁流变半主动悬架系统因其独特的优势而成为研究的热点<sup>[1]</sup>。磁流变半主动悬架系统能够实时响应路面变化和驾驶行为,其机构简单、能耗较低、鲁棒性好,能显著提高车辆的行驶性能。此外,控制策略的优劣直接影响车辆的舒适性与操纵性。经典控制算法更多地考虑单输入单输出问题,而现代控制算法主要基于状态空间的表达,可以实现悬架中多目标控制。智能控制策略以传统控制算法为框架,通过使用智能算法与以往的控制策略相结合,以达到参数优化、控制精度和适应性的目的<sup>[2]</sup>。

## 1 磁流变半主动悬架系统综述

### 1.1 半主动悬架系统

悬架系统根据其工作原理和结构主要分为被动悬架、半主动悬架和主动悬架三类。目前市场上最常见和技术最成熟的是被动悬架系统,其通过弹性元件和减振器共同作用来抑制振动。主动悬架系统则通过一个动态可控的控制器来替代传统悬架系统中的弹性元件或减振器,其原理是根据车辆运行过程中检测到的环境和车身参数,通过控制器控制设备产生相应的作用力来改变车身运行状态,从而达到预期效果。主动悬架虽然能够显著提高车辆的操纵稳定性和乘坐舒适性,但是受限于其制造成本高,结构复杂,同时在运行过程中消耗大量能量,因此在市场上尚未得到广泛应用<sup>[3]</sup>。

半主动悬架系统的结构如图1所示,其设计与被动悬架结构相似。半主动悬架系统由可调弹簧和可调阻尼元件组成,这些组件能够根据实时的路况和车辆动态进行调整,从而提供更优的减振效果。

具体来说,半主动悬架系统利用传感器来监测车速、车身加速度、悬架位移等参数,然后通过控制器对悬架的刚度和阻尼特性进行调整。与被动悬架系统相比,半主动悬架系统能够更有效地适应不

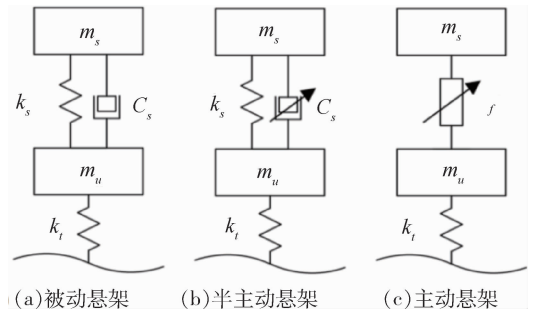


图1 悬架结构示意图

Fig. 1 Schematic of Suspension Structure

同的行驶条件,提高车辆的操控性和乘坐舒适性。相较于主动悬架系统,半主动悬架成本低、结构简单,且在控制单元或电源系统失效时,仍可作为被动悬架进行运行,从而降低了车辆失控的风险。

### 1.2 磁流变液(MRF)

20世纪40年代初,美国学者RABINOW首先发现MRF并应用于车辆离合器中<sup>[4]</sup>。MRF作为一种智能材料,其主要组成成分为磁性颗粒、表面活性剂和基础载液<sup>[5]</sup>。在没有施加磁场的情况下,磁流变液中的磁性颗粒处于随机分散的状态,此时磁流变液可以流动。当施加磁场时,这些磁性颗粒会在磁场的作用下形成链状结构。随着磁场强度的增加,链状结构的数量也会随之增加,MRF的抗剪性也随之增强。

近年来,国内外研究者针对MRF的研究主要集中在外部磁场激励下的MRF制备、流变特性<sup>[6]</sup>和力学行为<sup>[7]</sup>等方面。KUBIK等<sup>[8]</sup>针对MRF的微观结构下的流变特性进行了详细研究。肖林京等<sup>[9]</sup>分析了磁场作用下MRF的剪切性能。熊皓等<sup>[10]</sup>通过实验分析了表面活性剂对MRF沉降稳定性能的影响。JI等<sup>[11]</sup>研究了高温环境下的软磁性颗粒和基础载液的性能变化,并制备了一种新型的抗高温MRF。MCKEE等<sup>[12]</sup>通过开发了一个包含MRF温度依赖属性的理论模型,分析了不同温度、运动频率和磁场下的MRF悬浮系统的性能。

### 1.3 磁流变阻尼器(MRD)

MRD是一种利用MRF的特性来实现阻尼力可调节的智能阻尼器,MRD具有响应速度快、可连续调节、控制精度高等特点,因此广泛应用在车辆、航天、建筑等领域的振动控制当中。如图2所示,MRD基本组成有缸体、活塞、电磁线圈、MRF。

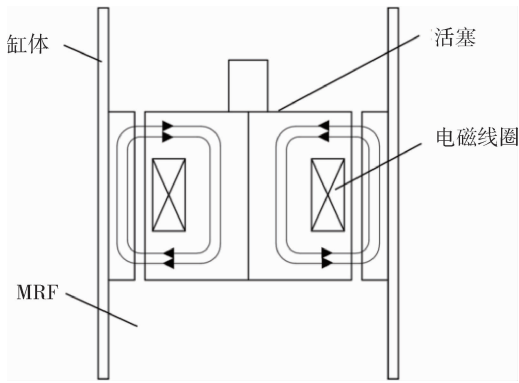


图2 MRD结构示意图  
Fig. 2 Schematic of MRD Structure

国外对 MRD 的研究起步较早, Lord 公司在 20 世纪 90 年代就已研制出了一款磁流变半主动座椅悬架装置, Delphi 公司研制出了一款 MRD 并将其成功应用至悬架系统中. SAPINSKI 等<sup>[13]</sup>研究了挤压模式下的 MRD 性能, 证明电磁电路响应是 MRD 动态性能的主要影响因素. JENIS 等<sup>[14]</sup>以 Delphi 公司的 MRD 为原型机, 研究了不同 MRF 和不同控制器下的动态性能, 结果表明除电磁电路的影响之外, 线圈芯中涡流引起的磁感应响应时间也是重要影响因素之一. 与此同时, 国内学者也对此投入了大量研究. 林展等<sup>[15]</sup>设计了一种全尺寸旋翼 MRD, 并研究了结构参数、运动参数、电流参数对其影响, 最后通过试验证明其旋翼 MRD 样件性能稳定. 彭志召等<sup>[16]</sup>提出了一种具有并联常通孔的 MRD, 当电流为零时, 磁流变液通过常通孔和感应通道流动, 实现最小阻尼系数; 当电流最大时, 磁流变液堵塞感应通道, 仅通过常通孔流动, 实现最大阻尼系数.

## 2 磁流变半主动悬架系统研究现状

### 2.1 MRD 的力学模型优化

MRD 的力学模型是设计、控制、优化 MRD 的重要工具, 有助于提升其在各种应用中的整体性能和可靠性. 但由于磁流变液自身的非线性特性及磁场分布的非均匀性, MRD 通常表现出显著的非线性阻尼特性和滞后性. 因此, 在对 MRD 进行参数化和非参数化模型建模时, 不仅对精确性提出了更高的要求, 同时也显著增加了其复杂程度<sup>[17]</sup>. 国内外研究人员为了更好地描述 MRD 的行为, 结合 MRF 屈服过程中不同阶段的特点和 MRD 的几何和结构设计, 提出了一些不同的 MRD 力学模型.

参数化模型如 Bingham 模型、Bouc-Wen 模型、非线性滞回双黏性模型等. 这种模型结构简单、参数明确、易于分析, 但非常依赖参数的准确性<sup>[18]</sup>, 且在应用至实际 MRD 控制器时模型求逆较为困难. 针对这个问题, 尹绍琪<sup>[19]</sup>使用粒子群算法对修正 Bouc-Wen 模型进行参数识别, 并通过 BP 神经网络的方法获取其逆模型, 通过仿真验证了其模型能精准描述 MRD 的正、逆特性. 梁冠群等<sup>[20]</sup>提出了一种变温参数化双滞回模型, 能够准确描述 MRD 的黏滞阻尼、刚度及滞回特性, 并由此基础上得到 MRD 温度修正的逆模型, 有效提升了 MRD 约束的电流控制精度. 针对在动态负载情况下, 建立一个简单且精确的模型的需求, PENG 等<sup>[21]</sup>提出了一种结合理论推导与试验识别的方法, 研究了 MRD 的尺寸效应, 再结合遗传算法对修改的 Bouc-Wen 模型进行参数优化, 最终建立了带有时滞因子的 MRD 简化力学模型. HE 等<sup>[22]</sup>提出了一个能描述 MRD 在不同电流和速度下行为的统一模型, 并建立了基于 ANFIS 逆模型, 通过精确数据的训练, 可实现对期望阻尼力信号的有效跟踪, 仿真结果证明相比于传统算法, 这种模型可以有效地提升半主动悬架控制性能和响应速度. KURCZYK<sup>[23]</sup>提出了一种模糊控制方法, 使用 Bingham 模型来模拟 MRD, 并采用 T-S 模糊推理系统和三角形隶属函数来定义输入变量, 通过 IF-THEN 规则存储专家知识, 实现对 MRD 阻尼系数的控制. 构建了无需逆模型且能提高抗建模误差能力的模糊控制器. 通过全地形车的数据模拟, 证明该方法能够有效减少车辆振动, 提高驾驶舒适性和安全性.

非参数模型如神经网络模型、机器学习算法等. 其优点是不依赖参数或经验公式, 对减震器的力学性能复原较为准确. 但其数据需求较大, 不适合实时控制, 且需要先进算法和大量计算资源予以支撑, 当数据不足和噪声过大时易出现过拟合现象. MARTINEZ 等<sup>[24]</sup>在基于人工神经网络 (ANN) 的模型和传统的 Bingham 模型的情况下, 研究了模型在控制器设计阶段的定性特性和定量误差, 以及这些因素如何影响悬挂系统的闭环性能. 研究发现, 当磁流变半主动悬挂系统接近共振频率时, ANN 模型在捕捉 MRD 的非线性特性方面更为有效. 潘公宇等<sup>[25]</sup>提出了一种混合 MRD 力学模型, 结合参数化和非参数化方法来描述 MRD 阻尼力. 该模型使用自适应神经模糊系统 (ANFIS) 来建立位移和速度对阻

尼力的非线性关系,同时通过参数化方法来描述阻尼力随电压和速度的变化特性,在降低数据需求量的同时,还避免拟合过程中的大量参数辨识问题.为了提高对系统不确定性和时间延迟的处理能力,DZUNG等<sup>[26]</sup>提出了一种基于ANFIS非参数化MRD模型,并开发了一个模糊滑模控制器,通过LYAPUNOV稳定性分析设计控制律,以减弱MRD的模型误差,从而提供更好的振动控制性能.

## 2.2 MRD的结构与性能优化

MRD作为其中对振动控制的执行部分,其结构设计和性能优化对其的性能表现至关重要,近年来受到研究人员的广泛关注,以往MRD在设计优化中通常不考虑制造限制而去寻得最优解,容易陷入局部最优解的问题当中.NASERIMOJARAD等<sup>[27]</sup>提出了一种利用数学优化和有限元分析(FEA)的MRD优化设计方法,用于设计功耗低和重量轻的阀芯磁流变阻尼器,同时考虑制造限制和公差,以确保全局最优解的可行性和实用性.NANTHAKUMAR等<sup>[28]</sup>进行了MRD的多物理场研究,分析了MRD阻尼力与内部结构、MRF的流变行为、电流大小和电磁线圈匝数的关系.YU等<sup>[29]</sup>提出了一种新型基于螺旋流模式的MRD,基于Bingham模型进行力学分析和FEA进行有源区的磁场计算,通过多目标优化方法得到了最优的几何参数,可以在有限的空间内做到更高的转矩密度并缩小结构尺寸.ATABANI等<sup>[30]</sup>提出了自感和自供电阻尼器技术,有效地减小了阻尼器的结构尺寸并降低了维护成本.

DONG等<sup>[31]</sup>提出了一种考虑温度影响的MRD的鲁棒优化设计方法,通过Six $\sigma$ 优化算法和响应面方法提高了MRD在温度变化下的稳定性和性能.YOON<sup>[32]</sup>等将悬架模型进行线性化,并在Nyquist域中分析了考虑MRD响应时间的闭环反馈系统的灵敏度,进而研究了MRD响应时间对整车悬挂系统性能的影响.PANG等<sup>[33]</sup>设计了一种模糊神经网络(FNN)控制器,通过使用粒子群优化算法和Backpropagation算法帮助FNN控制器的学习和训练,并将所得结果应用于模糊控制器,从而实现输入电流的有效控制.胡国良等<sup>[34]</sup>提出一种基于Sigmoid力学模型的混合阻尼模糊电流控制策略,利用模糊控制器实现了MRD等效阻尼系数的连续可调和阻尼分配系数的自动调节.这些研究有效推进了MRD技术的发展,增强了其在复杂工

况下的应用能力和可靠性.

考虑到MRD在工作中主要依赖车载供电系统进行供能,在实际场景应用中,必须考虑其可持续性和环境适应性<sup>[35]</sup>,对其在实际场景中应用至关重要.为了解决MRD在工作过程中受路面激励时振机械能转化为热能损失的问题,席兴盛等<sup>[36]</sup>设计了一种内置电磁感应发电装置的振动能量采集型MRD,并通过COMSOL软件进行仿真和对比,分析了发电装置永磁体组高度对发电性能的影响.CHEN等<sup>[37]</sup>首次提出了一种用于摩托车悬挂系统的自供能MRD,该系统能够将机械能转换为电能,实现能量回收,从而提高能效并减少对外部电源的依赖.SAPINSKI等<sup>[38]</sup>提出了一种应用于半主动悬架的能量收集型MRD,其中基于法拉第定律的电磁振动能量收集器可以为MRD供电,同时设计嵌入式系统对悬架进行控制,通过实验证明了其采集的电量可以满足悬架的调节并实现自感知动作,也证明了为悬架设计特别的嵌入式系统的可行性.

## 3 磁流变半主动悬架智能控制策略

### 3.1 天棚和地棚控制策略

天棚控制策略是由KARNOPP和CROSBY教授提出并应用至半主动悬架控制当中<sup>[39]</sup>,这种方法假设一个天空(惯性参考面),并在这个惯性参考面与簧载质量间引入一个阻尼器,通过控制阻尼器的阻尼力来实现抑制车身振动,提高车辆的舒适性.地棚控制则是假设地面作为惯性参考面进行研究,通过调节悬架阻尼力的方法来实现抑制非簧载质量(车身部分)的振动.这种方法显著降低了轮胎对地面的冲击载荷,从而提升了车辆的操纵稳定性<sup>[40]</sup>.因为其关注抑制车身的振动,因此会导致乘坐舒适性变差.

这两种控制策略均对悬架中单一性能指标进行优化,很难在性能指标间取得权衡,因此无法获得较好的悬架控制效果.研究人员根据天棚和地棚控制策略的特点陆续提出了天棚on-off算法<sup>[41]</sup>和天-地棚混合控制<sup>[42]</sup>等控制策略.这些算法可以实现更精确的控制、更强的抗干扰性、同时更能兼顾舒适性和操控性.

### 3.2 最优控制

最优控制是一种基于状态空间理论的控制算法,通过优化系统的状态和控制输入来实现性能指

标的最优。其需要被控对象是一个线性系统或近似线性系统且具有准确的数学模型。通过将期望优化的性能指标作为目标函数，通过设计最优控制器，使被控性能指标达到最优。

最优控制中应用较为广泛的是线性二次型最优控制(LQR)、线性二次型高斯优化(LQG)和模型预测控制(MPC)。武云鹏等<sup>[43]</sup>提出了一种广义预测控制算法，通过采用模型预测、滚动优化和反馈校正来实现被控性能指标的最优控制，能及时矫正因模型失配和时变干扰而引起的不确定性，但是其权重系数取值由试凑法所得，存在权重系数无法进行在线调整的问题。其中最优控制的性能指标中 $Q$ 和 $R$ 分别是状态误差和控制输入的权重，往往依赖于设计者主观因素，通常需要通过大量的试错来取得合适的值，且对仿真结果存在较大影响。邵帅等<sup>[44]</sup>设计了一种GA-LQR控制器，将磁流变半主动悬架的性能指标作为目标函数，对控制器中加权系数 $Q$ 和 $R$ 进行优化设计。通过以随机路面激励作为输入，证明了其乘坐舒适性和操作稳定性方面表现更优。

为应对磁流变半主动悬架系统中控制精度和响应迟滞的问题。WANG等<sup>[45]</sup>提出一种增强的卡尔曼滤波器和基于等效替代泰勒级数-线性二次高斯(ERBTS-LQG)控制策略，通过估计系统状态向量和系统内实时变化量，并根据迟滞时间对控制力进行补偿，从而达到了提升控制精度和控制效果的目的。陈潇凯等<sup>[46]</sup>提出了一种变步长模型预测控制算法，结合车速和双目相机采集的车前离散冲击的距离来调整预瞄控制器输入步长，用以指导半主动悬架系统进行实时调节，仿真结果表明能有效提升车辆的动力学表现。

### 3.3 滑膜控制

滑膜控制又称为变结构控制，是一种非线性控制方法。这种方法通过定义滑膜面并设计滑膜控制律，使得系统状态能够达到并保持在这个滑膜面上并跟随滑膜面滑动，从而实现控制效果。滑膜控制是在滑动模态下对系统的动态行为进行控制，不依赖于系统的具体参数，且滑膜面上的切换控制律能快速响应外部扰动，因此其具有良好的鲁棒性。此外，滑膜控制通常只需要基本的逻辑判断和开关操作，从而使其具有实现简单和快速响应的特点。为了保证滑动模态的稳定性，郑玲等<sup>[47]</sup>设计了一种基于模型跟踪理论的滑膜控制器，通过饱和函数代

替开关函数，削弱了滑膜控制在高频范围内的抖振现象。随后，郑玲等<sup>[48]</sup>又在4自由度车辆动力学模型的基础上，设计了多输入系统的滑膜控制器，仿真结果表明多输入系统的滑膜控制器性能稳定，滑膜控制在模型参数变化时依然保持高度的鲁棒性。

但上述两个研究均是基于线性模型的基础上开展的。考虑到磁流变半主动悬架的非线性特性及系统振动抑制问题，ZHU等<sup>[49]</sup>提出了一种基于LMI的时滞相关滑膜变结构控制方法，通过建立一个考虑时间延迟的汽车半主动悬架系统的动态模型，定义参数相关的LYAPUNOV切换泛函，推导闭环时间延迟系统的渐近稳定性条件，通过广义特征值优化问题，计算了半主动悬架系统的临界时间延迟，保证了系统在存在时间延迟情况下的稳定性。

### 3.4 鲁棒控制

在控制过程中，磁流变半主动悬架系统的性能和参数会受到环境变化、建模误差等影响，导致理论上控制性能良好的控制器出现失稳现象。而鲁棒控制的目标就是即使系统参数存在变化或者受到外部干扰的情况下，控制系统仍能达到预定的性能指标，如快速响应、较小的超调和稳定的稳态误差等。常用的鲁棒控制的方法有最小化系统对外部扰动增益的 $H_{\infty}$ 范数控制、降低系统对参数变化的敏感度 $\mu$ 分析和 $\mu$ 综合、用于估计系统状态观测器设计和根据系统行为进行自动调整的自适应控制等。

考虑到磁流变半主动悬架在舒适性与稳定性之间的权衡问题，Félix-Herrán等<sup>[50]</sup>提出了一种基于T-S模糊模型的 $H_2$ 控制器，其基于二次型李雅普诺夫稳定性理论和线性矩阵不等式(LMI)方法进行求解，通过并行分布式补偿(PDC)方法应用控制信号，仿真结果表明满足悬架的性能要求，但并未充分考虑半主动悬挂系统的非线性和适应性。对此问题，寇发荣等<sup>[51]</sup>利用LPV(线性参数变化)技术准确地描述了系统的非线性行为，并根据控制系统性能目标和约束条件，设计了一种基于非线性和混合不确定性的LPV- $\mu$ 控制器，可使半主动悬架在多目标性能控制中取得权衡，并在恶劣条件下仍能保证系统的控制能力。

### 3.5 模糊控制策略

模糊控制是一种利用模糊逻辑处理系统中不确定性和模糊性的先进控制策略。由图3所示，该方法通过模糊集合和模糊规则来模拟专家的决策过

程, 将精确的输入数据转换为模糊值, 并在模糊逻辑系统内进行推理, 最终通过解模糊过程输出精确的控制指令。

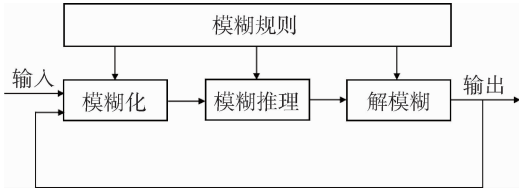


图3 模糊控制流程图  
Fig. 3 Flowchart of Fuzzy Control

模糊控制器的设计包括确定模糊集合、定义隶属度函数、构建模糊规则库以及选择合适的解模糊化方法。其适用于那些难以建立精确数学模型的复杂系统, 模糊控制的主要优势在于其适应性强、鲁棒性高, 且易于实现, 已成为非线性和不确定性系统控制领域的重要工具。BIGLARBEQIAN 等<sup>[52]</sup>设计了一种模糊控制器, 有效降低了车辆侧倾角和线性传递比, 并开发了四个分散式模糊控制器应用于每个车轮, 从而降低了车辆的侧翻风险。

为了解决模糊控制的规则过分依赖专家经验, 因其不变性而导致适应性弱, 无法达到最优的控制效果的问题, 通常引入优化算法和自适应机制来调整模糊控制器的参数, 以提高模糊控制器的自适应能力和控制效果。陈长征等<sup>[53]</sup>将神经网络与模糊逻辑控制进行融合, 实现了模糊规则的自适应调整, 仿真结果表明相比于单一模糊控制器, 这种控制方法对半主动悬架性能有显著改善。TALIB 等<sup>[54]</sup>提出了一种改进萤火虫算法(AFA)算法对模糊控制器(FL-AFA)进行调整, 有效地提高了控制器参数的准确性, 但对于干扰抑制和阻尼参数控制精度方面仍有不足。王椿等<sup>[55]</sup>设计了一种变论域模糊PID控制策略, 通过调节论域伸缩因子来提高控制精度。模糊控制器采用二输入三输出的形式, 输入变量为车身垂直加速度和设定值的误差及其变化率, 输出变量为PID控制器的增量。有效地提高了车辆磁流变半主动悬架系统的控制精度和性能, 显著改善了车辆的乘坐舒适性和操作稳定性。董小冈等<sup>[56]</sup>基于整车7自由度动力学模型的基础上, 引入了混合田口遗传算法对实现对模糊控制器和模糊规则的同时优化, 克服了专家经验的依赖性和局限性。优化后的模糊控制策略能够显著降低车辆在确定路面激励下的垂向加速度峰值和随机路面激励下的加速度均方根值, 显著提高车辆的平顺性。

### 3.6 自适应控制

自适应控制主要适用于无数学模型和参数的控制系统, 其可以根据系统的动态状况来调节控制器的参数以适应外部的变化。

常用的自适应控制有模型参考自适应控制、自校正控制等<sup>[57]</sup>。模型参考自适应控制是首先设计一个控制律和理想化的参考模型, 通过调整控制输入, 以减少被控系统与参考模型之间的差异。自校正控制方法利用算法分析输入输出数据, 识别系统动态特性并进行参数调节, 从而优化控制器性能。MAJDOUB 等<sup>[58]</sup>基于 Lyapunov 理论, 结合状态观测器和自适应状态反馈控制律和参数自适应算法设计了一个自适应控制器, 通过仿真验证了其在提高乘坐舒适性上的优越性能。

自适应控制的计算较为复杂且对系统的实时性要求较高, 单一使用自适应控制无法满足所有性能指标的最优, 因此学者将自适应控制与其他控制策略结合使用并获得了良好的控制效果, 如自适应滑膜控制<sup>[59]</sup>、自适应模糊控制<sup>[60]</sup>等。庞辉等<sup>[61]</sup>基于投算影子的自适应控制律, 设计了一种能够处理安全约束问题的自适应反推控制器。所提出的自适应反推控制策略能够确保磁流变悬架系统在行驶过程中保持良好的全局渐近稳定性, 显著提升车辆的行驶平顺性, 并满足悬架系统的各项安全约束。

### 3.7 神经网络控制

神经网络控制通过使用神经网络来处理复杂的非线性系统。其具有强大的非线性映射能力, 无需系统的精确模型, 具有良好的自学习、泛化性和非适应性。

神经网络的学习能力主要取决于神经元的个数和维数, 当神经元的个数和维数增加时, 其能学习的数学模型也就越复杂。神经网络在控制策略的应用主要有三方面, 一是利用车辆动态和悬架系统的历史数据训练神经网络模型, 使其能够学习不同工况下悬架系统的动态响应特性<sup>[62]</sup>; 二是利用神经网络根据传感器采集的车辆或路面等的动态数据预测出最佳的阻尼力调节参数<sup>[63]</sup>; 三是利用各控制策略的优势, 通过神经网络与其他控制策略的结合实现优势互补的目的<sup>[64]</sup>。ZHAO 等<sup>[65]</sup>提出了一种基于神经网络的自适应控制框架, 通过径向基函数神经网络和投影估计器, 解决了不确定质量和时变输入延迟的问题, 并引入 Lyapunov-Krasovskii 函数, 确保了悬挂系统在随机路况下的高度跟踪和估

计误差的收敛性. WANG 等<sup>[66]</sup>研究了增强型反向传播神经网络控制在带有磁流变减震器的车辆半主动悬挂系统中的应用. 提出了一种结合粒子群优化和反向传播算法的混合训练方法, 以提高控制器的性能和稳定性. 仿真结果显示, 该方法在不同路况下有效改善了悬挂系统的减振效果和乘坐舒适性. 但神经网络控制方法对训练数据量要求较高, 且计算资源需求量大. 此外, 神经网络的黑箱性质使得调试和验证过程困难, 难以解释内部工作机制. 这些劣势可能导致在新数据和极端条件下的表现不稳定, 增加了实际应用中的复杂性和不确定性.

## 4 结论与展望

磁流变半主动悬架系统的应用前景广阔, 目前学者的研究主要集中在磁流变阻尼器(MRD)的力学模型、系统控制和控制策略等方面. 然而, 仍有一些问题亟待解决. 首先, MRD 与半主动悬架的参数匹配问题需要进一步研究, 以确保系统各组件间的协调工作, 提升整体性能. 其次, 如何处理控制器、阻尼器与路面输入之间的关系, 如何优化 MRD 的闭环控制问题和传感器融合问题也是研究方向之一. 此外, 提高线控底盘的协同控制能力是未来研究的重点. 通过提升控制能力, 实现悬架系统与其他系统之间的高效协同, 从而提升车辆整体的动态性能和舒适性. 最后加强极端环境下的性能研究, 确保系统在各种条件下的可靠性和耐久性, 也是未来的重要方向.

随着各类研究不断深入, 将不断推动磁流变半主动悬架技术的发展, 实现更高效、安全和舒适的出行. 在提升驾驶体验的同时, 还为智能驾驶和自动驾驶技术的发展提供坚实的技术支撑.

### 参考文献:

[1] 喻凡, 张勇超, 张国光. 车辆电磁悬架技术综述 [J]. 汽车工程, 2012, 34(7): 569-574.

[2] 《中国公路学报》编辑部. 中国汽车工程学术综述·2023 [J]. 中国公路学报, 2023, 36(11): 1-192.

[3] SOLIMAN A, KALDAS M. Semi-active suspension systems from research to mass-market-a review [J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2021, 40(2): 1005-1023.

[4] RABINOW J. The magnetic fluid clutch [J]. Electrical

Engineering, 1948, 67(12): 1167-1167.

[5] 宋世崇, 罗一平, 方启波, 等. 磁流变液组分对其沉降性影响的研究进展 [J]. 化学通报, 2023, 86(1): 78-82.

[6] SEO Y. Non-settling super-strong magnetorheological fluids [J]. Small, 2023, 19(43).

[7] GHAFARI A, HASHEMABADI S H, ASHTIANI M. A review on the simulation and modeling of magnetorheological fluids [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2015, 26(8): 881-904.

[8] KUBIK M, GOLDASZ J, MACHACEK O, et al. Magnetorheological fluids subjected to non-uniform magnetic fields: experimental characterization [J]. Smart Materials and Structures, 2023, 32(3): 035007.

[9] 肖林京, 王传萍, 卫洁, 等. 磁场作用下磁流变液剪切性能的实验分析 [J]. 材料科学与工程学报, 2017, 35(4): 659-662, 688.

[10] 熊皓, 罗一平, 王维成, 等. 不同 HLB 值的表面活性剂对磁流变液沉降稳定性能的影响 [J]. 功能材料, 2019, 50(12): 12126-12131, 12136.

[11] JI J, WU X, TIAN Z, et al. A novel magnetorheological fluid with high-temperature resistance [J]. Materials, 2023, 16(12): 4207.

[12] MCKEE M, GORDANINEJAD F, WANG X. Effects of temperature on performance of compressible magnetorheological fluid suspension systems [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2018, 29(1): 41-51.

[13] SAPINSKI B, ROSOL M, JASTRZEBSKI L, et al. Outlook on the dynamic behavior of an magnetorheological squeeze-mode damper prototype [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2017, 28(20): 3025-3038.

[14] JENIS F, KUBIK M, MACHACEK O, et al. Insight into the response time of fail-safe magnetorheological damper [J]. Smart Materials and Structures, 2021, 30(1): 017004.

[15] 林展, 覃海鹰, 王正峰. 直升机旋翼磁流变阻尼器样件仿真和试验验证 [J]. 南京航空航天大学学报, 2021, 53(2): 283-290.

[16] 彭志召, 张进秋, 岳杰, 等. 具有并联常通孔的磁流变阻尼器设计与分析 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(8): 172-177.

[17] 李志全, 杜成斌, 于国军, 等. 磁流变阻尼器阻尼特性试验与改进阻尼模型研究 [J]. 振动与冲击, 2009, 28(5): 124-126, 136, 209.

[18] 黄腾逸, 周瑾, 徐岩, 等. 基于多场耦合分析的磁

- 流变阻尼器建模与结构参数影响 [J]. 浙江大学学报(工学版), 2020, 54(10): 2001-2008.
- [19] 尹绍琪. 基于神经网络的磁流变半主动悬架控制策略研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2024.
- [20] 梁冠群, 赵通, 吕靖成, 等. 磁流变减振器极限高温低温特性及变温正逆模型 [J]. 中国公路学报, 2022, 35(10): 280-289.
- [21] PENG Y, YANG J, LI J. Parameter identification of modified bouc-wen model and analysis of size effect of magnetorheological dampers [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2018, 29 (7): 1464-1480.
- [22] HE Y, LIANG G, XUE B, et al. A unified MR damper model and its inverse characteristics investigation based on the neuro-fuzzy technique [J]. International Journal Of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2019, 61 (2): 225-245.
- [23] KURCZYK S, PAWELCZYK M. Fuzzy control for semi-active vehicle suspension [J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2013, 32(3): 217-225.
- [24] TUDON-MARTINEZ J C, HERNANDEZ-ALCANTARA D, AMEZQUITA-BROOKS L, et al. Magneto-rheological dampers-model influence on the semi-active suspension performance [J]. Smart Materials and Structures, 2019, 28(10): 105030.
- [25] 潘公宇, 杨海, 徐腾跃, 等. 磁流变液阻尼器试验与建模研究 [J]. 振动与冲击, 2015, 34(6): 36-40.
- [26] SY DZUNG N, KIM W, PARK J, et al. A new fuzzy sliding mode controller for vibration control systems using integrated-structure smart dampers [J]. Smart Materials And Structures, 2017, 26(4): 045038.
- [27] NASERIMOJARAD M M, MOALLEM M, ARZANPOUR S. A comprehensive approach for optimal design of magnetorheological dampers [J]. Journal of Intelligent Material Systems And Structures, 2018, 29 (18): 3648-3655.
- [28] NANTHAKUMAR A J D, JANCIRANI J, RAJASEKARAN S C, et al. Multiphysics analysis of a magnetorheological damper [J]. Defence Science Journal, 2019, 69(3): 230-235.
- [29] YU J, DONG X, WANG W. Prototype and test of a novel rotary magnetorheological damper based on helical flow [J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25 (2): 025006.
- [30] ATABANI A E, SILITONGA A S, BADRUDDIN I A, et al. A comprehensive review on biodiesel as an alternative energy resource and its characteristics [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16 (4): 2070-2093.
- [31] DONG X, YU J, WANG W, et al. Robust design of magneto-rheological (MR) shock absorber considering temperature effects [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 90(5-8): 1735-1747.
- [32] YOON D S, KIM G W, CHOI S B. Response time of magnetorheological dampers to current inputs in a semi-active suspension system: modeling, control and sensitivity analysis [J]. Mechanical Systems And Signal Processing, 2021, 146: 106999.
- [33] PANG H, LIU F, XU Z. Variable universe fuzzy control for vehicle semi-active suspension system with MR damper combining fuzzy neural network and particle swarm optimization [J]. Neurocomputing, 2018, 306: 130-140.
- [34] 胡国良, 刘前结, 李刚. 车辆磁流变半主动悬架混合阻尼模糊电流控制研究 [J]. 现代制造工程, 2018(10): 94-101.
- [35] 寇发荣, 陈龙, 张武, 等. 自供能量式磁流变半主动悬架特性研究 [J]. 液压与气动, 2016(11): 10-14.
- [36] 席兴盛, 胡国良, 朱文才, 等. 振动能量采集型磁流变阻尼器发电性能研究 [J]. 工程设计学报, 2024, 31(2): 201-209.
- [37] CHEN C, CHAN Y S, ZOU L, et al. Self-powered magnetorheological dampers for motorcycle suspensions [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D, Journal of Automobile Engineering, 2018, 232(7): 921-935.
- [38] SAPINSKI B, ROSOL M, WEGRZYNOWSKI M. Investigation of an energy harvesting MR damper in a vibration control system [J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(12): 125017.
- [39] KARNOPP D C, CROBY M J, HARWOOD R A. Vibration control using semi-active force generators [J]. Journal of Engineering for Industry, 1974, 96 (2): 619-626.
- [40] 李刚, 陈典锋, 徐涵, 等. 磁流变半主动空气悬架及复合控制策略研究进展 [J]. 华东交通大学学报, 2023: 1-10.
- [41] 任宏斌, 陈思忠, 冯占宗. 基于天棚 On-Off 控制的磁流变半主动悬架研究 [J]. 北京理工大学学报, 2014, 34(2): 148-152.
- [42] 寇发荣, 陈龙, 张传伟, 等. 汽车磁流变半主动悬架混合天棚控制仿真 [J]. 机械设计与制造, 2017

- (7): 232-236.
- [43] 武云鹏, 管继富, 顾亮. 车辆半主动悬架自适应预测控制 [J]. 兵工学报, 2011, 32(2): 242-246.
- [44] 邵帅, 胡国良, 顾瑞恒, 等. 基于磁流变阻尼器的车辆半主动悬架 GA-LQR 的研究 [J]. 现代制造工程, 2021(11): 1-9.
- [45] WANG J, ZHOU M, TONG J, et al. Augmented Kalman estimator and equivalent replacement based Taylor series-LQG control for a magnetorheological semi-active suspension [J]. *Actuators*, 2024, 13(4): 138.
- [46] 陈潇凯, 曾滔锴, 刘向, 等. 基于 VSL-MPC 的半主动悬架预瞄控制研究 [J]. 汽车工程, 2022, 44(10): 1537-1546.
- [47] 郑玲, 邓兆祥, 李以农. 汽车半主动悬架的滑模变结构控制 [J]. 振动工程学报, 2003(4): 69-74.
- [48] 郑玲, 邓兆祥, 李以农. 汽车半主动悬架的滑模控制及鲁棒性 [J]. 汽车工程, 2004(6): 678-682.
- [49] ZHU M, LV G, ZHANG C, et al. Delay-dependent sliding mode variable structure control of vehicle magneto-rheological semi-active suspension [J]. *IEEE Access*, 2022, 10: 51128-51141.
- [50] FÉLIX-HERRÁN L C, MEHDI D, RAMÁREZ-MENDOZA R A, et al. H2 control of a one-quarter semi-active ground vehicle suspension [J]. *Journal of Applied Research and Technology*, 2016, 14(3): 173-183.
- [51] 寇发荣, 李盛霖, 杨旭东, 等. 电磁阀半主动悬架线性变参数  $\mu$  综合鲁棒控制 [J]. 振动与冲击, 2024, 43(8): 221-231, 286.
- [52] BIGLARBEIGIAN M, MELEK W, GOLNARAGHI F. Design of a novel fuzzy controller to enhance stability of vehicles [C] // NAFIPS 2007 - 2007 Annual Meeting of the North American Fuzzy Information Processing Society, [S.l.]: NAFIPS, 2007: 410-414.
- [53] 陈长征, 贺东宇, 左秋阳, 等. 汽车半主动悬架神经模糊融合网络控制 [J]. 沈阳工业大学学报, 2014, 36(2): 170-175.
- [54] TALIB M H, DARUS I Z M, SAMIN P M. Fuzzy logic with a novel advanced firefly algorithm and sensitivity analysis for semi-active suspension system using magneto-rheological damper [J]. *Journal of Ambient Intelligence and Humanized Computing*, 2019, 10(8): 3263-3278.
- [55] 王椿, 贾磊, 王国辉, 等. 车辆磁流变半主动悬架变论域模糊 PID 控制 [J]. 现代制造工程, 2023(8): 59-65.
- [56] 董小闵, 余淼, 廖昌荣, 等. 基于混合田口遗传算法的磁流变半主动悬架模糊控制 [J]. 振动与冲击, 2010, 29(6): 149-153, 226.
- [57] 王洪亮. 磁流变阻尼器半主动悬架系统的自适应控制 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
- [58] EL MAJDOUB K, GHANI D, GIRI F, et al. Adaptive semi-active suspension of quarter-vehicle with magnetorheological damper [J]. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control-Transactions of the Asme*, 2015, 137(2): 021010.
- [59] REN H, ZHAO Y, CHEN S, et al. State observer based adaptive sliding mode control for semi-active suspension systems [J]. *Journal of Vibroengineering*, 2015, 17(3): 1464-1475.
- [60] 李伟平, 柳超, 张利轩, 等. 自适应模糊控制在磁流变半主动悬架中的应用 [J]. 机械科学与技术, 2014, 33(11): 1708 - 1713.
- [61] 庞辉, 陈嘉楠, 刘凯. 汽车磁流变半主动悬架系统自适应反推跟踪控制 [J]. 兵工学报, 2017, 38(7): 1430-1442.
- [62] YANG Z, SHI C, ZHENG Y, et al. A study on a vehicle semi-active suspension control system based on road elevation identification [J]. *Plos One*, 2022, 17(6): e0269406.
- [63] 张勇广, 郑敏毅, 张农, 等. 基于 LSTM 神经网络的阻尼可调半主动悬架系统控制研究 [J]. 农业装备与车辆工程, 2024, 62(2): 69-73, 90.
- [64] LI M, XU J, WANG Z, et al. Optimization of the semi-active - suspension control of BP neural network PID based on the sparrow search algorithm [J]. *Sensors*, 2024, 24(6): 1757.
- [65] ZHAO R, XIE H, GONG X, et al. Neural network-based adaptive height tracking control of active air suspension system with magnetorheological fluid damper subject to uncertain mass and input delay [J]. *Sensors*, 2024, 24(1): 156.
- [66] WANG M, PANG H, LUO J, et al. On an enhanced back propagation neural network control of vehicle semi-active suspension with a magnetorheological damper [J]. *Transactions of The Institute of Measurement and Control*, 2023, 45(3): 512-523.

---



---

**CONTENTS**
**• Design and Calculation •**

- Dynamic Modeling and Balance Control Method of Non-Coaxial Two-Wheel Unmanned Platform .....  
 ..... LIU Jinghao YANG Lu ZHONG Yu WANG Wenshuo (1)
- Research on Adaptive Cruise Control System of New Energy Vehicle Based on Model Predictive Control .....  
 ..... LONG Yongjie (8)
- Design and Bench Testing of a Seamless Shift Transmission Using Planetary Gear Set .....  
 ..... WU Zhixian ZHANG Xin WANG Jian WU Lei ZHANG Quan (12)
- Design and Research Analysis of Vehicle Suspension System Based on LQR Control ..... BI Houhuang (17)
- CFD-Based Study on the Navigation Attitude and Hydrodynamic Characteristics of an Amphibious Off-Road Vehicle  
 ..... WANG Jia LIU Yan WANG Yifei GAO Huan WANG Lixin  
 LIU Jiapai ZENG Changming ZHANG Liling LIU Mingzhuo (21)
- Research on Multi-Factorial Coupling Mechanical Characteristics and Parameter Calibration of Bolted Joint Inter-  
 faces ..... JIN Liyuan ZHANG Xiyang WANG Hang WANG Caifeng (32)

**• Performance Research •**

- Analysis of the Impact of Production Processes on the Lifespan of Engine Components .....  
 ..... ZHOU Tao SONG Jiao DAI Yuhua SANG Guoliang ZHANG Weibing (39)
- Rolling Bearing Condition Monitoring Based on SABO-Optimized VMD-LSTM .....  
 ..... HOU Xingda WANG Jingyue ZHOU Hao DING Jianming (43)

**• Test Research •**

- Impact Analysis of Zero-Gravity Seats on Occupant Protection Performance .....  
 ..... ZHENG Yanting BU Xiaobing GUO Qingxiang (49)

**• Review •**

- A Review of Magnetorheological Semi-Active Suspension Systems and Intelligent Control Strategies .....  
 ..... HE Yuting WANG Jingyue ZHANG Shuo, WANG Junnian (56)

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 2 期 2025 年 6 月（总第 178 期）

1979 年 4 月创刊

主管单位：中国科学技术协会

电 话：(010) 68911172 83803081

主办单位：中国兵工学会

传 真：(010) 68911172

主 编：席军强

网 址：<http://BGTK.chinajournal.net.cn>

副 主 编：杜志岐 张树勇

电子信箱：BGTKCD@126.com（第 2、4 期）

章振宇（常务） 刘青山

consultant@noveri.com.cn（第 1、3 期）

责任编辑：孙竹凤

印 刷：北京科信印刷有限公司

编辑出版：《车辆与动力技术》编辑部

发行范围：国内外公开

地 址：北京理工大学

国内发行：北京报刊发行局

（北京海淀区中关村南大街 5 号）

订 购 处：全国各地邮局

邮政编码：100081