

ISSN 1009-4687  
CN 11-4493/TH

中国兵工学会

CHELIANG YU DONGLI JISHU

# 车辆与动力技术

VEHICLE & POWER  
TECHNOLOGY

ISSN 1009-4687



**2024 2**

总第174期

## 目次

## · 性能研究 ·

- 改进 CNN - LSTM 模型的滚动轴承剩余寿命预测方法 ... 韩允童 王靖岳 侯兴达 李雪萍 丁建明 (1)
- 基于虚拟样机的某多轴车辆制动轴荷特性分析 ..... 范婧 周伟 徐晓曦 杨立煜 王师凯 陈新波 (7)
- 基于预瞄前馈的半主动悬架滑模控制 ..... 张家浩 王铁 (12)
- 惯性质量对 2 - leg 并联机构馈能悬架振型及幅频特性的影响机理 ..... 张校锋 邓富昌 姜智超 莫家业 卢石孔 覃珍珍 (18)

## · 设计计算 ·

- 知识驱动的驱动桥零部件智能设计 ..... 刘刚 周秋忠 (27)
- 基于预瞄时间自调整控制智能车辆横向轨迹跟踪研究 ..... 郭子奇 张昕 马昕池 张宏远 (34)
- SUV 应急转向操作对骑行者头部损伤影响研究 ..... 杨苓 王欣 刘卓异 (40)

## · 综述 ·

- 水陆无人两栖车环境感知技术综述 ..... 王野 司璐璐 陈慧岩 席军强 于会龙 (47)
- 国内外可载人陆空两栖平台发展趋势研究 ..... 阮新建 康忠 王美靖 张孟杰 杨志勇 (57)

文章编号: 1009-4687(2024)02-0001-06

# 改进 CNN-LSTM 模型的滚动轴承剩余寿命预测方法

韩允童, 王靖岳, 侯兴达, 李雪萍, 丁建明

(沈阳理工大学 汽车与交通学院, 沈阳 110159)

**摘要:** 在使用卷积层神经网络 (Convolutional Neural Networks, CNN) 和长短期记忆神经网络 (Long Short-Term Memory, LSTM) 模型对滚动轴承剩余寿命预测时, 预测结果的准确性会受到实验参数的影响。为此, 提出了一种使用鲸鱼优化算法对模型参数进行干预, 降低参数调试复杂性的方法。首先, 选用相关性、单调性、鲁棒性 3 种特征评价指标和相似相关系数对特征加权排序, 建立特征筛选体系; 其次, 采用 CNN-LSTM 基本结构, 通过内嵌鲸鱼算法进行参数寻优; 最后, 采用 PHM2012 滚动轴承数据集, 实现轴承的剩余寿命预测, 验证了改进后模型的预测性能更优。

**关键词:** 滚动轴承; CNN-LSTM; 剩余寿命预测; 鲸鱼算法

**中图分类号:** TH133.33; TP206+.3

**文献标识码:** A

## Improving Residual Life Prediction of Rolling Bearings with CNN-LSTM Model

HAN Yuntong, WANG Jingyue, HOU Xingda, LI Xueping, DING Jianming

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

**Abstract:** When using Convolutional Neural Networks (CNN) and Long Short-Term Memory (LSTM) models for predicting the remaining life of rolling bearings, the accuracy of the prediction results is influenced by experimental parameters. Therefore, a method was proposed to intervene in the model parameters using the Whale Optimization Algorithm, reducing the complexity of hyperparameter tuning. Firstly, three feature evaluation metrics of relevance, monotonicity, and robustness, as well as the similarity correlation coefficient, were used to rank features by weighted sorting, establishing a feature selection system. Secondly, the basic structure of CNN-LSTM was employed, and parameter optimization was carried out using the embedded Whale Optimization Algorithm. Finally, with the PHM2012 rolling bearing dataset, the prediction of bearing remaining life was achieved, validating the superior predictive performance of the improved model.

**Key words:** rolling bearings; CNN-LSTM; residual life prediction; whale algorithm

随着科技迅猛发展和生产力增强, 机械设备正向着高效能、高速运转、高负载能力以及更为复杂的方向发展。作为机械设备中不可或缺的核心部件, 也被称为“工业的关节”的滚动轴承, 在汽车工业, 航空航天, 风力发电等领域有着重要的作用, 其质量好坏直接关系到重型机械的性能和寿命<sup>[1]</sup>。剩余使用寿命 (Remaining Useful Life,

RUL) 预测作为装备故障预测与健康管理工作 (Prognostics and Health Management, PHM) 的一个重要分支, 旨在根据传感器监测到的设备运行数据分析设备部件的退化趋势, 进而预测设备未来的健康状态和估计设备的剩余使用寿命。

目前常用的寿命预测方法一般分为以下几类: 基于概率统计方法、基于数据驱动方法和组合方

收稿日期: 2024-01-08

基金项目: 辽宁省“百千万人才工程”经费资助项目 (2020921031); 辽宁省自然科学基金项目 (2020-MS-216); 牵引动力国家重点实验室开放基金资助项目 (TPL2310)

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

通信作者: 王靖岳 (1978-), 男, 博士, 教授, 研究方向为非线性振动与故障诊断

法<sup>[2]</sup>. 基于数据驱动的预测方法主要通过分析状态监测系统收集的数据来洞察设备未来的性能走向. 得益于传感器技术以及数据采集与处理能力的飞速提升, 这类方法在现实中的应用变得便捷又精确. 此外, 数据驱动的手段还可以按其核心原理进一步细分为基于机器学习算法的预测, 利用这些算法可以从海量数据中提取规律并进行预测, 以及注重对预测中不可避免不确定因素的评估与管理的不确定性分析方法, 以提升决策的可信度<sup>[3]</sup>. 陈东楠等<sup>[4]</sup>构建基于融合注意力机制的双向长短期记忆网络的滚动轴承寿命预测模型, 利用所截取的慢速退化期数据与对应寿命标签训练预测模型实现寿命预测. 韩威<sup>[5]</sup>根据滚动轴承的故障特征, 设计一种基于 PCA (Principal Components Analysis) 和威布尔分布的滚动轴承剩余寿命预测方法. 梁浩鹏等<sup>[6]</sup>采用时间卷积网络和长短期记忆网络构建并行的双分支特征学习网络, 通过设计出的一种特征融合注意力机制分别计算出网络的输出权重, 实现两种网络输出特征的自适应加权融合. 刘宇航等<sup>[7]</sup>提出基于模糊 C 均值聚类和长短时记忆神经网络的滚动轴承多阶段寿命预测方法, 采用 FCM (Fuzzy C-Means Clustering) 将滚动轴承的退化过程分为多个阶段, 使用 LSTM 对其在不同阶段的使用寿命进行预测.

上述文献研究成果表明, CNN-LSTM 模型在轴承寿命预测领域有着广泛的应用. 但其存在着模型参数调试复杂, 进而导致预测结果不精确, 计算时间长等缺点. 为解决此问题, 文中提出一种利用鲸鱼算法对 CNN-LSTM 模型参数寻优的组合实验方法.

## 1 相关理论介绍

### 1.1 鲸鱼优化算法

WOA 的全称为鲸鱼优化算法 (Whale Optimization Algorithm)<sup>[8]</sup>. WOA 是一种仿生算法, 通过模仿座头鲸捕猎的行为, 利用随机或最佳搜索策略模拟捕猎, 采用螺旋攻击的机制, 模拟座头鲸使用泡泡网进行攻击的过程. 其算法包括 3 个部分: 包围猎物、捕获猎物、搜索猎物.

包围猎物: 鲸鱼的搜索范围是全局解空间, 实现包围之前需要确定猎物最优移动位置, 其计算公式如式(1)~(4)所示.

$$D = |CX^*(t) - X(t)|, \quad (1)$$

$$X(t+1) = X^*(t) - AD, \quad (2)$$

$$A = 2ar_1 - a, \quad (3)$$

$$C = 2r_2, \quad (4)$$

式中:  $t$  为已经迭代的次数;  $A$  和  $C$  为系数向量, 分别由控制参数向量  $a$  和分布于  $[0, 1]$  之间的随机向量  $r$  得出;  $X^*(t)$  表示最佳解的位置向量;  $X(t)$  为一般位置向量;  $D$  表示为初始个体之间的距离.

捕获猎物: 鲸鱼捕猎习惯是沿着螺旋路径逐渐缩小包围圈, 且在缩小过程中不断吐出气泡进行“泡泡网攻击”, 其计算公式如式(5)、(6)所示.

$$X(t+1) = D'e^{bl} \cos(2\pi l) + X^*(t), \quad (5)$$

$$D' = |X^*(t) - X(t)|, \quad (6)$$

式中:  $D'$  是描述正在搜索的个体与目前最优解的差异程度;  $b$  为螺旋形状特征的参数;  $l$  是均匀分布的随机数, 值域在  $[-1, 1]$ .

搜索猎物: 鲸鱼在解空间充分搜索的能力关系着算法的寻优性能, 算法根据鲸鱼个体反馈的距离更新位置, 随机选择可行解来扩大搜索空间, 计算公式如式(7)、(8)所示.

$$D'' = |CX_{\text{rand}}(t) - X(t)|, \quad (7)$$

$$X(t+1) = X_{\text{rand}}(t) - AD, \quad (8)$$

式中:  $D''$  表示搜索个体与随机个体的距离;  $X_{\text{rand}}$  是当前随机个体的位置. 文中采用均方误差作为适应度函数.

### 1.2 卷积神经网络

卷积神经网络是一类包含卷积计算且具有深度结构的前馈神经网络, 它可以从一维序列数据中自动提取学习特征.

(1) 卷积层: 卷积层通过对输入数据进行卷积操作, 提取出输入数据中的特征, 也是整个网络中最重要的部分, 卷积层的特点之一是权重共享, 这种方式可以避免每个位置使用独立参数, 减少网络中的参数量. 运算公式为

$$y^{l(i,j)} = K_i^l * x^{l(i,j)} = \sum_{j'=0}^{W-1} K_i^{l(j')} x^{l(i+j')}, \quad (9)$$

式中:  $W$  为卷积窗口尺寸大小;  $K_i^{l(j')}$  表示第  $l$  层的第  $i$  个卷积核的第  $j'$  个权值;  $x^{l(i,j)}$  为第  $l$  层的第  $j$  个局部感受域.

(2) 池化层: 对卷积层输出的特征图进行降维处理, 池化层的作用可通过实施多种池化技术加以体现, 其中包括平均池化和最大池化等策略. 数学表达式为

$$p^{l(i,j)} = \frac{1}{W} \sum_{t=(j-1)W+1}^{jW} a^{l(i,t)}, \quad (10)$$

$$p^{l(i,j)} = \max_{(j-1)W+1 \leq t \leq jW} \{a^{l(i,t)}\}, \quad (11)$$

式中:  $a^{l(i,t)}$  为第  $l$  层的第  $i$  个特征图的第  $t$  个神经元输出的激活值;  $p^{l(i,j)}$  第  $l$  层第  $i$  个特征图的第  $t$  个神经元池化后的输出的特征值。

文中选择 ReLU 函数作为激活函数, 原理公式如式 (12) 所示。

$$a^{l(i,j)} = f(y^{l(i,j)}) = \max\{0, y^{l(i,j)}\}, \quad (12)$$

式中:  $a$  为激活值;  $y$  为输出值。

### 1.3 长短期记忆网络

长短期记忆网络的原理基于设置 3 种控制机制, 通称为“门”, 实现对细胞状态的精细操控, 以此来影响信息的流动。LSTM 的第一步是通过遗忘门遗忘对目标任务没有影响的信息, 决定所传递的信息量; 第二步是通过输入门将需要保留的特征数据信息储存在单元中, 使用激活函数  $\tanh$  创建新的候选值; 最后的输出层决定被输出的数据。按照模型计算顺序分别是遗忘门、输入门、候选值、元胞状态更新、输出门和输出值。各部分计算公式如式 (13) ~ (18) 所示。

$$f_t = \sigma(W_f[h_{t-1}, x_t] + b_f), \quad (13)$$

$$i_t = \sigma(W_i[h_{t-1}, x_t] + b_i), \quad (14)$$

$$\bar{c}_t = \tanh(W_c[h_{t-1}, x_t] + b_c), \quad (15)$$

$$c_t = f_t * c_{t-1} + i_t * \bar{c}_t, \quad (16)$$

$$o_t = \sigma(W_o[h_{t-1}, x_t] + b_o), \quad (17)$$

$$h_t = o_t * \tanh(c_t), \quad (18)$$

式中:  $x_t$  是当前时刻输入向量;  $h_{t-1}$  为上一时刻的输出向量;  $W$  表示权重;  $B$  是偏置参数;  $\sigma$  是 sigmoid 函数。

## 2 建立特征集

文中研究数据来源于 IEEE PHM 2012 挑战赛的公开数据。PRONOSTIA 是挑战赛专业加速寿命实验平台, 专门用于测试和验证轴承故障检测、诊断和预测算法<sup>[9]</sup>。该平台由 FEMTO-ST Institute AS2M 部门设计打造, 平台能够在可变运行工况下加速轴承退化。改变轴承的运行条件, 使其更快的发生磨损和故障, 并全方位安装不同类型的传感器实时采集轴承实验时的振动信号、温度、负荷等运行数据。其基本结构如图 1 所示。

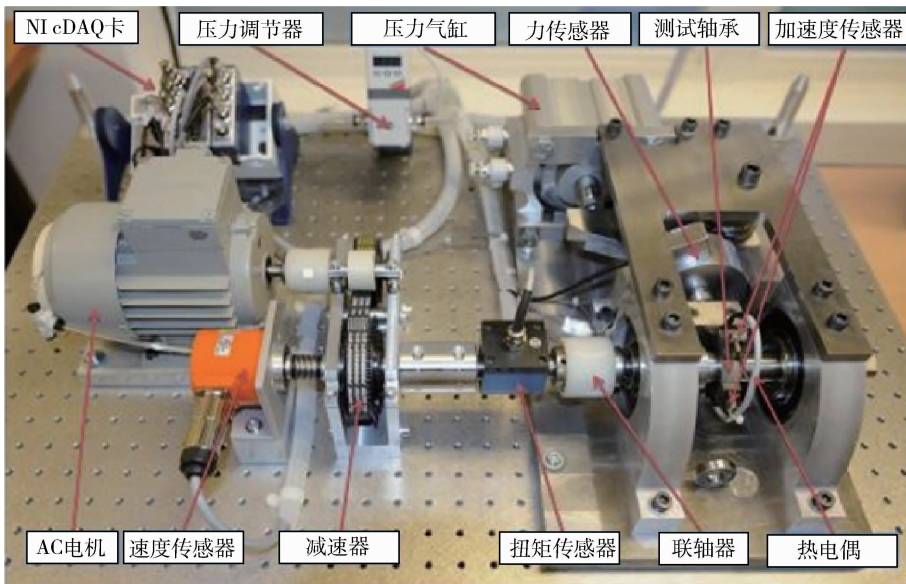


图 1 实验平台结构

加速度传感器和温度传感器均安装在轴承的外圈上, 分别在水平和垂直位置安装两个加速度传感器, 从水平和垂直方向收集振动信息。每 10 秒采集一次长度为 0.1 秒的数据, 加速度传感器的采样频率为 25.6 kHz, 温度传感器的采样频率为

10 Hz。在实验平台下, 在 3 种不同工况下进行轴承寿命加速实验, 每种工况的转速和载荷信息详见表 1。文中选择工况 2 下的轴承水平振动信号作为研究数据, 第二组数据作为测试集, 其余组为训练集。

表 1 工况信息

工况	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	载荷/N
工况 1	1 800	4 000
工况 2	1 650	4 200
工况 3	1 500	5 000

从滚动轴承全寿命振动信号中提取时域、频域的多个特征参数,包括均方根,峰峰值,峭度,方差等对故障敏感的特征,其中,峰峰值如图 2 所示。

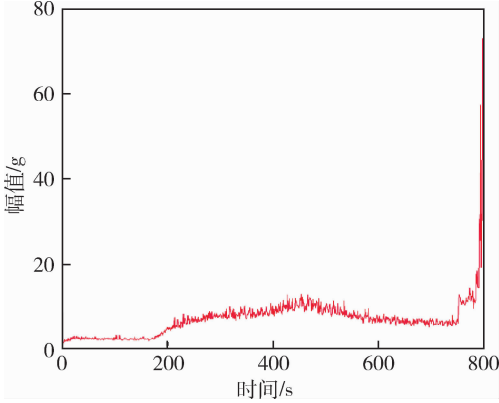


图 2 峰峰值

通过轴承振动数据构建特征参数初选,根据提出的特征参数评价指标,分别计算特征量的相关性、单调性、鲁棒性.计算公式如式(19)~(21)所示。

相关性:

$$\text{Corr}(Z, T) = \frac{\left| K \sum_k f_T(k) t_k - \sum_k f_T(k) \sum_k t_k \right|}{\sqrt{\left[ K \sum_k f_T(k)^2 - \left( \sum_k f_T(k) \right)^2 \right] \left[ K \sum_k t_k^2 - \left( \sum_k t_k \right)^2 \right]}} \quad (19)$$

单调性:

$$\text{Mon}(Z) = \frac{1}{k-1} \left| \sum_k \delta(f_T(k+1) - z(k)) - \sum_k \delta(f_T(k) - z(k+1)) \right| \quad (20)$$

鲁棒性:

$$\text{Rob}(Z) = \frac{1}{K} \sum_k \exp\left(-\left|\frac{z_R(k)}{z(k)}\right|\right) \quad (21)$$

图 3 为各特征的 3 种指标计算结果,其中,横坐标从左向右依次是峰峰值、相似相关时域特征、峭度、均方频率、方差、峰值因子、偏度、重心频率、小波包第 7 频带样本熵、谱峭度均值、谱峭度偏度、相似相关频域特征、均方根。

采用相似相关系数法对特征进行约简得出最终模型输入特征集<sup>[10]</sup>。根据分析表明,特征评价指标和适应度呈现出正相关.当性能指标数值越高时,表示该特征在该性能方面表现得更好,根据式(22)、(23)进行相似相关加权作为评价特征参数的标准<sup>[11-12]</sup>。

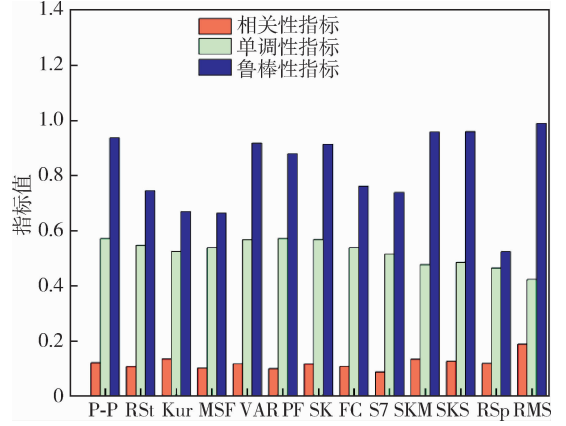


图 3 特征参数计算结果

$$r(x, y) = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\left[ \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2 \right]^{0.5}} \quad (22)$$

$$J = \sigma_1 \text{Corr}(F, T) + \sigma_2 \text{Mon}(F) + \sigma_3 \text{Rob}(F), \quad (23)$$

$$\text{s. t. } \begin{cases} \sigma_i > 0 \\ \sum_i \sigma_i = 1, i = 1, 2, 3 \end{cases}$$

式中:  $N$  为数据序列的长度;  $J$  表示特征参数各项指标加权后的线性叠加;  $\sigma_i$  为各指标的权重,三项指标权重总和等于 1。

经过多次计算之后发现,当筛选指标权重分别为 0.5、0.25、0.25 时,得到的每个特征参数指标加权值更易于筛选,相关系数计算结果如表 2 所示.轴承特征参数评价指标加权平均值排序如图 4 所示。

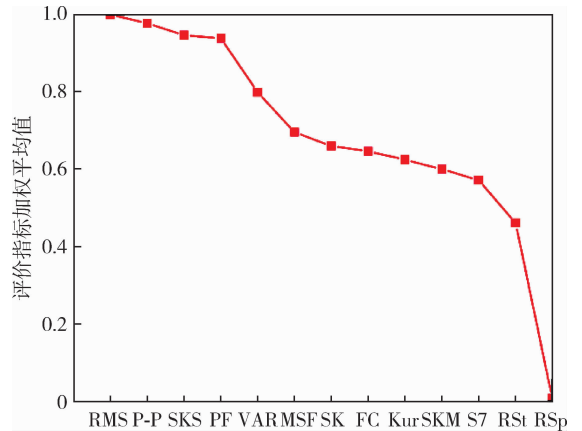


图 4 特征参数排序

表 2 特征相关系数

特征	PF	P-P	VAR	Kur	RMS	MSF	SKS	SK	FC
相关系数	0.874	0.904	0.833	0.743	0.927	0.796	0.895	0.782	0.754

### 3 预测过程

#### 3.1 建立模型

图 5 为实验模型流程图，主要分为 3 大部分：数据预处理，包括输入数据、傅里叶变换部分。CNN-LSTM 基本框架建立，包括划分测试集、训练集数据和构建 CNN-LSTM 模型框架部分。WOA 调参过程，包括鲸鱼搜索过程、适应度值迭代计算过程、返回位置更新或输出结果。

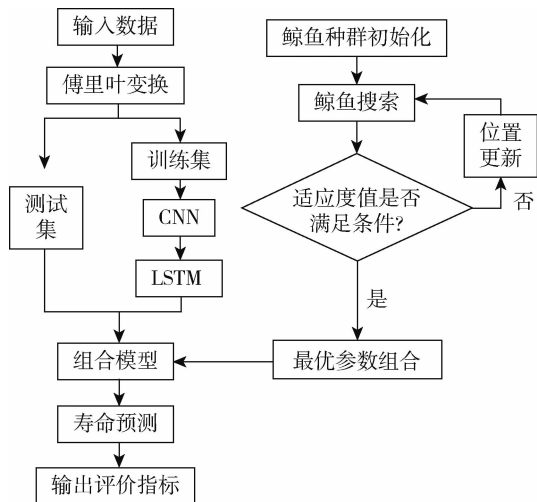


图 5 模型流程图

WOA 模型参数设置：初始种群规模为 30，最大进化代数为 50。经过鲸鱼算法输出的 CNN-LSTM 实验参数设置如下：CNN-LSTM 模型结构包括 2 个卷积层、2 个池化层、1 个 LSTM 层以及 ReLU 激活层。卷积层的卷积核数目分别为 16、32，池化层大小为 2 × 1，LSTM 神经元个数为 128。加入 dropout 正则化技术防止过拟合，并设置为 0.25，最大迭代次数为 800，使用尺寸为 128 小批量样本以提高模型的计算效率。

#### 3.2 评价指标

采用均方误差 (MSE)，均方根误差 (RMSE)，平均绝对误差 (MAE)，确定系数 (R-square) 作为模型评价指标<sup>[13]</sup>。RMSE 反映模型误差平方的期望值。确定系数的取值范围为 [0,

1]，其值越接近 1，模型的拟合效果越好，预测结果与真实值之间的差距越小；反之，则模型预测精度越差。公式如式(24) ~ (27)所示。

均方根误差

$$Y_1 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2}{N}}; \quad (24)$$

平均绝对误差

$$Y_2 = \frac{\sum_{i=1}^N |y_i - \hat{y}_i|}{N}; \quad (25)$$

均方误差

$$Y_3 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2; \quad (26)$$

确定系数

$$Y_4 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (\hat{y}_i - y_i)^2}{\sum_{i=1}^N (\bar{y}_i - y_i)^2}. \quad (27)$$

$y_i$  表示第  $i$  个样本的真实值； $\hat{y}$  表示预测值； $\bar{y}$  表示样本均值； $N$  为样本数据总数。

#### 3.3 结果分析

由图 6 看出，WOA 只经过 5 次迭代周期，适应度值趋于稳定，得出最佳实验参数，并且不需要人力调整，减少单次实验的时间成本。

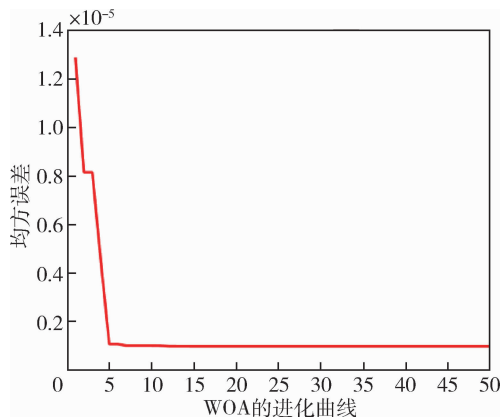


图 6 WOA 迭代过程

选择工况二下第二组的全寿命振动数据，确定轴承退化起始时刻为 1 500 点，将此点之前寿命使

用情况全部设置为 0，建立在役轴承的剩余使用寿命标签。选取寿命标签最大值为 1，即此时轴承为百分之百使用，寿命为 0。图 7 为改进前后的 CNN-LSTM 模型预测结果在寿命标签上的对比。由表 3 (CL 为 CNN-LSTM 模型简写，WCL 为 WOA-CNN-LSTM 模型简写) 看出，改进后的 CNN-LSTM 模型预测值相比较于改进前，其 RMSE 降低 7.9%，MSE 降低 49.4%，MAE 降低 11.6%。确定系数上升 4%。经过鲸鱼算法改进参数后的模型预测结果与真实寿命偏差更小，验证了方法的可行性。

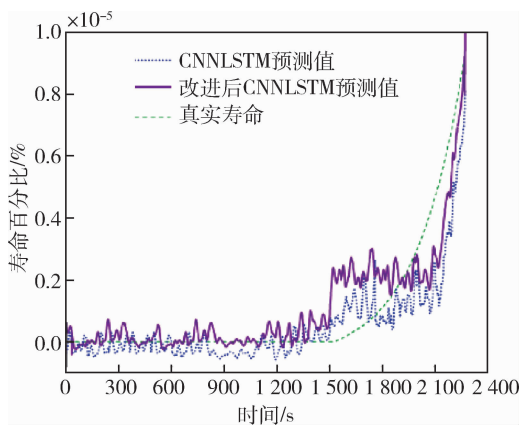


图 7 RUL 预测结果对比

表 3 改进前后误差对比

评价指标	CL	WCL
RMSE	0.200 8	0.184 2
MSE	0.067 4	0.034 1
MAE	0.132 3	0.116 9
R-square	0.850 8	0.890 8

## 4 结 论

文中提出一种基于 WOA-CNN-LSTM 的滚动轴承剩余寿命预测模型。以相关性、单调性、鲁棒性和相似相关系数建立评价体系并对特征数据进行加权排序，将提取到的滚动轴承退化特征输入神经网络模型中进行训练学习。通过鲸鱼优化算法改善 CNN-LSTM 模型中参数调整复杂的问题。文中所提方法的有效性在 PHM 2012 数据集中得到了验证。

实验结果表明，经过改进后的模型具有更好的预测性能。

### 参考文献:

- [1] 王奉涛, 苏文胜. 滚动轴承故障诊断与寿命预测 [M]. 北京: 科学出版社, 2018.
- [2] 邵筱焱, 蔡宝平, 刘永红, 等. 基于多阶段相关性性能退化的剩余寿命预测方法 [C] // 中国海洋工程学会. 第十九届中国海洋(岸)工程学术讨论会论文集(上). [S. L.]: [s. n.], 2019: 349-355.
- [3] 裴洪, 胡昌华, 司小胜, 等. 基于机器学习的设备剩余寿命预测方法综述 [J]. 机械工程学报, 2019, 55(8): 1-13.
- [4] 陈东楠, 胡昌华, 郑建飞, 等. 状态划分下基于 Bi-LSTM-At 的轴承剩余寿命预测 [J]. 空间控制技术与应用, 2023, 49(4): 29-39.
- [5] 韩威, 杨杏, 李刚, 等. 基于 PCA 和威布尔分布的滚动轴承剩余寿命预测方法研究 [J]. 机械制造与自动化, 2022, 51(4): 61-64.
- [6] 梁浩鹏, 曹洁, 赵小强. 基于并行双向时间卷积网络和双向长短期记忆网络的轴承剩余使用寿命预测方法 [J]. 控制与决策, 2023, 52(1): 1-9.
- [7] 刘宇航, 石宇强, 王俊佳. 基于 FCM-LSTM 的滚动轴承多阶段寿命预测 [J]. 机械设计, 2023, 40(5): 43-50.
- [8] MIRJALILI S, LEWIS A. The whale optimization algorithm [J]. Advances in Engineering Software, 2016, 95: 51-67.
- [9] NECTOUX P, GOURIVEAU R, MEDJAHER K, et al. PRONOSTIA: An experimental platform for bearings accelerated degradation tests [C] // IEEE International Conference on Prognostics and Health Management, PHM12. Minneapolis, Minnesota, 2012: 1-8.
- [10] 邱晓梅, 隋文涛, 王峰, 等. 基于相关系数和 BP 神经网络的轴承剩余寿命预测 [J]. 组合机床与自动化加工技术, 2019(4): 63-65.
- [11] 刘晓飞. 基于 LSTM 网络的滚动轴承可靠性评估及寿命预测 [D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
- [12] 张栋良, 李帅位, 黄昕宇, 等. VMD 参数优化及其在轴承故障特征提取中的应用 [J]. 北京理工大学学报, 2019, 39(8): 846-851.
- [13] 周建民, 高森, 李家辉, 等. 基于卷积注意力长短时记忆网络的轴承寿命预测方法 [J]. 控制理论与应用, 2023, 40(6): 1140-1148.

文章编号: 1009-4687(2024)02-0007-05

# 基于虚拟样机的某多轴车辆制动轴荷特性分析

范婧, 周伟, 徐晓曦, 杨立煜, 王师凯, 陈新波

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

**摘要:** 文中对某多轴单纵臂车辆的行动部分进行了虚拟样机建模, 依据总体任务指标及相关法规对其进行了不同制动强度工况下的制动过程仿真。通过对仿真结果的综合比较, 分析得到了各轴在不同制动强度下轴荷动态分布特性, 为车辆行动部件及车体的结构强度校核设计, 以及各轴制动力的匹配优化设计提供了参考依据。

**关键词:** 多轴车辆; 单纵臂; 制动; 仿真; 轴荷分布

中图分类号: U463.5

文献标识码: A

## Analysis of Braking Load Characteristics of Multi-Axle Vehicles Based on Virtual Prototyping

FAN Jing, ZHOU Wei, XU Xiaoxi, YANG Liyu, WANG Shikai, CHEN Xinbo  
(China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

**Abstract:** This paper focuses on modeling the motion part of a specific multi-axis single trailing arm vehicle using virtual prototypes. Simulations of the braking process under varying intensities were conducted, guided by overall mission objectives and relevant regulations. A comprehensive comparative analysis of the simulation results yielded dynamic distribution characteristics of axle loads under varying braking intensities. This provides a reference for designing structural strength verification of vehicle motion components and body, as well as optimizing the matching of braking force for each axle.

**Key words:** multi-axle vehicle; single trailing arm; braking; simulation; load distribution.

近年来, 基于多轴单纵臂的行动方案由于其占用车身横向空间少, 摆动行程大等优点在各种高通过平台中应用越来越广泛。对于多轴车辆, 轴荷是设计过程中进行总体布局、车架强度校核、整车动力学分析尤其是车辆制动性能分析评估时的必要参数<sup>[1]</sup>。轴荷决定了每个轴上的可以获得的附着力, 影响着整车的加速度、爬坡能力以及最高车速等重要指标, 它是分析车辆各种性能重要的第一步<sup>[2]</sup>。其在制动过程中表现出来的动态轴荷分布特性也是值得关注的重点。单纵臂结构在车辆行驶过程中承受纵向力和制动扭矩, 控制着车辆的后蹲和升起, 与车辆的俯仰特性关系密切<sup>[2]</sup>, 轴荷分布对于单纵臂车辆的结构强度以及制动力匹配具有特别大的影响。

因此, 针对多轴单纵臂车辆进行制动过程中轴荷分布特性分析, 对于车辆前期设计有着非常重要的指导意义。

### 1 多轴车辆轴荷分布研究基础

制动过程中轴荷分布关系到车辆各轴的制动力分配, 以保证行驶安全以及力求制动过程的平顺性。以往研究中, 各学者针对轴荷研究多集中在车辆静态轴荷对整车性能匹配的影响, 对于制动过程轴荷动态分布的详细研究则多集中在两轴车辆<sup>[3-6]</sup>。对于多轴车辆超静定轴荷分布特性分析, 研究者和各专业教材介绍内容比较少, 其中仅

《轮式装甲车设计》等少量书中对三轴车辆制动的轴荷再分配有过详细公式推算,但车辆数学模型并未考虑悬挂及轮胎刚度的非线性影响,默认弹簧支撑方向始终垂直于地面,且忽略了地面滚动阻力和车辆自身旋转质量的惯性力的影响<sup>[7]</sup>。

在本文研究中,某高通过机动平台为满足各种严苛的高通过性指标要求,结合对平台自身部件冲击震动性能要求,整车行动系统采用三轴单纵臂+可调油气弹簧悬挂方案,通过模块化、集成化设计可实现部件及模块的互换。

较常规平台不同,该高通过机动平台行动部分采用单纵臂结构,其运动方向与车辆行进方向同向,和双横臂悬挂系统差异较大。为提高通过性以及受车姿调节功能影响,弹簧支撑方向与地面垂直方向有一定的夹角。因此,分析平台制动过程轴荷分布特性利用传统教材中的公式推算并不适合。

对车辆的制动性能进行研究的主要方法是试验、计算机仿真以及两者相结合。采用试验的方法可以获得准确的数据,但是由于实际过程中存在着很多

复杂的因素,有些参数及其变化规律受试验条件的限制,根本无法测量<sup>[8]</sup>。鉴于计算机技术的快速发展,基于车辆动力学开发的仿真软件越来越成熟,在车辆动力学分析中,可以充分考虑车辆中悬挂、轮胎特性的非线性以及车辆自身转动惯量等因素影响,仿真结果更贴近实际。因此,文中将利用虚拟样机技术对多轴单纵臂车辆进行制动过程中轴荷分布的特性进行分析,为整车性能匹配提供设计依据。

## 2 整车行动部分虚拟样机建模

### 2.1 整车行动部分主要参数

整车行动系统采用三轴单纵臂+可调油气弹簧悬挂方案。前两轴纵臂前后方向对称布置,第三轴纵臂朝车体后方。每个纵臂与车体独立安装连接,通过油气弹簧来支撑车体重量。纵臂末端安装轮胎实现车辆与地面的支撑。整车行动部分的主要几何参数见表1,其中,弹簧-阻尼元件参数由数据库文件后期定义。

表1 车辆行动部分主要结构参数

轴距/mm	轮距/mm	质心位置/mm	轮胎尺寸	车重/kg	簧下质量/kg	纵臂长度/mm
950+950	1664	(900, 0, 575)	235/60R16	462	440	440

### 2.2 车辆行动部分虚拟样机建模

在对整车虚拟样机进行建模操作过程中,对其做了如下简化处理:

- 1) 行动系统零部件中,省略掉弹簧座、螺栓等小连接件的实体建模;
- 2) 将车身看做刚体,在质心处以集中质量来描述,相关动力学参数可进行设置和修改;
- 3) 省略了针对橡胶衬套等柔性材料隔振元件进行实体建模,而是选用数据库中的轴套文件;
- 4) 由于结构过于复杂,省略了对弹簧-阻尼元件进行实体建模,对其功能的实现采用 ADAMS 数据库提供的相关属性文件进行定义。

在 ADAMS/View 环境中,对各轴单纵臂组件分别建模并装配,根据实际拓扑结构对导入的模型做如下约束:

- 1) 车体是整车虚拟样机建模装配的基础,所有的系统直接或间接与之连接。由于不考虑车体自身变形,在样机建模中,将车体按照刚性底盘处理,利用车身模板建立一个硬点作为自定义整车质心和惯量标记;

- 2) 各轴单纵臂分别于车体进行旋转副连接,

顺应态分析时,则用轴套替代转动副;

- 3) 各单纵臂末端建立轮毂与轮胎模型使用旋转副连接,轮胎选用数据库中的 PAC2002 轮胎模型,可以实现点跟踪方式计算轮胎垂直力;

- 4) 油气弹簧上支点和下支点分别与车体和单纵臂用旋转副连接,将实验测试的油气弹簧特性曲线输入到数据库的属性文件;

- 5) 在车轮中心处添加驱动,用于施加模拟函数来模拟不同制动强度下车辆的制动过程。建成的多轴单纵臂行动部分虚拟样机模型,如图1所示。

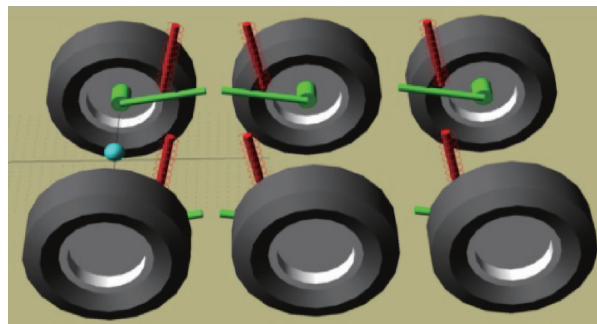


图1 多轴单纵臂车辆虚拟样机仿真模型

### 3 制动过程仿真条件设置

在车辆制动过程动力学中, 地面制动力是使车辆制动而减速行驶的最终外力, 其极限值受轮胎与地面之间附着力的限制<sup>[7]</sup>. 因此, 车辆的制动过程主要是由轮胎和路面之间的纵向作用力和横向作用力共同决定. 在作用过程中, 轮胎是受力者, 而地面是施力者, 因此, 两者的特性对车辆制动过程状态有很大的影响, 建立适合车辆制动性能仿真分析的轮胎模型和路面模型是尤为重要的.

#### 3.1 轮胎模型选择

轮胎模型化的方式很多, 其建模精度直接影响整车动力学建模精度, 因此, 轮胎的模型的选择必须与仿真的要求一致. 制动性能仿真属于操纵性类仿真, 选用数据库中的 PAC2002 轮胎模型, 即可满足仿真精度, 且可以实现点跟踪方式计算轮胎垂直力<sup>[9]</sup>. 通过修改轮胎文件模型, 设置轮胎型号为 235/60R16, 轮胎宽度 (235 mm), 扁平比 (60%), 胎压 (2 bar). 如图 2 所示.

```
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE           = 'tir'
FILE_VERSION        = 3.0
FILE_FORMAT         = 'ASCII'
! : TIRE_VERSION :   PAC2002
! : COMMENT :      Tire                235/60R16
! : COMMENT :      Manufacturer
! : COMMENT :      Nom. section with (m) 0.235
! : COMMENT :      Nom. aspect ratio (-) 60
! : COMMENT :      Infl. pressure (Pa) 200000
! : COMMENT :      Rim radius (m) 0.19
! : COMMENT :      Measurement ID
! : COMMENT :      Test speed (m/s) 8.333
! : COMMENT :      Road surface
! : COMMENT :      Road condition      Dry
! : FILE_FORMAT :   ASCII
! : Copyright (C) 2004-2011 MSC Software Corporation
!
```

图2 轮胎模型文件属性设置

#### 3.2 路面模型选择

通常把路面相对基准平面的高度  $H$ , 沿道路走向长度  $s$  的变化  $H(s)$ , 称为路面纵断面曲线或路面不平度. 路面的不平度模型在车辆动载分析中占有重要的地位<sup>[10]</sup>. 路面不平度模型有频域模型和时域模型两种, 由于本文所研究的内容都是在时域下进行的, 因此, 选用路面不平度的时域模型.

在操纵稳定性和制动性试验中, 对路面的要求是: 试验场地应为干燥、平坦而清洁的水泥混凝土或沥青路面. 在 ADAMS 仿真试验中, 路面模型采用 3D 等效容积模型, 通过道路属性文件进行定义, 如图 3 所示.

```
-----MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE = 'rdf'
FILE_VERSION = 5.00
FILE_FORMAT = 'ASCII'
(COMMENTS)
{comment_string}
'flat 2d contact road for testing purposes'
-----UNITS
[UNITS]
LENGTH = 'm'
FORCE = 'newton'
ANGLE = 'radians'
MASS = 'kg'
TIME = 'sec'
-----MODEL
[MODEL]
METHOD = '3D'
-----
[NODES]
NUMBER_OF_NODES = 12
{node x_value y_value z_value}
1 0.0 -4.0 0.0
2 0.0 4.0 0.0
3 10.0 -4.0 0.0
4 10.0 4.0 0.0
5 10.0 -4.0 0
6 10.0 4.0 0
7 12.0 -4.0 0
8 12.0 4.0 0
9 12.0 -4.0 0
10 12.0 4.0 0
11 1000.0 -4.0 0
12 1000.0 4.0 0
```

图3 路面模型文件属性设置

#### 3.3 制动工况的分析

为保证车辆制动时的方向稳定性和有足够的附着系数利用率, 联合国欧洲经济委员会 (ECE) 的制动法规定, 在各种载荷情况下, 制动强度应能维持在 0.1 - 0.6, 即最大制动减速度不大于 0.6 g.

根据总体任务需求国军标要求, 在附着系数  $\varphi = 0.85$  的良好路面上, 车辆速度由 30 km/h 减速到 0 的制动距离要求不大于 8 m, 则由

$$S = \frac{1}{3.6} \left( \tau' + \frac{\tau''}{2} \right) U_{ao} + \frac{U_{ao}^2}{25.92 \times J_{\max}}, \quad (1)$$

式中:  $S = 8$  m 为制动距离;  $\tau' = 0.1$  s 为制动器滞后时间;  $\tau'' = 0.3$  s 为制动力增长时间;  $U_{ao} = 30$  km/h 为制动的起始速度.

通过公式计算得到对应的最大制动减速度  $J_{\max} = 5.86$  m/s<sup>2</sup>.

## 4 不同强度制动过程仿真分析

#### 4.1 制动仿真参数设置

为分析不同制动强度下车辆各轴荷的动态变化, 本文对所建的车辆行动部分虚拟样机进行仿真设置, 分别针对减速度为 0.1 g、0.2 g、……0.6 g 总共 6 种强度的制动工况进行仿真计算. 每种工况仿真总时长设置为 15 s, 步长精度 0.01 s. 将建立好的路面模型信息添加在轮胎模型上, 设置平整路面长 1 000 m、宽 4 m、地面附着系数 0.85. 在车

轮上添加驱动模拟车辆“起步 - 匀速 - 制动”过程, 整个过程车辆运行速度曲线如图 4 所示。

通过加速使整车车速达到 30 km/h 稳定一段时间后, 再进行制动操作使车速降至为零。仿真结束后, 对不同制动强度工况下的各轴荷分布变化进行处理, 并进行处理为历时变化曲线, 不同制动强度下轴荷分布历时曲线如图 5 所示。

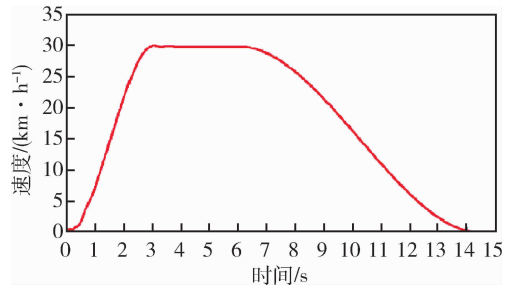


图 4 车辆仿真运行速度曲线

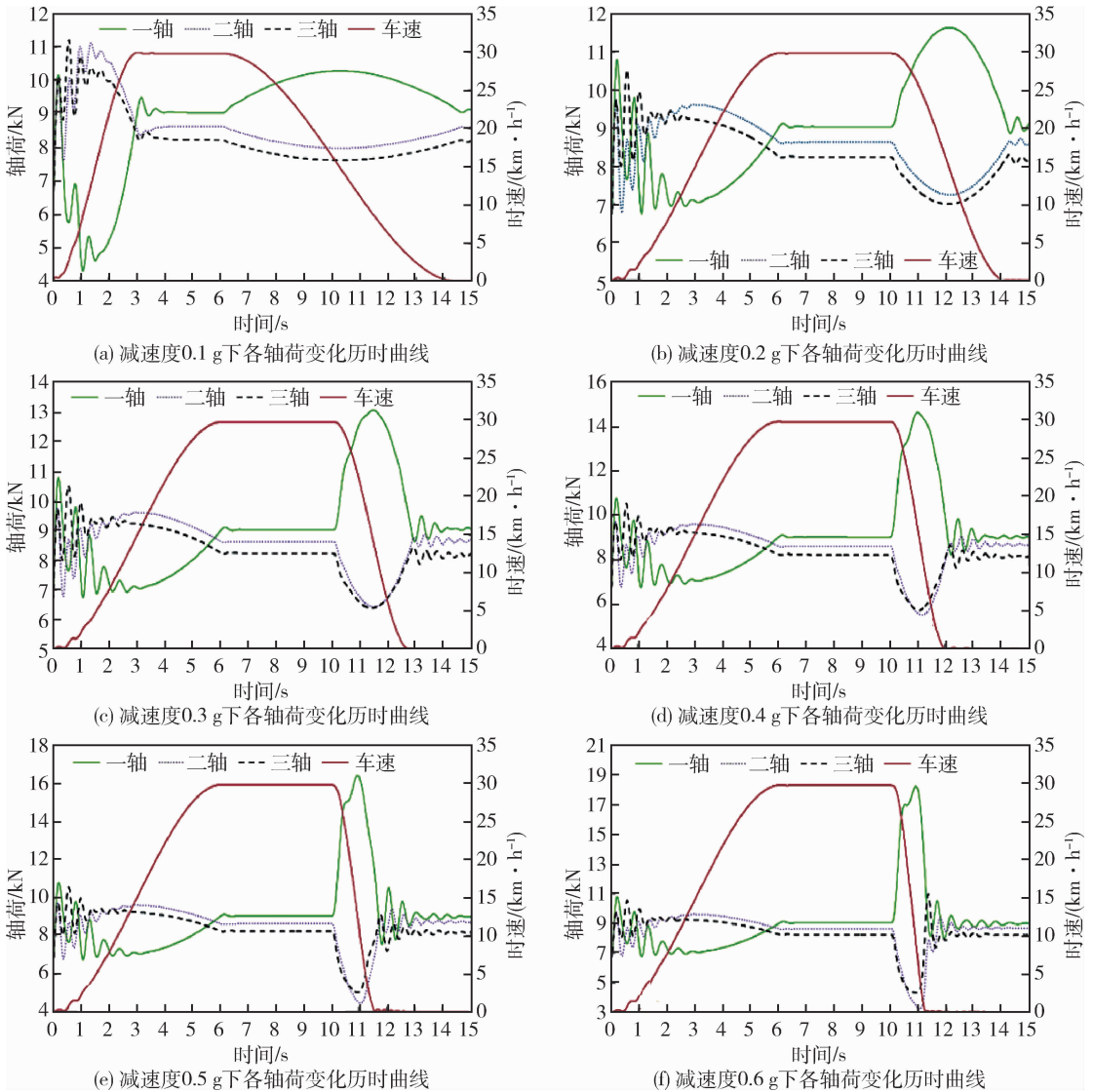


图 5 不同减速度下各轴荷变化历时曲线

分析各工况仿真轴荷历时变化曲线可以看出: 在车辆匀速行驶阶段, 一轴、二轴、三轴各轴荷处于稳定状态, 车辆开始减速后, 出现轴荷分布, 一轴轴荷开始逐渐变大, 二轴和三轴载荷开始逐渐变小, 直至车速降至为零后, 各轴轴荷重新恢复至稳定状态。

#### 4.2 极限制动工况下轴荷动态分布分析

为分析制动过程对车辆行动部分结构强度的冲击影响, 针对极限制动工况即制动减速度最大 0.6 g 时各轴轴荷动态分布情况进行重点分析, 得到的各轴荷历时变化曲线如上图 5 (f) 所示。

从仿真结果可以看到, 车辆在起步加速阶段

(0~6秒)各轴轴荷动态分布变化不大,直至匀速阶段(6~10秒)各轴荷趋于稳定,一轴、二轴和三轴的轴荷分别为9.04 kN、8.64 kN、8.32 kN.从第10秒开始,车辆以最大强度0.6 g制动,制动过程中轴荷出现动态转移,其中一轴轴荷最大值达到18.25 kN,二轴、三轴的载荷在相应的减小,最小分别达到3.47 kN和4.28 kN.由此可见,车辆在极限制动工况下,一轴所承受的最大动态载荷是静态载荷的2倍,对一轴纵臂自身结构强度以及其与车体连接处的结构强度都会有很大的影响.因此,以极限制动过程仿真的轴荷峰值作为输入,可以为校核纵臂的结构强度以及优化车体连接处结构设计提供有效的数据支撑.

### 4.3 不同制动强度对制动力分配的影响

通过对制动过程仿真,计算出不同制动强度下各轴之间的轴荷分配比,可以为制动力的分配提供依据.随着制动强度的不断增大,各轴轴荷动态分布趋势也随之变大.制动减速度大于0.3 g以后,一轴的最大动态轴荷已经达到整车的50%.当减速度达到最大为0.6 g时,一轴的最大动态轴荷已经达到整车重量的70%.在此情况下,各轴间合理的制动力分配对制动操纵稳定性以及行车安全尤为关键.对不同制动强度仿真结果的分析 and 处理,通过曲线拟合得到在不同制动强度下各轴最佳的制动力分配系数.受油气弹簧刚度非线性以及制动过程中车辆俯仰的影响,制动力分配系数随着制动减速度的变化呈现出一定的非线性,如图6所示.

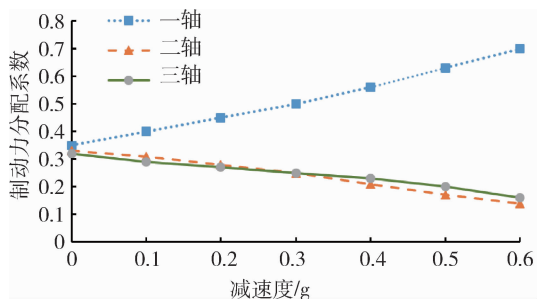


图6 不同制动强度下各轴的制动力分配系数

根据图6中各轴理想的制动力分配系数,可以为整车在不同制动强度下制动力分配设置和各轴制动器制动力矩设计匹配提供了数据依据.在整车制动设计匹配时,以此为各轴间的理想制动力分配曲线,合理的设置制动压力分配,使得实际制动力输出尽量接近理想状态,最大程度的提高地面附着利用率,提高制动减速度、缩短制动距离,获得最大

制动力和良好的制动操纵稳定性,充分保证车辆的行驶安全.

## 4 结 论

本文在分析了某多轴单纵臂车辆悬挂结构特性的基础上,充分考虑了弹簧阻尼元件、轮胎以及路面等非线性因素,利用虚拟样机技术实现了对多轴单纵臂车辆轴荷计算方法的探索应用.根据总体指标要求并参考ECE制动法规规定,计算得出了车辆制动的最大减速度,并以此为依据通过仿真得出了各轴荷在0~0.6 g不同制动强度下的动态历时曲线.通过对极限制动工况下各轴载荷的受力进行分析,为校核各纵臂的结构强度以及优化车体连接处结构设计提供强有效的数据支撑.

通过对不同制动工况下各轴荷动态变化峰值进行统计与分析,为整车在不同制动强度下制动力分配和各轴制动器制动力矩设计匹配提供了数据依据.以此为设计参考,可以最大程度的提高地面附着利用率,获得最大制动力和良好的制动操纵稳定性,充分保证车辆的行驶安全.

### 参考文献:

- [1] 余志生. 车辆理论 [M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [2] GILLESPIE T D. 车辆动力学基础 [M]. 赵六奇, 金达峰, 译. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- [3] 方泳龙. 制动理论与设计 [M]. 北京: 北京国防工业出版社, 2005.
- [4] 马一驰, 牛志刚. 电动汽车制动力分配策略及多工况仿真研究 [J]. 机械设计与制造, 2022(10): 6-10.
- [5] 关世伟, 刘天贺, 谭树梁, 等. 基于双转向桥载货汽车制动的轴荷分配计算与优化 [J]. 汽车实用技术, 2023, 48(7): 104-108.
- [6] 刘惟信. 汽车设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.
- [7] 毛明. 轮式装甲车设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2018.
- [8] 赵建国. 多轴车辆制动性能仿真分析 [D]. 吉林: 吉林大学, 2009.
- [9] 陈军. MSC. ADAMS 技术与工程分析实例 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2008.
- [10] 朱孔源. 车辆-柔性路面力学相互作用系统的研究 [D]. 北京: 中国农业大学, 2001.

文章编号: 1009-4687(2024)02-0012-06

# 基于预瞄前馈的半主动悬架滑模控制

张家浩, 王 铁

(沈阳理工大学 汽车与交通学院, 沈阳 110159)

**摘要:** 悬架系统的性能优劣影响着汽车的平顺性, 为提高悬架系统性能, 选用半主动悬架替换传统的平顺性不足的被动悬架, 以簧载位移和簧载加速度作为评价指标, 提出一种包含预瞄控制、模糊控制和滑模控制的混合控制策略, 结合卡尔曼状态观测器, 通过建立二自由度半主动悬架模型对所设计的控制策略进行验证分析。仿真结果表明, 与被动悬架相比, 在所建立的路面模型下行驶时车身簧载位移能够及时跟踪到期望值, 车身簧载加速度均方根值降低了 12.6%, 改善了汽车平顺性。

**关键词:** 半主动悬架; 模糊; 预瞄前馈; 滑模

**中图分类号:** TP273+3

**文献标识码:** A

## Semi-active Suspension Sliding Mode Control Based on Preview Feed-forward

ZHANG Jiahao, WANG Tie

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

**Abstract:** The performance of the suspension system affects the ride comfort of a vehicle, in order to improve the performance of the suspension system, the semi-active suspension is selected to replace the traditional passive suspension that lacks sufficient ride accomplishment. Using sprung displacement and sprung acceleration as evaluation indicators, a hybrid control strategy including preview control, fuzzy control and sliding mode control was proposed. Combined with a Kalman state observer, the designed control strategy was validated and analyzed by establishing a two-degree-of-freedom semi-active suspension model. The simulation results show that, compared with the passive suspension, the spring displacement of the body can be tracked to the expected value in time when driving under the established road surface model, and the root mean square value of the body spring acceleration is reduced by 12.6%, which improves the ride comfort of the car.

**Key words:** semi-active suspension; obscure; preview feedforward; slipform

与被动悬架和主动悬架相比, 阻尼可调的半主动悬架系统由于仅需要较低的能耗和成本, 就可以很好的兼顾平顺性和操纵稳定性, 受到了广泛研究。随着各行各业的产品智能化, 智能领域在汽车行业中的应用也越来越被重视, 比如激光雷达、双目相机等传感器被用于提供更加丰富的感知信息, 使汽车的性能得到进一步提高。同时, 智能车辆的

发展以及各种车载传感器的应用为考虑路面预瞄信息的悬架控制带来了契机。

预瞄控制是指通过获取路面高度信息对减振器提前进行调整的一种控制技术, 包括基于路面等级的控制方法、基于轴间预瞄的控制方法和基于车前预瞄的控制方法。文献 [1] 依据路面识别得到的路面等级, 半主动悬架自适应控制系统通过调节权

收稿日期: 2023-11-16

作者简介: 张家浩 (1998-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆工程

通信作者: 王 铁 (1969-), 教授, 硕士研究生导师, 研究方向为车辆工程

重获得不同路面对应的控制增益，达到不同路面行驶条件下平顺性与操纵稳定性之间的平衡。文献[2]中提出了一种变步长模型预测控制方法，根据车速和双目相机采集的路面信息确定模型预测控制的步长，有助于半主动悬架在更恰当的时刻对悬架阻尼特性进行调节，实现更理想的悬架决策控制。文献[3]通过纳入激光雷达(iDAR)传感器检测车辆前方的道路不规则性，提出一种包含径向基函数模型的道路预览模型预测控制器，作为整车主动悬架系统的控制方案。

以上考虑路面信息的悬架控制只将车辆前方路面信息作为系统的状态变量，然后根据路面信息和车辆状态确定悬架的输出阻尼力。而常见的反馈控制，如线性二次(LQ)状态矢量反馈、神经网络、 $H^\infty$ 控制器、模糊控制等<sup>[4-9]</sup>，只是考虑车辆状态，难以有效补偿行驶中的路面干扰对悬架系统的影响。

因此，文中将根据双目相机得到的预瞄路面信息作为输入，设计了一种基于模糊的前馈控制器，并与所设计的滑模控制器一并构成半主动悬架控制器，结合卡尔曼状态观测器，通过MATLAB进行仿真分析。结果表明，该控制器可以使车身簧载位移准确跟踪期望值，并且由车身簧载加速度均方根值可以看出，车辆行驶的平顺性得到提高。

## 1 路面模型

随着计算机技术的不断发展，国外的研究人员和汽车公司开始基于计算机视觉技术对路面预瞄技术进行深入研究，并且已经取得了较好的进展。现阶段，基于成本和数据精度的考虑，采集路面信息时使用双目相机进行图像的获取，之后采用立体匹配算法计算出所需数据。由于路面预瞄是获取汽车行驶方向前方路面的轮廓信息，并非前轴采集信息预瞄后轴，故路面预瞄又叫轴前预瞄。

为对半主动悬架实施预瞄前置控制，前提是需要获得行驶之前的路面不平度激励，考虑到在城市道路中突然出现的离散冲击，采用纵向分辨率高的双目相机来估计路面的高度变化。KITTI Stereo数据集是通过校准后的双目相机采集真实路面得到的小型数据集，广泛应用于视差估计、目标检测、语义分割等领域。文中采用的路面预瞄系统基于该数据集。

该路面预瞄系统采集路面信息生成路面高程图，其原理大致如下。首先对该系统使用的双目相机进行安装和校准，之后采集前方路面图像。然后对采集到的图像进行预处理，提高图像质量和路面特征的提取效果。使用双目视差法对预处理后的图像进行分析和处理，提取路面特征，结合双目相机参数解出目标真实的三维坐标。文中选取具有减速带冲击的典型城市路面，选取汽车的行驶路线，利用该路面预瞄系统对该路线进行像素点采集，根据半全局立体匹配算法生成的视差图得到前方路面高度信息，并根据视差与深度的关系生成高度-深度(距离)点云图，如图1所示。

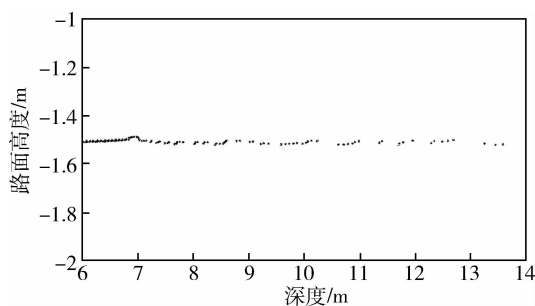


图1 高度-深度点云图

为突出路面减速带特征，从高度-深度(距离)点云图中选取所需的点云数据，在车速20 km/h下生成时域下的路面不平度，如图2所示。

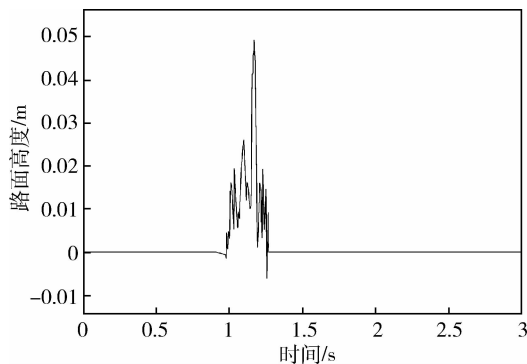


图2 减速带路面不平度

## 2 半主动悬架控制器

本节构建了半主动悬架控制器，由前馈模糊控制器和滑模控制器组成，根据预瞄系统得到的路面激励与车身簧载加速度之间的控制规律，计算出前馈模糊控制器的阻尼力，达到减小外界路面扰动的效果。再结合滑模控制，使悬架系统达到稳定。

## 2.1 控制器结构

半主动悬架控制器结构如图 3 所示. 根据簧载质量位移和簧载质量速度的误差值, 设计滑模控制器, 得到使误差值趋于 0 的可控阻尼力. 同时, 通过双目立体匹配算法得到前方路面激励, 结合车辆簧载加速度设计基于路面预瞄的模糊前馈控制器. 模糊前馈控制的控制量为  $U_1$ , 滑模控制的控制量为  $U_2$ , 则悬架系统的总控制量为

$$U = U_1 + U_2. \quad (1)$$

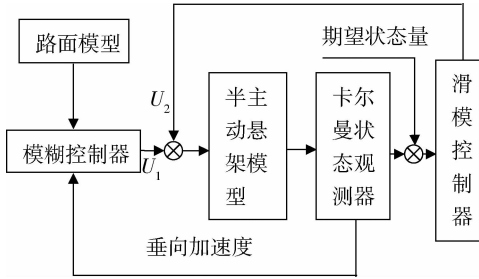


图 3 半主动悬架控制器结构图

## 2.2 基于模糊的预瞄前馈控制器

基于 Matlab 构建双输入单输出的模糊控制器, 实现动态调节前馈阻尼力. 文中选用路面激励  $z_r$  和车身加速度  $\dot{z}_s$  作为模糊输入, 模糊量的输出量为前馈阻尼力  $U_1$ . 输入输出的模糊集为 {NB (负大), NS (负小), ZO (零), PS (正大), PB (正小)}, 输入  $z_r$  和  $\dot{z}_s$  论域范围为  $\{-0.04, -0.03, -0.02, -0.01, 0, 0.01, 0.02, 0.03, 0.04\}$  和  $\{-8, -6, -4, -2, 0, 2, 4, 6, 8\}$ , 输出  $U_1$  论域范围为  $\{-1500, -1000, -500, 0, 500, 1000, 1500\}$ .

为提高控制系统的灵敏度,  $z_r$ 、 $\dot{z}_s$  和  $U_1$  的隶属度函数均选择高斯隶属度函数, 选用重心法对模糊变量解模糊运算, 确定模糊控制器输出的调整参数.

文中的模糊控制规则符合当路面激励  $z_r$  较大、车辆簧载加速度  $\dot{z}_s$  较小时, 选用较大的阻尼力  $U_1$ ; 当车辆簧载加速度  $\dot{z}_s$  较大、路面激励  $z_r$  较小, 选用较小的阻尼力  $U_1$ ; 当路面激励  $z_r$ 、车辆簧载加速度  $\dot{z}_s$  都比较小时, 阻尼力  $U_1$  应为零. 路面激励  $z_r$ 、车身垂向加速度  $\dot{z}_s$  和阻尼力  $U_1$  的模糊控制规则表如表 1 所示.

表 1 模糊规则表

$U_1$	$z_r$				
	NB	NS	ZO	PS	PB
$\dot{z}_s$	NB	ZO	PB	PS	PB
	NS	PB	ZO	PS	ZO
$\ddot{z}_s$	ZO	PB	ZO	ZO	ZO
	PS	PB	ZO	NS	ZO
	PB	PS	NB	NS	NB

## 2.3 半主动悬架滑模控制设计

### 2.3.1 二自由度半主动悬架模型

建立了 1/4 二自由度半主动悬架模型, 如图 4 所示. 图中,  $m_s$  为簧载质量, 随载客量和载货量的变化而变化;  $m_u$  为非簧载质量, 表示车轮总成的质量;  $k_s$  为悬架弹簧刚度;  $z_s$  和  $z_u$  分别为簧载质量和非簧载质量的位移;  $z_r$  为路面位移输入;  $k_t$  为轮胎刚度. 在半主动悬架中,  $c_s$  为悬架阻尼器不可控阻尼系数;  $F_d$  为悬架可调阻尼器产生的可控阻尼力.

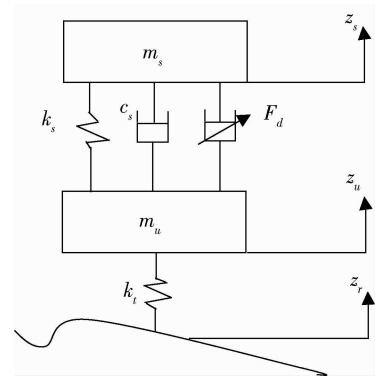


图 4 1/4 半主动悬架模型

根据牛顿第二定律; 以各变量的静平衡点为坐标原点; 得到车辆的动力学方程.

$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + F_d \\ m_u \ddot{z}_u = -k_t(z_u - z_r) - c_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + k_s(z_s - z_u) - F_d \end{cases} \quad (2)$$

式中:  $\dot{z}_s$  和  $\dot{z}_u$  分别为  $z_s$  和  $z_u$  的导数.

为便于控制; 选择状态变量矩阵

$$X = [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4]^T.$$

则式 (2) 可写成状态变量表达式; 即

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{m_s}(-k_s x_1 - c_s x_2 + k_s x_3 + c_s x_4 + u) \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \frac{1}{m_u}(k_s x_1 + c_s x_2 + (-k_s - k_t)x_3 - c_s x_4 + k_t z_r - u) \end{cases} \quad (4)$$

### 2.3.2 滑模控制设计

实际上, 随着汽车行驶里程的增加, 由于弹簧疲劳损失会使得汽车悬架系统具有一定的非线性不确定性, 且悬架系统本身的弹簧和阻尼器也存在不确定的非线性力. 而滑模控制响应迅速、鲁棒性高, 故文中采用滑模控制器来降低作动器非线性特性及悬架簧载质量的振动.

满足车辆悬架的性能即提高乘坐舒适性和保证车辆的安全性和持路能力. 故定义如下约束:

其一保证悬架动行程满足  $|z_s - z_u| \leq z_{\max}$ , 其中,  $z_{\max}$  指悬架动行程上限;

其二要求轮胎的动载荷  $k_t(z_u - z_r)$  要小于轮胎静载荷  $f_k u = (m_s + m_u)g$ , 也可以表述为轮胎动变形的约束:  $(z_u - z_r) \leq \frac{(m_s + m_u)g}{k_t}$ , 其中,  $g$  表示引力常数.

为达到理想的隔振性能, 使乘客在遇到粗糙路面时不察觉振动. 因此, 选择簧载质量位移和速度的期望输出为  $x_{1d}$  和  $x_{2d}$ . 即  $x_{1d} = 0; x_{2d} = 0$ .

设簧载质量位移和速度的跟踪误差为  $e_1 = x_1 - x_{1d}$  和  $e_2 = x_2 - x_{2d}$ , 可以得到

$$e = [x_1 - x_{1d} \quad x_2 - x_{2d}]^T.$$

误差动力学方程为

$$\dot{e} = Ae + BU_2 + P\omega, \quad (5)$$

$$\text{式中: } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \end{bmatrix}; P =$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{k_s}{m_s} & 0 \end{bmatrix}; \omega = [x_3 \quad x_4]^T.$$

设计切换面函数为

$$s = ce = c_1 e_1 + c_2 e_2. \quad (6)$$

通常  $c_2$  取 1.

根据式(5)、(6)可得

$$\dot{s} = cAe + cBU_2 + cP\omega. \quad (7)$$

则输出阻尼力  $U_2$  为

$$U_2 = (cB)^{-1} \dot{s} - (cB)^{-1}(cAe + cP\omega). \quad (8)$$

根据滑模控制条件,  $s = 0$ , 等效输出阻尼力  $u_{eq}$  为

$$u_{eq} = -(cB)^{-1}(cAe + cP\omega). \quad (9)$$

考虑到外界扰动, 系统会发生一些不希望看到的波动, 文中采取了一种等速趋近律来改善系统的稳定性.

$$\dot{s} = -\varepsilon \text{sgn}(s); \varepsilon > 0. \quad (10)$$

式中:  $\varepsilon$  代表增益系数, 表示系统运动点趋近切换面的速率.  $\varepsilon$  小, 趋近速度慢;  $\varepsilon$  大, 趋近速度较大, 系统的抖动也较大. 最终系统滑模控制的控制力  $U_2$  为

$$U_2 = u_{eq} - (cB)^{-1} \varepsilon \text{sgn}(s) = u_{eq} + u_{smc}. \quad (11)$$

## 3 卡尔曼滤波状态观测器

出于技术方面的限制, 很难测得准确的速度信号, 因此, 对所设计的滑模控制的实施带来困难, 卡尔曼滤波状态观测器可以根据所观测到的系统其它信号对其它相关状态变量进行估计. 在悬架系统中, 加速度传感器测量精度因其测量精度高、易测量, 多被用于状态观测器中估计位移和速度信号. 所以, 为了得到准确的位移和速度信号, 文中采用卡尔曼滤波状态观测器, 令悬架的状态更接近实际情况.

根据式(3)、(4), 考虑路面噪声和测量噪声的影响, 系统状态方程变化为

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x) + G\omega \\ y = h(x) + v \end{cases}, \quad (12)$$

式中:  $\omega$  为过程噪声;  $v$  为测量噪声.

非线性表达式及矩阵为

$$f(x) = \begin{bmatrix} x_2 \\ \frac{u - k_s(x_1 - x_3) - c_s(x_2 - x_4)}{m_s} \\ x_4 \\ \frac{k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - k_t(x_3 - z_r) - u}{m_u} \end{bmatrix};$$

$$G = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix};$$

$$h(x) = \frac{u - k_s(x_1 - x_3) - c_s(x_2 - x_4)}{m_s}$$

结合连续离散化系统过程，得到离散系统的状态方程为

$$\begin{cases} x(k) = \varphi \cdot x(k-1) + \Gamma \cdot \omega(k-1) \\ y(k) = h(x(k-1)) + v(k-1) \end{cases}, (13)$$

式中： $\Gamma = T_1 G$ ；仿真中  $T_1$  取 0.001 的采样周期。

考虑悬架系统的非线性，利用先前步骤的先验滤波值与目前步骤的滤波值形成泰勒级数，经过计算得到一阶系数矩阵  $\Phi(k)$  和  $H(k)$ 。

$$\Phi(k) = [\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \cdots \varphi_k]^T; (14)$$

$$H(k) = [h(1)h(2)h(3)\cdots h(k)]^T. (15)$$

其中各项可表达为

$$\varphi_{k-1} =$$

$$I + T_1 \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{(k_s + k_t)}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix};$$

$$h(k) = \left[ \frac{u - k_s(x_1 - x_3) - c_s(x_2 - x_4)}{m_s} \right]_{y=y_{k-1}}$$

结合建立的四分之一半主动悬架模型，利用 MATLAB 采用卡尔曼滤波算法来观测汽车状态信息。

## 4 仿真分析

通过 MATLAB 进行仿真，验证所设计的半主动悬架控制器的控制效果。四分之一车辆模型主要参数如表 2 所示。

表 2 半主动悬架参数

参数	取值
$m_s$ /kg	1 200
$m_u$ /kg	100
$k_s$ ( $N \cdot m^{-1}$ )	15 000
$c_s$ / ( $N \cdot s \cdot m^{-1}$ )	1 500
$k_t$ / ( $N \cdot m^{-1}$ )	200 000

### 4.1 卡尔曼状态观测器的有效性分析

通过将系统变量的测量值与使用卡尔曼滤波算

法的估计值进行比较验证所设计的卡尔曼状态观测器。图 5 为车身簧载加速度的测量值与估计值的对比结果。

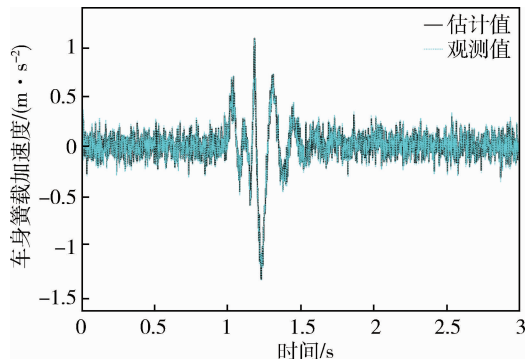


图 5 车身簧载加速度估计值与测量值对比

由图 5 可知，车身簧载加速度的状态观测器估计值和系统测量值重合度较高。结果表明，所使用的卡尔曼状态观测器可以有效的估计悬架系统的状态，可以为所设计的控制器提供实时且准确的状态变量信息。

### 4.2 悬架控制仿真

文中选取车身簧载位移和车身簧载加速度作为评价指标，定义 3 种方案进行对比。

方案 1：基于预瞄前馈的半主动悬架滑模控制。

方案 2：滑模半主动悬架控制。

方案 3：被动悬架。

车速为 20 km/h 时，减速带路面下各评价指标对比曲线如图 6~10 所示。

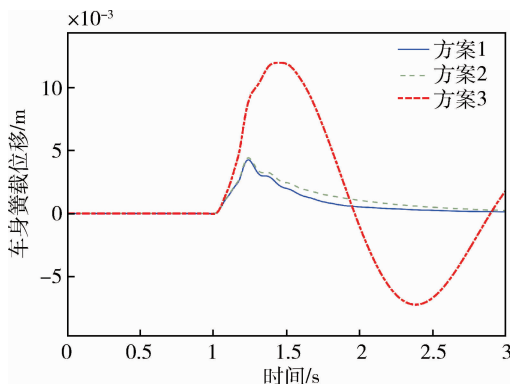


图 6 簧载位移

减速带路面下平顺性评价指标均方根值对比如表 3 所示。

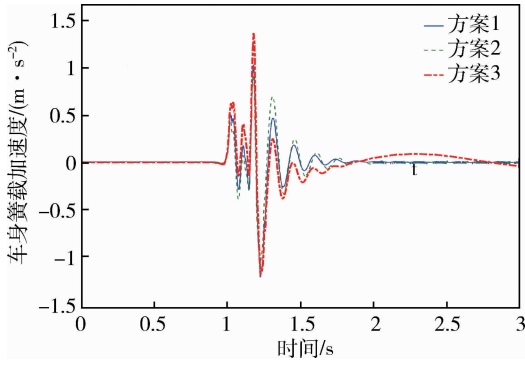


图7 车身簧载加速度

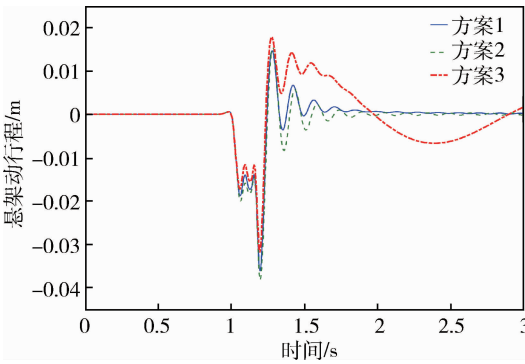


图8 悬架动行程

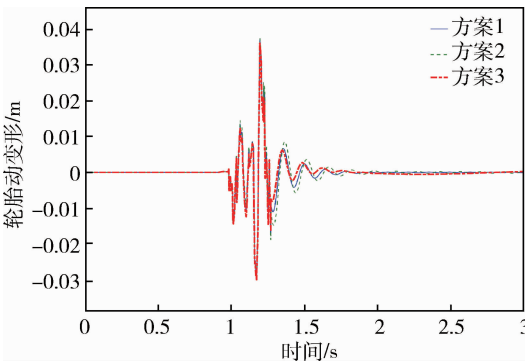


图9 轮胎动变形

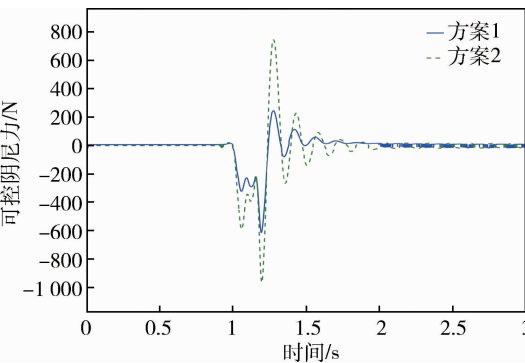


图10 可控阻尼力

表3 均方根值对比表

参数	车身簧载加速度均方根值
被动悬架	0.204 7
基于预瞄前馈的半主动滑模控制	0.178 9

由表3可以看出，保证车身位移达到期望值的前提下，在减速带路面状况中，车身簧载加速度均方根值下降12.6%。

另外，由图8~10可以看出：在受到减速带冲击下，满足了悬架动行程和轮胎动变形小于上述所定义的极限。

## 5 结 论

文中以二自由度半主动悬架为研究对象，提出了一种基于路面预瞄的半主动悬架滑模控制。为达到理想的隔振性能，使乘客在遇到粗糙路面时不察觉振动，根据簧载质量位移和速度的期望误差设计了滑模控制器。同时，考虑到路面干扰对车辆平顺性的影响，设计了基于预瞄的模糊前馈控制器，与所提出的滑模控制构成半主动悬架控制器。通过MATLAB进行仿真分析，结果表明：与被动悬架和基于滑模控制的方法进行对比，文中所设计的半主动悬架控制器可以保证车身簧载位移可以追踪到期望值，且汽车平顺性得到改善。

### 参考文献：

- [1] 秦也辰, 董明明, 赵 丰, 等. 基于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.
- [2] 陈潇凯, 曾洛锴, 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.
- [3] MYRON P, ALEX A. Active vehicle suspension control using road preview model predictive control and radial basis function networks [J]. Applied Soft Computing, 2022(120): 108646.
- [4] 荣吉利, 邓增琨, 何 丽, 等. 整车主动悬架平顺性时域仿真与优化 [J]. 北京理工大学学报, 2022, 42(1): 46-52.
- [5] KAORU S, KAZUHIKO H. Vibration control of semi-active suspension by the neural network that learned the optimal preview control of MLD model [J]. IFAC Papers On Line, 2022, 55(27): 515-520.

文章编号: 1009-4687(2024)02-0018-09

# 惯性质量对 2-leg 并联机构馈能悬架振型及幅频特性的影响机理

张校锋, 邓富昌, 姜智超, 莫家业, 卢石孔, 覃珍珍

(广西科技师范学院, 广西 来宾 546199)

**摘要:** 为了研究惯性质量对 2-leg 并联机构馈能悬架系统振型及幅频特性的影响机理, 进行了模型架构、系统振型及幅频特性的理论推导和仿真分析。其中, 模型架构中解决的关键问题是惯性质量的理论推导及线性化等效问题, 为研究惯性质量对悬架系统振型及幅频特性的影响机理做铺垫。并提出惯性质量变比系数的概念, 将惯性质量转化为线性化变量, 从而量化分析惯性质量对系统振型及幅频特性的影响。研究表明: 惯性质量对系统的影响具有两面性, 从振型角度分析, 惯性质量使得 2-leg 并联机构馈能悬架系统共振频率提前, 随惯性质量变比系数增大, 车身振动幅值增大。从幅频特性角度分析, 随惯性质量变比系数的增大, 车身垂向加速度及悬架动挠度幅频特性函数均在第二个波峰后出现明显差异, 车身振动加剧, 悬架动挠度振动减小。结合加权法与 Matlab + Isight 联合仿真可知: 通过合理设计 2-leg 馈能悬架的结构将惯性质量变比系数控制在 0.58 时, 车身振动与车轮振动的加权叠加和最小, 隔振效果最佳。

**关键词:** 并联机构; 馈能悬架; 惯性质量; 振型; 幅频特性; 影响机理

中图分类号: U461.4

文献标识码: A

## Mechanism of Inertial Mass Influence on the Vibration and Amplitude-frequency Characteristics of 2-leg Parallel Mechanism Energy-fed Suspension

ZHANG Xiaofeng, DENG Fuchang, JIANG Zhichao, MO Jiaye, LU Shikong, QIN Zhenzhen  
(Guangxi Science & Technology Normal University, Laibin 546199, Guangxi, China)

**Abstract:** In order to study the influence mechanism of inertial mass on the vibration pattern and amplitude-frequency characteristics of the energy-fed suspension system with 2-leg parallel mechanism, this paper carried out the theoretical derivation and simulation analysis of the model architecture, system vibration patterns and amplitude-frequency characteristics. The key problem solved in the model architecture was the theoretical derivation of inertia mass and linearization equivalence of inertial mass, laying the groundwork for studying its impact on the vibration mode and amplitude-frequency characteristics of the suspension system. The concept of inertial mass ratio coefficient was proposed to transform the inertial mass into a linearized variable, so as to quantitatively analyze its effects on the vibration patterns and amplitude-frequency characteristics of the system. The results show that the influence of inertial mass on the system is two-fold. From the perspective of vibration pattern, the inertial mass advances the resonance frequency of the 2-leg parallel mechanism energy-fed suspension system. With the increase of the inertial mass ratio coefficient, the amplitude of the body vibration increases. From the perspective of amplitude-frequency characteristic analysis, with the increase of inertia mass ratio

收稿日期: 2024-03-01

基金项目: 广西高校中青年教师基础能力提升项目 (2023KY0876); 广西科技师范学院青年科研项目 (GXKS2022QN008); 广西科技师范学院大学生科研基金项目 (GXKS2023DXSB016); 广西高校中青年教师基础能力提升项目 (2024KY0869)

作者简介: 张校锋 (1993-), 男, 助教, 研究生, 研究方向为车辆工程

通信作者: 邓富昌 (1987-), 男, 工程师, 研究生, 研究方向为新能源汽车技术

coefficient, the body vertical acceleration and suspension dynamic deflection amplitude-frequency characteristic function both appear obvious difference after the second wave peak. Vehicle body vibration intensifies, while the suspension dynamic deflection vibration decreases. Combined with the weighting method and Matlab + Isight joint simulation, it can be seen that; through the reasonable design of 2-leg energy-feeding suspension structure to control the inertia mass ratio coefficient at 0.58, the weighted sum of body vibration and wheel vibration is minimized, the vibration isolation effect is optimal.

**Key words:** parallel mechanism; energy-fed suspension; inertia capacity; vibration pattern; amplitude-frequency characteristics; influence mechanis

为了在兼顾环保的同时提升新能源汽车的续航里程, 汽车的能量回收技术成为了国内外学者研究的热点, 其中, 电磁式馈能悬架系统具有响应迅速且易于控制等优点得到广泛关注. 该类型馈能悬架由旋转电机和运动转换机构组成, 运动转化机构主要有滚珠丝杠<sup>[1]</sup>、齿轮齿条<sup>[2]</sup>和并联机构<sup>[3-4]</sup>3种形式. 文献[5-7]对滚珠丝杠式馈能悬架的惯性质量进行了研究, 分析了惯性质量对悬架幅频特性和阻尼特性的影响. 文献[8]采用电机转子转动惯量、角加速度和齿轮齿条机构的力矩放大倍数求解齿轮齿条式馈能减振器的惯性质量, 并进行了实验验证. 文献[9-10]研究了并联机构+行星齿轮增速器+旋转电机串联式的并联机构馈能悬架的能量回收特性, 结果表明能量的平均回收效率高达78%, 证明该类型的馈能悬架具有高效的能量回收性能, 然而, 却并未考虑运动转换机构和行星齿轮增速器再将往复振动转化为旋转运动来驱动双作用电机发电时产生的惯性质量的影响. 为实现高效能量回收效率的同时使悬架系统具备良好的系统响应性能, 文中从理论上推导了2-leg 并联机构馈能悬架惯性质量的数学表达式及等效值, 研究了惯性质量对系统振型和幅频特性的影响机理.

## 1 模型架构

### 1.1 2-leg 并联机构馈能悬架模型建立

2-leg 并联机构馈能悬架由3部分组成: 弹性元件、阻尼元件和2-leg 并联机构馈能减振器, 如图1所示. 其中, 2-leg 并联机构馈能减振器由2-leg 并联运动转换机构、直流无刷电机、行星齿轮增速器构成.

2-leg 并联运动转换机构的作用是实现往复振动与旋转运动的互相转化. 增速器有两方面的作用: 其一, 实现往复振动到旋转运动的增速作用, 从而提高直流无刷电机转子的转速; 其二, 实现旋

转运动到往复直线运动的降速增扭作用. 直流无刷电机的作用体现在两个方面: 将转子的旋转动能转化为电能; 利用反电动势使电机具备一定程度的电磁阻尼力矩.

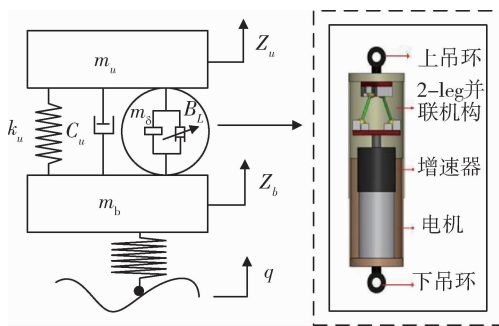


图1 2-leg 并联机构馈能悬架物理模型

### 1.2 2-leg 并联机构馈能悬架惯性质量模型的建立

#### 1.2.1 2-leg 并联运动转换机构运动学分析

并联机构具备结构韧性强、运动精准和承载性好等优点<sup>[11-12]</sup>, 国内外学者根据并联机构的构型对其运动规律进行了深入的研究. 这类机构的运动规律与其尺寸和几何性质存在密切关系.

2-leg 运动转换机构的物理模型如图2(a), 以并联机构中轴线为 $Z$ 轴,  $Z$ 轴与下平台交点为坐标原点 $O$ ,  $O$ 点与下平台铰接点 $A_1$ 所在连线为 $Y$ 轴, 以原点 $O$ 为起点做 $YOZ$ 平面的垂线定义为 $X$ 轴, 建立三维直角坐标系对并联机构进行运动学分析. 2-leg 并联机构两平台相对旋转一定角度时, 在 $XOY$ 平面上的投影如图2(b).

根据2-leg 并联机构几何尺寸、运动学性质和投影关系, 结合余弦定理可得

$$\begin{cases} l^2 = h^2 + \rho^2 \\ \rho^2 = a^2 + a^2 - 2a \times a \times \cos\theta = 2a^2(1 - \cos\theta) \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $\rho$  为两平台相对旋转 $\theta$ 角时上平台球铰接点 $A$ 在 $XOY$ 平面上的投影点 $A'$ 与下平面球铰接点 $A_1$ 间

连线长度, mm;  $h$  为两平台的相对距离, mm;  $l$  为两平台间连接杆的杆长, mm.

由式 (1) 2-leg 并联机构运动学和几何关系, 利用隐函数求导法分析运动学特性, 可得

$$\begin{cases} h = \sqrt{l^2 - 2a^2(1 - \cos\theta)} \\ \frac{dh}{dt} = \frac{-a^2 \sin\theta}{\sqrt{l^2 - 2a^2(1 - \cos\theta)}} \frac{d\theta}{dt} \\ \frac{dh}{d\theta} = \frac{-a^2 \sin\theta}{\sqrt{l^2 - 2a^2(1 - \cos\theta)}} \end{cases} \quad (2)$$

从数学意义上分析可知,  $\frac{dh}{d\theta}$  表示  $h - \theta$  函数的斜率  $\lambda$ .

$$\begin{cases} \lambda = \frac{-a^2 \sin\theta}{\sqrt{l^2 - 2a^2(1 - \cos\theta)}} \\ \frac{dh}{dt} = \lambda \frac{d\theta}{dt} \end{cases} \quad (3)$$

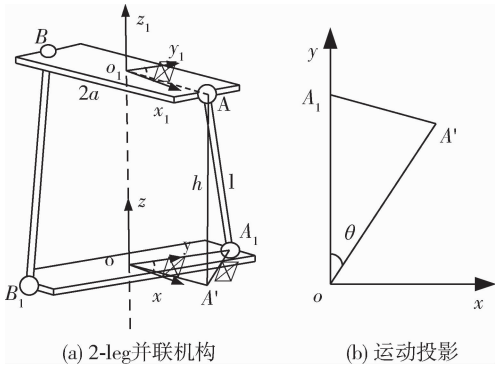


图2 运动转换机构的物理模型及其运动学几何关系图

### 1.2.2 2-leg 并联机构馈能减振器系统动力学分析

利用拉格朗日系统动力学方程法对 2-Leg 并联机构减振器进行动力学分析, 由地面传入悬架系统的外力为  $F$ , 在该外力  $F$  的作用下, 作动器在轴线发生了线性位移  $h$ . 建立 2-leg 并联机构馈能减振器系统物理模型, 如图 3 所示.

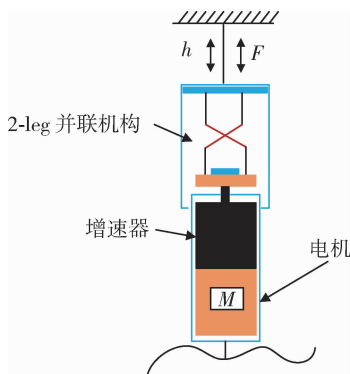


图3 2-leg 并联机构馈能减振器系统物理模型

根据拉格朗日系统动力学方程法可得

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial (d\theta/dt)} \right) + \frac{\partial D}{\partial (d\theta/dt)} = F, \quad (4)$$

式中:  $T$  为减振器系统的动能,  $J$ ;  $D$  为减振器系统阻尼效应耗散能,  $J$ .

由 2-leg 并联机构馈能减振器的受力和运动情况可知, 减振器系统的动能包括两部分: 其一, 平移动能; 其二, 旋转件的旋转动能.

2-leg 并联机构馈能减振器系统的动能表达式可表示为

$$T = \frac{1}{2} (m_1 + m_2) (dh/dt)^2 +$$

$$\frac{1}{2} (n^2 J_c + J_g + J_i + J_L) (d\theta/dt)^2, \quad (5)$$

式中:  $m_1$  为铸件质量, kg;  $m_2$  为并联机构连杆质量, kg;  $J_c$  为电机转子转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ;  $J_g$  为增速器齿轮转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ;  $J_i$  为动平台转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ;  $J_L$  为两连杆相对于并联机构中轴线的转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ .

减振器阻尼作用耗散能表达式为

$$D = \frac{1}{2} B_L (dh/dt)^2, \quad (6)$$

式中:  $B_L$  为作动器线性阻尼系数,  $\text{N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ .

### 1.2.3 惯性质量模型建立

对并联机构的运动学及馈能悬架系统拉格朗日动力学分析, 联立公式 (2) ~ (6) 可得

$$\begin{aligned} & [m_1 + m_2 + (n^2 J_c + J_g + J_i + J_L)/\lambda^2] \cdot \\ & \frac{d^2 t}{dt^2} + B_L \frac{dh}{dt} = F. \end{aligned} \quad (7)$$

$m_1 + m_2 + (n^2 J_c + J_g + J_i + J_L)/\lambda^2$  是 2-leg 并联机构减振器工作过程中由于平移部件和旋转部件产生的惯量引起的质量  $m_\delta$ .

$$m_\delta = m_1 + m_2 + (n^2 J_c + J_g + J_i + J_L)/\lambda^2, \quad (8)$$

式中:  $m_\delta$  为惯性质量, kg.

### 1.2.4 惯性质量的等效求解

惯性质量中存在两个随 2-leg 并联机构两平台旋转角度变化而改变的变量分别为: 两连杆相对于并联机构中轴线的转动惯量; 两平台相对距离与转角的导数. 这两个变量的线性化等效至关重要.

等效斜率  $\lambda_0$  的理论求解过程: ①根据高等数学积分中值定理求解 2-leg 并联机构两平台相对等效高度  $h_0$ ; ②根据  $h - \theta$  函数关系求解等效高度  $h_0$  下的等效转角  $\theta_0$ ; ③根据  $\lambda - \theta$  函数求解等效斜率  $\lambda_0$ .

$$\left\{ \begin{aligned} h_0 &= \frac{1}{\theta_{\max} - 0} \int_0^{\theta_{\max}} \sqrt{l^2 - 2a^2(1 - \cos\theta)} \\ \theta_0 &= \arccos\left(1 - \frac{l^2 - h_0^2}{2a^2}\right) \\ \lambda_0 &= \frac{-a^2 \sin\theta_0}{\sqrt{l^2 - 2a^2(1 - \cos\theta_0)}} \end{aligned} \right. \quad (9)$$

并联机构中轴线的等效转动惯量  $J_{I0}$  的理论求解过程：①建立三维直角坐标系坐标系标记连杆质心的坐标（如图4所示）；②理论求解连杆质心相对于中轴线的距离  $r$ ；③根据积分中值定理推导该距离的等效值  $r_0$ ；④根据理论力学中转动惯量的计算公式求解该等效转动惯量  $J_{I0}$ 。

$$\left\{ \begin{aligned} &E(\alpha \sin\theta/2, \alpha \cos\theta/2, h/2); F(0,0,h/2) \\ r &= (\alpha/2) \sqrt{\sin^2\theta + (1 + \cos\theta)^2} \\ r_0 &= (\theta_{\max} - 0)^{-1} \int_0^{\theta_{\max}} (\alpha/2) \sqrt{\sin^2\theta + (1 + \cos\theta)^2} d\theta \\ J_{I0} &= 2m_L r_0^2 \end{aligned} \right. \quad (10)$$

运动示意图如图4所示。

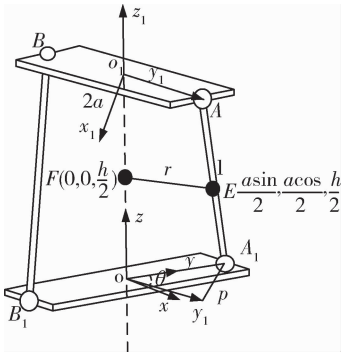


图4 两连杆质心相对于中轴线运动示意图

由此可得惯性质量的等效值为

$$m_{80} = m_1 + m_2 + n^2(J_c + J_g + J_t + J_{I0})/\lambda_0^2 \quad (11)$$

完成惯性质量的等效求解对研究惯性质量对研究2-leg 并联机构馈能悬架振型及幅频特性的影响问题至关重要。仿真参数：连杆长度  $l = 45 \text{ mm}$ ，平台长度  $2a = 43 \text{ mm}$ 。等效斜率  $\lambda_0$  仿真如图5所示，等效距离  $r_0$  仿真如图6所示。

由于两连杆运动函数在  $[0, 2\pi]$  区间上具有对称性，考虑到连杆的位置关系，两连杆相对转角范围为  $[0, \pi]$ ，只需研究  $[0, \pi]$  区间上的函数。由仿真图5、图6可知： $\theta_0 = 1.57 \text{ rad}$ ， $h_0 = 33.18 \text{ mm}$ ， $\lambda_0 = -13.9316$ ， $r_0 = 13.69 \text{ mm}$ 。2 -

leg 并联机构馈能减振器参数如表1所示。

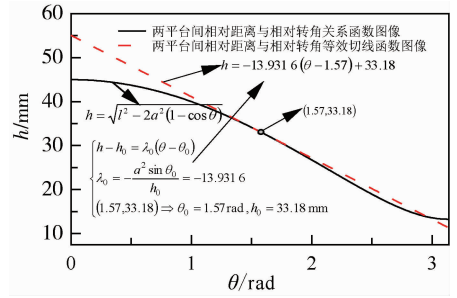


图5 半圆周转角内  $(h - \theta)$  函数图像及其等效切线函数图像

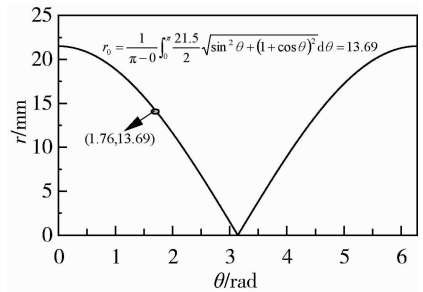


图6 全圆周转角内连杆质心与函数  $(r - \theta)$  图像

表1 2-leg 并联机构馈能减振器参数

参数	数值
铸件质量 $m_1/\text{kg}$	0.4
连杆质量 $m_2/\text{kg}$	0.1
电机转子转动惯量 $J_r/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$53.8 \times 10^{-7}$
增速器齿轮转动惯量 $J_g/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$9.1 \times 10^{-7}$
增速器齿轮头传动比 $n$	26
连杆相对中轴线转动惯量 $J_{I0}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$8.33 \times 10^{-7}$
动平台转动惯量 $J_t/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$4.5 \times 10^{-5}$

根据理论分析和仿真分析，可得惯性质量的等效值  $m_{80} = 19.475 \text{ kg}$ 。

## 2 惯性质量对2-leg 并联机构馈能悬架系统振型的影响机理分析

采用控制变量法研究惯性质量对2-leg 馈能悬架系统的影响，将电机的主动力干扰排除在外，建立引入惯性质量的2-leg 并联机构馈能悬架的1/4车辆悬架动力学模型。如图7所示。

建立悬架系统动力学微分方程如下：

$$\left\{ \begin{array}{l} m_u (d^2 Z_u)/(dt^2) + m_{\delta 0} [(d^2 Z_u)/(dt^2) - (d^2 Z_b)/(dt^2)] + \\ k_u (Z_u - Z_b) + C_u [(dZ_u)/(dt) - (dZ_b)/(dt)] = 0 \\ m_b (d^2 Z_b)/(dt^2) - m_{\delta 0} [(d^2 Z_u)/(dt^2) - (d^2 Z_b)/(dt^2)] - \\ k_u (Z_u - Z_b) - C_u [(dZ_u)/(dt) - (dZ_b)/(dt)] + k_b (Z_b - q) = 0 \end{array} \right. , \quad (12)$$

式中:  $m_u$  为车身质量, kg;  $m_b$  为轮胎质量, kg;  $m_{\delta 0}$  为惯性质量, kg;  $k_u$  为悬架弹簧刚度, N/m;  $k_b$  为轮胎刚度, N/m;  $C_u$  为阻尼系数, N/(m · s<sup>-1</sup>);  $Z_u$  为车身振动位移, m;  $Z_b$  为轮胎振动位移, m;  $q$  为白噪声路面不平度位移, m.

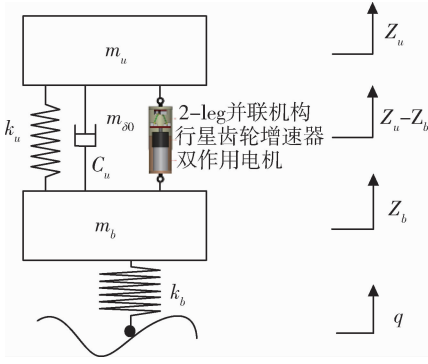


图7 引入惯性质量的2-leg并联机构馈能悬架动力学模型

研究悬架系统振型需先分析系统的固有圆频率, 无阻尼振动时, 2-leg 并联机构馈能悬架系统动力学微分方程为

$$\left\{ \begin{array}{l} m_u \frac{d^2 Z_u}{dt^2} + m_{\delta 0} \left( \frac{d^2 Z_u}{dt^2} - \frac{d^2 Z_b}{dt^2} \right) + k_u (Z_u - Z_b) = 0 \\ m_b \frac{d^2 Z_b}{dt^2} - m_{\delta 0} \left( \frac{d^2 Z_u}{dt^2} - \frac{d^2 Z_b}{dt^2} \right) - k_u (Z_u - Z_b) + k_b Z_b = 0 \end{array} \right. . \quad (13)$$

由于车身质量  $m_u$  和轮胎质量  $m_b$  振动时存在耦合现象, 需分别单独研究车身质量的固有频率  $\omega_u$  和轮胎质量的固有频率  $\omega_b$ . 车身质量的固有频率  $\omega_u$  和轮胎质量的固有频率  $\omega_b$  为

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_u = \sqrt{k_u/(m_u + m_{\delta 0})} \\ \omega_b = \sqrt{(k_u + k_b)/(m_b + m_{\delta 0})} \end{array} \right. . \quad (14)$$

不计惯性质量时, 车身质量和轮胎质量的固有圆频率分别为  $\omega_{u0} = \sqrt{k_u/m_u}$ ,  $\omega_{b0} = \sqrt{(k_u + k_b)/m_b}$ . 对比可知  $\omega_u < \omega_{u0}$ ;  $\omega_b < \omega_{b0}$ , 则惯性质量使得车身质量和轮胎质量的固有圆频率减小, 这将引起悬架系统共振频率提前.

由于真实悬架工作情况为车身质量和轮胎质量都处于振动状态, 在无阻尼振动时, 设两质量以相

同的圆频率  $\omega$  和相角  $\varphi$  做简谐振动, 振幅为  $A_{10}$ 、 $A_{20}$ , 其解为:  $Z_b = A_{10}e^{j(\omega t + \varphi)}$ ;  $Z_u = A_{20}e^{j(\omega t + \varphi)}$ .

将  $\omega_b^2 = (k_u + k_b)/(m_b + m_{\delta 0})$ ,  $\omega_u^2 = k_u/(m_u + m_{\delta 0})$  及谐振的解代入式 (12) 可得

$$\left\{ \begin{array}{l} (\omega_u^2 - \omega^2)A_{20} + \left( \frac{m_{\delta 0}}{m_u + m_{\delta 0}}\omega^2 - \omega_u^2 \right)A_{10} = 0 \\ \left( \frac{m_{\delta 0}}{m_b + m_{\delta 0}}\omega^2 - \frac{k_u}{m_b + m_{\delta 0}} \right)A_{20} + (\omega_b^2 - \omega^2)A_{10} = 0 \end{array} \right. \quad (15)$$

则系统的特征方程为

$$a\omega^4 + b\omega^2 + c = 0. \quad (16)$$

其中:

$$\left\{ \begin{array}{l} a = 1 - \frac{m_{\delta 0}^2}{(m_u + m_{\delta 0})(m_b + m_{\delta 0})} \\ b = (2m_{\delta 0}/(m_b + m_{\delta 0}) - 1)\omega_u^2 - \omega_b^2 \\ c = (\omega_b^2 - k_u/(m_b + m_{\delta 0}))\omega_u^2 \end{array} \right. .$$

$$\text{方程的特征根为 } \omega_{1,2}^2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}.$$

而不计入惯性质量的悬架系统特征方程为

$$a_1\omega^4 + b_1\omega^2 + c_1 = 0, \quad (17)$$

$$\text{其中: } \left\{ \begin{array}{l} a_1 = 1 \\ b_1 = -(\omega_u^2 - \omega_b^2) \\ c_1 = \omega_u^2\omega_b^2 - \omega_u^2 k_u/m_b \end{array} \right. ,$$

方程的特征根为

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2}(\omega_u^2 + \omega_b^2) \pm \sqrt{\frac{1}{4}(\omega_u^2 + \omega_b^2)^2 - \frac{k_u k_b}{m_u m_b}}. \quad (18)$$

悬架系统参数如表 2 所示.

表 2 悬架系统参数

参数	数值
车身质量 $m_u$ /kg	345
轮胎质量 $m_b$ /kg	40
惯性质量 $m_{\delta 0}$ /kg	19.475
悬架弹簧刚度 $k_u$ /(N · m <sup>-1</sup> )	16 800
轮胎垂直刚度 $k_b$ /(N · m <sup>-1</sup> )	200 000
阻尼器阻尼系数 $C_u$ /N/(m · s <sup>-1</sup> )	1 500

计入惯性质量和不计入惯性质量两种情况下的 2-leg 并联机构馈能悬架系统振型如图 8、图 9 所示。

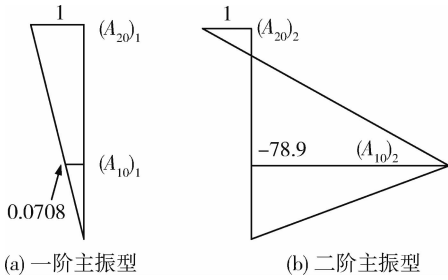


图 8 计入惯性质量的 2-leg 并联机构悬架系统振型图

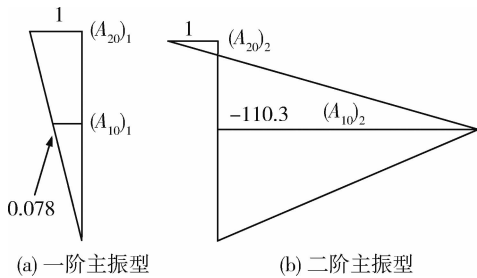


图 9 不计入惯性质量的 2-leg 并联机构悬架系统振型图

为研究随惯性质量变化振型的变化情况，引入惯性质量变比系数，将惯性质量转化为随惯性质量变比系数变化的变量（自变量），分析随惯性质量变化振型的变化情况（因变量）。系统的特征方程式 (16) 可转化为

$$a_2 \omega^4 + b_2 \omega^2 + c_2 = 0, \quad (19)$$

其中：

$$\begin{cases} a_2 = 1 - \beta^2 m_{80}^2 / [(m_u + \beta m_{80})(m_b + \beta m_{80})] \\ b_2 = (2\beta m_{80} / [m_b + \beta m_{80}] - 1) \omega_u^2 - \omega_b^2 \\ c_2 = (\omega_b^2 - k_u / (m_b + \beta m_{80})) \omega_u^2 \end{cases}$$

2-leg 并联机构馈能悬架系统振型随惯性质量变比系数变化的仿真曲线如图 10、图 11 所示。

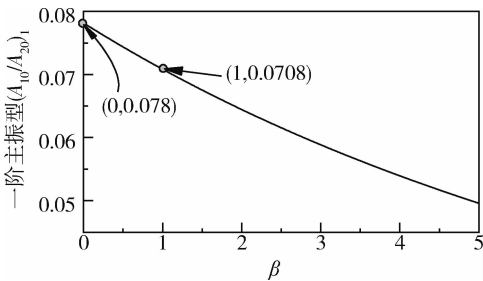


图 10 一阶主振型随惯性质量变比系数变化仿真曲线

由图 8、9 可知：在强迫振动情况下，激励频率接近  $\omega_1$  时，产生低频共振（一阶主振型），计

入惯性质量情况下车身质量  $m_u$  比轮胎质量  $m_b$  的振幅大了 14.12 倍 (1/0.0708)，而不计入惯性质量情况下振幅大了 12.82 倍 (1/0.078)，则惯性质量使 2-leg 并联机构馈能悬架系统的一阶主振型的幅值比增大了 9.98%，车身振动更加剧烈，振型称为车身型振动；当激励频率接近  $\omega_2$  时，计入惯性质量情况下轮胎质量  $m_b$  比车身质量  $m_u$  的振幅大了 78.9 倍，而不计入惯性质量情况下振幅大了 110.3 倍，称为车轮型振动。由图 10、11 可知：惯性质量变比系数  $\beta$  从 0 到 5 增大的过程中，一阶主振型函数曲线呈下降趋势，幅值比  $(A_{10})_1 / (A_{20})_1$  变小，故幅值比  $(A_{20})_1 / (A_{10})_1$  逐渐变大，车身振动更加剧烈；二阶主振型随惯性质量变比系数的增大，曲线虽呈上升趋势，由于幅值比  $(A_{10})_2 / (A_{20})_2$  为负，其绝对值表示轮胎质量  $m_b$  与车身质量  $m_u$  的振幅之比，幅值比  $|(A_{10})_2 / (A_{20})_2|$  呈现减小趋势。

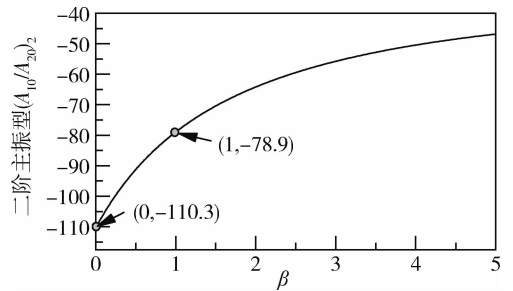


图 11 二阶主振型随惯性质量变比系数变化仿真曲线

### 3 惯性质量对 2-leg 并联机构馈能悬架系统幅频特性的影响机理

幅频特性是反映悬架系统振动响应的重要指标，研究幅频特性需将式 (12) 进行拉普拉斯变换，可得车身垂向加速度、悬架动挠度、轮胎动位移的传递函数。

$$\begin{cases} G\left(\left(\frac{d^2 Z_u}{dt^2}\right) / \left(\frac{dq}{dt}\right)\right) = \frac{k_b m_{80} S^4 + k_b C_u S^3 + k_u k_b S^2}{\Delta \cdot S} \\ G\left((Z_u - Z_b) / \left(\frac{dq}{dt}\right)\right) = \frac{-m_u k_b S^2}{\Delta \cdot S} \\ G\left((Z_b - q) / \left(\frac{dq}{dt}\right)\right) = \frac{-AS^4 - BS^3 - (k_u m_b + k_b m_u) S^2}{\Delta \cdot S} \end{cases}, \quad (19)$$

其中：

$$\begin{cases} A = m_u m_b + m_b m_{\delta 0} + m_u m_{\delta 0} \\ B = C_u (m_u + m_b) \\ C = k_u m_b + k_u m_u + k_b m_u + k_b m_{\delta 0} \\ \Delta = AS^4 + BS^3 + CS^2 + C_u k_b S + k_u k_b \end{cases}$$

将传递函数从时域函数转化为频域函数 ( $s = j\omega$ )。则频域下的传递函数为

$$\begin{cases} G(j\omega) \left( \frac{d^2 z_u}{dt^2} \right) / \left( \frac{dq}{dt} \right) = \omega \gamma \left[ \frac{(1 - \beta \zeta \mu \lambda^2)^2 + 4 \lambda^2 \xi^2}{\Delta_1} \right]^{\frac{1}{2}} \\ G(j\omega) \left( z_u - z_b \right) / \left( \frac{dq}{dt} \right) = \frac{\gamma}{\omega} \lambda^2 \left( \frac{1}{\Delta_1} \right)^{\frac{1}{2}} \\ G(j\omega) \left( z_b - q \right) / \left( \frac{dq}{dt} \right) = \omega \frac{\gamma}{g} \left[ \frac{(\lambda^2 \mu / (1 + \mu) + \beta \zeta \lambda^2 \mu - 1)^2 + 4 \lambda^2 \xi^2}{\Delta^*} \right]^{\frac{1}{2}} \end{cases}, \quad (20)$$

式中： $\omega$  为系统圆频率； $\lambda$  为频率比； $\gamma$  为刚度比； $\mu$  为质量与轮胎质量之比； $\xi$  为阻尼比； $\zeta$  为惯性质量与车身质量之比；

$$\begin{cases} \Delta_1 = ((1 - \lambda)^2 (1 + \lambda - \mu \lambda^2) - 1 - \beta \zeta \mu \lambda^2 (\gamma - (1 + \mu) \lambda^2))^2 + 4 \lambda^2 \xi^2 (\gamma - (1 + \mu) \lambda^2)^2 \\ \Delta^* = ((1 - \lambda)^2 (1 + \lambda - \mu \lambda^2) - 1)^2 + 4 \lambda^2 \xi^2 (\gamma - (1 + \mu) \lambda^2)^2 \\ \gamma = k_b / k_u = 200\,000 / 16\,800 \approx 12 \\ \mu = m_b / m_u = 40 / 345 \approx 0.116 \\ \lambda = \omega / \omega_u = \omega / \sqrt{k_u / m_u}, \omega_u = \sqrt{16\,800 / 345} \approx 6.98 \\ \xi = C_u / \sqrt{m_b k_u} = 1\,500 / \sqrt{345 \times 16\,800} \approx 0.59 \\ \zeta = m_{\delta 0} / m_b = 19.475 / 40 \approx 0.487 \end{cases}$$

惯性质量对 2-leg 并联机构馈能悬架系统幅频特性的影响仿真曲线如图 12 ~ 14 所示。

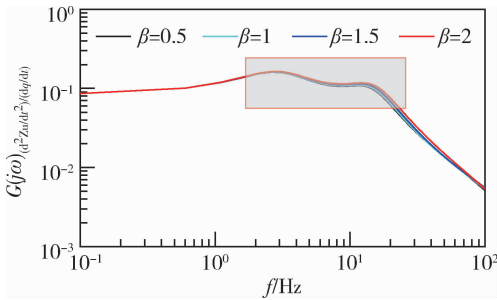


图 12 车身垂向加速度随变化的幅频特性仿真

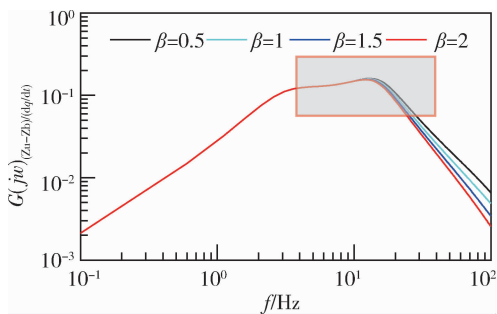


图 13 悬架动挠度随变化的幅频特性仿真

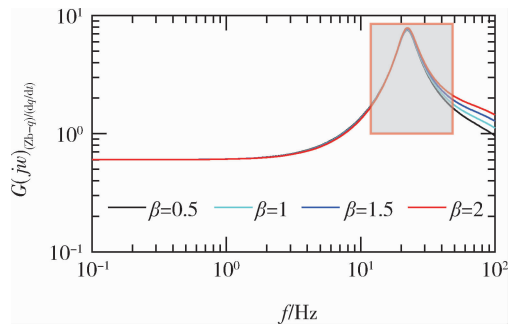


图 14 轮胎动位移随变化的幅频特性仿真

由图 12 ~ 14 可知：在惯性质量变比系数取 0.5、1、1.5、2 的过程中，随着惯性质量变比系数的变大，车身垂向加速度的幅频特性函数在第二个波峰出现位置之后图像越靠上，车身振动加剧；悬架动挠度的幅频特性函数图像在第二波峰后越靠下，悬架动挠度减小。则惯性质量对系统的影响具有两面性：加剧车身振动；减小悬架动挠度幅值。

## 4 改善措施研究

惯性质量对悬架系统的振型及幅频特性的影响具有两面性, 则该影响必然存在最小值情况. 由于惯性质量的存在使得悬架动挠度减小, 而从振型角度和幅频特性角度所得车身和轮胎振动结论一致. 因此, 通过寻优方法找到最合理的惯性质量变比系数数值, 来均衡惯性质量对车身和轮胎振动幅值的影响可达到改善隔振的目的.

汽车减振性能指标中, 最为重要的指标为车身的垂向振动, 轮胎的振动情况反映车轮的受载振动情况及抓地附着情况. 因此, 可以利用加权法合理分配一阶主振型(车身型振动)和二阶主振型(车轮型振动)所占的比重, 分配后综合评价指标为

$$J = 0.95(A_{20}/A_{10})_1 + 0.05 |(A_{10}/A_{20})_2|, \quad (21)$$

式中:  $J$  为综合评价指标.

建立 Matlab + Isight 联合仿真模型进行仿真, 获得综合评价指标达到最小时的惯性质量变比系数值, 联合仿真模型如图 15 所示.

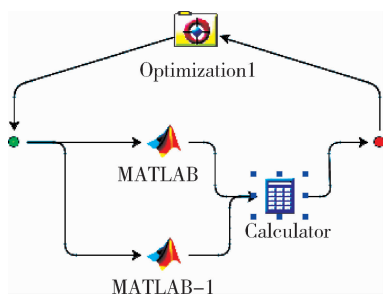


图 15 Matlab + Isight 联合仿真模型

综合评价指标与惯性质量变比系数关系仿真如图 16 所示.

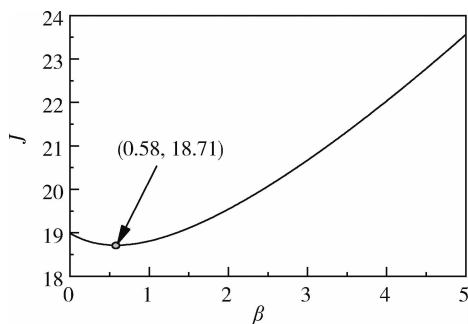


图 16 仿真图

根据图 15 和 16 可知: 采用加权法合理分配车

身振动和轮胎振动所占比重, 进行 Matlab + Isight 联合仿真. 结果表明: 当惯性质量变比系数  $\beta$  为 0.58 时, 综合评价指标  $J$  的数值最小, 即一阶主振型(车身型振动)和二阶主振型(车轮型振动)的振动加权叠加和最小为 18.71, 综合振动振幅得到优化. 证明可以通过合理设计 2-leg 悬架系统的结构, 使得惯性质量变比系数  $\beta$  控制在 0.58, 即可实现隔振效果的改善.

## 5 结论

1) 从理论上推导了惯性质量的数学表达式并进行线性化等效得到惯性质量的等效值, 这对研究馈能悬架惯性质量的补偿控制和惯性质量对能量回收效率的影响具有一定的参考意义.

2) 从系统振型和幅频特性两个角度分析得到惯性质量对系统振型的影响具有两面性的结论: 加剧了车身振动, 不利于汽车的乘坐舒适性; 减小了悬架动挠度(惯性质量越大悬架动挠度幅频特性函数在第二个波峰之后其图像越靠下).

3) 通过合理设计 2-leg 馈能悬架的结构将惯性质量变比系数控制在 0.58 时, 综合评价指标  $J$  最小, 车身振动和车轮振动的加权叠加和最小, 减振效果最佳.

### 参考文献:

- [1] CHEN S, JIANG X, YAO M, et al. A dual vibration reduction structure based self-powered active suspension system with PMSM-ball screw actuator via an improved H2/H $\infty$  control [J]. Energy. 2020, 117590.
- [2] ALHUMAID S, HESS D, GULDIKEN R, et al. Energy regeneration from vehicle unidirectional suspension system by a non-contact piezo-magneto harvester [J]. Engineering Research Express, 2021, 3(1): 015033.
- [3] SUN J, SHAO L, FU L, et al. Kinematic analysis and optimal design of a novel parallel pointing mechanism [J]. Aerospace Science and Technology. 2020. 105931.
- [4] 曾达幸, 王华明, 樊明洲, 等. 3 自由度转动广义解耦并联机构构型综合 [J]. 机械工程学报, 2017, 53(3): 17-24.
- [5] 柳江, 王政皓, 李鑫军, 等. 并联机构双作用电机的馈能主动悬架控制 [J]. 科学技术与工程, 2018, 18(23): 314-320.
- [6] 刘松山, 王庆年, 王伟华, 等. 惯性质量对馈能悬

- 架阻尼特性和幅频特性的影响 [J]. 吉林大学学报, 2013. 43(3): 1-7.
- [7] 蒲晓晖, 徐俊, 李士盈, 等. 电磁阻尼器惯性质量对汽车馈能悬架减振性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2019. 53(6): 63-69.
- [8] 彭 虎, 张进秋, 张 雨, 等. 惯性质量及其对电磁作动器性能的影响 [J]. 装甲兵学院学报, 2018. 32(3): 42-46.
- [9] MARAVANDI A, MOALLEM M. Regenerative shock absorber using a two-leg motion conversion mechanism [J]. IEEE ASME Trans Mechatron. 2015, 20(6): 2853-2861.
- [10] SABZEHGAR R, MARAVANDI A, MOALLEM M, et al. Energy regenerative suspension using an algebraic screw linkage mechanism [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2014, 19(4): 1251-1259.
- [11] 杨彦东, 甄春江, 侯雨雷, 等. 对称单自由度螺旋运动并联机构型综合 [J]. 机械工程学报, 2019, 55(4): 27-33.
- [12] 杜 鹃. 几何代数在机器人机构学符号分析中的理论和应用 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.

(上接第 17 页)

- [6] XU Y H, XIE Z C, ZHAO J, et al. Robust non-fragile finite frequency  $H_{\infty}$  control for uncertain active suspension systems with time-delay using T-S fuzzy approach [J]. Journal of the Franklin Institute, 2021, 358(8): 4209-4238.
- [7] GOKUL PRASSAD S, MALAR MOHAN K. A contemporary adaptive air suspension using LQR control for passenger vehicles [J]. ISA Transactions, 2019, 93(0): 244-254.
- [8] 石振新, 冯剑波, 王衍学. 基于 MPC 和模糊控制的智能汽车路径追踪研究 [J]. 车辆与动力技术, 2022(2): 7-11.
- [9] MIN X, LI Y M, TONG S C. Adaptive fuzzy output feedback inverse optimal control for vehicle active suspension systems [J]. Neurocomputing, 2020, 403(0): 257-267.

文章编号: 1009-4687(2024)02-0027-07

# 知识驱动的驱动桥零部件智能设计

刘刚, 周秋忠

(沈阳理工大学 汽车与交通学院, 沈阳 110159)

**摘要:** 针对当前驱动桥零部件设计过程复杂、设计知识与用户特征重用较差的问题, 提出一种基于知识系统流程驱动的智能设计方法。首先, 整理分析驱动桥的设计知识, 构建完整的知识流程并应用流程定制系统进行可视化定制表达; 然后, 根据各零件的特征组成进行特征开发, 基于二次开发技术创建面向用户的智能参数化特征; 并根据各零件之间的位置与尺寸关系, 构建参数化骨架模型; 最后, 以系统输出的尺寸参数驱动特征和骨架模型, 根据骨架模型的定位基准进行特征建模, 实现三维模型的快速智能化设计。对非贯通式驱动桥的设计进行研究, 实践表明, 采用知识驱动的流程定制系统结合骨架模型与二次开发构建的智能参数化特征, 能够清晰地表明设计过程, 大量缩短设计周期与建模时间, 提高设计效率。

**关键词:** 知识工程; 流程定制; 参数化设计; 二次开发

**中图分类号:** TH132.421; TP182

**文献标识码:** A

## Knowledge Driven Intelligent Design of Drive Axle Components

LIU Gang, ZHOU Qiuzhong

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

**Abstract:** Addressing the current issues of complex design process of drive axle components and poor reuse of design knowledge and user characteristics, a knowledge system process-driven intelligent design method was proposed. First, the design knowledge of the drive axle was collated and analyzed, a complete knowledge process was constructed and a process customization system was applied for visual custom expression. Then, feature development was carried out according to the feature composition of each component, and user-oriented intelligent parametric features were created based on the secondary development technology. Additionally, a parametric skeleton model was constructed according to the position and size relationship between each component. Finally, the system outputted size parameters to drive the features and skeleton model, and feature modeling was performed based on the positioning benchmark of the skeleton model, achieving rapid and intelligent design of the 3D model. Research on the design of non-through drive axles has shown that the use of a knowledge-driven process customization system combining a skeleton model with intelligent parametric features constructed by secondary development can clearly indicate the design process, significantly shorten the design cycle and modelling time, and improve design efficiency.

**Key words:** knowledge base engineering; process customization; parametric design; secondary development

驱动桥作为汽车传动系统的重要组成部分, 其基本功用为降速增矩、分配转矩并使左右车轮具有差速的功能<sup>[1]</sup>。近年来, 随着计算机技术的飞速发展, 国

内外关于应用计算机辅助软件进行驱动桥设计的研究展开了大量的工作。张萌萌<sup>[2]</sup>基于知识工程的设计方法进行了载重汽车驱动桥设计与分析系统研究; 韦

收稿日期: 2023-10-12

基金项目: 辽宁省应用基础研究计划项目 (2022 JH2/101300254)

作者简介: 刘刚 (1998-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆工程

通讯作者: 周秋忠 (1975-), 男, 博士, 副教授, 研究方向为车辆工程

辽<sup>[3]</sup>基于 Pro/E 设计软件进行了车轮智能设计系统的开发；曾斌<sup>[4]</sup>基于 Creo 二次开发的液压管路智能设计系统的应用。以上设计工作所采用的技术手段有效的提高了产品的设计效率，但是对于三维模型的构建与重用没能提供有效的技术方案，并且对于设计过程的表达不够清晰。针对上述问题，提出一种基于知识驱动的流程定制系统的智能设计方法。基于驱动桥的设计流程，对设计过程中的结构形式选择、零件参数计算等知识进行整理分析，构建完整的驱动桥设计流程；然后构建参数化骨架模型，基于二次开发技术、API 接口构建零部件智能参数化特征，并在特征代码中写入拾取定位基准的函数，达到参数化特征与骨架模型相互配合的目的；最后，在知识驱动的流程定制系统对设计流程进行可视化定制表达，通过流程定制系统与 CAD 系统的集成，加载智能参数化特征与骨架模型完成产品三维模型的创建，实现多产品的智能化快速设计并提高知识的重用程度。

### 1 驱动桥设计流程

作为传动系统末端的传动装置，驱动桥的结构形式与悬架形式密切相关。当悬架采用非独立悬架时，驱动桥为整体式结构；当悬架采用独立悬架时，驱动桥为断开式结构。无论哪种结构形式均由传动机构（主减速器、差速器、半轴）与桥壳组成，而

根据不同形式的主减速器又可分为单级减速、双级减速、双速减速以及单级或双级辅以轮边减速器。对于单级减速除了在横置前置前驱的乘用车中采用圆柱齿轮以外，其主要的齿轮传动形式为单级锥齿轮（螺旋锥齿轮或双曲面齿轮）；对于双级减速、双速减速的齿轮传动形式为单级锥齿轮配合圆柱齿轮；对于辅以轮边减速器的齿轮传动形式为单级锥齿轮或单级锥齿轮配合圆柱齿轮辅以行星齿轮传动。如主减速比较小的轻型货车其传动形式主要为螺旋锥齿轮、差速器与半轴，而主减速比较大的重型货车其传动形式主要为螺旋锥齿轮或双曲面齿轮配合圆柱齿轮、差速器与半轴。所以，主减速器的齿轮传动形式主要根据总传动比进行选择，当  $i_0 < 7.6$  时为单级锥齿轮传动；当  $12 > i_0 \geq 7.6$  时为锥齿轮配合圆柱齿轮传动；当  $i_0 \geq 12$  时推荐使用辅以轮边减速器的传动形式。并且根据分配在锥齿轮传动的传动比具体选择锥齿轮的齿轮形式。当  $7.6 > i \geq 4.5$  时，采用双曲面齿轮；当  $i < 2$  时，采用螺旋锥齿轮；当  $4.5 > i \geq 2$  时，可根据需求进行选择。

根据传动形式，结合设计过程整理出非贯通整体式驱动桥设计流程如图 1 所示，并将齿轮传动形式选择与计算载荷确定的推理过程定制为如图 2 所示的子流程。通过对驱动桥传动形式进行分析，基于关联设计方法构建不同传动机构的参数化骨架模型，可使参数化特征快速定位并进行实例化，提高设计效率。

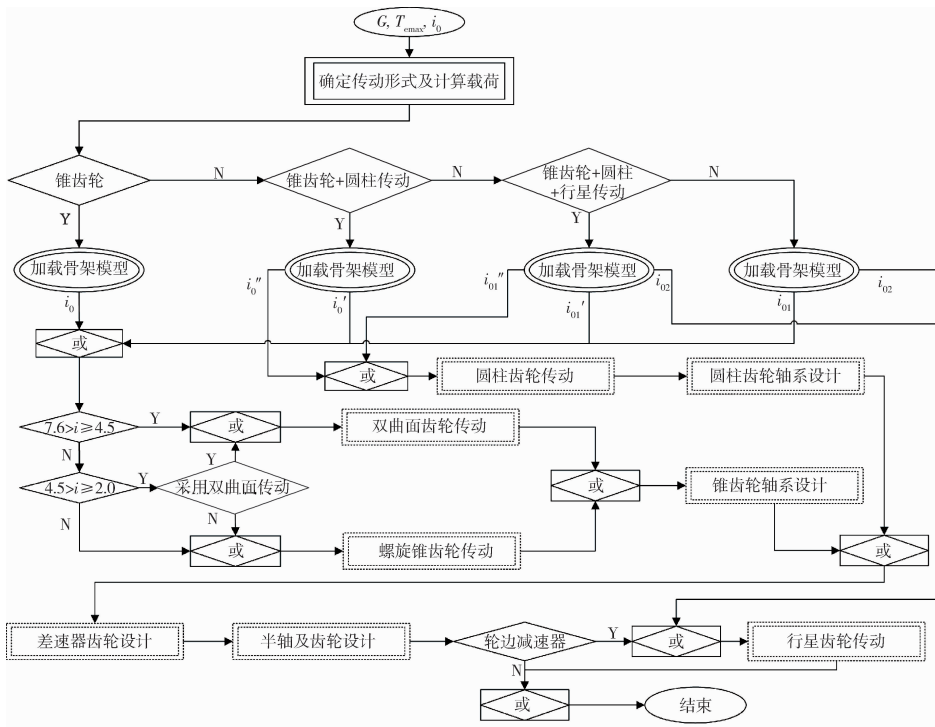


图 1 驱动桥设计流程

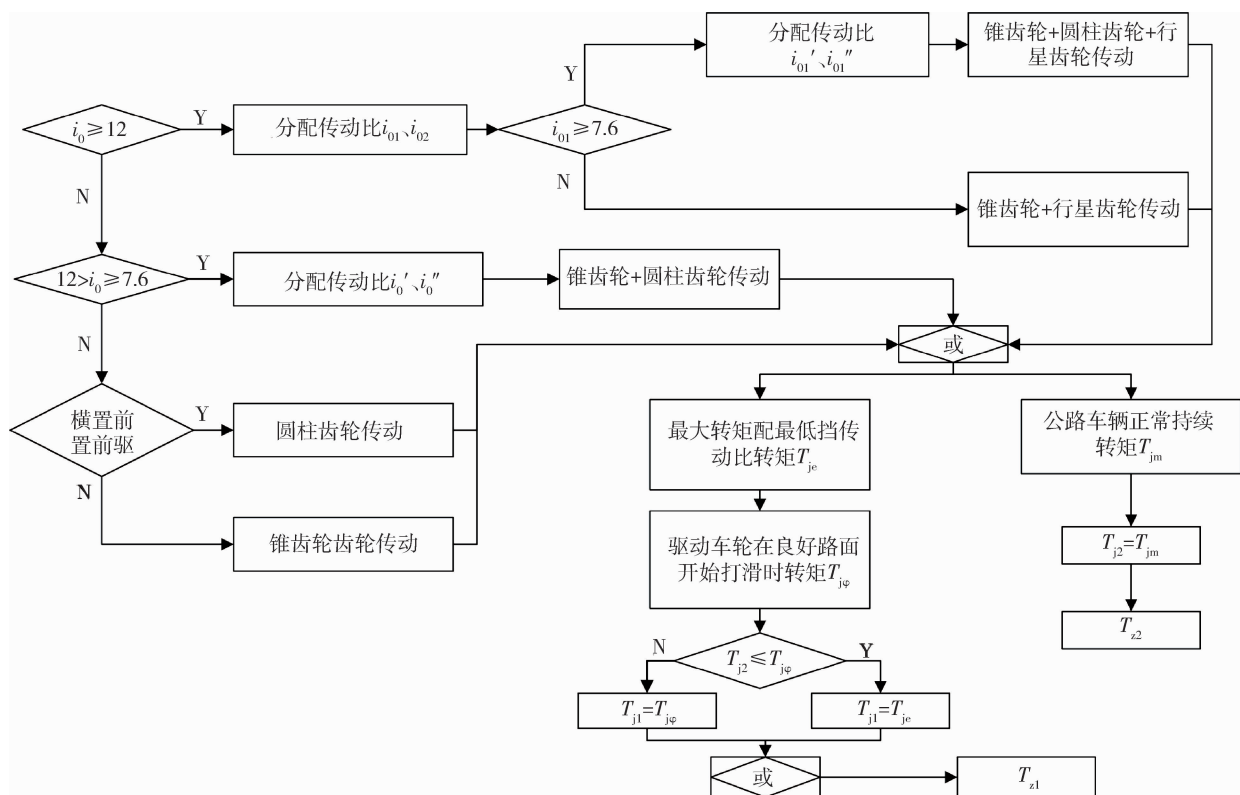


图2 确定结构形式及计算载荷子流程

## 2 构建参数化模型

参数化设计也叫尺寸驱动，突破传统的、规则的几何设计方法，将确定形状、位置或装配尺寸的参数定义为变量，计算机根据修改后的变量及关系式计算出变动后的相关参数，自动完成尺寸参数的计算更新，成为新的产品<sup>[5-6]</sup>。

### 2.1 构建参数化骨架模型

骨架模型是一种包含点、线、面等几何元素以及参数、表达式等骨架信息的数字化模型，用于零部件模型的详细设计和定位依据<sup>[7-8]</sup>。驱动桥骨架模型表征着整个驱动桥的结构布局，是特征实例化建模过程中位置参数的来源。基于参数化技术构建的骨架模型在设计信息发生改变时能够很方便地根据流程系统输出的参数进行结构调整。

如图3所示，以单级整体式驱动桥为例进行结构层次划分，驱动桥主要由主动锥齿轮轴组件、差速器组件、半轴及其它零件组成。其中，主动锥齿轮轴组件主要包括主动锥齿轮、锥齿轮轴及锥齿轮轴轴承；差速器组件主要包括从动齿轮、差速器左壳、行星齿轮等零件。

基于驱动桥传动机构中零部件尺寸关联及位置

关联构建如图4所示的驱动桥传动件主骨架模型。轴线1为差速器组件、半轴组件轴线，根据车辆总布置中轴距确定；螺旋锥齿轮传动偏移距为0，因此，轴线2为主动锥齿轮轴组件轴线且与两个行星齿轮共轴线，并与轴线1成90°交角且延车身方向并为左右车轮对称线；轴线3为上下两行星齿轮轴线，与轴线1、2成90°交角。主动锥齿轮分度圆基准面4由轴线1与从动锥齿轮分度圆半径决定；从动锥齿轮分度圆基准面5由轴线2与主动锥齿轮分度圆半径决定；行星齿轮分度圆基准面8、9、10、11分别由轴线1、2与半轴齿轮分度圆半径决定；半轴齿轮分度圆基准面6、7由轴线2与行星齿轮分度圆半径决定。基准面14、15为主动锥齿轮端面，基准面16、17为从动锥齿轮端面。轴承支承面18由锥齿轮轴悬臂距离 $a$ 基于基准面4确定，轴承支承面21由锥齿轮轴支承距离 $b$ 基于基准面18确定，基准面19、22为轴承大端端面，基准面20、23为轴承小端端面。轴段基准面24由轴肩宽度基于基准面14确定，轴段基准面25由轴承小端端面23基于轴承与轴段的配合尺寸确定。基准面26、27为半轴齿轮端面，内花键端面28由端面27基于内花键长度确定，外花键端面29基于内花键端面28确定。半轴定位面12、13由半轴齿轮端面与半轴长度确定。行星齿

轮端面 30、31 由基准面与尺寸参数确定。

除主骨架外还存在多个子骨架，子骨架继承主骨架的位置信息并添加新的设计基准，用于后续基于主要传动零件进行其它特征结构设计。如图 5 所示为主动锥齿轮轴的子骨架模型，基准面 32-37 为新添加基准，其他基准均继承与主骨架模型。轴段

基准面 32 由基准面 22 基于锥齿轮轴总长度确定，螺纹端面 33 由基准面 32 基于轴段与螺纹配合确定，螺纹端面 34 由基准面 33 基于螺纹长度确定。轴段基准面 35 由基准面 34 确定，花键端面 36 由基准面 35 基于轴段与花键配合确定，花键端面 37 由基准面 36 基于花键长度确定。

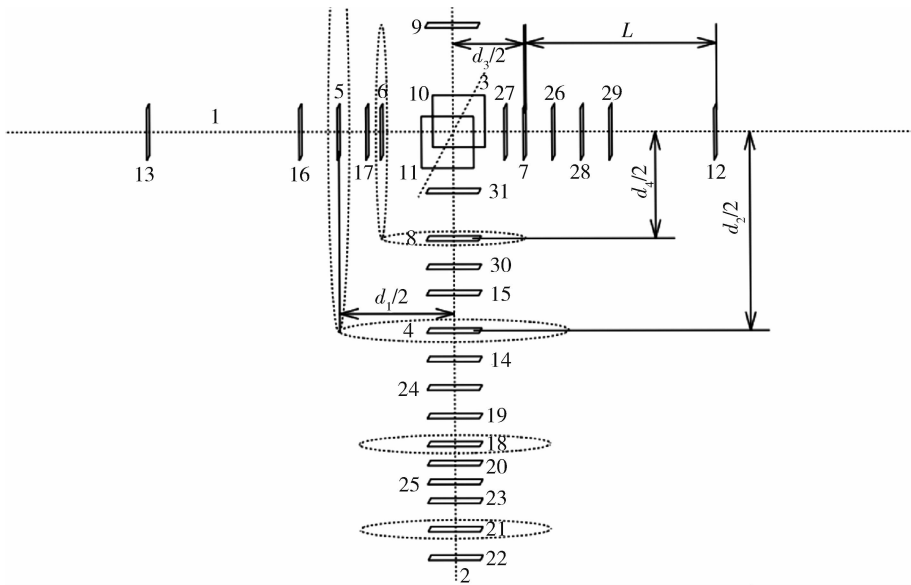
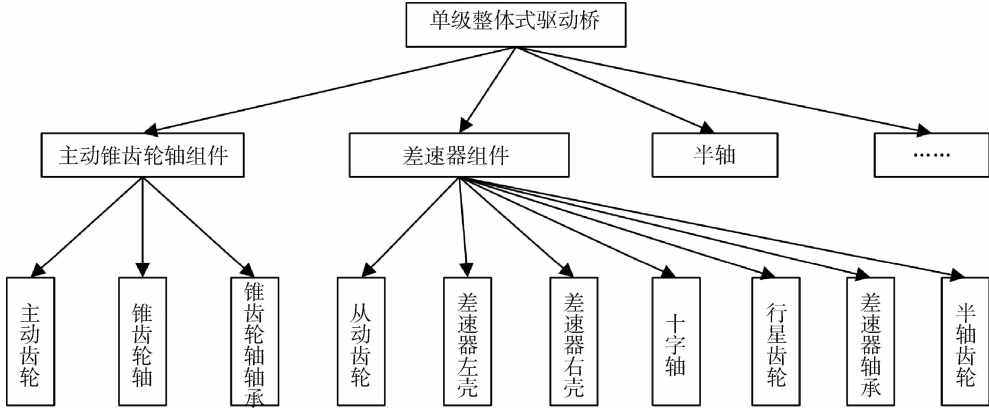


图 4 传动件主骨架模型

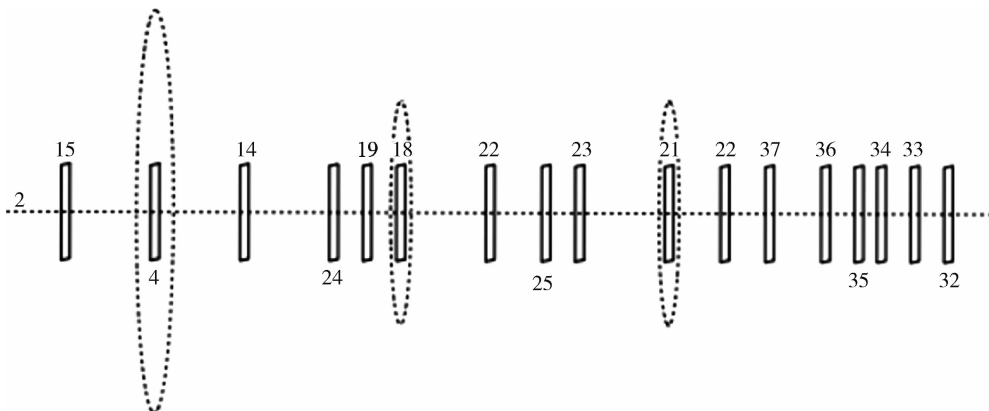


图 5 锥齿轮轴子骨架模型

## 2.2 参数化用户特征开发

基于参数化特征单元创建三维模型时，可以将建模过程视为多个用户特征单元的组合过程<sup>[9]</sup>。区别于通过绘制草图进行建模的传统方式，通过多种参数化特征组合的特征建模方式，能够快速创建适

应不同设计需求的三维模型。以如图6所示的主动锥齿轮轴为例，设计过程中仅需根据尺寸参数与骨架模型中的定位基准，依次加载参数化锥齿轮齿坯特征、齿槽特征、轴段特征、外花键特征及外螺纹特征就能够实现三维模型的快速创建。

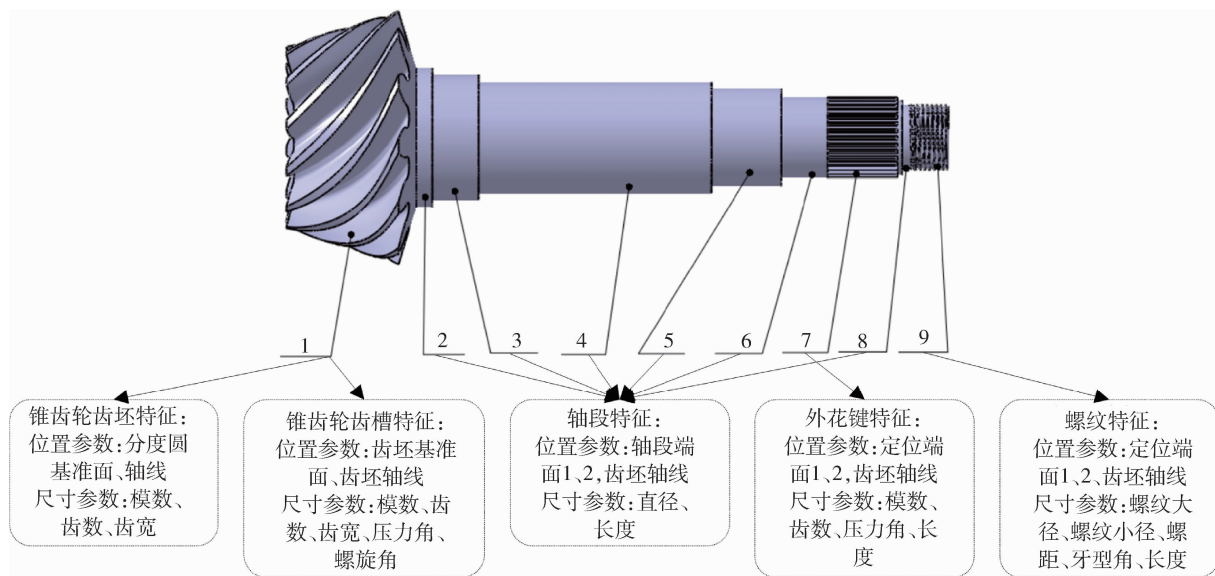


图6 锥齿轮轴段特征

应用 Automation 二次开发技术在 CATIA 软件内进行参数化特征开发。在 CATIA V5 Automation 中，所有的功能、方法、属性等都被以函数的形式进行封装，封装成的对象具有严格的层级结构，每个对象具有各自的含义和功能，以调用函数的方式访问过程对象，能够适应复杂的逻辑，支持多种语言并具备交互功能<sup>[10]</sup>。所以，通过二次开发构建的参数化特征实际上就是一个通过尺寸参数与位置参数进行驱动的函数体。比如锥齿轮的齿坯特征通过二次开发构建的函数体如下。

(1) 以模数  $m_1$ 、齿数  $Z_1$ 、 $Z_2$ 、齿宽  $b_1$  驱动齿坯特征尺寸：

$$D1 = m1 * Z1 \text{ '主动齿轮分度圆直径}$$

$$\delta1 = \text{Atn} (Z1/Z2) \text{ '主动齿轮分锥角 (弧度)}$$

$$R = D1 / (2 * \text{Sin} (\delta1))$$

.....

$$x0 = \text{Sin} (\delta1) * R$$

$$y0 = \text{Cos} (\delta1) * R \text{ 大端分度圆点 (基准平面所在)}$$

$$x1 = ((R - B) / \text{Cos} (\theta f)) * \text{Sin} (\delta a1)$$

$$y1 = y0 - ((R - B) / \text{Cos} (\theta f)) * \text{Cos} (\delta a1) \text{ '小端齿顶圆点坐标}$$

.....  
(2) 以骨架模型中的位置基准驱动位置参数中的齿坯轴线、齿坯分度圆基准面：

```
Set referenceline1 = part1. CreateReferenceFromObject (refLine2)
```

```
Set referenceplane1 = part1. CreateReferenceFromObject (refplane4)
```

(3) 构建齿坯实体

```
Set hybridShapePointOnPlane1 = hybridShapeFactory1. AddNewPointOnPlaneWithReference (referenceplane1, originpoint, 0#, x1) '创建端点
```

```
Set hybridShapeTranslate1 = hybridShapeFactory1. AddNewEmptyTranslate ()
```

```
hybridShapeTranslate1. DistanceValue = y1
```

.....

```
Set hybridShapeLinePtPt1 = hybridShapeFactory1. AddNewLinePtPt (point1, point2) 连线
```

.....

```
Set ref2 = part1. CreateReferenceFromObject (hybridShapeAssemble1) 创建齿坯实体
```

```
shaft1. SetProfileElement ref2
```

.....

完成特征开发后，将函数体代码编译成系统可

调用的 DLL 文件并注册在流程系统内进行管理，在流程定制时通过特征构建框进行调用。

### 3 应用实例

根据整理分析完成的各知识流程，在可视化流

程定制系统中完成流程定制。应用过程中以初始设计参数驱动流程运行，如图 7 所示，将初始设计参数输入定制流程中，系统根据设计参数按照设计流程进行推理计算，通过系统推理得到的尺寸参数驱动特征和骨架的所有变量参数，确定特征与骨架模型的结构尺寸。

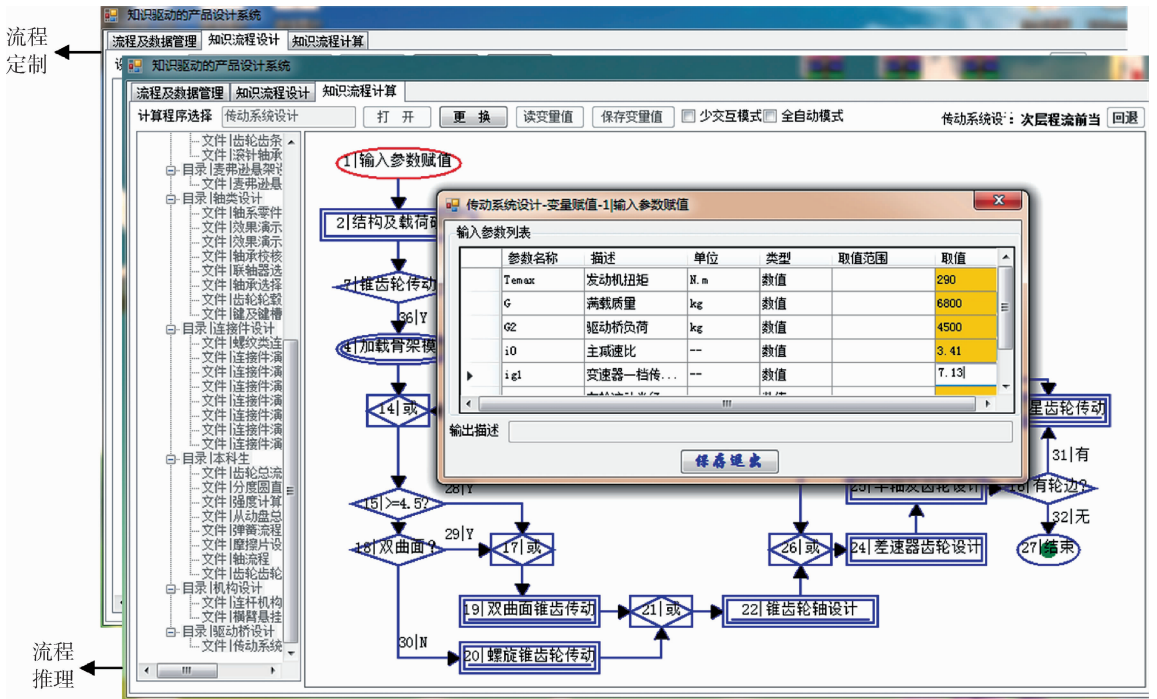


图 7 流程定制系统界面

系统推理与三维模型构建过程如图 8 所示。

(1) 根据主减速比  $i$  确定传动形式为单级锥齿轮传动，结合发动机最大扭矩  $T_{emax}$  与变速器一档传动比  $i_{g1}$  确定主减速器计算载荷  $T_j$  与  $T_z$  并链接加载单级锥齿轮传动骨架模型。

(2) 判断锥齿轮形式为螺旋锥齿轮传动，链接设计流程，根据主减速比  $i$ 、主减速器计算载荷  $T_j$  与  $T_z$  等参数确定主、从动齿轮的模数  $m_1$ ，齿数  $Z_1$ 、 $Z_2$  等尺寸参数。读取骨架模型中的轴线 2 与主动锥齿轮定位基准面 4，轴线 1 与从动锥齿轮定位基准面 5 依次加载主、从动锥齿轮齿坯、齿槽特征创建主、从动锥齿轮三维模型。

(3) 根据锥齿轮轴系设计流程推理得到主动锥齿轮悬臂距离  $a$ 、支承距离  $b$  及轴段半径  $d_1$  等尺寸参数。读取子骨架模型中的定位基准，依次加载

轴段特征及外花键特征等创建主动锥齿轮轴系三维模型。

(4) 系统执行差速器齿轮设计流程，依次推理计算出行星齿轮与半轴齿轮的模数  $m_2$ 、齿数  $Z_3$ 、 $Z_4$ 。读取骨架模型中行星齿轮定位基准面 8、9、10、11 与轴线 1、2、3，依次加载直齿锥齿轮齿坯特征及齿槽特征等创建行星三维模型。

(5) 系统执行半轴及齿轮设计流程，推理计算出半轴直径  $d_2$  及内、外花键模数  $m_3$ 、齿数  $Z_5$ 、压力角  $\alpha_3$  等尺寸参数。读取轴线 1 与半轴齿轮分度圆基准面 6、7，依次加载内花键特征及轴段特征等创建半轴齿轮与半轴三维模型。

(6) 完成所有传动件计算流程后进行差速器壳体的设计。

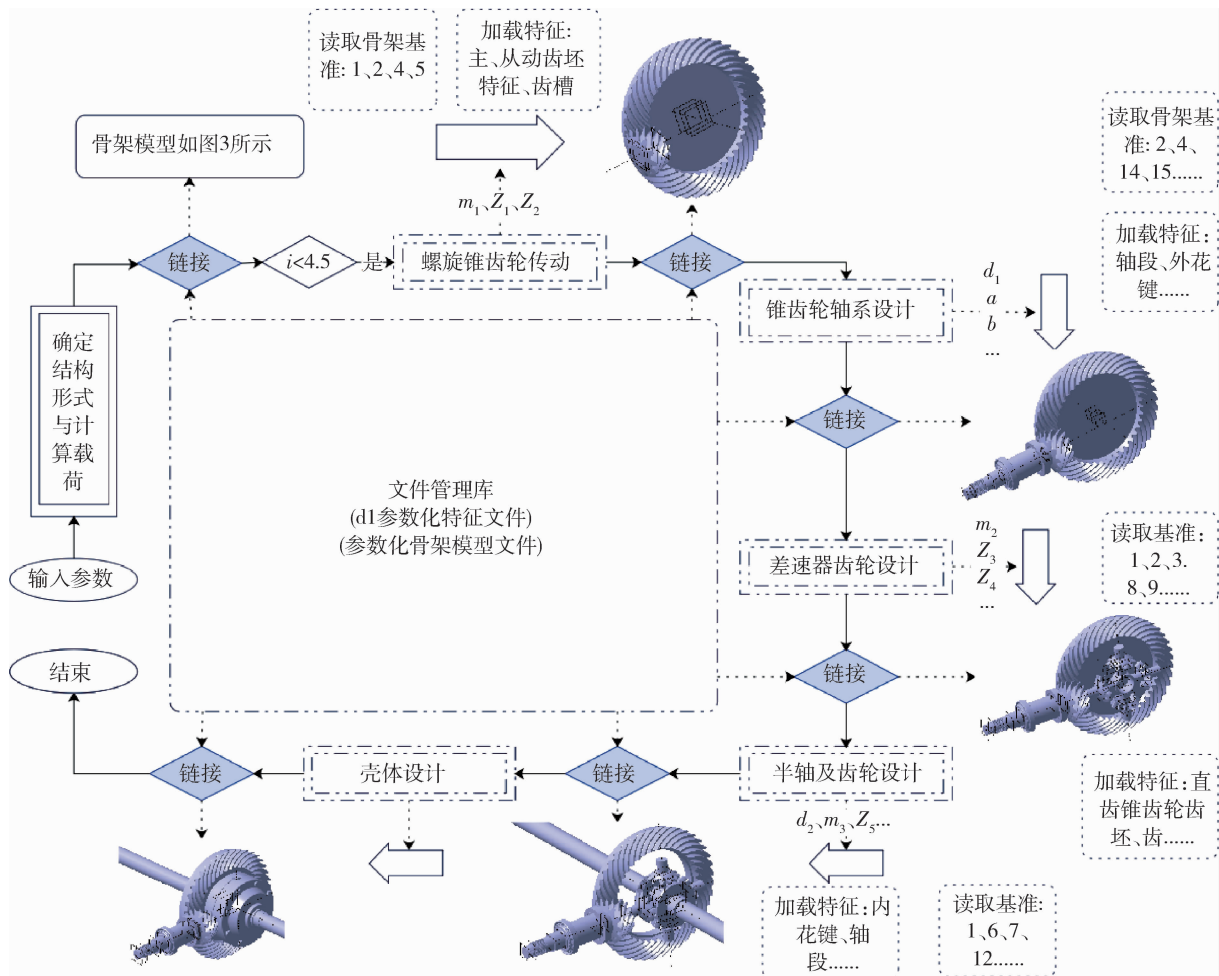


图8 传动件实例化

## 4 结论

文中采用基于知识的可视化流程定制系统，结合二次开发与参数化设计技术实现整体结构方案的快速设计与三维模型的智能创建，以单级螺旋锥齿轮的整体式驱动桥设计过程为例详细阐述了从知识系统流程定制到结合参数化特征与骨架模型建立三维模型的设计过程。通过知识驱动的流程定制系统对特定产品的设计过程与设计知识进行可视化定制表达，应用定制流程进行产品的设计推理，不仅能够实时监控设计过程中的参数传递与设计进程，便于设计人员准确高效地处理设计过程中出现的问题；还能够利用构建完成的知识流程体系帮助初学者快速掌握相关产品的设计知识。设计过程中利用的特征二次开发、位置参数传递、设计流程驱动等方法，可以适用于不同产品的设计研发，在模型构建过程中反复利用的参数化特征还避免了大量繁杂

的重复性工作，并且该技术是一种通用性极强的实用方案，对不同的CAD系统有极强的适用性，极大地提高了研发设计效率。

## 参考文献

- [1] 赵振东. 汽车设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2019.
- [2] 张萌萌. 基于知识工程的载重汽车驱动桥设计与分析系统研究 [D]. 青岛: 青岛理工大学, 2013.
- [3] 韦辽. 基于Pro/E车轮智能设计系统开发 [J]. 机械研究与应用, 2018, 31(2): 148-150.
- [4] 曾斌, 贺电, 尹子轩. 基于Creo二次开发的液压管路智能设计系统的研究与应用 [J]. 液压与气动, 2019(10): 118-123.
- [5] 李凯, 潘崇来, 周秋忠. 减速器参数化设计知识模板的构建 [J]. 机械设计, 2021, 38(A2): 127-131.
- [6] 欧春黎, 王梦蝶. 基于参数化在汽车造型设计中的应用研究 [J]. 时代汽车, 2019(16): 96-97.

(下转第39页)

文章编号: 1009-4687(2024)02-0034-06

# 基于预瞄时间自调整控制智能车辆横向轨迹跟踪研究

郭子奇, 张昕, 马昕池, 张宏远

(沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110159)

**摘要:** 提出了一种基于预瞄时间自调整控制的四轮转向(4ws)智能车辆横向轨迹跟踪算法。针对轨迹跟踪精度问题,建立了预瞄时间自调整控制驾驶员模型,调整预瞄时间,采用滑模控制对前轮进行控制。针对跟踪过程中行驶稳定性较差等问题,后轮转向采用横摆角速度反馈控制策略。在Carsim与Simulink联合仿真平台下进行单移线工况下的仿真,仿真结果表明:预瞄时间自调整控制在低速时的跟踪精度比固定预瞄时间控制提升55%,高速时提升5%。后轮转向采用横摆角速度反馈控制的质心侧偏角比采用前馈控制在低速时减小了21%,高速时减少了54%,验证了所提出的控制算法,提高了转向过程中的行驶稳定性和横向轨迹跟踪能力。

**关键词:** 四轮转向; 预瞄时间自调整; 反馈控制; 横向轨迹跟踪

中图分类号: U469.72

文献标识码: A

## Research on Lateral Trajectory Tracking of Four-wheel Steering Vehicle Based on Self-adjustment of Preview Time

GUO Ziqi, ZHANG Xin, MA Xinchu, ZHANG Hongyuan

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

**Abstract:** A lateral trajectory tracking algorithm for intelligent four-wheel steering (4ws) vehicles based on self-adjusting control of pre-sight time was proposed. To address the issue of trajectory tracking accuracy, a driver model of self-adjusting pre-sight time control was established to adjust the preview time, and the front wheel was controlled by synovial control. To tackle the problem of poor driving stability in the tracking process, the yaw velocity feedback control strategy was adopted for rear wheel steering. Simulations were conducted on a joint Carsim and Simulink simulation platform under single-lane change conditions. The simulation results show that the tracking accuracy of self-adjusting preview time control is improved by 55% at low speeds and 5% at high speeds compared to fixed preview time control. Additionally, the sideslip angle of the vehicle with rear-wheel steering using yaw rate feedback control is reduced by 21% at low speeds and 54% at high speeds compared to feedforward control, verifying the effectiveness of the proposed control algorithm in improving driving stability and lateral trajectory tracking capabilities during steering maneuvers.

**Key words:** four-wheel steering; self adjustment of preview time; feedback control; lateral trajectory tracking

随着汽车智能化与电子技术的不断发展极大地推动了汽车产业的进步,智能车辆的发展不仅能方

面人们的出行,还能有效缓解交通堵塞等问题。在车辆的轨迹跟踪研究中,横向轨迹跟踪更是车辆控

收稿日期: 2024-12-24

基金项目: 辽宁省教育厅科学研究项目(LG202107); 辽宁省教育厅基本科学研究项目(JYTMS20230207)

作者简介: 郭子奇(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: 张昕(1977-),女,副教授,博士,研究方向为汽车电子控制技术

制领域的核心之一, 如何提高四轮转向车辆的横向轨迹跟踪精度和行驶时的稳定性成为了汽车领域的重点.

孔昕昕等<sup>[1]</sup>在对车辆进行横向轨迹跟踪时采用滑模控制算法, 设计滑模控制器, 建立了以横摆角速度为控制变量的横向预瞄驾驶员模型, 对车辆进行控制. 但该方法采用的为固定预瞄时间对车辆进行横向轨迹跟踪, 并只针对于前轮转向展开研究. 毛丁丁等<sup>[2]</sup>应用模型预测控制算法设计轨迹跟踪控制器, 在跟踪算法中引入零质心侧偏角控制和动态轮胎侧偏角边界控制方法, 实现车辆的稳定控制. 但轨迹跟踪精度还有待提高. 贺祥林等<sup>[3]</sup>基于模型预测控制理论设计横向跟踪控制器, 在不同工况下进行对比试验, 验证跟踪性能, 最大横向误差为0.1 m以上, 因此, 对横向轨迹跟踪精度还有待加强.

文中对四轮转向车辆的横向轨迹跟踪进行了研究, 首先建立2自由度汽车动力学模型, 其次基于单点预瞄驾驶员模型, 提出预瞄时间自调整方法, 通过识别行驶车速, 得到最优预瞄时间, 采用滑模控制方法得出方向盘转角. 提出前馈控制、反馈控制策略, 对车辆后轮转角进行控制, 最后, 在不同车速工况下, 基于CARSIM和MATLAB/simulink构建仿真环境进行验证分析.

## 1 车辆动力学模型

### 1.1 车辆动力学建模

文中选取2自由度汽车模型进行研究, 在2自由度模型中, 左右车轮被视为一个整体, 能够很好地表现车辆的横向运动和横摆运动过程<sup>[4]</sup>, 车辆动力学模型如图1所示.

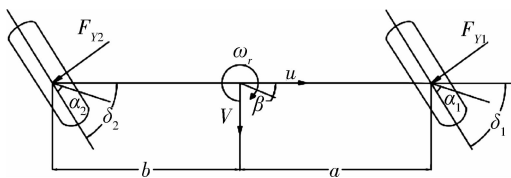


图1 二自由度汽车动力学模型

考虑汽车在转向过程中沿Y轴的横向位移和绕Z轴的横摆运动两个自由度, 有必要对四轮转向车辆进行以下假设和简化.

- (1) 车辆沿X轴的前进速度视为不变;
- (2) 研究中忽略转向系统的影响, 直接以汽

车前、后轮转角作为输入;

(3) 忽略悬架对汽车的影响, 认为汽车在Z轴上的位移为零;

(4) 汽车绕X轴的侧倾角和绕Y轴的俯仰角都为零;

(5) 不考虑地面切向力对轮胎侧偏特性的影响;

(6) 轮胎侧偏特性处于线性范围内;

(7) 忽略轮胎回正力矩的作用;

(8) 忽略轮胎由于载荷变化而引起轮胎特性的变化;

(9) 忽略空气阻力作用;

(10) 每个车轴上的左右车轮都被具有双侧偏刚度的单个车轮所取代.

对汽车横向、横摆方向进行动力学分析, 可得2自由度车辆动力学方程.

$$\begin{cases} F_{Y1} \cos \delta_1 + F_{Y2} \cos \delta_2 = ma_y \\ aF_{Y1} \cos \delta_1 - bF_{Y2} \cos \delta_2 = I_z \dot{\omega}_r \end{cases}, \quad (1)$$

式中:  $F_{Y1}$  为地面对两前轮侧向反作用力;  $F_{Y2}$  为地面对两后轮侧向反作用力;  $a$  为前轴到质心距离;  $b$  为后轴到质心距离;  $m$  为整车质量;  $a_y$  为质心加速度在Y轴分量;  $I_z$  为绕Z轴转动惯量;  $\dot{\omega}_r$  为汽车横摆角加速度;  $\delta_1$  前轮转角;  $\delta_2$  后轮转角.

$$\begin{cases} F_{Y1} = k_1 \alpha_1 \\ F_{Y2} = k_2 \alpha_2 \end{cases}, \quad (2)$$

式中:  $k_1$  为前轮侧偏刚度;  $k_2$  为后轮侧偏刚度;  $\alpha_1$  为前轮侧偏角;  $\alpha_2$  为后轮侧偏角.

在汽车前后轮转角都较小时,  $\cos \delta_1 \approx 1, \cos \delta_2 \approx 1$ , 质心侧偏角  $\beta \approx V/u$ ,  $\cos \beta \approx 1$ . 其中,  $V$  为质心速度在Y轴上的分量,  $u$  为质心速度在X轴上的分量. 将此条件代入上式(1)、(2)中, 经过整理得到二自由度4WS车辆的运动特性如下:

$$\begin{cases} (k_1 + k_2)\beta + \frac{\omega_r}{u}(ak_1 - bk_2) - k_1\delta_1 - k_2\delta_2 \\ \quad = mu(\dot{\beta} + \omega_r) \\ (ak_1 - bk_2)\beta + \frac{\omega_r}{u}(a^2k_1 + b^2k_2) - ak_1\delta_1 \\ \quad + bk_2\delta_2 = I_z \dot{\omega}_r \end{cases}. \quad (3)$$

通过对上节推导出的公式(3)中的第二个公式进行变换, 可以得到质心侧偏角 $\beta$ 与横摆角速度 $\omega_r$ 导数之间的函数关系如下:

$$\beta = \frac{I_z \dot{\omega}_r - \frac{(a^2 k_1 + b^2 k_2) \omega_r}{u} + a k_1 \delta_1 - b k_2 \delta_2}{a k_1 - b k_2}, \quad (4)$$

$$\frac{\omega_r}{\delta_1} = \frac{(1-k)k_1 k_2 l}{mu(a k_1 - b k_2) + \frac{k_1 k_2 l^2}{u}} = \frac{u(1-k)/l}{1 + Ku^2}. \quad (5)$$

由于  $k = \delta_2 / \delta_1$ ，当  $k=0$  时，推导出横摆角速度与前轮转角之间的函数关系式为

$$\frac{\omega_r}{\delta_1} = \frac{u/l}{1 + Ku^2}, \quad (6)$$

式中： $K$  为稳定性因素。

由于方向盘直接对前轮进行控制<sup>[5]</sup>，对公式(4)进行简化，得到的动力学方程为

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{(k_1 + k_2)}{mu} \beta + \left( \frac{a k_1 - b k_2}{mu^2} - 1 \right) \omega_r - \frac{k_1}{mu} \delta_1 \\ \dot{\omega}_r = \frac{a k_1 - b k_2}{I_z} \beta + \frac{a^2 k_1 + b^2 k_2}{I_z u} \omega_r - \frac{a k_1}{I_z} \delta_1 \end{cases}. \quad (7)$$

## 2 控制器的设计

### 2.1 控制系统结构

四轮转向车辆控制系统结构图如图 2 所示，其中： $t_p$  为预瞄时间； $\omega_r$  为实际横摆角速度； $\omega_d$  为理想横摆角速度； $s_w$  为方向盘转角。

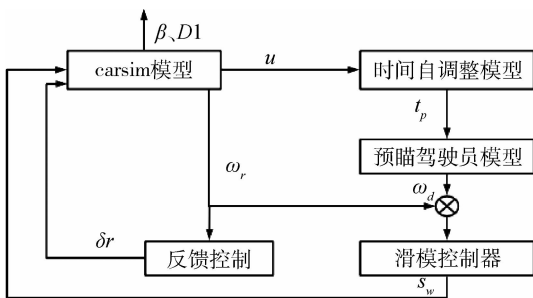


图 2 四轮转向车辆控制系统结构图

通过以上分析，文中基于单点预瞄驾驶员模型，采用预瞄时间自调整模型得出期望横摆角速度，对车辆方向盘转角进行控制，采用前馈控制、

反馈控制，对车辆后轮转向进行控制。

### 2.2 预瞄时间自调整驾驶员模型

单点预瞄驾驶员模型<sup>[6]</sup>如图 3 所示。以车辆实际行驶过程中的运动状态为基础，预测汽车行驶至前方位置时车辆质心与期望路径道路中心线之间的横向偏差。

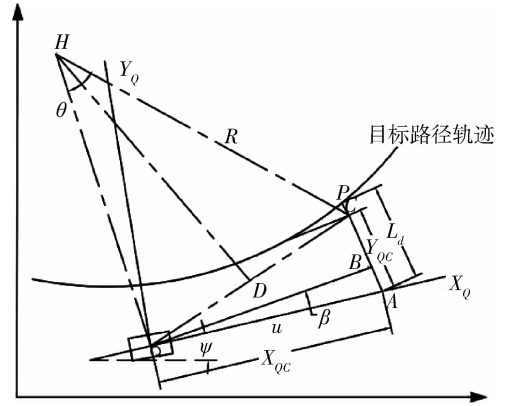


图 3 预瞄时间自调整驾驶员模型

图中：点  $Q$  为汽车当前时刻的质心位置；点  $P$  为目标路径上的预瞄点； $L_d$  为预瞄点与汽车的侧向偏差； $x_{QC}$  和  $y_{QC}$  分别表示汽车在  $X_Q$  轴和  $Y_Q$  轴方向的位移。

根据动力学原理，可得车辆的横向偏差。

$$y_{QC} = \tan\left(\frac{\theta}{2} + \beta\right) x_{QC}. \quad (8)$$

根据圆周运动假设，在  $t_p$  内汽车所转过角度  $\theta = \omega \cdot t_p$ ； $x_{QC} = u \cdot t_p$ ；可求得理想横摆角速度  $\omega_d$ ：

$$\omega_d = 2 \left[ \arctan\left(\frac{L_d}{u \cdot t_p}\right) - \beta \right] / t_p. \quad (9)$$

### 2.3 预瞄时间自调整

当预瞄时间较短时，车辆为了跟踪参考轨迹，常发生振荡，不仅降低行驶稳定性，还对乘员舒适性造成了一定影响。当预瞄时间较长时，车辆虽然稳定性和舒适性有一定的改善，但跟踪精度却并不理想。因此，得到最佳预瞄时间很有必要。针对车辆在复杂道路行驶时，预瞄时间长短会影响车辆行驶稳定性和跟踪精度这一问题，设计了预瞄时间自调整模型。此模型对行驶车速  $u$  进行识别，每 10 km/h 对行驶车速做进一步划分，通过多次仿真试验，得出最佳预瞄时间。

### 2.4 滑模控制器设计

滑模控制器因其自身特点可以克服扰动和不稳定因素对车辆行驶稳定性的影响<sup>[7]</sup>，因此，采用滑模控制器对汽车横摆角速度进行控制，控制误差为

$$e = \omega_r - \omega_d, \quad (10)$$

式中:  $e$  为实际横摆角速度与理想横摆角速度的差值;  $\omega_r$  为实际横摆角速度;  $\omega_d$  为理想横摆角速度.

滑模函数设计为

$$s = \lambda e, \quad (11)$$

式中:  $s$  为滑模面;  $\lambda$  为滑模面系数.

为了减弱抖振的影响, 设计滑膜趋近律为

$$\dot{s} = -\eta s, \quad (12)$$

式中:  $\eta$  为趋近律系数.

由式(11)、(12)可得

$$\dot{\omega}_r - \dot{\omega}_d = -\eta(\omega_r - \omega_d). \quad (13)$$

令  $\dot{s} = 0$ , 结合公式(7)可得滑模控制器等效控制输入为

$$\delta_1 = \frac{I_2}{ak_1} \left[ \frac{a^2k_1 + b^2k_2}{I_2u} \omega + \frac{ak_1 - bk_2}{I_2} \beta \dot{\omega}_r - \eta(\omega_r - \omega_d) \right], \quad (14)$$

式中:  $\delta_1$  为前轮转角.

## 2.5 前馈控制器设计

前馈控制策略<sup>[8]</sup>中, 设  $\delta_r = k\delta_f$ , 由于汽车进入稳态后  $\omega_r$  为定值, 因此,  $\dot{v} = 0$ ,  $\dot{\omega}_r = 0$ . 带入公式(3)中, 消除  $\omega_r$ . 推出质心侧偏角  $\beta = 0$  时, 比例系数  $k$  为

$$k = \frac{-b + \frac{ma}{k_2L}u^2}{a + \frac{mb}{k_1L}u^2}, \quad (15)$$

式中:  $a$ 、 $b$ 、 $L$  分别为汽车的前轴距、后轴距、轴距;  $m$ 、 $u$  分别为汽车的质量和车速.

## 2.6 反馈控制器设计

反馈控制策略<sup>[9]</sup>主要是针对中高速情况下的同向转向控制. 四轮转向横摆角速度反馈控制方法, 设  $\delta_2 = k_\omega \omega_r$ , 通过适当的调整  $k_\omega$  的大小, 可以使车辆稳态质心侧偏角等于零, 因为车辆进入稳态转向时横摆角速度为定值, 因此  $V = 0$ , 代入公式(1), 并消掉  $\omega_r$ , 由此可以推导出车辆稳态质心侧偏角为零时  $k_\omega$  为

$$k_\omega = \frac{a(ak_1 - bk_2) - (a^2k_1 + b^2k_2) - mu^2a}{k_2ul}. \quad (16)$$

# 3 Carsim 与 simulink 联合仿真

## 3.1 仿真参数设定

选取 B 级两厢智能车辆作为仿真研究对象,

进行横向轨迹跟踪研究. 车辆参数见表 1.

表 1 中:  $m$  为整车装备质量;  $a$  为前轮到质心的距离;  $b$  为后轮到质心的距离;  $I_z$  为横摆转动惯量;  $k_1$ 、 $k_2$  分别为前、后轮侧偏刚度. 选取路面与轮胎间接触面摩擦系数为 0.85, 仿真时间为 15 s.

表 1 车辆参数

参数	数值
$m/\text{kg}$	1 343
$a/\text{m}$	1.040
$b/\text{m}$	1.560
$I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1 343.1
$k_1/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	57 760
$k_2/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	57 760

## 3.2 仿真结果分析

图 4 为预瞄时间自调整前馈控制、反馈控制联合仿真示意图.

为了验证文中所提控制方法的有效性, 分别在低速单移线和高速单移线两种工况下对车辆的跟踪效果和行驶稳定性进行验证分析.

选取无预瞄时间自调整控制与文中预瞄时间自调整控制效果进行对比, 验证跟踪效果, 仿真结果如图 5、6 所示.

从图 5(a)中可以看出, 当车辆进行单移线工况时, 固定预瞄时间的车辆控制模型最大侧向偏差在 0.18 m 以内, 预瞄时间自调整的车辆控制模型最大侧向偏差在 0.08 m 以内, 跟踪精度提高了 55%. 由图 5(b)~5(c)可知, 预瞄时间自调整前馈控制车辆模型的质心侧偏角在  $-0.33^\circ \sim 0.33^\circ$  之间, 预瞄时间自调整反馈控制车辆模型的质心侧偏角在  $-0.26^\circ \sim 0.26^\circ$  之间. 预瞄时间自调整反馈控制车辆模型质心侧偏角比前馈控制车辆模型减少了 21%, 保证了转向过程中的车身稳定性.

从图 6(a)中可以看出, 当车辆进行单移线工况时, 固定预瞄时间的车辆控制模型最大侧向偏差在 0.58 m 以内, 预瞄时间自调整的车辆控制模型最大侧向偏差在 0.55 m 以内, 跟踪精度提高了 5%. 由图 6(b)~6(c)可知, 预瞄时间自调整前馈控制车辆模型的质心侧偏角在  $-1.1^\circ \sim 1.1^\circ$  之间, 预瞄时间自调整反馈控制车辆模型的质心侧偏角在  $-0.5^\circ \sim 0.5^\circ$  之间. 预瞄时间自调整反馈控制车辆模型质心侧偏角比前馈控制车辆模型减少了 54%, 保证了换道过程中的车身稳定性.

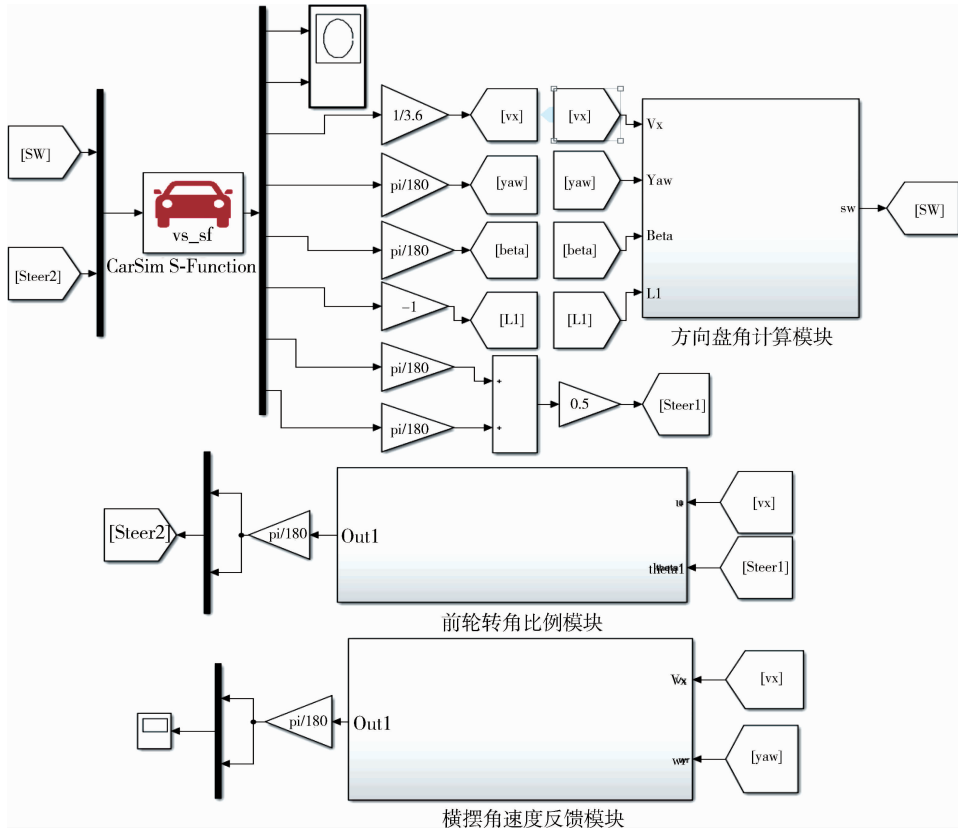


图4 联合仿真示意图

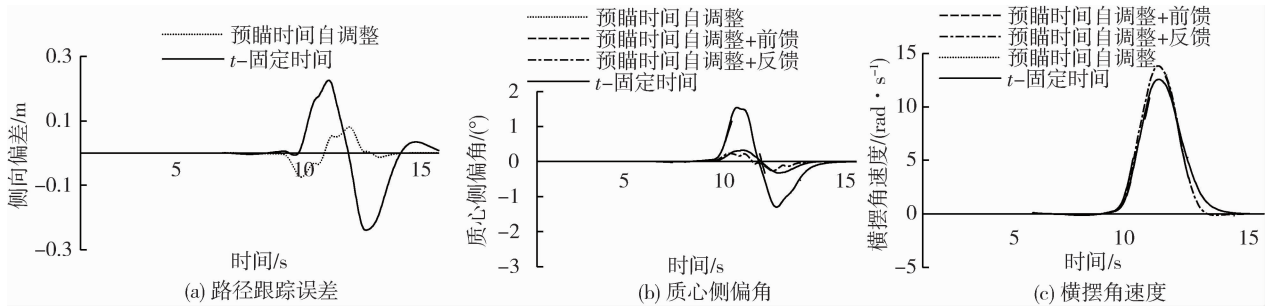


图5 30 km/h 低速工况仿真结果对比

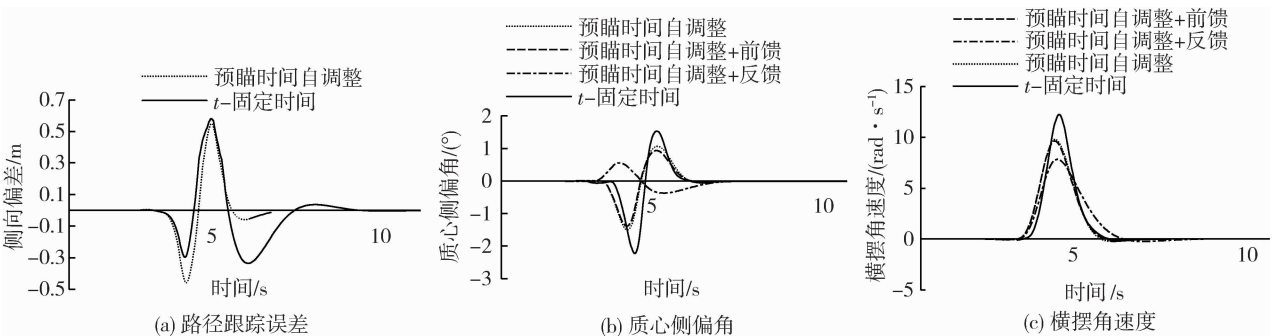


图6 80 km/h 高速工况仿真结果对比

由此可以看出预瞄时间自调整反馈车辆控制模型在高速工况下效果更好。

## 4 结 论

文中针对智能车辆在横向轨迹跟踪时, 由于预瞄时间长短直接影响车辆轨迹跟踪精度与行驶稳定性的情况, 提出一种预瞄时间自调整方法, 建立驾驶员模型, 通过滑模控制算法控制前轮转角。针对跟踪过程中行驶稳定性较差的问题, 后轮转向采用横摆角速度反馈控制, 与采用传统前馈控制作比较。最后通过仿真验证预瞄时间自调整反馈控制策略的优越性, 提高车辆行驶稳定性。在未来研究工作中, 可以将所建立的横向轨迹跟踪与纵向轨迹跟踪相联合, 提高车辆在智能驾驶方面的技术。

### 参考文献:

- [1] 孔昕昕, 邓召文, 余思家, 等. 基于滑模控制的汽车横向预瞄驾驶员模型 [J]. 湖北汽车工业学院学报, 2020, 34(4): 25-28.
- [2] 毛丁丁, 邓亚东. 四轮转向智能车辆轨迹跟踪及稳

定控制研究 [J]. 机械科学与技术, 2020, 39(7): 1094-1099.

- [3] 贺祥林. 无人驾驶车辆路径跟踪横纵向控制策略研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2022.
- [4] 吴施鹏, 刘冉冉, 颜海彬, 等. 基于模型预测的无人车路径跟踪优化控制 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2020, 34(12): 36-44.
- [5] 刘 军, 刘皓皓, 顾洪钢, 等. AFS 与 DYC 协调控制的智能汽车路径跟踪方法 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2023, 37(4): 1-9.
- [6] 张炳力, 李子龙, 沈 干, 等. 基于模糊神经网络的智能汽车轨迹跟踪研究 [J]. 汽车工程, 2019, 41(8): 953-959.
- [7] TAGHAVIFAR H, MOHAMMADZADEH A. Adaptive robust terminal sliding mode control with integral backstepping synthesized method for autonomous ground vehicle control [J]. *Vehicles*, 2023, 5(3): 1013-1029.
- [8] 杜利民. 无人驾驶四轮转向电动车轨迹跟踪研究 [D]. 沈阳: 辽宁工业大学, 2020.
- [9] 吴 磊. 基于 CarSim 和 Simulink 的四轮转向汽车控制策略及其稳定性的研究 [D]. 太原: 太原理工大学, 2021.

(上接第 33 页)

- [7] 吕国林, 褚学宁, 储德新, 等. 自顶向下设计的多骨架建模方法 [J]. 计算机辅助设计与图形学学报, 2015, 27(3): 548-558.
- [8] 耿 旭, 刘 宇, 田 静, 等. 基于骨架模型的航空发动机自顶向下关联设计 [C] //中国航空工业技术装备工程协会. 2022 年中国航空工业技术装备工程协会年会论文集, 北京: 测控技术杂志社,

2022, 40-42.

- [9] 海 浩, 周秋忠. 基于知识的特征单元组合技术 [J]. 沈阳理工大学学报, 2023, 42(3): 88-94.
- [10] DANIEL M, GHEORGHE O. Design methodology of laminating tools [J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2014, 657: 121-125.

文章编号: 1009-4687(2024)02-0040-07

# SUV 应急转向操作对骑行者头部损伤影响研究

杨 苓<sup>1</sup>, 王 欣<sup>1</sup>, 刘卓异<sup>2</sup>

(1. 成都工贸职业技术学院, 成都 611700; 2. 雅安职业技术学院, 雅安 625000)

**摘要:** 为了研究 EB 骑行者与应急转向操作的 SUV 侧面碰撞事故中骑行者头部损伤影响, 利用 MADYMO 软件建立 SUV 与 EB/骑行者的事故碰撞模型, 验证了模型的有效性, 并在此基础上开展计算机仿真实验, 对碰撞事故中不同 SUV 应急转向角、SUV 车速、EB 车速对骑行者头部损伤的影响展开研究。结果表明: SUV 应急转向操作过度会导致 SUV 产生侧滑; 无侧滑工况的 SUV, 骑行者头部 HIC 值随 SUV 应急转向角的扩大而降低; 有侧滑工况的 SUV, 骑行者头部 HIC 值随 SUV 应急转向角的扩大而急剧升高; 且侧滑工况随 SUV 车速的提高而变得愈加严重、引发侧滑所对应的 SUV 应急转向角也随之缩小; 骑行者头部 HIC 值随 SUV 车速、EB 车速的提高而升高; SUV 应急转向操作过度会导致骑行者头部 HIC 值急剧升高, 是非常危险的工况。

**关键词:** 骑行者头部损伤; SUV-EB; 侧面碰撞; 应急转向操作; 侧滑

中图分类号: X928.03; U461

文献标识码: A

## Research on the Effect of SUV Emergency Steering Operation on the Head Injury of Riders

YANG Ling<sup>1</sup>, WANG Xin<sup>1</sup>, LIU Zhuoyi<sup>2</sup>

(1. Chengdu Industry And Trade College, Chengdu 611700, China;

2. Ya'an Polytechnic College, Ya'an 625000, China)

**Abstract:** To study the effects of head injuries on EB riders in a side impact with an emergency steering SUV, a MADYMO-based accident collision model between SUV and EB/rider was established to verify the validity of the model. Based on this, computer simulation experiments were carried out to study the effects of different SUV emergency steering angles, SUV speeds and EB speeds on head injury of riders in the collision accidents. The results show that excessive emergency steering operations of SUV can lead to sideslip of SUV. For SUVs without sideslip, the head injury criterion (HIC) value of the rider's head decreases with the expansion of the SUV emergency steering angle. For SUVs with sideslip conditions, the HIC value of the rider's head increases sharply with the expansion of the SUV emergency steering angle. Additionally, the sideslip condition gets worse with the increase of SUV speed, and the SUV emergency steering angle corresponding to the sideslip is also reduced. The rider's head HIC value increases with the increase of SUV speed and EB speed; The excessive operation of SUV emergency steering can lead to a sharp increase in the HIC value of the rider's head, making it a dangerous working condition.

**Key words:** rider's head injury; SUV-Electric bicycle; side collision; emergency steering; side slip

当前, 中国电动二轮车保有量已上涨至 3 亿辆<sup>[1]</sup>。最近几年发生的电动二轮车碰撞事故已超

过非机动车交通事故的八成, 作为交通事故道路使用者中的弱势群体, 电动二轮车骑行者在与机动车

碰撞中更易遭受伤害<sup>[2]</sup>。通过对国家车辆事故深度调查体系(National Automobile Accident In-depth Investigation System, NAIS)中收集的178例电动二轮车交通事故案例进行统计分析,发现电动二轮车(Electric Bicycle, EB)所占比例最大,约为59%。其中,EB骑行者与运动型多用途汽车(Suburban Utility Vehicle, SUV)侧面的碰撞事故为21例,约占统计数的29%。通过对以上碰撞事故监控音频的分析比对,发觉共计9例SUV驾驶者在交通事故发生前有察觉到危险而采取应急转向操作,这与SUV驾驶者没有采取应急转向操作时的骑行者与SUV的碰撞位置、碰撞后的骑行者运动学响应及损伤有鲜明差别,所以,本文开展SUV应急转向操作对EB骑行者头部损伤影响的研究拥有非常重要的意义。

国内外众多学者对碰撞事故中的二轮车骑行者损伤影响展开了大量的研究,其中,MAKI等<sup>[3]</sup>开展了车辆的前端几何形状与自行车车速在前端碰撞事故中对骑行者头部损伤影响的探究,探讨了车辆前端不同几何形状和自行车车速对骑行者头部损伤的影响,研究了不同碰撞情况下的受伤程度、碰撞速度对损伤的影响等因素;Depreitere等<sup>[4]</sup>分别对86位在碰撞事故中获救且通过神经外科手术医治的自行车骑行者头部受伤情况展开研究,分析出不同类别的头部受伤与碰撞结果之间的关联;张倩<sup>[5]</sup>利用LS-DYNA软件模拟汽车与二轮车骑车人的碰撞过程,通过对二轮车骑车人脑组织的压力变化进行研究,分析了汽车车速、碰撞部位、骑车人姿态等因素对头部损伤的影响;高立<sup>[6]</sup>利用MATLAB/Simulink开发环境中的TTC算法构建了自动紧急制动系统,并考虑了骑车人头部损伤的相关因素,研究了在紧急制动系统介入下的保护效果;张翔<sup>[7]</sup>采用MADYMO软件对货车和二轮车的碰撞进行复现,研究了碰撞角度、EB车速对骑行者头部损伤的影响。

上述这些研究为提升骑行者安全性提供了重要参考,对于交通事故的预防和安全意识的提高具有积极意义,但这些研究主要是骑行者与车辆前端碰撞时的骑行者损伤研究,而对骑行者与车辆侧面碰撞时的骑行者损伤研究很少,由于侧面碰撞通常具有较高的危险性,所以,本文将研究骑行者与有无采取应急转向操作的SUV侧面发生碰撞时的骑行者头部损伤的影响,通过开展模型仿真研究,可以揭示在这种碰撞场景下骑行者头部受伤的机制、程

度和可能的改善措施。鉴于此,笔者拟使用MADYMO多刚体软件建立SUV与EB/骑行者的动力学模型,根据EB骑行者与采取应急转向操作的SUV侧面碰撞的经典性事故案例来验证该模型的有效性,再进行仿真试验,探究SUV采取应急转向操作对骑行者头部损伤的影响,为骑行者的头部损伤分析和保护提供参考数据。

## 1 事故案例

文中事故案例采集于NAIS。一名男性EB骑行者由宝安公路的非机动车道左转至墨玉北路,SUV沿墨玉北路直行,事故地点发生在宝安公路与墨玉北路十字交叉路口北约5米,碰撞事故现场CAD图为数字化的警方资料见图1。

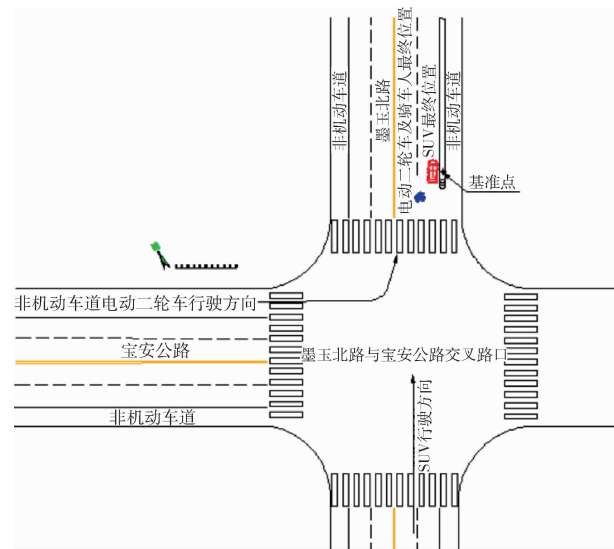


图1 事故现场CAD图

## 2 事故重建模型与验证

因为在交通碰撞事故中涉及到各种类型的SUV,碰撞形态及车型参数各有差异,难有一个通用的SUV-EB/骑行者碰撞模型能满足骑行者头部损伤的研究。所以,应该依据交通事故中两车型和骑行者具体参数建立本文所用的动力学模型;此外,建立模型时也需设置各碰撞元件的接触特性及考虑到假人的能量吸收和塑性变形,让模型具备很高的事故还原性。

### 2.1 SUV模型

文中的SUV模型是利用MADYMO软件根据同

年款事故车辆的几何参数调整建立而成的, 事故车辆-奥迪 Q5 的主要参数见表 1。

表 1 SUV 基本参数

参数	数值
长 × 宽 × 高/mm × mm × mm	4 629 × 1 880 × 1 653
整备质量/(kg)	1 900
轴距/mm	2 670
前/后轮距/mm	1 617/1 613
前/后车窗玻璃长度/mm	900/910
前/后车窗玻璃倾斜角度/(°)	37/127
发动机罩长度/mm	1 295
发动机罩倾斜角度/(°)	14
发动机罩前沿离地高度/mm	885
前/后保险杠中心离地高度/mm	320/450
门槛梁离地高度/mm	300
前/后车门长度/mm	1 065/1 025
前/后车门顶部离地高度/mm	1 100/1 150
前/后轮胎规格	235/60R18 103 W
前/后车门玻璃长度/mm	1 065/1 025
顶盖上横梁离地高度/mm	1 550

通过调整椭球的位置及几何参数来建立 SUV 的车顶、前支柱、上横梁、中支柱、A 柱、B 柱、C 柱、玻璃、车门、后翼子板、车轮等主要元件, 依据文献<sup>[8-11]</sup>中的典型接触特性参数, 分别设置 SUV 各主要元件的接触特性, SUV 的侧面多刚体结构见图 2。

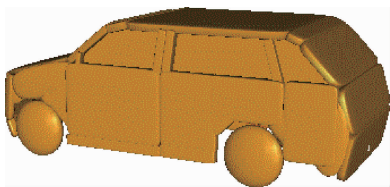


图 2 SUV 侧面结构

## 2.2 电动二轮车模型

EB 模型同样是利用 MADYMO 软件根据事故车辆的几何参数调整建立而成的, 其基本参数见表 2。

如图 3 所示, 用 23 个不同形状及位置的椭球建立 EB 模型中的车体、转向机构、前后车轮、车身覆盖件、座垫等主要元件, 再用 5 个铰链铰接各自由点构成 EB 模型。同时将自由铰链与全局坐标

系相连, 实现 EB 在空间的平移与旋转, 另外采用旋转铰链实现前后轮以及方向把的转动。通过相关部件试验所得的参数来依次设置 EB 各主要元件的接触特性。

表 2 EB 基本参数

参数	数值
长 × 宽 × 高/mm × mm × mm	1 699 × 680 × 1 092
轴距/mm	1000
整车质量/kg	104
前/后轮胎规格	14 × 2.125/54-264
离地间隙/mm	275
车把高度/mm	870
座垫高度/mm	710
后备箱高度/mm	970

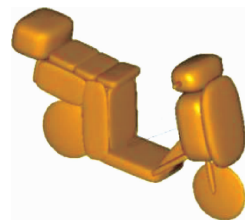


图 3 EB 模型

## 2.3 骑行者模型

骑行者模型是通过运用 MADYMO 的人体缩放工具参照事故中骑行者体型参数对软件库中原有的 Hybrid III 50 百分位男性假人模型按要求缩放而成的, 其基本参数: 身高 1 640 mm; 体质量 65 kg; 年龄 63 岁。

由于文中的骑行者在碰撞前呈自然骑行姿态, 所以, 依据采集的参数分别对假人的各个铰链的铰接状态展开调整, 让其姿态能还原碰撞发生时刻的骑行者姿态, 图 4 为骑行者姿态模型。

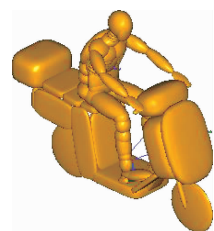


图 4 骑行者姿态

## 2.4 事故重建

事故重建的内容主要包括 SUV 和 EB 瞬时碰撞

车速、SUV 应急转向角度、SUV 与 EB 碰撞位置及碰撞后最终位置、人-车(SUV、EB) - 地面的接触及摩擦参数的设定。

SUV 与 EB 碰撞位置及碰撞后最终位置、SUV 有应急转向操作可以从视频信息直接获得; SUV 和 EB 瞬时碰撞车速能依据文献<sup>[12]</sup>推荐的帧间差

计算法精确所得。

从 MADYMO 理论手册得知, 整个模型须分别设置多组元件的摩擦和接触参数, 其中, EB 与大地的摩擦系数参考文献 [13] 的取值, 其它元件之间接触的摩擦因数根据情况而定<sup>[14]</sup>, 表 3 为各接触面对应的摩擦因数。

表 3 不同接触面间摩擦参数取值

接触面类型	SUV-地面	SUV-EB	SUV-骑行者	EB-骑行者	骑行者-地面
摩擦参数	0.55~0.75	0.3~0.5	0.3~0.5	0.4~0.5	0.5~0.7

## 2.5 模型验证

从仿真测试得知: 起初, EB 车头与奥迪 Q5 左前侧车门发生碰撞, 撞击力沿 EB 车头传到整个 EB, 再传递给骑行者; 骑行者在惯性的作用下, 继续沿右前方运动, 接着骑行者头部撞在 Q5 左侧面的 B 柱; 最后, 骑行者和 EB 均被抛出。从测试结果中, 得到骑行者头部线性加速度曲线(图 5), 由该曲线得出: 骑行者头部共呈现出 2 个加速度峰值, 和 SUV 侧面的碰撞产生第一个峰值, 和地面碰撞产生第二个峰值, 在碰撞中骑行者头部伤害指数(Head Injury Criterion, HIC) 值约为 1 616.6。美国联邦机动车安全标准(FMVSS)表明 HIC = 1000 是人体头部线性加速度耐受度阈值。故第 1 次碰撞就使骑行者头部产生致命伤害, 让骑行者因颅脑损伤而当场死亡, 这与法医的尸体检验伤情结果较好吻合, 其尸检情况: 头部右枕处 6×6 cm 有 1.5 cm 头皮裂伤并伴血肿, 口鼻喉和右侧外耳道内均有血迹。仿真测试与事故视频比对, 撞击部位、碰撞过程、最终位置均能很好地吻合, 故验证了该模型的可行性, 仿真动画与监控视频比对见表 4。

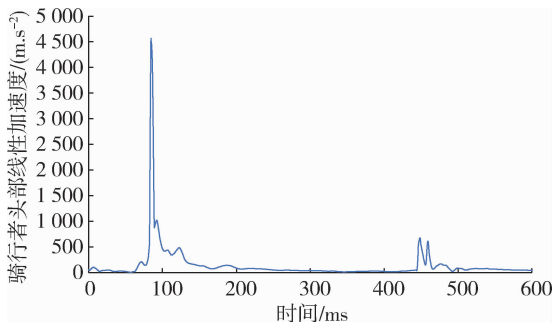


图 5 骑行者头部线性加速度-时间历程

表 4 仿真动画与监控视频对比

仿真模拟时刻	仿真动画	视频
$t = 0 \text{ ms}$		
$t = 76 \text{ ms}$		
$t = 172 \text{ ms}$		
$t = 253 \text{ ms}$		
$t = 587 \text{ ms}$		

## 3 仿真试验与结果分析

### 3.1 仿真试验设计

验证后的模型中, SUV 与 EB 初始碰撞位置如图 6、7 所示, EB 前车轮与 SUV 门槛梁左前部接触, 高度约为 328 mm、离前保险杠前端约为 1 365 mm, 初始碰撞夹角约为  $51^\circ$ 。  $V_1$  为 SUV 车速, 约为 51 km/h;  $V_2$  为 EB/骑行者速度, 约为 17 km/h。碰撞中, SUV 有采取应急转向操作、 $\theta$  为应急转向角, 约为  $16^\circ$ 。根据该模型设计仿真试验, 设定不变的仿真参数包括 SUV 与 EB 初始碰撞位置、EB/骑行者碰撞前的运动方向; 设定变化的仿真参数包括 EB 车速、SUV 应急转向角  $\theta$  和 SUV

车速. SUV 应急转向角被定义为碰撞前的 SUV 运动方位与转向后运动方位所成夹角  $\theta$ , 见图 8. 设定与碰撞前运动方位呈逆时针的夹角为正, 拟定  $\theta$  为 0、5、10、15、20、25 和 30°,  $V_1$  为 30、40、50、60 和 70 km/h,  $V_2$  为 10、15、20、25 和 30 km/h.

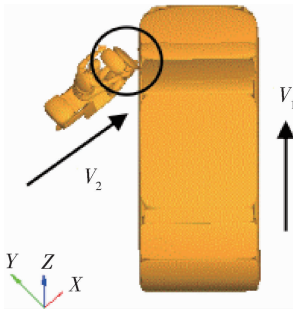


图 6 SUV 与骑行者初始碰撞示意图

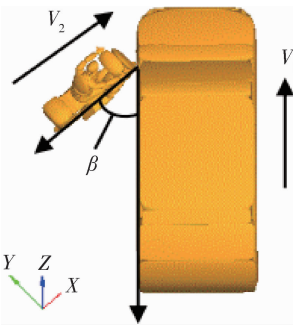


图 7 SUV 与骑行者初始碰撞夹角

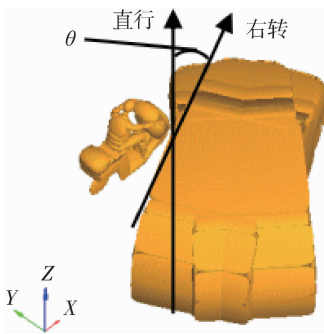


图 8 SUV 应急转向角示意图

### 3.2 结果分析

#### 3.2.1 SUV 应急转向角、SUV 车速对骑车人头部损伤影响

EB 速度一定 (20 km/h) 时, 骑行者头部损伤 HIC 值随 SUV 应急转向角  $\theta$  的递增共出现两种走势, 见图 9. SUV 车速较低 ( $\leq 40$  km/h) 时, 骑行者头部损伤 HIC 值随  $\theta$  增大呈下滑走势.  $\theta$  较

小、SUV 车速较高 ( $\geq 40$  km/h) 时, 骑行者头部损伤 HIC 值随  $\theta$  增大也呈下滑走势;  $\theta$  较大时, 骑行者头部损伤 HIC 值随 SUV 车速、 $\theta$  增长呈快速上升走势; 且 SUV 车速愈大, HIC 值则在愈小的  $\theta$  处呈迅速上升走势. 研究表明, 骑行者与 SUV 左侧面相距的距离随  $\theta$  的递增而逐渐变远, 从而使骑行者头部在撞击 SUV 左侧面之前能有更远的距离消耗动能以减小撞击强度. SUV 车速较高时, SUV 的工况会随  $\theta$  增大更容易产生侧滑, 同时车速越高, 产生侧滑时对应的  $\theta$  就越小; 哪怕 SUV 装配有防侧滑系统, 该系统也只能在接收了从传感器传来的侧滑等信息之后才会介入限制 SUV 打滑, 同理, 在 SUV 恢复行驶稳定性之前, 有短时间的侧滑工况. 侧滑的 SUV 会产生一个对 EB/骑行者明显的冲击力, 该冲击力会加重骑行者与 SUV 左侧面的撞击强度, 从而使骑行者头部损伤的 HIC 值增大, 非侧滑与侧滑两种工况下该冲击力随时间的变化曲线表见图 10.

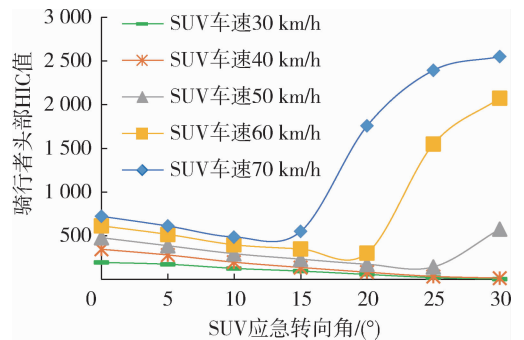


图 9 骑行者头部 HIC 值与 SUV 应急转向角关系

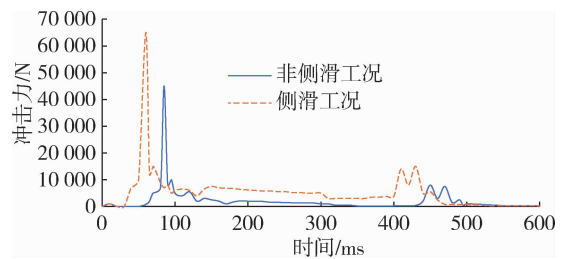


图 10 非侧滑与侧滑工况的冲击力-时间曲线

EB 速度一定 (20 km/h) 时, 骑行者头部损伤 HIC 值与 SUV 车速间的关联见图 11. 骑行者头部损伤 HIC 值随 SUV 车速的提高而升高; 且  $\theta$  越大、SUV 速度越高, 骑行者头部损伤 HIC 值随  $\theta$ 、SUV 速度的增长而增加趋势就愈显著. 研究表明, 骑行者与 SUV 产生碰撞时头部获得的角速度和撞击能量会随 SUV 车速的增长而增长. 在 SUV 未发

生侧滑时,车速的升高,骑行者头部损伤 HIC 值也随之缓慢增长;当 SUV 发生侧滑时,随车速的提高,骑行者头部损伤 HIC 值急剧升高。

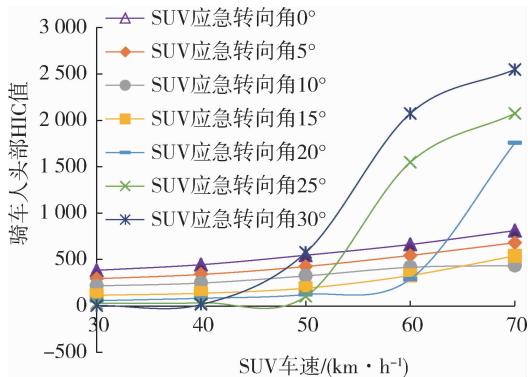


图 11 骑行者头部 HIC 值与 SUV 车速关系

### 3.2.2 SUV 应急转向角、EB 车速对骑行者头部损伤影响

SUV 车速一定 (50 km/h) 时,骑行者头部损伤 HIC 值随 SUV 应急转向角  $\theta$  的递增共出现两种走势,见图 12. EB 车速较高 ( $\geq 25$  km/h) 时,骑行者头部损伤 HIC 值随  $\theta$  增长呈下滑走势. EB 车速较低 ( $\leq 25$  km/h)、 $\theta$  较小时,骑行者头部损伤 HIC 值随  $\theta$  增长也呈下滑走势;  $\theta$  较大时,骑行者头部损伤 HIC 值随 EB 车速、 $\theta$  增长而升高;同时随 EB 车速的升高, HIC 值呈上升走势所对应的

$\theta$  起点就越大,且上升走势也越慢. 研究表明,骑行者头部与 SUV 左侧面相距的距离随  $\theta$  渐增而渐远. 车速为 50 km/h 的 SUV,当  $\theta$  超过  $20^\circ$  时则会产生侧滑,侧滑的工况随  $\theta$  越大就愈发显著. 骑行者头部的初始碰撞时刻会随 EB 车速的逐渐升高而缓慢滞后,使骑行者头部将于 SUV 侧滑工况减弱的情况下与 SUV 左侧面产生撞击,因而致使骑行者头部损伤 HIC 值随 EB 车速、 $\theta$  的升高而出现的上升走势被削弱. 反之,骑行者头部与 SUV 左侧面的初始碰撞位置随 EB 车速逐降而越往 SUV 左后部位挪动,见图 13, 如果骑行者头部与 SUV 的左侧 B 柱产生撞击,那么骑行者头部损伤 HIC 值就会激增。

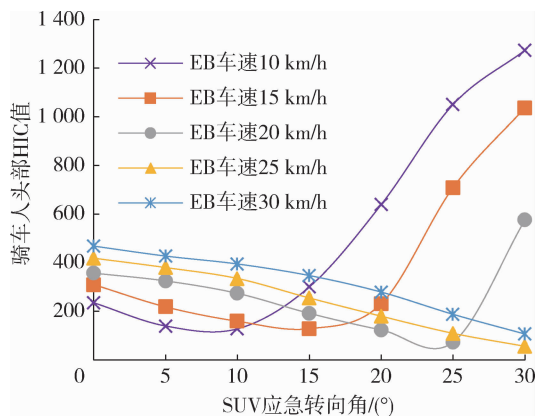


图 12 骑行者头部 HIC 值与 SUV 应急转向角关系

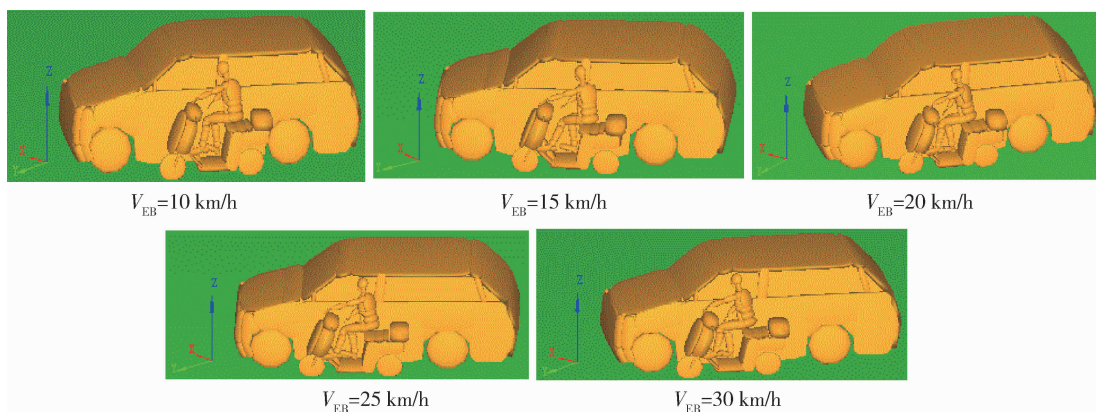


图 13  $\theta = 30^\circ$  时,骑行者头部初始碰撞位置与 EB 车速关系

SUV 车速一定 (50 km/h) 时,骑行者头部损伤 HIC 值随 EB 车速的递增共出现两种走势,见图 14. 当  $\theta$  较小 ( $\leq 10^\circ$ ) 时,骑行者头部损伤 HIC 值随 EB 车速的递增而逐渐上升;当  $\theta$  较大 ( $\geq 10^\circ$ ) 时,骑行者头部损伤 HIC 值随 EB 车速递增出现先减小后平缓增大的走势. 分析认为,随着

EB 车速的增加,骑行者的运动惯性就越大,因此骑行者头部碰撞愈剧烈;当  $\theta$  较大时, SUV 会发生侧滑,侧滑的工况将随  $\theta$  递增而愈加惨重,所以 EB 车速愈低,骑行者头部将于 SUV 侧滑工况愈加糟糕情况下与 SUV 左侧面产生撞击,致使骑行者头部所受伤害愈大,反之,当 EB 车速较高时,骑

行者头部将于 SUV 侧滑工况不明显情况下与 SUV 左侧面产生撞击, 因此, 使骑行者头部所受伤害相对大幅减小。

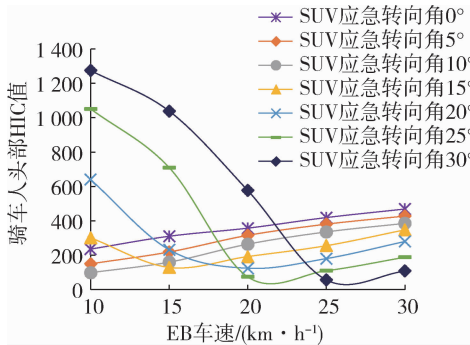


图 14 骑行者头部 HIC 值与 EB 车速关系

## 4 结 论

文中利用 MADYMO 多刚体软件建立 SUV 与 EB/骑行者的动力学模型并开展计算机仿真实验, 研究了 EB 骑行者与采取应急转向操作的 SUV 侧面碰撞的情况下 SUV 应急转向角、SUV 车速、SUV 应急转向角、EB 车速对骑车人头部损伤影响, 本研究对提高车辆碰撞安全性具有一定的理论指导意义, 通过上述研究得出以下结论:

1) SUV 没有发生侧滑工况时, 骑行者头部损伤 HIC 值随 SUV 应急转向角  $\theta$  的递增而递减。

2) SUV 发生侧滑工况时, 骑行者头部损伤 HIC 值随 SUV 应急转向角  $\theta$  的递增而显著性增加; 且侧滑工况随 SUV 车速越高而愈加糟糕, 骑行者头部损伤 HIC 值也随之愈大。

3) 车速越高的 SUV 发生侧滑工况的临界点所对应的 SUV 应急转向角  $\theta$  就越小, 侧滑是致使骑行者头部损伤 HIC 值显著增大的主要原因。

4) SUV 应急转向操作过度会致使骑行者头部损伤 HIC 值显著提升, 是非常危险的工况。

## 参考文献:

- [1] 李英帅, 张旭, 王卫杰, 等. 基于随机森林的电动自行车骑行者事故伤害程度影响因素分析 [J]. 交通运输系统工程与信息, 2021, 21(1): 196-200.
- [2] 何庆, 马建菲, 李洋, 等. 基于 122 警情的电动自行车交通事故特征研究 [J]. 交通信息与安全, 2018, 36(5): 132-138.
- [3] MAKI T, JANUSZ K, KOJI M, et al. Comparative analysis of vehicle-bicyclist and pedestrian [J]. Accident Analysis and Prevention, 2003 (35): 927-940.
- [4] DEPREITERE B, van Lierde C, MAENE S, et al. Bicycle-related head injury: a study of 86 cases [J]. Accident Analysis and Prevention, 2004, 36(4): 561-567.
- [5] 张倩. 汽车-载人电动二轮车碰撞中骑乘人头部损伤研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2022.
- [6] 高立. 电动二轮车事故重建及 AEB 介入下骑乘人员损伤分析 [D]. 成都: 西华大学, 2023.
- [7] 张翔, 王丙雨, 杨焱, 等. 货车-两轮车前碰撞事故中骑行者运动学响应及损伤分析 [J]. 汽车工程学报, 2024, 14(02): 294-303.
- [8] 常建娥, 李铁铮, 莫易敏, 等. 基于侧面碰撞工况下 B 柱抗弯性能优化设计 [J]. 武汉理工大学学报 (交通科学与工程版), 2018, 42(2): 176-180.
- [9] 彭云. 基于汽车侧碰简化模型的车身刚度研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2014.
- [10] 于航, 边楠. 汽车前端模块刚度仿真和试验研究 [J]. 上海汽车, 2023(1): 46-50.
- [11] 周自宝, 汪新伟. 基于灵敏度分析的汽车车门模态和刚度优化 [J]. 芜湖职业技术学院学报, 2023, 25(2): 27-31.
- [12] GA/TI133—2014, 基于视频图像的车辆行驶速度技术鉴定 [S].
- [13] 郭磊. 汽车与两轮车碰撞事故的仿真研究及应用 [D]. 上海: 上海交通大学, 2008.
- [14] 阳兆祥. 交通事故力学鉴定教程 [M]. 南宁: 广西科学技术出版社, 2002.

文章编号: 1009-4687(2024)02-0047-10

# 水陆无人两栖车环境感知技术综述

王野, 司璐璐, 陈慧岩, 席军强, 于会龙  
(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

**摘要:** 水陆两栖车无人化对无人作战体系的发展与完备具有重要的战略意义, 环境感知技术是两栖车无人化的关键技术之一. 文中综述了两栖车传感器的应用方案以及两栖车感知技术的分类特点, 并且针对两栖车水上感知及水陆过渡区域分析了环境感知的关键技术, 最后展望了水陆无人两栖车环境感知技术的发展方向.

**关键词:** 水陆两栖车辆; 环境感知; 水上感知技术

**中图分类号:** U469.6+93 **文献标识码:** A

## An Overview of Environmental Perception Technology of Unmanned Amphibious Vehicle

WANG Ye, SI Lulu, CHEN Huiyan, XI Junqiang, YU Hui long  
(School of Machinery and Vehicle, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

**Abstract:** The unmanned operation of amphibious vehicles has important strategic significance for the development and improvement of unmanned combat systems. Environmental perception technology is one of the key technologies for amphibious vehicle autonomy. This paper reviewed the application schemes of amphibious vehicle sensors and the classification characteristics of perception technologies. It analyzed the key technologies of environmental perception for amphibious vehicles in aquatic environments and water-land transition zones. Finally, the development direction of environmental perception technology for unmanned amphibious vehicles was prospected.

**Key words:** amphibious vehicles; environmental perception; water perception technology

海洋的合理开发与应用有着重大战略意义和军事意义, 水陆无人两栖车涉及水陆等多种跨域工况, 具有良好的环境适应性<sup>[1]</sup>, 在军用和民用领域均有广泛应用. 无人两栖车可以在复杂多变的陆地及海洋环境中自主完成环境信息获取与处理, 并针对环境变化完成决策、规划与运动任务. 环境感知技术作为两栖车获取自身周边信息的重要途径, 是无人两栖车核心关键技术之一. 一方面环境感知所获取的信息可以直接输出给决策人员, 为决策人员设计优化决策方案提供辅助信息; 另外, 一方面环境感知技术获取的周围环境信息也可以输出到自主控制与决策模块, 为两栖车的自主航迹规划、避障等功能提供参考信息.

### 1 水陆两栖车环境感知概述

相较于陆地或者水面单一工作环境的无人平台, 水陆无人两栖车环境感知涉及到陆地、水面以及水陆切换识别等多种场景, 工作环境复杂. 由于海洋环境时效性、随机动态性强, 层次复杂<sup>[2]</sup>, 以及水上环境感知存在海界线和波浪等特征难以提取等特点, 并且考虑到两栖车相较于船舶体积更小, 在航行时受风浪洋流的扰动更为剧烈, 表现为水陆无人两栖车系统具有更强的非线性. 因此, 水陆无人两栖车对环境的全面、精确感知成为实现其

完全自主航行的最大挑战之一。而两栖车辆感知系统可根据内外感知的区别分为状态感知和环境感知，进一步地，未来描述两栖车辆的感知系统，将真实环境进行逻辑拆解和表述，可将两栖环境中两栖车自车感知与环境感知关键要素分为九个类别，分别是位置感知、姿态感知、定位导航、电子海

图、航行标志、海况等级、岸线形状、交互目标、静态障碍，如图 1 所示。近年来，随着多源数据融合技术及深度学习等算法的提出，水陆无人两栖车环境感知系统也逐步得到完善。本文针对以上问题的相关研究进行了综述。

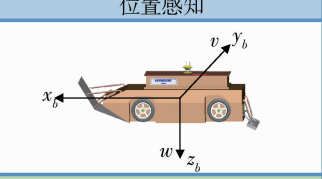
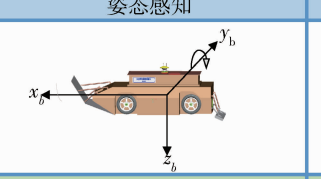

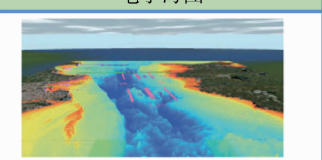
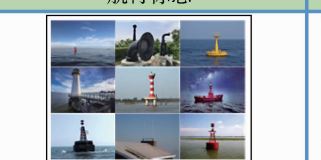




两 栖 车 辆 环 境 感 知	状态感知	位置感知	姿态感知	定位导航
		电子海图	航行标志	海况等级
		岸线形状	交互目标	静态障碍
	环境感知			
				
				

图 1 两栖车辆环境感知关键要素

## 2 两栖车辆感知技术方案

两栖车辆的感知技术方案包括根据应用场景选择的传感器方案和根据对象特征的分类感知技术方案。

### 2.1 两栖车传感器应用方案

针对不同传感器的使用场景范围，两栖车传感器应用方案可以分为水陆通用、跨域工况和水上专用传感器。以下针对水上和陆上的应用场景分析传感器的应用方案。

面向水上场景的应用，现有的研究多数基于信息融合的方法，采用了激光雷达和相机数据结合的环境识别解决方案。相机与激光雷达信息融合的方案可以利用可见光图像中的目标和背景信息及雷达点云中的三维深度信息。但是这两种传感器受恶劣环境影响都较大，在雾霾、雨雾等海况下可能会失去检测功能，且有应用距离限制。因此，可以结合环境适应性强的毫米波雷达，改善在光照不足、雨

雾等不同环境下的传感器融合方案的环境识别能力，更具准确性和可靠性<sup>[3]</sup>。

与水面相比，面向陆上的传感器应用场景和相关研究要丰富得多，常见的有视觉传感器、毫米波雷达、激光雷达和超声波雷达<sup>[4]</sup>，针对越野环境，一些平台上还会布置红外传感器等，来适应扬尘环境<sup>[5]</sup>。

激光雷达和相机在面向水陆不同场景的适应力好，在陆地和水面都具有一定的环境信息获取能力。以相机为代表的视觉传感器应用范围广，技术成熟且研究较为深入，在此基础上的机器视觉和计算机视觉具有丰富的特征点信息。面对两栖车的水面及水下应用场景，声呐等水下传感器可以弥补视觉在水面及水下的不足，提高系统的可靠性<sup>[6]</sup>。相机加声呐的感知方案也是在保证可靠性的同时适应两栖障碍物检测的传感器组合<sup>[7]</sup>。除此之外，一些接触性感知传感器可以用于出入水等跨域工况识别，如水浸传感器等可通过接触式的方法监测两栖车辆是否入水<sup>[8]</sup>。水陆无人两栖车辆传感器布置方案如图 2 所示。

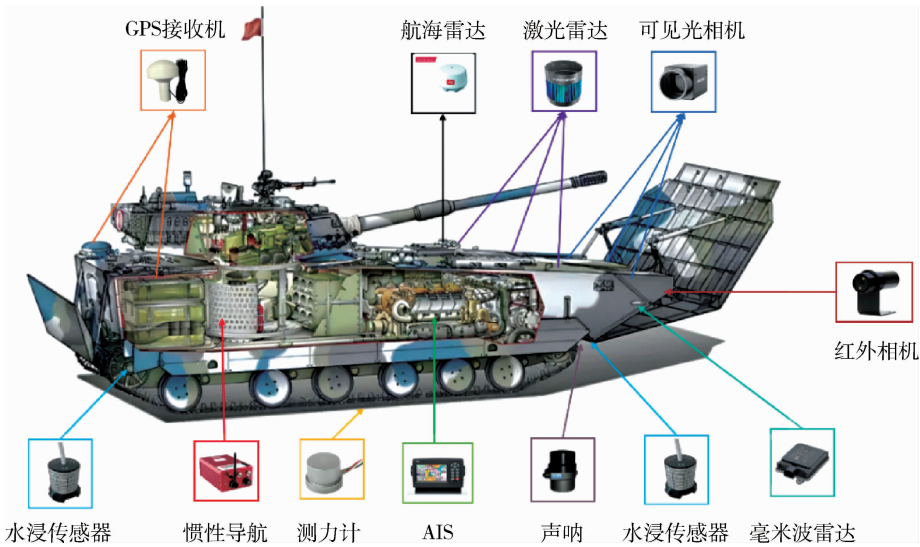


图2 水两栖平台传感器布置方案

单一的传感器方案无法满足两栖车对环境感知的需求，各传感器的应用场景、使用范围及优缺点如表1所示。多模态传感信息融合技术综合利用各

传感器的输出特征，使它们的优缺点互补，为水陆两栖无人平台提供可靠性好、准确率高的信息，是无人两栖车环境感知技术发展的重要方向<sup>[9]</sup>。

表1 两栖车辆环境感知传感器对比

传感器	应用场景	优点	缺点	使用范围	
激光雷达	水面短距离目标检测	分辨率高、精度高、能够获取三维信息	成本高、受天气和大气影响大、抗干扰能力弱	0 ~ 150 m	
雷达	毫米波雷达	抗环境干扰能力强、成本低、体积小	分辨率低、无法识别颜色和纹理、对金属敏感	15 ~ 200 m	
航海固态雷达	水面远距离目标检测	远距检测、精度高、无机械运动部件、可靠性高、功耗低	近距离检测受限、易受海面波浪影响、分辨率受波束及频次限制	1 ~ 50 km	
可见光相机	水面目标检测	彩色图像，高分辨率，人眼直观，提供深度信息	计算量巨大、只能识别少数检测目标、难以精确获取目标距离	0 ~ 500 m	
相机	红外相机	有效应对特殊环境（夜晚、海雾）	噪声大、对比度低、非均匀性大、空间分辨率低	0 ~ 3 000 m	
事件相机	水面目标检测	高动态范围、高时间分辨率、低延时、低功耗	噪声大、特征点难以提取、只能感知运动物体	0 ~ 50 m	
前视声呐	水下障碍物检测	高分辨率、高精确性	视角范围受限、受水声环境影响大	1 ~ 200 m	
声呐	侧扫声呐	海底成像和水下目标识别	扫描范围大、效率高	分辨率低、受载体运动影响大	5 ~ 5 000 m
多波束声呐	海底地形测量、海底沉积物探测、海底构造分析	分辨率高、精度高、能够获取水深数据和三维信息	成本高、技术复杂、受水声环境影响大	1 ~ 100 m	
接触式传感器	水浸传感器	出入水检测	响应快、可靠性高	易受波浪、激波等影响	接触式
接触式传感器	压触式测力计	出入水检测	实时性好	受车辆振荡及地形影响	接触式

## 2.2 两栖车感知技术分类及特点

两栖车感知系统可以分为自车状态感知和外界环境感知。外界环境感知又分为雷达系统、视觉系统和声呐系统，下面将分别论述它们的特点。

### 2.2.1 状态感知

水陆无人两栖车在水面行驶时，速度及位姿信息的获取对准确控制两栖车的运动尤为重要。无人机动平台的状态估计主要是融合多种传感器（惯导、GPS、罗盘、多普勒测速仪等）信息的外部输入，估计两栖车内部状态，包括里程，速度等运动学数据和横、纵倾角，升沉幅度等姿态信息。状态感知系统组合定位主要分为以下几类：基于多普勒测速仪（DVL）和惯性导航系统的 DR（Dead-Reckoning）组合导航<sup>[10]</sup>、基于视觉的状态感知<sup>[11]</sup>、基于声学定位系统（APS）和惯性导航系统（INS）的组合导航系统<sup>[12]</sup>、基于全球定位系统（GNSS）和惯性导航系统（INS）的组合导航系统<sup>[13]</sup>、基于地球物理导航（地形匹配导航、地磁匹配导航、重力匹配导航）和惯性导航系统（INS）的组合导航系统<sup>[14]</sup>。

在海面空旷环境下行驶时，精准位置信息的获取可以仅靠 GNSS<sup>[15]</sup>。然而冰山、桥梁等障碍物的遮挡以及内陆湖泊等较为狭小的地方，GNSS 信号变弱或者不稳定，就需要与惯导等其他传感器进行组合定位。GPS/IMU 融合的定位导航方式是最常见的基于滤波理论的本体状态感知算法，如 Gu 等人基于松耦合的 GPS/IMU 系统，使用两个非线性观测器降低噪声对状态估计的影响<sup>[16]</sup>；王国庆针对 MEMS-IMU 的 INS/GNSS 紧耦合组合导航系统的强非线性问题，提出一种基于贝叶斯估计理论的改进混合粒子滤波算法框架<sup>[17]</sup>。基于视觉和激光的同时建立地图与定位（SLAM）技术也可以在 GPS 信号丢失或者不稳定的情况下重建地图，获得精准的定位信息。基于 SLAM 的感知技术准确性高、无先验知识、可融合多传感器、在光线较差环境工作、能够生成便于导航的环境地图等优势，成为目前定位方案中不可或缺的新技术<sup>[18]</sup>。

虽然基于滤波和图优化的状态感知方法逐渐在无人两栖车的环境感知技术中得到应用，但是一方面 GPS/IMU 的融合定位方式受 GPS 信号、IMU 误差漂移等影响，且存在数据处理耗时，多传感器观测信息耦合冗余等问题；另一方面基于特征点检测的 SLAM 的技术在特征点很少的开放水域环境效果

较差，且相机和激光雷达会受到水面及反射光等的严重影响。针对上述问题，研究轻量级鲁棒性好的自适应感知融合算法，实现多个传感器之间的有效耦合，在精度、鲁棒性和有限资源之间取得平衡，解决传感器失配问题，以实现更可靠的状态感知是一个重要的研究方向。

### 2.2.2 环境感知

两栖车辆的环境感知包括对动静目标及水界线等边界线的检测，旨在为决策控制系统提供外界环境信息，基于环境信息完成路径规划、运动控制等任务。两栖车辆常见的环境感知技术有基于雷达的系统，基于视觉的系统 and 基于声呐的系统。

激光雷达可获取环境空间的三维尺寸信息，通过向目标发射光线并且分析反射光来完成距离的测量。基于雷达的方法有李小毛等提出面向水面场景的基于 3D 激光雷达的障碍物监测方法<sup>[19]</sup>；Bandyopadhyay 等提出的一种适用于港口环境的基于二维激光雷达的在线导航方案<sup>[20]</sup>。水面航行器常用的固态雷达主要适用于远距离的测量领域<sup>[21]</sup>，虽然测量精度高，但是其检测能力易受波浪的影响，且在近距离内存在盲区。Onunka 等人分析了调频连续波固态雷达的扫频、功率和波形频率等因素在目标跟踪中性能的影响<sup>[22]</sup>。通过与激光雷达相结合可以消除彼此存在的感知盲区，可以提高环境感知的能力，符合两栖车对周围航行环境感知的需求。

视觉感知系统包含的特征点信息比较丰富，可以通过计算机技术提取颜色、边缘、角点和关键点等信息，从而提供周围环境中的三维信息，包括单目相机、双目相机、事件相机、红外相机等。水陆无人两栖车具有体积小、高动态性、变化性的特点以及海上环境复杂，应用于两栖车的视觉系统随车体振荡会产生图像模糊，海洋光照的变化及海面散射对都会对视觉感知系统动态目标识别造成影响。近年来，针对上述问题，国内外学者已有一些研究：刘秀峰对不同 RGB 颜色空间进行图像分割，分析水岸图像在不同颜色空间下的分割差异，减少了水岸图像由于环境光照不均匀和图像传感器本身的硬件原因产生的各种噪声<sup>[23]</sup>；李伯伊提出了一种轻量级去雾预处理网络方法，减少雾天时传感器的累积误差<sup>[24]</sup>；王斌分别针对常见海上环境、强雾环境以及逆光环境提出了不同的红外目标检测算法，实验表明这些算法满足复杂海况下对不同海面

目标的准确检测能力<sup>[25]</sup>。

声呐主要用于检测水下障碍物及重建水底地形,对水下目标有高的分辨率和精确性。应用声呐的研究有:Heidarsson等人基于前置声呐对水下和水面环境进行感知,并针对港口场景,利用声呐信息成功进行自主导航和避障<sup>[26]</sup>。文献[27]提出一种基于初始匹配点之间的欧氏距离与连接线的倾角,去除不匹配的特征点对的声纳图像拼接技术,经过去噪、特征提取、初始匹配、拼接和优化有效地解决了声纳图像视角受限的问题。

由于相机、雷达、声呐的视场角存在较大差异,无人两栖车所获取的外感知数据常常是以全局点云、局部图像、障碍物回波等多模态信息存在的。依赖单视角传感器的感知系统往往根据选择的传感器种类在某些方面具有局限性,而多传感器获取的信息则存在数据冗余、不一致、不完整、不准确等问题。因此,需要采用有效的数据融合和处理方法,解决信息的时空对齐、权重分配、冲突消解、误差补偿等问题,以提取有用的信息,降低噪声和干扰的影响,增强感知的可靠性和稳定性。更进一步地,依赖多传感器数据融合算法的目标检测通常是以点云和图像等信息同时存在为前提,因此只能应用于相机、雷达和声呐等传感器的视场重叠区域内,而对于视场外只存在单传感器信息区域或部分传感器信息丢失的区域,该类融合检测算法的检测精度通常较低。然而,在实际应用中,目标可能存在于任何方向,这就导致现有的数据融合检测算法,实车兼容性差。水面和水下目标的特征和行为可能非常复杂和多变,存在目标的运动、遮挡、变形、分类等问题,需要采用先进的图像处理、模式识别、机器学习等方法,提高目标的检测和识别的准确率和实时性,同时考虑兼容单传感器的感知算法,减少感知系统对某类传感器信息的依赖,以实现目标的全方位鲁棒的感知和理解,这是两栖车辆环境感知技术未来的一个重要的研究方向。

### 3 两栖车感知关键技术

两栖车辆感知技术可以根据两栖车辆的行驶场景分为水上环境感知、陆上环境感知和水陆过渡区域环境感知三类。由于两栖车辆的陆上环境感知技术与常见的陆上无人平台具有较多的相似之处,本文主要分析水上感知技术和水陆过渡区域感知

技术。

#### 3.1 水上感知关键技术

水面环境是水面对象、现象及过程的集合,是无人感知的对象和活动场景。水面环境相比于陆地环境和高空环境,对于水上航行器具有更多的干扰类型、更杂乱的尺度和更快的变化,表现出高动态性、高不确定性和高复杂性等突出特征。近海海域中存在着浅滩、暗礁、沉船、渔具、桥墩、导助航设施等各种障碍物,港口附近还聚集着众多船舶,海洋中的涌浪、紊流、潮流等现象和过程也十分复杂,另外,海面风场、波浪、海流等环境要素还会影响水面上运动障碍物和两栖车辆本身的运动,使其具有很强的随机性。上述特征具体表现为水下地形复杂、水文条件复杂、海面目标复杂三个方面<sup>[28]</sup>。

复杂特殊的水面环境对环境感知的效果造成了严重的干扰,给两栖车辆的航行带来了负面影响。目前主要问题可列为以下几个方面:一是两栖车的水面运动导致的车体摇荡会造成车载图像设备产生剧烈晃动,使采集到的图像出现大幅的抖动<sup>[29]</sup>;二是恶劣天气造成的图像退化,如海雾中大气粒子的散射作用会造成视觉系统采集的图像降质和模糊,雨线干扰造成成像模糊、对比度降低、背景细节丢失严重,随机多变的雪花遮盖严重影响感知系统对背景环境的理解<sup>[30]</sup>;三是两栖车传感器采集到的图像中,大面积的水面和天空等无用信息占据了大部分的内容,造成近岸图像有用信息比例低<sup>[31]</sup>;四是水面反射点少、扫描回波稳定性差、载体平面起伏大、目标水下部分回波导致水面点云质量较差<sup>[32]</sup>。水上特殊环境对感知的影响见图3。这些水面环境复杂因素对智能无人车辆的目标检测、识别和追踪造成了很大的挑战。

##### 3.1.1 图像预处理

目标检测作为环境感知的重要一环,其输出结果是两栖车进行决策、规划和控制时的重要依据,而目标检测效果的好坏很大程度上取决于其输入的海量图像数据资源。对无人两栖车采集的图像进行预处理,能有效提升图像质量,提炼图像中的有用信息,这方面的研究有华中科技大学的胡芳禹针对水面颠簸造成的图像序列晃动,提出了一种基于多元灰度投影的电子稳像方法<sup>[33]</sup>;哈尔滨工程大学文杰提出了一种基于引导滤波的雾气遮罩理论视频海雾去除方法<sup>[34]</sup>;天津大学的杨爱萍提出了一

种基于自适应感知金字塔网络的单幅图像去雨方法,能够在有效去除密集雨纹的同时对细节进行修正,显著改善去雨图像的视觉质量<sup>[35]</sup>. Tao 等提出

具有卷积长短期记忆的三维残差网络,可以利用上下文信息和三维场景结构信息来有效地检测低频图像中不同尺寸的雪花并恢复原来清晰的背景<sup>[36]</sup>.



图3 水面感知图像

图像处理技术是两栖车辆环境感知技术的重要组成部分,面对动态的水上水下目标、复杂的水上环境以及在图像采集、传输、存储过程中的图像退化问题,通过信息融合、图像增强、图像复原等技术,实现目标检测以及对环境的理解.图像处理技术的发展方向是基于深度学习的智能图像处理技术,实现对图像的高效处理和理解.基于深度学习的智能图像处理技术可以分为两类:一类是基于物理模型的图像复原技术,它可以利用深度学习来估计图像的退化函数模型和参数,从而实现对图像的恢复和增强<sup>[37]</sup>;另一类是基于数据驱动的图像分析技术,它通过生成对抗网络学习目标特征和属性,从而提高端到端目标识别的准确性和鲁棒性<sup>[38]</sup>.

### 3.1.2 海况识别

随着数字图像处理技术和计算机视觉的发展,通过对波浪的视觉观测成为海况识别技术的主要方法之一.随着海况的不同,风浪、涌浪、潮等特征在视频序列中表现为纹理、颜色变化规律的不同<sup>[39]</sup>.由于波浪图像的纹理呈现出一定的周期性,因此可以通过对图像进行频谱分析来提取纹理特征.除了傅里叶变化提取特征外,还有很多国内外学者对海况的识别与分类进行了研究:张雪琳等提出一个能及时有效地识别当前海况的 MAKER 模型<sup>[40]</sup>;上交大的王庄提出了基于聚类和分类算法的海况识别方法<sup>[41]</sup>;新加坡国立大学的涂方文等提出一种基于多层分类器的海况识别方法,该分类

器由自适应神经模糊推理系统 (ANFIS)、随机森林 (RF) 和粒子群优化 (PSO) 的组合,可以实时快速对海况进行分类<sup>[42]</sup>.

海况的复杂性和多样性,导致海况识别的难度和不确定性增加.而两栖车辆的规划控制系统要求海况识别算法能够快速地对海浪的特征进行分析聚类,保证海况识别的实时性和准确性,且针对不同海域和海况,能够自适应地调整海况识别的参数和策略,一定程度上适应海况的变化和不确定性.除了基于视觉观测的海况识别,还可以通过基于声学 and 雷达的海况识别技术<sup>[43]</sup>,采用频谱分析、模式识别等方法,综合利用多源数据的优势和互补性,提高海况识别的准确性和鲁棒性.海况识别技术的一个发展方向是实现海况识别技术的自动化和智能化,通过深度神经网络或强化学习的方法对海况进行识别和分类,提取波浪频谱和图像的特征,建立自适应的波浪谱模型,结合海洋动力学模型的数据同化和数值求解,从而预测海况的演化过程<sup>[44-45]</sup>.

### 3.1.3 弱小目标识别

在两栖车的实际运行环境中,存在大量尺寸较小、特征较弱的目标.诸如海面漂浮的浮木、水草、漂流垃圾等目标在 30 米距离以外通常成像大小为  $10 \times 10$  像素以下,这对两栖车辆的目标识别带来相当大的挑战<sup>[46]</sup>.弱小目标识别技术的研究主要涉及目标特征提取和目标检测识别算法,具体体现在从原始感知数据中对弱小目标形状、纹理、运动状态等特征的提取以及对提取的特征进行聚类

分析。目前,弱小目标识别技术的研究主要采用两种途径:一是传统的图像和信号处理的方法,二是基于深度学习的方法。

基于图优化和信号处理的方法,通过对原始信号进行预处理、增强、分割、特征提取等操作,然后利用聚类器等工具,对目标进行检测和识别。这类方法虽然原理清晰,计算量相对较小,但是对于目标特征的提取依赖于先验知识和人工干预,对于复杂的水上背景和低信噪比的情况,鲁棒性不足,识别率较低。例如,张代华等人设计的虚警识别耦合空-频域显著性映射的红外弱小目标检测算法,就是一种基于传统的图像处理方法的弱小目标识别技术,该算法通过在空域和频域分别进行显著性映射,然后将两个显著图进行融合,再利用虚警识别机制,对目标进行检测。该算法在一定程度上提高了目标检测的准确度,但是对于背景复杂或目标模糊的情况,仍然存在误检和漏检的问题<sup>[47]</sup>。

基于深度学习的方法能够自动学习目标特征,具有较强的鲁棒性和泛化能力。但是,这类方法的缺点是需要大量的标注数据,计算量相对较大,训练时间较长,难以实现实时处理。例如,杨文涛等人提出的一种改进型 YOLOv5 m 网络的多目标识别检测方法,就是一种基于深度学习的方法,该方法在原有的 YOLOv5 网络的基础上,增加了注意力机制和空间金字塔池化层,以提升对所占像素个数小于  $10 \times 10$  的弱小目标的识别能力。该方法在一定程度上提高了目标识别的精度,但是需要大量的训练数据,且对于目标的尺寸和形状变化较敏感,难以适应复杂的水上环境<sup>[48]</sup>。

针对上述弱小目标识别技术的现有研究的不足和面临的挑战,可以通过结合多种特征提取器,利用特征融合或特征选择的方法,对目标进行多级或多模态的检测和识别,以提高其精度和鲁棒性。而基于深度学习的方法,则可以利用无监督或半监督的学习方法,减少对标注数据的依赖,利用数据增强或生成对抗网络等技术,扩充数据集的规模和多样性;利用轻量化或剪枝的网络结构,降低网络的复杂度和参数量,利用分布式或并行的计算框架,加速网络的训练和推理;利用多尺度或多任务的网络设计,提高网络的泛化能力和适应性;利用注意力或自适应的机制,增强网络的特征提取和目标检测能力。

### 3.2 水陆过渡感知关键技术

行驶在水陆边界处的无人两栖车主要面临两种

场景:由陆地驶入水中和由水上驶向陆地。借助于多种传感器进行环境感知,可实时获取车辆状态和外界环境信息,从而为车辆运动规划提供依据。

#### 3.2.1 水界线检测

水面采集的图像可以分为天空区域、海天线区域、海面区域、水岸线区域和岸边区域,如图4所示。水岸线的检测为无人两栖车水陆过渡控制策略提供感知信息,水岸线和可通行区域的检测可以帮助两栖车规划出一条无碰撞的航线。海天线划分了有用目标区域和无用目标区域,同时海天界线附近通常是一些小目标出现的区域。海天界线检测技术主要有:基于 Hough 变换的海天界线检测技术、基于梯度的海天界线检测技术和基于区域划分的海天界线检测技术<sup>[49]</sup>。

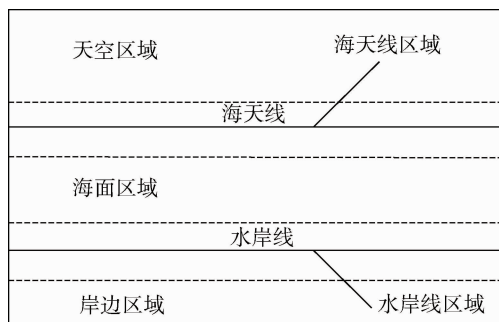


图4 水界线

待检测目标通常位于海天线与水岸线之间,检测出水岸及海天线,不仅为两栖车陆-水及水-陆控制策略等转换提供信息输入,还将目标检测范围缩小,将缩短目标识别时间,提升效率。利用水界线检测还可以实时矫正摄像机姿态,提高目标检测效果<sup>[50]</sup>。针对水界线检测的研究有:LiuJingyi等提出了一种基于空间约束混合模型的用于海洋环境中的实时障碍物检测语义分割算法<sup>[51]</sup>;Borja Bovcon等通过水障碍分离和细化网络,提高了边缘分割和整体障碍物检测的效果<sup>[52]</sup>。刘春等提出了一种基于混合 Wishart 分布的极化合成孔径雷达(synthetic aperture radar, SAR)图像海岸线检测方法<sup>[53]</sup>。L. Steccanella等对水岸区域进行像素化分割,以此分析掩码并推断水界线的位置<sup>[49]</sup>。

目前,受天气变化、水面波动等环境因素及传感器数据限制,水界线检测算法难以适应多变的水陆过渡环境,缺乏通用可泛化的边界检测算法。且关于水界线的研究中,不同的方法对水界线的划分和识别存在差异,难以进行有效的比较和评估。因

此,水界线检测技术的发展方向有基于主动探测的水界线检测方法,利用水上无人装备的自主移动和探测能力,主动调整检测的角度和距离,提高水界线检测的智能化和自主化;基于深度学习的水界线检测方法,利用深度神经网络的强大的特征提取和表达能力,自动学习水界线的特征和规律;发展基于多传感器的数据融合和优化方法,制定水界线的统一标准,提高水界线识别技术的研究水平。

### 3.2.2 接触性感知

接触性感知通常用于两栖车出入水检测,该场景下需要实时感知两栖车吃水深度和地面支撑力,传感器方案为水浸传感器和压触测力计,如图5所示。在两栖车辆的前端和尾部的水线稍下各布置一个水浸传感器,在两栖车辆运行于水陆切换状态时,根据前后两个水浸传感器判断两栖车辆是否处于浮渡状态<sup>[54]</sup>。压触式测力计则用于测量两栖车辆接地行走机构受力大小,两栖车辆在浅滩或近岸行驶时处于浮力与地面支撑力共同作用的状态,压触式测力计可用于辅助判断两栖车辆的浮渡状态。

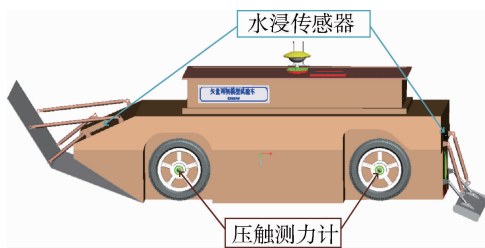


图5 接触性感知传感器方案

虽然接触性感知技术的传感器方案还存在一定的局限性,如水浸传感器受水流速度和水质影响,压触测力计受地面材质和形状影响,都会导致传感器的输出信号存在误差和干扰。但是接触性感知技术还在不断地进行优化和改进,如提高传感器的精度和稳定性,增加传感器的种类和数量,采用多传感器融合的方法,针对不同场景的算法优化及自适应等,进一步提高接触性感知的效率和准确性,为两栖车辆的水陆切换策略提供决策参考信息。

## 4 总结与展望

环境感知技术是水陆两栖车无人化、智能化的关键。本文分析了不同场景下无人两栖车感知系统

面临的挑战,结合环境感知的技术方案,对无人两栖车环境感知技术发展做出如下展望。

### (1) 多模态传感信息融合技术

由于无人两栖车工作环境复杂,单一类型的传感器因视野范围、适用环境难免会有局限性,构建实时、多源数据的感知系统为水陆无人两栖车环境感知技术提供可靠、有效的信息是感知技术的发展趋势之一。但当前研究仍存在许多研究难题,包括融合算法对不同场景不同传感器的兼容性,多源数据的异构性、不确定性和冗余性,需要进一步的研究和创新,以期达到更高的感知水平和更好的应用效果。

### (2) 增加可利用的视觉信息

由于水面的反射、折射、波动等因素,雨、雪、浓雾、大风等恶劣天气的影响,以及两栖车辆水上的非线性运动,两栖车感知系统获得的视觉图像信息存在丢失或损坏、模糊等问题。可以通过对水面图像的增强复原研究,增加可利用的视觉信息。利用水面图像中的线特征、颜色等特征,根据外界环境自适应对图像进行复原,保留图像的关键信息,可以提高水面图像的质量,消除或减少环境的干扰,从而提高两栖车辆的环境感知能力。目前,已经有一些研究者对水面图像的增强复原技术进行了探索,如基于深度学习的方法,基于图像融合的方法,基于图像分割的方法等。这些方法都取得了一定的效果,但是仍然存在一些不足,如计算复杂度高,实时性差,泛化能力弱等。未来的研究重点是算法的轻量化,提高鲁棒性,自适应不同的水面环境等方向。

### (3) 适用于两栖场景感知算法中的人工智能技术

与稳定性好,可靠性高的传统感知算法相比,两栖感知算法起步较晚,环境感知能力亟待提高。因此,有以下几个研究方向可以提高两栖车辆的感知性能和智能化水平:利用深度学习、图神经网络等,来实现多模态信息的融合和处理,以及传感器的自适应调节和切换等;利用强化学习等方法进行图像分割、目标跟踪、行为识别、轨迹预测等,对场景的语义和动态进行理解和预测,以便为车辆的决策和控制提供依据;利用迁移学习、元学习、联邦学习、在线学习等,不断地更新和优化自身的模型和参数,来实现两栖车辆面对不同环境时感知系统的跨域迁移和自适应学习。

## 参考文献:

- [1] SUN C L, XU X J, WANG W H, et al. Influence on stern flaps in resistance performance of a caterpillar track amphibious vehicle [J]. *IEEE Access*, 2020, 8: 123828-123840.
- [2] 于 宇, 黄孝鹏, 崔威威, 等. 国外海洋环境观测系统和技术发展趋势 [J]. *舰船科学技术*, 2017, 39(12): 179-183.
- [3] LI Y, DENG J J, ZHANG Y M, et al. A close look at the integration of LiDAR, millimeter-wave radar, and camera for accurate 3D object detection and tracking [J]. *IEEE Robotics and Automation Letters*, 2022, 7(4): 1-8.
- [4] CHUAN J S, YAN R, SHENG H T, et al. Hydraulic directional valve fault diagnosis using a weighted adaptive fusion of multi-dimensional features of a multi-sensor [J]. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2022, 23(4): 257-271.
- [5] CORTÉS F, GONZÁLEZ A, LLOPIS A, et al. Spectral integrated infrared filter for the martian airborne dust sensor of the metNet space mission [J]. *Nanoscience and Nanotechnology Letters*, 2013, 5(1): 63-66.
- [6] XIANG C, LU R, CHANGYIN S. Research on obstacle detection and avoidance of autonomous underwater vehicle based on forward-looking sonar [J]. *IEEE transactions on neural networks and learning systems*, 2023, 34(11): 9198-9208.
- [7] BRAHIM N, GUERLOT D, DANIEL S, et al. 3D reconstruction of underwater scenes using DIDSON acoustic sonar image sequences through evolutionary algorithms [J]. *Oceans*, 2011: 1-6.
- [8] 姚 旗, 杨 洋, 张斗南. 基于传感器的两栖机器人环境感知系统研究 [J]. *机电工程*, 2008(2): 1-5.
- [9] 陈慧岩, 张 玉. 军用地面无人机动平台技术发展综述 [J]. *兵工学报*, 2014, 35(10): 1696-1706.
- [10] 李 亮. SINS/DVL组合导航技术研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2009.
- [11] 李宇波, 朱效洲, 卢惠民, 等. 视觉里程计技术综述 [J]. *计算机应用研究*, 2012, 29(08): 2801-2805.
- [12] ZHOU L, ZHU Y. Hybrid Tightly-coupled SINS/LBL for Underwater Navigation System [J]. *IEEE Access*, 2021(99): 1.
- [13] 陈 坡. GNSS/INS 深组合导航理论与方法研究 [D]. 郑州: 解放军信息工程大学, 2013.
- [14] 穆 华, 吴志添, 吴美平. 水下地磁/惯性组合导航试验分析 [J]. *中国惯性技术学报*, 2013, 21(3): 386-391.
- [15] SILVER D, STENTZ A, MONTE C. Localization and registration to prior data for outdoor navigation [C] // 2011 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, USA: IEEE, 2011.
- [16] GU N, PENG Z H, WANG D, et al. Nonlinear observer design for a robotic un-manned surface vehicle with experiment results [J]. *Applied Ocean Research*, 2020, 95(0): 102028.
- [17] 王国庆. 基于 MEMS-IMU 的 USV 导航系统非线性滤波方法研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018.
- [18] 危双丰, 庞 帆, 刘振彬, 等. 基于激光雷达的同时定位与地图构建方法综述 [J]. *计算机应用研究*, 2020, 37(2): 327-332.
- [19] 李小毛, 张 鑫, 王文涛, 等. 基于 3D 激光雷达的无人水面艇海上目标检测 [J]. *上海大学学报 (自然科学版)*, 2017, 23(1): 27-36.
- [20] BANDYOPHADYAY T, SARCIONE L, HOVER F S. A simple reactive obstacle avoidance algorithm and its application in singapore harbor [J]. *Springer Tracts in Advanced Robotics*, 2010(62): 455-465.
- [21] ZHUANG J, ZHANG L, ZHAO S, et al. Radar-based collision avoidance for unmanned surface vehicles [J]. *China Ocean Engineering*, 2016, 30(6): 867-883.
- [22] ONUNKA C, NNADOZIE R C. Modelling the performance of USV manoeuvring and target tracking: an approach using frequency modulated continuous wave radar rotary system [J]. *Springer Plus*, 2013, 2(1): 184.
- [23] 刘秀峰. 基于机器视觉的无人艇近岸环境感知方法研究 [D]. 绵阳: 西南科技大学, 2020.
- [24] SUAREZ P L, SAPP A D, VINTIMILLA B X. Cross-Spectral image dehaze through a dense stacked conditional GAN based approach [C] // International Conference on Signal-Image Technology and Internet-Based Systems, Las Palmas de Gran Canaria: IEEE, 2018.
- [25] 王 斌. 海面目标红外检测方法研究 [D]. 大连: 大连海事大学, 2018.
- [26] HEIDARSSON H K, SUKHATME G S. Obstacle detection and avoidance for an autonomous surface vehicle using a profiling sonar [C] // 2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Shanghai, China: IEEE, 2011.
- [27] TANG Z J, MA G Q, LU J Q, et al. Sonar image

- mosaic based on a new feature matching method [J]. IET Image Processing, 2020, 14(10): 2149-2155.
- [28] BECKER K M. High-resolution modal mapping in a complex shallow-water environment [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1999, 105(2): 1310.
- [29] THORPE S A, CENTURIONI L R. On the use of the method of images to investigate nearshore dynamical processes [J]. Journal of Marine Research, 2000, 58(5): 779-788.
- [30] SALZANO R, SALVATORI R, VALT M, et al. Automated classification of terrestrial images: The contribution to the remote sensing of snow cover [J]. Geosciences, 2019, 9(2): 97.
- [31] SÁEZ J F, CATALÁN P A, CARLOS V. Wave-by-wave nearshore wave breaking identification using U-Net [J]. Coastal Engineering, 2021, 170: 104021.1-104021.11.
- [32] 齐先智. 基于激光雷达的无人艇水面目标检测与识别方法研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2020.
- [33] 胡芳禹. 面向无人艇视觉任务的近岸图像处理方法研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2020.
- [34] 文杰. 海雾下无人艇视觉系统视频图像增强技术研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2015.
- [35] 杨爱萍, 王朝臣, 王建, 等. 基于自适应感知金字塔网络的图像去雨 [J]. 东北大学学报(自然科学版), 2022, 43(4): 470-479.
- [36] YAN T, DING Y, ZHANG F, et al. Snow removal from light field images [J]. IEEE Access, 2019, 7: 164203-164215.
- [37] 喻俊志, 孔诗涵, 孟岩. 水下视觉环境感知方法与技术 [J]. 机器人, 2022, 44(2): 224-235.
- [38] 严浙平, 曲思瑜, 邢文. 水下图像增强方法研究综述 [J]. 智能系统学报, 2022, 17(5): 860-873.
- [39] 郑宗生, 郝剑波, 黄冬梅, 等. 基于深度学习的近岸海浪等级视频监测 [J]. 海洋环境科学, 2017, 36(6): 934-940.
- [40] ZHANG X, XU X, XU X, et al. Intelligent sea states identification based on maximum likelihood evidential reasoning rule [J]. Entropy, 2020, 22(7): 770.
- [41] 王壮, 王凯, 黄连忠, 等. 海况识别下的船舶航速动态优化方法 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2022, 43(4): 488-494.
- [42] TU F W, GE S S, CHOO Y S, et al. Sea state identification based on vessel motion response learning via multi-layer classifiers [J]. Ocean engineering, 2018, 147(0): 318-332.
- [43] 沈妍琰, 黄兴友, 黄书荣, 等. 基于贝叶斯分类器的多普勒天气雷达海浪回波识别和效果检验 [J]. 海洋科学, 2020, 44(6): 83-90.
- [44] 郝剑波. 基于深度学习的近岸海浪等级分类研究 [D]. 上海: 上海海洋大学, 2018.
- [45] 刘腾腾, 曹川川, 韩勇, 等. 基于深度学习的海浪 SAR 图像分类 [J]. 中国海洋大学学报(自然科学版), 2021, 51(8): 88-95.
- [46] FAN L W, SHEN H, XIE F Y, et al. DC-tCNN: A Deep Model for EEG-based Detection of Dim Targets [J]. IEEE transactions on neural systems and rehabilitation engineering, 2022, 30: 1727-1736.
- [47] 张代华. 基于虚警识别与空-频域显著性映射的红外弱小目标检测算法 [J]. 科学技术与工程, 2019, 19(27): 258-265.
- [48] 杨文涛, 张维光. 基于改进 YOLOv5 的弱小目标识别方法 [J]. 计算机测量与控制, 2022, 30(12): 218-223.
- [49] STECCANELLA L, BLOISI D D, CASTELLINI A, et al. Waterline and obstacle detection in images from low-cost autonomous boats for environmental monitoring [J]. Robotics and Autonomous Systems, 2020, 124.
- [50] 冯天伟, 刘金清, 肖金超, 等. 海天线检测方法研究综述 [J]. 激光与光电子学进展, 2020, 57(16): 22-36.
- [51] LIU J Y, LI H Y, LUO J. Efficient obstacle detection based on prior estimation network and spatially constrained mixture model for unmanned surface vehicles [J]. Journal of Field Robotics, 2020, 38(2): 212-228.
- [52] BORJA B, MATEJ K. A water-obstacle separation and refinement network for unmanned surface vehicles [C] //2020 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), Paris, France: IEEE, 2020.
- [53] 刘春, 包君梁, 杨健, 等. 基于混合 Wishart 分布 MRF 分割的极化 SAR 图像海岸线检测 [J]. 系统工程与电子技术, 2020, 42(3): 568-574.
- [54] 姚旗, 杨洋, 张斗南. 基于传感器的两栖机器人环境感知系统研究 [J]. 机电工程, 2008(2): 1-4.

文章编号: 1009-4687(2024)02-0057-07

# 国内外可载人陆空两栖平台发展趋势研究

阮新建, 康忠, 王美靖, 张孟杰, 杨志勇

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

**摘要:** 调研了国内外可载人陆空两栖平台产品现状, 对现有可载人陆空平台的技术特点、结构原理、性能参数进行了说明。提炼了可载人陆空平台的关键技术特征, 并做了分类对比, 分析结果表明小吨位 (0.5 t)、多旋翼、电动化是目前两栖平台的主要发展趋势; 总结了陆空平台关键技术, 包含两栖功能快速转换技术、飞行器总体设计技术、轻量化技术、飞行控制技术、动力与能源技术。

**关键词:** 陆空两栖平台; 飞行汽车; 发展趋势

**中图分类号:** U469.79

**文献标识码:** A

## Research on the Development Trends of Domestic and International Manned Land-air Amphibious Platforms

RUAN Xinjian, KANG Zhong, WANG Meijing, ZHANG Mengjie, YANG Zhiyong  
(Chian North Vehicle Research Institute, beijing 100072, China)

**Abstract:** This study investigated the current status of manned land-air amphibious platform products both domestically and internationally, explaining the technical characteristics, structural principles, and performance parameters of existing manned land-air platforms. The key technical features of manned land-air platforms have been extracted and classified for comparison. The analysis results show that small tonnage (0.5t), multi-rotor, and electrification are the main development trends of amphibious platforms at present. Furthermore, the key technologies of land-air platforms have been summarized, including amphibious rapid conversion technology, aircraft overall design technology, lightweight technology, flight control technology, and power and energy technology.

**Key words:** land and air amphibious platforms; flying cars; development trends

陆空两栖平台是指既可在地面行驶又可在空中飞行的机动平台, 或将对未来军事和民用领域带来重大影响<sup>[1]</sup>。近些年, 随着互联网、智能化、自动驾驶等新兴科技的发展, 越来越多的科技企业加入到陆空平台的研发中, 陆空平台成为汽车、航空、新能源等行业跨界融合发展的结合点。可载人陆空两栖平台行业呈现出新的面貌, 涌现了更多概念产品, 文中将梳理国内外相关产品型号, 对其进行总结介绍。

## 1 国外发展现状

自1917年“飞行汽车之父”美国的格伦·柯蒂斯第一次展示了新型交通工具 (Autoplane) 之后, 涌现出一些早期的设计者和产品, 包括美国沃尔多·沃特曼设计的 Arrowbile、罗伯特·富尔顿设计的可拆卸式模块化平台 Airphibian 和莫尔·泰勒研发的最接近现代设计理念的 Aerocar 等<sup>[2]</sup>。从20世纪90年代开始, 各大公司和研究所相继加入研究, 陆空机动平台在军事和民用领域逐渐得到了多

样化发展<sup>[3]</sup>。

2014 年 3 月份美国“黑骑士”陆空两栖车飞行测试成功, 这标志着美国军用两栖平台技术的成熟<sup>[4]</sup>。如图 1 所示, 这款车同时具备路面越野能力和直升机的飞行能力。该车采用八旋翼结构, 分布式旋翼设计在陆上工况时能够折叠到车体两侧, 减小陆上行驶时的整车尺寸, 提高车辆陆上通过能力。动力单元采用 1 台陆上发动机和 8 台航空发动机, 陆上速度可以达到 110 km/h, 空中飞行速度达到 240 km/h。整车尺寸长 9.5 m, 宽 5.8 m, 高 2.5 m, 总重量达到 2 t, 宽敞的车内空间使其能够承担运输货物或者伤员的任务。



图 1 黑骑士

斯洛伐克公司早在 1990 年便推出了同名飞行汽车 AeroMobil, 2014 年 AeroMobil 3.0 版本正式亮相, 如图 2 所示<sup>[5]</sup>。这款飞行汽车主体结构由复合材料制作, 配置有航空电子设备, 拥有陆上和空中两种模式。该车的机身和机翼由高强度碳纤维制成, 在陆上模式下, 固定翼能够折叠至车身两侧, 使其能够驶入停车位或行驶在公路上; 在空中模式下, 它能打开双翼, 飞上天空。AeroMobil 的总长约 6 m, 翼展约 8.2 m, 整备质量 450 kg, 最大安全飞行载重为 240 kg, 搭载了 2.0 L 涡轮增压发动机, 陆上速度可达 161 km/h, 飞行速度可达 200 km/h。但由于使用固定翼结构, 需要滑跑起飞, 在使用中存在不便。



图 2 AeroMobil

以色列城市航空公司垂直起降无人机“空中骡子”在 2015 年 12 月 30 日试飞成功, 截止目前

为止, 这款飞行汽车已经成功飞行 200 多次<sup>[6]</sup>。如图 3 所示, 这款飞行汽车采用涵道式风扇结构, 相比于暴露在空中大尺寸螺旋桨和较宽的固定翼结构, 其结构紧凑, 整车长 6.2 m, 宽 2.15 m, 高 3.5 m, 轻巧的机身采用了大量的碳纤维复合材料, 搭载一台 Turbomeca Ariel 2 涡轮轴发动机驱动一前一后 2 台涵道风扇, 水平移动通过飞行器后方 2 具更小的涵道螺旋桨提供动力, 它们之间的动力差可以让飞行器实现航向偏移, 并且在升力风扇下方还有大量小型叶片, 通过偏转这些叶片可以改变气流方向产生侧向力。最大起飞质量 1 400 kg, 最大飞行速度达到 180 km/h, 可在 50 km 工作半径内, 每架次运送 500 kg 货物, 24 h 内运送近 6 t 货物。



图 3 空中骡子

2018 年, 由荷兰一家名为 PAL-V 的公司推出了一款 Liberty 飞行汽车已经开始供货<sup>[7]</sup>。如图 4 所示, 这种车结合了汽车、摩托车和旋翼机的特征, 它可以像汽车一样在地面上走, 也能像直升机一样在天上飞行。该飞行汽车在陆地上的时速可达 160 km/h, 最大续航里程为 1 315 km; 空中最高的速度可达 180 km/h, 续航可达 500 km。这款飞行汽车陆地模式变为飞行模式的转换时间为 10 min, 极强的变形能力拓宽了其使用场景。



图 4 PAL-V

如图 5 所示, 日本 SkyDrive 公司 2019 年生产的 SD-03 是一种超轻紧凑的电动垂直起降飞行器<sup>[8]</sup>。



图5 SD-03

这款陆空两用车采用共轴双桨四旋翼构型，减小了整体尺寸，长4 m，宽4 m，高2 m，相当于两辆汽车的占地面积。出于安全考虑，SD-03的飞行速度控制的比较低，目前只能以每小时几公里的低速飞行5 min到10 min，SkyDrive下一步计划是将其速度提升至60 km/h，飞行时间延长到30 min。

对上述国外新型陆空两栖平台的功能特点、技术方案、关键指标、应用情况等进行汇总梳理，见表1。

表1 国外陆空产品关键特性和技术参数汇总

产品名称	构型	动力	起降方式	变形能力	满载质量/kg	有效载荷/kg	长*宽*高/m	陆上速度/(km·h <sup>-1</sup> )	最高飞行速度/(km·h <sup>-1</sup> )	空中里程/km	应用情况
黑骑士	8旋翼	1陆发+8航发	垂直起降	可折叠	1996	454	7.6*2.4*2.4	113	241	/	伤员物资
PAL1.3-V	旋翼	汽油双发	滑跑	可折叠	910	246	3.993*1981*1646	160	180	500	民用
SD-03	四旋翼	电动	垂直起降	可折叠	/	/	4*4*2	0	60	10	民用
空中骡子	四涵道	航空(545kw)	垂直起降	弱变形	1400	630	6.2*2.15*3.5	/	180	900	军用
Aeromobil	固定翼	汽油	滑跑	可折叠	690	240	6*8.2*1.6	161	200	/	民用载人

## 2 国内研究现状

目前，国内对陆空机动平台的研制才刚刚起步，研究单位主要包括汽车企业和科研院所两大群体。目前研究的陆空机动平台主要集中在旋翼式和涵道风扇式两种类型，其中以旋翼式平台较多。

2013年西安美联航空首先推出了国内第一款飞行汽车概念产品“赛羚”。如图6所示，这款车具备超跑外观，采用六旋翼构型，且旋翼可折叠收放在车内<sup>[9]</sup>。采用混合动力技术，它集合了旋翼系统、动力臂系统、控制系统、行走系统、电动系统，具有垂直起降、前飞、悬停、偏航等各项飞行功能，不需要机场、跑道，可以实现真正无障碍起降。这款车满载质量600 kg，可搭载150 kg载荷，具备搭载2人行驶的能力。



图6 赛羚

吉利控股在2017年收购了太力飞行汽车公司，并于2021年推出了固定翼飞行汽车TF-1，截至2022年10月，吉利飞行汽车TF-1已完成试飞，可实现最高飞行高度3 000 m，续航里程640 km<sup>[10]</sup>。如图7所示，该车采用了大量轻量化材质打造，满载质量仅850 kg，具备150 kg的运载能力，可承载2人。这款车采用了折叠机翼设计，可以兼顾地面行驶和空中飞行。在地面行驶过程中可将固定翼折叠在车身两侧，飞行时打开机翼。由于采用固定翼设计，这款飞行汽车需要滑行起飞。此后，吉利在2023年又推出了其电动垂直起降飞行器(eVTOL)AE200，并于2024年完成首飞，是全国首个获得民航局适航审定受理批复的有人驾驶人VTOL。



图7 TF-1

2022年小鹏推出了自家首款飞行汽车过渡产品旅航者X2飞行器<sup>[11]</sup>。如图8所示，旅航者X2

最大飞行质量 840 kg, 可搭载 2 名乘客, 最大载重 160 kg. 机身采用碳纤维结构, 机臂可折叠, 其续航时间可达 35 min, 设计飞行高度为 1 000 m 以下, 适用于未来城市低空飞行. 之后, 小鹏的飞行汽车 X3 在迪拜完成海外公开首飞展示. X3 相比 X2 更具汽车雏形, 飞行状态下, 则复刻地面的驾驶习惯, 通过方向盘与右侧档杆的配合, 来实现飞行汽车在空中的前进、后退、转弯, 以及上升、悬停、下降等. 易于上手的飞控系统, 降低了使用者的学习成本.



图 8 旅航者 X2

公司联合发布了国际首款载人级 2 座智能分体式飞行汽车工程样车<sup>[13]</sup>. 如图 10 所示, 该飞行汽车采用了自主垂直起降飞行器、智能操控座舱和自动驾驶底盘 3 个独立模块的分体式构型, 是面向载人、载物的立体运载系统. 自主垂直起降飞行器最大起飞重量 650 kg, 净载重 280 kg. 智能操控座舱采用超轻量化的座舱及内饰设计, 自重 80 kg, 前后排 2 座布局, 具备飞行汽车人机交互操作系统, 智能感知传感器可引导座舱分别与底盘或飞行器对接, 实现地面行驶、空中飞行模式切换.



图 9 GOVE

同为汽车品牌的广汽, 在 2023 年也推出了旗下首款飞行汽车 GOVE<sup>[12]</sup>. 如图 9 所示, GOVE 采用了行业首创的陆空两栖构型, 不仅可以在地面上正常行驶, 还能在空中飞行, 甚至实现空地对接. 它具备纯电飞行、分布驱动、垂直起降以及空地结合等独特特点, 并搭载双备份多旋翼飞行系统, 保障飞行安全, 为未来的城市交通出行提供了全新的可能性. 目前, GOVE 的最大起飞重量为 550 kg, 最大航程可达 30 km. 2022 年北京理工大学、北京理工大学重庆创新中心、酷黑科技(北京)有限



图 10 北京理工分体式飞行汽车

国内陆空平台的关键特性及技术参数, 如表 2 所示.

表 2 国内陆空产品关键特性和技术参数汇总

产品	构型	动力	起降方式	变形能力	满载质量/ kg	有效载荷/ kg	长 * 宽 * 高/ m	最高飞行速度 (km/h)	空中里程/ km	应用情况
赛羚	旋翼	油电混合	垂直起降	弱变形	600	150	/	/	/	民用载 2 人
TF-1	固定翼	混合动力	滑行	可变形	850	150	/	167	670	民用载人
AE200	四旋翼	纯电	垂直起降	不可变形	/	/	9 * 14.5 * 3.5	250	200	民用载 5 人
旅航者 X2	四旋翼	纯电	垂直起降	弱变形	840	160	4.97 * 4.78 * 1.36	130	32.5	民用载人
旅航者 X3	四旋翼	纯电	垂直起降	弱变形	1936	/	/	/	/	民用载人
GOVE	旋翼	纯电	垂直起降	可分离	500	/	/	80	30	民用载人
北京理工	旋翼	纯电	垂直起降	可分离	650	280	/	/	/	民用载人

### 3 分类对比

目前陆空两栖平台处于发展初期，涌现出不同的技术方案，各有优缺点。接下来将从构型方式、变形能力、动力能源、起降方式几个方面分类对比，阐述目前陆空两栖的技术发展现状。

#### 3.1 构型方式

陆空机动平台构型主要分为4大类：旋翼式、涵道风扇式、固定翼式和组合式，具体分类如图11所示。

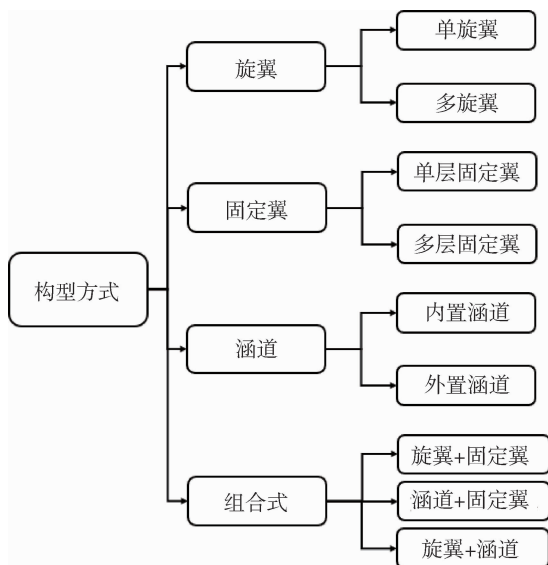


图11 陆空两栖平台构型方式分类

旋翼式陆空平台有单旋翼和多旋翼两种构型，由旋翼旋转提供空中飞行所需要的升力。其中旋翼式构型采用分布式控制，具有容错性高、结构简单、控制灵活、起降空间小等技术优点，但对于大型两栖平台，为了满足升力需求，需要大幅度增加桨叶数量或者桨叶尺寸，这将提高控制难度。

固定翼式构型，由于充分考虑了空气动力学外形设计，具备飞行速度快、经济性好、运载能力大的技术优点。但采用这种构型需要滑跑起降，不具备垂直起降功能，限制了其应用场景。

涵道风扇构型的两栖平台，在飞行过程中有涵道圈保护，安全性较好；且旋翼尺寸相同的情况下，涵道结构有利于升力提升，可以使两栖平台结构更加紧凑，降低两栖平台总体尺寸。但是相比于旋翼式构型，采用涵道风扇构型，将提升平台结构复杂性；而且涵道风扇的加工制作工艺

更加复杂，尤其是大尺寸涵道风扇，难以保证其加工精度。

组合式构型可以综合采用多种飞行单元，针对不同应用场景可以采用不同技术路线，使得陆空平台的设计具备多样性。但组合式的设计难度较大，对飞行控制匹配提出较高要求。

#### 3.2 起降方式对比

陆空两栖平台的起降方式主要分为垂直起降和滑跑起降。采用垂直起降能够拓宽平台的应用场景，提升平台的作业能力；但是垂直起降方式的能源利用效率较低、噪音大，因此，在大尺寸陆空平台上应用较少。滑跑起降，由于充分考虑了平台外形对空气动力学性能的影响，可以充分发挥空气动力学性能，因此，能够提升能源利用效率，提高陆空两栖平台的运载能力；但是滑跑起降在起飞和降落时，需要较大的场地，平台的灵活性不足。

#### 3.3 变形能力对比

根据功能需求不同，陆空两栖平台的设计变形能力不同，变形能力分类如图12所示。由于飞行单元的结构尺寸较大，可变形的结构设计能够有效提高陆空平台的陆上空间使用率，但相应地也大大增加结构复杂性，不利用整个平台减重。

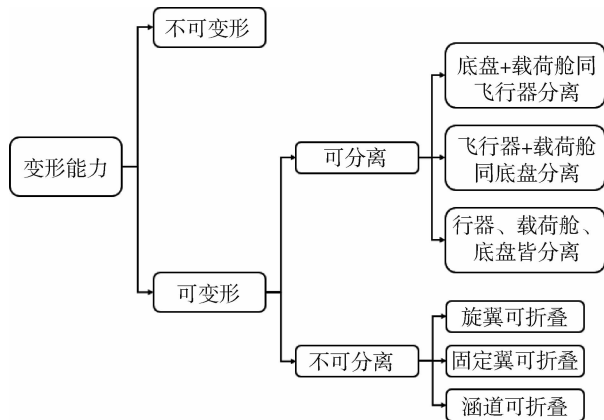


图12 陆空两栖平台变形能力分类

#### 3.4 动力能源分类对比

陆空两栖平台动力能源一般有机械式、纯电动、混合动力3种形式。

机械式传动一般续航里程大，性价比较高。但其传动布置复杂，造成车内空间较小，无大功率供给能力，无法搭载高能源任务负载。

纯电动的传动布局简单，车内空间大，但是电

池性能瓶颈限制了其续航能力. 而且随着吨位等级的提升, 高功率电机的研发制造困难.

采用混合动力能够平衡上述两种动力方式的优缺点, 适用于中型吨位等级的两栖平台.

## 4 关键技术

从陆空平台安全性、使用场景、功能需求等多维度出发, 提炼分析出陆空两栖平台以下关键技术和难点.

### (1) 两栖功能快速转换技术

陆空功能转换是指陆空两栖平台在陆地行走模式和飞行模式之间进行切换的能力. 这种转换需要借助先进的机械设计、控制系统和动力系统等技术来实现. 在转换过程中, 平台需要进行一系列复杂的动作和决策, 以确保转换的安全和顺畅. 例如, 在从陆地行走模式转换为飞行模式时, 平台需要先停止移动, 然后展开飞行装置, 如旋翼或机翼, 并进行必要的检查和校准.

### (2) 飞行器总体设计技术

总体设计是指从概念设计到初步设计阶段进行总体方案设计的全过程, 飞行器总体设计技术包括空气动力学技术、飞行装置设计、飞行动力匹配设计等. 总体设计要确定产品的气动构型、动力参数、尺寸参数、性能参数、气动性能及各分系统的选型<sup>[14]</sup>.

### (3) 轻量化技术

轻量化在航空航天需求尤为突出, 据空客统计, 结构重量每降低 1%, 可减少油耗 3% ~ 4%; 飞机每减重 1 kg, 可节约研制成本 575 ~ 690 美元<sup>[15]</sup>. 飞机结构轻量化主要有 3 个途径: ①选用强度更高、重量更轻的新材料, 例如高强度钛合金、先进复合材料等; ②在加工、装配过程中, 采用更先进的工艺削减重量; ③采用新设计技术使零部件薄壁化、小型化、复合化以减轻重量.

### (4) 飞行控制技术

飞行控制是飞行器完成各种任务的前提和保障, 因而自动飞行控制方法的研究也在不断地深入. 飞行器的空气动力学特性中不仅存在着强烈的非线性特性和耦合问题, 而且其动力学特性复杂且随环境变化势必导致不确定性的存在, 而且对于目前大多固定翼和旋翼飞行器皆是欠驱动系统, 需要

进行深入研究<sup>[16]</sup>.

### (5) 动力与能源技术

飞行器动力涉及到航空发动机、电池、太阳能、核能等各种不同的动力来源. 为了满足不同的任务需求, 飞行器引擎的设计也需要经过精心的计算和实验. 此外, 飞行器的能源管理也是一项重要技术, 需要确保飞行器在长时间飞行中能够持续、稳定地提供动力, 同时还需要考虑能源的储存、转换和利用效率等问题.

## 5 可载人两栖平台发展趋势

通过对陆空两栖平台发展现状进行调研、分析对比, 总结目前可载人陆空两栖平台有以下发展趋势:

(1) 从吨位上看目前可载人陆空两栖产品可以划分为 0.5 t、1 t、2 t 三个吨位级别. 其中, 0.5 t 级别的产品占了 80% 以上, 0.5 t 级别产品大多已经试飞成功, 飞行方案已基本成熟, 但是现有产品和陆上模块结合较少, 除了北理工和广汽的分体式飞行器, 其它产品都未搭载陆上模块. 随着吨位等级的提升, 对动力单元的能量密度、旋翼的飞行控制、整车的安全性都提出了较高的要求.

(2) 从构型上看, 涵道类型的产品较少, 且集中在 0.5 t 级, 涵道飞行器安全性较高, 尺寸可以做到更小, 涵道飞行器的结构复杂、飞行控制更难, 目前在大吨位级别上的应用依然有一定困难. 另外固定翼类型产品相对成熟, 但其尺寸限制了应用场景, 因此产品较少. 目前研究最多的仍然是多旋翼构型.

(3) 从能源方式上看, 除了固定翼, 大多选用电动方式, 有利于平台的飞行控制, 提高平台的机动性. 但电池技术的瓶颈使得电动能源方式只能在 0.5 t 级大规模应用.

## 6 结论

1) 对于目前可载人陆空两栖平台, 小吨位级别 (0.5 t)、多旋翼、电动化是主要发展趋势.

2) 从陆空平台安全性、使用场景、功能需求等多维度出发, 提炼分析陆空两栖的关键技术包括两栖功能快速转换技术、飞行器总体设计技

术、轻量化技术、飞行控制技术、动力与能源技术。

#### 参考文献

- [1] 张佳林, 熊大顺, 毛子夏, 等. 新型陆空两栖平台技术发展及趋势 [J]. 汽车工程学报, 2019, 9(5): 332-341.
- [2] 王拖连, 杨世文, 薛 姣, 等. 陆空两用飞行汽车发展现状与展望 [J]. 公路与汽运, 2011(4): 12-16.
- [3] 孙 敏. 未来飞行大畅想 [J]. 大飞机, 2017(10): 41-45.
- [4] 夏红梅, 张欣景, 胡训强. 国外陆空两栖平台发展研究 [J]. 舰艇电子工程, 2017, 37(4): 18-20.
- [5] SMRCEK L, KLEIN S, PISTEK A. Aeromobile air transport system design and testing [C] //International council of Aeronautical Sciences. Proceedings of the 27th International Congress of the Aeronautical Sciences. [S. L.]: [s. n.], 2010: 153-166.
- [6] 百家号. 战场救护兵, 可以在狭窄地域穿梭的“飞行骡子” [OL]. (2022-10-19) [2024-3-12]. <https://baijiahao.baidu.com/s?id=1747034871537115531&wfr=spider&for=pc>.
- [7] 全球百科. 荷兰的 PAL-V 是一款更易使用的飞行汽车 [OL]. (2023-9-6) [2024-3-12]. <https://ispeak.vibaik.com/54881>.
- [8] 搜狐. 号称世界上最小的飞行汽车来了! 八旋翼设计, 垂直起降 [OL]. (2020-9-16) [2024-3-12]. [https://www.sohu.com/a/418698183\\_256585](https://www.sohu.com/a/418698183_256585).
- [9] 爱卡汽车网. 自家多旋翼无障碍汽车“赛羚”面世 [EB/OL]. (2015-9-12) [2024-3-12]. <https://www.xcar.com.cn/bbs/viewthread.php?tid=22465801>.
- [10] 汽车公社. 获飞行汽车 FAA 适航证, 太力 TF-1 助力吉利“飞天”梦 [EB/OL]. (2021-1-21) [2024-3-12]. <https://www.iautodaily.com/index.php?c=article&id=15024>.
- [11] 百家号. 小鹏旅航者 X2 飞行汽车亮相武汉国际车展 [EB/OL]. (2023-10-16) [2024-3-12]. <https://baijiahao.baidu.com/s?id=1779899099389305929&wfr=spider&for=pc>.
- [12] 搜狐. GOVE 设计解读如何让汽车飞起来 [EB/OL]. (2023-08-23) [2024-3-12]. [https://www.sohu.com/a/714270916\\_121124479](https://www.sohu.com/a/714270916_121124479).
- [13] 澎湃新闻. 会飞的车, 来了 [EB/OL]. (2022-11-19) [2024-3-12]. [https://m.thepaper.cn/baijiahao\\_20811594](https://m.thepaper.cn/baijiahao_20811594).
- [14] 杨 超. 新概念涵道旋翼无人飞行器总体设计技术研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
- [15] 张岐良. 飞机轻量化结构干涉配合强化的理论与仿真研究 [D]. 西安: 西北工业大学. 2014
- [16] 胡 琼. 无人驾驶航空飞行器飞行控制方法研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2015.

## 《车辆与动力技术》征稿简则

《车辆与动力技术》是以基础理论、应用研究和工程技术为主的综合性学术刊物，其任务是反映车辆与发动机领域重要科研成果，促进学术交流，推动学科发展，培养科技人才，为国家现代化建设服务。本刊国内外公开发行人。主要面向高等院校、科研院所和工厂从事车辆理论研究、工程设计、生产制造的科技工作者。

### 1 刊登内容

1.1 基础理论研究、应用科学研究和工程技术研究方面有创新的学术论文。

1.2 有创新的科研试验和有使用价值的研究报告。

1.3 重要学术问题和重大科研成果及学科的发展趋势和展望。

### 2 来稿要求

2.1 论文要求主题明确、论据充分、数据可靠、逻辑严密、文字简练、图表清晰。

2.2 文稿包括中英文题名、中英文单位名、中英文摘要和中英文关键词、中图分类号、正文和参考文献。

2.3 每篇论文（含图表）应不超过 8000 字，图最好以 6 副为限，科研试验与研究报告不超过 4000 字。

2.4 物理量和单位符号要执行国家标准。表格一律使用“三线表”。

2.5 文中易混淆的外文字母应标明文种、字体和大小写。上下角标要标准、清楚。

2.6 要提供清晰、准确的底图。图中的文字不宜过多，坐标中的标值、标值线必须清楚，标目应使用标准的物理量和单位符号。

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

专著：[序号] 著者. 书名 [M]. 版本（第 1 版不标注）. 出版地：出版者，出版年。

期刊：[序号] 作者. 题名 [J]. 刊名，出版年，卷（期）：起止页码。

学位论文：[序号] 作者. 题名 [D]. 保存城市名：保存单位（系级），年份。

论文集：[序号] 作者. 题名. 见（英文用 In）：编者. 论文集名 [C]. 出版地：出版者，出版年，起止页码。

专利：[序号] 专利申请者. 题名 [P]. 国别，专利号，出版日期。

标准：[序号]. 标准代号，标准顺序号 - 发布年 标准名 [S].

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

2.8 论文如果是国家自然科学基金资助项目或其他基金资助项目，请在首页地脚处注明。

### 3 投稿约定

3.1 作者请自留底稿。作者 3 个月内未受到处理意见，可自行处理，本刊不退原稿。

3.2 本刊所刊文章向国内外数据库、检索机构（包括纸版、光盘版、网络版）报送时，不再征求作者意见，并在稿件刊登后一次性付给稿酬。

3.3 请作者严格遵守国家有关部门保密规定，稿件刊出后文责自负。

4 投稿邮箱：BGTKCD@126.com；或 consultant@nover.com.cn。联系电话：010 - 68911172；010

CONTENTS

• Performance Research •

Improving Residual Life Prediction of Rolling Bearings with CNN-LSTM Model .....  
 ..... HAN Yuntong WANG Jingyue HOU Xingda LI Xueping DING Jianming (1)

Analysis of Braking Load Characteristics of Multi-axle Vehicles Based on Virtual Prototyping .....  
 ..... FAN Jing ZHOU Wei XU Xiaoxi YANG Liyu WANG Shikai CHEN Xinbo (7)

Semi-active Suspension Sliding Mode Control Based on Preview Feed-forward .....  
 ..... ZHANG Jiahao WANG Tie (12)

Mechanism of Inertial Mass Influence on the Vibration and Amplitude-frequency Characteristics of 2-leg Parallel  
 Mechanism Energy-fed Suspension .....  
 ..... ZHANG Xiaofeng DENG Fuchang JIANG Zhichao MO Jiaye LU Shikong QIN Zhenzhen (18)

• Design Calculation •

Knowledge Driven Intelligent Design of Drive Axle Components ..... LIU Gang ZHOU Qiuzhong (27)

Research on Lateral Trajectory Tracking of Four-wheel Steering Vehicle Based on Self-adjustment of Preview Time  
 ..... GUO Ziqi ZHANG Xin MA Xinchu ZHANG Hongyuan (34)

Research on the Effect of SUV Emergency Steering Operation on the Head Injury of Riders .....  
 ..... YANG Ling WANG Xin LIU Zhuoyi (40)

• Survey •

An Overview of Environmental Perception Technology of Unmanned Amphibious Vehicle .....  
 ..... WANG Ye SI Lulu CHEN Huiyan XI Junqiang YU Huilong (47)

Research on the Development Trends of Domestic and International Manned Land-air Amphibious Platforms .....  
 ..... RUAN Xinjian KANG Zhong WANG Meijing ZHANG Mengjie YANG Zhiyong (57)

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 2024 年 6 月（总第 174 期）

1979 年 4 月创刊

主管单位：中国科学技术协会

主办单位：中国兵工学会

主 编：席军强

副 主 编：杜志岐 张树勇

章振宇（常务） 刘青山

责任编辑：范朝霞

编辑出版：《车辆与动力技术》编辑部

地 址：北京理工大学

（北京海淀区中关村南大街 5 号）

邮政编码：100081

电 话：(010) 68911172 83803081

传 真：(010) 68911172

网 址：<http://BGTK.chinajournal.net.cn>

电子信箱：BGTKCD@126.com（第 2、4 期）

consultant@noveri.com.cn（第 1、3 期）

印 刷：北京科信印刷有限公司

发行范围：国内外公开

国内发行：北京报刊发行局

订 购 处：全国各地邮局

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

国内邮发代号：2-535

定价：12.00 元