

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 3

总第175期

目次

· 性能研究 ·

含分数阶项的惯容式油气悬架动力学建模及特性分析 薛春伟 王靖岳 张 硕 王宇龙 王军年 (1)

离合器摩擦副微观粗糙表面滑动接触特性研究 董 玮 魏成思 郑长松 王 茜 李 超 (7)

空降车辆着陆缓冲过程仿真分析与模型验证 石 坚 杨占华 刘春生 郭少鹏 牛艾佳 (12)

航空活塞发动机稳压箱温度影响因素及高空特性研究 温占永 孙鹏晖 田亚明 (17)

定子喷油环结构参数对电机散热的影响 孙宇薇 朱益琛 刘思华 晏江昊宇
翟 丽 张敏弟 (23)

四自由度盘式制动系统的非线性动力学特性分析 贾 哲 王靖岳 盛一涵 李松格 王军年 (31)

· 设计计算 ·

基于LDW - PSO算法的电动汽车功率分配研究 柳敬伟 杨 柳 刘春玲 于文东 (36)

基于拓扑优化的电池液冷板结构设计研究 苏 熊 (43)

混合动力装甲车辆前向仿真模型研究 徐浩轩 刘春光 马晓军 (51)

· 综 述 ·

基于知识图谱的无人驾驶车辆目标检测研究现状及热点分析
..... 魏海姣 郑凯锋 李 璞 刘 伟 支博文 曹 柯 (57)

CONTENTS

• Performance Research •

Dynamic Modeling and Characteristic Analysis of Inertial Capacity Hydropneumatic Suspension with Fractional-order Terms XUE Chunwei WANG Jingyue ZHANG Shuo WANG Yulong WANG Junnian (1)

Study on the Sliding Contact Characteristics of Micro-rough Surface of Clutch Friction Pair
 DONG Wei WEI Chengsi ZHENG Changsong WANG Qian LI Chao (7)

Simulation Analysis and Model Verification of Airborne Vehicle Landing Buffer
 SHI Jian YANG Zhanhua LIU Chunsheng GUO Shaopeng NIU Aijia (12)

Research on the Influencing Factors and High Altitude Characteristics of Surge Tank Temperature for Aviation Piston Engine WEN Zhanyong SUN Penghui TIAN Yaming (17)

Influence of Structural Parameters of Stator oil Injection Ring on Heat Dissipation of Motor
 SUN Yuwei ZHU Yichen LIU Sihua YAN Jianghaoyu ZHAI Li ZHANG Mindi (23)

Dynamic Characteristic Analysis of Four-degree-of-freedom Disc Brake System
 JIA Zhe WANG Jingyue SHEN Yihan LI Songge WANG Junnian (31)

• Design Calculation •

Research on Power Allocation of Electric Vehicles Based on LDW-PSO Algorithm
 LIU Jingwei YANG Liu LIU Chunling YU Wendong (36)

Design and Optimization of Battery Liquid Cooling Plate Structure Based on Topology Optimization
 SU Xiong (43)

Multi-power Output Decoupling Control of New Integrated Power System
 XV Haoxuan LIU Chunguang MA Xiaojun (51)

• Survey •

Research Status and Hotspots Analysis for Object Detection of Driverless Vehicles Based on Knowledge Graph ...
 WEI Haijiao ZHENG Kaifeng LI Pu LIU Wei ZHI Bowen CAO Ke (57)

文章编号: 1009-4687(2024)03-0001-06

含分数阶项的惯容式油气悬架动力学建模及特性分析

薛春伟¹, 王靖岳¹, 张硕¹, 王宇龙¹, 王军年²

(1. 沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110159; 2. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025)

摘要: 为了提高某轮式装甲车惯容式油气悬架模型的准确度, 考虑了惯容式油气悬架中由运动件产生的阻尼力, 对惯容式油气悬架进行动力学建模, 验证了模型的正确性; 并且引入分数阶算子, 通过 MATLAB/Simulink 软件搭建含分数阶项的简化悬架模型进行仿真; 为了找到最佳的仿真模型分数阶阶次, 建立了综合性能评价指标函数, 来确定最优阶次。通过对仿真结果的整理分析, 得出分数阶模型相比传统整数阶模型拥有更高的仿真精度, 为提高惯容式油气悬架的仿真研究的准确性提供参考。

关键词: 分数阶; 惯容式油气悬架; 动力学; 非线性

中图分类号: TH132.425

文献标识码: A

Dynamic Modeling and Characteristic Analysis of Inertial Capacity Hydropneumatic Suspension with Fractional-order Terms

XUE Chunwei¹, WANG Jingyue¹, ZHANG Shuo¹, WANG Yulong¹, WANG Junnian²(1. School of Automobile and Transportation, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China;
2. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: In order to improve the accuracy of the inertial hydraulic suspension model for a wheeled armored vehicle, the damping force generated by moving parts in the inertial hydraulic suspension was considered, and the dynamic modeling of the inertial hydraulic suspension was carried out to verify the correctness of the model. Additionally, fractional-order operators were introduced to build a simplified suspension model with fractional-order terms for simulation using MATLAB/Simulink software. To find the optimal fractional-order of the simulation model, a comprehensive performance evaluation index function was established to determine the optimal order. By organizing and analyzing the simulation results, it is concluded that the fractional-order model has higher simulation accuracy compared to traditional integer-order models, providing a reference for improving the accuracy of simulation research on inertial hydraulic suspension.

Key words: fractional order; inertial hydropneumatic suspension; dynamic; nonlinear

惯性容器这一概念是由国外研究者 SMITH 等^[1]提出的, 这一元件对于减振降噪领域的优化问题有很显著的效果, SMITH 等通过机械网络和电气网络之间的力-电流的类比, 将惯性容器类比为电气网络中的电容, 从而将惯性容器引入悬架模

型中。于是, 在传统悬架的基础上, 国内外研究人员打开了新的思路, 将惯容器这一元件加入悬架弹簧, 从而形成“惯容-弹簧-阻尼”(Inerter-Spring-Damper, ISD) 悬架, 在悬架振动过程中, 惯性容器可以提供相当大的一部分惯性力, 来减轻阻尼

收稿日期: 2024-03-10

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

作者简介: 薛春伟 (1997-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆检测与电子控制

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

器负载。“惯容-弹簧-阻尼”悬架结构体系的出现,突破了“弹簧-阻尼”悬架性能进一步提升的瓶颈^[24]。

杨晓峰等^[5]结合了动力吸振器理论和传统悬架系统设计方法,得出 ISD 悬架可以有效地提高悬架系统的抗冲击性能和乘坐舒适性。李洪昌^[6]建立了重型车辆 ISD 悬架的动力学模型,并通过对比仿真和试验结果,验证了该悬架的平顺性和道路友好性的提升效果。刘雁玲等^[7]还探究了 ISD 悬架在不同工况下的优化设计和性能表现,以进一步提高其平顺性和路面适应性。SHEN 等^[8]讨论了一种机电一体化的 PDD (Power-Driven - Damper) - ISD 联合悬架系统,该系统结合了 PDD 和 ISD 两种装置的优点,能够更好地抑制车辆的振动。颜龙等^[9]建立了重型车辆 ISD 悬架半车模型,并应用改进蚁群优化算法,对重型车辆 ISD 悬架中的元件参数进行了优化设计。花杰等^[10]将 PID 控制引入到 ISD 悬架动力学模型,研究表明,分数阶控制系统相比传统的整数阶控制系统,能够更加精确地描述悬架系统的动态特性,并且能够提高减震效果,从而显著提升汽车的平顺性。聂佳梅等^[11]提出的液压惯容悬架,实现了两级串联式 ISD 悬架功能,具有结构紧凑的特点,解决了实车布置困难的问题。王勇^[12]采用分数阶微分理论描述液力式惯容器的力学特性,建立分数阶惯容悬架系统动力学模型,阐述分数阶惯容悬架系统的优越性。吕坤等^[13]分析了非线性油气悬架在动力学和控制方面的研究进展,同时对分数阶理论在非线性油气悬架中的应用进行了介绍。王靖岳等^[14]通过将分数阶算子引入到双气室油气悬架之中,证明了分数阶的引入可以用较少的参数便可正确地描述出双气室油气悬架的振动特性。

本文在此研究基础上,对惯容式油气悬架进行了动力学建模,考虑了惯容式油气悬架中由运动件产生的阻尼力,将分数阶算子引入到某轮式装甲车的惯容式油气悬架中,建立了惯容式油气悬架的等效分数阶振动模型。对仿真结果用 Origin Pro 软件进行数据整理,分析模型的有效性,以及分析分数阶的引入和传统整数阶模型的差异。

1 惯容式油气悬架结构及工作原理

惯容式油气弹簧结构如图 1 所示,上端点 1 和

下端点 14 分别于车身和车架相连接处,气室 11 初始状态下存在惰性气体(氮气),有一定初始压力,油室 3 和 9 中充满油液;飞轮 6 静止处于平衡位置,减震阀 2 的单向阀处于关闭状态。当下端点受到来自车轮提供的向上的激励时,丝杠 5 向上移动,在丝杠螺母 13 的作用下,飞轮由静止开始旋转储存动力势能,作为惯性容器提供惯性力;丝杠 5 和主活塞 4 固定连接,丝杠向上移动推动主活塞,主活塞向上移动,将油室 3 中的油液通过减震阀 2 的常通阀和其下端的单向阀压入过油通道 8 之中,随即油液流到油室 9。此过程提供了惯容式油气弹簧的阻尼力。油室 9 中油液逐渐增加,容积变大,推动浮动活塞 10 向下移动,压缩气室 11 中的气体,气室容积变小,压力增大,此过程提供了悬架的弹性力。这个过程为惯容式油气弹簧的压缩行程。反之,伸张行程发生位置从气室 11 开始,气体体积膨胀,推动浮动活塞 10 向上移动,将油室 9 中的油液经过油管道 8 返回油室 3,与压缩行程不同的是在油液返回时,减震阀 2 下端的单向阀处于关闭状态,只能通过常通阀返回油室 3。油室 3 油液增多,油室 3 压力增强,容积增大,推动主活塞 4 向初始位置移动,丝杠随之向下移动,飞轮旋转方向与压缩行程的旋转方向相反。

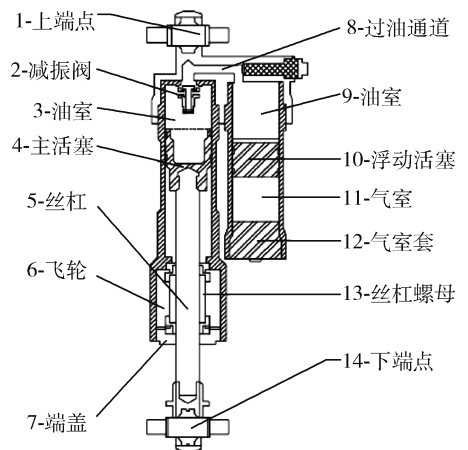


图 1 惯容式油气弹簧结构简图

2 惯容式油气弹簧的分数阶模型

2.1 分数阶的定义

常用的分数阶微积分定义方式主要有 3 种^[15],即 Riemann-Liouville (R-L)、Grunwald-Letnikov (G-L) 和 Caputo。R-L 和 G-L 分数阶定义常用来

解决零初值问题, 对于非零初值问题常用 Caputo 的分数阶定义. 本文利用 Caputo 分数阶微分描述悬架系统中的分数阶阻尼力和惯性力, Caputo 定义式为

$${}_{t_0}D_t^\alpha f(t) = \frac{1}{\Gamma(m-\alpha)} \int_{t_0}^t \frac{f^m(u)}{(t-u)^{\alpha-m+1}} du. \quad (1)$$

定义中, $m-1 < \alpha \leq m$ 且 $m \in N$, $\Gamma(z)$ 为 Gamma 函数, 满足关系式:

$$G(z+1) = \Gamma(z). \quad (2)$$

分数阶微分方程求解比较复杂, 在 Bode 图中规定的频率范围内, 传统的 Oustaloup 滤波器效果良好, 但是在该频率范围之外的效果不尽如人意. 而文中采用的是改良版的 Oustaloup 算法.

对于 γ 次的分数阶算子, 公式为

$$s^\gamma \approx \frac{d\omega_b}{b}^\gamma \frac{ds^2 + b\omega_h s}{d(1-\gamma)s^2 + b\omega_h s + d\gamma} \prod_{k=1}^N \frac{s + \omega'_k}{s + \omega_k}, \quad (3)$$

式中: $\omega'_k = \omega_b \omega_u^{2k-1-\gamma/N}$, $\omega_k = \omega_b \omega_u^{2k-1+\gamma/N}$, $K = \omega_h^\gamma$. 正常情况下, 加权参数可以选择 $b=10$, $d=9$, 拟合区间 ω_b, ω_h 满足 $\omega_b \omega_h = 1$, N 为滤波器拟合精度, N 越大精度越高.

2.2 惯容式油气悬架分数阶模型

(1) 弹性力

弹性力是由压缩气室中的惰性气体 (氮气) 产生的压力提供的, 不计浮动活塞与缸筒壁之间的摩擦损失, 根据理想气体状态方程可得弹性力^[16]为

$$F_k = p_g A_z = p_{gj} \frac{V_{gj}^r}{V_{gj} - A_f Z} A_z, \quad (4)$$

式中: p_g 为气室中惰性气体压力, kPa; A_z 为主活塞 4 的有效作用面积, m^2 ; V_{gj} 为系统初始位置时气体体积, m^3 ; A_f 为浮动活塞的有效作用面积, m^2 ; Z 为浮动活塞行程, m, (向下移动取正, 向上移动取负); r 为气体多变指数, 一般取为 1.

当系统处于初始静平衡的状态时, 初始状态气体压力值为

$$p_{gj} = \frac{mg}{A_z}, \quad (5)$$

式中: m 为簧载质量; g 为重力加速度.

由式 (4) 和 (5) 得弹性力为

$$F_k = \frac{V_{gj}}{V_{gj} - A_f Z} \cdot mg, \quad (6)$$

(2) 阻尼力

这里阻尼力由两部分构成, 一是源自运动部件

的相对运动产生的摩擦力, 另一部分是油液在两个油室内流动, 经过减震阀产生的黏性阻力提供的. 主要的阻尼力来自于后者, 但是运动件产生的摩擦力也不能忽略不计, 因为此摩擦力不方便计算, 通过文献 [17] 测量得到的摩擦力大小为 1.8 kN, 所以, 由运动件产生的摩擦力导致的阻尼力为

$$F_f = 1.8 \times 10^3 \times \text{sign}(\dot{Z}). \quad (7)$$

加上由油液减震阀提供的总阻尼力得

$$F_c = F_f + (p_3 - p_1) \cdot A_z = F_f + A_z \cdot \text{sign}(\dot{Z}) \lambda \rho \frac{l_p}{2D_p} \frac{A_z \dot{Z}^2}{A_p} + \frac{1}{2} \rho \frac{A_z \dot{Z}}{C_d \{A_c - A_d [\text{sign}(\dot{Z})]/2\}}^2, \quad (8)$$

式中: λ 为压力损失系数; ρ 为油液密度, kg/m^3 ; D_p 为细长管直径, m; l_p 为细长管长度, m; A_p 为细长管截面积, m^2 ; C_d 为流量系数, m; A_c 为常通孔截面积, m^2 ; A_d 为单向孔截面积, m^2 .

(3) 惯性力

悬架惯性力是通过悬架内的丝杠、丝杠螺母和飞轮组成的惯性容器装置提供的, 通过丝杠和丝杠螺母将悬架上下位移产生的能量储存到飞轮之中, 通过惯容器提供惯性力, 惯性力 F_b 的大小为

$$F_b = I + \frac{1}{8} \pi \rho_w h_w (R^4 - r_n^4) \frac{2\pi}{P} \dot{Z}^2, \quad (9)$$

式中: I 为丝杠螺母的转动惯量, $kg \cdot m^2$; ρ_w 为飞轮材料的密度, kg/m^3 ; h_w 为飞轮厚度, m; R 为飞轮半径, m; r_n 为飞轮内径, m; P 为丝杠螺距, m.

由上式可知, 惯性力 F_b 的大小与惯性容器的结构参数有关, 并且 F_b 与缸筒加速度成正比, 其比值为惯质系数.

2.3 阻尼力和惯性力的分数阶模型

惯容式油气悬架是一个多种材料的组合体, 其特性不仅和簧上作用力的大小有关, 还和温度的改变、力的作用时间及悬架工作历史都有关系, 这些都十分符合粘弹性物质的特点, 具有记忆特性. 基于以上分析, 利用分数阶粘弹性微积分模型可以用较少的参数来准确地描述大量复杂粘弹性材料在广泛频率范围内动力学特性的优势, 将惯容式油气悬架系统整体等效为粘弹性系统进行研究引入分数阶模型描述阻尼力和惯性力项, 建立惯容式油气悬架分数阶模型, 对油气悬架系统输出力特性进行分析.

将分数阶算子引入阻尼力和惯性力, 含分数阶的阻尼力和惯性力的数学模型如下:

$$F_c = F_f + A_z \cdot \text{sign}(\dot{Z}) \lambda \rho \frac{l_p}{2D_p} \frac{A_z D_t^p \dot{Z}^2}{A_p} + \frac{1}{2\rho} \frac{A_z D_t^p \dot{Z}}{C_d A_c - A_d \text{sign}(\dot{Z}) / 2}^2, \quad (10)$$

$$F_b = J + \frac{1}{8} \pi \rho_w h_w (R^4 - r^4) \frac{2\pi}{P} D_t^p \dot{Z}. \quad (11)$$

惯容式油气悬架系统的力学简化模型如图 2 所示。将车身视为质量块，车身与地面间的连接简化为弹簧、阻尼和惯容弹簧。

图中： m 为车身质量，kg； k 为车身与地面间弹簧刚度，N/m； c 为车身与地面间阻尼系数 [N/(m/s)]； x 为车身位移，m； x_1 为激励输入，m；

D_t^p 为惯容油气弹簧的作用力，N。

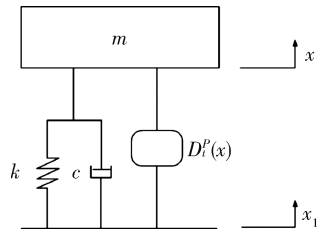


图 2 惯容式油气悬架系统的力学简化模型

根据牛顿第二定律，给悬架施加正弦位移激励输入，振幅 A 为 20 mm，频率为 0.5 Hz。建立 MATLAB/Simulink 惯容式油气悬架分数阶阻尼振动仿真模型如图 3 所示。悬架模型参数见表 1。

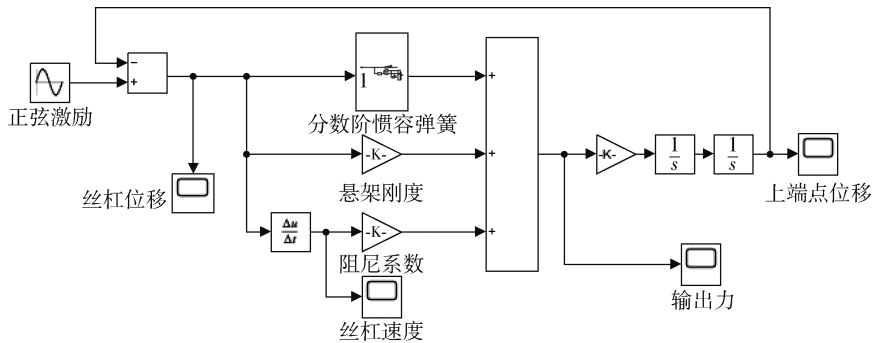


图 3 惯容式油气悬架分数阶阻尼振动仿真模型

表 1 车辆惯容式油气悬架参数

参数	数值
簧载质量 m/kg	2 000
浮动活塞半径 R_f/mm	40
浮动活塞面积 A_f/mm^2	5.0248×10^{-3}
主活塞半径 R_z/mm	40
主活塞面积 A_z/mm^2	5.0248×10^{-3}
单向节流孔直径 D_d/mm	6
细长管长度 l_p/mm	45
细长管直径 D_p/mm	8
飞轮外径 R/mm	55
飞轮内径 r_n/mm	20
飞轮厚度 h_w/mm	70
滚珠丝杠螺距 P/mm	10
螺母转动惯量 $J_1/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.91×10^{-4}
飞轮材料密度 $\rho_w/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	6.9×10^3
油液密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	0.8×10^3
沿程压力损失系数 λ	0.7
流量系数 C_d	0.7
气体多变指数 r	1

3 仿真结果对比分析

为验证模型正确性，根据文献 [17] 的惯容式油气悬架的结构参数，对该模型整数阶的仿真数据处理，得出丝杠相对位移-弹性力曲线、丝杠相对速度-阻尼力曲线如图 4 和图 5，图中曲线完全符合惯容式油气悬架非线性力学特性，数学模型合理有效。

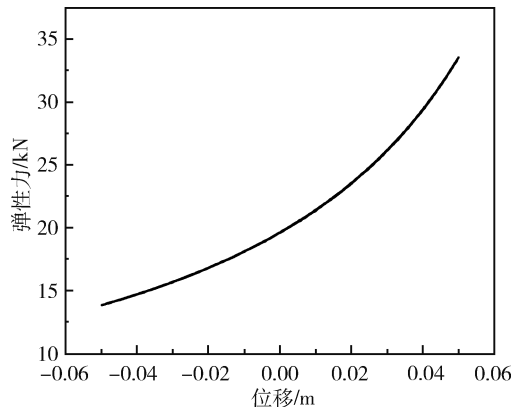


图 4 丝杠相对位移-弹性力曲线图

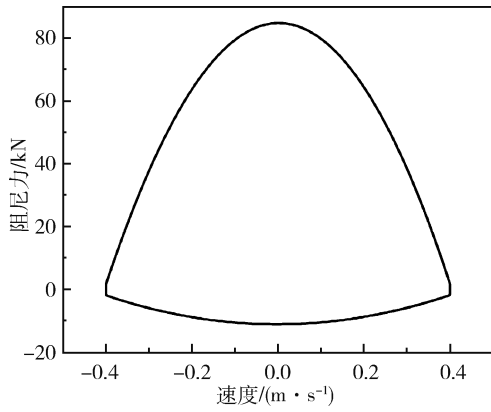


图 5 丝杠相对速度-阻尼力曲线图

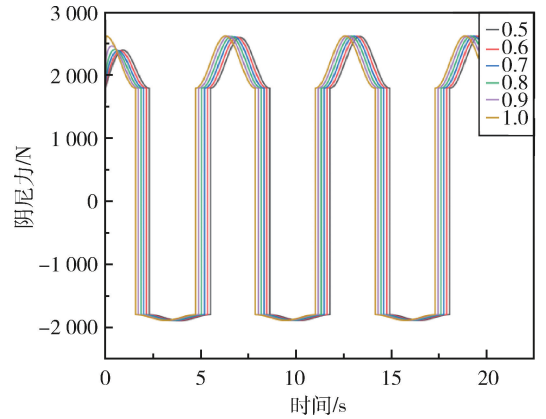


图 8 不同微分阶次下阻尼力时域图

通过 MATLAB/Simulink 软件对分数阶模型进行 10 s 的仿真，得出模型丝杠相对位移、丝杠速度，输出力的时域图，经过 Origin Pro 软件对数据的处理，可以得到不同阶次的分数阶微分算子对丝杠相对位移、丝杠速度、输出力的影响，如图 6 ~ 8 所示。图中不同线型分别表示模型中不同阶次时的输出力，分别是分数阶次为 0.5、0.6、0.7、0.8、0.9 时的不同仿真结果，1.0 则相当于传统整数阶模型，这里作为分数阶模型的对照组。

根据图 6 ~ 8 可以看出，含有分数阶微分算子的惯容式油气悬架模型的振动变化规律与传统整数阶次的微分模型比具有相同的变化规律，从图中不难发现，不同的阶次的选择悬架产生的振动响应略有不同。不论是丝杠位移、丝杠运动的速度、还是悬架输出的阻尼力，较于整数阶次都有变化。根据不同的研究需求，选择合适的分数阶次，可以减小用整数阶计算阻尼力、惯性力产生的误差，也可以根据不同的优化目标，不同的悬架结构参数，选择合适的分数阶次进行研究。

为了使悬架系统具有良好的稳定性和平顺性，需要找到最佳的分数阶次 α 以匹配悬架系统。根据悬架的特性的要求，系统应该最小化车身加速度、悬挂动挠度、轮胎动态载荷、车身俯仰角等等。因为每个性能之间无法同时最优，因此，文中建立了一个综合性能指标函数（ITSE 函数），根据其最小原则来平衡模型性能的评估。由于文中建立的二自由度模型，只考虑了前两个指标以建立下面的综合性能指标函数。

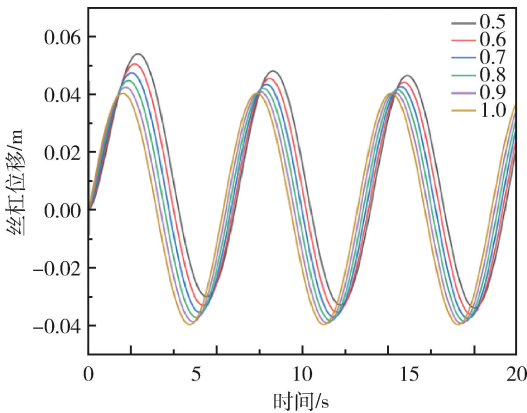


图 6 不同分数阶次下丝杠位移的时域图

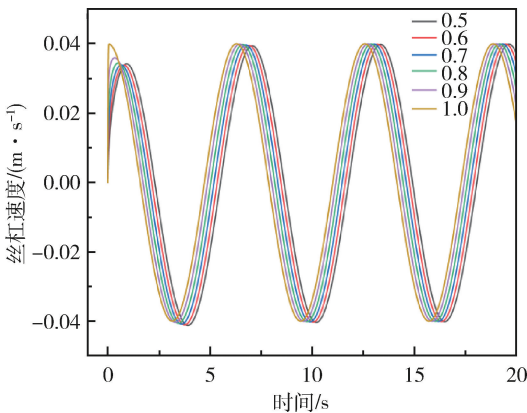


图 7 不同微分阶次下丝杠速度的时域图

$$J(t) = \int_0^{\infty} t n_1 \ddot{x}^2 + n_2 \dot{x}_1 - x^2 dt \quad (12)$$

其中， n_1 、 n_2 分别是每个指标的权重，这些权重根据相应指标的重要性的和载具参数进行选择，根据文献 [18]，这里 $n_1 : n_2$ 选择 1:3 000。

基于 ITSE 综合性能指标函数最小原则，利用 MATLAB 优化工具箱的 fmincon 命令对悬架模型参数 α 在 $(0, 1]$ 上选取不同的阶次仿真^[19]，对仿真结果进行整理，得到图 9。可以看出在此模型中，综合考虑悬架性能的情况下，在微分阶次取 0.5（阶次精确到 0.1）的情况下，模型得到的结果可更准确。

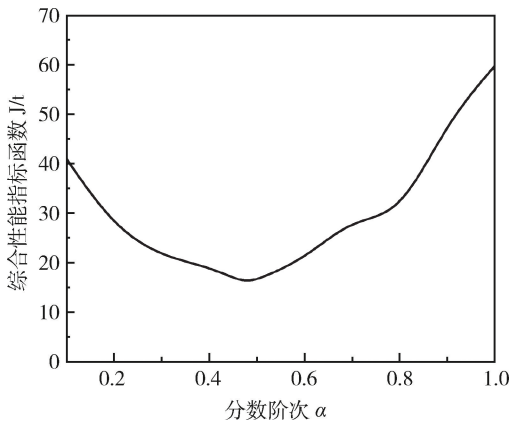


图9 综合性能指标函数与分数阶次的关系曲线

4 结 论

文中将分数阶算子引入到惯容式油气悬架的动力学建模中,建立了惯容式油气悬架分数阶模型,验证了模型的正确性;通过 Origin Pro 软件对仿真结果数据的整理分析,结果表明,引入分数阶微分算子到惯容式油气悬架动力学模型,可以选择不同分数阶次,根据建立的综合评价指标函数,确定合适的分数阶,从而减小非线性力学特性研究的误差;当分数阶算子的阶次小于1时,阻尼力在相位上相对油缸速度存在延迟,此种情况表征了惯容式油气悬架实际的动态特性,即惯容式油气悬架的系统输出特性与油缸运动状态存在相位延迟;在惯容式油气悬架的设计研究中可选择合适的分数阶次,从而更加准确地表现出悬架的振动特性。

文中主要将分数阶算子引入到惯容式油气悬架模型之中进行的仿真,得出分数阶算子的引入能够提高仿真结果的精度;未来还需继续完善,如提高综合评价指标的维度,选择更加合适的分数阶阶次等,为提升惯容式油气悬架仿真的精度作参考。

参考文献:

[1] SMITH M C, WANG F C. Performance benefits in passive vehicle suspensions employing inerters [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2004, 42(4): 235-257.

[2] SMITH M C. Synthesis of mechanical networks: the inerter [J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2002, 47(10): 1648-1662

[3] 高 乔. 非线性忆惯容器及其对车辆悬架性能的影响 [D]. 镇江: 江苏大学, 2019.

[4] SOONG M F, RAMLI R, MAHADI W N L. Ride evaluation of vehicle suspension employing non - linear

inerter [J]. *AppliedMechanics and Materials*, 2013, 471: 9-13

[5] 杨晓峰, 沈钰杰, 陈 龙, 等. 基于动力吸振理论的车辆 ISD 悬架设计与性能分析 [J]. *汽车工程*, 2014, 36(10): 1311-1315.

[6] 杨晓峰, 李洪昌, 刘雁玲, 等. 重型车辆 ISD 悬架平顺性与道路友好性分析 [J]. *重庆理工大学学报 (自然科学)*, 2020, 34(7): 19 -26.

[7] 刘雁玲, 颜 龙, 杨晓峰, 等. 基于 ADD 正实网络的车辆 ISD 悬架优化设计与性能研究 [J]. *振动与冲击*, 2021, 40(11): 262-268.

[8] SHEN Y, JIA M, YANG X, et al. Vibration suppression using a mechatronic PDD-ISD - combined vehicle suspension system [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2023, 250: 108277.

[9] 颜 龙, 杨晓峰, 沈钰杰, 等. 变车载质量下重型车辆 ISD 悬架平顺性与道路友好性分析 [J]. *江苏大学学报(自然科学版)*, 2022, 43(4): 407-415.

[10] 花 杰, 沈钰杰, 陈 龙, 等. 基于机电惯容的车辆 ISD 悬架的分数阶控制系统 [J]. *汽车安全与节能学报*, 2022, 13(1): 63-69.

[11] 聂佳梅, 韦 颢, 张孝良, 等. 液压惯容悬架性能仿真分析与试验研究 [J]. *机械设计与制造工程*, 2023, 52(2): 20-25.

[12] 王 勇, 季明珠, 张步云. 分数阶惯容悬架动态特性研究 [J]. *噪声与振动控制*, 2023, 43(1): 12-18.

[13] 王靖岳, 吕 坤, 王浩天, 等. 非线性油气悬架的动力学与控制研究进展 [J]. *液压气动与密封*, 2023, 43(4): 1-6.

[14] 王靖岳, 程海洋, 王浩天. 双气室油气悬架的分数阶建模与特性分析 [J]. *机械设计*, 2021, 38(S1): 75-78.

[15] 薛定宇. 分数阶微积分学与分数阶控制 [M]. 北京: 科学出版社, 2018.

[16] WANG J Y, LV K, WANG H T, et al. Research on vehicle active air suspension based on fuzzy fractional order $PI^{\lambda}D^{\mu}$ control strategy [J]. *Journal of Low Frequency Noise Vibration & Active Control*, 2022, 41(2): 712-731.

[17] 杜 甫, 陈轶杰, 万义强, 等. 惯容式油气悬架力学建模和试验研究 [J]. *汽车工程*, 2021, 43(12): 1817-1824.

[18] 吕 坤. 含分数阶项的油气悬架系统非线性动力学及控制研究 [D]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2023.

[19] 高 远, 范健文, 潘盛辉, 等. 汽车非线性主动悬架系统的分数阶模糊控制 [J]. *中国机械工程*, 2015, 26(10): 1403-1408.

文章编号: 1009-4687(2024)03-0007-05

离合器摩擦副微观粗糙表面滑动接触特性研究

董玮¹, 魏成思², 郑长松³, 王茜⁴, 李超³

(1. 陆军装备部信息保障室, 北京 100072; 2. 北京北方车辆集团有限公司, 北京 100072;

3. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; 4. 北京信息科技大学现代测控技术教育部重点实验室, 北京 100192)

摘要: 考虑离合器摩擦元件实际形貌特征, 建立了摩擦表面微凸体二维挤压和滑动接触有限元模型, 研究了摩擦表面的微观接触特性。摩擦表面间的接触实际为微凸体的相互挤压, 随着施加载荷的增加, 摩擦表面接触微凸体的个数逐渐增加, 实际接触微凸体数量的变化影响单个微凸体的承受载荷。摩擦表面之间的滑动接触实际上是微凸体的相对挤压和剪切, 并且致使微凸体顶部产生弹塑性变形的过程。本研究为摩擦元件的摩擦磨损机理研究提供了理论基础。

关键词: 离合器, 摩擦元件, 微凸体, 接触特性

中图分类号: U463.2

文献标识码: A

Study on the Sliding Contact Characteristics of Micro-rough Surface of Clutch Friction Pair

DONG Wei¹, WEI Chengsi², ZHENG Changsong³, WANG Qian⁴, LI Chao³

(1. Army Armament Department information support office, Beijing 100072, China;

2. Beijing North Vehicle Group Corporation, Beijing 100072, China;

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

4. Key Laboratory of Modern Measurement & Control Technology in Ministry of Education, Beijing Information Science & Technology University, Beijing 100192, China)

Abstract: Considering the actual morphology characteristics of the clutch friction component, a 2D extrusion and sliding contact finite element model of friction surface micro-asperities was established to study the microscopic contact characteristics of the friction surface. The contact between friction surfaces is actually the mutual extrusion of micro-asperities. With the increase of applied load, the number of micro-asperities in contact with the friction surface gradually increases, and the change in the actual number of micro-asperities affects the load bearing capacity by a single micro-asperity. The sliding contact between friction surfaces is actually the process of relative extrusion and mutual shearing of micro-asperities, thus leading to the elastic-plastic deformation at the top of the micro-asperity. This study provides a theoretical basis for the research of friction and wear mechanisms of friction components.

Key words: clutch; friction component; asperities; contact characteristics

离合器摩擦副接触表面的微观接触状态直接决定摩擦元件的宏观摩擦特性, 进而影响离合器的接合性能^[1]。粗糙表面实际接触主要为大量微凸体的相互贴合挤压, 粗糙表面间的摩擦为接触微凸体

之间的相互滑动剪切。从宏观角度, 摩擦元件的摩擦特性主要由摩擦材料和加载工况决定^[2-3]; 从微观角度, 摩擦特性是不同材料属性的微凸体在不同载荷工况下相互挤压剪切能力的体现, 受微凸体分

布情况以及微凸体接触状态的影响^[4]。因此,研究摩擦表面微凸体实际接触状态是研究摩擦副摩擦磨损特性的基础。

在国内外研究方面,Greenwood 和 Tripp^[5]推导了两个粗糙表面平均接触压力与平均间距之间的关系,建立了粗糙表面接触模型,奠定了摩擦学接触理论的研究基础。Yin 等^[6]建立准静态滑动模型,研究了两个弹性随机粗糙表面之间的微观接触状态,发现初始实际接触面积受微凸体分布特性和物理参数的影响。Costagliola 等^[7]采用边界元法和动态摩擦系数计算粗糙表面摩擦过程中的实际接触面积,结果表明宏观摩擦系数随加载压力的增加呈现下降趋势。Chen 等^[8]考虑了粗糙表面的临界接触参数和接触点尺寸分布的尺度依赖性,提出了粗糙表面的分形接触模型,揭示了表面形貌和材料性质对接触特性的影响。Zhao 等^[9]建立了混合润滑条件下粗糙表面接触磨损模型,研究了粗糙接触表面润滑与磨损的相互作用。

本文从离合器摩擦元件的真实表面形貌入手,采用有限元方法研究微观表面在静压和滑动接触两种状态下的实际接触状态变化,研究摩擦表面在不同工作参数条件下的实际接触特性,为离合器实际接合过程中摩擦特性变化及长期工作过程中摩擦特性演化研究提供理论基础。

1 微观粗糙表面二维接触模型

为探究粗糙表面在均布载荷下微凸体的实际接触情况以及接触力学行为,根据离合器铜基摩擦材料的粗糙表面轮廓,建立二维有限元仿真模型。考虑到微观尺度下的截断误差对计算结果的影响,采用长度、弹性模量、质量、力和时间单位分别为 mm、MPa、kg、N 和 s 的单位制。取粗糙表面轮廓长度为 62 μm ,厚度为 7 μm 进行建模计算。如图 1 所示,分别建立了理想光滑刚体平面挤压粗糙表面(图 1(a))和两个粗糙表面之间相互挤压(图 1

(b)) 的模型。在图 1(a)中,施加均布载荷,研究不同载荷工况下粗糙表面微凸体的接触情况;在图 1(b)中,为避免微观尺度下微凸体分布不均匀性导致的压力分布不均匀性,下摩擦表面底部固定,上摩擦面向下匀速移动,研究摩擦表面之间匀速挤压时,微凸体的接触及受力情况。

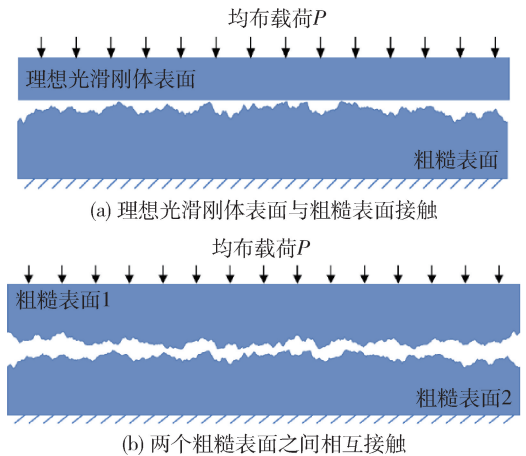


图 1 微观接触模型

在挤压接触模型的基础上,增加了两个接触表面之间的滑动运动,建立滑动接触模型。如图 2 所示,对下摩擦面的底部固定,上摩擦面先向下匀速移动一段距离,然后匀速向右移动 20 μm 。选择粗糙表面为钢材料,其物理参数如表 1 所示,塑性应变与应力之间的关系见图 3。

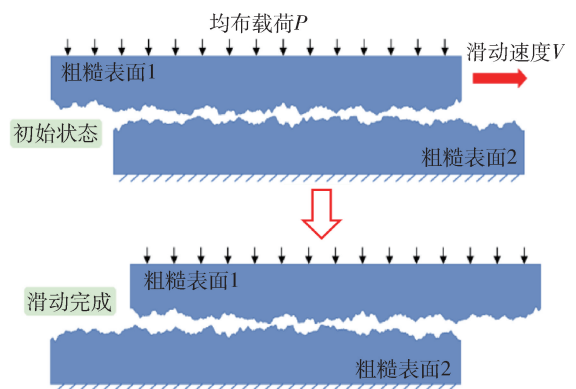


图 2 两个粗糙表面之间滑动接触

表 1 粗糙表面材料参数

材料	密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	弹性模量/Pa	泊松比	比热容/ $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	导热率/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$
65Mn	7 800	160×10^9	0.3	487	45.9

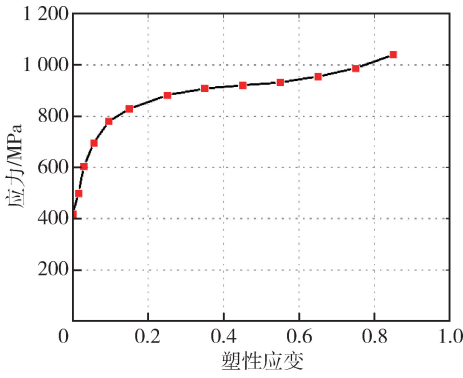


图 3 钢材料应力与塑性应变

2 挤压接触特性研究

图 4 展示了理想平滑刚体表面与粗糙表面相互挤压时的应力分布。根据微凸体开始接触的顺序依

次对其进行编号为①~⑤， $U_1 \sim U_5$ 分别为微凸体①~⑤顶部的应变量。

表 2 列出了接触微凸体的应力值及其变化，随着施加载荷的增加，接触的微凸体发生了不同程度的弹塑性变形。首先接触的微凸体应力最大，当施加载荷从 0.5 MPa 增加到 1.0 MPa 时，最大应力增长了 93.3%，此时，为两个接触微凸体；当施加载荷从 1.0 MPa 增加到 3 MPa，共有 3 个接触微凸体，且微凸体最大应力降低了 1.67%，说明 3 个微凸体共同承担载荷，从而降低了微凸体的最大应力值。当施加载荷从 3 MPa 增加到 5 MPa，最大应力增长了 23.7%，此时微凸体个数没有发生变化，微凸体的最大应力显著增长；当载荷从 5 MPa 增加到 10 MPa 时，微凸体最大应力增长了 12.2%，共有 5 个接触微凸体，此时各个微凸体的最大应力分别为 816.6、713.8、690.2、246.4 和 231.1 MPa。

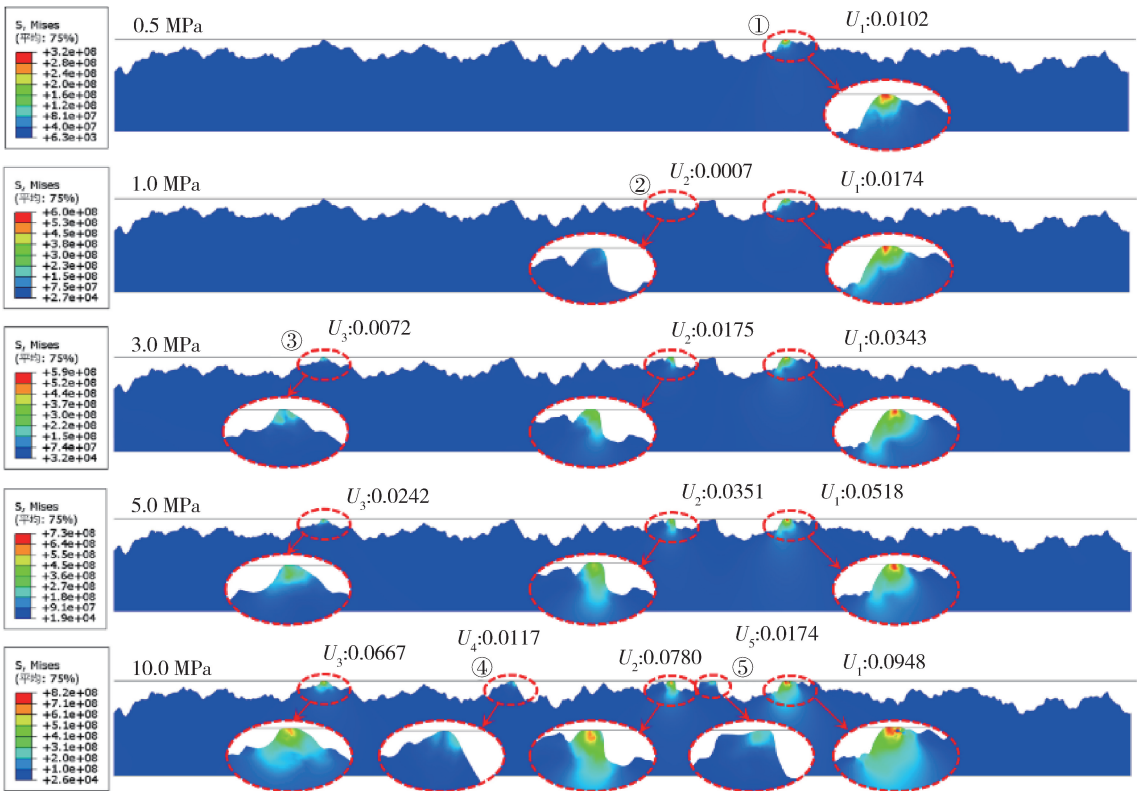


图 4 粗糙表面接触应力

表 2 微凸体实际接触应力变化

施加载荷/ MPa	接触点				
	①	②	③	④	⑤
0.5	322.5	/	/	/	/
1.0	602.9	91.7	/	/	/
3.0	593.1	326.5	193.6	/	/
5.0	727.9	492.2	322.6	/	/
10.0	816.6	713.8	690.2	246.4	231.1

图 5 为两个粗糙表面接触挤压时的应力分布图，根据微凸体开始接触顺序依次对其进行编号为①~⑥，表 3 列出了下摩擦面接触微凸体的应力值变化。接触微凸体数量的增加削弱了微凸体最大应力的增长。从 0.05 s 到 0.1 s 时刻，微凸体数量不变，①~④号微凸体的最大应力分别增长了

7.5%、31.6%、20.9% 和 78.8%；从 0.1 s 到 0.15 s，增加了接触微凸体⑤和⑥号，①~④号微凸体最大应力的增长率分别降低为 0.1%、3.3%、1.5% 和 0.1%。在后续的挤压过程中，接触微凸体的数量不变，微凸体最大应力逐渐增加；然而，由于后接触的微凸体也承担了载荷，导致最先接触

的微凸体应力增长率降低，甚至出现负增长。例如，从 0.15 s 到 0.2 s，①和②号微凸体最大应力分别增加了 1.1% 和 0.6%，而⑤和⑥号微凸体应力增长分别为 0.2% 和 5.5%；从 0.25 s 到 0.3 s，①号微凸体最大应力降低了 2.0%，②号微凸体应力增长仅为 0.4%。

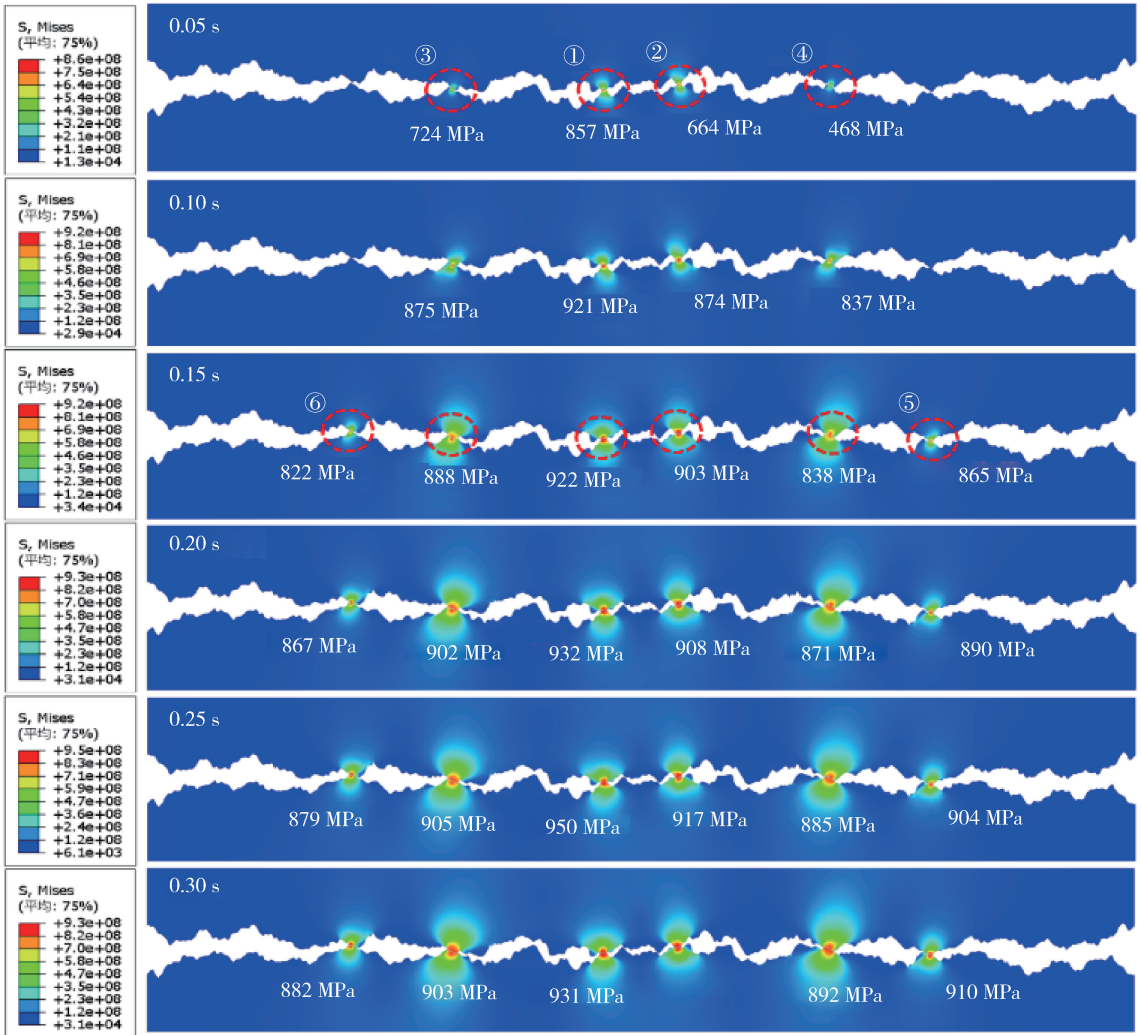


图5 粗糙表面之间的接触应力分布图

表3 微凸体实际接触应力变化

时间/s	接触点					
	①	②	③	④	⑤	⑥
0.05	857	664	724	468	/	/
0.10	921	874	875	837	/	/
0.15	922	903	888	838	865	822
0.20	932	908	902	871	867	867
0.25	950	917	905	885	904	879
0.30	931	921	903	892	910	882

随着施加载荷的增加，摩擦表面实际接触微凸体的个数增加。当实际接触微凸体数量不变时，微凸体的最大应力随着载荷的增加而增加，当接触微凸体数量增加时，最大应力有降低趋势，这取决于增加的微凸体数量和施加载荷增长率的关系。在湿式换挡离合器接合过程中，当加载压力不同时，摩擦表面接触压力发生变化，导致实际接触面积不同，从而影响摩擦表面的摩擦系数。另外，当实际接触微凸体压力发生变化时，其实际塑性变形和剪切脱落程度不同，使得摩擦表面呈现不同的磨损状态。

3 滑动接触特性研究

图 6 为粗糙表面滑动接触时应力分布图。在 0.1 s 时刻，微凸体②号和④号最先接触挤压，此时，微凸体的最大应力分别为 909.5 MPa 和 816.9 MPa；在 0.25 s 时，②号和④号微凸体剪切结束，同时微凸体①、③和⑤号开始接触并发生挤压，微凸体顶部最大应力分别为 919.3 MPa、965.1 MPa 和 1 040 MPa，此时微凸体⑤顶部被严重挤压变形。粗糙表面之间的滑动接触主要为接触微凸体之间的

相对挤压和相互剪切，进而导致微凸体顶部产生塑性变形。在粗糙表面相互滑动接触时，首先是最先接触的微凸体发生剪切作用，然后最高的微凸体开始进入接触并产生剪切，随后是次高微凸体之间相互剪切变形。微凸体顶部的塑性变形导致微凸体的高度降低，这是粗糙表面在滑动过程中粗糙度降低的主要原因。另外，在粗糙表面长时滑摩过程中，随着微凸体顶部的逐渐塑性变形，粗糙表面实际接触面积增加，当施加载荷不变时，微凸体的实际接触压力降低，从而使摩擦系数和摩擦表面的磨损率发生变化。

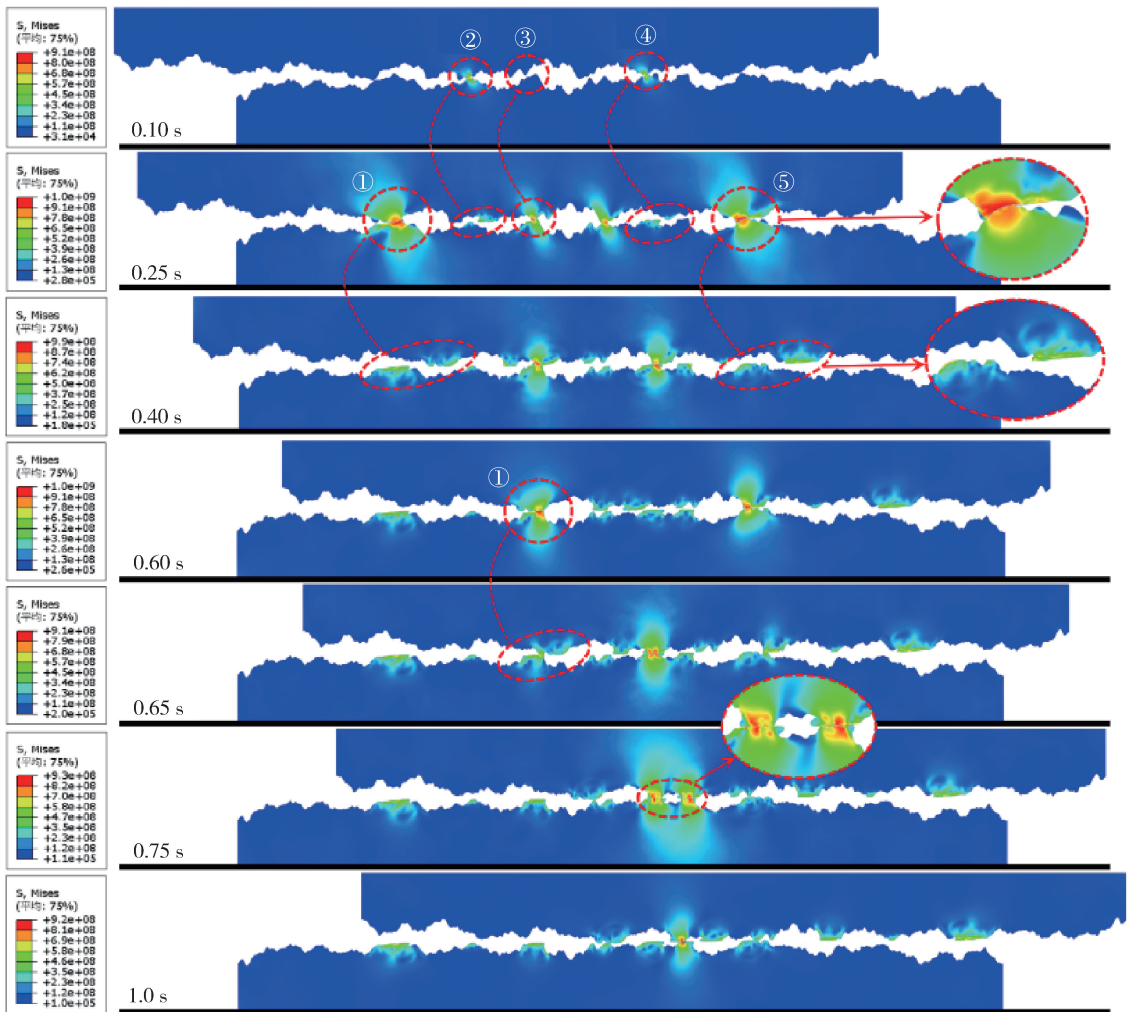


图 6 粗糙表面相对滑动时应力分布图

4 结 论

摩擦表面挤压接触过程中，最高微凸体最先发生接触。随着施加载荷的增加，摩擦表面接触微凸体的个数逐渐增加，微凸体相继发生弹性、弹塑性

和塑性变形。实际接触微凸体数量的变化影响单个微凸体所承受的载荷。当接触微凸体数量不变时，单个微凸体所承受的载荷随施加载荷的增加而增加，当接触微凸体数量增加时，单个微凸体所承受的载荷降低。

(下转第 30 页)

文章编号: 1009-4687(2024)03-0012-05

空降车辆着陆缓冲过程仿真分析与模型验证

石坚, 杨占华, 刘春生, 郭少鹏, 牛艾佳

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要: 围绕空降车辆在着陆缓冲过程中的冲击载荷, 建立空降车辆-缓冲气囊耦合有限元模型并开展着陆缓冲过程仿真。开展典型垂直降落工况地面跌落模拟试验, 对比仿真数据与试验实测数据, 验证仿真模型的准确性。对垂直降落工况和水平向速度的着陆缓冲过程开展仿真分析, 校核车辆冲击载荷、反弹速度、气囊内压等着陆缓冲响应。仿真结果表明, 对于某空降车辆, 目前的空降车辆-缓冲气囊设计方案在多种工况下的冲击载荷满足使用要求。此种方法可以较好满足空降车辆方案优化和着陆缓冲性能预测。

关键词: 空降车辆; 动态建模仿真; 冲击载荷; 地面跌落模拟试验; 模型验证

中图分类号: TJ811+.91

文献标识码: A

Simulation Analysis and Model Verification of Airborne Vehicle Landing Buffer

SHI Jian, YANG Zhanhua, LIU Chunsheng, GUO Shaopeng, NIU Aijia

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

Abstract: Based on the impact load of airborne vehicle during landing buffering, the coupling finite element model of airborne vehicle-buffer bag was established and the landing buffering process simulation was carried out. The ground drop simulation test under typical vertical landing conditions was conducted, and the simulation data was compared with the test data to verify the accuracy of the simulation model. The simulation analysis of the landing buffering process under vertical landing condition with horizontal velocity was carried out, and the landing buffering responses such as vehicle impact load, rebound speed and airbag internal pressure were checked. The simulation results show that for a certain airborne vehicle, the current design scheme of airborne vehicle-buffer airbag can meet the impact load requirements under various working conditions. This method can satisfy the optimization of airborne vehicle scheme and the prediction of landing buffer performance.

Key words: airborne vehicle; dynamic modeling and simulation; impact load; ground drop test; model verification

空降车辆是利用伞降机构和缓冲装置, 采用运输机空投的方式从空中直接投入地面使用的车辆。其中空投过程包括离机、开伞、稳降、着陆缓冲四个阶段, 其中, 着陆缓冲阶段指的是缓冲装置开始作用, 空降车辆下落速度由稳降速度逐渐减小到零, 直至稳定在地面上的过程, 此过程空降车辆受

到一定的冲击载荷。目前国内外最先进的空降车辆是俄罗斯BMD系列空降车, 其最主要的着陆缓冲装置为缓冲气囊, 文中的研究对象也使用此种缓冲装置。空降车辆在稳降后仍有一定的着陆缓冲速度, 通过气囊排气缓冲吸收大部分冲击能量, 能减轻空降车辆在着陆瞬间受到的冲击, 保护仪器设备

收稿日期: 2024-04-30

作者简介: 石坚 (1998-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆工程

通信作者: 杨占华 (1973-), 男, 硕士, 研究员, 研究方向为车辆工程

和车辆结构。研究空降车辆在着陆缓冲过程中受到的冲击载荷，确保车辆结构在冲击中不发生损坏是空降车辆和缓冲气囊设计的重要工作^[1]。

1 有限元建模

在着陆缓冲冲击载荷的作用下，车载设备可能承受过大冲击载荷而损坏，因此，对着陆缓冲阶段车辆冲击载荷的研究是空降车辆不同于传统车辆的关键内容。因空降车辆整车试制和空投试验面临消耗资源大，耗时长，风险大的现实问题，国内外研究者多以车辆和缓冲装置动力学仿真模型为基础开展设计迭代、预测和评估工作^[2-4]。本文建模仿真分析采用典型的刚柔耦合模型，对缓冲过程进行仿真分析。

首先建立空降车辆简化模型。基于车辆几何模型，删除车内筋、梁、隔板等结构，保留车辆外壳并去除孔、安装支座等几何特征，行动系统保留履带外形包络面。使用面网格对简化后的几何表面进行网格划分，单元属性设置为刚性^[5]。简化的车辆模型的轮廓形状和外形尺寸与实际车辆一致。使用附加质量点配重的方法调整简化模型的质量及质心位置，保证模型质量和质心位置参数与实际车辆一致。车辆-气囊耦合模型见图1，气囊结构见图2。

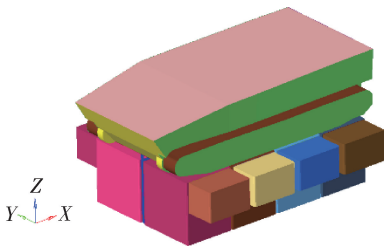


图1 车辆-气囊耦合有限元模型

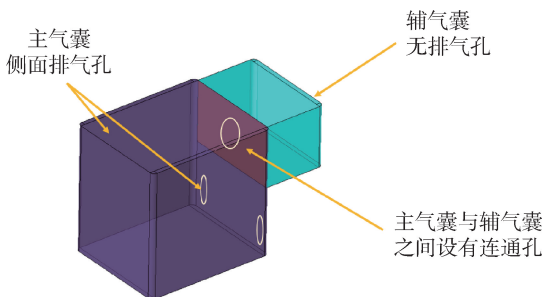


图2 缓冲气囊结构示意图

气囊系统由八个气囊单元组成，每个气囊单元由主气囊和辅气囊组成，其中主气囊侧面设置排气

孔，辅气囊无排气孔，主气囊与辅气囊间有通气孔。建立基于控制体积法的气囊模型，该方法可以较高精度模拟气囊压缩排气过程^[6-7]。

本文空降车辆底甲板及履带直接与气囊接触，气囊与车体之间无刚性传力结构，仅在车辆纵向加装限位装置，防止车体从气囊顶部滑落。车体模型和气囊模型通过罚函数接触模型耦合。模型中共有四类接触关系，包括气囊与车体接触，气囊与地面接触、车体与地面接触及气囊自接触^[8]。

2 着陆缓冲仿真与模型试验验证

应用有限元模型开展多工况仿真研究之前，首先在典型垂直降落工况（下文简称垂降工况）下开展有限元仿真与地面跌落模拟试验。对比仿真结果与实测数据，以验证有限元模型用于仿真研究着陆缓冲过程的准确性。

在试验车辆的重点研究位置布置加速度传感器。图3为加速度测点位置示意图，测点1布置在前舱大质量部件支座附近，该处集中布置有占整车重量15%的部件；测点2位于车辆质心在底甲板的投影点附近；测点3位于车辆后舱中心，该处冲击载荷对于后舱装载各种设备的冲击载荷有代表性；测点4位于尾门下方，在工程经验中此处的冲击载荷较高，需要重点关注。测点1支座周围有底甲板加强筋加固。测点2-4均布置在纵向与横向加强筋交汇位置，测点布置位置的刚度较大，可以减轻冲击信号采集受车辆自身振动的影响。

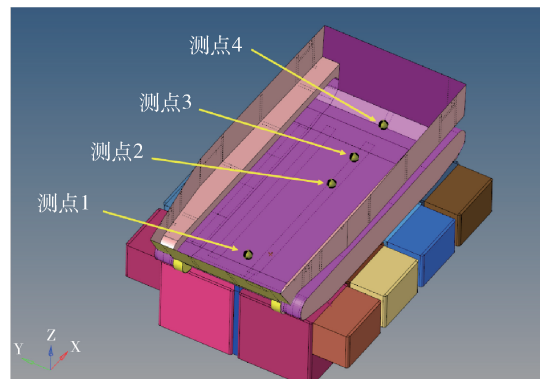


图3 加速度传感器布置位置示意图

2.1 着陆缓冲过程仿真分析

针对典型垂降工况开展着陆缓冲过程仿真，车辆及缓冲气囊以8 m/s速度垂直下落，车辆水平方向速度为0，着陆初始姿态水平，着陆地面水平，

着陆场无横风。

车辆后舱底甲板测点 2 冲击载荷和位移曲线如图 4 所示，从气囊触地开始计时的 2 s 内，车辆运动可以分为下落、反弹、回落、衰减回弹至稳定在地面四个阶段^[9]。如图 4 中根据位移曲线变化划分的 1-4 阶段。

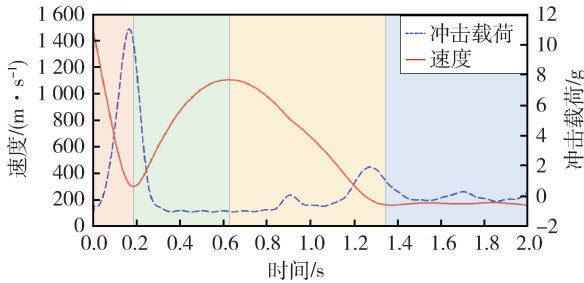


图 4 典型垂降工况下测点 2 加速度与位移曲线

图 4 中加速度曲线显示，仿真开始 5 ms 时，气囊开始压缩，为车辆提供支持力，56 – 283 ms，支持力大于车辆重力。其中，190 ms 时，冲击载荷达到最大值 11.5 g，200 ms 运动至反弹前的最低点随后车辆开始反弹，如图 5 所示。283 ms 后受支持力小于重力，车辆反弹结束后回落。1 200 ms 后车辆再次压缩气囊，此时气囊已经排出大部分气体。加速度曲线出现的第二个峰值，冲击载荷小于 2 g，显著低于首次压缩过程。

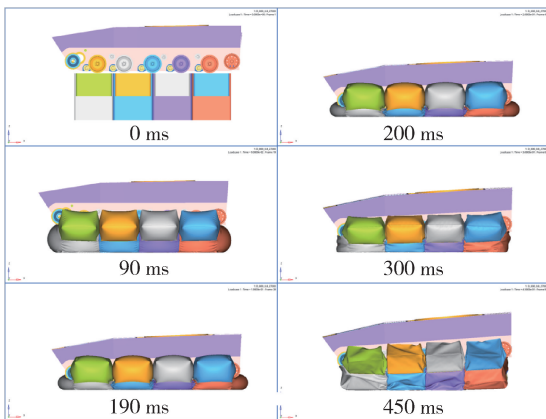


图 5 典型垂降工况下车辆-气囊姿态

2.2 地面跌落模拟试验

地面跌落模拟试验模拟空降车辆和缓冲气囊的着陆缓冲过程，试验装置如图 6 所示。试验地点在平原地区，常温自然环境，无横风，着陆地面为水平硬地面。

试验方法如下：将车辆和缓冲系统起吊至距地指定高度，保证车辆经过自由落体可以达到指定的

落地速度。车辆释放前，通过鼓风机为缓冲气囊充满空气，确保气囊充分充气，气囊内压与大气压力一致。遥控脱离锁解脱后，车辆和气囊系统开始自由落体运动，气囊底部触地瞬间气囊受压，囊内气体排出，车辆-气囊系统实现着陆缓冲。



图 6 地面跌落模拟试验起吊装置^[10]

2.3 试验-仿真数据对比

根据试验车辆的质量和试验气囊的排气孔尺寸，调整仿真模型。测量试验现场的气压、车辆姿态和地面坡度，设置为对应的仿真模型参数。对于车辆质心位置、气囊排气孔流量系数等不易直接测定的参数，根据工程经验进行修正。使用根据试验实际情况设置的模型开展着陆缓冲仿真，表 1 为冲击载荷峰值对比。图 7 为 4 个测点冲击载荷仿真结果与试验结果对比。

表 1 仿真与实测冲击载荷峰值对比

加速度峰值	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4
仿真值/g	10.23	11.05	11.78	12.31
实测值/g	9.77	11.86	12.01	12.98
相对误差	4.71%	-6.83%	-1.92%	-5.16%

试验除了在底甲板加装加速度传感器外，还在左前方和右后方主气囊上加装了气压传感器，检测气囊内部压力与环境压力差值。将对应气囊的内压仿真与实测结果对比，结果如图 8 所示。气囊内压峰值对比如表 2 所示。

表 2 仿真与实测气囊内压峰值对比

气囊内压	左前气囊	右后气囊
仿真值/MPa	0.161	0.136
实测值/MPa	0.151	0.141
相对误差	6.62%	-3.55%

由仿真与试验结果的对比可知，仿真得到的测点冲击载荷曲线及气囊内压曲线与实测结果在波形宽度、峰值和出现时间上均有较高的相似度。冲击载荷峰值误差和气囊压力误差均在 7% 以内，空降车辆-缓

充气囊耦合模型仿真满足仿真分析的要求^[11]。

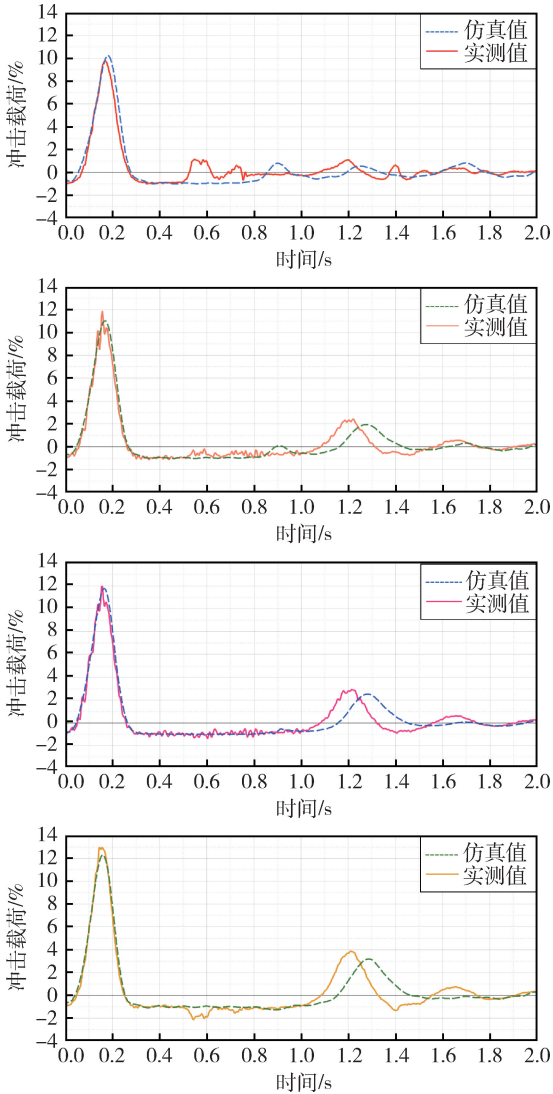


图7 底甲板测点加速度试验结果与仿真结果对比（测点1-4）

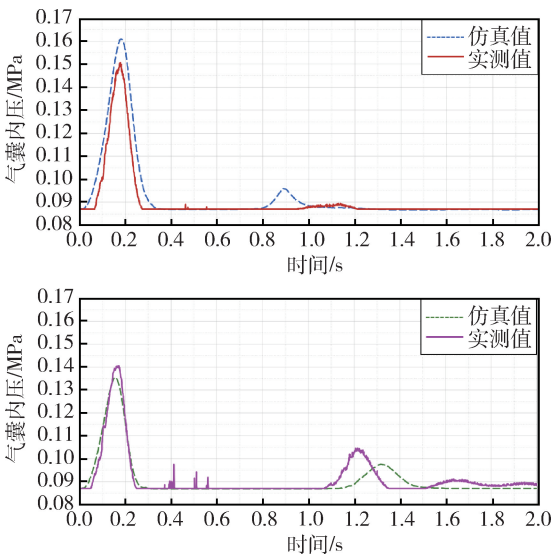


图8 缓冲气囊内压试验结果与仿真结果对比（左前、右后）

3 典型工况仿真分析

空投装备着陆缓冲时一般应能承受 20 g 的冲击载荷；根据气囊织物的抗拉强度换算气囊的最大内压应小于 0.19 MPa；空投装备最大反弹速度应小于 3 m/s，以确保空投装备着陆缓冲结束时不出现过大的反弹^[12]。通过着陆缓冲过程仿真，研究空降车辆和气囊在典型工况下的着陆缓冲表现，校验上述冲击响应，对于空降车辆和缓冲气囊着陆缓冲效果的预测和确定优化设计方向具有重要意义。

使用车辆-气囊耦合模型进行 4 种典型工况的仿真计算，4 种典型工况条件如表 3 所示。

表 3 典型工况列表

编号	工况	工况说明
1	8 m/s 垂降工况	8 m/s 速度正落， 横向速度为 0，水平地面
2	10 m/s 垂降工况	10 m/s 速度正落， 横向速度为 0，水平地面
3	8 m/s 垂降工况 + 水平向速度	8 m/s 速度正落，车辆纵向速度 5 m/s，侧向速度 2 m/s，水平地面
4	9 m/s 垂降工况 + 水平向速度	9 m/s 速度正落，车辆纵向速度 9 m/s，侧向速度 4 m/s，水平地面

调整模型初始条件开展着陆缓冲仿真输出结果如表 4 所示。仿真结果显示在 4 种典型工况下，底甲板加速度均满足小于 20 g 的要求。同时，冲击载荷峰值显示出从车首到车尾方向逐渐增大的趋势，车尾冲击载荷显著高于车首冲击载荷。工况 4 的仿真结果显示，尾门下方冲击载荷达到 19.82 g，接近限值，在实际空投中可能产生风险。在后续研究中可以对车尾冲击载荷开展优化。

表 4 冲击载荷峰值

工况编号	冲击载荷测点与测值/g			
	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4
1	10.23	11.05	11.78	12.31
2	19.63	18.15	18.45	19.21
3	10.01	11.98	13.09	14.37
4	12.06	15.63	17.68	19.82

与车尾冲击载荷高于车首冲击载荷相对应，车尾的反弹速度也高于车首反弹速度，反弹速度

仿真结果如表 5 所示. 4 个工况下反弹速度都比较大, 车尾反弹速度显著高于 3 m/s, 说明使用当前缓冲气囊, 车尾会产生较大的反弹, 反弹速度尚不满足要求.

表 5 反弹速度峰值

工况编号	测点位置反弹速度峰值/ (m · s ⁻¹)			
	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4
1	2.95	3.34	3.49	3.70
2	4.45	5.44	5.76	6.13
3	1.88	4.61	5.60	6.65
4	2.66	5.01	6.28	7.42

仿真研究发现, 垂降速度和水平速度对于气囊内压的最大值以及气囊内压的分布都具有影响. 对比 1、2 工况, 垂降速度增大使得气囊内压增高, 对比 1、3 工况, 水平速度导致气囊内压分布发生变化. 对比 1、4 工况, 在垂向速度、水平速度的共同影响下, 气囊内压和最大气囊内压出现的位置都发生了改变.

表 6 气囊内压峰值

工况编号	气囊最大(小)内压及对应气囊			
	最大内压气囊	最大内压/MPa	最小内压气囊	最小内压/MPa
1	R2	0.167	L4	0.135
2	R2	0.204	L4	0.153
3	R1	0.206	L4	0.124
4	R1	0.211	L4	0.128

总结 4 个工况下冲击载荷、反弹速度和气囊内压的仿真结果, 当前着陆缓冲气囊在仿真的 4 个工况下可以基本满足空投装备着陆冲击载荷不大于 20 g 的要求. 但反弹速度较大, 尤其是车尾反弹速度显著高于车首. 气囊最大内压略高于目前 0.19 MPa 的要求, 可以通过在气囊表面布置加强束带提升气囊的耐压水平.

冲击载荷峰值和气囊内压的仿真结果表明, 着陆缓冲过程中存在冲击载荷“前低后高”, 气囊内压“前高后低”的趋势. 通过对冲击载荷和气囊内压分布进行主效应研究, 得出冲击载荷和气囊内压前后分布不均匀的现象与空降车辆质心位置相对几何中心靠前的特性有关. 在后续的研究中可以通过

优化气囊设计或调整车辆重心位置, 改善冲击载荷和气囊内压分布的均匀性, 同时起到降低车尾反弹速度的效果.

4 结 论

1) 建立了有限元车辆-气囊耦合模型, 并对模型的响应特性进行了试验验证. 仿真得到的底甲板测点加速度和气囊内压与试验实测值具有较好的一致性, 仿真模型精度在 ±7% 以内, 可以满足工程分析的需要.

2) 通过典型工况仿真, 对比空投装备使用要求, 校核了当前空降车辆-缓冲气囊在各工况下的冲击载荷、反弹速度和气囊内压. 校核结果表明, 目前设计方案可以满足冲击载荷小于 20 g 的要求.

3) 通过建立简化车辆和缓冲气囊的耦合动力学模型, 在开展地面跌落模拟试验对仿真模型进行验证的基础上, 应用耦合动力学模型开展复杂和恶劣工况下的着陆缓冲仿真. 此种方法可以较好满足空降车辆方案优化和着陆缓冲性能预测.

参考文献:

[1] 杨占华, 刘春生, 李 军, 等. 空降车辆着陆缓冲过程动态建模仿真 [J]. 兵工学报, 2022, 43 (z1): 26-34.

[2] TAYLOR A, BENNEY R, BAGDONOVICH B. Investigation of the application of airbag technology to provide a softlanding capability for military heavy airdrop [C] //16th AIAA Aerodynamic Decelerator Systems Technology Conference and Seminar. 2001: 2045.

[3] 杜志岐, 邵朋礼. 铝合金车体抗冲击能力的动态有限元仿真 [J]. 兵工学报, 2009, 30(1): 1-4.

[4] 郝贵祥, 王红岩, 洪煌杰. 空降车着陆缓冲过程仿真研究 [J]. 机械科学与技术, 2012, 31 (2): 340-344.

[5] 许鹏伟, 张红英, 陈建平, 等. 二代伞兵战车的缓冲气囊系统参数优化设计 [J]. 包装工程, 2018, 39(1): 24-29.

[6] ESGAR J B, MORGAN W C. Analytical study of soft landing on gas filled bags [R]. NASA Technical Report R-75, 1960.

[7] 车凯凯, 王美松. 安全气囊展开的三种数值模拟方法的对比 [J]. 汽车安全与节能学报, 2013 (3): 250-256.

[8] 王红岩. 空投装备回收系统建模与分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2014.

文章编号: 1009-4687(2024)03-0017-06

航空活塞发动机稳压箱温度影响因素及高空特性研究

温占永, 孙鹏晖, 田亚明

(中国航天空气动力技术研究院 彩虹无人机科技有限公司, 北京 100074)

摘要: 针对某型航空活塞发动机中冷系统, 建立了系统的传热数学模型. 通过与实验数据相对比可知, 中冷器冷侧出口温度、热侧出口温度模拟结果误差均在 1.5% 以内, 明确了本文构建仿真模型可行且可靠. 进而, 利用该模型研究了中冷系统空气速度、环境温度、增压比、进气流量等因素对稳压箱温度的影响, 分析了航空活塞发动机中冷系统的高度特性. 结果表明: 稳压箱温度随着空气速度的增加而降低, 随着环境温度、增压比及进气流量的增加而上升. 稳压箱温度对增压比的敏感度最大, 对环境温度的敏感度最低, 对进气流量及空气速度的敏感度介于二者之间. 对于所研究的航空发动机中冷系统, 最高稳压箱温度及中冷系统最大换热量均出现在临界增压高度, 在海平面温度为 50 °C 的条件下, 二者的值分别为 82.4 °C、11.5 kW.

关键词: 航空活塞式发动机中冷系统; 稳压箱温度; 敏感度

中图分类号: TK402

文献标识码: A

Research on the Influencing Factors and High Altitude Characteristics of Surge Tank Temperature for Aviation Piston Engine

WEN Zhanyong, SUN Penghui, TIAN Yaming

(CH UAV Science&Technology Co., Ltd, Academy of Aerospace Aerodynamics, Beijing 100074, China)

Abstract: Aiming at the intercooling system of an aero piston engine, the heat transfer mathematical model of the system was established. By comparing the simulation results with experimental data, it is found that the error in the simulation results of the cold side outlet temperature and hot side outlet temperature of the intercooler is within 1.5%, confirming the feasibility and reliability of the simulation model constructed in this paper. Furthermore, using the simulation model, the effects of air velocity, ambient temperature, supercharging ratio, intake air flow rate on the temperature of the surge tank were studied, and the altitude characteristics of the intercooling system of the aviation piston engine were analysed. The results show that, the temperature of the surge tank decreases with the increase of air speed, and increases with the increasing ambient temperature, supercharging ratio and intake air flow. The temperature of the surge tank is most sensitive to the supercharging ratio, and least sensitive the ambient temperature, with sensitivity to intake flow and air speed falling between the two. For the intercooling system of the aero engine, the maximum temperature of the surge tank and the maximum heat transfer of the intercooling system appear at the critical supercharging height, which are 82.4 °C and 11.5 kw under the condition of sea level temperature of 50 °C, respectively.

Key words: aviation piston engine; intercooling system; surge tank temperature; sensitivity; altitude characteristic

航空活塞发动机因其重量轻巧、成本效益高以及较低的燃油消耗率,在中小型无人机领域得到了广泛应用^[1-2].作为容积式动力机械,航空活塞发动机输出功率与进气充量成正比关系^[3].随着飞行高度的增加,大气密度逐渐降低,这会导致自吸式航空活塞发动机进气量不足,从而影响其动力性能.涡轮增压式航空活塞发动机配备了涡轮增压器,能够将进入气缸的空气压力维持在接近地面水平的状态,有效解决了空中动力下降的问题.然而,增压后的空气温度会显著上升,这不仅降低了充气效率,若未经处理直接输入发动机,还可能引起功率减少及爆震风险的增加^[4-6].为了提高进气充量,通常会在增压器与发动机之间安装一个空-空中冷器,用于冷却增压空气.经过冷却的空气随后进入发动机的稳压箱.稳压箱内的温度受到多种因素的影响,包括环境温度、流经中冷器的空气速度、增压比及进气流量等.为航空活塞发动机在空中有尽可能高的恢复功率,并保证其在设计的工作范围内稳定运行,深入研究这些因素对稳压箱温度的影响至关重要.

李毅等^[7]基于散热器的传热计算方法,推导出大气热力学参数对散热器传热的影响,指出对流换热系数与大气密度的0.5~0.8次方成正比.徐翔等^[8]基于热网络法,研究了海拔高度和传热介质流量对散热器传热性能的影响,指出大气压力和空气密度减小是车用散热器高原传热性能显著下降的主要原因.严雄^[9]基于Fluent仿真软件,利用多孔介质模型,对某型无人机冷却系统中散热器的换热性能进行仿真,研究了冷空气流量、冷却液流量及散热器芯体厚度对散热器性能的影响.周兵等^[10]基于空中和高原环境的特点,研究了柴油发动机散热器传热性能的高度特性.现有的针对活塞发动机热管理的文献大都面向环境参数对散热器换热性能的影响及对发动机冷却系统传热性能的研究^[10-12],对航空活塞发动机中冷系统的稳压箱温度影响因素及其随高度变化的特性研究相对较少.

文中针对某型航空活塞发动机中冷系统,建立了详细的传热数学模型.通过该模型,研究了空气速度、环境温度、增压比、进气流量等多个参数对稳压箱温度的影响,并对该航空活塞发动机中冷系统的高度特性进行了研究.研究成果旨在为中空长航时无人机用航空活塞发动机中冷系统的优化设计提供依据和技术支持.

1 仿真建模

某航空活塞发动机中冷系统架构示意图如图1所示.来自外界的空气经涡轮增压器增压后进入中冷器,再经风扇强制冷却后进入发动机稳压箱.为便于工程应用,对发动机中冷系统传热过程做出以下简化和假设:①将中冷器芯体、空气的温度参数视为集总参数;②忽略中冷器壁面的热传导;③忽略中冷管路与外界的换热.

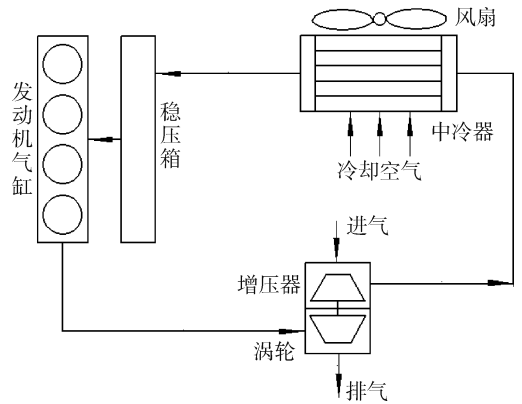


图1 发动机中冷系统示意图

1.1 增压器

增压器是增压中冷系统的重要部件.根据热力学原理,发动机进气在增压器中的压缩过程是按多变过程进行的.发动机进气经增压器增压后进入中冷器,中冷器热侧进口气体温度计算公式为^[13]

$$T_{h,in} = (\pi^{(k-1)/k} - 1)T_{env}/\eta + T_{env}, \quad (1)$$

式中: $T_{h,in}$ 为中冷器热侧气流进口温度; T_{env} 为发动机进气温度,即环境温度,K; η 为压气机效率; k 为多变指数, $k = 1.4$; π 为增压器增压比.

1.2 中冷器

中冷器采用板翅式结构,其热侧为经涡轮增压后的增压空气,冷侧为冷却空气.增压空气在中冷器管路内部流动,冷却空气与外界环境相通.中冷器增压空气的热平衡方程为

$$c_h q_h (T_{h,in} - T_{h,out}) + h_h A_h (T_r - T_{h,out}) = 0, \quad (2)$$

式中: c_h 为热侧气流比热容,J/kg·K; q_h 为热侧气流质量流量,kg/s; $T_{h,in}$ 为热侧气流进口温度,K; $T_{h,out}$ 为热侧气流出口温度,K; T_r 为中冷器芯体温度,K; h_h 为中冷器芯体与热侧气流的对流换热系数,W/(m²·K); A_h 为中冷器器芯体与热侧气流

的对流换热面积, m^2 。

对于流经中冷器的冷却气流, 其热平衡方程为

$$c_c q_c (T_{env} - T_{c,out}) + h_c A_c (T_r - T_{c,out}) = 0, \quad (3)$$

式中: c_c 为冷侧气流比热容, $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$; q_c 为冷侧气流质量流量, $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$; T_{env} 为冷侧气流进口温度, 即环境温度, K ; $T_{c,out}$ 为冷侧气流出口温度, K ; T_r 为中冷器芯体温度, K ; h_c 为中冷器器芯体与冷侧气流的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; A_c 为中冷器器芯体与冷侧气流的对流换热面积, m^2 。

对于中冷器芯体, 其热平衡方程为

$$c_r m_r \frac{dT_r}{dt} = h_h A_h (T_{h,out} - T_r) + h_c A_c (T_{c,out} - T_r), \quad (4)$$

式中: c_r 为中冷器芯体的比热容, $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$; m_r 为中冷器芯体的质量, kg ; T_r 为中冷器芯体的温度, K 。

1.3 空气热力学参数

研究表明, 当海拔高度 H 在 $0 \sim 11 \text{ km}$ 范围内时, 海拔高度 H 处的大气温度、压力可按式计算^[14]。

$$T = T_0 - 0.0065H, \quad (5)$$

$$p = p_0(1 - 0.225577 \times 10^{-4}H)^{5.25588}, \quad (6)$$

式中: T 为海拔高度 H 处的大气温度, K ; T_0 为海平面处的大气温度, K ; H 为海拔高度, m ; p 为海拔高度 H 处的大气压力, Pa ; p_0 为海平面处的大气压力, Pa 。

根据理想气体状态方程可以得到空气密度

$$\rho = \frac{p}{R_g T}, \quad (7)$$

式中: R_g 为空气比气体常数, $R_g = 287 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ 。

根据文献 [15] 所述公式推导, 可得散热器芯体与冷侧气流的对流换热系数为

$$h_c = C\lambda\nu^n\mu^{-n}d_c^{n-1}\rho^n, \quad (8)$$

式中: C 和 n 为与中冷器翅片形状结构相关的常数; d_c 为换热通道的当量直径, m ; λ 为流经中冷器空气的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; ρ 为流经中冷器空气的密度, m^3 ; ν 为流经中冷器空气的流速, m/s ; μ 为流经中冷器空气的动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

根据文献 [16], 空气的导热系数、动力粘度主要与温度有关, 关系式为

$$\lambda = 8 \times 10^{-5}T + 2 \times 10^{-3}, \quad (9)$$

$$\mu = 5.1 \times 10^{-8}T + 3.223 \times 10^{-6}. \quad (10)$$

2 仿真模型验证

在常温风洞内搭建中冷器性能测试平台, 该测

试平台由风洞系统、热空气循环系统及控制系统组成。试验过程中, 中冷器热侧进口温度、冷侧进口温度误差均控制在 $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 以内, 热侧气流质量流量误差控制在 $\pm 1\%$ 以内, 热平衡误差控制在 $\pm 3\%$ 以内。选取风速分别为 $4 \sim 10 \text{ m}/\text{s}$ 时的 7 种工况进行试验, 中冷器风洞试验工况参数见表 1。表 2 为中冷器性能参数的风洞试验数据与仿真计算数据的对比, 由表 2 可知, 各工况点在平衡状态下中冷器热侧出口温度、冷侧出口温度的仿真计算结果与风洞试验结果误差均在 1.5% 以内。说明所开发的发动机中冷系统传热模型具有很高的可信度, 可以基于此模型开展进一步的仿真研究。

表 1 中冷器风洞试验工况

工况	$v/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$q_h/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	$t_{env}/^\circ\text{C}$	$t_{h,in}/^\circ\text{C}$
1	4.0	0.092	40.0	131.9
2	5.0	0.092	40.0	131.9
3	6.0	0.092	40.0	132.0
4	7.0	0.092	40.0	132.0
5	8.0	0.092	40.0	132.0
6	9.0	0.092	40.0	132.2
7	10.0	0.092	40.0	132.0

表 2 中冷器风洞试验数据与仿真计算数据的对比

工况	$t_{h,out}/^\circ\text{C}$			$t_{c,out}/^\circ\text{C}$		
	试验值	仿真值	误差	试验值	仿真值	误差
1	69.6	69.7	0.13%	63.6	63.4	-0.30%
2	66.3	66.5	0.19%	60.6	59.9	-1.19%
3	64.2	64.2	0.13%	57.8	57.4	-0.63%
4	62.3	62.7	0.57%	55.3	55.4	0.06%
5	60.9	61.0	0.20%	53.7	53.9	0.30%
6	59.8	59.9	0.19%	52.4	52.6	0.41%
7	58.8	58.9	0.18%	51.1	51.5	0.82%

3 中冷系统影响因素分析

为了研究航空活塞发动机中冷系统在不同状态下的性能, 文中研究了空气速度、环境温度、增压比、进气流量等关键参数对稳压箱温度的影响。设定各参数的初始值分别为: 空气速度 $7 \text{ m}/\text{s}$ 、环境温度 $4.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 、增压比 3.5 和进气流量 $0.13 \text{ kg}/\text{s}$ 。改变

某一参数，其它参数维持初始值不变，采用中冷系统达到稳定状态的数据计算各参数对稳压箱温度的影响，定义稳压箱温度对各影响因素的敏感度如下。

$$S(x) = \left| \frac{\frac{\Delta Y}{Y_0}}{\frac{\Delta x}{x_0}} \right|,$$

式中： Y 为稳压箱温度，即中冷器热侧出口温度； x 分别指空气速度、环境温度、增压比和进气流量。

3.1 空气速度对中冷系统的影响

流经中冷器的空气速度是影响中冷系统传热性能的重要参数。在其它参数不变的情况下，改变空气速度，得到不同空气速度下稳压箱温度 $t_{h,out}$ 及其对空气速度的敏感度 S_v ，如图 2 所示。从图 2 可知，在低速气流条件下，稳压箱温度对空气速度的变化较为敏感；当空气速度从 4 m/s 提升到 7 m/s 时，稳压箱的温度下降了 19.9 °C。然而，随着空气速度的进一步增加，稳压箱温度的下降趋势放缓，表明其对空气速度的响应敏感度减小。在空气速度从 7 m/s 增加到 10 m/s 的情况下，稳压箱温度仅降低了 11.9 °C，这揭示了在高速气流条件下，继续增加空气速度对降低稳压箱温度的效果变得有限。研究发现，在固定其它条件的情况下，中冷风扇的能耗与其产生的风量（即空气速度）的立方成正比。这意味着在中冷器风扇的选择上，我们需要权衡能耗与风量的关系。在确保中冷系统性能达标的同时，不应盲目追求更高的风量，以免造成不必要的能量浪费。

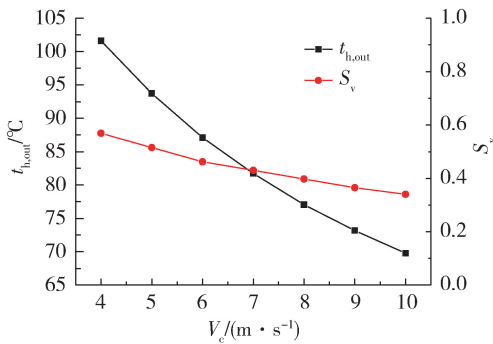


图 2 空气速度对中冷系统的影响

3.2 环境温度对中冷系统的影响

在其它参数不变的情况下，改变环境温度，得到不同环境温度下稳压箱温度 $t_{h,out}$ 及其对环境温度的敏感度 S_t ，如图 3 所示。在保持其它参数恒定的条件下，环境温度的升高会导致稳压箱温度逐

步上升。具体来说，当环境温度为 -25 °C 时，稳压箱温度为 40.1 °C。进一步分析发现，随着环境温度升每升高 5 °C，稳压箱温度上升约 6.9 °C。值得注意的是，稳压箱温度对环境温度的敏感度 S_t 基本上保持不变，这是因为随着环境温度的增加，中冷器热侧进口温度随之增加，中冷器冷侧、热侧进口温度之间的温差变化较小，从而导致了中冷器冷侧、热侧进出口温差也基本不变。

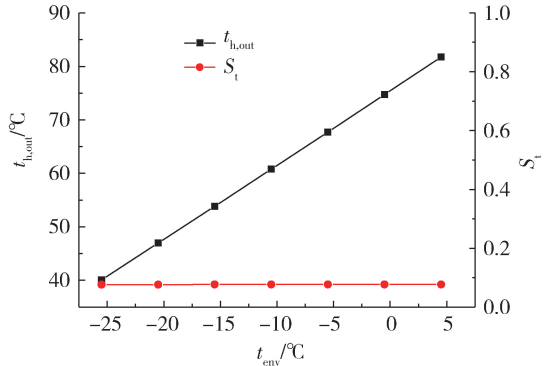


图 3 环境温度对中冷系统的影响

3.3 增压比对中冷系统的影响

在其它参数不变的情况下，改变增压比，得到不同增压比下稳压箱温度 $t_{h,out}$ 及其对增压比的敏感度 S_π ，如图 4 所示。从图 4 可知，随着增压比的增加，稳压箱温度逐渐升高，从具体数值来看，增压比升每高 0.1，稳压箱温度上升 4.3 °C。随着增压比的增加，稳压箱温度对增压比的敏感度 S_π 逐渐变小，但从具体数值来看，在文中所研究的增压比范围内，稳压箱温度对增压比的敏感度在 0.849 以上，稳压箱温度对增压比的敏感度远高于对其它参数的敏感度。

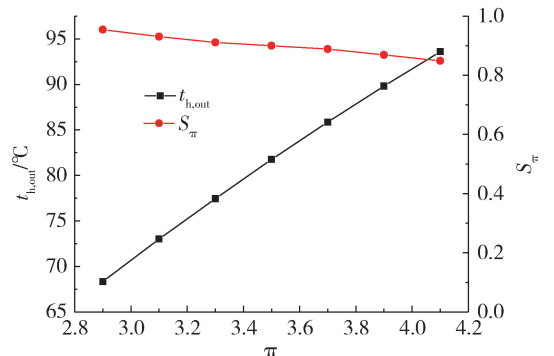


图 4 增压比对中冷系统的影响

3.4 进气流量对中冷系统的影响

在其它参数不变的情况下，改变进气流量，得

到不同进气流量下稳压箱温度 $t_{h,out}$ 及其对进气流量的敏感度 S_q ，如图 5 所示。与空气速度对稳压箱温度的影响相反，随着进气流量的增加，稳压箱温度逐渐升高。当进气流量由 0.10 kg/s 增加至 0.12 kg/s 时，稳压箱温度由 71.2 °C 增加至 78.5 °C，稳压箱温度升高了 7.3 °C。当进气流量由 0.13 kg/s 增加至 0.15 kg/s 时，稳压箱温度由 81.7 °C 增加至 87.6 °C，稳压箱温度升高了 5.9 °C。

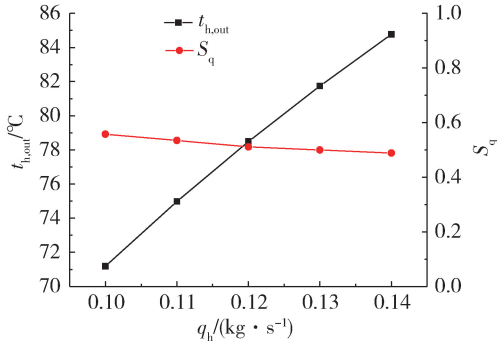


图 5 进气流量对中冷系统的影响

4 中冷系统高空特性

连续爬升能力是评价无人机性能的关键指标，而稳压箱温度直接决定了航空活塞发动机的功率输出，对整体动力性能有着重要影响。在针对无人机的飞行测试中，特别是在高温环境下进行最大油门连续爬升时，高空中的稳压箱温度极易超出安全范围。鉴于此，研究选取这一典型的工作条件，来探究中冷系统在高空环境下的表现，基本参数如表 3 所示。在飞行高度低于 7 000 m 时，该航空活塞发动机的稳压箱压力能够维持 145 kPa 的设定值。然而，一旦超过 7 000 m，由于受到增压比 3.53 的限制，稳压箱压力将会相应下调。

在该工况下，仿真参数随飞行高度的变化如图 6 所示。在无人机以最大连续油门爬升的过程中，发动机进气流量保持不变，其值设定为 0.13 kg/s。设定海平面温度为 50 °C，随着飞行高度每升高 1 000 m，外界环境温度降低 6.5 °C。由于设定流中冷器的空气速度为 7 m/s，因为随着飞行高度的升高空气密度降低，所以流中冷器空气的质量流量也降低。在达到航空活塞发动机的临界高度之前，为了维持稳压箱压力不变，增压比需随飞行高度的增加而增加，同时中冷器热侧入口温度也会随之升高。超过这个临界高度后，尽管环境温度随高

度增加而下降，增压比保持恒定，中冷器热侧入口温度反而开始降低。

表 3 基本参数

参数	数值
海平面环境温度/°C	50
进气流量/(kg·s ⁻¹)	0.13
稳压箱压力/kPa	145
临界增压高度/m	7 000
升限/m	8 000
增压比限值	3.53
空气速度/(m·s ⁻¹)	7.0

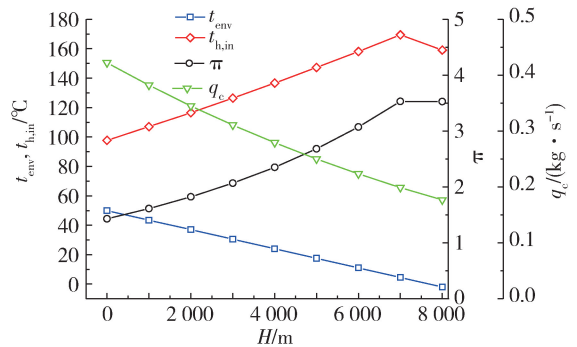


图 6 仿真参数随飞行高度的变化

从图 7 可见，在 2 000 m 以下的飞行高度区间内，由于环境温度和增压比的共同影响，稳压箱温度基本保持恒定。然而，超过 2 000 m 后，随着飞行高度的增加，稳压箱温度显著上升。这表明，在较低的高度区间，增压比对稳压箱温度的影响较弱，其温度变化主要由环境温度的下降所驱动。但在 2 000 m 至临界增压高度之间，增压比的影响力增强，成为主导因素。在这个区间，增压比的提升导致中冷器热侧入口温度显著增加，进而使得稳压箱温度随着飞行高度的上升而大幅度增长。在 2 000 m 的飞行高度，稳压箱温度为 65.5 °C，相较于当地的环境温度高出 15.5 °C，而在临界增压高度 7 000 m 时，稳压箱温度高达 82.4 °C，比当地环境温度高出 77.9 °C。超越这个临界点之后，随着飞行高度的继续攀升，中冷器热侧和冷侧入口的温度都开始下降，从而导致稳压箱的温度也随之回落。从图 7 可以看出，在临界增压高度之下，中冷器冷侧、热侧空气的换热量随着飞行高度的升高而增加。然而，超过这个临界点后，交换热量开始减少。中冷系统的最大换热量出现在临界增压高度，其峰值达到了 11.5 kW。

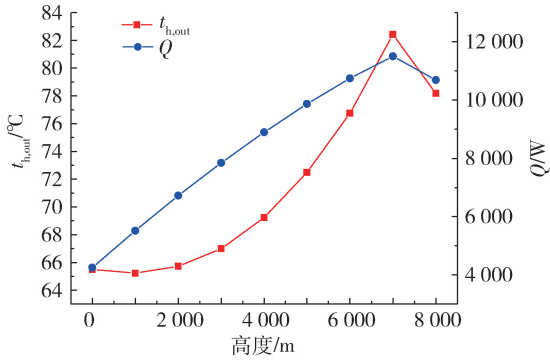


图7 稳压箱温度、换热量随飞行高度的变化

5 结 论

1) 各工况点在平衡状态下中冷器热侧出口温度、冷侧出口温度的仿真计算结果与风洞试验结果误差均在 1.5% 以内。说明所开发的发动机中冷系统传热模型具有较高的可信度，可基于此模型开展进一步的仿真研究。

2) 对于所研究的航空发动机中冷系统，平衡状态稳压箱温度受环境温度、流经中冷器的空气速度、增压比及进气流量等诸多参数的综合作用影响。具体来说，稳压箱温度会随着空气速度的提高而有所下降，但随着环境温度、增压比和进气流量的增加而上升。其中，稳压比对稳压箱温度的影响最为显著，其次是进气流量和空气速度，而环境温度对其影响最小。

3) 对于所研究的航空发动机中冷系统，最高稳压箱温度和最大换热量均出现在临界增压高度上。在海平面温度为 50 °C 的条件下，二者的值分别为 82.4 °C、11.5 kW。

参考文献:

[1] SADRAEY M. Unmanned Aircraft Design: A Review of Fundamentals [M]. Williston: Morgan & Claypool Publishers, 2017.

[2] 温占永, 段 娅. 高空长航时飞翼无人机用涡扇发动机关键技术 [J]. 航空工程进展, 2020, 11 (2): 159-166.

[3] 李科阳. 某型航空活塞发动机散热器设计及其高空特性研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2021.

[4] 王 赫. 活塞式航空煤油发动机燃烧特性及爆震控制研究 [D]. 天津: 天津大学, 2018.

[5] GOWTHAMAN S, SATHIYAGANAM A P. Effects of charge temperature and fuel injection pressure on HCCI engine [J]. Alexandria Engineering Journal, 2016, 55 (1), 119-125.

[6] 邓义斌, 黄荣华, 王兆文, 等. 冷却液温度对天然气发动机性能影响试验 [J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 11-14.

[7] 李 毅, 李远才, 刘景平. 高原车用散热器的传热计算 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2009, 37(9): 90-93.

[8] 许 翔, 索文超, 杨定富, 等. 车用散热器高原传热性能仿真研究 [J]. 系统仿真学报, 2018, 30 (8): 3146-3153.

[9] 严 雄. 基于多孔介质模型的某型直升无人机散热器仿真分析 [J]. 直升机技术, 2020(4): 25-28.

[10] 周 兵, 兰旭东, 徐向华, 等. 柴油发动机热管理系统的高度特性 [J]. 航空动力学报, 2016, 31 (5): 1097-1104.

[11] WANGER J R, SRINIVANSAN V, Dawson D M, et al. Smart thermostat and coolant pump control for engine thermal management systems [J]. SAE Technical Paper, 2003, No. 2003-01-0272.

[12] WANGER T, ROTTENGRUBER H, MANDL F, et al. Optimization of the engine water jacket from concept to production-ready level [J]. MTZ worldwide, 2021, 82(4): 60-65.

[13] 彭文雯, 邹学奇. 压气机效率的定义、特点和应用 [C] //2019 年(第四届)中国航空科学技术大会论文集. 2019.

[14] 《飞机设计手册》总编委会. 飞机设计手册(第一册) [M]. 北京: 航空工业出版社, 1996.

[15] 李 毅, 刘景平, 赵瀚军. 高原工程机械冷却系统实验研究 [J]. 装备制造技术, 2009 (3), 11-13.

[16] National Oceanic and Atmospheric Administration. U. S. standard atmosphere [s]. Washington, DC: US Government Printing Office, 1976.

文章编号: 1009-4687(2024)03-0023-08

定子喷油环结构参数对电机散热的影响

孙宇薇, 朱益琛, 刘思华, 晏江昊宇, 翟丽, 张敏弟

(北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 采用数值模拟和 Pareto Optimality 探讨定子中喷油孔数量与孔径对定子内部的流动特性和温度分布规律的影响。研究表明: 当喷油孔数量从 8 个增加到 30 个时, 进出口压降降低了 80%, 平均湍流度增长了 160%, 定子铁芯平均温度降低了 15%, 绕组平均温度降低了 16%; 孔径从 2 mm 降低到 1.3 mm 时, 进出口压降增大了 57.1%, 平均湍流度增长了 39.9%, 定子铁芯平均温度降低了 1.5%, 绕组的平均温度降低了 2.2%。优化分析得出电机散热效果最优的定子喷油环结构参数范围为: 喷油孔数量在 20~30 个, 孔径大小在 1.45~1.6 mm。此研究结果对油冷电机散热提供理论依据。

关键词: 油冷电机; 喷油孔数量; 喷油孔孔径; 散热性能; 优化方法

中图分类号: TM301.2

文献标识码: A

Influence of Structural Parameters of Stator oil Injection Ring on Heat Dissipation of Motor

SUN Yuwei, ZHU Yichen, LIU Sihua, YAN Jianghaoyu, ZHAI Li, ZHANG Mindi
(Beijing Institute of Technology, College of Mechanics and Vehicles, Beijing 100081, China)

Abstract: Numerical simulation and Pareto Optimality were used to investigate the effects of the number and aperture of oil injection holes on the flow characteristics and the temperature distribution in the stator. The results show that when the number of injection holes increases from 8 to 30, the inlet and outlet pressure drop decreases by 80%, the average turbulence degree increases by 160%, the average stator core temperature decreases by 15%, and the average winding temperature decreases by 16%. When the aperture is reduced from 2 mm to 1.3 mm, the pressure drop at the inlet and outlet increases by 57.1%, the average turbulence is increased by 39.9%, the average stator core temperature is reduced by 1.5%, and the average winding temperature is reduced by 2.2%. The optimization analysis shows that the structural parameters of stator oil injection ring with the optimal heat dissipation effect are as follows: the number of oil injection holes is between 20 and 30, and the aperture size is between 1.45 mm and 1.6 mm. The research results provide a theoretical basis for the heat dissipation of oil-cooled motors.

Key words: oil cooled machine; number of fuel injection holes; fuel injection hole diameter; heat dissipation performance; optimization method

随着社会和汽车工业的发展和进步, 汽油车的排放污染问题日益严重, 因此, 更加节能环保的新能源汽车迅速发展起来, 电机的集成化、轻量化、高效化将成为新能源汽车发展的主流^[1-3]。而由于

电机在运行过程中工况变化频繁, 会产生大量的热量, 使得电机温度升高, 降低电机的寿命和安全性, 所以, 电机温升问题是目前电机发展中的关键问题^[4-6]。电机的冷却技术主要分为风冷和液冷,

收稿日期: 2024-06-18

作者简介: 国家重点研发计划 (2022YFB2502702) 资助

作者简介: 孙宇薇 (2001-), 女, 硕士, 研究方向为车辆工程

而液冷方式又分为水冷和油冷两种类型。相对于水冷技术，油冷散热中冷却油可以直接接触热源，将绕组和定子的热量带走，使绕组保持良好的绝缘状态^[7-8]，提高电机冷却效率。而且，直接喷油冷却可以使冷却油分布更加均匀，利于提高电机的效率。但是，喷油环上喷油孔数量与孔径会严重影响喷油效果与散热效果。

Davin 等^[9]在定子前后两端增设喷油嘴和滴油管，发现喷油嘴数量增加会使得局部温度发生变化。Srinivasan^[10]、Kapatral 等^[11]在固定喷淋的基础上增加空心轴旋转喷淋后，发现采用端部喷淋冷却和空心轴复合冷却的电机具有更好的均温性，温升更低。Lim 等^[12]对喷油内部通道进行了结构优化，使电机的温升显著降低且更加均匀。Liu 等^[13]在原有定子结构上设置了 12 个喷油嘴，分别对不同类型和数量的喷油嘴进行实验，发现增加喷嘴个数和适当增大喷嘴尺寸可使温度更加均匀。

综上所述，国内外针对定子冷却结构散热特性已经开展研究，但流动特性与散热特性息息相关，明确冷却结构中流体的流动状态，能够控制其散热特性。然而，目前有关定子喷油环结构参数对其内部流动特性影响研究还是非常缺乏。文中基于定子内部流动特性研究，探讨喷油孔数量与孔径对定子冷却结构散热特性影响，进而优化结构，提出最优喷油环参数。研究喷油环上喷油孔数量与孔径对电机散热的影响在降低电机温升，增加电机寿命和安全性方面具有指导性作用。

1 定子冷却结构流场计算方法

1.1 定子冷却系统设计

定子结构如图 1 所示^[14]，主要包含喷油环、绕组和定子铁芯。冷却系统主要采用定子淋油的方式对结构进行冷却，冷却油首先从入口进入，一部分进入左侧喷油环经喷油孔喷淋到左侧绕组端部，另一部分进入右侧喷油环经喷油孔喷淋到右侧绕组端部，最后冷却油从出口流出。

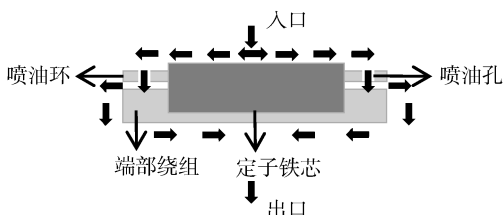


图 1 定子冷却结构示意图

1.2 定子冷却系统结构简化

整个定子冷却系统中存在很多复杂的连接结构，用以保证系统强度，防止工作中发生损坏。设计定子冷却结构网格时，这些连接结构对定子冷却结构内部流动无影响，但会增多网格数量，降低数值计算速度。因此，在保证数值模拟合理性的前提下，忽略连接结构，构建了定子冷却系统数值计算模型，如图 2。

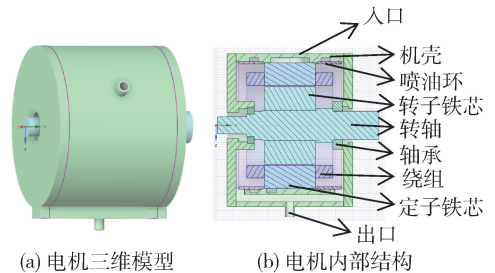


图 2 定子冷却系统数值计算模型图

1.3 数学模型

流动传热数值模拟方法主要基于流固耦合进行计算。开展定子冷却系统内流固耦合传热过程模拟。需要采用控制方程主要包括：质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程^[14]。

值得一提的是，湍流模型的选择可以影响热传递的结果。文中对比了 RNG 模型与 SST 模型。RNG 模型忽略了混合密度变化对湍流粘度的影响，导致过度预测湍流强度，而 SST 模型在湍流粘度中考虑了湍流剪切应力的输运作用，故 SST 模型更为可靠精确。因此，选择 SST 模型为湍流模型，需要满足以下两个方程。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \Gamma_k \nabla k + G_k - Y_k, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \Gamma_\omega \nabla \omega + G_\omega - Y_\omega + D_\omega, \quad (2)$$

式中： ρ 为流体密度， kg/m^3 ； U 为流体速度， m/s ； p 为压强， Pa ； k 为湍流动能， J ； G_k 为 ω 的生成项； Y_k 与 Y_ω 为湍流耗散项； D_ω 为交叉扩散项； Γ_k 为 ω 的雷诺类比扩散系数。

湍流模型 SST

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{1 - F_1}{\sigma_{k,2}}}, \quad (3)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{1 - F_1}{\sigma_{\omega,2}}}$$

式中： F_1 为 k 、 ω 以及流体到壁面的距离 d_w 的超越函数；其余系数有： $\sigma_{k,1} = 1.176$ ， $\sigma_{k,2} = 1.0$ ， $\sigma_{\omega,1} = 2.0$ ， $\sigma_{\omega,2} = 1.168$ 。

在求解导热和对流换热过程中，采用傅里叶导热定律，流体与壁面间热通量 $q_{w,f}$ 和固体与壁面间热通量 $q_{w,s}$ 计算公式如下。

$$q_{w,f} = k_f \frac{T_f - T_w}{\Delta y_f}, \quad (4)$$

$$q_{w,s} = k_s \frac{T_w - T_s}{\Delta y_s}, \quad (5)$$

式中： k_f 与 k_s 分别为流体和固体与耦合面间的导热系数， $W/(m \cdot K)$ ； T_f 、 T_s 与 T_w 分别为流体区域的温度、固体区域的温度以及耦合面上的温度， $^{\circ}C$ ； Δy_f 与 Δy_s 分别为流体区域和固体区域与耦合面的距离， m 。

1.4 定子模型网格及无关性验证

网格划分是数值模拟计算的基础，由于定子冷却结构与内部流体域几何结构比较复杂，流体域与固体域采用非结构化网格，喷油孔、定子铁芯与拐角连接处网格需要局部加密，且为流体域设置了 5 层边界层，以便保证网格质量和计算精度。如图 3 所示，定子冷却结构计算网格包括固体域与流体域，网格总数为 409 万，节点数共 108 万。表 1 中列出了定子冷却结构计算网格质量参数，对比表中各值可知，此网格质量良好，完全符合模拟网格质量标准。

表 1 定子冷却结构设计网格质量

网格质量	平均质量	网格质量标准
正交质量	0.76	>0.15
偏差	0.12	<0.9
偏斜率	0.21	<0.5

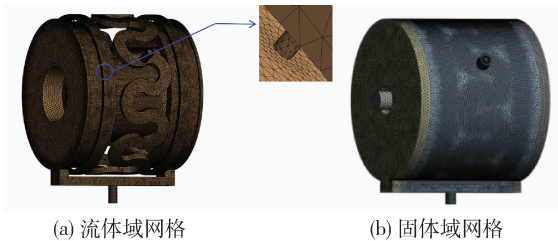


图 3 定子冷却系统网格划分

针对 295 万、379 万、409 万、453 万、561 万网格模型，提取了绕组平均温度和定子铁芯平均温度。当网格数量超过 453 万时，绕组平均温度和定

子铁芯平均温度变化较小趋于平稳，故选定网格数为 453 万的模型进行数值计算，如图 4 所示。

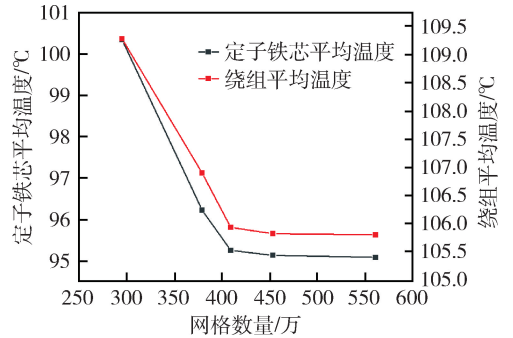


图 4 网格无关性验证

1.5 定子冷却结构边界条件设置

结合样机的工作条件^[14]，在开展模拟分析时，设置边界条件如下：

- (1) 流体中冷却油的油品参数分别为：导热系数 $0.22 W/(m \cdot K)$ 、密度 $870 kg/m^3$ 、比热容 $1985 J/(kg \cdot K)$ 。固体域材料为铸铝和硅钢，冷却油流道出口设为压力出口，压力值是 $101325 Pa$ ；
- (2) 冷却油流道入口设为流量入口，流量值为 $12 L/min$ ，冷却油温度为 $65^{\circ}C$ ；
- (3) 设各壁面传热为相互耦合，即传热过程中热量会在接触面之间相互传递。

1.6 计算方法验证

为验证数值计算方法的准确性，与原定子冷却系统^[14]的实验数据进行对比，相关数据列于表 2。在电机转速为 $3828 r/min$ 、冷却油流量为 $12 L/min$ 、温度为 $65^{\circ}C$ 的额定工况下，进行温升实验，测试电机运行 $60 min$ 内绕组的温度变化情况，得到样机绕组稳定时的温度为 $95.4^{\circ}C$ 。相同工况下对定子冷却系统进行数值模拟得到的绕组稳定温度与样机的实验结果相差 8.2% ，误差小于 10% ，证明文中提出的仿真计算方法可行且合理可靠。

表 2 仿真结果与实验结果对比

温度	仿真	实验	误差
绕组稳定温度/ $^{\circ}C$	103.2	95.4	8.2%

2 结果与讨论

2.1 喷油孔数量对定子内部流动与散热特性的影响

在研究喷油环孔数对定子冷却结构内油流运动

特性和散热过程的影响时，设喷油孔数量为 8、12、15、20、24、30，共计六组。保持喷油孔直径恒定为 1.5 mm，设置电机转速为 3 820 r/min、冷却油温度为 65 ℃。

(1) 额定工况下速度场分析

研究中，将各喷油孔喷淋口设置相同油流速度，因油孔直径恒定，故各喷油孔喷出冷却油流量一致，基于此探究定子散热特性。由图 5 (a) 可知，定子冷却系统油道内冷却油速度均匀，两侧喷油环中冷却油高速喷出，最大速度可达 4.66 m/s，对定子铁芯和绕组部分冷却散热。同时，由图 5 (b) 可知，由于喷油孔均匀对称分布，各喷油孔速度基本相同，有效地对绕组端部进行散热。

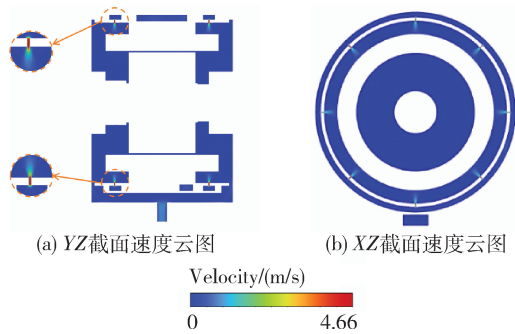


图 5 单侧喷油孔个数为 8 时速度云图

(2) 额定工况下压力场分析

图 6 中列出了 8 个油孔定子内部 YZ 截面油流总压、动压和静压云图。总压与静压的高压力区集中在喷油环与 S 型弯道中。动压力与油流速度有关，当冷却油从喷油孔中喷出时管径急剧减小，冷却油速度迅速增大，喷油孔处动压必然较大，最大值为 128 67 Pa，其余区域动压力较小，基本为大气压；静压力与基准面之间的深度成正比，本模型的基准面设置为定子正中间平行于 Y 轴，喷油环与 S 型弯道相对于 Y 轴上下对称分布且深度较大，所以静压力较高，其余位置如内部空腔区域静压力较小；总压力为静压力与动压力之和。如图 7 所示，定子冷却系统内部压降先减小后缓慢增加，30 个喷油孔工况较 12 个喷油孔工况压降降低了 80%，且当喷油孔个数大于 20 个时压降变化较小，说明此时增加喷油孔个数所产生的阻力损失大小相近。因此，适当增加喷油孔数量可以减小压降，降低阻力损失。

(3) 喷油孔数量对定子温度场分布影响

定子铁芯的高温区集中于内部，由外到内温度逐渐升高，最高温度为 119 ℃，最低温度为 89 ℃，

不同喷油孔个数的定子铁芯温度分布规律相同。因为定子铁芯内侧与绕组相连接，绕组的发热量远大于定子铁芯，所以绕组与定子铁芯会进行热传导从而使得定子铁芯内部温度较高，如图 8 所示。

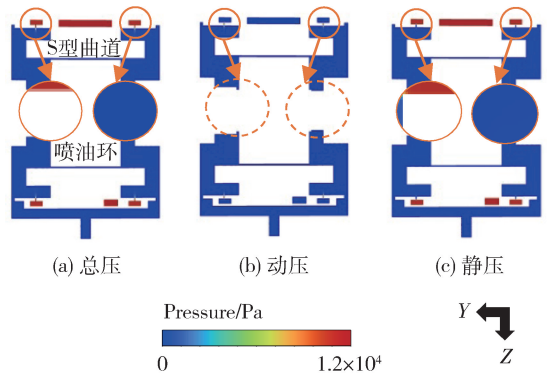


图 6 YZ 截面压力云图

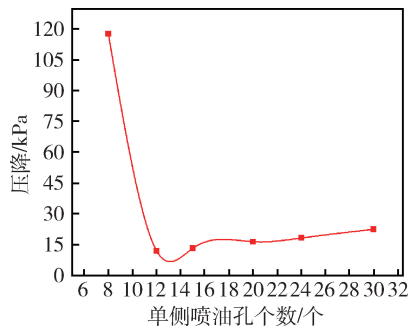


图 7 压降随喷油孔个数变化图

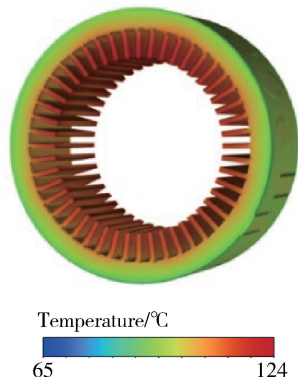


图 8 喷油孔个数为 8 个时定子铁芯温度云图

绕组的高温区集中于端部，温度呈现中间低两边高的趋势，这是由于绕组中间部分不仅有冷却油与其换热，还有定子铁芯对其进行降温。并且端部绕组与喷油孔对应处存在温度较低的区域，因为喷油孔先将冷却油喷淋到绕组端部后，冷却油再因重力作用向下流动，喷淋初期冷却效果最好，随着油

温逐渐升高，冷却效果逐渐降低。绕组最高温度为 124 ℃，最低温度为 104 ℃，不同喷油孔个数下绕组温度分布规律基本相同，如图 9 所示。

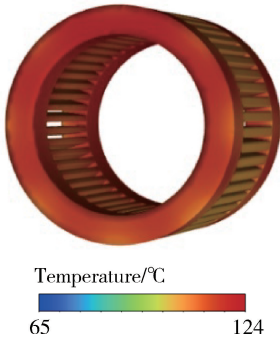


图 9 喷油孔个数为 8 个时绕组温度云图

如图 10 所示，定子铁芯与绕组的温度随着喷油孔个数增多而逐渐降低，30 个喷油孔工况较 8 个喷油孔工况定子铁芯最高温度降低了 16 %、绕组最高温度降低了 17 %、定子铁芯平均温度降低了 15 %、绕组平均温度降低了 16 %。为了详细分析温度的变化的原因，绘制 XZ 截面湍流速度云图列于图 11 中，30 个喷油孔较 8 个喷油孔大湍流速度区域增多，整体湍流速度增加。由图 12 可知，平均湍流速度随着喷油孔个数增加逐渐上升，30 个喷油孔工况较 8 个喷油孔工况平均湍流速度增加了 160 %。正是由于湍流速度的增加，冷却油与定子铁芯和绕组的换热更加充分，使得定子铁芯与绕组的温升降低。

综上所述，适当增加喷油孔个数，可以降低定子铁芯与绕组的温度，提升电机的均温性，进而提高电机的效率与功率。

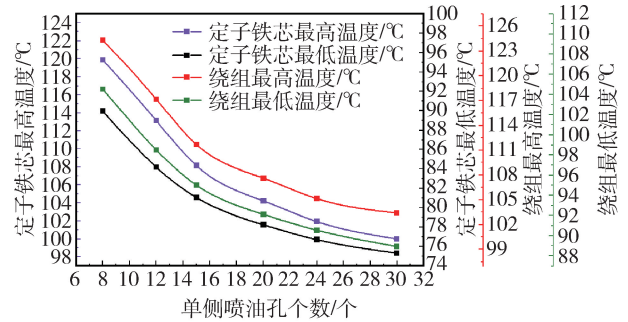
2.2 喷油孔孔径对定子内部流动与散热特性的影响

孔径是定子喷油环中影响电机散热的关键性结构参数之一。基于以上分析可知，喷油孔数量为 24、27、30 时定子内部温升和阻力损失均较低，进一步将探讨孔径对定子内部流动和散热特性影响。研究中，取喷油孔数为 24，设定四组孔径，分别为 1.3 mm、1.5 mm、1.7 mm、2 mm，设置电机转速为 3 820 r/min、冷却油温度为 65 ℃。

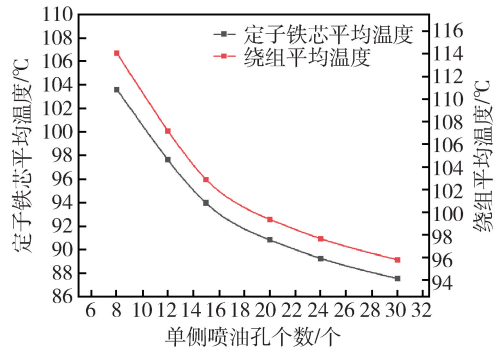
(1) 额定工况下速度场分析

冷却油能够从喷油孔中高速喷出，最大速度为 6.46 m/s，各喷油孔速度分布基本相同，见图 13。由图 14 可知，随孔径的增大，喷油孔最大速度逐渐降低，孔径 2 mm 工况较孔径 1.3 mm 工况最大速度降低了 55.6 %。因此，适当减小孔径大小可

以增大速度，提升定子冷却系统内部的湍流速度，进而增强电机的散热效果。



(a) 最高温度和最低温度随喷油孔个数变化图



(b) 平均温度随喷油孔个数变化图

图 10 不同喷油孔个数时温度曲线

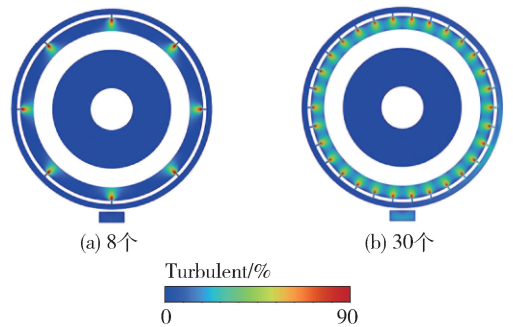


图 11 喷油孔个数 8、30 个时 XZ 截面湍流速度云图

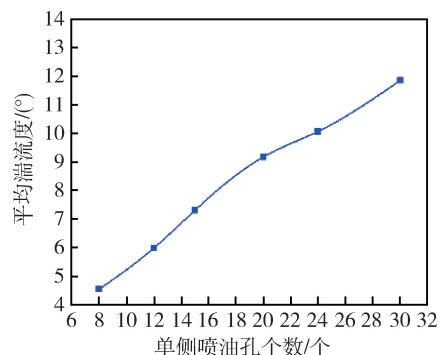


图 12 XZ 截面平均湍流速度与喷油孔数对应曲线

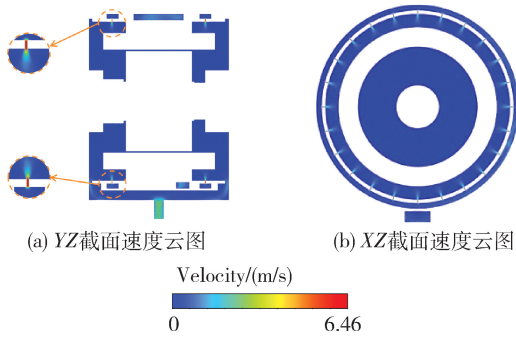


图 13 喷油孔个数为 24 个孔径 1.3 mm 时速度云图

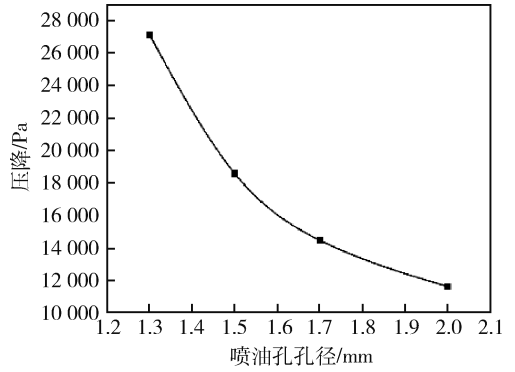


图 16 压降随孔径变化曲线图

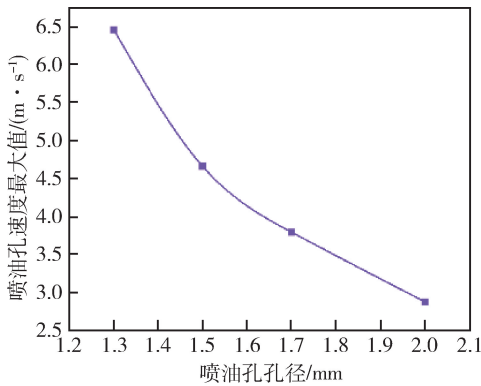


图 14 最大喷油速度随孔径变化曲线 (共 24 个喷油孔)

(2) 额定工况下压力场分析

喷油环以及 S 型弯道中静压力较高, 最大值为 255 71 Pa, 其余位置如内部空腔区域静压力较小, 基本为大气压; 由于喷油孔处速度较大, 使得动压力也较大, 最大值为 259 36 Pa, 其余位置动压力较小, 基本为大气压; 总压力为静压力与动压力之和, 见图 15. 定子冷却系统内部压降变化趋势如图 16 所示, 压降随孔径的增大而减小, 孔径的增大可以降低阻力损失, 所以进出口压降呈现降低的趋势, 孔径 2 mm 工况较 1.3 mm 工况压降减小了 57.1%. 因此, 适当增加孔径大小可以减少压降, 降低阻力损失.

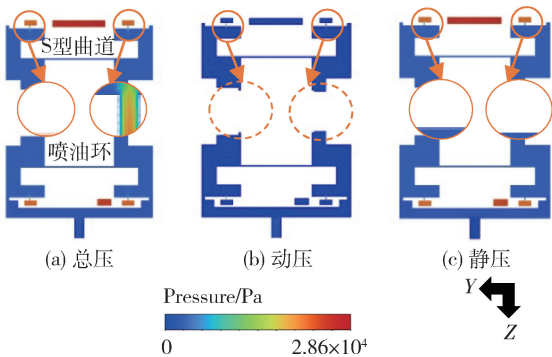


图 15 YZ 截面压力云图 (共 24 个喷油孔, 孔径 1.3 mm)

(3) 喷油孔孔径对定子温度场分布影响

不同孔径的定子铁芯与绕组温度分布规律基本相同, 如图 17 所示, 定子铁芯由外到内温度逐渐升高, 最高温度为 101 ℃, 最低温度为 76 ℃; 绕组温度呈现中间低两边高的趋势, 最高温度为 104 ℃, 最低温度为 90 ℃. 由图 18 可知, 随着孔径逐渐增大, 定子铁芯与绕组的平均温度呈现上升趋势, 孔径 2 mm 工况较 1.3 mm 工况定子铁芯平均温度增大了 1.5%, 绕组的平均温度增大了 2.2%.

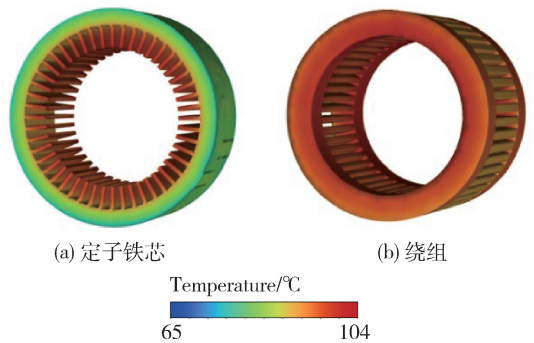


图 17 24 个 1.3 mm 喷油孔工况时定子铁芯与绕组温度云图

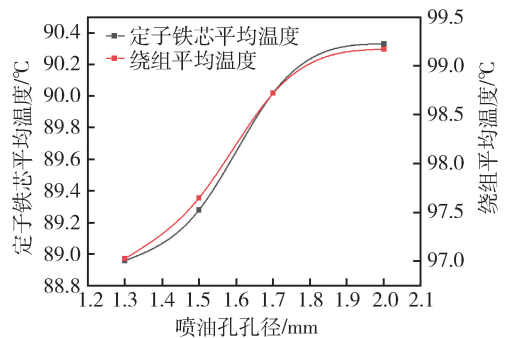


图 18 定子铁芯平均温度与孔径对应曲线 (喷油孔数为 24)

绘制 XZ 截面平均湍流速度与孔径对应曲线列于图 19 中, 平均湍流速度随孔径的增大呈现降低的趋

势，孔径 2 mm 工况较 1.3 mm 工况平均湍流速度降低了 39.9 %。故温度的升高是由于湍流速度逐渐降低，定子冷却系统的散热效果减弱，导致温度升高。

综上所述，适当的减小孔径大小可以降低定子铁芯与绕组的温度，从而降低定子冷却系统的温升，增强散热效果。

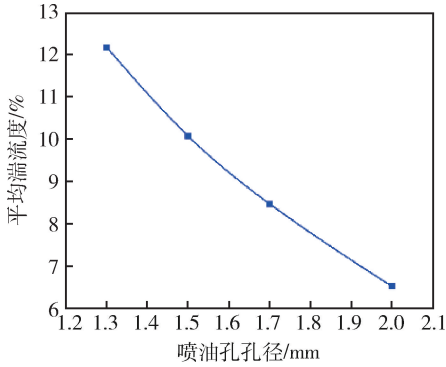
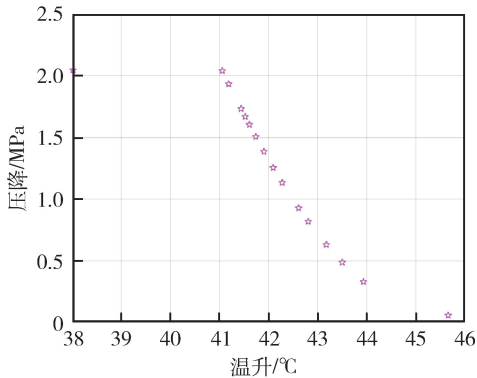


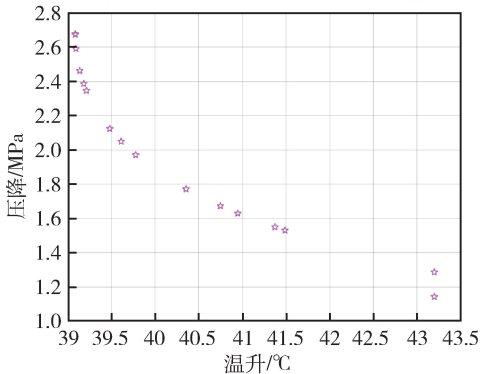
图 19 XZ 截面平均湍流速度与孔径对应曲线

2.3 喷油环参数优化

通过以上分析可知，喷油孔数量与孔径共同影响定子散热性能，为此将对这两种喷油环参数进行优化，优化后的结果见图 20。



(a) 最优喷油孔数量对应温升与压降值



(b) 最优喷油孔孔径对应温升与压降值

图 20 最优喷油孔数量与孔径时对应温升与压降的 pareto 最优解集

上述优化采用基于 Pareto Optimality 的多项目优化方法，以定子冷却系统的温升和进出口压降为目标函数，喷油孔数量与孔径为决策变量，流量与压力为约束条件，优化得到电机散热效果最优的定子喷油环结构参数。最终得到此电机喷油孔数量在 20 至 30 个，孔径大小在 1.45 mm 至 1.6 mm 的范围内温升与压降均较低，电机的散热效果最好。

3 结 论

文中结合实验和数值计算，针对不同喷油孔数量与孔径下定子内部流动特性和散热特性展开研究，采用 Pareto Optimality 方法对喷油环结构参数进行优化，得到以下结论。

1) 喷油孔数量的增加可以有效降低定子铁芯与绕组的温度，提升电机的均温性。30 个喷油孔工况较 8 个喷油孔工况定子铁芯平均温度降低了 15%、绕组平均温度降低了 16%，选取合适的喷油孔个数可以增强电机的散热效果。

2) 喷油孔孔径的减小能够促进定子铁芯与绕组温度的降低，孔径 1.3 mm 工况较孔径 2 mm 工况定子铁芯平均温度降低了 1.5%、绕组的平均温度降低了 2.2%，选取合适的孔径可以增强电机的散热效果。

3) 基于 Pareto Optimality 获得电机散热效果最优的定子喷油环结构参数为喷油孔数量在 20 至 30 个，孔径大小在 1.45 mm 至 1.6 mm。

参考文献

- [1] 左曙光, 刘晓璇, 于明湖, 等. 永磁同步电机电磁振动数值预测与分析 [J]. 电工技术学报, 2017, 32 (1): 159-167.
- [2] 陈丽香, 解志霖, 王雪斌. 低速大转矩永磁电机的转子散热问题 [J]. 电工技术学报, 2017, 32 (7): 40-48.
- [3] 佟文明, 孙静阳, 吴胜男. 全封闭高速永磁电机转子结构对转子散热的影响 [J]. 电工技术学报, 2017, 32 (22): 91-100.
- [4] LI W L, ZHAO B C, ZHANG X C. Thermal analysis of the solid rotor permanent magnet synchronous motors with air-cooled hybrid ventilation systems [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2022, 69 (2): 1146-1156.
- [5] WANG X H, LI B, GERADA D, et al. A critical review on thermal management technologies for motors in

electric cars [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 201: 117758.

[6] LEE K H, CHA H, KIM Y. Development of an interior permanent magnet motor through rotor cooling for electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 95 (1): 348-356.

[7] LI Q, FAB T, WEN X H, et al. An Analytical Approach to Magnet Eddy-Current Losses for Interior Permanent-Magnet Synchronous Machines During Flux Weakening [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2015, 51 (8): 1-9,

[8] DONG H L, SUNG C K. Thermal performance of oil spray cooling system for in-wheel motor in electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 63 (2): 577-587.

[9] DAVIN T, PELLE J, HARMAND S, et al. Experimental study of oil cooling systems for electric motors [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 75: 1-13.

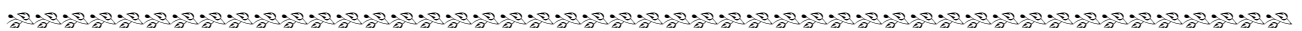
[10] SRINIVASAN C, YANG X, SCHLAUTMAN J, et al. Conjugate Heat Transfer CFD Analysis of an Oil Cooled Automotive Electrical Motor [J]. SAE Technical Papers, 2020.

[11] KAPATRAL S, IQBAL O, MODI P. Numerical Modeling of Direct-Oil - Cooled Electric Motor for Effective Thermal Management [R]. SAE Technical Paper, 2020.

[12] LIM D H, KIM S C. Thermal performance of oil spray cooling system for in-wheel motor in electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 63 (2): 577-587

[13] LIU C, XU Z, GERADA D, et al. Experimental investigation on oil spray cooling with hairpin windings [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 67(9): 7343-7353.

[14] 段家超. 新能源汽车驱动电机油冷系统设计与性能研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2021.



(上接第 11 页)

摩擦表面之间的滑动接触实际上是相互接触微凸体之间的相对挤压和相互剪切, 并且致使微凸体顶部产生弹塑性变形的过程. 当粗糙表面相互滑动接触时, 最先接触的微凸体发生剪切作用, 然后最高的微凸体开始进入接触并产生剪切, 随后是次高微凸体之间相互剪切变形.

参考文献:

[1] 马 彪, 李明阳, 李和言, 等. 变形摩擦元件对系统热弹性不稳定性的影响 [J]. 北京理工大学学报, 2019, 39(3): 241-247.

[2] 于 亮, 马 彪, 陈 漫, 等. 润滑油温度对铜基湿式离合器摩擦转矩的影响 [J]. 机械工程学报, 2020, 56(20): 155-163.

[3] 王 茜, 马 彪, 于 亮, 等. 相对转速对湿式多片离合器磨合过程摩擦磨损特性的影响 [J]. 摩擦学学报, 2023, 43(3): 325-336.

[4] WU J, MA B, LI H, et al. The running-in micro-mechanism and efficient work conditions of cu-based friction material against 65Mn steel [J]. Experimental Techniques, 2019, 43(6): 667-676.

[5] GREENWOOD J A, TRIPP J H. The contact of two nominally flat rough surfaces [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1970, 185 (1): 625-633.

[6] YIN S, COSTAGLIOLA G, MOLINARI J F. Investigation of contact clusters between rough surfaces [J]. Tribology Letters, 2022, 70(4): 124.

[7] COSTAGLIOLA G, BRINK T, RICHARD J, et al. A simple mechanistic model for friction of rough partially lubricated surfaces [J]. Tribology Letters, 2021, 69 (3): 93.

[8] CHEN J, DI L, WANG C, et al. A fractal contact model of rough surfaces considering detailed multi-scale effects [J]. Tribology International, 2022, 176: 107920.

[9] ZHAO J, SHENG W, LI Z, et al. Modeling and analysis of sliding wear based on fractal surface reconstruction in line contact mixed lubrication [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2022, 236 (12): 2507-2521.

文章编号: 1009-4687(2024)03-0031-05

四自由度盘式制动系统的非线性动力学特性分析

贾哲¹, 王靖岳¹, 盛一涵¹, 李松格¹, 王军年²

(1. 沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110159; 2. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025)

摘要: 为了研究非线性因素对盘式制动系统动力学的影响, 建立了四自由度的非线性动力学模型. 采用 Stibeck 模型及相关参数, 并采用龙格-库塔法求解动力学方程, 利用分叉图、频域图、相平面图、时域图、庞加莱截面图分析了不同工况下盘式制动器的振动特性. 结果表明, 制动压力的增大会导致系统的振动稳定性减弱; 较低的车速更容易引发系统的振动; 较大的制动片支承刚度会增大系统的振动特性.

关键词: 盘式制动系统; 非线性因素; 制动压力; 庞加莱截面图

中图分类号: TH113.1

文献标识码: A

Dynamic Characteristic Analysis of Four-degree-of-freedom Disc Brake System

JIA Zhe¹, WANG Jingyue¹, SHEN Yihan¹, LI Songge¹, WANG Junnian²

(1. School of Automobile and Transportation, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China; 2. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: In order to investigate the influence of nonlinear factors on the dynamic characteristics of disc brake systems, a four-degree-of-freedom nonlinear dynamic model was established. The Stibeck model and related parameters were adopted and the dynamic equations were solved using the Runge-Kutta method. The vibration characteristics of the disc brake under different working conditions were analyzed using bifurcation diagrams, frequency domain diagrams, phase palne diagrams, time domain diagrams, and Poincaré section diagrams. The results show that an increase in brake pressure can lead to a decrease in the vibration stability of the system; lower vehicle speeds are more likely to trigger system vibrations; and a larger brake pad support stiffness can increase the vibration characteristics of the system.

Key words: disc brake system; nonlinear factors; brake pressure; poincare section plot

盘式制动系统是车辆重要的安全装置之一, 其动力学特性研究对于提高车辆制动性能和安全性具有重要意义. 然而, 盘式制动系统非线性动力学问题较为复杂, 因此, 需要深入研究其非线性动力学特性, 以掌握其具体运行规律.

陈诗佳等^[1]建立了高速列车制动系统动力学模型来研究车辆的振动对于制动系统力承载边界的影响, 结果表明增加了初速度和路面不平顺程度,

以及降低了减速度, 都会导致制动压力的波动增加. Saha A 等^[2]探究了两个不同的动态摩擦模型对单自由度动力学系统振动特征的作用, 并指出在系统遭遇到 Hopf 分叉现象时, 其振动表现出了不稳定性. 周云泽等^[3]通过有限元软件对盘式制动系统进行了复特征值分析和模态分析, 得出了系统的摩擦系数越大, 系统的振动稳定性越弱的结论. Pilipchuk V 等^[4]建立两自由度摩擦模型研究系统

收稿日期: 2024-02-29

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

作者简介: 贾哲 (1999-), 男, 在读硕士研究生, 研究方向为车辆检测与电子控制

通讯作者: 王靖岳 (1978-), 男, 博士, 教授, 研究方向为非线性动力学

的非平稳效应, 结果表明, 蠕滑现象可以视作振动加强的指标. Soobarayen K 等^[5-6]圆盘和垫块组成的三自由度简化模型, 研究载荷变化与速度幅值对系统非线性振动的影响. S Hu 等^[7]构建了一个七自由度的盘式刹车系统动态模型, 通过复特征值的计算, 分析了不同工况下的振动稳定性. 姚亚航等^[8]建立了一种六自由度模型, 并通过试验验证了摩擦模型的系数, 研究了不同的系统参数对制动系统非线性动力学的影响, 研究结果表明制动压力是主要影响因素. 刘献宇等^[9]基于单自由度盘式制动系统模型, 研究了转矩激励对系统振动行为的影响, 结果表明在制动压力不变的情况下, 转矩激励所造成的振幅大于未激励的情况. 鲁长霖等^[10]建立了三自由度高速列车盘式制动系统非线性动力学模型, 研究了平均蠕滑率和轨面条件对系统振动特性的影响, 结果表明, 较大的平均蠕滑率和较差的轨面条件会使系统的振动特性变得更复杂.

本文建立了四自由盘式制动系统动力学模型, 通过分岔图、相图、庞加莱截面图等方式研究了制动压力、制动初速度和刚度对盘式制动系统动力学特性的影响.

1 动力学建模

根据盘式制动系统工作状态可知, 上下制动片的接触工况相同, 因此, 将其简化为由传送带模型改进而来的四自由度盘式制动系统动力学模型, 如图 1 所示.

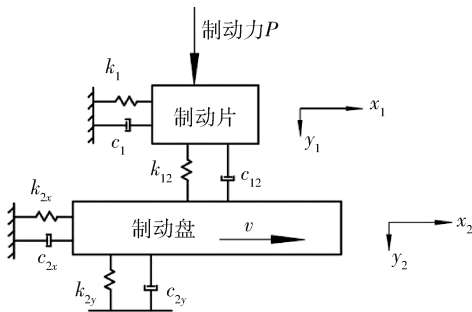


图 1 盘式制动系统动力学模型

图中制动片的质量为 m_1 , 制动盘的质量为 m_2 , P 为制动压力, k_1, k_{2x} 分别为制动片与制动盘的切向支承刚度, c_1, c_{2x} 分别为制动片与制动盘的切向阻尼, k_{12}, c_{12} 分别为制动片与制动盘的接触刚度和接触阻尼, k_{2y}, c_{2y} 分别是制动盘的法向支承刚度和法向阻尼, 假设制动片与制动盘的切向位移分

别是 x_1, x_2 , 轴向位移为 y_1, y_2 , 制动片与制动盘之间的相对位移是 v .

根据制动系统的实际运动状况, 依据牛顿第二定律得出模型对应的微分方程.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 &= \\ & \mu_1 [k_{12}(y_1 - y_2) + c_{12}(\dot{y}_1 - \dot{y}_2)] \\ m_1 \ddot{y}_1 &= P - k_{12}(y_1 - y_2) - c_{12}(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_{2x} \dot{x}_2 + k_{2x} x_2 &= \\ & -\mu [k_{12}(y_1 - y_2) + c_{12}(\dot{y}_1 - \dot{y}_2)] \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_{2y} \dot{y}_2 + k_{2y} y_2 &= k_{12}(y_1 - y_2) + (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) \end{aligned} \quad (1)$$

式中: μ 为接触界面之间的摩擦系数.

2 摩擦模型选取

根据文献 [8] 中的试验可知摩擦系数与制动速度的变化关系符合 stribeck 模型.

$$\mu = -\mu_s \operatorname{sgn}(v_r) + \alpha v_r - \beta v_r^3 \quad (2)$$

其中: $\alpha = 3(\mu_s - \mu_m)/(2v_m)$; $\beta = (\mu_s - \mu_m)/(2v_m^3)$

式中: v_r 为相对滑动速度; v_m 为最小动摩擦系数 μ_m 所对应的速度; μ_s 为静摩擦系数, $v_r = \dot{x}_1 - v - \dot{x}_2$.

3 模型求解和非线性特性分析

在本研究中, 使用了四阶 Runge-Kutta 方法对方程组 (1) 进行数值解. 首先计算出系统随时间变化的振动反应, 随后根据多个数值解集合, 绘制出了系统反应的分岔图与相位图. 最后利用快速傅里叶变换方法得到系统响应的频域图. 相关参数取自文献 [8], 下文亦然. 如表 1 所示:

表 1 动力学模型相关参数

$k_1, k_{2x}, k_{2y} /$	$k_{12} /$	$c_1, c_{2x}, c_{2y} /$	$c_{12} /$	$m_1 /$	$m_2 /$
$(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	kg	kg
2.7×10^7	3.8×10^7	305	505	0.135	8.33

选取制动初速度、制动压力和制动片支承刚度研究其对制动系统非线性特性的影响, 因其对制动系统的振动特性影响较为明显.

3.1 制动初速度、制动压力对系统非线性特性的影响

图 2 所示为 $P = 1\,000\text{ N}$ 时, 制动初速度在 $0 \sim$

120 km/h 范围内变化时，制动片和制动盘的分岔图。由图 2 可知，制动速度在 0~80 km/h 之间时，制动片与制动盘产生随机抖动。制动片的振幅先随着制动速度的增大而增大，系统为多周期运动，在速度达到 80 km/h 时，振幅迅速减小，直至 90 km/h 时几乎减为零，系统变为单周期运动；制动盘的振幅随速度的变化不大，系统多进行混沌运动。

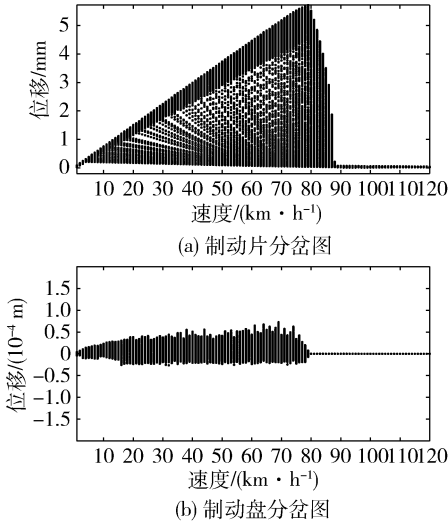


图 2 $P=1\ 000\ \text{N}$ 时制动片与制动盘的分岔图

为了进一步比较制动压力对盘式制动系统振动的影响，选择制动速度为 50 km/h，绘制了制动片与制动盘的庞加莱截面图、相平面图、时域图和频谱图；如图 3、图 4 所示。

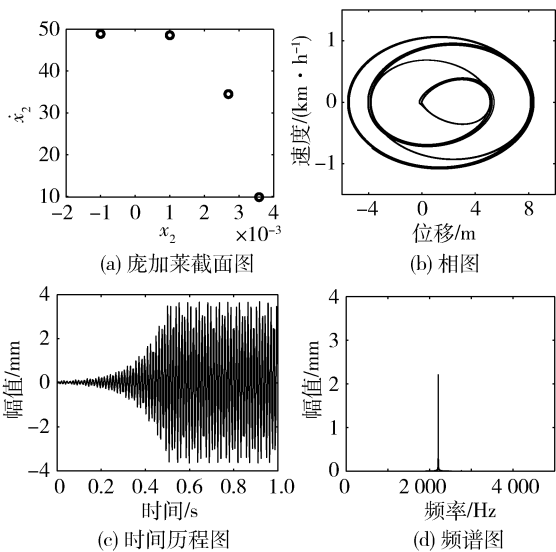


图 3 当 $P=1\ 000\ \text{N}$ 时，制动片的 4 周期运动

由图 3 和图 4 可知，当 $P=1\ 000\ \text{N}$ 时制

动片为 4 周期运动，制动盘为混沌运动。制动片的庞加莱截面图有 4 个离散的点，而制动盘则为一片毫无规律的密集的点集；制动片的相轨迹线经过四周形成一个封闭的曲线，而制动盘的相轨迹杂乱无章；制动片的时间历程图呈周期变化，制动盘的没有周期性；制动片的频谱图有一个明显的主频，而制动盘的主频率旁有杂乱的副频率，使得主频不明显。

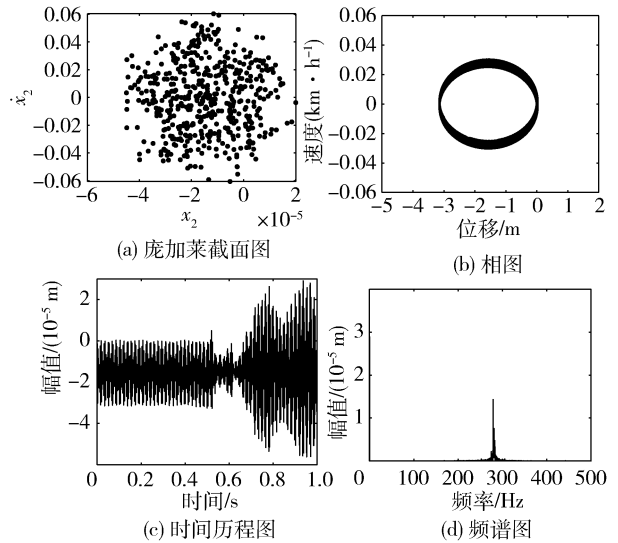


图 4 当 $P=1\ 000\ \text{N}$ 时，制动盘的混沌运动

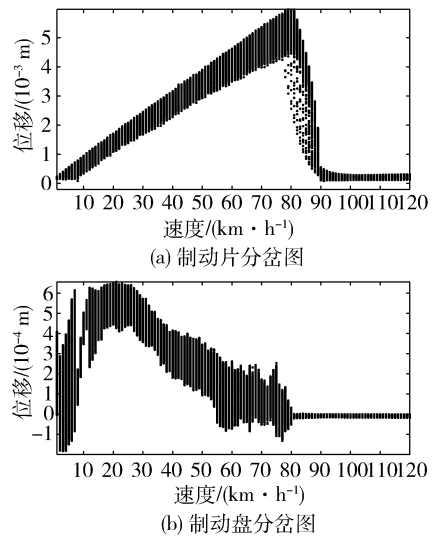


图 5 $P=8\ 000\ \text{N}$ 时制动片与制动盘的分岔图

图 5 是 $P=8\ 000\ \text{N}$ 时，制动速度在 0~120 km/h 范围内变化的分岔图。可以看出，相较于 $P=1\ 000\ \text{N}$ 时，制动片的振幅变化较小，制动盘主要是混沌运动。

选择 $v=50\ \text{km/h}$ ，绘制制动片与制动盘在 $P=$

8 000 N 时的庞加莱截面图, 相图, 时间历程图和频谱图, 如图 6、图 7 所示.

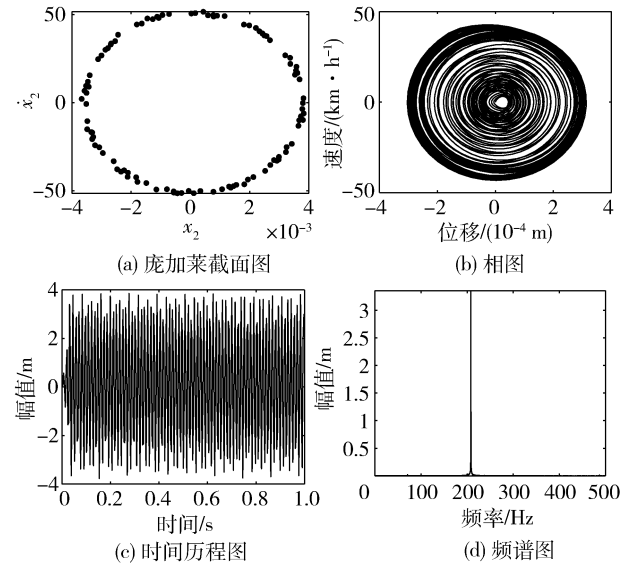


图 6 当 $p = 8\ 000\ \text{N}$ 时, 制动片的倍周期运动

由图 6 和图 7 可知, 当 $P = 8\ 000\ \text{N}$ 时, 制动片的庞加莱截面图显示为呈圆环分布的点集, 系统此时为倍周期运动, 制动盘则是一团无规律的点集, 系统此时为混沌运动, 此时制动系统的振动特性较为复杂; 制动片的相图中的相轨迹线呈逐渐紧缩的原型分布, 制动盘的相轨迹线比较混乱; 制动片的时间历程图呈周期性循环, 制动盘的时间历程图没有规律; 制动片的频谱图有着明显的主频率, 处于 $200 \sim 250\ \text{Hz}$ 区间内, 制动盘的主频率位于 $250 \sim 300\ \text{Hz}$ 区间内.

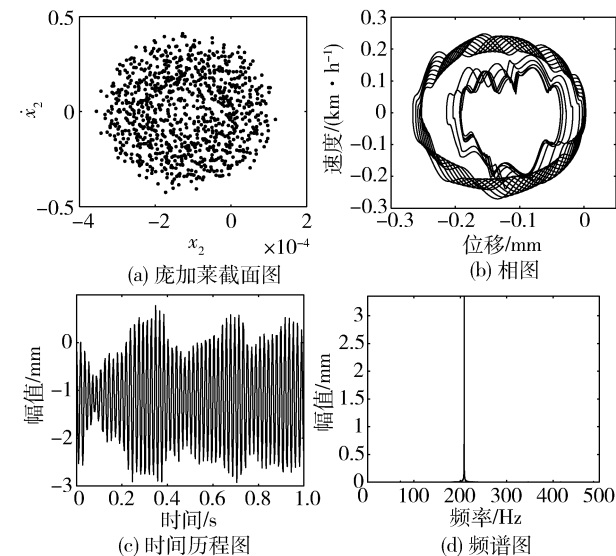


图 7 当 $p = 8\ 000\ \text{N}$ 时, 制动盘的混沌运动

由上可知, 制动初速度的增加是影响系统非线性振动增强的一个重要因素; 较小的制动压力可以提升系统的振动稳定性.

3.2 刹车片支撑刚度对系统振动特性的影响

选取 $P = 1\ 000\ \text{N}$ 、 $v = 10\ \text{km/h}$ 和表 2 所示的刚度和阻尼, 研究刹车片支撑刚度对系统振动特性的影响.

表 2 动力学模型相关参数

$k_{2x}/$ ($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	$k_{12}/$ ($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	$c_1, c_{2x}/$ ($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)	$c_{12}/$ ($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)
2.6×10^7	4×10^7	300	500

如图 8 为制动片的支撑刚度 k_1 从 $1 \times 10^6\ \text{N/m}$ 到 $6 \times 10^6\ \text{N/m}$ 对系统动力学影响的分岔图.

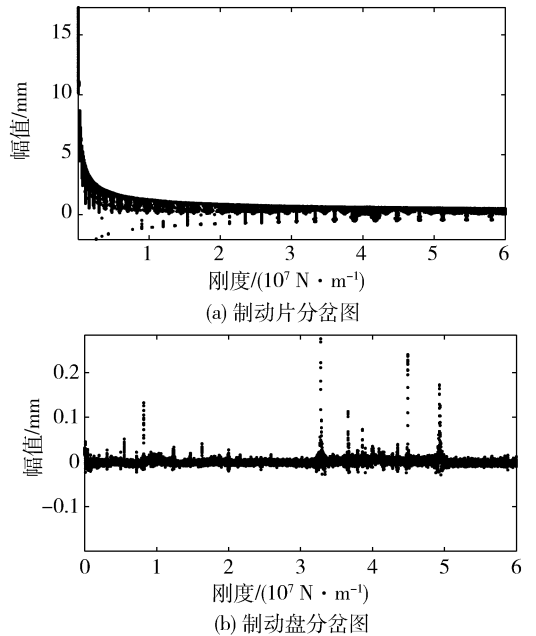


图 8 制动片支撑刚度变化时系统运动的分岔图

取两个具有代表性的刚度值, 绘制相图、庞加莱界面图、时间历程图和频谱图, 对制动片的振动特性进一步分析. 当时, 系统为 13 周期运动, 庞加莱截面图显示为 13 个离散的点, 相图的相轨迹为 13 周的封闭图形, 时间历程图逐渐增大直至变为周期曲线, 每搁 13 周期一次循环, 频谱图频率主要位于 $370\ \text{Hz}$, 如图 9 所示.

当 $k_1 = 6 \times 10^7$ 时, 系统为混沌运动, 如图 10 所示. 庞加莱截面图呈现众多离散的点, 相图的相轨迹无法形成封闭的图形. 由上可以得出, 制动片支撑刚度的增大会使系统变得混沌, 所以较小的制动片刚度能提升系统的振动稳定性.

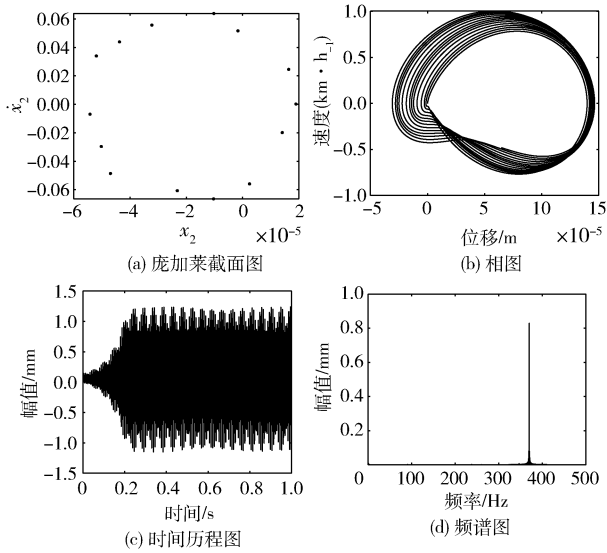


图 9 当 $k_1 = 10^7$ 时，制动片的 13 周期运动

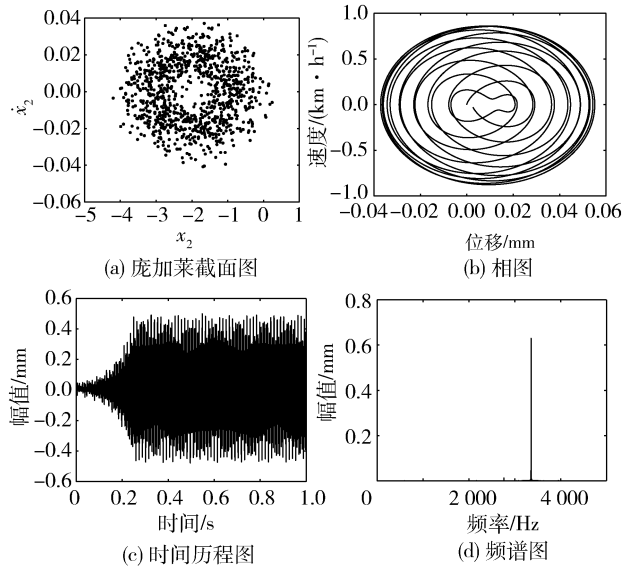


图 10 当 $k_1 = 6 \times 10^7$ 时，制动盘的混沌运动

4 结 论

本文建立了盘式制动系统的四自由度动力学模型，通过求解动力学模型，得到了不同的非线性因素对盘式制动系统动力学的影响。

1) 随着制动初速度的变化，制动片多为周期运动，振幅先随着制动速度的增大而增大，当速度达到 80 km/h 后振幅急剧减小，系统开始进入单周期运动；制动盘多为混沌运动，当速度达到 80 km/h 时系统进入单周期运动。

2) 制动压力对制动片的影响较大，当制动压力变为 8 000 N 时，制动片转变为倍周期运动；制动盘依然为混沌运动，系统的混沌特性随着制动压力的增大而增大。

3) 制动片支承刚度对制动片的影响较大，当制动片支承刚度增大到 $k_1 = 6 \times 10^7$ 时，系统由周期运动转变为混沌运动，说明随着制动片支承刚度的增加，系统的振动特性在增强。结果表明，较小的制动片支承刚度对提高系统振动稳定性有着促进的作用。

参考文献：

[1] 陈诗佳, 周和超. 考虑不同制动工况的制动盘力承载边界研究 [J]. 机电工程技术, 2024, 53(3): 22-25.

[2] SAHA A, WIERCIGROCH M, JANKOWSKI K, et al. Investigation of two different friction models from the perspective of friction-induced vibrations [J]. Tribology International, 2015, 90: 185-197.

[3] 周云泽, 王伟, 胡兆稳, 等. 盘式制动器复模态摩擦耦合制动稳定性分析 [J]. 机械设计与制造, 2022(3): 134-138.

[4] PILIPCHUK V, OLEJNIK P, AWREICEWICZ J. Transient friction-induced vibrations in a 2-DOF model of brakes [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 344: 297-312.

[5] SOOBBARAVEN K, SINOUE J J, BESSET S. Numerical study of friction-induced instability and acoustic radiation - Effect of ramp loading on the squeal propensity for a simplified brake model [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(21): 5475-5493.

[6] SOOBBARAVEN K, BESSET S. Noise and vibration for a self-excited mechanical system with friction [J]. Applied Acoustics, 2013, 74(10): 1191-1204.

[7] HU S, LIU Y. Disc brake vibration model based on Stribeck effect and its characteristics under different braking conditions [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2017, 56: 13-26.

[8] 姚亚航, 王国权, 王书文, 等. 盘式制动器摩擦振动的非线性动力学研究 [J]. 北京信息科技大学学报(自然科学版), 2018, 33(4): 33-39.

[9] 刘献宇, 韩清振, 王骏骋. 转矩扰动激励下盘式制动器非线性振动分析 [J]. 噪声与振动控制, 2023, 43(2): 179-184.

[10] 鲁昌霖, 王志伟, 王. 权, 等. 考虑轮轨蠕滑的高速列车制动非线性振动行为研究 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2023, 37(6): 10-19.

文章编号: 1009-4687(2024)03-0036-07

基于 LDW-PSO 算法的电动汽车功率分配研究

柳敬伟, 杨柳, 刘春玲, 于文东

(长春工业大学人文信息学院, 长春 130120)

摘要: 以电动汽车为研究对象, 使用在 MATLAB/Simulink 软件环境下开发的高级车辆仿真软件 ADVISOR, 对 EV 整车模型进行相应改造, 融入模糊控制器, 使用基于线性递减权重策略法 (LDW) 改进的微粒群优化算法 (PSO) 对模糊控制器的隶属度函数进行了优化, 优化后的控制策略可对目标工况下的输出功率进行细化分配。仿真结果表明, 在 WLTC 工况下, 动力电池电流均值下降约 18.29%, 能量损耗减少约 2.14%, 且功率分配优化效果较为明显。

关键词: 电动汽车; LDW; PSO; 模糊控制; 输出功率

中图分类号: U469.72

文献标识码: A

Research on Power Allocation of Electric Vehicles Based on LDW-PSO Algorithm

LIU Jingwei, YANG Liu, LIU Chunling, YU Wendong

(College of Humanities & Information Changchun University of Technology, Changchun 130120, China)

Abstract: Taking electric vehicles as the research object, the advanced vehicle simulation software ADVISOR developed in the MATLAB/Simulink software environment was used to modify the EV vehicle model accordingly, and the fuzzy controller was integrated. The membership function of the fuzzy controller was optimized using the particle swarm optimization algorithm PSO based on the linear decreasing weight strategy LDW. The output power under the target working condition could be finely allocated by the optimized control strategy. After simulation verification, the results show that under the WLTC condition, the average current of the power battery decreases by about 18.29%, and the energy loss decreases by about 2.14%, and the power allocation optimization effect is relatively obvious.

Key words: electric vehicle; LDW; PSO; fuzzy control; output power

随着工业全球化的快速发展, 环境污染以及能源短缺问题日渐突出, 电动汽车相比于燃油汽车具有更加节能减排的优点, 使得电动汽车得到了快速发展, 电动汽车多能量源间的功率分配优化也就成为当前研究的热点^[1]。

功率分配优化主要是建立系统目标函数后, 利用算法去寻找各参数在其约束条件下的最优工作曲线, 完成优质的功率分配, 主要可分为两种: 第一, 基于规则的分配策略简单易行, 鲁棒性较好; 第二, 基于优化的分配策略控制效果更好, 耗能更

低。所以将基于规则与基于优化相结合, 可以使控制效果达到更佳的状态。

近年来, 国外的 Hemi H 等^[2]所提出的基于模糊控制的 FLC 策略, 满足了未知行驶工况下的需求功率, 实现各能量源间的功率分配。Geetha A 等^[3]提出了以一种以微粒群优化算法平衡复合电源中动力电池和超级电容之间的功率与能量分配。在 ECE-15 循环工况仿真实验中成功地实现复合电源中各能量源间的功率与能量分配。

国内的张硕等^[4]提出一种基于动态规划的优

化方法，通过分析不同电池健康状态，提取出接近最优的规则策略，仿真结果表明，可以提高系统效率，优化了复合电源系统间的功率分配。河南科技大学的朱龙龙^[5]提出了分层模式切换功率分配策略，以负载电机的需求功率、电池效率以及锂电池 SOC 容量为目标，制定了燃料电池和辅助电源的功率分配比例。以辅助能量源的需求功率、电池 SOC 容量和超级电容 SOC 容量为目标，制定了锂电池和超级电容之间的功率分配比。结果表明能量损耗分别降低了 8.7%、6.69%、5.13%。

文中使用一种新型优化算法优化模糊控制器的隶属度函数，旨在实现对复合电源功率分配的有效控制。

1 整车及行驶工况参数

文中以某款电动汽车的部分参数作为研究类型车的参考。表 1 是该汽车的整车参数。

表 1 纯电动汽车整车参数

参数	参数值
外形 $l * w * h/mm$	4 680 * 1 720 * 1 530
整备质量 m_c/kg	1 537
满载质量 m_f/kg	1 969
轴距 l_w/mm	2 700
最小离地间隙 h_v/mm	120
车轮滚动半径 r/m	0.318
主减速器传动比 i_0	8.79
固定速传动比 i_g	1.00
传动效率 η_T	0.96
滚动阻力系数 f	0.02
旋转质量系数 δ	1.20
空气阻力系数 C_D	0.30
迎风面积 A/m^2	2.40

结合文中研究情况选用现行纯电动汽车较为适用的循环测试工况-世界轻型汽车测试循环工况 (World Light Vehicle Test Cycle) WLTC 作为仿真实验环境。此工况包括低速 (城市)、中速 (城市郊区)、高速 (农村) 和超高速 (高速公路) 4 个速度区间，总测试时间为 1 800 s。其中，低速区间所占时间比例为 37.4%，中速区间所占时间比例为 52%，高速及超高速区间所占时间比例为 48%。平

均车速为 46.5 公里/小时，最高车速为 131.3 公里/小时。表 2 为 WLTC 工况特征参数。

表 2 WLTC 循环工况特征参数

参数	1 区间	2 区间	3 区间	4 区间	全段
行驶时间/s	589	433	455	323	1 800
行驶里程/km	3.095	4.756	7.162	8.254	23.267
最高速度/ (km · h ⁻¹)	56.50	76.60	97.40	131.30	131.30
加速度/ (m · s ⁻²)	1.47	1.57	1.58	1.03	1.58
减速度/ (m · s ⁻²)	-1.50	-1.50	-1.50	-1.44	-1.50
平均速度/ (km · h ⁻¹)	18.91	39.54	56.66	92.00	46.534
加速比例/%	25.64	33.95	40.66	50.46	29.83
减速比例/%	28.86	28.18	43.96	45.51	28.22
匀速比例/%	20.37	27.02	9.01	2.17	29.17

2 驱动电机及复合电源参数匹配

2.1 驱动电机参数匹配

驱动电机的最大转速由式 (1) 计算得出。

$$n_{\max} = \frac{V_{\max} i_g i_0}{0.377r}, \quad (1)$$

式中： n_{\max} 为最大转速，r/min； V_{\max} 为最高车速，km/h； r 为轮胎滚动半径，mm； i_0 为固定速传动比； i_g 主减速器传动比。

将数据带入并计算可得， $n_{\max} = 10 997.95$ r/min。通常情况下，驱动电机的额定转速是最高转速的 1/4 ~ 1/2 之间，根据经验取值 1/3。故额定转速为 $n_e = 1/3 \times n_{\max} = 3 666.67$ r/min。将数值近似取整，最高转速 $n_{\max} = 11 000$ r/min，额定转速 $n_e = 3 700$ r/min。

由表 1 可知，最大允许装载质量 $M_0 = 1 969 - 1 537 = 432$ kg > 360 kg，所以附加质量 ΔM 为最大允许装载质量的一半，即 $\Delta M = 216$ kg。所以试验质量为

$$M = M_c + \Delta M, \quad (2)$$

式中： M 为试验质量，kg； M_c 为整备质量，kg； ΔM 为附加质量，kg。

GB/T 18385-2005 《电动汽车动力性能试验方法》中规定，驱动电机应满足纯电动汽车动力性的三项指标，包括最高车速，加速性能以及坡道起步能力。即式 (3)、(4)、(5)。

$$P_v \geq \frac{1}{\eta_T} \frac{Mgfv_{\max}}{3 600} + \frac{C_D AV_{\max}^3}{76 140}, \quad (3)$$

$$P_a \geq \frac{1}{\eta_T} \frac{Mgfv_2}{3 600 \times 1.5} + \frac{\rho C_D AV_2^3}{76 140 \times 2.5} + \frac{\delta MV_2}{3 600 \times 7.2} \cdot \frac{V_2 - V_1}{\Delta t}, \quad (4)$$

$$P_i \geq \frac{1}{\eta_T} \frac{MgfV_0}{3\ 600} \cos\alpha + \frac{MgV_0}{3\ 600} \sin\alpha + \frac{C_D AV_0^3}{76\ 140}, \quad (5)$$

$$\alpha = \arctan i_{\max}. \quad (6)$$

所以, 根据计算, 驱动电机的峰值功率为 100.45 kW. 根据此值, 选取标准规格峰值功率为 $P_{\max} = 150$ kW 的驱动电机. 根据驱动电机的工作特性

$$P_{\max} = \lambda P_e. \quad (7)$$

式中: λ 为驱动电机的过载系数, 取值 1.5 ~ 4, 文中取 2.5; P_e 为驱动电机的额定功率, 计算得出 $P_e = 40$ kW.

驱动电机的峰值扭矩可通过额定转速与峰值功率求得, 即公式 (8).

$$T_{\max} = 9\ 550 \times \frac{P_{\max}}{n_e}, \quad (8)$$

式中: T_{\max} 为驱动电机的峰值扭矩. 带入数据得 $T_{\max} = 261.63$ N · m.

驱动电机的额定转矩可通过额定转速与额定功率求得, 即公式 (9).

$$T_e = 9\ 550 \times \frac{P_e}{n_e}, \quad (9)$$

式中: T_e 为驱动电机的额定转矩. 带入数据得 $T_e = 104.65$ N · m.

选用型号为 MC_AC150 的交流电机, 该型号的电机电效率如图 1 所示.

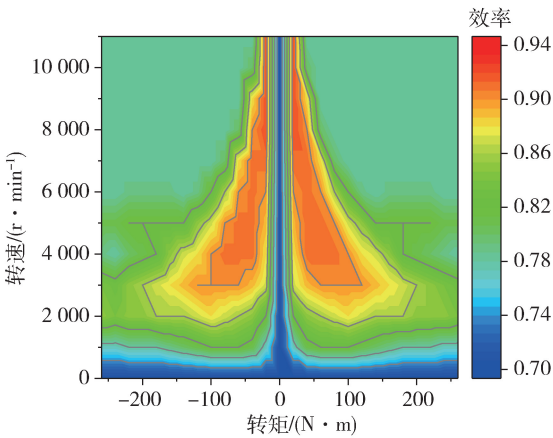


图 1 驱动电机效率 MAP 图

2.2 复合电源参数匹配

根据 GB/T 31466-2015 《电动汽车高压系统电压等级》标准规定, 同时结合文中研究的电动汽车类型. 将电动汽车动力电池组平台电压等级选定为 400 V, 且采用串并结合的方式.

文中选用磷酸铁锂电池, 单体标称电压为

3.2 V. 所以, 动力电池串联数量为 $N_{bat_s} = 400 \div 3.2 = 125$. 动力电池的并联结构可以增大供电电流. 要求动力电池组提供的总能量 E_{bat} 应大于等于电动汽车在指定工况下行驶 200 km 的需求能量 E_{dem1} , 即式 (10)、(11) 所示.

$$E_{dem1} = \eta_T \frac{200P_{v_dem}}{v}, \quad (10)$$

$$E_{bat} \geq E_{dem1}. \quad (11)$$

计算可得, $P_{v_dem} = 8.83$ kW. 带入式 (10) 可得, $E_{dem1} = 28.26$ kW · h. 动力电池组提供的总能量 E_{bat} 为

$$E_{bat} = \eta_{DoD} \frac{C_{bat} U_{bat} N_{bat_s} N_{bat_p}}{1\ 000}, \quad (12)$$

式中: η_{DoD} 为动力电池放电深度, 取值 80%; C_{bat} 为动力电池单体容量, Ah; U_{bat} 为动力电池单体标称电压, V; N_{bat_p} 为动力电池并联数量.

故将参数带入可求得 $N_{bat_p} \cdot C_{bat} = 88.31$ Ah. 所以动力电池的总体容量需要达到至少 88.31 Ah. 根据实际情况, 取值 90 Ah, 选用单体容量为 3 Ah 的磷酸铁锂电池, 所以需要 30 个同时并联方可满足要求.

综上, 动力电池单体容量为 3 Ah, 总体容量可达 90 Ah. 且该动力电池组采用 125 串 30 并的混联方式共同组成动力电池组.

文中将电动汽车超级电容组平台电压等级选定为高于制定标准的 800 V 高压平台, 采用单串联方式.

选用主流单体标称电压为 2.7 V 的超级电容. 超级串联数量为 $N_{cap_s} = 800 \div 2.7 = 296.3$. 故应选定串联数量为 297, 结合文中实际测试需求, 文中采用 $N_{cap_s} = 320$ 作为超级电容串联数量.

要求超级电容组回收的能量 E_{cap} 应大于等于其自身提供电动汽车需求功率的输出能量 E_{dem2} , 即式 (13) 所示. 超级电容组的回收能量由式 (14) 计算得到. 超级电容提供电动汽车需求功率的输出能量 E_{dem2} 可由式 (15) 得到.

$$E_{cap} \geq E_{dem2}, \quad (13)$$

$$E_{cap} = \eta_{cap} \frac{C_{cap} N_{cap_s} (U_{cap}^2 - U_{cap_min}^2)}{2}, \quad (14)$$

$$E_{dem2} = \frac{1\ 000 t_0 (P_{\max} - P_{v_dem})}{\eta_m \eta_{DCDC}}, \quad (15)$$

式中: η_{cap} 为超级电容的回收能量效率, 取值 80%; C_{cap} 为超级电容单体容量, F; U_{cap} 为超级电容单体标称工作电压, V; U_{cap_min} 为超级电容工作最低电压, 取值为标称电压的 1/2, 即 1.35 V. t_0

为加速时间，取值 4.5 s； P_{max} 为电机峰值功率，kW； η_m 为驱动电机效率，取值 90%； η_{DCDC} 为 DCDC 转换器工作效率，取值 92%。

联立式 (14) 和 (15) 并将各参数带入可得 $C_{cap} = 846.50$ F。根据实际情况，选用市场标准为 2.7 V/1000 F 的超级电容单体，数量由 297 个单体电容串联组成超级电容组。

3 控制策略及算法优化

3.1 控制策略

文中选用逻辑门限控制策略作为基础，以驱动电机所需求的功率 P_{dem} 为一级逻辑判断条件，按需求功率的值，分为 3 种传递判断路线，分别是 $P_{dem} > 0$ ， $P_{dem} = 0$ ， $P_{dem} < 0$ ，具体逻辑如图 2 所示。

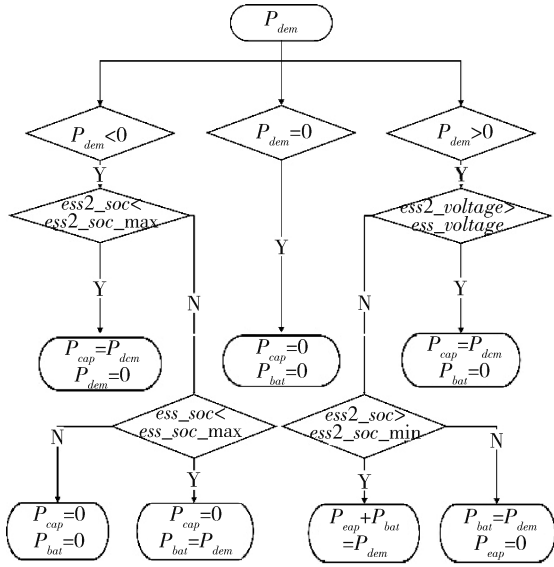


图2 能量源功率分配逻辑控制图

当 $P_{dem} > 0$ 时，也就是驱动电机的需求功率为正。此时，整个复合电源处于功率输出状态，两能量源单独或共同进行功率输出。为更合理的区分具体工作模式，此时应将动力电池电压 $ess_voltage$ 以及超级电容电压 $ess2_voltage$ 作为二级逻辑判断条件，当且仅当此时的 $ess2_voltage > ess_voltage$ 时，优先由超级电容单独进行功率输出。若 $ess2_voltage \leq ess_voltage$ 时，此时应将超级电容荷电状态 $ess2_soc$ 以及超级电容荷电状态下限值 $ess2_soc_min$ 作为三级逻辑判断条件，当且仅当此时的 $ess2_soc > ess2_soc_min$ 时，由超级电容与动力电池共同进行功率输出；若 $ess2_soc = ess_soc_min$ 时，优先由动力电池单独进行功率输出。

当 $P_{dem} = 0$ 时，也就是驱动电机的需求功率为零。此时，整个复合电源处于功率非输出非回收状态，两能量源均未进行功率输出和功率回收。

当 $P_{dem} > 0$ 时，也就是驱动电机的需求功率为负。此时整个复合电源处于功率回收状态，两能量源单独进行功率回收。此时将超级电容荷电状态 $ess2_soc$ 以及超级电容荷电状态上限值 $ess2_soc_max$ 作为二级逻辑判断条件，当且仅当此时的 $ess2_soc < ess2_soc_max$ 时，优先由超级电容单独进行功率回收。若 $ess2_soc = ess2_soc_max$ 时，说明超级电容容量回收已满，此时应将动力电池荷电状态 ess_soc 与动力电池 ess_soc_max 作为三级逻辑判断条件，当且仅当此时的 $ess_soc < ess_soc_max$ 时，由动力电池单独进行剩余功率回收。若 $ess_soc = ess_soc_max$ 时，说明动力电池容量回收已满。

在复合电源共同供能模式中加入参数自整定模糊控制，以动力电池荷电状态 SOC_1 、超级电容荷电状态 SOC_2 以及需求功率 P_{dem} 作为模糊控制器的输入条件，并在输入侧加入量化因子 K_e ，输入参数模糊化处理，文中所定义的量化因子 K_e ，由该因子与所选定的循环工况的最大正向需求功率有关。以分配后的动力电池输出功率 P_{bat} 以及超级电容输出功率 P_{cap} 作为模糊控制输出目标，并在输出侧加入比例因子 K_u 进行去模糊化处理^[6-7]。针对输入及输出的所有变量以及引入的相关因子做出如下约束，如式(16)所示。

$$\begin{aligned} 0.2 &\leq SOC_1 \leq 0.9 \\ 0.2 &\leq SOC_2 \leq 0.9 \\ 0 &\leq K_u \leq 1 \\ 0 &< K_e < 1 \end{aligned} \quad (16)$$

$$P_{bat} = K_u \times P_{dem}$$

$$P_{cap} = (1 - K_u) \times P_{dem}$$

$$P_{dem} = P_{bat} + P_{cap}$$

(1) 对于需求功率 P_{dem} 。定义 U_{Pdem} 为 P_{dem} 的模糊论域，取模糊论域 $U_{Pdem} \in (0, 1)$ 。模糊集合分为 7 种类型，分别是 {ES, RS, S, M, L, RL, EL}，即：{特小, 较小, 小, 中等, 大, 较大, 特大}。

(2) 对于比例因子 K_u 。定义 U_{Ku} 为 K_u 的模糊论域，取模糊论域 $U_{Ku} \in (0, 1)$ 。模糊集合分为 7 种类型，分别是 {ES, RS, S, M, L, RL, EL}，即：{特小, 较小, 小, 中等, 大, 较大, 特大}。

(3) 对于动力电池荷电状态 SOC_1 。定义 U_{SOC1} 为 SOC_1 的模糊论域，取模糊论域 $U_{SOC1} \in [0.2, 0.9]$ 。模糊集合分为 5 种类型，分别是 {ES, RS,

M, RL, EL}, 即: {较小, 小, 中等, 大, 较大} .

(4) 对于超级电容荷电状态 SOC_2 . 定义 U_{SOC2} 为 SOC_2 的模糊论域, 取模糊论域 $U_{SOC2} \in [0.2, 0.9]$. 模糊集合分为 5 种类型, 分别是 {ES, RS, M, RL, EL}, 即: {较小, 小, 中等, 大, 较大}.

3.2 算法优化

应用基于线性递减权值策略法改进的 PSO 算法针对于模糊控制器中的隶属度函数优化流程如图 3 所示. 执行步骤如下.

(1) 初始化参数设定: 个体学习因子取 $c_1 = 2.05$, 群体学习因子取 $c_2 = 2.05$, 初始惯性因子取 0.9, 终止惯性因子取 0.4, 优化过程中采用 LWD 生成动态因子进行迭代, 终止迭代次数为 70, 微粒的种群规模定为 30, 并对微粒更新速度进行限制, 最小前进速度取 0.7, 最大前进速度取 $0.7^{[8]}$;

(2) 初始化微粒种群: 在范围内生成 2 组微粒 N_{max} 、 N_{min} 分别作为最大和最小范围, 种群数量根据上文可确定为 $N_{num} = 56$, 并用 $rand$ 函数生成微粒的随机位置 X 和速度 V ;

(3) 判断个体适应度: 随机生成一群微粒, 并对模糊规则进行输入, 运行工况及目标函数, 根据目标函数 F 判断每个微粒的个体适应度 ;

(4) 实时更新个体: 根据式 (17) 以及式 (18) 不断调整微粒位置和速度, 将所有微粒的个体适应度以及自身所经过的个体最好位置 P_{best} 作比较, 两者中更优的作为当前的最好位置 P_{best} . 将所有微粒的个体适应度以及群体所经过的最好位置 G_{best} 作比较, 两者中更优的作为当前的群体最好位置 G_{best} .

$$V_{i+1} = \omega \times V_i + c_1 \times (P_{best_i} - X_i) \times rand() + c_2 \times (G_{best_i} - X_i) \times rand(), \quad (17)$$

$$X_{i+1} = X_i + V_i, \quad (18)$$

式中: ω 表示动态因子; c_1 表示个体学习因子; c_2 表示群体学习因子; P_{best} 表示个体最好位置; G_{best} 表示当前的最好位置; X_i 表示微粒的当前位置; V_i 表示微粒的当前速度; $rand$ 表示随机函数.

(5) 判断是否达到优化收敛条件: 若未达到目标优化结束条件时, 则应反复重复迭代优化过程, 直至满足收敛条件后迭代结束.

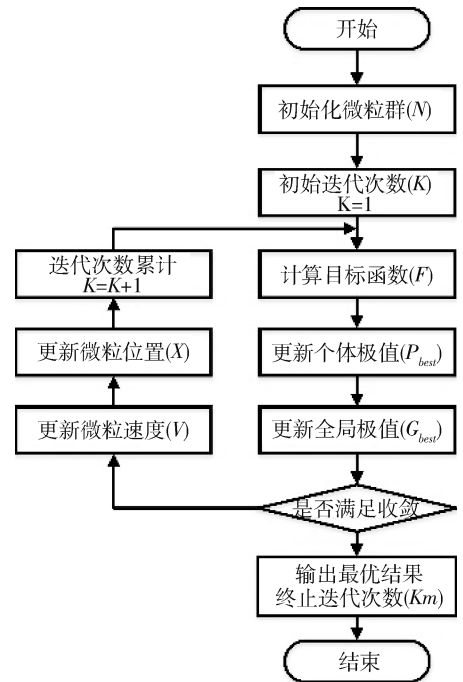


图 3 LDW-PSO 算法执行流程图

4 仿真实验

4.1 模型搭建

基于 ADVISOR 原始的 EV 模型, 在模型中将原有的单动力电池用新型复合电源将之替换, 修改后的顶层 Simulink 模型如图 4 所示^[9-10].

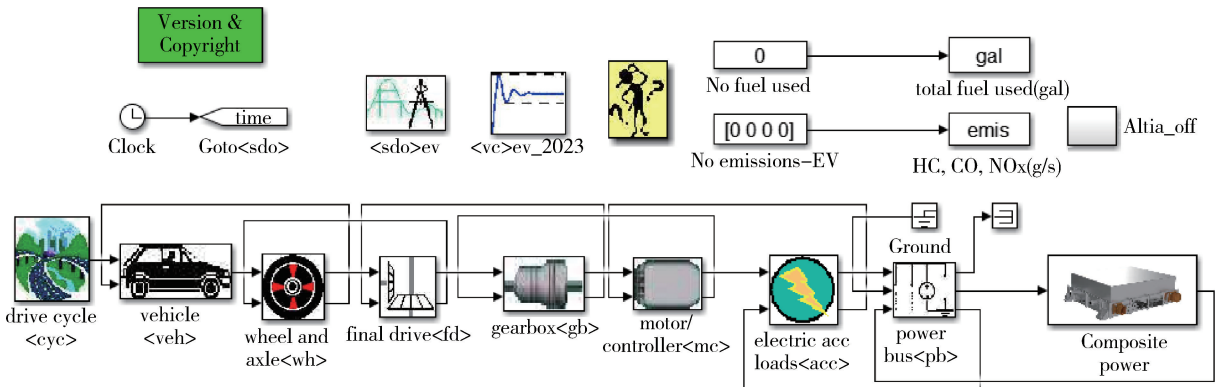


图 4 电动汽车顶层 Simulink 模型

图中最右侧封装起来的“Composite power”是针对于文中研究内容所搭建的复合电源模型，内部加入了动力电池模块，超级电容模块，DC/DC 转

换器模块以及能量控制分配器模块，展开后的复合电源模型如图 5 所示。

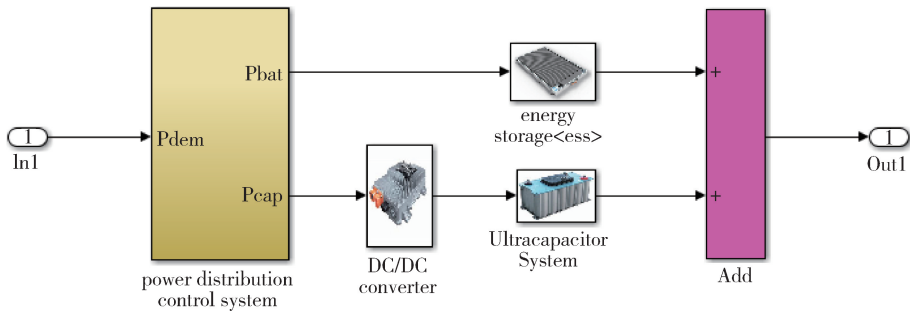


图 5 复合电源内部模型

4.2 仿真实验

电动汽车的损耗主要为热量和功率损耗，两种损耗均与电流有关，那么降低电流才会保证损耗减少，当功率一定的情况下，电压等级越高，过程电流就会越小，图 6 是在 WLTC 工况下的电流值优化前后对比，平均电流值分别为 16.35 A，13.36 A；且优化后的电流大多数情况下要比优化前的更小，下降了约 18.29%。

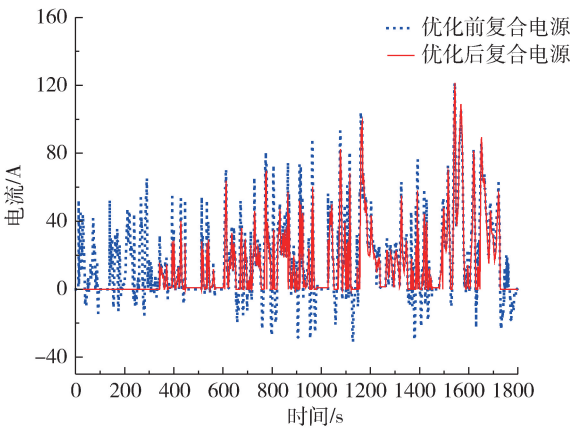


图 6 WLTC 工况下电流值变化曲线

图 7 是 WLTC 工况下动力电池和超级电容的功率输出对比，可以看出，当汽车加速状态时，超级电容优先承担了负载功率需求，而动力电池基本不做输出，偶尔在需求功率较大时承担需求补偿；当汽车减速状态时，超级电容优先承担吸收冲击较大的制动能量，动力电池回收剩余制动能量。可以看出，新算法的优化起到了“削峰填谷”的作用，缓解了动力电池在复合电源系统回收能量过程中的冲击，也避免了动力电池高功率输出后能量亏损造成的频繁充放电，使其寿命也得到了有效保护。

SOC 变化情况，动力电池 SOC 以 0.900 为初始值，图 8 是 WLTC 下动力电池 SOC 变化曲线。

在 WLTC 工况下的动力电池 SOC 末值分别为 0.805，0.822；优化后比优化前的动力电池 SOC 损耗减少了 2.14%。说明文中所设计的控制策略及优化算法起到了一定的作用，使电动汽车的动力电池损耗降低，更具有经济性。

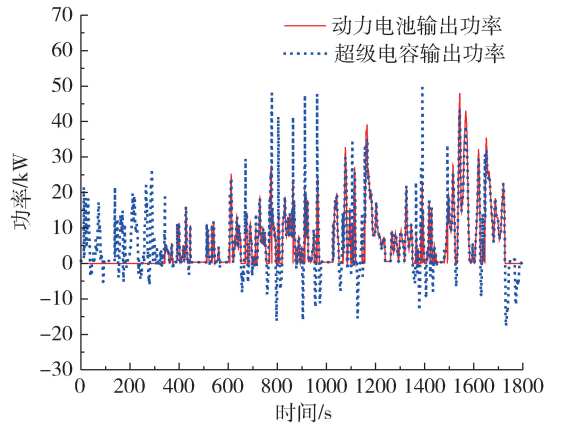


图 7 WLTC 工况下功率输出曲线

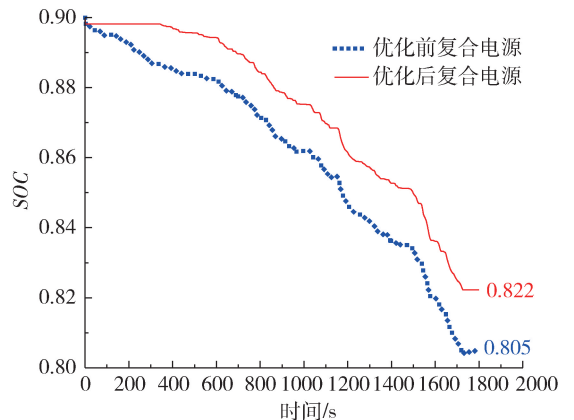


图 8 WLTC 工况下 SOC 变化曲线

复合电源的能量损耗主要看的是动力电池的

5 结 论

文中以电动汽车复合电源系统为研究对象，应用了以逻辑门限与模糊的混合控制，融入新型 LDW-PSO 联合算法优化的控制策略。通过 ADVISOR 和 MATLAB/Simulink 对新型复合电源进行二次开发及建模仿真，实验结果表明，在 WLTC 工况下，搭载优化后的复合电源电动汽车比优化前的复合电源电动汽车动力电池电流下降约 18.29%，能量损耗减少约 2.14%，且功率分配效果更为明显，可见优化效果较好，应用的新型联合优化算法具有一定的作用。

参考文献：

[1] SUN X, LI Z, WANG X, et al. Technology development of electric vehicles: A review [J]. Energies, 2019, 13(1): 90.

[2] MARZOUGUI H, KADRI A, MARTIN J P, et al. Implementation of energy management strategy of hybrid power source for electrical vehicle [J]. Energy Conversion and Management, 2019 (195): 830-843.

[3] GEETHR A, SUBRAMANI C. A significant energy management control strategy for ahybrid source EV [J]. International Journal of Electrical and ComputerEngineering, 2019, 9(6): 4580-4585.

[4] 张 硕. 计及电池老化的插电式混合动力系统能量管理策略研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2020.

[5] 朱龙龙. 复合电源电动汽车功率分配策略研究 [D]. 河南: 河南科技大学, 2020.

[6] 王川川, 赵锦成, 齐晓慧. 模糊控制器设计中量化因子、比例因子的选择 [J]. 四川兵工学报, 2009, 30(1): 61-63.

[7] 代国强, 李捷辉, 赵国良, 等. 基于优化模糊控制的混动汽车能量管理策略研究 [J]. 车用发动机, 2022(6): 59-64.

[8] 崔新于, 田梓君. 一种改进的线性递减权值的粒子群优化算法 [J]. 无线互联科技, 2017(10): 102-103.

[9] 李 欣, 朱晶宇. 基于多模开关结构的某混合动力民用车辆能量管理策略 [J]. 车辆与动力技术, 2023(3): 24-30.

[10] 韦超毅, 李春晓, 黄大明. 基于 ADVISOR 的电动汽车仿真及二次开发的教学法 [J]. 教育现代化, 2019, 6(71): 182-185.

(上接第 16 页)

[9] 连伟欣, 侯 斌, 孙建红, 等. 不同地面条件重装空投气囊着陆缓冲过程数值分析 [J]. 航空工程进展, 2022, 13(1): 68-75.

[10] 冯 宇, 于广春, 吴增斌, 等. 某轮式空降战车模拟着地冲击试验方法研究 [J]. 车辆与动力技术, 2019(2): 62-64.

[11] 王红岩, 洪煌杰, 李建阳, 等. 空降车缓冲气囊系统特性仿真及其参数优化方法研究 [J]. 兵工学报, 2012, 33(12): 1461-1466.

[12] 李建阳, 王红岩, 芮 强, 等. 空投装备着陆冲击环境适应性研究 [J]. 装备环境工程, 2014(5): 10-16.

文章编号: 1009-4687(2024)03-0043-08

基于拓扑优化的电池液冷板结构设计研究

苏 熊

(重庆交通大学 机电与车辆工程学院, 重庆 400074)

摘要: 以最大换热量为目标函数, 对电池液冷板结构进行不同雷诺数和流体域体积分数的拓扑优化。无量纲平均温度随雷诺数和流体域体积分数的增大而降低, 流道也更加细化。选取拓扑优化平均温度最低的 3 组进行热力学数值模拟, 以最高温度、温度标准差和进出口压差为冷板散热性能评价指标。结果显示, 拓扑优化后的冷板散热性能十分优异, 其中, 采用雷诺数为 125、体积域分数为 0.6 的拓扑优化结构性能最优, 相比于传统并行流道最高温度下降 3.99 °C (9.92%), 温度标准差下降 1.62 °C (49.62%), 进出口压差下降 42.28 Pa (27.61%)。采用最优拓扑结构搭建电池散热模组, 结果显示电池组最高温度为 34.39 °C, 温度标准差为 1.83 °C, 拓扑优化结构的冷板为电池的稳定工作提供了良好的温度环境。

关键词: 电池液冷板; 结构设计; 拓扑优化; 数值模拟; 电池模组

中图分类号: TM91

文献标识码: A

Design and Optimization of Battery Liquid Cooling Plate Structure Based on Topology Optimization

SU Xiong

(School of Mechatronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University,
Chongqing 400074, China)

Abstract: The battery liquid-cooled plate structure was topologically optimized for different Reynolds numbers and fluid domain volume fractions with the maximum heat exchange as the objective function. The dimensionless mean temperature decreases with increasing Reynolds number and fluid domain volume fraction, and the flow channel becomes more refined. Three groups with the lowest topology-optimized average temperatures were selected for thermodynamic numerical simulation, and the maximum temperature, temperature standard deviation and inlet/outlet differential pressure were used as the evaluation indexes of the cooling performance of the cold plate. The results show that the topology-optimized cold plate has excellent heat dissipation performance. Among them, the topology-optimized structure with a Reynolds number of 125 and a volume domain fraction of 0.6 has the best performance, with a reduction of the maximum temperature by 3.99 °C (9.92%), the standard deviation drop of the temperature by 1.62 °C (49.62%), and the difference between the inlet and outlet pressures drop of 42.28 Pa (27.61%) compared to that of the conventional parallel flow channel. The optimal topology was used to build the battery cooling module. The results show that the maximum temperature of the battery pack is 34.39 °C, and the standard deviation of the temperature is 1.83 °C. The topology-optimized structure of the cold plate provides a good temperature environment for the stable operation of the battery.

Key words: battery liquid-cooled plate; structural design; topology optimization; numerical simulation; battery module

高温下电池会出现热衰退现象,电动汽车的动力将会受到限制,续航折损.正确使用热管理系统对电动汽车的动力电池进行热管理有助于提高整车的性能.其中,液体冷却在散热能力、换热一致性、设备成本等多方面优势突出,其次,液冷在传统车上早已成熟应用.目前,传统的液冷板散热能力已渐渐不能满足动力电池散热要求,对电池的性能造成一定限制,所以,液冷板的散热结构有待优化. Bhattacharjee A 等^[1]液冷方式比风冷方式冷却效率更高,如果增加冷却液与电池组之间的接触面积,液冷系统的性能可以进一步提高.由此,他们设计了浸没式液冷系统,采用该设计后,最高温度为 27.43 ℃,降低了 44.87%. Akbarzadeh M 等^[2]设计并研究了 U 型并联空气冷却和一种带有 U 型冷却板的新型间接液体冷却系统.研究表明,对于相同的功耗下,采用液体冷却的电池模块有更低的温度和更好的温度均匀性. Lyu Y 等^[3]开发出的热电冷却、强制风冷和液冷相结合的电池热管理系统.结果表明,在合理的功率损耗下,该热管理系统具有良好的冷却效果.魏小平等^[4]利用 Fluent 软件,对一种钢质多通道液冷式电池组进行数值模拟.在槽道数目较多的情况下,电解槽的温度有了下降的趋势,而进出口压差随通道数的增多而上升.张甫仁等^[5]提出了一种仿生叶状通道的热管理系统(BTMS),采用拉丁超立方抽样抽取实验样本点,利用 NSGA-II 算法对 Kriging 模型进行优化,通过 CFD 验证最终优化结果的准确度.

上述学者大多对液冷板进行优化设计是在冷板的传统结构上进行流道具体参数调整或者是生物结构的仿真,亦或是多种冷却方式相结合,但这样做对冷板的散热性能的提升十分有限.文中则是利用拓扑优化设计冷板的流道结构,以换热量最大为目标函数,无量纲平均温度为评价指标,分析不同雷诺数和流体域体积分数得到的优化结构,对拓扑优化得到的结构进行数值模拟分析,以最高温度、温度标准差、进出口压降,来评价采用拓扑优化结构冷板的散热性能.将拓扑优化结构与传统并行流道进行散热性能对比,并建立电池组散热模型进一步分析冷板的散热性能.

1 电池冷板拓扑优化理论方法

1.1 变密度法

变密度法通常假设某材料的相对密度是在 0 ~

1 之间变化,将该相对密度作为设计变量,从而把材料布局问题转化为相对密度的优化问题^[6].文中中所选用的设计变量为 γ ,其值在 0 到 1 之间变化,固体: $\gamma=0$; 固体与液体共存: $0 < \gamma < 1$; 液体: $\gamma=1$.

1.2 控制方程

文中对拓扑优化计算中的控制方程、目标函数和限制条件等进行无量纲化处理,对方程中的物理量进行无量纲化处理,可以有效提高拓扑优化计算效率和计算结果收敛性,并且无量纲化后得到的计算结果有更广泛的通用性^[7].无量纲物理量的定义为

$$\nabla^* = L\nabla, u^* = \frac{u}{U}, p^* = \frac{p}{\rho U^2}, Re = \frac{\rho UL}{\mu}. \quad (1)$$

式中: ∇^* 、 L 、 ∇ 、 U 、 u^* 、 u 、 p^* 、 p 、 ρ 、 Re 、 μ 分别表示量纲梯度算子、特征长度、无量纲梯度算子、量纲流体流速、特征速度、量纲压强、无量纲压强、密度、雷诺数、动力黏度.

冷板内部冷却液的流动是不可压缩、定常层流流动,连续性方程为

$$\nabla^* \cdot u^* = 0. \quad (2)$$

动量守恒方程^[8]为

$$(u^* \cdot V^*)u^* = V^* - p^* I + \frac{1}{Re}(V^* u^* + (V^* u^*)^T) + F^*, \quad (3)$$

式中: F^* 为无量纲体积力.

根据达西定律,该体积力与速度 u 成正比,所以 F^* 可表示为

$$F^* = -\alpha^* u^*, \quad (4)$$

式中: α^* 是无量纲渗透率. $\alpha^*(x)$ 通过惩罚函数进行插值,方程为

$$\alpha^* x = \alpha_{\max}^* \frac{q(1-\gamma)}{q+\gamma}, \quad (5)$$

式中: q 为惩罚因子; α_{\max}^* 与达西数 Da 和雷诺数 Re 相关,关系为

$$\alpha_{\max}^* = 1 + \frac{1}{Re} \frac{1}{Da}. \quad (6)$$

式(4)~(6)代入式(3)可得:

$$(u^* \cdot V^*)u^* = V^* - p^* I + \frac{1}{Re}(V^* u^* + (V^* u^*)^T) - \frac{1}{Da}(1 + \frac{1}{Re}) \cdot \frac{q(1-\gamma)}{q+\gamma} \cdot u^*. \quad (7)$$

能量守恒方程的无量纲形式由无量纲温度 T^* 和普朗特数 Pr 给出,定义如下^[9].

$$T^* = \frac{T - T_w}{T_B - T_w} Pr = \frac{\mu C_p}{k_f}, \quad (8)$$

式中： T_w 、 T_B 、 C_p 、 K_f 分别表示壁面温度、平均温度、比热容、流体的热导率。

流体域与固体域的能量守恒方程为

$$RePr u^* \cdot V^* T^* = V^{*2} T^* \quad \text{流体域}, \quad (9)$$

$$0 = V^{*2} T^* + Q^* \quad \text{固体域}$$

式中： Q^* 为无量纲生热率，与温度 T^* 相关。利用牛顿冷却公式表达为

$$Q^* = h^* (1 - T^*). \quad (10)$$

引入设计变量 γ ，并将式 (10) 代入式 (9) 得

$$\gamma RePr (u^* \cdot V^*) T^* = V^{*2} T^* + (1 - \gamma) h^* (1 - T^*). \quad (11)$$

1.3 目标函数

文中在选择冷板散热结构的拓扑优化目标函数时，主要从冷板散热性能出发，所以将冷板换热量最大作为目标函数。目标函数公式^[10]为

$$\begin{aligned} \underset{\gamma \in [0,1]}{\text{maximize}} \varphi &= \int_{\Omega} (1 - \gamma) h^* (1 - T^*) d\Omega \quad (12) \\ \text{s. t.} \quad &\int_{\Omega} \gamma d\Omega \leq V_f \cdot V_{\Omega} \\ &\int_{\Gamma_{in}} p_{in}^* u^* dI = 1 \end{aligned}$$

式中： Ω 、 V_f 、 V_{Ω} 、 φ 、 Γ_{in} 分别表示设计域、流体通道所占体积分数、设计域的总体积、优化目标、进口边界。

1.4 过滤与投影

为了保证拓扑优化结果的形态清晰、准确，采用的密度过滤是霍尔姆兹偏微分方程形式^[11]，密度过滤表达式为

$$-r^2 \nabla^2 \tilde{\gamma} + \tilde{\gamma} = \gamma, \quad (13)$$

式中： r 、 γ 、 $\tilde{\gamma}$ 分别为过滤半径，过滤前的设计变量，过滤后的设计变量。

为获得清晰的液冷流道拓扑优化形态，采用双曲正切投影^[12]，投影表达式为

$$\hat{\gamma} = \frac{(\tanh(\beta(\tilde{\gamma} - \gamma_{\beta})) + \tanh(\beta\gamma_{\beta}))}{(\tanh(\beta(1 - \gamma_{\beta})) + \tanh(\beta\gamma_{\beta}))}, \quad (14)$$

式中： $\hat{\gamma}$ 为投影后的设计变量； β 为斜率； γ_{β} 为投影点。

1.5 几何模型与设计参数

为了简化计算，使用二维几何模型进行分析，建立的电池冷板 2D 拓扑优化模型如图 1 所示。优

化模型的中部区域为拓扑优化设计域，设计域通过三角形单元进行网格划分，尺寸为 $20L \times 12.2L$ ， L 是无量纲化处理后的冷板模型的特征长度。冷却液的进出口位于冷板的左右两侧中部，尺寸为 $2.5L \times 0.12L$ 。表 1 直接给出各物理量无量纲处理后的参数与其它参数设置。



图 1 冷板拓扑优化模型

表 1 参数设置表

参数名称	参数值
设计域尺寸	20L × 12.2L
进出口尺寸	2.5L × 0.12L
无量纲入口温度 T_{in}^*	0
无量纲入口压力 p_{in}^*	-
无量纲出口压力 p_0	0
普朗特数 Pr	6.78
无量纲发热系数 H^*	100
达西数 Da	10^{-4}
投影点 γ_{β}	0.5
斜率 β	0.8
惩罚因子 q	10^{-2}
迭代次数 n	100
优化容差	10^{-6}
网格数	20 000

2 电池冷板拓扑优化

2.1 拓扑优化迭代过程

采用的拓扑优化软件为 COMSOL Multiphysics 6.0。由迭代图 2 可见，迭代次数为 10 时，中部主流道已初见雏形，大部分为固液共存的灰色区域。迭代次数为 30 时，灰色区域存在较少，中部流道整体形状已经显现。迭代至 70 次时，已拓扑优化出近乎全部流道，主流道和支路已十分清晰。100 次时，流道已全部拓扑完成，此时流道表面质量较好。拓扑优化迭代到 150 次相对于 100 次，并无太

大变化，为保证拓扑优化结果准确性，同时节约计算资源，文中拓扑优化迭代次数选为 100。

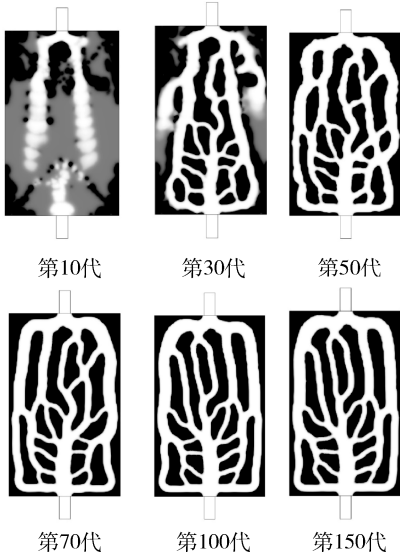


图2 拓扑优化迭代图

2.2 相同雷诺数下不同体积分数拓扑优化

将雷诺数 Re 和流体域体积分数 w 作为研究对象。分析不同雷诺数 Re (100、125、150) 下，不同流体域体积分数 w (0.4、0.5、0.6) 的拓扑优化结果。

雷诺数为 100，流体域体积分数分别为 0.4、0.5、0.6 下的拓扑优化结果，见表 2。可以看出，随着流体域体积分数的增大，拓扑优化出的冷却液流道数目逐渐增多，流道逐渐向边缘处扩展。进出口处冷却液流动速度最快，其次是主流道，中间支路流道交汇处流速也较高。随着流体域体积分数的增大，冷却液在各个支路流道内的流动速度更加平均，换热更加均衡。冷却液进口处温度较低，出口处和边缘位置温度较高。

雷诺数为 125，流体域体积分数分别为 0.4、0.5、0.6 下的拓扑优化结果见表 3，相比于雷诺数为 100，在相同体积域分数下，优化出的流道数目有明显增多，主流道分出的支路流道宽度更加细化，流道向边缘处的扩展相较更好，表面温度均匀性得到了较大的改善。

雷诺数为 150，流体域体积分别为 0.4、0.5、0.6 下的拓扑优化结果见表 4。由表 4 可知，相比于雷诺数为 120、125，相同体积分数下，流道数目明显增多，产生的支路流道更加细小。

表 2 $Re = 100$ 时，不同流体域体积分数下拓扑云图

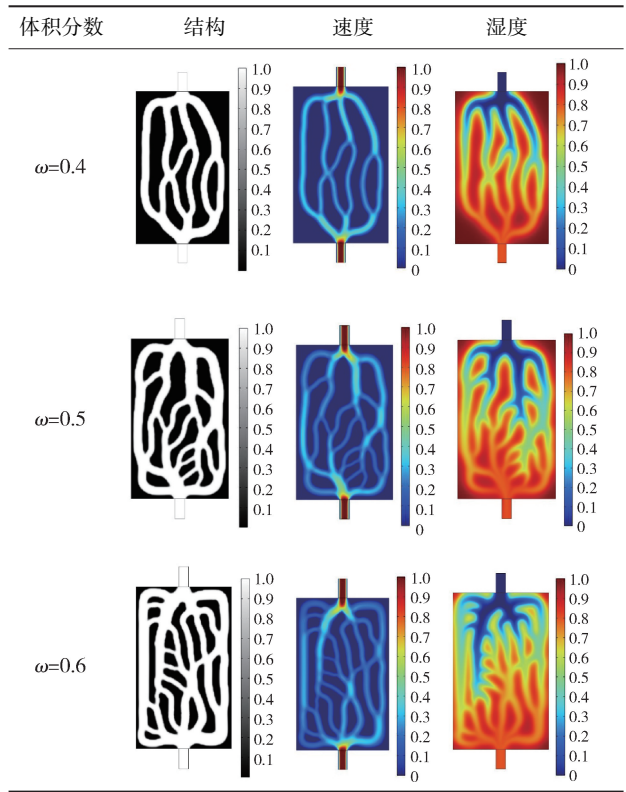


表 3 $Re = 125$ ，不同流体域体积分数下拓扑云图

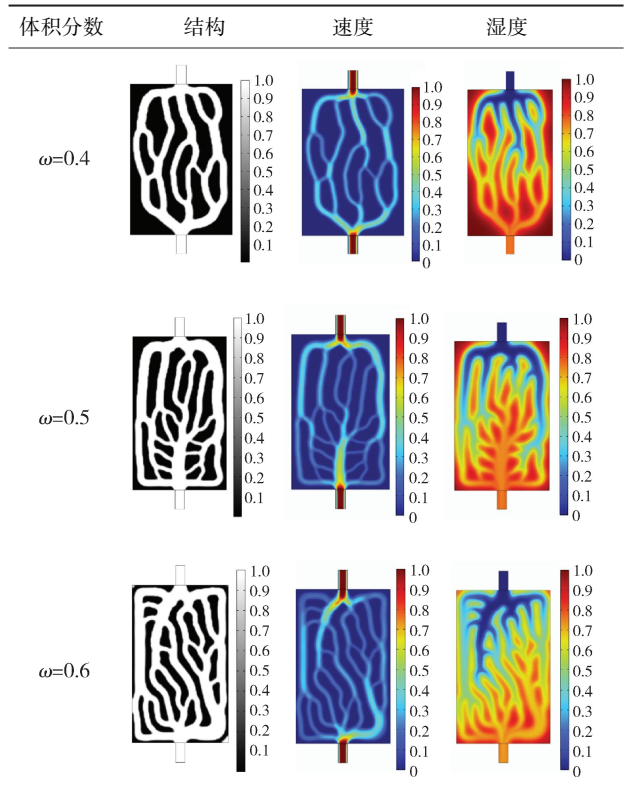
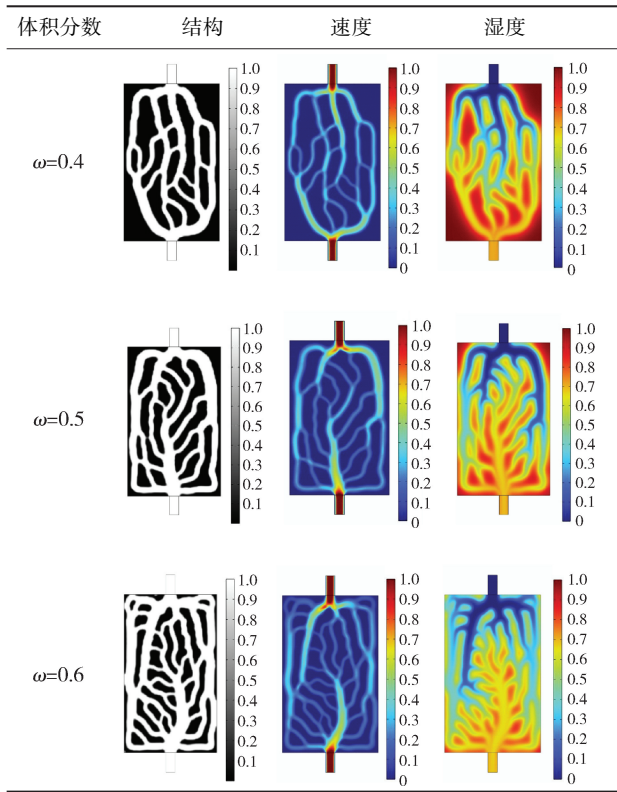


表 4 $Re = 150$ ，不同流体域体积分数下拓扑云图



由表 5 可知，在相同雷诺数下，电池表面无量纲平均温度随流体域体积分数的增大而降低；在相同的流体域体积分数下，表面平均温度随雷诺数的增大而降低。

表 5 拓扑优化结果的表面无量纲平均温度表

Re	w	T_{avg}
100	0.4	0.699 9
100	0.5	0.646 4
100	0.6	0.595 1
125	0.4	0.669 2
125	0.5	0.593 4
125	0.6	0.540 5
150	0.4	0.634 1
150	0.5	0.552 1
150	0.6	0.483 6

3 电池与冷板参数

文中采用的电池是国内某公司生产的 30 Ah 的锂电池。将锂离子电池上下表面设为散热壁面，其余四周表面设为绝热壁面。热通量为单体电池 30 A 放电下，计算得到为 $5\ 500\ \text{W}/\text{m}^2$ ，体积热为 305

$562\ \text{W}/\text{m}^3$ 。冷板在锂电池中的布置如图 3 所示，灰色代表冷板，白色表示锂电池，冷板布置在相邻电池的上下表面之间。

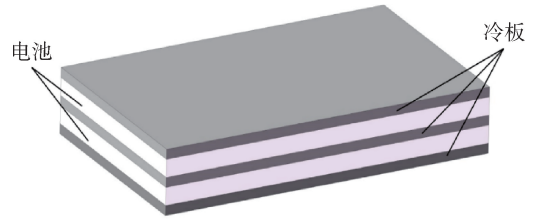


图 3 冷板布置图

文中所采用的液冷板几何模型如图 4 所示，液冷板的外部整体设计尺寸为 $200\ \text{mm} \times 122\ \text{mm} \times 5\ \text{mm}$ （长 \times 宽 \times 高）。进出口位置分别位于并行通道的左右两个壁面的中部，尺寸为 $12\ \text{mm} \times 3\ \text{mm}$ （宽 \times 高）。

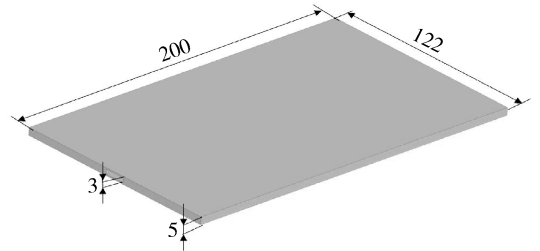


图 4 冷板结构图

4 液冷通道数值模拟分析

4.1 控制方程

液冷板内部采用水作为散热介质，其能量守恒方程^[13]为

$$\frac{\partial (T \rho_c C_c)}{\partial t} + \nabla (\rho_c C_c v T_c) = \nabla (k_c \nabla T_c), \quad (15)$$

式中： ρ_c, C_c, T_c, v, k_c 分别为水的密度，水的比热容，水的温度，流道中水的速度矢量，水的导热系数。

冷却剂动量守恒方程与连续方程^[14]为

$$\rho_c \frac{dv}{dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 v, \quad (16)$$

$$\frac{\partial \rho_c}{\partial t} + \nabla (\rho_c v) = 0, \quad (17)$$

式中： P 和 μ 分别为冷却液的静压和动态粘度。

温度标准差 T_{sd} 表明了电池温度分布的均匀性，若 T_{sd} 越小，电池的温度分布越均匀。 T_{sd} 的定义如式 (18)、式 (19)^[15]。

$$T_{avg} = \frac{\int_A T dA}{\int_A dA}, \quad (18)$$

$$T_{sd} = \sqrt{\frac{\int_A (T - T_{avg})^2 dA}{\int_A dA}}, \quad (19)$$

式中: A 为液冷板换热壁面的面积。

4.2 边界条件设置

液冷板对动力电池的实际散热效果会受到工作环境、冷板自身材料和冷却液等诸多因素的影响, 为保证数值模拟具有可行性, 文中做出了如下假设:

- 1) 液冷板自身材料和冷却水的物理性质不受温度的影响;
- 2) 忽略重力因素影响;
- 3) 铝制冷板材料均匀, 无各向异性;
- 4) 忽略冷板热辐射的影响。

数值模拟边界条件设置如下:

- 1) 冷板的入口设为质量流量进口, 质量流量率 Q_m 取为 15 g/s, 入口温度为 25 °C;
- 2) 出口设置为压力出口, 静态温度为 25 °C, 压力为 0 Pa;
- 3) 液冷板下两个表面为换热面壁面, 热通量为单体电池 30 A 放电下计算得到为 5 500 W/m², 其余周围 4 个表面设置为绝热壁面。

仿真时采用层流或湍流模型可利用冷板入口雷诺数进行计算^[16]

$$Re = \frac{\rho_l u D'}{\mu} = \frac{\rho_l \frac{Q_m D_h}{A_c \rho_l}}{\mu}, \quad (20)$$

式中: ρ_l 、 A_c 、 μ 、 D_h 分别为流体密度、入口横截面积、流体动力粘度、入口直径。

经计算文中数值模拟模型中流体的最大雷诺数小于 2 300, 因此, 进行数值模拟时采用层流物理模型。在数值模拟中, 铝制冷板和冷却液的相关物理参数设置如表 6 所示。

表 6 液态水和铝材料的物理属性

物理量	铝	水
比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	903	4 181.72
导热系数/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	237	0.62
动力粘度/(Pa·s)		0.001 003
密度/(kg·m ⁻³)	2 702	997.56

在 SOLIDWORKS 中建立冷板三维模型后, 利用 STAR-CCM+ 对冷板模型进行数值模拟, 以冷板换热面最高温度、温度标准差和进出口压差, 这 3 个性能指标来评价并行流道液冷板的换热性能。由表 7 可知, 采用网格数为网格 I、网格 II 和网格 III 仿真得到的最高温度、温度标准差和进出口压差的误差均不超过 1%, 在保障求解精度的同时, 为了节约计算资源, 文中选取网格数量为网格 II (568 266) 进行模拟仿真, 见图 5。

表 7 网格独立性验证表

指标	网格 I (465 704)	网格 II (568 266)	网格 III (681 915)
$T_{max}/^{\circ}\text{C}$	36.224	36.256	36.217
$T_{sd}/^{\circ}\text{C}$	1.639	1.648	1.656
$\Delta P/\text{Pa}$	121.621	122.515	122.160
相对误差/%	-	基准	-
$T_{max}/^{\circ}\text{C}$	0.088	-	0.107
$T_{sd}/^{\circ}\text{C}$	0.546	-	0.485
$\Delta P/\text{Pa}$	0.730	-	0.289



图 5 冷板网格图

4.3 数值模拟结果分析

选取无量纲平均温度最低的 3 组雷诺数和流体体积域分数的组合进行三维建模, 并对模型进行数值模拟。3 组分别为 $Re = 125$, $w = 0.6$; $Re = 150$, $w = 0.5$; $Re = 150$, $w = 0.6$ 。三维结构如图 6 所示, 为保证试验结果具有对比性, 液冷板的外部整体设计尺寸仍取为 200 mm × 122 mm × 5 mm (长 × 宽 × 高), 流道高度为 3 mm, 入口的质量流量为 15 g/s, 所有数值模拟设置条件均与上文相同。数值模拟结果见表 8。温度云见图 7。

表 8 数值模拟结果表

Re	w	$T_{max}/^{\circ}\text{C}$	$T_{sd}/^{\circ}\text{C}$	$\Delta P/\text{Pa}$
125	0.6	36.256	1.648	124.016
150	0.5	37.061	2.060	131.795
150	0.6	36.243	1.661	127.424

根据数值模拟结果，拓扑优化后的冷板结构散热性能普遍较好。冷板采用的 3 个拓扑优化的结构中， $Re = 125, w = 0.6$ 和 $Re = 150, w = 0.6$ 拓扑优化得到的结构散热性能明显优于 $Re = 150, w = 0.5$ 结构很多。 $Re = 125, w = 0.6$ 和 $Re = 150, w = 0.6$ 的三项评价散热性能的指标数值相近，经综合考虑，认为 $Re = 125, w = 0.6$ 下得到的拓扑优化结构散热性能最佳。

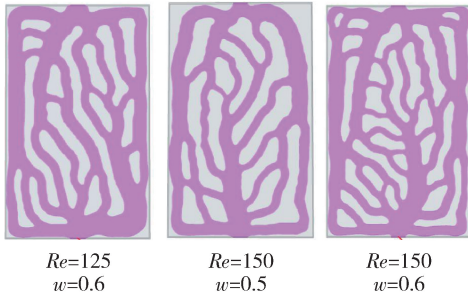


图 6 拓扑优化结构图



图 7 拓扑优化结构温度云图

4.4 对比分析

将传统并行流道与拓扑优化最优结构进行对比分析，传统并行流道结构如图 8 所示，流体域体积分数为 0.6。数值模拟边界条件设置均与上文相同，数值模拟结果温度云图如图 9 所示。对比分析见表 9。

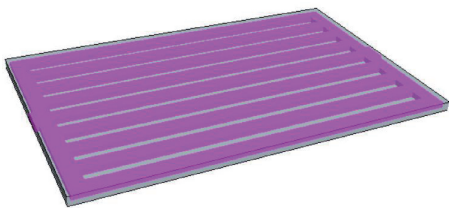


图 8 并行流道结构图

表 9 对比分析表

	并行流道	拓扑优化	性能提高
$T_{max} / ^\circ\text{C}$	40.250	36.256	3.994 $^\circ\text{C}$ (9.923%)
$T_{sd} / ^\circ\text{C}$	3.271	1.648	1.623 $^\circ\text{C}$ (49.618%)
$\Delta P / \text{Pa}$	171.294	124.016	42.278 Pa (27.601%)

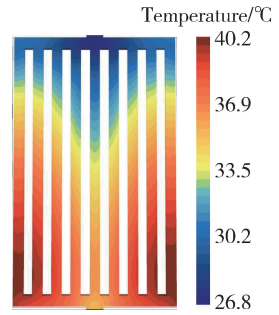


图 9 并行流道冷板温度云图

采用拓扑优化结构相比于传统并行流道电池表面的温度均匀性得到了较大的提升，温度标准 T_{sd} 差由 3.27 $^\circ\text{C}$ 降低到 1.65 $^\circ\text{C}$ ，下降了 49.62%；进出口压差 ΔP 由 171.29 Pa 降低到 124.02 Pa，降低了 27.61%，电池冷板的耗散功得到了大幅度的降低，极大的减少了泵机的工作负担；最高温度由 40.25 $^\circ\text{C}$ 降低到 36.26 $^\circ\text{C}$ ，下降了 9.92%。

4.5 电池组模块的仿真研究

为降低电池组模块仿真计算量，文中对电池组模型进行了简化，选择 4 块锂离子电池和 5 块冷板进行电池组模块的仿真研究，其中，冷板选为 $Re = 125, w = 0.6$ 下得到的拓扑优化结构。电池组仿真设置的边界条件与前文相同，模型划分的网格数约为 360 万，如图 13 所示。

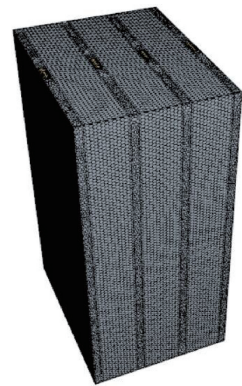


图 10 电池散热模组网格图

冷板的冷却液质量流量率仍取为 15 g/s，温度为 25 $^\circ\text{C}$ ，电池的体积热为 305 562 W/m^3 ，得到的电池组仿真结果如图 14 所示，电池组最高温度 T_{max} 为 34.39 $^\circ\text{C}$ ，温度标准差 T_{sd} 为 1.83 $^\circ\text{C}$ 。结果表明，拓扑优化后的冷板结构对于电池组的冷却效果很好，为电池的稳定工作提供了良好的温度环境。

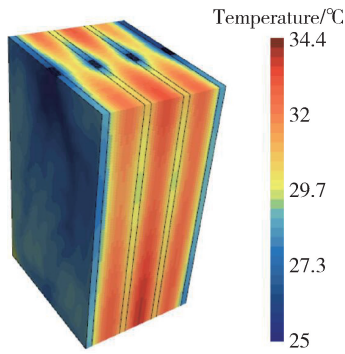


图 11 电池模组仿真

5 结 论

1) 文章通过 COMSOL Multiphysics 6.0 对冷板结构进行不同雷诺数和不同流体域体积分数的拓扑优化设计。从优化结果看出,无量平均温度随雷诺数和流体域体积分数的增大而降低,并且随着雷诺数的增大拓扑出的流道更加细小,散热性能更好。

2) 将拓扑出的流道二维结构进行三维建模,对模型进行数值模拟分析,并进行网格独立性验证,保证模拟精度的同时减少了计算量。结果表明,拓扑优化结构具有良好的散热性能。

3) 相比并行结构,拓扑结构的散热性能更好,最高温度、温度标准差、压降都得到了一定的下降。采用拓扑结构的冷板建立电池组散热模块,结果表明拓扑优化后的冷板结构对于电池组的冷却效果十分优异,为电池的稳定工作提供了良好的温度环境。

参考文献:

- [1] BHATTACHARJEE A, MOHANTY R K, GHOSH A. Design of an optimized thermal management system for li-ion batteries under different discharging conditions [J]. *Energies*, 2020, 13(21): 5695.
- [2] AKBARZADEH M, KALOGIANNIS T, JAGUEMONT J, et al. A comparative study between air cooling and liquid cooling thermal management systems for a high-energy lithium-ion battery module [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 198: 117503.
- [3] LYU Y, SIDDIQUE A R M, MAJID S H, et al. Electric vehicle battery thermal management system with thermoelectric cooling [J]. *Energy Reports*, 2019, 5: 822-827.
- [4] 魏小平, 杨智辉, 胡海涛, 等. 钢制多通道结构液冷板散热特性仿真分析 [J]. *机械设计与研究*, 2023, 39(1): 185-189.
- [5] 张甫仁, 肖康, 鲁福, 等. 基于 nsga-II 的锂离子电池液冷板的优化设计 [J]. *重庆交通大学学报(自然科学版)*, 2023, 42(1): 145-150.
- [6] 聂利娟. 基于参数化水平集的微结构与结构-材料一体化拓扑优化方法研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2020.
- [7] MATSUMORI T, KONDOH T, KAWAMOTO A, et al. Topology optimization for fluid-thermal interaction problems under constant input power [J]. *Structural And Multidisciplinary Optimization*, 2013, 47(4): 571-581.
- [8] 李昊, 丁晓红, 景大雷. 液冷通道分布优化设计的仿真和试验研究 [J]. *机械工程学报*, 2019, 55(10): 198-206.
- [9] 李昊. 高热流密度散热器结构拓扑优化技术研究 [D]. 上海理工大学, 2020.
- [10] 孟凡振, 丁晓红, 李昊, 等. 层次脉状结构液冷均温板优化设计研究 [J]. *机械工程学报*, 2022, 58(22): 426-437.
- [11] 张横, 李昊, 丁晓红, 等. 基于贴体网格的高分辨率三维结构拓扑优化研究 [J]. *机械工程学报*, 2022, 58(5): 136-143.
- [12] 付亚玲, 杨晓庆, 张田田. 基于多目标拓扑优化方法的微通道散热器设计 [J]. *电子测试*, 2021, 462(9): 45-47.
- [13] 刘霏霏, 袁康, 李骏, 等. 基于液冷的锂离子电池动力电池散热结构优化设计 [J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2021, 48(10): 48-56.
- [14] 刘霏霏, 陈洋洋, 胡建泰, 等. 双冷板液冷锂离子电池温升特性研究 [J]. *汽车技术*, 2022(12): 15-22.
- [15] CHEN K, WU W, YUAN F, et al. Cooling Efficiency Improvement Of Air-Cooled Battery Thermal Management System Through Designing The Flow Pattern [J]. *Energy*, 2019, 167: 781-790.
- [16] 李志强, 张轩硕, 卜娜蕊, 等. 基于正交实验金尾矿砂再生混凝土实验研究 [J]. *矿产综合利用*, 2022(6): 73-78.

文章编号: 1009-4687(2024)03-0051-06

混合动力装甲车辆前向仿真模型研究

徐浩轩, 刘春光, 马晓军

(陆军装甲兵学院 兵器与控制系, 北京 100072)

摘要: 为缩短混合动力装甲车辆的开发周期、降低开发成本, 建立了包含车辆动力学模块、驾驶员模块以及混合动力系统模块的混合动力装甲车辆前向仿真模型, 相比后向仿真模型更加贴合实际驾驶过程, 且可以以此为基础进一步建立硬件在环仿真平台. 试验表明: 所建立的前向仿真模型基本能够反映系统真实动态, 可以进一步支撑混合动力装甲车辆部件选型、拓扑设计、参数优化以及能量管理策略等研究.

关键词: 发动机-发电机组; 蓄电池; 超级电容器; 仿真模型

中图分类号: TM910.6

文献标识码: A

Multi-power Output Decoupling Control of New Integrated Power System

XV Haoxuan, LIU Chunguang, MA Xiaojun

(Weapons and Control Department, Army Academy of Armored Forces, Beijing 100072, China)

Abstract: In order to shorten the development cycle and reduce development costs of hybrid armored vehicles, a forward simulation model of the vehicle integrated power system was established, which includes the vehicle dynamics module, driver module, and controlled object module. Compared with the backward simulation model of software such as advisor, it is more in line with the actual driving process and can be used as a basis to further establish a hardware in the loop simulation platform. The experiment shows that the established forward simulation model reflects the real system dynamics and can support research on component selection, topology design, parameter optimization, and energy management strategies of the vehicle mounted integrated power system.

Key words: engine-generator, batteries, supercapacitors, simulink model

近年来, 混合动力装甲车辆已经成为装甲装备研究的重要方向. 随着电力电子和人工智能等技术的发展, 全电战斗车辆、无人战斗车辆等新型装备将是研究的热点^[1-4]. 这些新型装甲装备的开发成本高、难度大, 因此, 建立包含混合动力装甲车辆的仿真模型对新型装备开发具有重要意义.

混合动力装甲车辆建模的重点在于其混合动力系统, 装甲车辆的混合动力系统是在有限的车内空间, 集大容量电能生成、变换、存储、分配、回馈以及管理与控制于一体的车辆电力总成系统^[5].

目前, 一些国外成熟的混合动力汽车开发软件, 例如 advisor, 已经有了相对系统的混合动力汽车建模方法, 但仍然存在以下缺陷:

- 1) 以后向仿真模型为主, 即认为车辆可以完全跟踪循环工况的目标车速, 忽略了车辆对驾驶员意图的解析以及车辆动力性能的约束;
- 2) 部件级仿真模型均为准静态模型, 仅能反应整个系统的功率流动, 难以准确描述各部件动态;
- 3) 由于内部的封装, 二次开发较为复杂, 难

以进一步支撑硬件在环仿真平台的开发。

基于此,本文设计了适应于混合动力装甲车辆开发的前向仿真模型,建立了整车动力学模型、驾驶员模型以及混合动力系统模型,并通过试验验证了模型的有效性,为电传动装甲车辆研发奠定了基础。

1 前向仿真模型的结构

在目前的电动汽车仿真研究中,按照能量流与控制信号的传递关系可以分为前向仿真模型与后向仿真模型。后向仿真模型不考虑驾驶员的意图,一般认为车辆按指定的循环工况行驶,忽略了车辆动力性能的约束及部件响应过程的瞬态变化,难以进行车辆控制策略的开发和测试。前向仿真模型则计及驾驶员的驾驶意图,整个车辆的控制信号与能量传递关系与实车相同,能够反映人在环以及部件的瞬态响应对系统的影响。

本文建立前向仿真模型针对的研究对象为某型 8×8 轮式混合动力装甲车辆。该型 8×8 轮式混合动力装甲车辆采用轮毂电机驱动,其混合动力系统的动力总成采用串联式构型。串联式混合动力系统中,作为主动力源的发动机-发电机组与辅助电源并联为直流母线供电,能够实现发动机转速与电机转速的机械解耦。由于装甲车辆常常行驶于非道路工况,为满足装甲车辆的高动态大功率用电需求,辅助电源系统采用动力电池和超级电容构成的复合电源系统。复合电源系统作为辅动力源,弥补了主动力源调节速度慢的短板,通过调节动力电池的输出可以使发动机-发电机组始终工作在高效状态,

也可以在车辆制动时回收部分能量,提高能源利用率。超级电容器能量密度较小,不能单独为母线供电,但具有较大的功率密度,能够快速响应负载的高频分量,直接挂接在母线两端主要起稳压作用。

前向仿真模型中的驾驶员模型本质上是车速控制器^[6]。在前向仿真模型中,循环工况作为驾驶员的期望车速,当车辆驱动模型反馈的实际车速与目标车速产生误差时,驾驶员根据误差情况调整油门开度,这个过程可以等效为理想的 PI 控制器,认为驾驶员会根据目标车速与车辆驱动模型反馈的实际车速偏差情况调整油门踏板与刹车踏板,使车速跟踪循环工况,仿真中踏板开度可以表示为

$$\theta = K_p (V_{ref} - V) + K_i \int (V_{ref} - V) dv, \quad (1)$$

$$acc = \begin{cases} \theta & \theta > 0 \\ 0 & \theta < 0 \end{cases}, \quad (2)$$

$$bre = \begin{cases} 0 & \theta > 0 \\ -\theta & \theta < 0 \end{cases}, \quad (3)$$

式中: K_p 和 K_i 为等效 PI 控制器的比例系数和积分系数; V_{ref} 和 V 分别是车辆的目标车速和实际车速; acc 为油门踏板开度, bre 为刹车踏板开度, θ 为中间变量。

车辆行驶所需功率为

$$P_{sys-v} = f \cdot G \cdot V \cos \alpha + \frac{C_D \cdot S \cdot V^3}{21.15} + G \cdot V \cdot \sin \alpha, \quad (4)$$

式中: f 为滚动阻力系数, G 为车辆重力, α 为地面坡度角, C_D 为风阻系数, S 为迎风面积。整个前向仿真模型的结构如图 1 所示。

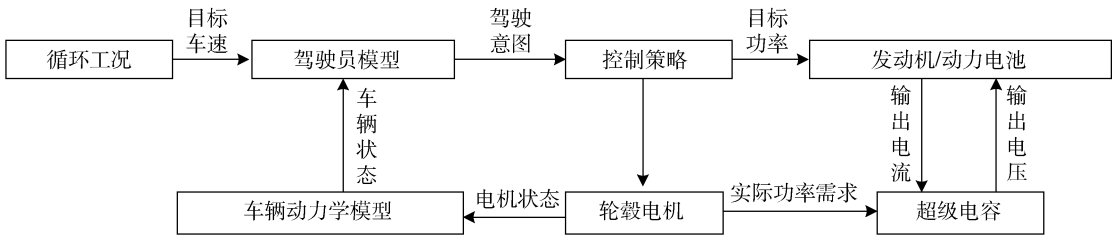


图1 前向仿真模型结构

2 混合动力系统关键部件建模

2.1 发动机建模

将发动机简化为两输入一输出的模型,其输入

为机组的当前转速和发动机油门开度,其输出为机组轴的动力矩。模拟发动机转矩输出采用实验与理论相结合的方法^[7-8],通过 BP 神经网络学习发动机实验测试结果中收集的实验数据,生成其稳态模型与油耗模型如图 2 所示。

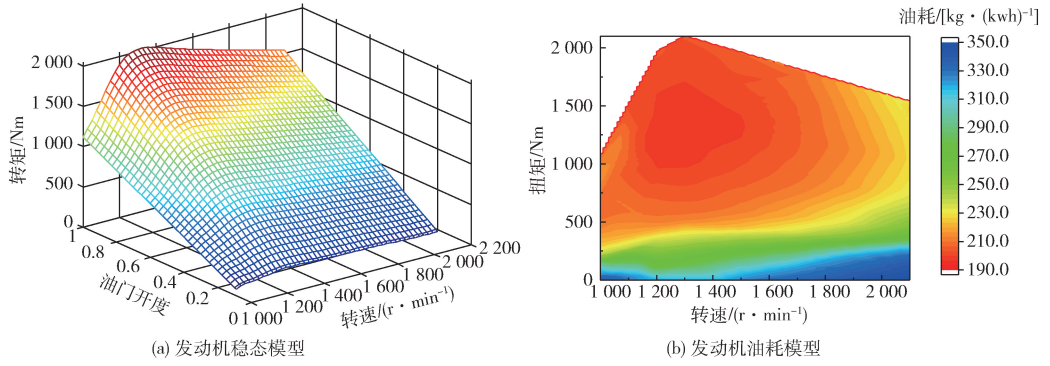


图 2 发动机准静态模型

为进一步模拟发动机动态，分析发动机调速过程中轴的受力情况，可得发动机工作状态下的力矩平衡方程为

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_g - T_e - D\omega, \quad (5)$$

式中： J 为机组轴的转动惯量； D 为摩擦系数； ω 为机组角速度； T_g 为发动机输出扭矩； T_e 为发电机电磁转矩。

由于发动机实际存在燃油过程等时间延迟被计算过程取代，仿真中通过采用一个一阶惯性环节来模拟发动机的动态特性。

$$T_g = \frac{1}{1 + \tau s} T_w \quad (6)$$

式中： τ 为延迟环节的时间常数，代表发动机因为喷气、燃烧等过程造成的延迟； T_w 为发动机稳态模型输出的扭矩。

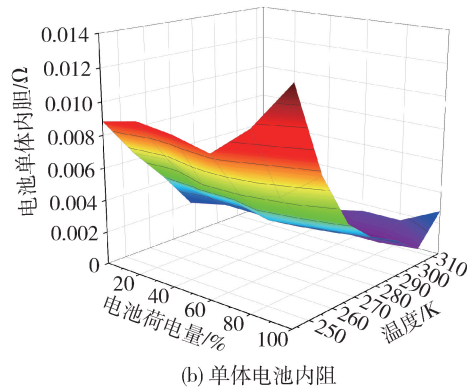
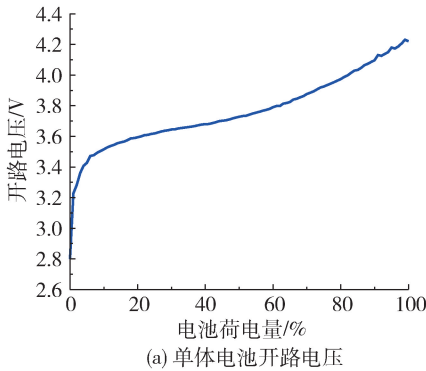


图 4 动力电池辨识模型

2.2 动力电池建模

动力电池采用 Rint 等效电路模型^[9-11]，如图 3 所示，其中， E_b 为电池开路电压， R_b 为电池内阻， U_b 为电池端电压。

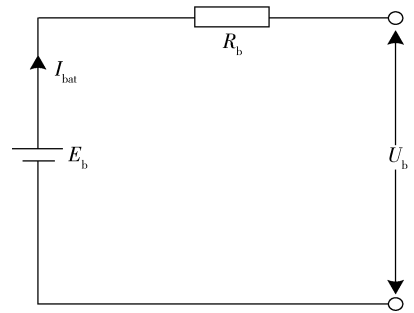


图 3 动力电池内阻模型

单体电池开路电压和电池内阻辨识模型如图 4 所示。

电池输出效率可以表示为

$$E_b - I_{bat}R_b = U_b, \quad (7)$$

$$\eta_{bat} = \frac{U_b I_{bat}}{E_b I_{bat}} = \frac{U_b}{E_b}, \quad (8)$$

式中： I_{bat} 为电池电流。当电池输出功率为 P_b 时，将 (5) 式代入 (6) 式可得

$$\eta_{bat} = \frac{E_b + \sqrt{E_b^2 - 4P_b R_b}}{2E_b} \quad P_b > 0, \quad (9)$$

$$\frac{2E_b}{E_b + \sqrt{E_b^2 - 4P_b R_b}} \quad P_b < 0$$

$P_b > 0$ 代表电池处于放电状态， $P_b < 0$ 代表电

池处于充电状态, 式中的开路电压和电池内阻可由图 4 所示辨识模型求得。

2.3 超级电容器建模

超级电容器的线性化较强^[12], 其等效电路如图 5 所示:

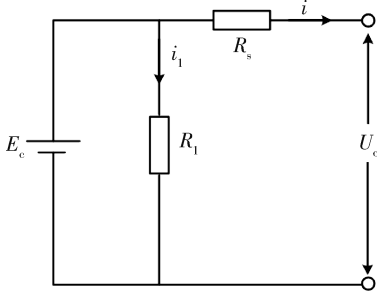


图 5 超级电容等效模型

图中, E_c 为开路电压, U_c 为输出电压, R_s 为内阻, R_1 为自放电电阻. 超级电容荷电量 SOC 满足

$$Q = CU_c \quad (10)$$

$$SOC = \frac{Q_{rem}}{Q_{full}} \quad (11)$$

式中: Q 为超级电容电荷电荷量; Q_{rem} 为剩余电荷量, Q_{full} 为超级电容容量. 因此, 可以采用超级电容荷电状态来估计电容输出电压. 电容 SOC 变化通过(12)式计算

$$SOC = SOC_0 - \int_0^t \frac{i \eta_{sc}}{Q_{full}} dt \quad (12)$$

式中; SOC_0 为初始状态的超级电容荷电量, η_{sc} 为超级电容放电效率.

2.4 发电机及轮毂电机建模

车载发电机及轮毂电机均采用永磁同步电机. 永磁同步发电机由于“非线性、强耦合”的特点,

$$i_d = -\frac{\psi_f}{2(L_d - L_q)} + \sqrt{\frac{\psi_f^2}{4(L_d - L_q)^2} + i_q^2} \quad (17)$$

$$i_q = \frac{\frac{8T_e\psi_f}{3p_n} + \sqrt{\left(\frac{8T_e\psi_f}{3p_n}\right)^2 - 4[(L_d - L_q)^2 - \psi_f^2] \left[\psi_f^2 - \left(\frac{4T_e}{3p_n}\right)^2\right]}}{2[\psi_f^2 - 4(L_d - L_q)^2]}$$

根据式(15)即可求得给定目标电磁转矩所对应的 d 、 q 轴电流.

3 仿真与试验验证

仿真验证选取实车试验中采集的一段车辆行驶数据作为仿真工况, 如图 6 所示, 混合动力系统部分参数如表 1 所示.

其电磁转矩和转速的控制较为困难, 通常采用矢量控制思想结合不同的控制策略, 实现较为精确的控制. 为简化电机模型和便于理论分析, 作以下假设: 忽略电机铁心饱和及磁滞损耗; 忽略转子和永磁体阻尼作用; 转子气隙磁场在气隙空间分布为正弦波; 电机三相绕组中感应电动势为正弦波且对称.

将定子三相绕组 a 、 b 、 c 转换到在两相旋转 d - q 轴坐标系下, 永磁同步电机的电压方程、磁链方程和扭矩方程分别可以写为

$$\begin{aligned} U_{dz} &= R_{sz} \quad 0 \quad i_d + \frac{d}{dt} \varphi_d + 0 \quad -\omega_e \quad \varphi_d \\ U_{qz} &= 0 \quad R_{sz} \quad i_q + \frac{d}{dt} \varphi_q + \omega_e \quad 0 \quad \varphi_q \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \varphi_d &= L_d \quad 0 \quad i_d + \psi_f \quad 1 \\ \varphi_q &= 0 \quad L_q \quad i_q + \psi_f \quad 0 \end{aligned} \quad (14)$$

$$T_e = \frac{3}{2} p_n (\psi_d i_q - \psi_q i_d) = \frac{3}{2} p_n [\psi_f i_q + (L_d - L_q) i_d i_q] \quad (15)$$

式中: U_{dz} 、 U_{qz} 、 i_d 、 i_q 、 L_d 、 L_q 分别是定子电压、电流、电感的 d 、 q 轴分量; R_{sz} 为定子电阻; ω_e 为电机的电角速度; ψ_f 为转子磁链.

永磁同步发电机能量转换的数学模型可由上式建立.

发电机及驱动电机均采用 MTPA (最大转矩电流比) 控制策略, 以使单位电流产生最大的电磁转矩, 此时, 定子电流满足

$$\begin{aligned} \frac{\partial (T_e/i_s)}{\partial i_d} &= 0 \\ \frac{\partial (T_e/i_s)}{\partial i_q} &= 0 \end{aligned} \quad (16)$$

结合式 (11)、(12)、(13) 可得

表 1 混合动力系统部分参数

参数	数值
机组额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	2 100
机组额定功率/kw	280
超级电容额定电压/V	750
超级电容额定容量/F	3
超级电容最大工作电流/A	1000
蓄电池最大输出功率/kw	190
母线额定电压/V	750

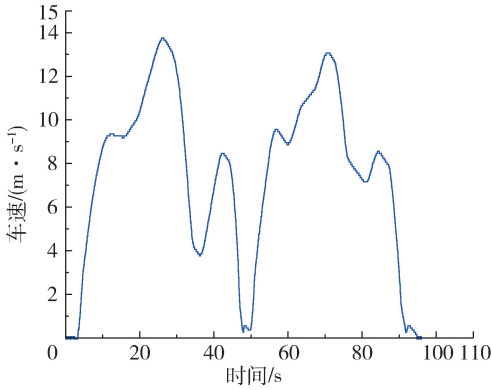
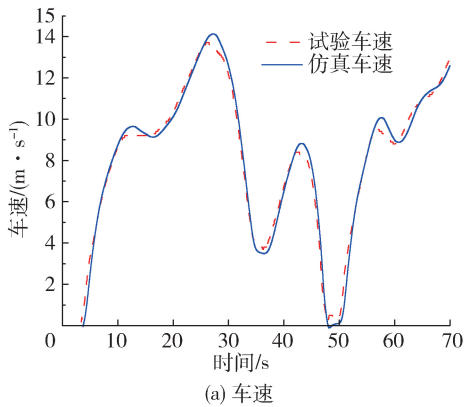
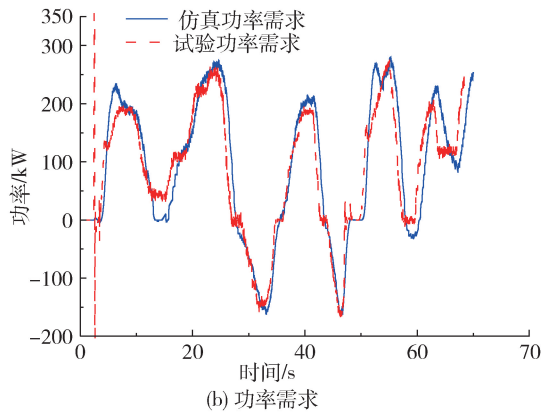


图6 试验工况



(a) 车速

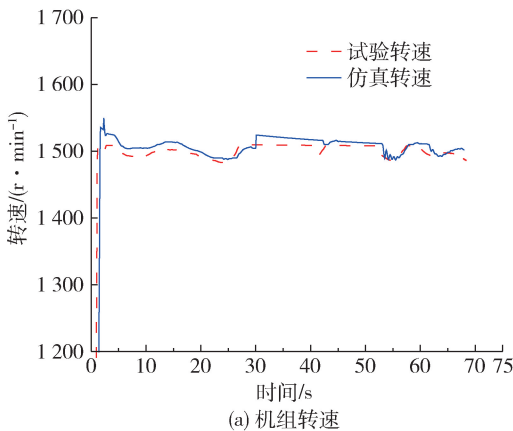


(b) 功率需求

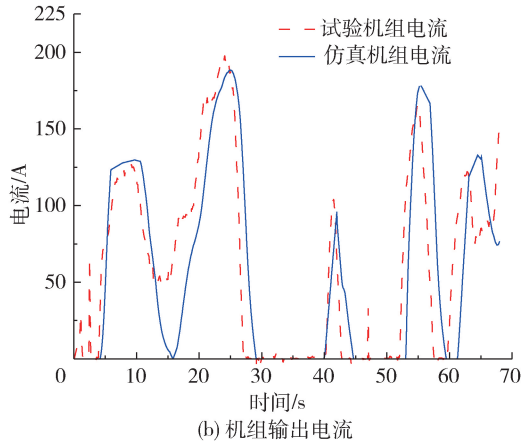
图7 车速与功率需求对比

仿真模型不仅需要模拟整车的速度变化和功率需求，更为重要的是准确反映混合动力系统中各动力源的状态。主动力源发动机-发电机组的转速及输出电流变化如图8所示。由于实车采用了恒转速控制策略，机组转速在负载功率变化的冲击下发生波动，图8(a)中仿真模型所得转速的相

对误差不超过3.3%。机组输出电流受驾驶员模型的滞后影响，仿真结果相对实车试验结果存在一定的滞后，最大误差同样在拐点处取得，最大电流误差不超过50 A。结合图7(b)，由于机组响应较慢，功率需求的误差主要影响了发动机-发电机组的输出功率。



(a) 机组转速



(b) 机组输出电流

图8 发动机-发电机组的转速及输出电流对比

由动力电池和超级电容组成的复合电源系统主

要的状态量为动力电池与超级电容的荷电量，结合

式 (8)、(9) 可见, 超级电容的荷电状态可以由母线电压估计. 母线电压及动力电池荷电量如图 9 所示. 可见由驾驶员模型滞后及功率需求误差所造成的母线电压相对误差不大于 4.8%, 动力电池荷

电量最大误差为 2%.

总体来看, 系统各测量值的变化趋势与试验结果基本一致, 可以应用于控制策略的仿真验证.

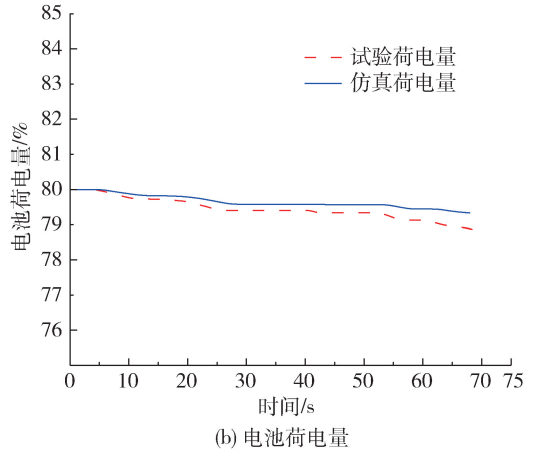
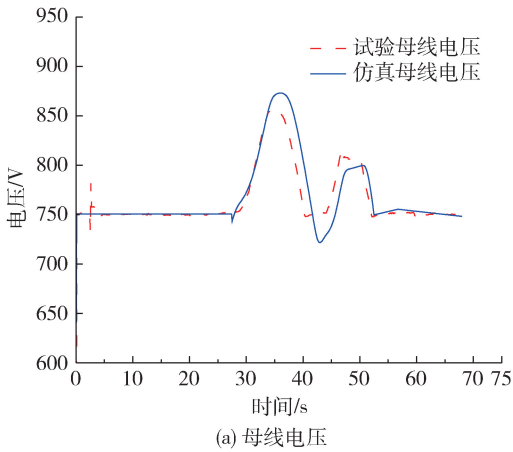


图 9 母线电压与电池荷电量试验对比

4 结 论

本文建立了基于 Matlab/Simulink 的整车前向仿真平台, 包含驾驶员模型、车辆动力学模型、动力电池模型、超级电容模型以及发电机、驱动电机模型. 并根据前期实车采集的数据对仿真模型进行了验证. 结果表明, 所建立的仿真模型能够支撑混合动力系统部件选型、拓扑设计、参数优化以及能量管理策略等研究, 为混合动力系统的建模与仿真以及硬件在环平台的构建提供参考. 仿真模型精度的进一步提高需要未来对驾驶员模型的优化改进.

参考文献:

[1] 黄千, 黄英, 张付军, 等. 履带车辆电传动发动机-发电机组及其控制策略研究 [J]. 车辆与动力技术, 2006(2): 29-33.

[2] GANESH A H, XU B. A review of reinforcement learning based energy management systems for electrified powertrains: Progress, challenge, and potential solution [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2022, 154: 111833.

[3] 阿弗莱克. 简析坦克装甲车辆电传动技术 [J]. 现代兵器, 2009(12): 21-25.

[4] 杜夕玲. 世界 8 × 8 轮式装甲车辆的市场格局 [J]. 坦克装甲车辆, 2021(19): 42-46.

[5] MI C C. Analytical design of permanent-magnet traction-drive motors [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2006, 42(7): 1861-1866.

[6] 覃频频, 张顺锋, 吴锋民, 等. 基于改进智能驾驶员模型的车队纵横向协同控制 [J]. 公路交通科技, 2022, 39(9): 155-161.

[7] 刘春光, 项宇, 刘越战. 电传动装甲车辆发动机-发电机组建模与仿真研究 [J]. 微特电机, 2016, 44(6): 10-12.

[8] 陈路明, 刘帝. 车用柴油发动机建模与仿真 [J]. 内燃机与配件, 2020(20): 14-15.

[9] HIDALGO-REYES J I, GOMEZ-AGUILAR J F, ESCOBAR-JIMENEZ R. F, et al. Classical and fractional-order modeling of equivalent electrical circuits for supercapacitors and batteries, energy management strategies for hybrid systems and methods for the state of charge estimation: a state of the art review [J]. Microelectronics Journal. 2019, 85(2): 109-128.

[10] 胡晓松, 唐小林. 电动车辆锂离子动力电池建模方法综述 [J]. 机械工程学报. 2017, 53(16): 20-31.

[11] 郑旭, 郭汾. 动力电池模型综述 [J]. 电源技术, 2019, 43(3): 521-524.

[12] EAST S, CANNON M. Optimal power allocation in battery/supercapacitor electric vehicles using convex optimization [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology. 2020, 69(11): 12751-12762.

文章编号: 1009-4687(2024)03-0057-07

基于知识图谱的无人驾驶车辆目标检测 研究现状及热点分析

魏海姣¹, 郑凯锋¹, 李璞¹, 刘伟², 支博文¹, 曹柯¹

(1. 中国北方车辆研究所, 北京 100072; 2. 内蒙古第一机械集团股份有限公司, 包头 014032)

摘要: 随无人驾驶汽车智能等级不断提升, 对目标检测精度的要求不断提高, 有必要系统全面地梳理无人驾驶车辆目标检测领域的研究现状和前沿方向。本文利用知识图谱可视化软件 Citespace 在 CNKI 数据库中以“目标检测”&“车辆”为篇名进行文献检索分析, 发现无人驾驶车辆目标检测研究热点主要聚焦于: 基于人工智能辅助的智能车辆技术, 基于深度学习算法的多元数据特征融合技术, 基于点云数据目标检测图像深度补充技术, 及基于深度学习算法的小目标检测技术。在分析研究热点的基础上通过“突现词”发现提升深度学习算法在复杂环境下低分辨率目标的适应性, 及基于深度学习的自动驾驶技术数据轻量化、运算快速化和目标检索准确化是当前研究前沿问题。

关键词: 无人驾驶; 目标检测; 知识图谱; 多传感器融合; 深度学习
中图分类号: U471.1 **文献标识码:** A

Research Status and Hotspots Analysis for Object Detection of Driverless Vehicles Based on Knowledge Graph

WEI Haijiao¹, ZHENG Kaifeng^{1*}, LI Pu¹, LIU Wei², ZHI Bowen¹, CAO Ke¹

(1. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China;

2. Inner Mongolia First Machinery Group CO., LTD, Baotou 014032, China)

Abstract: With the continuous improvement of the intelligent level of driverless vehicles and the increasing demand for object detection accuracy, it is necessary to systematically and comprehensively review the research status and frontier directions in the field of object detection for driverless vehicles. This paper utilized the knowledge graph visualization software Citespace to conduct a literature search and analysis in the CNKI database using the keywords “object detection” and “vehicle”. The result shows that the frontier directions of object detection for driverless vehicles mainly focus on: intelligent vehicle technology based on artificial intelligence assistance, multi-data feature fusion technology based on deep learning algorithms, image depth completion technology for object detection based on point cloud data, and small object detection technology based on deep learning algorithms. Based on the analysis of research hotspots, it is discovered through “burst terms” that enhancing the adaptability of deep learning algorithms to low-resolution objects in complex environments, as well as lightweighting data, accelerating computation, and improving target retrieval accuracy in autonomous driving technology based on deep learning, are currently the forefront issues in research.

Key words: driverless vehicles; object detection; knowledge graph; multiple sensor fusion; deep learning algorithm

目标检测在无人驾驶车辆领域的任务是对目标类型进行分类和提供准确的定位,目标检测的主要手段是特征点的识别与提取^[1-2]。目标检测主要涉及两方面重点研究内容,一是搭载传感器的种类及数据融合,二是提升目标检测准确率的优化算法,两者是紧密耦合在一起的,如李爱娟等^[3]综述了自动驾驶汽车目标检测的方法,认为多传感器融合技术适用于集群目标和小目标检测;杨伟等^[4]通过综述认为深度学习算法是实现目标检测精度的一种方法。

目前关于无人驾驶车辆目标检测方面的综述主要是基于作者对无人驾驶车辆目标检测领域背景的了解和专业知识的掌握,通过大量指向性的文献阅读,对文章内容进行归纳和总结,并形成具有主观性的结论,如王伟等^[5]对单目视觉感知目标检测方法进行综述,认为未来采用三维简化多元数据融合提升目标检测准确率是研究趋势;王海^[6]、赵梓杉^[7]等梳理总结了各传感器的优缺点,提出多传感器融合的目标检测必要性,认为采用多元传感器融合技术是目标检测的发展方向。以上文章反应了无人驾驶车辆目标检测领域的发展方向和趋势,但所包含的科学前沿问题并不系统全面。因此,有必要从新的角度对无人驾驶车辆目标检测领域的研究热点和技术方向进行全面综述分析,为未来无人驾驶车辆目标检测提供参考。

经研究,Citespace 软件能对检索到无人驾驶车辆目标检测方向的关键词频率进行计算和聚类,并分析该领域的基础知识、研究热点及发展趋势。其中,Citespace 软件已被应用于新能源汽车研究热点分析^[8]、汽车燃料电池研究分析^[9]、人机混合驾驶交通管理研究^[10]等方面。故本文采用 Citespace 软件对无人驾驶车辆目标检测领域进行分析,梳理目标检测的研究热点及前沿方向。

1 数据来源与研究方法

本文选择 CNKI 数据库提供的文献进行检索并综合分析,为了更加有针对性地探寻无人驾驶车辆领域目标检测方向的研究热点,在 CNKI 数据库中以“目标检测”&“车辆”为篇名进行检索,检索 2013 年至 2024 年 3 月共包含文献 330 篇,其中获得的文献均包含作者、机构、关键词和摘要等信息,并将检索结果导入到 Citespace 软件中。

2 结果分析

2.1 发文趋势分析

剔除无效和不相关文章后,检索到有效文献共 308 篇,并得到了年份与发表文献数量之间的关系,如表 1 所示。

表 1 年份与发表文献数量之间的关系

年份	数量/篇	年份	数量/篇
2013	8	2019	32
2014	5	2020	29
2015	7	2021	55
2016	4	2022	69
2017	12	2023	60
2018	20	2024	7

由表 1 可知,针对无人驾驶车辆目标检测领域的研究文献自 2013 年的 8 篇逐渐增加至 2023 年的 60 篇,并且呈增加的趋势继续升高,说明该领域的研究仍保持较高的研究热度。

2.2 关键词共现分析

通过关键词共现方法提取关键词并绘制知识图谱,分析无人驾驶车辆目标检测领域的研究热点。图 1 所示为无人驾驶车辆目标检测领域关键词共现的知识图谱,其中,节点大小代表该关键词出现频率,为了便于分析关键词的具体内容,图中显示了关键词检索频次不低于 5 次的关键词。

图 1 发现,无人驾驶车辆目标检测领域关键词共现出现频率较多的有目标检测、深度学习、车辆检测、特征融合、自动驾驶、无人机和目标跟踪等。这些热点关键词反应了该领域的主要研究内容包含:基于多传感器特征融合的目标检测、基于深度学习的目标检测、基于深度学习的目标定位与跟踪、基于深度学习的特征融合方法等。依据检索结果构建了基于关键词共现的无人驾驶车辆目标检测技术树,如图 2 所示。

图 2 总结了不同传感器在识别、定位与导航方向的研究,及提高目标检测准确性的方法。如:单目相机研究领域的研究有李庆^[11]通过搭建单目视觉检测平台,基于 Yolo-V3 完成路面上典型目标的检测;双目相机研究领域的研究有张仲楠等^[12]提出基于 Yolo-V5 利用双目相机检测目标和计算目标

距离；红外相机研究领域的研究有卜德飞^[13]采用红外相机基于卡尔曼滤波和匈牙利算法对行人与车辆进行目标检测和跟踪；激光雷达研究领域的研究有史永喆^[14]基于扫描线的聚类标记算法对激光雷达扫描障碍物点云数据进行表征和标记，降低误检率；毫米波雷达领域的研究有郑强稳^[15]基于毫米波雷达提出了 TDM-MIMO 虚拟阵列的多目标检测

方法，提升了目标检测准确率；惯性测量单元领域的研究有刘辉席等^[16]提出了惯性测量单元动态目标检测融合算法，降低了点云数据偏移量。这些研究成果在一定程度上提高了无人驾驶汽车目标检测的准确率，但是单一感知数据在目标检测时鲁棒性较弱，无法全面覆盖无人驾驶车辆安全行驶需要的数据。

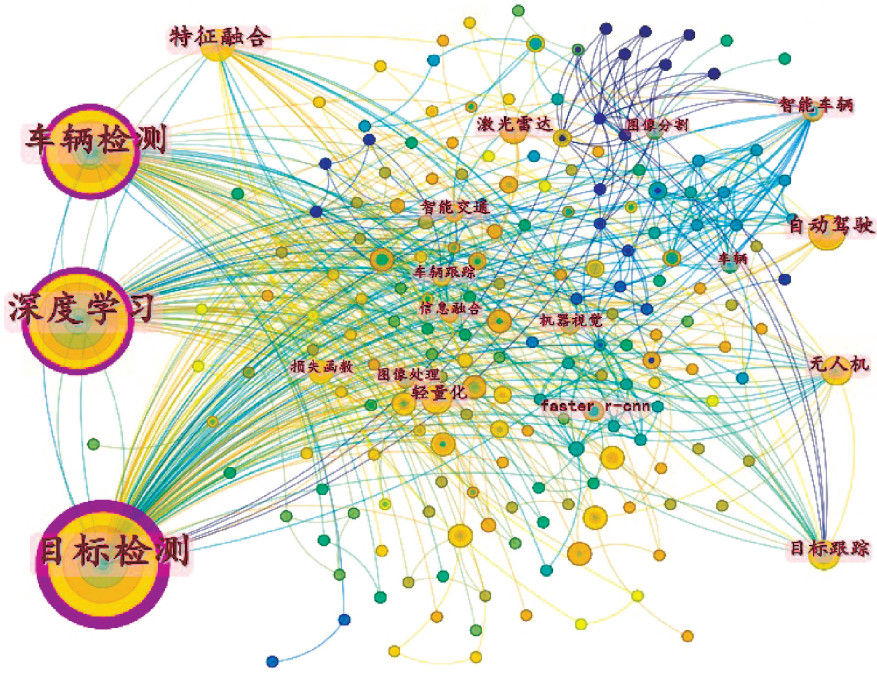


图 1 无人驾驶车辆目标检测领域的知识图谱

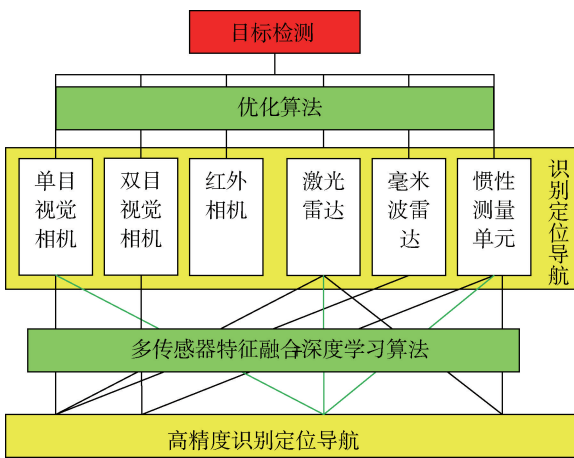


图 2 基于关键词共现的无人驾驶车辆目标检测技术树

为了解决上述问题，图 2 所示的技术树还提供了多传感器融合感知技术，如：杜晓宇^[17]提出基于 SMOKE-Fusion 算法将毫米波雷达数据和视觉信息数据融合，获得了更准确的被检测目标的 3D 边界；卢佳佳等^[18]采用激光点云和图像融合结合深

度学习算法，提高目标融合匹配度；李文仪^[19]提出了动态场景条件下，利用卡尔曼滤波算法对激光雷达和惯性测量单元的数据进行融合，实现了动态目标识别与跟踪；王康^[20]采用激光雷达、单目相机和惯性测量单元组合，通过改进点云数据算法，提高局部地图构建的精度。以上研究提高了无人驾驶车辆系统目标检测的鲁棒性，也使感知识别系统容错性增强，提升了目标识别精度。

图 1 中还出现了“无人机”这一关键词，该关键词体现在无人驾驶车辆领域代表“车-机”协同目标检测算法，如向昌成等^[21]建立的基于 YOLO 算法的无人机航拍图像车辆目标检测系统解决了航拍图像与车辆目标检测实时性问题、及刘小荣^[22]提出的无人机航拍车辆目标检测改进算法提高了无人驾驶车辆目标检测精度等，该方向的研究亦为是未来的研究热点问题之一。

2.3 研究热点分析

进一步利用 CiteSpace 软件对检索到的关键词

环境（雨雾等）、车辆运动特性、物体遮挡等干扰导致其视物模糊或视物不全，激光雷达线束较低导致点云数据稀疏，无法实现高精度的目标检测与识别，为增加无人驾驶车辆目标检测的抗干扰能力，视觉相机常辅助以激光雷达等设备进行协同感知与识别，增加目标检测的准确性，典型研究如下所述：

陈毅等^[28]针对车辆行驶环境对摄像头的干扰问题，通过对激光雷达点云数据进行深度补全转换，将点云数据转换为与图像具有相同分辨率的二维密集深度图，并在 Yolo 软件中实现深度图与彩色图的深度融合，提升了目标检测精度；赵毅强等^[29]针对目标遮挡问题，提出特征融合深度学习点云补全算法，将点云数据转换为 128 维的特征向量，通过解码器预测局部特征向量和全局特征向量融合后的补全点云特征，并利用 KITTI 数据集验证

了模型的准确性；祝飞^[30]针对主动感知和被动感知的局限性，采用多线激光雷达和单目视觉相机融合补全技术，利用共面约束条件的外参初值求解和约束算法，并基于深度卷积神经网络模型融合了彩色图像和稀疏点云数据，取得了较好的深度补全效果。

2.3.4 基于深度学习算法的小目标检测技术分析
由于小目标自身尺寸较小，其包含的像素点特征较少，加之噪声影响，使其检测准确率降低。现阶段对小目标的检测是基于颜色和特征、及机器学习算法开展的，其底层特征语义信息缺乏、训练样本量数据少，导致使用传统的通用数据集对小目标检测结果不理想，常出现小目标丢失等问题，为解决这一问题学者们提出了多尺度预测、丰富特征数据、主干网络改进和上下文信息融合等方法，如表 2 所示。

表 2 小目标检测方法

序号	方法	算法	原理
1	主干网络改进 ^[31]	DBSCAN	MobileNetV2 网络替换了 YOLOv5 s 算法中的骨干网络 CSPDarkNet53
2	多尺度预测 ^[32]	空间金字塔池化网络	不同池化核对卷积网络进行多层池化操作，将池化后的特征图进行非线性归一化操作，使浅层和深层融合，丰富小尺寸目标特征信息
3	丰富特征数据（特征增强） ^[33]	GAN	基于残差的小目标特征增强算法，生成小目标与常规目标映射关系
4	主干网络改进 ^[34]	CenterNet	替换原主干网络为 ResNeSt50 网络，将 ReLU 函数升级为 FReLU 函数
5	上下文信息融合 ^[35]	MLC-CNN	将训练的难负样本进行二次分类，利用 Faster R-CNN 对上下文信息进行特征融合

表 2 提出了多种适用于小目标检测的算法，一种思想是将小目标特征进行分层处理，利用空间金字塔池化网络、GAN 等算法使低层特征与高层特征进行融合，但这种方法对计算资源算力要求较高；另一种思想是提升主干网络的适应性，通过对抗网络生成高分辨率的特征，但该种算法模型复杂、对训练要求较高。

2.4 研究前沿分析

Citespace 软件具有的另一个重要功能是突现词（Bursts）探测功能，通过对特定年限和专业词的检索，发现文献中骤增的专业术语，用以表征该领域的研究趋势。图 4 所示为无人驾驶车辆目标检测领域的突现词。

结合图 3 和图 4 可知，自 2013 年以来，无人驾驶车辆目标检测领域突现词在频繁更迭，从开始的热点话题“深度学习”到当前的热点话题“特

征融合”，均是为了实现智能车辆在自然环境场景下的高精度目标感知与检测。自动驾驶车辆目标检测的研究体现在利用多传感器平台的集成与优化，多元数据的准确融合，采用深度学习算法提升特征向量识别精度和融合能力，以满足无人驾驶车辆高精度定位和目标识别的需求。尤其是在复杂环境中，目标物体成像的条件发生变化（位置、天气、视觉相机、光线等）造成视物模糊，目标识别特征能力下降。为此，在未来研究中需要通过语义分

Top 5 Keywords with the Strongest Citation Bursts

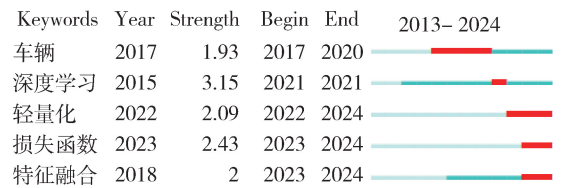


图 4 无人驾驶车辆目标检测领域的突现词

割和聚类方法选择自适应最小聚类点数,并基于小波变换和滤波算法减小目标的信噪比,利用阈值分割方法增强目标的映射关系,提升深度学习算法在复杂环境下低分辨率目标的适应性。

虽然深度学习算法在目标检测领域取得了较大的成就,面向不同行驶场景,提升检测精度和检测效率,实现实车目标检测与识别的鲁棒性控制,但计算机硬件资源与目标检测预训练模型(数据集)之间的矛盾关系,给无人驾驶车辆的目标识别、安全控制和危险预警等带来了诸多隐患。因此,基于深度学习的自动驾驶技术研究方向也朝着数据轻量化、运算快速化、目标检索准确化等方向发展。

3 结 论

文中利用 Citespace 可视化软件,在 CNKI 数据库中以“目标检测”&“车辆”为篇名进行文献检索,通过知识图谱方法对关键词进行聚类,发现无人驾驶汽车目标检测手段由单一传感器感知向多传感器感知融合,目标检测算法由传统算法逐步向深度学习发展,目标检测尺寸由大、中目标向小目标延伸。并得到以下结论。

1) 无人驾驶车辆目标检测研究热点为:基于人工智能辅助的智能车辆技术,基于深度学习算法的多元数据特征融合技术,基于点云数据目标检测图像深度补充技术,及基于深度学习算法的小目标检测技术。

2) 通过 Citespace 可视化软件“突现词”功能分析发现提升深度学习算法在复杂环境下低分辨率目标的适应性,及基于深度学习的自动驾驶技术数据轻量化、运算快速化和目标检索准确化是当前研究前沿问题。

参考文献:

- [1] 王佳军. 面向无人驾驶的三维激光雷达目标检测算法研究 [D]. 西安: 西安电子科技大学, 2021.
- [2] LANG A H, VORA S, CAESAR H, et al. Pointpillars: Fast encoders for object detection from point clouds [C]. Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. 2019: 12697-12705.
- [3] 李爱娟, 巩春鹏, 黄欣, 等. 自动驾驶汽车目标检测方法综述 [J]. 山东交通学院学报, 2022, 30(3): 20-29.
- [4] 杨伟, 杜学峰, 张勇, 等. 基于深度学习的车辆目标检测算法综述 [J]. 汽车实用技术, 2022(2): 24-26.
- [5] 王伟, 唐心瑶, 宋焕生, 等. 单目视觉下基于三维目标检测的车型识别方法综述 [J]. 小型微型计算机系统, 2020, 41(6): 1274-1280.
- [6] 王海, 徐岩松, 蔡英凤, 等. 基于多传感器融合的智能汽车多目标检测技术综述 [J]. 汽车安全与节能学报, 2021, 12(4): 440-455.
- [7] 赵梓杉, 秦玉英, 李刚, 等. 基于深度学习的目标检测算法综述 [J]. 汽车实用技术, 2021(17): 207-209.
- [8] 张柳柳, 陶凤鸣, 杨佳. 基于 CiteSpace 知识图谱的新能源汽车研究热点与发展趋势分析 [J]. 汽车工程学报, 2022, 12(2): 114-126.
- [9] 龚林, 刘丹, 张璐, 等. 基于 CiteSpace 的国内外氢燃料电池研究知识图谱分析 [J]. 武汉理工大学学报(信息与管理工程版), 2022, 44(3): 375-342.
- [10] 裴玉龙, 迟佰强, 吕景亮, 等. “自动+人工”混合驾驶环境下交通管理研究综述 [J]. 交通信息与安全, 2021, 39(5): 1-11.
- [11] 李庆. 基于单目视觉的道路目标检测模块实现 [D]. 北京: 北京交通大学, 2020.
- [12] 张仲楠, 霍炜, 廉明, 等. 基于 Yolov5 的快速双目立体视觉测距研究 [J]. 青岛大学学报(工程技术版), 2021, 36(2): 20-27.
- [13] 卜德飞. 基于深度学习的夜间无人车目标检测与跟踪 [D]. 上海: 东华大学, 2020.
- [14] 史永喆. 基于三维激光雷达的障碍物目标检测与跟踪 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2020.
- [15] 郑强稳. FMCW 毫米波雷达多目标检测方法研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2020.
- [16] 刘辉席, 陈文浩, 刘守印. 基于 IMU 和动态目标检测的多帧点云融合算法 [J]. 计算机应用研究, 2021, 38(7): 2179-2182.
- [17] 杜晓宇. 基于毫米波雷达和视觉信息融合的车前目标检测算法研究 [D]. 重庆: 重庆理工大学, 2021.
- [18] 卢佳佳, 陈兆文. 自动驾驶场景下多传感器融合目标检测算法研究 [J]. 网络安全技术与应用, 2023, 4: 38-41.
- [19] 李文仪. 大规模动态场景下多传感器融合高精度 3D SLAM 方法研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2021.
- [20] 王康. 基于深度学习的全景图像和点云融合目标检测与定位系统 [D]. 济南: 齐鲁工业大学, 2021.

- [21] 向昌成, 黄成兵, 罗平, 等. 基于YOLO算法的无人机航拍图像车辆目标检测系统研究 [J]. 计算机与数字工程, 2021, 49(8): 1566-1570.
- [22] 刘小荣. 复杂交通环境无人机航拍车辆目标检测改进YOLOv3算法 [D]. 南昌: 江西理工大学, 2020.
- [23] 王佳荣. 面向自动驾驶的多传感器三维环境感知系统关键技术研究 [D]. 北京: 中国科学院大学, 2020.
- [24] 徐乐. 基于多传感器信息融合的目标检测与定位 [D]. 北京: 北京理工大学, 2018.
- [25] 谢德胜, 徐友春, 陆峰, 等. 基于多传感器信息融合的3维目标实时检测 [J]. 汽车工程, 2022, 44(3): 340-351.
- [26] 胡远志, 刘俊生, 何佳, 等. 基于激光雷达点云与图像融合的车辆目标检测方法 [J]. 汽车安全与节能学报, 2019, 10(4): 451-458.
- [27] 顾砾, 季怡, 刘纯平. 基于多模态特征融合的三维点云分类方法 [J]. 计算机工程, 2021, 47(2): 279-284.
- [28] 陈毅, 张帅, 汪贵平. 基于激光雷达和摄像头信息融合的车辆检测算法 [J]. 机械与电子, 2020, 38(1): 52-56.
- [29] 赵毅强, 周意遥, 胡彬, 等. 基于特征融合的深度点云补全算法 [J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2022, 55(5): 535-562.
- [30] 祝飞. 基于多线激光雷达和单目相机的深度补全技术研究 [D]. 武汉: 武汉大学, 2020.
- [31] 刘洵. 基于小目标检测的交通道路目标识别算法研究 [D]. 西安: 西安邮电大学, 2022.
- [32] 李毅. 基于深度学习的小尺寸目标检测算法研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2021.
- [33] 刘洋. 复杂场景下的小目标检测算法研究与应用 [J]. 广州: 广东工业大学, 2021.
- [34] 于方程, 张小俊, 张明路, 等. 基于改进CenterNet的自动驾驶小目标检测 [J]. 电子测量技术, 2022, 45(15): 115-122.
- [35] 王浩, 单文静, 方宝富. 基于多层上下文卷积神经网络的目标检测算法 [J]. 模式识别与人工智能, 2022, 33(2): 113-120.

多栖平台驱动系统全国重点实验室简介

多栖平台驱动系统全国重点实验室, 英文名称: National Key Laboratory of Multi-perch Vehicle Driving Systems, 于2024年1月批复建设, 主依托单位是北京理工大学, 共建单位是北京航空航天大学. 实验室主任为中国工程院院士孙逢春教授.

实验室聚焦多栖平台动传驱一体化总体与新能源技术、能量转换与管控、能量多形式传递与存储、能量智能协同等方向重大基础理论与科技问题开展研究, 以期引领多栖平台及智能无人系统动力能源系统的技术进步与创新。实验室主要研究方向包括: (1) 能量转化与存储技术; (2) 传动与多模驱动技术; (3) 平台能量协同技术; (4) 供能与结构总体技术.

实验室将发展成为多栖平台动传驱系统基础理论与前沿技术发展的策源地、多学科交叉融合的创新区、高水平创新人才的汇聚地、多栖平台领域新质生产力形成的试验区.

《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。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

- 83803081

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 3 期 2024 年 9 月（总第 175 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