

中国兵工学会



CHELIANG YU DONGLI JISHU

# 车辆与动力技术

## VEHICLE & POWER TECHNOLOGY

车辆与动力技术  
VEHICLE & POWER TECHNOLOGY

二〇二五年 第三期 总第一百七十九期

ISSN 1009-4687



9 771009 468252



# 2025 3

## 总第179期

## 目 次

### · 设计与计算 ·

装甲车辆辅助系统热流动态测试系统构建技术研究 ..... 马泽东 李 欣 孙 阳 隗立国 刘建峰 (1)

基于双活塞协同工作的高效率内燃机设计与分析 ..... 门立山 (10)

电动汽车复合电源系统能量管理策略 ..... 傅 鑫 王靖岳 朱 楠 丁建明 (15)

一种燃油供给系油箱受油时间 Excel 计算方法 ..... 彭 非 李 涛 周正根 袁伍丰 宁湘华 (21)

面向轮式车辆的箱体类零件快速设计技术 ..... 齐家宝 周秋忠 (26)

### · 可靠性研究 ·

综合传动装置换挡阀故障诊断与维修方法 ..... 李海栋 王亚彬 贾 然 张 晔 (31)

基于 POA-VMD-IMOMEDA 的小样本复合故障诊断 ..... 张 杰 王靖岳 周 浩 丁建明 (37)

基于 DBO 优化 MCKD-VMD 的齿轮轴承复合故障特征提取 ..... 马 亮 王靖岳 郑永灿 丁建明 (45)

冗余电动助力转向系统自适应控制策略研究 ..... 邓建锋 宋武强 郭帅冰 (55)

### · 性能研究 ·

基于正面碰撞的座椅安全性研究 ..... 邵 帅 王 铁 (59)

文章编号: 1009-4687(2025)03-0001-09

# 装甲车辆辅助系统热流动态测试系统构建技术研究

马泽东, 李欣, 孙阳, 隗立国, 刘建峰

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

**摘要:** 本研究着眼于突破解决在实车条件的高紧凑狭小空间下、在动力能源系统的多振动源互相耦合造成的高振动环境以及在实车动力舱内的高温环境下、按照辅助系统复杂管系走向的限定条件下, 利用工业级传感器无法实现的气液流量测量等测试痛点、难点问题, 构建辅助系统热流动态测试系统, 对车辆运行过程中辅助系统各部件的关键节点数据进行采集, 为后续辅助系统乃至推进系统的匹配设计进行原始数据的积累和经验的支撑。

**关键词:** 辅助系统; 热流动态测试系统;

**中图分类号:** TJ811+.1

**文献标识码:** A

## Research on the Construction Technology of Thermal Flow Dynamic Testing System for Armored Vehicle Auxiliary System

MA Zedong, LI Xin, SUN Yang, WUI Ligu, LIU Jianfeng

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

**Abstract:** This study focuses on breaking through the high vibration environment caused by the coupling of multiple vibration sources in the power energy system, as well as the high temperature environment in the power cabin of a real vehicle, under the limited conditions of the complex piping system of the auxiliary system, which cannot be achieved by using industrial grade sensors for gas-liquid flow measurement and other testing pain points and difficulties. A thermal flow dynamic testing system for the auxiliary system is constructed to collect key node data of various components of the auxiliary system during vehicle operation, and to accumulate raw data and experience support for the matching design of subsequent auxiliary systems and even propulsion systems.

**Key words:** auxiliary system; Thermal flow dynamic testing system

随着坦克装甲车辆向高机动性、信息化、智能化的方向发展, 以柴电混合动力为主要方式的动力能源系统<sup>[1]</sup>, 呈现了更多区别于现役坦克装甲车辆的典型特征. 传统的液力机械动力传动形式, 转变为使用高压电力网络作为功率传输途径, 实现内燃机持续动力与电力高效驱动的优化组合. 分布式动力驱动成为主要技术特征, 对辅助系统散热控制策略提高了更高的要求, 即要保障发动机环的高温散热, 又要兼顾电动机、驱动器等支路的散热条件, 因而传统的单目标控制策

略已不适应未来动力能源系统散热的要求, 必须以温度、流量等多目标参数为控制策略提供调控依据<sup>[2]</sup>. 为此, 迫切需要聚焦辅助系统“不可测、测不准、缺方法”等痛点问题, 创新实车热量精准测试, 突破实车高紧凑空间内集成化布置、高振动环境、高温环境等“三高”场景下的测试技术, 解决当前辅助系统设计、匹配、控制对关键参数的获取急迫需求和开展可靠性增长问题<sup>[3]</sup>.

本研究针对狭小空间、高温高振动环境下,

收稿日期: 2025-04-17

作者简介: 马泽东 (1993-), 工程师, 研究方向为车辆动力装试验与测试.

Received: 17 Apr 2025/Revised: 20 May 2025/Accepted: 17 Jul 2025/Published online: 15 Sep 2025/Printed: 25 Sep 2025

高度融合协同工作的辅助系统性能参数获取难度大、可靠性试验周期长等问题，突破限域紧凑型系热量精准测试，构建装甲车辆辅助系统热流动态测试系统，创新实车热量精准测试，解决当前辅助系统设计、匹配、控制对关键参数的获取急迫需求和开展可靠性增长问题<sup>[4]</sup>，为后续辅助系统乃至推进系统的匹配设计进行原始数据的积累和经验的支撑。

# 1 基于散热系统热流分布模型的测点选择

## 1.1 总体架构

该热流动态测试系统由信息采集系统、流量测试系统、温度、压力测试系统等部分构成，对辅助系统关键节点参数进行实时监测和数据可视化处理，从而实现对动力传动辅助系统工作状态的监测评估和故障预测<sup>[5]</sup>。

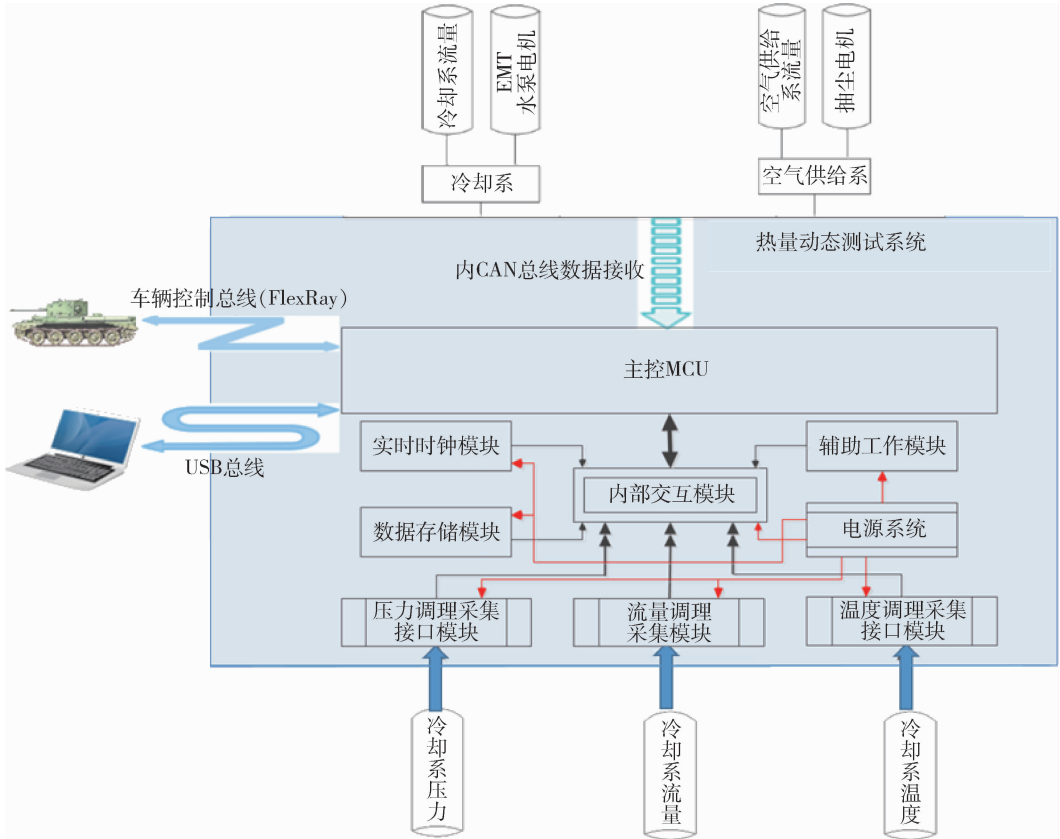


图1 辅助系统热流动态测试系统  
Fig.1 Dynamic Heat Flux Test System for the Auxiliary System

## 1.2 测点选择

结合各平台散热系统工作原理及相关的设计输入，初步确定散热系统中各关键节点的测点数量及类型。然后基于 Amesim 针对散热系统热流模型进行计算，得出散热系统各循环支路和各部件的阻力分布及流量分布，得到表征热量测试参数的仿真计算值以及设计约束。在各循环回路的主要测试部位可设计流量、温度、压力测点。下图为某车型散热系统各关键节点的热流计算结果<sup>[6]</sup>。

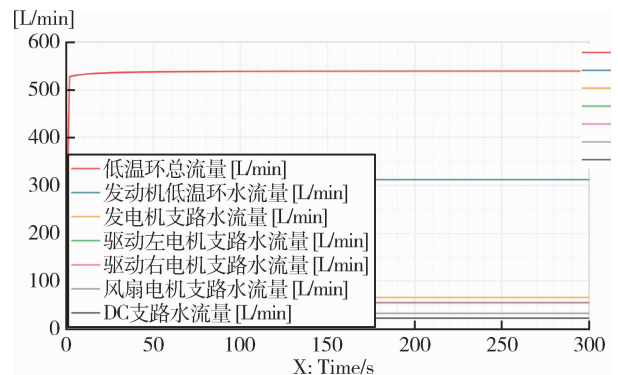


图2 低温环各支路流量分配图  
Fig.2 Flow Distribution Diagram for Each Branch of the Cryogenic Loop

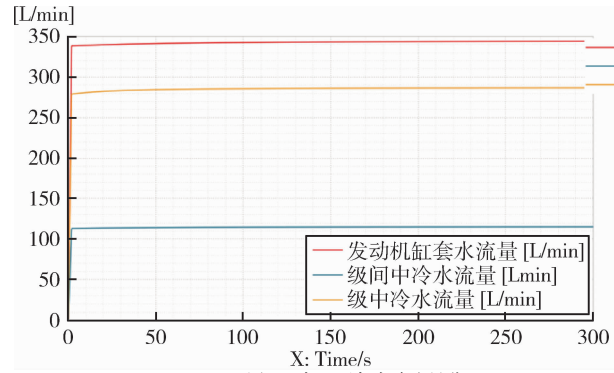


图3 高温环各支路流量分配  
Fig.3 Flow Distribution Diagram for Each Branch of the High-Temperature Loop

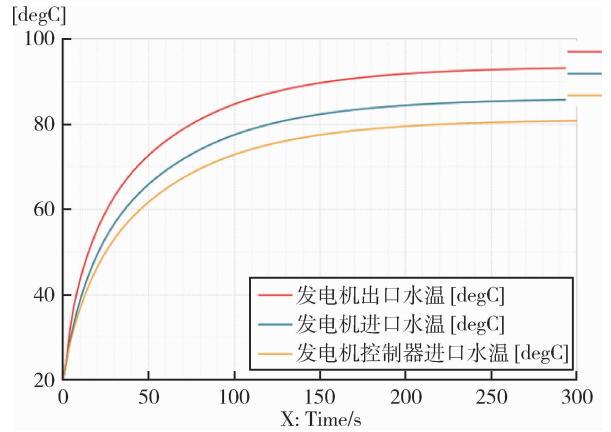


图7 发电机支路进出口温度  
Fig.7 Inlet and Outlet Temperatures of the Generator Branch

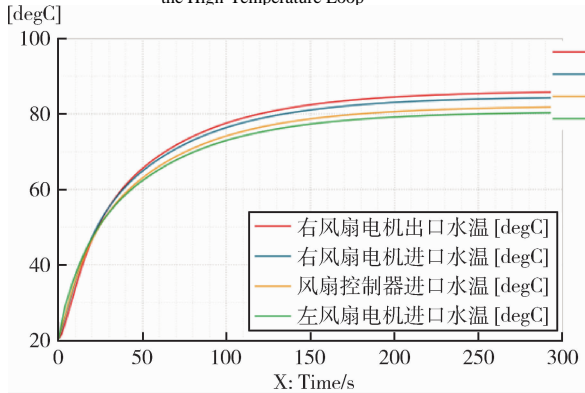


图4 风扇电机支路进出口温度  
Fig.4 Inlet and Outlet Temperatures of the Fan Motor Branch

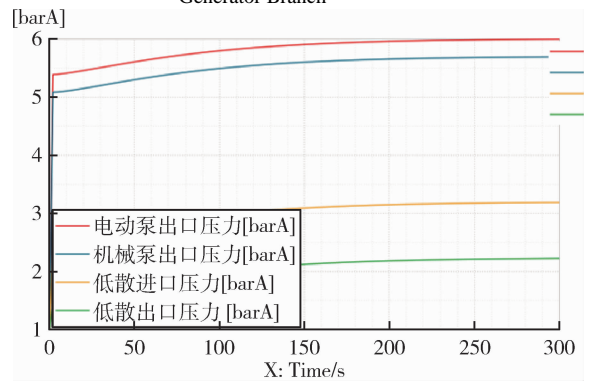


图8 水泵支路进出口压力  
Fig.8 Inlet and Outlet Pressures of the Water Pump Branch

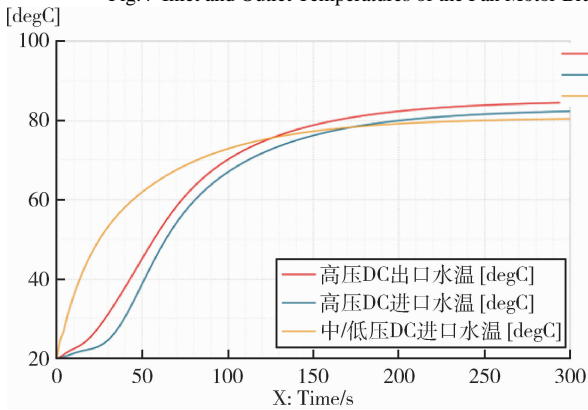


图5 DC 进出口温度  
Fig.5 DC Inlet and Outlet Temperatures

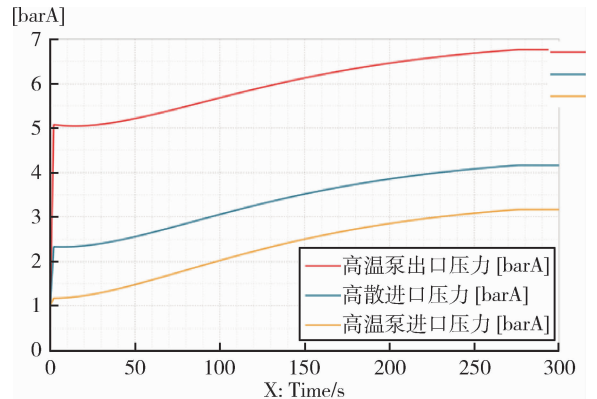


图9 发电机支路进出口温度  
Fig.9 Inlet and Outlet Temperatures of the Generator Branch

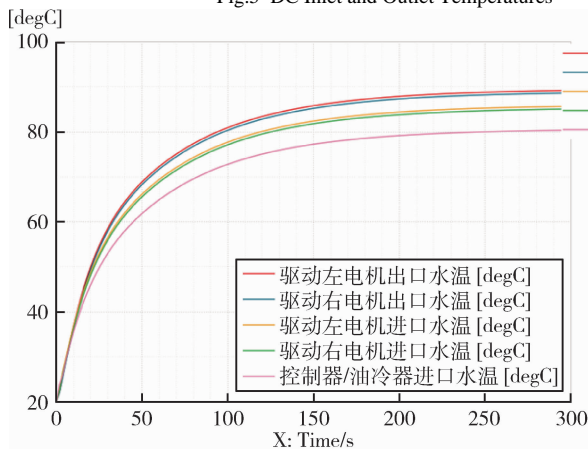


图6 驱动电机支路进出口温度  
Fig.6 Inlet and Outlet Temperatures of the Drive Motor Branch

由 Amesim 对散热系统热流模型的计算结果可得出散热系统各关键节点流量、温度及压力的测试范围，得到表征热量测试参数的仿真计算值以及设计约束，进而选择散热系统各部件关键节点的测试需求。根据仿真计算结果及设计需求表可得该散热系统的测点如下所示：

表 1 20 吨平台散热系统实车采集参数统计表

Table 1 Statistical Table of Real-Vehicle Collected Parameters for the 20-Ton Platform Cooling System

序号	测试参数	测点位置	传感器选择量程	钢管外径	测量精度
1	流量	高散出口	1000 L/min	70	
2	流量	低散出口	800 L/min	60	
3	流量	左驱动电机	100 L/min	30	± 1% F. S
4	流量	右驱动电机	100 L/min	38	
5	流量	发电机支路	100 L/min	30	
6	流量	DC 回水	100 L/min	30	
7	压力	高温泵出口	0 ~ 1 Mpa	30	
8	压力	高温泵进口	0 ~ 500 kpa	30	± 1% F. S
9	压力	高散进口	0 ~ 500 kpa	30	
10	温度	高散出口	0 ~ 150℃	70	
11	温度	低散出口	0 ~ 150℃	60	
12	温度	低散进口	0 ~ 150℃	60	
13	温度	发电机进口	0 ~ 150℃	30	
14	温度	发电机出口	0 ~ 150℃	30	
15	温度	EMT 支路进口	0 ~ 150℃	38	± 1% F. S
16	温度	EMT 支路出口	0 ~ 150℃	38	
17	温度	风扇支路进口	0 ~ 150℃	30	
18	温度	风扇支路出口	0 ~ 150℃	30	
19	温度	DC 支路进口	0 ~ 150℃	30	
20	温度	DC 支路出口	0 ~ 150℃	30	

## 2 热量测试模型构建技术

以多工况辅助系统热流动态测试分析为基础,开展典型工况下热流动态测试参数化模型,并根据试验数据进行模型参数反演和迭代修正<sup>[7]</sup>,促进辅助系统热流动态测试模型精度提升.本项目基于 MATLAB 软件中的 Simscape 模块,建立了包含散热器、冷却风扇、冷却水管路、水泵、热源模块、传感器等部件的热流模型,为热流系统设计和分析提供有力支持<sup>[8]</sup>.

### 2.1 热量测试模型系统架构

基于散热系统循环原理,利用 MATLAB 构建冷却系统三泵三循环模型,该模型具体如下图所示.

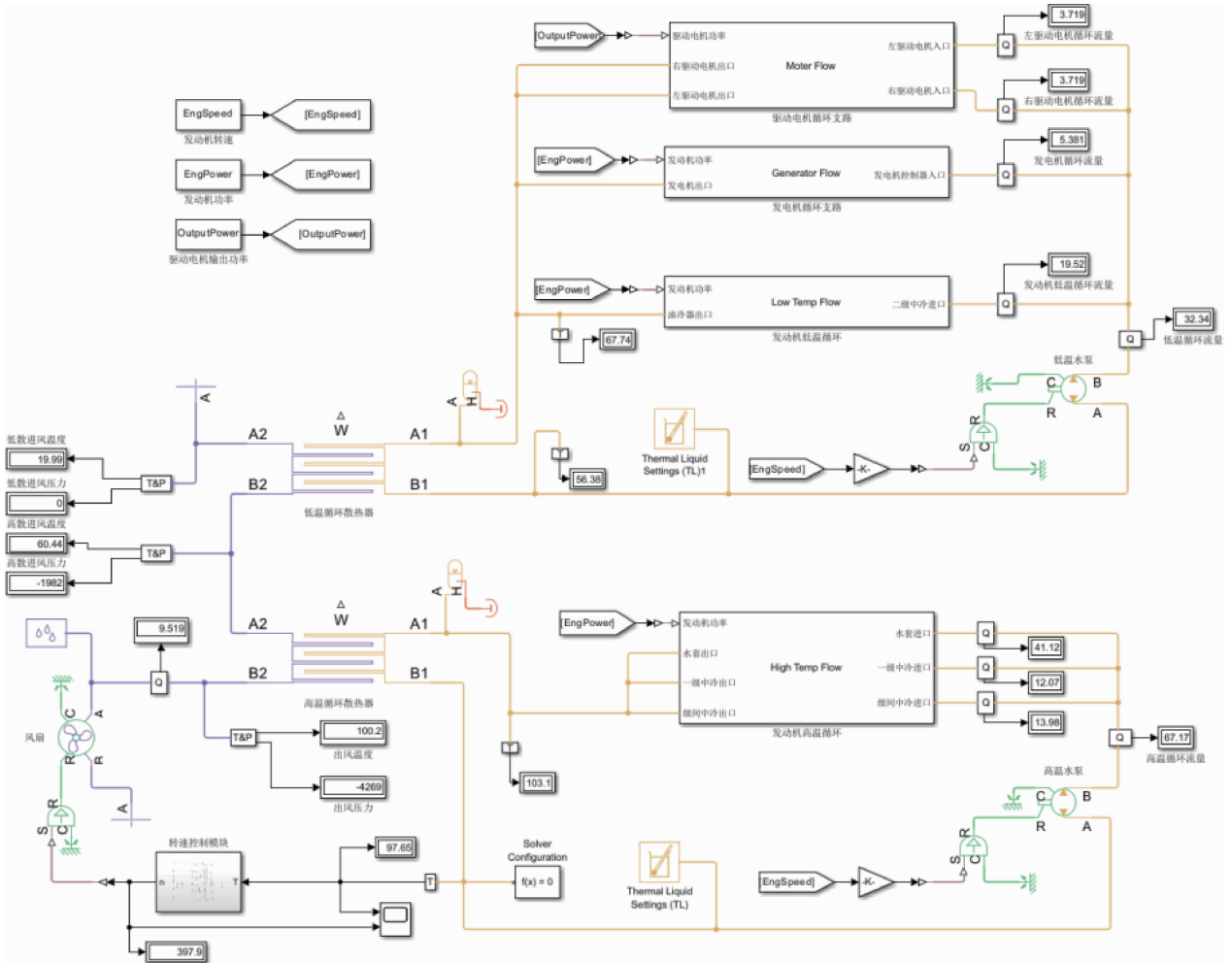


图 10 热流测试模型  
Fig.10 Heat Flux Test Model

该模型中包含了散热器、冷却风扇、冷却水管路、水泵、热源模块、传感器等部件的热流模型. 根据实际散热器的几何参数和材料特性设置了换热系数、换热面积、接口尺寸等参数, 根据实车的布置情况, 分别建立高温循环和低温循环两个散热器, 模拟实车过程中二者相互叠加的状态. 基于风扇实测的风量-转速-压头性能关系曲线, 设置了模型的动态特性, 并利用不同转速下实车流量测试结果对风扇模型进行标定, 具体模型如下图所示.

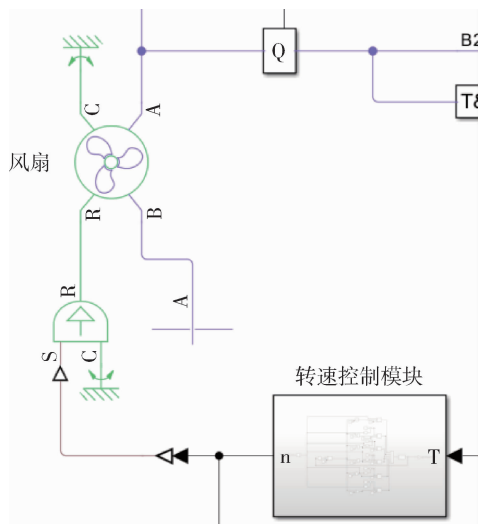


图 11 风扇模型  
Fig.11 Fan Model

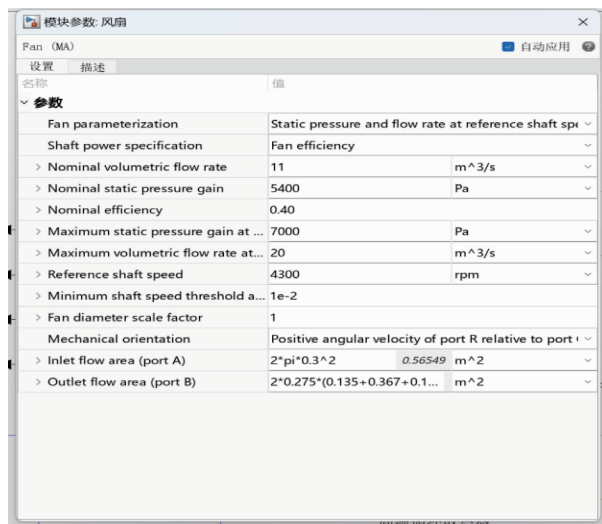


图 12 风扇模型参数设置  
Fig.12 Parameter Settings of the Fan Model

针对风扇转速的控制策略, 在建模过程中, 依据实际控制策略进行了转速控制模块建模, 当前冷却风扇目前共有 6 个运行转速, 分别是 0 r/min、1 000 r/min、2 000 r/min、3 000 r/min、3 800 r/min、4 300 r/min, 当驾驶员操控面板的风扇高

速使能开关为禁止状态时, 风扇目标转速采用逻辑门限的控制策略自动调速, 当温度高于门限值时, 出发响应目标转速, 同时为了避免在温度在临界点上下频繁波动造成目标转速频繁切换, 设置了滞环区间, 经测试比对, 验证了风扇控制策略有效.

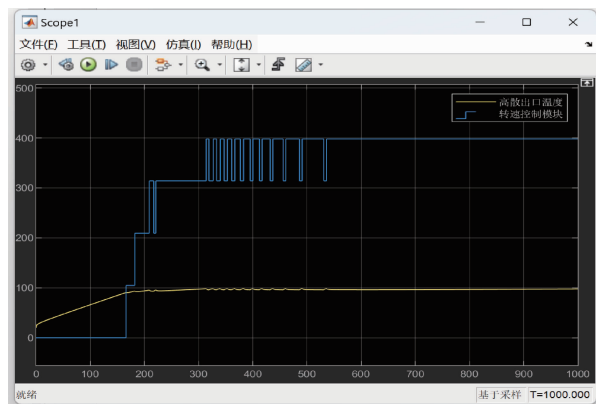


图 13 风扇控制策略模型验证  
Fig.13 Verification of the Fan Control Strategy Model

水泵为冷却液循环提供动力, 在建模过程中, 依据水泵的实际工作曲线创建, 设置了泵的转速-扬程-流量特性曲线. 系统中共包含三个水泵, 其中高温循环水泵和低温循环水泵与发动机直连, 其转速与发动机转速相同, 其数值根据发动机转速实时变化. 另外电子水泵的转速通过冷却液温度进行判定, 与风扇转速控制采用相同的控制方法. 同时, 通过改变模型中管路的管径和长度, 进而模拟实际管路中阻力的变化, 并利用试验结果进行流阻标定. 此外, 还需对模型中的热源、冷却介质等进行设定.

## 2.2 热量测试模型仿真实验

使用稳态工况对模型仿真计算进行了验证, 以发动机 3 800 r/min, 发电功率 500 kW, 环境温度 20 °C 为例, 仿真时长 1 000 s, 仿真结果如图所示. 随着系统热量增加, 高、低温循环的水温逐渐升高, 风扇转速随之升高, 当风扇转速达到 3 800 r/min 后, 冷却液温度逐渐趋于稳定, 最终高温循环冷却液温度稳定在了 103.1 °C, 低温循环冷却液温度稳定在了 67.7 °C. 与试验测试结果一致.

## 2.3 热量测试设备选择

根据散热系统的测试需求, 综合考虑测试精度、空间布置等条件, 选择合适的传感器对散热系统个关键节点信息进行采集, 进而保证测试结果的准确性.

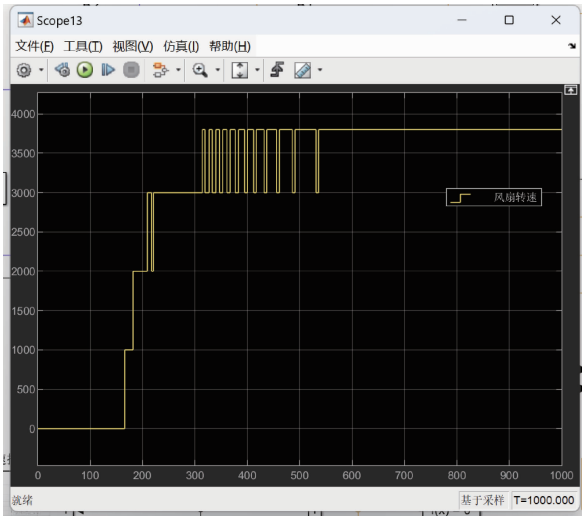


图 14 风扇转速变化曲线  
Fig.14 Variation Curve of Fan Speed

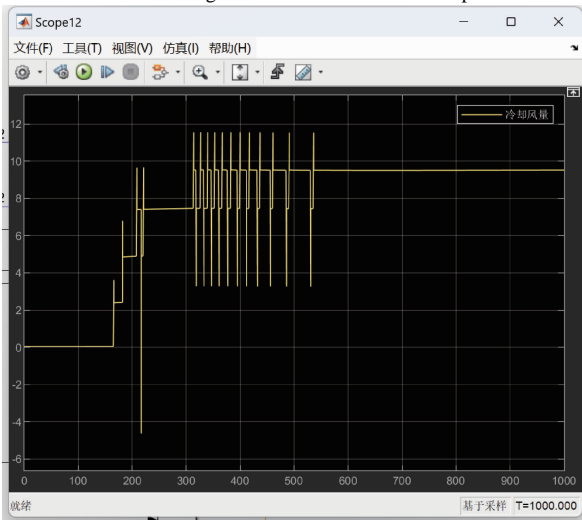


图 15 冷却风量变化曲线  
Fig.15 Variation Curve of Cooling Air Flow Rate

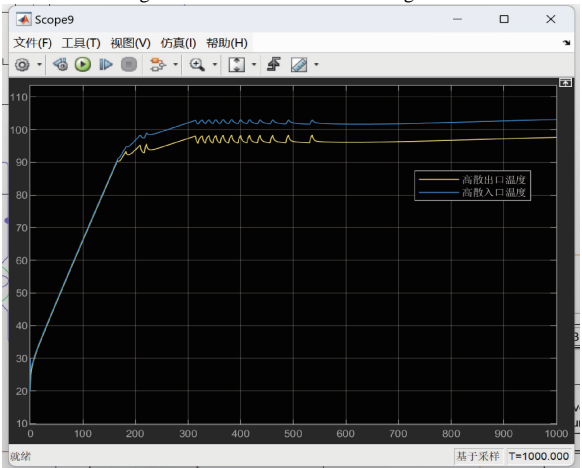


图 16 高温循环进、出口温度变化曲线  
Fig.16 Variation Curves of High-Temperature Loop Inlet and Outlet Temperatures

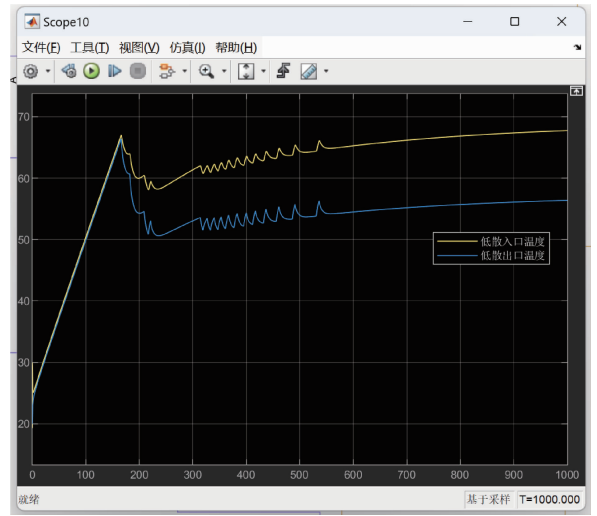


图 17 低温循环进、出口温度变化曲线  
Fig.17 Variation Curves of Cryogenic Loop Inlet and Outlet Temperatures

本项目采用一种嵌入式楔形感压元件构成的流量采集装置。

嵌入式流量采集装置避免管路内湍流与振动叠加影响采集精度，同时该测量装置结构简单可靠，不受管路振动影响。该流量计主体结构为楔形芯体，插入式流量计采用楔形多曲面芯体结构，楔形内采用隔离双腔体。如下图所示。楔形头部腔体顶部不等距开多个圆形孔，楔形尾部两壁对称、不等距开多个圆孔，实现在流体通过该结构时两个腔体之间建立压力差，据此可以根据压差的大小得到流量。在测量芯体上部设有流量采集连接腔体结构，结构如图下图所示。其腔体内设有螺旋状高低压过渡连接腔体，保证高低压流量压力可靠传递的同时，防止高温测量介质直接传导进入压差传感器中，实现对  $-50 \sim +85\text{ }^{\circ}\text{C}$  工作介质的压力采集。

流体经过该嵌入式流量计后，芯体内两个腔体内会形成稳定的迎流高压腔和后部低压腔。高压腔内压力高于外部流体压力，从而保证不会有杂质或颗粒物进入腔体内。后部低压腔与外部区域等压，也不会有颗粒进入腔体内，从而在形成有效流量测试区域的同时，不会形成有颗粒物干扰流量测试或堵塞区域孔。

## 2) 温度测试设备选择

针对冷却系统各部件关键节点的温度进行测量。为保证测试精度，本次选用 PT1000 类型的温度传感器，根据仿真计算结果及管路直径，选择不同型号的温度传感器，其具体参数及外形如下所示。

## 1) 流量测试传感器的选择

基于动力舱管路内流量测量实际存在的问题，

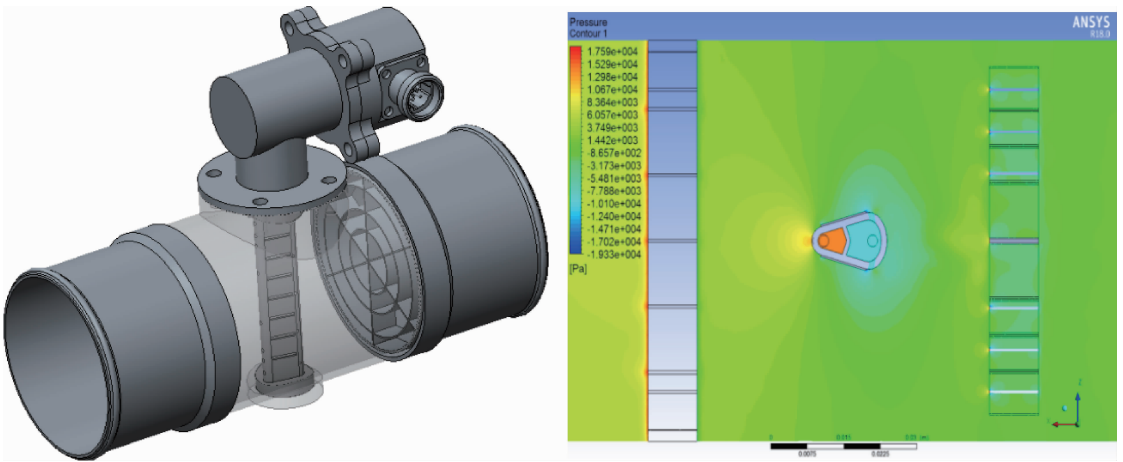


图 18 嵌入式流量采集装置结构及原理  
Fig.18 Structure and Operating Principle of the Embedded Flow Acquisition Device

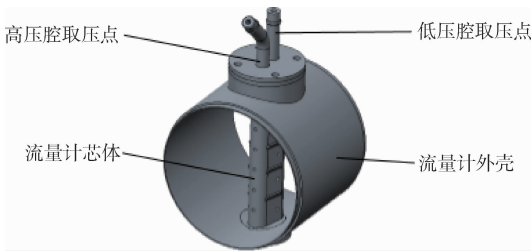


图 19 新型流量计主体结构外形  
Fig.19. External Form of the Main Structure of the New Flowmeter

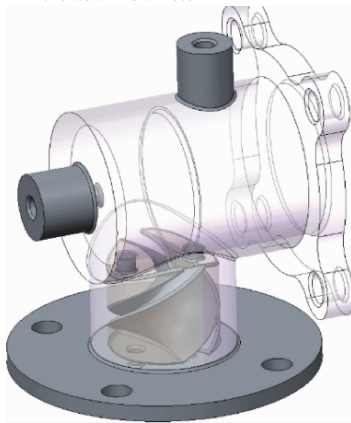


图 20 螺旋状高低压过渡连接腔体结构图  
Fig.20 Structural Diagram of the Helical High-to-Low Pressure Transition Connection Cavity

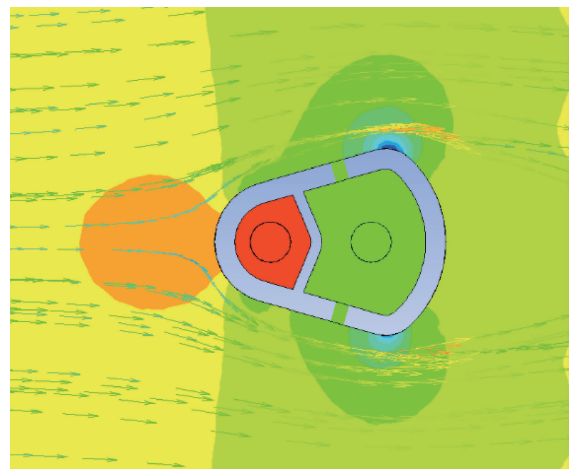


图 21 芯体前后压力分布  
Fig.21 Pressure Distribution Before and After the Core Body

压力传感器用来检测管路中液体、气体压力的变化；采用独特的机械结构和电路滤波技术，消除波动，具有抗振动能力强、工作温度范围宽、精度高、可靠性性高的特点。

传感器主要由底座部件、外壳、滤波保护单元及连接器（插座）组成。底座部件由底座、压力敏感元件及线路板（信号处理单元）组成。

压力采用标准的硅压式传感器。主要由底座部件、外壳、滤波保护单元及连接器组成，具体参数及结构如下所示。

主要技术指标

- 工作电压：9V ~ 32V DC
- 量程：0 ~ 0.5 Mpa
- 输出信号：1 V ~ 5 V
- 工作温度：-50 °C ~ 125 °C
- 基本误差：± 1% FS
- 过载压力：200% FS

- 传感器型号：CWDZ-18-02-F13A 温度传感器；
- 传感器类型：PT1000 电阻；
- 测量温度：-50 °C ~ 150 °C；
- 接线方式：1-输出信号，4-输出信号；
- 贮存温度：-43 °C ~ 125 °C；
- 允许误差：± 10Ω；
- 发货时随带插头、密封胶垫、螺纹保护套；
- 外形尺寸如图 6 所示，（）内为参考尺寸。

3) 压力测试设备的选择

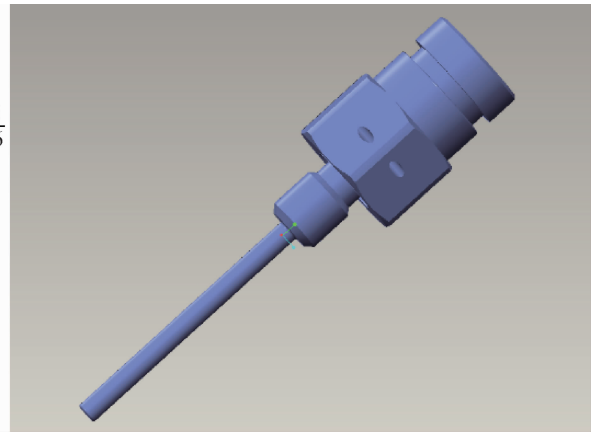
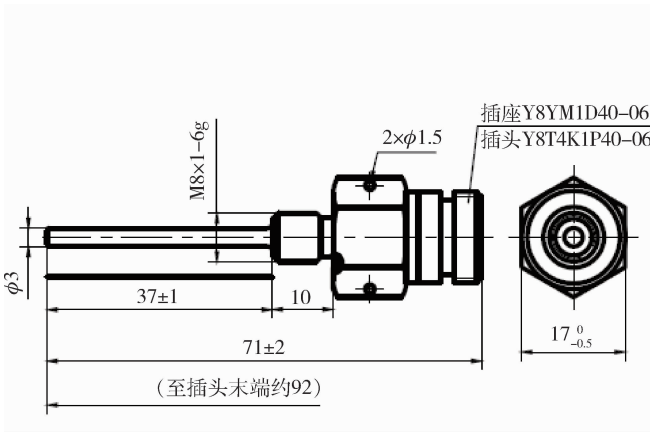


图 22 CWDZ-18-02-F13A 传感器外形  
Fig.22 External Form of the CWDZ-18-02-F13ASensor

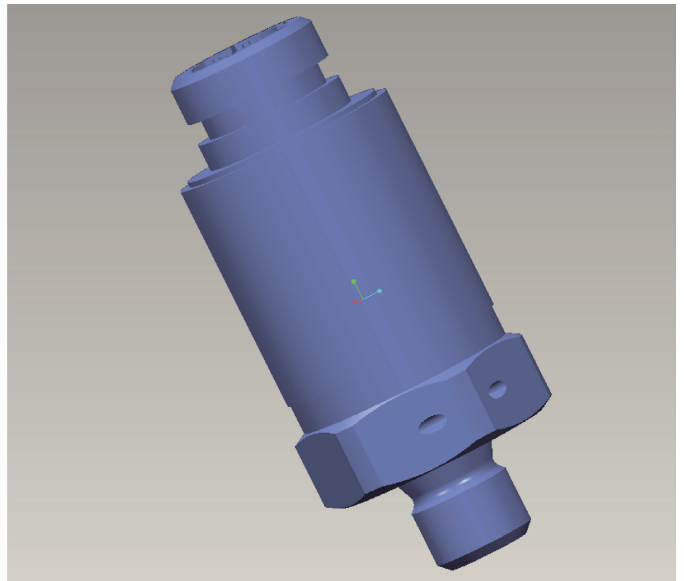
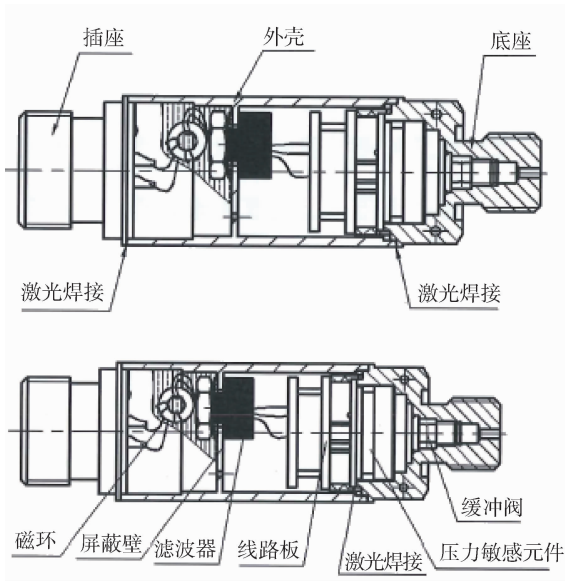


图 23 压力传感器外形  
Fig.23 External Form of the Pressure Sensor

### 3) 热量数据采集样机设计

数据采集系统由车载采集记录装置和车外监测分析上位机系统构成，主要实现信号的调理采集、存储，与总线的信息交互、信息获取、导出功能。在实现海量信息的存储的同时，具有通用体系架构，可通过系统的灵活配置和扩展，支持多种车辆及测试任务应用，从而有效解决多应用下数据重复获取、程序重复开发、维护复杂的问题，提高数据获取处理能力。同时，其结构设计兼顾强度、密封防水性、抗振能力、散热性、电磁兼容性、耐盐雾性、可维修性等多方面因素，同时控制结构质量特性和重量<sup>[9]</sup>。具体如下图所示。

数据存储模块需要具备较高的传输速率并满足大量数据的完整存储，同时还需要具备良好的环境适应性，能够在振动冲击等恶劣测试环境下安全使

用。因此，采用具有可靠性高、功耗低、存储密度大、适应恶劣环境、抗震动、抗冲击、温度适应范围宽等特点的闪存器件作为存储介质。为强化电子器件的耐振动抗冲击性能，对存储单元电子器件采用灌封工艺进行加固保护，提高其对抗外来冲击、振动的能力，从而避免元器件、连接线的损坏，确保能在实际应用的振动和冲击环境下可正常工作。

数据存储模块通过 CAN 信号接收数据，先将数据保存至临时缓存区，通过实时时钟控制批量数据存储至数据缓存区，等待数据缓存区满后，将数据批量写入 FLASH 中，完成数据的存储功能。最终，可通过 USB 将数据导出至上位机中。整个系统逻辑框图如下所示。该存储模块可实现多项目数据的统一管理，同时保证在系统掉电的情况下数据不丢失，具有良好的通用性和可维护性。

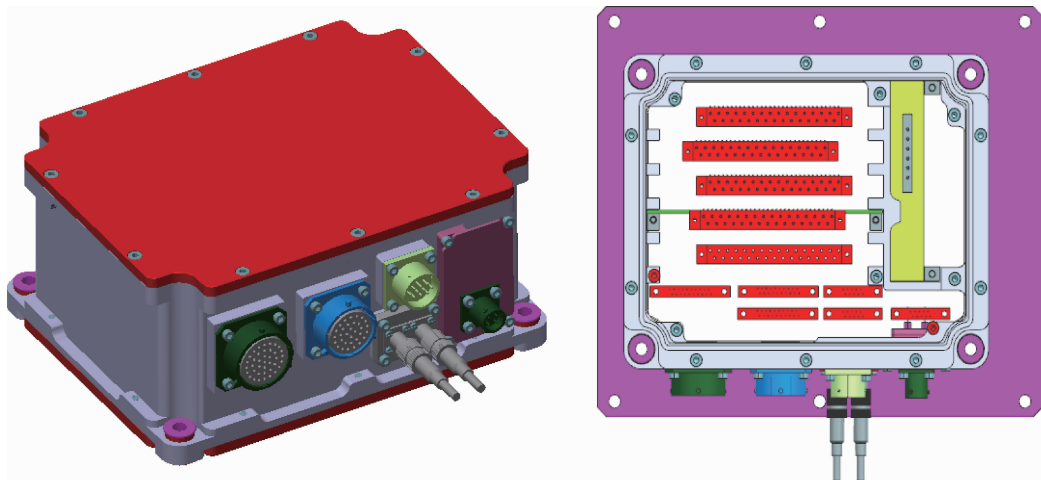


图24 辅助系统信息采集装置

Fig.24 Information Acquisition Device for the Auxiliary System

### 3 试验验证

为保证测试结果的准确性，需对传感器进行标定试验，具体结果如下图所示：

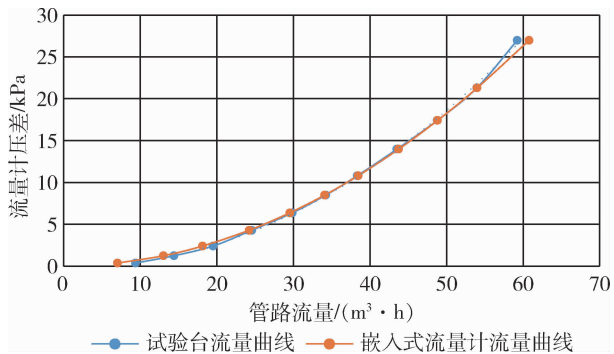


图25 嵌入式流量采集标定结果

Fig.25 Calibration Results of the Embedded Flow Acquisition

通过与标准试验台的流量曲线进行对比，嵌入式流量计在测量范围内的最大误差为 1.5%，流量测试精度可达 98.5% 以上，能够满足设计指标。

压力敏感元器件采用的是扩散硅压阻式原理：在半导体硅片上，通过半导体工艺制造四个电阻，组成惠斯通电桥，在外界压力下，电桥组织变化，产生一个与压力值成线性关系的毫伏电压信号。压力敏感元器件完成了压力信号到电信号的转换。同时，采用内置的 MCU 传感器校准算法，对传感器的零点及灵敏度的二阶以下的温度漂移以及高至三阶的非线性输出进行校准，使得传感器的输出精度达到 1% 以内，其标定曲线如下所示。

温度传感器的输出标定曲线如下所示，从图中可以看出，pt1000 传感器的输出值随温度成线性变

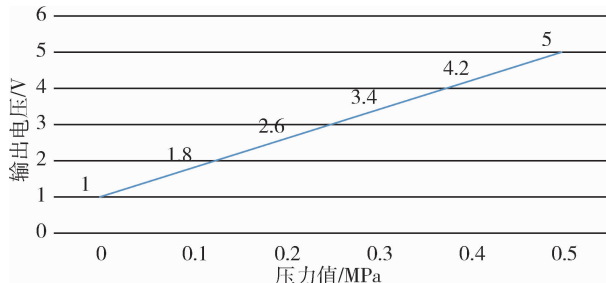


图26 压力传感器输出标定曲线

Fig.26 Calibration Curve of the Pressure Sensor Output

化，能够满足相关的测试需求。

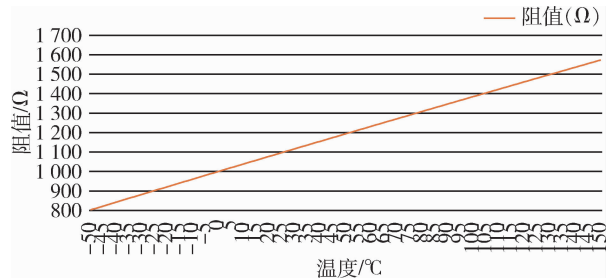


图27 温度传感器输出曲线

Fig.27 Output Curve of the Temperature Sensor

### 4 结论

通过构建构建辅助系统热流动态测试系统，对辅助系统关键节点位置的流量、温度、压力等数据进行采集，从众多测试参数中利用数据融合特征，分析动力装置热流传递路径及各部件的热量贡献量，解决当前车辆过关键部件的设计、匹配、控制对关键参数的获取急迫需求和开展可靠性增长问题，为后续辅助系统乃至推进系统的匹配设计进行原始数据的积累和经验的支撑。

文章编号: 1009-4687(2025)03-0010-05

# 基于双活塞协同工作的高效率内燃机设计与分析

门立山

(德州学院能源与机械学院, 德州 253023)

**摘要:** 四冲程内燃机的进气口和排气口均设置于缸盖, 气体爆发与废气排出在同一位置交替进行, 致使排气口温度偏高, 热效率较低。为提升效率, 本文提出一种双活塞协同工作结构: 一个活塞负责吸气与压缩, 并将压缩后的气体传递给另一个活塞, 后者负责做功与排气。将水冷主排气口设置于活塞接近下止点时的做功气缸侧壁, 可使排气口温度由 800K 降至 370K, 热效率提升 0.21% - 0.41%, 制动热效率提升 2.53%。吸气和压缩气缸直径大于做功和排气气缸直径的设计, 进一步增大了功率。同时, 给出了在本设计进行初期实验和销售时, 利用现有直列四缸四冲程内燃机替代本设计的具体方法。

**关键词:** 内燃机; 双活塞协同; 下置排气口; 效率提升; 结构设计

中图分类号: TK4

文献标识码: A

## Design and Analysis of a High-Efficiency Internal Combustion Engine Based on Dual-Piston Synergistic Operation

MEN Lishan

(School of Energy and Mechanical Engineering, Dezhou University, Dezhou 253023, China)

**Abstract:** In conventional four-stroke internal combustion engines, both the intake and exhaust ports are located on the cylinder head, where gas combustion and exhaust emission occur alternately at the same position. This leads to elevated exhaust port temperatures and low thermal efficiency. To improve efficiency, this paper proposes a dual-piston synergistic structure: one piston is responsible for intake and compression, transferring the compressed gas to the other piston, which handles power generation and exhaust. By setting the water-cooled main exhaust port on the sidewall of the working cylinder when the piston is near the bottom dead center, the exhaust port temperature can be reduced from 800K to 370K, increasing thermal efficiency by 0.21% - 0.41% and brake thermal efficiency by 2.53%. The design, where the diameter of the intake and compression cylinder is larger than that of the power and exhaust cylinder, further enhances power output. Additionally, specific methods are provided for using existing inline four-cylinder four-stroke internal combustion engines as substitutes during the initial experimental and sales phases of this design.

**Key words:** internal combustion engine; dual-piston synergy; lower exhaust port; efficiency improvement; structural design

收稿日期: 2025-06-03

作者简介: 门立山 (1957-), 男, 教授, 研究方向为能源与动力工程。

Received: 03 Jun 2025/Revised: 18 Jun 2025/Accepted: 12 Aug 2025/Published online: 15 Sep 2025/Print published: 25 Sep 2025

# 1 引言

## 1.1 内燃机发展概述

1860年, 法国人莱诺伊尔(J. J. E. Lenoir)发明了煤气为燃料的内燃机, 热效率低于5%; 1867年, 奥托(Nicolaus A. Otto)和浪琴(Eugen Langen)发明了热效率可达11%的大气压力式内燃机; 1876年, 奥托提出四冲程内燃机, 热效率提高到14%; 1892年, 德国工程师鲁道夫·狄塞尔(Rudolf Diesel)提出了压燃式发动机; 1957年, 汪克尔(F. Wankel)发明了转子发动机<sup>[1]</sup>, 热效率约为19%。那时, 活塞式内燃机成为推动社会工业化进程的主要动力, 这一阶段被称为第一次内燃机革命。20世纪70年代起, 电子技术逐步应用于内燃机, 涵盖电控燃油喷射、电控点火、怠速控制、排放控制、进气控制、增压控制、警告提示、自我诊断、失败保护等多个方面, 实现了内燃机的自动化与智能化完善, 这一时期被称为第二次内燃机革命<sup>[2]</sup>。

## 1.2 国内内燃机现状综述

近年来, 国内众多厂家积极研发, 相继推出高热效率发动机。例如, 长城Hi4混动系统的热效率达41.5%; 广汽传祺2.0ATK发动机最高热效率为42.1%; 长安汽车的蓝鲸2.0T发动机最高热效率可达44.28%; 奇瑞的鲲鹏超能混动热效率为44.5%。潍柴动力首发53.09%热效率柴油机, 开发了4大关键核心技术: 通过优化燃烧过程, 推动热效率提升0.3个百分点; 混流增压技术, 为热效率贡献了0.25个百分点的提升; 高效燃油喷射技术, 实现了热效率0.2个百分点的提升。2023年, 潍柴动力在科技创新方面的研发费用高达80.4亿元<sup>[3]</sup>。截至2024年1月, 全球范围内, 与内燃机热效率改进技术相关的专利申请共计5154件<sup>[4]</sup>。业内人士指出, 在国内传统内燃机技术尚未取得根本性突破的情况下, 攻克难度更高的传统内燃机技术难题成为关键<sup>[5]</sup>。

## 1.3 研究目标

现有四冲程内燃机的气体燃烧与排气位置靠近缸盖, 导致缸盖每分钟需经历千余次频繁的冷热交替变化, 使得排气温度长期维持在800K左右<sup>[6]</sup>居高不下。排气口高温直接限制了效

率的提升。尽管二冲程内燃机的排气口远离缸盖, 但扫气过程中部分新鲜混合气会随废气排出, 且采用燃油与润滑油混合油燃烧, 造成燃料浪费, 其热效率相较四冲程内燃机低10% - 15%。本文针对降低四冲程内燃机排气温度展开大胆创新探索。

# 2 结构设计

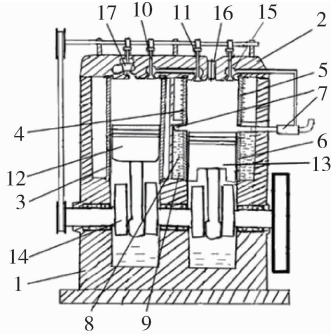
双活塞协同工作内燃机的内燃机结构如图1所示<sup>[7]</sup>, 内燃机机体1上方设有缸盖2, 缸盖2下方布置有两个直列排列的气缸, 两气缸功能各异。其中一个为压缩气缸3, 负责压缩气体; 另一个为做功气缸4, 承担做功任务。做功气缸4至少分为上气缸5和下气缸6两段, 两段交界面处设有隔热垫。在下气缸6的活塞处于下止点位置时, 设有主排气口7, 主排气口7向外延伸的外表面安装有散热片8, 散热片8周围环绕循环水9。为了保证在上气缸5及做功活塞13的热负荷不超过材料极限的条件下, 下气缸6得到充分散热, 将上气缸5外壁加有翅片并通风或者低速循环水, 下气缸通有高速循环水。

压缩气缸3内的高压气体通过与压缩排气门10联通的管道, 进入做功气缸4内的做功进气门11。喷油和点火操作仅在做功气缸4中进行。压缩气缸3内的压缩活塞12和做功气缸4内的做功活塞13共同安装在同一曲轴14上, 做功产生的废气主要通过主排气口7排出。当做功活塞13从下止点向上止点移动时, 会将残留在做功气缸4内的废气通过做功排气门15排至主排气口7排出。做功气缸4上方的缸盖2上设置有火花塞或喷油嘴16, 当压缩进气门17吸入新鲜空气时, 16位置安装喷油嘴; 当压缩进气门17吸入油混空气时, 16位置可安装火花塞, 若采用压燃方式, 也可不设置火花塞。

# 3 理论分析与辅助部件设计

## 3.1 基于降低排气能量的效率潜力分析

高温排气所携带的显热是内燃机能量损失的主要途径之一。传统发动机受限于缸盖布置, 排气门提前开启, 导致膨胀不充分, 排气温度高达800K以上。本设计通过结构创新, 从两方面致力于降低



1.机体,2.缸盖,3.压缩气缸,4.做功气缸,5.上气缸,6.下气缸,7.主排气口,8.散热片,9.循环水,10.压缩排气门,11.做功进气门,12.压缩活塞,13.做功活塞,14.曲轴,15.做功排气门,16.火花塞或喷嘴,17.压缩进气门

图1 结构图

Fig.1 Structural Diagram

此项损失:

(1) 延长有效膨胀:侧置排气口允许工质在做功气缸中膨胀至更接近环境压力的水平,从而在源头上将更多热能转化为机械功。

(2) 强化换热:集成于排气道的水冷系统旨在对排出废气进行高效冷却。

为对效率潜力进行初步的量化估算,我们采用一种简化的热力学模型进行分析。该模型将排气能量的回收视为一个独立的余热回收过程。假设从排气中回收的热量:

$$\Delta Q = m \cdot c_p \cdot (T_{e1} - T_{e2})$$

式中:  $m$  为气体质量;  $c_p$  为气体比热容;  $T_{e1}$  为原排气口温度;  $T_{e2}$  为本设计排气口温度。

在理想情况下可以用于做功,但需考虑实际循环中的各种不可逆损失。参考低品位热能利用的普遍效率范围,我们假设此回收过程的二次转化效率为  $\eta_{rec}$ ,则指示热效率的潜在提升  $\Delta\eta_i$  可估算为:

$$\Delta\eta_i \approx \eta_{rec} \cdot (\Delta Q / Q_{in}) = \eta_{rec} \cdot [m \cdot c_p \cdot (T_{e1} - T_{e2}) / m \cdot q_{in}]$$

基于工程经验,对于此类低温热源,  $\eta_{rec}$  取值在 20% - 40% 是一个合理的范围。代入参数 ( $T_{e1} = 800 \text{ K}$ ,  $T_{e2} = 370 \text{ K}$ ,  $c_p = 1.05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ ,  $q_{in} = 44 \text{ 000 kJ/kg}$ ),可估算出  $\Delta\eta_i$  的潜力范围约为 0.21% - 0.41%。

因此,新设计的指示热效率有望从基准的 45.00% 提升至 45.21% - 45.41% 的区间。本分析后续将取其中值 ( $\Delta\eta_i \approx 0.31\%$ ,  $\Delta\eta_{inew} \approx 45.31\%$ ) 进行后续讨论,以展示其大致量级。

### 3.2 基于减少泵气损失的效率潜力分析

本设计另一项核心优势在于其大幅降低泵气损失的潜力。传统四冲程发动机的强制排气冲程会产生显著的泵气负功。而本设计在工作循环中引入了“自由排气”阶段,大部分废气可依靠压差自行排出,仅在活塞回升时进行残余气体扫除。

基于此工作原理,并参考高效发动机的机械效率水平,可合理预期本设计的机械效率有望从基准的 85% 提升至 90%<sup>[5]</sup>。

### 3.3 综合潜力展望

综合上述两方面的影响,新设计的制动热效率预计可达:

$$\eta_{bnew} = \Delta\eta_{inew} \cdot \eta_{inew} \approx 45.31\% \times 90\% = 40.78\%$$

相较于基准制动热效率 ( $\eta_{bbase} = 38.25\%$ ),这意味着约 2.53 个百分点的绝对提升,相对提升幅度约为 6.6%。需要强调的是,以上估算是基于简化模型和合理的工程假设,其核心目的在于揭示本设计可能带来的效率增益量级。精确的性能数据须通过后续的严格的试验予以最终减少排气热损带来的效率提升。

### 3.3 辅助部件设计

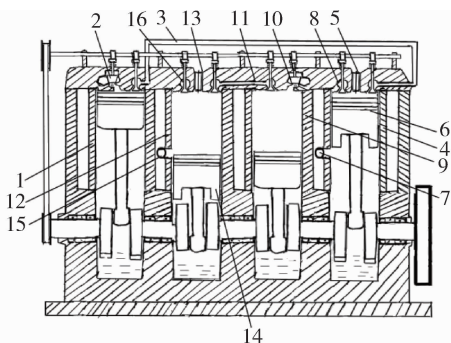
现行内燃机的增压进气结构多采用一个涡轮增压装置,利用发动机排出的废气推动装置内的涡轮,涡轮驱动同一轴上的风机叶轮,风机叶轮对新空气增压后送入压缩气缸,以此增加进气总量,进而可向内燃机燃烧室内注入更多燃油,提高内燃机功率。装有涡轮增压器的内燃机与未装增压器的相比,效率可提升 40% 甚至更高<sup>[8]</sup>。但涡轮增压器转子需在高温、高压、高速的小体积环境下运转,长时间运行易出现润滑油缺失、温度过高、振动噪声异常、转子不平衡等故障,其中增压器转子和定子的碰撞摩擦故障,可能导致增压器转子毁坏<sup>[9]</sup>。

在本设计中,压缩气缸 3 及其压缩活塞 12 的内径大于做功气缸 4 及其做功活塞 13 的内径,这一设计同样具备涡轮增压功能。由于涡轮增压后的压强大约是普通自然吸气压强的 1.5 倍,折算成活塞内径,设计压缩气缸 3 及其压缩活塞 12 的内径比做功气缸 4 及其做功活塞 13 的内径大 1.22 倍即可满足要求。且该设计无需通过叶片涡轮增压,压缩气缸寿命比涡轮更长,有效克服了现行内燃机增压进气的缺陷。

## 4 利用本设计改造现有内燃机

一款产品的定型, 需经过诸多参数的性能测试, 直接生产新内燃机过程复杂. 由于本内燃机至少有一对活塞同步同相位工作, 与现有四冲程内燃机相比, 直列四缸四冲程内燃机有两对活塞同步同相位工作, 其曲轴、连杆、活塞和机体等大件与本设计相同, 仅需对缸盖、气缸进行改造, 便可用于本产品前期的测试与进一步改造, 在销量较低时也可作为销售产品.

利用本设计改造现有内燃机的结构如图2所示. 原内燃机为一台普通直列四缸四冲程内燃机, 主要由机体、曲轴、缸筒、活塞、飞轮、凸轮轴构成. 与图1对比, 两个同步同相位的气缸可构成一组内燃机, 因此可构成两组图1所示的内燃机. 图2中, 两侧两个同相位活塞在上止点的为第1组, 中间两个同相位活塞在下止点的为第2组, 每组气缸均包含一个做功气缸和一个压缩气缸.



1.第一压缩气缸,2.第一进气口,3.第一高压管道,4.第一做功气缸,5.第一火花塞或者喷油嘴,6.第一做功活塞,7.第一主排气口,8.第一做功排气门,9.第二压缩气缸,10.第二进气口,11.第二高压管道,12.第二做功气缸,13.第二火花塞或者喷油嘴,14.第二做功活塞,15.第二主排气口,16.第二做功排气门

图2 现有的内燃机改造为本设计的结构图

Fig.2 Structural Diagram for Converting the Existing Internal Combustion Engine to This Design

改造后的内燃机工作过程如下: 第1组内燃机的新鲜空气由第一进气口2进入第一压缩气缸1, 经压缩形成高压气体后, 通过第一高压管道3进入第一做功气缸4, 借助第一火花塞或者喷油嘴5使气体膨胀做功, 推动第一做功活塞6到达下止点时, 露出第一做功气缸4侧面的第一主排气口7, 排出大部分燃烧后的气体; 当第一做功活塞6由下止点运行至上止点时, 第一做功气缸4内的残余气体通过第一做功排气门8排出. 第2组内燃机的新鲜空气由第二压缩气缸9的第二进气口10进入,

压缩为高压气体后通过第二高压管道11进入第二做功气缸12, 通过第二火花塞或者喷油嘴13使气体膨胀做功, 推动第二做功活塞14到达下止点时, 露出第二做功气缸12侧面的第二主排气口15, 排出大部分燃烧后的气体; 当第二做功活塞14由下止点继续运行至上止点时, 残余在第二做功气缸12内的燃烧后的气体通过第二做功排气门16排出.

为使第一压缩气缸1内的高压气体全部排出, 需将第一压缩气缸1原来的燃烧室体积填充为0, 可通过焊接增长活塞块的高度, 使增长的活塞块体积填满燃烧室空间. 第二压缩气缸9内的活塞也做同样改造.

第一高压管道3的连接, 可通过在缸盖的第一压缩气缸1的排气口、第一做功气缸4的进气口打孔后进行焊接. 第二高压管道11的连接, 可先在缸盖的第二压缩气缸9的排气口、第二做功气缸12的进气口之间用铣刀开槽, 然后在两个口之间焊接第二高压管道11, 最后用焊条填平剩余的开槽空间. 改造前, 测量该直列四缸四冲程内燃机的热效率; 改造后, 再次测量热效率, 便于对比得出本设计的有益效果.

普通直列四缸四冲程内燃机由四个普通四冲程内燃机安装在一个曲轴上构成, 曲轴旋转 $720^\circ$ 的过程中, 每个气缸做功一次, 共做功4次. 改造后的本设计每组曲轴旋转 $360^\circ$ 做一次功, 曲轴旋转 $720^\circ$ 的过程中, 同样共做功4次.

## 5 结论与展望

### 5.1 本设计技术优势

双活塞协同与排气口下止点侧置的创新设计, 通过有效降低排气温度和减少泵气损失, 能够提升内燃机的制动热效率约为2.53%, 这对于推动内燃机技术向着更高效率发展具有重要意义. 同时, 利用普通直列四缸四冲程内燃机改造为本设计的实施方法, 改造工艺简单, 成本没有显著增高, 但效率提升显著, 突破了传统内燃机技术的束缚.

### 5.2 未来研究方向

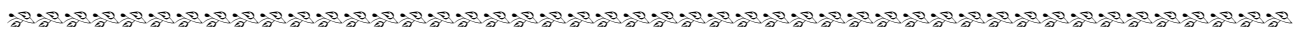
下一步将重点开展技术实现与验证工作, 将现有的普通直列四缸四冲程内燃机改造成两组双活塞协同工作的内燃机, 搭建满足环境控

制要求的内燃机测试系统。对实验获得的效率进行准确评估，针对发现的问题进一步优化设计。开发本设计的原型机，不断提高其运行效率、可靠性和耐久性，推动该高效率内燃机早日服务于人类。

**参考文献：**

[1] 周龙保. 内燃机学 [M]. 北京：机械工业出版社，1999：1-48.  
 [2] 刘钢铸，刘成. 百年内燃机的第三次革命 [J]. 科技创业，2014 (05)：117-118.  
 [3] 冯锐. 首发 53.09% 热效率柴油机：潍柴让世界感受“新质生产力” [J]. 商用汽车，2024 (03)：52-53.

[4] 王千，杨彬. 碳中和背景下内燃机高效率专利技术现状 [J]. 中国科技信息，2024 (07)：41-43.  
 [5] 罗克研. 国产汽车发动机热效率创新高 [J]. 中国质量万里行，2024 (07)：12-13.  
 [6] 许锋，隆武强. 内燃机原理教程 [M]. 大连：大连理工大学出版社，2011：18-41.  
 [7] 门立山. 一种高效率内燃机：202210435310.0 [P]. 2022-07-22.  
 [8] 王树梁，郭化超，戴仲谋等. 现代汽车新技术现状及发展趋势展望. [J] 汽车工程师，2021 (9)：1-5.  
 [9] 张虹，崔宇峰，张亮. 废气涡轮增压器典型故障分析与排除——以康明斯 NTA855 型柴油机为例 [J]. 科技创新与应用，2025 (13)：153-156.



(上接第 9 页)

**参考文献：**

[1] 周世琪，郭保全，朱家萱，等. 两栖装甲车关键技术研究现状及发展趋势分 [J]. 火炮发射与控制学报，2023，44 (2) 89-102.  
 [2] 刘斌. 高速履带车辆推进装置的动力学特性研究 [D]. 北京：北京理工大学，2015：1-9.  
 [3] 田仲，石君友. 系统测试性设计分析与验证 [M]. 北京：北京航空航天大学出版社，2003：361-396.  
 [4] 田仲. 测试性验证方法研究 [J]. 航空学报，1995，16 (增刊)：65-70.  
 [5] 徐保荣，刘学工，吴延威，等. 基于试验结果可信度的装甲车辆测试性综合评估方法研究 [J]. 兵工

学报，2018，39 (6) 1066-1073.  
 [6] 王志刚，王兆鲁，郭书彪，等. 影响装甲车试验测试精确度的因素分析及对策研究 [J]. 车辆与动力技术，2005，06 (04) 1009-4687.  
 [7] 陈春良，王伟，吕会强. 新型两栖装甲车辆的测试性设计需求论证及构想 [J]. 测试技术学报，2004，18 (10) 1671-1680.  
 [8] 王伟，徐文胜. 装甲车辆测试过程建模与管理研究 [J]. 北京交通大学，2012，16 (8) 4006-4016.  
 [9] 杨诚，宋萍，彭文家，等. 装甲车辆综合测试系统上位机平台设计 [J]. 吉林大学学报，2017，47 (6) 1796-1804.

文章编号: 1009-4687(2025)03-0015-06

# 电动汽车复合电源系统能量管理策略

傅鑫<sup>1</sup>, 王靖岳<sup>1</sup>, 朱楠<sup>1</sup>, 丁建明<sup>2</sup>

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

**摘要:** 复合电源系统因其良好的可靠性、优秀的性能和低污染物在电动汽车领域得到了广泛的应用, 但复合电源在使用过程中存在功率分配的问题。针对上述问题, 本文设计了一种小波包变换与模糊控制相结合的能量管理策略, 利用小波包算法将汽车需求功率分解为高频和低频信号, 以超级电容来承载高频信号, 锂电池承载低频信号。通过 Matlab/Simulink 建立复合电源模型, 并采用 NEDC 循环工况进行仿真分析。结果表明, 与单一电源和模糊控制策略相比, 小波包-模糊控制下的峰值电流分别降低了 24.42% 和 3.37%, 有效降低了锂电池的峰值电流, 验证了策略的有效性。

**关键词:** 电动汽车; 复合电源; 小波包变换; 能量管理; 模糊控制

中图分类号: U469.7

文献标识码: A

## Energy Management Strategies for Electric Vehicle Composite Power Systems

FU Xin<sup>1</sup>, WANG Jingyue<sup>1</sup>, ZHU Nan<sup>1</sup>, DING Jianming<sup>2</sup>

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

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

**Abstract:** The composite power system has been widely adopted in the field of electric vehicles due to its excellent reliability, superior performance, and low pollutant emissions. However, it faces the challenge of power distribution during usage. To address this issue, this paper proposes an energy management strategy that integrates wavelet packet transform with fuzzy control. The wavelet packet algorithm is utilized to decompose the vehicle's demand power into high-frequency and low-frequency signals, with the supercapacitor carrying the high-frequency signals and the lithium battery carrying the low-frequency signals. A composite power supply model is established using Matlab/Simulink and simulated under NEDC (New European Driving Cycle) conditions. The results indicate that, compared to a single power supply and a traditional fuzzy control strategy, the peak current under the wavelet packet-fuzzy control strategy is reduced by 24.42% and 3.37%, respectively. This effectively mitigates the peak current in the lithium-ion battery and validates the effectiveness of the proposed strategy.

**Key words:** electric vehicle; composite power supply; wavelet packet transform; energy management; fuzzy control

随着能源与环境问题的日益加剧, 新能源汽车因其环境友好, 经济高效而备受青睐<sup>[1]</sup>。当前,

因锂电池在能量密度、循环寿命以及充电效率等方面展现出了更为卓越的性能, 所以新能源汽车的能

收稿日期: 2025-01-02

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

通信作者: 王靖岳 (1978-), 男, 博士, 教授, 研究方向为智能网联新能源汽车技术。

基金项目: 辽宁省教育厅高校基本科研项目 (LJ212510144037); 轨道交通运载系统国家重点实验室开放基金资助项目 (TPL2310)。

Received: 02 Jan 2025/Revised: 02 Mar 2025/Accepted: 10 Jun 2025/Published online: 15 Sep 2025/Printpublished: 25 Sep 2025

源以锂电池为主,但锂电池本身也有一定的限制,例如,电池组因单体电池的差异而导致管理变得复杂<sup>[2]</sup>、电池的工作效能会受到极端温度影响严重。同时,锂电池虽然在能量密度方面表现出色,但其功率密度却相对较低。这意味着在大功率需求的场景中,如电动汽车的起步、加速等过程中,锂电池的充放电效率会受到显著影响,导致电池组难以迅速响应并释放足够的能量。超级电容的加入在一定程度上解决了上述问题。超级电容与锂电池组成的复合电源系统使得二者优势互补,在延长新能源汽车行驶里程的同时也满足了汽车在高能耗情形下的能力需要。因此,设计合理的能量控制策略是十分重要的。

目前,复合电源系统的能量管理中,常见的两种主流策略包括基于规则的能量管理方法和基于优化的能量管理方法。

基于规则的控制算法主要依靠工程经验、系统特性、实际需求和确定规则等来实现能量分配。赵振等<sup>[3]</sup>提出了利用神经网络和多岛遗传算法优化模糊控制中的隶属度函数,增加了电动汽车的使用寿命增加。李刚等<sup>[4]</sup>将逻辑门限控制与模糊控制相结合,利用低通滤波器平滑功率需求,然后利用逻辑门限控制分配能量,提高了汽车的动力与续航里程。基于实时优化策略的控制方法旨在根据系统的当前状态和环境信息,快速调整控制输入,以实现优化目标。陈欢等<sup>[5]</sup>提出了一种在线自适应优化控制的能量管理策略,其效果有了不小的提升。田丽媛等<sup>[6]</sup>以超级电容半主动结构为基础,提出了基于动态规划算法的能量管理控制策略,减少了电池的能量消耗。

目前,相关学者在对复合电源系统管理策略研究中,忽略了汽车在行驶过程中频繁充放电对锂电池的冲击。锂电池在频繁的充放电过程中,会导致电池寿命下降。为解决这一问题,本文提出一种小波包-模糊的能量控制策略,利用小波包变换将汽车的需求功率分解为高频和低频信号。将高频信号输送给超级电容,从而减少大电流对锂电池的冲击,延长电池的使用寿命。

## 1 复合电源系统

### 1.1 复合电源结构

因锂离子电池和超级电容特性方面的区别,需要在二者之间添加 DC/DC 变换器,以此来发挥二者各自的优势。复合电源系统根据 DC/DC 变换器的位

置和数量将其分为被动式、半主动式和完全主动式。被动式结构是锂离子电池和超级电容直接并联,不包含 DC/DC 变换器。该结构简单易操作,但控制锂离子电池和超级电容端电压一致较为困难。完全主动式结构是将超级电容与锂离子电池均与 DC/DC 变换器串联后,二者在进行并联。该结构电压分配更加灵活,但结构复杂,设计成本增加。因此,选用超级电容与 DC/DC 变换器串联后再与锂离子电池并联的半主动式结构。结构如图 1 所示。

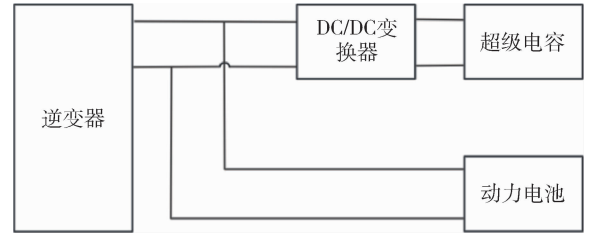


图 1 复合电源半主动式结构  
Fig.1 Semi-Active Structure of the Hybrid Power Supply

### 1.2 DC/DC 变换器

DC/DC 变换器是一种电压调节装置,通常位于直流电源和负载之间。在调节过程中,容易受转换效率的影响,所以选用效率模型。其效率的计算公式为:

$$\eta = \frac{I_{out} \cdot U_{out}}{I_{in} \cdot U_{in}} \times 100\% \quad (1)$$

式中: $I_{out}$ 、 $U_{out}$  表示输出电流和电压, $I_{in}$ 、 $U_{in}$  表示输入电流和电压。

### 1.3 车辆参数

车辆的部分参数如表 1 所示。

表 1 车辆的部分参数  
Table 1 Partial Vehicle Parameters

参数	数值
整车质量/kg	1800
重力加速度/ $m/s^2$	9.8
风阻系数	0.32
迎风面积/ $m^2$	2.2
滚动阻力系数	0.015
旋转质量换算系数	1.05
传动效率	0.92
轮胎半径/m	0.324

## 2 复合电源能量控制策略

复合电源的能量控制策略如图 2 所示。首先,利用小波包变换算法对汽车的需求功率进行分解,得到高频和低频信号;其次,将得到的低功率率信

号、锂电池的 SOC 以及超级电容的 SOC 作为输入, 传入模糊控制器中, 最后, 经模糊控制器模糊推理, 输出动力电池的比例因子  $K$ 。

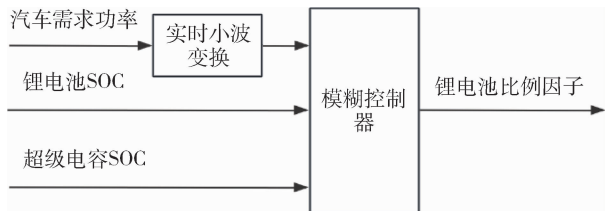


图2 复合电源能量控制策略  
Fig.2 Energy Control Strategy for the Hybrid Power Supply

## 2.1 小波包控制策略

小波变换作为一种有效的信号分析工具, 在汽车能量管理领域得到了广泛应用<sup>[7]</sup>。小波变换可以将车辆的需求功率信号分解为低频和高频两种分量, 低频部分由锂电池提供支持, 而高频波动部分则由超级电容承担。这样的能量分配方式能够有效平衡锂电池的负载, 减少其承受的瞬时功率波动, 从而提升复合储能系统的整体性能和锂电池的使用寿命。

小波使用过程中, 需要选择合适的小波基, Haar 小波作为常用小波基的一种, 是所有小波基中长度最短的小波, 具有紧支撑性和正交性, 适用于快速计算, 因此得到了广泛关注。使用 Haar 小波对需求功率进行分解重构。其表达式为:

$$\psi(t) = \begin{cases} 1, & 0 \leq t < 0.5 \\ -1, & 0.5 \leq t < 1 \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (2)$$

在实际信号的应用处理中, 需要先对小波变换进行离散化处理, 设定原始信号为  $S(t)$ , 利用 Mallat 算法, 离散后的小波变换公式为:

$$W(\lambda, \tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \psi\left(\frac{t-\tau}{\lambda}\right) dt \quad (3)$$

上式逆变换后为:

$$S(t) = \sum_j \sum_k W(j, k) \psi_{j,k}(t) \quad (4)$$

式中:  $\psi$  为母小波函数,  $W$  为小波系数,  $\tau$  为平移因子, 满足  $\tau = k2^j, k \in Z, \lambda$  为尺度因子, 满足  $\lambda = 2^j, j \in Z$ 。

小波变换具体流程为: 首先对原始信号进行离散化处理, 在此期间将处理后的信号分解为低频信号和高频信号。然后通过小波逆变换, 将被分解为低频和高频的信号重构。

小波包变换是在小波变换的基础上发展来的<sup>[8]</sup>。相较于小波变换, 小波包变换每次分解后会对低频和高频部分再次分解。这就会使得小波包变换相较于小波变换对信号有更精细的处理。三层小波包分解如图 3 所示:

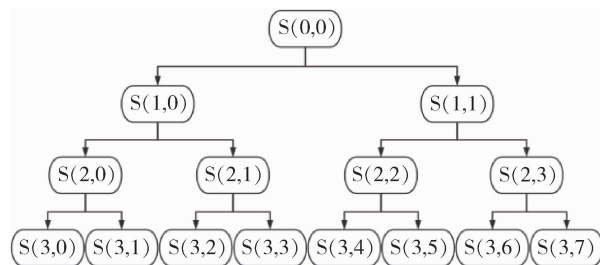


图3 三层小波包分解  
Fig.3 Three-Level Wavelet Packet Decomposition

则分解后的低频信号为:

$$S_d = S(3,0) \quad (5)$$

式中;  $S_d$  表示低频信号。

高频信号可表示为:

$$S_h = \sum_{i=1}^7 S(3,i) \quad (6)$$

式中:  $S_h$  表示高频信号。

考虑到小波包变换只能对数据进行离线处理, 但电动汽车在行驶过程中的需求功率是实时变化的, 为利用小波包变换能对需求功率进行实时处理, 需设计一个滑动窗口, 即采用恒定长度的窗口以一定的速率向前移动, 在此期间采集窗口内的数据。随后, 对采集到的数据进行小波包变换, 实现实时处理效果。由于使用的是 Mallat 算法, 因此窗口的长度必须是 2 的整数次幂, 即滑动窗口的大小为  $2^j, j \in Z$ , 参考相关文献后, 将滑动窗口的长度定为  $32^{[9]}$ 。在考虑信号长度、信号频率范围以及计算复杂性, 并结合相关文献, 小波包分解层数为 3 层<sup>[10]</sup>。

## 2.2 模糊控制策略

### 2.2.1 输入、输出的隶属度函数

模糊控制器的输入变量为整车需求功率  $P_{req}$ 、动力电池的荷电状态  $SOC_{bat}$  和超级电容的荷电状态  $SOC_{cap}$ , 输出功率为动力电池的比例因子  $K_{bat}$ 。

结合不同隶属度函数特性, 将动力电池与超级电容基本论域设置为  $[0.2, 1]$ , 并将其划分为三个子集:  $SOC_{bat} = [L, M, G]$ ,  $SOC_{cap} = [L, M, G]$ , 分别表示[较小, 中, 较大], 隶属度函数如图 4、图 5 所示。将需求功率的基本论域设置为  $[0, 1]$ , 将其划分为四个子集:  $P_{req} = [ZE, PS, PM, PB]$ , 分别表示[零, 较小, 正中, 较大],

隶属度函数如图 6 所示. 将比例因子基本论域设置为  $[0, 1]$ , 将其划分为五个子集:  $K_{bat} = [L, LE, M, MG, G]$ , 分别表示 [小, 较小, 中, 较大, 大]. 隶属度函数如图 7 所示.

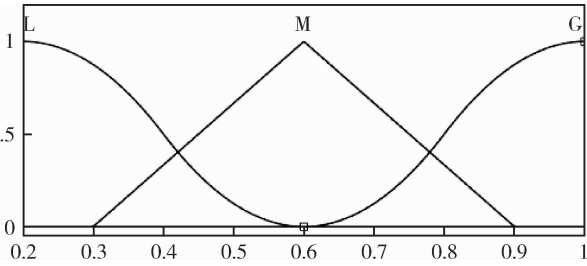


图 4  $SOC_{bat}$  隶属度函数  
Fig.4 Membership Function of Battery SOC

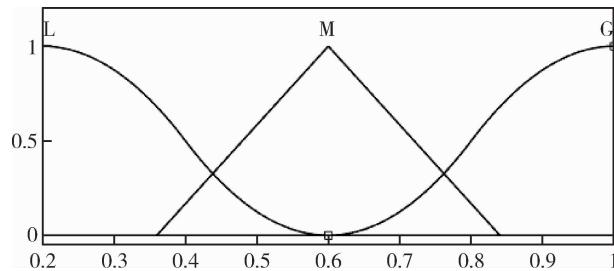


图 5  $SOC_{cap}$  隶属度函数  
Fig.5 Membership Function of Ultracapacitor SOC

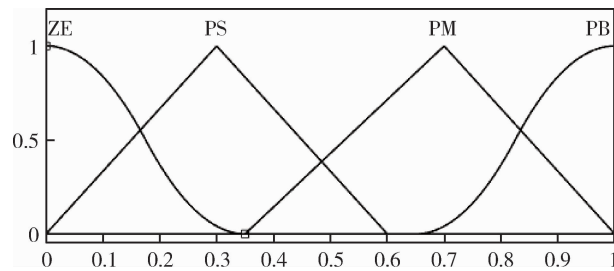


图 6  $P_{req}$  隶属度函数  
Fig.6 Membership Function of Power Request

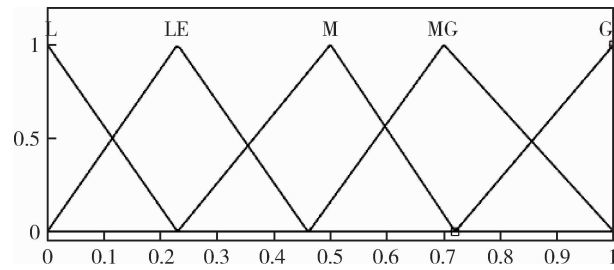


图 7  $K_{bat}$  隶属度函数  
Fig.7 Membership Function of Battery Weighting Coefficient

### 2.2.2 模糊规则的建立

模糊规则是对人类决策过程的模拟, 其过程包括将输入变量和控制策略转化为模糊概念, 依据这些模糊规则进行逻辑推断, 最后通过去模糊化处理转换为具有控制量. 复合电源系统的模糊规则应满

足以下条件:

(1) 当超级电容电量较低时, 汽车行驶所需的功率均由电池供给, 当汽车所需能量较低, 且电池电量充足时, 电池可向超级电容进行充电, 补充超级电容电量.

(2) 超级电容电量处于中等水平时. 当车辆的需求功率较低时, 电池或超级电容中的提供所需功率, 以此降低能量浪费, 提升系统的整体效率. 如果车辆需求功率较高, 则电池和超级电容会协同工作, 共同提供功率, 确保车辆能够稳定运行.

(3) 超级电容电量较高时. 当超级电容电量充足, 电池电量较低且车辆需求功率不高的情况下, 系统会优先让超级电容单独提供功率, 提高能量使用效率. 当车辆需求功率较高时, 无论电池电量是否充足, 电池和超级电容将共同提供功率, 以保证车辆能够在高负荷状态下稳定运行.

模糊控制规则多数采用 if-then 等语句将各组合连接起来, 部分模糊规则如表 2 所示.

表 2 部分模糊规则  
Table 2 Partial Fuzzy Rules

$SOC_{bat}$	$SOC_{cap}$	$P_{req}$	$K_{bat}$
L	L	ZE	L
M	M	PS	M
G	G	PM	G
L	M	PB	LE
M	M	PM	L
M	G	PM	LE
G	G	PM	M
M	L	PB	MG
L	M	PM	G

## 3 仿真结果分析

使用 Matlab/Simulink 建立复合电源系统模型, 在 NEDC 循环工况下进行仿真分析, 验证能量管理策略的有效性. NEDC 循环工况如图 8 所示.

NEDC 循环工况主要分为市区工况与市郊工况. 在市区工况部分, 测试包含了四个独立的市区循环单元. 在这些循环中, 车辆的最高行驶速度为 50 km/h, 而平均行驶速度则为 19 km/h. 每个市区循环的持续时间设定为 195 s, 整个市区工况的总行驶距离达到 4.052 km. 在市郊工况部分, 车辆的最高行驶速度为 120 km/h, 平均行驶速度

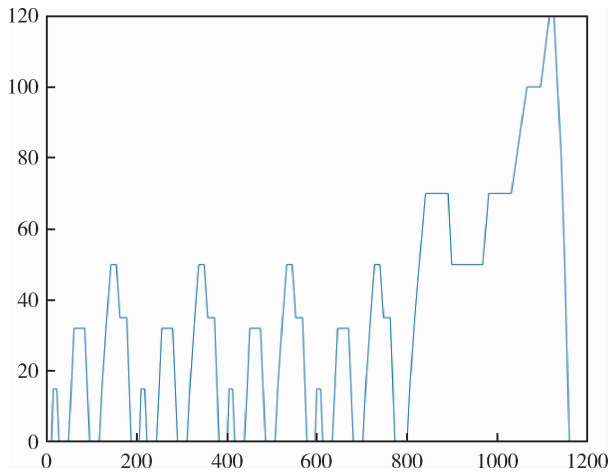


图8 NEDC循环工况

Fig.8 NEDC (New European Driving Cycle) Driving Cycle

为 62.6 km/h. 市郊工况的行驶时间被设定为 400 s, 期间车辆的总行驶距离为 6.955 km.

如图 9 为单一电源与复合电源系统中锂电池 SOC 的变化曲线. 从图中可以看出, 单一电源 SOC 整体的波动更为显著, 相比之下, 复合电源系统下的电池 SOC 变化则更为平稳. 两者之间的最大差异为 0.01. 这是因为复合电源系统中超级电容分担了电动汽车在行驶过程中的部分功率输出任务, 有效缓解了电池的能源压力, 进而减少了电池的能耗, 从而使得复合电源中锂电池的 SOC 下降程度减弱.

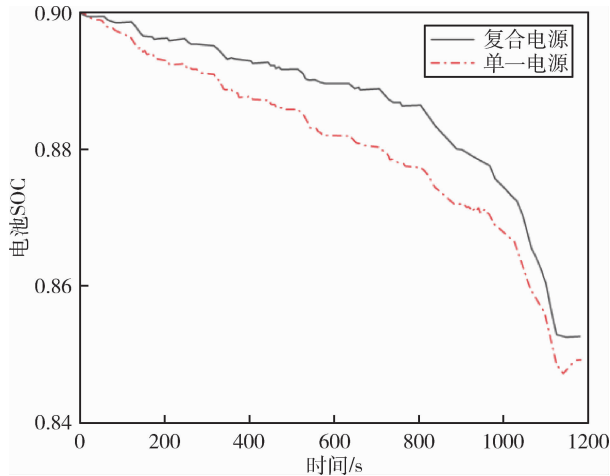


图9 电池 SOC 变化曲线

Fig.9 Variation Curve of Battery State of Charge (SOC)

如图 10 所示, 展示了单一锂电池和复合锂电池电流的变化曲线. 从图中可以看出, 复合锂电池的电流波动相较于单一锂电池而言, 整体幅度降低. 图中单一电源的峰值电流为 172.89 A, 而复合电源的峰值电流为 130.66 A, 峰值电流降低了 24.42%. 这是由于复合电源系统中, 超级电容借其卓越的快速充放电能力, 在电池的充放电循环中起到了关键

的缓冲与调节效应. 当电池面临大电流放电需求时, 超级电容能够即时释放其存储的电能, 有效分担了动力电池的放电负担, 阻止了电池电流的大幅波动.

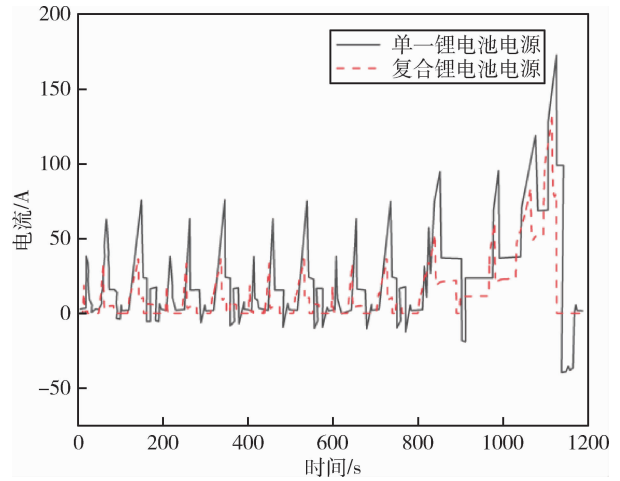


图10 电池电流变化曲线

Fig.10 Variation Curve of Battery Current

不同控制策略下锂电池电流的变化曲线如图 11 所示. 从图中可以看到, 采用模糊控制策略时, 锂电池的峰值电流达到 135.21 A, 而采用小波包-模糊控制策略时, 峰值电流降低至 130.66 A, 峰值电流降低了 3.37%. 从整体来看, 小波包-模糊控制下的电流波动则更为平稳, 这表明相较于单一的模糊控制策略, 结合小波包变换的模糊控制策略展现出更优的性能. 小波包变换的引入有效降低了锂离子电池的峰值电流, 而且减少了大电流对电池的冲击, 从而有助于延长电池的使用寿命.

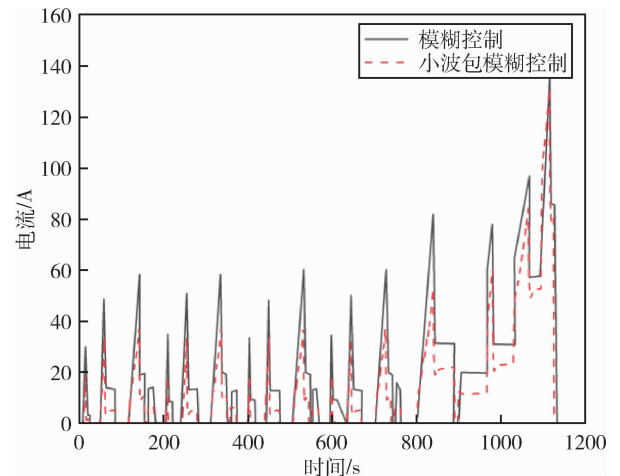


图11 两种控制策略的电池电流对比

Fig.11 Comparison of Battery Current Under Two Control Strategies

为更为清晰对比单一电源、模糊控制、小波包-模糊控制三种情况下的电流大小情况, 对三种情况电流分布进行统计, 如图 12 所示.

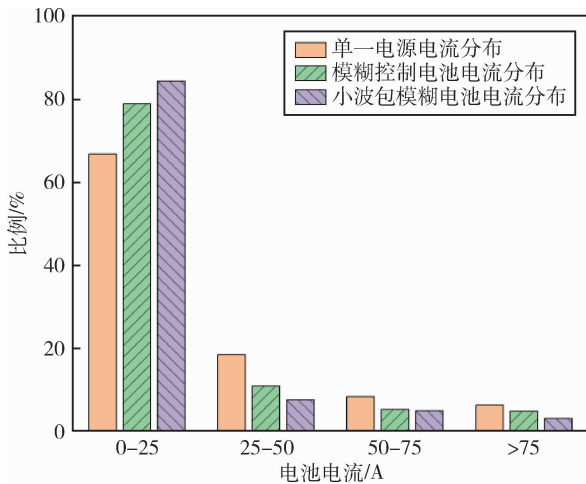


图 12 各控制策略电池电流分布  
Fig.12 Distribution of Battery Current Across Different Control Strategies

从图 12 可以看出,相较于单一电源,超级电容的加入,使得大电流充放电现象有了显著的降低,模糊控制策略下,电流大于 50A 的占比相较于单一电源降低了 30.63%,而小波包-模糊控制策略相比于模糊控制策略电流大于 50A 的占比降低了 20.94%,进一步降低了大电流的占比情况。

动力电池电流均方根是评价电池老化的重要指标,可用于评估电池寿命<sup>[11]</sup>,其计算公式如下:

$$I_{bat\_RMS} = \sqrt{\frac{1}{T_f} \sum_{i=1}^{T_f} I_{bat\_i}^2} \quad (7)$$

式中:  $I_{bat\_RMS}$  表示电池均方根值,  $T_f$  表示驾驶时间,  $I_{bat\_i}$  表示  $i$  时刻的电池电流。

表 3 各控制策略电流均方根值

Table 3 Root Mean Square (RMS) Values of Current for Different Control Strategies

控制策略	电流均方根值
单一电源	37.7346A
模糊控制	33.5008A
小波包-模糊控制	25.3358A

从表 3 中可以看出,单一电源的电池电流均方根值最大,为 37.7346 A,这对电池造成了较大的损害,降低了电池的寿命,而超级电容的加入有效降低了电池电流,其中,又以小波包-模糊控制策略下的电流均方根值最低,为 25.3358 A。表明了小波包-模糊控制的有效性,有助于延长锂电池的使用寿命。

## 4 结论

本文首先确定了复合电源系统的结构和整车参数,利用 Matlab/Simulink 软件搭建了复合电源模

型。其次,为使复合电源能量分配更加合理,建立了小波包-模糊控制能量管理策略。最后,利用 NEDC 循环工况进行仿真分析,对上述策略进行验证。结果表明,与单一电源和模糊控制相比,小波包-模糊控制策略能够让锂电池的峰值电流有效降低,减弱了大电流对锂电池的冲击,使得锂电池电流整体波动幅度降低,在一定程度上延长了电池的使用寿命。

## 参考文献:

- [1] 许兵,张维刚. 纯电动汽车复合电源能量管理控制策略研究 [J]. 机械设计与制造, 2021 (2): 294-298.
- [2] Xiong R, Ma S, Li H, et al. Toward a Safer Battery Management System: A Critical Review on Diagnosis and Prognosis of Battery Short Circuit [J]. Science, 2020, 23(4): 101010.
- [3] Zhao Z, Wang T, Li M, et al. Optimization of fuzzy control energy management strategy for fuel cell vehicle power system using a multi-islandgenetic algorithm [J]. Energy Science&Engineering, 2021, 9 (4): 548-564.
- [4] 李刚,林豪,徐荣霞,等. 纯电动汽车复合电源功率分配控制策略研究 [J]. 现代电子技术, 2020, 43(3): 100-103 + 108.
- [5] 陈欢,林程等. 车用复合电源系统在线自适应能量管理 [J]. 电工技术学报, 2020, 35(S2): 644-651 + 660.
- [6] 田丽媛,柳敬伟,孙光达,等. 基于动态规划算法的纯电动汽车能量管理研究 [J]. 车辆与动力技术, 2022, 168(4): 27-32.
- [7] 齐凯,李文龙,王新. 煤巷掘进声发射监测信号噪声处理技术研究 [J]. 电声技术, 2024, 48(10): 22-24.
- [8] DavoodiS, Mostafapour A. Gas leak locating in steel pipe using wavelet transform and cross-correlation method [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2014, 70 (5-8): 1125-1135.
- [9] 史江昆,申彩英,陈鑫. 基于小波变换-模糊控制的复合电源能量管理 [J]. 汽车工程学报, 2024, 14 (1): 14-23.
- [10] Wang C, Xiong R, He H, et al. Comparison of decomposition levels for wavelet transform based energy management in a plug-in hybrid electric vehicle [J]. Journal of cleaner production, 2019, 210: 1085-1097.
- [11] 安小宇,李元丰,孙建彬,等. 基于模糊逻辑的电动汽车双源混合储能系统能量管理策略 [J]. 电力系统保护与控制, 2021, 49(16): 135-142.

文章编号: 1009-4687(2025)03-0021-05

# 一种燃油供给系油箱受油时间 Excel 计算方法

彭非, 李涛, 周正根, 袁伍丰, 宁湘华

(江麓机电集团有限公司, 湘潭 411100)

**摘要:** 装甲车辆受油时间对满足车辆维修保养有重要意义。本文分析了某车辆燃油供给系三个油箱受油过程, 将受油过程分成三个阶段研究, 利用 excel 采用迭代法计算了通油管为 2 根、4 根和 8 根时的最短受油时间。发现增加通油管数量可以变相增大通油管截面积, 从而缩短受油时间, 但不会少于最短受油时间。通过计算发现存在理论上最大进油流量, 它与通油管数量无关, 但是通油管数量越多最大进油流量持续时间越长, 从而缩短最终受油时间。在油箱和油管不变情况下, 提高加油枪加油速度可以增加最大进油流量, 缩短受油时间。本研究为车辆燃油供给系计算受油时间提供了一种科学的计算方法。

**关键词:** 燃油供给系; 受油时间; Excel

中图分类号: TH137.8

文献标识码: A

## Excel Calculation Method of Oil Receiving Time of Fuel Supply System Fuel Tank

PENG Fei, LI Tao, ZHOU Zhenggen, YUAN Wufeng, NING Xianghua  
(Jianglu Electromechanical Group Co., Ltd, Xiangtan 411100, China)

**Abstract:** The refueling time of armored vehicles is of great significance for meeting vehicle maintenance and repair needs. This article analyzes the refueling process of three fuel tanks in a certain vehicle's fuel supply system, dividing the refueling process into three stages. Using Excel and iterative methods, the shortest refueling time was calculated when there were 2, 4, and 8 fuel pipes. It was found that increasing the number of oil pipes can indirectly increase the cross-sectional area of oil pipes, thereby shortening the oil receiving time, but not less than the shortest oil receiving time. Through calculation, it was found that there exists a theoretical maximum oil inlet flow rate, which is independent of the number of oil pipes. However, the more oil pipes there are, the longer the duration of the maximum oil inlet flow rate, thereby shortening the final oil receiving time. Increasing the refueling speed of the fuel gun can increase the maximum fuel flow rate and shorten the oil receiving time while keeping the fuel tank and oil pipe unchanged. This study provides a scientific calculation method for calculating the fuel delivery time of vehicle fuel supply systems.

**Key words:** fuel System; oil receiving time; excel

### 1 概述

装甲车辆燃油箱能为装甲车辆发动机提供油料和储存燃油。车辆燃油箱受油时间越短, 越有利于缩短车辆维修保养及平均修复时间, 提升工作性

能<sup>[1]</sup>。加油主要有重力加油和压力加油, 重力加油是装甲车辆加油使用时间久、应用广泛的加油方式。加油时, 油液从加油口流入, 通过重力流向各个油箱, 某型车燃油供给系一共有三个燃油箱: 左油箱、右油箱、大油箱。其中, 左油箱和右油箱顶部都有加油口盖, 拧开即可加油, 口径为 60 mm,

收稿日期: 2024-10-15

作者简介: 彭非 (1975-), 男, 高级工程师, 研究方向为动力传动技术

Received: 15 Oct 2024/Revised:17 Jan 2025/Accepted:10 Apr 2025/Published online: 15 Sep 2025/Printpublished: 25 Sep 2025

大油箱顶部有一个较大的加油口，口径为 82 mm。三个油箱底部由一定管径的管路连通，顶部通过通气管相互连通。

三个油箱总容积为 880 L，其中大油箱 510 L，左油箱与右油箱尺寸一致，合起来 370 L。加油时要求只用一条枪加油，其加油速度为  $140 \text{ L/min} = 0.0023 \text{ m}^3/\text{s}$ 。可以算出分别加满三个油箱最短加油时间如下：

$$\text{总油量/加油速度} \frac{880 \text{ L}}{140 \text{ L/min}} = 6.28 \text{ min} = 377 \text{ s} \quad (1)$$

表 1 受油时间计算输入

Table 1 Input Parameters for Aerial Refueling Time Calculation

参数名称	参数值	参数名称	参数值
通油管内径 $D/\text{m}$	0.029	通油管截面积 $A_c/\text{m}^2$	$6.6 \times 10^{-4}$
燃油运动粘度 $\nu/(\text{m}^2/\text{s})$	$5 \times 10^{-6}$	每根通油管长度 $L/\text{m}$	0.54
左右油箱容积高度 $/\text{m}$	1.028	左右油箱油面截面积 (单个) $/\text{m}^2$	0.18
大油箱容积高度 $/\text{m}$	1.028	大油箱油面截面积 $/\text{m}^2$	0.497
左右油箱总容积 $/\text{m}^3$	370	大油箱容积 $/\text{m}^3$	0.510
加油速度 $/(\text{m}^3/\text{s})$	$2.33 \times 10^{-3}$		

## 3 受油过程分析与受油时间计算

### 3.1 受油过程分析

加油时通过大油箱顶部加油口盖加油，同时将左油箱和右油箱顶部加油口盖拆掉，让油箱通大气。油液从大油箱底部的两个通油管分别流向左右油箱，将三个油箱共同加满。

整个受油过程包含三个阶段：第一阶段、第二阶段和第三阶段，见图 1。第一阶段时间  $T_1$  为燃油填满左右通油管，该段时间很短。第二阶段时间  $T_2$  为从第一阶段结束开始计算到大油箱加满，第三阶段时间  $T_3$  为从第二阶段结束开始计算到三个油箱全部加满。

根据流体力学<sup>[1]</sup>，第二阶段和第三阶段包含两个过程：淹没出流过程和注油过程。淹没出流过程是指大油箱的油在重力作用下通过底部的连通管流入左右油箱底部过程，这是一个稳态过程。注油过程是指从大油箱顶部以  $140 \text{ L/min}$  流量的注油过程。整个加油过程是淹没出流过程和注油过程的叠加。在计算时，忽略大油箱内空气对受油的阻滞效应，左右油箱内的空气通过顶部加油口排出。

$$\text{总受油时间} T = T_1 + T_2 + T_3 \quad (2)$$

### 3.2 受油时间 $T_1$ 的计算

根据图 1(a)，结合表 1 知： $T_1 = 2 \times$  管路容积 / 加油速度，即

加油时对中间的大油箱加油。为了防止空气堵塞影响加油速度，加油时将左油箱和右油箱顶部加油口盖拆掉，让油箱通大气，大油箱的燃油通过底部连通管流入左右油箱中，需要计算多长时间可以将三个油箱加满。

## 2 受油时间计算输入

通过对影响车辆燃油系受油时间的因素进行分析，车辆受油时间的计算输入见表 1。

$$T_1 = 2 \times 0.15 = 0.3 \text{ s} \quad (3)$$

第一阶段只要 0.3 s。

### 3.3 受油时间 $T_2$ 和 $T_3$ 的计算

1) 有关淹没出流时流量的计算

图 1(b) 和图 1(c) 都包含淹没出流和加油过程。我们选取中间过程分析，受油过程见图 2，大油箱为左右油箱共同受油。

淹没出流是稳态过程。因为油箱容积已知，需要计算出淹没出流流量  $Q$ ，用油箱容积除以流量  $Q$  得出受油时间  $T_2$  和  $T_3$ 。为了计算简便，我们取大油箱断面 1-1 和左油箱和右油箱断面 2-2，基准面取通油管中心，列出粘性流体的伯努利方程：

$$H_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = H_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_f + h_j \quad (4)$$

式中： $H_1$ 、 $H_2$ —断面 1-1、2-2 相对基准面的高度，m；

$P_1$ 、 $P_2$ —断面 1-1、2-2 的压力，Pa；

$\rho$ —流体的密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ ；

$a_1$ 、 $a_2$ —断面 1-1、2-2 的修正系数；

$v_1$ 、 $v_2$ —断面 1-1、2-2 的流速， $\text{m}/\text{s}$ ；

$g$ —重力加速度，取  $10 \text{ m}/\text{s}^2$ ；

$h_f$ —沿程阻力， $m$  油柱；

$h_j$ —局部阻力， $m$  油柱。

因断面 1-1 和 2-2 通大气， $P_1 = P_2 = 0$ ，图中  $H_1 - H_2 = H$ 。

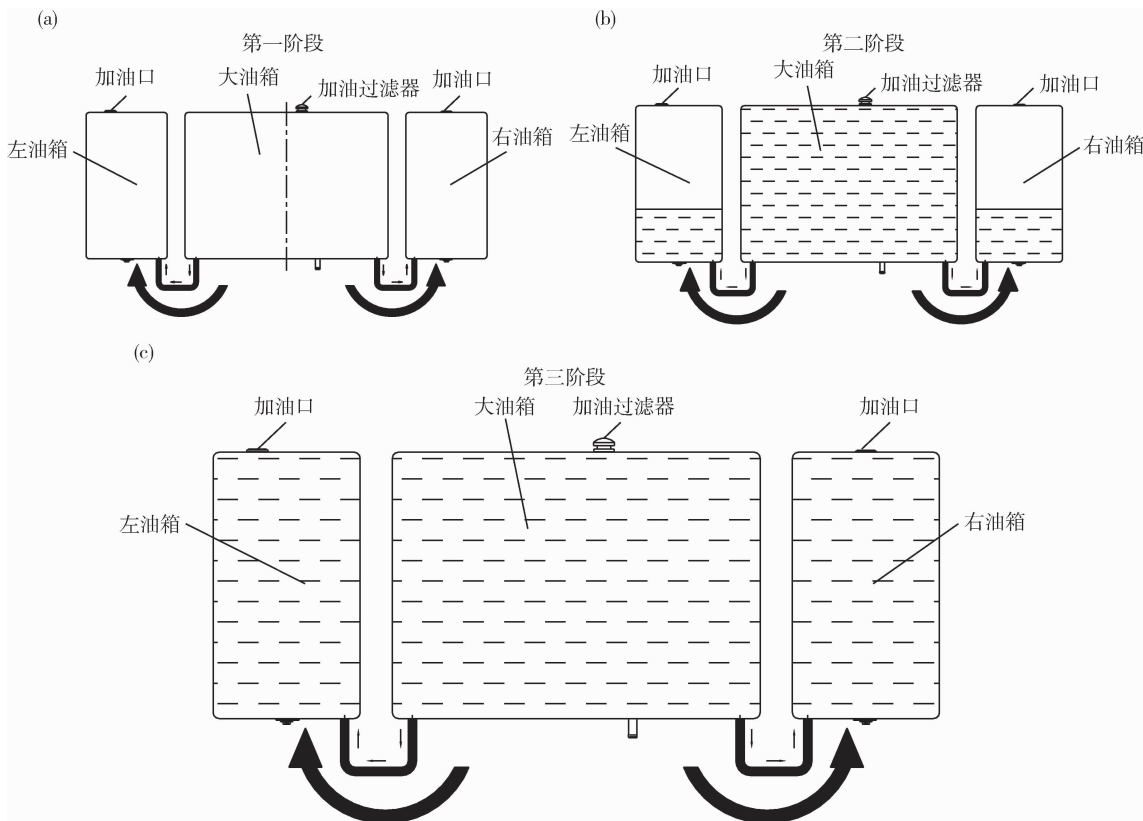


图1 受油过程示意图：(a) 第一阶段；(b) 第二阶段；(c) 第三阶段  
Fig.1 Schematic of the Aerial Refueling Process: (a) Phase I; (b) Phase II; (c) Phase III

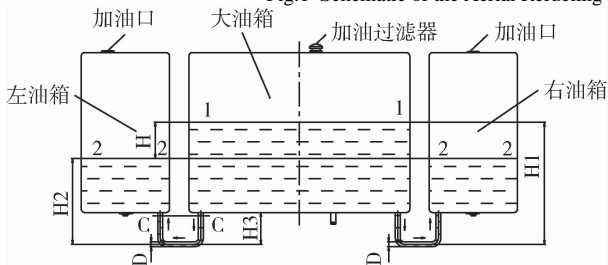


图2 燃油供给系受油示意图  
Fig.2 Schematic of Fuel System Reception During Aerial Refueling

$h_f$  沿程阻力的计算：

沿程阻力是左右油箱底部与大油箱通油管阻力，左右油箱并联后与大油箱连接，因管路长度一致，并联管路中水头损失都相等，所以只需计算左油箱通油管阻力。

根据达西公式  $h_f = \lambda \frac{l}{d} (v^2/2g)$ ， $l$  - 油管长度，取左右油箱的两段弯管，长度  $l = 540 \text{ mm}$ ， $d$  - 通油管内径，取  $29 \text{ mm}$ ， $v$  - 通油管流速，假定流量为  $140 \text{ L/min}$ ，通过内径  $29 \text{ mm}$  的通油管给左右油箱受油计算，得出  $v = 1.77 \text{ m/s}$ 。雷诺数  $Re = \frac{vd}{\nu}$ ，粘度  $\nu = 5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。算出雷诺数  $Re = 10266$ ，属于光滑管湍流区， $\lambda$  - 流量系数，根据

尼古拉兹光滑管经验公式，得出  $\lambda = 0.028$ 。所以

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} (v^2/2g) = 0.52 (v^2/2g) \quad (5)$$

$h_j$ —局部阻力的计算：

局部阻力包括大油箱出流的突然收缩，系数  $\zeta_1$ ，两个弯管阻力，系数  $\zeta_2$ ，左油箱的进口突然扩大的局部损失，系数  $\zeta_3$ ，左右油箱并联后与大油箱连接，因管路长度一致，并联管路中水头损失都相等，所以局部阻力只需计算左油箱连接的局部阻力。

$$h_j = \zeta_1 (v^2/2g) + 2\zeta_2 (v^2/2g) + \zeta_3 (v^2/2g)$$

参照相关资料<sup>[3]</sup>，取  $\zeta_1 = 0.5$ ， $\zeta_2 = 0.18$ ， $\zeta_3 = 1$ ，则  $h_j = 1.86(v^2/2g)$ 。

综上所述，式(4)化为

$$H + a_1 v_1^2 / (2g) = a_2 v_2^2 / (2g) + 2.38 (v^2/2g) \quad (6)$$

大油箱出油流量和左右油箱进油流量相等，且  $a_1 = a_2 = 1$ ，由表1知， $v_1/v_2 = (0.18 \times 2)/0.497 = 1/1.377$ ，所以式(6)化为：

$$H + v_1^2 / (2g) = 1.377^2 \times v_1^2 / (2g) + 2.38 (v^2/2g) \quad (7)$$

得出：

$$H = 0.89 v_1^2 / 2g + 2.38 (v^2/2g) \quad (8)$$

则



表中所示为第二阶段从第 10 秒开始计算，经过计算， $T_2 = 368$  s. 当大油箱容积和高度分别达到  $0.51 \text{ m}^3$  和  $1.028 \text{ m}$  时，认为第二阶段终止，第

三阶段开始，经过计算， $T_3 = 43$  s. 当大油箱与左右油箱高度差  $< 0.5 \text{ mm}$  时，认为油箱加满油了，第三阶段终止. 见表 4.

表 4 Excel 表迭代计算示例 (第三阶段)  
Table 4 Example of Iterative Calculation Using Excel (Phase III)

时间 $t/s$	大油箱进油 流量 $Q_{\text{大进}} / (\text{m}^3/\text{s})$	大油箱油 体积 $V_{\text{大}}/\text{m}^3$	大油箱油面高度 $H_{\text{大}}/\text{m}$	左右油箱油体积 $V_{\text{左右}}/\text{m}^3$	左右油箱油面高度 $H_{\text{左右}}/\text{m}$	大油箱与左右油箱高 度差 $h/\text{m}$	大油箱出油流量 $Q_{\text{大出}} / (\text{m}^3/\text{s})$
...	...	...	...	...	...	...	...
405	$2.33 \times 10^{-3}$	0.511	1.028 5	0.370	1.025 3	$3.184 \times 10^{-3}$	$2.159 \times 10^{-4}$
406	$2.33 \times 10^{-3}$	0.511	1.028 5	0.370	1.025 9	$2.587 \times 10^{-3}$	$1.946 \times 10^{-4}$
407	$2.33 \times 10^{-3}$	0.511	1.028 5	0.371	1.026 4	$2.047 \times 10^{-3}$	$1.731 \times 10^{-4}$
408	$2.33 \times 10^{-3}$	0.511	1.028 5	0.371	1.026 9	$1.568 \times 10^{-3}$	$1.515 \times 10^{-4}$
409	$2.33 \times 10^{-3}$	0.511	1.028 5	0.371	1.027 4	$1.148 \times 10^{-3}$	$1.297 \times 10^{-4}$
410	$2.33 \times 10^{-3}$	0.511	1.028 5	0.371	1.027 7	$0.789 \times 10^{-3}$	$1.075 \times 10^{-4}$
411	$2.33 \times 10^{-3}$	0.511	1.028 5	0.371	1.028 0	$0.491 \times 10^{-3}$	$0.848 \times 10^{-4}$

所以总受油时间  $T = T_1 + T_2 + T_3 = 0.3 + 368 + 43 = 411.3 \text{ s} > 377\text{s}$ . 为计算方便， $T_1 = 0.3 \text{ s}$  忽略不计.

## 4 通油管为 4 根和 8 根时受油时间计算过程

### 4.1 理论上最大进油流量的计算

根据式 (1) 可知理论上的最短加油时间  $377\text{s}$ , 又左右油箱总容积为  $370\text{L}$ , 可算出左右油箱理论上最大进油流量 (大油箱最大出油流量), 见式 (13).

$$\frac{370\text{L}}{377\text{s}} = 0.98 \text{ L/s} = 58.88 \text{ L/min} \quad (13)$$

### 4.2 通油管为 4 根和 8 根时受油时间计算

式 (9) 计算出了两根通油管的淹没出流流量, 为了方便比较, 将通油管数量对称增加, 计算出通油管为 4 根和 8 根时流量的公式, 见式 (14) 和 (15).

$$Q = 4 \times vA_c = 2 \times 0.648A_c \sqrt{2gH} \quad (14)$$

$$Q = 8 \times vA_c = 4 \times 0.648A_c \sqrt{2gH} \quad (15)$$

采用表 2 和表 3 类似方法, 计算出通油管为 4 根和 8 根时受油时间, 分别为  $383 \text{ s}$  和  $380 \text{ s}$ , 当通油管数量为 4 个时加油时间缩短了, 但是继续增加通油管数量缩短加油时间效果不明显, 加油时间有一个最短值  $377 \text{ s}$ , 无论采取什么措施加油时间都不会少于  $377 \text{ s}$ . 左右油箱的进油量有理论上最大

进油流量, 相应的无论采取什么措施进油流量都不会超过它. 图 3 所示为通油管数量分别为 2、4 和 8 根时受油时间与进油流量的关系, 从图中看出, 8 根通油管情况下在很短时间内就达到了最大进油流量  $0.00098 \text{ m}^3/\text{s}$ , 计算出来的延续时间有  $359 \text{ s}$ , 4 根通油管和 2 根通油管最大进油流量延续时间分别为  $292 \text{ s}$  和  $85 \text{ s}$ , 可以看出最大进油流量延续时间长的受油时间更短. 见表 5.

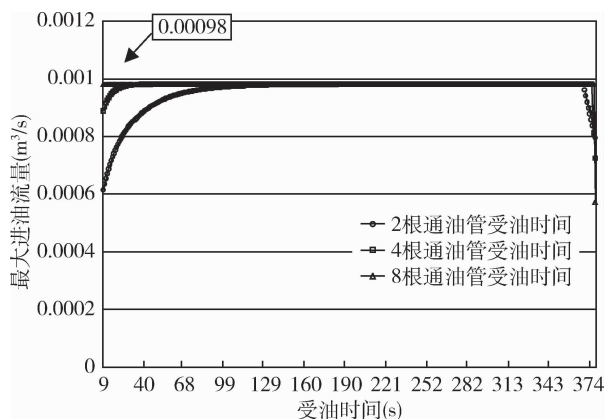


图 3 受油时间与最大进油流量关系

Fig 3. Relationship Between Aerial Refueling Time and Maximum Fuel Intake Flow Rate

表 5 不同通油管数量下的最大进油流量延续时间

Table 5 Duration of Maximum Fuel Intake Under Different Numbers of Fuel Conduits

通油管 数量	总受油时间 (s)	达到最大进 油量的时间(s)	最大进油量 延续时间(s)	最大进油量 延续时间占比
2	411	284	85	20.68%
4	383	84	292	76.24%
8	380	18	359	94.47%

文章编号: 1009-4687(2025)03-0026-05

# 面向轮式车辆的箱体类零件快速设计技术

齐家宝, 周秋忠

(沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110159)

**摘要:** 针对当前轮式车辆中箱体类零件设计效率低、缺乏提升设计效率有效手段的问题, 提出了一种箱体类零件快速设计方法. 该设计方法通过融合流程定制推理技术、关联设计技术等多项技术创建了箱体零件特征构建系统; 该系统通过调用参数化特征与箱体零件特征基准系统相结合, 能够实现对箱体零件的快速设计, 并以某车用齿轮减速器的下箱体为例进行系统验证. 实践表明, 采用箱体零件特征构建系统, 能够实现对轮式车辆中箱体零件的快速设计, 且系统具有很强的通用性, 适用于所有箱体类零件的设计开发, 提高了设计效率.

**关键词:** 箱体类零件; 快速设计; 流程定制推理; 关联设计

**中图分类号:** TH122

**文献标识码:** A

## Rapid Design Technology for Box Type Parts for Wheeled Vehicles

QI Jiabao, ZHOU Qiuzhong

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

**Abstract:** Aiming at the problems of low design efficiency and lack of effective means to improve the design efficiency of box parts in current vehicles, a rapid design method of box parts is proposed. The design method creates a feature construction system for box parts by integrating process customization reasoning technology, association design technology and other technologies; The system can realize the rapid design of the box parts by combining the parametric features with the feature reference system of the box parts. The system is verified by taking the lower box of a vehicle gear reducer as an example. The practice shows that the system based on the characteristics of box parts can realize the rapid design of box parts in vehicles, and the system has strong versatility, which is suitable for the design and development of all box parts and improves the design efficiency.

**Key words:** Box parts; Rapid Design; Process customization reasoning; Associative design

箱体类零件在轮式车辆整车系统中起着至关重要的作用. 近年来, 随着计算机技术的发展, 一些专家学者关于应用计算机辅助设计技术进行箱体零件的设计开展了大量的研究工作. 张延安等<sup>[1]</sup>通过研究构建了箱体设计知识库、推理机制和参数化模型, 利用 Visual Studio 2015 中的 MFC 框架开发了快速设计系统的人机交互界面, 并结合 SQL Server2012 数据库和 Creo 4.0 软件, 实现了快速设计系统与知识库、模型库的无缝对接, 成功建立了一套拖拉机动换挡变速箱箱体的快速设计解决方案. 陈雨等<sup>[2]</sup>在 VC++2008 环境下, 运用 Pro/E

5.0 中的 Pro/TOOLKIT 二次开发工具包, 开发了基于推理的大型收获机械的变速箱参数化设计平台. 李法孔等<sup>[3]</sup>系统地提出了基于模型分析的汽车变速箱参数化变型设计方法, 实现了汽车变速箱的变型设计. 以上设计工作所采用的研究方法都局限于某一特定产品类型, 设计过程较为繁琐, 没有真正实现对箱体类零件的快速设计和设计知识重用. 针对当前轮式车辆中箱体类零件设计过程复杂, 设计效率低, 设计知识重用性差的问题, 提出了一种箱体类零件快速设计方法, 该设计方法融合了关联设计技术、参数化设计技术以及 CATIA 二次开发技

收稿日期: 2024-12-25

作者简介: 齐家宝 (1998-), 硕士研究生, 研究方向为车辆结构分析与设计制造.

Received: 25 Dec 2024/Revised: 10 Feb 2025/Accepted: 23 May 2025/Printed online: 15 Sep 2025/Printed published: 25 Sep 2025

术、流程定制与流程推理技术等各项技术，可以轻松的对箱体零件的快速设计。

### 1 快速设计技术框架

快速设计，又称为快速响应设计，其主要目标在于缩短产品的设计开发周期、提升设计效率。箱体快速设计技术框架如图1所示。

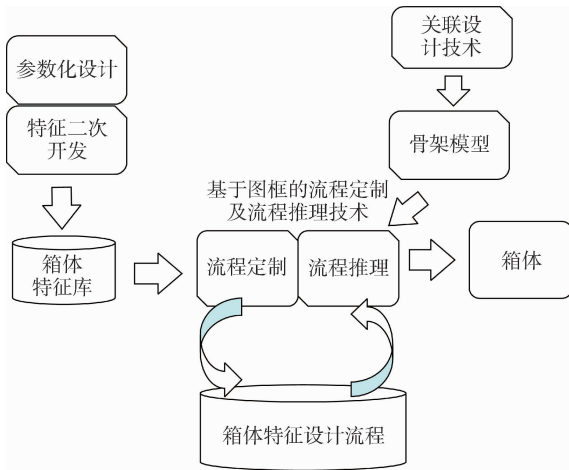


图1 箱体快速设计技术框架  
Fig.1 Technical Framework for Rapid Casing Design

首先，结合参数化设计技术和特征二次开发技术对箱体的各组成特征进行二次开发，创建箱体特征库并注册到流程定制推理系统中；其次，应用关联设计技术根据箱体内零部件间的位置参数和尺寸参数，创建产品零部件系统的主骨架模型，通过引用主骨架模型中的部分基准，并创建箱体特征构建的辅助基准，共同组成箱体零件特征基准系统；然后，依据注册到流程定制推理系统的特征库和构建的箱体零件特征基准系统，在流程定制推理系统中创建箱体零件特征构建系统；最后，应用箱体零件特征构建系统的推理功能，通过选用不同特征的组合快速完成箱体零件的设计建模。

箱体按特征层次进行划分，主要由实体特征、孔特征、槽特征、肋特征、修饰特征等组成；各特征又可以根据不同的定位参数和尺寸参数进行细致的划分，详细特征划分及构建特征所需的定位参数和尺寸参数如图2所示。

根据不同可视化图框所表达的不同设计知识元的类型，结合设计知识流程的表达结构对箱体类零件设计流程进行可视化表达。箱体零件设计流程如图3所示。

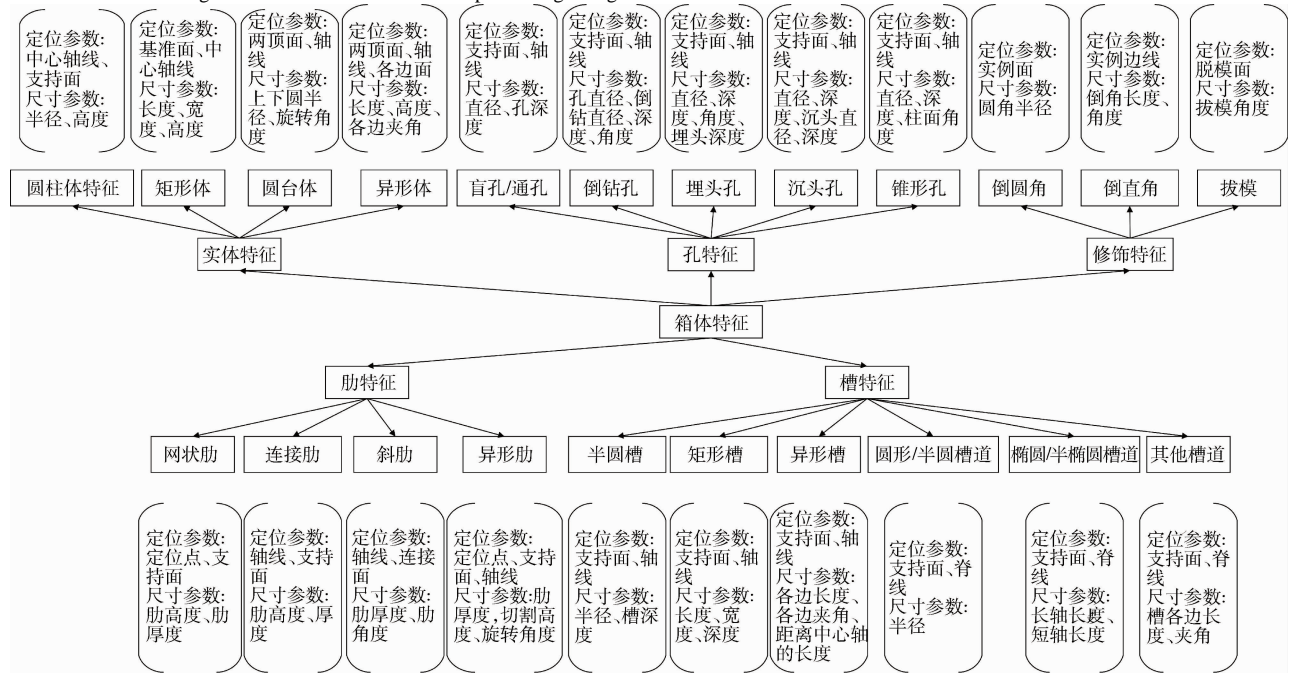


图2 箱体特征分类  
Fig.2 Classification of Casing Features

首先，箱体类零件设计流程以产品系统的主骨架模型为驱动，在新建的箱体零件文件中，对主骨架模型中的部分基准进行引用，并构建箱体特征实例化的辅助基准，共同组成箱体零件特征基准系统；然后，在流程定制推理系统中，进行特征实例

化操作，依次选取特征，拾取位置基准，输入特征参数，完成特征的构建；最后，所有特征构建完成，若无特殊需求，则流程自动退出并完成整个箱体零件的特征建模。基于箱体零件特征构建系统对箱体零件进行开发，确保了创建过程中的逻辑严谨

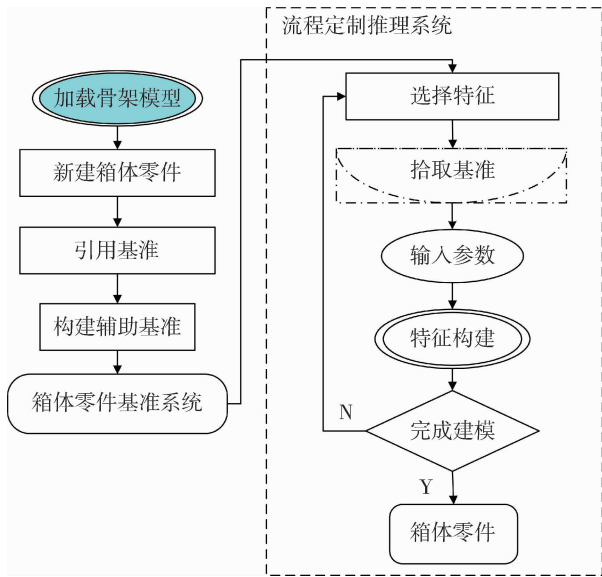


图3 箱体零件设计流程图  
Fig.3 Flowchart for Casing Component Design

## 2 快速设计关键技术

### 2.1 流程定制推理技术

流程定制与流程推理技术以设计知识可视化图框表达的定制流程作为核心，构建了一个强大的功能体系，是实现箱体类零件快速设计的关键技术<sup>[4]</sup>。

在定制流程时，可以利用图框表达来呈现设计知识元，运用不同的结构形式来实现知识的分层次管理，利用推理机制进行流程的自主规划，将建模过程中涉及到的设计知识进行集中管理，并将推理得到的参数写入特征模型，实现流程定制推理系统与 CAD 系统的集成，以此来实现模型的快速设计。

依据注册到流程定制推理系统的箱体特征库和构建的箱体零件特征基准系统，创建箱体零件特征构建系统，并完成箱体零件设计的流程定制。箱体零件特征构建系统如图 4 所示。

性和特征建模操作的高效性，提高设计效率。

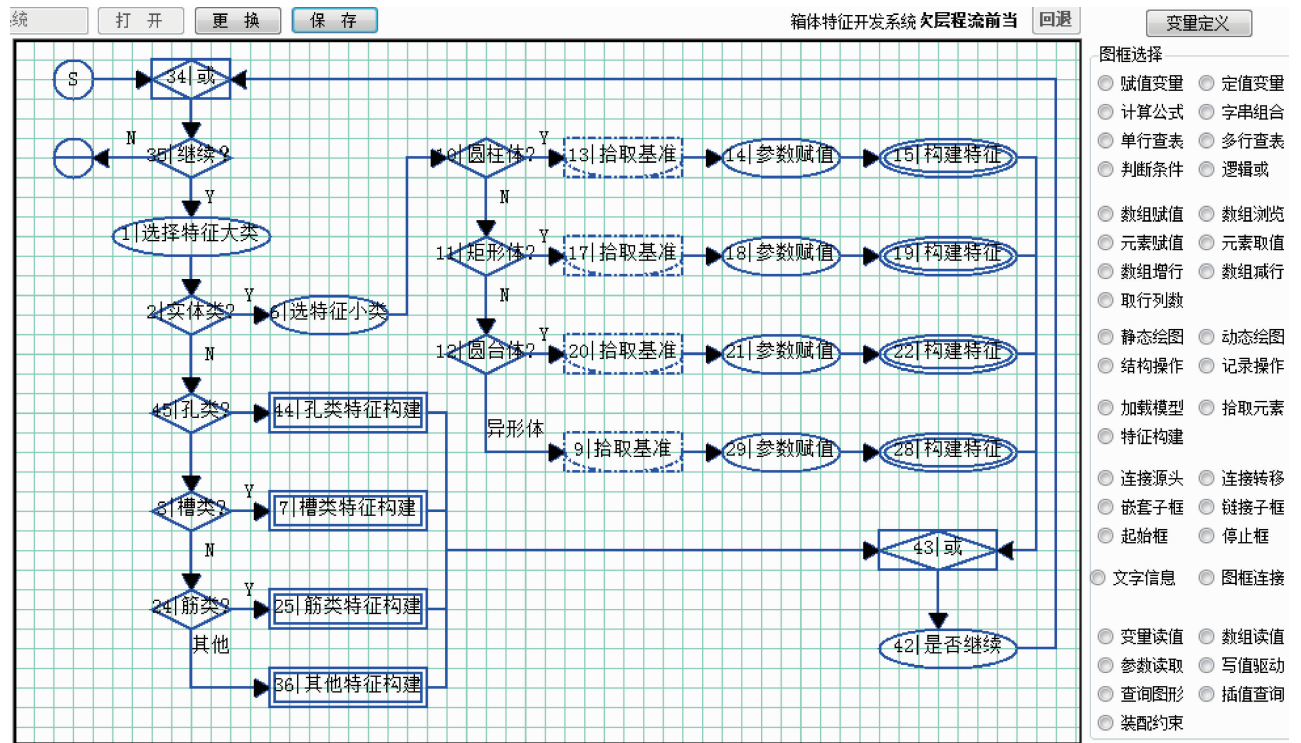


图4 箱体零件特征构建系统  
Fig.4 Feature-Based Construction System for Casing Components

通过箱体零件特征构建系统对箱体零件进行开发时，首先选择对应的特征大类，随后进入子设计流程选择详细特征，并拾取相关的定位基准作为约束条件，输入特征的尺寸参数，将几何特征构建到零件模型中，实现精确的几何描述；随后，详细特征构建完成后返回到主特征中再次进行其他特征的

构建。整个过程通过箱体零件特征基准系统与主骨架模型的关联，确保设计的一致性和灵活性，基于特征参数化的建模方式能够快速适应后续设计过程中相应的结构调整与设计优化，从而实现箱体零件的高效建模，提升设计效率。

## 2.2 关联设计技术

关联设计也称为自顶向下设计, 是一种特殊的参数化设计技术, 不仅可以通过修改用户定义的几何参数, 也可以通过上层设计中用于定位的基准特征来驱动设计<sup>[5]</sup>. 关联设计表现了上层设计对下层设计的控制和影响, 确保了上层设计的变更能自动传递到下层设计中, 从而维持整个设计流程中设计信息的一致性<sup>[6]</sup>.

以某车用齿轮减速器为例, 根据减速器各零部件之间位置参数和尺寸参数的关系, 构建某车用齿轮减速器主骨架模型; 主骨架模型包含诸多设计信息, 为减速器零部件实例化提供设计基准<sup>[7]</sup>. 某车用齿轮减速器主骨架模型如图5所示.

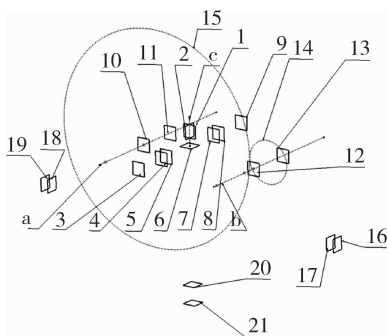


图5 某车用齿轮减速器主骨架模型

Fig.5 Main Skeleton Model of an Automotive Gear Reducer

图中, 轴 a、b 为减速器轴线, ab 之间的距离根据减速器中心距确定; 圆 14 和圆 15, 表示齿轮的啮合状态, 分别代表小齿轮分度圆和大齿轮分度圆; c 轴为减速器的中心对称轴; 面 1、2 为减速器横向和纵向的中心对称面; 面 3、面 9 为减速器轴承座外端面, 是减速器轴承端盖的安装面; 面 5、面 7 为减速器内腔面, 两面距离根据小齿轮端面 12、13 确定, 一般齿轮端面距离内腔的距离通常设置为 15 mm, 即面 5 与面 12、面 7 与面 13 距离为 15 mm; 面 6 为 ab 轴线的所在平面, 是箱体的合箱面. 面 17、18 和面 16、19 分别为箱体的侧里面和外面, 根据大齿轮距离箱体内壁的距离以及根据中心对称面对称来确定的. 面 20 为箱体的下凸缘底面, 面 21 为箱体内部底面, 根据大齿轮齿顶距离箱体内部底面的距离确定.

## 3 设计实例

通过对系统主骨架模型部分基准的引用, 以及结合箱体特征布置的位置关系创建辅助基准, 共同组成箱体零件特征基准系统. 通过特征基准系统对箱体零件的特征进行控制, 当内部零部件参数发生变更时, 箱体特征的相关尺寸参数可自动调整, 避免了重复性工作, 提

高了设计效率. 结合图5某车用齿轮减速器主骨架模型, 构建下箱体特征基准系统, 如图6所示.

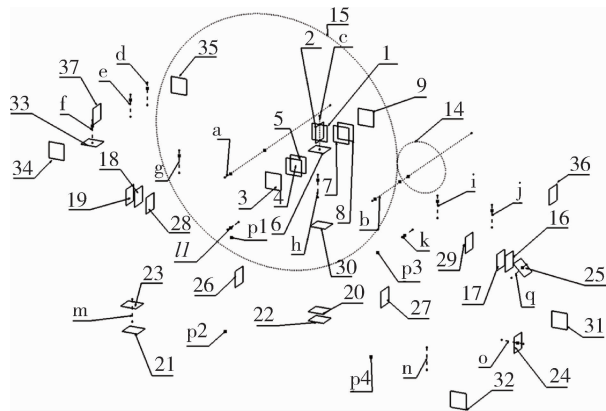


图6 下箱体特征基准系统

Fig.6 Feature Datum System of the Lower Casing

通过图4所示的箱体零件特征构建系统调用特征库中的箱体特征, 结合图6的箱体特征基准系统, 按某车用齿轮减速器下箱体特征构建顺序进行箱体模型的创建. 某车用齿轮减速器下箱体特征构建过程如图7所示.

(1) 首先, 进入某车用齿轮减速器箱体实体特征构建流程, 从下至上依次进行下凸缘、中间箱体、上凸缘、轴承台、轴承安装座、油标尺安装台的构建; 分别选择矩形特征或圆柱体特征, 并分别拾取基准完成实体特征构建. 实体构建完成后, 返回主流程, 继续进行其他特征的构建流程.

(2) 其次, 进入槽特征的构建流程, 先进行矩形槽的构建, 再进行半圆槽的构建. 根据支持面和其他基准面的投影确定矩形槽轮廓, 根据槽的上下基准面确定槽深度; 再进行半圆槽特征的构建, 拾取基准并输入半径、深度, 完成半圆槽构建.

(3) 接着, 再次进入实体特征构建流程, 完成U形台的构建. 加载特征并拾取基准面和轴线, 输入参数, 完成U形台的拉伸.

(4) 然后, 进入孔特征的创建流程, 创建沉头孔和通孔. 拾取孔特征的位置基准, 输入孔的尺寸参数, 完成孔的创建.

(5) 接下来, 进入肋特征构建流程, 加载斜肋特征, 输入肋厚度, 完成肋的创建. 由于箱体是对称结构, 对构建好的肋根据面1进行对称, 完成箱体肋特征构建.

(6) 最后, 进行箱体模型的修饰, 加载圆角特征, 分别拾取需要进行修饰的边线, 输入圆角半径, 完成特征创建; 至此减速器下箱体零件构建完成, 流程自动退出, 并显示箱体模型文件.

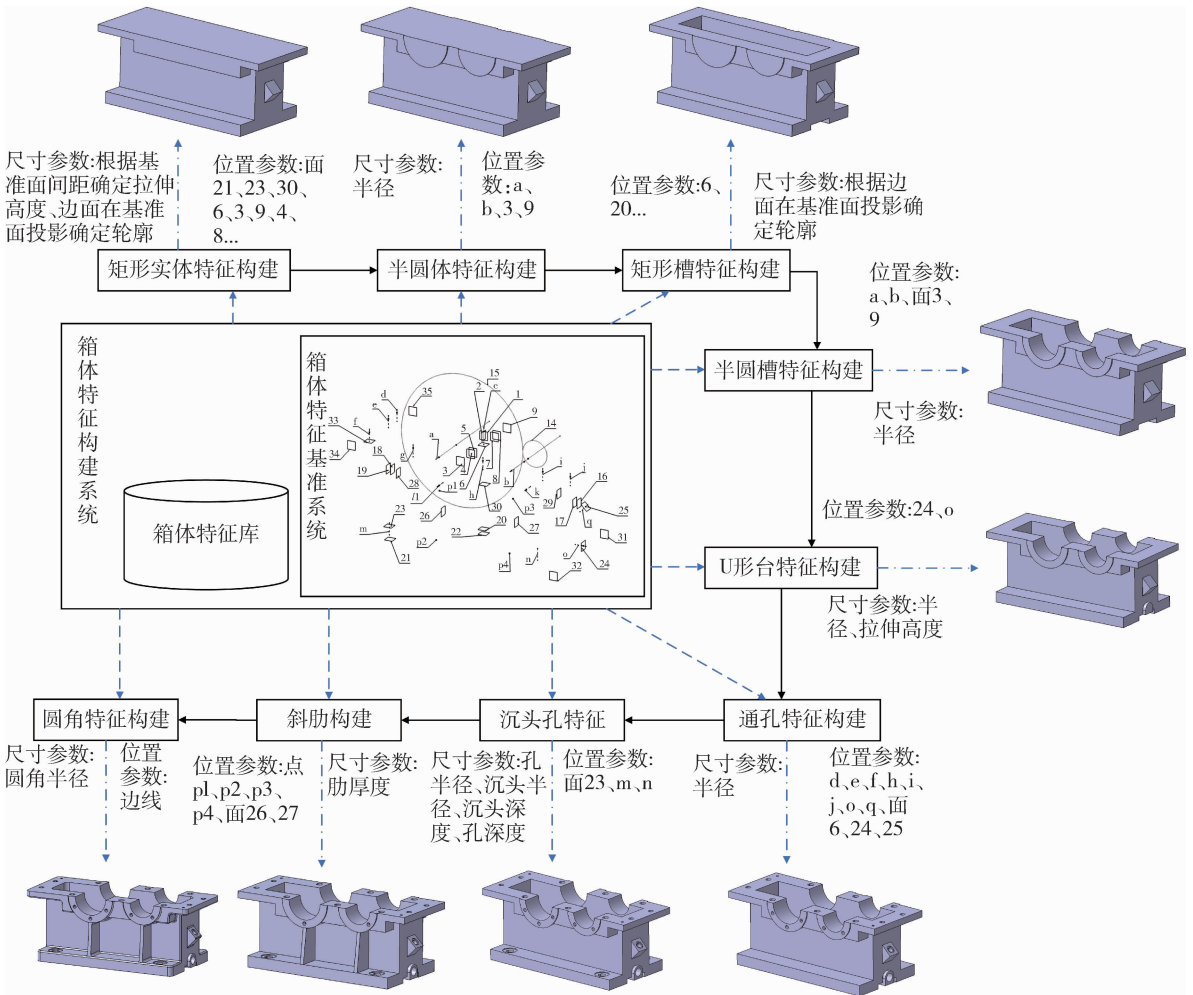


图7 某车用齿轮减速器下箱体特征构建过程  
Fig 7. Feature Construction Process of the Lower Casing for an Automotive Gear Reducer

## 4 结论

本文提出了一种面向轮式车辆的箱体类零件快速设计方法。该设计方法通过融合关联设计技术与流程定制推理等技术，可以有效提高设计效率并实现知识重用。

通过采用箱体类零件快速设计方法，开发了箱体类零件特征构建系统，该系统能够大幅提高轮式车辆中箱体类零件的设计效率；其次，该系统具有很强的通用性，适用于所有箱体类零件的设计开发；然后，该系统可以显著提高轮式车辆中箱体类零件设计的知识重用度，开发的用户特征可以在设计中反复应用；最后，通过针对其他软件进行开发工作，使得在所有软件中都可进行箱体零件的特征开发及快速建模，提高了系统通用性。

## 参考文献:

- [1] 张延安, 辛喆, 等. 拖拉机变速箱箱体快速设计方法与软件开发 [J]. 农业工程学报, 2020, 36 (21): 49-55.
- [2] 陈雨, 毛恩荣, 等. 基于推理的大型收获机械变速箱参数化设计 [J]. 农业机械报, 2013, 44(S2): 278 -282.
- [3] 李法孔, 谌炎辉. 基于模型分析的汽车变速箱参数化变型设计方法 [J]. 广西科技大学学报, 2022, 33(04): 37 -43.
- [4] 刘刚, 周秋忠. 知识驱动的驱动桥零部件智能设计 [J]. 车辆与动力技术, 2024, (02): 27-33 + 39.
- [5] 海浩, 周秋忠. 基于知识的特征单元组合技术 [J]. 沈阳理工大学学报, 2023, 42(03): 88-94.
- [6] 李凯, 潘崇来, 等. 减速器参数化设计知识模板的构建 [J]. 机械设计, 2021, 38(32): 127-131.
- [7] 李益霖. 轴系零部件的智能设计技术及应用 [D]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2022.

文章编号: 1009-4687(2025)03-0031-06

# 综合传动装置换挡阀故障诊断与维修方法

李海栋<sup>1</sup>, 王亚彬<sup>1</sup>, 贾然<sup>2</sup>, 张晔<sup>3</sup>(1. 陆军工程大学石家庄校区, 石家庄, 050005; 2. 北京信息科技大学, 北京, 102206;  
3. 中国北方车辆研究所, 北京 100072)

**摘要:** 综合传动装置换挡阀对于确保装甲车辆的高效运行至关重要。针对综合传动装置换挡阀状态的快速测试与故障定位难题, 本文设计了一套综合传动装置换挡阀维修调试试验系统, 提出了换挡阀挡位操纵功能检测、CL、CH和CR油压缓冲特性检测以及被试件故障模式判断与维修建议生成的具体实现方法, 梳理了换挡阀典型故障模式以及维修建议; 充分结合装备结构特征及工作原理、故障特征数据与装备维修数据, 提出了综合传动装置换挡阀智能化故障诊断、维修策略自主生成以及维修状态评价体系。该技术推进装备从“事后维修”向“智能运维”的转变, 具有重要的军事意义, 也逐渐成为现代军队保障体系的重要发展方向之一。

**关键词:** 综合传动装置; 换挡阀; 故障诊断

中图分类号: U463.2

文献标识码: A

## Diagnosis and Maintenance Methods for Shift Valve Faults in Integrated Transmission System

LI Haidong<sup>1</sup>, WANG Yabin<sup>1</sup>, JIA Ran<sup>2</sup>, ZHANG Ye<sup>3</sup>(1. Army Engineering University of PLA, Shijiazhuang, 050005, China;  
2. Beijing Information Science and Technology University, Beijing 102206, China;  
3. China Northern Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

**Abstract:** The transmission valve of the integrated transmission system is crucial for ensuring the efficient operation of armored vehicles. To address the challenges of rapid testing and fault diagnosis of the shifting valve, this paper designs a maintenance and debugging test system for the integrated transmission valve. The implementation methods for generating repair suggestions for testing the gear shifting function, detecting the oil pressure damping characteristics of clutch control channel (CL, CH, and CR), and determining the fault modes of the tested component as well as generating maintenance recommendations is proposed. Meanwhile, the typical fault modes of the shifting valve and corresponding repair suggestions are summarized. By fully considering the equipment's structural features, working principles, fault characteristic data, and maintenance data, an intelligent fault diagnosis system, autonomous generation of maintenance strategies, and maintenance status evaluation system for the shifting valve are proposed. This technology facilitates the transition of equipment repair strategy from "post-repair" to "intelligent operation and maintenance," which has significant military implications and is gradually becoming an important development direction in modern military support systems.

**Key words:** integrated transmission system; shifting valve; fault diagnosis

随着军用装备技术的飞速发展,综合传动装置在军用履带车辆装备中的应用日益广泛。综合传动装置是军用履带车辆的重要组成部分,它集成了大功率液力变矩器、行星式变速器、液压无级转向系统、电液操纵系统等多个子系统,实现了动力换挡和无级转向功能。这一复杂而精密的系统不仅提高了车辆的机动性和通过性,实现车辆在不同工况下的高效、平稳运行,还极大地降低了驾驶员的操作难度和劳动强度。作为车辆动力传输与操控的核心部件,综合传动装置不仅承载着将发动机动力有效传递给车轮的重任,还直接影响到车辆的行驶稳定性、经济性和作战效能<sup>[1,2]</sup>。

换挡阀是综合传动装置执行换挡操作指令、确保装备精准换挡的核心控制部件,其工作稳定性直接关系到履带车辆的换挡平顺性、驾驶员的操作安全性以及车辆的总体性能。换挡阀由多个电磁阀以及液压滑阀共同实现复杂液压油路的控制,表现出复杂的结构特征。同时换挡阀容易产生因电磁阀线圈短路、油液污染、弹簧刚度退化、滑阀磨损等因素导致的机械故障。因此,为了保障换挡阀的正常工作,在装备维护与维修阶段必须对换挡阀性能进行检测并解决潜在故障,以消除特种车辆装备的安全隐患、保障装备的可用性、延长装备使用寿命。综上所述,对综合传动装置换挡阀的故障诊断与维修方法进行深入研究,具有重要的应用价值与现实意义。

传统的综合传动装置故障诊断与定位方法主要依赖于维修保养技师的经验<sup>[3-5]</sup>。通过感受车辆行驶表现、仪表盘上的警示信号以及车辆行进时的声响等,实现对换挡阀的潜在故障进行综合评估;同时,使用万用表等基础的检测设备对换挡阀中电磁阀状态进行手动检测。然而,该类检测方法只能对换挡阀严重故障(电磁阀损坏、换挡失效等)进行定性检测,对于换挡阀性能的退化以及潜在故障(换挡延迟、压力不足、缓冲时间异常等)的检测则表现出了明显的局限性<sup>[6]</sup>。

为了解决传统方法在换挡阀状态检测方面与故障定位方面的难题,本文设计并构建了一种综合传动装置换挡阀检测系统,该系统能够检测换挡阀工作过程中的全部的性能参数(系统压力、换挡压力、缓冲时间等),进而通过分析这些数据,实现对总综合传动装置换挡阀工作状态的监测和分析,发现换挡阀潜在故障并给出维修建议。该检测系统

具有信息完备、准确度高的特点,可实现对被测换挡阀的快速故障诊断与辅助维修。

## 1 综合传动换挡阀测试要点

综合传动装置换挡阀的故障模式复杂多样,涉及油液污染、机械故障、电气故障以及多种外部因素。在出现相关故障时,应及时进行诊断和维修以确保车辆的正常运行。为了保证综合传动装置换挡阀的正常运行,需定期对换挡阀的运行状态进行测试,以达到及时、准确的状态评估与故障维修。结合换挡阀常见故障模式,对换挡阀进行状态检测与故障诊断需开展的测试主要包括:

(1) 密封性测试。对换挡阀是否存在泄露,可以通过在特定压力下观察油液是否从密封处渗出或使用泄漏检测设备进行检测。

(2) 动态响应测试。针对换挡阀在不同工况下的动态响应时间、准确性以及缓冲时间等是否异常,可以通过模拟实际换挡过程并记录相关数据来评估换挡阀的动态性能。

(3) 压力稳定性测试。针对换挡阀在不同压力下是否能保持稳定的油压输出,可以通过在不同流量及系统压力条件下观察油压波动情况来评估换挡阀的压力稳定性。

(4) 耐久性测试。针对换挡阀长期运行过程中可能产生偶发性故障现象,可以对换挡阀进行长时间运行测试,通过模拟实际工况下的连续换挡操作并记录相关数据来评估换挡阀的耐久性和稳定性。

根据以上测试,可以快速、准确地对换挡阀状态进行检测并对其故障模式以及点位进行定位,进而及时对换挡阀相关故障部件进行维护维修,保障装备的正常运行、延长装备使用寿命。

## 2 换挡阀状态测试与故障定位系统设计

### 2.1 系统构成

为了开展综合传动装置换挡阀性能测试,构建了换挡阀维修调试试验系统,该系统原理如图1所示。该系统由液压油箱、油液精滤器、电机及齿轮泵、溢流安全阀、被试件、测试系统以及上位机测试软件共同组成。该系统工作原理为:液压油箱提供基础的油源,当电机带动齿轮泵转动时,液压油

经过油液精滤器过滤, 并流经溢流安全阀(保障系统压力在安全范围内)后进入换挡阀被试件; 在此过程中, 测试系统实时监控油温、流量和压力等关键参数, 并将所有数据上传至上位机测试软件。上位机测试软件通过对数据进行采集和处理, 实现换挡阀状态的评估与故障的定位。

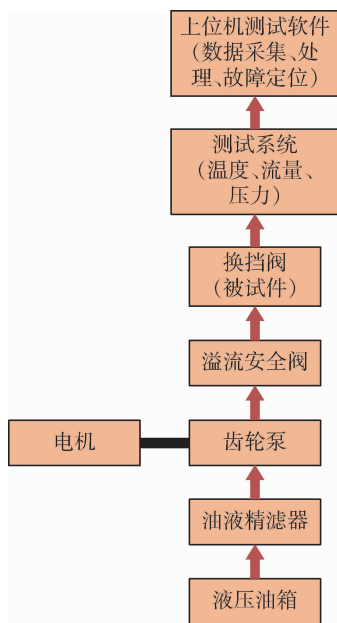


图1 换挡阀维修调试试验系统构成

Fig.1 Configuration of the Shift Valve Maintenance and Debugging Test System

## 2.2 系统软件设计

换挡阀维修调试试验系统软件主要用于完成换挡阀总成各项功能试验检测、故障诊断与辅助维修的需求, 有效提升换挡阀综合测试维修能力, 保证装备的维修质量。换挡阀维修调试试验系统软件框架如图2所示。该软件可根据需求与操作员进行界面交互、数据管理、用户管理、测试管理、报告生成等功能。

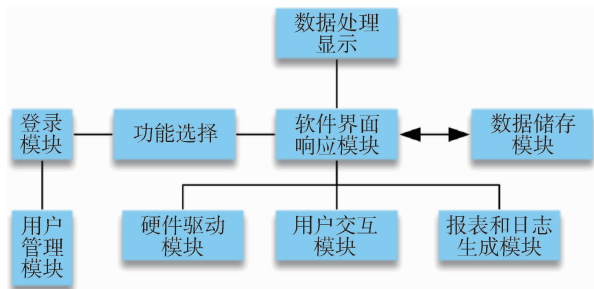


图2 软件设计功能方框图

Fig.2 Functional Block Diagram of the Software Design

维修调试试验台测控系统具体功能主要包括: 数据采集及显示、数据管理、绘制特性曲线和生成参数报表等。以下对各功能进行简要描述。

(1) 数据采集功能。对换挡阀测试过程中的

关键状态信息(压力、流量、温度等)进行采集, 并将采集到的数据信息在软件界面上进行直观的数据显示。

(2) 数据管理。主要对试验过程中产生的各类数据进行保存、统计分析等功能。

(3) 绘制特性曲线和生成参数报表。将采集到的各项原始数据进行曲线绘制, 以直观地显示换挡阀运行过程中的数据特征, 并将换挡阀运行特征参数生成报表, 系统自动对换挡阀运行状态进行判定。

(4) 故障诊断以及维修建议生成。通过监测被试件运行过程中的数据, 对换挡阀工作压力、挡位逻辑、缓冲特性等性能进行检测, 实时评估换挡阀状态, 实现换挡阀的故障诊断及给出维修建议。

## 3 换挡阀状态测试与故障定位方法

结合换挡阀工作原理以及运行参数要求, 设计基于预先设定的检测工艺流程, 对被测件进行自动化测试。换挡阀的关键测试项如下表所示。以下对换挡阀关键功能的测试实现方法进行详细介绍。

表2 待测操纵台列表

Table 2 List of Consoles to be Tested

检测件	检测项目
综合传动装置	挡位操纵功能
换挡阀总成	CL、CH和CR油压缓冲特性
	被试件故障模式判断与维修建议生成

### 3.1 挡位操纵功能检测

此检测的目的在于验证换挡阀挡位操纵功能是否满足装备的正常功能需求。其检测流程如图3所示。首先, 测试过程依次通过各挡位的换挡控制输出信号, 逐步验证各个挡位对应电磁阀(F1~F6)是否正常。若检测通过, 则显示当前挡位状态并输出结果; 若检测失败, 则触发故障报警。挡位操纵功能检测的判断条件为分别包含换挡压力峰值是否正常(1.4~1.6 MPa)以及挡位控制逻辑是否正常(具体逻辑根据实测换挡阀的型号设定)。

### 3.2 换挡缓冲特性检测

综合传动装置换挡阀设计过程中, 为防止车辆换挡冲击过大、保护装备内部离合器安全运行同时提升驾驶员驾驶感受, 在换挡阀部分压力输出通道(CL压力、CH压力以及CR压力)设置有缓冲功

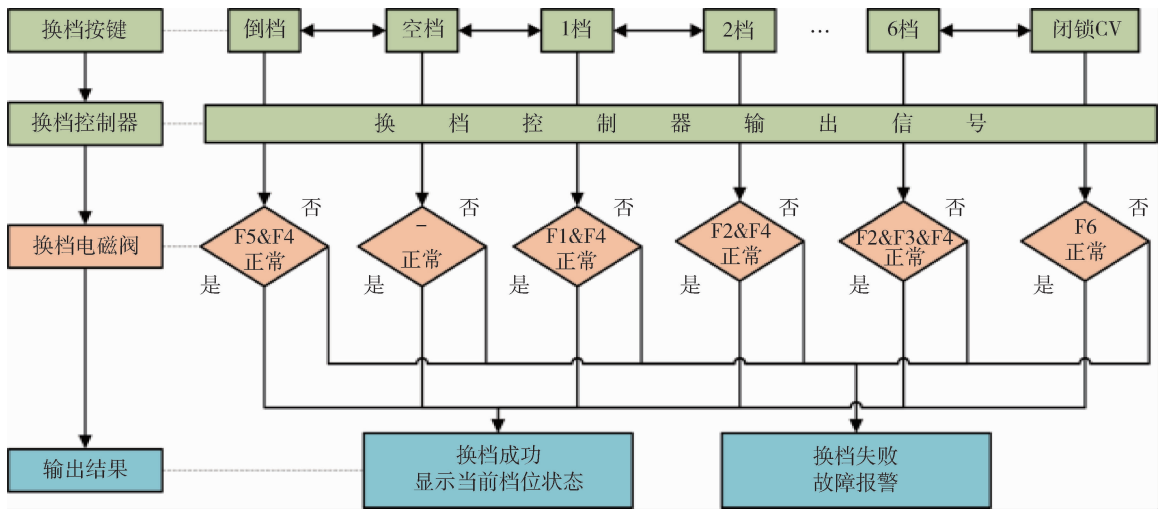


图3 挡位操纵功能检测流程  
Fig.3 Testing Procedure for Gear Shift Control Function

能。上述压力通道的缓冲性能直接决定综合传动装置的换挡缓冲时间。缓冲时间过短将导致车辆换挡冲击大并加速换挡离合器的损坏，缓冲时间过长将导致车辆换挡延迟，降低车辆机动性能。因此，实现换挡阀上述压力输出通道的缓冲测试，对评估换挡阀运行状态具有重要意义。换挡阀正常工作状态下，上述压力通道的缓冲特性如图4所示，该功能测试流程如图5所示。

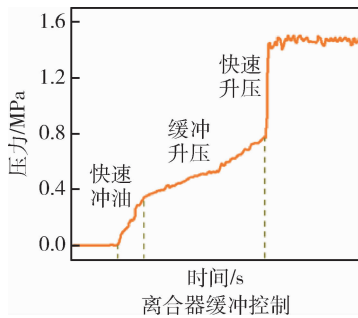


图4 CL、CH和CR油压缓冲特性  
Fig.4 Hydraulic Cushioning Characteristics for CL, CH, and CR

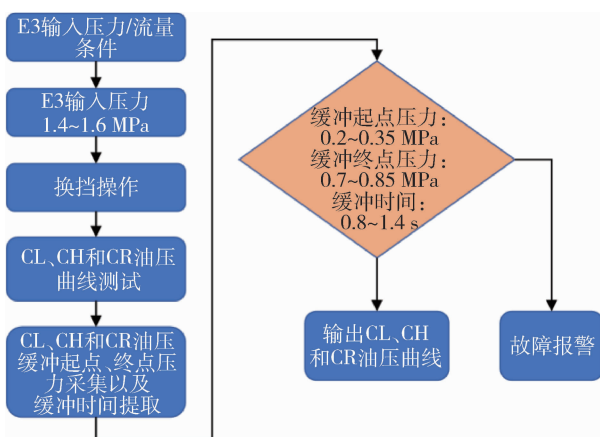


图5 CL、CH和CR油压缓冲特性检测流程  
Fig.5 Testing Procedure for Hydraulic Cushioning Characteristics of CL, CH, and CR

测试过程中，首先需保证换挡阀 E3 压力处于正常范围内 (1.4 ~ 1.6 MPa)。当满足该条件时可执行换挡操作，并同步检测换挡过程中各个压力通道的压力数值，并根据检测结果判断换挡起点压力、终点压力及换挡时间是否在规定范围内。若不符合标准，则触发故障报警。

### 3.3 换挡阀故障模式判断与维修建议

为了辅助换挡阀维护/维修人员对换挡阀故障的准确定位以及快速维修，试验台测控系统可实现换挡阀故障模式的自主判断与维修建议的生成。为了提高系统的可靠性，对换挡阀可能出现的故障以及对应的维修建议进行详细说明，如表2所示。

## 3 智能化的状态评估与维护维修方法

综合传动装置换挡阀在维修和保障过程中面临的技术难度大、专业要求高、维修人员水平差异大，导致大量装备维修人员难以对装备进行快速、准确的故障诊断、定位与排除，极大的限制了装备的维修效率以及维修质量的稳定性和可靠性。为了促进部队一线操作人员能够对装备状态进行准确的判断，研究综合传动装置关键部件的智能化的状态评估与维护维修方法将成为未来的重要发展方向，而深度学习技术、大数据挖掘技术的快速发展将为这一目标提供切实可靠的技术支撑。充分结合装备结构特征及工作原理、故障特征数据与装备维修数据，探索建立一套综合传动装置智能化故障诊断、维修策略自主生成以及维修状态评价体系，如图6所示。系统的解决装甲车辆在使用过程中的故障状

态信息与车辆参数关系不明、装备使用可用性评价准则模糊、预先维护策略缺失等问题。该研究方向可提高陆军装甲车辆维修过程的科学性,提高在役

装备的维护维修水平,对提高我军重要装备的综合作战能力和保障服务能力具有重大的现实意义。

表2 换挡阀故障模式与维修建议表

Table 2 Fault Modes and Maintenance Recommendations for the Shift Valve

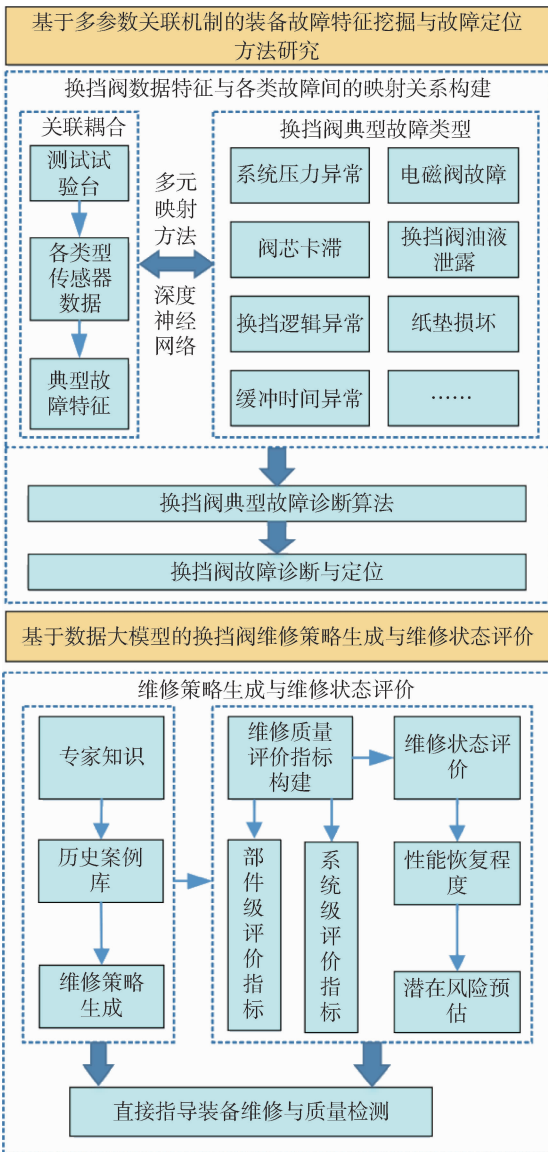
序号	故障类型	维修建议
1	系统压力异常	1、检查电机是否正常运转 2、调整液压系统溢流阀
2	E3 压力低	1、打开换挡定压阀底板,增加定压阀底部垫片
3	E3 压力高	1、打开换挡定压阀底板,减少定压阀底部垫片
4	倒挡油路故障	1、检查换挡阀控制电缆(油路)是否连接正常 2、检查 F4、F5 电磁阀上电是否动作(听声音可判断) 3、检查 F4、F5 电磁阀对应阀芯是否正常
5	空挡油路故障	1、检查换挡阀控制电缆(油路)是否连接正常 2、结合压力情况,检查对应电磁阀以及液压阀芯是否正常
6	1 挡油路故障	1、检查换挡阀控制电缆(油路)是否连接正常 2、检查 F1、F4 电磁阀上电是否动作(听声音可判断) 3、检查 F1、F4 电磁阀对应阀芯是否正常
7	2 挡油路故障	1、检查换挡阀控制电缆(油路)是否连接正常 2、检查 F2、F4 电磁阀上电是否动作(听声音可判断) 3、检查 F2、F5 电磁阀对应阀芯是否正常
8	3 挡油路故障	1、检查换挡阀控制电缆(油路)是否连接正常 2、检查 F1、F3 电磁阀上电是否动作(听声音可判断) 3、检查 F1、F3 电磁阀对应阀芯是否正常
9	4 挡油路故障	1、检查换挡阀控制电缆(油路)是否连接正常 2、检查 F2、F3 电磁阀上电是否动作(听声音可判断) 3、检查 F2、F3 电磁阀对应阀芯是否正常
10	5 挡油路故障	1、检查换挡阀控制电缆(油路)是否连接正常 2、检查 F1、F3、F4 电磁阀上电是否动作(听声音可判断) 3、检查 F1、F3、F4 电磁阀对应阀芯是否正常
11	6 挡油路故障	1、检查换挡阀控制电缆(油路)是否连接正常 2、检查 F2、F3、F4 电磁阀上电是否动作(听声音可判断) 3、检查 F2、F3、F4 电磁阀对应阀芯是否正常
12	闭锁油路故障	1、检查换挡阀控制电缆(油路)是否连接正常 2、检查 F6 电磁阀上电是否动作(听声音可判断) 3、检查 F6 电磁阀对应阀芯是否正常
13	缓冲时间异常	1、检查缓冲阀芯、释控阀芯是否存在卡滞 2、检查缓冲小孔是否堵塞

## 4 结语

车辆综合传动装置故障诊断方法的研究涉及多个领域,从传统方法到基于传感器数据的诊断,再到机器学习技术的应用,不断拓展了故障诊断的手

段和视野。本文取得的主要结论如下:

(1) 为保证综合传动装置换挡阀的正常运行,需定期对换挡阀的运行状态进行测试。对换挡阀进行状态检测与故障诊断需开展的测试主要包括:密封性测试、动态响应测试、压力稳定性测试、耐久性测试。



有数据上传至上位机测试软件。上位机测试软件通过对数据进行采集和处理，实现换挡阀状态的评估与故障的定位。

(3) 综合传动装置换挡阀测试需具备对挡位操纵功能、CL、CH 和 CR 油压缓冲特性测试以及被试件故障模式判断与维修建议生成功能。

(4) 充分结合装备结构特征及工作原理、故障特征数据与装备维修数据，提出了综合传动装置智能化故障诊断、维修策略自主生成以及维修状态评价体系。该技术对保障装备作战效能、提升装备可靠性、加强后勤保障能力、降低维护成本，推进装备从“事后维修”向“智能运维”的转变，具有重要的军事意义，也逐渐成为现代军队保障体系的重要发展方向之一。

参考文献：

- [1] 张洪, 张宁, 陈志, 等. 汽车变速器系统故障诊断和容错技术的综述 [J]. 电子学报, 2018, 46 (6): 1435-1447.
- [2] 陈帅, 吴静, 孙勇. 基于机器学习算法的汽车传动系统智能故障诊断 [J]. 电子与信息学报, 2019, 41 (11): 2656-2663.
- [3] 丁晗, 熊磊, 于雷. 混合动力电动汽车故障诊断与容错控制综述 [J]. 电工技术学报, 2017, 32 (11): 187-198.
- [4] 李松, 张宏峰, 彭红卫. 基于数据驱动的电动汽车故障诊断与容错控制: 一综述. [J] 交通运输系统工程与信息, 2018, 20 (1): 76-92.
- [5] 刘毅, 张兆林, 张宁. 汽车工业中基于数据驱动的故障诊断与过程监测方法综述 [J]. 制造系统工程, 2019, 37 (1): 15-27.
- [6] 李勇, 张越, 刘胜利. 电动汽车故障诊断与容错控制方法研究综述 [J]. 能源, 2019, 12 (11): 2147.

图6 智能化的状态评估与维护维修方法研究路线图  
Fig.6 Research Roadmap for Intelligent Condition Assessment and Maintenance Methodology

(2) 构建的换挡阀维修调试试验系统可实时监控换挡阀油温、流量和压力等关键参数，并将所

文章编号: 1009-4687(2025)03-0037-08

# 基于 POA-VMD-IMOMEDA 的小样本复合故障诊断

张杰<sup>1</sup>, 王靖岳<sup>1</sup>, 周浩<sup>1</sup>, 丁建明<sup>2</sup>

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

**摘要:** 针对车辆动力系统中小样本条件下复合故障诊断效果差的问题, 结合美洲狮优化算法, 变分模态分解以及多点最优最小熵反褶积, 提出了一种适用于小样本条件的复合故障诊断方法。首先以综合指标作为适应度函数, 使用美洲狮优化算法对变分模态分解进行优化分解; 其次选取合适的分量信号重构信号; 最后将重构信号使用改进的多点最优最小熵解卷积方法实现复合故障的诊断。研究结果表明: 虽然随着数据量的减少, 噪声干扰逐渐严重, 但在相同数据量下所提出的方法在处理复合故障时效果更好。

**关键词:** 小样本条件; 变分模态分解; 美洲狮优化算法; 多点最优最小熵反褶积

**中图分类号:** TH165; TP206

**文献标识码:** A

## Composite Fault Diagnosis Based on POA-VMD-IMOMEDA under Small Sample

ZHANG Jie<sup>1</sup>, WANG Jingyue<sup>1</sup>, ZHOU Hao<sup>1</sup>, DING Jianming<sup>2</sup>

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

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

**Abstract:** Aiming at the problem of poor performance of composite fault diagnosis under the condition of small sample size of automotive power system, a compound fault diagnosis method suitable for small samples is proposed by combining puma optimization algorithm, variational mode decomposition and multi-point optimal minimum entropy deconvolution. Firstly, the comprehensive index is used as the fitness function, and the Cougar optimization algorithm is used to optimize the variational mode decomposition. Secondly, the appropriate component signal is selected to reconstruct the signal. Finally, the improved multi-point optimal minimum entropy deconvolution method is used to diagnose the composite fault. The results show that although the noise interference becomes more and more serious with the decrease of the amount of data, the proposed method performs better in dealing with compound faults under the same amount of data.

**Key words:** small sample condition; Variational mode decomposition; Puma optimization algorithm; Multi-point optimal minimum entropy deconvolution

随着科学技术的高速发展, 制造业对生产设备的机械化、数字化以及稳定性有了更高要求<sup>[1]</sup>, 而行星齿轮传动系统在传递动力时能够实现功率分流、降低负载, 具有“高载荷、大传动比”的特点, 广泛应用于车辆变速装置中<sup>[2,3]</sup>。相较于其他齿轮传动系统, 行星齿轮传动系统内部零部件数量

和种类较多, 各零部件协同工作, 形成了更加复杂的耦合关系。而实际情况下, 受限于经济成本、时间等因素, 小样本数据的情况较为普遍<sup>[4,5]</sup>。因此如何在小样本条件下, 进行有效的行星齿轮传动系统复合故障诊断成为了当前的一个研究热点。

行星齿轮传动系统是车辆动力传输的关键环

收稿日期: 2024-12-10

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

通信作者: 王靖岳 (1978-), 男, 博士, 教授, 研究方向为车辆动力学与故障诊断。

基金项目: 辽宁省教育厅高校基本科研项目 (LJ212510144037); 轨道交通运载系统国家重点实验室开放基金资助项目 (TPL2310)。

节, 广泛应用于领克、丰田等车型. 传动系统出现故障会导致动力传输中断或失控, 严重威胁驾乘人员的生命安全. 在日常行驶中, 尤其在城市环境下, 车辆频繁启停, 行星齿轮传动系统始终处于高负荷运转状态, 故障风险持续累积. 因此, 及时对传动系统进行故障诊断能够实现提前预警、降低不必要的维修支出、使车辆动力输出稳定, 有利于增强产品竞争力, 提高车辆可靠稳定性.

Dragomiretskiy 等提出了变分模态分解 (Variational Mode Decomposition, VMD), VMD 是一种非递归分解方法, 能够自适应并发的提取复杂多分量信号的调频-调幅分量 (Amplitude Modulation-Frequency Modulation Component, AM-FM)<sup>[6]</sup>. 该算法理论基础好, 对噪声和采样的鲁棒性强<sup>[7]</sup>. 多点最优最小熵解卷积 (Multi Point Optimal Minimum Entropy Deconvolution Adjustment, MOMEDA) 通过寻找一个最优滤波器来提取脉冲信号特征, 广泛用于复合故障诊断中<sup>[8-10]</sup>. VMD 对于参数  $K$  和  $\alpha$  的依赖性较强, 不当的选择会导致过分解和欠分解情况的发生; MOMEDA 对周期参数  $L$  和滤波长度  $f$  依赖性强, 不当的选择会导致滤波后的信号欠佳.

为了解决 VMD 和 MOMEDA 参数选择问题, 以及分解提取出小样本条件下复合故障相关特征, 首先使用美洲狮算法优化算法 (Puma Optimizer Algorithm, POA)<sup>[11]</sup>, 对 VMD 参数寻优, 其次使用改进的多点最优最小熵反褶积方法 (Improved Minimum Entropy Deconvolution, IMOMEDA) 进行滤波, 最后使用包络谱分析提取故障频率. 通过实验验证了在小样本条件下, 所提方法能够降低噪声条件对故障特征提取的影响, 准确提取出复合故障中的特征故障频率.

## 1 基础理论介绍

### 1.1 VMD 理论知识

VMD 采用了变分原理, 通过求解优化问题来分解信号, 将复杂的非平稳信号分解为若干具有不同中心频率的固有模态函数 (Intrinsic Mode Function, IMF).

每个 IMF 分量被定义为调幅调频信号, 可表示为  $u_k(t) = A_k(t) \cos(\varphi_k(t))$ . 其中  $A_k(t)$  为瞬时幅值信号,  $\varphi_k(t)$  为相位.

输入信号  $f(t)$ , 可以被表示为多个模态  $u_k(t)$  的和, 即  $f(t) = \sum_{k=1}^K u_k(t)$ . 其中  $k$  为分解出的模态数量.

VMD 通过优化一个目标函数来使得每个模式的频带最小化, 如式所示:

$$\min_{\{u_k\}, \{\omega_k\}} \left\{ \sum_{k=1}^K \|\partial_t [(u_k(t) + jH(u_k(t)))e^{-j\omega_k t}]^2 \right\} \quad (1)$$

其中,  $u_k(t)$  为第  $k$  个模态函数;  $\omega_k$  为第  $k$  个模态的中心频率;  $\partial_t$  为时间导数, 用来计算信号的带宽.

为了求解 VMD 优化问题, 通常使用拉格朗日乘子法. 通过引入拉格朗日乘子  $\lambda(t)$ , 来确保分解出的模态函数之和等于原始信号

$$\begin{aligned} L(\{u_k\}, \{\omega_k\}, \lambda) = & \alpha \sum_{k=1}^K \|\partial_t [(\delta(t) + jHu_k(t))e^{-j\omega_k t}]^2 \\ & + \|f(t) - \sum_{k=1}^K u_k(t)\|_2^2 + \langle \lambda(t)f(t) - \sum_{k=1}^K u_k(t) \rangle \end{aligned} \quad (2)$$

通过交替方向乘子法, 迭代更新  $u_k$ 、 $\omega_k$ 、 $\lambda(t)$ , 直到收敛到最优解, 如下式所示:

$$\hat{u}_k(\omega) \doteq \frac{f(\omega) - \sum_{i \neq k} \hat{u}_i(\omega) + \hat{\lambda}(\omega)/2}{1 + 2\alpha(\omega - \omega_k)} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \omega_k^{n+1} = & \frac{\int_0^\infty \omega |\hat{u}_k(\omega)|^2 d\omega}{\int_0^\infty |\hat{u}_k(\omega)|^2 d\omega}, \\ & k \in \{1, 2, 3, \dots, K\} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\hat{\lambda}^{n+1}(\omega) = \hat{\lambda}^n(\omega) + \tau(\hat{f}(\omega) - \sum_{k=1}^K \hat{u}_k^{n+1}(\omega)) \quad (5)$$

$$\left( \sum_{k=1}^K \|\hat{u}_k^{n+1} - \hat{u}_k^n\|^2 \right) / \sum_{k=1}^K \|\hat{u}_k^n\|^2 < \varepsilon \quad (6)$$

其中,  $f(\omega) - \sum \hat{u}_i(\omega)$  为当前余量;  $\hat{u}_k^{n+1}(\omega)$  为当前信号的维纳滤波;  $\omega_k^{n+1}$  为功率谱中心.

为了提高计算效率, 有效降低噪声带来的影响, 通常对模态数  $K$  和惩罚因子  $\alpha$  进行优化.

### 1.2 MOMEDA 基本理论

MOMEDA 采用多 D 范数作为优化准则来衡量滤波后信号中周期性脉冲模式的突出程度. 设采集到的振动信号为  $x$ , 其表达式为:

$$x = h * y + e \quad (7)$$

对于长度为  $L$  的信号, MOMEDA 以非迭代的方式选择最佳滤波器  $f$ , 并基于振动信号重置脉冲信号. 多 D 范数的定义为:

$$y = f * x = \sum_{k=1}^{N-L} f_k x_{k+L-1} \quad (8)$$

其中,  $k = 1, 2, \dots, N - L$ .

滤波器的 MDN 以及最大问题如下式所示:

$$Multi = N_{MD}(y, t) = \frac{t^T y}{\|y\|} \quad (9)$$

$$D_{MOMEDA}(f) = \max_f N_{MD}(y, t) = \max_f \frac{t^T y}{\|y\|} \quad (10)$$

式中,  $t$  是一个表示脉冲位置和权重的常数向量. 通过求解式可得到式的解.

$$\frac{d}{df} \left( \frac{t^T y}{\|y\|} \right) = 0 \quad (11)$$

式中,  $f = f_1, f_2, f_3, \dots, f_L; t = t_1, t_2, t_3, \dots, t_{N-L}$

最终得到最优滤波器的解, 如式所示:

$$f = (X_0 X_0^T)^{-1} X_0 t \quad (12)$$

将最优滤波器解代入故障信号中, 得到恢复后的故障信号为式:

$$y = X_0^T f \quad (13)$$

### 1.3 美洲狮优化算法

美洲狮优化算法 (Puma Optimizer Algorithm, POA) 是 Benyamin Abdollahzadeh 等人于 2024 年提出的一种优化算法, 其灵感来源于美洲狮的捕猎行为, 旨在通过智能的搜索策略在优化问题中找到最优解.

智能相位切换机制是美洲狮优化算法的核心部分. 它通过结合探索得分和开发得分来动态决定相位的切换, 从而保证算法在全局搜索和局部搜索之间达到平衡, 避免陷入局部最优解. 具体如下式所示:

$$f1_{Explore} = PF_1 \cdot \left( \frac{Seq_{costExplore}^1}{Seq_{Time}} \right) \quad (14)$$

$$f2_{Explore} = PF_2 \cdot \left( \frac{Seq^1 + Seq^2 + Seq^3}{Seq_{Time}^1 + Seq_{Time}^2 + Seq_{Time}^3} \right) \quad (15)$$

$$f1_{Exploit} = PF_1 \cdot \left( \frac{Seq_{costExploit}^1}{Seq_{Time}} \right) \quad (16)$$

$$f2_{Exploit} = PF_2 \cdot \left( \frac{Seq^1 + Seq^2 + Seq^3}{Seq_{Time}^1 + Seq_{Time}^2 + Seq_{Time}^3} \right) \quad (17)$$

式中:  $PF_1, PF_2$  为定义的权重参数, 用来控制得分的权重;  $Seq_{costExploit}^i$  和  $Seq_{costExplore}^i$  为探索和开发阶段的成本变化;  $Seq_{Time}^i$  为标准化的时间变量, 用来平衡不同阶段的成本贡献.

智能相位切换机制根据探索和开发的得分. 决定当前迭代中进入探索阶段还是开发阶段:

$$Score_{Explore} = (PF_1 \cdot f1_{Explore}) + (PF_2 \cdot f2_{Explore}) \quad (18)$$

$$Score_{Exploit} = (PF_1 \cdot f1_{Exploit}) + (PF_2 \cdot f2_{Exploit}) \quad (19)$$

当  $Score_{Explore} \leq Score_{Exploit}$  时, 算法进入开发阶段, 否则进入探索阶段. 通过这个机制, 算法可以自适应地选择最优的搜索策略.

POA 算法的流程可表示为:

- 1) 随机生成初始解, 确定初始种群和最优解;
- 2) 根据探索和开发的得分, 智能切换当前迭代的搜索模式;
- 3) 在搜索空间中随机跳跃, 避免局部最优解;
- 4) 围绕当前最优解进行局部搜索, 快速逼近最优解;
- 5) 如果生成的新解优于当前解, 则更新最优解并重复步骤 2 至 4, 直到达到收敛条件.

## 2 基于 POA-VMD-IMOMEDA 诊断方法

### 2.1 基于综合评价指标优化 VMD 参数

平均包络熵能够在参数  $K$  下, 计算出各个  $IMF$  分量包络熵的平均值, 反映了信号数值的不确定程度, 信号不确定程度越大信息熵越大. 但其物理意义模糊无法确定合适的阈值进行分析. 平均包络谱峭度能够计算各  $IMF$  分量包络谱峭度的平均值. 对冲击信号具有较高的敏感性.

基于上述分析, 构建一种综合评价指标, 其定义如下<sup>[12]</sup>:

$$I_c = \frac{E_{NME}}{K_{NMES}} \quad (20)$$

其中,  $K_{NES}$  为归一化后的平均包络谱峭度;  $E_{NME}$  为归一化后的平均包络熵.

### 2.2 分量选择

信号经 VMD 分解后会出现多个子模态, 峭度指标和相关系数常用来区分有效成分、干扰成分, 峭度指标仅依赖于冲击信号的分布密度, 分布较为分散<sup>[13]</sup>. 相关系数表示各子模态与原信号的相关性, 但易受噪声影响. 因此, 引入了最大  $K_w$  指标, 用于更有效的区分信号中的有效成分、噪声, 其定义如式所示:

$$K_w = Kr \cdot C \quad (21)$$

式中,  $Kr$  为各子模态的峭度指标;  $C$  为各子模态与原信号之间的相关系数.

### 2.3 POA-VMD 诊断过程

POA-VMD 算法利用 POA 算法搜寻在给定区间范围内参数  $K$  和  $\alpha$  的最优解. 其核心是以每个

分量综合评价指标的最小值作为目标函数，综合评价指标越小，表明冲击特征越弱，VMD 在此组  $[K, \alpha]$  分解效果越好。

POA-VMD 故障诊断的流程如图 1 所示。

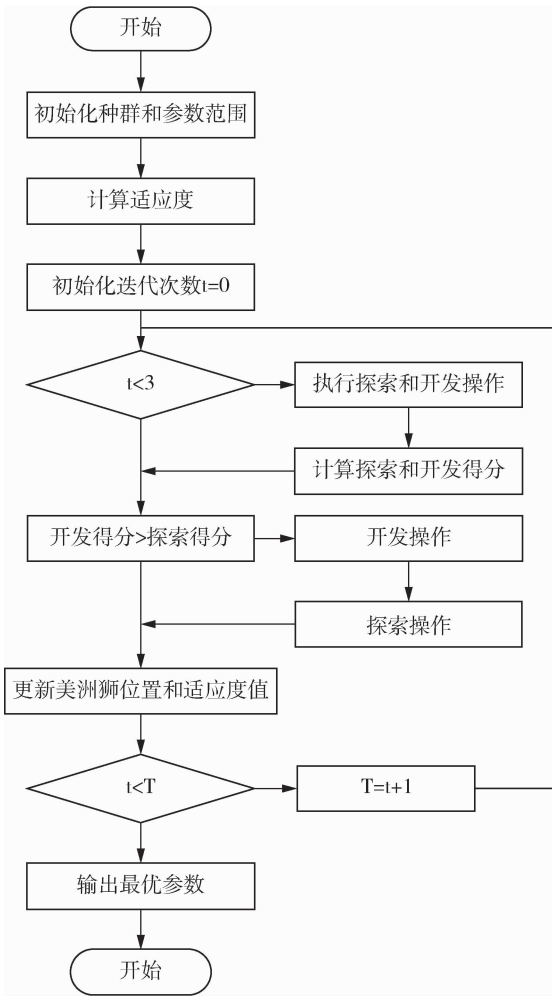


图 1 POA-VMD 流程图

Fig.1 Flowchart of the POA-VMD Algorithm

该算法的具体流程如下所示：

- 1) 对 POA 及 VMD 的各项参数进行初始化，设定  $K$  和  $\alpha$  的上下限。本次实验中  $K$  的范围为  $(2, 10)$ ， $\alpha$  的范围为  $(500, 2000)$ 。
- 2) 对采集的信号进行预处理，包括小波降噪、归一化处理等。
- 3) 将处理后的信号输入到 POA-VMD 网络中。
- 4) 基于综合评价指标寻优 VMD 参数
- 5) 输出最优参数

## 2.4 POA-VMD - IMOMEDA 诊断过程

MOMEDA 能够将复合故障中的单一故障信号分离出来，但滤波结果受到反褶积周期和滤波器长度的限制，为克服这些缺点，提出一种 IMOMEDA 方法，寻优上述两种参数。具体的流程图如图 2 所示。

具体操作步骤如下：

- 步骤 1：采集复合故障信号；
- 步骤 2：通过 POA-VMD 对输入信号分解，得到一系列分量，优化参数和得到最优的 VMD 参数，并选取 WK 值最大的分量重构信号；
- 步骤 3：使用包络谱分析寻找反褶积周期  $T$ ；
- 步骤 4：使用美洲狮优化算法寻优滤波器长度；
- 步骤 5：使用优化参数后的 IMOMEDA 过滤重构信号；
- 步骤 6：对滤波后的信号进行包络谱分析。

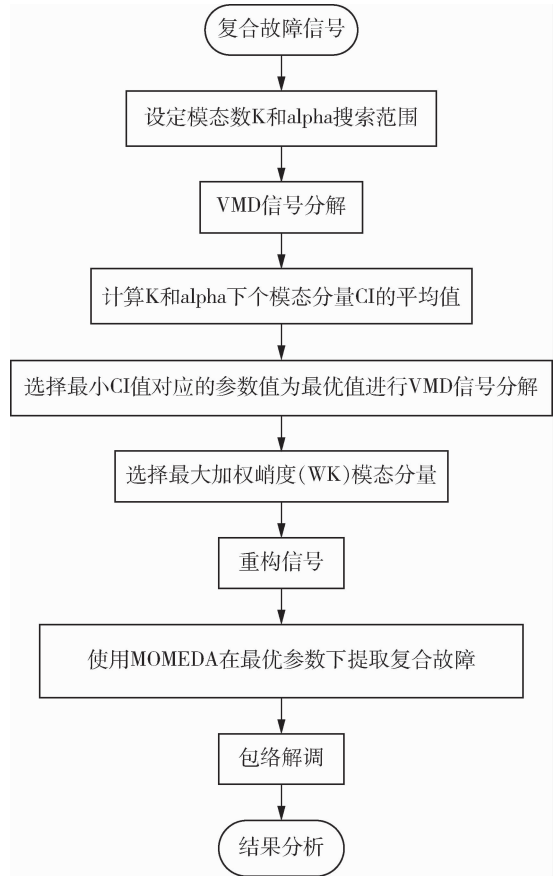


图 2 POA-VMD - IMOMEDA 算法流程步骤  
Fig.2 Process Steps of the POA-VMD-IMOMEDA Algorithm

## 3 实验和结果分析

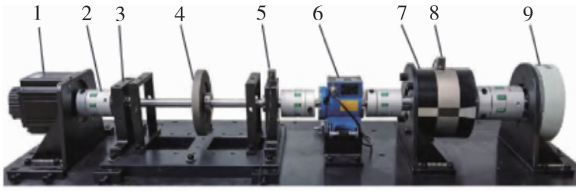
### 3.1 实验对象

转子齿轮传动系统综合故障试验台

转子齿轮传动系统综合故障试验台系统主要由电机、转子主轴、磁粉加载器和行星齿轮箱构成，行星齿轮减速箱中行星轮共有 3 个，采样频率为 10 KHz。齿轮故障频率如表 2 所示，轴承故障频率如表 3 所示。试验台如图 3 所示<sup>[14]</sup>。

实验通过对太阳轮轮齿切除来模拟断齿故障；

通过在太阳轮轴承外滚道加工局部故障点模拟轴承外圈故障.



1为电机; 2为联轴器; 3为滚动轴承6 205; 4为飞轮; 5为振动加速度传感器; 6为转速转矩传感器; 7为行星齿轮箱; 8为振动加速度传感器; 9为磁粉加载器

图3 转子齿轮传动系统故障试验台

Fig 3. Fault Test Rig for the Rotor Gear Transmission System

表2 行星齿轮故障频率

Table 2 Fault Frequencies of the Planetary Gear

啮合频率	绝对旋转频率		局部故障特征频率		
	太阳轮	行星架	太阳轮	行星轮	齿圈
500.92	29.82	5.96	71.56	16.16	17.89

表3 轴承故障频率

Table 3 Fault Frequencies of the Bearing

故障类型	故障频率
内圈故障	175.68
外圈故障	122.49
滚动体故障	80.87

### 3.2 小样本数据集分析

小样本数据集没有明确的说明, 大多是基于划分训练集、验证集和测试集比例的形式完成小样本数据集的构造<sup>[15-17]</sup>. 而在实际应用中, 采集到的小样本数据集是固定的, 如何通过已采集到的数据集来诊断出复合故障位置依然是需要面临的问题, 本次实验分析按照采集时间的长短探讨小样本数据集的划分, 为后续的实验分析提供小样本数据支持. 本次实验分析采用模拟信号数据的方式进行, 将数据进行归一化以无量纲化, 采样频率为 20 KHz, 如式所示.

根据上式分别采集 0.5 秒、1 秒、5 秒和 10 秒的数据进行频谱分析, 得到图 5 所示的不同采集时间频谱分析图.

$$\begin{cases}
 y_1(t) = \sin(2\pi \times 17 \times t) \\
 y_2(t) = \sin(2\pi \times 25 \times t) \\
 F(t) = y_1(t) + y_2(t) \\
 N(t) \sim N(0, \sigma) \\
 \sigma = \frac{std(fault\_signal)}{0.5} \\
 y(t) = F(t) + N(t) \sim N(0, \sigma)
 \end{cases} \quad (22)$$

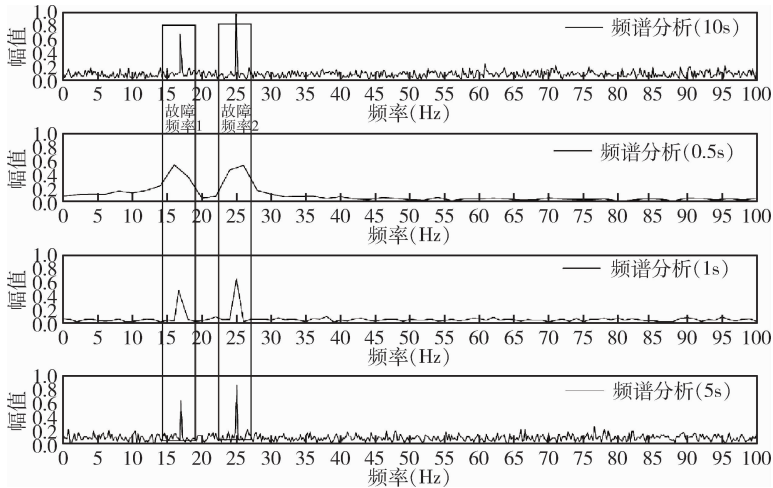


图4 不同时间频谱分析

Fig.4 Time-Varying Spectrum Analysis

由图 4 可知, 分别对相同采集条件下的不同长度数据集进行频谱分析, 四种实验均能够提取出复合故障中包含的故障频率特征. 而当采集时间少于 1 秒时, 频谱图已无法准确反映信号中的细微频率成分, 整体噪声干扰较大, 不同的故障频率成分存在重叠现象, 难以清晰分辨出不同的故障频率.

因此, 在后续的实验分析中, 将采集时间为 0.5 秒长度的数据样本定义为极小样本, 将采集时间为 1 秒长度的数据样本定义为小样本.

### 3.3 POA-VMD 方法对比分析

为了证明所提出的 POA-VMD 方法的优越性, 将该方法与基于遗传算法优化 VMD 方法进行对比分析. 以仿真信号式(23)模拟太阳轮故障, 采集时间为 1 秒.

$$\begin{cases}
 g(t) = S(t)A(t) \cos(2\pi f_m t + B(t) + \theta) \\
 A(t) = 1 + A \cos(2\pi f_{gear} t + \varphi) \\
 B(t) = B \sin(2\pi f_{gear} t + \varphi) \\
 S(t) = 1 - \cos(2\pi f_s^{(r)} t)
 \end{cases} \quad (23)$$

式中, 为太阳轮转动对故障信号的调幅效应; 为太阳轮故障的调幅和调频函数; 为啮合频率; 为太阳轮绝对转动频率; 为太阳轮故障特征频率为啮合频率的初始相位; 为调幅和幅频幅值; 为啮合频率边带相位. 仿真信号故障频率为 30 Hz, 图 5 为太阳轮故障仿真信号.

在图 5、图 6、图 7、图 8、图 9、图 10 以及图 11 中,  $f_s$  表示太阳轮故障频率,  $f_o$  表示轴承外圈故障频率;  $f_{sd}$  表示齿轮啮合频率.

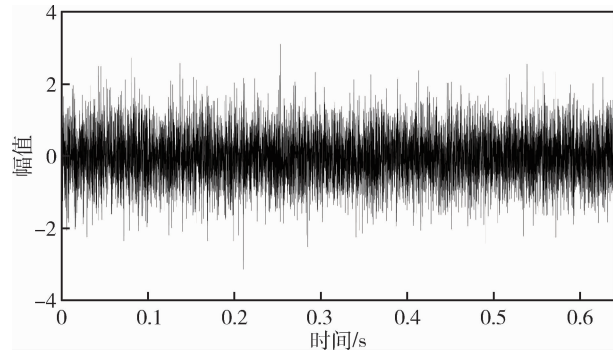


图 5 太阳轮故障仿真信号  
Fig.5 Simulated Fault Signal of the Sun Gear

分析对比图 6 和图 7 可以发现, POA 优化算法优化后的 VMD 分解效果更佳, 包络谱图能够在小样本条件下分析出故障频率; 而使用遗传优化算法在小样本条件下误差较大.

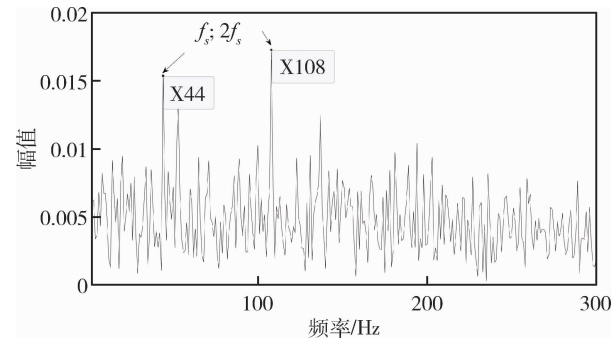


图 6 基于遗传算法优化 VMD 参数包络谱图  
Fig.6 Envelope Spectrum Based on VMD Parameters Optimized by Genetic Algorithm

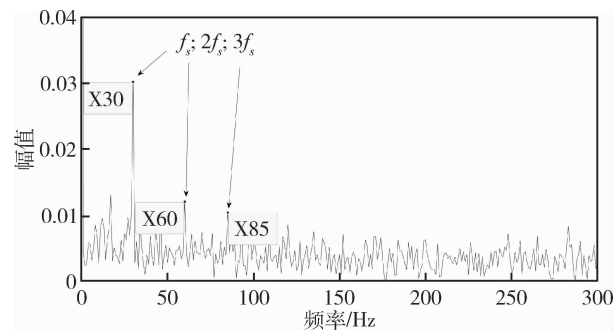


图 7 基于 POA 算法优化 VMD 参数包络谱图  
Fig.7 Envelope Spectrum Based on VMD Parameters Optimized by POA Algorithm

### 3.4 POA-VMD – IMOMEDA 方法对比分析

在本次实验中使用了转子齿轮传动系统综合故障试验台进行分析.

(1) POA-VMD – IMOMEDA 复合故障诊断绘制原始数据的时域、包络谱如图 8 所示.

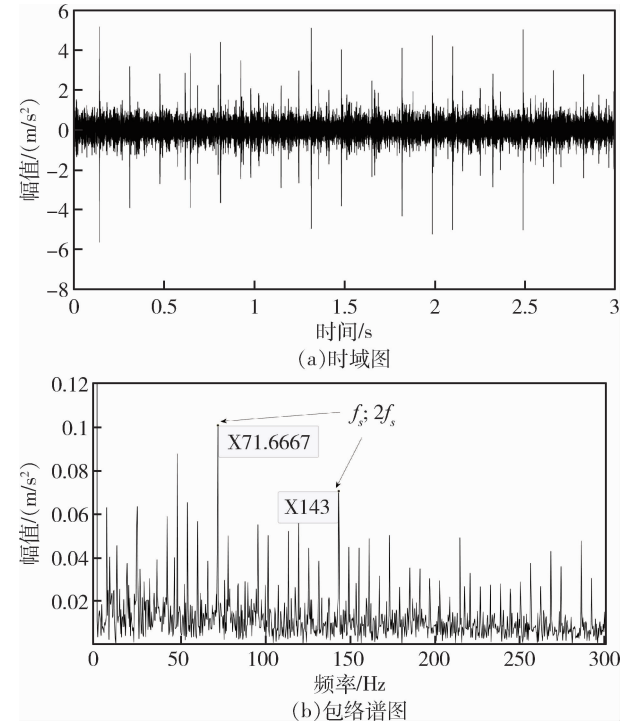


图 8 原始信号分析图  
Fig.8 Analysis of the Original/Raw Signal

由图 8 中可知, 时域波形有明显的冲击成分. 频域图中太阳轮故障特征频率和其 2 倍频均出现了较为明显的峰值, 而轴承外圈故障特征频率的幅值很小, 故障特征微弱, 被齿轮故障特征和噪声所掩盖, 仅凭频谱图很难准确判定轴承是否发生故障.

使用 POA-VMD 方法对数据信号进行处理, 提取最大 WK 值的 IMF 分量, 对其进行包络谱分析, 可以得到如图 9 所示的重构向量包络谱图.

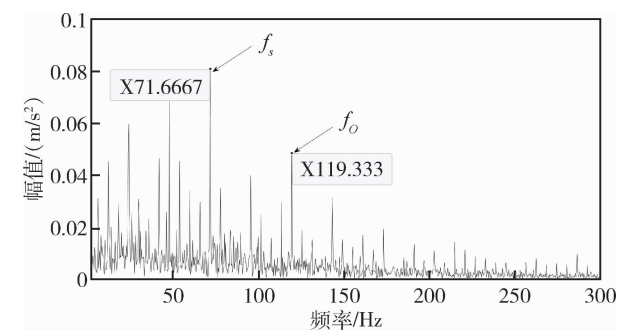


图 9 重构分量包络谱  
Fig.9 Envelope Spectrum of the Reconstructed Component(s)

为分离出多故障耦合信号中的太阳轮断齿和轴承外圈故障特征, 根据本文所提出的方法对故障信号进行处理, 所述得到反褶积周期和滤波器长度最佳参数组合为(72, 998)和(122, 1 147). 太阳轮故障解卷积包络谱图如图 10 所示, 太阳轮轴承外圈故障解卷积包络谱图如图 11 所示.

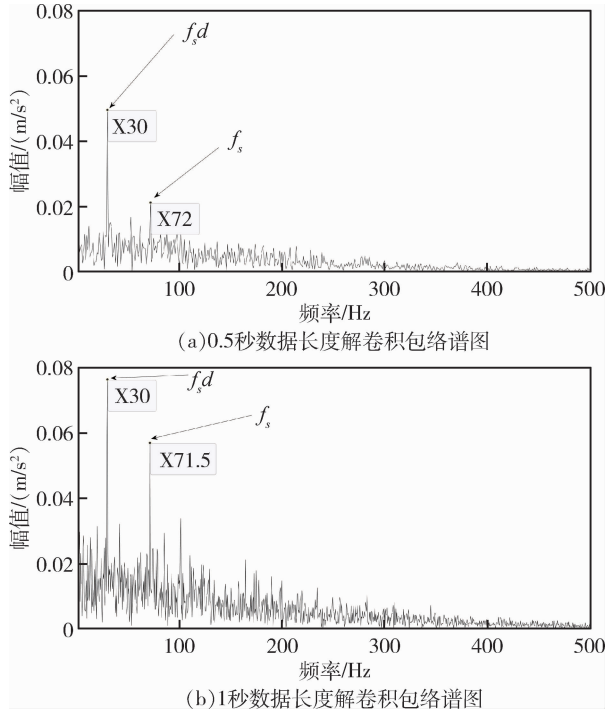


图 10 太阳轮故障解卷积信号包络谱

Fig.10 Envelope Spectrum of the Deconvoluted Signal for Sun Gear Fault

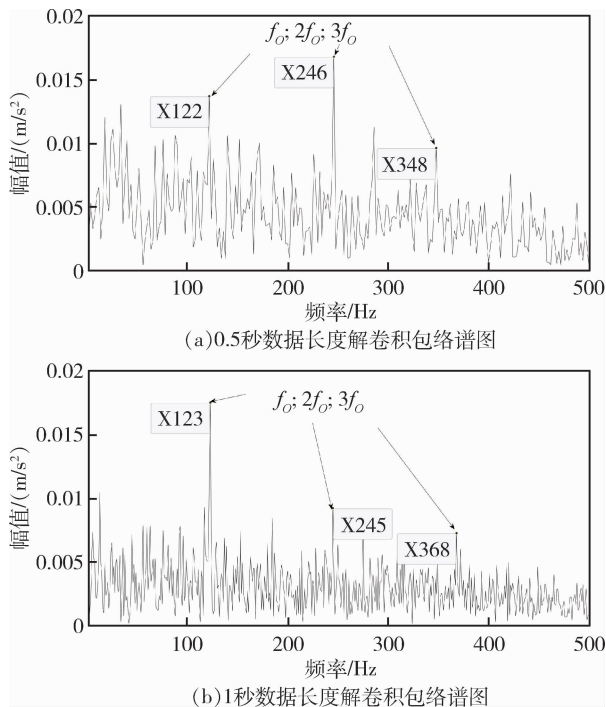


图 11 轴承外圈故障解卷积信号包络谱

Fig.11 Envelope Spectrum of the Deconvoluted Signal for Bearing Outer Race Fault

分析图 10 可知在 30 Hz 处存在明显峰值, 为太阳轮转频, 在 72 Hz 处出现明显峰值, 对应于太阳轮故障频率 71.56 Hz, 在误差允许范围内; 分析图 11 可知故障频率为 123 Hz 及其倍频, 对应于轴承故障频率 122.49 Hz, 在误差允许范围内. 经本节所提方法分解, 能够有效分离出太阳轮轴承外圈故障频率.

对比小样本条件和极小样本条件, 本节所提的方法在面对小样本条件(1秒)时, 能够准确分离出故障频率; 然而在面对极小样本条件(0.5 秒)时, 虽然能够分离出故障频率, 但分离出的信号仍存在较多噪声干扰, 在之后的研究中, 应对极小样本条件进行研究分析.

## 4 结论

针对车辆动力系统中小样本条件下行星齿轮复合故障, 提出了 POA-VMD-IMOMEDA 方法, 在小样本以及极小样本数据集下进行测试, 通过实验验证可以得到如下结论.

(1) 对比美洲狮优化算法和遗传优化算法优化变分模态分解参数后的包络谱图, 说明了在小样本条件下, 使用美洲狮优化算法优化 VMD 参数的优越性.

(2) 使用 POA-VMD - IMOMEDA 方法对小样本以及极小样本数据集进行解卷积分析, 均能够得到故障频率. 但由于样本数据长度的限制, 极小样本数据集的包络谱幅值小于小样本数据集, 噪声干扰相对较多. 这说明采集的数据长度会影响故障识别.

### 参考文献:

[1] Wang J, Du G, Zhu Z, et al. Fault diagnosis of rotating machines based on the EMD manifold [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 135: 106443.

[2] 于军, 高莲莲, 于广滨, 等. 基于 SDAE 和 GRUNN 的行星齿轮故障识别 [J]. 振动与冲击, 2021, 40 (2): 156-163.

[3] 孙灿飞, 王友仁. 直升机行星传动轮系故障诊断研究进展 [J]. 航空学报, 2017, 38(7): 111-124.

[4] 刘潇波. 基于深度学习的风电机组传动链故障智能诊断 [D]. [博士学位论文]. 北京: 华北电力大学(北京), 2022.

[5] Dixit S, Verma N K. Intelligent condition-based moni-

- toring of rotary machines with few samples [J]. IEEE Sensors Journal, 2020, 20(23): 14337-14346.
- [6] Dragomiretskiy K, Zosso D. Variational mode decomposition [J]. IEEE transactions on signal processing, 2013, 62(3): 531-544.
- [7] Jin Z, Sun Y. Bearing fault diagnosis based on VMD fuzzy entropy and improved deep belief networks [J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2023, 11(2): 577-587.
- [8] Wang Z, Du W, Wang J, et al. Research and application of improved adaptive MOMEDA fault diagnosis method [J]. Measurement, 2019, 140: 63-75.
- [9] 齐咏生, 樊佶, 李永亭, 等. 一种改进的解卷积算法及其在滚动轴承复合故障诊断中的应用 [J]. 振动与冲击, 2020, 39(21): 140-150.
- [10] Wang Z, Du W, Wang J, et al. Research and application of improved adaptive MOMEDA fault diagnosis method [J]. Measurement, 2019, 140: 63-75.
- [11] Abdollahzadeh B, Khodadadi N, Barshandeh S, et al. Puma optimizer (PO): A novel metaheuristic optimization algorithm and its application in machine learning [J]. Cluster Computing, 2024: 1-49.
- [12] 周文杰, 周俊, 柳小勤, 等. AVMD-IMOMEDA 在滚动轴承声学复合故障诊断的应用 [J]. 振动与冲击, 2023, 42(24): 152-159.
- [13] 谷然, 陈捷, 洪荣晶, 等. 基于改进自适应变分模态分解的滚动轴承微弱故障诊断 [J]. 振动与冲击, 2020, 39(08): 1-7 + 22.
- [14] 孙环宇, 杨志鹏, 王艺玮, 等. 基于自适应参数优化 RSSD - CYCBD 的行星齿轮箱复合故障诊断 [J]. 北京航空航天大学学报, 2024, 50(10): 3139-3150.
- [15] 赵晓平, 彭澎, 张永宏, 等. 改进孪生网络在小样本轴承故障诊断中的应用 [J]. 计算机工程与应用, 2023, 59(19): 294-304.
- [16] 谢金平. 基于数据图像特征的永磁同步电机智能故障诊断技术研究 [D]. 湖南大学, 2023.
- [17] Dixit S, Verma N K. Intelligent condition-based monitoring of rotary machines with few samples [J]. IEEE Sensors Journal, 2020, 20(23): 14337-14346.

(上接第 25 页)

## 5 结论

通过对某车辆燃油供给系三个油箱受油过程分析, 计算了最短受油时间, 并采用迭代法用 Excel 计算了通油管为 2 根、4 根和 8 根时的受油时间. 得出以下结论:

- 1) 通过增加通油管数量可以增大通油管截面积, 从而缩短受油时间.
- 2) 通过计算发现存在理论上最大进油流量, 它与通油管数量无关, 但是通油管数量越多最大进油流量持续时间越长.
- 3) 提高加油枪加油速度可以增加最大进油流

量, 缩短燃油系受油时间.

### 参考文献:

- [1] 闫清东, 张连第, 等. 坦克构造与设计(上册) [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006
- [2] 韩智, 张赞牢, 张起欣. 大流量快速加油技术发展应用及关键问题研究 [J]. 探讨与研究, 2013(10): 166-169
- [3] 刘鹤年. 流体力学(第二版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004
- [4] 张也影. 流体力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2010

文章编号: 1009-4687(2025)03-0045-10

# 基于 DBO 优化 MCKD-VMD 的齿轮轴承 复合故障特征提取

马亮<sup>1</sup>, 王靖岳<sup>1</sup>, 郑永灿<sup>1</sup>, 丁建明<sup>2</sup>

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

**摘要:** 针对齿轮箱复合故障传输路径复杂, 早期故障振动信号微弱, 易被背景噪声淹没而特征提取困难等问题, 提出了基于蜣螂优化算法 (dung beetle optimizer, 简称 DBO) 优化最大相关峭度解卷积 (maximum correlated kurtosis deconvolution, 简称 MCKD) 和变分模态分解 (variational mode decomposition, 简称 VMD) 的方法用来提取齿轮箱中齿轮轴承复合故障特征。为实现 MCKD 和 VMD 的参数自适应选取, 采用 DBO 对两种算法中的参数进行寻优。首先以包络熵为评价指标, 选取 MCKD 所需的参数组合, 利用参数优化的 MCKD 增强故障特征; 其次利用参数优化的 VMD 对增强信号进行分解, 构建多尺度排列熵指标筛选有效模态分量进行重构降噪; 最后对重构信号进行包络解调提取故障特征。通过与 DBO-MCKD 和 DBO-MCKD-EEMD 两种方法对比分析, 仿真信号和齿轮箱中齿轮轴承复合故障模拟实验均验证了该方法可以有效的提取齿轮箱中齿轮轴承复合故障特征。

**关键词:** 齿轮箱复合故障; 蜣螂优化算法; 最大相关峭度解卷积; 变分模态分解; 多尺度排列熵  
**中图分类号:** TH113.1 **文献标识码:** A

## Composite Fault Feature Extraction of Gear Bearing based on DBO Optimization MCKD-VMD

MA Liang<sup>1</sup>, WANG Jingyue<sup>1</sup>, ZHENG Yongcan<sup>1</sup>, DING Jianming<sup>2</sup>(1. School of Automotive and Transportation, Shenyang University of Technology Shenyang, 110159, China;  
2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University Chengdu, 610031, China)

**Abstract:** In view of the problems of complex transmission path of gearbox composite fault, weak vibration signal of early fault, easy to be overwhelmed by background noise and difficulty in feature extraction, In this paper, a method based on dung beetle optimization algorithm (DBO) to optimize the maximum correlated kurtosis deconvolution (MCKD) and variational mode decomposition (VMD) was proposed to extract the composite fault features of gear bearings in gearboxes. In order to realize the adaptive selection of parameters of MCKD and VMD, DBO was used to optimize the parameters in the two algorithms. Firstly, the envelope entropy was used as the evaluation index, and the parameter combination required by MCKD was selected, and the fault characteristics were enhanced by using the parameter optimized MCKD. Secondly, the parameter optimized VMD was used to decompose the enhanced signal, and the multi-scale permutation entropy index was constructed to screen the effective modal components for reconstruction and noise reduction. Finally, the reconstructed signal is demodulated by envelope and the fault features are extracted. By comparing and analyzing the methods of DBO-MCKD and DBO-MCKD-EEMD, the simulation signals and the composite fault simulation experiments of gear bearings in the gearbox verify that the proposed method can effectively extract the composite fault characteristics of the gear bearings in the gearbox.

收稿日期: 2024-12-12

作者简介: 马亮 (1999-), 男, 硕士生, 主要研究方向为车辆动力学与故障诊断。

通信作者: 王靖岳 (1978-), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为车辆动力学与故障诊断。

基金项目: 辽宁省教育厅高校基本科研项目 (LJ212510144037) 轨道交通运载系统国家重点实验室开放基金资助项目 (TPL2310)。

Received: 10 Dec 2024/Revised: 13 Feb 2025/Accepted: 06 May 2025/Printed online: 15 Sep 2025/Printed published: 25 Sep 2025

**Key words:** gearbox compound fault; dung beetle optimization algorithm; maximum correlated kurtosis deconvolution; variational modal decomposition; multiscale permutation entropy

齿轮箱在汽车中用于变速变扭、连接发动机与传动系统、保障动力合理传输,发挥至关重要的作用,然而齿轮箱由多个齿轮和轴承组成,并且工作传输路径复杂,易受随机噪声和其他信号干扰,所以在故障诊断中,复合故障特征提取是汽车齿轮箱故障诊断的难点.在采集齿轮箱复合故障振动数据时会包含多种故障特征并伴随噪声干扰的影响,难以对齿轮箱中的故障根因进行分析<sup>[1-2]</sup>.现实中齿轮箱发生故障时,由于其内部各零件密切联系,因此会相互影响,导致复合故障发生,使得不同的故障信号可能会相互交叉、互相干扰.复合故障较单故障来说信号混杂,故障特征不明显,难以对其特征提取.所以对齿轮箱复合故障特征提取进行探究至关重要<sup>[3-4]</sup>.

针对齿轮箱复合故障诊断常见方法有两类,一类是根据信号分解的方法,把原始信号分成多个本征模态函数(intrinsic mode function,简称IMF),挑选最优IMF分量提取故障成分,完成复合故障诊断<sup>[5]</sup>.雷春雨<sup>[6]</sup>等人提出经验模态分解(empirical mode decomposition,简称EMD)的方法对信号进行降噪,有降噪不充分及EMD分解特征频率提取不明显的问题.李伟<sup>[7]</sup>等人提出了基于集成经验模态分解(ensemble empirical mode decomposition,简称EEMD)和能量算子的行星齿轮箱故障特征提取方法,准确提取出了振动信号中的故障敏感成分,实现了齿轮箱的故障识别,然而EEMD由于添加了噪声进行辅助分解,严重降低了分解效率并且依然存在重构误差. Dragomiretskiy等提出了变分模态分解方法,相比于EMD及EEMD等分解模式,VMD是一种全新的非递归信号分解方法<sup>[8-10]</sup>,但该算法在实现分解前需要人为设置分解层数 $k$ 和惩罚因子 $\alpha$ ,导致了分解结果可能会有原信号缺失、过分解、收敛速度慢等问题.文献[11]采用快速谱峭度和VMD结合的方法对复合故障进行诊断.根据信号分解的方法在对复合故障诊断时,有时发生IMF分量分解不精准、出现过分解或欠分解等现象,若分解不精准会影响诊断结果<sup>[12]</sup>.

第二种是根据增强特征信号和解卷积的思路.张龙<sup>[13]</sup>等将最小熵解卷积(minimum entropy deconvolution,简称MED)与谱峭度算法结合提取了滚动轴承微弱特征.MED只能识别少数尖端脉冲,从而丢失其它弱冲击信号,针对此问题文献[14]提出MCKD算法,MCKD采用构造恰当的滤

波器来提取被噪声覆盖的故障信号,但其参数对MCKD算法的效果影响较大.文献[15]利用粒子群算法对MCKD与VMD参数自适应选取,准确的提取了滚动轴承早期微弱故障特征.

齿轮箱运行于复杂非平稳工况下,故障信号为非线性、非平稳信号,具有特征信息微弱、易被噪声淹没及信噪比低等特点,使得产生的周期性脉冲被噪声所覆盖,不易识别和提取<sup>[16-17]</sup>.本文为了准确高效的提取齿轮箱复合故障特征,针对齿轮箱的复合故障机理,提出了基于DBO-MCKD-VMD的齿轮轴承复合故障特征提取.首先以最小包络熵为评价指标,采用DBO分别优化MCKD参数 $[L, T, M]$ 、VMD参数 $[K, \alpha]$ ;其次利用参数优化的MCKD增强故障信号,以此来提高信噪比,利用参数优化的VMD对增强信号进行分解;最后构建多尺度排列熵指标以筛选有效模态分量进行重构降噪,对重构信号进行包络解调提取故障特征.

## 1 DBO 优化 MCKD-VMD 方法

### 1.1 MCKD 算法

MCKD的原理是构造恰当的滤波器来突显被噪声覆盖的故障信号,MCKD的目的是搜索一个理想的FIR滤波器 $f(l)$ ,使初始撞击信号的 $CK_M(T)$ 最大.

$CK_M(T)$ 的定义为:

$$CK_M(T) = \frac{\sum_{n=1}^N \left( \prod_{m=0}^M y_{n-mT} \right)^2}{\left( \sum_{n=1}^N y_n^2 \right)^{M+1}} \quad (1)$$

为搜索一个理想滤波器 $f(l)$ ,令 $CK_M(T)$ 最大:

$$\begin{aligned} MCKD_M(T) &= \max_f CK_M(T) \\ &= \max_f \frac{\sum_{n=1}^N \left( \prod_{m=0}^M y_{n-mT} \right)^2}{\left( \sum_{n=1}^N y_n^2 \right)^{M+1}} \end{aligned} \quad (2)$$

式中: $T$ 为故障信号周期; $M$ 为位移数; $f$ 为滤波器向量, $f = [f_1, f_2, \dots, f_T]^T$ .

从上式中解得理想的滤波器 $f$ ,并表示为矩阵形式:

$$f = \frac{\|y\|^2}{2\|\beta\|^2} (X_0 X_0^T)^{-1} \sum_{m=0}^M X_{mT} \alpha_m \quad (3)$$

式中:

$$X_{mT} = \begin{bmatrix} x_{1-mT} & x_{2-mT} & x_{3-mT} & \cdots & x_{N-mT} \\ 0 & x_{1-mT} & x_{2-mT} & \cdots & x_{N-mT-1} \\ 0 & 0 & x_{1-mT} & \cdots & x_{N-mT-2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & x_{N-mT-(L-1)} \end{bmatrix}$$

$$\alpha_m = \begin{bmatrix} y_{1-mT}^{-1}(y_1^2 y_{1-T}^2 \cdots y_{1-MT}^2) \\ y_{2-mT}^{-1}(y_2^2 y_{2-T}^2 \cdots y_{2-MT}^2) \\ \vdots \\ y_{N-mT}^{-1}(y_N^2 y_{N-T}^2 \cdots y_{N-MT}^2) \end{bmatrix}$$

$$\beta = \begin{bmatrix} y_1 y_{1-T} \cdots y_{1-MT} \\ y_2 y_{2-T} \cdots y_{2-MT} \\ \vdots \\ y_N y_{N-T} \cdots y_{N-MT} \end{bmatrix}$$

## 1.2 VMD 算法

VMD 是一种完全非递归的信号分解方法, 能有效突出信号在各频域中的波动特性, 对复合故障具有优异的信号处理性能. 通过迭代搜索变分模型中的最优解, 将一个实际信号  $x$  分解成  $K$  个离散的模式  $u_k$ , 并且确定每个模式分量的中心频率  $\omega_k$  和带宽. VMD 算法可以分为变分问题的构建和求解两部分. 变分问题的构建可以用下式来描述:

$$\begin{cases} \min_{\{u_k\}, \{\omega_k\}} \left\{ \sum_{k=1}^K \left\| \partial_t \left[ \left( \delta(t) + \frac{j}{\pi t} \right) * u_k(t) \right] e^{-j\omega_k t} \right\|_2^2 \right\} \\ s. t. \sum_{k=1}^K u_k(t) = f(t) \end{cases} \quad (4)$$

式中: 所有模式的集合为  $\{u_k\} = \{u_1, \dots, u_K\}$ ; 它们的中心频率为  $\{\omega_k\} = \{\omega_1, \dots, \omega_K\}$ ;  $\left( \delta(t) + \frac{j}{\pi t} \right) * u_k(t)$  为  $u_k(t)$  进行 Hilbert 变换得到的单边频谱;  $\delta(t)$  为脉冲函数;  $t$  为时间;  $j$  为虚数单位; “\*” 表示卷积;  $\partial_t$  表示对  $t$  求偏导数;  $K$  为分解次数.

为求式(4)的最佳值, 采用惩罚因子  $\alpha$  和拉格朗日乘子  $\lambda(t)$ , 将式(4)的模式带宽的限制问题变为无限制问题. 建立增广拉格朗日乘子  $L$  为:

$$L(\{u_k\}, \{\omega_k\}, \lambda) = \alpha \sum_{k=1}^K \left\| \partial_t \left[ \left( \delta(t) + \frac{j}{\pi t} \right) * u_k(t) \right] e^{-j\omega_k t} \right\|_2^2 + \left\| f(t) - \sum_{k=1}^K u_k(t) \right\|_2^2 + \langle \lambda(t), f(t) - \sum_{k=1}^K u_k(t) \rangle \quad (5)$$

式(5)采用交替方向乘法(ADMM)处理, 不断迭代更新  $u_k^{n+1}$ 、 $\omega_k^{n+1}$ 、 $\lambda^{n+1}$  寻求上式的“鞍点”即方程(4)的最优解.

## 1.3 DBO 优化 MCKD-VMD 参数

MCKD 和 VMD 方法的性能受其参数的影响很大. 其中, MCKD 方法的性能受  $L$ 、 $T$ 、 $M$  的影响: 如果  $L$  设置的太小, 反卷积精度会降低, 反之, 每次迭代中要计算的样本数会增加, 从而延长计算时间; 参数  $T$  的设置需要先验的故障周期; 反卷积信号的故障脉冲随着参数  $M$  变大而增大<sup>[18]</sup>. VMD 方法的性能受参数  $\alpha$  和  $K$  的影响: 当  $\alpha$  增加时, 每个 IMF 分量的带宽变小, 衰减变快. 相反, 当  $\alpha$  减少时, 带宽变大, 衰减变慢.  $K$  的设置过大会导致过度分解, 过小会导致分解不完全, 导致故障信息被忽略<sup>[19]</sup>.

蜚螂优化算法由 Xue<sup>[20]</sup> 等于 2022 年底提出的一种全新的群体智能优化算法, 该算法主要受蜚螂的滚球、跳舞、觅食、偷窃和繁殖行为的启发所得. 蜚螂种群由四种不同类型的代理蜚螂组成, 包括滚球蜚螂、繁育蜚螂、小蜚螂和偷窃蜚螂. 通过四个子种群执行不同的搜索方式来寻找最优解, 因而具有更好的优化效果、精度高、收敛速度快、鲁棒性强、应用范围广等优点.

为了获取更好的故障特征提取, 本文选取包络熵为评价指标, 利用 DBO 对 MCKD 和 VMD 的参数进行优化查找, 以自适应地获得所需的参数组合. 包络熵值大小可以反应振动信号的稀疏特性, 包络熵值越小, 故障特征信息越多, 波形脉冲越规律. 包络熵  $E_p$  公式为:

$$E_p = \sum_{i=1}^N p_i \lg p_i \quad (6)$$

式中:  $p_i$  为信号的几率分散序列.

具体步骤如下:

(1) 滚球蜚螂: 在滚球时, 蜚螂必须根据天体的提示进行运动, 保证滚球直线运动. 因此, 滚球蜚螂的位置更新采用下式表示:

$$x_i(t+1) = x_i(t) + \alpha \times k \times x_i(t-1) + b \times \Delta x, \quad \Delta x = |x_i(t) - X^w| \quad (7)$$

式中:  $t$  为更新次数;  $X_i(t)$  为位置信息, 第  $i$  只蜚螂的第  $t$  次更新;  $k \in (0, 0.2]$  表示挠度系数;  $b \in (0, 1)$ ;  $\alpha$  为 1 或 -1;  $X^w$  表示最差的位置,  $\Delta x$  模仿光强度的改变.

当蜚螂遭遇阻碍不能通过时, 它会进行跳舞来调整方向取得新途径. 采用正切函数仿照蜚螂跳舞

获取方向. 因此, 滚球蛻螂位置更新如下:

$$x_i(t+1) = x_i(t) + \tan(\theta) | x_i(t) - x_i(t-1) | \quad (8)$$

式中:  $\theta \in [0, \Pi]$  为偏转角.

(2) 繁育蛻螂: 寻觅适宜的繁殖空间对于蛻螂为其后代提供安全的环境十分关键, 因此在 DBO 算法中, 提出了一种仿照雌性蛻螂挑选繁殖区域的策略, 其定义如下:

$$\begin{aligned} Lb^* &= \max(X^* \times (1 - R), Lb), \\ Ub^* &= \min(X^* \times (1 + R), Ub) \end{aligned} \quad (9)$$

式中:  $X^*$  表示当前部分最优位置;  $Lb^*$  和  $Ub^*$  为繁殖区的下限和上限;  $R = 1 - t/T_{max}$ ;  $T_{max}$  为最大更新次数;  $Lb$  和  $Ub$  表示优化问题的下限和上限.

从式(9)可知, 繁殖区的边界是不断改变的,  $R$  值起决定作用. 因此, 育雏球的位置在更新时也不断改变, 其定义如下:

$$\begin{aligned} B_i(t+1) &= X^* + b_1 \times (B_i(t) - Lb^*) \\ &+ b_2 \times (B_i(t) - Ub^*) \end{aligned} \quad (10)$$

式中:  $B_i(t)$  为第  $i$  个育雏球在第  $t$  次更新时的位置;  $b_1$  和  $b_2$  为两个随机向量, 大小为  $1 \times D$ ,  $D$  为维度.

(3) 小蛻螂: 一些成长为成虫的蛻螂, 从地下钻出来寻找食物, 这种蛻螂被称为小蛻螂. 小蛻螂的最优寻食地方的界限为:

$$\begin{aligned} Lb^b &= \max(X^b \times (1 - R), Lb), \\ Ub^b &= \min(X^b \times (1 + R), Ub) \end{aligned} \quad (11)$$

式中:  $X^b$  为区域最优位置;  $Lb^b$  和  $Ub^b$  为最优寻食区的下限和上限. 因此, 小蛻螂位置更新为:

$$\begin{aligned} x_i(t+1) &= x_i(t) + C_1 \times (x_i(t) - Lb^b) \\ &+ C_2 \times (x_i(t) - Ub^b) \end{aligned} \quad (12)$$

式中:  $C_1$  为正态分布的任意数,  $C_2 \in (0, 1)$  的任意向量.

(4) 偷窃蛻螂: 从其它蛻螂的手中偷取粪球的蛻螂. 从式(11)可知,  $X^b$  为粪球丰富区域. 所以  $X^b$  周围表示竞争粪球的最优位置. 在更新过程中, 偷窃蛻螂的位置可以用下式表示:

$$\begin{aligned} x_i(t+1) &= X^b + S \times g \times \\ &(x_i(t) - X^* | + | x_i(t) - X^b) \end{aligned} \quad (13)$$

式中:  $g$  为遵循正态分布的随机向量, 大小为  $1 \times D$ ;  $S$  表示一个常数.

#### 1.4 多尺度排列熵

采用优化的 VMD 算法将 MCKD 增强后的信号分解为一系列 IMF 分量, 这些 IMF 分量中除了包

含故障特征信息还携带大量噪声信息, 为了减少噪声对其影响, 采用多尺度排列熵指标 (multiscale permutation entropy, MPE) 进行筛选<sup>[21]</sup>. 信号的熵值可以说明信号的随机程度与稳定性, 熵值越大, 分量随机性越强, 越紊乱; 熵值越小, 分量随机性随之减少, 信号越稳定. 具体步骤如下:

将得到的时间序列  $X = \{x_i, i = 1, 2, \dots, N\}$  进行处理, 得到  $y_j^{(s)}$ :

$$y_j^{(s)} = \frac{1}{S} \sum_{i=(j-1)s+1}^{js} x_i, j = 1, 2, \dots, \left[ \frac{N}{s} \right] \quad (14)$$

式中:  $s$  表示尺度因子,  $[N/s]$  为取整. 对每个  $y_j^{(s)}$  计算其排列熵即可得到多尺度排列熵. 再将  $y_j^{(s)}$  进行时间序列的重构得到下式:

$$Y_l^s = \{y_l^{(s)}, y_{l+\tau}^{(s)}, \dots, y_{l+(m-1)\tau}^{(s)}\} \quad (15)$$

式中:  $l$  代表第  $l$  个重构序列,  $\tau$  代表延迟时间,  $m$  代表嵌入维数.

对上式 (15) 按照升序排列可得:

$$S(g) = (j_1, j_2, \dots, j_m) \quad (16)$$

式中:  $g = 1, 2, \dots, k (k \leq m!)$ , 计算其频率  $P_g = \{g = 1, 2, \dots, k\}$ ,  $\sum_{g=1}^k P_g = 1$ , 此时  $\{x(i), i = 1, 2, \dots, N\}$  依据排列熵的定义表示为:

$$H_p(m) = - \sum_{g=1}^k P_g \ln P_g \quad (17)$$

对上式进行整理, 得到多尺度排列熵值:

$$H_p = \frac{H_p(m)}{\ln(m!)} \quad (18)$$

式中:  $H_p \in [0, 1]$ , 其值的高低说明了检测序列的随机和复杂度.  $H_p$  越高, 证明了该序列越紊乱不稳定;  $H_p$  越低, 说明了该序列越稳定有序.

## 2 诊断流程

本文采用 DBO 优化 MCKD - VMD 方法对齿轮箱中齿轮轴承复合故障进行特征提取, 其流程图如图 1 所示. 具体步骤如下:

(1) 采用 DBO 算法对 MCKD 参数  $[L, T, M]$  进行寻优, 设定 MCKD 要优化参数的范围. 设定滤波器长度  $L \in (100, 600)$ 、解卷积周期  $T \in (f_s/f - 10, f_s/f + 10)$ <sup>[22]</sup>、移位数  $M \in (1, 7)$ . 执行 DBO 算法对其进行寻优, 经 MCKD 处理后信号的包络熵为适应度函数搜寻最优参数  $L, T, M$ .

(2) 根据寻优结果, 对采集的振动信号用 MCKD 增强周期冲击成分.

(3) 采用 DBO 算法对 VMD 参数  $[K, \alpha]$  进行寻优, 设定 VMD 要优化参数的范围. 设定分解层数  $K \in (3, 8)$ 、惩罚因子  $\alpha \in (100, 2000)$ . 以包络熵为评价指标寻觅最优参数  $K, \alpha$ .

(4) 对 MCKD 处理后的振动信号经 VMD 分解得到  $IMF$  分量, 求其  $H_p$  值, 挑选半数较小  $H_p$  值的  $IMF$  重构降噪并进行包络解调.

(5) 选取峰值明显的频率及倍频与齿轮和轴承的理论故障特征频率对照, 提取故障特征.

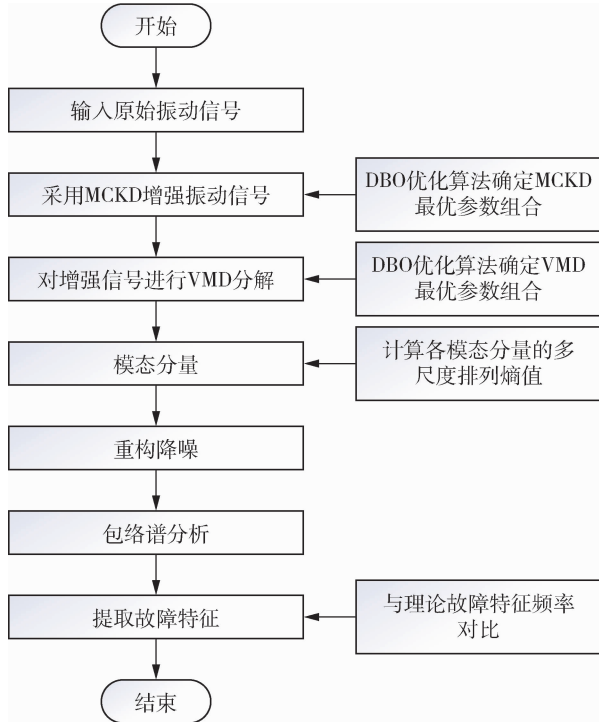


图1 DBO-MCKD-VMD 方法流程图  
Fig.1 Flowchart of the DBO-MCKD-VMD Method

### 3 仿真信号分析

为了证明本文方法的实用性, 构造齿轮箱中齿轮轴承复合故障仿真信号如下:

$$\begin{cases} x_1(t) = 1.5 \sin(24\pi t) \sin(240\pi t) \\ x_2(t) = (1 + 1.5 \cos(180\pi t)) * \cos(300\pi t + 2\cos(60\pi t)) \\ x(t) = x_1(t) + x_2(t) + n(t) \end{cases} \quad (19)$$

式中: 仿真信号  $x(t)$  包含  $x_1(t)$  调频函数、 $x_2(t)$  调幅调频函数以及信噪比为  $-10$  dB 的白噪声  $n(t)$ . 仿真信号的齿轮故障频率  $f_g = 12$  Hz、轴承故障频率  $f_b = 90$  Hz. 采样频率  $f_s = 1024$  Hz, 采样时间  $1$  s.

仿真信号的时域波形和包络谱如图 2 所示, 不能发现齿轮和轴承的故障冲击频率, 需进一步处理.

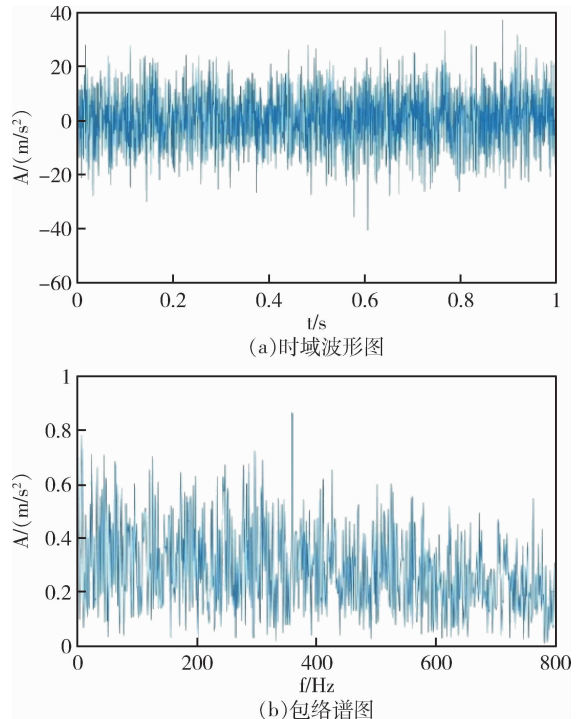


图2 仿真信号时域波形图和包络谱图  
Fig.2 Time-Domain Waveform and Envelope Spectrum of the Simulated Signal

为了更好的提取故障特征, 采用 DBO 优化 MCKD-VMD 方法对仿真信号进行处理. 首先执行 DBO 算法搜寻 MCKD 最优参数  $[L, T, M]$ , 得到齿轮和轴承的 MCKD 最佳参数组合分别为  $[368, 167, 3]$ 、 $[326, 22, 6]$ . 利用得到的最佳参数组合采用 MCKD 增强仿真信号, 得到齿轮和轴承的时域波形和包络谱如图 3、4. 经过 MCKD 处理后的齿轮和轴承的时域波形图中故障信号非常突出, 在齿轮和轴承的包络谱中, 虽观测出齿轮故障特征频率  $f_g$  和轴承故障特征频率  $f_b$ , 但其周围存在许多干扰谱线, 且只有少数个别倍频, 故障特征不能充分被提取.

对 MCKD 处理后的信号进行 VMD 处理, 首先采用 DBO 算法对 VMD 参数  $[K, \alpha]$  进行寻优, 得到齿轮和轴承的 VMD 最佳参数组合分别为  $[4, 731]$ 、 $[5, 959]$ . 把 MCKD 处理后的齿轮和轴承故障仿真信号利用得到的最佳参数组合进行 VMD 分解, 计算各模态分量的多尺度排列熵值, 表 1、表 2 分别为齿轮和轴承故障仿真信号分解所得各模态分量的  $H_p$  值. 选取半数  $H_p$  值较小的  $IMF$  分量重构降噪, 最后对重构信号包络谱分析, 得到齿轮轴承故障仿真信号的包络谱如图 5、6, 可以清晰看到齿轮和轴承故障周期冲击频率及其倍频并且减少了倍频附近干扰谱线的影响. 仿真信号证明了本文所提方法可以有效提取齿轮箱中齿轮轴承复合故障特征信息.

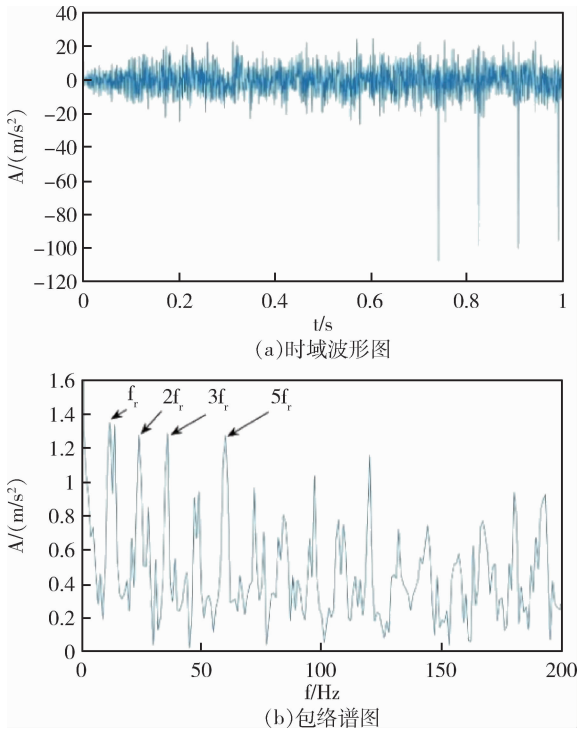


图3 MCKD 处理后的齿轮故障时域波形图及包络谱图  
Fig.3 Time-Domain Waveform and Envelope Spectrum of the Gear Fault Signal after MCKD Processing

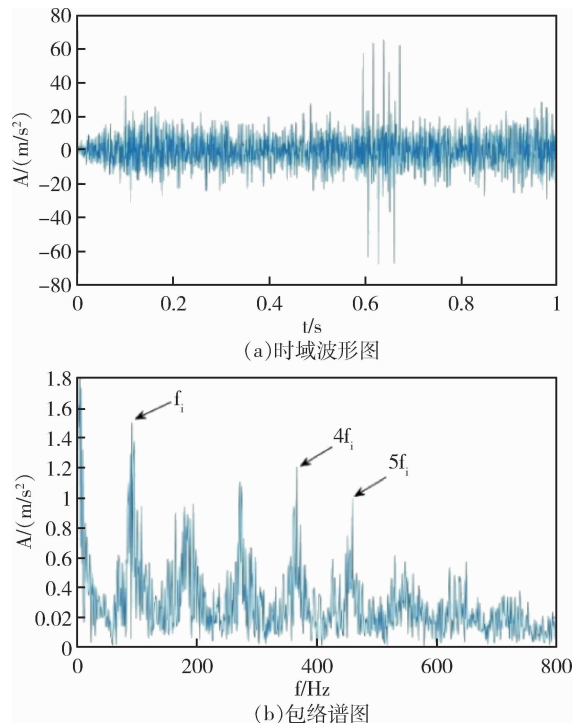


图4 MCKD 处理后的轴承故障时域波形图和包络谱图  
Fig.4. Time-Domain Waveform and Envelope Spectrum of the Bearing Fault Signal after MCKD Processing

表1 齿轮各模态分量  $H_p$  值  
Table 1  $H_p$  Values of Each Modal Component for the Gear

模态分量	$IMF_1$	$IMF_2$	$IMF_3$	$IMF_4$
$H_p$	0.527	0.558	0.780	0.728

表2 轴承各模态分量  $H_p$  值  
Table 2  $H_p$  values of modal forces for each bearing.

模态分量	$IMF_1$	$IMF_2$	$IMF_3$	$IMF_4$	$IMF_5$
$H_p$	0.606	0.665	0.562	0.473	0.614

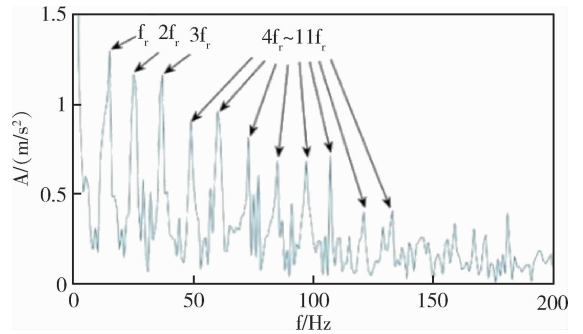


图5 重构后的齿轮故障包络谱图  
Fig.5 Envelope Spectrum of the Reconstructed Gear Fault Signal

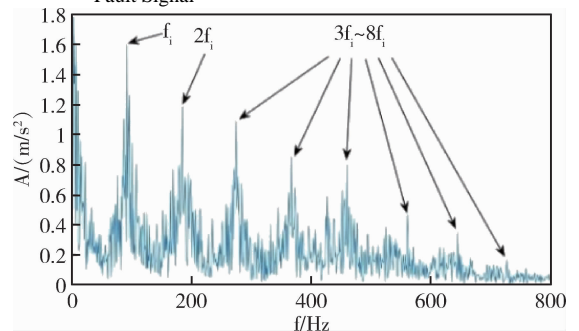


图6 重构后的轴承故障包络谱图  
Fig.6 Envelope Spectrum of the Reconstructed Bearing Fault Signal

从上文 MCKD 处理后的齿轮和轴承故障仿真信号包络谱图与进一步采用 VMD 处理后的齿轮和轴承故障仿真信号包络谱图做对比, 后者可以明显看出周期冲击频率及其倍频并且减少了倍频附近干扰谱线的影响, 证明了本文所提方法的有效性。

为了进一步证明该方法的有效性, 首先采用上文 MCKD 处理后的齿轮和轴承故障仿真信号结果, 接着采用 EEMD 进行分解, 计算各模态分量的  $H_p$  值。选取半数  $H_p$  值较小的  $IMF$  分量重构降噪, 最后对重构信号包络谱分析, 得到齿轮轴承复合故障仿真信号的包络谱如图 7、8。包络谱图中只有齿轮和轴承故障特征一倍频, 且频率成分混杂, 不能准确提取复合故障特征, 证明了本文所提方法的有效性。

## 4 实验信号分析

本文数据采集来自型号为 HFXZ-I 的齿轮箱复

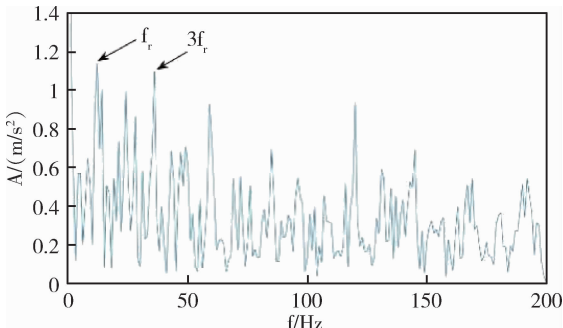


图7 DBO-MCKD - EEMD 齿轮故障包络谱图  
Fig.7 Envelope Spectrum of the Gear Fault Signal Processed by DBO-MCKD-EEMD

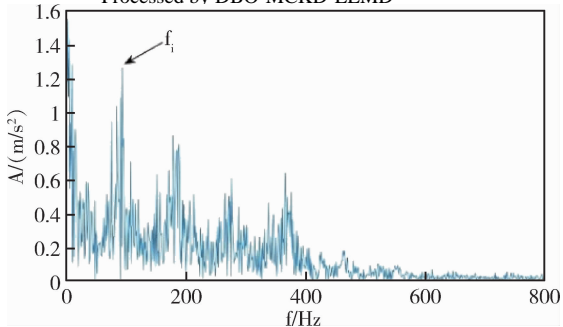


图8 DBO-MCKD - EEMD 轴承故障包络谱图  
Fig.8 Envelope Spectrum of the Bearing Fault Signal Processed by DBO-MCKD-EEMD

合故障实验台, 该实验台主要由直齿齿轮箱、驱动电机、制动器等组成, 实验台以及传感器测点位置示意图如图9所示. 本实验模拟了齿轮箱低速级大齿轮断齿与轴承内圈损伤形式的复合故障. 电机转速为 1 500 r/min, 采样频率为 20 000 Hz. 齿轮与轴承的技术参数见表3、表4. 大齿轮故障特征频率  $f_r$  及轴承内圈故障特征频率  $f_i$  的计算公式如下:

$$\begin{cases} f_r = \frac{nZ_1}{60Z_2} \\ f_i = \frac{Zf_r}{2} \left( 1 + \frac{d}{D} \cos\beta \right) \end{cases} \quad (20)$$

式中,  $n$  为电机转速.

根据表3、表4参数由上式(19)计算出大齿轮故障特征频率  $f_r = 18.33$  Hz; 轴承内圈故障特征频率  $f_i = 99.33$  Hz.

如图10所示为齿轮箱低速级大齿轮断齿与轴承内圈损伤形式的复合故障振动信号的时域波形和包络谱图. 在图10中, 因齿轮箱复合故障传输路径复杂, 易受随机噪声和其他信号干扰导致无法找到齿轮和轴承的故障冲击信息, 征提取困难, 需对故障信号处理分析.

表3 齿轮结构参数  
Table 3 Structural Parameters of the Gear

小齿轮齿数 $Z_1$	大齿轮齿数 $Z_2$	大小齿轮模数 $m$
55	75	2

表4 轴承结构参数

Table 4 Structural Parameters of the Bearing

轴承节径 $D$ /mm	滚动体直径 $d$ /mm	滚动体个数 $Z$	接触角 $\beta$ / (°)
46.5	9.5	9	0

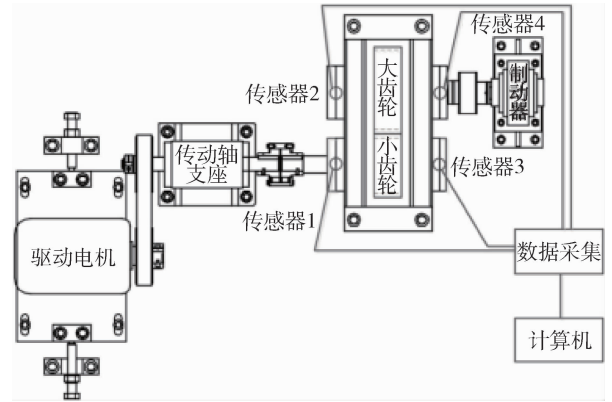
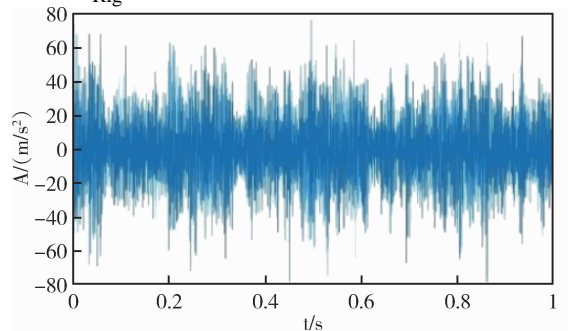
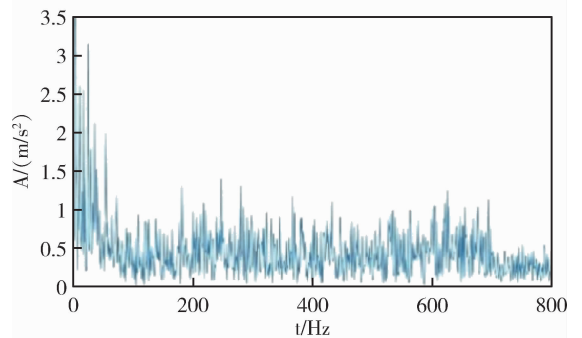


图9 齿轮箱复合故障实验台示意图  
Fig.9 Schematic of the Gearbox Compound Fault Test Rig



(a)时域波形图



(b)包络谱图

图10 振动信号时域波形图和包络谱图  
Fig.10 Time-Domain Waveform and Envelope Spectrum of the Vibration Signal

采用 DBO 优化 MCKD - VMD 方法对实验信号处理.

首先执行 DBO 算法搜寻 MCKD 最优参数  $[L, T, M]$ ,

得到齿轮和轴承的 MCKD 最佳参数组合分别为  $[425, 113, 5]$ 、 $[356, 19, 6]$ . 利用得到的最佳参数组合采用 MCKD 增强仿真信号, 得到齿轮和轴承的时域波形和包络谱如图11、12所示.

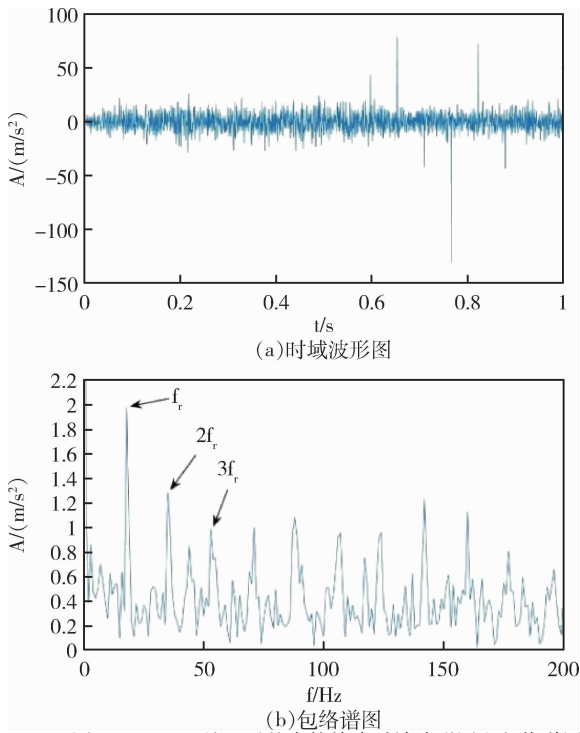


图 11 MCKD 处理后的齿轮故障时域波形图和包络谱图  
Fig.11. Time-Domain Waveform and Envelope Spectrum of the Gear Fault Signal after MCKD Processing

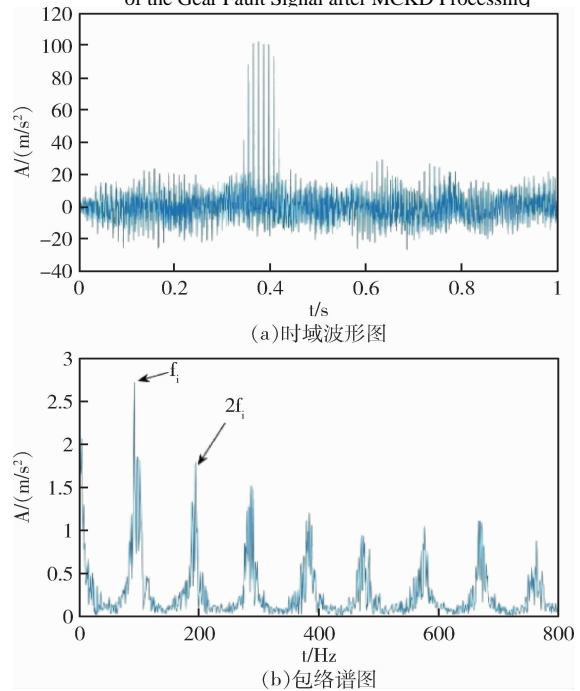


图 12 MCKD 处理后的轴承故障时域波形图和包络谱图  
Fig.12 Time-Domain Waveform and Envelope Spectrum of the Bearing Fault Signal after MCKD Processing

对 MCKD 处理后的信号进行 VMD 处理，首先采用 DBO 算法对 VMD 参数  $[K, \alpha]$  进行寻优，得到齿轮和轴承的 VMD 最佳参数组合分别为  $[5, 1009]$ 、 $[6, 1052]$ 。把 MCKD 处理后的齿轮和轴承故障仿真信号利用得到的最佳参数组合进行 VMD 分解，计算各模态分量的多尺度排列熵值，

表 5、表 6 分别为齿轮和轴承故障振动信号分解所得各模态分量的  $H_p$  值。选取半数  $H_p$  值较小的 IMF 分量重构降噪，最后对其包络谱分析，得到齿轮和轴承故障振动信号的包络谱如图 13、14。可以清晰看到齿轮和轴承故障周期冲击频率及其倍频。通过齿轮箱低速级大齿轮断齿与轴承内圈损伤形式的复合故障振动信号证明了本文所提方法的实用性。

表 5 齿轮各模态分量  $H_p$  值  
Table 5  $H_p$  Values of Each Modal Component for the Gear

模态分量	$IMF_1$	$IMF_2$	$IMF_3$	$IMF_4$	$IMF_5$
$H_p$	0.682	0.559	0.526	0.712	0.569

表 6 轴承各模态分量值  
Table 6 Values of Each Modal Component for the Bearing

模态分量	$IMF_1$	$IMF_2$	$IMF_3$
$H_p$	0.641	0.691	0.727
模态分量	$IMF_4$	$IMF_5$	$IMF_6$
$H_p$	0.584	0.465	0.378

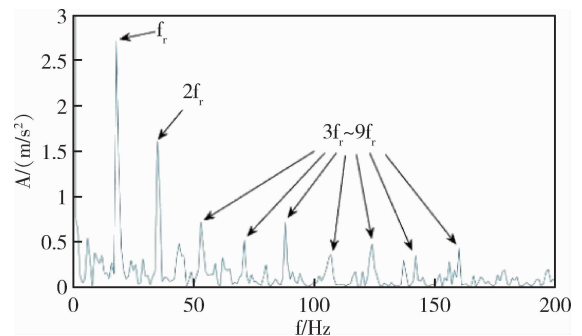


图 13 重构后的齿轮故障包络谱图  
Fig.13 Envelope Spectrum of the Reconstructed Gear Fault Signal

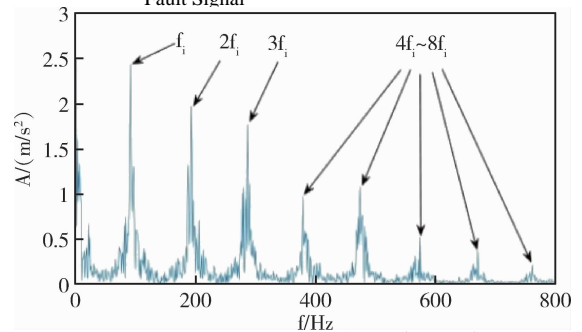


图 14 重构后的轴承故障包络谱图  
Fig.14 Envelope Spectrum of the Reconstructed Bearing Fault Signal

从上文 MCKD 处理后的齿轮和轴承故障振动信号包络谱图与进一步采用 VMD 处理后的齿轮和轴承故障振动信号包络谱图做对比，后者可以明显看出周期冲击频率及其倍频并且减少了倍频附近干扰谱线的影响，证明了本文所提方法 MCKD 与 VMD 结合的必要性。

为了进一步验证本文所提方法的有效性，首先

选取 MCKD 处理后的振动信号结果, 接着采用 EEMD 对其进行分解, 计算各模态分量的  $H_p$  值. 选取半数  $H_p$  值较小的 IMF 分量重构降噪, 最后对其包络谱分析, 得到齿轮和轴承故障振动信号的包络谱如图 15、16. 包络谱图中只发现齿轮故障特征一倍频, 虽然轴承出现倍频但三倍频后提取不到故障信息, 不能准确提取复合故障特征, 证明了本文所提方法的有效性.

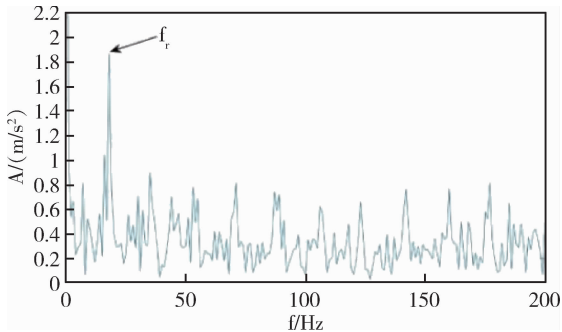


图 15 DBO-MCKD - EEMD 齿轮故障包络谱图

Fig.15 Envelope Spectrum of the Gear Fault Signal Processed by DBO-MCKD-EEMD

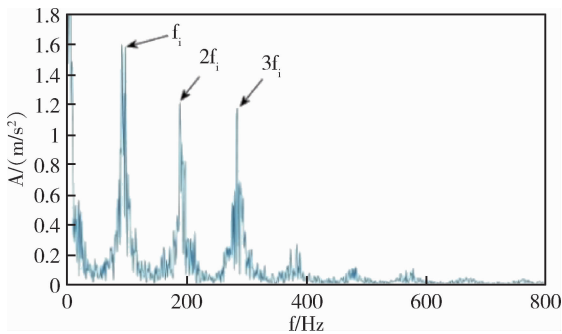


图 16 DBO-MCKD - EEMD 轴承故障包络谱图

Fig.16 Envelope Spectrum of the Bearing Fault Signal Processed by DBO-MCKD-EEMD

## 5 结论

(1) 针对齿轮箱复合故障传输路径复杂, 早期故障振动信号微弱, 容易被背景噪声淹没而特征提取困难等问题, 提出了基于 DBO - MCKD - VMD 的方法用来提取齿轮箱中齿轮轴承复合故障, 以包络熵作为评价指标, 使用智能优化算法 DBO 筛选 MCKD 与 VMD 的最优参数组合, 该方法避免了人为选择误差, 并且选择多尺度排列熵值作为 IMF 分量重构指标, 有效降低了噪声等干扰.

(2) 对比分析表明, 对齿轮箱复合故障直接做 MCKD 处理不能很好的提取故障特征, 证明了本文提出 MCKD 与 VMD 结合的必要性; 通过 DBO-MCKD - VMD 与 DBO-MCKD - EEMD 两种方

法对比分析 VMD 对信号有更好的分解效果. 齿轮箱复合故障仿真信号和齿轮箱低速级大齿轮断齿与轴承内圈损伤形式的复合故障实验结果均验证了本文方法的有效性.

### 参考文献:

- [1] 王靖岳, 李建刚, 王浩天. 采用改进多点最优最小熵反褶积的齿轮箱复合故障特征提取 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(05): 70-77.
- [2] 李东东, 赵阳, 赵耀, 等. 基于深度特征融合网络的风电机组行星齿轮箱故障诊断方法 [J]. 电力系统保护与控制, 2022, 50(10): 1-10.
- [3] Sun R, Yang J, Yao D, et al. A New Method of Wheelset Bearing Fault Diagnosis [J]. Entropy, 2022, 24(10): 1381.
- [4] Li X, Ma Z, Kang D, et al. Fault diagnosis for rolling bearing based on VMD-FRFT [J]. Measurement, 2020, 155: 107554.
- [5] 马海飞, 滕伟, 彭迪康, 等. 基于 DRS 与改进 Autogram 的风电齿轮箱复合故障特征提取 [J]. 中国电力, 2023, 56(10): 71-79.
- [6] 雷春丽, 焦孟萱, 樊高峰, 等. 基于 SSA-IWT - EMD 的滚动轴承故障诊断方法 [J/OL]. 北京航空航天大学学报: 1-19.
- [7] 李伟. 基于 EEMD 和 Teager 能量算子的行星齿轮箱故障特征提取研究 [J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(4): 109-113.
- [8] Dragomiretskiy K, Zosso D. Variational mode decomposition [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2014, 62(3): 531-544.
- [9] 张昊宇. 基于参数优化变分模态分解的滚动轴承故障诊断研究 [D]. 华东交通大学, 2021.
- [10] Huang Y, Yan L, Cheng Y, et al. Coal Thickness Prediction Method Based on VMD and LSTM [J]. Electroni-cs, 2022, 11(2), 232-232.
- [11] WANST, ZHANGX, DOULJ. Compound fault diagnosis of bearings using improved fast spectral kurtosis with VMD [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(11): 5189-5199.
- [12] 王淑青, 罗平章, 胡文庆, 等. 基于小波包分解与 CEEMDAN 能量熵的水电机组振动信号特征提取 [J]. 水电能源科学, 2024, 42(06): 198-202.
- [13] 张龙, 胡俊锋, 熊国良. 基于 MED 和 SK 的滚动轴承循环冲击特征增强 [J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(01): 97-101.
- [14] MCDONALD G L, ZHAO Q, ZUO M J. Maximum correlated Kurtosis deconvolution and application on gear

- tooth chip fault detection [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 33: 237-255.
- [15] 张俊, 张建群, 钟敏, 等. 基于 PSO-VMD - MCKD 方法的风机轴承微弱故障诊断 [J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(02): 287-296.
- [16] 陈彬, 全宇轩, 刘阁, 等. 旋转设备故障特征提取的研究 [J]. 机械设计与研究, 2024, 40(01): 190-199.
- [17] 张守京, 慎明俊, 杨静雯, 等. 采用参数自适应最大相关峭度解卷积的滚动轴承故障特征提取 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(03): 75-83.
- [18] 崔奔, 张文斌, 郭盼盼. 一种滚动轴承早期故障特征提取方法 [J]. 噪声与振动控制, 2023, 43(06): 95-100.
- [19] Hu, K. Research on Adaptive Optimization Extraction Method of Rolling Bearing Fault Features Based on Maximum Correlation Kurtosis Deconvolution. Ph. D. Thesis, Southeast University, Nanjing, 2021, 34, 1313-1322.
- [20] Xue Jiankai, Shen Bo. Dung beetle optimizer: a new metaheuristic algorithm for global optimization [J]. The Journal of Supercomputing, 2023, 79(7): 7305-7336.
- [21] Davalos A, Jabloun M, Ravier P, et al. Improvement of statistical performance of ordinal multiscale entropy techniques using refined composite downsampling permutation entropy [J]. Entropy, 2020, 23(1): 30-30.
- [22] 石明宽, 赵荣珍. 基于局部边缘判别投影的机械故障诊断方法 [J]. 振动、测试与诊断, 2021, 41(1): 126-132.

### 征稿简则

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

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

#### 3. 来稿要求和注意事项

1) 主题明确、论据充分、数据真实可靠、条理分明、文字简练、图表清晰。每篇论文（含图表）一般不超过 6 000 字，综述不超过 8 000 字，科研实验与研究报告不超过 4 000 字。文稿包括中英文题名、作者姓名和作者姓名的汉语拼音、中英文单位名、中英文摘要和中英文关键词（3~8 个）、中图分类号、正文和参考文献。

2) 中文摘要应写的内容一般包括研究的目的、方法、结果和结论，而重点是结果和结论；要求简短精炼，明确具体，不超过 300 字；

3) 文稿要使用规范的汉字和规范的专业术语。

4) 物理量和单位符号要执行国家标准。

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

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

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

8) 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。

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

#### 4. 投稿须知

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

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

3) 请作者严格遵守国家有关部门保密规定，稿件刊出后文责自负。

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

文章编号: 1009-4687(2025)03-0055-04

# 冗余电动助力转向系统自适应控制策略研究

邓建锋, 宋武强, 郭帅冰

(河南林业职业学院, 洛阳 471002)

**摘要:** 本文针对电动助力转向系统 (Electric Power Steering, EPS) 的可靠性和安全性问题, 提出了一种冗余系统自适应控制策略。文章介绍了 EPS 的工作原理和结构组成, 分析了其可能出现的故障类型, 阐述了冗余系统自适应控制策略设计思路和实现方法, 包括冗余部件的选择、故障检测与诊断算法、自适应控制算法等。通过建立 EPS 的数学模型和仿真实验, 采用加权多模型自适应控制进行仿真, 验证了算法的有效性, 为理论研究和工程实践提供了一定的参考依据。

**关键词:** 电动助力转向系统; 自适应冗余控制; 故障检测与诊断; 可靠性

**中图分类号:** **文献标识码:** A

## Research on Adaptive Control Strategy of Redundant Electric Power Steering System

DENG Jianfeng, SONG Wuqiang, GUO Shuaibing

(Henan College Of Forestry, Luoyang 471002, China)

**Abstract:** This article addresses the issues of reliability and safety in Electric Power Steering (EPS) systems, proposing a redundant system adaptive control strategy. It introduces the working principle and structural composition of EPS, analyzes the types of faults that may occur, and elaborates on the design ideas and implementation methods of the redundant system adaptive control strategy, including the selection of redundant components, fault detection and diagnosis algorithms, and adaptive control algorithms. By establishing a mathematical model of EPS and conducting simulation experiments, the effectiveness of the algorithm is verified through weighted multi-model adaptive control simulation, providing a reference for theoretical research and engineering practice.

**Key words:** EPS; adaptive redundancy control; fault detection and diagnosis; reliability

随着汽车工业的快速发展, 电动助力转向系统 (EPS) 因节能、助力轻便等优点, 已经成为现代汽车转向系统的标准配置。根据佐思汽研发布《2023 年乘用车智能转向行业研究报告》, 2020-2023 年中国乘用车转向系统市场结构中 EPS 份额从 96.5% 增长到 98.34%。下一阶段, EPS 会加速向 SBW (线控转向) 升级, 但短期内 EPS 市场份额仍将保持高位。然而, 由于汽车行驶环境的复杂性和不确定性, 电动助力转向系统在运行过程中可能会面临各种故障风险, 如传感器故障、控制器故

障、电机故障等。这些故障不仅会影响汽车的操控性能, 还可能危及驾驶员的生命安全。特别是自动驾驶技术的发展, 传统的 EPS 已无法满足更高的功能需求。因此, 为提高电动助力转向系统系统的可靠性和安全性, 研究其控制策略具有重要的现实意义。

冗余控制是一种提高系统可靠性的有效方法, 它通过在系统中增加冗余部件, 当主部件发生故障时, 冗余部件能够自动接替主部件的工作, 保证系统的正常运行。自适应控制则是一种能够根据系统

收稿日期: 2024-11-15

作者简介: 邓建锋 (1987-), 男, 讲师, 硕士, 研究方向为机电一体化技术。

Received: 15 Nov 2024/Revised: 28 Feb 2025/Accepted: 03 Jun 2025/Published online: 15 Sep 2025/Printpublished: 25 Sep 2025

的运行状态自动调整控制参数的控制方法，它可以提高系统的鲁棒性和适应性。将冗余控制和自适应控制相结合，形成自适应冗余控制策略，可以有效地提高 EPS 的可靠性和安全性。

## 1 电动助力转向系统的工作原理和结构组成

### 1.1 工作原理

电动助力转向系统属于一种借助电机来给予辅助转向力的转向系统。该系统的运作原理为：当驾驶员对方向盘进行转动操作时，转向传感器会检测到转向盘的角度以及转矩信号，接着把这些信号传送给电子控制单元（ECU）。ECU 依据这些信号运算出所需的辅助转向力大小，进而操控电机输出与之对应的转矩，通过减速机构把电机的转矩传递至转向轴，以此达成辅助转向的目的。

### 1.2 结构组成

电动助力转向系统主要是由转向盘、转向轴、转向齿轮、电机、减速机构、传感器以及电子控制单元等部分共同构成。传感器包括转向盘转角传感器、转矩传感器、车速传感器等等，其作用是对转向盘的转角、转矩以及车速等信号予以检测。而电子控制单元乃是电动助力转向系统的核心组成部分，它会依据传感器所检测到的信号，运算得出所需的辅助转向力，进而对电机进行控制，使其输出相应的转矩。电机作为电动助力转向系统的动力源头，经由减速机构把转矩传递给转向轴，从而实现辅助转向的功能。

## 2 电动助力转向系统的故障类型分析

### 2.1 电机故障

电机是 EPS 的核心部件之一，其故障主要包括电机绕组短路、断路、接地故障，电机轴承磨损、卡死故障，电机控制器故障等。电机故障会导致 EPS 失去助力作用，严重影响汽车的转向性能。

### 2.2 传感器故障

传感器是 EPS 的重要组成部分，其故障主要包括转向盘转角传感器故障、转矩传感器故障、车速传感器故障等。传感器故障会导致 ECU 无法准确获取转向盘的转角、转矩和车速等信号，从而影响 EPS 的控制精度和可靠性。

### 2.3 控制器故障

控制器是 EPS 的控制核心，其故障主要包括控制器硬件故障、软件故障等。控制器故障会导致 EPS 无法正常工作，严重影响汽车的转向性能和安全性。

### 2.4 机械故障

机械故障主要包括转向齿轮磨损、卡死故障，减速机构故障等。机械故障会导致 EPS 的传动效率降低，甚至会导致 EPS 完全失去助力作用。

## 3 自适应冗余控制策略的设计思路 and 实现方法

### 3.1 冗余部件的选择

为了提高 EPS 的可靠性和安全性，需要在系统中增加冗余部件。根据 EPS 的结构组成和故障类型分析，选择电机和传感器作为冗余部件。具体来说，可以在系统中增加一个备用电机和一个备用传感器，当主电机或主传感器发生故障时，备用电机或备用传感器能够自动接替主电机或主传感器的工作，保证系统的正常运行。

### 3.2 故障检测与诊断算法

为了及时发现 EPS 中的故障，需要设计一种有效的故障检测与诊断算法。故障检测与诊断算法主要包括信号监测、故障特征提取和故障诊断三个部分。

信号监测是故障检测与诊断算法的基础，它通过对 EPS 中的各种信号进行实时监测，获取系统的运行状态信息。在信号监测过程中，需要对转向盘转角、转矩、车速、电机电流、电压等信号进行监测，并对这些信号进行预处理，去除噪声和干扰。

故障特征提取在故障检测与诊断算法中起着至关重要的作用。其主要是对监测所得的信号加以分析和处理，进而提炼出能够体现故障特征的参数。在进行故障特征提取的过程中，可以运用时域分析、频域分析、时频分析等多种方法，对信号展开分析和处置，从中提取出信号的均值、方差、峰值、频率等具有代表性的特征参数。

故障诊断是故障检测与诊断算法的核心，它通过对提取出的故障特征参数进行分析和判断，确定系统中是否存在故障以及故障的类型和位置。在故障诊断过程中，可以采用模式识别、神经网络、专

家系统等方法, 对故障特征参数进行分析和判断, 确定系统中是否存在故障以及故障的类型和位置。

### 3.3 自适应控制算法

自适应控制算法是一种能够自动调整控制参数以应对系统参数变化或外部扰动的控制策略, 自适应控制算法的核心在于其能够根据系统的实时反馈自动调整控制参数, 从而提高系统的鲁棒性和适应性。自适应控制算法主要包括参数估计和控制律设计两个部分。参数估计是自适应控制算法的基础, 它通过对EPS的数学模型进行分析和处理, 估计出系统中的未知参数。在参数估计过程中, 可以采用最小二乘法、递推最小二乘法、卡尔曼滤波等方法, 对系统中的未知参数进行估计。控制律设计是自适应控制算法的核心, 它根据估计出的系统参数, 设计出能够适应系统变化的控制律。在控制律设计过程中, 可以采用比例积分微分(PID)控制、模糊控制、神经网络控制等方法, 设计出能够适应系统变化的控制律。

## 4 电动助力转向系统的数学模型建立

### (一) 电机模型

电机是EPS的动力源, 其数学模型可以表示为:

$$\begin{aligned} T_m &= K_t * i_m \\ J_m * \frac{d\omega_m}{dt} &= T_m - T_l \\ i_m &= \frac{V_m - K_b \omega_m}{R_m} \end{aligned}$$

其中,  $T_m$  为电机转矩,  $K_t$  为电机转矩常数,  $i_m$  为电机电流,  $J_m$  为电机转动惯量,  $\omega_m$  为电机角速度,  $T_l$  为负载转矩,  $V_m$  为电机端电压,  $K_b$  为电机反电动势常数,  $R_m$  为电机电阻。

### (二) 转向系统模型

转向系统是EPS的执行机构, 其数学模型可

以表示为:

$$\begin{aligned} T_s &= K_s (\theta_s - \theta_m) \\ J_s * \frac{d\omega_s}{dt} &= T_s - T_f \\ \theta_s &= \int \omega_s dt \\ \theta_m &= \int \omega_m dt \end{aligned}$$

其中,  $T_s$  为转向系统转矩,  $K_s$  为转向系统刚度,  $\theta_s$  为转向盘转角,  $\theta_m$  为电机转角,  $J_s$  为转向系统转动惯量,  $\omega_s$  为转向系统角速度,  $T_f$  为转向系统摩擦力矩。

### (三) 整车模型

整车模型是EPS的工作环境, 其数学模型可以表示为:

$$\begin{aligned} M \frac{dV}{dt} &= F_f + F_r + F_a \\ I_z \frac{d\omega}{dt} &= T_f - F_f L_f - F_r L_r \end{aligned}$$

其中,  $M$  为整车质量,  $V$  为车速,  $F_f$  为前轮地面附着力,  $F_r$  为后轮地面附着力,  $F_a$  为空气阻力,  $I_z$  为整车绕质心的转动惯量,  $\omega$  为整车横摆角速度,  $L_f$  为前轮距质心的距离,  $L_r$  为后轮距质心的距离。

## 5 仿真实验与结果分析

### 5.1 仿真模型建立

为了验证自适应冗余控制策略的有效性和优越性, 建立了EPS的仿真模型, 本文采用Matlab/Simulink软件建立了EPS的仿真模型, 该模型参考了Matlab官方网站的实例如下图所示, 包括电机模型、转向系统模型、传感器模型、控制器模型等。在仿真模型中, 电机采用永磁同步电机, 传感器采用霍尔传感器, 控制器采用PID控制器。

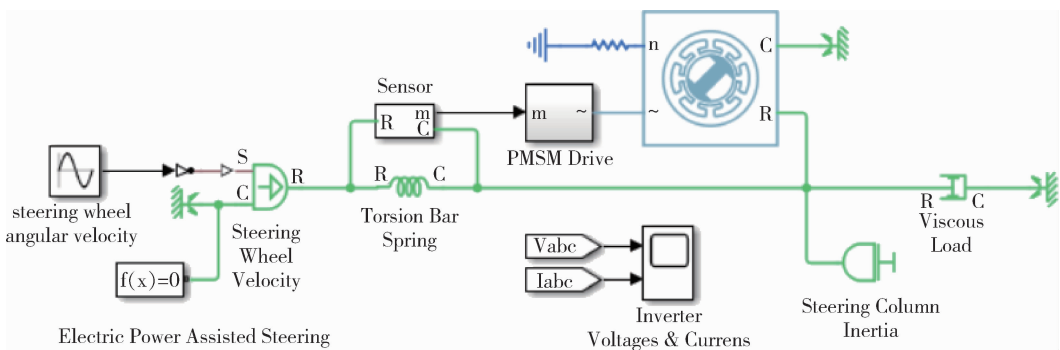


图1 EPS仿真模型

Fig.1 EPS Simulation Model

## 5.2 自适应控制策略设计

电动助力转向系统的自适应冗余控制策略旨在提高系统的安全性和可靠性，特别是在面对硬件故障或性能下降时。从硬件冗余的角度，两个独立的硬件系统可以保证一系统出现故障时另外一条系统可以即使相应，双电机冗余技术是一种有效的实现方式，这种技术通过使用两个独立的电机来提供转向助力，即使其中一个电机发生故障，另一个仍能继续工作，从而保证了系统的连续运行和安全性。在软件层面，自适应控制策略能够根据系统状态实时调整控制参数，以应对动态变化的工况和潜在的不确定性。

本文采用加权多模型自适应控制进行仿真，旨在通过结合多个模型的控制输出来提高系统的控制性能，这种方法特别适用于处理具有大范围参数不确定性的复杂系统。设计加权算法时应考虑以下几个关键方面：一是模型选择与权重分配，权重的分配应基于模型输出误差指标，取决于系统的特性和控制需求；二是动态权重更新机制，权重不是静态的，而是应该根据系统状态和模型性能动态调整。三是减少模型数量：为了提高计算效率和减少控制延迟，应尽量减少所需的模型数量。

## 6 结论

本文聚焦于电动助力转向系统的可靠性与安全性问题，提出了一种自适应冗余控制策略。此策略是在系统内增添冗余部件，一旦主部件出现故障，冗余部件便会自动承担起主部件的工作，确保系统正常运转。该策略还运用了自适应控制算法，能够依据系统的运行状况自动调节控制参数，提升系统的鲁棒性与适应性。通过构建电动助力转向系统的数学模型并进行仿真实验，对该控制策略的有效性与优越性予以了验证。实验结果显示，自适应冗余控制策略能够在电动助力转向系统发生故障时迅速切换至冗余模式，保障系统的正常运行，提高了系统的可靠性与安全性。

未来的研究方向可以从以下几个方面展开：一

是进一步优化冗余部件的选择和配置，提高系统的可靠性和经济性；二是深入研究故障检测与诊断算法，提高故障检测的准确性和快速性；三是探索更加先进的自适应控制算法，提高系统的控制精度和鲁棒性。

### 参考文献：

- [1] 杨友胜, 张萌, 战凯. 乘用车双电机冗余电动助力转向系统研究 [J]. 机械设计与制造, 2024, 402 (8): 5-10.
- [2] 王纪为, 何德管, 吴长水. 冗余电动助力转向系统的故障容错机制研究 [J]. 机械科学与技术, 2025, 44 (2): 345-351.
- [3] 周哲义. 双绕组电机电动助力转向系统控制策略研究 [D]. 青岛理工大学, 2022.
- [4] 程梁, 刘鹏, 崔兴龙. 基于双冗余系统的电动助力转向系统状态机设计 [J]. 电子技术与软件工程, 2021, 11: 48-49.
- [5] 谷成, 邓念, 张成宝, 等. 基于冗余 EPS 的力矩叠加控制架构对比与优化 [J]. 上海汽车, 2020, 2: 58-62.
- [6] 李良机. 冗余电动助力转向系统控制器的设计与实现 [D]. 燕山大学, 2022.
- [7] 苏阳, 郑冬霞, 刘咏莹, 等. 冗余 EPS 电控系统失效模式研究 [J]. 上海汽车, 2020, 3: 40-43.
- [8] 徐平, 郑虎. 自动驾驶中的电动助力转向系统 [J]. 汽车电器, 2018, 6: 28-31.
- [9] 杨文志. 电动汽车冗余转向系统设计与助力特性研究 [D]. 东华大学, 2021.
- [10] 张博, 牛占占, 曹伟. 一种冗余转向系统的新设计 [J]. 汽车实用技术, 2021, 46 (6): 35-37.
- [11] 周炜. 汽车电动助力转向系统 (EPS) 控制系统研究 [D]. 南京理工大学, 2017.
- [12] 卢少波, CW Lim, 李小鹏. 线控独立驱动电动车制动失效容错控制研究 [C]. 2013 中国汽车工程学会年会论文集, 2013.
- [13] Electric Power Assisted Steering Model. [https://ww2.mathworks.cn/help/sps/ug/electric-power-assisted-steering.html?s\\_tid=srchtitle\\_site\\_search\\_1\\_electric%2520Power%2520Assisted](https://ww2.mathworks.cn/help/sps/ug/electric-power-assisted-steering.html?s_tid=srchtitle_site_search_1_electric%2520Power%2520Assisted).

文章编号: 1009-4687(2025)03-0059-06

# 基于正面碰撞的座椅安全性研究

邵帅, 王铁

(沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110159)

**摘要:** 针对汽车座椅的结构安全性, 根据 GB15083—1994《汽车座椅系统强度要求及试验方法》的有关规定对座椅靠背进行强度及碰撞仿真分析应用 HyperMesh 前处理软件建立了汽车座椅有限元仿真模型, 应用 LS-DANY 求解器对 Hybrid III 50% 假人进行正面碰撞仿真试验, 实现对汽车座椅结构安全性的分析, 验证了汽车座椅的结构安全不达标, 根据汽车座椅安全法规, 优化汽车座椅材料、厚度、以及结构, 从而提高汽车座椅结构安全性. 最后所得结果与原结果对比, 验证了模型的有效性.

**关键词:** 汽车座椅; 有限元分析; 正面碰撞; 结构改进

**中图分类号:** **文献标识码:** A

## Research on Seat Safety Based on Frontal Collision

SHAO Shuai, WANG Tie

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

**Abstract:** For the structural safety of car seats, According to the relevant provisions of GB 15083-1994 “Strength requirements and Test Methods of Car Seat System”, the strength and collision simulation analysis of seat backrest is carried out. HyperMesh pre-processing software is used to establish the finite element simulation model of car seat, and LS-DANY solver is applied to Hybrid III The frontal crash simulation test of 50% dummy was carried out to realize the analysis of the structural safety of the car seat, and the structural safety of the car seat was verified that the structural safety of the car seat was not up to standard. According to the safety regulations of the car seat, the material, thickness and structure of the car seat were optimized to improve the structural safety of the car seat. Finally, the results are compared with the original results, and the validity of the model is verified.

**Key words:** car seats; finite element analysis; frontal collision; Structural improvements

## 1 引言

近年来, 随着汽车工业的迅猛发展, 交通事故发生率逐年上升. 在这些事故中, 汽车座椅作为关键的安全部件, 对减少乘员伤害起到了至关重要的作用, 成为汽车安全性能研究的重点<sup>[1]</sup>. 作为乘员与汽车本身之间的直接接触点, 汽车座椅在交通事故发生时可以通过自身的强度和形变对乘员起到

保护作用, 座椅的形变可以吸收碰撞中的冲击力为乘员减轻碰撞时带来的伤害, 汽车座椅的强度可以为乘员在碰撞发生时提供有效的生存空间. 因此, 座椅的碰撞安全性能已成为各大汽车制造商研发的核心内容之一.

自我国 2018 版 C-NCAP 管理规则实施以来, 消费者对汽车碰撞测试中的安全评分愈加关注. 在正面碰撞试验中, 汽车座椅的骨架结构强度是导致失分的主要因素之一, 也是限制汽车整体安全性提

升的关键因素<sup>[2]</sup>. 对于汽车座椅系统而言, 失分通常与安全带、假人坐姿、座椅骨架结构强度等因素密切相关. 现有国内外研究表明, 通过增大坐垫和靠背的倾斜角度, 可以有效改变假人的坐姿, 从而减少碰撞过程中的乘员伤害<sup>[3]</sup>. 同时, 研究还分析了安全带的相关特性, 并提出通过安全带的锁止装置来限制假人在正面碰撞中可能发生的滑动, 进而降低因假人滑动所带来的潜水现象<sup>[4]</sup>.

## 2 座椅模型的建立与分析

### 2.1 座椅有限元的建立

汽车座椅是汽车车身上的总成零部件, 通常它由多个小的零件组成, 首先要根据汽车座椅各个零部件的机械特性对其在汽车座椅整体中对汽车座椅强度的影响, 进而选出对汽车座椅整体强度影响较大的零部件. 本文的汽车座椅属于分开式, 具体是指汽车座椅由两大基本结构组成, 分别为汽车座椅靠背部分和汽车座椅做点部分. 这里主要关心的是汽车座椅靠背侧骨架、汽车座椅的支撑骨架、汽车座椅导轨等汽车座椅整体结构对发生正面碰撞时所受应力的影响, 所以在进行强度分析时, 需要对汽车座椅靠背的骨架进行几何建模和有限元建模. 由于座椅在承受外部载荷时, 主要受力部件是骨架, 而汽车座椅外层包裹的发泡材料对汽车座椅在受到外部冲击力的影响较小, 汽车座椅发泡不能够抵抗较大的外部冲击. 还因为汽车座椅的发泡部分在设计之初考虑到了外部造型的因素, 导致这些发泡通常设计的较为复杂和不规则, 所以在进行汽车座椅正面刚碰撞分析时通常不予以考虑, 如果将这些汽车座椅发泡加入到汽车座椅有限元模型中不仅增加工作量, 还会因为其复杂的外形设计而影响汽车座椅强度分析的结果.

### 2.2 座椅网格划分

本文以佛吉亚汽车公司某汽车座椅为基础 3D 模型, 用 Hyperworks 软件进行前期的网格划分, 为了得到质量良好的汽车座椅有限元模型, 以 2 mm 网格标准进行划分, 网格的最小单元为 1 mm, 翘曲度为 15, 网格的长宽比不高于 5:1 并且为使汽车座椅可以在碰撞仿真中得到更加贴近实际的数据, 汽车座椅模型中的冲压钣金件都采用二维网格划分, 且在网格划分是尽量保证网格以四边形为主, 尽量不要出现三角形网格, 并且雅克比最

大值不超过 0.65 作为检测基础, 并且将三角形单元格的数量控制在 5% 以下. 头枕支撑骨架、靠背骨架铸件、坐垫弹簧和部分塑件都采用六面体单元网格划分. 汽车座椅与假人模型接触的位置使用二维网格划分, 安全带部分也要使用二维网格划分, 其余部位采用一维单元划分. 螺栓应用 rigids 和 beam 进行模拟, 焊接则采用 Rigidbody 刚性连接. 经过座椅几何离散之后得出模型共由 1 103 441 个节点及 685 271 个网格单元组成. 如图 1

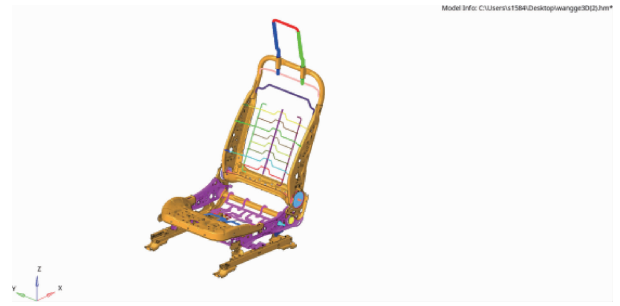


图1 座椅网格  
Fig.1 Seat Mesh

### 2.3 边界条件的确定

在上述汽车座椅网格划分和材料定义之后, 还需要对汽车座椅进行碰撞边界条件约束, 条件约束时需要根据汽车座椅的实际连接条件进行定义, 例如根据汽车座椅总成与汽车底盘的连接形式和对汽车座椅进行刚性条件约束, 需要把约束施加在座椅骨架的各个连接点. 按照国家规定的实验法规, 在碰撞仿真过程中, 需要将汽车座椅锁柄连接处的六个自由度全部锁死, 而在汽车座椅靠背与车身底盘连接处的约束位置需要释放在 Y 方向上的转动自由度.

## 3 汽车座椅正面碰撞

### 3.1 座椅正面碰撞标准

汽车座椅的瞬态结构强度是汽车座椅在实际生活中的重要安全指标, 汽车座椅的瞬态结构强度是指汽车座椅在发生碰撞的一瞬间, 汽车座椅对人体的保护, 汽车在发生正面碰撞时, 汽车座椅的结构强度能否保护人体不受到伤害, 所以汽车座椅的瞬态结构强度安全是汽车座椅的重要评价指标. 针对所构建的汽车座椅有限元模型进行汽车座椅结构安全的瞬态仿真分析. 根据国家汽车座椅安全法规, 采用 50% 分位假人做正面碰撞仿真分析.

### 3.2 假人动态响应

使用 HyperView 后处理软件对整个正面碰撞中假人与座椅的运动情况进行了分析。结果表明,当碰撞进行到 50 ms 左右时刻,随着汽车座椅受到的冲击力加强,假人模型开始由于惯性力行前运动,汽车座椅安全带开始对假人模型起到保护作用;并在 80 ms 左右时刻,由于汽车座椅坐垫骨架的强度不足,假人身体前移的非常明显,假人模型的整体变形量较大;而在 120 ms 时刻,汽车座椅受到最大的冲击载荷,使得汽车座椅各零件变形量达到最大值,假人模型变化最为强烈,假人的坐姿已经完全变形,且头部向前移动明显<sup>[5]</sup>。说明座椅并没有对乘员起到很好的支撑作用。模型 0 ms、30 ms、50 ms、80 ms、120 ms 时刻汽车座椅的正面碰撞过程<sup>[6]</sup>。如图所示。



变形时刻10 ms



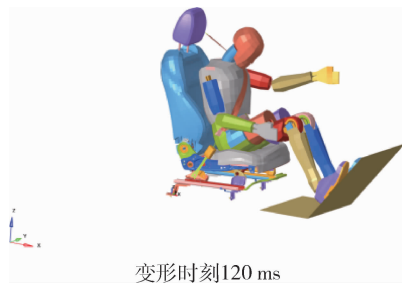
变形时刻30 ms



变形时刻50 ms



变形时刻80 ms



变形时刻120 ms

### 3.3 能量曲线分析

因为我国的汽车座椅设计和整车设计是分开进行的,所以在单独汽车座椅正面碰撞中不能考虑汽车车身上的安全原件对乘员的保护,所以在汽车座椅上最能体现保护效果的就是汽车座椅安全带拉力。依据 2018 版 C-NCAP 的评分准则,本文使用 hyperview 求解器计算出假人模型在发生碰撞时安全带的吸能量、安全带的值可以直观的反应出安全带对假人模型的保护以及对汽车座椅整体结构的拉力,输出的结果作为评判汽车座椅结构安全的重要依据。其中,汽车座椅的安全带拉力分为安全带肩带力以及安全带腰带力,这两者均是由于汽车座椅在发生碰撞时假人模型由于向前惯性力产生的,并且由于汽车座椅的安全带与汽车座椅骨架相连接间接对汽车座椅结构安全产生了影响,影响的大小与汽车座椅发生碰撞时的速度有关,所以安全带的吸能量直接反应了,并座椅安全带的拉力大小间接影响了汽车座椅的结构安全。正面碰撞仿真试验过程中,汽车座椅安全带吸能变化曲线,如图 2 所示。图中,在汽车座椅碰撞开始 30 ms 以前,汽车座椅安全带并没有吸收能,这是因为汽车座椅在碰撞开始时,假人模型并没有马上受到冲击力的影响,汽车座椅安全带也并没有开始收紧,在汽车座椅碰撞 30 ms-60 ms 之间,假人模型开始受到冲击载荷的影响,汽车座椅安全带开始收紧并开始约束假人模型,开始吸收假人带来的能量,并且在 60 ms 时刻,吸收能量达到最大值 30 J。然后在 60 ms 之后座椅安全带由于假人回弹约束力开始下降,直到 120 ms 时刻,座椅安全带吸能结束。图 3 为汽车座椅正面碰撞能量曲线,由图可知,汽车座椅正面碰撞模型的总能量主要来自于汽车驾驶员外部 X 向加速度的外部功,外部功和总能量曲线的走势基本保持一致。但总能量稍高于外部功,这主要是由于总能量包含气囊起爆拟合度较好,且沙漏能较小控制在 1% 以内,因此该正面碰撞模型是合理有效的<sup>[7-9]</sup>。从而验证了汽车座椅安全带拉力分析的准确性。

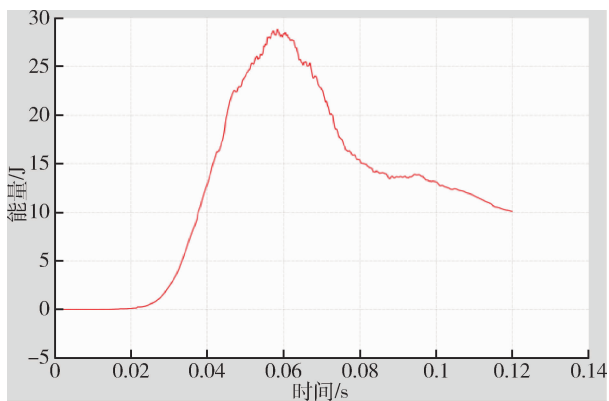


图2 座椅安全带吸能图  
Fig.2 Energy Absorption Diagram of the Seat Belt

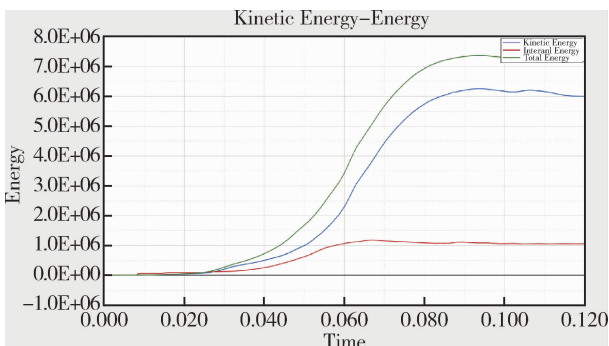


图3 座椅总能量图  
Fig.3 Total Energy Diagram of the Seat

### 3.4 座椅整体结构分析

通过分析整个碰撞过程中座椅的整体受力情况，仿真结果显示，在正面碰撞工况下，尽管汽车座椅没有出现整体损坏或者某一零件发生不可逆的损伤的情况，但是某些零部件受到的力已经达到该零件材料的屈服应力，很有可能在后续中发生断裂现象，乘员造成二次伤害，还观察到在汽车座椅碰撞受到冲击过程中，座椅对乘员的保护作用仍显不足。特别是驾驶员在碰撞中受到了座椅安全带拉力的较大伤害，表明座椅结构仍需要进一步优化和改进，以提高其在碰撞中的安全性。见图4，图5。

## 4 座椅各零部件分析

### 4.1 座椅支撑骨受力分析

在整体仿真实验过程中汽车座椅的靠背部分由于受到的冲击力较小，始终保持着良好的状态，汽车座椅所受到的最大应力出现在汽车座椅的下部。其中，座椅坐盆支撑骨及座椅滑轨所受应力与变形量最大<sup>[10]</sup>。座椅支撑骨的材料为 S500MC，厚度为 1.4 mm，再汽车座椅发生正面碰撞时，侧板的应力达到峰值的 509.9 MPa，超过 S500MC 的最大抗拉强度

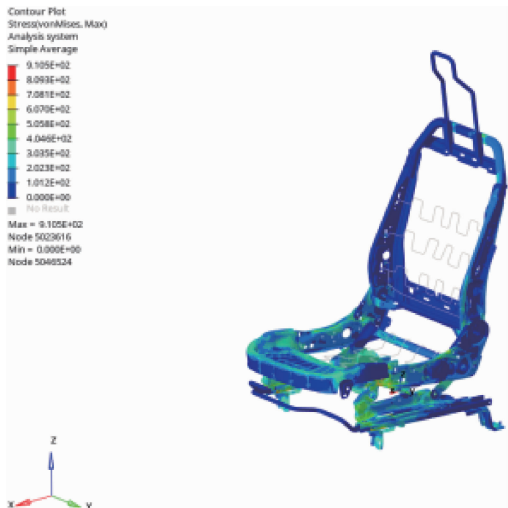


图4 汽车座椅骨架最大应力图  
Fig.4 Maximum Stress Diagram of the Automotive Seat Frame

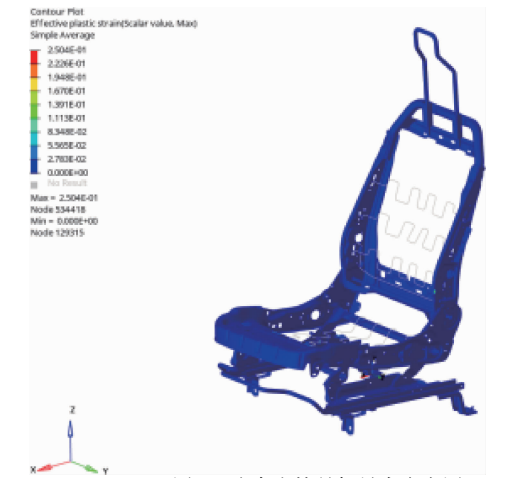


图5 汽车座椅骨架最大应变图  
Fig.5 Maximum Strain Diagram of the Automotive Seat Frame

500 MPa，需要增加支撑骨刚度否则会发生零件断裂的危险。汽车座椅支撑骨最大应力分布图如图所示。

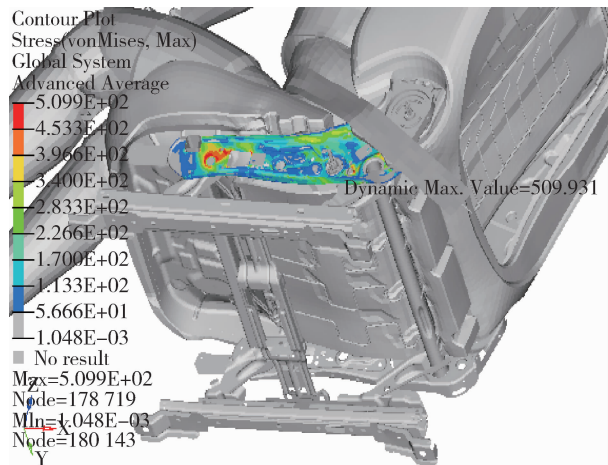


图6 座椅支撑骨  
Fig.6 Diagram of the Seat Support Frame

## 4.2 座椅滑轨受力分析

汽车座椅的滑轨的材料为 track，厚度为 1.6 mm，在发生碰撞时，汽车座椅滑轨的最大应力达到峰值的 803.5 MPa，整体变形量超过 10% 乘员易发生脱轨危险。汽车座椅支撑骨及滑轨的最大应力分布云图。

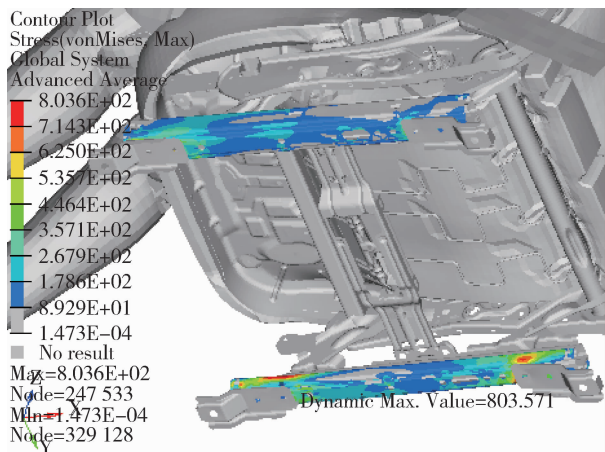


图7 座椅滑轨  
Fig.7 Seat Slide Rail

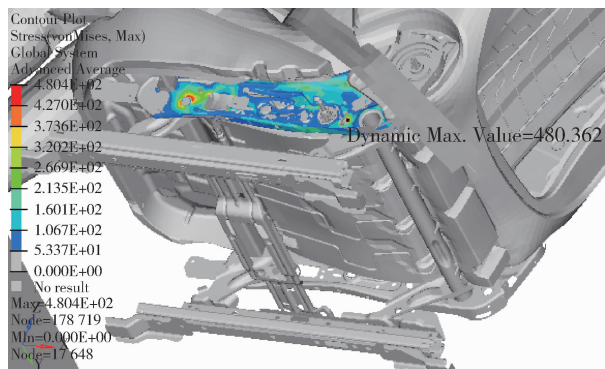


图8 座椅支撑骨优化后  
Fig.8 Optimized Seat Support Frame

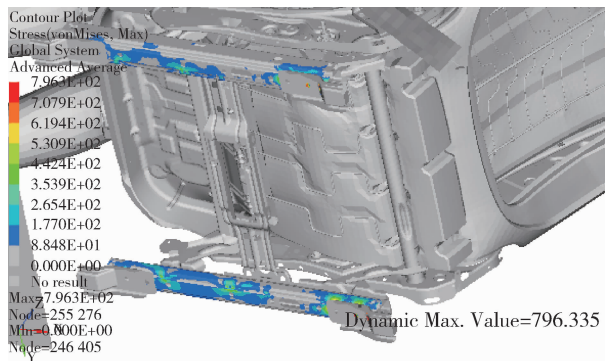


图9 座椅滑轨优化后  
Fig.9 Optimized Seat Slide Rail

## 5 座椅结构改进

### 5.1 材料及厚度改进

根据上述仿真结果的分析，汽车座椅在发生的碰撞时汽车座椅的结构强度不足，结构安全性不满足标准，为了提升座椅的整体强度，特别是在抗弯曲方面的性能，我们对座椅左支撑骨架的设计进行了改进。将座椅左支撑骨架的厚度由原来的 1.4 mm 增大至 2.0 mm。这一改动显著增强了支撑骨架的抗弯曲强度，提高了座椅在承受外力时的抗变形能力。随着座椅左侧支撑骨架强度的提升，座椅的稳定性得到了加强，能够在更高强度的外部压力下保持其结构完整性，提供更好的支撑和安全保护。为了提高座椅滑轨的承载能力和增强碰撞时的安全性，对其设计进行了改进，将座椅滑轨下侧的厚度由原来的 1.6 mm 增加至 2.0 mm。这一调整能有效增加滑轨的整体强度，提高其在碰撞时抵抗变形和失效的能力，从而保证座椅在碰撞过程中能稳定地保持在预定位置，有效保护乘员尤其是驾驶员和前排乘客的安全。汽车座椅支撑骨及滑轨改进后的最大应力分布云图所示。

### 5.2 座椅结构改进

汽车座椅底部支撑筋是座椅底部结构的重要组成部分，起着至关重要的支撑作用。它对座椅的稳定性和舒适性起到关键作用。因此，通过对支撑筋结构的改进和调整，可以有效简化座椅底部的过渡部分，减

少材料中的应力集中现象，从而增强座椅整体的结构强度。座椅底部左右支撑筋的结构调整如图所示。

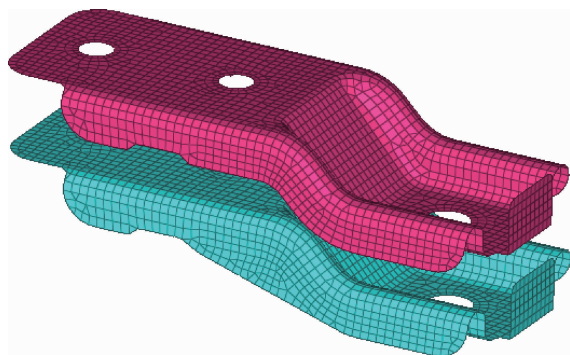


图10 座椅右侧支撑筋结构调整图  
Fig.10 Structural Adjustment Diagram of the Right-Side Seat Support Rib

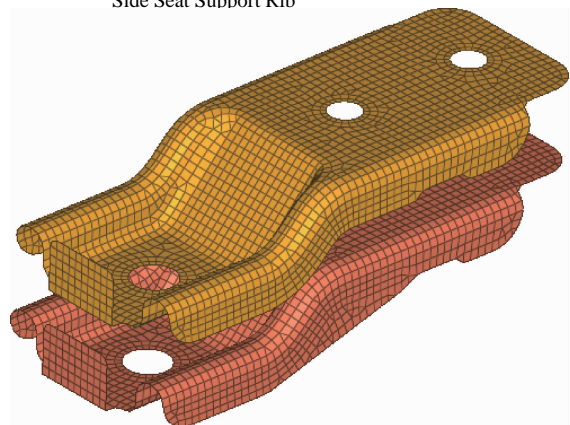


图10 座椅左侧支撑筋结构调整图  
Fig.10 Structural Adjustment Diagram of the Left-Side Seat Support Rib

### 5.3 改进汇总表

改进前后强度汇总表  
Summary Table of Strength Before and After Improvement

编号	名称	最大应力 Mpa		原材料	原厚度 mm	现材料	现厚度 mm
		改进前	改进后				
1	座椅支撑骨	509.931	408.362	S500MC	1.4	S500MC	2.0
2	座椅滑轨	803.571	796.335	Track	1.6	Track	2.0

经过上述结构优化后,汽车座椅的结构强度明显变强,汽车座椅结构安全得到大幅提高,汽车座椅对假人模型的保护更加全面。由于零件强度的增加,使得座椅整体能够在正面碰撞中承受更大的冲击力,使改进后的座椅安全性能更加优秀。

## 6 结论

(1) 仿真结果表明 50 ms 左右时刻,安全带对假人起到约束作用;120 ms 时刻,座椅各零件的变形量最大。(2) 仿真结果的假人与汽车座椅整体结构变形满足 GB15083 的试验标准,验证仿真模型的有效性。正面碰撞中汽车座椅的结构并没有对汽车驾驶员起到合理的保护。(3) 在对汽车座椅骨架优化后,汽车座椅结构均满足国家标准,且汽车座椅最大应力达到了可控范围内,满足了汽车座椅结构材料的屈服强度,汽车座椅结构强度得到显著提高,均满足了法规要求。

#### 参考文献:

- [1] 徐中明,郝炜雅,张志飞,等.汽车座椅强度及碰撞仿真分析[J].重庆大学学报,2009,32(05):512-515.
- [2] 赵民,周嘉伟,王宇,等.汽车前排座椅正面碰撞的仿真分析及优化[J].机械设计与制造,2020,

(10):149-152.

- [3] Eickhoff B, Zellmer H, Forster E. The mechanism of belt induced chest deflection: Analysis and possibilities for reduction [C] //Proceedings of 20th ESV Conference, Lyon. 2007.
- [4] 商恩义,刘卫国,周大永,等.正面碰撞试验中坐垫刚度均匀性对乘员伤害影响研究[J].汽车技术,2017,(07):54-58.
- [5] 周嘉伟.某车型前排座椅正面碰撞的仿真分析及优化[D].沈阳建筑大学,2019.
- [6] 赵民,周嘉伟,王宇,等.汽车前排座椅正面碰撞的仿真分析及优化[J].机械设计与制造,2020,(10):149-152. DOI: 10.19356/j.cnki.1001-3997.2020.10.035.
- [7] Furusu K, Watanabe I, Kato C, et al. Fundamental study of side impact analysis using the finite element model of the human thorax [J]. JSAE review, 2001, 22(2):195-199.
- [8] 王洪宝.基于正面碰撞汽车座椅强度及刚度分析研究[D].长沙:湖南大学,2012.
- [9] 沈永峰,邸建卫.含人体模型的轿车正面碰撞计算机仿真分析[J].机械设计与制造,2009(2):149-151.
- [10] Yang Y, Chen H, Zhang R, et al. Vehicle Seat Structure Optimization in Front and Rear Impact [J]. The Open Mechanical Engineering Journal, 2014, 8(1).

---



---

## CONTENTS

### • Design and Calculation •

- Research on the Construction Technology of Thermal Flow Dynamic Testing System for Armored Vehicle Auxiliary System ..... MA Zedong LI Xin SUN Yang WUI Liguu LIU Jianfeng (1)
- Design and Analysis of a High-Efficiency Internal Combustion Engine Based on Dual-Piston Synergistic Operation ..... MEN Lishan (10)
- Energy Management Strategies for Electric Vehicle Composite Power Systems ..... FU Xin WANG Jingyue ZHU Nan DING Jianming (15)
- Excel Calculation Method of Oil Receiving Time of Fuel Supply System Fuel Tank ..... PENG Fei LI Tao ZHOU Zhenggen YUAN Wufeng NING Xianghua (21)
- Rapid Design Technology for Box Type Parts for Wheeled Vehicles ..... QI Jiabao ZHOU Qiuzhong (26)

### • Reliability Research •

- Diagnosis and Maintenance Methods for Shift Valve Faults in Integrated Transmission System ..... LI Haidong WANG Yabin JIA Ran ZHANG Ye (31)
- Composite Fault Diagnosis Based on POA-VMD-IMOMEDA under Small Sample ..... ZHANG Jie WANG Jingyue ZHOU Hao DING Jianming (37)
- Composite Fault Feature Extraction of Gear Bearing based on DBO Optimization MCKD-VMD ..... MA Liang WANG Jingyue ZHENG Yongcan DING Jianming (45)
- Research on Adaptive Control Strategy of Redundant Electric Power Steering System ..... DENG Jianfeng SONG Wuqiang GUO Shuaibing (55)

### • Performance Research •

- Research on Seat Safety Based on Frontal Collision ..... SHAO Shuai, WANG Tie (59)

本刊为：

中国期刊全文数据库期刊  
 中文科技期刊数据库期刊  
 万方数据—数字化期刊群上网期刊  
 中国学术期刊（光盘版）入编期刊  
 《CAJ-CD 规范》执行优秀期刊  
 中邮阅读网（www.183read.com）合作伙伴

## 声 明

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

《车辆与动力技术》编辑部

# 车辆与动力技术

（季 刊）

第 3 期 2025 年 9 月（总第 179 期）

1979 年 4 月创刊

主管单位：中国科学技术协会

电 话：(010) 68911172 83803081

主办单位：中国兵工学会

传 真：(010) 68911172

主 编：席军强

网 址：<http://BGTK.chinajournal.net.cn>

副 主 编：杜志岐 张树勇

电子信箱：BGTKCD@126.com（第 2、4 期）

章振宇（常务） 刘青山

consultant@noveri.com.cn（第 1、3 期）

责任编辑：刘青山

印 刷：北京科信印刷有限公司

编辑出版：《车辆与动力技术》编辑部

发行范围：国内外公开

地 址：北京理工大学

国内发行：北京报刊发行局

（北京海淀区中关村南大街 5 号）

订 购 处：全国各地邮局

邮政编码：100081