

Database-Optimized Version

ISSN 1009-4687

CN 11-4493/TH

中国兵工学会

CHELIANG YU DONGLI JISHU

# 车辆与动力技术

VEHICLE & POWER  
TECHNOLOGY

车辆与动力技术  
VEHICLE & POWER TECHNOLOGY

Vol.47  
No.4  
2025-12

ISSN 1009-4687



2025年12月

第47卷 第4期

## 车辆与动力技术

第4期 2025年12月

第47卷(总第180期)

## 目次

## · 设计与计算 ·

- 宽域环境下特种车辆散热系统控制策略 ..... 李慧怡 张佳卉 曹元福 丁晨 (1)
- 某汽车涡轮增压器流固耦合有限元分析 ..... 龙永杰 (9)
- 机电复合传动机电耦合建模与断齿故障 ..... 郭童 曹宏瑞 魏江 (13)

## · 性能研究 ·

- 轮履复合式变结构轮车辆越障性能分析 ..... 谢霞 周凯强 徐柳 马超 (24)

## · 试验研究 ·

- 某增压中冷柴油机不同回水温度热平衡试验 ..... 户现顺 徐峰 季文龙 钟岳 马杰 (29)
- CPD测试用儿童假人呼吸参数 ..... 徐哲 贺丽娟 娄磊 冯亭玮 王继忠 (35)
- 基于HIL集群技术实现区域架构联合仿真测试 ..... 白日光 刘颂 李康 (41)

## · 综述 ·

- 基于UDS诊断服务的车辆云诊断系统设计 ..... 王宇晨 姜成龙 杨丽莎 (47)
- 节能减排目标下的重卡混合动力总成技术分析 .....  
..... 李明星 张德显 张腾 孙玉 黎幸荣 刘庆生 (53)
- 缸盖分装闭环检测系统的创新与实践 ..... 张攀 李彬 韩巴特 (58)

文章编号: 1009-4687(2025)04-0001-08

# 宽域环境下特种车辆散热系统控制策略

李慧怡<sup>1</sup>, 张佳卉<sup>2</sup>, 曹元福<sup>2</sup>, 丁晨<sup>1</sup>

(1. 北京理工大学, 北京 100081; 2. 中国北方车辆研究所, 北京 100072)

**摘要:** 为提升特种车辆在高原、高温、低温等极端环境条件下热管理系统的适应能力, 针对散热系统在宽域环境与复杂工况下的温度控制与能耗优化问题, 提出了一种基于“前馈+反馈”的散热系统多目标控制策略。首先, 构建了特种车辆典型散热系统模型; 其次, 结合发动机输出功率与系统热负荷相关性, 采用发动机功率作为前馈信号, 联合反馈环节对高温与低温回路冷却水温度进行动态调节, 设计“前馈+反馈”控制策略, 并进行了仿真分析。仿真结果表明所提出的控制策略在宽温域、高海拔、发动机功率快速变化等条件下, 温度响应平稳, 功耗优于规则控制策略。基于“前馈+反馈”的散热系统多目标控制策略能为特种车辆在极端环境中热管理系统的高效稳定运行提供理论支撑与技术路径。

**关键词:** 热管理系统; 特种车辆; 宽域环境; 自适应控制; 控制策略

中图分类号: U464.138; TJ810

文献标识码: A

## Control Strategy for Cooling System of Special Vehicles in Wide-Range Environment

LI Huiyi<sup>1</sup>, ZHANG Jiahui<sup>2</sup>, CAO Yuanfu<sup>2</sup>, DING Chen<sup>1</sup>

(1. Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;  
2. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

**Abstract:** To enhance the thermal management system's adaptability of special vehicles under extreme conditions such as high-altitude, high-temperature, and low-temperature environments, a multi-objective control strategy based on 'feedforward + feedback' for temperature control and energy consumption optimization of the cooling system under wide-range environmental conditions and complex operating conditions was proposed. Firstly, a typical cooling system model for special vehicles was constructed. Secondly, considering the correlation between engine output power and system thermal load, engine power was used as the feedforward signal, combined with the feedback loop to dynamically adjust the coolant temperatures of the high-temperature and low-temperature circuits, designing a 'feedforward + feedback' control strategy and conducting simulation analysis. The simulation results show that the proposed control strategy provides stable temperature response and lower power consumption compared to rule-based control strategies under wide temperature ranges, high altitudes, and rapid changes in engine power. The 'feedforward + feedback' multi-objective control strategy for the cooling system provides theoretical support and technical paths for the efficient and stable operation of the thermal management system of special vehicles under extreme conditions.

**Keywords:** thermal management system; special vehicles; wide-range environment; adaptive control; control strategy

收稿日期: 2025-06-27

作者简介: 李慧怡 (2001—), 女, 硕士, 研究方向为车辆与飞行器热管理、能量管理。

通讯作者: 丁晨 (1989—), 男, 副研究员, 研究方向为车辆与飞行器热管理、能量管理。

Received: 27 Jun 2025/Revised: 20 Jul 2025/Accepted: 15 Aug 2025/Published online: 25 Aug 2025/Printed: 25 Dec 2025

随着我国周边军事环境的快速变化,特种车辆面临高原、高温、低温等多种极端气候条件的严峻挑战,动力系统须具备适应多变工况与宽域环境的能力,散热系统是确保车辆动力性能的重要保证<sup>[14]</sup>。为了在复杂环境条件下有效控制动力系统关键部件的温度,使其始终维持在设计允许范围内,并同时降低风扇与水泵等辅助部件的能耗水平<sup>[5-6]</sup>,亟须对散热系统控制策略进行科学优化<sup>[7]</sup>,以实现热管理效率与整车能效的协同提升。此外,散热系统结构设计对整体热管理性能亦具有显著影响。孙宇薇等<sup>[8]</sup>通过数值模拟研究了电机定子喷油环结构参数对散热性能的影响,结果表明合理的喷油孔数量和孔径大小可改善温度分布;苏熊<sup>[9]</sup>基于拓扑优化方法对电池液冷板结构进行了研究,指出合理设计流道结构能在保持压降适中的同时显著降低最高温度与温度标准差,为热管理系统提供了参考。

规则控制是散热系统最常用的控制策略,通过比较控制目标的实际值和设定值,对风扇、水泵等被控对象进行转速控制<sup>[10-11]</sup>。封金凤等<sup>[12]</sup>分析了不同散热量和车辆风速下水泵与风扇转速组合,实现散热系统功耗最低。以不同散热需求下的水泵与风扇转速组合为规则,进行散热系统控制。研究表明,相对于固定转速控制策略,发动机冷却系统可节能 9.51%。邱越<sup>[13]</sup>针对增程式动力系统,构建了匹配功率跟随策略的冷却系统规则控制策略,依据发动机与发电机的工作状态切换冷却系统回路。杜常清等<sup>[14]</sup>构建了一种基于规则的热管理系统控制策略,并结合 PID 控制与模糊推理方法对压缩机转速进行调节。在典型 WTVC 工况下,模拟了不同环境条件各子系统的温度响应,并对多种控制策略的热管理性能进行了对比分析。尽管规则控制策略在实际应用中具有实施简便、响应明确等优点,但其控制逻辑主要依赖预设规则,较难适应工况大幅变化的情况,且散热系统的能耗较高。

PID 控制策略因其原理简单、实现方便且可靠性高<sup>[15]</sup>,广泛应用于散热系统的温度调控。李旭等<sup>[16]</sup>考虑制冷、制热两种工况,建立飞机液冷车数学模型,采用 PID 方式对液冷车出口温度进行调控。郭新民等<sup>[17]</sup>通过 PID 算法实现对冷却风扇、节温器、导风板等的多元件联合控制。CHASTAIN 等<sup>[18]</sup>研究了电控水泵、电控风扇、电控节温器的不同组合对发动机温度控制和功耗的影响。考虑到散热系统具有非线性强、热响应复杂等特性,彭书

浩<sup>[19]</sup>进一步采用模糊 PID 控制策略,通过模糊化、模糊规则制定、去模糊化等过程,提高 PID 参数的实时性,实现了水温的精确调控。为降低冷却风扇的功率消耗,姜春宏<sup>[20]</sup>采用硅油离合器进行风扇调速,并针对不同控制策略下风扇响应速度与控制精度的差异,开展了控制方法的对比研究。研究分析了开关控制、前馈表 + PID、PID 控制及模糊 PID 控制策略在硅油离合器中的应用效果。尽管 PID 控制策略在许多情况下能提供有效控制,但面对具有非线性、时变以及较强热惯性的散热系统,PID 控制方法存在滞后性,难以完全克服目标温度响应滞后与超调等问题<sup>[21-22]</sup>,需与其他高级的控制策略相结合以达到更好的性能。

为了提高控制响应精度,TAO 等<sup>[23]</sup>使用 MPC 策略对集成式热管理系统进行控制,通过建立涵盖电池组、电动机与内燃机等动力系统部件的数学模型,设计了对压缩机、冷却泵及散热风扇的联合控制策略,实现对关键温度参数的精准调控。该策略具有控温精度高、功耗低的特点。KUANG 等<sup>[24]</sup>采用遗传算法实现热管理系统多目标优化控制,提出了一种基于二级循环冷却结构的电池热管理系统,并引入分阶段压缩机转速控制策略,构建了以压缩机能耗与电池老化损耗为目标的多目标优化模型,采用遗传算法进行求解。智能控制算法是散热系统控制的重要发展方向,然而在宽域环境与强时变极限工况下,其应用仍面临着样本依赖强、泛化能力弱、实时性不足、算力需求高、部署稳定性差等诸多挑战。

前馈可以有效降低 PID 控制的滞后性,将前馈与 PID 反馈控制相结合,为宽域环境下特种车辆动力散热控制提供了有效解决方案。FEI 等<sup>[25]</sup>利用神经网络提出了系统预测模型,作为前馈应用于模糊 PI 控制器中,补偿温度响应。仿真结果显示,该神经网络-模糊 PI 控制器可显著抑制温度波动、提高系统响应精度,并有效降低水泵与压缩机的能耗,展现出优于传统 PI 控制与预测控制策略的性能表现。动力系统热负荷与发动机功率相关,电机与设备的发热量也与发动机工作状态正相关。因此,以发动机功率作为前馈,可提前预计水温响应,消除 PID 控制的滞后性。

文中构建特种车辆典型散热系统模型,提出“前馈 + 反馈”的高温回路与低温回路多目标控制算法,以发动机输出功率为前馈,以高温循环与低

温循环水温为控制目标, 探究不同海拔、高温环境与低温环境等宽域环境下散热系统水温的控制性能。

## 1 特种车辆散热系统模型构建

本文以典型增程式混合动力特种车辆散热系统为对象, 如图1所示。高温散热器和低温散热器叠置, 冷却风在离心风扇抽吸下, 流经低温散热器, 冷却低温循环的冷却水。随后进入高温散热器, 冷却高温循环的冷却水, 实现冷却风冷量的梯级利用。高温循环中, 冷却液在发动机机械泵驱动下, 冷却发动机以及一级增压后的空气。低温循环中, 冷却液在电子泵的驱动下冷却油散热器、二级增压后的空气、冷却风扇电驱系统、发电机系统以及驱动电机。有研究表明, 精确的热模型标定是实现散热系统实时监测与控制的基础<sup>[26]</sup>。

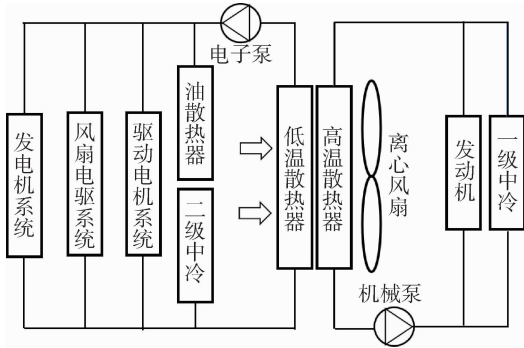


图1 冷却系统示意图  
Fig. 1 Schematic Diagram of Cooling System

高温与低温散热器的换热模型基于  $\varepsilon - NTU$  方法构建<sup>[27]</sup>,  $NTU$  为传热单元数, 定义为

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (1)$$

式中:  $C_{\min}$  为冷、热流体中热容量率(比热容乘以质量流量)较小的值;  $UA$  为冷热流体传热热阻,  $U$  为整体传热系数,  $A$  为换热面积。不考虑散热器隔板传热热阻, 定义为

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(hA)_1} + \frac{1}{(hA)_2} \quad (2)$$

式中: 下标1与2表示两股换热流体;  $h$  为对流传热系数。利用交叉流换热器换热效率  $\varepsilon$  与  $NTU$  的关系, 可计算换热效率, 即散热器的换热量与换热理论最大值的比值, 进而计算换热量与冷热流体出口水温。假设下标1表示热流体, 则

$$Q = \varepsilon C_{\min} (T_{1,\text{in}} - T_{2,\text{in}})$$

$$T_{1,\text{out}} = T_{1,\text{in}} - \frac{Q}{C_1} \quad (3)$$

冷热流体流动阻力计算方法如下:

$$\Delta P = \frac{1}{2} K \rho v^2 = \frac{1}{2} \frac{\rho}{X_{\text{area,int}}^2} K q_v^2 \quad (4)$$

式中:  $K$  为压降系数;  $\rho$  为工质密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $v$  为工质流速,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $X_{\text{area,int}}$  为流通面积,  $\text{m}^2$ ;  $q_v$  为体积流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ 。

风扇在额定转速下的空气流量  $q_{m,\text{rated}}$  与转速  $N_{\text{rated}}$  之间的关系, 依据给定的流量特性曲线计算, 改变转速后, 使用相似定律<sup>[28]</sup>对特性曲线进行缩放:

$$\frac{q_m}{q_{m,\text{rated}}} = \frac{N}{N_{\text{rated}}} \quad (5)$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{rated}}} = \left(\frac{N}{N_{\text{rated}}}\right)^2 \quad (6)$$

发动机、电机等热源, 按照集总参数法<sup>[27-29]</sup>给定发热量  $Q$ , 以及流经热源的阻力系数, 利用能量守恒以及流动阻力, 计算流经热源的冷却液温度与压力变化, 发热功率管路依据冷却液管道直径、长度与流速计算。发动机以额定功率工作时, 各发热部件按照额定发热功率工作, 当发动机功率降低时, 各部件发热功率与发动机功率同比例降低。利用 AMESim 构建系统仿真模型。以高温循环为例, 系统模型如图2所示。

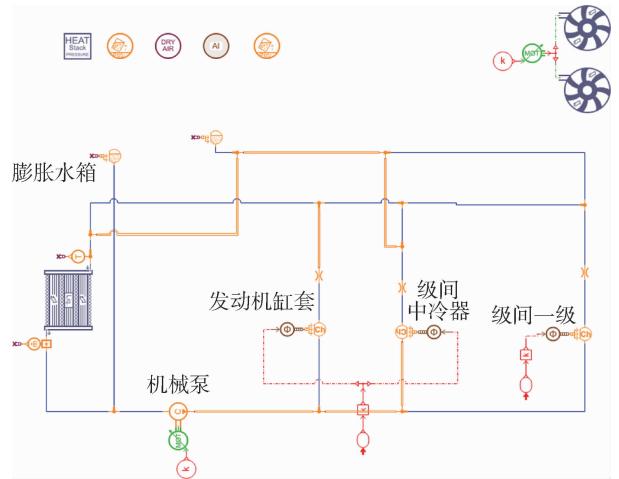


图2 高温循环系统模型  
Fig. 2 Model of High-Temperature Circulation System

## 2 控制策略设计

特种车辆动力散热系统为多温区、多循环系统, 控制对象为散热风扇、电子水泵转速, 控制目标为高温散热器进口水温  $t_1 \leq 120^\circ\text{C}$  和低温散热器

出口水温  $t_2 \leq 80^\circ\text{C}$ 。由于散热系统温度响应受到发动机时变功率、环境温度、海拔等影响,响应特性非线性与滞后性强,文中提出了基于“前馈-反馈”的综合控制策略,控制逻辑如图 3 所示。前馈控制是通过提前获得动力系统工况变化以及环境变化,计算出满足新工况散热需求的风扇转速校正,进行实时控制。反馈控制根据监测值与目标值之间的偏差来调整被控部件的转速,采用 PID 方法进行反馈控制,针对各个散热回路冷却水的水温分

别进行 PID 调节,将各回路调节信号进行对比,选择需求最大的调节信号作为整个系统的调节信号输出。①依据发动机实时功率,对散热风扇与水泵转速进行前馈调节,减小温度响应滞后性导致的水温超限;②对高温散热器进口水温度、低温散热器出口水温度分别进行反馈调节,对比风扇转速,执行较大风扇转速输出;③散热风扇与电子水泵转速等比例变化。

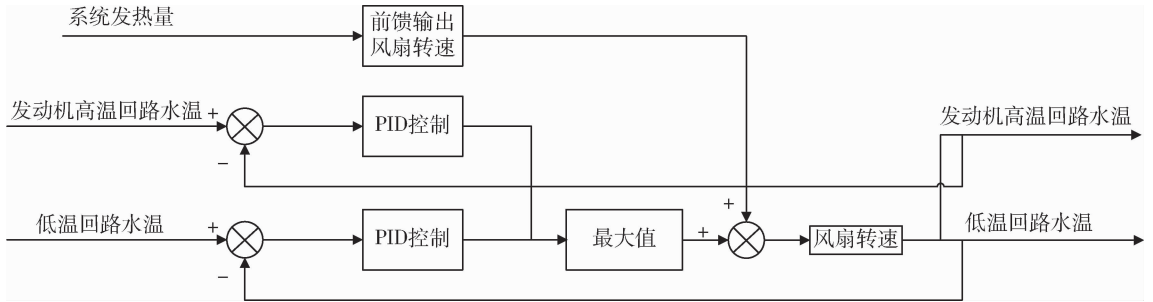


图 3 前馈-反馈控制图

Fig. 3 Feedforward-Feedback Control Diagram

设计的“前馈 + 反馈”控制策略与基于规则的控制策略进行对比分析,文中设定的基于规则的控制策略逻辑:当低温循环温度或高温循环温度低于各自设定温度时,风扇目标转速设置为  $0\text{ r/min}$ ;当低温循环温度或高温循环温度高于各自设定温度时,风扇目标转速为一系列的离散点。

假设动力系统发热量按照图 4 所示发热功率变化,采用文中控制策略以及基于规则的控制策略,高温散热器进口水温随时间变化结果对比如图 4 所示。规则控制策略为  $t_2 \leq 60^\circ\text{C}$  或  $t_1 \leq 90^\circ\text{C}$ ,风扇不工作,随着水温升高,风扇转速上升。

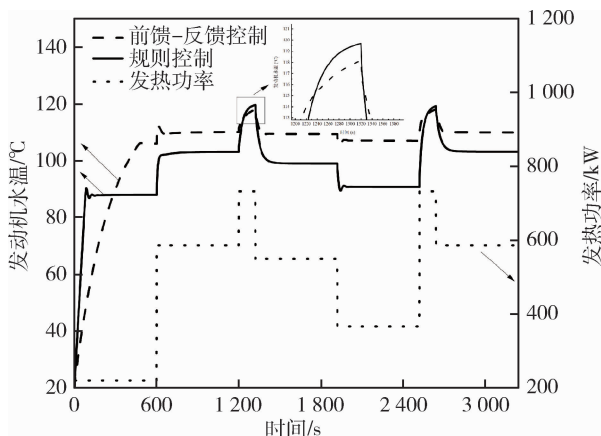


图 4 不同控制策略下水温控制结果

Fig. 4 Water Temperature Control Results Under Different Control Strategies

结果表明,采用“前馈-反馈”控制策略,相

较于传统规则控制,发动机水温的稳定性提高。在发动机功率快速增大的工况下,规则控制存在温度响应滞后性,风扇转速调整滞后于水温上升,导致最高温度逼近报警水温。采用前馈与反馈协同方法,系统利用发动机功率作为前馈信号提前增加风扇转速,水温上升平缓,确保水温处于设计范围。

### 3 宽域环境下控制策略控制响应特性

#### 3.1 高温环境对控制特性的影响

$50^\circ\text{C}$ 下整车额定功率为常温环境额定功率的 66%,设置动力系统在  $0 \sim 2000\text{ s}$  时按照 60% 的额定功率工作,第  $2000\text{ s} \sim 4000\text{ s}$  时按照 80% 的额定功率工作,第  $4000\text{ s}$  后动力系统开始按照额定功率工作。环境温度  $50^\circ\text{C}$  时,高温和低温循环冷却水温度控制效果对比如图 5 所示。

可以看出,负荷阶跃导致两级冷却回路的换热需求分段上升,温度响应整体上移并呈阶梯式分段特征。文中提出的前馈-反馈控制和规则控制相比,能够更快地实现冷却水温度的稳定,并且在稳态阶段保持较小的温度波动。在  $0 \sim 2000\text{ s}$  的 60% 额定功率运行时,两种控制策略下的低温循环冷却水水温控制效果十分接近;在其他工况下,前馈-反馈控制策略下的水温控制更低;在第  $4000\text{ s}$  后按照额定功率运行稳定时,前馈-反馈控制和规则控

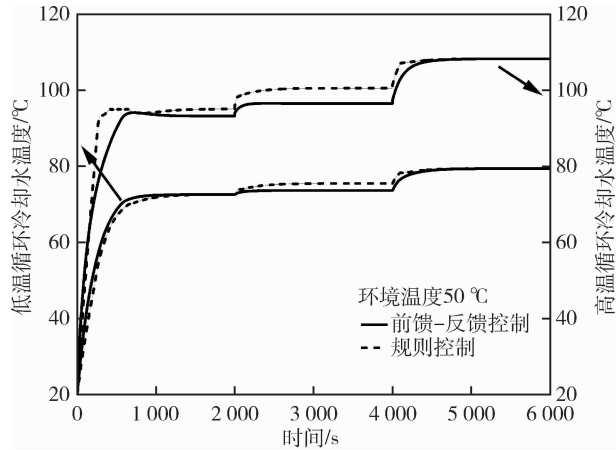


图5 环境温度 50 °C 时, 高温、低温循环冷却水温度控制效果对比  
Fig. 5 Comparison of Temperature Control Effects for High and Low-Temperature Circulating Cooling Water at 50 °C Ambient Temperature

制可以将高温水温 and 低温水温分别维持在 108.302 °C 和 79.459 °C。

接着, 针对高温环境 30 °C ~ 50 °C 的平均功耗展开分析。不同高温环境下平均功耗对比如图 6 所示。

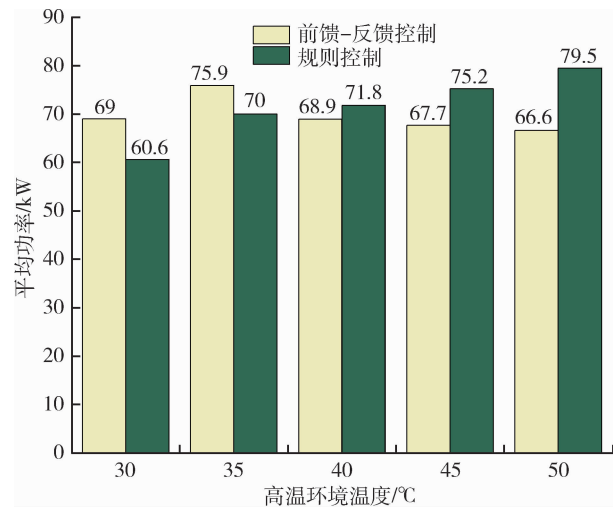


图6 高温环境平均功耗对比

Fig. 6 Comparison of Average Power Consumption in High-Temperature Environments

可以看出, 在环境温度 30 °C 和 35 °C 时, 前馈-反馈控制的平均功耗高于规则控制下的平均功耗, 而在环境温度 40 °C 以上时, 前馈-反馈控制具有更低的功耗。随着环境温度的升高, 规则控制的平均功耗逐渐增大, 在 50 °C 时达到了 79.5 kW, 相比于环境温度 30 °C 时的 60.6 kW 增加了 31.19%。

### 3.2 低温环境对控制特性的影响

-50 °C 下整车额定功率为常温环境额定功率, 低温环境下的控制策略响应特性研究均在环境气压 101.325 kPa 下开展, 风扇转速上限 4 300 r/min。环境温度 -50 °C 时, 高温和低温循环冷却水温度控制效果对比如图 7 所示。

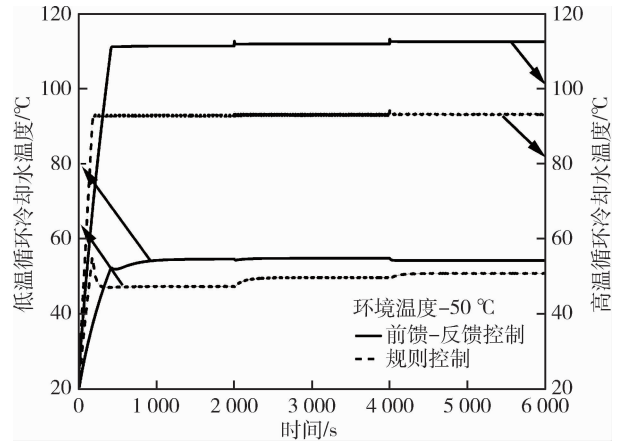


图7 环境温度 -50 °C 时, 高温、低温循环冷却水温度控制效果对比  
Fig. 7 Comparison of Temperature Control Effects for High and Low-Temperature Circulating Cooling Water at -50 °C Ambient Temperature

可以看出, 在高温循环中, 两种控制策略均可以满足水温控制要求, 前馈-反馈控制策略在启动初期迅速将水温提升至目标范围, 尽管在 2 000 s 及 4 000 s 功率上升时出现轻微扰动, 但系统能迅速恢复稳定, 表现出较强的动态响应性与稳态保持能力。而规则控制下水温振荡稳定, 在 2 000 s 后温度出现阶跃波动, 整体温度水平也偏低。在动力系统满功率运行时, 前馈-反馈控制可以将高温水温稳定在 112.53 °C, 规则控制可以将高温水温稳定在 93.06 °C。

在低温循环中, 两种控制策略均可以满足水温控制要求, 然而前馈-反馈控制下水温控制更加稳定, 在系统功率变化时可保持水温较为稳定变化, 而规则控制下水温随着功率的增大而升高。在动力系统满功率运行时, 前馈-反馈控制可以将低温水温稳定在 54.166 °C, 规则控制可以将低温水温稳定在 50.694 °C。

接着, 针对低温环境 -50 °C 至 10 °C 下的平均功耗展开分析。不同低温环境下平均功耗对比如图 8 所示。

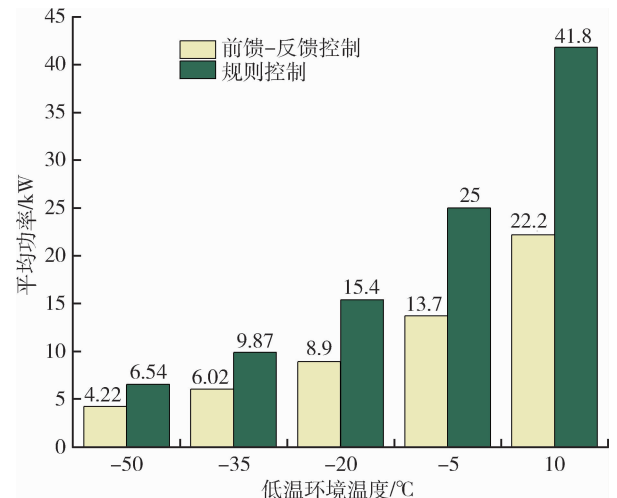


图8 低温环境平均功耗对比

Fig. 8 Comparison of Average Power Consumption in Low-Temperature Environments

可以看出,随着低温环境温度升高,两种控制策略下的平均功耗均增加,前馈-反馈控制策略下平均功耗从-50℃时的4.22 kW增加至10℃时的22.2 kW,规则控制策略下平均功耗从-50℃时的6.54 kW增加至10℃时的41.8 kW。此外,低温环境下前馈-反馈控制的平均功耗低于规则控制时的平均功耗,在极端低温(如-50℃)下,前馈-反馈控制相较于规则控制节能效果达35.47%,在环境温度10℃下,节能效果达46.89%。这种差异主要归因于前馈-反馈控制能够根据环境温度和系统动态变化实时调节加热策略,避免了规则控制中可能出现的过度加热或反应滞后等问题,从而提升了能源利用效率。

### 3.3 高原环境对控制特性的影响

海拔3 000米时,高温和低温循环冷却水温度控制效果对比如图9所示。3 000米海拔下,动力系统额定功率设置为平原常温工况下85%额定功率。

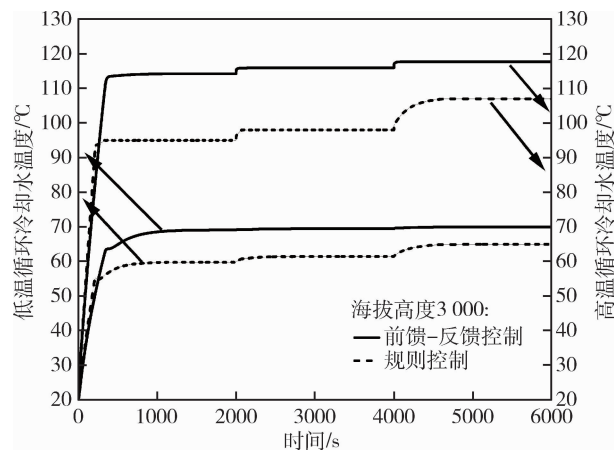


图9 海拔3000米时,高温、低温循环冷却水温度控制效果对比  
Fig. 9 Comparison of Temperature Control Effects for High and Low-Temperature Circulating Cooling Water at 3000 m Altitude

可以看出,两种控制策略均可以满足水温控制要求,前馈-反馈控制可以将高温水温和低温水温稳定在117.715℃和69.893℃,规则控制可以将高温水温和低温水温稳定在106.983℃和64.917℃。整体来看,高低温循环中前馈-反馈控制相较于规则控制均表现出更优的性能。初始阶段,两种控制策略均迅速将冷却水温度提升至目标值附近,但前馈-反馈控制在约2 000秒后达到稳定状态,维持温度在一定水平且波动较小。相比之下,规则控制虽然也能实现温度的升高,但在4 000秒出现较为明显的跃升。

海拔5 000米时,高温和低温循环冷却水温度控制效果对比如图10所示。5 000米海拔下,动力系统额定功率设置为平原常温工况下75%额定功率。

可以看出,两种控制策略均可以满足水温控制

要求,前馈-反馈控制可以将高温水温和低温水温稳定在112.862℃和64.859℃,规则控制可以将高温水温和低温水温稳定在97.977℃和58.518℃。

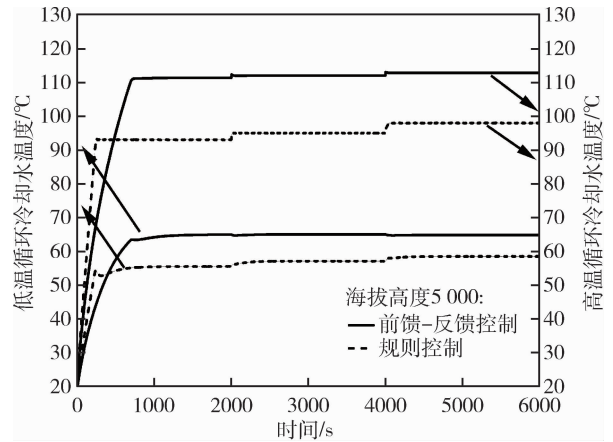


图10 海拔5000米时,高温、低温循环冷却水温度控制效果对比  
Fig. 10 Comparison of Temperature Control Effects for High and Low-Temperature Circulating Cooling Water at 5000 m Altitude

图11为高原环境下平均功耗对比。可以看出,随着海拔升高,两种控制策略下的平均功耗均降低,前馈-反馈控制策略下平均功耗从平原0米时的70 kW降低至高原5 000米时的12.8 kW,规则控制策略下平均功耗从平原0米时的75.9 kW降低至高原5 000米时的22.6 kW。此外,高原环境下前馈-反馈控制的平均功耗低于规则控制时的平均功耗,在海拔5 000米时,前馈-反馈控制相较于规则控制节能效果达43.36%,在海拔0米时,节能效果达7.77%。

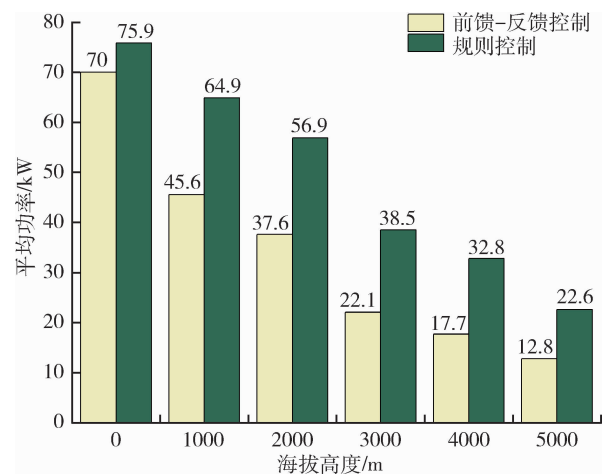


图11 高原环境平均功耗对比  
Fig. 11 Comparison of Average Power Consumption in Plateau Environments

## 4 结论

文中针对特种车辆在高温、低温和高原等极端环境下运行所面临的热管理挑战,提出了一种面向

宽域环境的“前馈 + 反馈”复合控制策略, 并构建了包含高温与低温循环的典型散热系统模型, 通过仿真分析验证了其在多种工况下的控制效果与能耗表现。在系统建模层面, 文中考虑了热源动态特性、环境边界变化等, 较为全面地反映了特种车辆动力系统在复杂运行环境中的热行为特征。控制策略方面, 基于发动机实时功率作为前馈信号, 结合冷却水温反馈, 设计了协同调节风扇与水泵转速的控制算法, 有效弥补了传统控制策略响应滞后、调节不及时的问题。

仿真结果表明, 该控制策略在高温、低温和高原等典型边界工况下均具备较强的水温调节能力与系统稳定性, 尤其在功率变化的动态工况中表现出更优的响应速度和控温精度。此外, 在能耗方面, “前馈 + 反馈”策略优于规则控制策略, 在低温 ( $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) 和高海拔 (5 000 m) 工况下的平均节能率分别达到 35.47% 和 43.36%。值得注意的是该策略在保障冷却系统安全裕度的同时, 也对风扇与泵的能量分配实现了优化, 有助于延长辅助部件的使用寿命, 提升整车能源利用效率。

综上所述, 文中提出的控制策略具有良好的适应性和推广性, 为后续在更复杂平台上部署智能热管理算法提供了可靠的基础架构与方法支持。未来研究可进一步引入强化学习、自适应建模等智能算法, 以提升系统对极端环境扰动的鲁棒性, 并实现跨平台、跨工况的热管理策略优化调控。

#### 参考文献:

- [1] WASEEM M, RAO T R, REDDY K S. Challenges, advances, and perspectives of battery thermal management cooling techniques in EVs [J]. *Future Batteries*, 2025, 7: 100096.
- [2] 王义春, 杨英俊, 谷中丽. 混合动力车辆冷却系统优化设计 [J]. *北京理工大学学报*, 2004(1): 44-47, 60.
- [3] 蒲浩. 某增程式电动汽车整车热管理系统仿真与优化研究 [D]. 重庆: 重庆理工大学, 2024.
- [4] 刘大川, 张众杰, 刘瑞林, 等. 高海拔柴油机两级增压控制研究现状与发展趋势 [J]. *装备环境工程*, 2019, 16(1): 82-88.
- [5] QIN F, ZHANG G, XUE Q, et al. Experimental investigation and theoretical analysis of heat pump systems with two different injection portholes compressors for electric vehicles [J]. *Applied Energy*, 2017, 185: 2085-2093.
- [6] ZHU Z, WANG X, JIANG W, et al. A coupling and multi-mode thermal management system design and control for high-power fuel cell vehicles with utilizing waste heat [J]. *Energy Conversion and Management*, 2025, 328: 119590.
- [7] HU Z, PENG X, HE J, et al. Exploration of intelligence in multi-circuit vehicle thermal management system; control strategy configuration and driving modes performance analysis [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 278: 127465.
- [8] 孙宇薇, 朱益琛, 刘思华, 等. 定子喷油环结构参数对电机散热的影响 [J]. *车辆与动力技术*, 2024 (3): 23-30.
- [9] 苏熊. 基于拓扑优化的电池液冷板结构设计研究 [J]. *车辆与动力技术*, 2024 (3): 43-50.
- [10] 易舒, 刘慧军, 徐作文, 等. 某 PHEV 汽车电机冷却系统热管理策略优化 [J]. *车辆与动力技术*, 2020(2): 25-30, 35.
- [11] JALIL N, KHEIR N A, SALMAN M. A rule-based energy management strategy for a series hybrid vehicle [C] // *Proceedings of the 1997 American Control Conference*. Albuquerque, NM, USA: IEEE, 1997: 689-693.
- [12] 封金凤, 陈晓飞, 刘长振, 等. 增程式混动汽车冷却系统控制策略 [J]. *内燃机与动力装置*, 2022, 39 (6): 29-36.
- [13] 邱越. 增程式电动汽车冷却系统传热特性及控制策略研究 [D]. 昆明: 昆明理工大学, 2025.
- [14] 杜常清, 邓文俊, 任重, 等. 基于 PID 和模糊推理的集成热管理系统控制方法研究 [J]. *汽车工程学报*, 2023, 13(2): 218-226.
- [15] JOSEPH S B, DADA E G, ABIDEMI A, et al. Metaheuristic algorithms for PID controller parameters tuning: review, approaches and open problems [J]. *Heliyon*, 2022, 8(5): e09399.
- [16] 李旭, 雷金果, 张永亮. 不同工况下飞机液冷车制冷换热系统 PID 控制的建模与仿真 [J]. *装备环境工程*, 2017, 14(9): 1-5.
- [17] 郭新民, 翟丽, 高平, 等. 汽车发动机智能冷却系统的研究 [J]. *内燃机工程*, 2001(1): 15-16, 22.
- [18] CHASTAIN J, WAGNER J, EBERTH J. Advanced engine cooling-components, testing and observations [J]. *IFAC Proceedings Volumes*, 2010, 43 (7): 294-299.
- [19] 彭书浩. 质子交换膜燃料电池热管理系统控制策略研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2023.
- [20] 姜春宏. 发动机热管理系统建模与控制策略研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2025.

- [21] 薛喆. 矿用电动车辆驱动系统主动冷却控制策略研究 [J]. 煤矿机械, 2024, 45(7): 53-57.
- [22] ZHU Z, ZHANG Y, CHEN A, et al. Review of integrated thermal management system research for battery electrical vehicles [J]. Journal of Energy Storage, 2025, 106: 114662.
- [23] TAO X, ZHOU K, IVANCO A, et al. A hybrid electric vehicle thermal management system - nonlinear controller design [C] //SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States; SAE International, 2015.
- [24] KUANG X, LI K, XIE Y, et al. Research on control strategy for a battery thermal management system for electric vehicles based on secondary loop cooling [J]. IEEE Access, 2020, 8: 73475-73493.
- [25] FEI F, WANG D. Application of neural network feedforward in fuzzy PI controller for electric vehicle thermal management system: modeling and simulation studies [J]. Energies, 2023, 17(1): 9.
- [26] 孙浩天, 沈鉴彪, 周新武. 基于数字孪生的永磁同步电机热模型标定研究 [J]. 车辆与动力技术, 2024 (4): 13-21.
- [27] 陶文铨. 传热学: 第五版 [M]. 高等教育出版社, 2019.
- [28] 王路飞, 谷波, 王婷. 基于相似理论的风机性能快速计算模型 [J]. 流体机械, 2012, 40(7): 24-28.
- [29] 张程东. 高热流密度器件的散热结构设计及性能研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2023.

### 车辆动力系统技术国防重点学科实验室

军用车辆动力系统技术重点学科实验室军用车辆动力系统技术重点学科实验室成立于2007年6月, 是经国防科工委批准, 在北京理工大学热能及动力工程专业基础上, 针对军用车辆动力系统基础研究和原始创新研究设立的教学与科研机构, 是国防科工局第一批重点学科实验室。实验室现有仪器设备18台(套), 包括: 100kW/160kW/260kW/400kW/600kW 发动机测功机, 发动机硬件在环仿真系统, 小野瞬态油耗仪, 计算机集群服务器, LMS 逆向辅助建模系统, 发动机燃烧分析系统, 发动机快速原型仿真系统, 动力传动一体化试验装置, 燃烧火焰图像、温度场测量系统, 燃油喷雾与燃烧产物分布测试系统, 光学发动机, 发动机动态循环测功机系统, 重型发动机排放测试系统, 瞬态摩擦磨损试验台等。能够完成发动机及其动力系统稳态和动态测试, 关键零部件结构强度和热负荷测试, 发动机缸内燃烧过程激光测试诊断、发动机摩擦磨损等方面系统的测试任务。

(供稿: 北京理工大学 机械车辆学院)

文章编号: 1009-4687(2025)04-0009-04

# 汽车涡轮增压器流固耦合有限元分析

龙永杰

(成都工贸职业技术学院, 四川 成都 611730)

**摘要:** 随着新能源汽车技术的发展, 涡轮增压器已应用在混合动力汽车上, 它能在低转速下改善汽车油耗, 提高发动机效率, 通过较小的发动机排量提供更强的动力输出。压气机和涡轮机是涡轮增压器的核心组成部分, 在工作状态下会受到气动载荷、热载荷、离心载荷、流体密度、叶片角度等不同因素的影响, 须要具备良好的耐高温和抗氧化性能。本文基于 Pro/E 和 Ansys Workbench 软件对涡轮增压器进行流固耦合分析, 采用有限元数值模拟方法, 建立传热模型, 对其等效应力分布情况进行研究, 为汽车涡轮增压器的设计提供参考。

**关键词:** 涡轮增压器; 流固耦合; 温度场; 应力分布

**中图分类号:** TH123; U464.134

**文献标识码:** A

## Finite Element Analysis of Fluid-Structure Coupling of Automobile Turbocharger

LONG Yongjie

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

**Abstract:** With the advancement of new energy vehicle technology, turbochargers have been applied to hybrid vehicles, improving fuel efficiency at low speeds, enhancing engine performance, and delivering stronger power output with a smaller engine displacement. The compressor and turbine are the core components of a turbocharger, which are subjected to various factors such as aerodynamic loads, thermal loads, centrifugal loads, fluid density, and blade angles during operation, requiring excellent high-temperature resistance and oxidation resistance. This study conducted a fluid-structure interaction analysis of the turbocharger using Pro/E and Ansys Workbench software. By employing finite element numerical simulation methods and establishing a heat transfer model, the distribution of equivalent stress was investigated. The findings provide valuable references for the design of automotive turbochargers.

**Keywords:** turbocharger; fluid structure coupling; temperature field; stress distribution

涡轮增压器作为增压系统的关键组件, 已运用到新能源汽车技术研发中, 其结构性能对汽车行驶的经济性和动力性有着直接影响。涡轮增压器受到高速流体、高温废气、旋转运动的影响<sup>[1-4]</sup>。作为涡轮增压器核心部件, 压气机和涡轮机应力分布和受热情况分析是预测其使用寿命的重要方法, 直接求解流体和涡轮增压器结构之间的相互作用问题非常复杂, 目前国内外主要对单边压气机或单边涡轮

机的机构性能进行研究, 集中在对内部结构或蜗壳表面的传统模型分析, 在叶片、蜗壳、流体接触表面存在能量传递与交换, 适合使用热流固耦合的方法来研究。文中基于 Pro/E 和 Ansys Workbench 软件涡轮增压器进行流固耦合仿真分析, 采用有限元数值模拟方法模拟各种条件以及工况, 探索压气机和涡轮机在各种影响因素下应力分布和结构形变的变化规律, 避免了人为操作误差和试验设备的限

收稿日期: 2025-05-29

基金资助: 四川省高等教育学会智能汽车产业协同培养专项课题 (GJQZ-2025-YB-20)。作者简介: 龙永杰(1993—), 男, 讲师, 研究方向为机械车辆工程。

Received: 29 May 2025/Revised: 12 Jun 2025/Accepted: 09 Sep 2025/Published online: 12 Sep 2025/Printpublished: 25 Dec 2025

制,分析周期较短,成本低,能获得更直观的数据<sup>[5]</sup>。

## 1 涡轮增压器建模

对涡轮增压器压气机和涡轮机这种由不规则曲面构成的复杂结构,Pro/E 软件表现出色,Pro/E 可与 ANSYS 软件进行无缝集成,方便传递数据,提高工作效率<sup>[6]</sup>。Ansys 软件包含 System Coupling、Fluent、Transient Structural、Geometry 模块,其中 Fluent 模块能对热传导和流体流动问题进行数值模拟,真实地模拟流体与结构相互影响的复杂情况。文中采用 Pro/E 软件建立涡轮增压器模型,将压气机和涡轮机模型导入到 Ansys Workbench 软件的 Geometry 模块中,将抽取的流体域模型和几何模型导入 Fluent 模块中,运用结构化网格划分,设置了内部单元、壁面条件、进出口等边界条件,网格单元质量均在 0.6 以上且均趋近于 0.8<sup>[7]</sup>。压气机和涡轮机是涡轮增压器结构承受载荷的关键部件,脆弱性显著并且受力复杂,为了减少收敛难度和计算时间,保证网格的质量,采用四面体网格对压气机和涡轮机结构进行网格划分,划分结果如图 1 所示。

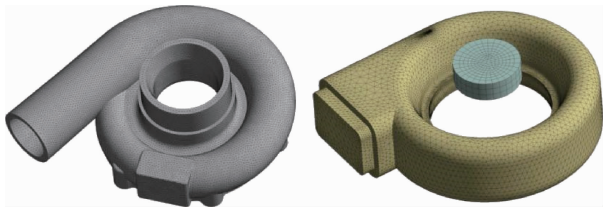


图 1 压气机和涡轮机结构场网格划分  
Fig. 1 Structural Mesh Division of Compressor and Turbine)

汽车涡轮增压器正常工作时须满足三个基本条件:转速相同,见式(1);流量平衡,见式(2);功率平衡,见式(3)。

$$n_T = n_k = n_{TK} \quad (1)$$

式中:  $n_{TK}$  为涡轮增压器转速;  $n_T$  为涡轮机叶轮转速;  $n_k$  为压气机叶轮转速。

$$m_T = m_k + m_f \quad (2)$$

式中:  $m_f$  为相应的燃油流量;  $m_T$  为涡轮机流量;  $m_k$  为压气机流量。

$$W_T \times \eta_{TK_m} = W_K \quad (3)$$

式中:  $\eta_{TK_m}$  为涡轮增压器功率;  $W_T$  为涡轮机输出功;  $W_K$  为压气机所消耗的功。

本文动量守恒控制方程的形式为

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + (v \cdot \nabla)v \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 v + \rho F \quad (4)$$

式中:  $\rho$  为流体密度; 速度场  $v = ui + vj + wk$ ,  $u, v, w$  分别为笛卡尔坐标系  $x, y, z$  方向的速度分量,  $i, j, k$  为对应方向的单位矢量; 梯度算子  $\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z}$ ;  $p$  为流体压力;  $\mu$  为动力黏度;  $F$  为体积力矢量;  $\left( \frac{\partial v}{\partial t} + (v \cdot \nabla)v \right)$  为物质导数(随体导数), 表示流体质点的加速度。

旋转叶片产生离心拉应力的本质是离心力作用。对于叶片上任意微元段, 离心力表达式为

$$\sigma_i = \frac{1}{A_i} \int_{V_i} \rho \omega^2 r_i dV \quad (5)$$

式中:  $\rho$  为叶片材料密度;  $\omega$  为叶轮的角速度;  $r_i$  为旋转半径;  $A_i$  为该段叶片的平均截面积。

压气机流固耦合过程中存在热应力的影响, 热应力方程式为

$$\delta = KR \quad (6)$$

$$\sigma = D (B\delta - \varepsilon_0) \quad (7)$$

式中:  $\varepsilon_0$  为初始应变矩阵;  $D$  为弹性矩阵;  $\sigma$  为节点应力矩阵;  $B$  为应变矩阵;  $R$  为总体载荷矩阵;  $K$  为总体刚度矩阵;  $\delta$  为总体位移矩阵。

混合动力汽车在行驶过程中, 发动机产生高温高压废气通过蜗壳内叶轮转动排出, 整个工作过程包含了气体流动产生的离心力、高温气体和蜗壳结构间的热传导、蜗壳和叶轮气动力作用<sup>[8]</sup>, 因此研究压气机流固耦合时需要考虑热应力的影响。文中探究涡轮增压器在高速旋转和高温工况下等效应力分布、流体介质速度、结构场产生的形变规律。文中选用吉利帝豪 GL PHEV 混合动力汽车中 1380000066 涡轮增压器作为研究对象, 该型号涡轮增压器适用于在高温工况下工作, 在 1 000 ℃ 的工作环境中具有良好的抗氧化性和热疲劳性。该涡轮增压器材料的特性见表 1~表 3, 表 4 为涡轮增压器数值模拟参数设置。

表 1 涡轮增压器材料主要化学成分

Table 1 Main Chemical Composition of Turbocharger Material

化学成分	C	Si	Cr	Ni	Mo	Nb	Al
质量浓度/%	0.12	0.3	12.5	5	4.1	1.9	5.8

表 2 本涡轮增压器力学性能

Table 2 Mechanical Properties of the Turbocharger

温度/℃	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa
25	1 002 ± 12	755 ± 50
600	1 004 ± 12	875 ± 45

表3 本涡轮增压器物理性能  
Table 3 Physical Properties of the Turbocharger

温度/℃	杨氏模量/ GPa	密度/ ( $\text{Kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	热导率/ ( $\text{m} \cdot \text{℃}^{-1}$ )	泊松比
20	205	8 612	10.11	0.3
500	170	8 340	16.38	0.33
600	158	8 225	18.49	0.34
700	140	8 166	20.54	0.33
800	123	8 028	22.65	0.31

表4 为涡轮增压器数值模拟参数设置  
Table 4 Parameter Settings for Turbocharger  
Numerical Simulation

压气机工况		涡轮机工况			
压气机转速/ ( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	入口 总压/ MPa	出口流速/ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	涡轮机 转速/ ( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	入口 流速/ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	高温 废气流 体温度/℃
17 000	0.1	300	17 000	300	1 000

## 2 压气机流固耦合仿真分析

压气机叶轮结构对压气机内部流场有直接影响, 叶轮的主要功能是将机械能转化为流体动能, 重要部件叶轮由7个叶片组成。整个压气机中的流体包含沿着蜗壳流道方向运动和随叶轮压力推动做旋转两种运动形式, 提高了压气机的效率, 实现气体的膨胀和压缩, 速度变化从轮毂到轮缘速度逐渐增高, 最大速度集中在叶轮轮缘处, 最高速度可以达到1 042 m/s。叶轮的吸力面速度低于吸力面速度, 吸力面压力低于压力面压力, 最大压力为0.213 1 MPa。在压气机入口处, 流道内部结构先压缩气体使其膨胀加速。在压气机出口处, 内部流体速度减小实现气体压力增加, 最高速度可以达到490.5 m/s, 最大压力为0.235 2 MPa, 压比可以达到2.29, 由于流体自身存在黏性, 靠近蜗壳流道中心区域速度高, 靠近蜗壳内壁速度低, 在蜗舌部分产生了气体旋涡。

为了提高工作效率以及降低阻力, 压气机叶轮叶片厚度由根部到末端逐渐减薄, 叶片有一定的扭转角度。这种设计叶片边缘刚度不足, 叶栅质心无法通过叶轮旋转轴, 高速旋转产生的惯性扭矩会使叶轮叶片发生扭曲形变。根据耦合后的结构场分析结果来看, 压气机叶轮形变在后缘叶片末端较为明显, 最大形变为1.587 8 mm。压气机在吸气过程中, 较大的气流撞击在叶片上, 气流未完全流入流

道, 应力随着气体流向流道后逐渐减小。叶片的根部应力较高, 主要出现在上1/4处, 最大应力可以达到732.98 MPa, 最大应力均在材料的许用应力范围内, 图2为压气机叶轮等效应力云图。

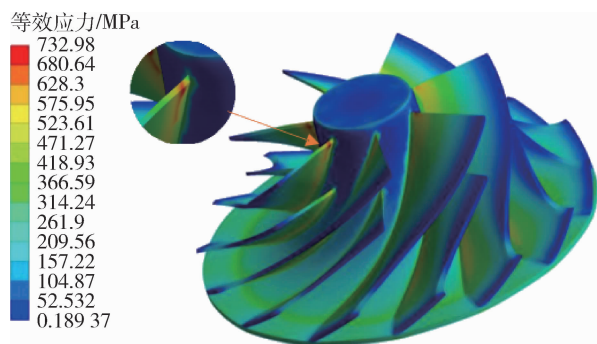


图2 压气机叶轮等效应力云图  
Fig. 2 Equivalent Stress Cloud Diagram of Compressor Impeller

与叶轮的形变相比, 蜗壳的形变较小。叶轮在高速旋转时, 气体方向发生明显变化, 流体从环形流道到出口直道运动过程中, 流体在流道内产生气动力和离心力, 蜗壳内壁受力, 产生形变, 最大形变值为2.68  $\mu\text{m}$ 。蜗壳等效应力主要集中在蜗舌处, 蜗舌处最大应力值为7.054 4 MPa, 图3为压气机蜗壳等效应力云图。

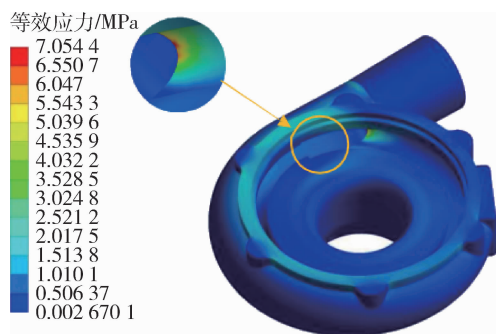


图3 压气机蜗壳等效应力云图  
Fig. 3 Equivalent Stress Cloud Diagram of Compressor Volute

## 3 涡轮机热流固耦合仿真分析

根据涡轮机的工作原理, 高温废气经过发动机排出进入蜗壳内, 会与叶轮发生碰撞, 推动叶轮旋转经排气口排出, 流场与温度场共同作用, 整个过程叶轮和蜗壳受到气体流动产生的气动力、离心力、热传导, 根据能量守恒定律, 汽体内能转化为机械能, 叶轮边缘处的压力较高, 相比流固耦合增加了热应力的影响。因此采用单向热流固耦合进行分析。废气从入口进入流道的过程中, 由于流道结构缩小, 产生膨胀, 流体速度逐渐增加, 气体的热

能和压力转化为动能,最大速度为 952.1 m/s。气体到达蜗舌处时,由于叶轮间气体和进气口气体方向不一样发生碰撞产生了涡流,气体的动能转化为内能,压力降低,速度明显下降。

蜗壳与气体直接接触的部分升温较快,叶轮上高温气体直接冲击的叶片部分温度最高,为 971.22 °C,螺栓和法兰片等不直接接触气体的位置温度较低,蜗壳流道内较为平滑的部分热流密度较小。叶轮高速旋转时,产生较大的气动力和离心力,这些力施加到蜗壳壁上,使蜗壳产生了形变,靠近边缘的蜗壳形变最大,达到 164.2  $\mu\text{m}$ 。蜗壳中蜗舌处出现等效应力集中的现象,蜗舌根部等效应力最高,达到 431.68 MPa,图 4 和图 5 分别为蜗壳和叶轮温度分布云图。

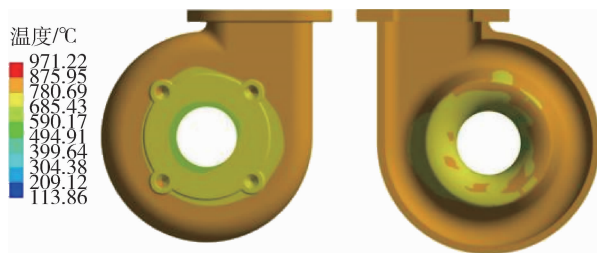


图 4 蜗壳温度分布云图  
Fig. 4 Temperature Distribution Cloud Diagram of Volute

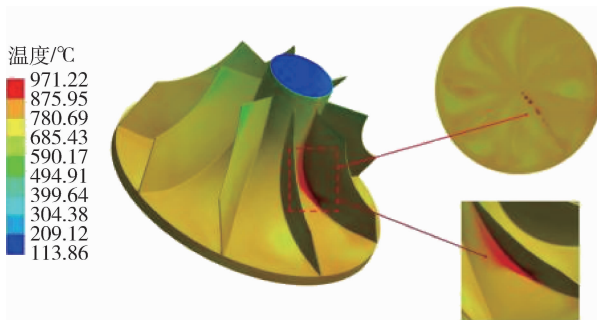


图 5 叶轮温度分布云图  
Fig. 5 Temperature Distribution Cloud Diagram of Impeller

高速废气进入涡轮后先接触叶片末端,叶片从顶部到根部厚度逐渐增加,根部刚度比叶片边缘大,涡轮机叶轮形变大小从根部到叶片末端逐步增加,叶片末端靠近环形流道的边缘部分出现最大形变,为 0.189 5 mm。叶轮在旋转时主要受拉应力和压应力的影响,拉应力是叶轮旋转过程中产生的离心力引起的,压应力是高温废气推动叶轮旋转产生的,叶片根部向上 1/6 处等效应力最大,达到 452.1 MPa。

## 4 结论

文中通过 Pro/E 软件建立涡轮增压器三维模型,将模型导入 Ansys Workbench 软件进行有限元分析,对涡轮增压器压气机进行流固耦合分析,对涡轮增压器涡轮机热流固耦合研究,探索蜗壳和叶轮在热载荷、气动载荷、离心载荷等因素影响下等效应力分布、压力变化、流体速度、结构形变规律。研究表明:蜗壳内最高温度为 971.22 °C,压力面压力高于吸力面,叶轮压力面速度低于吸力面,叶片最大形变值为 1.587 8 mm,叶片应力主要集中在根部向上 1/6 处,最大应力为 452.1 MPa,本研究揭示了蜗壳和叶轮结构对涡轮增压器整体性能相互作用规律,为混合动力汽车中涡轮增压器的设计提供参考。

### 参考文献:

- [1] 刘克铭,李弘焘,李国威,等. 废气涡轮增压器压气机流场特性分析 [J]. 机械设计, 2024, 41 (7): 106-113.
- [2] 温占永,孙鹏晖,田亚明. 航空活塞发动机稳压箱温度影响因素及高空特性研究 [J]. 车辆与动力技术, 2024 (3): 17-22.
- [3] 范林,勾鹤,徐晓曦,等. 超重型混合动力车辆机电复合制动系统技术 [J]. 车辆与动力技术, 2024 (1): 22-28.
- [4] 周涛,宋娇,戴雨华,等. 发动机本体件寿命受生产工艺的影响分析 [J]. 车辆与动力技术, 2025 (2): 39-42.
- [5] 尹升,倪计民,石秀勇,等. 基于集成式结构边界的增压器涡轮机性能仿真研究 [J]. 内燃机工程, 2023, 44 (6): 10-19.
- [6] 石永康,陈振雷,王勇,等. 基于流固耦合的涡轮增压器涡轮机温度场分析 [J]. 宁波大学学报(理工版), 2021, 34 (3): 7-12.
- [7] 周敏,王东方,顾倩倩. 车用涡轮增压器涡轮级流场特性的仿真研究 [J]. 机械制造, 2020, 58 (12): 36-40.
- [8] 张金明,张健健,马超,等. 高排温发动机涡轮壳总成流固耦合分析及验证 [J]. 内燃机与动力装置, 2020, 37 (6): 79-83.

# 机电复合传动机电耦合建模与断齿故障

郭童, 曹宏瑞, 魏江

(西安交通大学 机械工程学院, 陕西 西安 710049)

**摘要:** 为研究机电复合传动系统在机电耦合效应下的动态响应, 基于动力学理论并考虑非线性因素, 建立了机电复合传动系统耦合机构动力学模型; 基于电机动态数学建模及控制建模理论, 建立了永磁同步电机模型, 并考虑机电耦合效应建立机电耦合模型。通过两种转向工况的试验与仿真对比, 验证了所建立模型的正确性。在机电耦合模型的基础上, 基于能量法计算齿轮断齿故障下啮合刚度, 进一步得到故障激励力, 并植入到机电耦合模型中, 基于仿真结果分析了断齿故障下的动态响应特征。结果表明: 当故障发生时, 电机电流信号会受到故障频率的调制影响, 频谱中出现大量故障调制频率成分。考虑机电耦合效应下的机电复合传动故障模型能够为故障诊断提供新的方案。

**关键词:** 机电传动; 行星齿轮机构; 机电耦合; 断齿故障; 定子电流

中图分类号: TH132.4

文献标识码: A

## Electromechanical Coupling Modeling and Tooth Broken Fault of Electro-mechanical Transmission

GUO Tong, CAO Hongrui, WEI Jiang

(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China)

**Abstract:** To investigate the dynamic response of electromechanical transmission systems under electromechanical coupling effects, a dynamic model of the coupling mechanism in the electromechanical transmission system was established based on dynamic theory and considering nonlinear factors. A permanent magnet synchronous motor model was developed using dynamic mathematical modeling and control theory of motors, and an electromechanical coupling model was constructed by incorporating electromechanical coupling effects. The validity of the proposed model was verified through comparative experiments and simulations under two steering conditions. Based on the electromechanical coupling model, the meshing stiffness under gear tooth breakage fault was calculated using the energy method, and the corresponding fault excitation force was derived and integrated into the electromechanical coupling model. The dynamic response characteristics under tooth breakage fault were analyzed based on simulation results. The results show that when a fault occurs, the motor current signal is modulated by the fault frequency, resulting in numerous fault modulation frequency components in the spectrum. Therefore, the fault model of electromechanical transmission considering electromechanical coupling effects can provide a new solution for fault diagnosis.

**Keywords:** electromechanical transmission; planetary gear mechanism; electromechanical coupling; tooth breakage fault; stator current

随着智能制造和重大装备的发展与进步, 机电复合传动系统愈发成为现代机械装备的核心动力传动组成部分<sup>[1]</sup>。机电复合传动系统是一个典型机

电耦合系统, 随着对机电复合传动系统的控制性能要求的提高, 其机电耦合程度进一步提升。现有的机电复合传动系统研究较少考虑其机电耦合效应,

单独分析电机或者齿轮传动系统难以精确得到其动态响应。机电复合传动系统工作环境复杂,会导致齿轮等关键部件故障频发,因此开展机电复合传动系统机电耦合建模和故障研究具有重要意义。在机电耦合建模方面, YANG 等<sup>[2]</sup>采用解析方法探讨了直线进给系统中由推力谐波引起的机电耦合机理,并讨论了耦合作用对位移的影响。EL YOUSFI 等<sup>[3]</sup>将感应电机的电气模型与两级齿轮传动系统的集中参数模型相结合,将电磁转矩输入到集中参数模型中建立了机电耦合模型。YUAN 等<sup>[4]</sup>建立了高速列车斜齿轮传动的机电耦合模型,深入研究了轮轨滑移力、支撑刚度和支撑阻尼等内外部激励参数对高速列车齿轮传动系统稳定性的影响。WANG 等<sup>[5]</sup>构建了包括电动机和齿轮传动在内的机电耦合动力学模型,通过实验和仿真研究了冲击和阶跃载荷下电机电流和齿轮传动内部载荷等机电动力学特性。SHU 等<sup>[6]</sup>建立了多电机驱动机电耦合系统,通过仿真和试验探究多电机系统在时变转速以及时变负载工况下机电耦合特性。GUO 等<sup>[7]</sup>综合考虑电机转矩波动和传动系统内部激励,将 Maxwell 电机电磁模型与行星齿轮动力学模型相结合,建立了机电耦合系统动力学模型,分析了考虑电机转矩波动时系统的动态特性、动态负载性能和均载性能。CHEN 等<sup>[8]</sup>考虑了非线性因素,建立了机电刚柔耦合动力学模型,分析了该模型在时变负载以及时变转速下的动态特性。GE 等<sup>[9]</sup>考虑永磁同步电机电磁非线性,建立了其机电耦合动力学模型,分析了系统在各种复杂工况下的动态响应。在故障诊断方面, GONG 等<sup>[10]</sup>建立了电动汽车电机和传动系统的机电耦合模型,研究了电流信号对齿轮故障的敏感性,采用小波算法对电流信号进行分解得到具有故障信息的电流信号。OTUYEMI 等<sup>[11]</sup>提出了一种机电耦合齿轮传动动力学模型,考虑了不同程度的断齿,通过频谱分析了电机电流在齿轮断齿程度诊断中的作用。GUO 等<sup>[12]</sup>提出了一种基于电流信号的齿轮传动系统故障诊断的多元频移双谱估计方法,有效地提取了故障特征。为了解决故障特征可能会被电流的基频和边频带淹没和变转速的问题, AZAMFAR 等<sup>[13]</sup>提出了一种基于电机电流特征分析的齿轮箱故障诊断方法,通过二维卷积神经网络结构将多个电流传感器采集到的数据进行融合,并直接用于故障分类。DONG 等<sup>[14]</sup>建立了故障下 d 轴电流信号的解析模型,提出了一种称为迭代

Vold-Kalman 滤波器的齿轮故障检测方法,实现了故障特征识别。CHEN 等<sup>[15]</sup>通过电机电流信号对转速进行研究,通过转速来进行齿轮轴错位诊断。

基于上述研究现状,本文以机电复合传动系统耦合机构为研究对象,一方面基于动力学理论及考虑非线性因素,建立齿轮传动系统动力学模型;另一方面基于永磁同步电机动态数学建模和控制理论,建立永磁同步电机动态数学模型和矢量控制模型,并考虑机电耦合效应将两者进行耦合,从而建立机电耦合模型。在此基础上,利用能量法计算断齿故障下齿轮啮合刚度,并得到故障激励力植入到机电耦合模型中,得到仿真结果,分析其故障状态下动态响应特征。

## 1 机电复合传动系统耦合机构机电耦合建模

为得到机电复合传动系统动力学特性响应,需要建立精确的动力学模型,机电复合传动系统采用永磁同步电机驱动,电机输出轴与齿轮传动装置相连。电机受电气特性及控制系统约束所产生的电磁转矩与转速输出,是齿轮传动动力学响应的主要输入;与此同时,齿轮系统的振动响应亦通过机械耦合路径传递至电机,引致其运行参数变化,进而反作用于输出特性。此双向机电相互作用机制,构成了一个具有复杂非线性特征的机电耦合闭环系统。

### 1.1 齿轮传动系统动力学模型

机电复合传动系统耦合机构齿轮传动部件结构简图如图 1 所示。该系统包含两个动力输入端,两个动力输出端,分别由左右两台永磁同步电机驱动,左右两台制动器提供负载。左右永磁同步驱动电机通过内外花键与耦合机构减速排太阳轮进行连接,太阳轮啮合四个行星轮进行运动,行星架作为

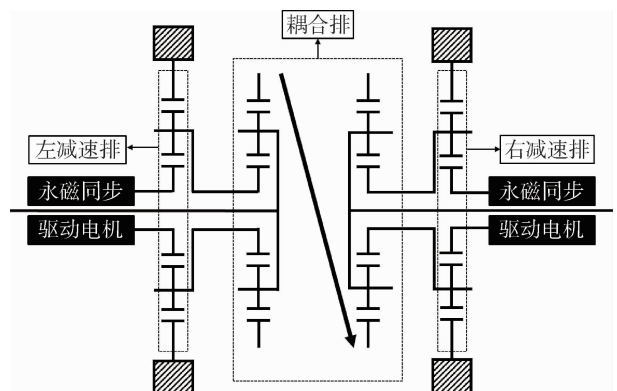


图 1 机电复合传动耦合机构结构简图  
Fig. 1 Schematic Structure of Electromechanical Composite Transmission Coupling Mechanism

输出，将动力传递到耦合排上，行星架输出轴同样通过内外花键与耦合机构耦合排太阳轮进行连接，左右耦合排行星架传递动力到两侧输出轴上，最终输出到两侧负载端。

机电复合传动系统耦合机构的二维拓扑图如图2所示，从中可以明确各构件之间的铰接自由度和运动关系，以此来建立齿轮传动系统动力学模型。

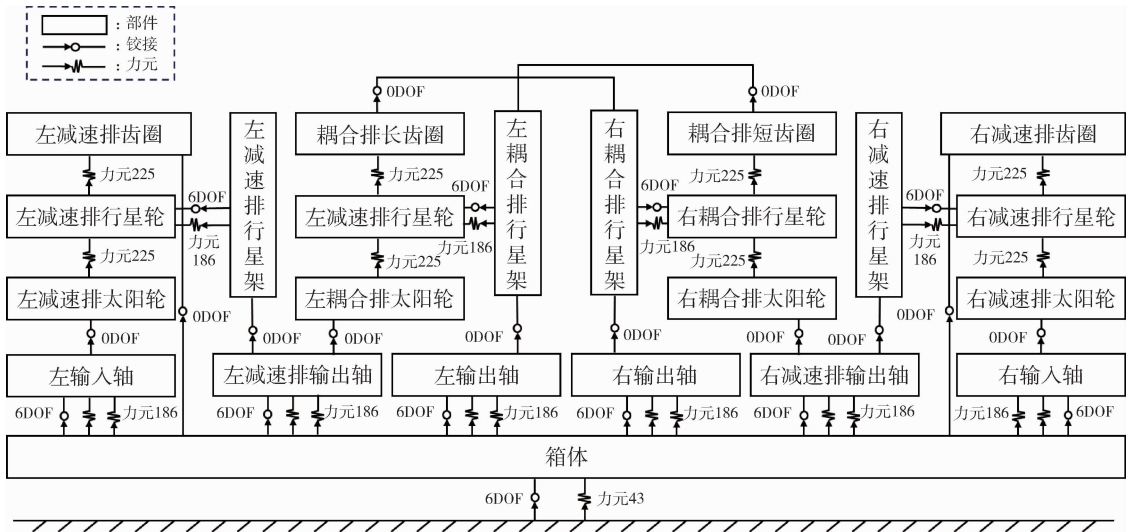


图2 机电复合传动系统耦合机构二维拓扑图  
Fig. 2 2D Topology Diagram of Electromechanical Composite Transmission System Coupling Mechanism

根据传动系统各部件的几何参数构建实体模型，并根据二维拓扑图确定各部件之间的铰接自由度和运动关系，最后在各部件间施加力元，用来描述其运动副及受力关系。针对齿轮啮合副，主要采用软件中齿轮力元 FE225 进行模拟，根据表1的传动系统各齿轮的几何参数去进行参数化建模，与此同时，该力元可以考虑齿轮啮合过程中多种非线性因素，如啮入啮出阻尼系数、摩擦因数、时变啮合刚度等，刚度比是描述齿轮啮合刚度的重要参数，可以表示为

元可以定义各方向上的弹簧、阻尼和扭矩，从而施加箱体与地面的螺栓紧固力。模型中多个构件相互为参考点进行定位铰接，例如耦合机构减速排齿圈与箱体固接，行星轮以行星轮轴为基准定义6自由度等。因此，在模型中采用力元 FE186 来模拟轴承支撑，该力元同样可以定义各方向上的弹簧、阻尼和扭矩，包括两个标记点之间的轴向平移、径向平移、轴向扭转和倾斜扭转。

$$S_R = \frac{c_{\min}}{c_{\max}} \quad (1)$$

式中： $c_{\min}$ 为齿轮啮合点处于一个齿轮的齿顶和另一个齿轮的齿根时的有效啮合刚度； $c_{\max}$ 为齿轮啮合点位于节圆上时的有效啮合刚度。

模型各齿轮几何参数见表1。基于上述动力学理论和机电复合传动系统耦合机构各齿轮几何参数及各部件间的受力关系，通过力元描述部件之间的运动关系，通过铰接描述部件之间的位置连接关系，从而建立机电复合传动系统耦合机构动力学模型，如图3所示。

在齿轮啮合过程中的啮合刚度  $c(\varphi)$  可以表示为

表1 耦合机构各齿轮几何参数

Table 1 Geometric Parameters of Gears in Coupling Mechanism

$$c(\varphi) = c_{\max} \left[ 1 - 1(1 - S_R) \left( \frac{s(\varphi)}{\max(S_1, S_2)} \right) \right] \quad (2)$$

式中： $s(\varphi)$ 为啮合点在齿轮啮合轨迹上的位置； $S_1$ 、 $S_2$ 分别为啮入和啮出轨迹长度。

部件	模数/mm	齿数	压力角/ (°)	齿宽/mm	变位系数
减速排太阳轮	3	37	20	28	0.5
减速排行星轮	3	22	20	26	0.414 6
减速排齿圈	3	79	20	43.5	2.618 2
耦合排太阳轮	4	30	20	33	0
耦合排行星轮	4	19	20	32	0.536
耦合排长齿圈	4	66	20	32	2.337
耦合排短齿圈	4	66	20	32	2.337

为了更好地模拟齿轮箱体的振动响应，将其自由度考虑为6自由度，在模型中采用力元 FE43 来模拟螺栓连接，将齿轮箱体与大地进行固定，该力

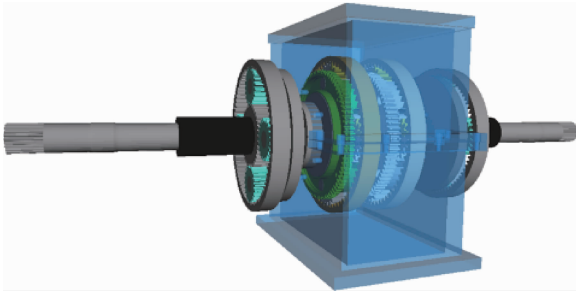


图3 机电复合传动耦合机构动力学模型  
Fig. 3 Dynamic Model of Electromechanical Composite Transmission Coupling Mechanism

### 1.2 永磁同步电机模型

机电复合传动系统耦合机构动力输入源为永磁同步电机，永磁同步电机在三相坐标系中的方程组十分复杂，其中的电感矩阵和转矩方程体现了电磁耦合和能量转换的复杂关系，此时的电机控制十分困难，在实际中须对其进行简化。简化的基本方法为坐标变换，坐标变换的目的是将永磁同步电机的物理模型变换为类似直流电机的模式，坐标变换的等效原则为在不同坐标系下所产生的磁动势完全一致。坐标变换的方法包括 Clark 变换和 Park 变换，两种变换分别将三相固定坐标系变换为两相固定坐标系（即 3s/2s 变换）和进一步将两相固定坐标系变换为两相旋转坐标系（2s/2r 变换）。其数学描述为 Clark - Park 总变换矩阵，为

$$\begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \times \begin{bmatrix} \cos \varphi & \cos(\varphi - \frac{2}{3}\pi) & \cos(\varphi + \frac{2}{3}\pi) \\ -\sin \varphi & -\sin(\varphi - \frac{2}{3}\pi) & -\sin(\varphi + \frac{2}{3}\pi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_A \\ i_B \\ i_C \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中： $\varphi$  为两相旋转坐标系的 A 轴相对于两相静止坐标系  $\alpha$  轴转过的角度； $i_d$ 、 $i_q$  分别为两相旋转坐标系下  $d$ 、 $q$  轴电流； $i_A$ 、 $i_B$ 、 $i_C$  分别为三相静止坐标系下 A、B、C 三相电流。

经过坐标变换后，永磁同步电机动态数学模型如式(4) ~ (7)所示，其中，电压方程为

$$\begin{bmatrix} u_d \\ u_q \\ u_0 \end{bmatrix} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \psi_d \\ \psi_q \\ \psi_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \\ i_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\omega_r \psi_q \\ \omega_r \psi_d \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

磁链方程为

$$\begin{bmatrix} \psi_d \\ \psi_q \\ \psi_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_d & 0 & 0 \\ 0 & L_q & 0 \\ 0 & 0 & L_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \\ i_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \psi_f \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

转矩方程为

$$T_e = \frac{3}{2} n_p [\psi_f i_q + (L_d - L_q) i_d i_q] \quad (6)$$

运动方程为

$$T_e - T_L = J \frac{d\omega_m}{dt} \quad (7)$$

式中： $u_d$ 、 $u_q$ 、 $u_0$  分别为永磁同步电机定子  $d$ 、 $q$  和 0 轴电压； $\psi_d$ 、 $\psi_q$ 、 $\psi_0$  分别为永磁同步电机定子  $d$ 、 $q$  和 0 轴磁链； $R_s$  为永磁同步电机相电阻； $\psi_f$  为永磁同步电机永磁体励磁磁链幅值； $n_p$  为磁极对数； $T_e$  为电磁转矩； $T_L$  为负载转矩； $J$  为永磁同步电机转动惯量； $\omega_r$ 、 $\omega_m$  分别为电角速度和机械角速度， $\omega_r = n_p \omega_m$ 。

采用矢量控制方法可以实现交流电机的有效解耦控制，能够实现磁链和转矩独立控制，永磁同步电机矢量控制系统示意图如图 4 所示。

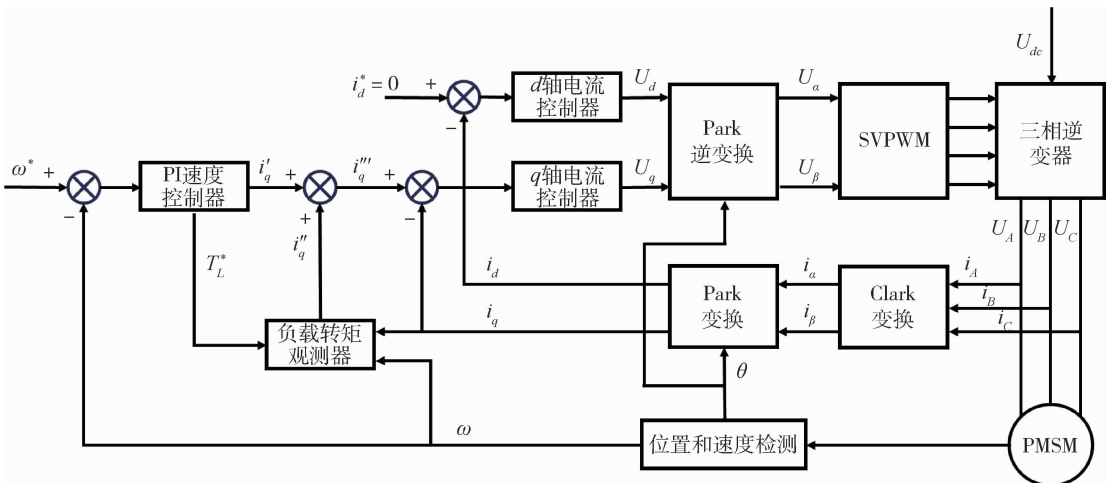


图4 永磁同步电机矢量控制系统示意图  
Fig. 4 Schematic Diagram of PMSM Vector Control System

综上所述，根据电机动态数学模型及控制模型 如图 5 所示。  
建模理论，在 Simulink 中建立永磁同步电机模型，

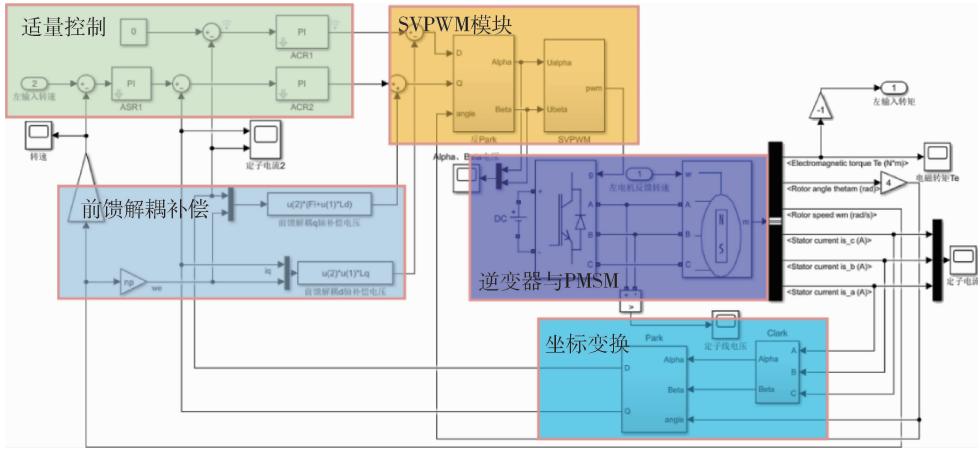


图 5 永磁同步电机的 simulink模型  
Fig. 5 Simulink Model of Permanent Magnet Synchronous Motor

### 1.3 机电耦合建模

在上述建立的机电复合传动系统耦合机构动力学模型和永磁同步电机模型的基础上，通过电磁转

矩和回馈转速将两者进行耦合，其机电耦合关系如图 6 所示。

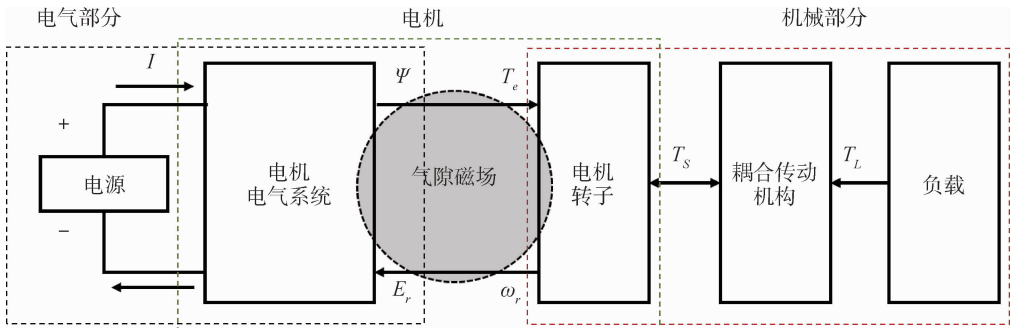


图 6 机电耦合关系  
Fig. 6 Electromechanical Coupling Relationship

综合考虑电机电气系统和齿轮传动机械系统之间的关联关系，并结合齿轮传动系统动力学方程、电机电压方程、磁链方程、转矩方程等，建立机电复合传动系统耦合机构机电耦合动力学方程如式(8)所示。

式中： $T$ 、 $F$  分别为齿轮传动系统的外部激励向量和内部激励向量； $U$ 、 $i$ 、 $R$ 、 $L$  分别为永磁同步电机的电压向量、电流向量、电阻矩阵和电感矩阵。

根据以上理论，基于 SIMAT 进行联合仿真，搭建机电耦合动力学模型，如图 7 所示。

所搭建的模型包括矢量控制模块、SVPWM 模块、逆变器和永磁同步电机模块、电流前馈模块和齿轮传动系统模块，并根据耦合效应得到耦合模型振动、电流、转速、扭矩等动态响应结果。

$$\begin{cases}
 M \ddot{\xi} + C \dot{\xi} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial M}{\partial \xi} \dot{\xi} \right)^T \dot{\xi} + K \xi + \\
 \frac{\partial E_g}{\partial \xi} + \lambda \left( \frac{\partial \Psi}{\partial \xi} \right) = T + F \\
 U = R i + L \frac{di}{dt} + i \frac{dL}{dt} \\
 T_e = \frac{3}{2} n_p [\psi_f i_q + (L_d - L_q) i_d i_q]
 \end{cases} \quad (8)$$

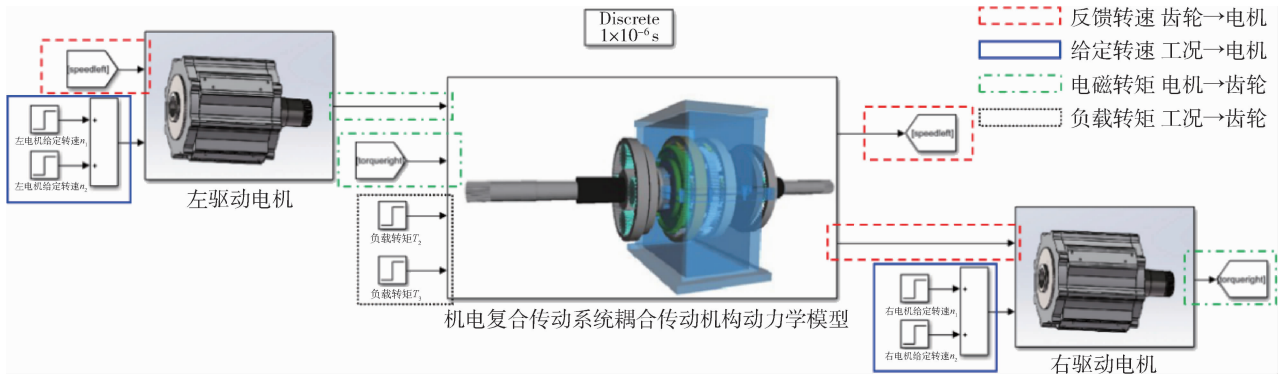


图7 机电耦合动力学模型  
Fig. 7 Electromechanical Coupling Dynamic Model

## 2 机电耦合模型试验验证

为验证所建立的机电复合传动系统机电耦合模型的正确性，对齿轮传动系统试验台开展试验测

试，试验台结构示意图以及传感器布局图如图8所示，包括两台永磁同步电机、一个耦合机构齿轮箱、两台加载电机。在齿轮箱体表面布置国产振动加速度传感器，具体型号为 SENTHER 730A-200，灵敏度为 25 mV/g，测量范围为 ±500 g。

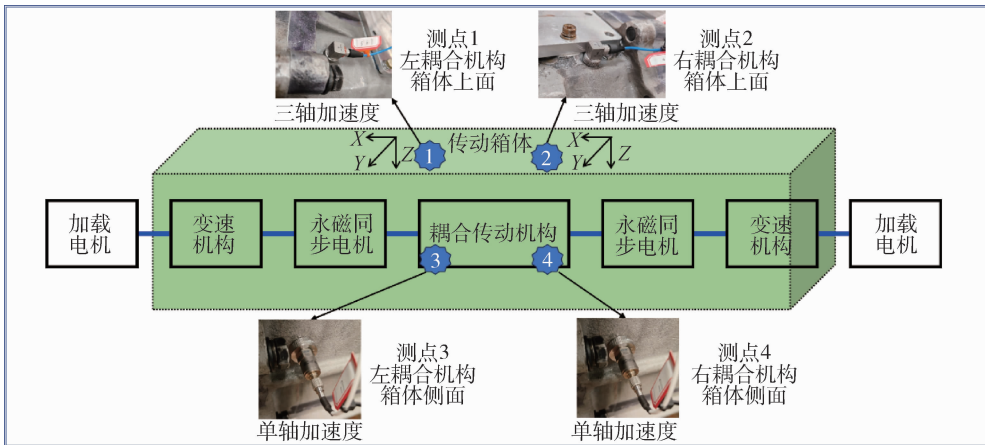


图8 试验台结构示意图及传感器布局图  
Fig. 8 Schematic Diagram of Test Bench Structure and Sensor Layout

在试验测试过程中，选取了两种转向工况进行模拟。首先通过控制台设置左右驱动电机目标转速为 3 000 r/min，待系统运转稳定后，分别将左右电机转速设置为 2 876 r/min 和 3 243 r/min，通过控制台设置左右负载电机目标转矩，使两侧负载转矩保持在 200 N·m 左右，设置采样频率为 20 kHz，得到耦合传动箱体表面振动加速度试验信号。在相同工况下，基于 SIMAT 进行耦合模型联合仿真得到对应箱体表面振动加速度仿真信号，试验信号与仿真信号对比如图9所示，其中振动幅值经过归一化处理。对比可知，试验与仿真振动加速

度信号的频谱成分基本一致，主要包括左右减速行星排的啮合频率及其相关的 3 倍频和，其中还出现了左右减速行星排的复合频率。

之后将两侧电机转速设置为 2 729 r/min 和 3 390 r/min，负载转矩和采样频率不变，进一步得到该转速工况下的试验信号与仿真信号，如图 10 所示，其中振动幅值经过归一化处理。对比可知，试验与仿真振动加速度信号的频谱成分基本一致，主要包括左右减速行星排的啮合频率及其相关的 3 倍频  $3f_{mL}$  和  $3f_{mR}$ ，其中在一倍频附近还出现了行星通过效应引起的边频带。

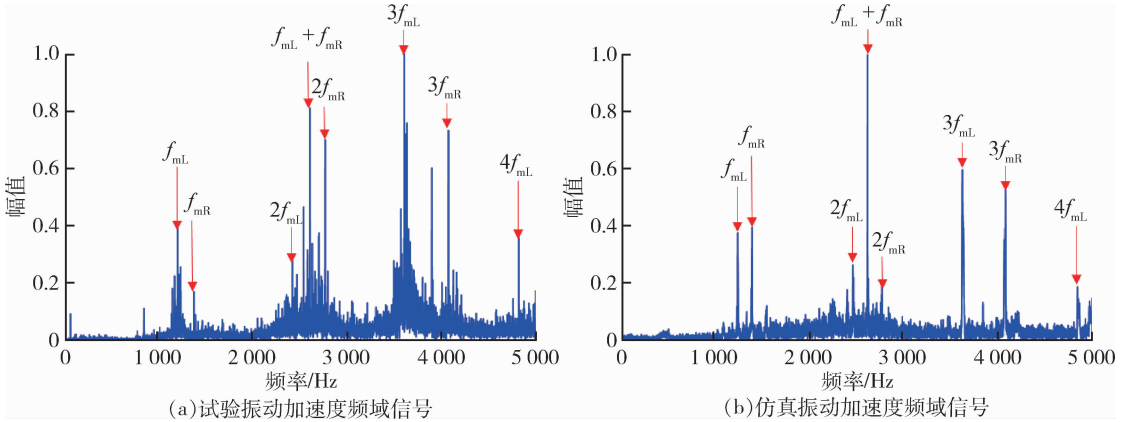


图 9 2 876 r/min 和 3 243 r/min 转向工况下试验与仿真振动加速度信号对比

Figure 9 Comparison of Vibration Acceleration Signals Between Experiment and Simulation Under Steering Conditions of 2876 r/min and 3243 r/min

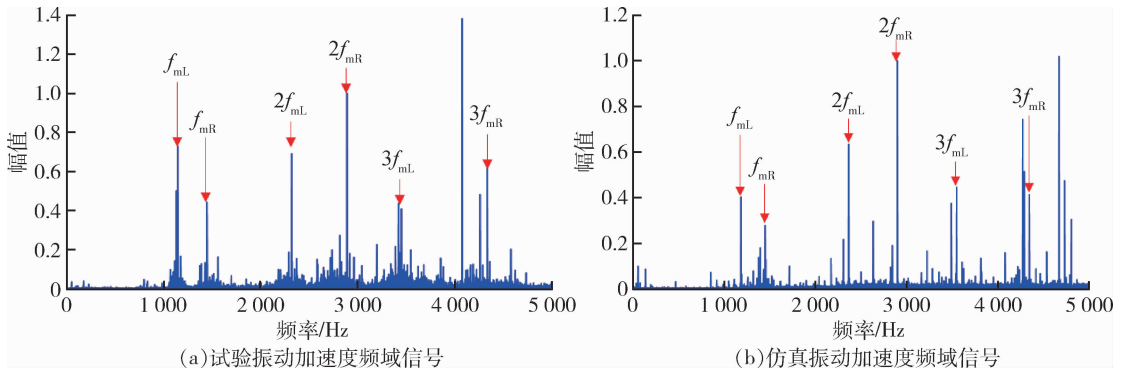


图 10 2 729 r/min 和 3 390 r/min 转向工况下试验与仿真振动加速度信号对比

Fig. 10 Comparison of Vibration Acceleration Signals Between Experiment and Simulation Under Steering Conditions of 2729 r/min and 3390 r/min

## 试验与仿真振动加速度信号各个特征频率对

比偏差见表 2, 由表可知, 频谱信号中各特征频率仿真与试验信号的偏差均在 1% 以内, 验证了所建立的机电复合传动系统耦合机构模型的正确性。

表 2 试验与仿真特征频率对比偏差

Table 2 Deviation Comparison of Characteristic Frequencies Between Experiment and Simulation

工况	特征频率	符号	仿真与试验偏差/%
工况 1	左减速排啮合频率	$f_{mL}$	0.87
	右减速排啮合频率	$f_{mR}$	0.28
	左减速排啮合频率二倍频	$2f_{mL}$	0.87
	右减速排啮合频率二倍频	$2f_{mR}$	0.24
	左减速排啮合频率三倍频	$3f_{mL}$	0.87
	右减速排啮合频率三倍频	$3f_{mR}$	0.28
工况 2	左减速排啮合频率	$f_{mL}$	0.08
	右减速排啮合频率	$f_{mR}$	0.51
	左减速排啮合频率二倍频	$2f_{mL}$	0.50
	右减速排啮合频率二倍频	$2f_{mR}$	0.80
	左减速排啮合频率三倍频	$3f_{mL}$	0.08
	右减速排啮合频率三倍频	$3f_{mR}$	0.10

## 3 齿轮断齿故障激励力计算

齿轮断齿是齿轮的严重故障之一, 断齿故障会对机电复合传动系统带来严重事故。通过能量法计算断齿故障下齿轮啮合刚度, 并分析得到断齿状态下的故障啮合力, 从而作为激励植入到机电耦合模型中, 得到断齿故障动力学模型。

## 3.1 断齿故障啮合刚度计算

以行星轮系太阳轮建立断齿故障模型, 以齿轮轴向为  $z$  方向、齿高为  $x$  方向、齿厚方向为  $y$  方向, 建立齿轮断齿悬臂梁模型的示意图如图 11 所示, 将断齿近似为由断齿高度  $s_c$  和断齿宽度  $w_c$  所定义的平面齿形部分, 灰色部分为断齿后形成的轮齿截面。基于能量法计算齿轮的啮合刚度, 啮合方式为外啮合且齿数大于 41, 因此其齿根圆大于基圆, 齿廓由始于齿根圆的渐开线组成。

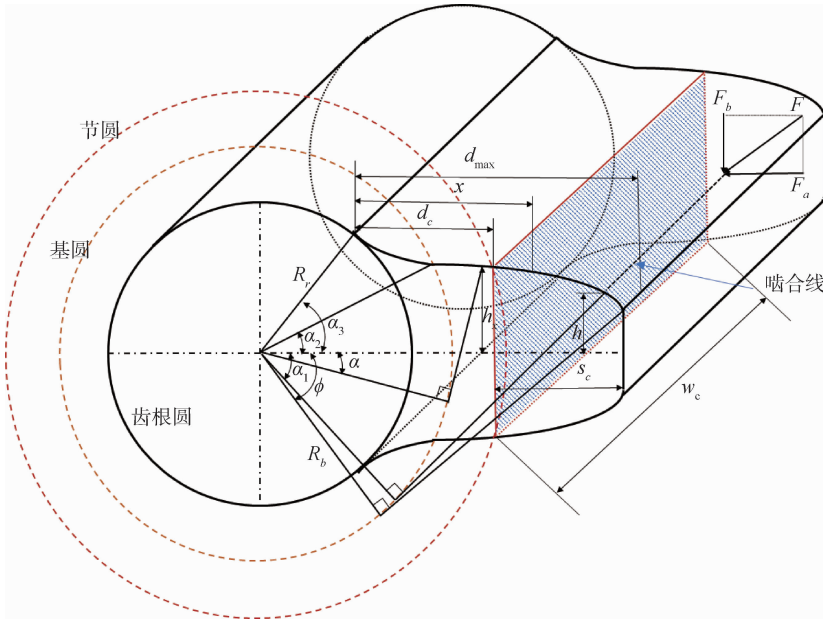


图 11 含断齿故障的齿轮悬臂梁模型  
Fig. 11 Cantilever Beam Model of Gear with Tooth Breakage Fault

根据能量法原理，齿轮轮齿中所包含的弯曲变形能  $U_b$ 、剪切变形能  $U_s$  和轴向压缩变形能  $U_a$  的计算公式为

$$U_b = \frac{F}{2k_b} = \int_0^d \frac{[F_b(d-x) - F_a]^2}{2EI_x} dx \quad (9)$$

$$U_s = \frac{F}{2k_s} = \int_0^d \frac{1.2F_b^2}{2GA_x} dx \quad (10)$$

$$U_a = \frac{F}{2k_a} = \int_0^d \frac{F_a^2}{2EA_x} dx \quad (11)$$

式中： $k_b$ 、 $k_s$ 、 $k_a$  分别为齿轮的弯曲刚度、剪切刚度以及轴向压缩刚度； $I_x$ 、 $A_x$  分别为轮齿  $x$  处的截面面积和截面惯性矩； $G$  为剪切模量； $d$ 、 $h$  分别为啮合点距齿根处的距离和啮合点处截面宽度的一半，具体可以表示为

$$\begin{cases} d = R_b [(\alpha_1 + \alpha_2) \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1] - R_r \cos \alpha_3 \\ h = R_b [(\alpha_1 + \alpha_2) \cos \alpha_1 - \sin \alpha_1] \end{cases} \quad (12)$$

式中： $R_b$ 、 $R_r$  分别为齿轮基元半径和齿根圆半径； $\alpha_1$  为啮合点处啮合力与切向的夹角； $\alpha_2$  和  $\alpha_3$  分别为基元和齿根圆的半齿角。

由断齿故障下的悬臂梁模型可以得到，断齿  $x$  处的断齿宽度为

$$w_x = \frac{w_c}{s_c}(x - d_c), d_c \leq x \leq d_{max} \quad (13)$$

式中： $d_c$  为齿根圆到断齿起始位置处的距离； $d_{max}$  为齿根圆到齿顶的距离，即断齿距离的最大值。 $d_c$  和  $d_{max}$  可以由下式计算得到：

$$d_{max} =$$

$$R_b [(\alpha_1 + \alpha_2) \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1] - R_r \cos \alpha_3 \quad (14)$$

$$d_c = d_{max} - s_c \quad (15)$$

齿轮啮合过程中的赫兹接触刚度为

$$\frac{1}{k_h} = \frac{4(1 - \nu^2)}{\pi EL} \quad (16)$$

弹性基体刚度为

$$\frac{1}{k_f} = \frac{\cos^2 \alpha_1}{EL} \times$$

$$\left[ L \left( \frac{u_w}{S_{fw}} \right)^2 + M \left( \frac{u_w}{S_{fw}} \right) + P(1 + Q \tan^2 \alpha_1) \right] \quad (17)$$

式中， $\alpha_1$  为啮合点处的压力角。

从而可以得到单对轮齿啮合时齿轮的啮合刚度  $k_t$  的计算式为

$$k_t = \frac{1}{\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_{a1}} + \frac{1}{k_{a2}} + \frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_{b2}} + \frac{1}{k_{s1}} + \frac{1}{k_{s2}} + \frac{1}{k_{f1}} + \frac{1}{k_{f2}}} \quad (18)$$

进一步可以得到单双齿交替啮合下齿轮啮合的综合啮合刚度为

$$k_{i,i} = \frac{1}{\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_{a1_i}} + \frac{1}{k_{a2_i}} + \frac{1}{k_{b1_i}} + \frac{1}{k_{b2_i}} + \frac{1}{k_{s1_i}} + \frac{1}{k_{s2_i}} + \frac{1}{k_{f1_i}} + \frac{1}{k_{f2_i}}} \quad (19)$$

式中: 下标 1 和 2 分别为主动轮和从动轮;  $i$  为参与啮合的第  $i$  对轮齿。

当断齿高度  $s_c = 5$  mm 时计算得到不同断齿宽

度下的齿轮啮合刚度如图 12(a) 所示, 当断齿宽度  $w_c = 15$  mm 时计算不同断齿高度下的齿轮啮合刚度如图 12(b) 所示。

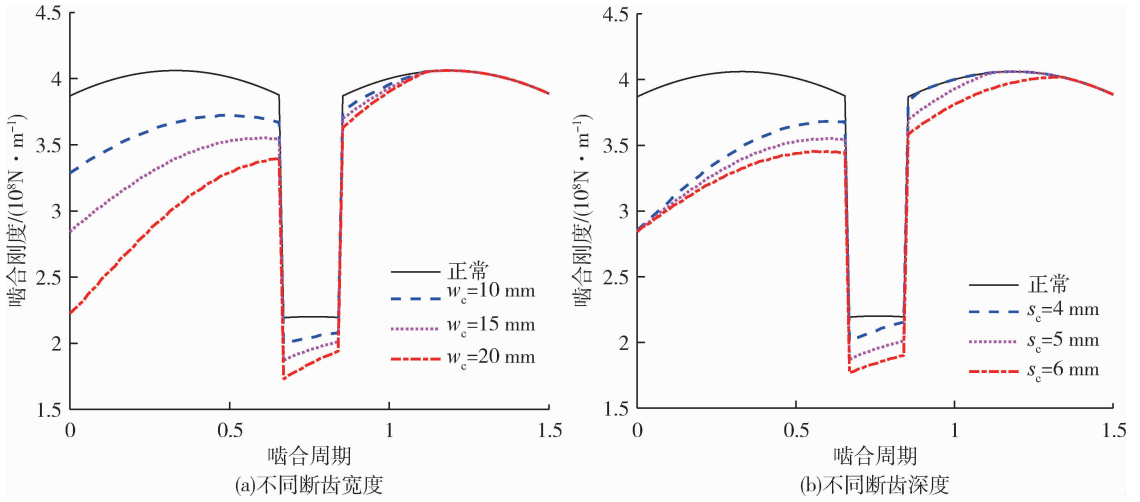


图 12 不同程度断齿故障下的啮合刚度

Fig. 12 Meshing Stiffness Under Different Tooth Breakage Fault Degrees

### 3.2 断齿故障激励力计算

通过集中参数法建立齿轮动力学模型, 根据故障齿啮合关系计算故障齿轮啮合副的啮合线位移  $\delta$ , 当齿轮副沿着啮合线方向存在动态传递误差时, 参与啮合的轮齿出现弹性变形, 从而形成动态啮合力, 齿轮副的动态啮合力  $F_{12}$  可以表示为

$$F_{12} = \sum_{i=1}^2 (k_{12i} \delta_{12} + c_{12i} \dot{\delta}_{12}) \quad (20)$$

式中:  $i$  为参与啮合的第  $i$  对齿;  $k_{12i}$ 、 $c_{12i}$  分别为齿轮副第  $i$  对齿的啮合刚度和啮合阻尼。

分别计算健康状态下的齿轮啮合力  $F_{\text{mesh}}$  和剥落故障状态下的齿轮啮合力  $F'_{\text{mesh}}$ , 从而得到故障激励力  $\sigma_F$  为

$$\sigma_F = F'_{\text{mesh}} - F_{\text{mesh}} \quad (21)$$

设置具体故障参数为断齿深度  $s_c$  为 5 mm, 断齿宽度  $w_c$  为 15 mm, 得到断齿故障下周期性故障

冲击, 如图 13 所示。

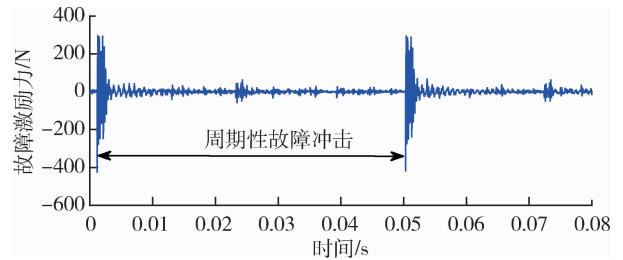


图 13 断齿故障下的啮合副故障激励力

Fig. 13 Fault Excitation Force of Meshing Pair Under Tooth Breakage Fault

### 3.3 故障仿真结果分析

将上文计算得到的周期性故障激励力植入到已建立好的机电耦合模型当中, 进行联合仿真得到健康状态和故障状态下的定子电流信号, 时域信号如图 14 所示。由图可知, 在时域信号中, 其波形基本均为简谐波, 无法发现其故障特征信息。

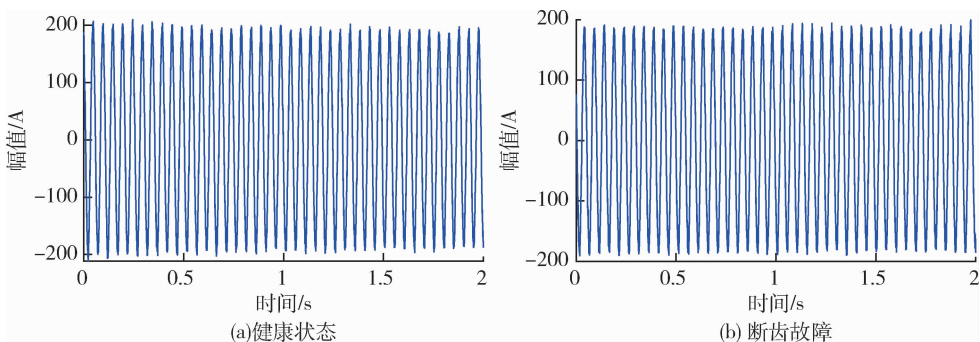


图 14 仿真电机定子电流时域信号

Fig. 14 Simulated Motor Stator Current Time-Domain Signal

健康状态与断齿故障状态下,电机定子电流仿真的频域信号对比如图 15 所示。由对比可知,不同状态的定子电流信号中均包含大量的电机供电频率  $f_e$  及其倍频谐波成分  $5f_e$ 、 $7f_e$ 、 $11f_e$ 、 $13f_e$  等。相比于健康状态,在断齿故障下的定子电流频谱中出现了故障调制频率成分,其调制频率主要以  $|f_e \pm nf_s|$  ( $n = 1, 2, 3, 4, \dots$ ) 形式存在,包括  $f_e + f_c$ 、 $f_e + 3f_c$ 、 $f_e + 5f_c$ 、 $f_e + 7f_c$  等。

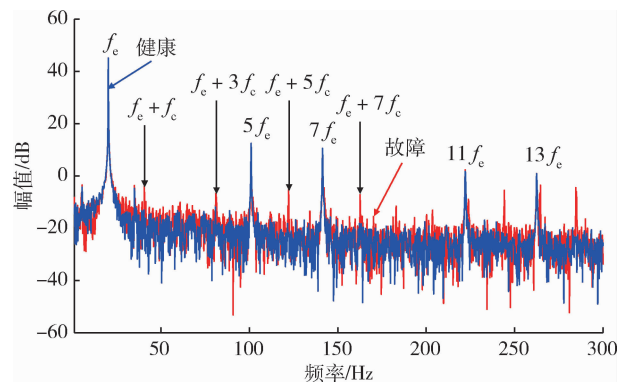


图 15 仿真电机定子电流频域信号对比

Fig. 15 Comparison of Simulated Motor Stator Current Frequency-Domain Signals

## 4 结论

本文以机电复合传动系统为对象,首先基于动力学理论建立了耦合传动机构动力学模型,考虑了其非线性因素;其次建立了永磁同步电机动态数学模型和基于矢量控制的电机控制模型,并考虑机电耦合效应,通过电磁转矩和回馈转速建立了机电耦合模型。对所建模型开展了相关试验验证,证明了所建模型的正确性。在此基础上,建立齿轮断齿故障模型,从而计算得到周期性故障激励力,将故障激励力植入机电耦合模型中,得到仿真信号,基于仿真定子电流信号对模型故障信息进行分析,得到以下结论:

(1) 考虑机电耦合效应的机电复合传动系统模型更加准确,能够更好的模拟传动部件在电气系统和机械系统的双向影响下,得到更为精确的动态响应。通过两种不同转向工况下的试验信号与仿真信号对比,最终计算得到试验信号与仿真信号的特征频率偏差小于 1%。

(2) 健康与断齿故障状态下的定子电流信号并无明显差异,在频域信号中,不同状态的定子电流信号中均包含大量的电机供电频率  $f_e$  及其倍频谐波成分  $5f_e$ 、 $7f_e$ 、 $11f_e$ 、 $13f_e$  等。相比于健康状态,在

断齿故障下的定子电流频谱中出现了故障调制频率成分,其调制频率主要以  $|f_e \pm nf_s|$  ( $n = 1, 2, 3, 4, \dots$ ) 形式存在,包括  $f_e + f_c$ 、 $f_e + 3f_c$ 、 $f_e + 5f_c$ 、 $f_e + 7f_c$  等。因此,考虑机电耦合效应下的机电复合传动故障模型能够为故障诊断提供新的手段。

### 参考文献:

- [1] 刘佳伟. 电机-齿轮系统机电耦合振动特性及抑制研究 [D]. 昆明: 昆明理工大学, 2023.
- [2] YANG X, LIU H, LU D, et al. Investigation of the dynamic electromechanical coupling due to the thrust harmonics in the linear motor feed system [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 111: 492-508.
- [3] EL YOUSFI B, SOUALHI A, MEDJAHHER K, et al. Electromechanical modeling of a motor-gearbox system for local gear tooth faults detection [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 166: 108435.
- [4] YUAN Y, WANG J, YANG M. Nonlinear dynamics simulation of the helical gear transmission system for high-speed train [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2025, 31 (5-6): 981-993.
- [5] WANG Y, LIU C, LIAO Y. Electromechanical dynamic simulation and experiment for multi-stage gear transmission system with planetary gears [J]. *Cluster Computing*, 2019, 22 (2): 3031-3041.
- [6] SHU R Z, WEI J, TAN R L, et al. Investigation of dynamic and synchronization properties of a multi-motor driving system: Theoretical analysis and experiment [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 153: 107496.
- [7] GUO F, LI C, SU J, et al. Analysis of dynamic characteristics and load sharing performance of electric driven planetary gear system based on electromechanical coupling model [J]. *SAE Technical Paper*, 2023: 2023-01-7011.
- [8] CHEN R B, QIN D T, LIU C Z. Dynamic modelling and dynamic characteristics of wind turbine transmission gearbox-generator system electromechanical-rigid-flexible coupling [J]. *Alexandria Engineering Journal*, 2023, 65: 307-325.
- [9] GE S, QIU L, ZHANG Z, et al. Electromechanical coupling dynamic characteristics of electric drive system for electric vehicle [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2024, 112 (8): 6101-6136.
- [10] GONG H, WANG F, ZHU X. Gear fault diagnosis for vehicle electric drive systems based on stator currents

- [J]. SAE Technical Paper, 2023; 2023-01 – 7030.
- [11] OTUYEMI F, SUN X, GU F, et al. Numerical study of motor electrical signature for condition monitoring of gear tooth breakage in a Motor-Gear System [R]. [s. L.]: Springer International Publishing, 2023: 341-358.
- [12] GUO J, HE Q, ZHEN D, et al. Multivariate frequency transfer bispectrum estimator for gearbox drive system fault diagnosis using motor current signature analysis [J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2024, 39 (3): 2106-2114.
- [13] AZAMFAR M, SINGH J, BRAVO-IMAZ I, et al. Multisensor data fusion for gearbox fault diagnosis using 2-D convolutional neural network and motor current signature analysis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 144: 106861.
- [14] DONG X, NIU G, WANG H, et al. Convenient gearbox fault diagnosis under random variable speeds: A motor current nonlinear harmonic approach [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2025, 225: 112290.
- [15] CHEN X, FENG Z. Tacholeless speed estimation for rotating machinery fault diagnosis of induction motor drivetrain [J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2024, 39 (4): 4704-4713.

### 多栖平台驱动系统全国重点实验室

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

实验室聚焦多栖平台动传驱一体化总体与新能源技术、能量转换与管控、能量多形式传递与存储、能量智能协同等方向重大基础理论与科技问题开展研究, 以期引领多栖平台及智能无人系统动力能源系统的技术进步与创新发展。实验室将发展成为多栖平台动传驱系统基础理论与前沿技术发展的策源地、多学科交叉融合的创新区、高水平创新人才的汇聚地、多栖平台领域新质生产力形成的试验区。

(供稿: 北京理工大学 机械与车辆学院)

文章编号: 1009-4687(2025)04-0024-05

# 轮履复合式变结构轮车辆越障性能分析

谢霞<sup>1</sup>, 周凯强<sup>2</sup>, 徐柳<sup>1</sup>, 马超<sup>1</sup>

(1. 联勤保障部队工程大学, 天津 300161; 2. 32726 部队, 河南 郑州 454000)

**摘要:** 基于某型越野车辆, 提出一种轮履复合式变结构轮方案, 并对该车辆越障性能进行研究。利用动力学原理, 对变结构轮车辆通过壕沟和爬斜坡性能进行理论分析计算; 在 Adams 软件中建立车辆仿真模型, 并在壕沟、坡度情形下分别进行仿真分析。结果表明, 变结构轮车辆仿真值与理论值基本一致, 证明了理论分析的正确性; 同时, 也说明了变结构轮车辆具有良好的越障能力。这为变结构轮的进一步优化及应用奠定了良好基础。

**关键词:** 轮履复合; 变结构轮; 越障性能; 仿真分析; 动力学分析

中图分类号: U461.1

文献标识码: A

## Analysis of Obstacle-Crossing Performance for Wheel-track Hybrid Reconfigurable Wheel Vehicle

XIE Xia<sup>1</sup>, ZHOU Kaiqiang<sup>2</sup>, XU Liu<sup>1</sup>, MA Chao<sup>1</sup>

(1. PLA Joint Logistics Support Force University of Engineering, Tianjin 300161, China;  
2. Unit 32726, Zhengzhou 454000, Henan, China)

**Abstract:** Based on an off-road vehicle, a wheel-track composite reconfigurable wheel scheme was proposed, and the obstacle-crossing performance of the vehicle equipped with these wheels was investigated. Using dynamic principles, theoretical analyses and calculations were performed for the vehicle crossing trenches and climbing slopes. Simulation models were established in Adams software, and analyses were conducted under trench-crossing and slope-climbing conditions. The results show that simulation values agree well with theoretical values, validating the theoretical analysis and demonstrating the excellent obstacle-crossing capability of the reconfigurable wheel vehicle. This work provides a solid foundation for further optimization and application of the reconfigurable wheel.

**Keywords:** wheel-track hybrid; reconfigurable wheel; obstacle-crossing performance; simulation analysis; dynamic analysis

日益复杂的战场环境对车辆底盘的通过性和机动性要求越来越高, 而现有成熟的轮式底盘和履带式底盘无法有效适应上述要求。因而, 兼具环境适应性与地面通过性的轮履复合式底盘成为研究热点。赵佳辉等<sup>[1]</sup>开发了一种利用摆臂实现直立行走与履带模式变换的轮履机器人, 并对其台阶攀爬能力进行了理论计算与仿真研究; 芮宏斌等<sup>[2]</sup>设计了一种轮-履-腿复合仿生机器人, 建立了越障理论模型进行分析和评价, 并制作样机进行试验; 张

磊等<sup>[3]</sup>研制了一种前轮为三角履带、后轮为普通车轮的轮履复合巡检机器人, 并对其爬坡、越台阶及沟槽性能进行了理论和仿真分析; 刘传福等<sup>[4]</sup>提出了一种基于生物学变胞机理的轮履可重构机器人, 开展了切换机理和越障能力研究, 并对样机进行了试验研究; 崔玉宁等<sup>[5]</sup>研制的轮履复合机器人采用并联四连杆机构实现轮式、履带式和翻转式等多种运动模式转换, 对其进行了运动学和动力学分析, 试验研究证明了机器人具有良好的环境适应

收稿日期: 2025-04-09

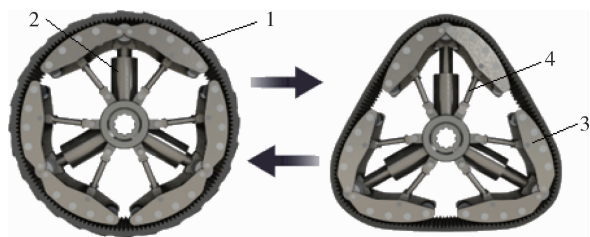
作者简介: 谢霞 (1970—), 女, 博士, 教授, 硕士研究生导师, 研究方向为车辆关键技术。

Received: 09 Apr 2025/Revised: 30 Aug 2025/Accepted: 11 Oct 2025/Published online: 21 Oct 2025/Printpublished: 25 Dec 2025

性和越障性能; 李春卉等<sup>[6]</sup>提出一种利用伸展臂驱动履带变形实现轮履变换的移动底盘, 并对其上坡、翻越凸台及过壕沟等越障能力进行了仿真分析; 卡内基梅隆大学与美国国防部高级研究计划局(DARPA)合作开发一种自适应可变形履带轮, 计划用于悍马车上<sup>[7]</sup>。由上述的研究可以看出, 目前虽然实现轮履复合式行走的机构原理各不相同, 但大多以小型机器人为主, 应用于车辆的极少。文献<sup>[6]</sup>所提方案可用于车辆, 但其基于轮体半径不变、履带周长可变原理, 在伸缩变形过程中, 易出现甩带、卡石子等问题。基于参考文献<sup>[7-11]</sup>中提出的研究方法, 本文以某型越野车辆为研究对象, 提出一种轮履复合式变结构轮方案, 并对车辆越障性能进行理论及仿真分析。

## 1 变结构轮工作原理

基于某轻型越野车辆底盘, 本文提出一种实现轮履复合的变结构轮方案, 其车轮变形原理如图1所示。该复合轮采用履带恒长、轮体周长可变原理, 轮体的形变由伸缩变形机构完成。液压缸中液压杆伸缩变换, 带动支架和支撑杆运动, 使轮体变为圆形(即轮式)或类三角形(即履带式)。与履带伸长变形式(履带可变形, 轮体半径不变)相比, 履带恒长变形式复合轮结构紧凑、变形迅速、不易出现卡异物现象, 能够使底盘根据地形变化实现轮履之间的快速变换, 增强对复杂多变的非结构性战场环境的适应性和通过性, 为执行战场运输、侦察、搜救以及应急救援等任务提供技术支持。



1-履带; 2-液压缸; 3-支架; 4-支撑杆

图1 轮履复合式变结构轮变形原理

Fig. 1 Deformation Principle of Wheel-Track Hybrid Reconfigurable Wheel

## 2 变结构轮车辆越障性能动力学分析

越障性能是评价轮履复合式车辆综合性能的重要指标, 对于提升车辆的适应性、安全性及行驶效率具有重要意义。当变结构轮车辆在轮式状态时,

车辆的最小离地间隙相对较大, 不易发生间隙失效的情况, 适合越过台阶、路面鼓包等凸起状的路面障碍。而在履带式状态下, 车轮的有效接地面积大, 接地比压小, 车轮附着系数大, 不易发生车体侧翻、车轮打滑等情况, 适合越过壕沟、陷坑及通过斜坡。

### 2.1 跨越壕沟

在变结构轮车辆通过宽度较大的壕沟时, 应当调整为履带式状态以增强其通过性能。车辆通过壕沟的示意图如图2所示, 其中,  $O_1$  点为车辆前轮轮心,  $l_0$  为变结构轮在履带式状态下的有效接地长度,  $W$  为壕沟宽度。

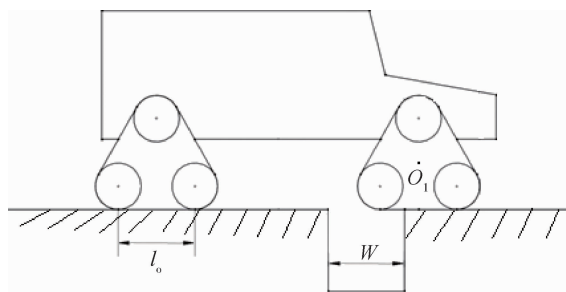


图2 变结构轮车辆通过壕沟示意图

Fig. 2 Schematic Diagram of Reconfigurable Wheel Vehicle Crossing Trench

在履带式状态下, 当壕沟宽度  $W$  超过变结构轮的有效接地长度, 即  $W \geq l_0$  时, 变结构轮车辆必然无法通过壕沟。因此, 变结构轮车辆通过壕沟的必要条件为

$$W < l_0 \quad (1)$$

根据变结构轮三维模型具体尺寸结果,  $l_0 = 628.39 \text{ mm}$ , 可得壕沟宽度应为  $W < 628.39 \text{ mm}$ 。

进一步分析发现, 变结构轮在履带式状态下, 轮体有可能会绕轮轴中心即轮心  $O_1$  点转动一定角度, 出于安全及运行稳定的考虑, 应当将这一情况纳入分析范围<sup>[8]</sup>。图3所示为变结构轮恰好无法平稳通过壕沟时的状态示意图。

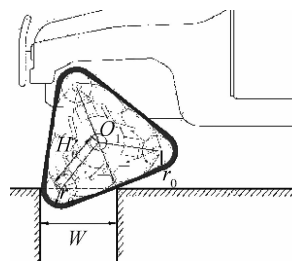


图3 变结构轮车辆过壕沟时前轮翻转状态

Fig. 3 Front Wheel Flip State of Reconfigurable Wheel Vehicle Crossing Trench

图3中,  $r_0$  为履带驱动轮分度圆半径;  $H_0$  为履带驱动轮中心与前轮轮心  $O_1$  的距离。由图可得,

车辆平稳通过壕沟的必要条件为

$$W < \sqrt{\frac{3}{4}H'_0{}^2 + r_0{}^2} + r_0 \quad (2)$$

根据变结构轮具体尺寸计算可得, 应有  $W < 461.46 \text{ mm}$ 。综合式(1)(2), 变结构轮车辆通过壕沟的条件为  $W < 461.46 \text{ mm}$ 。

## 2.2 爬越斜坡

图4所示为变结构轮车辆爬纵坡示意图。其中, 取变结构轮车辆重心点为  $C$  点, 车辆整体重量为  $G$ , 重心到前轮轮心  $O_1$  点的水平距离为  $l_f$ 、垂直距离为  $h_c$ , 重心到后轮轮心  $O_2$  点的水平距离为  $l_b$ , 台阶高度为  $h_s$ ; 取斜坡的纵向角度为  $\alpha$ , 前轮与后轮受到地面的反作用力分别为  $N_1$ 、 $N_2$ , 驱动力分别为  $F_{N1}$ 、 $F_{N2}$ , 滚动阻力分别为  $F_{f1}$ 、 $F_{f2}$ 。

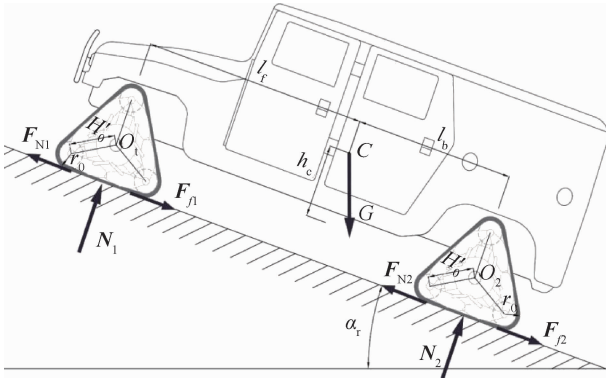


图4 变结构轮车辆爬纵坡示意图

Fig. 4 Schematic Diagram of Reconfigurable Wheel Vehicle Climbing Longitudinal Slope

由图4可得, 在变结构轮车辆稳定爬坡过程中, 其整体受力平衡, 则有:

$$\begin{cases} N_1 + N_2 - G \cos \alpha = 0 \\ F_{N1} + F_{N2} - F_{f1} - F_{f2} - G \sin \alpha = 0 \\ G \left[ l_b \cos \alpha - \left( h_c + \frac{H'_0}{2} + r_0 \right) \sin \alpha \right] - N_1 (l_f + l_b) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

为保证变结构轮车辆爬坡过程中的稳定性, 即保证车辆不发生纵向倾覆现象, 应有地面对前轮的支撑力不为0, 即  $N_1 > 0$ , 由式(3)可得:

$$\tan \alpha_r \leq \frac{2l_b}{2h_c + H'_0 + 2r_0} \quad (4)$$

取坡道面的附着系数为  $\varphi_r$ , 摩擦阻力系数为  $f_r$ , 当车辆前后轮均发生滑转, 即  $F_{N1} \geq N_1 \varphi_r$ 、 $F_{N2} \geq N_2 \varphi_r$  时, 变结构轮车辆必然无法爬越斜坡, 此时可将地面对各轮的驱动力直接取为各轮的最大附

着力, 代入式(3)后整理可得, 斜坡角度  $\alpha_r$  还应满足条件:

$$\tan \alpha_r \leq \varphi_r - f_r \quad (5)$$

当斜坡路面为越野路面时, 可取  $\varphi_r = 0.84$ ,  $f_r = 0.07$ , 结合式(4)和(5)可得, 变结构轮车辆所能越过斜坡的最大角度约为  $\alpha_r = 37.60^\circ$ 。

## 3 变结构轮车辆越障性能仿真分析

在轮履复合式变结构轮中, 除橡胶履带外, 其他部分都为金属结构, 为便于研究, 可将整个变结构轮近似视为刚体, 即可采用多刚体系统动力学原理分析其运动规律。本文选用 Adams 软件对变结构轮车辆进行动力学仿真, 因为该软件建模、求解功能强大, 应用广泛, 可对多种工况下的虚拟机械系统进行仿真与预测。

### 3.1 变结构轮车辆建模

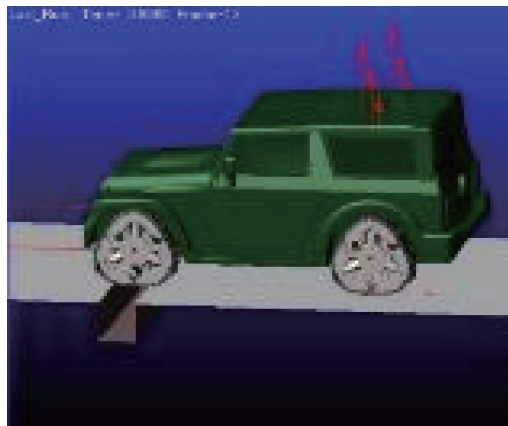
在 Adams 软件中建立变结构轮车辆的简化模型, 设定车体质量为 5 000 kg, 重心标记后, 可得到车体部件的转动惯量值。建模完成后, 再设定各部件的材料参数, 即可根据 2.1 ~ 2.2 中越障能力分析的结果, 设置障碍环境, 进行仿真。

### 3.2 车辆过壕沟仿真

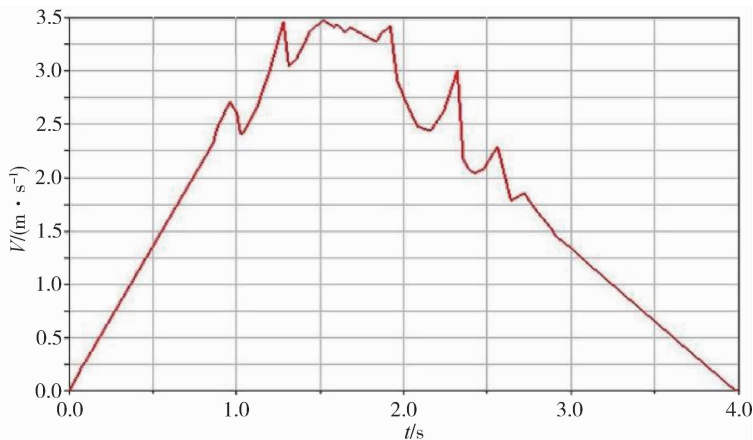
根据 2.1 理论计算结果, 建立路面模型, 设置宽度为 461.5 mm 的壕沟障碍, 导入模型并施加约束后, 再在车辆的变结构轮上设置车辆前进的驱动力。由变结构轮的结构及工作原理可知, 轮结构在运动时会受到地面的反作用力, 由此产生车辆前进的驱动力。因变结构轮的橡胶履带为柔性体结构, 其与轮结构及地面模型之间的接触和配合非常复杂, 为简化仿真运算, 可忽略履带结构与地面间的相对运动, 直接将车辆的前进驱动力施加在变结构轮的履带结构上。

变结构轮车辆通过壕沟的仿真如图5所示。整个过程分为车辆起步、前轮通过壕沟和后轮通过壕沟三个阶段, 其中车辆前轮过壕沟示意图如图5(a)所示。仿真运算完成后, 利用 Adams 的后处理模块可得到车辆的相关运动参数, 图5(b)所示为车辆质心点在前进方向上的速度变化曲线。

由图5(b)中曲线可以看出, 车体的速度在 0 ~ 1.0 s 的时间段内逐步提升, 曲线基本为斜线, 说明加速度保持不变; 在 1.0 ~ 2.5 s 的时间段内, 曲



(a) 车辆前轮通过壕沟



(b) 车辆质心速度变化曲线

图5 车辆通过壕沟过程仿真

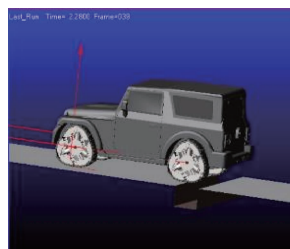
Fig. 5 Simulation of Vehicle Crossing Trench Process

线发生较大的振荡变化, 意味着加速度发生变化, 这是由于车辆前后轮分别通过壕沟, 轮体会与壕沟边缘产生碰撞, 导致速度发生振荡; 在 2.5 s 以后, 曲线基本为斜线, 说明加速度保持不变, 即车辆通过壕沟后刹车, 其速度为匀减速下降直至为零。仿真过程显示, 变结构轮车辆在履带式状态下能够通过宽度为 0.461 5 m 的壕沟。

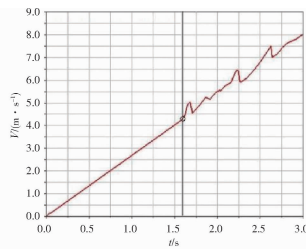
此外, 在仿真动画中可以看到, 变结构轮与壕沟边缘碰撞接触时, 它会绕轮轴转动一定的角度, 从而产生陷入壕沟的倾向, 这与 2.1 节中的分析结果相同。为避免此类情况发生, 变结构轮设置有轮边齿轮组机构, 它在履带式运动时会提供反向阻力阻止轮体转动。进一步仿真试验发现, 如果预先给变结构轮与车体间的转动副加载摩擦力矩, 那么当车辆以一定速度到达壕沟时, 便能够通过更宽的壕沟。结合 2.1 节中的分析, 在原模型中的转动副上预先加载  $2 \text{ kN} \cdot \text{m}$  摩擦阻力矩, 其仿真结果如图 6 所示。其中图 6(a) 所示为车辆过宽壕沟仿真图, 仿真过程显示, 车辆能够通过宽壕沟且车轮转动角度很小; 图 6(b) 所示为过宽壕沟过程中的速度变化曲线, 由图可得, 在 0 ~ 1.6 s 的时间段内, 车辆起步并匀加速行驶到壕沟位置; 在 1.6 s 即将开始通过壕沟, 此时速度为  $4.249 4 \text{ m/s}$ ; 在 1.6 ~ 2.8 s 的时间段内, 车辆振荡加速并通过了壕沟。综合以上分析, 当变结构轮车辆以一定速度 ( $4.249 4 \text{ m/s}$ ) 到达壕沟时, 它实际能够通过壕沟的最大宽度约为 0.628 m。

### 3.3 车辆爬越斜坡仿真

在 Adams 软件环境中, 创建路面模型并施加路面参数文件, 设置角度为  $37.6^\circ$  的斜坡障碍。导



(a) 车辆仿真示意图



(b) 车辆质心速度变化曲线

图6 车辆通过宽壕沟过程仿真

Fig. 6 Simulation of Vehicle Crossing Wide Trench

入车辆模型并施加约束后, 再为车轮部件施加与地面间的接触力及车辆前进的驱动力, 即可开始仿真试验。变结构轮车辆爬越纵向斜坡的整体过程可分为爬坡前、爬坡中和爬坡后三个阶段。在最初的仿真试验中, 发现变结构轮车辆由平地起步后, 无法直接爬上坡度较大的纵向斜坡, 经分析后发现, 仿真中路面与斜坡的横向夹角是尖锐的折角, 当车辆接触时受到很大的横向阻力, 而在现实情况中, 车辆由平地爬上较陡的斜坡时, 往往存在一定的坡度缓冲。因此, 在之后的试验中, 设置了坡度为  $15^\circ$  的过渡缓坡, 结果证明, 变结构轮车辆虽然在这一过程中会受到一些冲击, 但能够顺利通过斜坡障碍。

经多次试验发现, 变结构轮车辆在履带式状态下所能爬越的最大斜坡坡度约为  $37.1^\circ$ , 图 7 所示为车辆爬越纵向斜坡障碍仿真过程及结果。其中, 图 7(a) 为车辆爬坡中仿真, 图 7(b) 为爬坡时车体质心的速度变化。由图中可知, 在 0 ~ 0.5 s 的时间段内, 曲线基本为斜线, 表明车辆起步并匀加速到达缓坡; 在 0.5 ~ 2.5 s 的时间段内, 速度曲线经历一定的振荡变化, 表明车辆通过缓坡并爬上斜坡

障碍时速度发生振荡上升；在 2.5 ~ 6.0 s 的时间段内，其速度曲线虽有微小振荡变化但整体表现为近似的水平直线，表明车辆在斜坡上匀速稳定行驶；在 6.0 s 以后，曲线呈现为近似的斜线，表明车辆完全越过斜坡后继续在平地上匀加速行驶。

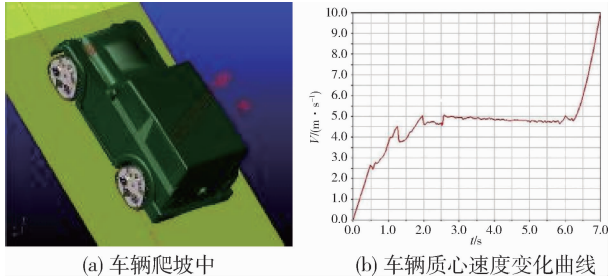


图7 变结构轮车辆爬越斜坡过程仿真  
Fig. 7 Simulation of Reconfigurable Wheel Vehicle Climbing Slope

由以上分析可得，变结构轮车辆能够通过角度为  $37.1^\circ$  的斜坡障碍，换算成爬坡度约为 75.63%，其结果与 2.2 节中的分析结果相近，验证了之前理论计算结果的正确性。而查阅相关资料可得，原有某型越野车辆的爬坡度为 60%，比较之下可以发现，安装有变结构轮的车辆具备更强的爬坡能力。

## 4 结论

本文提出一种新型轮履复合式变结构轮方案，利用动力学原理对变结构轮车辆的过壕沟性能和爬坡性能进行了理论分析计算，并在仿真软件中建立了整车仿真模型进行仿真分析。仿真结果表明，车辆通过壕沟的数值与理论计算基本一致，而当以速度 4.249 4 m/s 通过时，可跨越 0.628 m 宽的壕沟；车辆爬越斜坡的数值与理论计算值接近，验证了理论分析的正确性。同时，也说明应用了变结构轮的某型越野车辆具备良好的越障能力。这为变结构轮

车辆的进一步优化设计和应用提供了参考和依据。

### 参考文献：

- [1] 赵佳辉, 陈明慧, 梁志远, 等. 轮履复合式机器人的结构设计与越障性能研究 [J]. 机械传动, 2023, 47(9): 145-150, 147.
- [2] 芮宏斌, 李路路, 曹伟, 等. 轮-履-腿复合仿生机器人步态规划及越障性能分析 [J]. 工程设计学报, 2022, 29(2): 133-142.
- [3] 张磊, 伍章鹏, 郑漫. 轮履复合巡检机器人行走机构的设计及动态仿真分析 [J]. 太原学院学报, 2024, 42(2): 38-44.
- [4] 刘传福, 刘磊, 蒋正炎, 等. 轮履型可重构机器人变形机理与设计研究 [J]. 机械传动, 2022, 46(7): 17-23.
- [5] 崔玉宁, 罗自荣, 尚建忠, 等. 多运动态可重构轮履复合式机器人机械设计 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2018, 50(7): 80-86.
- [6] 李春卉, 侍才洪, 黄林, 等. 新型轮履复合式移动底盘的动力学仿真分析 [J]. 机械设计, 2016, 33(8): 95-99.
- [7] 佚名. 2018 年安全领域十大发明 [J]. 兵器, 2019(4): 1.
- [8] 汪银凤, 胡铮, 张万灵, 等. 履带车辆电控机械制动执行机构动力学仿真研究 [J]. 车辆与动力技术, 2024(1): 1-7.
- [9] 刘好, 谢妮, 张拓. 小型山地履带底盘设计与仿真分析 [J]. 机械设计, 2020, 37(6): 115-122.
- [10] 侯云龙, 盖江涛, 袁艺, 等. 基于牵引力-滑转率特性的高速电驱履带车辆行驶路面辨识方法研究 [J]. 车辆与动力技术, 2024(1): 15-21.
- [11] 董炳健, 王久乐, 姜柯, 等. 基于贝叶斯成功型试验模型的整车试验可靠度分析 [J]. 车辆与动力技术, 2024(1): 49-54.

文章编号: 1009-4687(2025)04-0029-06

# 某增压中冷柴油机不同回水温度热平衡试验

户现顺<sup>1</sup>, 徐峰<sup>2</sup>, 季文龙<sup>2</sup>, 钟岳<sup>2</sup>, 马杰<sup>3</sup>

(1. 陆军装甲兵学院, 北京 100071; 2. 32184 部队, 北京 100072; 3. 中国北方发动机研究所(天津), 天津 300400)

**摘要:** 针对某 6V 增压中冷电控单体泵柴油机, 分别进行了台架试验及平原和高原地区的整车试验。在其外特性工况下, 将回水温度分别控制在 85 °C 和 95 °C 时进行整机热平衡试验, 由此获得柴油机在不同工况下的热量分配情况; 进一步进行了搭载该柴油机的某装甲车辆在平原地区和 5 000 米高原地区的行驶试验。通过分析研究热量的分布规律, 进而对发动机的热效率做出合理评价, 并为整车散热系统匹配选型提供合适依据。整机试验结果表明: 在相同柴油机外特性工况下, 其总发热量、有效功热量及排气热量几乎不受回水温度的影响, 而冷却液带走热量和余项损失均会因回水温度的升高而降低。相较于机油散热量而言, 本体水和中冷器带走热量均随回水温度的升高而明显降低。整车试验结果表明: 在高原地区发动机热负荷显著增加, 整车散热系统的散热需求较平原地区明显增加。因此, 考虑到整车散热系统的底数能力, 须在高原环境条件下重新进行匹配设计。

**关键词:** 外特性; 热平衡; 热效率; 整车试验

中图分类号: TK32

文献标识码: A

## Experimental on Thermal Balance of a Turbocharged Intercooled Diesel Engine under Different Return Water Temperatures

HU Xianshun<sup>1</sup>, XU Feng<sup>2</sup>, JI Wenlong<sup>2</sup>, ZHONG Yue<sup>2</sup>, MA Jie<sup>3</sup>

(1. PLA Army Armored Force Academy, Beijing 100071, China;

2. Unit 32184, Beijing 100072, China;

3. China North Engine Research Institute (Tianjin), Tianjin 300400, China)

**Abstract:** For a 6V turbocharged intercooled electronic unit pump diesel engine, the heat balance test of the bench tests and vehicle tests in plain and plateau areas were conducted separately. The heat balance test of the whole machine was carried out when the return water temperature was controlled at 85 °C and 95 °C respectively under its external characteristic conditions, so as to obtain the heat distribution of the diesel engine under different working conditions. Further driving tests were conducted on a certain armored vehicle equipped with the diesel engine in both plain areas and at an altitude of 5 000 meters on the plateau. By analyzing and studying the heat distribution law of the whole machine, the thermal efficiency of the engine is reasonably evaluated, and a suitable basis is provided for the matching and selection of the heat dissipation system of the whole vehicle. The results of the bench tests show that under the same external characteristics of the diesel engine, the total heat, the effective work heat and exhaust heat are almost not affected by the return water temperature, while the heat taken away by the coolant and the residual loss will be reduced due to the increase of the return water temperature. Compared with the heat dissipation of the oil, the heat carried away by the bulk water and the intercooler decreases significantly with the increase of the return water temperature. The results of the vehicle tests indicate that in plateau areas, the engine's thermal load increases significantly, and the heat dissipation requirements of the vehicle's cooling system are much higher than in plain areas. Therefore, considering the baseline capacity of the vehicle's cooling system, it is necessary to redesign the matching under plateau environmental conditions.

收稿日期: 2025-06-15

作者简介: 户现顺(1986—), 男, 硕士生, 研究方向为装备论证与试验。通信简介: 季文龙(1977—), 男, 硕士生, 研究方向为装备论证与试验。

Received: 15 Jun 2025/Revised: 05 Aug 2025/Accepted: 19 Aug 2025/Published online: 25 Aug 2025/Printed: 25 Dec 2025

**Keywords:** external characteristic; heat balance; thermal efficiency; vehicle tests

随着装甲车辆“低比散热”趋势的发展,装甲动力的需求越来越高,因此针对装甲车辆发动机的热平衡研究至关重要<sup>[1]</sup>。于宝金等<sup>[2]</sup>针对某6V150增压中冷柴油机进行了不同海拔下模拟高原环境的热平衡试验,研究了整机热量分布随海拔变化的规律。结果表明,在低转速和高转速工况下,海拔升高会导致柴油机的总发热量、有效功热量及排气散热量先趋于稳定,当海拔大于3 000 m后开始大幅下降。在中间转速工况下,上述三者基本不随海拔而发生变化。许翔等<sup>[3]</sup>在高海拔模拟试验台上,对某高压共轨柴油机进行了热平衡试验,分析了海拔和冷却液温度对柴油机整机热量分配的影响。结果表明,随着海拔的升高,有效功热量和排气散热量逐渐下降,而冷却液散热量逐渐增大。在同海拔下,有效功热量和排气散热量随着冷却液温度的增加而逐渐增加,冷却液散热量大幅下降。田永海等<sup>[4]</sup>针对某柴油机进行了热平衡试验和倒拖试验,定量研究了柴油机系统各部分能量可利用的潜力,分析得出了柴油机系统能量传递和有效能损失的本质。结果表明,除了摩擦、驱动附件和余项损失外,还含有约90%的燃料燃烧能量存在对外做功的可能。王旭东等<sup>[5]</sup>针对某军用车辆柴油机进行了海拔4 500 m条件下的热平衡试验,在同功率条件下分析了该型柴油机两种不同燃料燃烧时的热量分配。曹元福等<sup>[6]</sup>以某装甲车辆为例,进行了动力传动总成热平衡台架试验,结果表明,同挡位情况下,发动机出水温度随着转速的升高而降低。

通过柴油机的热平衡试验可分析研究其热量分配情况,包括柴油燃烧总发热量、发动机功率、机油带走热量、冷却水带走热量以及排气带走热量等,这为评价柴油机的热效率,提高柴油机的经济性、动力性以及整车辅助系统匹配选型提供了依据。某增压中冷柴油机装备于某型装甲车辆,本文在其外特性工况下,将回水温度分别控制在85℃和95℃时进行整机热平衡试验,对柴油机在不同工况下的热量分配情况进行了深入研究,以此对发动机热效率做出合理评价,为整车散热系统匹配选型提供依据。

## 1 柴油机热平衡基础理论

柴油机中的热量转化与传递过程非常复杂,彼此既相互独立又相互转换,按照热能表现将以有效功率和各种损失的数量分配来研究燃料总热量的利用情况称为柴油机的热平衡<sup>[7-10]</sup>。燃料在气缸中完全燃烧所产生的热量 $Q_{\text{总}}$ 一般可分为以下几个部分:转化为有效功率的热量 $Q_{\text{有效}}$ ,冷却介质带走的热量 $Q_{\text{冷却}}$ ,排气带走的热量 $Q_{\text{排气}}$ 以及余项损失的热量 $Q_{\text{余项}}$ 。因此,柴油机热平衡关系式可表述为

$$Q_{\text{总}} = Q_{\text{有效}} + Q_{\text{冷却}} + Q_{\text{排气}} + Q_{\text{余项}} \quad (1)$$

式中: $Q_{\text{冷却}} = Q_{\text{润滑油}} + Q_{\text{中冷}} + Q_{\text{本体}}$ , $Q_{\text{润滑油}}$ 、 $Q_{\text{中冷}}$ 和 $Q_{\text{本体}}$ 分别表示润滑介质带走热量、冷却水从中冷器带走热量和冷却水从本体带走热量。各部分热量的详细计算方法如下。

$$Q_{\text{总}} = m_{\text{柴油}} \times h_{\text{柴油热值}} \quad (2)$$

$$Q_{\text{有效}} = \frac{n \times N_e}{9550} \quad (3)$$

$$Q_{\text{润滑油}} = m_{\text{机油}} \times c_p_{\text{机油}} \times (T_{\text{机油出}} - T_{\text{机油进}}) \quad (4)$$

$$Q_{\text{中冷}} = m_{\text{水}} \times c_p_{\text{水}} \times (T_{\text{中冷出}} - T_{\text{中冷进}}) \quad (5)$$

$$Q_{\text{本体}} = m_{\text{水}} \times c_p_{\text{水}} \times (T_{\text{本体出}} - T_{\text{本体进}}) \quad (6)$$

$$Q_{\text{排气}} = (m_{\text{空气}} + m_{\text{柴油}}) \times c_p_{\text{排气}} \times (T_{\text{排气}} - T_{\text{进气}}) \quad (7)$$

式中: $m$ 为质量,kg; $h$ 为柴油热值,J/kg; $n$ 为发动机转速,r/min; $N_e$ 为发动机扭矩,N·m; $c_p$ 为定压比热容,J/(kg·K); $T$ 为温度,K。

## 2 试验装置及方法

### 2.1 试验柴油机

此次试验用柴油机为某型6缸增压柴油机,采用四冲程增压中冷技术,并搭配干式油底壳,其主要技术参数见表1。

表1 试验用柴油机主要技术参数  
Table 1 Main Technical Parameters of the Test Diesel Engine

项目	参数
柴油机型号	6V150
结构形式	四冲程增压中冷、干式油底壳
额定功率/kW	490
额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )	2 300
最大扭矩转速/(r·min <sup>-1</sup> )	1 500

## 2.2 试验仪器

此次热平衡试验主要仪器包括 D2100-1e 水力测功器 (HORIBA)、FM-1500 油耗仪、流量计、温度传感器、压力传感器、调节阀门以及数据采集系统等, 具体的仪器参数信息见表 2。

表 2 试验仪器参数信息

Table 2 Parameter Information of Test Instruments

名称	精度	产地
D2100-1e 水力测功器	0.5% FS	HORIBA
FM-1500 油耗仪	$\pm 0.1\%$ FS	日本
数据采集系统	$\pm 0.2\%$ FS	自制
压力传感器	$\pm 0.2\%$ FS	美国 GE
温度传感器	(0~400℃) I 级	川仪十七厂
	(0~1000℃) I 级	苏州长丰
油水冷却控制系统	$\pm 1$ ℃	自制
双扭线空气流量计	$\pm 1\%$ FS	自制
质量流量计	0.15% FS	自制
数据采集仪	$\pm 0.1\%$ FS	比利时

## 2.3 试验方法

本试验采用 GJB3075-1997-10 号军用柴油作

为柴油机燃料, 并使用 RP-4652D 润滑油和软化水。图 1 给出了热平衡试验中所需参数的测量位置, 详细的试验步骤如下。

①在实验室自然环境条件下, 试验在外特性工况 2 300、2 100、1 900、1 700、1 500 r/min 转速下进行。

②发动机回水温度分别控制在 85、95℃ 两个点上, 按照图 1 所示位置进行测量, 并记录。

③调节阀开度控制: 在发动机转速 2 300 r/min 时, 通过调节阀 1 控制中冷器水流量  $Q_2$  为  $10 \text{ m}^3/\text{h}$ , 通过调节阀 2 控制水泵流量为  $40 \sim 50 \text{ m}^3/\text{h}$ , 固定阀门开度, 其他工况试验时, 阀门开度不变。

④油底壳机油温度控制: 试验开始时, 台架油冷器关闭, 当油温  $T_7$  超过  $130 \text{ }^\circ\text{C}$  时, 适当打开阀门对机油进行冷却。

⑤每个工况点的回水温度在  $\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$  范围内持续稳定 3 min 后开始测量, 并记录各参数值。

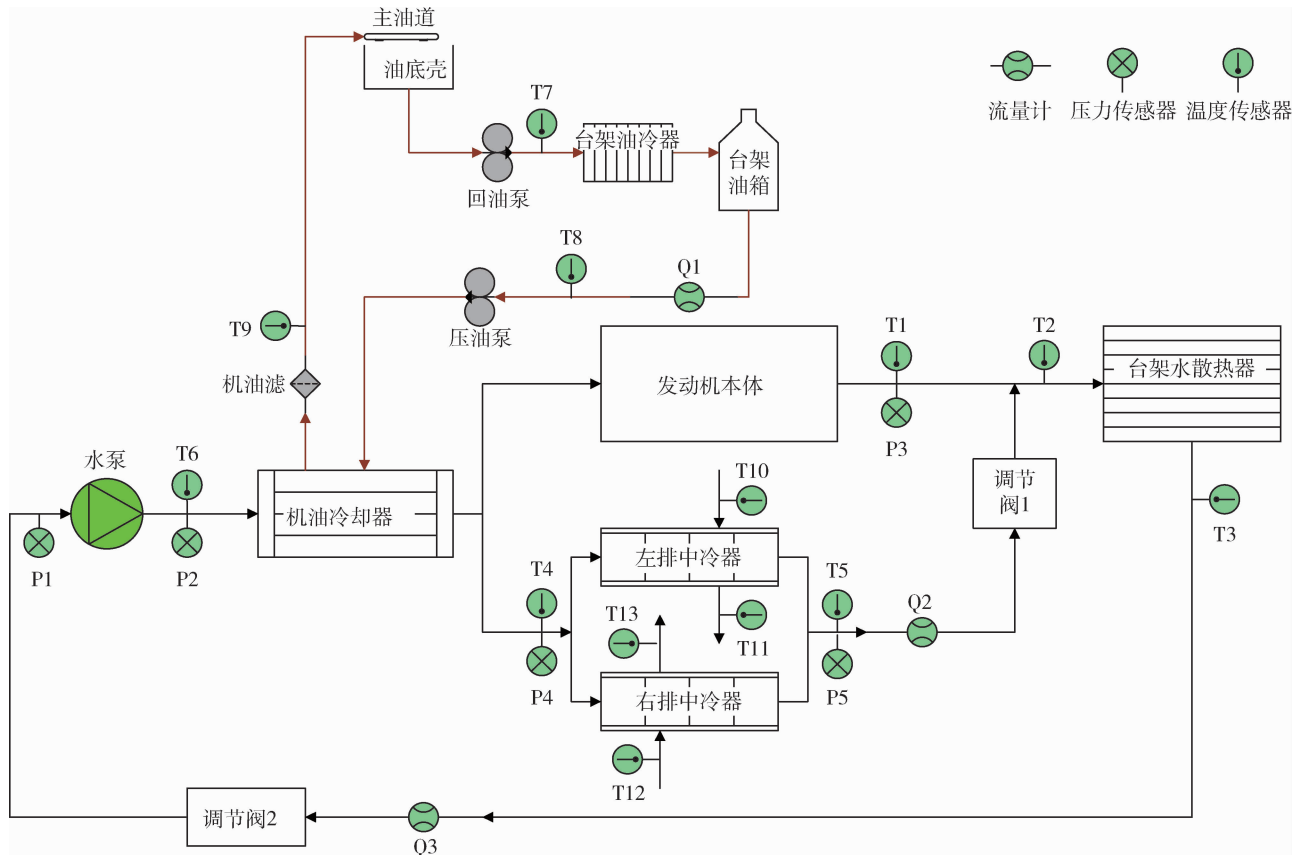


图 1 热平衡试验测点图

Fig. 1 Schematic Diagram of Thermal Balance Test Measuring Points

### 3 试验结果与分析

根据试验结果，绘制了各项热量随转速变化的趋势。图 2 给出了外特性工况下，总发热量和有效功热量随不同转速和回水温度的变化情况。可以看出，总发热量和有效功热量均随着转速的上升而增加；在柴油机相同外特性工况下，不同回水温度下的柴油机总发热量和有效功热量基本一致，有效功率占比几乎一致，均在 36% ~ 39%，柴油机输出功率较为稳定，热效率较高。

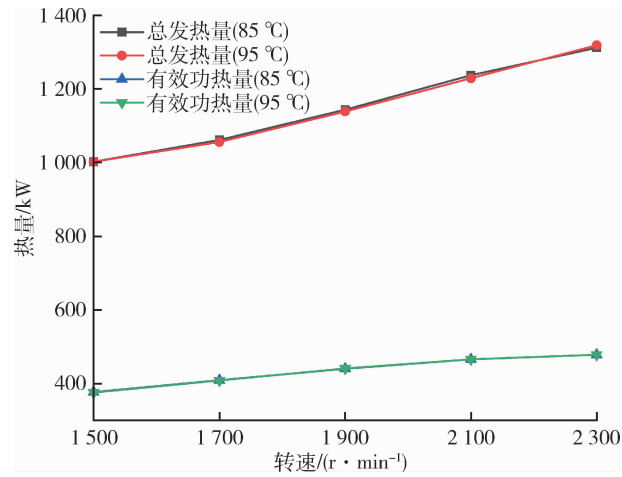


图 2 不同转速下，回水温度对总发热量和有效功热量的影响  
Fig. 2 Effect of Return Water Temperature on Total Heat and Effective Work Heat at Different Speeds

柴油机外特性工况下，排气带走热量、冷却液带走热量以及余项热量随不同转速和回水温度的变化情况如图 3 所示。从图 3 可以看出，在同一回水温度下，随着转速的增加，排气带走热量和冷却液带走热量均有所增加，而余项热量变化不明显。回水温度升高后，排气带走热量的变化并不明显，其携带热量占比均在 33% 左右，见表 3 和表 4。然而，冷却液带走热量呈明显下降趋势，最大差值 40.7 kW 出现在额定转速 (2 300 r/min) 工况下，对应的热量占比下降了 3.2%。事实上，回水温度升高会导致冷却液和散热器之间的温差减小，散热器的散热效率会有所降低，最终导致冷却液带走的总热量出现下降。此外，冷却液的比热容会随温度的升高而略有下降，这也会减小冷却液带走的总热量值。需要注意的是，余项热量会随着回水温度的升高而明显增加，在额定转速处出现最大差值为 52.9 kW，约占总热量的 3.6%。其原因为回水温度升高后，冷却效率会下降，整机外表面与环境的热交换量增加，最终引起余项损失增加。

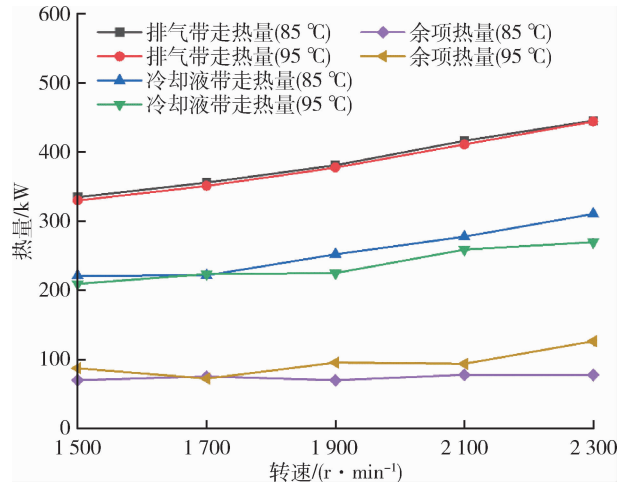


图 3 不同转速下回水温度对排气带走热量、冷却液带走热量及余项热量的影响

表 3 外特性工况下回水温度 85 °C 时的不同热量占比  
Table 3 Heat Proportion at 85 °C Return Water Temperature Under External Characteristic Conditions

转速/ (r · min <sup>-1</sup> )	有效功 占比/%	冷却液带走 热量占比/%	排气带走 热量占比/%	余项热量 占比/%	合计 /%
1 500	37.6	22.1	33.3	7.0	100
1 700	38.5	20.9	33.5	7.1	100
1 900	38.5	22.1	33.3	6.1	100
2 100	37.6	22.5	33.6	6.3	100
2 300	36.5	23.6	33.9	6.0	100

表 4 外特性工况下回水温度 95 °C 时的不同热量占比  
Table 4 Heat Proportion at 95 °C Return Water Temperature Under External Characteristic Conditions

转速/ (r · min <sup>-1</sup> )	有效功 占比/%	冷却液带走 热量占比/%	排气带走 热量占比/%	余项热量 占比/%	合计 /%
1 500	37.5	20.9	32.9	8.7	100
1 700	38.7	21.2	33.2	6.9	100
1 900	38.7	19.8	33.1	8.4	100
2 100	37.9	21.1	33.4	7.6	100
2 300	36.3	20.4	33.7	9.6	100

为进一步分析回水温度变化引起的冷却液中各部分热量的详细变化情况，图 4 给出了不同转速下，回水温度对机油带走热量、本体水带走热量及中冷器带走热量的影响。可以发现，在不同回水温度下，机油带走热量均随发动机转速的增加而增加，且占比基本稳定，如 95 °C 时约为 4.3%。由于回水温度升高后，出水与回水二者之间的温差缩小，本体水带走热量在相同外特性工况下总体呈下降趋势。此外，回水温度的升高还会减少系统的热量损失，从而减少通过管道散失的热量，这也会降

低本体水带走的热量。观察中冷器带走热量的分布情况可知,在相同外特性工况下,同一回水温度下中冷器带走热量均随发动机转速的增加而增加;当回水温度升高后,中冷器带走热量呈略微下降趋势,这是由于中冷器内冷却液与热的压缩气体之间的温差减小,其冷却效率降低,最终导致中冷器带走的总热量出现下降。

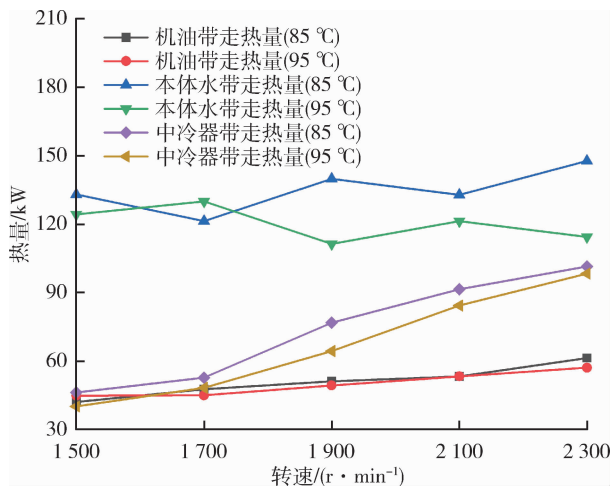


图4 不同转速下回水温度对机油带走热量、本体水带走热量及中冷器带走热量的影响

Fig. 4 Effect of Return Water Temperature on Heat Carried by Oil, Bulk Water and Intercooler at Different Speeds

根据上述基于台架试验热平衡结果,进一步进行了搭载某增压中冷柴油机的某装甲车辆在普通平原地区和5000米高原地区的行驶试验。

首先,在普通平原地区的平坦土路上,保持车辆挡位4挡、油门开度(48%~50%)等不变,仅将整车回水温度分别控制在90℃和100℃下,得到整车热平衡试验下机油温度和排气温度随时间的变化关系。图5给出了90℃和100℃两种回水温度下,普通平原地区整车试验中机油温度和排气温度随时间的变化。由于油门开度、挡位及车速可近似为发动机功率保持一致,即有效功一致。可以看出,随着回水温度由90℃增加至100℃时,发动机排气温度保持在526℃基本不变,但机油温度从117℃增加到131℃;此外,机油温度与回水温度之间的温差由2℃增加至17℃。由此可知,整车热平衡试验结果与上述台架热平衡试验得到的规律一致。

进一步地,对比分析了高原与平原两种环境对整车散热的影响。在高原5000m地区的平坦土路上(路面条件与平原地区基本一致)同样进行了搭载某增压中冷柴油机的某装甲车辆的行驶试验,回水温度约为100℃,试验过程中保持车辆挡位4挡、车速等不变,得到了整车系统热平衡的状态。图6

显示了普通平原地区和5000米高原地区整车试验中机油温度和排气温度随时间的变化。为获得与平原地区相同的车速,即发动机功率基本一致情况下,在高原地区油门开度比平原地区增加近一倍,机油温度提升约14℃,排气温度提升约100℃,发动机热负荷显著增加,整车散热系统的散热需求较平原地区明显增加。因此,考虑到整车散热系统的底数能力,需在高原环境条件下重新进行匹配设计。

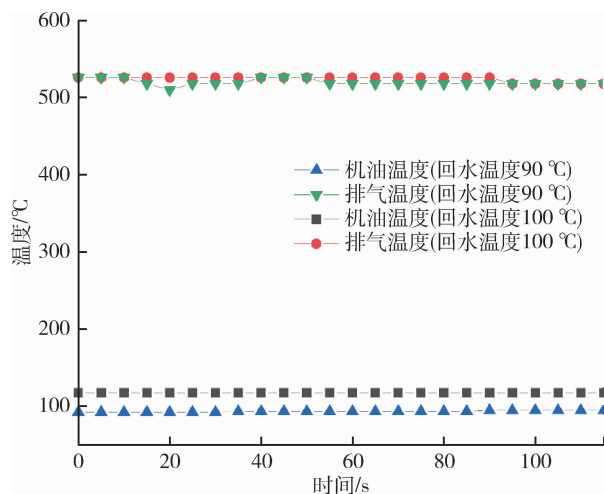


图5 不同回水温度下普通平原地区整车试验中机油温度和排气温度随时间的变化

Fig. 5 Variation of Oil Temperature and Exhaust Temperature with Time in Vehicle Tests in Plain Area Under Different Return Water Temperatures

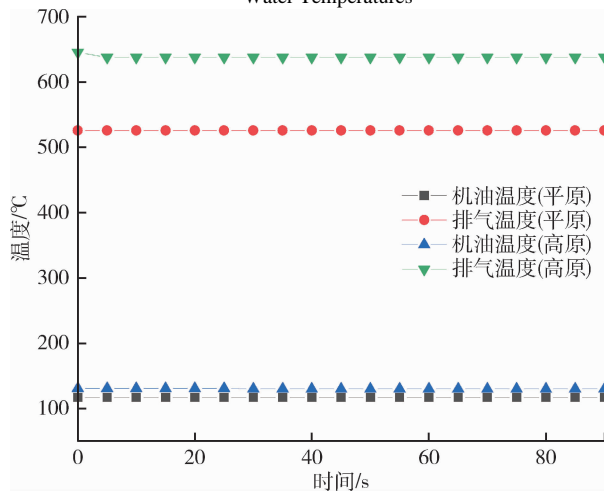


图6 普通平原地区和5000m高原地区整车试验中机油温度和排气温度随时间的变化

Fig. 6 Variation of Oil Temperature and Exhaust Temperature with Time in Vehicle Tests in Plain Area and 5000 m Plateau Area

## 4 结论

在相同柴油机外特性工况下,其总发热量、有效功热量及排气热量几乎不受回水温度变化的影响,而回水温度的升高导致冷却液带走热量降低,

余项损失热量升高。因此,柴油机运行时应尽量避免高水温运行,以最大限度减少非必要的热量损失。

根据热平衡试验结果,获得了不同外特性工况点和不同回水温度下的柴油机冷却介质散热量的分布情况。随着转速增加,机油、本体水和中冷器三者带走热量均有所升高。相较于机油散热量而言,本体水和中冷器带走热量均随回水温度的升高而明显降低,这些结果为整车散热系统选型匹配提供了参考依据。

对于整车热平衡试验而言,高原环境下的试验结果更能体现装备的性能底数能力。此外,试验路面选择铺面路或者平坦土路可更利于试验基准及试验变量的一致性。

#### 参考文献:

- [1] 伍赛特. 坦克装甲车辆动力装置技术特点及选型研究 [J]. 传动技术, 2024, 38(3): 35-41.
- [2] 于宝金, 王增全, 丁技峰, 等. 某 6V150 柴油机变海拔热平衡试验研究 [J]. 车用发动机, 2014(5): 72-74.
- [3] 许翔, 刘楠, 刘刚. 高压共轨柴油机高海拔热平衡模拟试验研究 [J]. 车用发动机, 2016(6): 52-56.
- [4] 田永海, 牛军, 梁红波, 等. 基于热平衡试验和倒拖试验的柴油机有效能传递与节能潜力研究 [J]. 车用发动机, 2016(6): 23-29.
- [5] 王旭东, 熊春华, 鲁长波, 等. 高原环境下柴油机燃用聚醚型含氧燃料热平衡试验研究 [J]. 兵工学报, 2018, 39(8): 1473-1478.
- [6] 曹元福, 邵春鸣, 刘建峰, 等. 装甲车辆动力传动总成热平衡台架试验研究 [J]. 车辆与动力技术, 2017(3): 54-58.
- [7] 杨震寰. 动力系统原理与设计 [M]. 北京: 兵器工业出版社, 2015.
- [8] 周龙保. 内燃机学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2016.
- [9] 周涛, 宋娇, 戴雨华, 等. 发动机本体件寿命受生产工艺的影响分析 [J]. 车辆与动力技术, 2025(2): 39-42.
- [10] 王庆峰, 张喜明, 毕研宝, 等. 轮式特种车辆传动系统可靠性台架试验加载研究 [J]. 车辆与动力技术, 2024(4): 27-31.

文章编号: 1009-4687(2025)04-0035-06

# CPD 测试用儿童假人呼吸参数

徐哲<sup>1</sup>, 贺丽娟<sup>2</sup>, 娄磊<sup>1</sup>, 冯亭玮<sup>2</sup>, 王继忠<sup>3</sup>

(1. 中汽研汽车检验中心(天津)有限公司, 天津 300300; 2. 天津科技大学, 天津 300457;  
3. 天津市儿童医院, 天津 300134)

**摘要:**近年来儿童存在探测功能装车率逐渐提升, 雷达、UWB 探测等是实现该功能的主要技术手段, 可直接探测儿童的呼吸来判断儿童存在。但目前该测试用假人的呼吸参数定义不完善, 现有的假人呼吸参数不统一, 因此对测试工具呼吸参数进行定义非常重要。本文对呼吸频率和呼吸幅度两个参数进行分析, 并通过多组对比试验证明了呼吸幅度的重要性。对0岁、1岁、3岁、6岁真人儿童的呼吸参数进行实际测量, 通过数据统计分析, 得到各年龄段 CPD 假人的呼吸频率和呼吸幅度的定义值。研究结果为完善和提升 CPD 假人的生物仿真性能提供了依据, 使 CPD 系统的测试结果更加可靠、有效。

**关键词:** 儿童存在探测; CPD 假人; 呼吸频率; 呼吸幅度

**中图分类号:** U467.5+2; R332

**文献标识码:** A

## Respiratory Parameters of Child Dummies for CPD Testing

XU Zhe<sup>1</sup>, HE Lijuan<sup>2</sup>, LOU Lei<sup>1</sup>, FENG Tingwei<sup>2</sup>, WANG Jizhong<sup>3</sup>

(1. CATARC Automotive Test Center (Tianjin) Co. Ltd., Tianjin 300300, China;  
2. Tianjin University of Science and Technology, Tianjin 300457, China;  
3. Tianjin Children's Hospital, Tianjin 300134, China)

**Abstract:** In recent years, the installation rate of child presence detection (CPD) function has gradually increased. Radar, UWB detection, and other technologies are the main means to achieve this function, which can directly detect children's breathing to determine their presence. However, the definition of respiratory parameters for the test dummy is currently incomplete, and the respiratory parameters of dummies from different suppliers are not uniform. Therefore, it is very important to define the respiratory parameters of the testing tool. The article analyzes two parameters, respiratory rate and respiratory amplitude, and proves the importance of respiratory amplitude through multiple comparative tests. Actual measurements were taken on the respiratory rates and amplitudes of 0-year-old, 1-year-old, 3-year-old, and 6-year-old real children, and through data statistical analysis, the defined values of respiratory frequency and amplitude for CPD dummies in each age group were obtained. The research results provide a basis for improving and enhancing the biological simulation performance of CPD dummies, making the testing results of CPD system more reliable, and effective.

**Keywords:** child presence detection (CPD); CPD Dummies; respiratory rate; respiratory amplitude

近年来, 儿童因被遗留在车内而导致中暑和死亡的案例屡见不鲜。根据美国儿童安全组织 Kids And Cars 数据显示, 1990—2024 年, 该问题导致 125 名儿童热窒息死亡<sup>[1]</sup>, 统计数据如图 1 所示。

而在中国, 据不完全统计, 在 2011-2021 年间全国各地共发生 100 余起儿童被遗留车内事故, 造成 60 余名儿童死亡<sup>[2]</sup>。虽然与交通事故相比, 儿童遗留在车内造成的死亡率并不算高, 但其社会关注

度高，舆论影响大，并且可以采取一定的技术手段来避免该类伤害的发生。因此，儿童存在探测 (child presence detection, CPD) 技术应运而生，且受到行业重视，该技术旨在探测被遗留在车内的儿童，并在一定时间内发出报警，降低车内滞留儿童中暑或死亡的概率。目前，Euro-NCAP、ANCAP、ASEAN-NCAP、以及 C-NCAP 等新车评价规程中都加入了 CPD 功能的评价，推动了儿童存在探测技术的发展，以及该功能在车辆上的装配率。

目前，CPD 直接感应主要的技术手段为毫米波雷达、UWB 探测等<sup>[3]</sup>，通过探测儿童的呼吸参数，来判断儿童的存在。Euro-NCAP 等评价规程中要求 CPD 系统对新生儿、1 岁、3 岁、6 岁儿童具有探测的能力。测试该功能时需要使用具有呼吸特征的儿

童假人，而目前关于 CPD 假人呼吸参数的研究几乎为空白，只有 Euro-NCAP 评价规程<sup>[4]</sup>中提出了该 4 个年龄儿童假人的呼吸频率的参数。漆晶等<sup>[5]</sup>提出了正常情况下人体呼吸时胸腔震动的频率和幅度范围；Rahman 等<sup>[6]</sup>进行了关于呼吸模式的研究，依据呼吸特征对人的身份进行识别，但以上研究均不是针对 6 岁以下儿童呼吸参数展开的。

由于目前没有 CPD 儿童假人呼吸参数定义的相关标准和要求，导致了市面上现有的 CPD 假人的呼吸参数设置并不一致，CPD 假人的生物仿真性能并不完善。因此，为了获得新生儿、1 岁、3 岁、6 岁假人的呼吸参数，有必要对真实儿童的呼吸参数进行测量和研究，对测试工具的呼吸参数进行定义，来保证 CPD 功能测试的有效实施。

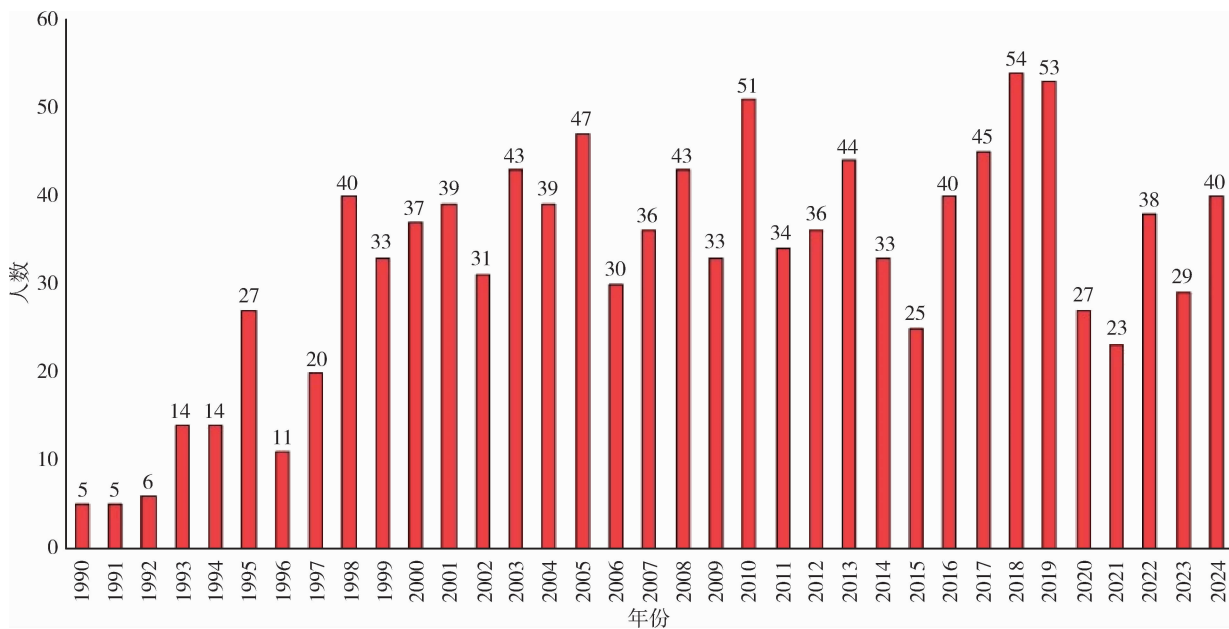


图 1 美国儿童遗留在车内导致死亡数据统计<sup>[1]</sup>

Fig. 1 Statistics of Child Deaths Caused by Being Left in Vehicles in the United States<sup>[1]</sup>

## 1 毫米波雷达及 UWB 探测原理

在 CPD 系统中使用较多的雷达系统为毫米波雷达和 UWB 雷达 (即超宽带)，其探测儿童存在具有相似的原理，均是通过探测人体呼吸时胸腔或腹部的微小运动来实现，信号可以穿透衣物、毛毯等遮盖物，即使儿童睡着的情况下也可以有效探测。基本过程是首先雷达向被测目标发射脉冲信号，当脉冲信号到达儿童的胸腹部表面时，会产生回波信号并被雷达的天线所接收，如图 2 所示。由于呼吸导致的胸腔或腹部起伏的回波信号随时间变化，且

在一段时间内具有明显的周期性，通过运用适当的算法进行处理，可以有效地从中提取出呼吸信息，从而实现了对呼吸状态的准确探测<sup>[7]</sup>。

毫米波雷达通过 FMCW (调频连续波) 技术，利用发射信号与回波信号之间的频率差来测算目标距离<sup>[8]</sup>，对解调的信号进行频域和时域特征统计，获得微多普勒等特征，得到探测目标的位移、速度等参数，从而判断儿童是否存在。识别率较高，成本也较高。

UWB 雷达则是通过在特定时间间隔产生无线电能量并占用大带宽来传输信息，从而实现脉冲位置或时间调制。目前，UWB 技术正处于市场增长长期，车内活体检测的算法和技术正在进步和完善。

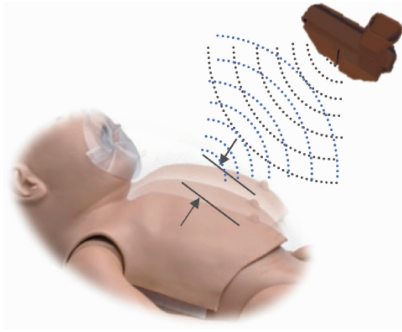


图2 雷达探测儿童呼吸示意图

Fig. 2 Schematic Diagram of Radar Detecting Child's Breathing

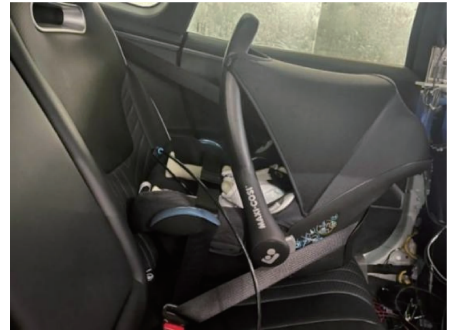


图3 带遮阳棚测试

Fig. 3 Test with Sunshade Canopy

## 2 CPD 儿童假人关键呼吸参数研究

### 2.1 呼吸频率

呼吸频率被认为是表征呼吸特征以及影响雷达探测结果的主要参数,是指每分钟呼吸的次数。如正常成人的呼吸频率为 12~20 次/min,儿童的呼吸频率整体上比成人更快,而不同年龄阶段的儿童呼吸频率也略有差别。Euro-NCAP 中提出不同年龄儿童在睡眠状态下的呼吸频率<sup>[4]</sup>:新生儿为 30 次/min;1 岁儿童为 22 次/min;3 岁儿童为 20 次/min;6 岁儿童为 18 次/min。日本学者也对各年龄阶段儿童呼吸频率的正常范围进行了研究,出生 28 d 以内的新生儿呼吸频率为 40~50 次/min;未满 1 岁的婴儿呼吸频率为 30~40 次/min;从满 1 岁到学龄前儿童之间的幼儿呼吸频率为 20~35 次/min;从小学入学到 18 岁之间的儿童呼吸频率为 20~25 次/min<sup>[9]</sup>。

### 2.2 呼吸幅度

腹式呼吸是婴儿和幼儿的自然呼吸方式。通常情况下,新生儿到 2 岁主要采用腹式呼吸,这是因为他们的胸廓活动范围小,呼吸肌肋间肌发育不成熟,依赖横膈膜进行呼吸。2~6 岁时,随着胸廓和肺部的发育,儿童逐渐从腹式呼吸过渡到胸腹联合的呼吸模式。因 0~6 岁婴幼儿以腹式呼吸为主,腹部起伏明显,因此 CPD 假人也应模拟腹式呼吸模式,而对于腹部起伏的幅度目前各测评规程中没有要求。

为了探究呼吸幅度是否为影响 CPD 探测系统的关键因素,使用呼吸频率和呼吸幅度均可调的 CPD 假人进行多次测试。在某车型上搭载一套 UWB 雷达系统,使用一款提篮型式的儿童座椅,将新生儿的 CPD 儿童假人安装到儿童座椅中,再将儿童座椅安装到车辆二排左侧的位置上。第一组试验使用儿童座椅带遮阳棚的场景,如图 3 所示。

分别将呼吸频率设置为 30 次/min、24 次/min、22 次/min、20 次/min 以及 18 次/min 5 个水平,在同一个呼吸频率下改变不同的呼吸幅度进行测试,呼吸幅度分别为 2.9 mm、3.6 mm,以及 5.0 mm 3 个水平,共进行 15 次测试,测试结果如表 1 所示。

表 1 带遮阳棚时不同呼吸频率和呼吸幅度下的探测结果  
Table 1 Detection Results Under Different Respiratory Frequencies and Amplitudes with Sunshade

呼吸频率/(次·min <sup>-1</sup> )	呼吸幅度/mm	探测结果
30	2.9	未探测出儿童
	3.6	探测出儿童
	5.0	探测出儿童
24	2.9	未探测出儿童
	3.6	探测出儿童
	5.0	探测出儿童
22	2.9	未探测出儿童
	3.6	探测出儿童
	5.0	探测出儿童
20	2.9	未探测出儿童
	3.6	探测出儿童
	5.0	探测出儿童
18	2.9	未探测出儿童
	3.6	探测出儿童
	5.0	探测出儿童

从表 1 中可以看出,在每种呼吸频率下将呼吸幅度设置为 2.9 mm 均未探测出儿童,而将呼吸幅度设置为 3.6 mm 和 5.0 mm 时均可以探测出儿童。说明呼吸频率相同时,呼吸幅度的改变,会带来不同的探测结果。

因 2.9 mm 的呼吸幅度较小,同时带遮阳棚会增加探测的难度,为了排除遮阳棚对试验结果的影响,在呼吸频率为 30 次/min 和 20 次/min 下,增加 2 次不带遮阳棚的对比试验,如图 4 所示,测试

结果见表 2。可以看出，在不带遮阳棚易于探测的情况下，2.9 mm 的呼吸幅度也均未被探测出来。可见呼吸幅度也是影响 CPD 系统探测的关键因素，若呼吸幅度设置得过小，系统需要提升精度，提高成本；若呼吸幅度设置得过大，系统虽易于探测，但无法复现真人儿童呼吸的状态。故用 CPD 儿童假人能准确模拟真实儿童的呼吸幅度，这有助于确保 CPD 系统的测试结果的有效性，从而为该系统的设计和开发提供科学指导。



图 4 不带遮阳棚测试  
Fig. 3 Test without Sunshade Canopy

表 2 相同呼吸幅度下不同测试场景的探测结果  
Table 2 Detection Results in Different Test Scenarios with the Same Respiratory Amplitude

测试场景	呼吸频率/ (次·min <sup>-1</sup> )	呼吸幅度/mm	探测结果
带遮阳棚	30	2.9	未探测出儿童
不带遮阳棚	30	2.9	未探测出儿童
带遮阳棚	20	2.9	未探测出儿童
不带遮阳棚	20	2.9	未探测出儿童

### 3 CPD 儿童假人呼吸参数提取及分析

为了定义新生儿、1 岁、3 岁、6 岁 CPD 假人呼吸频率和幅度参数，对 4 个年龄段真人儿童呼吸参数进行测量，得到呼吸频率和呼吸幅度的基础数据，并进行数据提取和分析。

通过儿童医院招募符合条件(排除患有影响呼吸或心跳疾病)的儿童作为样本来源。实际样本招募过程中，精准获取 0 岁(新生儿)、1 岁、3 岁及 6 岁特定年龄节点的儿童样本存在显著困难，故本研究中 0 岁儿童的样本范围为 7 个月以内的儿童，1 岁儿童的样本范围为 8 个月到 1 岁的儿童，3 岁儿童的样本范围为 3 岁~4 岁的儿童，6 岁儿童的样本范围为 5 岁~6 岁的儿童。对数据测量结果进

行处理，剔除异常值、不完整数据，确保数据质量。0 岁儿童有效样本量为 18 组，1 岁儿童有效样本量为 49 组，3 岁儿童有效样本量为 63 组，6 岁儿童有效样本量为 47 组。

#### 3.1 呼吸频率的测量及分析

儿童呼吸频率采用飞利浦 Intellivue mp5 心电监护仪设备进行测试。根据测试设备显示的参数直接进行记录。对数据测量结果进行处理，如图 5 所示，得到 4 个年龄段呼吸频率的分布图。由图 5 可以看到，0 岁、1 岁、3 岁、6 岁儿童呼吸频率的平均值分别为 30.9 次/min、27.2 次/min、23.6 次/min、20.6 次/min，随着年龄增长，呼吸频率逐渐降低，符合儿童呼吸系统逐渐成熟、呼吸变得更加平稳且缓慢的规律。每个年龄阶段的呼吸频率的平均值和中位数非常接近，数据样本接近正态分布。如表 3 所示，将测量结果与 Euro-NCAP 中的呼吸参数进行对比，可以看到，呼吸频率规律是一致的，整体上测量结果略大于 Euro-NCAP 结果。0 岁数值非常接近，3 岁和 6 岁差异也不大，1 岁的差异相对较大，但也可以接受。这是因为 Euro-NCAP 均为儿童睡眠状态下的数据，本次测量的儿童基本均为清醒状态，0 岁儿童年龄小无较大运动，3 岁和 6 岁可以有意识保持稳定或静止状态，因此数据差异不大，1 岁儿童不自主的运动可能造成数据差异。

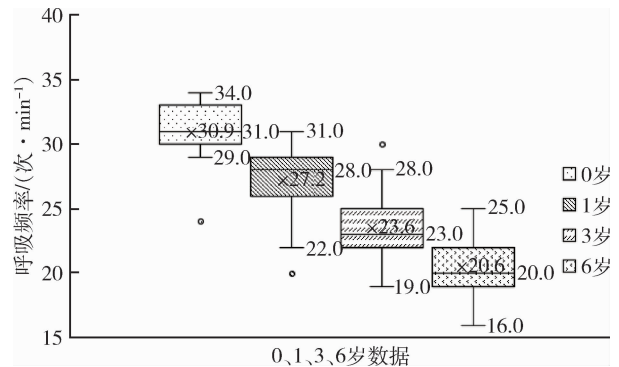


图 5 不同年龄儿童呼吸频率分布  
Fig. 5 Distribution of Respiratory Frequencies in Children of Different Ages

表 3 测得的呼吸频率与 Euro-NCAP 对比  
Table 3 Comparison of Measured Respiratory Frequencies with Euro NCAP

年龄/岁	Euro-NCAP 呼吸频率/ (次·min <sup>-1</sup> )	获得的平均呼吸频率/ (次·min <sup>-1</sup> )
0	30	30.9
1	22	27.2
3	20	23.6
6	18	20.6

在 CPD 测试场景中, 儿童的睡眠和清醒状态是两个重要的因素, 睡眠时处于静止, 清醒时伴随运动, 前者的呼吸频率会略低于后者。将 Euro-NCAP 的呼吸参数定义为睡眠状态的参数, 将测量的结果向下取整定义为儿童清醒状态下的呼吸频率参数, 如表 4 所示。当然, 如果仅使用睡眠时的呼吸频率进行 CPD 系统的测试, 被认为更难探测, 更为严苛, 也应是合理的。

表 4 CPD 假人呼吸频率定义

Table 4 Definition of Respiratory Frequency for CPD Dummies

年龄/岁	睡眠时呼吸频率/ (次·min <sup>-1</sup> )	清醒时呼吸频率/ (次·min <sup>-1</sup> )
0	30	30
1	22	27
3	20	23
6	18	20

### 3.2 呼吸幅度的测量及分析

使用由基恩士激光位移传感器 LK-G500 以及配套软件组成的儿童呼吸幅度检测系统对 0 岁、1 岁、3 岁、6 岁儿童呼吸幅度进行测量, 呼吸幅度检测系统如图 6 所示。其原理为激光测距仪通过发射激光束并接收反射信号来测量距离, 当激光束照射到腹部表面时, 反射信号的时间差可用于计算距离。呼吸时, 腹部的起伏会导致距离变化, 通过连续测量这些变化, 可以计算出呼吸幅度。准备阶段, 确保儿童处于放松状态, 通常采用坐姿或仰卧位。将激光测距仪固定在稳定的支架上, 对准儿童腹部, 通常选择肚脐附近。测量时, 首先调整被测人与感测头之间的距离, 将感测值稳定在  $0 \pm 1$  mm, 之后开始数据存储, 记录 30 s 左右数据, 得到测量结果。

儿童呼吸幅度正常数据测量图像如图 7 所示, 其有明显的呼吸周期, 且幅度变化在一段时间内较为稳定。对此等数据进行处理, 横坐标代表采样点数, 每 4 ms 测量一个点, 1 s 测量 250 个点, 换算成时间将存储点数除以 250 即可得到测量时间。纵坐标为腹部与感测头的距离, 波峰与波谷之间的数值即为此次呼吸的幅度。并重复测量多次, 确保结

果一致性。

通过数据处理, 得到 4 个年龄段呼吸幅度的分布图, 如图 8 所示。可以看到, 0 岁、1 岁、3 岁、6 岁儿童的呼吸幅度的平均值分别为 3.3 mm、3.9 mm、4.6 mm、4.6 mm, 随着年龄增长, 呼吸幅度逐渐增大, 符合呼吸能力逐渐增强的规律。计算得到 0 岁、1 岁、3 岁、6 岁儿童的呼吸幅度的标准差分别为 1.26 mm、1.52 mm、1.08 mm、0.88 mm, 可见 0 岁和 1 岁呼吸幅度的标准差相对略大, 由于婴幼儿生长发育情况不同, 部分个体数据与平均值存在一定的偏离, 随着年龄的增长, 标准差减小, 呼吸样本的稳定性提高、离散性降低。总体上来看, 呼吸幅度的测量数据符合儿童呼吸规律, 标准差在可接受范围内, 具有合理性。因此, 将不同年龄段儿童呼吸幅度平均值四舍五入取整, 定义为对应 CPD 假人的测试时使用的呼吸幅度值, 见表 5。

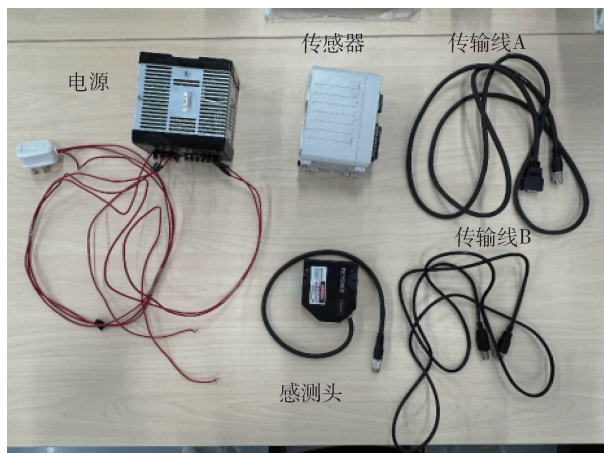


图 6 呼吸幅度检测系统  
Fig. 6 Respiratory Amplitude Detection System

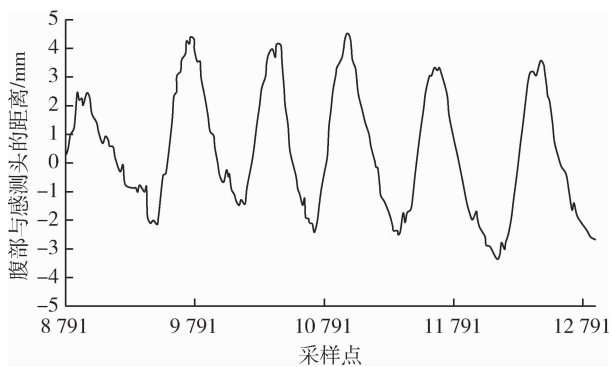


图 7 儿童呼吸幅度正常数据测量图像  
Fig. 7 Normal Data Measurement Image of Child Respiratory Amplitude

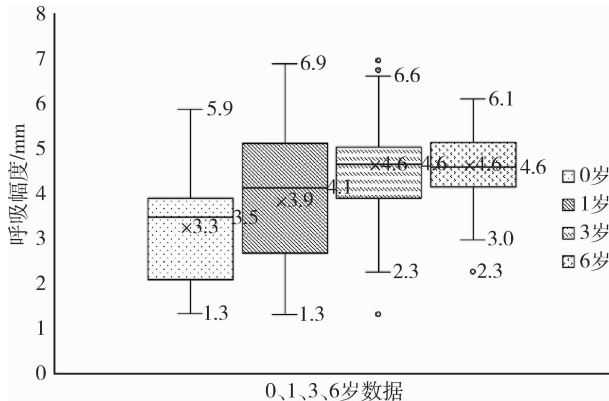


图 8 不同年龄儿童呼吸幅度分布

Fig. 8 Distribution of Respiratory Amplitudes in Children of Different Ages

表 5 CPD 假人呼吸幅度定义

Table 5 Definition of Respiratory Amplitude for CPD Dummies

年龄/岁	获得的平均呼吸幅度/mm	呼吸幅度定义/mm
0	3.3	3
1	3.9	4
3	4.6	5
6	4.6	5

## 4 结束语

文中对 CPD 儿童假人的呼吸频率和呼吸幅度进行了分析研究，通过对比实验证明在相同呼吸频率下，呼吸幅度的改变会影响 CPD 系统的探测结果，提出呼吸幅度定义的重要性。对 0 岁、1 岁、3 岁、6 岁真人儿童的呼吸频率和幅度进行实际测量，并对测量结果进行数据处理和分析，提出 CPD 儿童假人测试时使用的呼吸参数定义如下：

① 0 岁、1 岁、3 岁、6 岁 CPD 假人睡眠时的呼吸频率分别为 30 次/min、22 次/min、20 次/min、18 次/min，清醒时的呼吸频率分别为 30 次/min、27 次/min、23 次/min、20 次/min，测试中均使用睡眠时的呼吸频率也是合理的；

② 0 岁、1 岁、3 岁、6 岁 CPD 假人的测试时呼吸幅度分别为 3 mm、4 mm、5 mm、5 mm。

文中的研究有助于完善和提升 CPD 假人的仿生性能，更真实的模拟真人儿童的呼吸状态，从而提升 CPD 测试的一致性、准确性和可靠性。

### 参考文献：

- [1] U.S Kids and Cars Safety. Child hot car death data analysis from the kids and car safety national database (1990-2024). Kids and Cars Safety[EB/OL]. (2025-01), [https://www.kidsandcars.org/document\\_center/download/hot-cars/Child-Hot-Car-Deaths-Data-Analysis.pdf](https://www.kidsandcars.org/document_center/download/hot-cars/Child-Hot-Car-Deaths-Data-Analysis.pdf).
- [2] 刘丽萍, 鞠伟男, 王诗萌, 等. 车内儿童存在探测技术及测评方法研究 [J]. 汽车文摘, 2022 (11): 39-44.
- [3] 娄磊, 田子, 徐哲. 儿童滞留探测技术现状和 C-NCAP 测评方法研究 [C] //第 26 届汽车安全技术国际学术会议, 襄阳: 中国汽车工程学会, 2023: 123-130.
- [4] Euro NCAP Secretary, European new car assessment programme(Euro Ncap). Test And Assessment Protocol - Child Presence Detection, Version 1.3 [EB/OL]. (2025-01-01) <http://www.euroncap.com>.
- [5] 漆晶, 汪正东, 谢广智. 基于胸腔信号样本的 FMCW 雷达身份验证 [J]. 雷达科学与技术, 2023, 21(5): 539-546, 554.
- [6] RAHMAN A, YAVARI E, LUBECKE V M, et al. Noncontact Doppler radar unique identification system using neural network classifier on life signs [C] // IEEE 2016 Topical Conference on Biomedical Wireless Technologies, Networks, and Sensing Systems. [S. I.]: IEEE, 2016: 1-3.
- [7] 路国华, 杨国胜, 王健琪, 等. 基于微功率超宽带雷达检测人体生命信号的研究 [J]. 医疗卫生装备, 2005, 26(2): 15-16.
- [8] 祁森. 基于毫米波雷达的舱内儿童遗留检测系统设计和验证 [J]. 时代汽车, 2023(8): 113-115.
- [9] Ministry of Health, Labour and Welfare (Japan). Dementia care practitioner training textbook, Revised 2nd Edition[EB/OL]. (2023-03-31), [https://www.mhlw.go.jp/seisakunitsuite/bunya/hukushi\\_kaigo/shougaisah ukushi/kaigosyokuin/dl/text\\_all.pdf](https://www.mhlw.go.jp/seisakunitsuite/bunya/hukushi_kaigo/shougaisah ukushi/kaigosyokuin/dl/text_all.pdf).

文章编号: 1009-4687(2025)04-0041-06

# 基于 HIL 集群技术实现区域架构联合仿真测试

白日光, 刘颂, 李康  
(昆易电子科技(上海)有限公司, 上海 201400)

**摘要:** 随着汽车电子技术的快速发展, 硬件在环 (HIL) 仿真测试已经成为确保汽车电子系统质量和性能的重要手段。针对新一代汽车区域架构验证的复杂性, 提出了一种基于 HIL 集群技术的联合仿真测试方法, 通过多 HIL 时间同步技术、虚拟台架技术以及多应用场景实现等关键技术构建了新的测试系统, 实现了汽车电子系统的高效、准确测试。文中以一个实例展示了 HIL 集群部署的效果, 由提升测试覆盖率和测试效率等多个指标验证了该方法的可行性和实用性。

**关键词:** 硬件在环测试; HIL 集群; 时间同步; 虚拟台架; 联合仿真

中图分类号: U467.5

文献标识码: A

## A HIL Cluster-Based Co-Simulation Test Method for Automotive Zone Controllers

BAI Riguang, LIU Song, LI Kang  
(Kunyi Electronic Technology (Shanghai) Co. Ltd., Shanghai 201400, China)

**Abstract:** With the rapid development of automotive electronic technology, hardware-in-the-Loop (HIL) simulation testing has become an essential means of ensuring the quality and performance of automotive electronic systems. To address the complexity of validating the new generation of automotive zonal architectures, this paper proposes a co-simulation testing method based on HIL cluster technology. By leveraging key technologies such as multi-HIL time synchronization, virtual test bench technology, and the implementation of multiple application scenarios, a new testing system was constructed to achieve efficient and accurate testing of automotive electronic systems. An example is presented to demonstrate the effectiveness of HIL cluster deployment, validating the feasibility and practicality of the method through various metrics such as improved test coverage and testing efficiency.

**Keywords:** hardware-in-the-loop testing; HIL cluster; time synchronization; virtual test bench; co-simulation

汽车电子系统是现代汽车的重要组成部分, 其质量和性能直接关系到汽车的安全性、舒适性和可靠性。因而, 在整车开发过程中, 汽车电子系统测试也是非常关键的一环。HIL 仿真测试作为一种先进的测试方法, 通过在实时环境中模拟汽车电子系统的运行, 可以有效地提高测试效率和准确性。然而, 随着汽车电子系统的规模不断扩大, 单一 HIL 测试系统已经无法满足大规模、复杂汽车电子系统

的测试需求。因此, 提出了一种基于 HIL 集群技术的联合仿真测试方法, 以应对新一代电子电气架构的测试要求。通过 HIL 集群测试技术可以帮助客户解决当前测试中面临的一些典型问题:

(1) 面向对象服务 (SOA) 软件架构和 O 远程刷新 (OTA) 功能的引入, 使得汽车成为全生命周期的开发, 软件迭代测试效率亟须提升。

(2) 新的电子电气架构会带来新的产品形态,

收稿日期: 2025-06-05

作者简介: 白日光 (1980—), 男, 工程师, 研究方向为汽车电子控制器开发及其测试工具链开发。

Received: 05 Jun 2025/Revised: 23 Aug 2025/Accepted: 27 Aug 2025/Published online: 12 Sep 2025/Printed: 25 Dec 2025

不同产品的测试资源很难重用，造成设备的重复投资。

(3) 域架构和区域架构的引入<sup>[1-2]</sup>，以及控制器功能的跨域融合使得多个控制器的联合测试成为必然。

(4) 测试设备使用效率低，单台设备只能单人或单项目占用，无法实现多人共享。

(5) 测试资源无法做到集中化管理，对于管理层很难做到资源的透明化。

# 1 HIL 集群测试系统架构

HIL 集群测试技术是将多个 HIL 测试系统通过高速网络连接在一起，形成一个集群系统，从而实现资源的灵活组合和配置。本项目团队创新性的提出了集群测试的三层架构方案，包括硬件层、应用软件层和集群管理平台层，如图 1 所示。

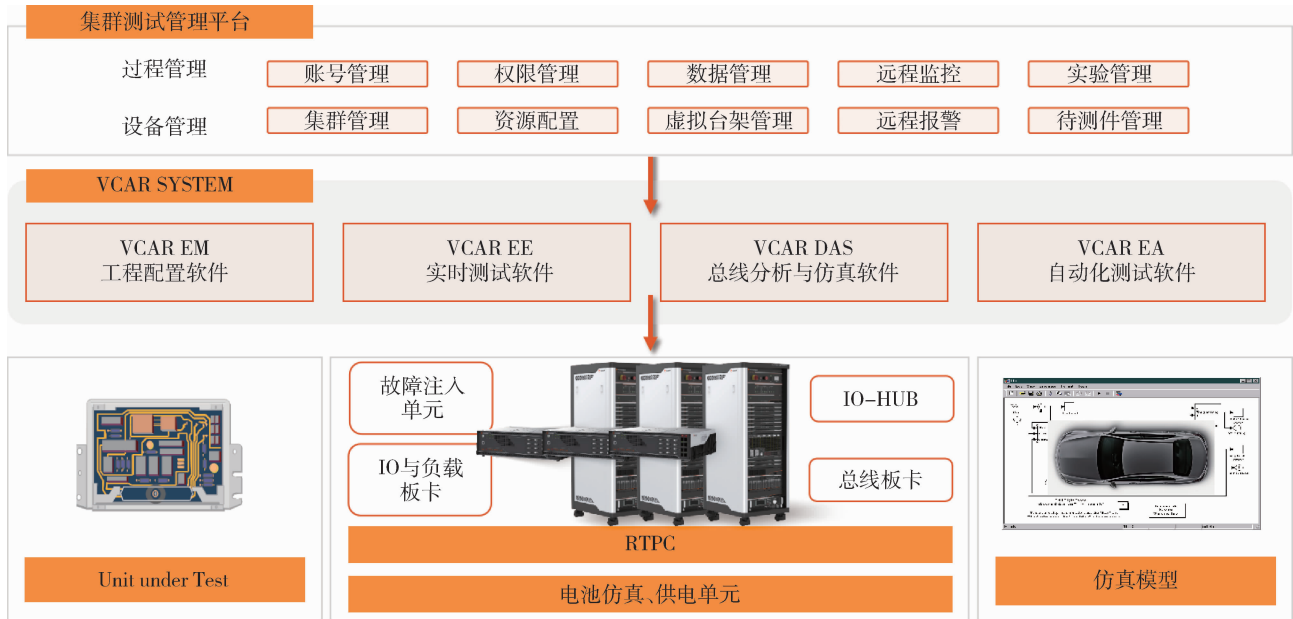


图 1 集群测试系统架构  
Fig. 1 Architecture of Cluster Testing System

## 1.1 硬件层

硬件层是 HIL 集群技术的基础<sup>[3]</sup>，由多个单体 HIL 组成，每个单体 HIL 主要包括实时机、I/O 板卡、总线板卡、负载板卡、故障注入板卡及 IO-HUB 板卡等。实时机是 HIL 系统的核心部件，负责运行仿真模型并控制系统中的各类板卡。开发团队通过自研处理器操作系统，以 LINUX RTOS 为基础引入了先进的软件容器化技术，使得实时机可支持多人并行访问和多任务并行执行，从而保障了集群测试系统可支持丰富的应用场景。IO-HUB 板卡为内存映射卡，项目团队通过定制化的私有协议，用此板卡实现了多机之间的时间同步和数据同步。

## 1.2 应用软件层

应用软件层与单 HIL 实现方案相同，主要包括工程配置软件、实时测试软件和自动化测试软件。

工程配置软件：用户可以在软件中进行 IO 信

号、总线通信、仿真模型的添加及信号映射关系的配置，来自由搭建测试所需的环境。同时该软件支持实时机多任务的分配管理，以满足不同的测试要求。

实时测试软件：该软件用于运行 HIL 测试的工程环境，连接实时机下发实验包到 HIL 台架，同时支持 GUI 界面的设计和工程数据分析、记录、仿真、监控等功能，实现手动测试。

自动化测试软件：该软件用于在 HIL 测试中对被测件 ECU 的应用功能进行自动化测试，允许用户以 Python 脚本或者图形化的方式描述测试序列，帮助用户实现自动化测试工作，从而提升测试覆盖度和测试效率。

## 1.3 集群管理平台

集群管理平台是专门针对集群测试开发的 WEB 端软件，是实现集群测试资源灵活配置的关键，通过集群管理平台可以实现以下主要功能：

用户管理：集群管理平台负责用户账号的创建、权限分配与管理，确保只有授权用户能够访问和操作对应的测试资源。

测试资源管理：平台提供测试资源的整体管理，包括集群设备板卡、待测控制器、虚拟台架等。用户可以根据测试需求，动态调整测试资源的分配。

虚拟台架管理：平台支持虚拟台架的创建、管理和注销等活动。通过虚拟台架的灵活配置，实现集群测试中硬件资源池化和共享的策略。

状态监控：实时监控集群内各类设备的运行状态，包括实时机、IO 板卡、总线板卡等关键组件。通过监控界面，用户可以直观了解设备的运行状

况，及时发现并处理潜在问题。

## 2 HIL 集群关键技术研究

### 2.1 多 HIL 同步技术

多 HIL 时间和数据同步技术是实现 HIL 集群测试的关键技术之一。由于多个 HIL 测试系统须同时运行仿真模型并发送信号给被测 ECU，因此必须确保各个测试系统在同一时间点上运行。本 HIL 集群测试方案的时间同步和数据同步是通过如下一系列先进的技术实现的，从而确保测试环境的准确性和可靠性。图 2 展示了集群同步技术架构<sup>[4-5]</sup>。

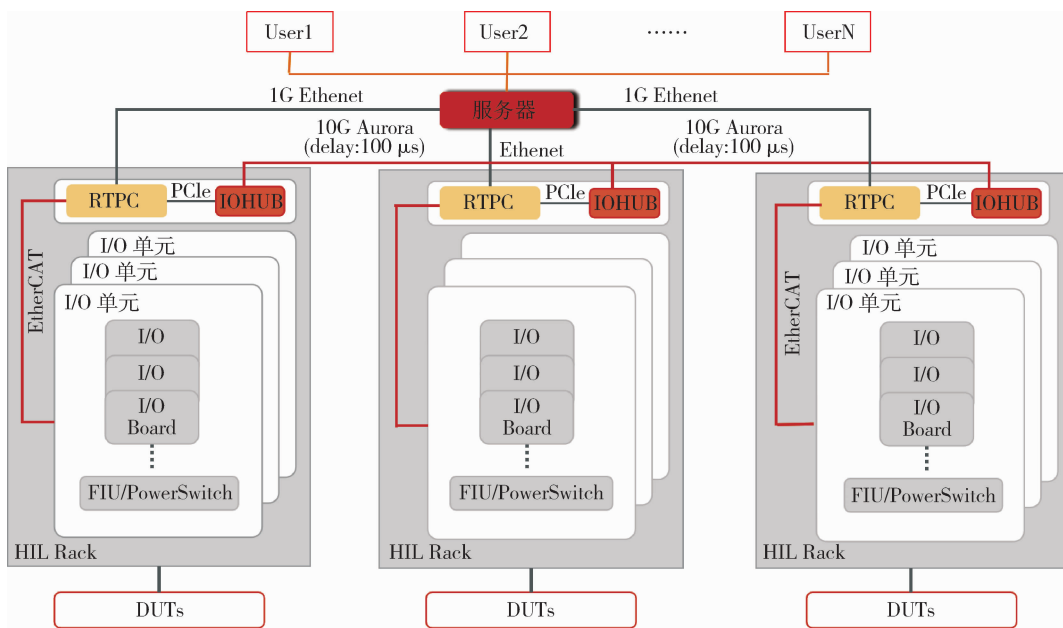


图 2 集群同步技术架构

Fig. 2 Architecture of Cluster Synchronization Technology

统一的系统调度节拍发生器：该系统配备有统一的系统调度节拍发生器，产生统一的时间节拍，确保所有 HIL 系统在同一时间节拍上运行。

IO-HUB 硬件同步：IO-HUB 板卡作为集群的核心组件，负责协调各个 HIL 系统之间的时间节拍和数据传输。它不仅负责时间同步，还负责数据同步。通过分布式内存技术实现硬件级别的同步机制，确保多个 HIL 系统之间的数据传输是实时且一致的。

高效的数据同步带宽：集群测试系统是通过 10Gbps 的光纤实现多 HIL 之间的连接，这确保了数据在不同 HIL 系统之间的高速传输，降低了延

迟，提高了测试的实时性。项目组基于公司内部 8 台 HIL 组成的集群做了同步性测试，测试结果显示数据传输的时间延迟小于 100 μs，平均测试数据在 60 μs，如图 3 所示。

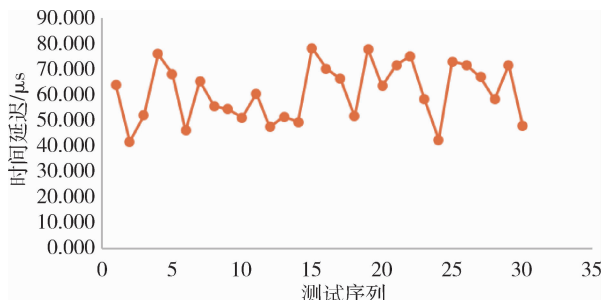


图 3 多 HIL 间时间延迟

Fig. 3 Time Delay Between Multiple HILs

### 2.2 虚拟台架技术

虚拟台架是本集群测试方案中引入的一个独具创新的概念，它通过集群管理平台，实现真实物理台架和实际运行台架的一个解耦。通过集群管理后台，可实现虚拟台架的申请、创建、运维和销毁整个生命周期的管理。虚拟台架的实现，离不开整个集群的资源池化，只有实现了硬件资源的池化<sup>[6]</sup>，才能使得虚拟台架和物理台架做到解耦，整个系统的资源做到灵活组合，灵活分配。

根据待测区域控制器对测试资源的需求，集群管理平台可按照一定的算法规则检索集群资源池中的可用资源，自动为被测控制器分配测试资源，并配置所分配资源的功能通道类型等参数，从而生成与待测控制器匹配的资源池，创建相应的虚拟台架。

同一个虚拟台架的测试资源可以分布在同一台单体 HIL 中，也可以分布在集群不同的单体 HIL 之中。多个虚拟台架可以共享同一单体 HIL 中的不同通道资源<sup>[7]</sup>，也可以共享集群中不同单体 HIL 的通道资源。同时，虚拟台架与用户测试账号进行绑定。用户在工程配置软件和实时测试软件中登录测试账号，即可获得所绑定的虚拟台架资源，进行测试工程配置，执行区域控制器的测试过程。

### 2.3 多应用场景实现技术

本集群测试系统通过本地部署的服务器和管理平台实现远程访问功能，测试工程师可以在任何地方通过互联网访问集群进行测试和管理。结合前述的虚拟台架技术和多 HIL 时间同步技术，可实现一人多机、多人一机、多人多机不同的测试应用场景。另外，整套方案基于 HIL 应用层软件提供了

强大的自动化测试框架，支持测试用例的创建、编辑、追踪以及测试脚本的自动化执行，最终可以接入客户的持续集成持续测试（CICT）系统中。这些功能使得测试工程师能够更加高效、灵活地进行测试工作，从而提升测试效率和测试体验<sup>[8]</sup>。

## 3 HIL 集群测试技术应用实例

为了验证基于 HIL 集群技术的区域架构联合仿真测试方法的可行性和实用性，本文在某知名新能源整车企业的新架构测试任务上做了实际的部署，取得了较好的测试效果和客户反馈。

### 3.1 项目背景

该汽车制造企业是国内知名的汽车制造商，拥有丰富的汽车生产经验和先进的生产设备。然而，随着汽车电子系统的复杂性和集成度不断提高，该企业在汽车电子系统的测试方面遇到了很大的挑战。传统的测试方法无法满足大规模、复杂汽车电子系统的测试需求，导致测试效率低下、测试覆盖度不高等问题。

如图 4 所示，本车型采用新一代区域电子电气架构，包含自动驾驶域、智能座舱域和车载计算平台三大计算域控，同时部署了左域、右域和后域三个区域控制器。整个网络拓扑的主干网采用车载以太网架构，下层配合 CAN、CANFD 及其 LIN 网络组成了新一代的网络架构。本项目采用了新型的 SOA 软件架构，将原子服务实现软件功能模块化，使得开发测试中多域联合测试成为必然，HIL 集群测试的需求也应运而生。

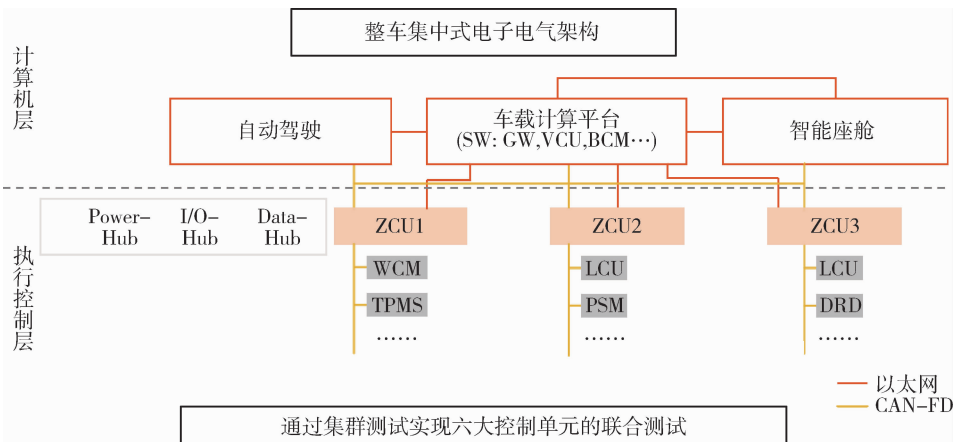


图 4 某车企新一代区域架构  
Fig. 4 New-Generation Zonal Architecture of a Vehicle Enterprise

### 3.2 测试方案实施

针对该企业的汽车电子系统测试需求，提出了基于 HIL 集群技术的区域架构联合仿真测试方案。该方案须实现多个 HIL 测试系统之间的时间同步和数据同步，并须实现多种测试场景。同时，该方案还须具备可扩展性和灵活性，以适应未来不同汽车电子电气架构的测试需求。

根据测试需求，项目团队设计并实施了 HIL

集群测试方案，如图 5 所示。首先，选择与被测系统要求相匹配的硬件和软件组件，构建了多个 HIL 测试系统。然后，通过在服务器中部署集群管理平台，并结合多 HIL 之间的 10G 光纤拓扑，实现了多机的时间同步和资源池化。最后，根据测试需求协助客户编写相应的测试脚本和测试计划，开展对应的功能测试和故障诊断测试，并实现了不同的测试场景体验。

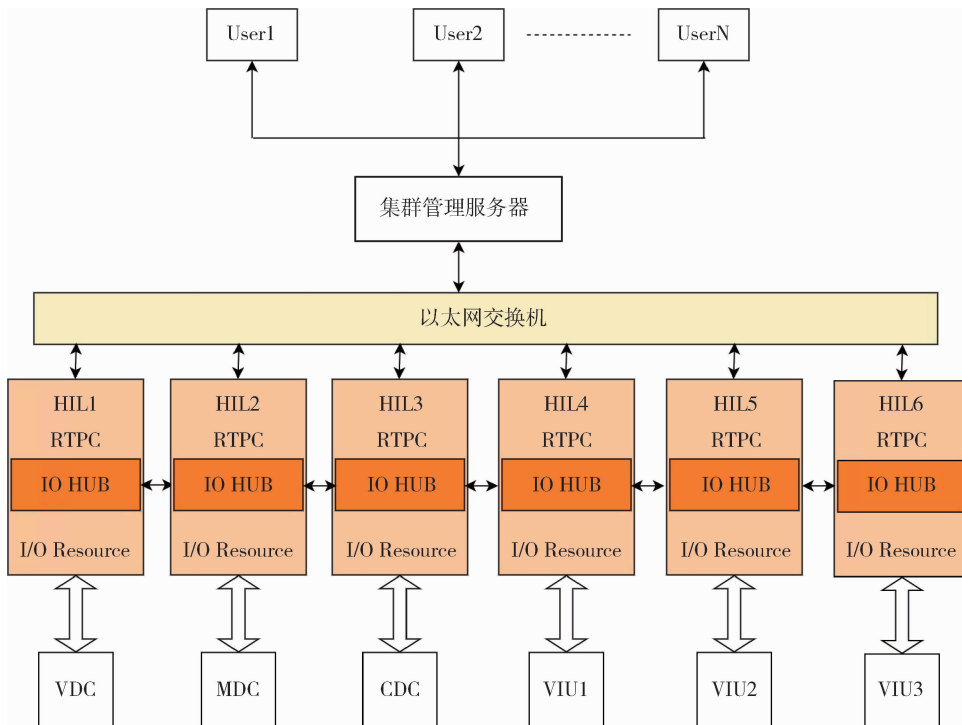


图 5 HIL 集群测试方案  
Fig. 5 HIL Cluster Testing Scheme

### 3.3 方案实施结果分析

通过部署整套 HIL 集群测试系统，客户整体的测试效率和测试覆盖度有了显著改善，见表 1，同时也为客户带来更多新的测试体验和管理模式。

表 1 HIL 集群测试优势对比

Table 1 Advantage Comparison of HIL Cluster Testing

指标	传统单 HIL 方案	HIL 集群方案	提升幅度
测试设备使用率/%	50	80	60
跨域场景覆盖率/%	50	92	84
测试总体成本/%			20 (节约)

解决了客户多域控联合测试中时间同步和数据同步的难题，可以达到 100 μs 的同步精度。

客户通过整套系统实现远程调试和测试，提升了工程师操作便利性的同时也提升了设备使用效率。

通过一人多机的应用场景实现多域联合仿真测试，提升了整个仿真测试的覆盖率，减少了实车测试占用时间，帮助客户缩短了开发时间。

集群测试方案的使用帮助客户节约了真实试验车的数量和验证时间，也提升了工程师工作效率，帮助客户节约了整体投入的费用。

帮助客户实现了实验室的数字化管理，通过监控大屏和后台数据帮助客户管理层实现了远程透明化管理，提升了客户的资源规划和管理效率。

## 4 结论

本文提出了一种基于 HIL 集群技术的区域架构联合仿真测试方法，通过 HIL 集群方案的使用，可以帮助客户解决跨域联合测试的场景，时间同步和数据同步小于 100 μs；测试设备的使用率和跨域

场景测试覆盖度都有显著提升,帮助客户降低整体投入成本;远程访问和多种测试场景的灵活切换,也为客户带来了便捷的测试体验,实现了透明化的数字管理。

#### 参考文献:

- [1] 刘自凯,徐伟,姚昂,等.汽车电子电气架构的功能架构设计研究[J].汽车电器,2025(2):31-35.
- [2] 周伟,陈旭乾,葛成华.汽车电子电气架构的发展及趋势[J].电子与封装,2024,24(1):010501.
- [3] 宋冰,刘震,刘义强,等.HIL测试在新能源车整车控制策略测试中的应用[J].汽车工程师,2015(11):60-62.
- [4] 齐小刚,袁列萍,刘立芳.动态组网高精度双向时间同步技术研究[J].时间频率学报,2019,42(2):87-94.
- [5] 丁蕊,党导航,郭元之,等.面向时隙光交换网络的纳秒级时间同步技术[J].邮电设计技术,2024(2):22-26.
- [6] 高显扬,吴安,慈潭龙.一机多芯模块化服务器系统[J].北京邮电大学学报,2019,42(增刊1):1-6.
- [7] 王展,曹政,刘小丽,等.基于单根I/O虚拟化的多根I/O资源池化方法[J].计算机研究与发展,2024,61(4):1-12.
- [8] 杨颖,徐照明.面向智能网联汽车的车联网技术应用研究[J].专用汽车,2023(9):69-71.

文章编号: 1009-4687(2025)04-0047-06

# 基于 UDS 诊断服务的车辆云诊断系统设计

王宇晨, 姜成龙, 杨丽莎

(东风汽车集团有限公司研发总院, 湖北 武汉 430058)

**摘要:** 车云交互是智能网联汽车发展的关键功能, 大数据技术应用于车辆的远程诊断有效地提升了车载软硬件的故障排查效率, 为客户便捷用车提供可靠的技术支持。本文根据车辆诊断需求, 整合生产系统、PKI 系统、TSP 与远程诊断系统客户端于一体, 搭建了一套云诊断平台以实现相关功能。该云诊断平台利用大数据技术, 实现对车辆故障的远程监测、诊断与分析, 显著提升了车载软硬件的故障排查效率, 为用户提供了更便捷、可靠的用车服务支持。该平台具备多网络通信兼容能力, 可为整车智能化、网联化与共享化发展提供技术基础。

**关键词:** 车云交互; 大数据; 远程应用; 云诊断

中图分类号: TP393

文献标识码: A

## Design of a Vehicle Cloud Diagnostic System Based on UDS Diagnostic Services

WANG Yuchen, JIANG Chenglong, YANG Lisha

(Dongfeng Motor Corporation Limited R&D Institute, Wuhan 430058, Hubei, China)

**Abstract:** Vehicle-cloud interaction is a key function in the development of intelligent networked vehicles. The application of big data technology in remote vehicle diagnostics significantly enhances the efficiency of troubleshooting both onboard hardware and software, providing reliable technical support for customers' convenient vehicle usage. This paper integrates production systems, PKI systems, TSP, and remote diagnostic system clients to establish a cloud-based diagnostic platform tailored to vehicle diagnostic needs. By leveraging big data technology, this platform enables remote monitoring, diagnosis, and analysis of vehicle faults, substantially improving the efficiency of troubleshooting onboard hardware and software issues while delivering more convenient and reliable vehicle service support. The platform's multi-network communication compatibility provides a technological foundation for advancing whole-vehicle intelligence, connectivity, and sharing capabilities.

**Keywords:** vehicle-cloud interaction; big data; remote application; cloud diagnosis

云诊断技术开发应用于东风汽车集团 S 平台、MORV 平台等重点研发项目, 车辆远程应用的快速发展为集团转型升级注入技术活力。本文结合云端诊断平台、车端诊断软件与诊断工具链等功能模块, 建立一套可支持整车多网络通信的云诊断应用系统, 为东风自主品牌的智能化、网联化及共享化发展提供服务基础。

## 1 应用场景

云诊断应用结合车辆模块的功能逻辑实现, 以满足在多样化场景中的安全可靠运行。云诊断技术可远程查询车辆的 VIN 码与车辆配置信息, 通过日常的车辆监控以周期发送的方式读取车辆故障

收稿日期: 2025-08-25

作者简介: 王宇晨 (1997—), 男, 硕士, 工程师, 研究方向为整车通信设计。

通讯作者: 姜成龙 (1996—), 男, 本科, 工程师, 研究方向为整车诊断设计。

Received: 25 Aug 2025/Revised: 01 Sep 2025/Accepted: 10 Sep 2025/Published online: 12 Sep 2025/Printpublished: 25 Dec 2025

码,同时完成对故障的记录和分析;系统云端模块可进行配置脚本的编辑并对车辆进行远程诊断处理,诊断结果将反馈至客户端以用于维修指导<sup>[1]</sup>。

车辆离线模式下的诊断及数据回收同时被纳入云诊断的技术范畴,特定故障的数据采集与诊断脚本的快捷编辑是云端模块具备的诊断功能<sup>[2]</sup>。云诊断功能平台设立数据库的搭建,以存放车辆诊断规范与售后维修数据,该系统可对接自主乘用车品牌的DMS系统,实现售后电子化维修手册和客户诊断案例的对接流程,提供辅助性的故障判定与排查。

## 2 云诊断云端平台

云诊断系统由云诊断云端平台、通信协议、信息安全(PKI)系统、车端模块、用户交互模块、外围服务器接口与诊断数据库七部分组成。

云诊断云端平台包含系统管理、车辆基础数据管理、诊断数据管理、多级诊断管理与诊断任务配置管理等功能。系统管理是权限划分的功能模组,主要实现用户登录管理与用户权限划分,可动态调整客户端的用户类型与数量。同时系统管理功能建立了IP地址管控与账户属性配置的安全长效机制,有力保障车辆用户的信息安全。车辆基础数据管理囊括车型、零件、车辆与故障显示的信息管理,可完成对车型基本内容与车型拓扑、诊断规范信息、零件配置与更换历史、故障关联记录等数据。诊断数据管理是诊断数据库与诊断序列文件存储的集合,技术中心自主研发的车型诊断规范将导入至诊断数据库,管理端可在该模块实现诊断数据的审核查看、下载保存、更新与版本迭代。诊断序列模块通过对序列文件进行编译导入、审核发布、下载保存与权限划分等流程实现诊断数据的闭环管理。多级诊断管理是量化基础诊断的实现方式,分别完成整车级、ECU级、多车任务、高等级等功能需求,综合完成全车的故障排查。诊断任务配置管理主要实现多车任务诊断,任务划分根据不同的能级细化为任务策略管理。诊断任务查看、诊断任务审核及诊断任务发布,云诊断云端平台最终将对诊断任务进行综合性的统计分析,并对诊断结果作查看解析,执行日志下载与结果存储等流程。云诊断云端平台架构示意图如图1所示。

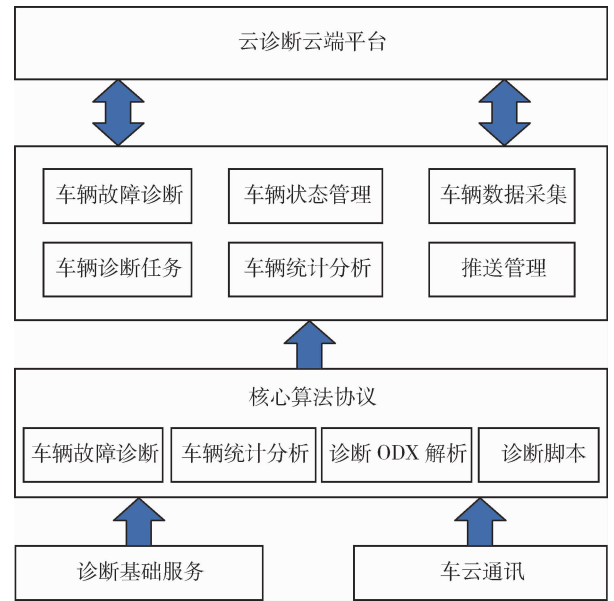


图1 云诊断云端平台架构示意图  
Fig. 1 Schematic Diagram of  
Cloud Diagnostic Platform  
Architecture

## 3 云诊断车端模块

云诊断车端模块是诊断功能实现的基础单元,须具备统一的通讯协议标准<sup>[3]</sup>。云诊断车端架构主要由客户操控端组成,其内部模块由多个诊断组件以满足诊断功能需求。云诊断车端模块具有较强的扩展性,可应用于其他适配车型。车端模块将诊断功能划分为诊断脚本下载、脚本解密、诊断命令验签与解压,该车端模块同时实现整车状态检查、模式设置、诊断策略实施、诊断结果上报及HMI界面交互。车端首先建立车云互联的数据连接,从而进行诊断任务的接收和状态上报,车云两端支持MQTT(message queuing telemetry transport)协议通信<sup>[4]</sup>,协议内容集中整合于车辆客户端用于交互使用,车端模块是诊断任务发起的唯一路径,可有效保证所有输入信息的可靠性与安全性。云诊断车端架构示意图如图2所示。

车端与云端的实时交互构建云诊断系统的实时连接,服务云端通过通信协议下发诊断任务到车端模块,客户端对下发任务进行解析,进而生成诊断脚本的下载地址。诊断文件可通过下载路径进行获取,文件载入后诊断脚本与诊断命令将被添加至任务栏中,最后HMI界面实现对诊断任务的授权操作。客户端接收到诊断后,调用脚本引擎执行诊断脚本文件,诊断执行的过程将同时显示于云端和HMI界面。车云数据的传输需考虑存储空间和上

传流量，云诊断系统采用循环覆盖的方式对 log 文件进行压缩处理，log 文件在存储空间中择新保存。log 上传具备一定的触发功能机制，包括用户端上传服务器，服务器反向采集与 log 定时上传。当诊断执行失败后会进行主动上传，根据触发功能机制

可传送至相应的服务器地址。综上所述，云诊断车端架构具备高度的灵活性及扩展能力，能有效兼容以太网为基础的域控制器架构，实现对整车层面的诊断任务。同时车端可扩展近场诊断和触发式诊断功能。

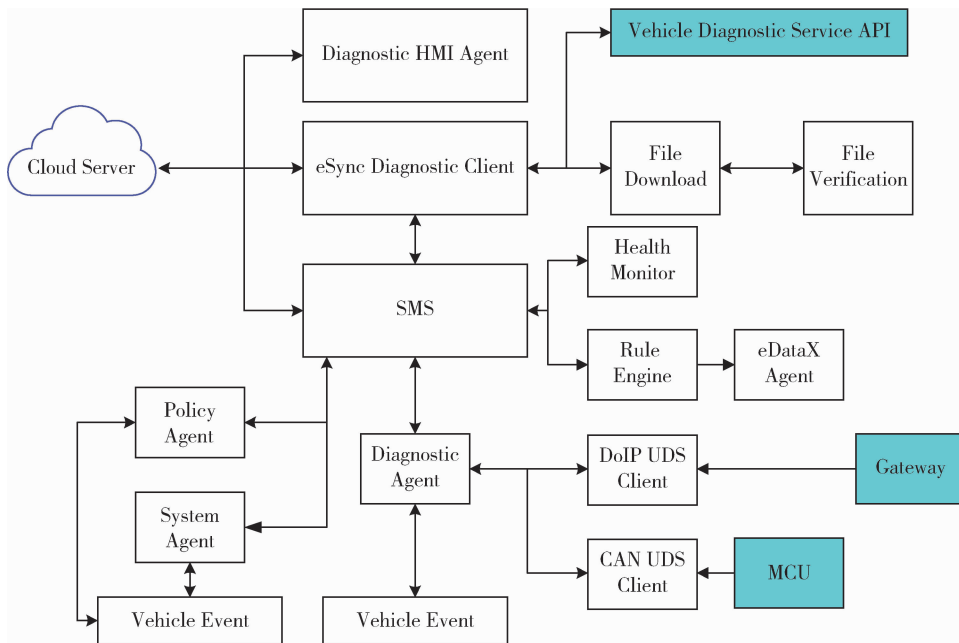


图2 云诊断车端架构示意图  
Fig. 2 Schematic Diagram of Cloud Diagnostic Vehicle-End Architecture

## 4 车云互联流程

云诊断技术通过车云交互的方式实现诊断功能的远程应用，技术中心作为云诊断系统的核心管理部分，为远程应用提供了多元的配置因素，如诊断必需的车型数据、车型 ECU、诊断数据及车辆诊断脚本等。车云互联流程设计示意图如图3所示。



图3 车云互联流程设计示意图  
Fig. 3 Schematic Diagram of Vehicle-Cloud Interaction Process Design

诊断工程师可根据提供的配置因素查看诊断范围、诊断脚本、诊断策略及诊断结果，并将上述内

容上载至车辆远程诊断平台。4S 店售后人员可根据诊断策略对车辆进行针对性的维修操作，如读取故障信息、清除故障信息与远程实时诊断连接等。车辆远程诊断平台同时与车端用户实现双向的诊断数据收集与上传，车端用户依照远程诊断平台提供的合理策略执行诊断脚本。云诊断的远程应用高效提升东风品牌车辆的故障排查效率，大幅降低售后的人力物力成本，以降本增效的方式进一步加快车云协同的基础布局。技术中心团队为云诊断业务搭建了一套东风 MAS 系统，能定期同步车辆数据和车型结构数据，迭代更新东风数据库中的故障信息与应对方法。

## 5 云诊断安全应用

信息安全是云诊断云服务端应用的核心，安全设计包括服务端安全、应用安全、数据安全与通信安全<sup>[5]</sup>。对于云服务器安全，系统协助客户端完成主机安全软件的安装，以全方位实现对电脑病毒和漏洞的检测与防护。云诊断系统同时提供数据有效性的检验功能，可保证通过人机输入接口传递的

内容符合系统设定需求。安全审计功能可全面覆盖至客户端节点，对重要的安全事件进行审计流程，避免受到未预期的恶意干扰；在数据安全方面，云诊断系统对服务器关键业务数据提供实时与定期的备份工作，对敏感数据和密钥进行加密存储，确保内部数据防篡改、防窃取和防丢失。校验码技术与加密技术广泛应用于云诊断系统的安全设计，有效保障重要数据在存储过程中的完整性<sup>[6]</sup>。系统实现诊断任务脚本及诊断数据安全流程示意图如图4所示。



图4 诊断任务脚本及诊断数据安全流程示意图  
Fig. 4 Schematic Diagram of Diagnostic Task Script and Data Security Process

图4中，诊断脚本与云端服务器通过HTTPS协议进行安全连接，云端发布的诊断任务以加密签名的方式供客户端载入，云诊断服务端与客户端通过TLS协议作认证处理<sup>[7]</sup>，车云两端在加密通信的基础上不断作双向身份验证与信息鉴别，以实时保障云诊断的安全运行。技术中心团队为云诊断业务提供PKI接口，云诊断服务端和客户端根据标准的接口进行兼容性开发，通过签名验签、会话对称加密等方式，规避中间人攻击或重放，以保证云诊断数据的安全通过。云诊断服务端调用技术中心的PKI体系，对下发的诊断任务作签名校验，客户端模块采用车端证书API接口进行验签，使云诊断系统的安全设计达至预期。

## 6 云诊断数据库功能模块

云诊断数据库的搭建是系统功能实现的基础来源，数据库按功能类型划分为诊断基础数据库、诊断数据库、版本管理数据库与日志管理数据库。诊断基础数据库内设规范模板、车型信息、总线信息、诊断协议和零件大类五部分，技术中心团队将以上内容传至云端数据库供相关客户端查看，以实现多端口的诊断基础数据共享化。诊断数据库是诊断功能实现的具体应用层级，诊断数据库包括诊断

服务管理、诊断数据管理、故障码管理、诊断流程管理、刷新流程管理与会话SA管理，诊断数据库为云端远程实现诊断应用提供强有力的技术支持，为售后4S店与车辆客户端开展快速便捷的诊断操作奠定基础。版本管理数据库是云诊断系统迭代更新的输出部分，该数据库内含发布版本、审核版本、导出版本、比较版本与校验版本，通过罗列多个版本的变更历程，帮助开发团队清晰了解云诊断系统的运行情况。日志管理数据库以记录操作日志来备份系统所进行过的诊断任务与流程，为系统后台运营提供可视化的管理区间。云诊断基础数据库模块的设计示意图如图5所示。

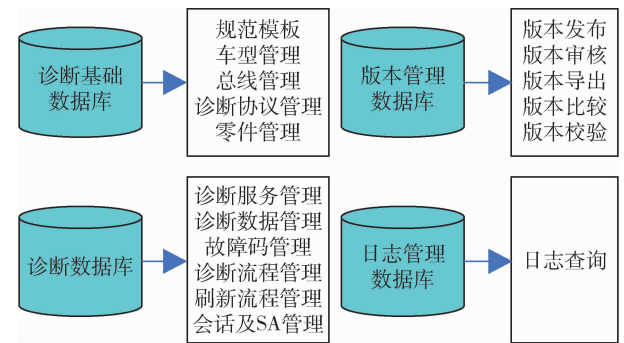


图5 云诊断基础数据库模块设计示意图  
Fig. 5 Schematic Diagram of Cloud Diagnostic Basic Database Module Design

故障模块与诊修方案关联示意图如图6所示。

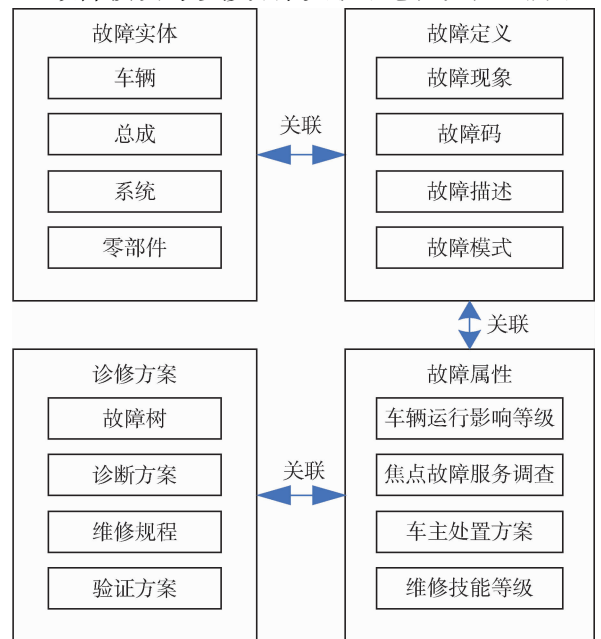


图6 故障模块与诊修方案关联示意图  
Fig. 6 Schematic Diagram of Fault Module and Maintenance Scheme Association

云诊断系统根据数据库中的诊断信息进行故障检索与分类，将故障实体与故障定义对应联系，故

障实体是车端用户层面可能出现问题排查的机械器件，如车辆、总成、系统与零部件等，定义部分依照具体的故障发生情况划分故障现象、故障码、故障描述及故障模式。云诊断系统以故障实体与故障定义相关联的方式生成车型专属的故障树，通过大量的数据训练分析，进一步提高二者的互通性。

故障属性以故障定义的内容生成，并逐步完善车辆运行影响等级、焦点故障服务调查、车主处置方案与维修技能四个等级属性，最终的售后诊断方案关联上述三个内容，分别发布故障树、诊断方案、维修规程及验证方案至云端。具体的诊修方案依照具体的定义属性实现定向处置。

## 7 云诊断系统部署及拓展

云诊断系统具备车内网与车联网相叠加的技术优势，拥有 DoIP、Some/IP、AVB、TSN 等以太网协议栈产品，在平台融合方面具备 OTA、远程诊断、elearn 平台及一体化的方案集成，云诊断系统根据相关的技术特性，在车辆 ECU 自适应刷写方面可自

定义刷写流程、SA 及 CRC 算法，在自定义诊断脚本的基础上可实现车辆自定义诊断功能，东风云诊断系统在车载网络、车联网平台与智能学习网络方面拥有优越特性。云诊断系统部署了车端数据采集的边缘计算模块，在特定条件下能实现灵活的数据采集功能，同时系统制定规则引擎以过滤无效数据、训练模型及机器学习工具等冗余成分，提升云诊断任务处理的效率与稳定性。云诊断的系统部署根据层级分为基本故障报警、故障数据分析、预见性诊断、机器智能诊断与虚拟诊断。在当今大数据技术的加持下，系统可根据基本故障报警完成故障采集和车况数据采集步骤，基本信息获取后故障数据分析模块接替诊断流程，采取在线诊断仪介入、全车数据采集、零件故障分析、车辆故障分析与总线数据分析等诊断流程。基础诊断结束后，系统可结合大数据建立车辆模型并对模型做训练加强，从而对故障类型进行预见性、机器智能性及虚拟性诊断<sup>[8]</sup>。新型诊断方法结合故障预警与边缘计算等前沿算法，有效提升系统诊断的执行效率与准确率。云诊断系统部署及拓展架构示意图如图 7 所示。

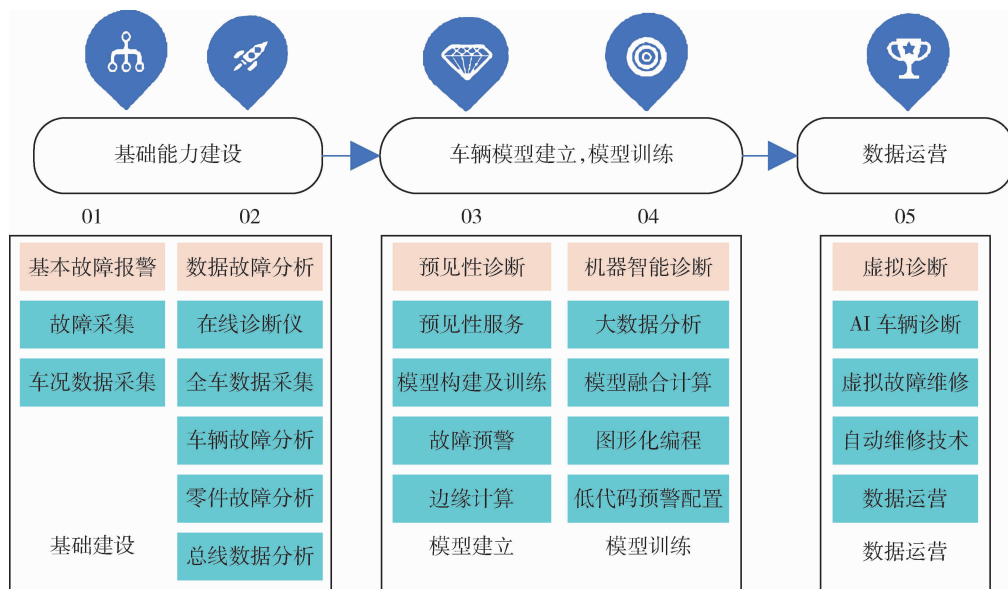


图 7 云诊断系统部署及拓展架构示意图

Fig. 7 Schematic Diagram of Cloud Diagnostic System Deployment and Expansion Architecture

## 8 结束语

基于 UDS 诊断服务的云诊断技术，是推动智能网联汽车远程应用与故障智能化管理的重要手段，广泛应用于智能网联汽车领域，是实现汽车强国战略的重要步骤。本文通过设计服务云端、智能

车端、大数据分析 with 车联网等方案策略，有效提升了故障诊断的效率和准确性，降低了售后维护成本，为整车智能化升级提供了有力支撑。将云诊断技术应用用于东风汽车自主品牌项目中，加快推进集团 S 平台、MORV 平台等项目的智能化发展。未来，将进一步结合人工智能与边缘计算等技术，持续优化云诊断系统的智能化水平与应用范围。

参考文献:

[1] 罗炜, 刘钦, 张小波, 等. 保持车辆网络稳定性的远程诊断方法研究 [J]. 汽车电器, 2023 (5): 53-55.

[2] 张文杰, 李长龙, 洪宇, 等. 基于大数据技术的远程诊断系统在汽车上的应用 [J]. 汽车文摘, 2022 (4): 30-33.

[3] 刘敏. 基于 OMA-DM 的车辆远程诊断系统方案设计 [J]. 上海汽车, 2022 (3): 4-7.

[4] 孙瑜. Telematics 车辆终端远程诊断服务设计 [J]. 信息科技, 2013 (4): 71.

[5] 孙志华. 基于 OSGi 的汽车远程诊断平台的开发 [J]. 工程科技, 2017 (3): 92.

[6] 李阳春, 翟庆. 云诊断技术在智能网联汽车的应用研究 [J]. 汽车制造业, 2020 (9): 14-15.

[7] 陈才贵. 新能源汽车电子诊断技术研究 [J]. 汽车电器, 2025 (6): 23-25.

[8] 李化文. 智能诊断系统在汽车维修中的应用与发展趋势 [J]. 时代汽车, 2025 (10): 146-148.

《车辆与动力技术》 征稿简则

《车辆与动力技术》是一本专注于车辆传动、车辆设计、智能车辆、悬架系统、结构分析、制造测试、动力系统等方面的学术期刊。本刊由中国科学技术协会主管，中国兵工学会主办，北京理工大学与中国北方车辆研究所共同承办。自 1979 年创刊以来，已获得国内标准连续出版物号 (CN 11 - 4493/TH)，并被国家图书馆、上海图书馆馆藏，以及知网、维普、万方、中国期刊全文数据库 (CJFD) 等权威数据库收录。《车辆与动力技术》致力于构建高水平的学术交流平台，推动车辆与动力技术的创新与发展。

欢迎浏览本刊官网，网址为 <https://cldljs.cbpt.cnki.net/portal>，官网上可以查阅本刊曾刊发的文章，也诚挚欢迎创新性的高水平学术论文经本刊官网投稿至本刊。

文章编号: 1009-4687(2025)04-0053-05

# 节能减排目标下的重卡混合动力总成技术分析

李明星<sup>1</sup>, 张德显<sup>2</sup>, 张腾<sup>2</sup>, 孙玉<sup>2</sup>, 黎幸荣<sup>1</sup>, 刘庆生<sup>1</sup>

(1. 广西玉柴机器股份有限公司, 广西 玉林 537005; 2. 长城汽车股份有限公司, 河北 保定 071000)

**摘要:** 随着“碳达峰碳中和”发展目标的实施推进、欧七排放标准的制定以及四阶段油耗法规的实施, 节能减排成为重卡发展的目标之一。近年来的研究分析表明, 混合动力技术具有降低油耗和排放、续航里程长和技术成熟度较高等优势, 是现阶段实现节能减排目标的有效技术手段。文中介绍了混合动力总成的构型分类的优缺点、关键零部件构成及控制策略。混合动力重卡须根据运行工况及应用场景, 灵活匹配不同混动构型和控制策略, 实现混合动力重卡节能减排的发展目标。

**关键词:** 混合动力总成架构; 节能减排; 控制策略

中图分类号: U464.33

文献标识码: A

## Analysis of Hybrid Powertrain Technologies for Heavy-Duty Trucks under Energy Conservation and Emission Reduction Targets

LI Mingxing<sup>1</sup>, ZHANG Dexian<sup>2</sup>, ZHANG Teng<sup>2</sup>, SUN Yu<sup>2</sup>,  
LI Xingrong<sup>1</sup>, LIU Qingsheng<sup>1</sup>

(1. Guangxi Yuchai Machinery Co., Ltd., Yulin 537005, Guangxi, China;

2. Great Wall Motor Co., Ltd., Baoding 071000, Hebei, China)

**Abstract:** With the implementation and advancement of the “carbon peak and carbon neutrality” development goals, the formulation of the Euro VII emission standards, and the enforcement of Phase IV fuel consumption regulations, energy-saving and emission reduction have become one of the primary objectives for heavy-duty truck development. Analysis indicates that hybrid electric technology offers advantages such as reduced fuel consumption and emissions, extended driving range, and relatively high technological maturity, making it the most effective technical means to achieve current energy-saving and emission reduction targets. This paper introduces the advantages and disadvantages of hybrid powertrain configuration classifications, the composition of key components, and control strategies. Hybrid heavy-duty trucks need to flexibly match different hybrid configurations and control strategies based on operating conditions and application scenarios to achieve the development goals of energy conservation and emission reduction for hybrid heavy-duty trucks.

**Keywords:** hybrid powertrain configuration; energy conservation and emission reduction; control strategy

车辆的碳排放占我国碳排放总量的 10.7%, 而商用车碳排放占全部车辆碳排放的比例接近 65%, 其中重卡碳排放占比达 83.5%, 是碳减排

所有车辆中的关键车型。碳达峰碳中和的发展目标提出、欧七排放的提出和国七排放的预研及重型商用车四阶段油耗的实施, 对重卡的排放和油耗均提

收稿日期: 2025-05-27

基金项目: 广西省重点研发计划项目(桂科 AB25069404)。

作者简介: 李明星(1985—), 男, 高级工程师, 主要研究方向柴油机设计与开发。

通讯作者: 张腾(1989—), 男, 高级工程师, 研究方向为商用车用混合动力总成开发。

Received: 27 May 2025/Revised: 22 Jun 2025/Accepted: 10 Aug 2025/Printed online: 22 Aug 2025/Printed published: 25 Dec 2025

出了严格的要求。

重卡商用车具有应用场景多元化、载荷复杂多变且路途远近不等、可靠性高、成本要求高等特点,使得重卡难以依靠单一技术发展路径满足政策和市场的需求。当前,在重卡市场的常见技术方案包括传统燃油重卡商用车、混合动力重卡商用车、纯电动重卡商用车和燃料电池重卡商用车。其中,传统燃油车在节能减排面临的压力越来越大;纯电动商用车技术相对成熟,但是受限于车辆自重、运输距离等影响,在短距离运输市场应用较广。燃料电池重卡商用车技术当前依旧处于研发和示范区运行等阶段,氢的储存和运输还未批量推广应用及关键零部件的要求较高,距离全面推广产业化等还有较长的路要走。混合动力重卡集成了传统燃油车和纯电技术,通常以发动机和电机作为动力输出装置,可以实现车辆的经济性、动力性、续航里程的提升,而且具有技术相对成熟,成本低等优势,是当前技术条件下能够显著降低整车全生命周期成本,并满足国家排放法规要求的有效可行方案。

## 1 混合动力总成架构分类

### 1.1 按电机和发动机的相对位置分类

根据发动机、电机及变速器的相对位置,可以将混合动力总成分为 P0-P4 架构,其中 P 表示电机的位置,而数字越大表示电机距离发动机越远<sup>[1]</sup>。P0 架构表示电机放置在发动机前端(通常放在发动机的发电机的位置),通过皮带与发动机连接。P1 架构表示电机放在发动机后端飞轮处,这样不仅可以实现 P0 架构的功能,还可以增加传递扭矩实现传递效率的提升,但是与 P0 架构一样无法实现纯电状态驱动车辆行驶。P2 架构是在传统燃油车的发动机和变速箱之间加入了电机和离合器,与 P0/P1 架构的最大区别是可以通过离合器的切断和连接可以实现纯电行驶,从而提高了车辆的经济性。另外, P2 架构电机成熟度更高,且不用对发动机和变速箱本体进行重新设计,可以有效降低成本,是当前混动架构中比较常用的架构。P3 架构则将电机放在了变速箱的后面与传动轴连接,在纯电状态下可以高效的驱动车辆行驶,但是无法直接带动发动机的启停,通常搭配 P0 或者 P1 等架构实现混动系统的其他性能的提升。P4 架构可以实现与发动机不同轴脱离发动机,可以直接驱动车辆行驶,但是如何控制电机和发动机协调驱动是个复杂

的问题,因此 P4 架构很少单独使用<sup>[2]</sup>。混合动力总成架构电机位置分类如图 1 所示。另外,当前常用还有 P2.5 架构,和 P2、P3 架构的区别是将电机放置在变速箱内部的,所以其具有比 P2 架构更好的传动效率和占用空间较少的优势,缺点就是结构比较复杂。随着动力总成架构技术的发展,通常不会出现某一单独的混合动力总成架构,而是不同架构的组合以期能为车辆带来优异的性能。例如: P0 + P2 架构则可以实现发动机停机时电机可以驱动空调压缩机等附件; P2 + P4 架构可以实现高效的纯电驱动与制动能量回收等<sup>[3]</sup>。

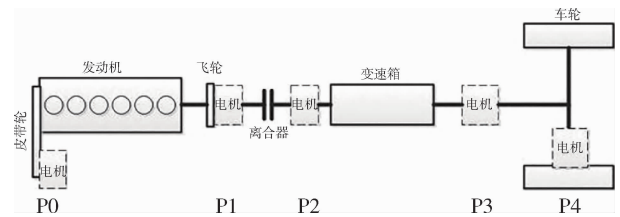


图 1 混合动力总成架构电机位置分类  
Fig. 1 Classification of Motor Positions in Hybrid Powertrain Architecture

### 1.2 按电机和发动机的动力耦合方式分类

根据混合动力总成发动机和电机动力耦合模式,可以将混合动力总成分为串联式混合动力系统、并联式混合动力系统以及混联式混合动力系统。串联式混合动力总成则为发动机和电机直接连接,发动机提供能量为电池充电或者直接为电动机提供能量,车辆通过电机驱动而发动机不参与动力输出。其最大的优势为发动机可以稳定地在最优经济区间工作,实现发动机的经济性提升,但是劣势同样明显,存在驱动力不足,发动机输出能量须经过二次转换,工作效率低。

并联式混合动力系统则为发动机和电机经过扭矩耦合装置可以同时为车辆行驶提供动力,电机既可以用来发电供动力电池使用也可以驱动车辆行驶。与串联式相比,混合动力总成工作效率较高,但是发动机需要与传动系统连接,无法使发动机稳定在高效工作区且发动机与电机动力耦合控制较为复杂。

混联式混合动力系统则集成了串联式混合动力系统和并联式混合动力系统的优势,使得混合动力系统具有更多工作模式,可以更好地适应复杂的车辆行驶工况,其中主要分为串并联式与功率分流式两类。与串联式混合动力总成相比,发动机可以参与车辆驱动行驶;与并联式混合动力总成相比,电机的控制输出可以使得发动机稳定在高效区工作,

提升混合动力系统的能量综合利用率。虽然混联式混合动力总成系统可以有效地提升车辆的经济性、动力性，但是控制更为复杂，成本也相对较高<sup>[4]</sup>。另外，根据发动机和电机的动力输出耦合程度，可以分为弱混、中混、重混、插电混。其中，插电混由于具有功率较大的电机与电池，可以实现长里程纯电行驶等，进一步提高整车的经济性。

混合动力总成动力源耦合方式各具特点，没有绝对的优势，通常根据车辆运行的工况选择出合适的耦合架构，将车辆的最大优势发挥出来。

## 2 混合动力总成关键零部件

无论任何架构或者型式的混合动力总成均是将发动机和电机的动力耦合驱动车辆行驶，因此动力总成关键部件包括发动机、电机、动力电池与变速器。

### 2.1 发动机

发动机作为混合动力总成主要动力源之一，其性能的高低决定了整个混合动力总成的性能水平。在混合动力总成中，车辆总成及空调压缩机、空压机等附件可以实现与发动机的解耦，在部分工况下可以依靠电机单独驱动行驶。当车辆在低速行驶、加速超车、上坡、起步等工况下，可以实现电机的助力或者全助力，减少发动机低效区工作或者频繁加减速。当车辆总成在高速状态下平稳行驶时，发动机可以在高效区工作。由于电机可以补充发动机的劣势，所以在混合动力总成中发动机不用像传统燃油车需要兼顾动力性和经济性。因此，混合动力专用发动机通常可以牺牲部分动力性，应用较先进的混合动力专用发动机技术，以换取更优异的热效率。DONG等<sup>[5]</sup>通过搭建混动系统评估模型研究表明，发动机在最优参数下，提升热效率5%，经济性可提升7%；若热效率提升10%，则经济性提升可高达13.6%。当前，混合动力专用发动机的技术发展更聚焦于提升发动机热效率，也即提升发动机的经济性。混合动力发动机根据其运行特点，在增加程径比、提高喷油压力、进气系统优化技术、燃烧优化技术、燃烧室结构优化技术、润滑油改善优化技术、涡轮增压技术等改善缸内燃烧措施，并结合废气再循环技术以及 Atkinson/Miller 循环等技术，有效地提升发动机的热效率<sup>[6-7]</sup>。另外，由于混合动力总成配备了电机、电池、DC/DC 等电器

零部件，因此在发动机的部分机械件可以采用电驱动，如水泵、节温器、风扇等零部件，可以有效地减少发动机功率的损失，提升热效率。

此外，对于天然气发动机、氢燃料发动机等低碳和零碳燃料的内燃机可以运用到混合动力总成中，不仅可以改善替代燃料发动机的响应性和动力性，还能够进一步降低排放，在混合动力商用车发展过程中具有极大的应用前景。

在混合动力总成中，虽然发动机运行时间占比降低，但是其启停次数增多，因此须针对性加强发动机的止推片、轴瓦、轴承等部件耐磨性；对于增压器须专门设计加强冷却。国六法排放法规的实施以及欧七排放法规的提出，对发动机的排放提出了更高要求。发动机可以通过运用混合动力专用技术使缸内混合气充分燃烧，实现发动机排放性能的提升，但需要注意的是在混合动力总成中，存在发动机长时间停机现象，极易造成发动机后处理工作效率低，排放不达标问题。针对此问题，须通过其他方式，如行车发电、动力电池提供热能等方式进行干预处理，实现发动机尾气排放满足排放法规要求。

### 2.2 电机

在混合动力系统里面，电机是车辆行驶的另一重要动力源。电机可以在混合动力总成中起到“削峰填谷”的作用，也即调整发动机运行区间、控制发动机启停、车辆驱动、增程发电、制动能量回收等功能。在混合动力总成中的电机主要分为永磁同步电机、开关磁阻电机和交流异步电机。其中，永磁同步电机因节能高效、起动力矩大、结构简单、可靠性高、适用于频繁启停的工况等优势被广泛采用，特别是扁线绕组永磁同步电机近年来在混动系统中的应用占比不断提升。开关磁阻电机结构简单、坚固、维护方便甚至免维护，起动及低速时转矩大、电流小；高速恒功率区范围宽、性能好，在宽广转速和功率范围内都具有高输出和高效率而且有很好的容错能力，但噪声和振动较为强烈，逐渐在商用车上推广应用。

### 2.3 动力电池

动力电池是混合动力总成中的另一重要零部件。动力电池按照正极材料可以分为磷酸铁锂、三元锂等。其中，磷酸铁锂电池虽然能量密度较低但是安全性高、循环寿命长、成本低，适合对价格敏感且对续航里程较低的市场。而三元锂电池能量密度更高，通常用于高性能和长续航的高端车型。

在混合动力总成中,动力电池既可以快速放电驱动电机,也可以接受电机的充电。在车辆超车加速或者制动能量回收时须频繁地快速充放电,因此需要较大的瞬时充放功率、脉冲循环寿命等,属于功率型动力电池。而纯电商用车用的动力电池核心目标在于提升续航里程,更注重动力电池的储存能量的大小,属于能量型动力电池。在混合动力重卡商用车上由于车辆在超车加速、起步时需要较大的动力,因此通常选用功率型动力电池;在混合动力总成选用 PHEV 型式后,动力电池通常选用功率型和能量型兼顾的动力电池。

在混合动力商用车上动力电池除了对能量和功率密度要求外,对充电速率也提出了较高要求。在实际应用中,混合动力总成采用充电速率高达 30C 的动力电池。为了提高动力电池充电效率,通常采用集成式充电系统,将充电控制模块集成在电池组中,减少外部接线的复杂性,提高充电效率和可靠性。另外,为了提高动力电池的安全性,通常搭配了电池热管理系统和电池安全系统等保护措施,防止电池过充、过放、短路等故障。

## 2.4 变速器

在混合动力总成中,变速器是连接发动机、电机与整车动力输出轴间的桥梁,协调发动机和电机等动力源在高效区间工作,实现在不同驾驶工况下能量高效利用。由于发动机的高效工作区间较窄,为了实现车辆在起步、超车加速的动力输出要求,对变速器的传递效率和传递扭矩要求较高。与传统燃油车的变速器相比,混合动力总成变速器具有多种工作模式,可以实现车辆在电机驱动、发动机和电机混合驱动、发动机直驱以及制动能量回收等功能。

当前,混合动力重卡常用的变速器包括双电机两挡多模混合动力变速器、DHT (dedicated hybrid transmission, DHT) 变速器、混合动力无级变速器、add-on 式混合动力变速器等<sup>[7]</sup>。双电机两挡多模混合动力变速器可实现多种驱动模式的随时切换,包括电机驱动模式、发动机直驱模式、无级变速模式、多挡并联混动模式,在合适载重环境下的驾驶场景广泛。DHT 变速器将电机集成在变速器内,实现发动机和电机与变速器的深度耦合,其可分为功率分流式混动专用变速器和多模式混动专用变速器 2 类。对于大载重、长里程的重卡牵引车则采用 add-on 混合动力变速器居多,既可以通过各

挡位传递更大的扭矩,而且可以在不同工况下实现能量回收等功能,在奔驰、沃尔沃等混动牵引车上应用居多。

## 3 混合动力重型卡车控制策略简述

混合动力总成的工作效率的高低取决于发动机、电机、动力电池及变速器等混合动力总成的关键零部件的协调工作能力,即混合动力总成的控制策略对混合动力总成的工作效率起着至关重要的作用。优秀的混合动力总成控制管理策略可将混合动力总成的经济性、动力性和排放性的优势发挥出来,同时对车辆的安全性、可靠性起着积极的作用。当前对混合动力总成控制策略的研究方法主要分为两类:基于规则的控制策略和基于优化的能量管理策略。

### 3.1 基于规则的控制策略

基于规则的控制策略通常分为基于逻辑规则的控制策略和基于模糊规则的控制策略。

基于逻辑规则的控制策略的主要思想是选取发动机、电机等关键零部件的某特征参数作为控制变量,通过固定门限值以此实现对混合动力总成控制的目的<sup>[8]</sup>。由于混合动力总成工作比较复杂,控制变量通常选择为多个,通常建立隶属度函数和各种规则集实现混合动力总成在最优状态下工作。常见的控制策略是根据动力总成需求扭矩划分,根据电机直驱或充电、发动机直驱、混合驱动、制动能量回收等场景进行区分控制。由于该控制策略简单,实用性强,在混合动力总成早期的控制策略应用较广泛。

由于重卡在运行时工况复杂多变,基于逻辑规则在使用时的固定门限值无法覆盖各行驶工况,无法满足车辆需求。因此,需要将门限值和输入信号值根据各工况进行变化设置,而不再是固定值,所以产生了基于模糊规则的控制策略。其常见的控制策略为根据车辆的状态模糊计算出整车的需求功率,然后根据混合动力总成各关键零部件的状态,模糊计算出整车电机、发动机的需求功率,最后调整发动机和电机的工作状态,实现对混合动力总成的控制。

基于规则的控制策略通常是依据经验设定,无法与车辆的实际运行工况深度结合起来,无法确定混合动力总成的工作状态。若控制变量较多,系统

动态响应性较差，实际应用难度较大。

### 3.2 基于优化的控制策略

基于优化的控制策略的核心目标是降低混合动力总成的等效综合能量，通常分为瞬时等效能量消耗最少和在整个车辆行驶过程中能耗最低的控制策略<sup>[9]</sup>。ECMS 通常是通过发动机和电机的能量消耗曲线计算出混合动力总成能量消耗最优曲线，在车辆运行的每个瞬时都可以确保混合动力总成在能量消耗最优曲线上运行。

整个车辆行驶过程中能耗最低的控制策略考虑的是车辆在整个行驶过程中的能量消耗最少，通常需要基于既定的行驶工况，运用动态规划优化算法对发动机和电动机进行最优功率分配，以实现车辆在整个运行工况的能量消耗最优。整个车辆行驶过程中能耗最低的控制策略需要提前识别车辆需求参数，然后进行发动机和电机能量的分配。在实际应用时通常结合车辆行驶的大数据，提升控制策略的精准度。

通过对以上混合动力总成的控制策略研究分析可知，基于规则的控制策略简单高效、适用范围广。对于重卡商用车的复杂多变的运行工况且对运行成本敏感，通常选用基于优化的控制策略搭配其他的控制策略，实现混合动力车辆的经济性最优。

## 4 混合动力总成在重卡上的应用及展望

当前，混合动力总成系统在混合动力重卡进行应用并取得了较优异的降油耗效果。奔驰重卡使用 OM924 发动机结合 44 kW 电机，可实现 10% ~ 15% 的节油率；沃尔沃混合动力重卡，在城市道路可实现最大 30% 的节油率<sup>[10]</sup>。国内，解放卡车推出了 P2 构型的混合动力悍 V 牵引车；长城商用车推出了 Hi4-G 的混动牵引车，在 CHTC-TT 工况下节油率高达 17.5%。

由于重卡车辆运行工况复杂、国七排放的预研制定，单一混合动力总成架构无法满足车辆的需求，需根据不同场景开发不同的构型或者多构型的组合<sup>[11]</sup>。因此，重卡用混合动力总成系统将多元化发展，发挥出混合动力重卡车辆的优势。另外，重卡用混合动力总成系统的关键零部件需要结合不同的混动架构进行专项开发而不是借用或者改进传统燃油车的零部件，可进一步发挥出混合动力总成系统的优势。

## 5 结束语

随着欧七排放的制定实施、四阶段油耗法规的限制，在燃料电池技术、纯电技术尚未完全突破技术瓶颈前，混合动力系统是当前节能减排的最优技术路线。然而重卡商用车具有应用场景丰富、使用强度大、工况覆盖面广等特征，需对混合动力重卡商用车进行专项开发，将混合动力重卡的节能减排的优势发挥到极致。

### 参考文献：

- [1] 许敏, 张亦嘉. 中国混合动力汽车动力总成技术发展 [J]. 汽车安全与节能学报, 2024, 15 (3): 269-294.
- [2] 史玉梅, 张广西, 徐勤学, 等. 混合动力技术在重卡市场应用前景分析 [J]. 内燃机与配件, 2023 (5): 105-107.
- [3] 彭鹤, 余明江, 苏小斌, 等. 轻卡用混合动力总成技术发展现状与趋势 [J]. 内燃机与配件, 2024, (12): 126-128.
- [4] 范鲁艳. 混合动力商用车发动机高效清洁燃烧与整车匹配技术研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2022.
- [5] DONG Peng, ZHAO Junwei, XU Xiangyang, et al. Rapid assessment of series-parallel hybrid transmission comprehensive performance: A near-global optimal method [J]. eTransportation, 2023, 15: 100221.
- [6] 谷雨, 宫宝利, 黄德军, 等. 基于传统动力源的重型商用车减碳技术 [J]. 汽车工程学报, 2022, 12 (4): 466-477.
- [7] 徐向阳, 赵俊玮, 董鹏, 等. 双碳目标下商用车动力传动系统技术特征与展望 [J]. 汽车安全与节能学报, 2023, 14 (4): 395-412.
- [8] 张文博, 杨志刚, 晏强. 混合动力重型卡车构型方案与控制策略简述 [J]. 汽车实用技术, 2018 (18): 36-39.
- [9] 张腾. 混合动力汽车动力总成综合控制及优化研究 [D]. 重庆: 重庆理工大学, 2022.
- [10] 韩文元, 田俊. 混合动力重卡构型发展现状及趋势 [J]. 汽车实用技术, 2024, 49 (4): 179-183.
- [11] 吴春玲, 白晓鑫, 王明达, 等. 欧七排放标准解读及国七排放标准展望 [J]. 内燃机, 2024, 40 (4): 1-9.

文章编号: 1009-4687(2025)04-0058-05

# 缸盖分装闭环检测系统的创新与实践

张攀, 李彬, 韩巴特  
(东风本田汽车有限公司, 湖北 武汉 430056)

**摘要:** 本田发动机缸盖分装线需要完成3种机型8种类别, 共计120件部品安装以及品质检测, 检测复杂。本文以分装线检测系统为研究对象、以全部在线检测为原则、以零流出不良为标准, 运用数字化检测技术, 对缸盖分装的检测系统重新设计, 提高检测效率, 保证生产品质, 杜绝不良品的流出。新分装线检测系统从设备硬件防错、新检测技术和数字化方面入手, 重新对缸盖分装线检测系统进行闭环设计。全线采用了机械防错、激光轮廓仪、相机检测、压差法试漏、伺服压机监控以及质量门等最前沿的在线检测技术。其中油封相机检测采取二值化原理识别差异, 误判率控制在极低的范围; 钢珠压装采取机械防错压装+压力曲率监控的方式, 压装深度CPK由1.33左右直接提升至12; 运用RFID技术在各个工序之间互锁和校验形成质量门, 显著提升生产效率与品质保证能力。因此, 该套检测系统在缸盖分装闭环检测中具有应用价值。

**关键词:** 缸盖分装线; 闭环检测系统; 质量门

中图分类号: U468

文献标识码: A

## Innovation of Closed-Loop Detection System for Engine Cylinder Head Assembly Line with Practice

ZHANG Pan, LI Bin, HAN Bate  
(Dongfeng Honda Automobile Co., LTD., Wuhan 430056, Hubei, China)

**Abstract:** The Honda engine cylinder head assembly line requires the installation and quality inspection of 120 components across 8 categories for three different models, involving complex and diverse testing processes. This study focuses on the assembly line inspection system, adhering to full online detection principles and zero defect discharge standards. By employing digital inspection technology, we redesigned the cylinder head assembly inspection system to enhance efficiency, ensure production quality, and eliminate defective products. The new inspection system adopts closed-loop design improvements through hardware error prevention, innovative detection technologies, and digital solutions. It integrates cutting-edge online inspection methods including mechanical error prevention, laser profilometry, camera detection, differential pressure leak testing, servo press monitoring, and quality gates. Notably, the oil seal camera detection utilizes binary recognition principles to minimize false positives, while the steel ball press-fit process combines mechanical error prevention with pressure curvature monitoring, improving the critical success factor (CPK) from approximately 1.33 to 12. RFID technology is applied as interlocking and verification mechanisms between processes, significantly boosting production efficiency and quality assurance capabilities. Therefore, this detection system has application value in the closed-loop detection of cylinder head assembly.

**Keywords:** cylinder head assembly line; closed-loop inspection system; quality gate

随着本田新一代全技术混动发动机的导入, 发动机的整体技术性能显著提升, 对零部件制

收稿日期: 2025-08-23

作者简介: 张攀(1990—), 男, 助理工程师, 研究方向为发动机缸盖辅机、分装工艺研究以及设备导入。

Received: 23 Aug 2025/Revised: 05 Sep 2025/Accepted: 10 Sep 2025/Published online: 12 Sep 2025/Printpublished: 25 Dec 2025

造与装配质量提出了更高要求。原有缸盖分装线受限于设备老化、检测手段落后及人工依赖度高，其品质保证能力已难以满足当前高标准的生产需求。与此同时，近年来在线检测技术与数字化手段迅速发展，为制造过程的实时监控、数据追溯与闭环质量控制提供了有力支持。为全面提升缸盖分装线的品质管控水平与技术适应性，本研究以数字化检测与防错技术为核心，通过对检测系统进行闭环重构与智能化升级，实现全流程在线检测、工序互锁与质量数据追溯，旨在彻底杜绝不良品流出，提升生产效能与质量一致性<sup>[1-2]</sup>。

## 1 缸盖分装线现状

### 1.1 设备现状

东风本田机械加工科分装线由2012年导入，导入时间长，品质基本由人员目视检查保证。全线共5台全自动设备：钢珠压装机、油封压装机、锁片压装机、气门拍打机和钢珠护套压检机；3台半自动设备：底座安装机、气门弹簧安装机和护套半自动压装机；全线共设5个人工定点作业岗。

### 1.2 旧分装线设备和人员工作内容

旧的缸盖分装线，共有8台设备，其中自动化设备5台，半自动化设备3台，人工岗位5个。共需要5位员工进行定岗作业。

员工1：安装16个底座，1:1目视检查底座。检查内容：漏安装、安装反、机型错误。

员工2：安装16个气门杆和16个弹簧，1:1目视检查气门、弹簧。检查内容：气门机型错误、弹簧机型装错、弹簧进排气装错、弹簧装反、弹簧漏安装。

员工3：辅助设备压装护套，1/20抽检护套安装高度。

员工4：1/D抽检钢珠压装高度，1:1目视油封压装结果（进排气装错、漏安装等），1/D抽检油封压装高度；1:1目视锁片安装结果（单片凸起、双片凸起、缺锁片等）。

员工5：将成品缸盖装笼并打包。

由于旧的分装线工程品质保证能力不足，品质只能靠人工检查保证，不仅浪费大量人力资源，而且效果不佳；分装线的工程内不良和流出不良长期在缸盖加工线不良占比超过50%；这些问题在新

规划的AP3分装线上亟待解决<sup>[3]</sup>。

## 2 前期分析与规划

### 2.1 工艺分析

发动机缸盖分装共须完成11个工艺：自动上线、钢珠压装、油封底座安装、气门弹簧安装、气门弹簧检测、气门试漏、锁片安装、锁片检测、护套压装、钢珠护套压检和自动下线装笼。分装工艺要求复杂、检测项目繁多，其中某一个环节出现问题，都会造成不良品流出<sup>[4]</sup>。

### 2.2 规划方向

按照国家发布的《中国制造2025》规划方针，新的分装线检测系统导入须满足自动化、数字化、智能化检测等要求。基于旧分装线检测系统现状分析，决定对新设备进行改善与创新，规划如下：①有安装就必须有1:1在线检测设备，尽可能地避免人工检查作业。②有返修作业，就必须再经过1:1在线检测设备，检测没有问题后才能流出到下一工序。③检测设备需要有较强的检出能力，NG品能够100%检出；宁愿错杀一千也不能放过一个NG品，当然也要尽可能降低误判率。④品质是加工出来的，不是检测出来的，尽可能提高安装合格率，降低检测系统压力。⑤工序间进行互锁校验，没有前工序OK的信号下工序无法加工；下线前系统检测每台工件品质结果，每台工件有完整的品质数据链才能下线。⑥所有的加工和检测数据都需要保存在工控机硬盘，方便数据分析和品质追溯。⑦导入最新的检测技术和压装技术来保证检出能力和安装合格率。⑧所有的检测系统都需要OK标准件和NG标准件定期验证，对于重点品质工序也需要定期埋雷测试<sup>[5]</sup>。

## 3 方案设计

基于上述分析，本文计划新设计一条全自动缸盖分装线，此分装线共由11台设备组成，如图1所示，完全覆盖上料、装配、检测、下料全流程。工件采取托盘运输，托盘在双层辊道上循环使用；全线无人工定岗，每班只需2位员工进行机动作业，所有检测项目均为在线检测，极大地提高了生产效率和NG检出能力，杜绝不良品流出。下面将从设备保证（钢珠压装机）、品质检测保证（油封底座圈检测）、整线检测闭环设计进行重点举例说



明压装到位。

### 3.2 油封底座安装机检测系统

新的油封底座安装机必须能够:①实现全自动底座安装、油封压装;②优化设备结构,提高压装合格率,减轻检测系统压力;③100%在线检出各种压装不良,防止不良品流出。

分别设计不同供应商进、排气油封分料机构。根据有无弹簧油封颈部宽度不同设置料道剔料机构,对没有弹簧的油封进行剔除。料道同时设置基恩士颜色传感器,型号为 LR-W,识别弹簧颜色;设置不同机型底座分料机构,根据座圈大小进行防错;集成压装机构,机器人压头设置 16 个压杆,分 2 次取料、2 次压装,保证每根压杆的位置度并定期校对;检测系统采取基恩士工业相机,型号: CA-H500C,检测座圈有无、油封有无、油封弹簧颜色、油封颜色等;采取激光轮廓仪,型号: LJ-V7080,检测座圈高度、座圈宽度、油封高度、油

封弹簧高度。保证各种情况下不良品无法流出;使用 1 台工业相机 + 2 台激光轮廓仪的组合模式<sup>[6]</sup>。

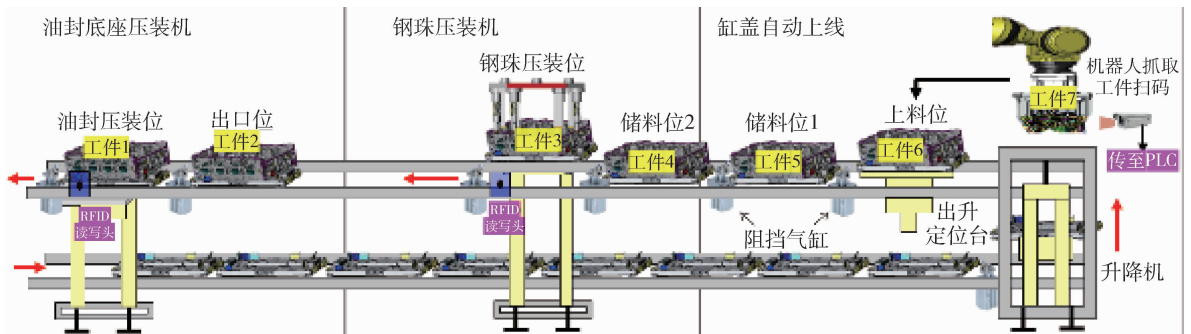
### 3.3 整线工序互锁及质量门设计

对整线品质进行闭环设计,其主要改善有:

(1) 工件运输。使用辊道托盘运输,并设置 RFID 系统(工位设置读写头、托盘上安装 TAG),读写头型号:巴鲁夫 BIS VM-341 - 401-S4, TAG 型号:巴鲁夫 BIS0046,具体如图 3 所示<sup>[7]</sup>。

(2) 设备工位。对于能够返修的检测工位设置返修回型辊道,工件返修后再次自动在线检测,没有问题后工位放行。

(3) 工件在下线前设置质量门,工件到位后读写头读取托盘 TAG 中信息, TAG 记录此工件在分装线每道工序加工结果,读取结果发给 PLC 校验,当每个工序结果没有问题并有数据记录,工位阻挡气缸放行。



1. 机器人抓取工件扫码,将工件号传到PLC,扫码完成将工件放上上料位。
2. 工件流动,PLC同时将工件号顺位传到相应的工位;(PLC传工件号以阻挡气缸下降为信号)。
3. 工件流到压装位,压装完成:RFID读写头将工件号和压装状态写入托盘TAG。  
工控机保存工件号和压装力和位移数据。
4. 托盘流到油封底座压装工位,RFID读写头读取工件号和上工位加工状态。
5. 油封工位读取上工序压装结果OK,启动压装;NG则报警。

图3 工序间互锁原理

Fig. 3 Schematic Diagram of Inter-process Interlock Principle

(4) 每道工序加工和检测结果完成后,PLC将结果保存至硬盘中;保存的数据包含压装高度值、压力曲线、泄漏值、相机拍照图片等结果数据;数值类保存2年内数据并自动覆盖更新,照片类保存半年内数据并自动覆盖更新。

## 4 效果验证及结论

在新的分装线上实践新的检测系统后,3个班次可以节省要员 15 人/天,且品质保证能力大幅提高;过往分装线每年发生 5~10 起不良品流出,现在几乎没有不良品流出;工程内不良由 5% 下降到

1% 以下;钢珠压装深度 CPK 由 1.33 提升至 12 左右;油封安装高度、座圈安装高度、锁片安装高度、锁片盖安装高度每个点位都保存了在线检测数据;钢珠压装过程、护套压装过程都进行压力曲线监控,任何压装异常都得到有效管控;油封、座圈、弹簧在相机检测后型号和式样都不会出错;RFID 系统的导入保证异常工件不会留到下工序加工。

本文通过对缸盖分装线的创新与实践,得出以下几点结论:

(1) 对生产线工艺进行分析表明,所有的人工检测项目都可以使用在线检测设备代替,能够大

幅度降低人工成本、提高 NG 检出率。

(2) 线体的设计思路上,提高加工的合格率是关键,检测设备只能最后一道防守关卡;比如之前钢珠压装深度不稳定问题,本次运用全新的压装思路、重新设计压头,彻底解决压装不合格问题;压力曲线检测只是最后一道验证。

(3) 由于有 NG 工件或者加工状态不明确的工件,这些工件很容易流出;通过 RFID 系统在工序间进行校验以及最后设置质量门验证,NG 的工件很难流出。

以动力总成缸盖分装线为背景,通过对存在的问题进行了规划研究,有效地解决了存在的问题,节约人员管理成本,提高了分装线检测系统的检测效率和能力,促进了检测技术升级;同时总结出一些比较实用的检测方法和技巧,从而可以应用到其他规划项目中去。

#### 参考文献:

[1] 朱桃根. 缸盖分装线的高效全自动化创新与实践

[C] // 2023 中国汽车工程学会年会暨展览会论文集. 北京: 中国汽车工程学会, 2023.

[2] 李景清. 发动机装配质量控制及改进 [D]. 长沙: 湖南大学, 2018.

[3] 吕亚斌. 发动机装配过程的质量控制研究 [J]. 中国设备工程, 2024 (14): 269-271.

[4] 王波, 欧阳叶. 浅谈发动机装配精益生产线的工艺设计规划 [J]. 装备制造技术, 2019 (9): 209-212.

[5] 郑志勋. 内燃机气缸盖视觉检测技术研究与应用 [J]. 时代汽车, 2024 (15): 130-132.

[6] 于斌. 基于在线质量检测系统的发动机装配生产控制策略 [J]. 机械工程师, 2019 (4): 158-160.

[7] 黄良武, 王文涛. 视觉检测技术在发动机装配线上的应用 [J]. 制造业自动化, 2024, 46 (3): 217-220.

## 2025年总目次

### 2025年第1期(总第177期)目次

基于 Adams 仿真的驾驶性系统选型 .....	沈国华 刘国权 兰金标 胡成帅 李东旭 (1)
基于动态工况环境分类的车辆稳定性状态信息在线预测研究 .....	..... 高泽鹏 冯剑波 李易庭 李梦梦 金 森 郑怀宇 秦博男 张 涛 崔华盛 (9)
车用悬架馈能潜力影响因素研究 .....	王宇龙 王靖岳 韩浩天 何宇亭 丁建明 (17)
基于 MPC 的线控转向系统主动转向控制策略研究 .....	佟雨哲 张 昕 (21)
基于 ANSA 对吸能盒防撞梁结构多目标优化设计 .....	周子恒 张宏远 张 浩 张 昕 (29)
基于刚柔耦合的纯电动汽车两挡变速器扭转振动分析 .....	孙志豪 陈 克 (34)
基于灰狼算法和神经网络的锂电池 SOC 和 SOH 联合估计 .....	马昕池 张 昕 郭子奇 柏月鸿 (40)
齿面摩擦对高速列车齿轮系统分岔特性的影响 .....	张成强 王靖岳 丁建明 (48)
基于结构分解的机电传动系统故障机理分析 .....	王庆峰 张喜明 李明勇 张海全 杜明星 (55)
某车型装饰罩支架断裂问题的分析与优化 .....	常雪嵩 王晨曦 孙诗博 (59)

### 2025年第2期(总第178期)目次

非同轴两轮无人平台动力学建模及平衡控制方法 .....	刘京昊 杨 路 钟 宇 王文硕 (1)
基于模型预测的汽车自适应巡航控制系统研究 .....	龙永杰 (8)
行星排动力不中断变速器设计及台架测试 .....	吴志先 张 欣 王 健 吴 磊 张 (12)
基于 LQR 控制的车辆悬架系统设计与究 .....	毕厚煌 (17)
基于 CFD 的两栖越野车航行姿态及水动力学特性研究 .....	..... 王 佳 刘 艳 王翼飞 高 欢 王丽昕 刘佳派 曾昌明 张立玲 刘明卓 (21)
螺栓连接界面多因素耦合力学特性与参数标定研究 .....	靳利园 张希洋 王 杭 王彩锋 (32)
发动机本体件寿命受生产工艺的影响分析 .....	周 涛 宋 娇 戴雨华 李玉强 桑国良 张卫兵 (39)
基于 SABO 优化 VMD-LSTM 的滚动轴承状态监测 .....	兴达 王靖岳 周 浩 丁建明 (43)
零重力座椅对乘员保护性能的影响分析 .....	郑艳婷 卜晓兵 郭庆祥 (49)
磁流变半主动悬架系统及智能控制策略研究进展 .....	何宇亭 王靖岳 张 硕 王军年 (56)

### 2025 年第 3 期 (总第 179 期) 目次

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)

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)

基于正面碰撞的座椅安全性研究 ..... 邵帅 王铁 (59)

### 2025 年第 4 期 (总第 180 期) 目次

宽域环境下特种车辆散热系统控制策略 ..... 李慧怡 张佳卉 曹元福 丁晨 (1)

某汽车涡轮增压器流固耦合有限元分析 ..... 龙永杰 (9)

机电复合传动机电耦合建模与断齿故障 ..... 郭童 曹宏瑞 魏江 (13)

轮履复合式变结构轮车辆越障性能分析 ..... 谢霞 周凯强 徐柳 马超 (24)

某增压中冷柴油机不同回水温度热平衡试验 ..... 户现顺 徐峰 季文龙 钟岳 马杰 (29)

CPD 测试用儿童假人呼吸参数 ..... 徐哲 贺丽娟 娄磊 冯亭玮 王继忠 (35)

基于 HIL 集群技术实现区域架构联合仿真测试 ..... 白日光 刘颂 李康 (41)

基于 UDS 诊断服务的车辆云诊断系统设计 ..... 王宇晨 姜成龙 杨丽莎 (47)

节能减排目标下的重卡混合动力总成技术分析 .....  
..... 李明星 张德显 张腾 孙玉 黎幸荣 刘庆生 (53)

缸盖分装闭环检测系统的创新与实践 ..... 张攀 李彬 韩巴特 (58)

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

- Control Strategy for Cooling System of Special Vehicles in Wide-Range Environment .....  
 ..... LI Huiyi ZHANG Jiahui CAO Yuanfu DING Chen (1)
- Finite Element Analysis of Fluid-Structure Coupling of An Automobile Turbocharger ..... LONG Yongjie (9)
- Electromechanical Coupling Modeling and Tooth Broken Fault of Electro-mechanical Transmission .....  
 ..... GUO Tong CAO Hongrui WEI Jiang (13)

**• Performance Research •**

- Analysis of Obstacle-Crossing Performance for Wheel-track Hybrid Reconfigurable Wheel Vehicle .....  
 ..... XIE Xia ZHOU Kaiqiang XU Liu MA Chao (24)

**• Test Research •**

- Experimental on Thermal Balance of a Turbocharged Intercooled Diesel Engine under Different Return Water Temperatures .....  
 ..... HU Xianshun, XU Feng, JI Wenlong, ZHONG Yue, MA Jie (29)
- Respiratory Parameters of Child Dummies for CPD Testing .....  
 ..... XU Zhe HE Lijuan LOU Lei FENG Tingwei WANG Jizhong (35)
- A HIL Cluster-Based Co-Simulation Test Method for Automotive Zone Controllers .....  
 ..... BAI Riguang LIU Song LI Kang (41)

**• Review •**

- Design of a Vehicle Cloud Diagnostic System Based on UDS Diagnostic Services .....  
 ..... WANG Yuchen JIANG Chenglong YANG Lisha (47)
- Analysis of Hybrid Powertrain Technologies for Heavy-Duty Trucks under Energy Conservation and Emission Reduction Targets .....  
 ..... LI Mingxing ZHANG Dexian ZHANG Teng SUN Yu LI Xingrong LIU Qingsheng (53)
- Innovation of Closed-Loop Detection System for Engine Cylinder Head Assembly Line with Practice .....  
 ..... ZHANG Pan LI Bin HAN Bate (58)

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 1979 年 4 月创刊）

2025 年 12 月 第 47 卷 第 4 期（总第 180 期）

## Vehicle & Power Technology

（Quarterly Founded in April 1979）

Dec. 2025 Vol. 47 No. 4（Total Issue 180）

主管单位：中国科学技术协会

主办单位：中国兵工学会

主 编：席军强

副 主 编：杜志岐 张树勇

章振宇（常务） 刘青山

责任编辑：孙竹凤

编辑出版：《车辆与动力技术》编辑部

地 址：北京理工大学

（北京海淀区中关村南大街 5 号）

邮政编码：100081

电 话：(010) 68911172 83803081

传 真：(010) 68911172

网 址：<http://cldljs.cbpt.cnki.net>

电子信箱：BGTKCD@126.com（第 2、4 期）

consultant@noveri.com.cn（第 1、3 期）

印 刷：北京科信印刷有限公司

发行范围：国内外公开

国内发行：北京报刊发行局

订 购 处：全国各地邮局