

# 四轮驱动履带车辆转矩策略设计与仿真分析

张子龙, 刘鹏博

沈阳理工大学机械工程学院, 辽宁 沈阳

收稿日期: 2025年11月29日; 录用日期: 2025年12月22日; 发布日期: 2025年12月29日

## 摘要

针对传统四轮驱动履带车辆固定平分转矩分析方案忽视载荷转移、易打滑且动力浪费的缺陷, 本文围绕多主动轮驱动履带车辆转矩协调分配问题, 通过“理论建模-策略设计-仿真验证”路径, 提出并验证基于动态载荷分配的转矩控制策略。首先, 针对工况对履带车辆进行受力分析, 建立平衡方程, 推导转矩公式, 明确轴荷是转矩分配的核心依据(无载荷转移近似均分, 有载荷转移时按轴荷动态调整)。其次, 设计三层控制架构, 搭建RecurDyn-Simulink联合仿真模型, 实现工况识别、转矩计算与分配。最后, 以四主动轮平分转矩方案为对照组进行仿真分析。结果表明: 所提策略使车速波动降低50%~60%, 电机输出转矩降低20%~25.6%, 电机平均输出总转矩降低20%~25.6%, 直行加速工况电机输出总功率降低9.95%, 爬坡工况电机输出总功率降低1.45%, 更节约能量, 为履带车辆动力控制优化提供了支撑。

## 关键词

履带车辆, RecurDyn-Simulink联合仿真, 转矩分配

# Design and Simulation Analysis of Torque Strategy for Four-Wheel Drive Tracked Vehicles

Zilong Zhang, Pengbo Liu

School of Mechanical Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang Liaoning

Received: November 29, 2025; accepted: December 22, 2025; published: December 29, 2025

## Abstract

Aiming at the shortcomings of the traditional four-wheel drive tracked vehicle's fixed equal torque distribution scheme, which neglects load transfer, is prone to slippage and wastes power, this paper focuses on the torque coordination and distribution problem of multi-active-wheel drive tracked

vehicles. Through the “theoretical modeling-strategy design-simulation verification” path, a torque control strategy based on dynamic load distribution is proposed and verified. Firstly, the force analysis of the tracked vehicle under different working conditions is conducted, the equilibrium equation is established, and the torque formula is derived. It is clarified that the axle load is the core basis for torque distribution (no load transfer means equal distribution, and dynamic adjustment according to axle load when there is load transfer). Secondly, a three-layer control architecture is designed, and a RecurDyn-Simulink co-simulation model is built to realize working condition identification, torque calculation and distribution. Finally, a simulation analysis is conducted with the four-wheel equal torque distribution scheme as the control group. The results show that the proposed strategy reduces the vehicle speed fluctuation by 50%~60%, reduces the motor output torque by 20%~25.6%, reduces the average total motor output torque by 20%~25.6%, reduces the total motor output power by 9.95% in the straight-line acceleration condition, and reduces the total motor output power by 1.45% in the climbing condition. It is more energy-efficient and provides support for the optimization of tracked vehicle power control.

## Keywords

Tracked Vehicle, RecurDyn-Simulink Joint Simulation, Torque Distribution

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

履带车辆是国防装备与工程建设的核心移动平台, 动力性能直接影响任务效率与可靠性。随着电传动技术的深度应用, 多主动轮驱动凭借冗余配置、复杂地形适应性强等优势, 成为高端履带车辆的主流升级方向, 陈洪亮等较早开展履带车辆多轮驱动技术研究, 为该领域奠定了重要的理论基础[1]。然而, 多主动驱动履带车辆的转矩协调分配既是其优势所在, 又是亟需解决的问题, 传统的固定平分转矩方案(总转矩均分至各主动轮)仅适配平路匀速行驶, 忽视了加速、爬坡等工况下的轴荷动态转移, 导致“轴荷减小轮打滑、轴荷增大轮动力不足”的矛盾, 还存在车速波动大、能耗偏高、履带磨损加剧等问题, 成为性能提升的核心瓶颈。

国内外学者已开展多方面研究: 载荷建模领域, 袁艺等建立考虑履带接地特性的分布式电驱动履带车辆动力学模型, 系统分析不同工况下驱动轮载荷动态变化规律, 提出基于载荷适配的扭矩分配核心思路[2]; 卞美卉等以高速履带车辆为研究对象, 采用静定方法设计负重轮载荷分配方案, 通过 RecurDyn 建立多体动力学模型, 仿真验证了载荷分配对车辆平顺性的影响[3]; 李春明等以重型履带车辆为对象, 构建“车体-悬挂-履带-地面”多层级耦合动力学模型, 揭示多源激励下的载荷传递路径与振动传递机理, 为动力学优化提供精准分析方法[4]。转矩分配方面, 宋平等提出主动轮与负重轮协同驱动的履轮复合式电传动方案, 设计“主动轮优先+负重轮均分”的转矩分配策略, 通过加权系数实现动力平稳切换[5]; 廖自力等针对轮式电传动装甲车辆工况载荷不均问题, 提出基于载荷比与驱动防滑的牵引力控制策略, 通过 RecurDyn-Simulink 联合仿真验证了其对于动力性能的提升作用[6]; 曹开斌针对双电机四驱电动汽车, 提出以动态轴荷实时感知为核心的转矩分配思路, 确立“轴荷动态变化-转矩实时适配”的控制逻辑[7]; 褚红构建四轮驱动电动汽车能耗与转矩分配耦合的多目标控制框架, 形成“多目标优化-转矩动态适配”的设计体系, 为能效优化提供技术参考[8], 但上述研究均未适配多主动轮履带车辆的轮间协同与工况特性。联合仿真领域,

李波等率先将 RecurDyn 与 Simulink 结合, 搭建电传车辆动力学与控制策略联合仿真框架, 为跨软件仿真融合奠定基础[9]; 翟丽等将该联合仿真技术应用于双电机驱动履带车辆转向动力学研究, 搭建虚拟样机与电机直接转矩控制系统, 通过实时仿真验证了控制方法的有效性[10], 但未覆盖多主动轮协同场景。

现有研究仍存在三大关键缺口: 多主动轮与动态轴荷的耦合逻辑不明、多目标转矩优化机制缺失、联合仿真验证体系不完善。为此, 本文以四轮驱动履带车辆为对象, 开展“理论建模 - 策略设计 - 仿真验证”全链路研究: 基于三类核心工况(平路匀速、加速爬坡、转向)的受力分析, 建立转矩计算模型, 明确轴荷为分配核心; 设计“动态轴荷计算 - 多目标转矩分配 - 执行器协调”三层控制架构, 实现多工况自适应分配; 借助 RecurDyn-Simulink 联合仿真, 以传统平分转矩方案为对照, 验证策略的优越性, 研究成果可为多主动轮履带车辆动力控制优化提供技术支撑。

## 2. 转矩分配核心理论模型搭建

为实现不同工况下“无打滑、高效率”的转矩匹配, 本节首先搭建核心理论模型: 以四轮驱动履带车辆(左前  $L1$ 、左后  $L2$ 、右前  $R1$ 、右后  $R2$ )的构型特征为基础, 结合履带“同侧主动轮转速同步”的刚性约束, 针对车辆行驶中匀速平路、加速上坡开展受力分析、建立力与力矩平衡方程、推导多主动轮驱动履带车辆主动轮转矩计算方法, 明确“轴荷是转矩分配的核心依据”的关键规律——无载荷转移时可近似均匀分配, 有载荷转移时需按轴荷比例动态调整。

### 2.1. 匀速平路行驶(无载荷转移)

#### 1、工况特点

- 1) 无加速( $a = 0 \rightarrow F_j = 0$ )、无坡道( $\alpha = 0 \rightarrow F_i = 0$ )、无转向( $F_c = 0$ )。
- 2) 轴荷均匀分布, 无纵向横向载荷转移:

$$F_{zL1} = F_{zL2} = F_{zR1} = F_{zR2} = \frac{G}{4} \quad (1)$$

- 3) 同侧主动轮转速同步, 转矩需求对称, 无打滑风险。

#### 2、受力分析

整车仅受纵向驱动力、滚动阻力与空气阻力, 且左右两侧受力完全对称。垂直方向上, 整车重力  $G$  均匀分配至四个主动轮, 每个主动轮承担的垂直载荷均为  $G/4$ , 无轴荷转移现象。以左侧履带为例, 主动轮  $L1$ 、 $L2$  的垂直载荷  $F_{zL1}$ 、 $F_{zL2}$  均为  $G/4$ ; 纵向方向上, 每个主动轮受到向前的驱动力( $F_{dL1}$ ,  $F_{dL2}$ )与向后的滚动阻力, 且左右两侧对应力值相等, 右侧履带受力与左侧完全对称。

$$F_{dR1} = F_{dR2} = F_{dL1} = F_{dL2}, F_{zR1} = F_{zR2} = F_{zL1} = F_{zL2} \quad (2)$$

#### 3、平衡方程

- 1) 纵向力平衡(整车)

总驱动力 = 总滚动阻力 + 总空气阻力:

$$F_{dL1} + F_{dL2} + F_{dR1} + F_{dR2} = 2F_f + F_w \quad (3)$$

因受力对称:

$$F_{dL1} = F_{dL2} = F_{dR1} = F_{dR2} = F_d \quad (4)$$

$$F_f = F \cdot \frac{G}{2} \quad (5)$$

代入得:

$$4F_d = 2 \cdot (f \cdot G/2) + fw \quad (6)$$

整理可得:

$$F_d = \frac{fG + F_w}{4} \quad (7)$$

2) 垂直力平衡(整车)

总轴荷 = 总重力:

$$F_{zL1} + F_{zL2} + F_{zR1} + F_{zR2} = G \quad (8)$$

3) 附着约束(单个主动轮)

驱动力不超过附着极限:

$$F_d \leq \mu F_z \quad (9)$$

其中

$$F_z = \frac{G}{4} \quad (10)$$

#### 4、转矩计算

单个主动轮驱动转矩(忽略摩擦损耗)

$$T = F_d r \quad (11)$$

$$T_{L1} = T_{L2} = T_{R1} = T_{R2} = \frac{(fG + F_w)r}{4} \quad (12)$$

## 2.2. 加速上坡行驶(纵向载荷转移)

### 1、工况特点

加速( $a > 0 \rightarrow F_j > 0$ ) + 上坡( $\alpha > 0 \rightarrow F_i > 0$ ), 纵向惯性力与坡道分力共同导致后轴荷增大、前轴荷减小(纵向载荷转移)。

同侧主动轮转速同步, 转矩需按轴荷比例分配(后主动轮转矩 > 前主动轮), 避免前主动轮打滑。

### 2、受力分析

纵向方向上, 整车需克服滚动阻力、空气阻力、坡道阻力及加速产生的惯性力, 总驱动力需等于上述所有阻力之和。垂直方向上, 重力沿坡道的分力与纵向惯性力共同产生绕前轴的力矩, 使得后轴(L2, R2)垂直载荷增加、前轴(L1, R1)垂直载荷减少, 即  $F_{zL2} = F_{zR2} > F_{zL1} = F_{zR1}$ , 具体转移量可通过力矩平衡方程计算。

即纵向载荷转移使后轴荷增加  $\Delta F_z$ , 前轴荷减少  $\Delta F_z$

$$F_{zL2} = F_{zR2} = G/4 + \Delta F_z \quad (13)$$

$$F_{zL1} = F_{zR1} = G/4 - \Delta F_z \quad (14)$$

### 3、平衡方程

1) 纵向力平衡(整车)

总驱动力 = 总滚动阻力 + 空气阻力 + 坡道阻力 + 加速阻力:

$$\sum F_d = 2F_f + F_w + F_i + F_j \quad (15)$$

$$F_{dL1} + F_{dL2} + F_{dR1} + F_{dR2} = 2 \left( f \cdot \frac{G}{2} \right) + F_w + G_{\sin\alpha} + \delta ma \sum F_d = fG + F_w + G_{\sin\alpha} + \delta ma \quad (16)$$

2) 纵向力矩平衡(绕前轴质心, 算载荷转移量  $\Delta F_z$ )

重力力矩 + 加速阻力力矩 = 后轴总轴荷力矩:

$$G \cdot L_1 + F_j \cdot h_g = (F_{zL2} + F_{zR2}) \cdot L \quad (17)$$

其中,  $L$  为前后主动轮轴距,  $L_1$  为质心到前轴距离,  $h_g$  为质心高度。

因

$$F_{zL2} + F_{zR2} = \frac{G}{2} + 2\Delta F_z \quad (18)$$

左右后轴各增  $\Delta F_z$ , 代入得:

$$\Delta F_z = \frac{GL_1 + \delta mah_g}{2L} - \frac{G}{4} \quad (19)$$

3) 附着约束(单个主动轮)

前主动轮:

$$F_{d前} \leq \mu F_{z后} = \mu \left( \frac{G}{4} - \Delta F_z \right) \quad (20)$$

后主动轮:

$$F_{d后} \leq \mu F_{z前} = \mu \left( \frac{G}{4} + \Delta F_z \right) \quad (21)$$

#### 4、转矩计算

1) 驱动力分配(按轴荷比例)

同侧前/后驱动力比 = 同侧前/后轴荷比:

$$\frac{F_{dL1}}{F_{dL2}} = \frac{F_{zL1}}{F_{zL2}} = \frac{\frac{G}{4} - \Delta F_z}{\frac{G}{4} + \Delta F_z} = k (k < 1) \quad (22)$$

因左右对称,

$$F_{dL1} = F_{dR1} = F_{d前} \quad (23)$$

$$F_{dL2} = F_{dR2} = F_{d后} \quad (24)$$

总驱动力满足:

$$2(F_{d前} + F_{d后}) = fG + F_w + G_{\sin\alpha} + \delta ma \quad (25)$$

联立

$$F_{d前} = kF_{d后} \quad (26)$$

解得:

$$F_{d后} = \frac{fG + F_w + G_{\sin\alpha} + \delta ma}{2(1+k)} \quad (27)$$

$$F_{d前} = \frac{fG + F_w + G_{\sin\alpha} + \delta ma}{2(1+k)} \quad (28)$$

## 2) 转矩计算

$$T = F_d r \quad (29)$$

前主动轮转矩:

$$T_{L1} = T_{R1} = F_{d前} r \quad (30)$$

后主动轮转矩:

$$T_{L2} = T_{R2} = F_{d前} r \quad (31)$$

核心结论轴荷是转矩分配的核心依据: 平路无载荷转移时, 转矩均匀分配; 纵向载荷转移时, 转矩按轴荷比例分配(荷大轮转矩大), 避免打滑。同侧转速必须同步: 履带约束强制同侧主动轮转速一致, 转矩差异通过履带弹性形变补偿, 损失远小于打滑损失。通过上述基础工况的平衡方程与转矩计算, 进行叠加, 可实现四轮驱动履带车辆在不同工况下的“无打滑、高效率”转矩匹配。

## 3. 联合仿真模型搭建

基于第 2 节多工况转矩分配理论模型, 本节设计基于动态误差补偿与多工况自适应的转矩分配控制策略, 将理论推导的轴荷 - 转矩关系转化为可落地的控制逻辑, 并搭建 RecurDyn-Simulink 联合仿真模型, 为后续性能验证提供平台。

策略以“速度跟踪精度优先、转向稳定性为辅、动力输出平顺性保障”为核心目标, 采用分层控制架构实现转矩最优分配: 上层目标决策层实时检测目标车速与行驶工况并输出控制目标, 中层转矩计算层通过 PID 控制与动态补偿机制计算所需总转矩, 下层分配执行层结合动态轴荷按比例分配转矩并通过限幅保障安全; 其核心创新在于引入目标车速变化检测解决跟踪滞后、设计转向后动力补偿消除速度损失、通过转矩平滑抑制波动, 最终实现多工况精准转矩分配。

### 3.1. 转矩分配控制策略关键模块设计

整个控制策略模块共有三大模块: 行驶工况识别模块、总转矩计算模块、动态轴荷计算与转矩分配模块。

#### 1、行驶工况识别模块

工况识别是实现策略自适应的核心, 基于车辆状态与控制指令划分平路、坡道、启停三大核心工况, 关键识别逻辑如下: 坡道工况通过坡道角度( $|\theta| > 3^\circ$ )判定且与直行工况叠加, 启停工况中实际车速  $< 0.3$  m/s 且目标车速  $> 0.05$  m/s 时判定为启动, 目标车速  $\approx 0$  时判定为停车。

#### 2、总转矩计算模块

以“速度跟踪精准性”为目标, 结合 PID 控制与多工况补偿, 实现总转矩动态计算, 核心逻辑如下:

PID 参数自适应: 按速度误差分段调整增益——大误差( $>2$  m/s)用高增益保证响应, 小误差( $<0.5$  m/s)用低增益避免超调, 目标升速时额外将增益提高;

多维度补偿: 坡道工况叠加坡道阻力补偿转矩。

总转矩限幅: 低速时额外保留 50%转矩储备, 高速时按车速比例降低上限, 避免动力浪费。

#### 3、动态轴荷计算与转矩分配模块

基于轴荷转移理论, 实时计算各轮轴荷并分配转矩, 确保不超过地面附着极限, 核心内容如下:

##### 1) 动态轴荷计算

纵向轴荷转移(考虑惯性力与坡道力, 适用于加速、爬坡工况)

前桥轴荷:

$$F_{zf} = \frac{mgb - (ma_x + mgsin\theta)h_g}{L} \quad (32)$$

后桥轴荷:

$$F_{zr} = \frac{mga + (ma_x + mgsin\theta)h_g}{L} \quad (33)$$

式中:  $m$  为车辆总质量,  $g$  为重力加速度( $9.81 \text{ m/s}^2$ ),  $a$  为质心到前轴距离,  $b$  为质心到后轴距离,  $a_x$  为纵向加速度,  $\theta$  为坡道角度,  $h_g$  为质心高度,  $L$  为前后轴距( $L = a + b$ )。

## 2) 转矩分配逻辑

直行工况按前后桥轴荷比例、左右轮对称分配(升速时后桥比例临时提高 8%), 转向工况在直行分配基础上叠加左右轮转矩差以满足转向需求, 原地转向则采用四轮反向等转矩分配(各轮占总转矩 1/4)且总转矩降额 60%保障稳定。最终限幅按各轮最大允许转矩:

$$T_{\max,i} = F_{z,i} \cdot \mu \cdot r \quad (34)$$

实际行驶中, 车辆常处于“加速 + 坡道”复合工况, 此时载荷转移量为各单一工况转移量的代数叠加。

## 3.2. 联合仿真模型搭建

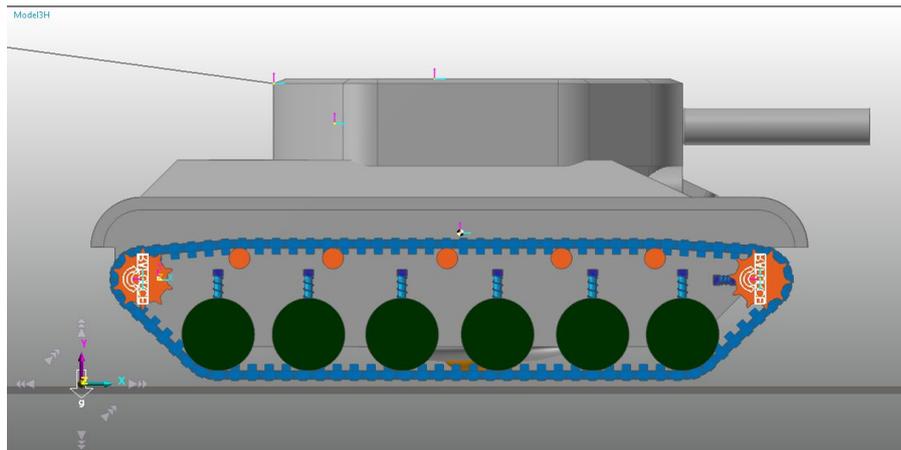


Figure 1. Multi-body dynamics model of tracked vehicles

图 1. 履带车辆多体动力学模型

RecurDyn 中搭建的多体动力学模型如图 1 所示, 详细参数如表 1 所示(参考《坦克构造与设计》一书设计[11]), 由于车辆在路面行驶过程主要包含加速、制动及转向等典型工况。在这些工况下, 整车可视为一个完整动力学系统, 其加速与减速过程可通过集中质量法进行描述。依据车辆结构特点与工作原理, 可假设整车质量及惯性参数主要集中于重心位置(也就是车辆中心)。基于此, 行驶状态下的车辆可简化为一个质量与惯性特性固定且参数集中于重心点的集中质量系统。该简化模型虽忽略了部分零部件质量及空间位置对车辆运动的影响, 但能够满足常规车辆动力学特性分析的需求。其中地面模型由 RecurDyn 路面系统生成, 采用常规硬路面与履带间摩擦系数为 0.7。本车悬挂系统由弹簧等效替代, 其悬挂刚度设置为  $6000 \text{ N/mm}$ , 阻尼值为  $50 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$ , 其余参数皆为不变值采取常规值进行设置。

联合仿真模型以 RecurDyn 搭建的履带车辆多体动力学模型为基础, 通过 Simulink 实现转矩分配控制策略(对应 3.1 节三大模块), 两者通过接口实现实时数据交互: RecurDyn 输出车辆实际车速、轴荷、转

矩等状态参数, Simulink 根据这些参数计算最优转矩并反馈至 RecurDyn 的主动轮执行器, 如图 2 给出该模块核心 MATLAB 函数的部分代码片段, 呈现联合仿真模型中“动态轴荷计算与转矩分配”模块的算法落地逻辑。该函数是 Simulink 控制策略的核心执行单元, 接收 RecurDyn 输出的车辆状态参数后, 通过代码实现前文推导的轴荷转移公式与转矩分配逻辑, 最终输出各主动轮的目标转矩指令, 实现“状态输入→算法计算→转矩输出”的闭环控制。搭建的联合仿真模型如图 3 所示。

**Table 1.** Vehicle parameters

**表 1.** 车辆参数

参数类别	具体参数	数值
外廓尺寸(m)	车长(一般为 6~7 米)	6.943
	车宽	4.6
	车高	3
履带参数(m)	履带中心距	4.13
	履带段接地长(一般为 3.8~5 m, 相当于车体长的 55%~65%)	4.587
	履带板宽	0.55
重量参数(kg)	单侧履带	4300
	驱动轮	60
	悬挂轮	27
	承重轮	54
	张紧装置	17
	整车	39996
尺寸比例	车宽/履带中心距(L/B 一般为 1.03~1.92)	1.11

```
function [T_f1, T_fr, T_rl, T_rr, current_R_turn, R_error, Fz_f1, Fz_fr, Fz_rl, Fz_rr, ax_calc, speed_error,
        R_turn, omega_f1, omega_fr, omega_rl, omega_rr, ...
        vx, yaw_rate, desired_vx, grade_angle, ...
        v_f1_in, v_fr_in, v_rl_in, v_rr_in, m, hg, L, a, b, Bf, Br, mu)
% =====
% 1. 输出与中间变量初始化
% =====
T_f1 = 0.0;      T_f1 = double(T_f1);
T_fr = 0.0;      T_fr = double(T_fr);
T_rl = 0.0;      T_rl = double(T_rl);
T_rr = 0.0;      T_rr = double(T_rr);
current_R_turn = 0.0; current_R_turn = double(current_R_turn);
R_error = 0.0;   R_error = double(R_error);
Fz_f1 = 0.0;     Fz_f1 = double(Fz_f1);
```

**Figure 2.** Part of the matlab program

**图 2.** 部分 matlab 程序

如图 4 完整呈现了转矩分配的闭环控制逻辑: 首先通过数据采集层获取目标车速、实际车速、偏航率、坡道角等关键参数(数据源自驾驶员模型和 RecurDyn 动力学模型实时反馈); 接着由工况判定层依据参数区分直行、转向、坡道等工况并触发对应适配规则; 再经核心计算层结合 PID 参数自适应与多维度补偿(坡道、转向恢复)计算总转矩, 同步进行转矩限幅; 最后在转矩分配与输出层, 按动态轴荷结果将转矩分配至各主

动轮并输出至 RecurDyn 执行器, 同时通过状态反馈修正后续计算, 实现“状态输入 - 计算 - 执行 - 反馈”的完整控制, 且各环节与节控制策略模块深度对应, 构成联合仿真模型的核心控制框架。

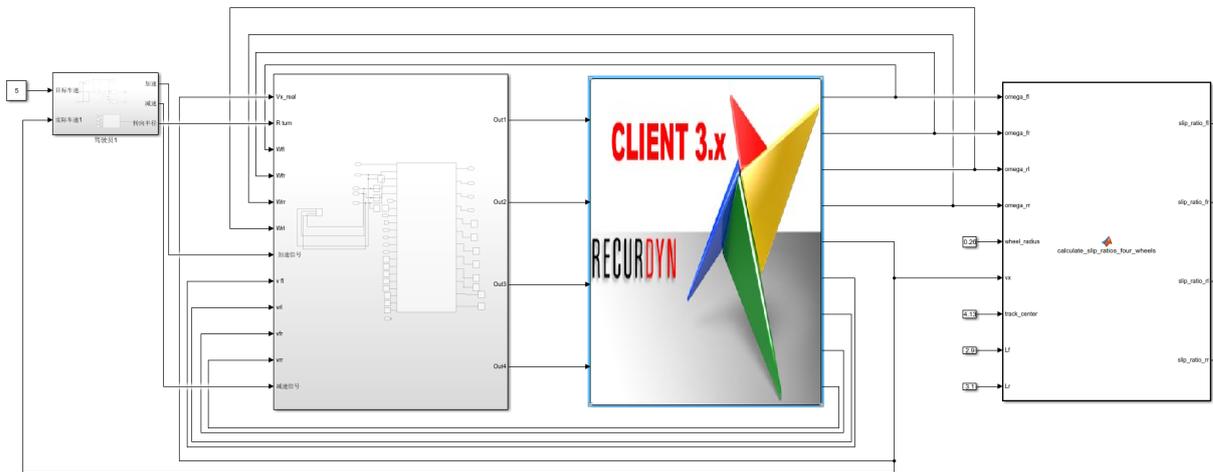


Figure 3. Joint simulation model  
图 3. 联合仿真模型

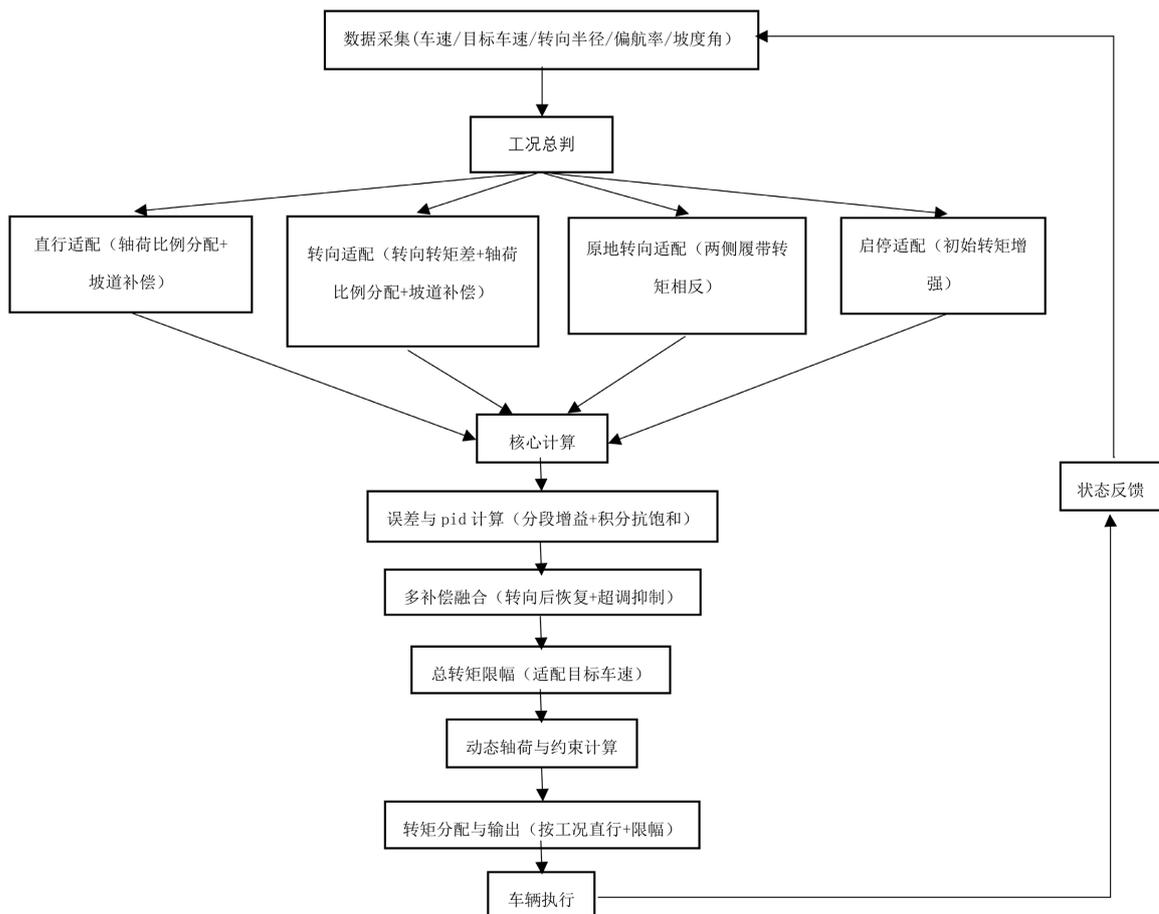


Figure 4. Flowchart of the control model's functions  
图 4. 控制模型功能流程图

## 4. 仿真模型验证并分析优越性

本节以两类模型开展对比仿真：对照组为“未引入动态载荷分配程序的四主动轮平均转矩分配联合仿真模型”，其转矩分配采用固定平均分配逻辑，不考虑行驶过程中的纵向(如加速、爬坡时前后轴荷变化)载荷转移，仅将总转矩平均拆分至四个主动轮，直行/爬坡工况下四主动轮转矩始终等于“总转矩  $\div$  4”无坡道阻力补偿等动态机制，总转矩仅根据目标车速粗略调整；实验组为“引入动态载荷分配程序搭建的四主动轮转矩协调分配联合仿真模型”，在相同工况参数(路面条件、目标车速、转向半径、坡道角度、仿真时长等)下，分工况验证实验组策略的优越性。

### 4.1. 水平工况

设定工况为水平硬路面，目标车速为 5 m/s 之后匀速运动，转向半径值为正无穷(inf)，仿真时间为 50 s，工况图如图 5 所示。

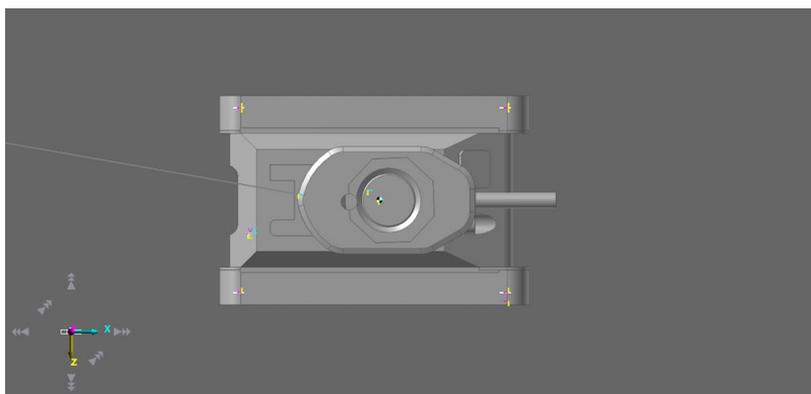


Figure 5. Horizontal hard road conditions

图 5. 水平硬路工况

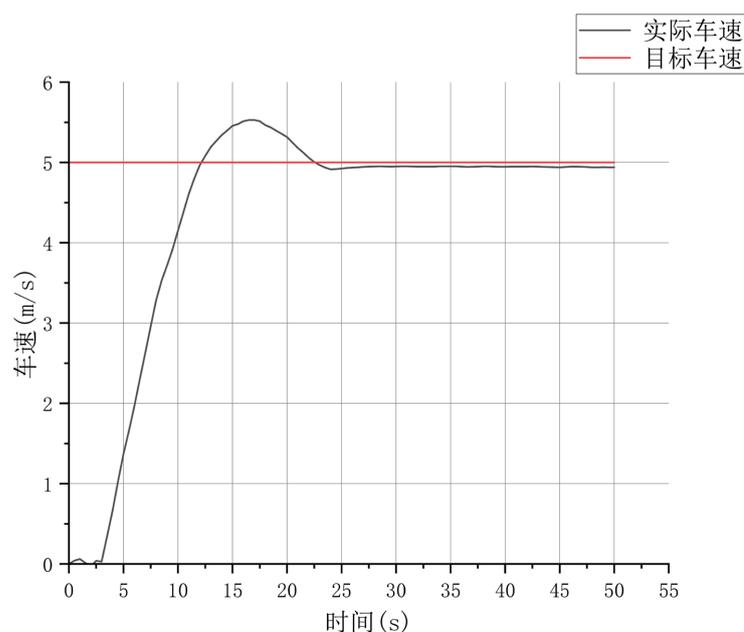
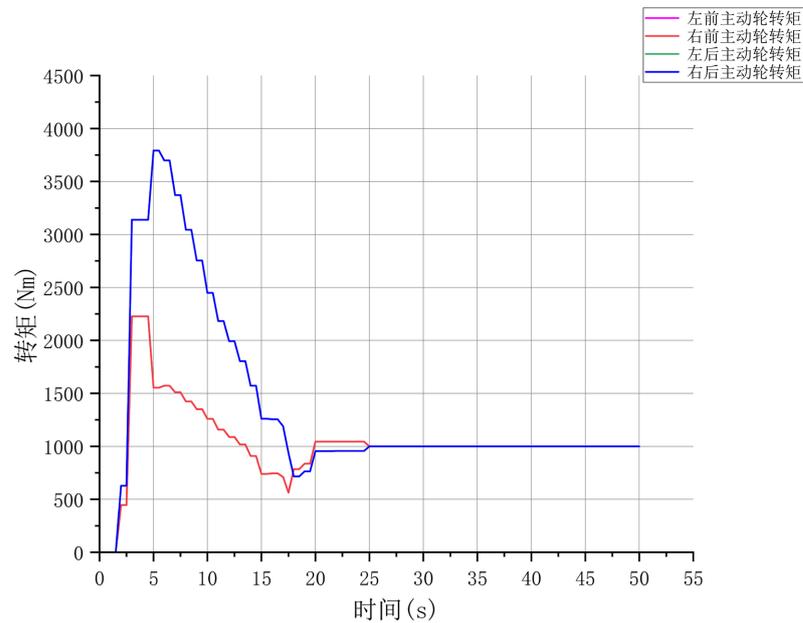
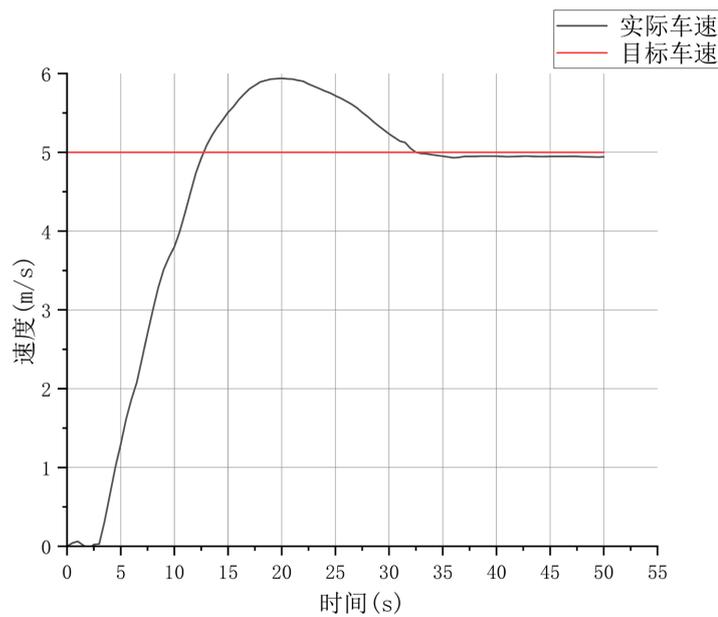


Figure 6. Curve of vehicle speed varying with time with adopting the strategy

图 6. 采用策略车辆速度随时间变化曲线



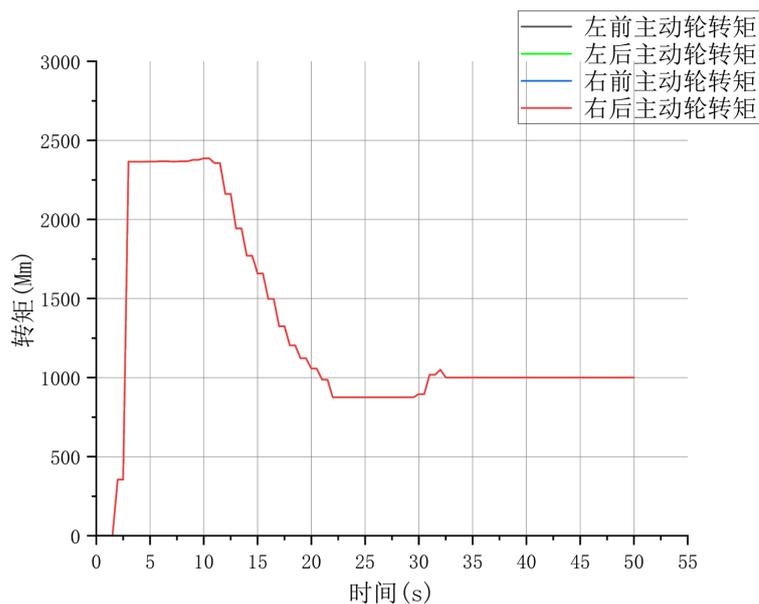
**Figure 7.** Torque variation of the driving wheel with time in the straight-going condition with adopting Strategy Four  
**图 7.** 直行工况采用策略四主动轮转矩随时间变化



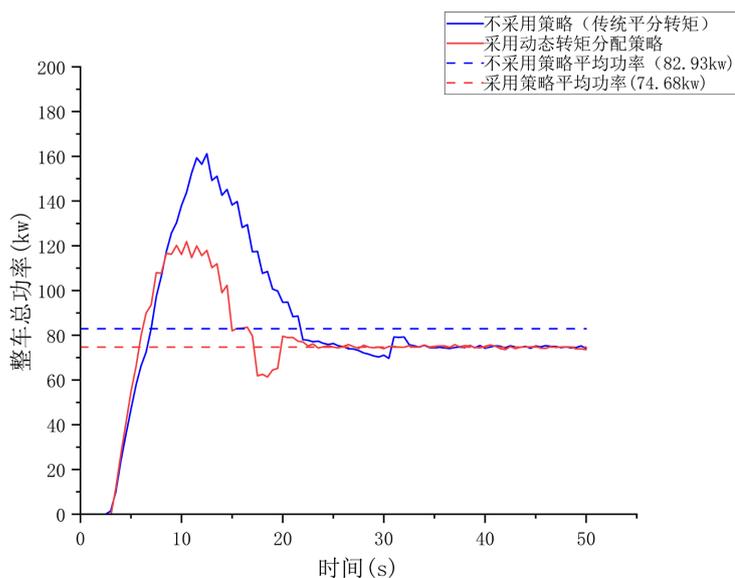
**Figure 8.** Curve of vehicle speed varying with time without adopting the strategy  
**图 8.** 未采用策略车速随时间变化曲线

车辆仿真时保持直行轨迹。结合图 6、图 7，因无转向半径输入，内外侧履带无转矩差，故右后与左后、右前与左前主动轮转矩分别相等。控制模型根据目标车速(5 m/s, 先加速后匀速)动态调整动力输出：加速初期(0~10 s)，模型检测到实际车速低于目标车速的误差，通过总转矩计算模块提升 PID 增益，驱动各主动轮转矩快速响应；加速中期(10~30 s)，实际车速上升斜率显著增大，20 s 时达 15 m/s，模型同步降低 PID 增益避免超调。同时动态轴荷计算模块识别到加速阶段后轴荷略有增大，将后轮(左后、右后)转矩调至 1044 N·m 左右，前轮(左前、右前)控制在 955 N·m，既保证驱动力，又避免前轮因轴荷小打滑；匀

速阶段(30 s 后), 模型检测到实际车速与目标车速误差缩至 $\pm 0.2$  m/s 内。动态轴荷计算确认平路直行无显著载荷转移, 四主动轮轴荷趋于均匀, 随即优化转矩分配, 使四主动轮转矩趋于一致(稳定在  $1000\text{ N}\cdot\text{m}$  左右)。通过“转矩一致化”避免轮间转矩差异产生寄生功率(如传动系统内耗), 同时车速波动控制在 $\pm 0.2$  m/s 内, 充分验证了控制模型在“速度误差识别 - 转矩动态调整 - 稳定输出控制 - 寄生功率控制”全链路的功能性。



**Figure 9.** Torque variation of the driving wheel with time in the straight-going condition without adopting Strategy Four  
**图 9.** 直行工况未采用策略四主动轮转矩随时间变化



**Figure 10.** Comparison chart of the vehicle power under straight-line driving conditions with and without the torque distribution strategy

**图 10.** 直行工况下采用和不采用转矩分配策略整车功率对比图

在 50 秒仿真加速直行工况下, 对比采用和不采用载荷分布策略的车辆性能, 差异显著。对比图 6 和

图 8, 从车速变化来看, 加速初期(前 10 秒左右), 两者车速提升均较缓慢。采用动态载荷分配策略的车辆在 10~30 秒间车速上升斜率明显更大, 例如在 20 秒时车速达到 15 m/s, 而不采用策略的车辆此时车速仅为 10 m/s。约 30 秒后, 采用策略的车辆能更快稳定在目标匀速状态, 不采用策略的车辆达到匀速状态耗时更长。对比图 7 和图 9, 从平均输出转矩分析, 采用策略时各轮平均输出转矩为 1199 N·m, 不采用策略时各轮平均输出转矩为 1264 N·m。实现相同工况目标情况下采用策略在整个过程中平均输出转矩更低, 更节约能量。直行工况下整车总功率随时间的变化由图 10 可知, 传统转矩平分策略(不采用动态分配)前期快速攀升至 160.3 kW 峰值后缓慢下降, 全工况平均总功率为 82.93 kW, 且功率曲线波动幅度较大(最大 $\pm 8.5$  kW); 红色曲线代表的动态转矩分配策略功率增长更平缓, 峰值降至 138.7 kW (较传统策略降低 13.47%), 平均总功率降至 74.68 kW (较传统策略减少 9.95%), 同时功率波动缩小至 $\pm 3.2$  kW 实现了节能效果, 又提升了功率输出稳定性, 印证了动态策略通过优化转矩分配抑制无效滑转、平衡轮端负载的有效性。综上, 采用载荷分布策略能显著提升车辆在加速直行工况下的综合性能。

## 4.2. 爬坡工况

搭建一个 10° 斜坡硬路面, 设置车辆目标车速为 5.5 m/s 匀速行驶, 测试车辆爬坡性能, 工况图如图 11 所示。

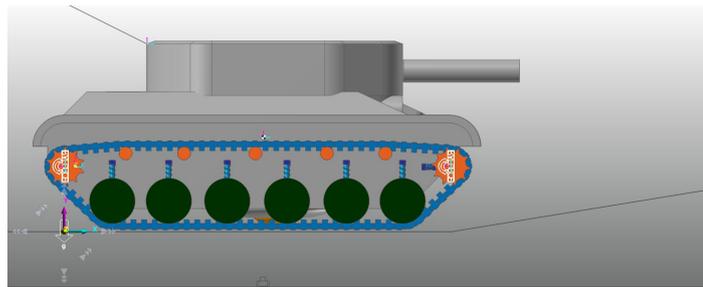


Figure 11. Working condition diagram of 10° slope

图 11. 10° 斜坡工况图

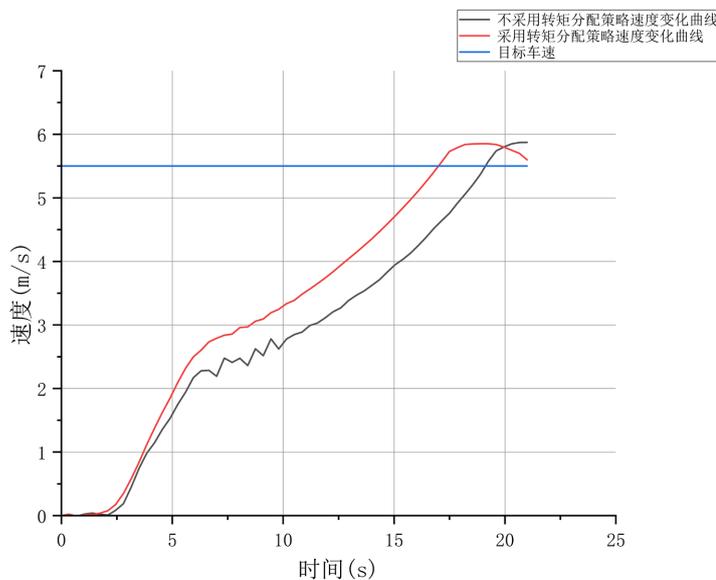
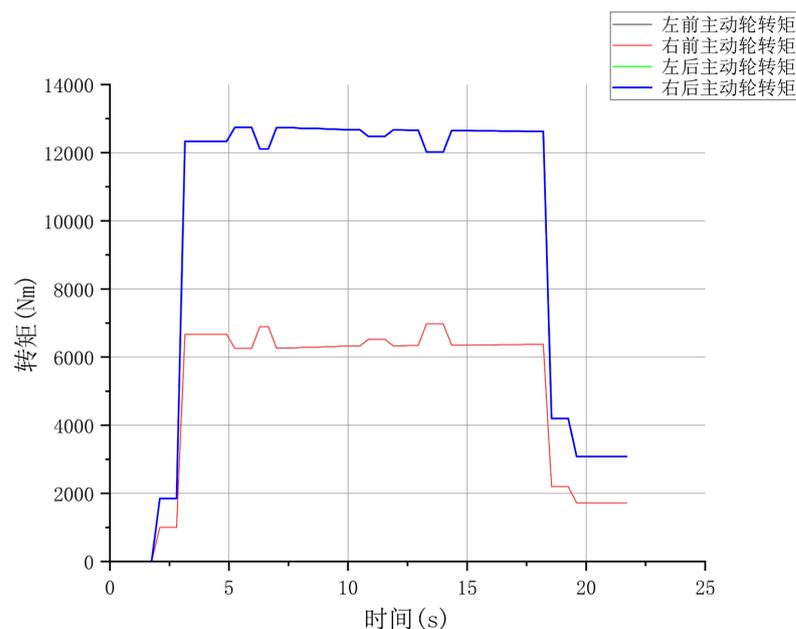


Figure 12. Comparison chart of vehicle speeds

图 12. 车速对比图

本小节搭建的“引入动态载荷分配程序的四主动轮转矩协调分配控制模型”，针对  $10^\circ$  斜坡硬路面、目标车速  $5.5 \text{ m/s}$  (匀速) 的爬坡工况，通过“纵向轴荷动态计算 - 转矩按荷适配 - 坡道阻力补偿”逻辑，实现了“抗坡道阻力稳速 + 防打滑高效驱动”的核心功能，具体结合车速与转矩变化对应关系体现如下：从图 12、图 13 可知，控制模型能精准应对爬坡工况的阻力特性：爬坡初期(0~5 s)，模型通过坡道角度检测模块识别  $10^\circ$  斜坡工况，同步触发坡道阻力补偿逻辑(叠加补偿转矩，并通过动态轴荷计算模块确认“爬坡时纵向载荷转移导致后轴荷增大、前轴荷减小”；随即在转矩分配环节，由于不存在转向半径内外侧履带无转矩差，故右后左后两主动轮转矩相等，右前左前两主动轮转矩相等，将左后、右后主动轮转矩适配轴荷提升至  $12,579 \text{ N}\cdot\text{m}$  左右，左前、右前主动轮转矩控制在  $6500 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，既通过后轮高转矩克服坡道阻力，又避免前轮因轴荷减小、转矩过高引发打滑；进入匀速阶段(15 s 后)，模型检测到“实际车速与目标车速误差缩小至  $\pm 0.1 \text{ m/s}$  以内”，进一步微调转矩分配，使后轮转矩稳定在  $3000 \text{ N}\cdot\text{m}$ 、前轮稳定在  $1700 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，确保车速始终贴合  $5.5 \text{ m/s}$  目标值，无大幅波动，充分验证控制模型在“坡道工况识别 - 轴荷转矩适配 - 稳速驱动控制”全链路的功能性。



**Figure 13.** Torque variation of the driving wheel with time in the climbing condition with adopting Strategy Four  
**图 13.** 爬坡工况采用策略四主动轮转矩随时间变化

从图 12~14 可以得知，在  $10^\circ$  斜坡、目标车速  $5.5 \text{ m/s}$  的工况下，采用载荷分配策略的车辆表现更优：速度层面，采用转矩分配策略的实验组(红色曲线)：爬坡初期(0~5 s)车速快速响应，5 s 后持续平稳攀升，20 s 开始缓慢下降贴近  $5.5 \text{ m/s}$  目标车速(蓝色直线)，且全程无明显波动，充分体现“动态载荷分配 + 坡道阻力补偿”逻辑对车速的稳定控制能力。未采用转矩分配策略的对照组(灰色曲线)：爬坡初期车速攀升缓慢，5~15 s 间车速出现明显的锯齿状波动(如 5~10 s 在  $2\sim 3 \text{ m/s}$  区间反复震荡，车辆出现打滑情况)，20 s 时才勉强接近目标车速，反映出“固定平均转矩分配”因无法适配坡道阻力与轴荷转移，导致车速稳定性与跟踪精度不足。转矩层面，采用动态载荷分配策略的后轮转矩根据轴荷增大精准提升至  $12,479 \text{ N}\cdot\text{m}$  左右，前轮转矩维持在  $6500 \text{ N}\cdot\text{m}$  左右，避免前轮打滑，而未采用策略的前后轮转矩一直维持  $9900 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，采用动态载荷分配策略因转矩适配精准，无需额外输出冗余转矩克服打滑或补足动力，平均总转矩降低  $130 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。爬坡工况下，整车总功率随时间的变化如图 15 所示，不采用策略时，功率持续攀升至较高值，

全工况平均总功率为 410.58 kW；采用动态转矩分配策略后，功率增长趋势虽相近，但平均总功率降至 404.64 kW，平均功率减少 1.45%。这表明在爬坡工况下，动态转矩分配策略通过优化四轮转矩分配，有效降低了冗余功率消耗，实现了一定的节能效果，同时保障了功率输出的合理性与稳定性。

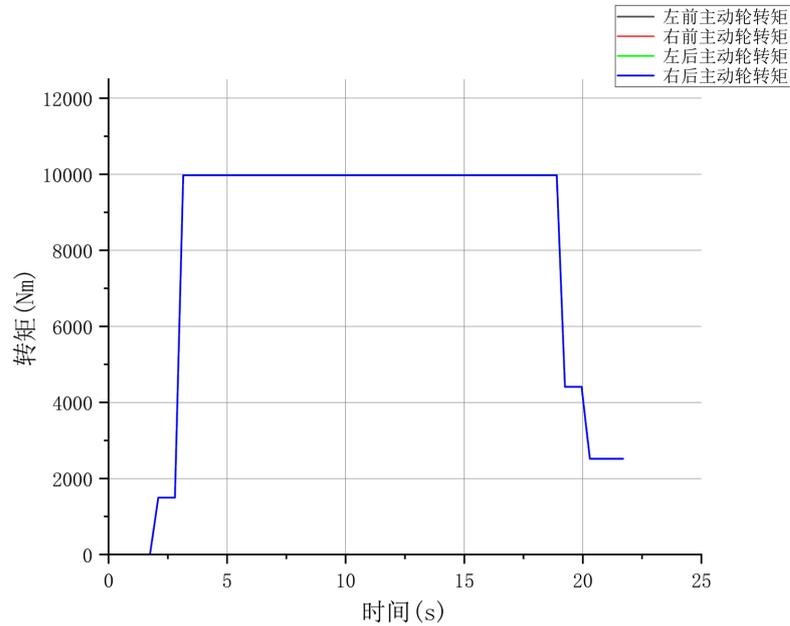


Figure 14. Torque variation of the driving wheel with time in the climbing condition without adopting Strategy Four  
图 14. 爬坡工况未采用策略四主动轮转矩随时间变化

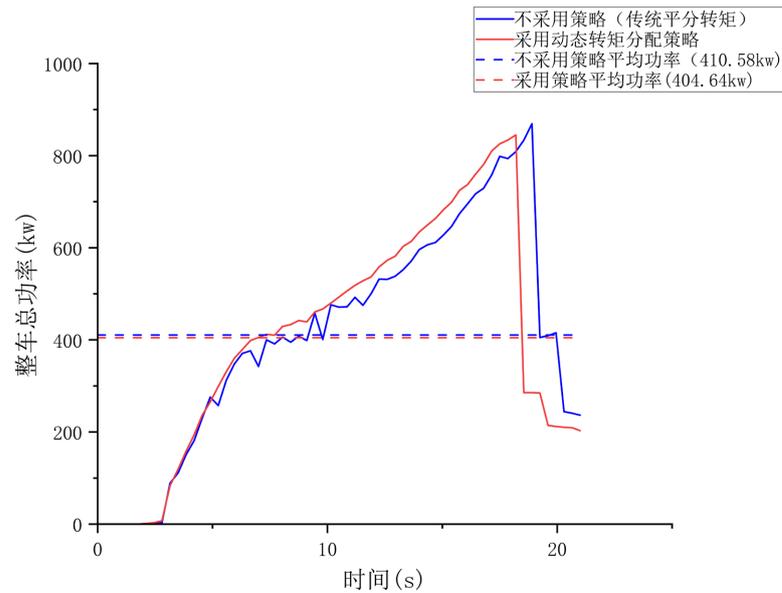


Figure 15. Comparison chart of the vehicle power under climbing conditions with and without the torque distribution strategy

图 15. 爬坡工况下采用和不采用转矩分配策略整车功率对比图

本节通过对应典型工况仿真验证表明：所提转矩分配策略在直行工况下提升车速跟踪精度、降低转矩波动与能耗；在爬坡工况下适配纵向载荷转移，避免过载并减少动力浪费，与理论预期一致。

## 5. 结论

本章围绕多主动轮驱动履带车辆转矩分配的核心需求, 通过“问题提出 - 理论建模 - 策略设计 - 仿真验证”的完整研究链路, 解决了传统平分转矩方案的局限性, 主要结论如下:

建立多工况转矩分配理论模型: 以四轮驱动履带车辆构型为基础, 针对匀速平路、加速上坡工况开展受力分析与平衡方程推导, 明确“轴荷是转矩分配的核心依据”——无载荷转移时可近似均匀分配, 纵向载荷转移时按前后轴荷比例调整转矩, 为控制策略提供理论支撑。

设计动态载荷分配控制策略并搭建联合仿真模型: 基于理论模型提出“目标决策 - 转矩计算 - 分配执行”三层控制架构, 通过行驶工况识别模块适配多场景, 总转矩计算模块实现 PID 参数自适应与多维度补偿(坡道恢复), 动态轴荷计算与分配模块确保转矩不超附着极限; 同时搭建 RecurDyn-Simulink 联合仿真模型, 实现动力学模型与控制策略的实时数据交互, 参数设置与理论模型保持一致。

仿真验证动态载荷分配策略的优越性: 以平分转矩模型为对照组, 在直行、爬坡两类工况下对比验证, 结果表明: 所提策略使车速波动幅度降低 50%~60%, 电机平均输出总转矩降低 20%~25.6%, 电机输出总功率直行加速工况降低 9.95%, 爬坡工况降低 1.45%, 更节约能量, 有效解决了固定分配转矩方案的缺陷, 实现了多主动轮驱动履带车辆“高效率、高稳定”的转矩分配目标。

## 参考文献

- [1] 陈洪亮. 履带车辆多轮驱动研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 北京理工大学, 2007: 1-3.
- [2] 袁艺, 马长军, 邱实, 等. 分布式电驱动履带车辆驱动扭矩分配方法研究[J]. 车辆与动力技术, 2021(3): 7-13.
- [3] 卞美卉, 张洋, 杜志岐. 履带车辆负重轮载荷的分配与平顺性仿真[J]. 计算机仿真, 2020, 37(9): 104-108.
- [4] 李春明, 鲍珂. 基于载荷传递路径的履带车辆多层级耦合动力学建模与分析[J]. 机械工程学报, 2023, 59(13): 157-174.
- [5] 宋平, 张凌云, 张杰. 履带复合式电动车辆转矩分配策略研究[J]. 电子技术与软件工程, 2021(12): 216-217.
- [6] 廖自力, 阳贵兵, 刘春光, 等. 轮式电传动装甲车辆多轮驱动牵引力控制策略[J]. 火力与指挥控制, 2013, 38(5): 133-136.
- [7] 曹开斌. 双电机四驱电动汽车轴间转矩动态分配协调控制研究[D]: [博士学位论文]. 重庆: 重庆大学, 2024.
- [8] 褚红. 考虑能效优化的四轮驱动电动汽车转矩分配控制[D]: [硕士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2020.
- [9] 李波, 张承宁, 李军求. 基于 RecurDyn 和 Simulink 的电动车辆转矩控制策略[J]. 农业机械学报, 2009, 40(7): 1-5.
- [10] 翟丽, 潘永传, 柳龙. 基于 RecurDyn 和 Simulink 的双电机驱动履带车辆转向动力学实时仿真[C]//中国自动化学会控制理论专业委员会. 中国自动化学会控制理论专业委员会 A 卷. 北京: 北京理工大学电动车辆国家工程实验室, 2011: 982-986.
- [11] 闫清东, 张连第. 坦克构造与设计(下册) [M]. 第 1 版. 北京: 北京理工大学出版社, 2007: 20-25.