

功率分流式混合动力系统结构优化与性能验证

耿文冉¹, 楼狄明¹, 王 晨², 张 彤²

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 科力远混合动力技术有限公司, 上海 201501)

摘要: 对某具有双行星排的功率分流式混合动力系统进行了结构优化,并对优化后的系统进行运动学、动力学和效率分析,随后介绍了系统的工作模式及特点. 基于 Matlab/Simulink 与 LMS AMESim 软件建立联合仿真平台,进行整车性能仿真. 结果表明,整车能量消耗和动力性能均得到改善. 纯电动模式下,城市工况(UDC)整车电能消耗降低 8%;混动模式下,新欧洲行驶工况(NEDC)整车油耗降低 6%. 纯电动模式最高车速从 $110 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 增加到 $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. 混动模式 $0 \sim 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 加速时间从 14.5 s 减少到 10.0 s.

关键词: 混合动力汽车; 功率分流; 结构优化; 联合仿真

中图分类号: U463.2

文献标志码: A

shortened from 14.5 s to 10.0 s.

Key words: hybrid electric vehicle; power-split; architecture optimization; co-simulation

Architecture Optimization and Performance Validation for Power-split Hybrid System

GENG Wenran¹, LOU Diming¹, WANG Chen², ZHANG Tong²

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Corun Hybrid Technology Co., Ltd., Shanghai 201501, China)

Abstract: An architecture optimization method was proposed for a compound power-split hybrid system. Kinematic, dynamic, and efficiency analyses were conducted for the optimized system. Then its various operation modes were introduced. A co-simulation platform was developed using Matlab/Simulink and LMS AMESim. Simulation results show that, fuel economy and power performance of the system are both improved. Energy consumption of an urban driving cycle (UDC) in pure electric modes decreases by 8%. Fuel consumption of new European driving cycle (NEDC) in hybrid modes decreases by 6%. Maximum vehicle speed in pure electric modes increases from $110 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ to $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Acceleration time of $0 \sim 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ in hybrid modes is

功率分流式混合动力系统利用行星齿轮机构将发动机与车轮解耦,可在较大车速范围内实现发动机转速和转矩的持续优化^[1]. 丰田汽车公司和通用汽车公司先后推出了多款成熟的功率分流式混合动力系统^[2-5]. 丰田汽车公司的混合动力系统以单模输入功率分流构型为主,结构简单,控制算法容易实现,但驱动电机直接与输出轴耦合,高速时整车动力性能较差. 同时,该系统对驱动电机的转矩要求较高,增加了电机成本^[6]. 通用汽车公司的混合动力系统以双模组合式功率分流构型为主,具有多个行星排,通过控制离合器和制动器实现输入分流和复合分流,降低了对电机最高转速和转矩的设计要求,多个固定传动比的设计也提高了系统传动效率^[7],但该系统结构和控制均比较复杂,机械损耗和成本均较高.

为了进一步提高整车性能,研究人员对功率分流式混合动力系统进行了结构优化. 文献[8-12]的研究结果表明,在功率分流机构中增加离合器,通过对离合器的状态进行控制,可增加系统工作模式,进一步提升整车燃油经济性和动力性.

国内科力远混合动力技术有限公司研发的 CHS(Corun hybrid system),属于单模复合功率分流系统,驱动电机与输出轴分离,使得控制更加灵活^[6,10]. 韩兵等^[13]、王晨等^[14]通过增加两个制动器进行结构优化,在高速比时采用两挡纯电动替代功率分流纯电动模式,在低速比时采用发动机直驱替

收稿日期: 2018-12-25

基金项目: 国家重点研发计划(2018YFB0105800)

第一作者: 耿文冉(1986—),女,博士生,主要研究方向为功率分流式混合动力系统结构优化及能量管理策略.

E-mail: gengwenran@126.com

通信作者: 楼狄明(1963—),男,教授,博士生导师,工学博士,主要研究方向为混合动力技术、车辆排放控制技术、发动机先进燃烧技术等. E-mail: loudiming@tongji.edu.cn

代功率分流混合动力模式,实现了系统效率和动力性的提升.当前,CHS 仍存在以下三个方面的问题:纯电动最高车速较低,无法完成一个纯电动新欧洲行驶工况(NEDC)测试;混动模式系统最大输出转矩不足 $600 \text{ N} \cdot \text{m}$,整车加速、爬坡等动力性能较差;减速制动时,能量回收比例较低.这些问题阻碍了整车性能的进一步提升,使 CHS 在实车(尤其是插电式混合动力车)的应用中受到了限制.

为了解决以上问题,针对 CHS 进行结构优化,在发动机与第一行星架之间设置离合器 C_0 ,在发动机与第二太阳轮之间设置离合器 C_1 ,并对优化后的系统进行运动学、动力学和效率分析,然后通过联合仿真验证结构优化对整车性能的影响.

1 功率分流式混合动力系统结构及优化

1.1 系统结构优化方案

优化前 CHS 结构如图 1 所示.该结构的特点包括:前后两个行星排共用行星架和齿圈,发动机与行星架相连,电机 E1 与小太阳轮 S1 相连,电机 E2 与大太阳轮 S2 相连,三者动力经行星排复合后由齿圈传递至输出端.为提升系统效率,设置 B1、B2 两个制动器. B1 闭合时,可锁止行星架; B2 闭合时,可锁止小太阳轮,电机 E1 不工作.

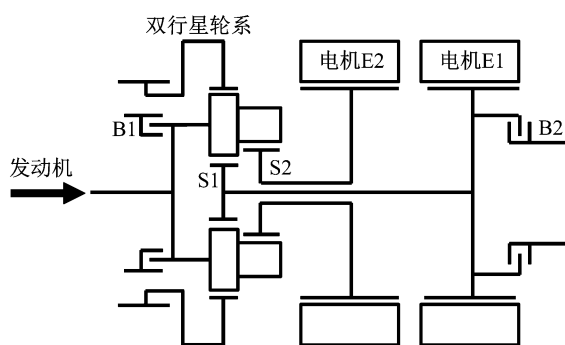


图 1 优化前 CHS 结构

Fig.1 Architecture of CHS before optimization

所提出的结构优化方案为:在发动机与第一行星架之间设置离合器 C_0 ,在发动机与第二太阳轮之间设置离合器 C_1 .优化后的结构如图 2 所示.电机 E1 与行星排 1 的太阳轮相连,电机 E2 与行星排 2 的太阳轮相连,发动机通过离合器 C_0 或 C_1 接入系统,动力由行星排 1 的齿圈输出.

1.2 运动学及动力学分析

对优化后的行星轮系进行运动学分析,可得到

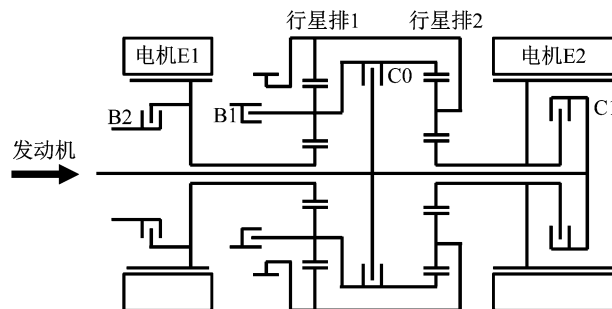


图 2 优化后 CHS 结构

Fig.2 Architecture of optimized CHS

各运动部件的转速和角加速度关系.设:第一行星架与第二齿圈(简称 C1R2 轴)的转速为 ω_{PC} ,角加速度为 $\dot{\omega}_{PC}$,第一齿圈与第二行星架(简称 C2R1 轴)的转速为 ω_R ,角加速度为 $\dot{\omega}_R$.行星轮系转速和角加速度的关系如下所示:

$$\omega_{S1} = \omega_R i_{01} + \omega_{PC} (1 - i_{01}) \quad (1)$$

$$\omega_{S2} = \omega_{PC} i_{02} + \omega_R (1 - i_{02}) \quad (2)$$

$$\dot{\omega}_{S1} = \dot{\omega}_R i_{01} + \dot{\omega}_{PC} (1 - i_{01}) \quad (3)$$

$$\dot{\omega}_{S2} = \dot{\omega}_{PC} i_{02} + \dot{\omega}_R (1 - i_{02}) \quad (4)$$

式中: ω_{S1} 为太阳轮 S1 的转速, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{\omega}_{S1}$ 为太阳轮 S1 的角加速度, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$; ω_{S2} 为太阳轮 S2 的转速, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{\omega}_{S2}$ 为太阳轮 S2 的角加速度, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$; i_{01} 为行星排 1 的传动比; i_{02} 为行星排 2 的传动比.

对行星轮系进行动力学分析,可得

$$T_{S1} + T_{S2} + T_R + T_{PC} = 0 \quad (5)$$

忽略行星轮系内部功率损耗,由双行星轮系功率平衡条件可得

$$T_R \omega_R + T_{S1} \omega_{S1} + T_{S2} \omega_{S2} + T_{PC} \omega_{PC} = 0 \quad (6)$$

式(5)和(6)中: T_{S1} 为太阳轮 S1 转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; T_{S2} 为太阳轮 S2 转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; T_{PC} 为 C1R2 轴转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; T_R 为 C2R1 轴转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$.

对 S1 轴进行动力学分析,可得

$$T_{E1} - \dot{\omega}_{S1} (J_{S1} + J_{E1}) - T_{S1} = 0 \quad (7)$$

对 S2 轴进行动力学分析, C1 离合器打开时可得

$$T_{E2} - \dot{\omega}_{S2} (J_{S2} + J_{E2}) - T_{S2} = 0 \quad (8)$$

C1 离合器结合时可得

$$T_{ENG} + T_{E2} - \dot{\omega}_{S2} (J_{S2} + J_{E2} + J_{ENG}) - T_{S2} = 0 \quad (9)$$

对 C1R2 轴进行动力学分析, C0 离合器打开时可得

$$-\dot{\omega}_{PC} J_{PC} - T_{PC} = 0 \quad (10)$$

C0 离合器结合时可得

$$T_{ENG} - \dot{\omega}_{PC} (J_{PC} + J_{ENG}) - T_{PC} = 0 \quad (11)$$

对 C2R1 轴进行动力学分析,可得

$$T_L - \dot{\omega}_R(J_R + J_L) - T_R = 0 \quad (12)$$

式(7)~(12)中: J_{S1} 为太阳轮 S1 转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; J_{S2} 为太阳轮 S2 转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; J_{PC} 为 C1R2 轴转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; J_R 为 C2R1 轴转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; T_{E1} 为电机 E1 输出转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; T_{E2} 为电机 E2 输出转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; T_{ENG} 为发动机输出转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; T_L 为负载转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; J_{E1} 为电机 E1 转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; J_{E2} 为电机 E2 转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; J_{ENG} 为发动机转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; J_L 为整车等效转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.

1.3 系统效率分析

当系统输出功率全部由发动机提供时,可避免由于动力电池频繁充放电而造成的能量损失,保证较高的系统效率.此时,系统内部电功率之和为零,电池的净输出功率也为零.

忽略各运动部件的角加速度,则式(5)、(6)可转化为

$$T_{E1} + T_{E2} + T_R + T_{\text{ENG}} = 0 \quad (13)$$

$$T_R \omega_R + T_{E1} \omega_{E1} + T_{E2} \omega_{E2} + T_{\text{ENG}} \omega_{\text{ENG}} = 0 \quad (14)$$

当 $T_{E1} \omega_{E1} < 0$ 时,

$$T_{E1} \omega_{E1} \eta_{E1} + \frac{T_{E2} \omega_{E2}}{\eta_{E2}} = 0 \quad (15)$$

当 $T_{E1} \omega_{E1} \geq 0$ 时,

$$\frac{T_{E1} \omega_{E1}}{\eta_{E1}} + T_{E2} \omega_{E2} \eta_{E2} = 0 \quad (16)$$

系统传动比定义为输入轴转速与输出轴转速之比,即

$$i_{\text{sys}} = \frac{\omega_{\text{ENG}}}{\omega_R} \quad (17)$$

系统传动效率定义为系统输出功率与输入功率之比,即

$$\eta_{\text{sys}} = \frac{P_R}{P_{\text{ENG}}} \quad (18)$$

电功率分流比表示系统输入功率中通过电途径传递的比例,定义为

$$\phi = \frac{P_{E1}}{P_{\text{ENG}}} \quad (19)$$

式(14)~(19)中: ω_{E1} 为电机 E1 转速, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; η_{E1} 为电机 E1 效率; ω_{E2} 为电机 E2 转速, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; η_{E2} 为电机 E2 效率; ω_{ENG} 为发动机转速, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; P_{E1} 为电机 E1 输出功率, W; P_{ENG} 为发动机输出功率, W; P_R 为系统输出功率, W.

结构优化后系统传动效率与传动比的关系、电功率分流比与传动比的关系如图 3 所示.当车速较低时,系统传动比较大,电功率分流比为正值.发动

机功率被分流后,其中一部分由电机 E2 发电供电机 E1 使用,系统效率较低.随着传动比减小,发动机功率中用来发电的部分也减少,当电功率分流比降为零时,发动机功率全部通过机械路径传递到车轮,系统效率达到最高.此时系统内部电功率为零,因此该工作点称为系统的机械点. CHS 具有两个机械点.当系统传动比介于两个机械点之间时,电功率分流比为负值,电机 E1 发电供电机 E2 使用,系统效率较高.在高车速时,系统传动比继续减小,电功率分流比为正值,电机 E2 发电供电机 E1 使用,电功率循环随着车速增加而急剧增加,系统效率急剧下降.

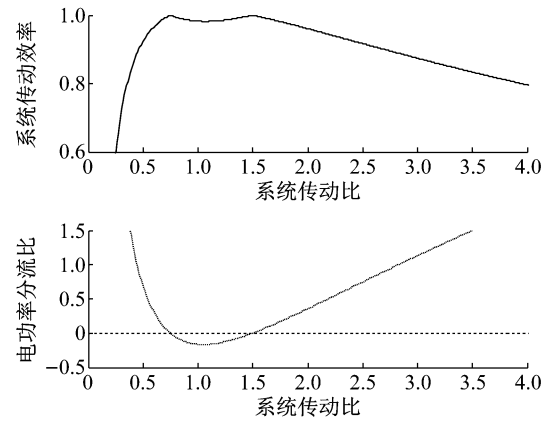


图 3 系统传动效率与电功率分流比

Fig. 3 Efficiency and power split ratio of the system

2 工作模式分析

CHS 在优化前有五种工作模式:驻车模式、纯电动模式、发动机起动模式、混合动力模式和制动能量回收模式^[14]. 结构优化前,CHS 具有一种纯电动模式(见图 4 中 EV)和两种混合动力模式(见图 4 中 HEV1 和 HEV2). 结构优化后,纯电动模式增加为三种,混合动力模式增加为六种. 图 4 中“■”表示离合器或制动器处于结合或闭锁状态,杠杆与各纵轴交点处“●”到横轴的距离表示此轴转速的大小.

2.1 纯电动模式

结构优化前,纯电动模式需闭合 B1,锁止行星架. 优化后,可通过打开 C0 使发动机与行星架断开连接. 控制 B1 和 B2 可获得三种纯电动模式,如图 5 中 EV1、EV2 和 EV3 所示. EV1 模式的 B1 闭合,两台电机同时工作,可保证较大的输出转矩. EV2 模式的 B2 闭合,电机 E2 工作,可提高输出转速;进一步调整电机 E2 工作点,可提升系统效率. EV3 模式 B1、B2 均打开,两台电机同时工作,在电机的转速限

值内,齿圈输出转速进一步提高,从而获得更高的纯电动车速;EV3 为电子无极变速模式,可通过优化电机工作点来提高系统效率.图 5 中“□”表示离合器或制动器处于打开状态.

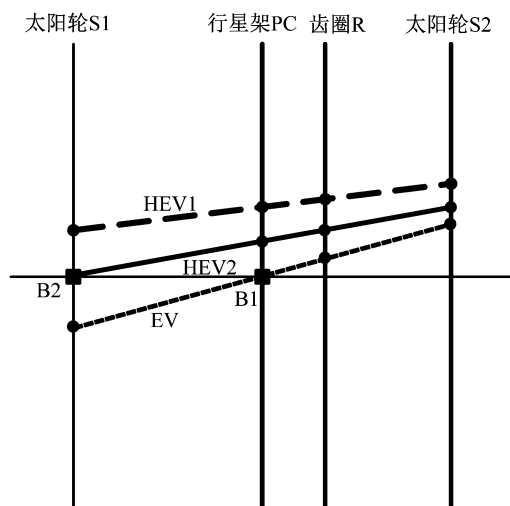


图 4 优化前纯电动和混合动力工作模式

Fig.4 Pure electric and hybrid modes before optimization

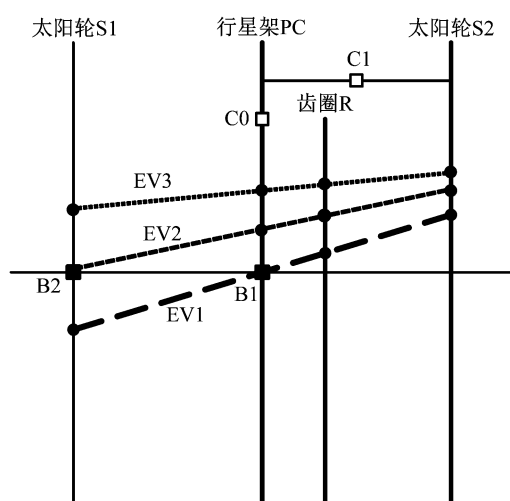


图 5 优化后三种纯电动工作模式

Fig.5 Three pure electric modes after optimization

2.2 混合动力模式

根据离合器的状态,混合动力模式又包括三种情况:C0 结合、C1 打开;C0 打开、C1 结合;C0、C1 均结合.

当 C0 结合、C1 打开时,系统工作在 e-CVT 模式,两个电机共同调节发动机工作点,使系统效率达到最优,即图 6 中 HEV1 模式.若电机 E1 转速较低,为了避免电功率损耗过大,则将制动器 B2 闭合,即图 6 中 HEV2 模式.

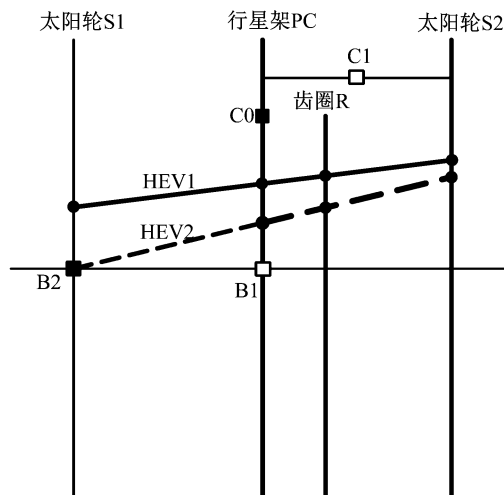


图 6 C0 结合、C1 打开混合动力模式

Fig.6 Hybrid modes with C0 engaged and C1 opened

当 C1 结合、C0 打开时,发动机与电机 E2 并联,可实现如图 7 所示的三种工作模式. HEV3 模式 B1 闭合,发动机和两台电机均工作,具有较大的输出转矩,但该模式受电机转速限制,适用于车辆起步或中低车速. HEV4 模式 B2 闭合,发动机与电机 E2 工作,转速限制降低,最大输出转矩较 HEV3 模式降低,可改善中高车速的动力性. HEV5 模式 B1、B2 均打开,最大输出转矩进一步降低,可作为 C1 结合各模式的过渡工况.

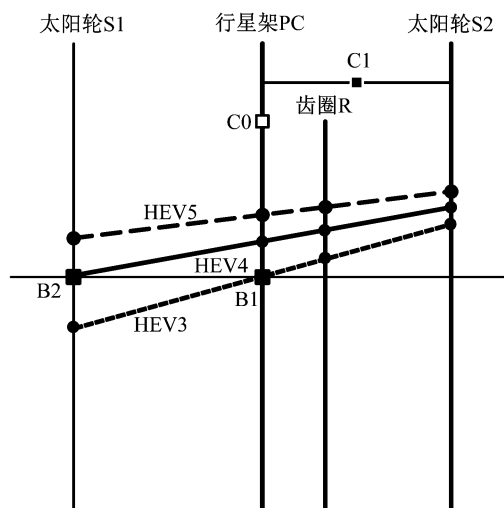


图 7 C0 打开、C1 结合混合动力模式

Fig.7 Hybrid modes with C0 opened and C1 engaged

当 C0、C1 均结合时,系统工作在直驱状态,发动机、两个电机与输出轴转速均相等,此时车辆可获得较高车速,并且不会导致两个电机转速过高,如图 8 所示的 HEV6 模式.

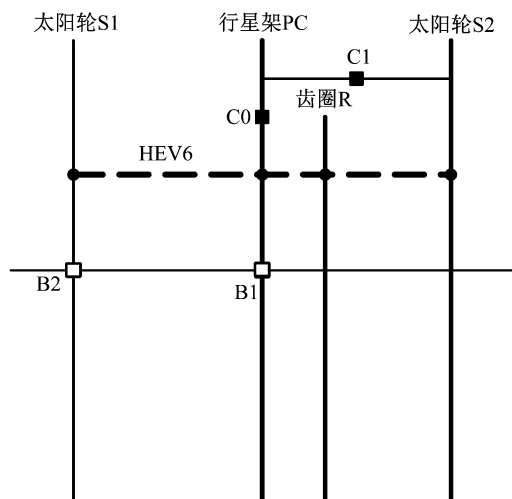


图 8 C0、C1 均结合混合动力模式
Fig.8 Hybrid modes with C0 and C1 engaged

3 仿真验证

为了验证结构优化对整车性能提升的影响,进行了离线仿真。搭建联合仿真平台,其中整车控制模型在 Matlab/Simulink 软件中搭建,物理模型在 LMS AMESim 软件中搭建,整车及动力部件参数如

表1所示.为了保证仿真结果的准确性,采用与实车相同的控制策略.

表1 整车及动力部件参数

Tab.1 Parameters of the vehicle

部件	参数名称	参数值
整车	整备质量/kg	2 030
	轮胎型号	225/55R18
	主减速比	3.8
发动机	最大功率/kW	120
	最大转矩/(N·m)	254
	最大转速/(r·min ⁻¹)	5 500
电机 E1	额定功率/kW	60
	最大转矩/(N·m)	94
	最大转速/(r·min ⁻¹)	9 500
电机 E2	额定功率/kW	75
	最大转矩/(N·m)	240
	最大转速/(r·min ⁻¹)	9 500
动力电池	容量/Ah	37
	额定电压/V	345.6

整车控制系统如图 9 所示. 该系统包含三个层次: 第一层为能量管理策略, 第二层为满足运动学和动力学约束的电机需求转速与转矩计算模块, 第三层为部件控制器.

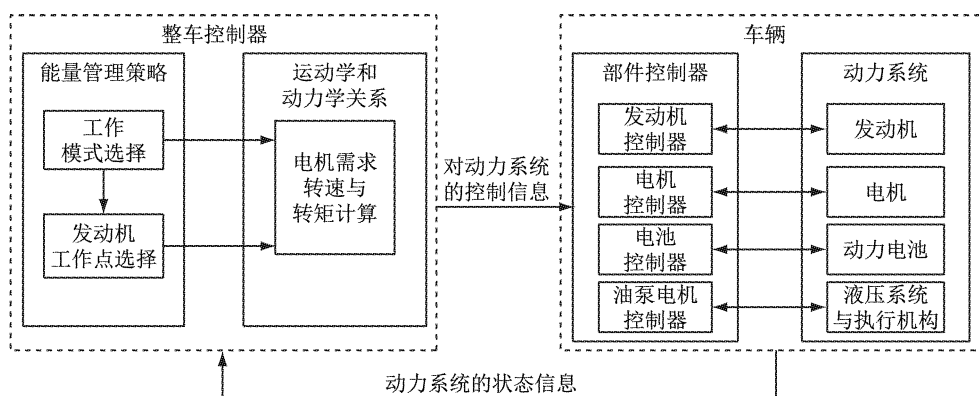


图9 整车控制系统框图

Fig.9 Block diagram of vehicle control strategy

第一层能量管理策略包括工作模式选择和发动机工作点选择两个模块。工作模式选择模块根据当前车速、驾驶员需求转矩、电池 SOC (state of charge) 等信息选择整车工作模式。发动机工作点选择模块结合当前工作模式选择发动机工作点。当关注于能量消耗时,按照等效燃油消耗最小策略选择发动机最优工作点;当关注于整车动力性能时,选择发动机输出转矩较大的工作点。

第二层电机需求转速与转矩计算模块,在满足第 1.2 节中运动学和动力学约束的前提下,根据第一层输出的工作模式和发动机工作点计算得到电机

的需求转速和转矩。此外,电机工作点还需满足以下约束条件:① 电机的转速和转矩均在可行范围内;② 电池功率不超过其峰值功率;③ 电池 SOC 在允许的工作范围。第一层和第二层组成了混合动力控制单元,对应的控制程序位于整车控制器中。

第三层部件控制器包括主要动力部件的控制器,如发动机控制器、电机控制器、电池控制器、油泵电机控制器等,主要功能是接收来自于整车控制器的控制信号,使各动力部件工作在期望的状态.车辆实际运行的状态信息反馈给整车控制器,用于决定下一时刻的控制策略.

3.1 结构优化对能量消耗的影响

循环工况的能量消耗仿真结果如表 2 所示。其中城市工况(UDC)为纯电动模式,NEDC 工况包含纯电动和混动多种模式。

表 2 能量消耗仿真结果

项目	UDC 工况	NEDC 工况	
	$\alpha_{SOC}/\%$	油耗/(L · (100 km) ⁻¹)	$\alpha_{SOC}/\%$
优化前	-1.00	5.38	+0.09
优化后	-0.92	5.05	+0.13

3.1.1 纯电动能量消耗分析

从表 2 可以看出,结构优化前一个 UDC 工况整车 SOC 降低 1.00%,优化后 SOC 降低 0.92%,能量消耗比优化前降低了 8%。

图 10 和图 11 分别给出了电机 E1 和 E2 的转速与转矩。从图 10、11 可以看出:优化前,系统工作在 EV1 模式,电机 E1 转速不为零而转矩为零,处于空转状态,电机 E2 受杠杆运动学约束而转速较高;优化后,系统工作在 EV2 模式,电机 E1 被锁止,转速

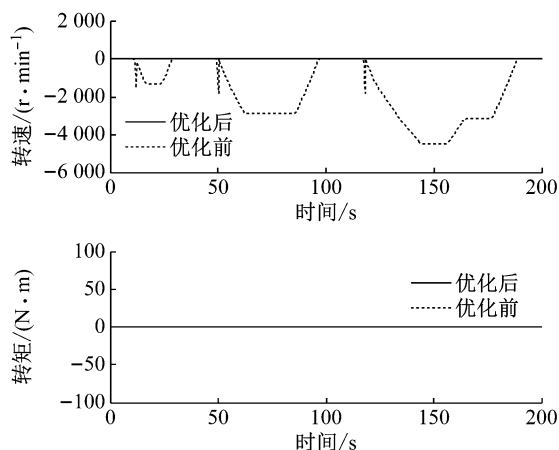


图 10 电机 E1 的转速与转矩

Fig.10 Rotary speed and torque of motor E1

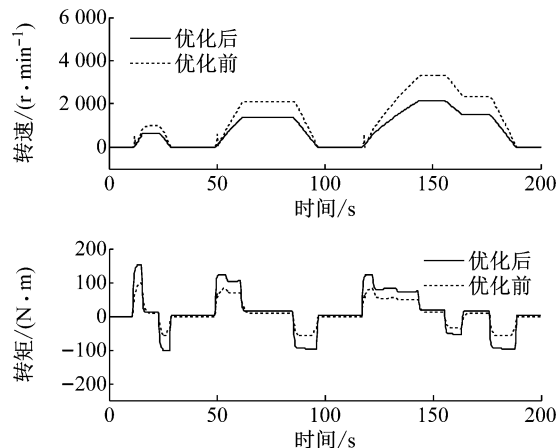


图 11 电机 E2 的转速与转矩

Fig.11 Rotary speed and torque of motor E2

和转矩均为零,电机 E2 转速降低,转矩增大。

电机空转时需要消耗功率来克服机械阻力,因此优化前功率损耗总体高于优化后,如图 12 所示。其中,140~165 s 时优化前功率损耗低于优化后,因为优化后电机 E2 在此段的效率较差。

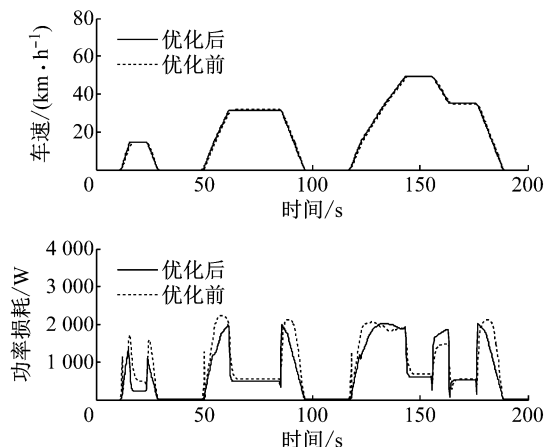


图 12 车速与功率损耗

Fig.12 Vehicle speed and power loss

图 13 为优化前后工况能量分析。优化后,驱动消耗的能量低于优化前,而制动回收的能量高于优化前。两方面综合作用,使得优化后整车纯电动 UDC 工况的综合能耗较优化前降低了 8%。

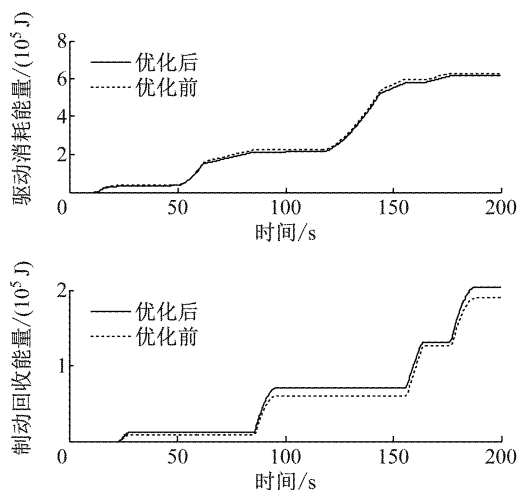


图 13 工况能量分析

Fig.13 Energy analysis of driving cycle

3.1.2 混动能量消耗分析

从表 2 的结果可以看出,结构优化前 NEDC 工况整车的综合油耗为 5.38 L · (100 km)⁻¹,优化后为 5.05 L · (100 km)⁻¹,降低了 6%。仿真过程均采用等效燃油消耗最小能量管理策略。

图 14 为发动机工作点分布情况。图 15 为各工作点的比油耗统计。优化后发动机工作点主要分布

在比油耗 $240 \sim 250 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ 和 $250 \sim 260 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ 区域,比油耗小于 $260 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ 的比例为 97.5%,优化前发动机比油耗小于 $260 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ 的比例为 66.9%。

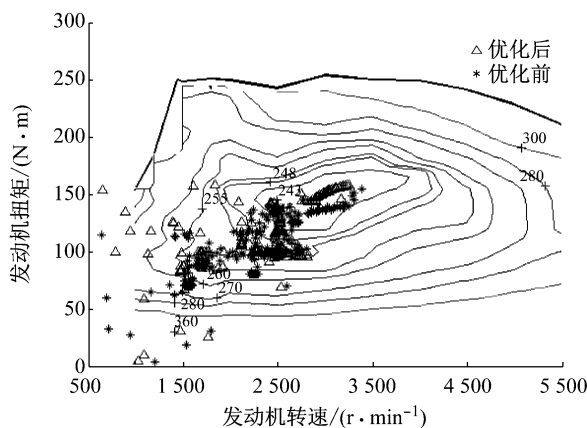


图 14 发动机工作点分布

Fig. 14 Distribution of engine working points

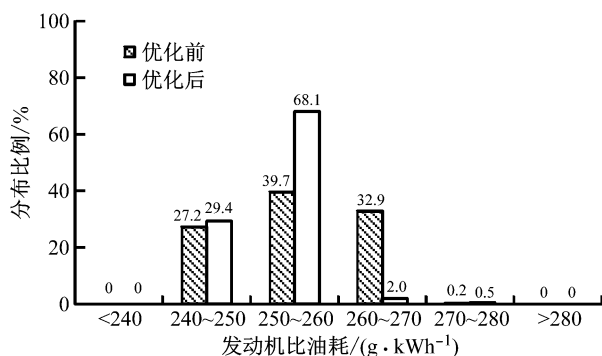


图 15 发动机比油耗分布

Fig. 15 Distribution of engine specific fuel consumption

图 16 为电机 E1 工作点分布. 优化前电机 E1 主要工作在第四象限,即发电工况;优化后电机 E1 部分工作在第一象限,即放电工况. 此外,优化前部分工作点电机空转,优化后取消了这些工作点。

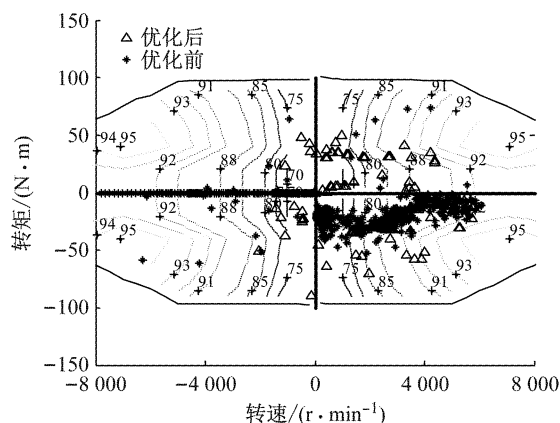


图 16 电机 E1 工作点分布

Fig. 16 Distribution of E1 working points

图 17 为电机 E2 工作点分布. 优化前电机 E2 转矩分布在 $100 \text{ N} \cdot \text{m}$ 以内,转速则达到 $7000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$;优化后电机 E2 转矩达到 $180 \text{ N} \cdot \text{m}$,转速分布在 $6000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 以内,避免了大功率充电时较高的损耗。

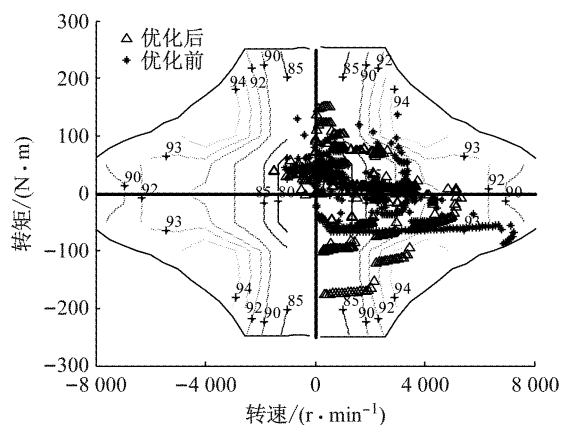


图 17 电机 E2 工作点分布

Fig. 17 Distribution of E2 working points

3.2 结构优化对整车动力性的影响

3.2.1 纯电动动力性分析

图 18 为优化后纯电动模式的最大输出转矩和最高车速. 从图 18 可以看出, EV1 模式在中低速(系统输出转速 $\leq 3000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$)时输出较大转矩,适用于车辆起步、加速和爬坡工况. EV2 模式较 EV1 模式最大输出转矩降低,最大输出转速提高,适用于中高车速匀速行驶. EV3 模式在中高速的最大输出转矩和最大输出转速均高于 EV2 模式,可提高纯电动最高车速. 优化后纯电动模式最高车速从 $110 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 提高到了 $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 。

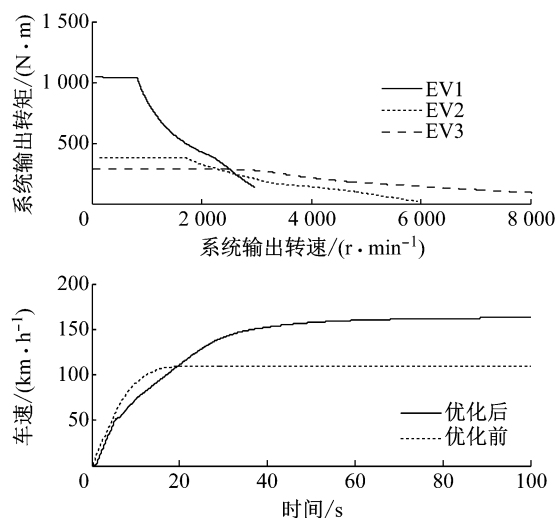


图 18 优化后纯电动模式最大输出转矩和最高车速

Fig. 18 Maximum output torque and maximum speed of pure electric modes after optimization

3.2.2 混动动力性分析

结构优化前,发动机与行星架相连,系统可输出的最大转矩为如图 19 所示的 HEV1 模式. 结构优化后,C1 离合器结合时,发动机与电机 E2 并联,大幅提高了系统输出转矩,如图 19 所示的 HEV3 和 HEV4 模式. 从图 19 的车速曲线可以看出,优化后 $0 \sim 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 加速时间由 14.5 s 减少到 10.0 s.

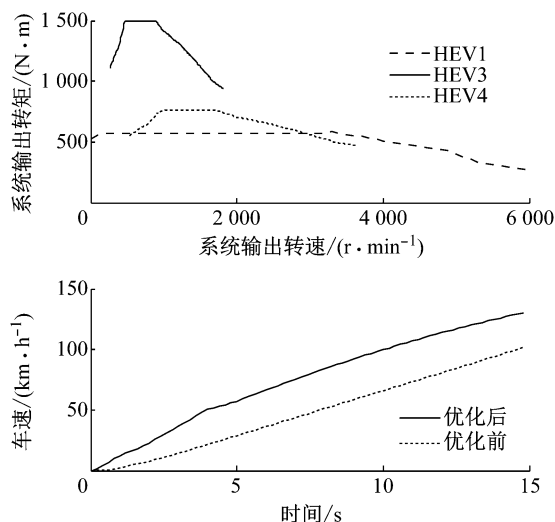


图 19 优化后混动模式最大输出转矩和加速性能

Fig.19 Maximum output torque and acceleration ability of hybrid modes after optimization

4 结论

(1) 对 CHS 进行了结构优化. 在发动机与第一行星架之间设置离合器 C0, 在发动机与第二太阳轮之间设置离合器 C1. 通过控制离合器和制动器的状态, 可实现三种纯电动模式和六种混动模式.

(2) 结构优化后, 整车能量消耗得到了改善. 纯电动 UDC 工况电耗降低了 8%, 混动 NEDC 工况整车油耗降低了 6%.

(3) 结构优化后, 整车动力性得到了提升. 纯电动模式最高车速由 $110 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 提高到了 $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; 混动模式 $0 \sim 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 加速时间由 14.5 s 减少到 10.0 s.

参考文献:

- [1] YANG Y, HU X, PEI H, *et al.* Comparison of power-split and parallel hybrid powertrain architectures with a single electric machine: dynamic programming approach[J]. *Applied Energy*, 2016, 168: 683.
- [2] KIMURA A, ANDO I, ITAGAKI K. Development of hybrid system for SUV[R]. Detroit: SAE, 2005.
- [3] UEHARA T, TAKAHASHI Y, OKI R, *et al.* Development of the new THS-II powertrain for compact vehicles[R]. Detroit: SAE, 2012.
- [4] MILLER M A, HOLMES A G, CONLON B M, *et al.* The GM "Voltec" 4ET50 multi-mode electric transaxle [J]. *SAE International Journal of Engines*, 2011, 4: 1102.
- [5] CONLON B M, BLOHM T, HARPSTER M, *et al.* The next generation "Voltec" extended range EV propulsion system[J]. *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, 2015, 4 (2): 248.
- [6] 韩兵. 单模复合动力分流混合动力系统开发及热平衡技术研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2011.
HAN Bing. Development of a single mode power-split hybrid system and its heat balance investigation [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2011.
- [7] 曾小华, 王继新. 混合动力耦合系统构型与耦合装置分析设计方法[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2015.
ZENG Xiaohua, WANG Jixin. Analysis and design method of the power-split device for hybrid system [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2015.
- [8] WANG W, SONG R, GUO M, *et al.* Analysis on compound-split configuration of power-split hybrid electric vehicle[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, 78: 272.
- [9] ZHUANG W, ZHANG X, LI D, *et al.* Mode shift map design and integrated energy management control of a multi-mode hybrid electric vehicle[J]. *Applied Energy*, 2017, 204: 476.
- [10] 韩兵, 钟发平, 王延芸, 等. 一种用于后驱插电式混合动力车辆的传动装置: CN105774520A[P]. 2019-01-29.
HAN Bing, ZHONG Faping, WANG Yanyun, *et al.* A transmission for rear drive plug-in hybrid electric vehicles: CN105774520A[P]. 2019-01-29.
- [11] ZHANG X, LI S E, PENG H, *et al.* Efficient exhaustive search of power-split hybrid powertrains with multiple planetary gears and clutches[J]. *Journal of Dynamic Systems Measurement & Control*, 2015, 137(12): 121006.
- [12] GREWE T M, CONLON B M, HOLMES A G. Defining the general motors 2-mode hybrid transmission[R]. Detroit: SAE, 2007.
- [13] 韩兵, 钟发平, 张彤. 一种混合动力传动装置: CN106042890A [P]. 2018-08-24.
HAN Bing, ZHONG Faping, ZHANG Tong. A transmission for hybrid electric vehicles: CN106042890A[P]. 2018-08-24.
- [14] 王晨, 赵治国, 张彤, 等. 复合功率分流式 e-CVT 结构优化及验证[J]. *中国公路学报*, 2015, 28(3): 117.
WANG Chen, ZHAO Zhiguo, ZHANG Tong, *et al.* Structure optimization and its validation for compounds power-split e-CVT[J]. *China Journal of Highway and Transport*, 2015, 28 (3): 117.