

增程式电动皮卡四驱动力传动系统设计

毛理想, 钟兵*, 吴芷红

山东交通学院汽车工程学院, 山东 济南 250357

摘要:为保证某增程式电动皮卡性能,对其四驱动力传动系统参数进行优化设计,基于 MATLAB 软件建立包含前后驱动电机、两挡变速器、动力电池、增程器的双电机四驱架构数学模型;根据该皮卡整车基本参数和行驶性能要求,采用序列二次规划(sequential quadratic programming, SQP)算法计算前后驱动电机最优性能参数;为提高车辆经济性,设计前后驱动电机两挡变速器传动比、动力电池容量配置、增程器参数;基于新欧洲驾驶循环(new European driving cycle, NEDC),仿真分析车辆在等速、加速等工况下电池组能量消耗,计算车辆续驶里程,验证增程式电动四驱动力传动系统参数设计的合理性。结果表明:设计的前后驱动电机的性能参数可使整车电机最大总功率为 220 kW,电机最大总转矩为 621 N·m,完全满足最高车速为 165 km/h、车速从 0 加速到 100 km/h 的加速时间为 8 s、车速为 30 km/h 时的最大爬坡度为 50%的动力性能指标;采用优化的整车动力系统参数后, NEDC 循环工况续驶里程为 124.78 km,满足续驶里程不得小于 120 km 的设计要求。

关键词:增程式电动皮卡;四驱动力传动系统;MATLAB 仿真;NEDC

中图分类号:U463.2

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2025)04-0086-10

引用格式:毛理想, 钟兵, 吴芷红. 增程式电动皮卡四驱动力传动系统设计[J]. 内燃机与动力装置, 2025, 42(4): 86-95.

MAO Lixiang, ZHONG Bing, WU Zhihong. Design of four-wheel drive power transmission system for range-extended electric pickup[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025, 42(4): 86-95.

0 引言

皮卡是一种兼具家用和商用车双重特性的重要交通工具,具有动力强劲、越野性能突出的特点,在农村、城市、林区、矿区、工程现场等领域得到了广泛应用。皮卡的动力性能不仅直接影响整车的操控性和驾乘舒适性,还影响车辆在复杂工况下的运行效率和可靠性。随着新能源汽车各项技术的普及,皮卡与增程式电动汽车技术的融合成为一种新的发展趋势,相比传统燃油皮卡和纯电动皮卡,增程式电动皮卡在保持车辆越野能力和载重性能的基础上,实现了环保性与经济性的平衡,并有效提高续驶里程,能更好地满足用户对不同使用场景的多元化需求。

对于增程式电动汽车系统的设计研究较多,李永亮等^[1]基于典型工况统计分析提出了增程式电动汽车动力系统参数匹配设计和仿真验证的研究方法,指出采用粒子群算法进行多目标优化,可提高整车性能和电池寿命;肖仁鑫等^[2]采用非支配排序遗传算法对动力系统部件及控制策略进行协同优化,结果表明,增程式电动汽车在新欧洲驾驶循环(new European driving cycle, NEDC)工况下的动力性较好,在中国轻型汽车测试循环(China light vehicle test cycle, CLTC)工况下的综合能耗表现更佳;牛继高等^[3]从发动

收稿日期:2025-04-07

基金项目:教育部 2020 年产学研合作协同育人项目(202002147007)

第一作者简介:毛理想(1999—),男,山东临沂人,硕士研究生,主要研究方向为汽车性能仿真分析, E-mail:571611147@qq.com。

*通信作者简介:钟兵(1967—),男,四川威远人,教授,主要研究方向为汽车性能仿真分析, E-mail:Zhongbing67@163.com。

机参数匹配角度出发,研究了增程器与能量控制策略设计,结果表明,影响车辆燃油经济性的主要因素是增程器的平均效率和动力电池充放电的能量损失;陈泓等^[4]研究发现,相比线工况运行,发动机点工况运行可降低整车在 CLTC 工况下的油耗,但仅以增程器系统最优效率作为发动机工作策略的方式相对单一,不利于改善整车油耗;王贵勇等^[5]采用改进的粒子群优化 (particle swarm optimization, PSO) 算法,优化增程式电动汽车燃油经济性、排放性能、电池保护的能源管理策略,研究表明基于改进 PSO 算法的多点式能源管理策略可明显提高发动机综合性能;钟勇等^[6]采用基于模糊控制的增程式电动汽车能源管理控制研究方法,分析了整车在全球轻型车测试循环 (worldwide harmonized light vehicles test cycle, WLTC) 工况和 CLTC 工况下的性能,结果表明,加速度模糊功率跟随控制策略模型可有效提高燃油经济性;李彦晶等^[7]利用 Cruise 软件仿真验证了两挡变速器可应用于增程式电动汽车;刘汉武等^[8]提出了一种基于多目标参数优化的增程器能源管理控制策略,结果表明,采用实时调控的增程器多点控制策略,可以有效平衡能耗、排放和电池容量衰减率的关系;周苏等^[9]采用定点能源管理策略对动力系统设计进行仿真验证,结果表明,合理的整车动力系统设计和参数匹配,可提高增程器工作效率,有效延长续航里程;刘昕林^[10]提出了一种采用双馈电机发电、异步牵引电机驱动、发电机发电直接驱动牵引电机的新型动力系统结构,仿真验证了车辆在直线行驶以及转向行驶工况下的整车性能,结果表明,这种新型动力系统能有效保证车辆稳定运行;Liu 等^[11]采用基于车辆需求的增程式电动汽车动力系统参数匹配与优化方法,分析了车辆性能指标的耦合规律,以特征参数的敏感性作为切入点进行参数匹配和优化,仿真结果表明,特征参数对整车性能有显著影响;Karaoglan 等^[12]研究了电池类型和电源管理算法对增程式电动车动力系统驱动循环模拟的影响,结果表明,采用恰当的电源管理算法可以增加车辆续航里程。

本文中针对增程式电动皮卡双电机四驱传动动力系统,根据某皮卡整车基本参数,基于 MATLAB 软件分别建立驱动电机、两挡变速器、动力电池、增程器的数学模型,结合电机输出特性和整车经济性需求,设计可适配两挡变速器的动力系统;仿真分析车辆在 NEDC 工况下电池组能量消耗,验证增程式电动皮卡四驱动力系统设计合理性。

1 设计目标及方案

1.1 设计目标

某增程式电动皮卡的整车基本参数如表 1 所示,该皮卡采用双电机四驱传动动力系统,主要设计目标为:最高车速为 165 km/h,车速从 0 加速到 100 km/h 的加速时间为 8 s,车速为 30 km/h 时的最大爬坡度为 50%,车速为 90 km/h 时的巡航续航里程为 60 km,NEDC 工况纯电续航里程不少于 120 km。

表 1 某皮卡整车基本参数

整车质量/kg	滚动阻力因数	空气阻力因数	迎风面积/m ²	滚动半径/m	轴距/m
3 105	0.013	0.4	3.64	0.387	3.43
变速器一档旋转质量换算因数	传动系效率	主减速器传动比	质心至后轴距离/m	变速器两挡旋转质量换算因数	
1.05	0.95	4.68	1.63	1.27	

1.2 增程式双电机四驱系统架构设计

增程式电动皮卡双电机四驱动力系统架构示意图如图 1 所示。车辆控制单元 (vehicle control unit, VCU) 主要用于协调前后双电机、增程器、变速器和电池组的工作;增程器包括高效低排放内燃机和高效率发电机,在电池荷电状态 (state of charge, SOC) 低于设定阈值 (不同车型具体阈值有差异,通常为 20%) 时,增程器作为辅助动力源,为电池组充电,延长续航里程;前桥驱动电机主要用于车辆城市和高速行驶工况,选型原则为高转速、高效率;后桥驱动电机主要用于车辆越野和重载行驶工况,选型原则为高转矩、高功率;前后驱动电机均配有一个两挡变速器,低挡传动比用于高转矩输出工况,高挡传动比用于高速巡

航工况;智能能量管理系统、制动能量回收系统、热管理系统、智能故障诊断系统的设计,应基于智能控制算法开发相应的控制策略,并由整车控制器通过控制器局域网络(controller area network, CAN)总线实现通信控制。增程式四驱动力传动系统设计主要包括电机、变速器、动力电池及增程器参数的选择及设计,使其满足车辆性能指标的各项要求。

1.3 电机参数

前、后驱动电机均采用永磁同步电机,其关键性能指标包括额定功率、峰值功率、额定转速、最高转速、峰值扭矩和额定转矩。

1.3.1 电机功率

额定功率主要用于满足车辆最高车速的性能要求,峰值功率应满足整车多种极端工况需求,确保峰值功率能同时满足车辆在最高车速时的动力需求、加速能力以及最大爬坡能力的要求。

以 kW 为单位的车辆最高车速行驶所需的电机功率 P_{m1} 的数值

$$\{P_{m1}\} = \{u_{\max}\} (\{m\} \{g\} f + C_D \{A\} \{u_{\max}\}^2 / 21.15) / (3\,600 \eta_T), \quad (1)$$

式中: $\{u_{\max}\}$ 为以 km/h 为单位的最高车速 $u_{\max}$ 的数值, $\{m\}$ 为以 kg 为单位的车辆质量 m 的数值, $\{g\}$ 为以 m/s^2 为单位的重力加速度 g 的数值, f 为滚动阻力因数, C_D 为空气阻力因数, $\{A\}$ 为以 m^2 为单位的迎风面积 A 的数值, η_T 为传动系数。

以 kW 为单位的某车速行驶达到最大爬坡度所需的电机功率 P_{m2} 的数值

$$\{P_{m2}\} = \{u_p\} (\{m\} \{g\} f \cos \alpha_{\max} + \{m\} \{g\} \sin \alpha_{\max} + C_D \{A\} \{u_p\}^2 / 21.15) / (3\,600 \eta_T), \quad (2)$$

式中: $\{u_p\}$ 为以 km/h 为单位的爬坡速度 u_p 的数值; $\alpha_{\max}$ 为最大爬坡度角,rad。

以 kW 为单位的满足加速时间所需的电机功率 P_{m3} 的数值

$$\{P_{m3}\} = \frac{1}{3\,600 \eta_T} (\{m\} \{g\} f \frac{\{u_e\}}{1.5} + \frac{C_D \{A\} \{u_e\}^3}{52.875} + \delta \{m\} \frac{\{u_e\}^2}{7.2 \{t_e\}}), \quad (3)$$

式中: δ 为旋转质量换算因数; $\{u_e\}$ 为以 km/h 为单位的加速终止时车速 u_e 的数值; $\{t_e\}$ 为以 s 为单位的电机加速时间 t_e 的数值。

电机额定功率 P_e 应满足汽车最高车速电机功率要求,即 $P_e \geq P_{m1}$;电机峰值功率 $P_{e,\max}$ 应能同时满足汽车对最高车速、最大爬坡度和加速时间所需的电机功率的性能要求,即 $P_{e,\max} \geq \max(P_{m1}, P_{m2}, P_{m3})$ 。

整车拟设计的 $P_{e,\max}$ 与额定功率 P_e 的关系为:

$$P_{e,\max} = \lambda P_e, \quad (4)$$

式中: λ 为电机过载因数,根据电机设计经验, $\lambda = 2 \sim 3$ 。

根据式(1)~(3),通过 MATLAB 软件建立数学模型,计算电机功率与最高车速、最大爬坡度和加速时间的关系,结果如图 2 所示。

由图 2 可知:电机功率随最高车速、爬坡速度的增加显著提高,电机功率随加速时间的减少而增大; $P_{m1} = 109.51 \text{ kW}$, $P_{m2} = 123.04 \text{ kW}$, $P_{m3} = 181.26 \text{ kW}$ 。设计时,需综合考虑不同因素对功率需求的影响,确保电机性能满足整车动力要求。

根据图 1 中前、后驱动电机设计,结合目前市场上主流品牌车型搭载的常用驱动电机功率,构建目标函数、约束条件,采用序列二次规划算法(sequential quadratic programming, SQP)完成对前、后驱动电机相关功率的计算,结合式(4),建立数学建模如下:1) 构建目标函数。拟设计整车最优峰值功率 $P_{e,\max}^* = 200 \text{ kW}$,整车最优峰值功率为前、后桥最优峰值功率的和。2) 构建约束条件。 $185 \text{ kW} \leq P_{e,\max} \leq 260 \text{ kW}$; $110 \text{ kW} \leq P_e \leq 120 \text{ kW}$,前桥最优额定功率 $P_{e1}^* \geq 20 \text{ kW}$,后桥最优额定功率 $P_{e2}^* \leq 60 \text{ kW}$;前、后桥最优电机

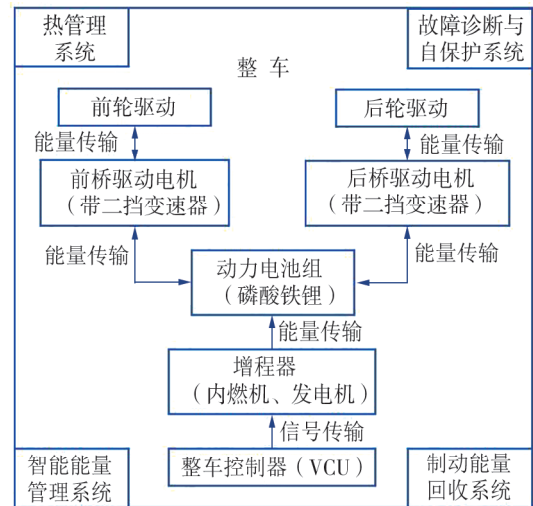


图 1 双电机四驱动力系统架构示意图

过载因数为2~3,后桥最优峰值功率与前桥最优峰值功率的比为1.1~1.3。3)计算结果取整。对 $P_{e,\max}^* = 200 \text{ kW}$ 进行参数匹配优化后,计算整车最优峰值功率 $P_{e,\max}^* = 220 \text{ kW}$,整车最优额定功率 $P_e^* = 97 \text{ kW}$;结合式(4)计算,前桥电机最优峰值功率 $P_{e,\max1}^* = 97 \text{ kW}$,前桥电机过载因数 $\lambda_1 = 2.43$,前桥最优额定功率 $P_{e1}^* = 40 \text{ kW}$;后桥电机最优峰值功率 $P_{e,\max2}^* = 123 \text{ kW}$,后桥电机过载因数 $\lambda_2 = 2.45$,后桥最优额定功率 $P_{e2}^* = 50 \text{ kW}$ 。

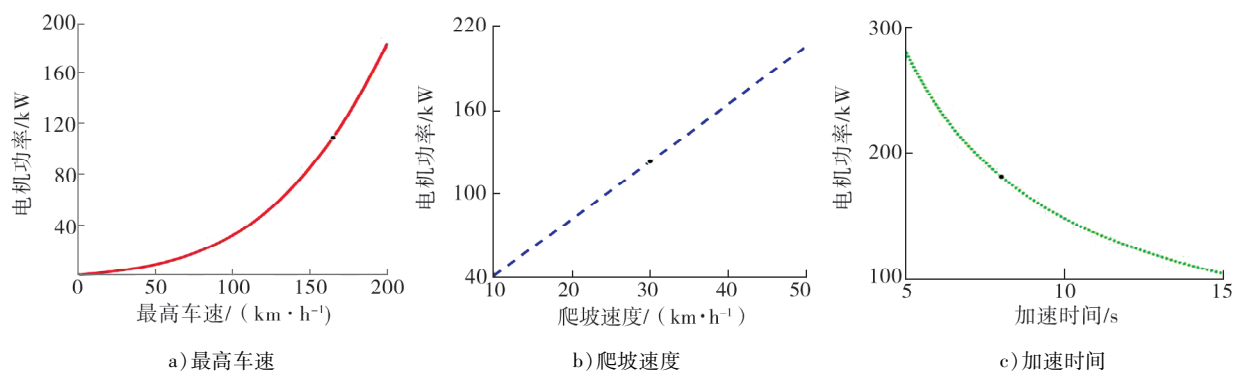


图2 不同因素下的电机功率曲线

1.3.2 电机转速

以 r/min 为单位的电机最高转速 $n_{\max}$ 的数值

$$\{n_{\max}\} = \{u_{\max}\} i_{\max} / (0.377 \{r\}), \quad (5)$$

式中: $\{r\}$ 为以 m 为单位的滚动半径 r 的数值, $i_{\max}$ 为传动系最大总传动比。

电机恒功率因数

$$\beta = n_{\max} / n_e, \quad (6)$$

式中: n_e 为电机额定转速, r/min 。 β 不宜过大,过大会导致设备体积增大,通常 β 为2~4。

通过MATLAB建立数学模型,电机最高转速与最高车速、传动系传动比的关系曲线如图3所示。

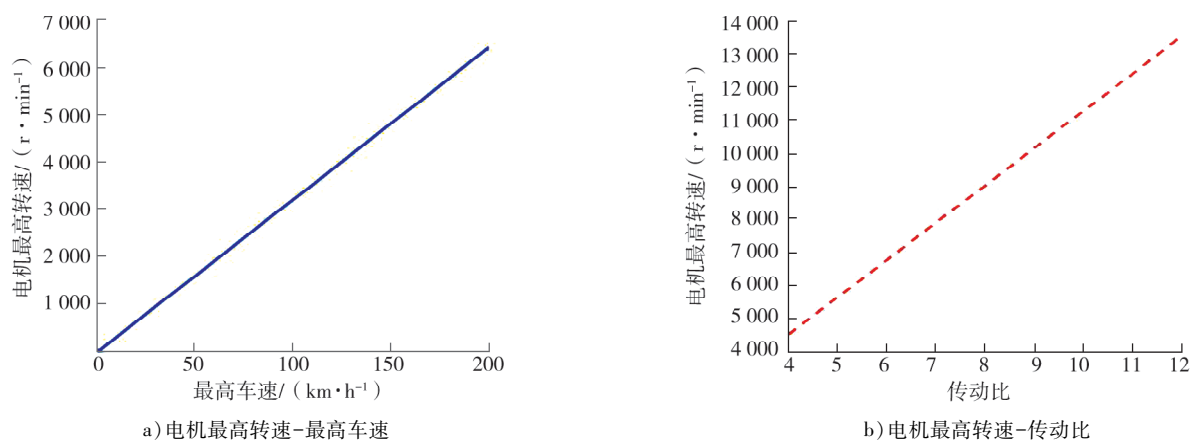


图3 电机最高转速与最高车速、传动系传动比的关系曲线

由图3可知:最高车速越高,电机最高转速越大;传动比越大,电机最高转速越大。车用电机一般选用中高速电机,但考虑到电机的功率密度与可靠性,设计前驱动电机最高转速为 8000 r/min ,额定转速为 3500 r/min ;后驱动电机最高转速为 7500 r/min ,额定转速为 3300 r/min 。

1.3.3 电机转矩

以 $\text{N} \cdot \text{m}$ 为单位的电机额定转矩 T_e 的数值

$$\{T_e\} = 9550 \{P_e\} / \{n_e\}, \quad (7)$$

式中: $\{P_e\}$ 为以 kW 为单位的 P_e 的数值, $\{n_e\}$ 为以 r/min 为单位的 n_e 的数值。

以 $N \cdot m$ 为单位的电机峰值扭矩 $T_{e,max}$ 的数值

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

式中: $\{P_{e,max}\}$ 为以 kW 为单位的 $P_{e,max}$ 的数值。

前、后驱动电机的性能参数的计算结果如表 2 所示。由表 2 可知, 整车电机能达到的最大总功率为 220 kW, 电机最大总转矩为 621 $N \cdot m$ 。

表 2 驱动电机性能参数

布置形式	额定功率/kW	峰值功率/kW	额定转矩/($N \cdot m$)	峰值扭矩/($N \cdot m$)	额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	最高转速/($r \cdot \min^{-1}$)
前驱	40	97	109	265	3 500	8 000
后驱	50	123	136	356	3 300	7 500

1.4 两挡变速器参数

固定速比的变速器不能保证电机长时间高效运行, 两挡变速器可满足车辆经济性需求, 在原增程式电动汽车的前轮驱动、后轮驱动处分别增设两挡变速器, 有效提高动力性^[13]。本文中基于最大爬坡极限工况(最大爬坡坡度为 50%), 初步设计整车动力转矩分配策略为极限爬坡工况下前、后轴动力输出比为 3:7。

1.4.1 一档传动比

前桥变速器一档最大传动比需确保驱动轮最大牵引力不超过其极限附着力, 前、后桥变速器一档最大传动比^[14]

$$i_{g,d} \leq \frac{mgrs_d\varphi}{T_{e,max,d}\eta_T Li_0}, \quad (9)$$

式中: $d=1, 2$, 分别对应前桥变速器、后桥变速器; s_1, s_2 分别为汽车质心至后轴的距离、汽车质心至前轴的距离, m; φ 为路面附着系数; $T_{e,max,d}$ 为前、后驱动电机的峰值扭矩, $N \cdot m$; L 为轴距, m; i_0 为主减速器的传动比。

前、后桥变速器的一档最小传动比 i_s 应确保车辆在电机最大输出转矩时仍能满足设计要求的爬坡性能, 即:

$$i_s \geq \frac{k_d \{r\}}{\{T_{e,max,1}\} \eta_T i_0} \left(\{m\} \{g\} f \cos \alpha_{\max} + \{m\} \{g\} \sin \alpha_{\max} + \frac{C_D \{A\} \{u_p\}^2}{21.15} \right), \quad (10)$$

式中: k_d 为爬坡工况下的整车转矩前、后桥分配因数, $k_1=0.3, k_2=0.7$; $\{T_{e,max,1}\}$ 以 $N \cdot m$ 为单位的前驱动电机峰值扭矩 $T_{e,max,1}$ 的数值。

1.4.2 两挡传动比

前、后桥变速器两挡最大传动比

$$i_{g22} \leq \frac{0.377 \{r\} \{n_{\max}\}}{\{u_{\max}\} i_0}. \quad (11)$$

前、后桥变速器的两挡最小传动比

$$i_{m,d} \geq \frac{k_d \{r\}}{\{T_{u,max,d}\} \eta_T i_0} \left(\{m\} \{g\} f + \frac{C_D \{A\} \{u_{\max}\}^2}{21.15} \right), \quad (12)$$

式中: $\{T_{u,max,d}\}$ 为以 $N \cdot m$ 为单位的前、后轮驱动时最高车速对应的输出转矩 $T_{u,max,d}$ 的数值。

为避免发生变速器两挡驱动力不连续导致换挡时动力输出中断的情况, 确保换挡过程中动力传递的平顺性, 前、后桥变速器的传动比应遵循动力连续性原则, 即保证变速器一档传动比为 $i_{mg,1}$ 时电机最高转速 $n_{\max}$ 下的驱动力小于或等于变速器两挡传动比 $i_{mg,2}$ 时电机额定转速 n_e 下的驱动力, 即 $i_{mg,1}/i_{mg,2} \leq n_{\max}/n_e$ ^[15]。

根据以上分析,通过 MATLAB 建立数学模型,计算两挡变速器传动比参数如表 3 所示。

表 3 两挡变速器匹配参数

变速器布置	一档传动比区间	两挡传动比区间	最佳一档传动比	最佳两挡传动比
前轮驱动	1.43~3.44	0.23~1.51	2.25	1.00
后轮驱动	2.40~2.47	0.39~1.42	2.45	1.10

1.5 动力电池参数

1.5.1 电压

根据文献[16]中对驱动电机电源电压等级的规定,蓄电池电压选择 336 V。

1.5.2 电池容量

根据文献[17]动力电池容量应满足纯电续驶的性能要求,即以 $A \cdot h$ 为单位的纯电动车辆匀速行驶达到设计里程的电池容量 Q_E 的数值

$$\{Q_E\} \geq \frac{\{m\}\{g\}f + C_D\{A\}\{u_a\}^2/21.15}{3.6h\eta_T\eta_{mc}\eta_{dis}(1-\eta_a)\{U_e\}}\{S_d\}, \quad (13)$$

式中: $\{S_d\}$ 为以 m 为单位的纯电动匀速行驶设计的目标里程 S_d 的数值; h 为电池放电深度; η_{mc} 为电机效率, $\eta_{mc}=0.9$; η_{dis} 为电池放电效率, $\eta_{dis}=0.95$; η_a 为汽车附件能量消耗比例因数, $\eta_a=0.18$; $\{U_e\}$ 为以 V 为单位的蓄电池端电压 U_e 的数值; $\{u_a\}$ 为以 km/h 为单位的匀速行驶车速,本文中 $u_a=90 km/h$ 。

根据动力电池参数匹配的数学模型,通过 MATLAB 软件计算车辆行驶速度为 $90 km/h$ 时,不同电池放电深度下的纯电动续驶里程与所需的电池容量的关系,结果如图 4 所示。由图 4 可知:续驶里程为 $60 km$,电池放电深度为 70% 时,所需求的电池容量不小于 $101.41 A \cdot h$ 。

1.5.3 电池功率

电池组最大放电功率 $P_{bat,max}$ 的确定主要考虑是否满足整车所有用电设备的功率需求,即

$$P_{bat,max} \geq P_{e,max}/\eta_{mc} + P_a, \quad (14)$$

式中: P_a 为车辆附件用功率, $P_a=5 kW$ 。

满足功率要求的以 $A \cdot h$ 为单位的电池容量 Q_p 的数值

$$\{Q_p\} \geq 1000(P_{e,max}/\eta_{mc} + P_a)/(\{b\}\{U_e\}), \quad (15)$$

式中: $\{b\}$ 为以 h^{-1} 为单位的电池最大放电率 b 的数值, $\{b\}=6.5$ 。由式(15)可得 $Q_p \geq 114 A \cdot h$ 。电池容量 Q 需满足能量和功率的需求,取值规则为 $Q = \max(Q_E, Q_p)$ 。

1.5.4 电池单体数目和连接方式

选取磷酸铁锂电池,采用液冷的冷却方式,其单体电池电压为 $3.2 V$ 。为了满足匹配的动力电池电压及容量要求,选用 105 块磷酸铁锂电池串联,匹配参数如表 4 所示。

表 4 蓄电池匹配参数

电池容量/($A \cdot h$)	单体电池数	单体电池电压/V	额定电压/V	总能量/($kW \cdot h$)
140	105	3.2	336	47.04

1.6 增程器参数

发动机选型设计中经常根据汽车最高车速选择发动机功率,设计时要求发动机最大功率应在 P_{ml} 理

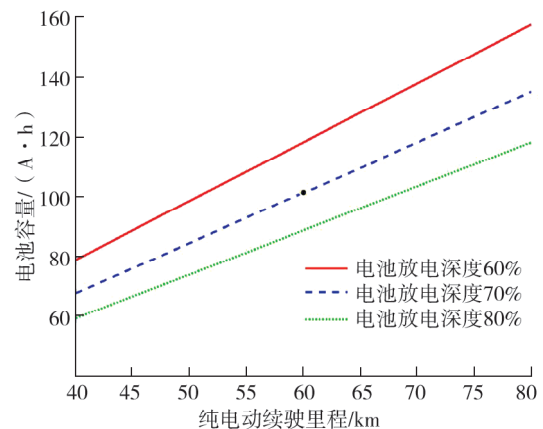


图 4 续驶里程与所需的电池容量关系

论计算的基础上增加 12%~20%^[14],以承载连续的非牵引负载。根据式(1)计算的发动机最大功率为 140 kW。

根据汽车动力性运行要求,以 $\text{N} \cdot \text{m}$ 为单位的发动机最大转矩 T_{RE} 的数值

$$\{T_{\text{RE}}\} = 9\,549\gamma\{P_{\text{RE}}\}/\{n_p\}, \quad (16)$$

式中: γ 为转矩适用性因数,一般 $\gamma = 1.1 \sim 1.3$ ^[15]; $\{n_p\}$ 为以 r/min 为单位的发动机最大功率对应的发动机转速 n_p 的数值。

根据式(1)(16),通过 MATLAB 软件建立数学模型,计算发动机性能曲线如图 5 所示。

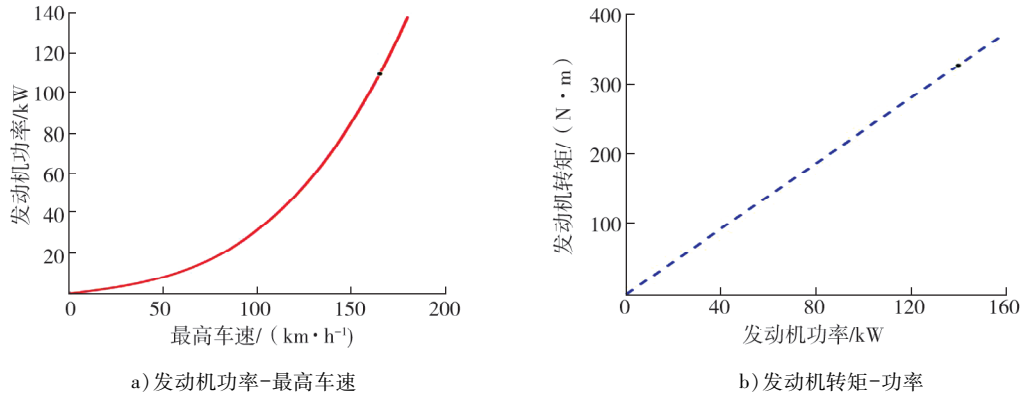


图 5 发动机性能曲线

由图 5 可知:最高车速为 165 km/h,发动机输出功率为 109.5 kW;发动机最大功率为 140 kW 时,输出转矩为 326.8 $\text{N} \cdot \text{m}$ 。根据式(14)中车辆附件功率为 5 kW,计算发动机最大净功率为 135 kW。

根据文献[18],设计的增程式电动四驱皮卡可搭载某涡轮增压汽油发动机的性能参数如表 5 所示。

表 5 某涡轮增压汽油发动机性能参数

发动机排量/mL	最大功率/kW	最大转矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)	最大功率转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	最大转矩转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	最大净功率/kW
1 998	140	340	4 500	2 000~3 000	135

满足增程续驶里程所需的燃油箱容积

$$V = s_m f_c / u_a, \quad (17)$$

式中: s_m 为目标增程里程,km; f_c 为发动机高效工作点油耗体积流量, L/h 。

发电机额定功率应和发动机高效工作区匹配,发电机额定功率

$$P_g = P_{e,m} \eta_g, \quad (18)$$

式中: $P_{e,m}$ 为发动机常用工作点平均需求功率,kW; η_g 为发电机及控制器的平均效率。

由于增程器系统中发动机和发电机的 map 图等数据较难获取,并且需要制定相应的能量控制策略(如发动机定点能量管理策略等),使发动机启动时始终工作在 map 图对应的高效、低排放区域^[15],本文中暂不具体分析增程器系统中燃油箱体积与发电机额定功率匹配。

2 NEDC 循环工况分析

NEDC 循环工况由 4 个市区循环和 1 个郊区循环组成,整个行驶过程主要包括等速、加速、减速和停车 4 种运行状态。

电池组的能量消耗主要集中在加速和等速行驶阶段,减速和停车工况的能量损耗较小,可以忽略不计,NEDC 循环工况示意如图 6 所示。在不考虑因制动能量回收系统而增加的续驶里程情况下,NEDC 循

环工况基本数据如表6所示。

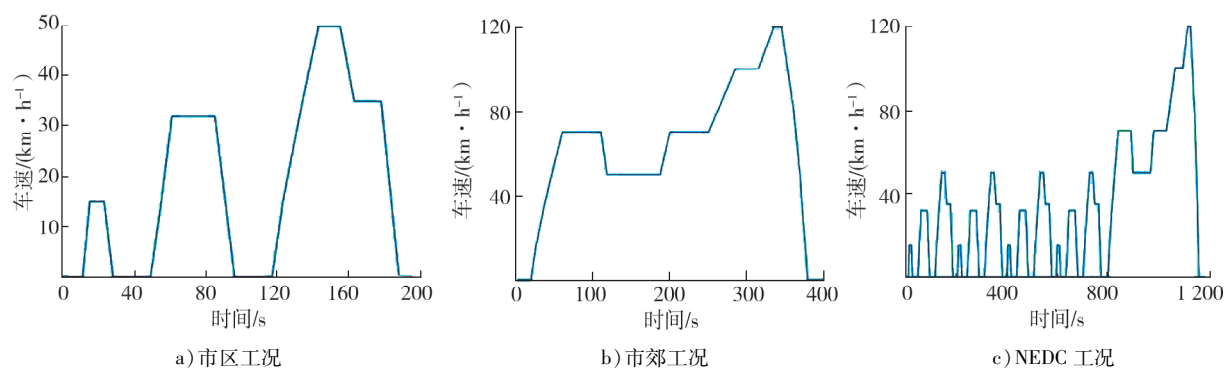


图6 NEDC 循环工况示意图

表6 NEDC 循环工况基本数据

工况	循环次数	循环时间/s	停车/s	加速/s	等速/s	减速/s	最高车速/(km·h ⁻¹)	平均车速/(km·h ⁻¹)	测试距离/km
市区工况	4	780	240	168	236	136	50	18.77	4.05
市郊工况	1	400	40	109	209	42	120	62.60	6.97

2.1 等速行驶工况

以 kW 为单位的等速行驶所需的等速驱动功率 P_d 的数值

$$\{P_d\} = \frac{\{u_m\}}{3\,600\eta_{mc}\eta_T} \left(\{m\}\{g\}f + \frac{C_D\{A\}\{u_m\}^2}{21.15} \right), \quad (19)$$

式中 $\{u_m\}$ 为以 km/h 为单位的 NEDC 工况下等速行驶速度 u_m 的数值。

以 km 为单位的等速行驶里程 s_e 的数值

$$\{s_e\} = \{u_m\}\{t_m\}/3\,600, \quad (20)$$

式中 $\{t_m\}$ 为以 s 为单位的等速行驶时间 t_m 的数值。

等速行驶时电池所消耗的能量

$$E_d = \{P_d\}\{s_e\}/(u_m\eta_{dis}). \quad (21)$$

2.2 加速行驶工况

以 km/h 为单位的加速行驶过程中不同加速行驶时间 t_n 的加速行驶速度 $u(t_n)$ 的数值

$$\{u(t_n)\} = \{u_0\} + 3.6\{a_j\}\{t_n\}, \quad (22)$$

式中: $\{u_0\}$ 为以 km/h 为单位的加速起始速度 u_0 的数值, $\{a_j\}$ 为以 m/s² 为单位的加速度 a_j 的数值, $\{t_n\}$ 为以 s 为单位的加速行驶时间 t_n 的数值。

以 kW 为单位的加速行驶所需的加速驱动功率 P_j 的数值

$$\{P_j\} = \frac{\{u(t_n)\}}{3\,600\eta_{mc}\eta_T} \left(\{m\}\{g\}f + \frac{C_D\{A\}\{u(t_n)\}^2}{21.15} + \delta\{m\}\{a_j\} \right). \quad (23)$$

以 km 为单位的加速行驶里程 s_j 的数值

$$\{s_j\} = (\{u_z\}^2 - \{u_0\}^2)/(25\,920\{a_j\}), \quad (24)$$

式中 $\{u_z\}$ 为以 km/h 为单位的不同加速阶段行驶终了速度 u_z 的数值。

加速行驶工况电池所消耗的能量

$$E_j = \{P_j\}\{s_j\}/(\{u(t_n)\}\eta_{dis}). \quad (25)$$

以 kW·h 为单位电池所能提供的总能量 E 的数值

$$\{E\} = \{Q_m\}\{U_e\}/1\,000, \quad (26)$$

式中 $\{Q_m\}$ 为以 A·h 为单位的电池额定容量 Q_m 的数值。

NEDC 循环工况下的行驶里程 s_t 为等速行驶里程与加速行驶里程的和, NEDC 循环工况行驶所消耗的电池能量 E_t 为等速行驶工况和加速行驶工况电池消耗能量的和。

整车在 NEDC 循环工况下的续驶里程

$$s_x = s_t E / E_t \quad (27)$$

根据式(19)~(27), 通过 MATLAB 建立数学模型计算 NEDC 循环工况行驶距离为 124.78 km, 满足第 1 章中 NEDC 循环工况续驶里程大于等于 120 km 的设计要求。

3 结论

本文中基于 MATLAB 建立数学模型, 仿真分析了增程式电动皮卡前后双电机四驱动力传动系统的关键性能指标。综合考虑到车辆在峰值转矩工况下的爬坡能力、极限速度状态下的行驶阻力以及挡位切换过程中的动力衔接, 设计相应的参数, 主要结论如下。

1) 基于 SQP 算法, 优化设计前后驱动电机的功率、转速、转矩、过载因数等参数, 实现整车电机最大总功率为 220 kW, 电机最大总转矩为 621 N·m 的技术指标, 满足最高车速为 165 km/h, 车速从 0 加速至 100 km/h 的加速时间为 8 s, 车速为 30 km/h 时最大爬坡度为 50% 的动力性能指标; 确定了前后驱动电机的过载因数分别为 2.43 和 2.45。

2) 基于整车经济性的考量, 为前后驱动电机均设计了两挡变速器, 根据整车最大爬坡极限工况的要求, 在整车前后桥驱动电机动力转矩分配因数为 3:7 的控制策略下, 确定了前后驱动电机变速器的传动比配置参数。

3) 根据蓄电池电压、容量及功率要求, 选用 105 块磷酸铁锂电池串联连接方式。

4) 根据最高车速的设计目标, 确定增程器系统中发动机最大净功率为 135 kW。

5) 结合动力系统参数配置, 采用数值仿真方法评估车辆在 NEDC 工况下的续驶里程为 124.78 km, 满足对车辆续驶里程大于等于 120 km 的设计要求。

参考文献:

- [1] 李永亮, 黄英, 王绪, 等. 增程式电动汽车动力系统参数匹配及控制策略优化[J]. 汽车工程学报, 2021, 11(3): 177-190.
- [2] 肖仁鑫, 黄彪, 贾现广, 等. 增程式电动汽车参数匹配及控制策略多目标协同优化[J]. 昆明理工大学学报(自然科学版), 2022, 47(5): 103-112.
- [3] 牛继高, 徐春华, 牛丹彤, 等. 增程式电动汽车规则型能量管理策略对比[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2018, 39(3): 266-272.
- [4] 陈泓, 江泉泉, 曲婧瑶, 等. 增程式动力系统发动机运行策略优化研究[J]. 内燃机工程, 2024, 45(4): 38-46.
- [5] 王贵勇, 思晓文, 王伟超, 等. 基于改进粒子群算法优化的增程式电动汽车能量管理策略[J]. 昆明理工大学学报(自然科学版), 2024, 49(4): 261-273.
- [6] 钟勇, 邱煌乐, 李方舟, 等. 基于模糊控制的增程式电动汽车能量管理控制研究[J]. 车用发动机, 2024(2): 68-74.
- [7] 李彦晶, 魏宏进, 李万敏, 等. 两挡变速器增程式电动汽车动力性研究[J]. 机械工程与自动化, 2023(2): 22-24.
- [8] 刘汉武, 雷雨龙, 阴晓峰, 等. 增程式电动汽车增程器多点控制策略优化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2022, 52(8): 1741-1750.
- [9] 周苏, 牛继高, 陈凤祥, 等. 增程式电动汽车动力系统设计及仿真研究[J]. 汽车工程, 2011, 33(11): 924-929.
- [10] 刘昕林. 新型增程式电动汽车动力系统结构研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2021.
- [11] LIU H W, LEI Y L, FU Y, et al. Parameter matching and optimization for power system of range-extended electric vehicle based on requirements[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(14): 3316-3328.
- [12] KARAOĞLAN M U, KURALAY N S, COLPANC O. Investigation of the effects of battery types and power management algorithms on drive cycle simulation for a range-extended electric vehicle powertrain[J]. International Journal of Green

- Energy, 2019(16):1-11.
- [13] 张亚萍,罗钊,李彦晶. 增程式电动汽车动力传动系统设计与仿真[J]. 制造业自动化, 2019, 41(8):91-94.
- [14] 王薇. 汽车动力传动系计算仿真及参数优化设计[D]. 长沙:湖南大学, 2006.
- [15] 王娜. 重型自卸车动力传动系统的优化研究[D]. 太原:太原理工大学, 2013.
- [16] 全国汽车标准化技术委员会. 电动汽车用驱动电机系统 第1部分:技术条件:GB/T 18488.1—2015[S]. 北京:中国标准出版社, 2015.
- [17] 全国汽车标准化技术委员会. 电动汽车能量消耗量和续驶里程试验方法 第1部分:轻型汽车:GB/T 18386.1—2021[S]. 北京:中国标准出版社, 2021.
- [18] 生态环境部. 轻型汽车污染物排放限值及测量方法(中国第六阶段):GB 18352.6—2016[S]. 北京:中国环境科学出版社, 2016.

Design of four-wheel drive power transmission system for range-extended electric pickup

MAO Lixiang, ZHONG Bing^{*}, WU Zhihong

School of Automotive Engineering, Shandong Jiaotong University, Jinan 250357, China

Abstract: In order to ensure the performance of a certain range-extended electric pickup, the parameter design of the four-wheel drive power transmission system of the range-extended electric pickup is studied. Based on MATLAB software, a mathematical model of a dual-motor four-wheel drive architecture including front and rear drive motors, a two-speed transmission, a power battery, and a range extender is established. According to the basic parameters and driving performance requirements of the pickup, the optimal performance parameters of the front and rear drive motors are calculated using the sequential quadratic programming (SQP) algorithm. In order to improve vehicle economy, the gear ratio of the two-speed transmission of the front and rear drive motors, configuration of the power battery capacity, and the parameters of the range extender are designed. Based on the new European driving cycle (NEDC), the energy consumption of the pack under constant speed, acceleration, and other working conditions is simulated and analyzed, and the driving range of the vehicle is calculated to verify the rationality of the parameter design of the range-extended electric four-wheel drive power system. The results show that the designed front and rear drive motor performance parameters can make the total maximum power of the vehicle motor 220 kW, and the total maximum torque of the motor reaches 621 N·m, which fully meets the power performance index of the maximum vehicle speed of 165 km/h, the acceleration time from 0 to 100 km/h is 8 s, and the maximum climbing angle at a speed of 30 km/h is 50%. After using the optimized vehicle power system parameters, the driving range in the NEDC cycle working condition is 124.78 km which meets the design requirement that the driving range shall not be less than 120 km.

Keywords: range-extended electric pickup; four-wheel drive power transmission system; MATLAB simulation; NEDC

(责任编辑:胡晓燕)