

电动拖拉机底盘多目标优化设计

赵思夏 刘孟楠 徐立友

(河南科技大学车辆与交通工程学院, 洛阳 471003)

摘要: 针对目前电动拖拉机底盘布置研究相对较少的情况,基于现有的整机匹配结果进行了底盘布置设计,利用三维建模软件建立模型,输入质量参数,提取整机主要零部件重心位置参数,然后通过分析拖拉机牵引机组作业时的力学特性,建立相关数学模型。以电动拖拉机的牵引效率和整机质量作为优化目标,采用 NSGA-Ⅱ 算法进行多目标优化。综合考虑了犁耕作业下拖拉机的稳定性要求、驱动力要求、载荷波动情况以及传动系和行走系零件寿命等影响因素,制定了算法运行的约束条件,建立了约束方程组。以电动拖拉机的使用重力、前后电池组的质心和整机质心为目标变量,推导出动力性和经济性最优的目标函数。通过 ModeFRONTIER 平台,采用 NSGA-Ⅱ 算法对电池分布式方案进行了多目标优化。两种不同耕深条件下的优化结果对比分析表明,按照本文方式优化布置后的电动拖拉机在耕深为 180 mm 时,优化后的整体质量与经验法相比减少了 14.3%,配重质量为 25.3 kg;耕深为 240 mm 时,优化后的整体质量与经验法相比减少了 10.3%,配重质量仅为 4.4 kg,说明在牵引工况下无需额外增加配重就能达到良好的牵引性能。与经验法相比,两种耕深条件下拖拉机的配重都小很多,说明基于传统拖拉机的配重经验法计算并不适用于电动拖拉机,同时也能说明,电动拖拉机因自身总质量超过同功率段传统拖拉机,可以通过合理设计底盘布置方案,在没有配重的情况下达到理想的牵引效率。优化后的电动拖拉机底盘布置方案,在作业工况下驱动轮滑转率小于特征滑转率,整机牵引效率明显提高。

关键词: 电动拖拉机; 底盘设计; 牵引性能; 牵引效率; 多目标优化

中图分类号: S219.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)S0-0492-07

Optimization Design of Electric Tractor Chassis Based on Multiple Performance Objectives

ZHAO Sixia LIU Mengnan XU Liyou

(Vehicle and Transportation Engineering Institute, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: In view of the relatively few researches on the chassis layout of electric tractor, the chassis layout design was carried out based on the matching results of the whole machine. The model was established by using 3D modeling software, and the center of gravity parameters of main parts of whole machine was extracted. Then, by analyzing the mechanical characteristics of tractor traction unit, a mathematical model was established. Taking the traction efficiency of the electric tractor and weight of the whole machine as the optimization objective, the NSGA-Ⅱ algorithm was used for multi-objective optimization. The influence factors of tractor's stability, driving force, load fluctuation and life of drive system and walking system parts were considered as the constraint conditions of the algorithm. The constraint equations were set up. The gravity function of the electric tractor, centroid of front and rear battery packs and centroid of the whole machine were taken as the target variables, and the objective function of optimal power and economy was derived. Through the ModeFRONTIER platform, the NSGA-Ⅱ algorithm was used to optimize the battery distribution. The results of the optimization under two different tillage depth conditions were compared and analyzed. It was found that when the tillage depth was 180 mm, the overall weight of the optimized electric tractor was reduced by 14.3% compared with the

收稿日期: 2018-07-13 修回日期: 2018-08-20

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD0701002)、河南省产学研合作项目(182107000010)和河南省高校科技创新人才支持计划项目(18HASTIT026)

作者简介: 赵思夏(1992—),男,博士生,主要从事拖拉机驱动系统及控制技术研究,E-mail: zsx19920505@163.com

通信作者: 徐立友(1974—),男,教授,博士生导师,主要从事车辆传动理论与控制技术研究,E-mail: xlyou@haust.edu.cn

weight of experience method, and the counterweight was only 25.3 kg. When the tillage depth was 240 mm, the overall weight of the electric tractor was reduced by 10.3% compared with the weight of experience method, and the counterweight was only 4.4 kg. The results showed that the empirical method based on traditional tractor was not suitable for electric tractors. Under the working conditions, the driving wheel slip ratio of the optimized electric tractor was less than the characteristic slip ratio, and the traction efficiency of the whole machine was obviously improved.

Key words: electric tractor; chassis design; traction performance; traction efficiency; multi-objective optimization

0 引言

近些年随着电动汽车的快速发展, 电池技术和动力驱动技术得到了较大提高, 操纵性、行驶速度和行驶里程等性能得以改善^[1]。但电动拖拉机的工作环境 and 作业目标与电动汽车有明显差别, 续航里程、作业时间和总功率与实际农业作业要求还有不小差距^[2]。根据目前研究进展, 我国科研人员主要从整机结构设计及其性能分析、电池及能量管理、电动机驱动及其控制和系统仿真技术等方向着手研究^[3]。对于具体的电动拖拉机底盘布置设计的相关研究相对较少^[4]。

目前, 纯电动拖拉机大都在现有拖拉机的底盘基础上改装而来^[5], 与传统拖拉机相比, 电动拖拉机整体体积与质量占用较多的零部件发生了较大改变, 使得改装后的整车整备质量和质心位置发生改变, 从而影响整机的使用性能^[6]。电动拖拉机的动力电池组与电动机如果布置不当, 会使整机的轴荷分配不合理, 附着情况变差, 影响行车安全与工作效率^[7]。本文主要结合双电机纯电动拖拉机的特点, 在车辆总布置设计思想的指导下, 设计双电机纯电动拖拉机动力传动系统的布置方案, 以求达到更好的使用性能。

1 底盘布置方案设计

根据课题组前期研究成果^[8-10], 考虑到电池的整体体积与整机各个可容纳空间的大小, 将电池组打包成箱, 对电动机、电池进行选型后, 获得电动机与电池的具体质量参数^[5]。对于传统小型拖拉机来说, 整机的总质量通常不大, 在进行布置方案设计时, 应考虑驾驶员体质量以及驾驶空间其他附带零部件的影响, 本文参考传统拖拉机的驾驶员模型, 选取驾驶空间参数, 具体参数见表 1。

图 1 为电动拖拉机底盘布置方案, 本文主要考虑拖拉机的主要结构参数发生改变时拖拉机的性能改变, 所以建立模型时对于结构复杂但对整机的参数影响不大的模块进行简化(方向盘、仪表盘、车座、灯具、各种线路等), 对整体结构参数则选择东

表 1 电动机与电池质量参数

Tab.1 Motor and battery quality parameters

项目	类型	质量/kg
动力电池组	铝壳锂电池	835
驱动电机	直流无刷电机	186
PTO 电机	直流无刷电机	105
驾驶员空间	驾驶员与附带部件	90

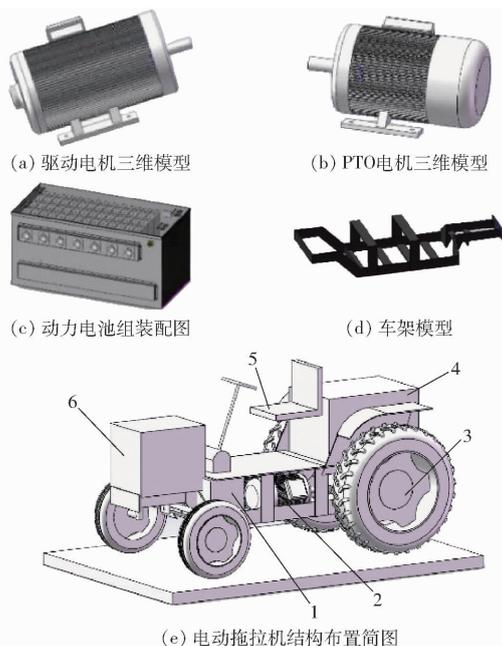


图 1 电动拖拉机底盘方案

Fig.1 Layout of electric tractors

1. 电机控制箱 2. 电动机 3. 后车轮 4. 电池组后箱 5. 驾驶空间 6. 电池组前箱

风 18.4 kW 轮式拖拉机为参考原始模型, 运用 SolidWorks 软件, 建立拖拉机机组的三维模型。通过对已经选型完成的双电机电动拖拉机的电机和电池进行测绘, 得出电机与电池组的结构参数, 利用这些结构参数, 完成对双电机、电池组的建模。本方案将电池组按照质量平分分成两个箱体, 一个箱体布置在原发动机布置位置之前, 一个箱体布置在后轴上方, 均左右对称地布置。配电箱、电动转向泵、电动压缩机等诸多部件需要布置在驾驶员空间座位下, 充分利用了车身的空间, 整机结构更加紧凑, 使布置工作变得更加容易; 这种较为分散的布置, 也使得车架所承受的载荷分布更均匀。

通过 SolidWorks 自带的质量参数功能,在三维图中建立参考系,可以获取各个主要零部件的质心坐标位置,以及整机的质心坐标位置,相关坐标数据见表 2。

表 2 布置方案中主要部件的质心位置

Tab.2 Barycenter of major components

部件	质量/kg	质心坐标(x,y,z)
整机	1870	(826,0,261)
动力电池箱前箱	417.5	(1995,0,487)
动力电池箱后箱	417.5	(228,0,487)
双电机	291	(844,0,24)
驾驶员空间	90	(1017,0,767)
其他结构部件	654	(410,0,14)

2 受力分析与优化参数确定

通过拖拉机与作业机组的合理匹配可以实现拖拉机的最佳牵引性能。在田间作业时,带牵引机组的轮式拖拉机整个机组受力如图 2 所示^[11]。

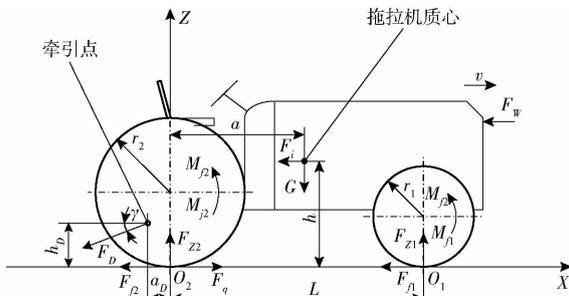


图 2 带牵引机组的轮式拖拉机机组受力示意图

Fig.2 Force diagram of wheeled tractor unit

假设车轮的滚动阻力系数相同,可以得到拖拉机牵引机组的动力学模型为

$$F_{z1} = \frac{Ga - F_D h_D - T_{f1} - T_{f2}}{L} \quad (1)$$

$$F_{z2} = \frac{G(L - a) + F_D h_D + T_{f1} + T_{f2}}{L} \quad (2)$$

$$F_q = F_D \cos \gamma + F_f + F_w + F_j = \frac{M_e i_0 \eta_c}{r_q} \quad (3)$$

其中 $G = F_{z1} + F_{z2} + G_p$ (4)

式中 G ——拖拉机总重力,N

G_p ——机组作业时添加配重的重力,N

F_D ——拖拉机牵引阻力,N

F_q ——驱动轮的驱动力,N

F_{z1} 、 F_{z2} ——拖拉机前、后轮附着力,N

T_{f1} 、 T_{f2} ——拖拉机前、后轮滚动阻力矩,N·m

F_j ——拖拉机的加速阻力,N

F_f ——拖拉机的滚动阻力,N

F_w ——拖拉机的空气阻力,N

M_e ——电动机的输出转矩,N·m

η_c ——拖拉机传动系统的传动效率

i_0 ——传动系统的总传动比

L ——拖拉机的轴距,m

a ——拖拉机质心与后轴的水平距离,m

h_D ——农机具质心到地面的垂直距离,m

拖拉机的牵引阻力为

$$F_D = (1.1 \sim 1.2) Z b_l h_k k \quad (5)$$

式中 Z ——犁铧个数

b_l ——单个犁铧宽度,cm

h_k ——耕深,cm

k ——土壤比阻,N/cm²

滑转率 δ ^[12] 与驱动轮动载利用系数 φ_q 的关系式^[13]为

$$\begin{cases} \delta = \delta^* \ln \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\max} - \varphi_q} \\ \varphi_q = \frac{F_q}{G_p} \end{cases} \quad (6)$$

式中 δ^* ——驱动轮的特征滑转率

φ_{\max} ——驱动轮最大动载利用系数

G_p ——地面对驱动轮的垂直载荷,N

在设计拖拉机配重时,往往采用经验法,我国在涉及该问题时通常根据负载牵引功率需求 P_T 乘以某一系数作为使用质量,相关系数取决于多种因素,二轮驱动拖拉机使用质量经验法可以表示为^[14]

$$G_p = \frac{P_T}{0.37 \times 0.40} \quad (7)$$

本文采用电池箱前后分置的电动拖拉机,前后电池箱的位置对整机载荷分配有很大影响,考虑在水平方向的前后电池箱重心位置与整机重心位置的关系^[15],有

$$\begin{cases} G = G_0 + G_1 + G_2 + G_p \\ a_c = \frac{a_0 G_0 + a_1 G_1 + a_2 G_2 + a_p G_p}{G} \end{cases} \quad (8)$$

式中 G_0 ——除动力电池组外拖拉机重力,N

G_1 、 G_2 ——前、后电池箱重力,N

a_0 ——除动力电池组外拖拉机在 x 方向的坐标值

a_1 、 a_2 、 a_p ——前、后电池箱和配重在 x 方向的坐标值

由式(1)~(6),对于在水平地面上稳定工作的拖拉机牵引机组,牵引效率为

$$\eta_T = \eta_c \frac{F_1 v}{F_q v_0} = \eta_c \left(1 - \frac{F_f}{F_q} \right) \frac{v}{v_0} = \eta_c \left(1 - \frac{Gf}{Gf + F_D} \right) \cdot \left(1 - \delta^* \ln \frac{F_{z2} \varphi_{\max}}{F_{z2} \varphi_{\max} - Gf - F_D} \right) \quad (9)$$

式中 v 、 v_0 ——拖拉机实际和理论行驶速度,km/h

F_t ——拖拉机的牵扯引力, N

f ——水平地面滚动阻力系数

在路面、轮胎等条件不变时, 根据式(1)~(9)可知, 影响电动拖拉机牵引性能的主要参数为拖拉机驱动力、拖拉机总质量及质心位置、配重及前后电池组质量及质心位置、拖拉机轴距、牵引点位置、车轮半径和传动系传动比等。本文基于拖拉机性能对底盘布置进行优化, 因此不考虑拖拉机驱动系传动参数的影响。考虑到相关参数过多, 影响优化效率, 同时目前电动拖拉机多为基于传统拖拉机平台改装而来, 轴距、牵引点位置、车轮半径等参数在原机型基础上直接使用, 因此本文选择电动拖拉机的 G 、 a_1 、 a_2 、 a_p 参数进行优化, 以提升电动拖拉机的牵引性能。

3 约束条件

3.1 前轮载荷约束

为保证拖拉机的操纵稳定性能, 需保证前转向轮有足够的附着力, 受载荷波动影响, 一般前轮载荷不能少于整机使用重力的 15%~20%, 即

$$F_{z1} = G - F_{z2} \geq 0.15G \quad (10)$$

3.2 驱动轮承载能力约束

由于驱动轮承受整机主要重力, 受到轮胎极限承载能力的限制, 即

$$F_{z2} \leq F_{\max} \quad (11)$$

式中 F_{\max} ——轮胎最大可承载径向力, N

3.3 驱动系统使用寿命约束

电动拖拉机的驱动系统主要有电驱动系统与行走系统, 整体的使用寿命复杂。依据文献[16-18]对电驱动系统寿命模型和轮胎磨损的研究, 以驱动轮轮胎的均匀磨损程度表征驱动系统的使用寿命, 其磨损程度应低于拖拉机轮胎三包服务要求的磨损程度, 即

$$H = k_0 \frac{m_a}{2\pi\rho r_q d} \leq H_{\lim} \quad (12)$$

式中 H ——轮胎磨损高度, cm

k_0 ——修正系数

m_a ——轮胎磨损质量, g

ρ ——轮胎化合物密度, g/cm^3

d ——轮胎宽度, cm

H_{\lim} ——轮胎磨损高度限值, cm

r_q ——驱动轮的动力半径, m

3.4 驱动轮附着能力约束

拖拉机的牵引力受到驱动轮附着能力的限制, 应该满足

$$F_q \leq F_{z2} \varphi_{\max} \quad (13)$$

3.5 动载荷系数约束

采用动载荷系数对机组重力参数进行约束, 需要预留起步过程功率储备^[19], 且应大于其最小运用载荷系数, 即

$$k_y \leq \frac{Gfr_q}{T_q i_0 \eta_T} \leq k_d \quad (14)$$

其中

$$k_y = 0.85k_d$$

式中 T_q ——电动机额定转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$

k_d ——拖拉机峰值运用载荷系数

k_y ——发动机最小运用载荷系数

4 目标函数设计

4.1 改善动力性的目标函数

在以上约束的限制内, 同时能保证在确定的路面条件下拖拉机能够稳定的行驶, 以尽量增加驱动轮上的负载为目标改善驱动轮的滑转情况, 提高牵引效率, 保证正常的作业顺利完成。相关的目标函数为

$$f(x) = \min(-\eta_T(G, a_1, a_2, a_p)) \quad (15)$$

4.2 改善经济性的目标函数

拖拉机牵引作业时的功率平衡方程为

$$P_q = \frac{\left[(G + F_w) \left(f + \frac{sdv}{gdt} \right) + C_d A v^2 \right] v}{1000(1-\delta)} + \frac{P_T}{1-\delta} \quad (16)$$

式中 P_q ——电动拖拉机驱动轮功率需求, kW

s ——拖拉机回转质量影响系数

C_d ——空气阻力系数

A ——等效迎风面积, m^2

根据式(16)可知, 要提高整机的经济性, 必须降低整机行驶时的负载需求, 在保证牵引功率不变的情况下, 采用轻量化的车身可以降低行驶负载, 从而在保证作业性能不受影响的条件下, 降低整机功率的消耗, 提高整机的经济性能^[20]。

以轻量化车身作为改善机组经济性的目标函数为

$$g(x) = \min(G) \quad (17)$$

5 优化算法与实例

目前常用的多目标优化算法的种类有很多, 主要包括多目标粒子群算法 (Multi-objective particle swarm optimization, MOPSO)、非支配遗传算法 (Non-domination sorting genetic algorithms, NSGA)、强度帕累托进化算法 (Strength pareto evolutionary algorithm, SPEA)、带精英策略的快速非支配遗传算法 (Non-domination sorting genetic algorithms-II,

NSGA-II)等。与传统的 NSGA 相比,NSGA-II 算法改进了原算法计算较为复杂、没有精英策略、需要制定共享半径等缺点,极大地降低了算法的复杂程度,提高了优化效率。NSGA-II 算法表现出很好的适应性,是目前应用最广泛也是最成功的多目标优化算法之一^[21]。

实施优化时,以本文设计的双电机电动拖拉机带牵引机组为优化对象,设定为水平低速犁耕作业于一定条件下的北方茬地。选取某型号二铧犁为例,相关参数见表 3,假设耕地土壤的相关物理特性均匀不变。

表 3 某型号二铧犁相关参数

Tab. 3 Relevant parameters of model two
ploughshare plow

参数	铧数	单铧耕幅/mm	耕深/mm	土壤比阻/(N·mm ⁻²)
数值	2	25	180~260	0.2~0.7

根据目标函数和约束条件,在 ModeFRONTIER 中建立双电机电动拖拉机的优化模型,如图 3 所示。

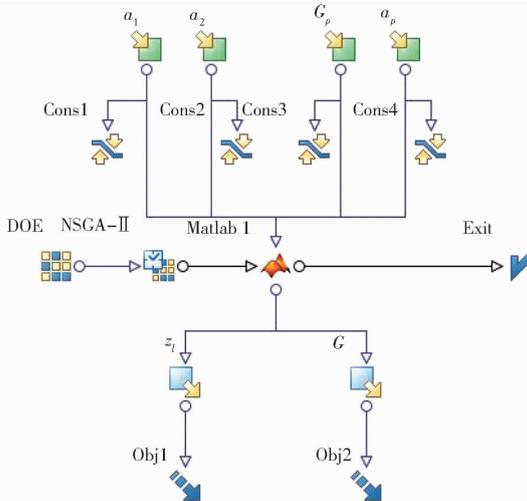


图 3 优化模型示意图

Fig. 3 Optimization model diagram

首先在 Logic Nodes 中选择 Scheduler 模块,拖入主界面,然后在拖入的 Scheduler Properties 模块中的 Evolutionary Algorithms 选项卡下选择优化算法为 NSGA-II,选择 Number of Generations 为 600;在 DOE Properties 模块中选择 Space Fillers 为 Random,设置 Number of Designs 为 10。在 Application Nodes 中选择 Matlab 模块,拖入主界面中,然后进入设置界面,到 Matlab 软件中完成仿真模型的导入工作。在 Data Nodes 中,分别将对应数量的 Input variable 和 Output Variable 拖入主界面,作为优化模型的输入和输出。按照一定的规律,将各个模块连接起来,当系统整体没有错误提示时,即说明优化模型建立成功^[22]。

6 优化结果与分析

采用上述方法建立的优化模型,分别对耕深为 180 mm 和 240 mm 的工况建立了优化模型并进行了优化计算,优化后的 Pareto 前端个体分布如图 4 所示。

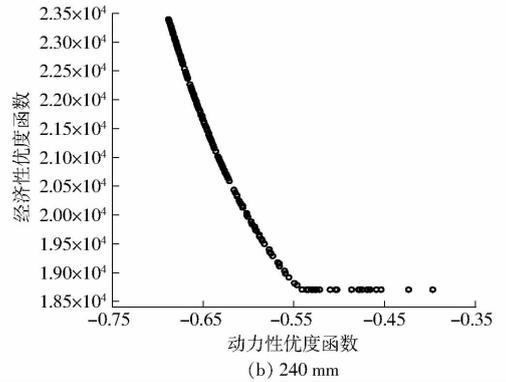
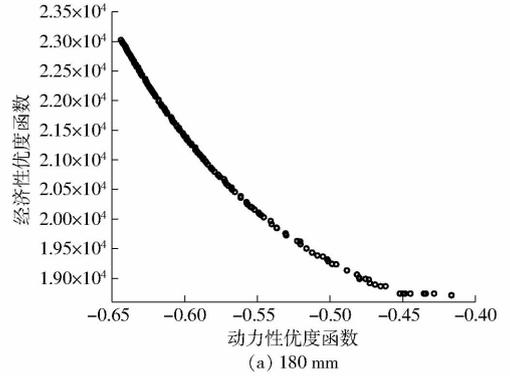


图 4 耕深 180 mm 与 240 mm 下目标函数 Pareto 前端个体分布

Fig. 4 Pareto front-end distribution of objective function under tillage depth of 180 mm and 240 mm

优化过程中设定的耕作对象为适耕条件良好的北方茬地,其土壤圆锥度为 900,初始配重选择按照经验法计算出的配重值。通过目标函数的 Pareto 前端个体分布可以看出,优化前端的最优解分布均匀,具有一定的参考价值。对优化结果进行进一步分析,优化前后的数据对比见表 4。当耕深为 180 mm 时,基于 NSGA-II 算法优化后的拖拉机的整体质量与经验法相比减少了 315.5 kg,前电池箱重心位置后移了 445 mm,后电池箱重心位置后移了 202 mm,配重质量仅为 25.3 kg,配重的重心位置 x 坐标为 31 mm。当耕深为 240 mm 时,基于 NSGA-II 算法优化后的拖拉机的整体质量与经验法相比减少了 215.5 kg,前电池箱重心位置前移了 47 mm,后电池箱重心位置前移了 143 mm,配重质量仅为 4.4 kg,配重的重心位置 x 坐标值为 1 902 mm。

通过对两种耕深条件下优化结果的对比,可以发现耕作阻力小时,拖拉机的轴荷转移不能满足

表4 优化前、经验法和 NSGA-II 优化方案对比

Tab.4 Optimization program comparison of pre-optimization, empirical method and NSGA-II

项目	耕深 180 mm			耕深 240 mm		
	优化前	经验法方案	NSGA-II 优化方案	优化前	经验法方案	NSGA-II 优化方案
拖拉机重力/N	18 700	22 108	18 953	18 700	20 899	18 744
前箱质心 x 坐标值/mm	1 995	1 995	1 500	1 995	1 995	2 042
后箱质心 x 坐标值/mm	228	228	26	228	228	371
配重重力/N	0	3 408	253	0	2 189	44
配重质心 x 坐标值/mm	0	2 120	31	0	2 120	1 902

拖拉机后轮发挥最大牵引效率的需要,因此两电池箱的质心位置明显后移,以提高后轮的负载,增加牵引效率。当耕作阻力较大时,拖拉机的轴荷转移过多反而会提高后轮的滑转率,因此两电池箱的质心位置发生前移,以减少后轮载荷。同时,可以发现按照本文的方式优化布置后的电动拖拉机在耕深为 180 mm 时,优化后的整体质量与经验法相比减少了 14.3%,配重质量仅为 25.3 kg;当耕深为 240 mm 时,优化后的整体质量与经验法相比减少了 10.3%,配重质量仅为 4.4 kg,说明在牵引工况下无需额外增加配重就能达到良好的牵引性能。两种耕深条件下拖拉机的配重与经验法相比都小很多,说明基于传统拖拉机的配重经验法计算并不适用于电动拖拉机,同时也能说明电动拖拉机通过合理设计底盘布置方案可以在没有配重的情况下达到理想的牵引效率。

根据拖拉机的滑转率相关统计公式^[23],可以做出拖拉机的理论滑转率曲线。如图 5 所示,在作业工况下,驱动轮滑转率小于特征滑转率。

可见采用 NSGA-II 算法进行多目标优化后的牵引机组在驱动力相同的情况下,滑转率要明显优于采用经验法和无配重时的情况。同时配重法的滑转率低于优化前结果,表明基于经验的配重法在电动拖拉机上已经不适用。

7 结论

(1)以电动拖拉机牵引性能最优为目标,通过提取模型的质量参数,进行了牵引机组动力学分析,建立了相关数学模型。

(2)利用遗传算法对电动拖拉机的动力电池布置进行了优化。以电动拖拉机的牵引效率和整机质

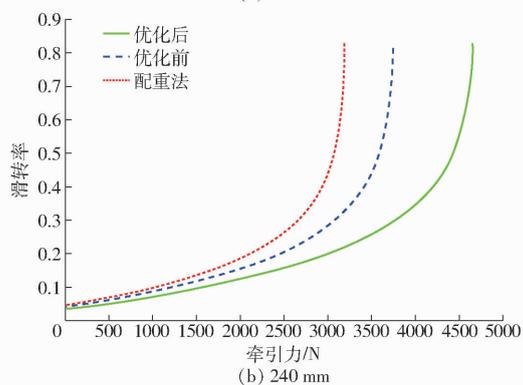
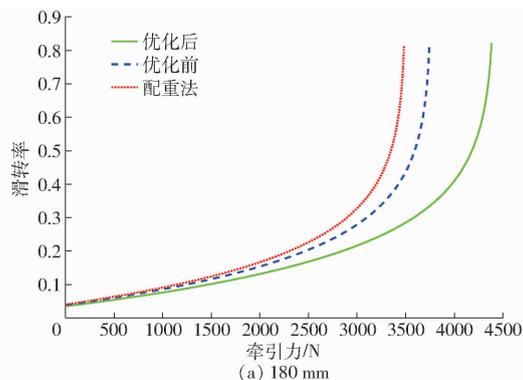


图5 耕深 180 mm 与 240 mm 优化前后滑转率对比
Fig.5 Comparison of slip rate before and after optimization with plough depth of 180 mm and 240 mm

量作为优化目标,采用 NSGA-II 算法进行多目标优化。基于犁耕作业下拖拉机的稳定性要求、驱动力要求、载荷波动情况以及传动系和行走系零件寿命等影响因素,制定了算法运行的约束条件。

(3)在两种不同耕深条件下对电动拖拉机优化结果进行对比分析,当耕深 180 mm 时,整体质量比经验法减少了 14.3%,配重质量仅为 25.3 kg;当耕深 240 mm 时,整体质量比经验法减少了 10.3%,配重质量仅为 4.4 kg,说明在牵引工况下无需额外增加配重就能达到良好的牵引性能。

参 考 文 献

- LEE D H, KIM Y J. Development of a parallel hybrid system for agricultural tractors[J]. Journal of the Faculty of Agriculture Kyushu University, 2017,62 (1):137 - 144.
- KIRSCH D. History of the electric automobile;battery-only powered cars[J]. Technology and Culture, 1995(3):710 - 712.
- XU L Y, ZHANG X R, ZHU S M, et al. Driving system design for greenhouse electric tractor[C]//International Conference on Computer Science and Environmental Engineering (CSEE), 2015: 1187 - 1194.

- 4 CARLIN M, ABENAVOLI R I, KORMANSKI H, et al. A hybrid electric propulsion system for a forestvehicle [C]. Energy Conversion Engineering Conference, Honolulu: IECEC, 1997: 2019 – 2023.
- 5 BODRIA L, FIALA M. Design and testing of an electric powered walking tractor [J]. J. Agric. Eng. Res., 1995, 60(1): 57 – 62.
- 6 WU Shufang, WANG Zongyan, WANG Yi, et al. Based on topology optimization method the cab mount bracket lightweight design [J]. Trans Tech Publications, 2012, 152 – 154; 1292 – 1297.
- 7 KIM J, PARK Y. Analysis of agricultural working load experiments for reduction gear ratio design of an electric tractor powertrain [J]. Transactions of KSAE, 2012, 20(5): 138 – 144.
- 8 MOUSAZADEH H, KEYHANI A, JAVADI A, et al. Life-cycle assessment of a solar assist plug-in hybrid electric tractor (SAPHT) in comparison with a conventional tractor [J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(3): 1700 – 1710.
- 9 刘孟楠, 徐立友, 周志立, 等. 增程式电动拖拉机及其旋耕机组仿真平台开发 [J]. 中国机械工程, 2016, 27(3): 413 – 419.
LIU Mengnan, XU Liyou, ZHOU Zhili, et al. Establishment of extended range electric tractor and its rotary cultivator's simulative platforms [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(3): 413 – 419. (in Chinese)
- 10 周志立, 夏先文, 徐立友. 电动拖拉机驱动系统设计 [J]. 河南科技大学学报 (自然科学版), 2015, 36(5): 78 – 81, 86.
- 11 徐立友, 刘孟楠, 周志立. 串联式混合动力拖拉机驱动系统设计 [J]. 农业工程学报, 2014, 30(9): 11 – 18.
XU Liyou, LIU Mengnan, ZHOU Zhili. Design of drive system for series hybrid electric tractor [J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(9): 11 – 18. (in Chinese)
- 12 ABDOLMALEKI H, JAFARI A, TABATABAEIFAR A, et al. Development and evaluation of an in-situ tire testing facility with variable side slip angles [J]. Journal of Terramechanics, 2015, 59: 49 – 58.
- 13 周志立, 方在华, 赵铨. 拖拉机-农具机组牵引性能的计算机辅助分析 [J]. 农业机械学报, 1991, 22(4): 7 – 14.
- 14 王宣锋, 梁迎春, 黄朝胜, 等. 超静定多轴牵引车制动试验载荷参数的优化 [J]. 吉林大学学报 (工学版), 2011, 41(2): 316 – 320.
WANG Xuanfeng, LIANG Yingchun, HUANG Chaosheng, et al. Load parameter optimization of brake test on statically indeterminate multi-axle tractor [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2011, 41(2): 316 – 320. (in Chinese)
- 15 TONDJI Y, BOTEZ R. Semi-empirical estimation and experimental validation of the mass and the center of gravity location of the unmanned aerial system-uas-s4 of hydra technologies [C] // International Conference on Unmanned Aircraft Systems (ICUAS), 2016: 1319 – 1326.
- 16 董保利, 左曙光, 吴旭东. 轮胎均匀磨损建模与仿真 [J]. 计算机仿真, 2009, 26(2): 274 – 277.
DONG Baoli, ZUO Shuguang, WU Xudong. Modeling and simulation of even tire wear [J]. Computer Simulation, 2009, 26(2): 274 – 277. (in Chinese)
- 17 胡伟, 温旭辉, 刘钧. 电动汽车电机驱动系统寿命模型 [J]. 电机与控制学报, 2008, 12(6): 670 – 674.
HU Wei, WEN Xuhui, LIU Jun. Life time model of motor drive system for electric vehicles [J]. Electric Machines and Control, 2008, 12(6): 670 – 674. (in Chinese)
- 18 彭旭东, 周受钦, 谢友柏, 等. 汽车轮胎磨损机理的研究 [J]. 润滑与密封, 1999(6): 50 – 52.
PENG Xudong, ZHOU Shouqin, XIE Youbai, et al. Study on wear mechanisms for automobile tires [J]. Lubrication Engineering, 1999(6): 50 – 52. (in Chinese)
- 19 刘孟楠, 周志立, 徐立友, 等. 基于多性能目标的拖拉机运输机组优化设计 [J]. 农业工程学报, 2017, 33(8): 62 – 68.
LIU Mengnan, ZHOU Zhili, XU Liyou, et al. Multi-objective optimization and design of tractor trailer systems [J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(8): 62 – 68. (in Chinese)
- 20 刘孟楠. 基于 NSGA-II 算法的悬挂机组拖拉机配重方案优化 [C] // 第十一届河南省汽车工程科技学术研讨会论文集, 2014: 20 – 23.
- 21 徐立友, 李晴, 周志立. 一种改进遗传算法在离合器参数优化中的应用 [J]. 中国机械工程, 2015, 26(24): 3307 – 3311, 3317.
XU Liyou, LI Qing, ZHOU Zhili. An improved genetic algorithm and its applications in clutch parameter optimization [J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(24): 3307 – 3311, 3317. (in Chinese)
- 22 潘金坤. 基于 modeFRONTIER 的离合器碟形弹簧多目标优化设计 [J]. 机械传动, 2011(2): 24 – 27.
PAN Jinkun. Multi-objective optimal design of disc spring in clutch based on modeFRONTIER [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2011(2): 24 – 27. (in Chinese)
- 23 张文春, 方在华. 理论牵引特性曲线数学模型及计算机作图程序 [J]. 拖拉机, 1987(5): 23 – 28.