

茶园行走底盘液压系统设计

王中玉¹, 丁为民^{1*}, 肖宏儒², 申宝营¹, 李毅念¹, 秦广明²

(1. 南京农业大学 工学院 江苏 南京 210031; 2. 南京农业机械化研究所 江苏 南京 210014)

摘要: 根据现阶段茶园管理的要求, 利用设计—试验—修改—再试验方法, 设计出一种适用于茶园管理机行走底盘的液压系统。所提供的液压接口可安装深松、中耕、施肥、喷药等机具。通过试验, 表明该液压系统工作状况良好, 性能稳定, 达到预期设计要求。

关键词: 行走底盘; 液压系统设计; 行走马达

中图分类号: S225.3 文献标志码: A 文章编号: 1000 - 2286(2011) 01 - 0200 - 05

The Design of the Hydraulic System for Tea Garden Walk Chassis

WANG Zhong-yu¹, DING Wei-min^{1*}, XIAO Hong-ru²,
SHEN Bao-ying¹, LI Yi-nian¹, QIN Guang-ming²

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China; 2. Nanjing Agricultural Mechanization Research Institute, Nanjing 210014, China)

Abstract: According to the requirements of the present tea plantation management, with the methods of design-test-modification - retest, a hydraulic system applicable to the walk chassis for the tea garden management machine was designed. The hydraulic interface provided by the system could be installed with the machines of deep loosening, intertillage, fertilization and so on. The test shows that the hydraulic system works well, the performance is stable and the expected design requirements are achieved.

Key words: walk chassis; hydraulic system design; walk motor

茶园管理一般包括深松、中耕、施肥、喷药等作业, 由于茶树有一定高度而且行间距不同, 茶园管理一直难以实现机械化。现有植保、采茶等管理机械往往以人工背着或双人抬着进入茶园操作, 作业效率底, 劳动强度大, 为了使人从繁重的劳动中解脱出来, 需要研制集深耕、中耕、施肥、喷药于一体的行走底盘, 挂接以上相应作业机具, 人乘坐在底盘上, 通过操纵各操纵机构, 就能轻松地完成茶园管理的各项作业^[1-3]。

目前, 国内尚无达到茶园管理机械要求的自走式行走底盘, 而国外提供的管理机, 因动力不足、价格昂贵等原因不能被推广使用^[4-7]。有些靠机械传动的自走式管理机体积大, 当茶树成林后, 茶树基本封行, 很难进入田间作业, 即使进入也会给茶树带来损伤(如个别地区用手扶拖拉机改装的中耕机)。为了不对茶树造成损伤, 行走底盘的平台要高于茶树高度, 履带之间的间距等于茶树行间距, 且履带的宽度受到限制, 这就对行走底盘传动机构的尺寸有了一定的要求。本底盘若采用机械传动, 可实现传动

收稿日期: 2010 - 10 - 01 修回日期: 2010 - 10 - 23

基金项目: 江苏省农机三项工程项目(NJ2008 - 33)、江苏省科技支撑计划项目(BE2008402) 和国家茶叶产业技术体系茶园机械岗位专家基金(0811)

作者简介: 王中玉(1978—), 男, 硕士, 主要从事农机现代设计研究, E-mail: wangzhong2913@163.com; * 丁为民, 教授, 博士, 主要从事农业机械理论与设计研究, E-mail: wmding@jionline.com。

距离远、级数多,造成传动效率降低,而液压传动中的液压元件具有体积小、质量轻、结构紧凑、布置灵活、传动平稳等优点,所以行走底盘采用全液压传动和控制^[8]。

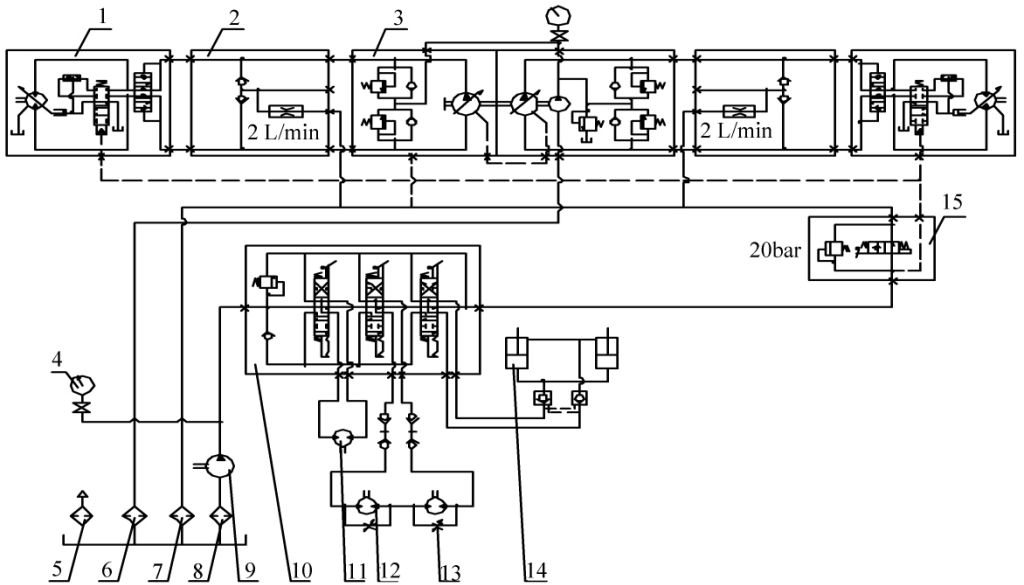
1 设计要求

为了研究与开发高地隙全液压传动的行走底盘,我们进行了大量的调研工作,并考察了日本茶园管理作业机械,在充分结合国内茶园管理实际情况的基础上,对本底盘液压系统设计提出了下列要求。

- (1) 整车质量 1 500 kg 左右;
- (2) 采用全液压传动与控制,无级调速;
- (3) 发动机功率 34 kW;
- (4) 主系统压力 17 MPa;
- (5) 行走底盘速度要求:工作 1.2 m/s,田间转场 2.0 m/s;
- (6) 发动机带动 2 个液压泵,1 个是双连柱塞泵供行走,1 个是齿轮泵供多个农机具工作。

2 总体设计方案

图 1 为行走底盘液压系统原理图。该系统包括的液压元件有双连柱塞泵、齿轮泵、行走马达、多路换向阀、水泵马达、中耕马达、提升油缸等元件。



1 - 行走马达; 2 - 冲洗阀; 3 - 双连柱塞泵; 4 - 压力表; 5 - 空气滤清器; 6、8 - 吸油过滤器; 7 - 回油过滤器; 9 - 齿轮泵; 10 - 多路换向阀; 11 - 水泵马达; 12 - 中耕马达; 13 - 节流阀; 14 - 带液压锁提升油缸; 15 - 变速阀。

1 - Walk motor; 2 - Flush valve; 3 - Double piston pump; 4 - Pressure gauge; 5 - Air filter; 6、8 - Oil filter; 7 - Back to the oil filter; 9 - Gear pump; 10 - Multi-way valve; 11 - Pump motor; 12 - Cultivator motor; 13 - Throttle; 14 - Cylinder with hydraulic lock; 15 - Speed valve.

图 1 行走底盘液压系统图

Fig. 1 Hydraulic system diagram of walk chassis

发动机通过齿轮传动,提供动力给双连柱塞泵和齿轮泵,系统分为两路,一路双连柱塞泵给两行走马达供压力油,双连柱塞泵是变量泵,操纵双连柱塞泵(图 2)上的两操纵杆使得行走马达正、反转、停止,就可以实现行走底盘的前进、后退、转向和停止。液压油循环采用闭式回路,为了防止由闭式回路导致液压油温度升高、清洁度降低,在马达与泵之间加了冲洗阀,以 2 L/min 速度进行冲洗冷却。另一路齿轮泵给中耕马达、提升油缸

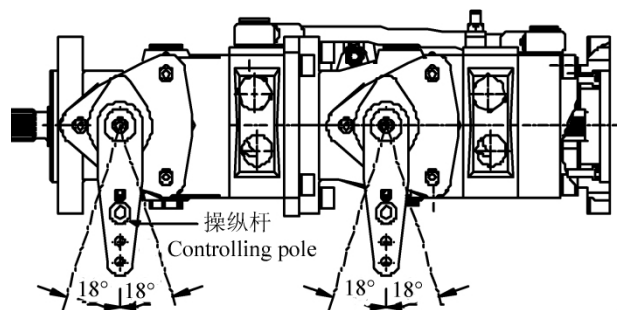


图 2 双连柱塞泵外型图

Fig. 2 Overall figure of double piston pump

和水泵马达供压力油 液压油循环采用开式回路 操纵多路阀里所对应的换向阀 ,可以提升工作装置和让各工作执行部件工作。深松作业时 提升油缸承受较大载荷 ,为了保证深耕机具工作时不移位 ,必须使油缸不能回缩 ,为此油缸采用了双向液压锁 ,锁死了油缸活塞杆 ,提高了深耕作业的稳定性和安全性。水泵马达可以当作施肥马达用 ,为施肥装置提供动力。变速阀实际是个二位电磁换向阀 ,不通电时 液压油通过变速阀回油箱 ,行走马达处于低速;通电时变速阀换位 液压油被变速阀内的单向截流阀堵住 绕过变速阀流向 PP(图5) 先导控制口 ,行走马达处于高速。

3 主要液压元件计算与选型

3.1 行走系统传动示意图

行走系统是由发动机带动双连柱塞泵 柱塞泵把机械能转化为液压能 ,通过液压油传递给行走马达 行走马达又把获得的液压能转化为机械能 ,传递给驱动轮转动 其行走系统传动示意图为图3。

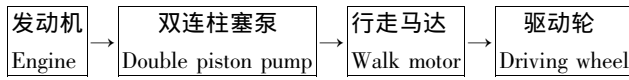


图3 行走系统传动示意图

Fig.3 Schematic diagram of the hydraulic drive

3.2 行走马达选择方案

本设计中 ,行走马达的选型由茶园农艺决定 茶园种植株距不大于 400 mm ,要保证履带行走在茶树之间 履带中心线到马达最外边缘尺寸不大于 150 mm ,这样可以避免轮子伤到茶树。如此小尺寸的马达 使用范围有限 技术难度大 国内厂家不愿开发此类产品 ,只有高价格的从国外进口。通过分析国内市场上行走马达液压原理图 综合有以下2种方案。

(1) 方案一。图4为带制动器的马达。A口进油 ,压力大 ,阀芯向上移动 ,然后推动制动器松开 ,马达正转;B口进油 ,压力大 ,阀芯向下移动 ,然后推动制动器松开 ,马达反转;A、B无进油 ,都无压力 ,阀芯处于中位 ,制动器制动。

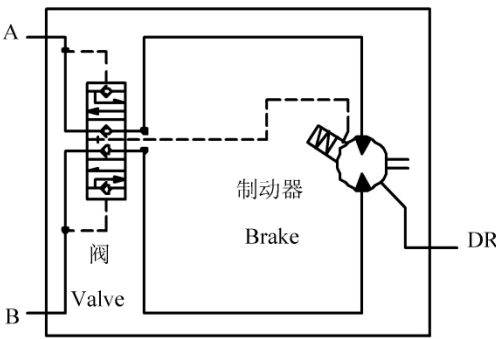


图4 带制动器的马达原理图

Fig.4 Motor schematic diagram with brake

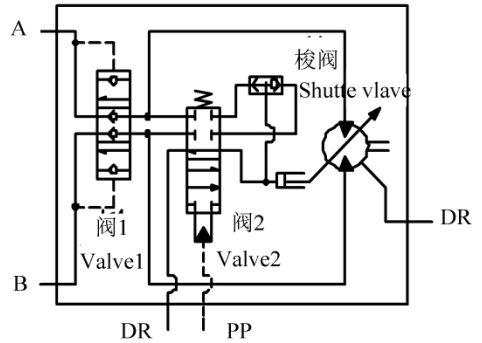


图5 不带制动器的马达原理图

Fig.5 Motor schematic diagram without brake

(2) 方案二。图5为不带制动器的马达。此马达可进行高、低速转换 ,共有5个接口 ,A、B 进出油口;2个 DR 泄油口;PP 先导口 ,控制阀2的阀芯上下移动。当阀2的阀芯在如图位置 ,马达处于低速 ,A口进油 ,阀1的阀芯上移 ,马达正转;B口进油 ,阀1的阀芯下移 ,马达反转;A、B口都无进油 ,阀芯处于中位 ,马达在2个单向阀截流作用下制动。当PP口通入压力油时 ,阀2的阀芯下移 ,马达处于高速 ,A口进油 ,阀1的阀芯上移 ,从阀2过来的高压油通过梭阀 推动油缸 ,使马达高速正转;B口进油 ,阀1的阀芯下移 ,从阀2过来的高压油通过梭阀 推动油缸 ,使马达高速反转。

分析方案一 ,带制动器的马达 制动效果好 ,但此类马达的尺寸较大 ,不能满足尺寸要求;分析方案二 不带制动器的马达 通过平衡阀 ,使进入马达内的液压油 堵在马达两边实现制动。本机质量 1.5 t ,通过平衡阀制动可以达到制动效果 ,此类马达能够满足尺寸的要求 ,又能实现高、低速转换 ,综上所述 ,对行走马达的应选择采用方案二。

3.3 行走马达计算

(1) 牵引系数^[9-12] 由下列计算公式得出:

$$\xi_p = \mu_r + \xi_g + \xi_d + \xi_a + \xi_t = 0.08 + 0.25 + 0.3 + 0.2 + 0.3 = 1.13 \quad (1)$$

式中: μ_r - 滚动摩擦系数 $\mu_r = 0.08$; ξ_g - 爬坡度 $\xi_g = 0.25$; ξ_d - 滑移转向 $\xi_d = 0.3$; ξ_a - 加速系数, $\xi_a = 0.2$; ξ_t - 锄耕附具 $\xi_t = 0.3$ 。

(2) 牵引力^[13] 由下列计算公式得出:

$$F_p = W \times \xi_p = 1\,500 \times 9.8 \times 1.13 = 16\,611\text{ N} \quad (2)$$

式中: W - 整车质量, $W = 1\,500\text{ kg}$; ξ_p - 牵引系数 $\xi_p = 1.13$ 。

(3) 驱动扭矩由下列计算公式得出:

$$T_p = F_p \times r = 16\,611 \times 0.15 = 2\,491.65\text{ N} \quad (3)$$

式中: F_p - 牵引力 $F_p = 16\,611\text{ N}$; r - 履带驱动轮半径 $r = 0.15\text{ m}$ 。

(4) 行走马达排量^[14] 由下列计算公式得出

$$V_{gm} = 2 \times \pi \times T_g / \Delta p / \eta_{mm} = 2 \times 3.14 \times 1\,245.825 / 16 / 0.9 = 543.59\text{ mL/r} \quad (4)$$

式中: T_g - 单个马达驱动扭矩, $T_g = T_p / 2 = 1\,245.825\text{ N} \cdot \text{m}$; ΔP - 马达压差 $\Delta P = 16\text{ MPa}$; η_{mm} - 马达机械效率 $\eta_{mm} = 0.9$ 。

3.4 双连柱塞泵计算

泵排量^[15-16] 由下列计算公式得出

$$V_{gp} = V_{gm} \times n_m / n_{emax} / \eta_{mv} / \eta_{pv} = 543.59 \times 142 / 3\,000 / 0.9 / 0.93 = 30.3\text{ mL/r} \quad (5)$$

式中: V_{gm} - 马达排量, $V_{gm} = 543.59\text{ mL/r}$; n_m - 马达转速 $n_m = 142\text{ r/min}$; n_{emax} - 发动机最大输出转速 $n_{emax} = 3\,000\text{ r/min}$; η_{mv} - 马达容积效率 $\eta_{mv} = 0.9$; η_{pv} - 泵容积效率 $\eta_{pv} = 0.93$ 。

3.5 液压元件的主要参数与型号

液压元件的主要参数与型号列出,见表 1。

表 1 液压元件主要参数与型号

Tab.1 Main parameters and type of hydraulic components

名称 Name	主要参数 Main parameter	型号 Model	制造商 Manufacturer	数量/个 Number
双连柱塞泵 Double piston pump	排量 30.3 mL/r 额定转速 3 000 r/min 额定压力 21 MPa	TPVT-30-30- CR-SS3-F1	Hansa	1
齿轮泵 Gear pump	排量 20 mL/r 额定转速 2 200 r/min 额定压力 10.4 MPa	CBQ-G520-AFPR	合肥皖源	1
行走马达 Walk motor	额定转速 49.6/142 r/min, 压力差 16 MPa	PHV-120-37- 1-8502A	Nachi	2
中耕马达 Cultivator motor	排量 10 mL/r 额定转速 300 r/min, 额定压力 10.4 MPa	255090A6312BAAAA	White	1
水泵马达 Pump motor	排量 42 mL/r 额定转速 900 r/min, 额定压力 8.6 MPa	255040A6312BAAAA	White	1
多路换向阀 Multi-way valve	流量 451 min 额定压力 16 MPa	HC-M45/1	Hydracontrol	1
冲洗阀 Flush valve	流量 61 min 工作压力 1 MPa	DPH-0428C-09	HydraForce	2
节流阀 Throttle	流量 101 min 额定压力 16 MPa	DPH-0428B-09	HydraForce	2

4 试 验

目的是通过挂接相应作业机具,测定行走底盘液压系统是否达到设计要求。试验分别于 2010 年 6

月11日在江苏大丰市恒昌农机装配公司车间内和2010年7月30日在江苏溧阳千峰茶场进行。试验所测得的数据列于表2。

表2 行走底盘试验数据
Tab.2 Test data of walk chassis

测定项目 Measurement item	数值 Value	测定项目 Measurement item	数值 Value	测定项目 Measurement item	数值 Value
行走系统压力/MPa Walking system pressure	20	工作系统压力/MPa Work system pressure	16	外形尺寸长×宽×高/mm Dimensions L×W×H	2 520×2 390 ×2 400
左转弯半径/m Turn left radius	1.15	右转弯半径/m Right turn radius	1.13	爬坡度/度 Climbing degree	15
液压油箱体积/L Hydraulic tank volume	70	燃料油箱体积/L Fuel tank volume	70	工作速度/(m·s ⁻¹) Work speed	1.3
田间转场速度/(m·s ⁻¹) Velocity field transition	1.7	深松功率/kW Subsoiling power	7.9	中耕功率/kW Cultivator power	6.8
施肥功率/kW Fertilizing power	2.6	喷药功率/kW Spraying power	3.2		

5 结 论

(1) 根据现阶段茶园管理的要求,设计出了一一种适用于茶园管理机全液压传动与控制的底盘,液压系统工作状况良好,性能稳定。可以用于茶园深松、中耕、施肥、喷药管理作业,操纵简单,达到预期设计要求。

(2) 选择通过平衡阀制动的行走马达,不仅满足尺寸要求,同时能够实现制动、高、低速转换,即工作时,低速行驶;转场时,高速行驶。由于尺寸小,底盘行走时不会对驱动轮两边茶树造成损伤。

参考文献:

- [1]高峰,徐四清. 茶园管理机械发展现状[J]. 茶叶机械, 2001(4): 13-14.
- [2]薛亮. 茶园管理机械化效益核算[J]. 茶叶通报, 2009, 31(2): 64-66.
- [3]唐小林. 我国茶叶加工装配技术现状分析与对策研究[J]. 中国农机化, 2010(2): 20-24.
- [4]李建国,肖宏儒,张宴志,等. 日本茶叶生产机械化考察与思考[J]. 农业装备技术, 2009, 35(1): 9-11.
- [5]Haigata Masao, Kanda Maho. Establishment of the good-quality, high-yielding training method in the pluck tea garden with the introduced drip fertilization machine[J]. Kyoto Furitsu Chagyo Kenkyujo Shiken Kenkyu Seisekisho Heisei 16 Nendo Gaiyoshu, 2005, 13: 1-2.
- [6]Spliethoff H, Hein K R G. Effect of co-combustion of biomass on emissions in Pulverized tea[J]. Tea Technology, 1998, 54: 189-205.
- [7]Nilsson D, Hansson P A. Influence of various machinery combinations, and storage capacities on costs for co-handling of tea and reed canary grass to district heating plants[J]. Biomass and Bioenergy, 2001, 20: 247-260.
- [8]机械设计手册编委会. 机械设计手册——液压传动与控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 428-429.
- [9]杨照刚,伍红. TQ230全液压履带式推土机行走驱动液压系统设计计算[J]. 建筑机械, 2002, 21(10): 23-26.
- [10]熊克芳,赵辉. 新型履齿履带试验研究[J]. 兵工学报, 1997(2): 1-5.
- [11]马彪,万耀青,钱士文. 履带车辆最小滚动阻力系数 f_{\min} 和行动部分效率 η_a 分析[J]. 兵工学报, 1999, 25(1): 44-48.
- [12]申艳斌. 农业拖拉机履带行走系浅析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2009, 36(1): 37-39.
- [13]雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [14]章宏甲. 液压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [15]Russ Henke P E. Hydraulic excavator technology. Diesel Progress: Engine&Drives, 2006(4): 48-55.
- [16]Bachmann U. Variable speed pumping a guide to successful applications[J]. Journal of fluid control, 1998, 10(1): 50-62.