

900 t 提梁机液压行走系统原理分析及其功率匹配

赵静一, 孙炳玉, 李鹏飞

Principle Analysis and Power Match of Hydraulic Travelling System of 900 t Girder Machine

ZHAO Jing-yi, SUN Bing-yu, LI Peng-fei

(燕山大学 机械工程学院流体传动与控制研究所, 河北 秦皇岛 066004)

摘要:分析了 900 t 提梁机液压行走系统的工作原理, 阐明了闭式液压系统应用于车辆行走系统中存在的问题, 提出相应问题的解决方法, 并提出了闭式液压系统中功率匹配方案。

关键词:液压行走; 闭式液压系统; 差速; 防滑; 功率匹配

中图分类号: TH137 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2007)12-0039-03

0 引言

液压传动因其具有良好的无极调速和灵活布局的特点, 并且可以进行多种多样的调节和控制, 特别是与控制器及传感器电子技术相结合, 促进了工程机械的智能化, 节能化, 液压传动正在越来越广泛应用于工程机械中。900 t 轮胎式提梁机采用行走液压控制系统, 满足设计要求, 并具有良好的操作性能。

1 工作原理

900 t 提梁机液压行走系统相对其他部分的开式系统而言结构简单, 现以单泵双马达系统为例进行说明。如图 1 所示, 该系统整体而言由 4 部分组成: 比例换向阀、变量柱塞泵、单向溢流阀、补油溢流阀、压力切断阀及补油泵的电比例变量泵、补油过滤器和并联的两台变量液压马达(包含冲洗阀、比例换向阀和变量柱塞马达)。

该系统由单台变量柱塞泵为并联的两台变量马达供油, 变量马达通过减速机将扭矩传递给驱动轮, 完成行走运动。发动机驱动变量柱塞泵输出高压油, 油液通

过马达将液压能变为机械能输出, 油液经过马达后温度升高, 一部分发热的油液经过冲洗阀流回油箱, 同时补油泵补充泄漏及经冲洗阀排除的流量。而单向溢流阀旁的单向阀可以保证向回路的低压侧补油。电比例换向阀可以控制泵的排量, 使其根据输入的电信号按比例变化, 在不改变发动机转速的情况下改变泵的输出流量从而改变车速; 通过使不同电磁铁通电, 柱塞泵的斜盘可以平稳地转过中位, 达到油液流动方向改变, 即车辆行驶方向改变的目的。马达中的电比例换向阀可以改变马达的排量, 从而改变马达输出的最大扭矩。

2 行走系统存在的问题及解决方法

2.1 防滑

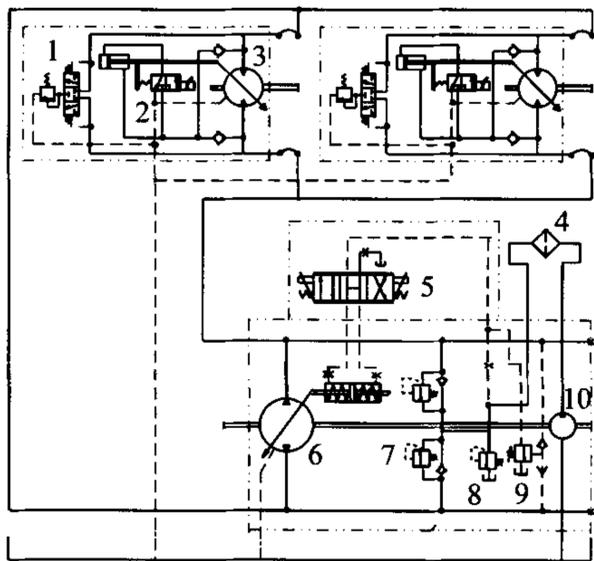
当车辆驱动轮行经光滑路面时, 可能出现打滑, 如

收稿日期: 2007-05-13

作者简介: 赵静一(1957—), 男, 河北定州人, 教授, 博士, 主要从事液压技术的科研与教学工作。

参考文献:

- [1] 孙一康. 带钢冷连轧机计算机控制[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2002.
- [2] Zhang Wei, Sun Menghui, Wang Yiqun. Research of automatic gauge control model in hydraulic screw-down system of strip mill[R]. Hangzhou in China: Proceedings of the Sixth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2005, 4: 717-721.
- [3] 王益群, 等. 虚拟冷连轧机数字仿真研究[J]. 中国机械工程, 2003, 14(20): 1770-1773.
- [4] Roman Gorecki, Jan Jeckielek. Simplifying controller for process control system with large dead time[J]. ISA Transaction, 1999, 38: 37-42.
- [5] 吕勇哉, 等. 前馈调节[M]. 北京: 化学工业出版社, 1980.
- [6] 吴春富, 等. 一种改进型 Smith 预估控制控制方案[J]. 山东交通学院学报, 2004, 12(2): 61-63.
- [7] 彭宇宁. 前馈-反馈控制系统的 Smith 预估控制探讨[J]. 广西大学学报(自然科学版), 1997, 22(2): 164-166.



1. 冲选阀 2、5. 比例换向阀 3. 变量柱塞马达
4. 补油过滤器 6. 变量柱塞泵 7. 单向溢流阀
8. 补油溢流阀 9. 压力切断阀 10. 补油泵电比例变量阀

图1 单泵双马达行走液压系统原理图

果问题不解决,液压泵输出的流量完全被打滑的驱动轮吸收,车辆不能行走,且打滑轮胎磨损严重。原因为:驱动力大于路面与轮胎间的摩擦力,即:

$$F > F_f$$

$$\frac{M}{R} > F_f$$

$$\frac{\Delta p \cdot V \cdot i \cdot \eta_m}{R} > F_f$$

式中 F ——驱动力

F_f ——轮胎与地面间的摩擦力

Δp ——马达进出口压差

i ——行星减速机传动比

η_m ——马达及减速机部分机械效率

R ——驱动轮滚动半径

由以上推导可知,减小变量马达排量,使得驱动力 F 小于摩擦力 F_f ,即可使得驱动轮停止打滑。

可以通过转速传感器测量各轮的转速,然后求得转速平均值 n_0 :

$$n_0 = \frac{\sum_{i=1}^N n_i}{N}$$

式中 n_0 ——转速平均值

n_i ——各轮转速

N ——车轮数量

通过控制器循环比较 n_i 与 n_0 的值,当 $n_i > n_0$ 时,减小 n_i 对应马达的排量,直至 $n_i = n_0$ 后,缓慢将该马达的排量调回变换前的值。在具体操作中,可以根据控制器计算出的 n_0 值设置一个参考值,例如

$1.5n_0$,当 $n_i > 1.5n_0$ 时,表明 n_i 对应的车轮发生了打滑现象,此时通过调整该马达的排量,使其驱动力小于最大摩擦力,以降低车轮转速。通过监控车轮的转速,当车轮转速进入一定域值($0.8 \sim 1.2n_0$)范围后,停止调速,从而消除打滑。调节过程如图2所示。

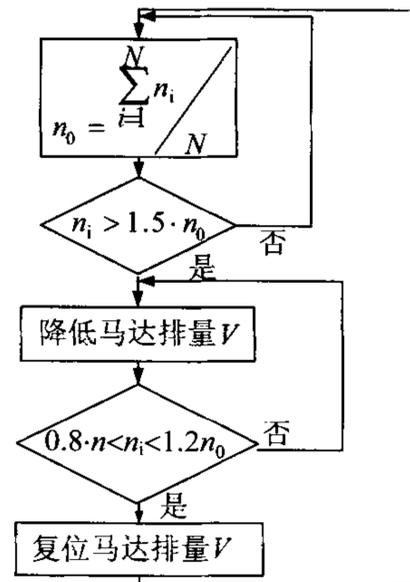


图2 打滑调节流程图

2.2 差速

由于所有驱动马达采用并联油路供油,液压油可以根据需要自由地分配流量,拐弯时,处于不同转弯半径上的车轮可以自动适应地得到所需流量。同时,压力相同的液压油又可以确保拐弯时车辆具有足够大的驱动力。这样的液压回路彻底地解决了车辆的差速问题,较之机械传动结构简单。

3 闭式行走液压系统功率匹配

3.1 行走系统控制模式设定

不同于以往机械传动及液压传动行走系统设置多挡位。出于操作简便,行走控制可设置3个挡位:前进;停止;后退。具体到前进,后退2个挡位,中间不再设挡。这样,通过使变量泵比例换向阀不同电磁铁通电,或2个电磁铁均不通电可以满足前进、后退或停止。

3.2 发动机工作特性

如图3所示,曲线BA、SR分别为发动机的最大功率输出曲线及最佳比油耗曲线。发动机在BA曲线上工作可以获得最大输出率,而在SR曲线上工作则燃油经济性最好、功率利用率最高。发动机工作在曲线BA、SR中间较为合理。

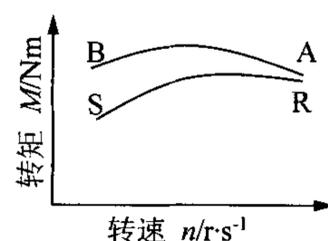


图3 发动机特性曲线

3.3 发动机与泵的功率匹配

由图1可知,发动机工作曲线应处于最大功率输出曲线BA与最佳比油耗曲线SR中间。通过辨别当前发动机转速的高低来决定发动机的工作曲线靠近哪一端。

为发动机定义一个中间转速 n_0 ,通过比较发动机当前转速 n 与 n_0 的关系,确定发动机应该运行的状态。当发动机处于低速运行时,即 $n < n_0$,通过调整变量泵的排量,使得发动机转速—扭矩关系曲线贴近高比油耗曲线,这样可以防止发动机超负荷而熄火,并获得较高燃料利用率;当发动机转速处于高转速时,即 $n > n_0$,通过调整变量泵排量,使得发动机转速—扭矩曲线贴近高功率曲线,使得整机获得较大功率。

其中,转速可通过转速传感器测得,发动机输出扭矩经过计算可以获得,公式如下:

$$M = \frac{\Delta p \cdot V}{\eta_m}$$

式中 Δp ——液压泵出口进口间压差

V ——液压泵的排量

η_m ——液压泵的机械效率

3.4 泵与马达的功率匹配

首先,对于马达,其前后压差太大则泵与马达的寿命都将大大降低,而其前后压差太小又不能将系统的液压元件充分利用,所以,希望泵和马达始终工作在一个压力区间内,即泵与马达的进出口压差 Δp 稳定在一个范围:

$$p_1 < \Delta p < p_2$$

其中: p_1 与 p_2 为根据液压元件所能确定的最佳压力区间的压力值。

由于负载是在不断变化的,导致马达前后的压差不断变化,这样可以通过调整马达的排量,使其压力稳定在一个比较小的范围内,这样液压泵输出的油液压力稳相对比较稳定。控制流程图如图4所示。

以上调节由控制器完成,控制器接收马达进出口压力传感器的压力值,作差运算后得到 Δp ,然后通过比较 Δp 与预先设定值 p_1, p_2 的关系后,决定是否调节马达,及调节的方向。

如取短压力区间(p_1, p_2),则马达与泵近似工作在恒定压差下 Δp 。马达可根据实际负载情况自动调整排量,在大负载情况自动转换为低速行走;低负载时自动转换为高速行驶。

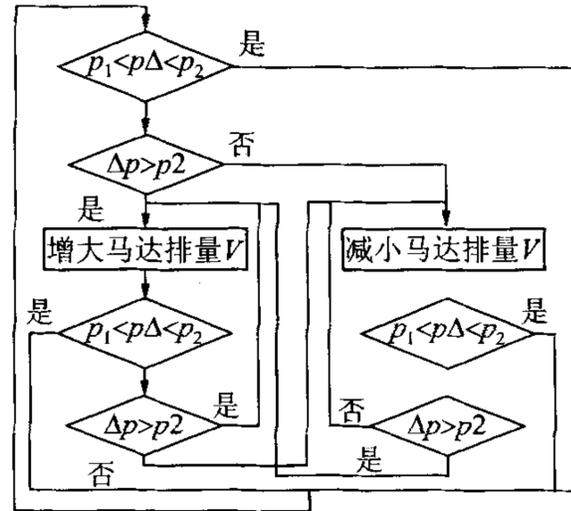


图4 马达排量调节流程图

3.5 全局功率匹配

由以上分析可知,通过自动调整马达排量 V ,使其前后压差稳定在一个区间(p_1, p_2)内,当此压力区间较短时,马达与泵近似认为工作在恒定压差 Δp 下,这种情况下,相对一定的发动机转速来说液压泵的情况是不变的。

综上所述,整个液压行走系统的功率匹配思路如下:通过控制器读取发动机转速,从而决定发动机适当的工作曲线,即低转速时接近高比油耗曲线,针对这种情况首先设定马达进出口压差区间(p_1, p_2),使其偏低,而高转速则将使发动机接近高功率曲线,压力区间设置偏高。发动机输出扭矩可以通过计算得出,公式如下:

$$T = \frac{\Delta p \cdot V}{\eta_m}$$

式中 Δp ——液压泵出口入口压差

V ——液压泵的排量

η_m ——液压泵的机械效率

而马达端,则通过动态调节其排量,使工作压差稳定在压差范围(p_1, p_2)内。

4 结束语

以单泵双马达并联液压系统为例阐述了900t提梁机液压驱动行走液压系统的原理,指出行走液压系统中存在的问题并给出了解决办法和闭式系统的功率匹配方案。

参考文献:

- [1] 姚怀新. 行走机械液压传动与控制[M]. 北京:人民交通出版社,2002.
- [2] 安辉,等. 车辆全液压行走系统的分析与研究[J]. 建筑机械,2005(5):93-95.
- [3] 彭天好,等. 液压挖掘机全局功率匹配与协调控制[J]. 机械工程学报,2001,37(11):50-53.