

一种移动式框架起重车走行液压系统设计

方超 尹辉

(中车株洲车辆公司 湖南 株洲 412000)

摘要: 介绍了一种移动式框架起重车行走驱动液压系统的工作原理。根据其工作特性,对走行液压系统进行工况分析和系统原理设计,计算核心元件参数并选型。经车辆试运行,证明设计的走行液压系统完全满足客户使用要求。

关键词: 框架;起重车辆;走型液压系统

1 概述

移动式框架起重车,是应用于某型标准容器的一种轮式车辆,该车辆自带动力,适应中、短途道路行走;其以门型框架搭载吊具,由液压升降系统辅助框架起吊重物,也可优化吊、装具,转运、码垛轻型货物。

因轮压低,中、短途机动灵活,该车适用于中小码头及铁路货场,特别适合丘陵地带、狭窄道路行走及转场。(如图 1 所示)

2 主要技术参数

车辆自重 < 40t

最大坡道 8%

最大车速 5km/h

转场距离 5 ~ 10 km

3 车辆工况及配置

从功能分析,该车需具备空车状态自行走能力,则需配置行走驱动系统。具备驻车、启动、行走、爬坡、转向、刹车等基本功能。

考虑到行走距离较长、路面适应性要求高,本车使用橡胶轮。为方便连接布置和操作,用液压马达直接连接车轮、驱动车轮旋转,省去机械传动的驱动桥、传动轴及轮边减速。

马达自带驻车,拓展后具备行车制动(刹车)功能;低速大扭矩马达能提供较大牵引力,满足爬坡需要;液压缸推动轮胎支撑绕转轴旋转实现车辆转向。

4 走行液压系统工作原理

走行系统采用经典的变量泵一定量马达容积调速双闭式回路,2 泵 4 马达方案(如图 2 所示)。1 单泵各控制对角 2 个马达,若道路不平、凹坑导致单个轮胎瞬时打滑,此时车辆重心偏移加大其它 3 轮负重,另一组对角马达迅速提升工作压力(增大牵引扭矩),在车辆惯性消失之前及时脱困。

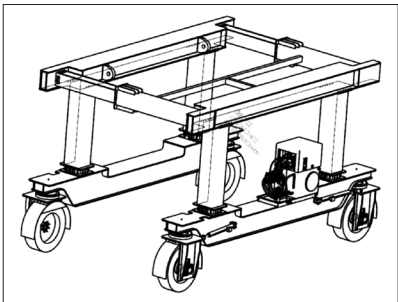


图 1 移动式框架起重车

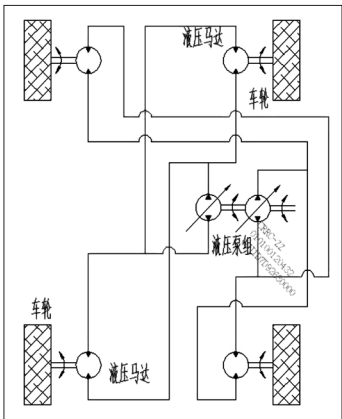


图 2 走行系统原理简图

5 液压系统选型及计算

5.1 液压马达

根据主走行参数,车辆最大爬坡 8%,采用 4 个驱动轮。其牵引方程为:

$$F=(G \times \sin \alpha_{\max} + f \times G \times \cos \alpha_{\max})/4$$

式中, G 为空车最大总质量, $G=40000 \text{ kg}$

f 为滚动摩擦系数,一般沥青或混凝土路面取值范围 0.018 ~ 0.022, $f=0.02$

α 为坡度角度, $\alpha=0.08 \times 180^\circ / \pi$, $\alpha_{\max}=4.58^\circ$

计算得出 $F=9.785 \text{ kN}$

根据最大自重 40t,选择一种实心轮胎。其 10km/h 状态下,单轮胎最大负载 10.8t。满足车辆应用。其负荷下静半径 $r=590 \text{ mm}$ 。

因此,每个车轮提供的驱动转矩为:

$$T=F \times r$$

计算得出 $T=5773 \text{ N.m}$

考虑丘陵地带、公路有长坡且坡度状况不精确,初选波克兰 MS-18 系列马达。其工作压力 25MPa 时,稳定提供的扭矩约 6945 N.m。排量 $V_g=1747 \text{ ml/r}$,转速范围 0 ~ 125 r/min。最大工作压力 31.5MPa。

5.2 行走液压泵

5.2.1 行走油泵工作压力计算

液压泵出口压力需满足系统中行走马达的最大工作压力,并考虑沿程压力流量损失和油泵效率降低等因素。液压系统油泵最高工作压力应满足:

$$P_{\max}=n(P+\sum \Delta P)$$

式中,根据马达输出转矩计算: $T=P \times V_g \times \eta / 2 \pi$

P : 马达进出压差 (Pa)

T : 马达扭矩 $\geq 5773 \text{ N.m}$

V_g : 马达排量 m^3/r

η : 机械效率取 0.85

计算得出 $P=24.42 \text{ MPa}$

$n=1.1$ (安全系数)

$\sum \Delta P=3 \text{ MPa}$ (系统中沿程压力损失)

计算得出 $P_{\max}=1.1 \times (24.42+3)=30.1 \text{ MPa}$

5.2.2 行走油泵最大工作流量计算

油泵最大工作流量: $Q_{\max}=K \times \sum Q$

式中, K 为系统的泄漏系数,取值范围 1.1 ~ 1.3;由于是闭式系统内泄漏不能过大, K 取 1.1

单泵最大总工作流量为两台行走马达的流量

因此: $\Sigma Q=2RV \times g$

式中, R 为最大车速 5km/h (83.3m/min) 时马达转动圈数,

$R=83.3/(2\pi \times r) \approx 23r/\text{min}$

$\Sigma Q=80.362 \text{ L/min}$

计算得出 $Q_{\max}=1.1 \times 80.362=88.39 \text{ L/min}$

5.2.3 油泵排量计算

$q=Q_{\max}/n_f$

式中, n_f 为发动机工作转速, 额定转速取 $n_f=2000 \text{ r/min}$

计算得出油泵排量 $q=44.1 \text{ ml/r}$

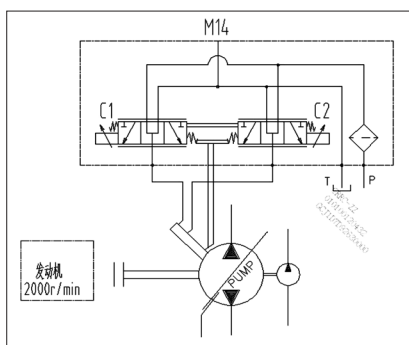
综上: 油泵选 DANFOSS 电比例双联柱塞泵, 排量 45ml/r。发动机转速 2000r/min 时, 流量为 $Q=90 \text{ L/min}$, 最大工作压力达 35MPa。

该泵配置比例排量控制模块 (EDC), 通过输入的电信号来比例调节走行系统流量。

EDC 由一个三位四通控制阀芯及一对安装在阀芯两侧的比例电磁线圈 (C1、C2) 组成。电信号输入后, 电磁铁比例产生推力作用于该阀芯, 阀芯移动使压力油进入双作用伺服活塞的一侧, 伺服活塞在两侧压差的作用下带动斜盘角度变化, 实现泵排量在正向最大排量和反向最大排量之间无级变化。因此, 采用电比例变量柱塞泵可根据行走速度需求自动调整流量, 以降低能耗。且调整过程迅速, 几乎没有压力波动。(如图 3 所示)

5.3 转向液压油缸

根据转向机构受力分析, 转向油缸最大拉力 58.28kN, 最大推力 71.19kN。



查机械设计手册, HSG-80/40 工程液压缸, 工作压力 16MPa 时, 推力 80.4 kN, 拉力 60.3 kN, 符合要求。

5.4 转向液压泵

5.4.1 转向泵工作压力计算

液压泵的出口压力需满足系统中转向油缸的最大工作压力, 并考虑沿程压力流量损失和油泵效率降低等因素。液压系统油泵最高工作压力应满足:

$P_{\max}=n(P+\Sigma \Delta P)$

根据公式: 压强 $P=F/A$

式中, P —液压缸工作腔工作压力 (压强) Pa

F —液压缸压力油作用在活塞杆上的力 N 最大推力或拉力

A —液压缸工作腔作用面积 $m^2 \pi \times D^2/4$

D/d —液压缸缸径 / 杆径

最大推力时无杆腔作用, $P=71.19 \times 103 / (0.082 \times \pi / 4)$

$P=14.16 \text{ MPa}$

最大拉力时有杆腔作用, $P=58.28 \times 103 / [(0.082-0.042) \times \pi / 4]$

$P=15.45 \text{ MPa}$

因此最高压力取大值 15.45 MPa

$n=1.1$ (安全系数) $\Sigma \Delta P=3$ (系统中沿程压力损失)

计算得出 $P_{\max}=1.1 \times (15.45+3)=20.3 \text{ MPa}$

5.4.2 转向泵最大工作流量计算

油泵最大工作流量: $Q_{\max}=K \times \Sigma Q$

式中, 泄漏系数 K 取值 1.1

单泵最大总工作流量为 4 根转向缸流量

因此: $\Sigma Q=4 \times Q_v$

油缸速度定 25mm/s (1.5 m/min)

转向油缸流量 $Q_v=1.5 \times (\pi \times 0.082/4) = 7.54 \text{ L/min}$

计算得出 $Q_{\max}=1.1 \times 4 \times 7.54=33.176 \text{ L/min}$

5.4.3 油泵排量计算

$q=Q_{\max}/n_f$

式中, n_f 为发动机工作转速, 额定转速取 $n_f=2000 \text{ r/min}$ 。

计算得出油泵排量 $q=16.58 \text{ ml/r}$

综上: 油泵选 blue ascend 公司齿轮泵, 排量 19.2ml/r, 发动机转速 2000r/min 时, 流量为 $Q=38.4 \text{ L/min}$, 最大工作压力 25MPa。

6 走行油箱计算

油箱有效容积取油泵流量的 2-4 倍, 本机械单次连续行走至少 1.5 ~ 2 小时无故障。主泵流量为 90L/min, 转向泵流量为 38.4 L/min。

即: $V=(90+90+38.4) \times 2=436.8$

选取油箱容积为: 450L

7 试验校核

试制完成, 车辆进行了道路行走各项功能测试, 满足设计指标。车辆在弯道及 T 形岔路口适应性较好, 行进中克服了 8% 的坡道。在坡道上停车 (验证刹车及驻车功能), 并成功在坡道上启机行走。

8 结语

本文介绍了起重车走型液压系统的分析、原理设计、核心元器件计算选型。经功能性测试, 部件选用符合设计要求。后续将持续跟踪车辆、元器件的运营维护, 优化技术细节、提升车辆性能。

其起吊作业最大重量 220t, 性价比优于同等吨位水平的汽车吊; 空车状态机动灵活, 弥补了门、桥式起重机机动性不足问题。在轻、重型起吊领域之间占据了一席之地, 也将在物流、铁路货场及特种运输领域产生良好的社会及经济效益。

参考文献:

- [1] 姚怀新, 陈波. 工程机械底盘理论 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2001(12).
- [2] 魏艳, 郑绍春, 张高升. 一个船体分段运输车行走液压驱动控制系统与案例分析 [J]. 交通与计算机, 2006, 24(2): 66-69.
- [3] 范英芝, 张洪群. 公铁两用牵引车驱动方式的研究 [J]. 哈尔滨铁道科技, 2016(3): 8-10.
- [4] 朱海天, 李红勋, 李立顺. 一种集装箱跨运车行走驱动液压系统的设计 [J]. 专用汽车, 2016(07): 94-95.

作者简介: 方超 (1988.12-), 男, 汉族, 甘肃酒泉人, 本科, 工程师, 研究方向: 液压及控制系统研发。