

液压泵站设计与使用中一些问题的分析

曹小忠, 孟海忠

The Analysis of Problems in Hydraulic Pump Station's Design and Use

CAO Xiao-zhong, MENG Hai-zhong

(宝钢集团 梅钢公司炼钢厂, 江苏 南京 210039)

摘要: 该文通过对液压泵站在使用中存在的一些问题的分析, 提出了一些见解和看法。

关键词: 液压系统设计; 泵站; 油箱

中图分类号: TH137.5 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2006)08-0071-03

泵站是液压系统的核心, 一个性能优良、设计合理的泵站对设备的性能、寿命、使用成本、检修强度会带来至关重要的影响。根据我们对所在单位多个液压系统运行过程中出现的一些问题的分析和总结, 就其中泵站设计和维护中存在的部分问题进行进一步汇总, 以探讨这些问题的根源。

泵站的设计中, 核心部分是泵、油箱、蓄能器等元件的设计计算和选型, 三者的关系是相互影响的, 同时液压系统也受到外在因素诸如工作环境、温度、工作节奏的影响, 这些影响对系统产生的作用是非常大的, 对这些因素的考虑不全面或不完善往往直接影响液压系统的工作性能。

泵的选择: 一般的设计准则和习惯是, 对于高压系统选择轴向柱塞泵, 中低压系统选择叶片泵或齿轮泵。对于定量泵和变量泵的选择却因系统而异, 变量泵作为一种可以简化系统设计和节能的液压源, 目前被广泛采用, 尤其是在中高压系统的设计中。但是系统污染会对 2 种泵产生的影响却大相径庭。梅山炼钢厂有大包水口和中包水口快换 2 套液压系统, 其中大包水口液压系统为二手设备, 功能是启闭大包水口以控制钢水浇铸量。中包快换液压系统由德国配套制造, 用于浇铸过程中更换中包水口。2 套液压系统元件配置及参数见表 1。

表 1 液压泵站设计与使用中一些问题的分析

项目名称	大包水口液压系统	中包快换液压系统
液压泵	A2F016, 排量 16 mL/r 2 台(二备一)	A10VSD18 排量 18 mL/r 2 台(二备一)
电机	11 kW, 960 r/min	22 kW, 1450 r/min
油箱	150 L	160 L
蓄能器	25 L, 4 只, 10 L, 1 只	20 L, 2 只
工作压力	19 MPa	16 MPa
过滤器设置	高压、回油、循环	循环
工况	高温、粉尘、 液压缸常更换、易污染	高温、粉尘、 液压缸常更换、易污染

可见 2 套系统主要的不同之处主要在于液压泵选择不同, 其控制系统也基本相似, 但在实际使用中, A10V 变量泵的使用寿命仅有 A2F 斜轴式定量泵使用寿命的 1/4 ~ 1/3, 且价格比较昂贵。我们对此进行了观察和分析, 经对损坏的 A10V 变量泵解体检查发现该泵主要受两方面原因的损伤: 首先是污染物的影响, 变量机构一旦被大颗粒污染物堵塞, 斜盘便不能复位, 有的泵的斜盘被刮出沟槽, 滑靴被严重磨损, 部分滑靴已脱离活塞。需要提出的是通过表 1 可以看出, 中包液压系统采取了比大包水口液压系统更为完善的污染控制设计。此外, 经检查还发现有气蚀原因造成的麻点状损伤。根据油箱设计来看, 两套液压系统都是液压泵下置式, 不同的是中包水口液压系统采用专用的冷却循环泵冷却, 而滑动水口采用主泵卸载时自行循环冷却。由于中包液压系统油箱内未设隔板, 造成油液在油箱内回流过快, 油液消泡不彻底, 从而使液压泵产生气蚀。如此一来, 变量泵与定量泵便体现出 2 种使用效果。

油箱的设计: 油箱容积以及尺寸的设定同样会给系统带来重要的影响, 由于油箱往往联接件又是被联接体, 有时还要承载阀台等其他部件, 改动非常困难, 因此在设计时应该引起足够的重视。油箱容积的计算除了根据泵流量进行确定外, 还应充分考虑蓄能器、执行元件、管路等的储、排油量, 并进行合理的液位控制, 在保证系统性能的前提下充分考虑设备维护检修的方便。

往往一个液压系统的主泵选型确定以后, 可以根

收稿日期: 2006-01-24

作者简介: 曹小忠(1970—), 男, 江苏泰州人, 工程师, 硕士, 主要从事液压备件修复和系统故障诊断工作。

据主泵的排量基本确定油箱的容积,除此之外还应充分考虑现场空间、主泵、循环泵的排列安装方式等来进一步确定油箱的尺寸。应该说一个容积充裕的油箱可以有利于系统散热、油液消泡、杂质沉淀或上浮,对系统的稳定运行创造有利条件。对于大型开式液压系统来说,务必充分考虑液压执行元件和蓄能器等的储油量。一般情况下,这些元件的储油量不应超过油箱总容积的30%,最好限定在25%以下。否则,根据用户的使用习惯常常将油位控制在油箱高度的 $1/2 \sim 2/3$ 左右,一旦在系统未卸压情况下补油较多时,就会出现油液通过油箱外溢的情况,致使出现难以估料的系统污染。另外在液压系统进行过大的检修之后,往往需要对系统管路和更换元件、蓄能器进行充油、排气等工作;油箱偏小会导致补油比例过高、油箱液位偏低的情况出现,有时候需要进行二次补油,而这种补油的危险在于一旦系统需要再次检修时系统油液回流,会出现油箱溢油的危险。在选用磁浮式液位计进行液位控制时尤其应注意油箱尺寸的设计,对存在大尺寸或长行程液压缸的系统进行工况核算,防止出现因检修、泄漏导致系统油位报警频繁出现的现象发生。以一个炼钢精炼液压系统为例,该系统主泵流量为 111 L/min ,油箱容积 1000 L , 40 L 蓄能器9只。液压缸: 140×2750 ,3只; $203/90 \times 600$,2只; $180/80 \times 45$,3只。系统工作压力 10 MPa ,蓄能器充氮压力 $7 \sim 8 \text{ MPa}$ 。原油箱设计为矩形,尺寸为 $1.5 \times 0.93 \times 0.74 \text{ m}^3$,油箱高度 930 mm ,液位发信计高液位、较低液位、低液位信号设置距箱盖分别为 80 mm 、 350 mm 、 450 mm 。该泵站工作制度为2台主泵1用1备。从主泵流量和油箱容积匹配上,该系统油箱为主泵总流量的4.5倍,不存在问题。但是在日常设备维护和工作中频繁出现油位低位报警,检修时经常出现高位溢油等问题。通过对系统工况的详细计算发现,系统所有执行元件、蓄能器、管路卸压,单作用升降液压缸全部降至低位后,系统回油量为 290.9 L ,而油箱设计的高液位至低液位点的区间储油量为 209.3 L ,一旦平时液位高于低液位点 80 mm (88 L),在系统检修时即会出现油箱溢油。在这个基准点上系统的泄漏一旦超过 88 L 系统又会出现低液位报警。实际上, 88 L 以内的油量控制在日常设备维护作业中是很难控制的,这给该系统的维护工作带来了很大不便。由于选用了内置式磁浮式液位计,用户无法进行液位设定调整,只能对液位计进行重新选型或换型。

循环过滤、冷却系统的合理选型和布置对于控制液压系统清洁度和温升至关重要。对于笔者而言,随着大量液压比例、伺服液压阀件在系统中的使用,循环冷却系统在控制介质污染度方面的作用引起了我们的足够重视。作为循环系统,应尽可能将系统回油及时进行循环过滤,以及时控制油箱的清洁度。对循环系统的吸油、回油管路合理布置,避免在油箱单侧或局部集中布置,防止出现油液局部循环,导致油箱内温度场分部不均匀。液压油在油箱内的局部流动会限制循环冷却系统的功能,并进而产生温度检测元件信号的不准确。因此循环系统的吸油口应能够方便的将系统回油、泵溢流油液吸入。高温油液的局部滞留可以使油箱内部的局部产生数十度温差,不利于保持系统长期稳定运行和油液性能恒定。循环滤芯的性能会直接对系统清洁度产生影响,主要包括了滤芯的过滤精度、材质、纳污性能、使用寿命等。滤芯的过滤比 β_x 决定了过滤精度,而纳污容量和压差特性将影响滤芯的使用寿命。而在系统清洁度相对稳定的情况下,上述因素和滤芯的标称流量综合将决定滤芯的使用寿命和更换周期。因此,在选择过滤器时要全面考虑流量因素,尤其是系统回油过滤器。一方面回油过滤器本身的实际流量不是恒定的,同时在一些季节温差较大的地区液压油本身的黏度会有较大的变化,如果仅仅按照标称流量选择会导致在冬季运行设备时出现堵塞信号的发生,实际上并没有出现堵塞甚至是新滤芯。因此,回油滤芯应在核算流量的基础上按照1.5倍以上的流量选择。对于不采用单独循环冷却而利用主泵(一般是定量泵)卸载或系统回油冷却的泵站,其回油滤芯成为控制系统清洁度的最重要的元件,应在流量、纳污能力上预留充分的冗余,并采用双筒过滤器以便于设备维护。

在液压泵站的设计中,根据系统的具体情况合理设计过滤器,实现系统良好的污染控制可以大大降低设备故障率,延长设备寿命。设计中对2个以上同参数元件的选择应尽量选择同一型号,使设备在使用中备件管理和检修更换时更方便。

在泵站的设计和使用过程中,确定和调整一个合理经济的系统压力及加载、卸载压力区间,对系统温度的控制、减少故障和液压泵寿命的延长都有重要影响。我们曾经对一个转炉裙罩液压系统的压力系统进行过修订,在经过多次不同工况的试验和测试后,发现系统压力较实际工作压力高出了近 5 MPa ,决定系统工作压力从原设计的 18 MPa 降低到 16 MPa ,加载区间值

一种无杆缸-对称铰接液压增力夹具

苏东宁¹, 钟康民²

A Hydraulic-amplified Fixture Based on a Non-rod Piston Cylinder and Symmetrical Hinges

SU Dong-ning¹, ZHONG Kang-min²

(1. 济南大学 机械工程学院, 山东 济南 250022; 2. 江苏大学 机电工程学院, 江苏 镇江 212013)

摘要:介绍了一种新型的基于无杆液压缸与对称铰链增力机构组合而成的液压夹具的工作原理,给出了相应的力学计算公式。该系统结构紧凑,力放大效果显著。

关键词:无杆液压缸; 对称铰链; 夹具; 力放大效果

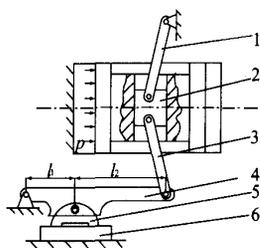
中图分类号: TH137 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2006)08-0073-02

1 基于无杆液压缸对称铰接液压增力夹具

在现代制造业中,液压传动夹具的应用是极为广泛的。在设计过程中,设计人员往往首先想到的是选用传统的有杆活塞式液压缸,利用外伸的液压杆将力传递出去,然后再夹紧工件。这种结构有其显著的缺点,一是液压缸轴线方向上尺寸过大,结构不紧凑;其二是由于活塞杆刚度较差,有时不得不采用一些辅助的措施加强刚度,这样会造成结构庞杂。

基于上述问题,我们设计出了一种无杆液压缸对称铰接液压增力夹具。结构见图1。

2 工作原理



1、3. 铰杆 2. 活塞 4. 压紧杆 5. 压紧块 6. 工件

图1 夹具结构

图1所示,液压缸为固定式,缸中的活塞中部开有矩形内槽,内置一滑块,滑块与铰链杆连接,其中一铰

链杆的输出端与夹具的夹紧杆件相连,以便实现工件的夹紧。当液压缸的左腔通上液压油时,活塞向右运动,活塞中的滑块沿内槽表面滑动,通过铰接杆将力传出,作用在压紧杆上。压紧杆又通过下方浮动的球面压块将工件压紧。当液压油从右腔进入液压缸时,活塞向左运动,夹具松开工件。

上述装置的特点是:两铰杆的结构基本对称,结构简约平衡,能抵消大部分活塞产生的作用在液压缸内壁的径向力,减轻了活塞与液压缸内壁的磨损,提高了力传动效率,并且延长了相关构件的使用寿命。

以上装置在工作时,输出力实际上是输入力经过两级放大后得到的。第1级为通过铰链杆实现,第2级是通过夹紧杆得以完成。输入到液压缸的液压油,经过这两级放大,最终作用在工件上的夹紧力较输入力已增加了数倍。由于系统的放大作用,使得当要求的夹紧力一定时,输入的油压可以较小,甚至可以考虑用气压代替;或者是当油压不变时,大大减小缸径尺寸,使结构紧凑。

收稿日期:2006-06-02

作者简介:苏东宁(1965—),女,广西玉林人,讲师,硕士,主要从事液压技术及测试技术方面的科研与教学工作。

从16~18 MPa改为12.5~16 MPa。大幅度增加了高温工作区域管路和液压缸等元器件的寿命,系统故障率降低近60%,工作油温也随之下降5左右。

在泵站的设计中,很多细节性的问题都会对整个系统的运行或维护甚至设备性能和寿命产生重大影

响。科学合理的设计计算、优化的布置、优质元件的选用加上对现场实际状况和设备维护的充分考虑才会实现液压泵站的完美设计,在功能上和使用上实现设计初衷。