

轧机锁紧油缸泄漏原因分析及系统改进

孙冠功, 黄福敏, 李磊, 王建宾

(济南钢铁集团总公司 第一小型轧钢厂, 山东 济南 250101)

摘要: 济钢第一小型轧钢厂轧机液压换槽系统因工作压力增高, 蓄能器压力油长期作用于锁紧缸, 引起密封圈击穿、泄漏和机架不稳。通过增设定值减压阀控制油压, 改进锁紧油缸结构, 解决了锁紧油缸的泄漏问题, 保证了轧制线的稳定, 轧机作业率由85%提高到87%。

关键词: 轧机; 液压系统; 锁紧油缸; 泄漏; 减压阀

中图分类号: TG333.15 文献标识码: B 文章编号: 1004-4620(2003)03-0011-02

Cause Analysis of Lock Oil Cylinder's Leakage on Mill and the Improving Method

SUN Guan-gong, HUANG Fu-min, LI Lei, WANG Jian-bin

(No.1 Small Section Rolling Plant of Jinan Iron and Steel Group, Jinan 250101, China)

Abstract: Because of the high pressure of the hydraulic system of stand transversing and accumulator's pressure in locked oil cylinder in No.1 Small Section Rolling Plant of Jinan Iron and Steel Group, joint rings were staved, leaking oil and causing the mills unstabilized. By adding pressure reducer to control oil pressure and improving the structure of the locked oil cylinder, leakage was avoided and the stability of stand was improved, the mill's production rate was increased from 85% to 87%.

Key words: mill; hydraulic system; locked oil cylinder; leaking; pressure reducer

1999年济南钢铁集团总公司第一小型轧钢厂(简称济钢第一小型轧钢厂)进行了半连轧改造, 提高了设备能力, 生产水平由1998年的23.4万t达到了2001年的51万t。其中2[#]~7[#]轧机换槽系统由机械换槽改为液压换槽, 由液压缸拖动轧机横向移动, 锁紧缸对轧机进行锁紧。

1 轧机换槽机构液压系统工作原理

轧机液压换槽系统设计为2台泵组, 用一备一。电机型号为Y132-4, 功率7.5kW, 额定转速1470r/min; 油泵型号10SCY14-1B, 额定压力31.5MPa, 公称排量10mL/r, 额定转速1500r/min。系统采用进、回油过滤, 设计压力10MPa。系统方向、流量控制阀全部采用叠加阀, 结构紧凑, 安装维护方便。其工作原理见图1。

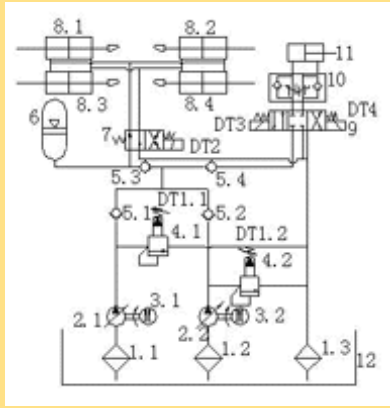


图1 改造前液压系统原理

- 1 过滤器 2 柱塞泵 3 电机 4 溢流阀 5 单向阀 6 蓄能器 7 二位四通电磁阀
8 锁紧缸 9 三位四通电磁阀 10 单向节流阀 11 拖动缸 12 油箱

轧机换槽时，首先松开机架锁紧缸，然后横移。先是DT1得电，系统升压，然后DT2得电，压力油通过单向阀5.1、5.3及二位四通阀7进入锁紧油缸前端油腔，同时后端油腔的油通过二位四通电磁换向阀8及单向阀5.2、5.4和过滤器1.3回油箱，锁紧缸缩回，前端楔轴与机架脱离，然后DT3得电，压力油通过单向阀5.2、5.4、三位四通电磁换向阀9及单向节流阀10进入拖动油缸左腔，拖动油缸右腔的油通过单向节流阀10、三位四通电磁换向阀9、单向阀5.4、5.2、过滤器1.3回油箱，拖动油缸右移；同理，在DT1、DT2得电以后，DT4得电，会使拖动油缸左移。轧槽线对齐后，DT3(DT4)、DT2、DT1失电，蓄能器的压力油通过二位四通电磁换向阀8进入锁紧油缸后端油腔，活塞杆伸出，通过前端楔轴压紧轧机动滑道，从而锁紧轧机，换槽工作结束。

当蓄能器内油压达到设定值下限时，电机自动启动，DT1得电，对蓄能器进行补油；压力达到设定值上限时，DT1失电，电机自动停止。

2 问题的提出及分析

2.1 问题的提出

由于轧机工作环境恶劣，污浊循环水、氧化铁皮造成流淌不畅导致机架导轨生锈，使机架托动摩擦力增大。系统设计压力10MPa已经不能够进行正常的换槽工作，需不断提高系统压力来完成。所以液压系统工作时对油缸使用寿命影响很大，特别是锁紧缸，长时间承受蓄能器油压的作用，且安装在机架下面，平时检查难以发现其故障。

2.2 原因分析

根据力学原理：

$$F = Q \cdot f + F_1 \quad (1)$$

$$P = \frac{F}{A} \quad (2)$$

式中 F ——油缸负载，N；

Q ——轧机质量，kg；

f ——摩擦系数；

F_1 ——其它附加力，N；

P ——系统压力，MPa；

A ——活塞有效面积， cm^2 。

滑道摩擦系数增加，负荷增大，并由于轧机本身质量达5t左右，所以 F 增幅很大。由于氧化铁皮堆积，

附加负荷 F_1 相应增大，从而要求系统工作压力 P 增大，该系统工作压力最高可达20MPa才能正常工作。系统高压油(超过额定压力部分)由于蓄能器的作用，直接长期作用在每个锁紧缸上，这势必造成锁紧缸密封圈击穿，进而造成锁紧缸泄漏。

从解体情况看，轴头的YX型和O型密封圈被击穿的现象很多，活塞中YX型密封圈也被击穿，导致锁紧缸外泄和内漏。由于采用长期工作制，如果油缸发生外泄，油泵将不断供油，造成浪费；如果油缸发生内泄，将导致轧机机架不稳，影响生产。

3 改进措施

因轧机工作环境决定该系统工况较复杂，应该考虑附加力和导轨之间摩擦力的增加对油缸造成的破坏，在锁紧回路进油管增设一定值减压阀，使锁紧缸的油压控制在设计范围之内。同时将锁紧缸后部油腔由压力油推动锁紧缸活塞前移改为由刚性系数较大的一组碟簧推动锁紧缸活塞向前移动，使其前端楔轴压紧机架动滑道，避免了由于压力油长期作用在油缸上，导致泄漏及需要定期补油的弊端。改造后的液压原理见图2。改造后锁紧油缸简图见图3。

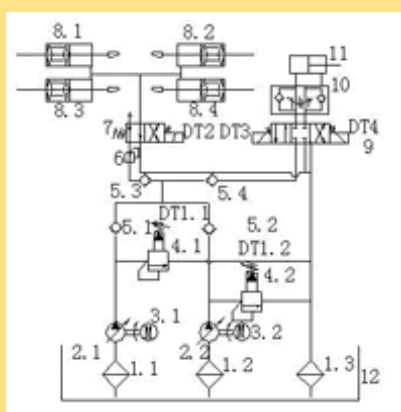


图2 改造后液压系统原理

- 1 过滤器 2 柱塞泵 3 电机 4 溢流阀 5 单向阀 6 定值减压阀(新增)
7 二位四通电磁阀 8 锁紧缸(改后) 9 三位四通电磁阀 10 单向节流阀 11 拖动缸 12 油箱

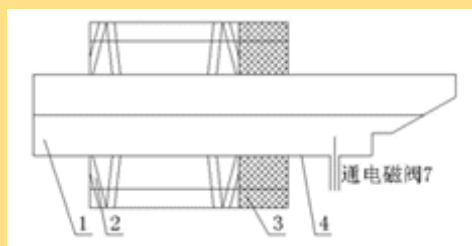


图3 锁紧油缸结构

- 1 活塞杆 2 碟簧 3 活塞 4 油缸外壳

由公式：

$$F=K \cdot \Delta S \quad (3)$$

式中 F ——活塞杆向前的推力，N；

K ——碟簧刚性系数；

ΔS ——碟簧变形量，m。

根据锁紧油缸前端楔轴与轧机动滑道之间的受力分析，由轧机所需的锁紧力确定力 F ，从而确定碟簧 ΔS ，即锁紧油缸活塞杆的移动量。

3 结 语

系统改进后，使用过程中未发现密封圈被击穿现象，同时避免了因蓄能器压力油长期作用于锁紧缸而引起漏油，使机架产生位移而影响生产的现象。年节约备件费2.5万元、液压油20多吨，经济效益在9万元左右，并且保证了轧制线的稳定，轧机作业率由原来的85%提高到87%，减轻了维护工人的劳动强度，取得了较好的经济效益。

[返回上页](#)