

伺服阀流量单边输出故障分析

文晓庆 季会群

(上海宏普液压技术有限公司, 201109)

摘要: MOOG30 系列伺服阀是一种小流量的伺服阀, 在国产化研制过程中曾经出现过流量单边输出故障。本文从伺服阀的工作原理入手, 通过对该故障进行理论分析, 并经实际验证, 找出了产生故障的根源, 提出了改进措施。

关键词: 伺服阀、故障分析

1、引言

MOOG30 系列伺服阀是一种双喷嘴挡板式力反馈伺服阀, 适用于小流量的精密控制系统。伺服阀接收来自控制系统的电流信号, 并转换成液压信号来控制执行机构(油缸)运动。电流信号转换成伺服阀的流量输出, 伺服阀的流量转换成执行机构的位移, 执行机构的位移又通过位移传感器送入控制系统, 形成闭环反馈, 构成一个完整的电液控制系统。其中伺服阀起到电液信号的转换作用, 是整套电液控制系统的核心。

MOOG30 系列伺服阀的工作压力可达 21MPa, 流量可达 0.451/min~5.01/min 不等。本文针对额定流量为 3.71/min、输入电流为-10mA~+10mA 的伺服阀出现的流量单边输出故障进行分析。

2、故障现象

MOOG30 系列伺服阀国产化研制过程中曾经出现过流量单边输出故障, 具体表现为: 当伺服阀控制执行机构运动时, 不论给伺服阀加上正向或反向电流, 执行机构都向同一方向运动, 直至活塞碰缸。

将伺服阀装在试验台进行空载性能测试, 出现下列异常现象:

- 1) 该伺服阀喷嘴前压力 P_{c1} 、 P_{c2} 均与供油压力 P_s 基本相同, 而正常值应为供油压力的一半左右。

- 2) 阀的内泄漏量小于 82ml/min, 而正常值应为小于等于 350 ml/min。
- 3) 从空载流量曲线上看, -10mA 时流量为 -3.96 l/min, 0mA 时流量为 -0.42 l/min, +10mA 时流量为 -0.242 l/min, 流量负向单边输出。
- 4) 检测两喷嘴前压力差 ΔP_c 与输入电流之间的对应关系: 输入 0~+10mA 电流时, 压力不变, 压差为恒定值 $\Delta P_c = 0.05\text{MPa}$ (正常值 $\Delta P_c = 0.4 \sim 0.5\text{MPa}$); 输入 0~-10mA 电流时, 左、右喷嘴前压力同时开始降低, -10mA 电流时左、右喷嘴前最大压差 $\Delta P_c = 0.55\text{MPa}$ 。

3、故障分析

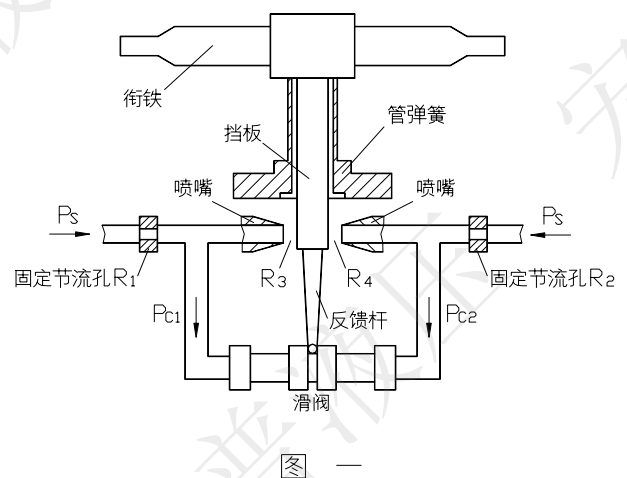
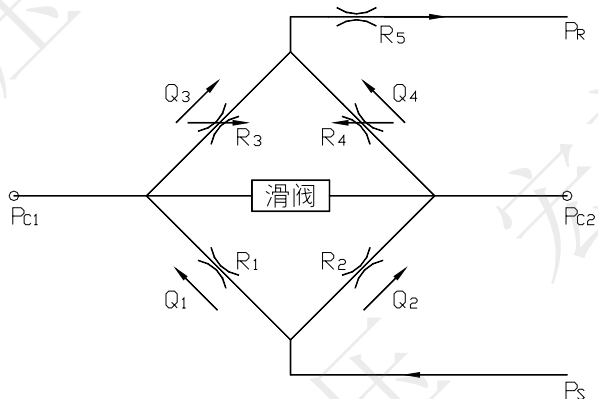


图 1

M00G30 系列伺服阀是以力矩马达、双喷嘴挡板阀作为前置放大级，滑阀作为功率放大级的两级流量控制伺服阀。其中前置放大级的双喷嘴挡板阀是一个对称结构，如图一所示。高压油 P_s 经过阀内过滤器分流到两个固定节流孔 R_1 、 R_2 ，再分别流过两喷嘴挡板之间间隙形成的可变节流口 R_3 、 R_4 ，最后汇总经过回油阻尼孔 R_5 回到油箱。简化的工作原理图见图二。 R_1 、 R_3 、 R_2 、 R_4 组成两路对称的



图二

桥路，桥路中间点压力 P_{c1} 、 P_{c2} 为左、右两喷嘴前的压力，其压差推动滑阀运动。

在伺服阀初调时，操作者通过改变 R_3 、 R_4 的液阻，即调整喷嘴与两个挡板之间的间隙，使 $R_1 \times R_3 = R_2 \times R_4$ ，此时 $P_{c1} = P_{c2}$ ，滑阀处于中立位置。当输入某一控制电流时，力矩马达电磁力矩的作用使挡板产生位移，液阻 R_3 、 R_4 发生反向变化，桥路失去平衡，即 $P_{c1} \neq P_{c2}$ ，形成前置级压差 ΔP_c 。在 ΔP_c 的作用下，滑阀产生位移，通过反馈杆反力矩作用，使桥路到达新的平衡位置，伺服阀输出相应的流量。伺服阀的输出流量与阀芯位移成正比，阀芯位移与输入电流成正比，伺服阀的输出流量与输入电流之间建立了一一对应的关系。

从故障现象上看，无信号输入时，伺服阀的前置放大级压力 P_{c1} 、 P_{c2} 增大且近似相等，与供油压力 P_s 接近，说明两侧的喷嘴挡板之间基本没有间隙，液阻 R_3 、 R_4 趋于无穷大，流量 Q_3 、 Q_4 接

近为零，阀的内泄漏量小于 $82\text{ml}/\text{min}$ 也证明了这一点。从空载流量曲线上看，当伺服阀输入正向电流时，前置放大级压力 P_{c1} 、 P_{c2} 不变，阀芯位置不变，没有流量输出。而当伺服阀输入负向电流时，前置放大级压力 P_{c1} 、 P_{c2} 发生变化，产生压差 ΔP_c ，伺服阀有负向流量输出，说明伺服阀的挡板在电磁力矩的作用下能向右侧移动，却不能向左侧移动。当挡板向右侧移动后左侧产生间隙，使前置放大级压力 P_{c1} 下降，压差推动阀芯向左侧移动，伺服阀产生负向流量输出。可以判断该伺服阀的故障为前置级堵塞，且堵塞处为右侧喷嘴与挡板间，左侧喷嘴与挡板靠死。

将该伺服阀解体检查，在右喷嘴口发现条状堵塞物。取出堵塞物，在工具显微镜下观察，条状堵塞物形态为月牙形，尺寸为 $1.497 \times 0.392 \times 0.22\text{mm}$ ，材质为橡胶。

当伺服阀输入正向电流时，电磁力矩使挡板向左侧喷嘴偏转，由于喷嘴与挡板已经接触，故堵塞状态无改善，前置放大级压力无压差，阀芯无位移，伺服阀无输出流量。当伺服阀输入负向电流时，电磁力矩使挡板向右侧喷嘴偏转，由于堵塞物为弹性体，故挡板有位移，左侧喷嘴与挡板间堵塞状态改善，前置放大级有压差，阀芯有位移，伺服阀有流量输出。所以说是右侧喷嘴挡板间隙被堵塞物堵塞造成了伺服阀流量负向单边输出的异常。

4、改进措施

伺服阀前置放大级的压力油必须经过伺服阀内部 $1\mu\text{m}$ 的过滤器才能到达喷嘴。经过检查，过滤器并未失效。可以肯定，如此大的橡胶堵塞物是无法通过过滤器进入喷嘴的。仔细检查过滤器到喷嘴之间的所有密封件，在右端盖的密封圈上发现了与条状堵塞物形态相似、尺寸相近的凹形缺陷。经实物拼合，确认条状堵塞物即为右端盖密封圈上的

脱落物。

经对该伺服阀端盖与阀体安装实际尺寸计算和作图分析，确定该伺服阀端盖密封圈挤伤、脱落的原因是（见图三）：

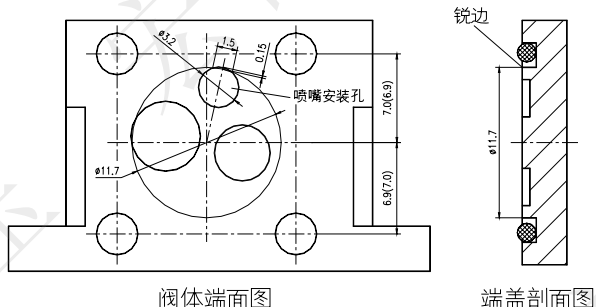


图 三

- 1) 该伺服阀的端盖为非对称性结构，密封圈的圆心距上下螺钉安装孔的距离分别为 6.9mm 和 7.0mm（见图中括号内尺寸），但没有识别标志，在实际装配中很难辨别方向。
- 2) 操作者在装配端盖时将偏心方向装反，使端盖密封圈槽内径尺寸 $\phi 11.7\text{mm}$ 与阀体喷嘴安装孔 $\phi 3.2\text{mm}$ 边缘产生干涉（见图中尺寸），在端盖与阀体界面形成尺寸约为 $1.5 \times 0.15\text{mm}$ 月牙形通道。当端盖与壳体之间通过螺钉联接紧固后，端盖密封圈受到压缩变形，变形后的密封圈内圈覆盖在月牙形通道上的部分实体被挤入通道形成压痕。
- 3) 喷嘴安装孔 $\phi 3.2\text{mm}$ 孔口在图纸上有 R0.1 要求，但在加工过程中未加以控制，以至最后的零件孔口为锐边。
- 4) 由于伺服阀在调试及各项工艺试验中工作压力需反复在 $0 \sim 21\text{MPa}$ 之间变化，密封圈月牙形的实体压痕因被喷嘴安装孔的孔口锐边剪切变为挤伤；在工作中该实体最终产生脱落，进入到喷嘴孔内形成堵

塞物。

针对上述故障产生的原因，提出以下改进措施：

- 1) 将壳体端面喷嘴安装孔由 $\phi 3.2\text{mm}$ 该为 $\phi 3.1\text{mm}$ ，并将孔口倒圆角 R0.2。
- 2) 将端盖密封圈槽内径尺寸由 $\phi 11.7\text{mm}$ 该为 $\phi 12.1\text{mm}$ ，且将槽口锐边倒圆角 R0.2。经计算端盖与阀体装配时密封圈槽内孔 $\phi 12.1\text{mm}$ 离开壳体喷嘴安装孔 $\phi 3.1\text{mm}$ 边缘的最小距离为 0.1mm。
- 3) 将密封圈规格由 $\phi 12.5 \times 1.5$ 改为 $\phi 12.9 \times 1.3$ ，将端盖密封圈槽深尺寸由 1.1 mm 改为 1mm。
- 4) 在端盖尺寸 6.9mm 一侧写标记，便于端盖装配时识别方向。

经过上述改进，该系列伺服阀从根本上杜绝了密封圈损坏堵塞喷嘴故障的发生，并在实际使用中得到验证。

5、结论

经过本文分析，找出了该系列伺服阀出现流量单边输出故障的根本原因。其中既有设计问题，又有工艺问题，具有代表性。伺服阀出现这种故障的概率虽然很低，但是一旦出现，对整套电液控制系统却是致命的。本文从伺服阀的结构入手，分析了该故障产生的机理，并提出了相应的改进措施，希望能为同类产品的开发设计提供值得借鉴的经验。

参考文献

- [1] [美]H. E. 梅里特，液压控制系统[M]，科学出版社，1976
- [2] 雷天觉主编，新编液压工程手册[M]，北京理工大学出版社，1998

Trouble Analysis of Servo-Valve output single direction

Abstract: The series of MOOG 30 servo-valve is designed for mini-flow electric hydraulic system. In the process of domestic development, there appeared the trouble of single direction flow. Based on the working principle of servo-valve, the article analyzes the trouble in theory. Through checking up in practice, the source of trouble produce is found out and measures for improvement are submitted.

Key words: servo-valve trouble analysis