

液压冲击问题

盛伯羽

(长春光学精密机械学院, 长春 130022)

摘要 以典型的实例和实验,对液压传动中的液压冲击现象,给出了较直观性的论述,并分析了产生液压冲击的原因。列举了通过对液压回路的巧妙设计,降低液压冲击的例子。

关键词: 液压冲击; 压力峰值; 液压系统; 液压油泵; 执行机构

1 引言

在古典的水力学中,把液压冲击称为水锤现象。液压冲击是在液压传动系统中,由于某种原因引起液压力在瞬间突然急剧上升,其压力峰值比稳态值高好多倍,并同进产生噪声和振动。液压冲击往往不被人们所重视,然而它会使液压系统产生温升,损坏密封装置、管道、液压元件,引起振动、噪声,不仅影响机器的工作质量,还污染了环境,使某些液压阀误发动作,损坏设备甚至会造成很严重的人身伤亡事故。因此搞清液压冲击的本质,正确地估算它的压力峰值,并研究出降低液压冲击的措施,是十分必要的。

2 液压冲击产生的原因

2.1 在液压系统中,由于阀门的突然关闭或打开,使油液的流速变化很大,能量相互转化。造成压力值瞬间突然升高。

2.2 由于高速运动的部件,突然停止,换向,由惯性力引塌的压力值升高,如机床工作台的换向和制动,在液压缸两腔和管路中压力升高,发生液压冲击。

2.3 在液压系统中,由于某些液压元件动作反映的不灵敏,造成液压冲击。如液压系统中的溢流阀门反映迟钝,当系统压力同某原因突然升高,而溢流阀门口不能及时动作,造成压力超调,出现压力峰值。

2.4 由于液压油泵带负荷启动或停车,无论上述哪种原因出现,都会产生液压冲击现象,会使压力峰值高出稳态值好几倍。

3 以实例说明压力峰值产生的情况

3.1 蓄能器液压缸系统

实验装置原理如图 1 所示。在蓄能器中预先蓄存好 50(bar) 的能量。当它释放出能量时，液压油就从蓄能器经过进油管到油缸的左腔，推动活塞右移，活塞的运动速度为 u ，油缸右腔的油通过开着的阀门经回油管，流回油箱。当关闭回油路和阀门时，活塞停止运动。由于活塞的惯性，使活塞继续向右，压缩右腔的油液，造成油缸右腔及回油管中的油压突然升高。同时油缸左腔的油压也跟着升高。压力峰值如图 2 所示。

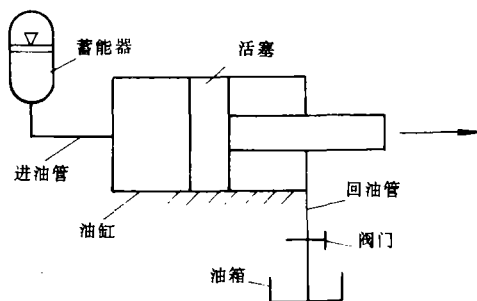


图 1 实验原理图

由实验结果可知，压力峰值比稳态值高出了三倍多，到达峰值时间，在进油管这边用了 0.025 秒。由于存在摩擦，使液压冲击为衰减过程，经过了 0.3 秒后恢复到稳态情况，在回油路这边，到达峰值时间为 0.008 秒，比进油路到达峰值时间短，而且也高些。该实验说明由于阀门的突然关闭，使液压系统油压力瞬时升高，产生液压冲击。

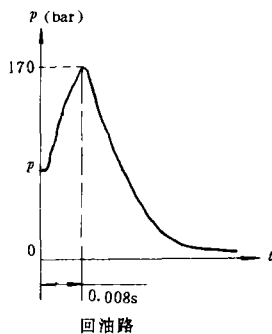
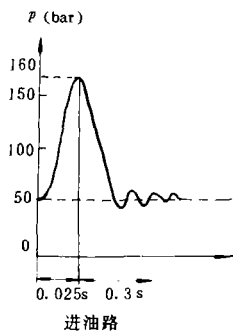


图 2

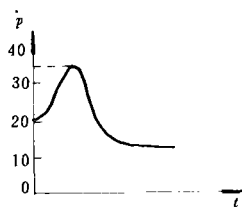


图 3

3.2 液压动力滑台制动时情况

当运动部件停止,油道被换向阀关闭,将油封闭在油缸两腔中。由于惯性,压缩油液,造成压力急剧增加,产生液压冲击。对此产生的压力升高值进行计算,并做了实验,二者情况相近似。

由于在制动过程中,运动部件的动能贮存于回油腔液体的弹性能中,因此可有下式:

$$1/2mv_0^2 = 1/2k_n x^2$$

其中: m ——运动部件包括负载的总质量($m = \frac{G}{g}$)

v_0 ——运动部件的原始速度

x ——运动部件的超越行程

k_n ——液压油的弹性梯度 $\Delta p \cdot A = k_n x$

Δp ——制动时压力的增加值

A ——油缸活塞的有效面积

由液压油的体积弹性模量可知

$$k = \frac{V}{\Delta V} \cdot \Delta p$$

$$k = \frac{V \cdot \Delta p}{x \cdot A}$$

$$k \cdot x = \frac{V}{A} \Delta p = A \frac{V}{A^2} = k_n x \frac{V}{A^2}$$

$$k_n = \frac{k \cdot A}{V}$$

由前几式可得: $\Delta p = \sqrt{\frac{m \cdot k}{V}} \cdot v_0$

式中: k ——液压油的体积弹性模量

$$k \approx (1.6 \sim 2.0) \times 10^4 (\text{bar})$$

V ——回油腔变形前的容积(cm^3)

V_0 ——制动前活塞的运动速度(cm/s)

ΔV ——回油腔的变形容积(cm^3)

G ——运动部件总重量。

动力滑台的总重量 $G = 600\text{kg}$, 活塞直径为 $D = 120(\text{cm})$, 活塞杆直径 $d = 90(\text{cm})$

滑台快速运动制动前的速度 $v_0 = 5(\text{m/min})$

回油腔变形前容积

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \times 80$$

$$\Delta p = \sqrt{\frac{mk}{V}} v_0 = \sqrt{\frac{k}{V}} v_0$$

$$\Delta p = \sqrt{\frac{600 \times 2.0 \times 10^4}{981 \times \frac{3.14}{4} (12^2 - 9^2) \times 80}} \frac{500}{60} = 14.65294 (\text{kgf/cm}^2)$$

实验测得如图 3。从实验结果可看出,与计算结果相接近,为减少惯性造成的液压冲击,可通过减少滑台的总质量 m ,或者降低滑台运动的初始速度,即制动前油缸活塞杆的运动速度 U_0 来实现。

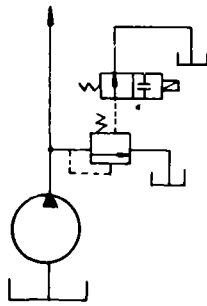


图 4

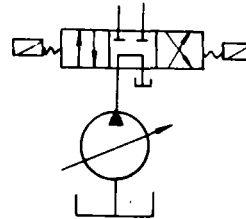


图 5

总之降低液压冲击的方法很多。如延长阀门的关闭时间,使液压油泵不带负荷启动和停车,在液压冲击源附近安装蓄能器、增大管径、降低流速和采用橡胶软管等。

在实际生产中,常通过合理地设计液压回路或选择合适的液压阀来降低液机压冲击。这是很经济的。下面就举几例说明。

4 使液压油泵不带负荷启动的液压回路

4.1 如图 4 所示。用二位二通电磁阀来控制溢流阀,在启动油泵时使处于空载,即液压油泵卸荷回路。图 5 是用三位阀的中位机能来实现油泵的空载启动。这方法要比在液压油泵处单独设计安装一个分离机构,结构简单,价格便宜使用方便。

4.2 由于执行机构在空载高速突然转换为低速时,由惯性造成液压冲击。

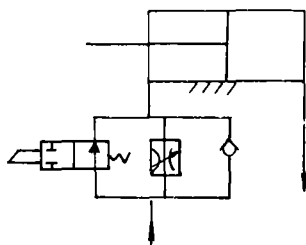


图 6

这可通过选用二位二通机动换向阀(行程阀)来代替常用的二位二通电磁阀,这实质上是延长速度换接的过渡过程时间。因为用电磁阀换向,切换时间短,通常为(0.1~0.08)秒,而用行程阀换向,不但切换时间长,而且在挡铁的作用下,可通过合理设计挡铁斜面倾角,改变换向时间,按需要而设计。这实际即是延长阀门的关开时间来降低液压冲击。

4.3 当回路不同的速度换接时,要求换向平稳无冲击。还可选用阻尼器的电液换向阀。通过阻尼器节流开口的大小,来调节液动阀的阀芯移动速度,改变了阀门的开关时间和速度,使速度换接过渡过程时间延长。如现有的液压,动力滑台液压系统,就是采用了电液换向阀实现速度换接。

4.4 当高速运动的部件,突然加载时,工作腔产生液压冲击。如图 7 所示。(a)图是用加装安全阀的办法来卸荷。(b)图是在工作腔引出一带阻尼的卸荷油管,吸收一部分冲击压力。(c)图是用加装蓄能器的方法吸收一部分液压冲击。

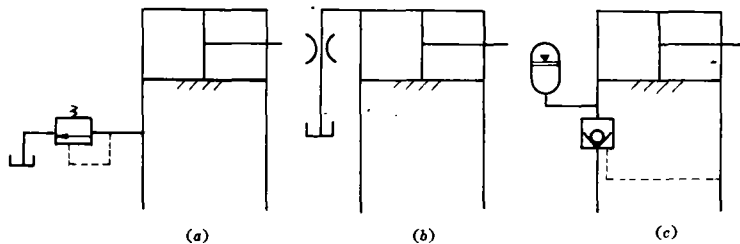


图 7

在实际的生产实践中,为降低液压冲击值,还有一些设计得很巧的液压回路。总之在设计和使用液压传动装置时,要充分的注意到冲击现象,研究出适当的办法加以解决。以防造成严重的后果。

On Hydraulic Shock

Sheng Boyu

(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics, Changchun 130022)

Abstract

This paper discusses the hydraulic shock in hydraulic drive using typical examples. The reasons which result in hydraulic shock are analysed. It also suggests that hydraulic shock could be reduced by ingeniously designing hydraulic loop.

Key words: Hydraulic shock, Hydraulic system, Hydraulic oil pump, Hydraulic executive mechanism.