

# 液 压 阻 尼 器 研 究

(200030)上海交通大学 王钧功

## 一、液压阻尼器的作用

液压阻尼器是利用充满液压油的液压缸，通过阻尼控制阀的作用，在液压缸两腔产生压力差，从而对负载产生阻尼力，该阻尼力的大小与负载速度有关。液压阻尼器可以吸收负载振动、冲击，阻止负载速度、位移，防止设备共振，补偿设备的热膨胀位移。在大型工程设备，如桥梁、电站中，应用液压阻尼器可以保护设备安全可靠。下面以液压阻尼器在核电站中应用说明其作用。

在核电站中，有反应堆、蒸发器、水泵等，这些设备通过管道构成一回路、二回路。核燃料裂变产生能量加热一回路重水，然后通过热交换器把热能传递到二回路，把二回路的水变为高温、高压的水，再通过蒸发器产生高温高压的蒸汽去驱动涡轮机用于发电。由于电站有冷态、热态、全功率和非全功率运行状态，因此设备与连接设备的管道温度是变化的；温度的变化引起管道的热胀冷缩。如果将设备与地面基础固定，则连接设备的管道必须对管道的热胀冷缩进行补偿，一般电厂对管道有采用 $\Omega$ 形管进行补偿，但在核电站中管道直径大，管壁厚，布置紧凑，采用 $\Omega$ 形管补偿是困难的。因此在核电站中为解决管道热胀冷缩问题，将中央反应堆与地面基础固定，其它设备采用导向滑动支承或柔性支承以适应管道的热胀冷缩，但带来的问题是当发生地震，或敌人核袭击产生的冲击波，对在软性支承上的设备将是危险的。地震或核袭击所产生的冲击波使支承上的设备产生0.5~15g的加速度，会使连接设备的管道破损或断裂，导致核泄漏，造成后果将是灾难性的。希望有这样一种装置，当管道和设备低速热膨胀位移时，装置对管道和设备产生很小的阻力；当

管道和设备受到冲击时，该装置产生很大阻力，阻止管道和设备运动，限制其位移，同时吸收振动，限制振幅。液压阻尼器的功能能满足上述要求，因此在国内外核电站中广泛应用液压阻尼器。液压阻尼器的吨位从几十吨到几百吨。

## 二、液压阻尼器的结构及工作原理

图1为液压阻尼器结构图，主要由球铰、液压缸、阻尼阀组、补油器等组成。为了结构紧凑，阻尼阀组和补油器均安装在活塞杆内部。安装时，球铰一端安装于固定基础，球铰的另一端安装于浮动设备或管道。目前国内液压阻尼器有两种结构形式：一种是无关闭速度的液压阻尼器；另一种是有关闭速度的液压阻尼器。对于要求冲击位移小、质量较大的设备，后者较为适合。两种阻尼器的结构形式基本相同，只是控制阀的结构形式不同。

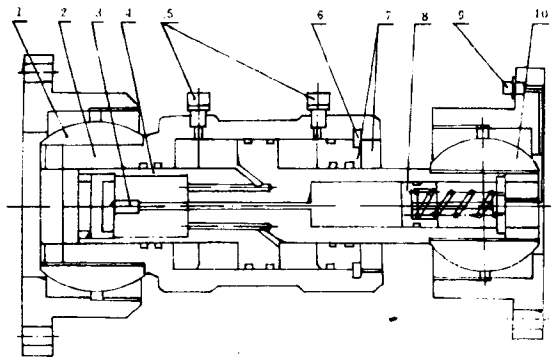


图1 液压阻尼器的结构

1-大球铰 2-缸体 3-阻尼阀 4-活塞 5-放气阀组  
6-卡环 7-端盖 8-补油组件 9-插座 10-小球铰

### 1. 无关闭速度液压阻尼器的工作原理

图2为无关闭速度液压阻尼器的工作原理图。液压缸左右两腔分别与单向阀、孔板阀组相连，当阻尼器受到向左外力作用时，左边孔板阀

组起阻尼作用,右边单向阀打开吸油,补油器补足阻尼器受瞬时冲击时造成右腔油量不足。采用孔板阀组结构,主要目的是增加阻尼效果,以避免单阻尼孔通孔面积太小,容易造成阻塞。图中  $a$  为阻尼孔面积,  $d_0$  为孔直径,  $z$  为单侧孔板数。为了获得有效阻尼,孔板上小孔位置偏心,相邻孔板上小孔错开  $180^\circ$  安装。

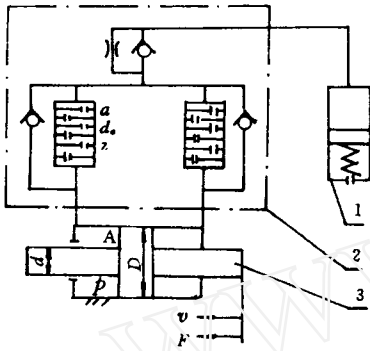


图2 无关闭速度液压阻尼器的工作原理图  
1-补油器 2-控制阀组 3-阻尼缸

液压阻尼器阻尼力与液压缸活塞杆速度间呈抛物线关系(见图3),图中  $v_R$  为低速热位移速度,  $F_{YR}$  为低速热位移时液压阻尼力,  $F_{max}$  为阻尼器最大冲击载荷。

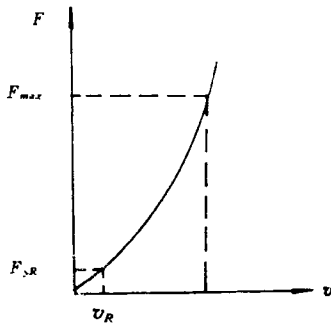


图3 无关闭速度液压阻尼器  $F \sim v$  特性曲线  
2. 有关闭速度液压阻尼器的工作原理

图4为有关闭速度液压阻尼器的工作原理图。该阻尼器阻尼阀采用带正开口  $U$  的圆柱滑阀,滑阀直径为  $d_v$ ,滑阀上开有带矩形横截面的螺旋槽,槽边长为  $b$ ,螺距为  $t$ ,阀芯与阀套密

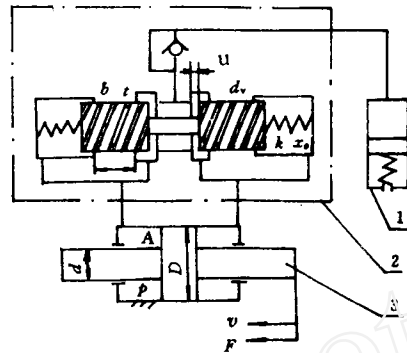


图4 有关闭速度液压阻尼器的工作原理图  
1-补油器 2-控制阀组 3-阻尼缸

封长度为  $B$ 。阀芯两端装有对中弹簧,弹簧刚度为  $k$ ,预压缩量为  $x_0$ ,液压阻尼器  $F-v$  特性曲线见图5。当液压缸活塞以速度  $v < v_k$  向左移动时,在滑阀节流边上产生压力不足以克服滑阀弹簧预压力,阀芯不动,活塞可以在较小阻力下自由移动。当活塞速度达到关闭速度  $v_k$  时,在滑阀节流边上产生压力克服弹簧力使阀芯关闭通道,阻尼器将活塞杆锁定,可以承受很大的外力。但由于滑阀上开有螺旋槽,使液压缸左右两腔还有很小通道,活塞杆仍可以以很低速度移动,该速度称为液压阻尼器挤压速度  $v_j$ ,曲线中  $v_R$  为阻尼器低速热位移速度。

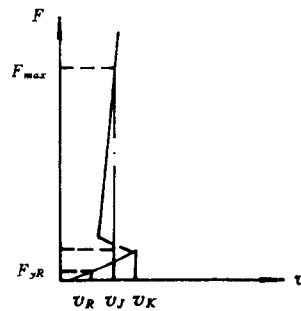


图5 有关闭速度液压阻尼器的  $F \sim v$  特性曲线

### 三、液压阻尼器主要性能指标

液压阻尼器在核电设备中是一关键部件,根据工况要求,液压阻尼器应满足如下主要性能指标:

液压气动与密封 1998(1)

1) 阻尼器最大冲击负载  $F_{\max}$ ;

2) 阻尼器活塞杆以管道热膨胀速度  $v_R$  运动时, 热位移阻力  $F_R < [F_R]$  ( $[F_R] = 0.05F_{\max}$ );

3) 阻尼器受到最大冲击负载力  $F_{\max}$  作用时间  $\Delta t = 0.05$  秒时, 活塞杆冲击位移量  $S$  应满足  $S < [S]$ ;

4) 阻尼器结构应满足最大热位移量;

5) 阻尼器结构尺寸小;

6) 对有关闭速度液压阻尼器, 应满足关闭速度  $v_k$  和挤压速度  $v_j$  指标, 一般  $v_R < v_j < v_k$ 。

#### 四、液压阻尼器的设计计算

液压阻尼器主要根据液压节流公式进行设计计算, 但由于受到液压阻尼器主要性能要求约束及某些软参量难以精确确定, 因此设计方法是半经验半理论的, 在理论指导下, 确定液压阻尼器的主要结构尺寸, 通过实验方法进行修正, 从而达到参数优化。

##### 1. 无关闭速度液压阻尼器设计

液压阻尼器工作时, 只有一个控制腔, 一腔压力为  $p$ , 另一腔压力近似为零。根据节流公式, 通过孔板阀组流量为

$$Q = C_c C_d a \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{p}{z}} \quad (1)$$

式中  $C_c$ —孔板数及孔板间隔流量修正系数

$C_d$ —孔板小孔流量系数

$a$ —孔板小孔面积,  $a = \frac{\pi d_o^2}{4}$

$\rho$ —油液密度

$p$ —阻尼器液压缸高压腔压力

$z$ —孔板数

根据式(1)可得到阻尼器液压缸阻尼力  $F$  与活塞杆速度  $v$  之间关系

$$F = \frac{\rho A^3 z v^2}{2C_c^2 C_d^2 a^2} \quad (2)$$

式中  $v$ —活塞杆运动速度

$A$ —液压缸有效工作面积

根据式(1)、式(2)及阻尼器性能要求可得方程组

液压气动与密封 1998(1)

$$\begin{cases} A = \frac{F_{\max}}{p_{\max}} \\ S = \left[ C_c C_d a \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{p_{\max}}{z} \Delta t + \frac{V_t p_{\max}}{\beta_e}} \right] \\ /A + \Delta S \leq [S] \\ F_R = \frac{\rho A^3 z v_R^2}{2C_c^2 C_d^2 a^2} + F_f \leq 0.05 F_{\max} \end{cases} \quad (3)$$

式中  $p_{\max}$ —阻尼器液压缸最大冲击负载时的压力

$V_t$ —阻尼液压缸总容积

$\beta_e$ —液压油体积弹性模量

$\Delta S$ —阻尼器最大负载时结构变形量

$F_f$ —液压缸在  $v_R$  时库伦摩擦力

从式(2)可以看出, 在同一活塞杆速度下, 增加液压缸有效面积  $A$ , 可以增大阻尼力; 减小孔板小孔面积  $a$  或增加孔板数  $z$ , 也可增大阻尼力, 但增大  $A$ , 将增加阻尼器的结构尺寸; 减小  $a$ , 易产生小孔堵塞现象。为了使阻尼器具有最小结构尺寸,  $p_{\max}$  尽量取高, 一般取  $p_{\max} = 30 \sim 40$  MPa。根据  $p_{\max}$  确定  $A$ , 然后确定活塞直径  $D$  和活塞杆直径  $d$ 。为了保证阻尼阀和补油器能安装于活塞杆内部, 应先确定  $d$ , 后确定  $D$ 。孔板数  $z$  主要用于调节节流孔直径不要太小, 以免堵塞。一般孔板小孔直径  $d_o = 0.8 \sim 1.5$  mm, 孔板数  $z = 8 \sim 12$ 。确定了上面主参数后, 可校核  $S < [S]$ ;  $F_R < [F_R]$ 。若不满足要求, 调整参数使达到要求为止。

##### 2. 有关闭速度液压阻尼器的设计

同样根据节流公式, 在阀未运动前通过阀流量为

$$Q = C_d \pi d_o U \sqrt{\frac{2}{\rho} p} \quad (4)$$

根据式(4)可得到阀未运动前液压缸阻尼力  $F$  和活塞杆运动速度  $v$  之间关系

$$F = \frac{\rho v^2 A^3}{2C_d^2 \pi^2 d_o^2 U^2} \quad (5)$$

根据式(4)、(5)及阻尼器性能要求得下列方程组

(下转第 21 页)

的压力是均衡的。不均匀性是由于管路有液感、液阻和液容等特性,是管路的动态特性造成的。

系统的不均匀性在位移上,缩短系统的可调节幅度;在压力上,使系统的负载附加了一个不均匀因素。这给系统的调节性能带来明显的负效应。因此,均衡系统的管路动态特性应引起设计人员的重视并在设计中加以考虑。

为了避免不均匀性对均衡的工作性能造成较大的影响,应在设计中引入不均匀程度的评价指标及其计算公式,以纳入某种设计规范中。例如,可给出如下的计算公式:

$$\alpha = v_{\max}/v_{\min} \quad \text{或} \quad \alpha = \Delta p/p,$$

式中  $\alpha$ —不均匀程度

$v_{\max}$ 、 $v_{\min}$ —液压缸最快、最慢速度

$\Delta p$ —最大工作压力

$p$ —额定工作压力

为了尽可能地避免不均匀性的影响,在工程上可在元件布置、管路参数和控制手段上加

以改善。比如供油口选在管路的对称中点;若动态要求不高时,则尽可能增大管径与管长之比;在控制上采取动态与稳态多次交替,即系统动态工作一段时间后,转入稳态以求工作压力的均匀,然后再工作。由于控制对象是一缓变系统,因而交替控制的办法是有可能实现的;等等。

### 参 考 文 献

- 1 陆严等. 用于三峡升船机模型试验的液压均衡系统. 液压气动与密封, 1995年4期
- 2 陆严等. 模糊控制在三峡升船机自动调平问题中的应用. 液压气动与密封, 1994年4期
- 3 吴建康等. 三峡升船机承船厢浅水船波自然频率的研究. 华中理工大学学报, 1995年10月
- 4 盛敬超等编. 液压流体力学第十章. 机械工业出版社, 1980年
- 5 W. 霍夫曼著, 陈鹰译. 液压元件及系统的动态仿真. 浙江大学出版社, 1988年7月
- 6 费学博主编. 高等动力学第六章. 浙江大学出版社, 1991年

(上接第17页)

$$\left\{ \begin{aligned} A &= \frac{F_{\max}}{p_{\max}} \\ F_R &= \frac{\rho v_R^2 A^3}{2C_d^2 \pi^2 d_v^2 U^2} + F_f \leq [F_R] \\ \frac{\rho v_R^2 A^2}{4\pi C_d^2 U^2} &\leq kx_0 \\ \frac{\rho v_k^2 A^2}{4\pi C_d^2 U^2} &\geq k(x_0 + U) \\ v_j &\approx \frac{\pi b^4 p_{\max}}{8\mu \sqrt{(\pi d_v)^2 + t^2} \frac{L}{t}} \\ S &= \alpha \frac{\pi d_v^2 U}{4A} + \frac{\pi b^4 p_{\max} \Delta t}{8\mu \sqrt{(\pi d_v)^2 + t^2} \frac{L}{t}} \\ &+ \frac{V_t p_{\max}}{\beta_c A} + \Delta S \leq [S] \end{aligned} \right. \quad (6)$$

式中  $\mu$ —液压油动力粘度

$\alpha$ —阀关闭过程中从节流边流过流量折算系数, 取  $\alpha=2$

$t$ —滑阀螺旋槽螺距

$b$ —矩形螺旋槽边长

$L$ —滑阀与滑套密封长度

同样道理,为使阻尼器结构尺寸最小,  $p_{\max}$  选较大值,取  $p_{\max}=30\sim 40\text{MPa}$ ,从方程组可知增加阀预开口量  $U$ , 弹簧刚度  $k$  和弹簧预压缩量  $x_0$ , 关闭速度  $v_k$  将增大。增加阻尼器缸有效面积  $A$ , 关闭速度将减小;适当选择参数,可获得所需关闭速度  $v_k$ 。在实际调试过程中,主要调节弹簧预压缩量  $x_0$  来调节  $v_k$ 。有关闭速度液压阻尼器的热位移阻力  $F_R$  和冲击位移量  $S$  矛盾不突出,挤压速度  $v_j$  可以通过改变  $b$ 、 $L$ 、 $t$  等参数来达到。

我校为核潜艇和核电站先后设计了三种型号液压阻尼器,在实际使用中性能优良,达到了满意结果。

### 参 考 文 献

- 1 YZ326 核潜艇液压阻尼器研制报告
- 2 Z40, Z400 核电站液压阻尼器研制报告
- 3 盛敬超编. 液压流体力学. 北京:机械工业出版社, 1980
- 4 严金坤编. 液压传动. 北京:国防工业出版社, 1978