

液压装置噪声及其降低措施

〔日〕 成田宪光 池田光昭

前言

液压元件和液压装置发出的噪声虽然过去一向被看成问题,但是近来作为公害之一而大受重视起来。

液压泵、马达、阀等液压元件,其连接管道以及作为整体的装置的噪声、振动、脉动、冲击的问题涉及很多方面,组成装置后还伴随着共鸣现象等,查明噪声源及产生噪声的原因往往也是不容易的。本文围绕液压元件中问题最多的泵与阀及其连接管道谈一谈。

液 压 泵

液压泵象一般抽送液体的旋转机械一样,旋转体不平衡、往复运动部件的惯性、轴承、安装、管道支架不良等引起的机械振动传过元件和管道的构件而产生噪声。虽然液压泵有齿轮泵、叶片泵等,但就问题较多的柱塞泵来谈一谈。

图1是轴向柱塞泵的示意图。对这种泵的噪声进行频谱分析,用声级记录仪记录下来的例子见图2。

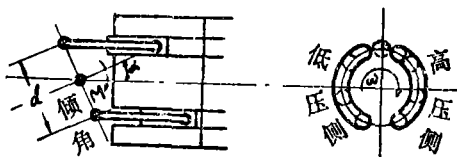


图1 柱塞泵示意图

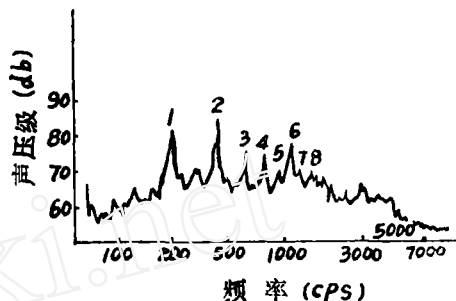


图2 轴向柱塞泵噪声频谱分析

$P_d = 300 \text{ Kg/cm}^2$, $\alpha = 15^\circ$, $N = 7$, $n = 1800 \text{ rpm}$

根据图2,泵的噪声含有与其结构及转速有关的频率成分。与驱动轴的旋转有关的基频为 $n/60$ 赫,高频部分明显时几乎没有这种频率的成份,故可忽略不计。与柱塞数有关的频率 $N \cdot n/60$ 赫在直到较高的范围内明显地表现出来,对噪声的产生有很大影响。另外,在高频范围内的没有明显峰值的宽频域噪声级,也受泵以外的节流阀及其他液压元件的影响,但局部气穴和紊流旋涡是主要因素。

配流盘的改进

图1所示的泵,是靠一个叫做配流盘的平面转阀来维持压力的。就是说,缸体旋转时保持与配流盘之间的极薄的油膜,把吸油侧的油液送到压油侧而起泵的作用。在柱塞运动到下死点之前,柱塞腔处于吸油状态。在下死点处被配流盘隔离段封闭之后变成压油行程而与负载侧的油压接通。此时因为是在死点附近,柱塞腔几乎不改变容积就与压油侧接通,负载引起的高压向柱塞腔倒灌,因管内的惯性质量和压缩性而产生压力波。就是说,在柱塞数有限所造成的强制性脉动之上,又叠加了在压力急

剧汇合过程中由压缩性及质量所造成的自由振动。同样,在上死点附近,结束了压油行程的柱塞腔以输出压力与吸油侧接通时也产生压力波。通过改变配流盘隔离段的形状以防止上下死点附近的这种压力突变的尝试就是配流盘的改进。大体上可以考虑以下三种,即:(1)设置预压带和减压带、(2)设置导油槽、(3)设置导油管。

(1)设置预压带和减压带

所谓设置预压带是象图3那样在下死点到压油口之间设置预压角(ρ_1),使泵暂时起压缩机的作用。这种方法通过压缩封闭在柱塞腔中的油液,使之与输出压力大致相等的压力与压油口接通,避免柱塞腔中的低压油与压油侧的高压油突然汇合,从而防止发生油液振荡。

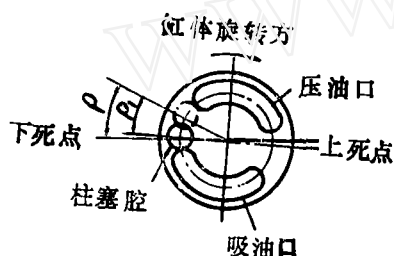


图3 配流盘(设置预压带、减压带)

所谓减压带是在上死点到吸油口之间设置减压角,使封闭在柱塞腔中的高压油在这段时间里慢慢减压后再与吸油口连通。这样避免压力剧变,可以防止噪声。

(2)设置导油槽

在图3的设有困油角(ρ)的配流盘上,从下死点隔离段向压油口开槽,从上死点隔离段向吸油口开槽,从而降低油口切换时的压力变化率(dp/dt)。如果把导油槽加长到使隔离段与缸孔窗口成为负遮盖的,则虽然降低了噪声但却有可能使容积效率下降。

(3)设置导油管

这种方法与导油槽大致相同,但用细管代替沟槽把柱塞腔与配流盘各油口连通。与导油槽相比,它有以下特点。

i)油路的液导可以与缸体转角无关。

ii)设置在油路中的油腔可以起滤波器的作用。

通过设置预压带使柱塞腔的压缩压力与输出压力大致相同时,可以使噪声显著降低,但离开此点后泵将诱发出异常振动,噪声也再度升高,所以如能按输出压力和倾角来控制预压量,则可在很宽的负载范围内降低噪声。

即使导油槽带点负遮盖,容积效率下降得也不太多,在很宽的范围内可降低噪声,也没有异常振动。因为加工也很容易,所以设计出种种形状供实际使用。

因为导油管具有上述两项特点,所以容易控制隔离段的压力变化。如果把接通部设在适当位置,则即使在死点前柱塞腔的压力也能变化(预压带仅在死点后)。而且能在旋转中控制导油管的流量,所以从开始接通即可得到一定流量(对导油槽来说,节流随转角而变化,通过的流量先小后大)。导油管的流量随着压力变化,所以最佳状态随输出压力变化不大。但是最佳值随着转角而改变,所以若能随着转角控制节流就是理想的了。

图4比较了各配流盘的噪声。虽然泵的形式相同,但泵是不同的(制造误差),安装情况及测试仪表也不同,所以无法进行十分严格的比较,不过完全可以看出其倾向。

工作条件引起的泵的噪声

介绍用同一形式不同大小的三台泵(排量

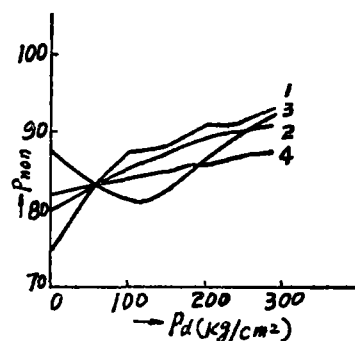
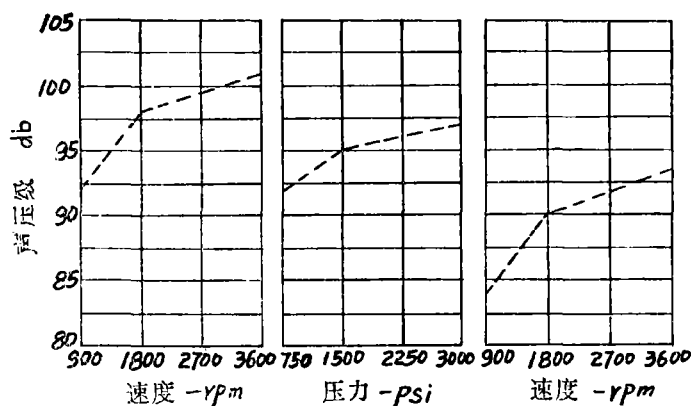


图4 配流盘的改进与噪声对比
 $n = 1800\text{rpm}$, 180号透平油, $55 \sim 60^\circ\text{C}$



(a) 恒功率、变速、变排量

(b) 恒功率、变压力、变排量

(c) 恒排量、恒功率、变速、变压力

图5 参数对噪声的影响

比为4:2:1)进行的噪声试验。液压泵种类很多,不能一概而论,但因很好地表明其倾向,所以将试验结果示于图5。

根据图5a和图5b,为要降低噪声,宜尽可能降低速度和压力,采用大排量的泵。另外弄清楚了速度对噪声的影响比压力更大。

溢流阀一起使用成功地降低了20方左右的噪声。就连流量控制阀,改善减压阀的阀口部分,把节流部象图7那样弄成二级的以提高其背压,也成功地降低35方左右。单是使流线不被扰乱也可以降低数方的噪声。例如,把图8的溢流阀的阀套象图9那样倒角,有时就可以降低3~5方的噪声。

液压控制阀

各种液压控制阀所引起的噪声,可分为阀内流动引起的涡流声、气穴现象引起的气穴声以及换向阀使回路中流动激烈变化而造成的压力分布激烈变化或执行器的运动变化造成的惯性力变化等产生机械振动引起的噪声。控制阀的分类方法很多,但本质上是对液流的节流,可由节流孔口或节流短管来代表。通过控制阀阀口的油液达到100~150米/秒的高速时,其射流与阀内油液冲击而产生旋涡,大部分动能在这里转变成热能,油温局部升高。若使阀的开度保持恒定而降低背压,则达到某值(临界背压 P_2C)时流量系数急剧减小,油中产生气泡,发出强烈的噪声,可观察到一种气穴现象的发生。因此,阀造成很大压差时,为了使其背压高于 P_2C ,可以用两级或三级减压,从而防止发生气穴现象。

斋藤先生通过象图6那样把压力比例阀与

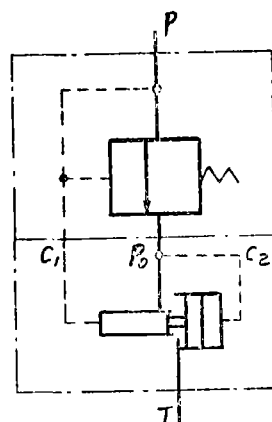


图6 低噪声溢流阀的回路图

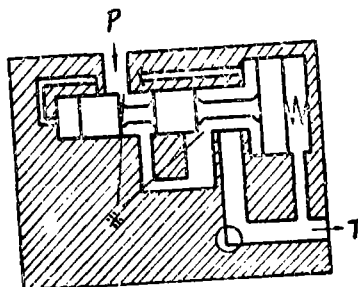


图7 低噪声流量控制阀

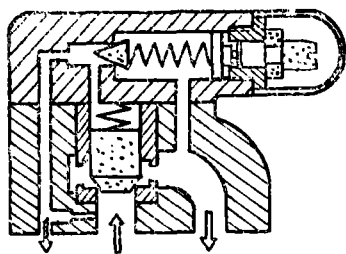


图8 川崎Rexroth溢流阀结构

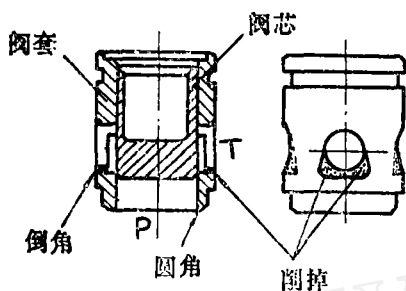


图9 改善通流形状

管路的振动与噪声

液压管路的振动源,受机械振动、压力变动、油中含气等的影响。压力变动是由泵的流出流量脉动、紊流状态流动不稳定、油液与元件交换能量时的流量剧烈变化引起的冲击造成的。此外,泵壳、管路、支架的共鸣使噪声放大,阀的不稳定现象也是一大原因。

压油管

压油管的振动,受管长、管径、材料、支架的结构与位置、连接件的特性的影响。高频的情况下,管端使用扰性软管也有效。管子支架在任何情况下都不得向支承部分或结构部分传播振动。

(1) 消声器

在英美的液压装置中经常用来降低窄频带的压力变动,在日本也开始用了。

如图10所示,把钻有多个小孔的多孔内管用橡胶管隔着保护网包起来,在橡胶管外围封入氮气,结构上没有阻力损失,仅有脉动引起

的压力增量经小孔使橡胶管膨胀,可以看成利用象图11那样带有颈部和空腔的Helmholtz共鸣器原理的一种共鸣空腔消声器。

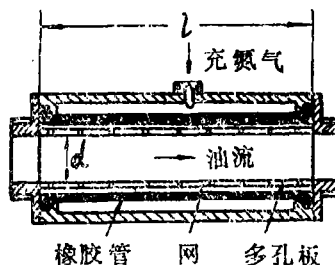


图10 消声器的剖面图

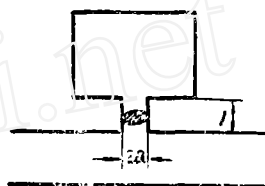


图11 Helmholtz共鸣器

共振频率 f_r 与衰减量 L_R 由下式给出。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kP_e n \pi a^2}{\rho V_e [t + (\pi/2)a]}} \quad (1)$$

$$L_R = 10 \log \left\{ 1 + \left[\frac{\sqrt{G/V_0/2S}}{(f/f_r) + (f_r/f)} \right]^2 \right\} \quad (2)$$

式中 P_e —气体预压力, V_e —气体腔容积, n —小孔数, a —小孔半径, t —多孔管厚度, ρ —油液密度, k —气体绝热系数, S —管路截面积, f —脉动频率, $G = n \pi a^2 / (t + \frac{\pi}{2} a)$, V_0 —油的气体等效体积, $V_0 = \frac{k}{K P_e} V_e$, K —油液体弹性模数。

滤波特性如图12所示,在共振频率附近可以得到很大的衰减量。

图13是使用轴向柱塞泵时消声器上游、下游的压力变动的实测示例。管路压力接近充气压力时可以得到较大的滤波效果,但无载状态下没有效果。

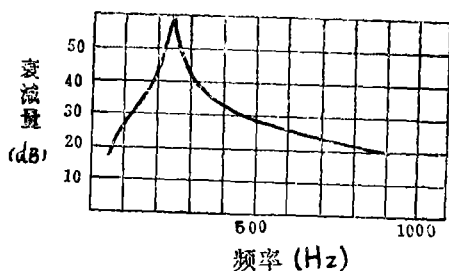


图12 消声器的频率特性

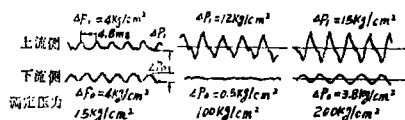


图13 消声器上下游压力变动实测值
输出流量200l/min, 转速1800rpm, 柱塞数7,
充气压力100kgf/cm²

实际设计时应注意下列事项:

a) 因为存在着无法准确把握的参数, 所以把共振频率设计成高于脉动频率大概比较安全。

b) 充气压力最好定为管路压力的60~90%。特别是如果超过120%则几乎不能指望滤波效果, 有时甚至有放大噪声的倾向。

c) 要想从低压到高压都消除脉动, 必须串联多个充气压力不同的消声器。

(2) 脉动阻尼器

它运用膨胀空腔式消声器的原理, 有图14所示的种种形式。

以图15所示基本n级膨胀空腔式消声器为例, 用等效电路简单说明其原理。一般来说液压系统脉动波长要比消声器尺寸长, 如果为了便于处理而按集中参数系统处理的话, 则该消声器是图16所示的低通T形滤波器串联而成的。

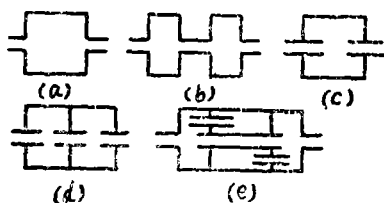


图14 各种脉动阻尼器

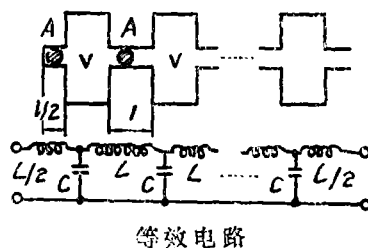


图15 多级膨胀空腔式消声器

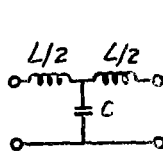


图16 低通T形滤波器

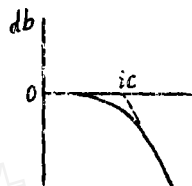


图17 滤波特性

截止频率 f_c 为

$$f_c = \frac{1}{\pi \sqrt{LC}} \quad (3)$$

$$\text{液感 } L = \rho \frac{l}{A}$$

$$\text{液容 } C = \frac{V}{A}$$

式中 ρ —油液密度(公斤力·秒²/厘米⁴), l —管长(厘米), A —截面积(厘米²), K —油液体积弹性模数(公斤力/厘米²), V —压力腔容积(厘米³)。

图17示出滤波特性的大概情况。设计时最好使设计截止频率低于脉动频率的70%。

图18是最常用的液压脉动阻尼器。分成容积比1:2:1的三个油腔, 每两个油腔用细管连通。它是把带内部接管的二级膨胀空腔式消声器与由两个这样的消声器串联组成的消声器并

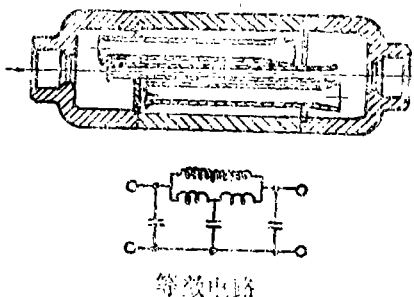


图18 典型的液压脉动阻尼器

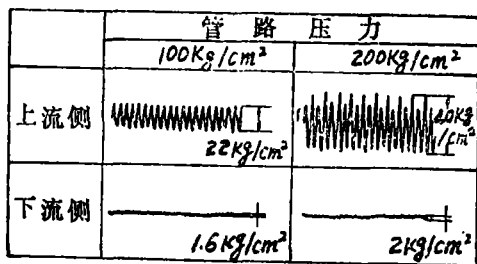


图19 压力变动的实测例子

联而成的。在每个消声器起作用使波动能量衰减的同时，通过它们的并联又使相位差360°的波与相位差180°的波干涉而互相抵销。

图19是使用轴向柱塞泵时脉动阻尼器（与图14相同）的上游、下游压力变动的实测例。脉动振幅减少到1/30，得到很大的衰减效果。

液压装置的噪声

把液压泵装成泵站或液压装置时，振动的传播和噪声的发生是极其复杂的。装置本身产生共鸣放大噪声的情况也不少。此时单靠泵本身降低噪声效果并不显著。

图20是川崎重工业公司实验室进行泵房试验的装置。这种场合下，单靠配流盘改进等泵本身的改进几乎表现不降低噪声的效果，倒不如图21那样防振措施表现出效果。此外，图22表示该装置的管路（离装置约15米处）的噪声状态。

图20的噪声源虽然始终是柱塞泵，但为了采取降低噪声的措施必须明确地掌握产生噪声的对象物。该装置的场合，泵的安装底板、支承管路的侧壁的防振支架对消除管路脉动起很大作用。把泵及管路支承在钢板制结构上的液

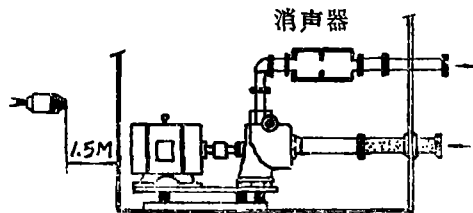


图20 噪声试验装置

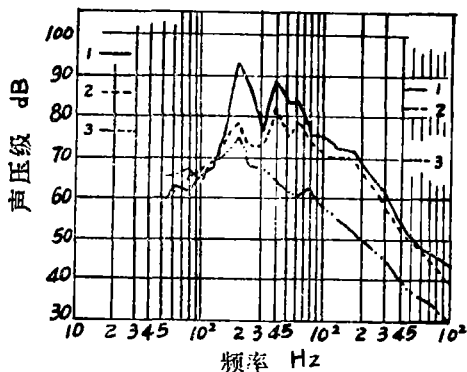


图21 液压装置噪声频谱分析

- 1—实验装置未采取措施
- 2—加防振支架
- 3—加防振支架和消声器

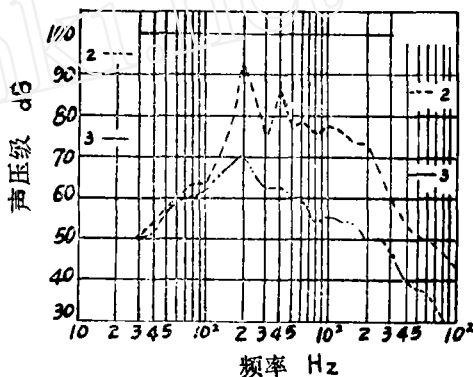


图22 管路噪声频谱分析

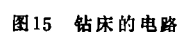
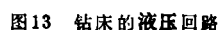
压机的场合，估计上述考虑也能显著影响噪声的降低。即使每个液压元件都正常，有时也会由于它们的组合或相互干涉而引起管路系统振动产生噪声。这种情况下，有时可以改变控制阀的位置或支架，附加蓄能器等，借以改变管路系统的固有频率，从而防止振动和噪声。

有时开始运动初期没有噪声，过一段时间就出现噪声；有时油箱内的油液因细小的气泡而改变颜色，噪声加大。这是由于因某种原因引起空气混入的缘故，必须及时采取防止空气混入的措施。

采用防声罩时，如果不罩住整个装置而仅罩住泵等一部分的话，必须把发声体罩进去，否则会失败。关于防声罩的文献很多，所以割

(下转54页)

如果构成图15那样的电路，则通过行程开关与电磁铁的联锁，可以造成动作顺序正确的加工过程。



虽然极粗略地谈到了安全回路，但是液压的负载条件和形态实在是五花八门的，即使是曾经成功的回路也不可能万无一失。总之，作为对液压系统安全性的看法和回路设计上的安全措施的例子，如蒙参考甚感荣幸。

(程章译自日刊《油空压化设计》
第15卷第11号，宋学义校)

(上接60页)

受了,但在液压装置の場合,设计时必须特别注意以下几点: a) 泵和管路等的机械振动不得传播到防声罩上。b) 在内侧衬以吸声材料以便使防声罩的回声不放大。c) 虽然防声罩必须尽可能密闭,但应留意此时的发热情况。

(熊雪译自《金属プレス》第4卷
第3号 1972年3月, 李平校)

图14 动作顺序