

液压技术译丛

—— 噪声专辑

榆次液压件厂研究所

一九七七

毛主席语录

阶级斗争是纲，其余都是目。

坚持政治挂帅，加强党的领导，大搞群众运动，实行两参一改三结合，大搞技术革新和技术革命。

我们必须打破常规，尽量采用先进技术，在一个不太长的历史时期内，把我国建设成为一个社会主义的现代化的强国。

外国一切好的经验，好的技术，都要吸收过来，为我所用。学习外国必须同独创精神相结合。

液压的噪声及振动的基础

(日) 迁茂

噪声及振动

近年来,由一般机械及其装置所发出的噪声及振动,做为产业公害(日本称环境污染为公害——译注),已引起社会上的重视,各方面强烈要求采取有效措施。关于液压元件及装置的噪声,其噪声源有很多复杂的因素,并且将其各个因素分割开来进行分析是极其困难的。因此,目前的实际情况是,没有定型的解决噪声的措施、办法。而且,人们一直指出:在噪声测定仪器的普及上、在精度保证上、在噪声测定条件及其结果的整理分析等问题上、在许多技术性问题及现场的实际处理方面还不够完善、准确,在各项基准上也不统一等等。

关于一般机械噪声的议论,最近在制定JIS(日本工业标准——译注)的各项标准中,往往被做为问题而提了出来。但是,在测定中,很难具备适当的条件和保持测试仪器的精度。因而难于计算噪声的绝对量。所以自然也就难于确定噪声大小的标准值或临界值了。一般地说,机械的允许噪声值的大小,归根结蒂应以环境噪声测定的基底噪声为基础,并与这个基础相对比较进行讨论。用一个极端突出的说法来说:假定基底噪声为80dB,那么安装在这种场所的机械,牺牲其性能,把噪声控制到75dB以下,是没有意义的。

如此看来,在计划安排机械设备时,对于噪声的解决措施,应该对所用各种机械设备噪声的大小、及其在频谱上的峰值频率的预估等进行种种研究,以期综合的和谐。归根结蒂,包括从医学角度考虑的居住条件在内,要综合考虑综合意义上的噪声量的临界——设备投资等因素,以求合理兼顾,乃是重要问题。

现在,噪声问题,已成为流体机械设计上的一个重要条件。最近机械噪声的研究对象(内容),已涉及到关于机械的速度及其同噪声的关系、噪声的相似法则、隔音装置、吸音材料、以及管路系统的振动和噪声等许多方面。

研究噪声的历史,是相当长的。但,从流体力学的观点研究流体机械所发出的声响强度,乃是从M.J.莱特希尔(Lighthill)开始的。现在沿着这条线索,在英国盛行着噪声的理论研究,在美国大量进行着广泛的实用方面的研究。本文作为噪声的入门,叙述一下有关的术语、单位和测定方法;并谈一下噪声、振动的发生原因,及其一般性的防止措施。

关于噪声的基础概念

1、噪声的概念

凡不悦耳的声响,都被认为是噪声,所以噪声与单纯的物理量不同,它包括着不少心理上的主观因素。因此,不论什么样的声响,如过大都是噪声,但音乐间的音乐,即使音量相当

高，也不叫做噪声。另一方面，磨锯齿的声响、闸的声响等、令人不愉快的声响、妨碍人们听觉的声响、妨碍人们办公、学习的声响，即使音量低，也可以叫做明显的噪声。

2、物理声响

声音的传递，是以流体、固体为媒介物的弹性波的波动现象，它在空气中的传递速度C以下列方程式表达：

$$C = 331.5 + 0.61t \text{ (米/秒)}$$

式中：t为温度，单位是°C。

表一为几种媒介物的声速。声波的波长 λ (米)、声速C(米/秒)和声波频率f(赫芝或周/秒)的关系，以 $C/\lambda = f$ (赫芝)表达。

表 1： 几种媒介物的声速

媒 介 物	声 速 (米/秒)	媒 介 物	声 速 (米/秒)
空气 (0°C 1个大气压)	331.5	矿物油 (150°C)	1.33×10^3
氢 (150°C 1个大气压)	1269	铁	5.8×10^3
水 (0°C 1个大气压)	1.41×10^3	木 材	4.1×10^3

典型的传播声响的音场，有下列三种：

(1)平面波音场：远离声响的场所或断面均一的长管路内的弹性波，声响进行波的波面平行的音场；

(2)球面波音场：见于没有反射的均质媒介物中的点声源的放射，波面成球面型的；

(3)扩散音场：发生在由形状不规则的反射壁所围的回响室之类的场所，是波面紊乱的音场。

尽管可以划分为三种，但在一般情况下，实际音场是三种音场的混合体。

从物理上定量地表达声响，基于声压P(力/面积、牛顿/米²或微巴)、速度V(米/秒)及声响阻抗Z(以 $P/V = Z$ ，单位为微巴/厘米/秒)作如下表达：

在平面波的情况下，以 ρ 为媒介物密度，则：

$$Z = \rho \cdot C$$

Z命名为媒介物的固有声响阻抗或声响波动阻力密度。在声响传播中，被传播的是能量，能量为单位时间所做的功，也就是功率通过单位面积的比率，叫做声响强度I。声响强度的单位，以下式表达：

$$I: \text{瓦特/米}^2 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

平面波时，I为：

$$I = P V = \frac{P^2}{Z} = V^2 \rho C \text{ (W/m}^2\text{)} \text{ 与距离无关，是一定的。}$$

声响在单位时间内所输出的功率的总和叫做声源功率，成立下列关系方程式：

$$W_0 = \int_s I ds \text{ (W)}, \text{ 式中 } S \text{ 为表面积 (m}^2\text{)}。$$

因此，在平面波时： $W_0 = I S$ (W)；

球面波时，任意点上的声响强度I为：

$I = W_0 / 4\pi r^2$ (W/m^2)，可以看出声响强度 I 与至声源距离 r 的平方成反比，而在完全扩散声场时，以下式表达：

$$W_0 = \frac{C}{4} E \cdot S \cdot \alpha \quad (W)$$

式中：

E ：声场能量密度 (W/m^3)

S ：壁的表面积 (m^2)

α ：壁的声响吸收率。

声响的穿透及反射，取决于声响阻抗 Z 的不同。在临界点上，声响阻抗 Z 相等地穿过去，不同地反射回来。也就是说，在平面进行波的条件下，在从声响阻抗 Z_1 的媒介物入射到 Z_2 的媒介物时，声响强度的穿透率 T_1 及反射率 R_1 ，以下式表达：

$$T_1 = \frac{4Z_1Z_2}{(Z_1+Z_2)^2}$$

$$R_1 = \left(\frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \right)^2$$

3、心理声响

在物理声响中，耳朵能够听得见的弹性波为声响。因此，即使在物理测定中指示了声压，但只要耳朵听不见，就不能成为声响。就是这样，凭主观的以听见、听不见来判断的声响，叫做心理声响。这就是，在进行定量化中心理声响与物理声响的物理量的单位不同的一个理由。

按照韦伯费奇纳尔 (WeberFechner) 法则，感觉量 M 与刺激量 Q 的关系是，前者与后者的对数成比例，并以下式表达：

$$M = \frac{1}{K} \log Q$$

式中： K 为比例常数

对声响强度的主观感觉量， SIL [声响强度 (密度) 值] 如下式：

$$SIL = 10 \log_{10} \frac{I}{I_0} = 10 \log_{10} \frac{P^2 / \rho C}{P_0^2 / \rho_0 C_0} = 20 \log_{10} \frac{P}{P_0} \quad (dB)$$

式中： $\rho_0 C_0 = \rho C$ ， I_0 为基准， 10^{-12} (W/m^2) 或 10^{-16} (W/cm^2) 以及 P_0 同样是 0.00002 (N/m^2)，或 0.0002 (毫巴)。如上式以声压表达主观量则 SPL (声压值) 为：

$$SPL = 20 \log_{10} \frac{P}{P_0}$$

以声响功率 PWL 表达主观量，则：

$$PWL = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (dB)$$

式中 W_0 同前面是同一意义的基准值 10^{-12} 瓦。以dB表示上述各比，则如表二所示。

表 2 以dB表达的物理量的比

物 理 量 的 比	声响强度 I 功 率 W 的dB	声压 P 的dB
1	0	0
2	3	6
3	5	10
10	10	20
20	13	26
30	15	30
100	20	40
1000	30	60
1/1000	-30	-60

把人的听觉为中心的可闻限度以及音乐、谈话等的标准值用频率及强度表达于座标图上，则如图1所示。

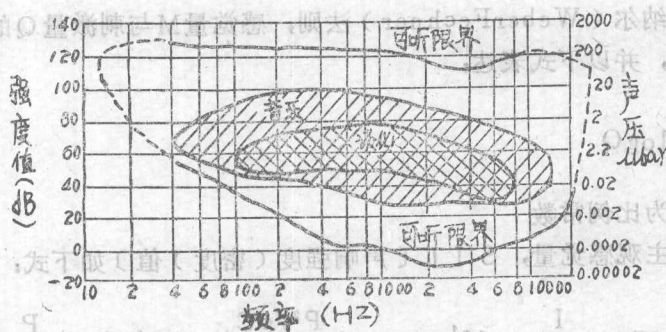
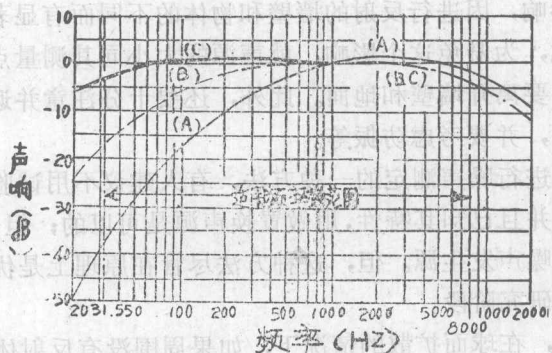
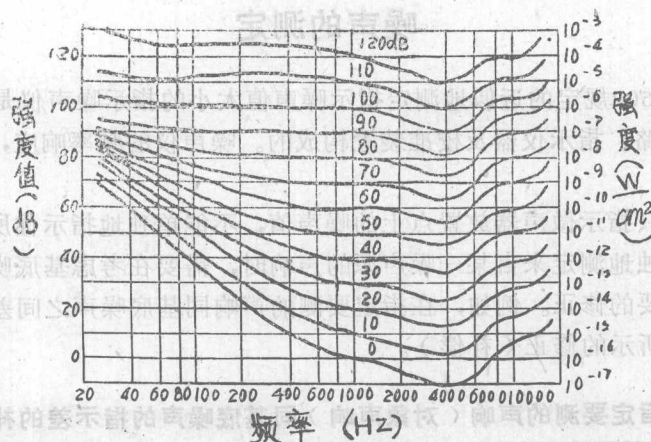


图 1：听觉的范围

在上述感觉量和物理的关系中，以 I_0 为最小可听值，则：

$10 \log_{10} I / I_0$ (dB) 做为声响的大小，是声响对刺激的响应量，而成为一种感觉量的单位。但，它仅是1000周/秒，(1000赫芝)附近的，对于其它频率则不成比例。从图1可以看出：可闻限度因频率的不同而不同。

现在，把同1000赫芝声响强度的XdB相同的吵杂感的其它频率的声响强度，不以物理量表达，而命名为X_方 (Phon)，其频率特性如图2所示，这叫做弗莱彻—芒森 (Fletcher—Munson) 等听感曲线。以这个曲线为基础，推导 (引伸) 出噪声仪的A、B、C曲线或N_C曲线等，而构成评价实际噪声的基础 (参照图3)。



4、关于噪声的其它术语

(a) 基底噪声 (Ground Noise): 在某一场所, 为研究某一特定对象的声响, 在特定对象无声响时, 这个场所发生的声响, 相对于特定对象的声响, 叫做基底噪声。

(b) 声响的遮蔽作用 (Masking): 在听某种声响时, 声响低的被声响高的所抵消, 只听得见声响高的。这意味着由于干扰声响, 在表示上把最低可闻限度提高了。这个现象叫做声响的遮蔽作用。

(3) (b) 声响的遮蔽作用 (Masking): 在听某种声响时, 声响低的被声响高的所抵消, 只听得见声响高的。这意味着由于干扰声响, 在表示上把最低可闻限度提高了。这个现象叫做声响的遮蔽作用。

(C)谈话障碍音响值(Speech Interference Level): 声响的成份, 在能量上, 以数百赫芝的低频为多, 但支配准确度的是, 频率略高的数百赫芝, 数千赫芝。受噪声的干扰也是同样的: 对干扰声响, 取600~1200, 1200~2400, 2400~4800三个声区的声压值, 进行算术平均的数值叫做S I L, 它表示对声音的干扰程度。S I L在35dB以下时, 感到很安静, 达到45dB, 则感到有些嘈杂, 超过65dB则非常嘈杂, 办公室是以60dB为限度的。

噪声的测定

日 J I S—C1502规定的近似地测定指示噪声值大小的指示噪声仪是由微(扩)声器、放大器、听感补偿回路、指示仪器及校准装置构成的。噪声仪的频率响应,按照前述的基准,留了一定的余地。

噪声指示仪,只指示微声器放置点上的噪声值,不能单独地指示你所选的某一噪声源的声响。因此,在单独地测定来自某一噪声源的声响时,需要在考虑基底噪声和反射声响影响的基础上,进行必要的修正。例如,在指定要测的声响同基底噪声之间差值不大时,要根据其差值,进行表3所示的修正(补偿)。

表3: 指定要测的声响(对象声响)同基底噪声的指示差的补偿值

有无对象声响时的差值	2	3	4	5	6	7
补 偿 值	-4	-3	-2	-2	-1	-1

另外,反射声的影响,因进行反射的墙壁和物体的不同而有显著的不同,所以难于定出一般性的补偿值。因此,为避免这个影响,就声源的大小同其测量点的距离相对而言,应使用充分宽敞的房间,并要离开墙壁和地面。此外,还要注意并遮蔽风、隔绝磁场和振动、注意温度和湿度等,并要考虑防振等。

做为研究是否适于进行噪声测定的一种方法,有人建议不用试验机器而以声源置换的方法。如果机器是小型的并且已知其特性,用做置换声源是可以的,但一般换置声源,需要是小型的,并且是广频区的噪声发生源。但,这种方法尽管在原理上是优越的,但因种种理由还没有普及,还没有脱离研究阶段。

来自点声源的声响,在球面扩散的情况下,如果周围没有反射体,则声响的强度同距声源距离的平方成反比。因此,距声源某一距离的点上噪声值,在距离加大一倍时,减少6dB。在实际使用中,如果距声源的距离加大一倍而减少5dB,一般可以看作是周围的反射体影响小。但需要注意的是,就具有一定数值的实际声源来说,距声源的距离起码应该是声源机器的最大尺寸的两倍,否则不会出现上述情况。

在测定噪声值时,使用听觉补偿回路(A),动特性慢(Slow),单位为dB(A)或 昉(A),此外,还应测一下噪声值(C)或 昉(C),以做参考。测定位置要选择其他声源以及反射声响等影响少的二~三点,如果各点之间差值不大,以算术平均数做为所测机器(元件)的噪声值。但是,如果两个噪声值差值大,则算术平均数不表示真实的平均值。在实际测定中,声响值的差值,有大的时候,也有小的时候,从整理归纳角度看把大、小分开是不方便的,因此一般统一于能量平均值。

为求能量平均值,先求出噪声值的能量之和,从这个和中减去所要平均的数值的常用对数的10倍即可。而为近似地求得这个数值,应做如下处理:

先求出两声响值的差值,从表4查出,根据这个差值需要加在声响值高的一方的数值。把它加在高的一方。从相加后所得的数值中减去 $10\log_{10} 2 = 3\text{ dB}$,就是所求得能量平均

值。声响值在两个以上时，依次每次加两个，并从最后所得的两个数值中减去 $10\log_{10}n$ （ n 为平均数）即可。

噪声频谱的测定，要在整个频带范围内，按每个倍频程或 $1/3$ 倍频程，进行其声响值的测定。倍频程带的滤波（声）器，过去使用的是37.5~75，75~150，……4800~7600赫芝的带宽。最近根据IEC标准，使用的是中心频率为63、125、250、500、1000、2000、4000、8000的滤波（声）器，用这种新旧分析仪器所进行的测定结果修正方法，一般在相对于频率的声响值的座标图上，能以内插法或外插法计算，就能求得无碍于实际使用的数值。

表4：声响值差同加之于高声响的数值之间的关系

声 响 值 差	0, 1	2, 3	4~9	10~
加之于高声响的数值	3	2	1	0

振动的测定

评价振动之害关的键是振动的振幅。因此，往往是光凭振幅的测定进行问题的分析。为澄清振动的原因，和噪声一样，最重要的可以说是弄清所发生的振动的频率：

一般地说，根据测定项目，可把振动仪分为位移振动仪、速度振动仪和加速度振动仪，并且根据检测及放大方式又有机械式的、光学式的、电器式的等种类。机械式的因结构上的原因，测定灵敏度以使用振动频率低，且重量亦易于偏重。光学式的振动仪，也大体上是同样方式，但因在放大上使用光学方法，因而易于实现小型的并获得高的灵敏度，但振幅的读数比较麻烦。电器式振动仪，由于是把机械振动转换为电量，进行放大计测，所以振动接收器也是小型的，并易于获得高灵敏度的并且由于能够进行远距离及同时计测，所以最近多使用电气式振动仪。在这些振动仪中，按基本原理进行分类，则分别利用着电感作用、电阻变化、压电作用、静电容量变化等。

在进行实际振动的计测中，如果所测振动是几种振动重合（叠加）在一起，以位移振动仪求低频振动，以加速度振动仪求高频振动，则读数清楚明瞭，并易于进行振动分析。当然，在这种情况下，如有可能使用频率分析器，则更为方便。

振动及噪声的发生及其原因

1、从流体的液（气）流发出的噪声

从置于气流中的物体所发生的声响，自古以来，就以埃奥尔斯声响而知名。但这个现象于1878年才开始由施特罗哈尔（Strouhal）¹⁾做理论上的研究。从置于气流中的圆棒所发生的声响的频率，在单位时间内等于离开圆棒的涡流数。这已由克吕格尔（Krüger）²⁾、施米特克Schmidthe或者莱尔费奥尔（Relf—Ower）³⁾以及西莫斯（Simmons）⁴⁾的实验所证明。

令圆棒的直径为 d ，涡流发生频率为 n ，则成立下列的关系式：

图 4 为其实验结果，是根据过去各实验人员片断所发表的数值综合而成的。

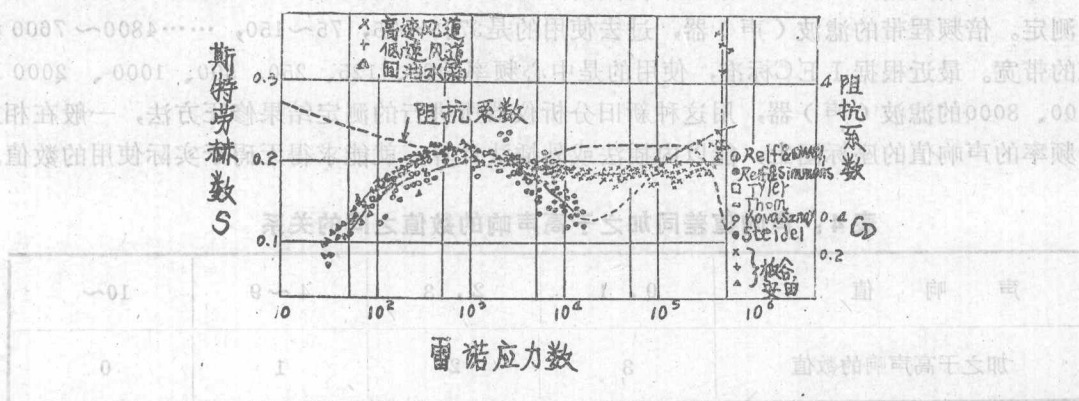


图 4：圆棒直径和涡流发生频率的关系实验结果

2、起因于机械性振动的噪声

机械的回转部分偏心回转，便要周期性地发生不平衡力，同时往复部分周期性地发生不平衡力，从这些振源当然要发生恒定的噪声，此外叫做自激振动的回转轴的三种偏心回转现象，即在滑动轴承上的被称做为油膜的油抖动现象所引起的偏心回转；由于轴和轴承等干摩擦所引起的偏心回转；由于轴材质本身的内部磨擦所引起的偏心回转。

这类振动，一般于回转轴的速度超过危险转速时发生，都有同危险转速相等的振动频率。需要注意的是，油膜振荡发生在很广的回转速度范围内，并且会有同危险速度下的振动同样激烈的振动。这种现象：（1）发生于速度高于危险速度两倍时，（2）油膜振荡的旋转同回转方向一致，并且其角速度与回转方向的角速度基本相等；（3）它的振幅，受回转速度、润滑油粘度、温度、轴承长度、供油方法等的影响。

消除回转体的不平衡，由于实验技术的进展，已能获得相当好的效果，但完全消除这种不平衡是极为困难的。一般的作法是，根据机械的大小及回转速度，设置一个允许值，使不平衡数值低于这个允许值。e 为偏心距余地，以下列方程式表达：

$$e = \frac{w r}{W}$$
 式中：W 为回转体的全重量，w 表示从中心到 r 处的不平衡力，所以 e 是长度单位。e 这个数值是由 W. I. 森格（Senger）给定的，见表 5。但，这是以 N 为回转速度，以 N_c 为回转体的危险速度的。

表 5 消除回转体不平衡的偏心距余地

N (转/分)	e(μ)	ω/W(%)	e(μ)	N/N _c (%)	e(μ)
500	12 ~ 25	5	12 ~ 25	1	不用
1,000	5 ~ 12	10	5 ~ 12	1.2	0.6 ~ 1.2
5,000	2.5 ~ 5	25	1.2 ~ 5	2	1.2 ~ 5
1,0000	0.6 ~ 2.5	50	0.6 ~ 12	5	5 ~ 12
				10	12 ~ 25

由滚珠或滚柱轴承等所发生的振动噪声的基础是滚动轴承，滚动轴承的基本振动频率，一般以下式表达：

$$f_1 = \frac{m \cdot n_r \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_1 + r_2} \right) \right]}{60} \quad (\text{周/秒})$$

$$f_2 = \frac{m \cdot n_r \cdot r_1}{60 (r_1 + r_2)} \quad (\text{周/秒})$$

$$n_b = \frac{n_r \cdot r_2}{r_b} \left(\frac{r_1}{r_1 + r_2} \right) \quad (\text{转/分})$$

式中： n_r 、 n_b 为轴及滚珠或滚柱的回转速度； f_1 、 f_2 为内圈、外圈的振动数； r_1 、 r_2 为内外圈的半径； r_b 为滚珠或滚柱的半径， m 为其数量。

在动力传递装置上的振动，是由键、皮带轮、传送带、联轴节、增速齿轮中的一个环节所引起的，除了传送带以外，大体上任何一个环节引起的振动，都可以归结于回转体的不平衡。在相对于齿轮回转中心有偏心的情况下，在转数进而在齿轮节距有误差时，就要引起频率等于误差乘齿数的振动。同时，在动力传递系统中间，如有键、花键、因齿轮有齿隙，会因传递扭矩而发生扭曲，致加大变化扭矩的振幅量，这样会发出一种周期性的冲击声响。另外，传送带的振动中有波纹和横振动。同传递扭矩的变化和机械的振动发生共振，则成为非常大的振动。这时，改变轴间距离，改变传送带的张力即可。

使用联轴节的直接联接式，在联轴节不能吸收直接联接的误差时，便发生振动。虽因联轴节的结构不同而有所不同，但在误差不大的时间内，联轴节部分偏摆，这种偏摆被传递于机械；在误差大的时候，两个轴被强制地发生激烈的振动。直接联接的误差是不可能完全消除的，并且在运转中由于机械的热膨胀、收缩、材料的内外压差所发生的变形，由于机械的位置、移动等发生误差，所以需要定期地加以检查。

除此之外，地基及安装不良当然会遭致发生噪声，并且在压力升高以后，通过阀来改变油路，转换压力以及进行流量调整，会在联接配管系统上，发生异常的振动，这个异常振动同由地基及安装不良发生的噪声进行共振，会引起其它部分发生噪声。一般说来，这些管路的固有振动频率 N 的最简单的形式是：

$$N = \frac{(2m-1) \cdot C}{4l}$$

式中： l 为管路长度，

C 为声响的传播速度，

m 为任意调整数。

实际上由于管路的弯曲，直径不同的管路联接以及油的体积弹性系数的变化 N 的值会有相当大的变化，这是需要注意的。不论那种情况，都要把管路尽量搞得短一些，用坚固的支撑加以固定，同时需要研究以挠性管把管路同发生振动的元件实行振动绝缘，或者以蓄能器等，缓冲管路内的激剧的压力变化。

液压元件上的噪声

目前的实际情况是,即使对液压元件的噪声特性进行了详细的调查、分析,也很难期望基于调查分析的结果,立即显著地降低噪声值。但多数情况是,从噪声的频率分析结果,能够得知峰值噪声的大小及其频率,从而在一定程度上可以搞清发生噪声的原因和对各个元件应采取的措施,并预测其效果。流体机械噪声的原因,如前所述,一般分为(1)其基本频率为转子的回转速度同叶片数、齿数、柱塞数的乘积成比例的回转动作为响;(2)高速液流中的物体或油路的变化等主要是由于油流的紊乱所发生的涡流声响,(3)由于回转体的不平衡,轴承配管、安装及其他原因发生的振动,因而造成的机械噪声等,进行澄清。

图5为对泵的噪声值以 $1/3$ 倍频滤波器进行分析结果的一例。从图中可以看出:由于频谱是如图5所示地分布,从这个结果,追溯发生噪声的原因,提出降低噪声措施是很难的,但,一般说来,为控制噪声值,把着眼点放在什么频率附近,是重要的,这样对基本频率及其高频等进行分析所得的资料,就成了研究措施的基础了。

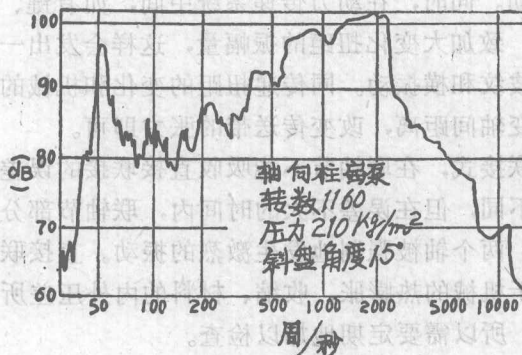


图5用 $1/3$ 倍频滤波器对液压泵噪声的分析结果

参考资料:

- (1) M.J.Lighthill, Proc. Roy. Soc. London. Sec. A, 211, (1952), 564; Sec. A 211, (1954), 1.
- (2) F.Krüger u. V.E. Schmidtke. Ann. d. Phys. 60 (1919), 701.
- (3) Relf, & Ower, R & M, No. 825 (1923), 56.
- (4) Relf & Simmons, R & M, No. 917 (1924) 658.
- (5) 板谷, 安田, 机械学会论文集, 26—169 (昭35—8), 10—50.

译自(日)《油压化设计》1969.10 P.6~11

进行这些工作的结果，深深感到，今后确立我国液压元件噪声测定法，乃是学术上的当务之急。另一方面ISO/TC131/SC8/WG1（ISO国际标准组织TC、SC、WG为小组委员会及其下属工作部门——译注）1973年5月于伦敦进行了“液压泵噪声测定方法”的第一次审议。本研究会在充分掌握此项内容的基础上，提出了“我国应有什么样的液压元件噪声测定法”这一学术性的指导方针，目前正在研究。

现在，在距表面一米处计测液压泵的噪声值，是比较普及的。但这种方法，不仅音场环境、指向性、测定室常数的影响暧昧不清，而且还由于存在着距声响源中心的距离不同、消除其它声源的影响等问题，要定量地掌握噪声是困难的。ISO/TC43/SC1的WG（工作小组），考虑了半自由空间和回响室两种测定方法，做为噪声源的工厂试验方法，不管那一种，都在研究以dB(A)值进行功率值(power level)的处理。因此，可看出：液压元件的噪声测定法，今后亦将沿着这个方向发展下去④。

机械振兴协会技术研究所，还同日本液压行业建立了共同研究体制，为研究发展低噪声液压元件，以1975年3月为（完成的）目标，正在进行着基础性的降低噪声措施及防振、隔（防）音措施的实验分析。因此，关于液压元件的噪声问题，明年将会发表进一步提高了内容的论文。噪声问题是环境问题之一，而环境问题是所有技术提出的新问题，液压技术也不例外。液压泵的高压化、高速化，今后将在允许噪声值的范围内发展。

如上所述，噪声问题是近年来突然而急剧地被重视起来的课题，因而发表明确的见解是困难的。本文以本研究会所参与了的工作和收集到的文献为中心，就液压装置噪声情况、噪声发生的原因及防止措施，测定方法等进行概括的叙述。本文尽量如实地使用所引用文献的词汇，因而造成许多不统一之处，请予谅解。

2、液压装置噪声的特性

2-1 工厂内的液压装置噪声

在油空压协会的噪声调查⑤中，弄明了图1所示的工厂内的噪声实际状况。这个数值同其它调查例⑥比较一下，似乎可以看做是使用装有液压装置的机械的工厂的平均数值。

从这些调查结果，得出了这样的判断：在工厂内除了噪声源附近，一般说来噪声的区域差不大，由于各厂具体情况的不同而噪声值不同，但平均来说在全部工作机械停止的时候约为60dB(A)，在全部工作机械开动时约为82dB(A)。

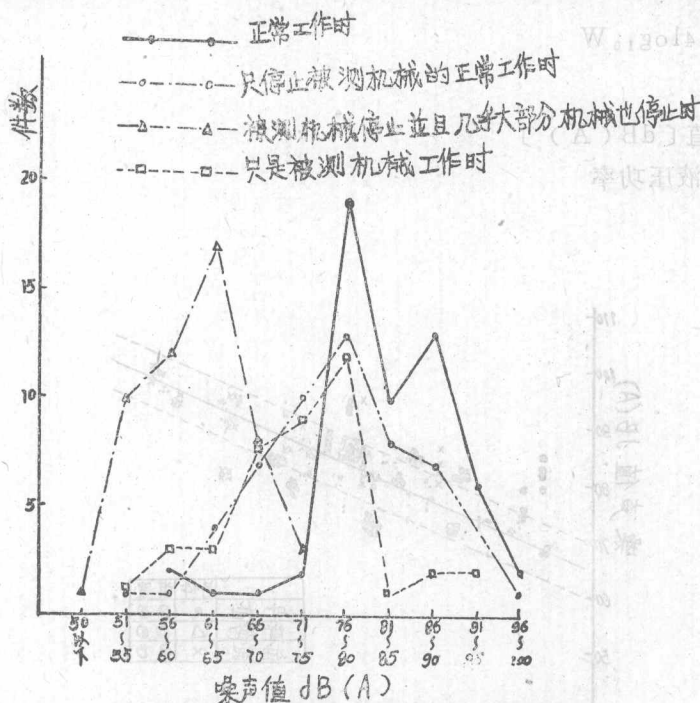


图 1：在室内工作人员通道上所计测的工厂噪声

就工厂噪声的主要噪声源进行函询调查的结果，获得了表 2 所列资料⑤。在这个函询调查中，没有列出切削声响和工作声响。所以，把切削声响和工作声响列入了其它栏内。其他栏可能有 80% 左右，是这两种声响。

表 2 工厂噪音的决定性噪声源的种类（单位：填报单位数）

顺序	在全部填报单位中		做为劳动环境来说存在着问题		做为工厂周围环境来说存在着问题		没有成为问题（不存在问题）	
1	空压机	54	其 它	22	空压机	19	空压机	21
2	其 他	30	空压机	21	气动机	10	吹风机	9
3	液压件	28	液压件	20	吹风机	7	电 机	8
4	气动件	25	气动件	16	其 它	5	液压件	6
5	吹风机	24	电 机	12	液压件	4	其 它	4
6	电 机	20	吹风机	11	锤	2	气动件	3
7	锤	11	锤	8	内燃机	2	锤	3
8	内燃机	7	燃烧器	3	增减速器	2	内燃机	3

从这个结果看，工厂噪声的声源，首先是空压机，其次是液压元件、气动元件和吹风机此外，人们认为电机和工作声响也有不可忽视的影响。

以安装在液压装置上的液压泵为主体，在距液压装置表面一米处测得的噪声值，如图 2

所示⑤。这个数值表示工厂内的液压泵噪声值的平均趋势，并给定下列实验方程：

$$L = 69 + 14 \log_{10} W$$

式中：

L：噪声值〔dB(A)〕

W：泵的液压功率

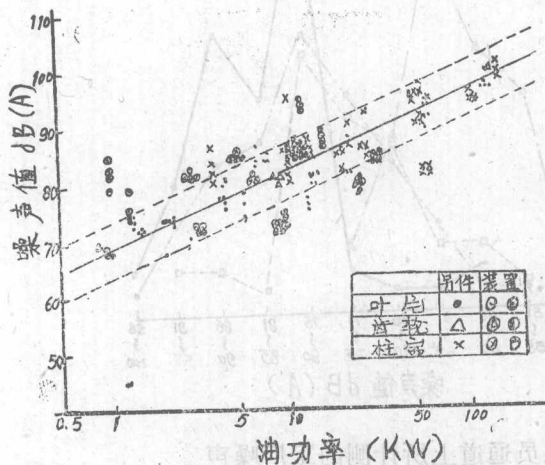


图 2：在距液压泵或液压装置面一米处计测的噪声值

从上述结果看，虽因叶片泵、齿轮泵、柱塞泵的类型不同而有差异，整个说来，噪声值 L 有 $\pm 5 \text{ dB(A)}$ 的差度，但明确了 L 值做为液压泵液压功率 W 数值的函数，能以简单的方程式表达出来。

以上明确的是，在观察工厂内的噪声时，液压装置和液压泵，做为噪声源处于什么样的地位。但如后所述，在无回声室里，单独地计测液压泵发出的噪声，则如技术研究所的调查等（所揭示）⑦、⑧，取得了不同的数值。也就是说，把液压装置的噪声单纯地看做是来自从所计测的环境及噪声的反射面积影响等的几个噪声源的集合体，是不能解决问题的。

2—2 液压装置噪声源的诸因素

在以内燃机驱动时，内燃机的噪声高得无比，液压装置的噪声，便不成为问题了。除了这种情况，液压装置的决定性的噪声源，自然是液压泵，其次是溢流阀和电机，而风扇冷却器的影响也是不可忽视的。

液压泵和其它元件，在噪声方面的关系中，呈现着同内燃机和液压装置同样的关系。也就是说，在决定性噪声源大于其它噪声源时，由于遮盖现象，其它噪声便不显著了。

但是，有的报道说，溢流阀和电机的噪声有时等同于甚至大于液压泵。关于电机，获得了图 3 所示的基准数值。从这里也可以看出，有时电机是令人讨厌的（指噪声高——译注）。

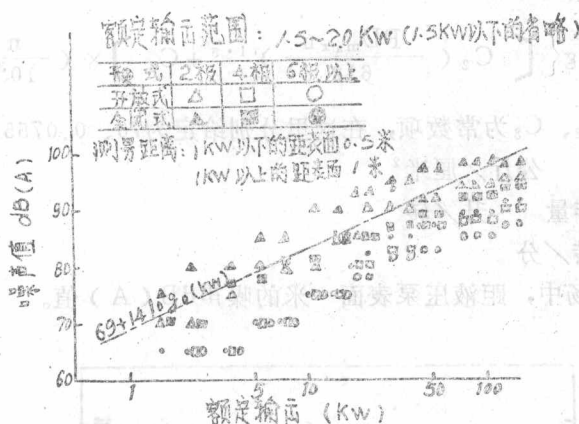


图 3: 低压三相感应电机的噪声基准值

在液压装置中，电机的标称功率同液压功率，并不一定都是互相配合地选用的。在两者的组配中，电机的容量如果大于液压功率，电机的噪声便成了决定性的（噪声源）了。应把这种关系记在心头，选择与使用条件相适应的液压功率，并选择能在噪声特性方面相平衡的液压泵和电机元件。

关于风扇冷却器，取得了图 4 等资料⑨。就是说，风扇冷却器用的是有压力的通风机。由通风机与最大风量的关系，决定噪声的大小。因此，选用超过需要的风量，从噪声看，是不利的。

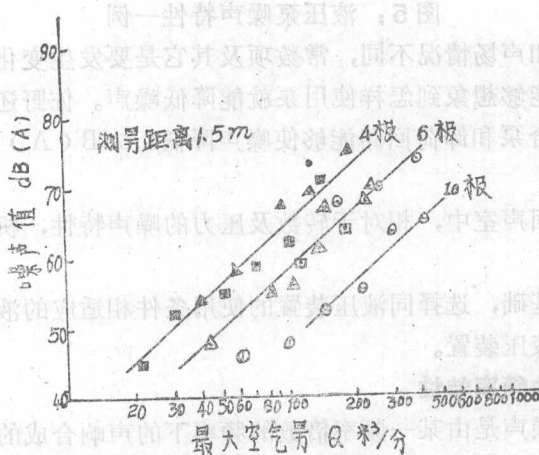


图 4: 有压力的通风机的噪声（50赫兹时的数值）

如此看来，即使条件完全相同，如果元件选择不当，就会加大噪声或者呈现不同的特性。特别是使用超过需要的大元件、超过负载量使用元件时，发生噪声者多。

2—3 液压泵的噪声特性

早已知道，一般的液压泵噪声，受转数的影响大于受压力的影响⑩，佐野曾就一种斜轴式柱塞泵，做过噪声不受倾斜角的影响等实验，并把噪声特性整理成图 5 所示的图⑪。这个