

YANJIANJIANYE

液

压

一元件

上海交通大学出版社

严金坤 主编

液 压 元 件

严 金 坤 主 编

上海交通大学出版社

602-1/6/18

前 言

本书是根据 1986~1987 年全国造船专业统编教材会议通过的《液压元件》大纲编写。

当前, 液压技术已广泛应用于交通、船舶、飞机、空间技术、机床、采矿、农业设备以及其他各个领域。尤其近十几年来, 液压技术有了很大发展, 新颖液压元件不断涌现, 新的领域不断开辟。为了跟上国内外液压技术的发展, 适应我国四个现代化的需要, 要求编写出一本能反映国内外液压技术新成果和加强学科基础理论分析内容的新教材。

本书编写中吸取了我们专业多年的教学实践经验, 并吸收了国内外有关文献资料, 内容力求精练, 偏重于阐明基本理论, 在内容安排上尽量做到系统性、逻辑性, 由浅入深循序渐进, 每章后附有习题和思考题, 便于教学。

本书采用国际单位制, 专业名词术语和图形符号符合我国制定的相应标准。

全书共五章: 第一章是绪论, 介绍液压元件和传动的发展简史、基本概念及应用; 第二章和第三章阐述液压泵、液压大扭矩马达、液压缸的结构原理, 计算及分析; 第四章是液压控制阀, 分析了各种阀的工作原理, 结合典型回路说明它们的功能, 以及阀的计算和分析; 第五章是液压辅助装置, 介绍了常用液压附件的原理及选用。

本书系高等工科院校流体传动与控制专业教材, 但也可供从事液压元件和液压系统的工程技术人员, 研究人员和高等工业院校有关专业的师生作参考。

本书由上海交通大学流体传动及控制专业四位教师编写。第一章由严金坤编写; 第二章由王钧功、严金坤编写; 第三章由施佐原、王钧功编写; 第四章由吴良宝编写; 第五章由施佐原编写。全书的主编工作由严金坤负责。

本书由武汉水运工程学院甌少华同志主审, 并由上海交通大学黄明慎同志复审, 提出了很多宝贵意见和建议。在编写过程中曾得到上海交通大学流体传动及控制专业的同志帮助。在此一并向他们表示衷心的感谢。

由于编者水平有限, 错误在所难免, 恳请读者指正。

编者 1989 年 1 月

目 录

第一章 绪论	1
§ 1-1 液压传动技术发展概况	1
§ 1-2 液压传动的基本概念	1
§ 1-3 液压传动的典型系统	4
§ 1-4 液压传动的优缺点及应用	5
习题和思考题.....	6
第二章 液压泵	7
§ 2-1 液压泵概述	7
§ 2-2 齿轮泵	14
§ 2-3 叶片泵	35
§ 2-4 螺杆泵	53
§ 2-5 轴向柱塞泵	63
§ 2-6 径向柱塞泵.....	111
习题和思考题.....	114
第三章 液压执行机构	117
§ 3-1 径向曲轴连杆式液压马达.....	117
§ 3-2 静力平衡式液压马达.....	131
§ 3-3 多作用内曲线径向柱塞式液压马达.....	135
§ 3-4 液压马达的基本性能.....	155
§ 3-5 液压缸.....	157
习题和思考题.....	179
第四章 液压控制阀	181
§ 4-1 液压阀的力学.....	181
§ 4-2 压力控制阀.....	187
§ 4-3 流量控制阀.....	206
§ 4-4 方向控制阀.....	221
§ 4-5 液压阀的设计.....	238
§ 4-6 多路阀、比例控制阀与三通插装阀.....	247
习题和思考题.....	260
第五章 辅助装置	262
§ 5-1 滤油器.....	262
§ 5-2 管件和管接头.....	265

§ 5-3 油箱、冷却器和加热器.....	270
§ 5-4 蓄能器.....	274
习题和思考题.....	278

第一章 绪 论

§ 1-1 液压传动技术发展概况

液压传动是在水力学、工程力学和机械制造技术基础上发展起来的一门应用科学技术。早在十七世纪帕斯卡(Pascal)发现了导管和回路中流体静压力传递力和功率的原理。

第一个把帕斯卡原理应用于工业生产的人,当推英国伦敦的约瑟夫·布拉默第(Joseph Bramah 1749~1814),他将该原理应用于水压机。

在十九世纪的后半叶,阿姆斯特朗(W. G. Armstrong)研制成了很多液压机械和元件,并用于造船中的锚机和起重机上,他曾采用重锤式蓄能器以均衡高压水的流量,他还曾采用了输出为旋转运动的径向柱塞机械。

其后由于电机及电驱动的发展,使液压技术停滞不前,一直延续至1905年油液首先用作工作流体介质时为止。詹尼(Janney)设计了一个用油作工作流体的轴向柱塞机械,因而在液压元件中利用了油的润滑作用,开始应用于转动军舰的炮塔。

大约在1910年,水轮机的调速器和大阀的操纵中采用了液压,这是液压技术中的一项重大应用。

1910年~1922年海勒·肖(Hele Shaw)及汉斯·托马(Hans Thoma)研制成功了以油为工作流体的径向柱塞机械。后来汉斯·托马还研制出斜轴式轴向柱塞液压机械,1930年时他采用平面配流面,并用万向节实现同步;1946年后改用球形配流面,用连杆实现同步。斜盘式轴向柱塞液压机械则大约于1950年开始用于工业生产。

另一个重要的发展是阀,尤其是1936年哈里·威克斯(Harry Vickers)提出来的包括先导式溢流阀在内的液压控制元件。

此外,在液压元件中还值得一提的,是琼·默西埃(Jean Mercier)在1950年研制成功的隔离气压式皮囊蓄能器,它是蓄能器采用气体作为弹性介质,用橡胶膜将油液和气体隔开的一种储能元件。

美国麻萨诸塞州理工学院的布莱克本(Blackburn)、李诗颖等对液压伺服控制问题作了深入的研究和发展,1960年发表了“流体动力控制”这本有杰出贡献的重要著作。

近年来液压比例技术有很大的发展,我国液压技术工作者对此也作出了很大的成绩,在某些方面已处于世界领先地位。

上述液压技术的进展,为液压元件在自动化方面的应用提供了条件,当前的发展趋势是将液压元件与电子元件结合,与微型计算机结合。

§ 1-2 液压传动的基本概念

一、液压传动的基本工作原理

液压传动应用了液体的两个最重要的特性:(1)可以假定液体不可压缩;(2)液体中压

力系向各方向作同样的传播。

如图 1-1 (a) 是把大小两个液压缸连接起来的连通器, 大、小液压缸均配以密封的活塞, 当小活塞上作用有较小的主动力时, 就可以平衡作用于大活塞上很大的负载力, 这是因为两个液压缸中的压力是相同的。当小活塞向下移动时, 小液压缸排出的液体容积正好进入大液压缸, 使大活塞提升, 并推动负载作功。如果在图 1-1 (a) 的原理上增加油箱和两个单向活门, 就能实现小活塞上下连续动作时把大活塞不断提升, 如图 1-1 (b) 所示, 这也就是液压千斤顶的工作原理。

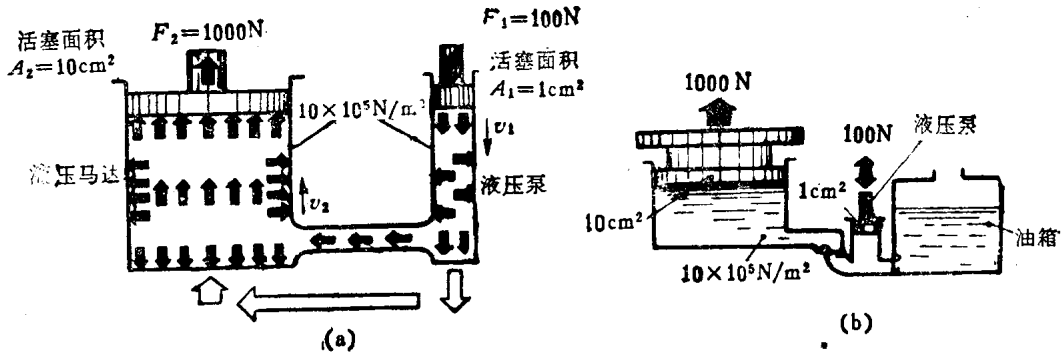


图 1-1 液压传动原理图

从能量转换角度来看, 小液压缸是把小活塞作用的机械能转变成液体的液压能(压力、流量), 大液压缸则把这个液压能又重新转换成提升负载的机械能。在液压传动中, 凡是把机械能转变成液压能的装置都通称为泵, 而把液压能转换成机械能的装置称为液动机或液压执行机构(如液压缸、液压马达)。以液压油为介质, 液压泵和液动机(液压马达)配以各种用途的阀件和油箱、油管等附件, 可组成各种液压传动装置, 用以控制负载的位置、速度和加速度。

二、液压传动常用的基本公式

如图 1-2 所示的简单的液压传动装置中, 假使在左面液压缸加力 F_1 并向下运动, 此液压缸即起液压泵的作用, 而右面液压缸则起液动机的作用, 它把液体压力变成杆子上的工作力 F_2 。

如忽略液压泵、液压缸及整个液压系统中的损失, 则有如下关系:

$$F_1 = p_1 A_1 \quad (1-1)$$

式中: F_1 ——作用在液压泵活塞面积 A_1 上的外力;

p_1 ——液压泵输出液体的压力;

A_1 ——液压泵活塞面积。

在液压泵活塞的推动下, 从液压泵中压出来的液体经过导管进入液压缸。如略去损失, 则有 $p_1 = p_2$, 并令 $p_1 = p_2 = p$ 。

作用在液压缸活塞面积 A_2 上的压力 p_2 , 将使液压缸活塞产生推力 F_2 , 可用下式表示:

$$F_2 = p_2 A_2 = p A_2 \quad (1-2)$$

需要指出, 液压泵所产生的液体压力是随液压缸外负载而变化的。

在图 1-2 中假设液体为不可压缩的，从液压泵至液压缸的泄漏忽略不计，液压泵排出的液体体积等于流进液压缸的液体体积。

则：

$$h_1 A_1 = h_2 A_2 = V。$$

式中：V——液体容积。

等式两边都除以时间 t 得：

$$\frac{h_1}{t} A_1 = \frac{h_2}{t} A_2，$$

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = Q。 \quad (1-3)$$

式中：Q——流量（即每单位时间排出的液体体积）；

t——时间。

如图 1-2 所示的液压缸输出的直线运动转换成旋转运动输出时，则：

$$M_2 = F_2 r = p A_2 r = K_M p。 \quad (1-4)$$

式中：M₂——液压马达输出力矩；

K_M——力矩系数，决定于液压马达的结构。

力矩 M₂ 就是外加的负载，从上式可知，压力 p 随外负载力矩 M₂ 成正比变化。

对于作直线往复运动的液压缸，其输出速度根据式(1-3)可得

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}。 \quad (1-5)$$

对于作旋转运动的液压马达，其输出速度

$$\omega = \frac{Q}{q}。 \quad (1-6)$$

式中：Q——流量(m³/s)；

ω——液压马达回转角速度(rad/s)；

q——液压马达回转一个弧度的排量(m³/rad)，此值根据液压马达几何尺寸的大小而定。

从上式可见，液压马达输出的回转角速度与进入马达的流量成正比，如以每分钟转数 n₂ 表示马达转速时，则

$$n_2 = \frac{Q}{q_M}。 \quad (1-7)$$

式中：n₂——液压马达每秒钟转速(r/s)；

Q——进入液压马达的流量(m³/s)；

q_M——液压马达每转所需排量(m³/r)。

如果液压泵和液压马达在能量转换过程中没有损耗，根据能量守恒定律，则输入功率和输出功率应当彼此相等，

$$N = F_1 v_1 = F_2 v_2 = p A_1 v_1 = p A_2 v_2 = p Q \quad (1-8)$$

式中：F₁、F₂——液压泵的作用力和液压缸的驱动力(N)；

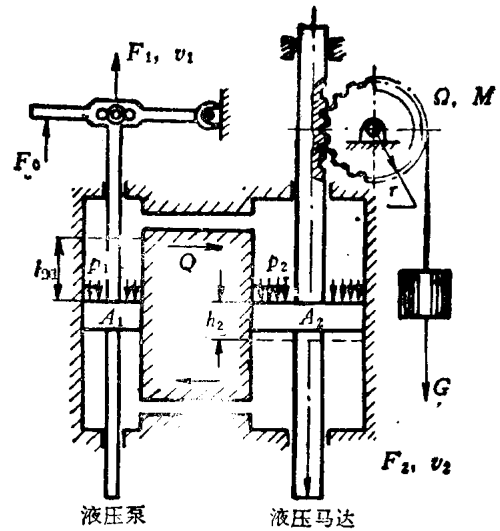


图 1-2 液压传动装置示意图

v_1, v_2 ——液压泵和液压缸的运动速度(m/s);

p ——作用压力(N/m², N/m² = Pa);

Q ——流量(m³/s);

N ——功率(N·m/s)。

压力的单位也可用 bar 表示, 1 bar = 10⁵ Pa, 目前已规定用 MPa(1 MPa = 10⁶ Pa)来表示。

功率的单位常用“千瓦”(kW)表示。则液压缸的输出功率

$$N = F_2 v_2 (\text{N} \cdot \text{m/s}) = \frac{F_2 v_2}{1000} (\text{kW})。 \quad (1-9)$$

对于输出是旋转运动的液压马达, 则它的输出功率可由输出力矩和旋转角速度表示。如图 1-2 所示, 液压马达活塞杆齿条作用于齿轮上的力所产生的力矩 M , 并由于活塞杆的往复运动得到齿轮的旋转角速度 Ω 。转矩和作用力 F_2 成正比, 旋转角速度和 v_2 成正比。

$$M = F_2 r = p A_2 r, \quad (1-10)$$

$$\Omega = \frac{v_2}{r} = \frac{Q}{A_2 r}。 \quad (1-11)$$

式(1-10)与式(1-11)相乘得

$$M\Omega = pQ; \quad (1-12)$$

$$N = M\Omega (\text{N} \cdot \text{m/s}) = \frac{M\Omega}{1000} (\text{kW})。 \quad (1-13)$$

式中: M ——转矩(N·m);

Ω ——旋转角速度(rad/s)。

§ 1-3 液压传动的典型系统

液压传动系统执行机构的运动特点为:(1) 速度大小可以调节;(2) 速度方向可以改变;(3) 能够驱动一定的负载。对于一般的液压传动系统都能起到这样的作用。

为了阐明液压系统的组成, 介绍两个典型系统。

一、节流式控制液压系统

如图 1-3 所示, 系统主要元件由定量液压泵 1, 控制滑阀 2, 溢流阀 5, 液压缸 3 和液压泵驱动电机 7, 油箱 6, 滤油器 8, 单向阀 9 和油管等附件组成。

驱动电机带动液压泵旋转, 从油箱中吸油, 并经过滤油器, 单向阀和控制滑阀这条主油路向液压缸供压力油, 以驱动液压缸。控制滑阀在液压泵和液压缸之间起调节主油路通油面积和通油方向的作用, 所以操纵滑阀的阀芯, 可以改变滑阀通油面积和改变通油方向, 从而调节油量大小和方向, 使液压缸调速和换向。

以改变油流通道面积来控制油流量达到液压缸调速的系统都通称为节流调速系统。

为了达到液压缸调速的目的, 定量泵的排油量始终大于液压缸所需油量, 多余油量以溢流阀排回油箱, 溢流阀在溢流过程中使滑阀前的工作油保持一定的压力。蓄能器在系统中

可以起液压缓冲和储蓄能量作用，单向阀用以防止主油路的压力油在液压泵的停转时倒回到液压泵。

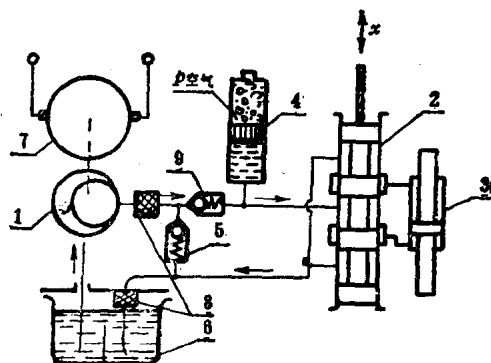


图 1-3 节流控制液压系统原理图
1—液压泵；2—控制滑阀；3—液压缸；4—蓄能器；5—溢流阀；6—油箱；7—驱动电机；8—滤油器；9—单向阀。

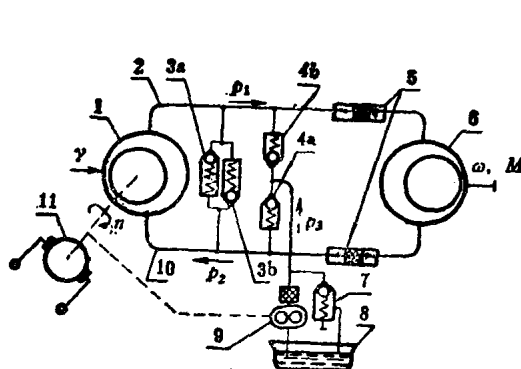


图 1-4 容积式控制液压系统原理图
1—液压变量泵；2—高压管路；3a, 3b—安全阀；4a, 4b—单向阀；5—滤油器；6—液压马达；7—溢流阀；8—油箱；9—辅助齿轮泵；10—低压管路；11—驱动液压泵的电动机。

二、容积式控制液压系统

这种液压传动是利用改变泵工作腔容积(亦即改变泵的排油量)，从而达到调节液压马达的速度,如图 1-4 所示。

1 为双向变量液压泵，它由交流电动机 11 驱动，电动机启动后带动液压泵旋转。如 2 为高压管油路，高压油经滤油器 5 驱动液压马达 6 上的负载旋转，液压马达的回油经低压管油路和滤油器 5 直接进入双向变量液压泵的吸油口。此系统工作油液在液压泵与液压马达之间形成闭路循环，所以叫做闭式系统。此种系统由于液压泵和液压马达的漏油，使得流回泵的液体比工作过程的要求量要小，为保证液流连续性必须补充油量。它是将辅助齿轮泵 9 排出的液体通过单向阀 4a 将油液补入低压管道。安全阀 3a 的作用是当压力 p_1 超过调定值时就被打开。将油液流入低压管路 10，起到过载保护作用。当泵的调节参数 γ 的符号改变时，则泵的排油方向将改变，液压马达也就反转，此时安全阀 3b、单向阀 4b 起作用，3a 和 4a 在此时不起作用。

此外，辅助齿轮泵 9 一般使低压管道的液压提高到 0.3~0.5 MPa，这样可改善泵吸入腔的填充作用。

§ 1-4 液压传动的优缺点及应用

液压传动与电气、机械等传动相比较，具有以下的特点：

- (1) 液压传动装置的重量轻、结构紧凑、惯性小。
- (2) 能在很大的调整范围内实现无级变速。
- (3) 传递运动均匀平稳，负载变化时速度较稳定。
- (4) 操纵简单，便于实现自动化，特别是电液联合应用时，能够充分发挥两者的优点。
- (5) 易于实现过载保护。

(6) 可实现低速的强力传动, 无需减速器。

液压传动的缺点:

- (1) 液压系统中的漏油, 影响运动平稳性和正确性。
- (2) 因液体中含有空气容易产生噪声, 并使低速运动不平稳。
- (3) 温度变化时, 液体粘性变化, 引起传动特性的变化。
- (4) 液压元件的配合件制造精度要求较高, 加工工艺较困难。

液压传动的优点是占主导地位的, 随着设计制造和使用水平的不断提高, 缺点是可以加以克服的, 同时还应吸取其它传动方式的优点。

由于液压传动具有许多优点, 使这种技术发展很快, 已被广泛应用于工程机械、工程车辆、机床、冶金机械设备、锻压机械、农业机械、船舶、飞机、注塑机、汽车等各种工业部门。液压系统被这样广泛地应用还只是近二十多年的事, 但液压元件的生产却以比其它机械工业产品更高的速度在发展。

习题和思考题

- 1-1 说明液压传动的的基本参数和机械运动参数间的关系。
- 1-2 试阐述液压传动典型系统的基本组成。

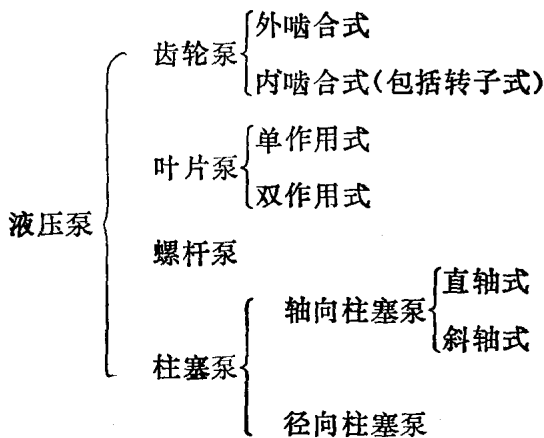
第二章 液 压 泵

§ 2-1 液压泵概述

一、液压泵的种类

液压泵又称为油泵，它的作用是向液压系统提供具有一定压力和流量的油液。从能量转换观点来看，液压泵是将机械能转换为液压能的能量转换元件。

液压泵的种类很多，按其结构型式，主要分类如下：



按照泵的排量能否改变，液压泵分为定量泵和变量泵。叶片泵和柱塞泵在结构上都可以实现变量。

液压泵的共性是靠密封的工作空间容积变化进行工作的，所以又称为容积式泵。从原理上来说，任何一种容积式泵(阀配流式除外)都可以作为液压马达使用，具有可逆性。也就是说，在一定的条件下，液压泵也可以将液压能转变为机械能。有时为了提高液压泵的性能，对某些泵在结构上采取一些措施，限制了其可逆性。

二、液压泵的主要性能参数

液压泵的主要性能参数为压力、流量、角速度和效率等。

1. 压力 p (Pa)

液压泵输出的压力由负载决定，当负载增加时，泵的压力也升高；当负载减小时，泵的压力也下降，一般对液压泵的压力有两个指标：额定压力 p_n 和最大压力 p_{max} 。

额定压力是指在保证泵的容积效率和使用寿命的条件下，泵连续运行所允许使用的工作压力；最大工作压力是指泵在短时间内超载的允许的极限压力，它的值由液压系统中的安全阀所限定。

2. 流量 Q (m^3/s)

流量是指泵在单位时间内排出液体的体积。流量可分为理论流量和实际流量。泵的理论流量 Q_0 等于泵的理论排量 $q_{0,r}$ 与角速度 ω 的乘积, 即:

$$Q_0 = q_{0,r} \cdot \omega \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2-1)$$

式中: $q_{0,r}$ ——泵轴转过一弧度所排出的理论体积(m^3/rad);

ω ——泵轴角速度(rad/s)。

泵的实际流量 Q 小于泵的理论流量 Q_0 , 因为当有负载压力时, 泵零件的密封间隙有泄漏, 其泄漏量为 ΔQ , 因此:

$$Q = Q_0 - \Delta Q \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2-2)$$

泵的泄漏量 ΔQ 与泵的输出压力的大小有关, 压力越高, 则泄漏越大, 而泵的理论流量与泵的输出压力无关。

3. 角速度 ω (rad/s)

泵的输入角速度可分为额定角速度和最高角速度。额定的角速度 ω_n 是指泵在正常工作情况下的角速度, 在此角速度下运行, 泵具有一定的自吸能力, 避免产生空穴和气蚀现象(自吸工况)和保持正常磨损和噪声(非自吸工况)。

泵的最大角速度 ω_{\max} 受运动件的磨损、振动、噪声和泵寿命的限制, 只能作短暂使用。

4. 扭矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$)

泵的扭矩可分为输入扭矩 M 和理论扭矩 M_0 , 设泵进口压力为零, 则泵的理论扭矩

$$\begin{aligned} M_0 &= p \cdot q_{0,r} = \frac{1}{2\pi} \cdot p \cdot q_0 \\ &= 0.159 p \cdot q_0 \quad (\text{N}\cdot\text{m}) \end{aligned} \quad (2-3)$$

式中: p ——泵的工作压力(Pa);

q_0 ——泵每转理论排量(m^3/r)。

输入泵的实际扭矩 M 大于泵的理论扭矩 M_0 , 因为泵的运动零件之间存在摩擦损失。设损失扭矩为 ΔM , 则

$$M = M_0 + \Delta M \quad (\text{N}\cdot\text{m}) \quad (2-4)$$

损失扭矩 ΔM 由三部分组成: 运动零件之间的液体粘性阻力所产生的阻力矩、与压力差有关的机械摩擦阻力矩以及与压力差无关的机械摩擦阻力矩。

5. 功率 (W)

泵的功率可分为输入功率 N 、理论功率 N_0 和输出功率 N_p 。

输入功率:

$$N = M\omega \quad (\text{W}) \quad (2-5)$$

理论功率:

$$N_0 = p \cdot Q_0 = M_0 \cdot \omega \quad (\text{W}) \quad (2-6)$$

输出功率:

$$N_p = p \cdot Q \quad (\text{W}) \quad (2-7)$$

式中: M ——泵输入扭矩($\text{N}\cdot\text{m}$);

M_0 ——泵的理论扭矩($\text{N}\cdot\text{m}$);

ω ——泵输入角速度(rad/s);

p ——泵工作压力(Pa);

Q_0 ——泵的理论流量(m^3/s);

Q ——泵的实际流量(m^3/s)。

6. 效率

泵的效率分为容积效率 η_v 、机械效率 η_m 和总效率 η 。

泵的实际流量与理论流量之比称为泵的容积效率,即:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_0} \quad (2-8)$$

泵的理论扭矩与输入扭矩之比称为泵的机械效率,即:

$$\eta_m = \frac{M_0}{M} \quad (2-9)$$

泵的输出功率与输入功率之比称为泵的总效率,即:

$$\eta = \frac{p \cdot Q}{M \cdot \omega} \quad (2-10)$$

将式(2-6)、(2-8)、(2-9)代入式(2-10)得泵的总效率

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \quad (2-11)$$

7. 噪声

随着液压泵向高速、高压、大流量和大功率方向发展,噪声问题越来越严重,目前降低液压泵的噪声已成为治理公害和改善劳动条件等方面的重要课题。

在对泵的噪声研究基础上,对液压泵的结构和材料作了较大的改进,目前已在相当程度上实现了泵的低噪声化。

泵噪声的大小因液压泵的种类、构造、大小、转速和排出压力等不同而异,目前低噪声泵的噪声值可用下面经验公式计算:

$$L = 50 + 14 \lg N \quad (\text{dB(A)}) \quad (2-12)$$

式中: L ——离泵 1 米处的噪声值(dB(A));

N ——流体功率(kW)。

目前各类液压泵的噪声值与用式(2-12)计算之值相比较,如图 2-1 所示。国内液压泵噪

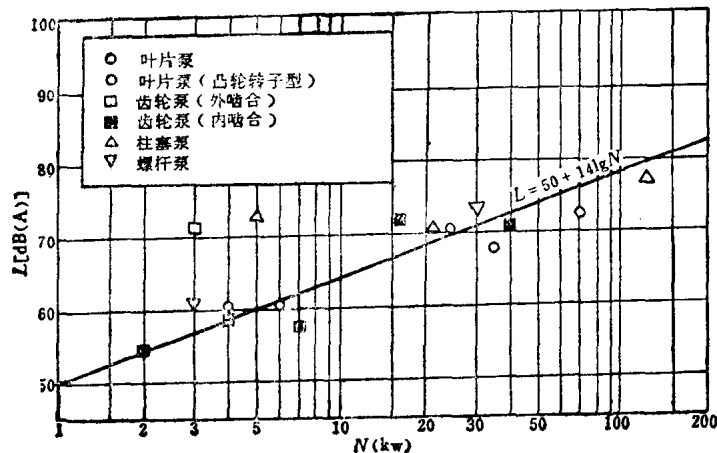


图 2-1 目前液压泵的噪声水平

声值比图 2-1 所示略高。式(2-12)中如果 $N = 10 \text{ kW}$ 时, $L = 64 \text{ dB(A)}$; 如果 N 增加一倍, 则噪声值只增加 4.2 dB(A) 。

再者, 式(2-12)中的 $N \propto \omega \propto q_{o,r} \cdot \Delta p$, 即 $N \propto n \propto q_o \cdot \Delta p$, 根据试验得到: 当 q_o 或 Δp 增加一倍时, 噪声只增加约 3 dB(A) 。如果 n 增加一倍时, 噪声增加约 6 dB(A) 。因此当功率相同时, 与改变 q_o 、 Δp 相比, 降低转速 n 是降低噪声的最有效方法。

目前液压泵能达到的主要性能指标见表 2-1。

表 2-1 液压泵的主要性能指标

性能 种类	额定压力 (MPa)	额定流量 (m^3/s)	额定角速度 (rad/s)	容积效率 (%)	总效率 (%)
齿 轮 泵	2~28	$(3\sim 1950) \times 10^{-5}$	150~700	>90	75~90
叶 片 泵	2~21	$(3\sim 1600) \times 10^{-5}$	100~400	>90	75~90
螺 杆 泵	2~20	$(5\sim 2500) \times 10^{-5}$	150~800	>90	75~90
径 向 柱 塞 泵	10~32	$(3\sim 1170) \times 10^{-5}$	70~180	>90	80~92
轴 向 柱 塞 泵	14~50	$(2\sim 2200) \times 10^{-5}$	60~600	94~98	85~95

对液压泵进行评价, 要从各方面进行比较。在相同的输入功率下, 泵的工作压力高, 工作转速高, 吸入性能好, 效率高, 输出流量脉动小, 噪声低, 抗污染和耐冲击性能好, 单位功率重量轻以及使用寿命长, 就认为该泵的性能优良。

三、液压泵效率的特性分析

容积效率、机械效率与总效率是液压泵的基本特性。这些基本特性与泵进出油口的压差 Δp 、油液的粘性 μ 和输入泵的角速度 ω 等参数有关。泵的效率可以通过上述参数及泵的损失系数 C 来描述, 从而得到泵效率与上述参数之间的关系式, 寻找提高液压泵效率的途径。

1. 容积效率与无因次压差的关系

设液压泵的理论排量为 $q_{o,r} (\text{m}^3/\text{rad})$, 角速度为 $\omega (\text{rad/s})$, 则其理论流量

$$Q_0 = q_{o,r} \cdot \omega \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2-13)$$

然而, 由于泵运动零件的密封间隙中存在泄漏, 其值为 ΔQ , 所以泵的实际流量

$$Q = Q_0 - \Delta Q \quad (2-14)$$

参考图 2-2, 则容积效率

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_0} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_0} \quad (2-15)$$

当运动零件之间的间隙为 $h (\text{m})$, 压力差为 $\Delta p (\text{Pa})$, 油的粘度为 $\mu (\text{Pa}\cdot\text{s})$ 时, 泵泄漏量

$$\Delta Q \propto \frac{\Delta p}{\mu} h^3$$

现在设相似液压泵的间隙 $h \propto q_{0,r}^{\frac{1}{3}}$ ，则：

$$\Delta Q = C_s \cdot q_{0,r} = \frac{\Delta p}{\mu} \quad (2-16)$$

式中： C_s ——无因次泄漏系数。

将式(2-13)和式(2-16)代入式(2-15)得容积效率与无因次压差的关系式：

$$\eta_v = 1 - C_s \cdot \frac{\Delta p}{\mu \cdot \omega}$$

或

$$\eta_v = 1 - C_s \cdot \overline{\Delta p} \quad (2-17)$$

式中： $\overline{\Delta p}$ ——无因次压差， $\overline{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\mu \cdot \omega}$ 。

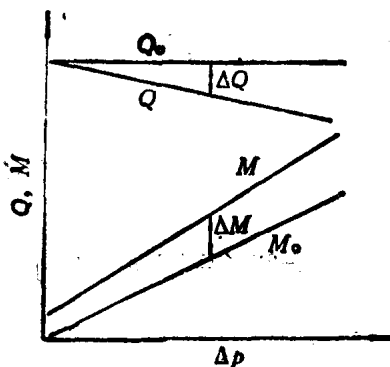


图 2-2 液压泵的特性曲线

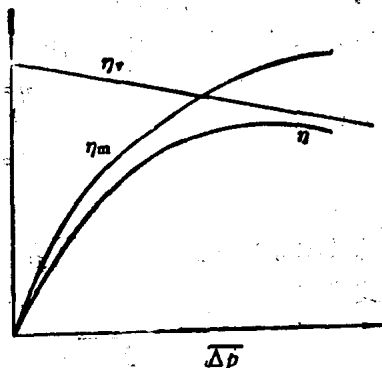


图 2-3 液压泵的效率曲线

对于流体动力相似的泵，由于 C_s 值相等， $\overline{\Delta p}$ 值也相等，故 η_v 也相等， η_v 与 $\overline{\Delta p}$ 的关系曲线如图 2-3 所示，它是无因次量 $\Delta p / \mu \cdot \omega$ 的函数。无因次压差 $\overline{\Delta p}$ 增大，液压泵的容积效率 η_v 下降。

2. 机械效率与无因次压差的关系

液压泵的理论扭矩

$$M_0 = \Delta p \cdot q_{0,r} \quad (2-18)$$

液压泵的实际扭矩

$$M = M_0 + \Delta M \quad (2-19)$$

参考图 2-2 得液压泵的机械效率

$$\eta_m = \frac{M_0}{M} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta M}{M_0}} \quad (2-20)$$

由于滑动部分的粘性摩擦力与 $\mu \cdot \omega$ 成正比例，滚动轴承等固体摩擦力与压力成正比例，所以 ΔM 一般用下式表示：

$$\Delta M = q_{o,r}(C_s \mu \omega + C_f \Delta p) \quad (2-21)$$

式中： C_s ——滑动部分的剪切流动摩擦扭矩系数；

C_f ——液压泵机械摩擦扭矩系数。

把式(2-18)和(2-21)代入式(2-20)得机械效率与无因次压差的关系式。

$$\begin{aligned} \eta_m &= \frac{1}{1 + C_f + C_s \frac{\mu \omega}{\Delta p}} \\ &= \frac{1}{1 + C_f + C_s / \Delta p} \end{aligned} \quad (2-22)$$

从式(2-22)中可看出，随着无因次压差 Δp 的增加，液压泵的机械效率也增加。

对于流体动力相似的泵，由于 C_f 、 C_s 值相等，当 Δp 值相同时，其 η_m 相同， η_m 与 Δp 关系曲线如图 2-3 所示。

3. 总效率与无因次压差的关系

将式(2-17)与式(2-22)代入式(2-11)得总效率与无因次压差的关系：

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_v \eta_m \\ &= \frac{1 - C_s \Delta p}{1 + C_f + C_s / \Delta p} \end{aligned} \quad (2-23)$$

总效率 η 和无因次压差 Δp 的关系曲线见图 2-3。由式(2-23)得到使 η 最大的 Δp_m 由下式确定：

$$\Delta p_m = \frac{1}{C_s \left(1 + \sqrt{1 + \frac{1 + C_f}{C_s C_s}} \right)} \quad (2-24)$$

一般来说 $C_s C_s \ll 1$ ，因此上式可近似表示为：

$$\Delta p_m \approx \sqrt{\frac{C_s}{C_s(1 + C_f)}} \quad (2-25)$$

在液压泵中，滑动部分间隙小时，泄漏系数 C_s 小，粘性摩擦系数 C_d 大。由上式可知，当间隙越小，总效率最高时的 Δp 值就越大。将式(2-25)代入式(2-23)后得总效率的最大值即：

$$\eta_{\max} = \frac{1}{1 + C_f + 2\sqrt{C_s C_s (1 + C_f)}} \quad (2-26)$$

由上式可知，只有当 C_f 、 C_s 、 C_d 具有合理的数值时才能得到最高的总效率。图 2-4 即根据式(2-26)描绘的， η_{\max} 是在不同的 C_f 下随 C_s 、 C_d 乘积变化的曲线。从图中可以看出， C_f 小即机械摩擦扭矩小，则 η_{\max} 就高。 C_d 、 C_s 乘积小，即泄漏量和粘性摩擦扭矩之综合小，则 η_{\max} 就高。为了使 C_s 、 C_d 的乘积为最小，泵有关零件的间隙必须取最佳值。液压泵的 C_s 、 C_d 、 C_f 值可由实验方法求得。

液压泵的泄漏系数 C_s ，粘性摩擦系数 C_d 与机械摩擦系数 C_f 的值因液压泵的种类、构