

第九篇 液压与液力传动

液体传动是以液体为工作介质进行能量转换传递和控制的传动。它包括液压传动和液力传动。

液力传动是利用液体动能的液体传动。

液压传动是利用液体压力势能的液体传动。它是把封闭在回路中的有压力液体的压力势能转换为机械能，或反之，或其组合的技术。

液压传动利用液体的两个重要特性：

- 1、假定液体不可压缩；
- 2、液体中的压力向各方向作同样的传播。

第一章 液压系统的设计与计算

第一节 液压系统的组成

液压传动系统由下列各部分组成（图9—1—1）：

一、动力部分：将原动机的机械能转换成液体的压力势能的元件，即油泵。

二、控制部分：保证执行元件得到所要求的运动方向、速度、加速度、力或力矩等，即压力、流量、方向等控制阀。

三、执行部分：将液体的压力势能转换为机械能，输送到工作机构上去，即液动机或液压执行机构（油缸、液压马达等）。

四、辅助部分：液压系统中的其他元件，包括油箱、管路、管接头、蓄能器、滤油器、换热器以及各种控制仪表等，统称为辅助元件。

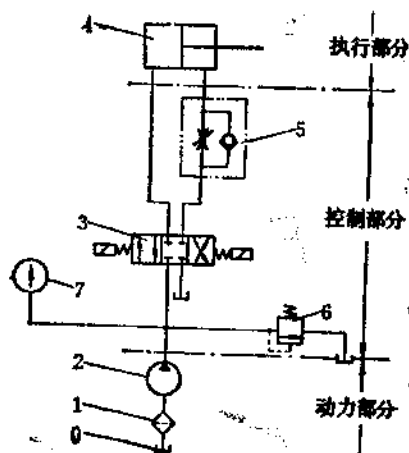


图9—1—1 液压系统组成图

0—油箱；1—过滤器；2—液压泵；3—三位四通电磁换向阀；4—液压缸；5—单节节流阀；6—溢流阀；7—压力表

第二节 液压传动系统的型式

液压传动系统按液流循环方式的不同，可分为开式循环系统和闭式循环系统。

一、开式循环系统

图9—1—2是开式循环系统。液压泵自油箱吸油，经换向阀送入液压缸或液压马达后再返回油箱，工作油在油箱内冷却沉淀过滤后，再进行工作循环。

开式循环的结构简单、散热良好、油液能在油箱中冷却和澄清，因而应用比较普遍。但油箱较大，空气与油液接触机会较多，空气容易渗入油液，造成管路振动和油液变质。

二、闭式循环系统

液压泵的吸油管直接与液压马达（或油缸）的回油管相连接，形成一个闭合回路（如图9—1—3所示）。

为了补偿系统中的泄漏损失，需要专设一个补油泵和油箱。通常是通过改变液压泵的液流方向来改变液压马达的旋转方向，因此在闭式系统中常采用双向变量泵。

闭式系统结构较复杂，散热条件较差，但油箱容积较小，比较紧凑，空气与工作油液接触机会很少，运转比较平稳。由于油液在封闭管路中循环，油液比较清洁，因此可以在辅助泵的出口管路上设置过滤精度较高的滤油器，保证系统油液清洁。闭式系统中一般不采用换向阀来改变油马达的运转方向，因而减少了换向时的冲击。

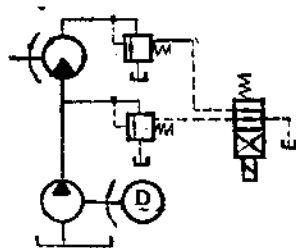


图9—1—2 开式循环系统图

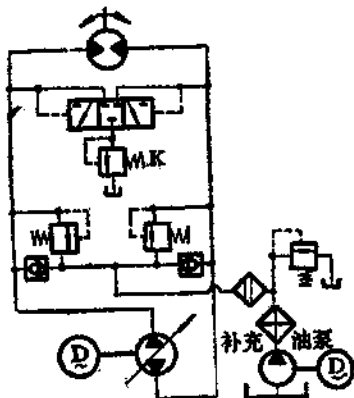


图9—1—3 闭式系统循环图

第三节 液压传动方式的比较

液压传动与机械传动、电传动、气体传动相比较，具有以下几项优点：

- 1、液压传动装置具有重量轻、结构紧凑、惯性小的特点，故较小重量和外形尺寸的液压件可传递较大的功率。例如液压马达的外形尺寸仅为电动机的12~13%，重量仅为10~20%；
- 2、能在很大范围内实现无级变速，调速范围宽广。例如，液压缸的最低运动速度可达 1×10^{-5} 米/秒，液压马达的最低转速可达1~2转/分，因而可获得较大的力和扭矩；
- 3、传递运动平稳、负载变化时速度稳定，适于工程、起重运输、林业机械使用；
- 4、操纵简单，便于实现自动化，特别是电液联合使用时，更能充分发挥两者的优点，实现比较复杂的自动工作循环；
- 5、液压传动易于实现过载保护；
- 6、液压元件的相对运动表面因有液压油，能起自行润滑作用，因此工作寿命比较长；
- 7、液压元件易于实现标准化、系列化、通用化，便于设计、制造和推广使用。

液压传动也存在以下缺点：

- 1、液压传动采用液体为工作介质，在相对运动的表面间不可避免要有泄漏；由于液体存在可压缩性及管路等弹性变形，故液压传动不适于作传动比要求严格的传动；
- 2、由于泄漏引起容积损失，液体通过阀门、管路时有压力损失，影响了传动效率和性能，因此，液压传动不适于远距离传动；
- 3、油液的粘度随温度变化，从而影响液压系统的工作性能。因此，在高温与低温的情况下，采用液压传动有一定困难；
- 4、为防止泄漏及满足某些性能上的要求，液压元件的制造精度要求较高；
- 5、液压传动系统故障分析与排除比较困难，系统工作中有时会产生较强的噪音。

液压传动的缺点随着设计制造和使用水平的不断提高可以逐步克服。我们在进行具体设计时，可以利用其有利方面，使之充分发挥作用，克服或避免其不利方面，做出较先进的设计方案。

第四节 液压传动设计与步骤

液压传动系统的设计步骤大体如下：

- 1、明确设计依据进行工况分析；
- 2、确定液压系统的主要参数；
- 3、拟定初步液压传动系统图；
- 4、液压元件与液压油的选择；
- 5、液压系统性能的验算；
- 6、绘制正式的液压传动系统图及装配图，并编制技术文件。

上述设计步骤，只说明一般设计过程，在实际设计中，这些步骤是互相联系的、前后次序可以串动，它们也是互相穿插进行的，有时要多次反复才能完成。

第五节 设计依据和工况分析

一、设计依据

1、根据设计任务书规定，对主机结构和总体布局要进行全面了解。目的是确定液压执行元件的运动方式、工作范围、安放位置、空间尺寸的限制条件，采用哪种执行元件（液压缸、马达、摆动缸）等；

2、明确主机对液压系统的性能要求。如运动平稳性、动作精度、调速范围、系统温升、效率以及安全保护等；

3、明确主机的工作条件，如温度、湿度、污染、腐蚀、易燃状况等情况。以便正确地选择液压元件及液压油；

4、确定液压系统与其他传动系统的分工配合、布置及相应的控制关系；

5、了解搜集同类型机器的有关技术资料，包括液压系统的组成、工作原理、使用情况、存在问题等。进行分析比较，吸取其经验与教训。

二、工况分析

根据上述情况，便可对主机进行工况分析，即动力分析和运动分析并编制负载和运动循环图。

（一）动力（负载）分析及负载循环图

动力分析是研究机器在工作过程中执行机构的受力情况，即液压油缸或液压马达的负载情况

1、液压缸的负载及其负载循环图

工作机构作直线往复运动时，液体压力必须克服的外负载为：

$$F = F_w + F_f + F_i \quad (9-1-1)$$

式中：F_w—工作负载（公斤）；

F_f —摩擦负载（公斤）；

F_i —惯性负载（公斤）。

(1) 工作负载,随机械的工作性质而定。它可能是定值,也可能是变值。一般情况下,工作负载是时间 t 的函数,即 $F_w=f(t)$ 。

工作负载又可分为阻力负载和超越负载。阻止液压缸运动的负载称为阻力负载,又称为正值负载。而助长液压缸运动的负载称为超越负载,又称负值负载。如液压缸提升重物时,为阻力负载;重物下降时,为超越负载(图9-1-4)。

(2) 摩擦负载,即液压缸驱动工作机构工作时所要克服的机械摩擦阻力。

启动时的静摩擦阻力:

$$F_{fs} = \mu_s (G + F_n) \quad (9-1-2)$$

启动后变为动摩擦阻力:

$$F_{fd} = \mu_d (G + F_n) \quad (9-1-3)$$

式中, G —运动部件的重量(公斤);

F_n —垂直于导轨的作用力(公斤);

μ_s 、 μ_d —静、动摩擦系数。

(3) 惯性负载,即运动部件在启动和制动过程中的惯性力:

$$F_i = ma = \frac{G}{g} \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (\text{公斤}); \quad (9-1-4)$$

式中, m —运动部件的质量(公斤·秒²/米);

a —运动部件的加速度,米/秒²;

G —运动部件重量,(公斤);

g —重力加速度, $g=9.81$ (米/秒²);

Δv —速度变化值,(米/秒);

Δt —启动或制动时间,(秒)。

行走机械可取 $\frac{\Delta v}{\Delta t}=0.5 \sim 1.5$ (米/秒²)。

液压缸在工作时还必须克服其内部密封装置产生的摩擦阻力,其大小与密封装置的类型、液压缸的制造质量和工作油液的压力有关。一般不作计算,只是将它计入液压缸的机械效率 η_c 中考虑。

液压缸在一个工作循环中,一般情况要经历以下四种负载工况:

启动时:

$$F = \pm F_w + \mu_s (G + F_n) \quad (9-1-5)$$

加速时:

$$F = \pm F_w + \mu_d (G + F_n) + \frac{G}{g} \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (9-1-6)$$

恒速时:

$$F = \pm F_w + \mu_d (G + F_n) \quad (9-1-7)$$

制动时:

$$F = \pm F_w + \mu_d (G + F_n) - \frac{G}{g} \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (9-1-8)$$

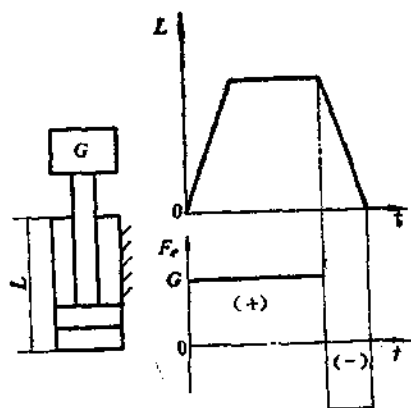


图9-1-4 负载特性

由上述各工况的负载及其相应的时间 t (或位移 L) , 便能绘制负载循环图 $F-t$ (或 $F-L$)。图9—1—5即为一部机器的 $F-t$ 图。其中 $O \sim t_1$ 为启动过程, $t_1 \sim t_2$ 为加速过程, $t_2 \sim t_3$ 为恒速过程, $t_3 \sim t_4$ 为制动过程。它清楚地表明了液压缸在动作循环内负载的变化规律。图中最大负载就是初选液压缸工作压力和确定液压缸结构尺寸的依据。

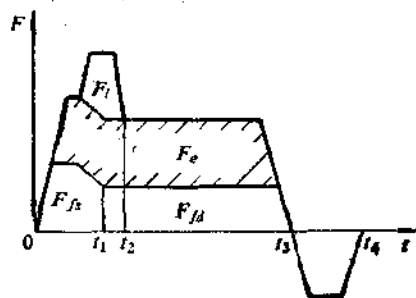


图9—1—5 负载循环图

(公斤-米) (9—1—9)

2、液压马达的负载及负载循环图

工作机构做旋转运动时, 液压马达必须克服的外负载为:

$$M = M_e + M_f + M_i$$

(1) 工作负载力矩 M_e 。它可能是定值, 也可能是随时间变化的变值, 也有阻力负载与超越负载两种形式。

(2) 摩擦力矩 M_f 。旋转部件轴颈处的摩擦力矩:

$$M_f = \mu GR$$

(公斤-米) (9—1—10)

式中: G —旋转部件重量, (公斤);

μ —摩擦系数。启动时为静摩擦系数 μ_s , 启动后为动摩擦系数 μ_d ;

R —轴颈半径, (米)。

(3) 惯性力矩 M_i 。旋转部件加速或减速时产生的惯性力矩:

$$M_i = J\varepsilon = J \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

(公斤-米) (9—1—11)

式中: ε —角加(减)速度, (弧度/秒²);

$\Delta\omega$ —角速度的变化量, (弧度/秒);

Δt —加(减)速时间, (秒);

$J = \frac{1}{4g} GD^2$ —旋转部件的转动惯量, (公斤-米²);

GD^2 —回转部件的飞轮矩, (公斤-米²)。

根据式(9—1—9), 分别算出液压马达在一个工作循环内各阶段(启动、加速和减速)的负载大小, 便可绘制液压马达的负载循环图(即 $M-t$ 图)。

(二) 运动分析及运动循环图

运动分析是研究一台机器按工艺要求, 以怎样的运动规律完成一个工作循环。为此必须绘制位移与时间循环图($L-t$)、速度与时间循环图($v-t$), 或速度与位移循环图($v-L$)。

1、位移循环图($L-t$)

图9—1—6是液压机的液压缸位移循环图。纵座标 L 表示活塞位移, 横座标 t 表示从活塞启动到返回原位的时间。曲线斜率表示了活塞移动速度。图中表明液压机工作时, 由快速下行、减速下行、压制、保压、泄压慢回和快速回程六个阶段组成。

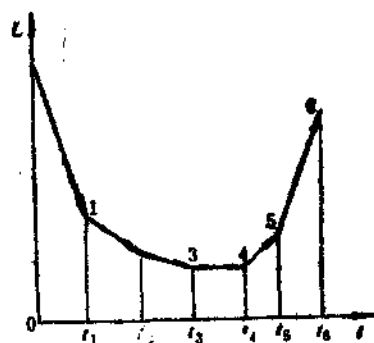


图9—1—6 位移循环图

2、速度循环图 $v-t$ (或 $v-L$)

绘制速度循环图是为了计算液压缸或液压马达的惯性负载并进而作负载循环图。绘制速度循环图往往与绘制负载循环图同时进行。

下面以液压缸为例,说明速度循环图的作用及其与负载循环图的联系。

工程上实际应用的各种液压缸,其运动速度特点可以归纳为三种类型(如图9—1—7a所示)。第一种,液压缸开始作匀加速运动,然后匀速运动,最后减速运动到终点;第二种,液压缸在总行程的一半作匀加速运动,在另一半作匀减速运动,且加速度与减速度在数值上相等;第三种,液压缸在总行程的一大半上,以较小的加速度作匀加速运动,然后作匀减速运动至行程终点。

$v-t$ 图的三条速度曲线,不仅清楚表明了液压缸的三种典型运动规律,而且也间接地表示了三种工况的动力特性。

因为 $\frac{dv}{dt}=a$ (加速度),故三条曲线的斜率不同,即加速度不同,也就是惯性力 F_i 大小不一样。因此由速度曲线 $oabc$ 、 odc 及 oec 可以定性绘出相应的惯性负载曲线 $1aabb_4$ 、 $2dd_5$ 及 $3eeb$ (如图9—1—7b所示)

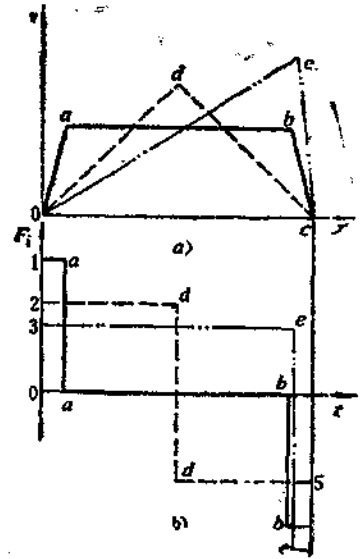


图9—1—7 $v-t$ 与 $F-t$ 图

第六节 确定液压系统主要参数

压力和流量是液压系统的两个基本参数。根据这两个参数来计算和选择液压元件、辅件和原动机规格型号。

一、初选系统压力

系统压力选择是否合理,直接关系到整个系统设计的合理程度。系统压力选择有以下几个方面。

1、经济和重量因素

在液压传动中,系统所传递功率是压力和流量两个参数的乘积。如果系统功率一定,系统压力选得低,则元件尺寸大、重量重、因而不经济的。若选取较高压力,则元件的尺寸减小,重量减轻,比较经济。但是压力选得太高,则泵体、阀体和缸壁等要增厚,材质及制造精度,要求提高等,结果经济效果反而不好。

2、其它因素

目前主要根据液压技术所能达到的水平和技术使用能力来确定系统压力。

(1) 提高工作压力除了对密封装置、零件加工精度要求提高之外,还降低了系统的容积效率,增加系统的发热,缩短了元件和附件使用寿命;

(2) 所占用的空间尺寸是否允许;

(3) 可靠性与安全性是否合乎要求;

(4) 液压元件的供应情况。

目前我国各类机器常用的系统工作压力，可参照表9—1—1选用。

表9—1—1

各类机器常用系统压力

设备类型	机 床				农业、林业机械 小型工程机械、 工程机械的辅机	液压机、 大中型挖掘机、 重型机械、 起重运输机械
	磨 床	组合机床	龙门刨床	拉 床		
系统压力	8~20	30~50	20~80	80~160	100~160	200~320

我国的压力分级及压力与流量系列见表9—1—2与表9—1—3。

表9—1—2

压力分级 (JB824—66)

压 力 分 级	低 压	中 压	中 高 压	高 压	超 高 压
压 力 范 围 (kgf/cm ²)	0~25	>25~80	>80~160	>160~320	>320

表9—1—3

公称压力和公称流量系列参数 (JB824—66)

公称压力Pg (公斤/厘米 ²)			公称流量Qg (升/分)				
	10	100	1000	1	10	100	1000
		125	1250			125	1250
	16	160	1600	1.6	16	160	1600
		200	2000			200	2000
2.5	25	250		0.25	2.5	250	2500
		320			32	320	3200
4	40	400		0.4	4	400	4000
		500			50	500	5000
6	63	630		0.6	6	630	
	80	800			80	800	

二、计算液压缸尺寸或液压马达排量

(一) 计算液压缸尺寸

缸的有效面积和活塞杆的直径可根据缸受力的平衡关系得出。

1. 单活塞杆液压缸

(1) 以无杆腔为工作腔时；

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 = \frac{F}{\eta_{cm}} \quad (\text{公斤}) \quad (9-1-12)$$

(2) 以有杆腔为工作腔时；

$$P_1 A_2 - P_2 A_1 = \frac{F}{\eta_{cm}} \quad (\text{公斤}) \quad (9-1-13)$$

2、双活塞杆液压缸

$$A_1 = A_2 = A$$

$$A(P_1 - P_2) = \frac{F}{\eta_{em}} \quad (9-1-14)$$

式中： P_1 —液压缸的工作腔压力（公斤/厘米²）；

P_2 —液压缸的回油腔压力（公斤/厘米²）；

$A_1 = \frac{1}{4}\pi D^2$ —液压缸无杆腔的有效面积（厘米²）；

$A_2 = \frac{1}{4}\pi(D^2 - d^2)$ —液压缸有杆腔的有效面积（厘米²）；

D —液压缸内径或活塞直径（厘米）；

d —活塞杆直径（厘米）；

$\frac{F}{\eta_{em}}$ —液压缸最大工作压力（公斤）；

F —液压最大外负载（公斤）；

η_{em} —液压缸的机械效率，一般取0.9~0.97。

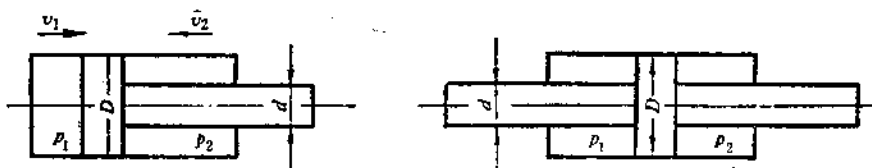


图9—1—8 液压缸计算简图

当按上述公式决定液压缸尺寸时，需要预先假定比值 $\frac{d}{D}$ 。它可按下述原则考虑：

当活塞杆受拉时，一般取 $\frac{d}{D} = 0.3 \sim 0.5$ 。压力高的取小值，压力低的取大值。这是因为低压系统液压缸直径较小，比值取大值，可防活塞杆直径太小。

当活塞杆受压时，为保证活塞杆工作的稳定性， d/D 比值应较大，一般取 $d/D = 0.5 \sim 0.7$ 。

对于一般机械，可根据液压缸往返速比 $i = \frac{V_1}{V_2}$ 的要求来选取比值 d/D （见表9—1—4）。其中 V_1 、 V_2 分别为液压缸正反行程速度（见图9—1—8）

表9—1—4

液压缸常用往返速比

i	1.1	1.2	1.33	1.46	1.61	2
d/D	0.3	0.4	0.5	0.55	0.62	0.7

一般机械的返回行程不工作，其速度可以大些，但不宜过大，以免产生冲击。一般认为 $i \leq 1.61$ 较为合适。如果用差动连接，并要求往返速度一致时，应取 $A_2 = \frac{1}{2} A_1$ ，即 $d \approx 0.7 D$ 。最后液压缸直径 D 与活塞杆直径 d 应按国家标准取值。

（二）计算液压马达排量

液压马达排量根据下式决定：

$$q_m = \frac{628M}{\Delta p \eta_{mm}} \quad (\text{厘米}^3/\text{转}) \quad (9-1-15)$$

式中: M —液压马达的负载力矩(公斤—米);

$\Delta p = p_1 - p_2$ —液压马达进出口压力差(公斤/厘米²);

η_{mm} —液压马达的机械效率,一般齿轮和柱塞马达取0.9~0.95,叶片马达取0.80~0.90。

三、计算液压缸或液压马达所需流量

液压缸的最大流量:

$$Q_{max} = A V_{max} \quad (\text{米}^3/\text{秒}) \quad (9-1-16)$$

式中: A —液压缸的有效面积(A_1 或 A_2), (厘米²);

V_{max} —液压缸的最大速度, (米/秒);

液压马达的最大流量

$$Q_{max} = q_m n_{max} \quad (\text{米}^3/\text{秒}) \quad (9-1-17)$$

式中: q_m —液压马达排量—米³/转;

n_{max} —液压马达的最高转速—转/秒;

四、液压缸或液压马达的工况图

工况图包括压力循环($p-t$)图, 流量循环($Q-t$)图和功率循环($N-t$)图。它是拟定液压系统, 进行方案对比、鉴别与修改设计的基础。

(一) 工况图的绘制

当确定了液压缸尺寸或液压马达排量之后, 即可根据负载循环($F-t$) (或 $M-t$)图和公式(9-1-12)、(9-1-13)、(9-1-14)、(9-1-15)算出 $p-t$ 图中各工况对应的数量关系, 从而绘出 $p-t$ 图。

同理, 利用速度(或转速)循环图和公式(9-1-16)、(9-1-17), 则可绘出液压缸(或液压马达)的 $Q-t$ 图。

有了 $p-t$ 图和 $Q-t$ 图, 根据功率 $N = Qp$ 即可绘出 $N-t$ 图。

(二) 工况图的作用

1、通过工况图, 找出最高压力点、最大流量点和最大功率点, 作为选择液压泵控制阀和原动机的型式和规格的依据。

2、利用工况图验算各工况所选定参数的合理性, 以便进行合理的调整。一般是将设计的工况图与收集的各种参考方案的工况图进行分析比较, 从中鉴别和修改原设计参数, 使所设计的系统更加合理、经济。如在 $N-t$ 图中, 阶段功率相差太大时, 在工艺允许的条件下, 调整有关阶段的时间和速度, 以降低功率。对于多液压缸(或马达)系统, 应把各液压缸(或马达)的 $N-t$ 图, 按循环要求叠加进行分析。若各液压缸(或马达)最大功率点是错开的, 则表明系统功率随时间变化趋于均衡; 若是最大功率点是重合的, 则表明系统功率随时间变化将更加不均衡。在基本设计要求允许的条件下, 可适当调整有关参数来改善系统功率特性。

3、通过工况图的分析, 可以合理地选择系统的主要回路。若所绘定的 $Q-t$ 图中, 在一个循环中, 流量变化的特点是 Q_{max} 和 Q_{min} 相差甚大, 而其相应的时间 t_1 和 t_2 相差也较大。对于这种系统不宜采用单定量泵, 也不宜采用蓄能器, 而适宜采用“大小泵”的双泵供油回路。若所给定的流量变化特点是 Q_{max} 与 Q_{min} 相差较大, 但其相应的时间 t_1 与 t_2 相差不大, 对于这种系统应采用

蓄能器辅助供油回路。这时不是按 $Q_{m,s}$,而是按 $Q_{o,p}$ 来选择泵的流量。

第七节 液压系统图的拟定

液压系统图是表示液压系统的组成和工作原理的图样。它是以简图的形式全面地具体体现设计任务中提出的技术和其他方面的要求。

一、液压回路的选择

首先应该确定基本回路，它是决定主机动作和性能的基础。然后在基本回路的基础上再增设其他辅助回路，便可组成一个完整的液压系统。

选择回路时，首先要抓住各类机器液压系统的主要要求。如对变速、稳速要求严格的机器，速度的调节、换接和稳定是系统的核心，即调速回路和速度变换回路是此种系统的主要回路。又如对输出力、力矩和功率调节有主要要求的机器，功率的调节和分配是系统的核心，其系统的特点是采用复合油路。

选择基本回路的主要依据是主液压缸（或液压马达）工况图所提出的主要要求。通过工况图的分析，可以确定液压系统的主要回路。

（一）调速回路

液压传动调速方法有两类，一类是改变管路系统中某一部分液流阻力（在压力不变的条件下）的节流调速法；另一类是改变泵或泵组的流量的容积调速法。

采用哪种调速方法，主要根据功率、调速范围的大小，对系统的温升、工作平稳性要求来选择（参考表9—1—5）。

表9—1—5

容积调速与节流调速比较

调速方式	容 积 调 速	节 流 调 速
适用工况	负载功率大 运动速度高	负载功率小，运动速度低
速度—负载特性	速度负载变化量较小，刚性较好。	用节流阀调速时，速度随负载变化较大，刚性较差； 用调速阀调速时，速度负载变化量较小，刚性较好。
功率损耗	较小、效率较高	较大、效率较低
发热和泄漏	较少	较多

（二）调压回路

系统的压力控制有恒压与限压两种方式。在节流调速系统中常用溢流阀组成恒压控制回路。在容积调速和容积节流调速系统中常用压力阀作安全阀以组成限压控制回路。在节流调速系统

中,若要求低压卸载时,需设置卸荷回路。

(三) 油路的循环型式

系统油路的循环形式有开闭式和闭式两种,如图9—1—2与图9—1—3所示。

循环形式的选择主要取决于调速方式。通常节流调速、容积节流调速只能采用开式循环系统;容积调速多数采用闭式循环系统,有时也采用开式循环系统。

二、综合考虑其它问题

据前面选定的液压回路,再综合考虑以下问题,即可组成完整的液压系统。

(一) 组成基本回路时,要特别注意防止回路间可能存在的互相干扰。

(二) 提高系统效率,防止系统过热。

提高系统效率防止过热的方法,通常有如下几个方面。

1、各类参数的选择要得当

(1) 选择高效率的液压元件、辅件;

(2) 正确地选用油液及其粘度范围;

(3) 减少液压元件或回路中的压力损失,如合理选择油管内径、合理配置油管、减少油管长度和弯曲等。

2、基本回路的选择要合理

(1) 液压油经过节流阀回油箱产生热量较大,为此系统应有卸荷回路。

(2) 减压阀、节流阀等都是产生热量的根源、除非十分必要,应尽量不采用。

(3) 采用效率高的液压回路是最根本的办法。

3、避免系统中存在多余回路

机器的动作回路应力求简单、可靠。回路愈复杂,产生事故的机会愈多,功率损失也愈大。要注意和简单机械或由气传动相配合,以保证经济合理。

4、防止液压冲击

由于工作机构运动速度的变换(起动、变速、制动),工作负载突然消失,以及冲击性负载等原因,往往会发生冲击现象,影响系统正常工作,需采取措施防止。对于不同的工况,可分别采取如下措施:

(1) 由于工作机构运动速度的变换而引起的液压冲击,其防止措施应当在保证换向精度和生产率的前提下,尽量减慢换向和换接速度。为减慢滑阀在开闭时速度的急剧变化,可在滑阀控制边上开槽或做成锥形分流锥面。

(2) 对于负载情况发生突变时,如工作负载突然消失、在回油管路上可增加背压阀。若是冲击性负载,可在液压缸或马达入口处加超载安全阀,组成缓冲回路。

(3) 适当加大管径、缩短管道长度、避免弯曲管路、改善管路中的液压冲击。

5、确保系统安全可靠

液压系统运行中的不安全因素是不规则的。如异常的负载、停电,外部环境条件的急剧变化、操作人员的误动作等,都必须有相应的安全回路或措施,以确保人身和设备的安全。例如,为了防止工作部件的漂移、下滑、超速等,应有锁紧、平衡、限速等回路;为了防止由于操作者的误动作,或由于液压元件失灵而产生误动作时,应有相应的防止回路。

6、系统的生产成本要低

从系统的生产成本及生产周期考虑,系统的组成要简单。元件、辅件应尽量少,尽量采用标

准件,减少自行设计的专用元件。

7、调整与检查要方便

为了调整和检修上的方便,在拟定液压系统图时,就应在需要检测系统参数的地方,设置工艺接头,以便于安装检测仪表。

第八节 液压元件及液压油的选择

一、液压泵的选择

1、确定液压泵的最大工作压力 P_P

液压泵的最大工作压力,由下式确定:

$$P_P \geq P_1 + \Sigma \Delta P \text{ (公斤/厘米}^2\text{)} \quad (9-1-18)$$

式中: P_1 —液压缸或液压马达最大工作压力

(进口),由工况图 $P-t$ 图中选

取最大值;

$\Sigma \Delta P$ —由液压泵出口到液压缸或液压马达进口之间的沿程阻力损失和局部阻力损失之和。这些阻力损失只有在液压元件选定后,并给出管路布置图才能算出。在初算时按经验数据选取。管路简单、流速小,取 $\Sigma \Delta P = 2 \sim 5$ (公斤/厘米²) 管路复杂,流速较大,取 $\Sigma \Delta P = 5 \sim 15$ 公斤/厘米²。

2、确定油泵的流量 Q_P

(1) 在单液压缸或多液压缸(或马达)的系统中,根据系统的最大工作流量选取:

$$Q_P \geq K(\Sigma Q)_{max} \text{ (米}^3\text{/秒)} \quad (9-1-19)$$

式中: K —系统的泄漏系数,一般取 $1.1 \sim 1.3$,大流量取小值,小流量取大值;

ΣQ_{max} —同时动作的液压缸(或马达)的最大总流量(米³/秒)。可从 $Q-t$ 图上查得,对于工作过程始终用节流调速的系统,在确定流量时,尚需加上溢流阀的最小溢流量,一般取 0.05×10^{-3} 米/秒(即3升/分)

(2) 采用差动液压缸回路时,液压泵所需流量为:

$$\dot{O}_P \geq K(\dot{A}_1 - \dot{A}_2)V_{max} \text{ (米}^3\text{/秒)} \quad (9-1-20)$$

式中: $\dot{A}_1, \dot{A}_2$ —分别为液压缸无杆腔与有杆腔的有效面积(米²);

V_{max} —活塞的最大移动速度(米/秒)。

(3) 当系统使用蓄能器时,液压泵流量按系统在一个循环周期中的平均流量选取,即,

$$\dot{O}_P \geq \sum_{i=1}^Z \frac{V_i K}{T_i} \text{ (米}^3\text{/秒)} \quad (9-1-21)$$

式中: V_i —液压缸(或马达)在工作周期中的总耗油量(米³);

T_i —机器的工作周期(秒);

Z —液压缸(或马达)的个数。

3、选择油泵的规格

按照系统中拟定的油泵的型式,按其最大工作压力和流量,参数产品样本选择相应的液压泵。

公式(9—1—18)中的 P_p 仅是系统的静态压力, 参虑系统工作过程中的动态压力及油泵使用寿命等因素, 选取液压泵的额定压力应比系统最高压力大25~60%, 使液压泵有一定的压力储备。若系统属于高压范围, 压力储备应取小值; 若系统属于中、或低压范围, 压力储备应取大些。

油泵的流量与系统所需最大流量相当。

4、确定油泵的驱动功率

(1) 在工作循环中, 油泵的压力和流量比较恒定, 即工况图 $P-t$, $Q-t$ 曲线变化比较平稳时, 所需功率:

$$N = \frac{P_p \cdot Q_p}{612 \times 10^3 \cdot \eta_p} \quad (9-1-22)$$

式中: P_p —油泵的最大工作压力, 公斤/厘米²;

Q_p —油泵的流量, 米³/秒;

η_p —油泵的总效率。各种型式油泵的总效率可参数表9—4—15大致估计选取, 油泵规格大的取大值, 规格小取小值; 变量泵取小值, 定量泵取大值。

(2) 工作循环中, 油泵的压力和流量变化较大, 即工况图 $Q-t$, $P-t$ 曲线起伏变化较大时, 则需分别算出循环中各阶段所需功率, 然后按下式计算平均功率:

$$N_{cp} = \sqrt{\frac{N_1^2 t_1 + N_2^2 t_2 + \dots + N_M^2 t_M}{t_1 + t_2 + \dots + t_M}} \quad (9-1-23)$$

式中: N_{cp} —平均功率 (瓩);

$t_1 \cdot t_2 \dots t_M$ —一个循环中各阶段所需时间 (秒);

$N_1, N_2 \dots N_M$ —一个循环中各阶段所需的功率 (瓩)。

若是液压泵用电动机驱动时, 按上述功率和液压泵的转速, 从样本中可以选定标准的电动机。但必须进行核算。

二、控制阀的选择

选择的依据为: 额定压力、最大流量、动作方式、安装固定方式, 压力损失数值、工作性能参数和工作寿命等。

选择控制阀应注意的问题

- 1、应尽量选择标准定型产品;
- 2、选择溢流阀时, 按液压泵最大流量选配; 选择节流阀和调速阀时, 要考虑其最小稳定流量, 满足低速运行要求;
- 3、选择控制阀的额定流量应比系统实际通过流量大一些;
- 4、应注意差动液压阀由于面积差形成不同回油量对控制阀正常工作的影响。

三、辅助元件的选择

1、蓄能器选择

根据蓄能器在系统中的功用确定其主要参数和类型。

(1) 补充液压泵供油不足, 蓄能器的有效容积应为:

$$\Delta V = \sum A_i L_i K - Q_p t \quad (\text{米}^3) \quad (9-1-24)$$

式中: A —液压缸有效面积 (米²);

L —液压缸行程 (米);

K—液压损失系统，估算时可取 $K=1.2$ ；

Q_P —液压泵供油量（米³/秒）；

t—动作时间（秒）。

(2) 作应急能源时，蓄能器的有效容积：

$$\Delta V = \Sigma A_i L_i K \quad (\text{米}^3) \quad (9-1-25)$$

式中： $\Sigma A_i L_i$ —要求应急动作液压缸的总工作容积（米³）；

K—同上。

当蓄能器用于吸收脉动，缓和液压冲击时，应把蓄能器作为系统中的一个环节与其关联部分一起综合考虑其有效容积。

根据求出的有效容积，并考虑其他要求，即可选择蓄能器的型式。

2、管道的选择

管道的选择与液流流速有关，参看第七章第三节。

3、确定油箱容量

参看第七章第三节液压油箱。

4、滤油器的选择

(1) 选择滤油器的依据

承压能力：按系统的工作压力确定；

过滤精度：按被保护元件辅件精度要求确定；

流通能力：按通过最大流量确定；

阻力压降：应满足过滤材料强度与系统的要求。

(2) 滤油器过滤精度的选择

对不同用途与工作压力级的系统和元件可参看表9—1—6数据选择。

表9—1—6 滤油器过滤精度的选择

系 统	过滤精度 (μ)	元 件	过滤精度 (μ)
低 压 系 统	100~150	滑 阀	1/3最小间隙
70公斤/厘米 ² 系统	50	节 流 阀	1/7孔径 (孔径小于1.8mm)
100公斤/厘米 ² 系统	25	流量控制阀	25~30
140公斤/厘米 ² 系统	10~15	安全阀、溢流阀	15~20
电液伺服系统	5		
高精度伺服系统	2.5		

5、液压油选择

参看第二章液压油。

第九节 液压系统性能验算

液压系统初步设计完成后，尚需对它的某些技术性能进行验算，以便使所设计的系统更加完善可靠。

一、液压系统效率计算

(一) 管路系统压力损失及压力效率

当系统元件、辅件规格及系统管路尺寸确定后,即可进行系统压力损失计算。它包括管路沿程压力损失 ΔP_{L1} 、局部压力损失 ΔP_{L2} 及阀类元件的局部损失 ΔP_V ,即

$$\Delta P = \Delta P_{L1} + \Delta P_{L2} + \Delta P_V \quad (9-1-26)$$

式中: $\Delta P_{L1} = 1.20 \times 10^{-5} \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \cdot \gamma$

$$\Delta P_{L2} = 1.02 \times 10^{-5} \xi \frac{V^2}{2g} \cdot \gamma$$

$$\Delta P_V = \Delta P_n \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2$$

式中: L —管道(直管)长度(米);

d —管道内径(米);

V —液流平均流速(米/秒);

γ —液压油的重度(牛顿/米³);

g, λ —局部阻力和沿程阻力系数,可以从有关手册查得;

Q_n —阀的额定流量(米³/秒);

Q —通过阀的实际流量(米³/秒);

ΔP_n —阀的额定压力损失“巴”。它是元件的一项性能指标,可从产品样本中查得。

计算系统压力损失的目的是为了正确地确定系统的调定压力和分析系统设计的好坏。

系统的调整压力为:

$$P_o \geq P_1 + \Delta P \quad (9-1-27)$$

式中: P_1 —液压缸或液压马达的工作压力;

P_o —液压泵的工作压力或支路的调整压力。对节流调速系统来说,就是溢流阀的调整压力。

如果计算出来的 ΔP ,比在初选系统工作压力时所粗选的压力损失大得多的话,应该重新调整有关元件、辅件的规格、管路的尺寸、确保不使 ΔP 太大。

管路的压力效率(管路当量机械效率)

$$\eta_{LP} = \frac{P_o - \Delta P}{P_o} \quad (9-1-28)$$

(二) 管路系统的容积损失和容积效率

管路系统的容积损失,一般是指各种阀件中相对运动零件间的泄漏损失,以及某些阀件正常工作的溢流量(如溢流阀、顺序阀等)

管路系统中各控制阀的泄漏量与溢流量之和为管路系统的容积损失,用 $\Sigma \Delta Q$ 表示。因此管路系统的容积效率为:

$$\eta_{LV} = \frac{Q_o - \Sigma \Delta Q}{Q_o} = 1 - \frac{\Sigma \Delta Q}{Q_o} \quad (9-1-29)$$

式中: Q_o —液压系统中的最大工作流量(当无蓄能器时),或平均工作流量(当有蓄能器时)。对液压缸差动连接系统, Q_o 中应包括液压缸小腔返回的油量。

因连接部件密封不佳而引起的泄漏,通常称为外泄漏。它可以通过改善密封来避免,因而不

计在容积损失之内。

管路系统的总效率

$$\eta_L = \eta_{LP} \cdot \eta_{LV} \quad (9-1-30)$$

(三) 液压传动系统的总效率

液压系统中，由于各个元件和管路的容积损失、压力损失和机械摩擦损失等造成总的能量损失，用 $\Sigma \Delta N$ 表示。则液压系统总效率

$$\eta = \frac{N_o - \Sigma \Delta N}{N_o} = 1 - \frac{\Sigma \Delta N}{N_o} = \eta_P \eta_L \eta_m \quad (9-1-31)$$

式中： N_o —液压泵的输入功率；

η_P —液压泵的总效率；

η_L —管路系统的总效率；

η_m —液压缸或液压马达的总效率。

二、液压系统温升的计算

液压系统在工作时有各种压力损失、容积损失和机械损失。这些损失组成了总的能量损失，并转变为热能，使油液发热而升温。系统油温过高会产生下列不良影响：

- 1、油液粘度降低致使泄漏增大，油液经节流元件的节流特性变化，造成速度不稳定；
- 2、引起热膨胀系数不同的运动副之间间隙减小或“卡死”；间隙增大泄漏增加；
- 3、油液容易变质；
- 4、密封、软管和过滤器等辅件受高温影响，品质容易变坏。

为使油温保持在许可的范围内，使系统良好工作，必须对液压系统进行热分析计算，并对油温进行控制。

1、液压泵工作过程中产生的热量 H_1

$$H_1 = 860N(1 - \eta_P) \quad (\text{千卡/小时}) \quad (9-1-32)$$

$$\text{或者 } H_1 = 632.5N(1 - \eta_P) \quad (\text{千卡/小时}) \quad (9-1-33)$$

式中： N —液压泵的输入功率(千瓦)；

η_P —液压泵的总效率。

2、液压马达或液压缸工作时所产生的热量 H_2 。

此项计算与液压泵相同，在式(9-1-32)、(9-1-33)中，代入液压马达或液压缸输入功率和效率即可。

3、油液通过溢流阀时所产生的热量 H_3 。

压力液通过溢流阀时所消耗的能量，将全部转换成热量。每小时溢流所产生的热量为

$$H_3 = 1.41PQ \quad (\text{千卡/小时}) \quad (9-1-34)$$

式中： P —油液通过溢流阀时的压力(公斤/厘米²)；

Q —通过溢流阀的流量(升/分)。

4、油液通过油管、节流阀和其他液压元件时所产生的热量 H_4 。

油液在通过油管、节流阀和其他液压元件时所损失的压能，也将全部转换成热量，其值为：

$$H_4 = \Sigma 1.41 \Delta P \cdot Q \quad (\text{千卡/小时}) \quad (9-1-35)$$

式中： ΔP —油液通过每个元件时所产生的压力损失(公斤/厘米²)；

Q—通过每个液压元件的流量（升/分）。

故系系总的发热量为：

$$H = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 \quad (9-1-36)$$

三、液压系统的热平衡

液压系统所产生的热量，一部分使油液及液压系统加热，另一部分通过油箱、油管、液压缸等零件表面散发到空气中去。当系统中达到热平衡状态时，新产生的热量H，将全部弥补冷却表面所散发的热量。

$$H = \sum K_i \cdot F_i \cdot \Delta T \quad (\text{千卡/小时}) \quad (9-1-37)$$

式中：K_i—散热系数（千卡/米²·小时·°C）（当周围通风环境差时K≈7~8（千卡/米²·小时·°C），周围通风良好时K≈13（千卡/米²·小时·°C）

用风扇冷却时K=20千卡/米²·小时·°C

F_j—散热面积（米²）。根据经验公式

$$F_j = 0.065^3 \sqrt{V^2} \quad (\text{米}^2) \quad \text{其中} V \text{为油箱容积（升）；}$$

ΔT—液压系统的温升（°C），即：

$$\Delta T = \frac{H}{\sum K_i F_i} \quad ^\circ\text{C} \quad (9-1-38)$$

所计算出的温升ΔT加上周围环境温度应不超过油液最高允许温度（见表9—1—7）。油温过高或增加油箱表面积，或加装散热器。

表9—1—7 各种机械允许油温（°C）

液压设备名称	正常工作温度	最高允许温度	油的温升
机 床	30~55	50~70	≤30~35
数控机床	30~50	55~70	≤25
金属切削加工机械	30~70	60~80	
机车车辆	40~60	70~80	
农林业机械	40~70	70~80	
工程机械	50~80	70~80	≤35~40

第十节 绘制正式工作图和编制技术文件

经上述各个步骤，对液压系统进行设计、计算及反复审查，修改完善，确认系统合理，便可以绘制正式工作图。

一、正式工作图

正式工作图一般包括正式液压系统图，非标准元件，辅件装配图及其零件图和整个传动装置的装配图。

正式液压系统图就是对第七节所拟定的液压系统图经修改完善后，再列出液压元件、辅件明细表、有关操作使用说明，特殊要求和技术规定也应在图上注明。