

4. 节能技术

液压技术凭借其突出的优点,早已成功地用于功率偏大,运动过程需要进行控制和调节的地方,过去,人们的注意力,往往只是如何满足压力和流量的控制和调节性能。70年代初的世界石油危机大大加强了人们的能源危机感,促使人们必须关心液压技术的能量利用率。

提高能量利用率,就是要求用消耗最少的输入能量确保一定的输出功率。液压系统的无功能耗将使系统的元器辅件及油液的温度升高,温升会导致介质的物理化学性质改变,特别是会使介质急速变质老化。每温升 15℃ 会使矿物油介质使用寿命约降低 10 倍。除介质本身外,温升还会导致粘度降低、热膨胀等弊端,因此过度的能耗是诱发各种故障的主要潜在原因,会导致元器辅件和系统的可靠性、稳定性、寿命大大降低。采用温控设备本身又会附加能耗和投资费用,不是根本的治本办法。

科学技术的迅速发展,对液压设备、装置的环境适应性要求愈来愈高。即要求提高在各种恶劣或特殊环境下的运行可靠性、功能稳定性和延长使用寿命,并尽量提高运行经济性。只有这样,液压技术才能巩固已有的应用领域,扩展新的应用领域。显然,高度重视节能技术是适应上述发展动向的根本措施。

当代节能技术已远远超出了单纯的降低能耗的目的,被赋予了全新的概念。液压技术节能是全面提高各种性能指标的根本综合措施,甚至会影响本技术的发展速度和前景,因此,受到各国的高度重视。元件和系统的能量利用水平已成为衡量各国液压工业技术含量和使用水平的重要标志之一。

4.1 理论基础

液阻是实现液压传动及控制的基本手段,借助于液阻可以实现信号的转换、检测、参变量间的协调平衡和调节,以及误差的补偿等许多控制功能。但是,液体流过液阻会产生压降,这个压降既是实现上述控制功能的根本条件,同时又是能耗的原因,如何处理好这个矛盾,尽量限制液阻的能量消耗而又不妨碍基本控制功能的正常发挥,是节能技术主要的研究内容。

4.1.1 稳态流动能量守恒方程

单通道中任意两过流截面间的稳态流动,可写出如下能量守恒方程

$$E_w = \Delta E_p + \Delta E_k + \Delta E_c + \Delta E_l + \Delta E_i + E_h \quad (4.1-1)$$

式中 E_w ——单位质量流体输出的作功能;
 ΔE_p ——所考察的两截面间的压力能差;
 ΔE_k ——所考察的两截面间的动能差;
 ΔE_c ——所考察的两截面间的压缩能差;
 ΔE_l ——所考察的两截面间的位能差;
 ΔE_i ——所考察的两截面间的内能差;
 E_h ——对外热传导、辐射、对流等热能耗损。

压力能是液压技术中最主要的能量形式,液动机是将压力能还原为机械能对外作功的执行元件。

在液压传动管路中,单位质量流体介质的压力能表达式为

$$E_p = \frac{p q}{\rho q} = \frac{p}{\rho} \left(\frac{1}{\text{kg}} \right)$$

式中 ρ ——液体密度(kg/m³);
 p ——压力(Pa);
 q ——体积流量(m³/s)。

而单位质量液体所具有的动能为

$$E_k = \frac{v_m^2}{2}$$

式中 v_m 为平均流速(m/s)。

压缩能是因液体的可压缩性而消耗的能量。这部分能量贮存在被压缩容积的内部,一旦压力下降,压缩容积就会膨胀,从而释放出压缩能。工程上认为:容积 V 随着压力升高按线性规律逐步被压缩,故其压缩能为

$$E_c = \frac{1}{2} \rho \Delta V = \frac{1}{2} \rho^2 \frac{V}{E}$$

式中 E 为介质的体积弹性模量(Pa)。

液压系统中的位能相对于压力能而言,占的比重很小,因此可忽略不计。

式(4.1-1)的内能 ΔE_i 仅指能耗导致的介质温升的热能部分。液压系统内的无功能耗,都将转化为热能,使介质温度升高。而且具有不可逆的特点,即热能只会通过传导、对流、辐射的形式散失,而不能复原

为压力能,故减少热能转化是节能技术研究的重要内容。若已知介质比热为 $C_f(\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C}))$,则单位质量介质的内能就等于比热与温升 Δt 之积

$$E_i = C_f \Delta t$$

热能散失耗损项 E_k 是难以估算的,但是若系统温升限定在处于热平衡状态下研究,则所讨论的两截面间的短时热能散失差别就很小,可以忽略不计。

综上所述,把以上不容忽视的各项能量表达式代入能量守恒方程,得到

$$E_w + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + C_f \Delta t = 0$$

如果所研究的两截面间流速差很大,则可忽略 v_1 ,使能量守恒方程变为更适用的形式

$$p_1 = \rho \left(E_w + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + C_f \Delta t \right) \quad (4.1-2)$$

这就是描述液压系统的最一般的能量平衡表达式。它说明压力能只有一部分用于对外作功,部分则向动能和内能转化。动能具有可逆性质,在系统内部特定条件下,又可转化为压力能。但热能则是一种不可回收的能量耗损。节能技术的目的就是要使能量得到充分利用,使热能耗损尽量减少。

当有压液体完全经液阻无功泄漏掉时,压力能全部转化为热能。若不考虑热传导等因素导致的热能损失,由 $E_w \approx 0, E_k \approx 0$, 得

$$C_f \Delta t = \frac{\Delta p}{\rho}$$

当矿物油的比热为 $2093\text{J}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$ (即 $0.5\text{Cal}/\text{g}\cdot^\circ\text{C}$) 时,对于密度为 $900\text{kg}/\text{m}^3$ 的介质,温升 1°C 相当的压差为

$$\Delta p = 900 \times 2093 \times 1 = 1.88\text{MPa}$$

以上计算说明大约 2MPa 的压降损失将导致温升 1°C 。因此可以通过介质温升来估计能耗程度。由于压力能和热能间的转换是不可逆的,温升值就表示能耗损失,它可用下式近似估算

$$\Delta t \approx \frac{\Delta p}{2\text{MPa}} = 0.5\Delta p \quad (^\circ\text{C}) \quad (4.1-3)$$

Δp 的单位为 MPa 。

4.1.2 能量损失的分类

液压系统中的能量损失按产生的原因不同,可划分为三类:

- 能量转换元件的能量转换损失。包括机械摩擦损失、压力损失和容积损失。但是它们不仅与能量转换元件类型有关,还与工况、运行工作点以及磨损情况等因素有关。

- 结构布局决定的传输损失。它主要是流动损失。故决定于能量转换元件以外的控制类元件和蓄能器、滤油器、冷却器等辅助元件的类型、布局以及它们间管路联接方式,接头、管道的型式、数量、尺寸等因素。

- 动力源和负载特性不适应而产生的匹配损失。因为液压力源供给系统的能量往往不能恰好和该液压系统负载谱相适应,在低负载工况下,往往就会带来能量供过于求的匹配损失。

液压系统的总损失就是以上三类能量损失之总和。

4.2 系统效率定义及能耗分析

效率是衡量系统工作时能量利用情况的主要指标,即系统输出功率与输入功率之比。液压泵是用电动机或其他原动机驱动的,从社会经济总效益来看,除前面所述三类能量损失外,尚应计入原动机本身的能耗。故整个液压系统的总效率表达式应为

$$\eta = \eta_e \eta_m \eta_t \eta_d \quad (4.2-1)$$

式中 η_e ——原动机效率。当原动机单独驱动单泵时,其值等于输入液压泵的功率与输入原动机的功率之比;

η_m ——匹配效率。指泵输出的流量、压力与执行元件需要值之间相适应程度的一个无量纲值;

η_t ——转换效率。它衡量能量转换过程的能量利用率,决定于能量转换元件、泵、液动机的效率;

η_d ——传输效率。液体流动会造成损失,其中一部分是控制功能所必需的,另一部分则是非必需的额外损失,但两者难以截然分开。传输效率是综合考虑液体传输过程中两者总损失的总和。正因为包含了控制功能所必需的部分,所以其值必定小于1。

为方便研究液压节能技术,下面提出不包含原动机效率项的液压系统能耗率的概念。

(A) 系统能耗率 L_s 就是液压系统消耗的无功功率与输入功率之比

$$L_s = \frac{P - P_t}{P} = 1 - \frac{P_t}{P} = 1 - \eta_m \eta_d \eta_e \quad (4.2-2)$$

η_e 为液动机效率,它是转换效率 η_t 的一个组成

部分,当执行元件是液压马达时,可由本手册的第二篇查得此值。若执行元件是间隙密封式的液压缸,那么 η_a 可近似地取为1。这时,上式可简化为

$$I_c \approx 1 - \eta_m \eta_a = 1 - \eta_c \quad (4.2-3)$$

η_c 称为系统液压效率,它近似等于匹配效率和传输效率之积。这样,若有了液压系统典型工况的负载谱,就可较准确地算出系统液压效率,从而得到系统的能耗率。反之,若能通过实测和数据处理技术估算出系统的能耗率,利用此式也就能求得系统的液压效率。

(B) 系统液压效率等于输出与输入系统的压力与流量乘积的积分比

$$\eta_c = \frac{\int p_L q_L dt}{\int p q dt}$$

式中带“L”注脚符号的表示相应工况下的负载压力和负载流量,不带注脚符号的表示泵的瞬时供油压力和流量

$$I_c \approx \frac{\int \Delta p q_L dt + \int p_L \Delta q dt}{\int p q dt} \quad (4.2-4)$$

以上能耗分析说明,过剩流量 Δq 和过剩压力 Δp 是产生流体动力系统能耗的根本原因。但是,必须注意到其中也包含了实现控制功能所必需的合理限度的耗损值。所以实际上 Δq 和 Δp 值不可能为零。系统节能技术就是要研究如何使这两项的值尽可能地减小,从而提高系统的工作效率。

综上所述,节能措施应包括以下几方面的内容:

- 提高元件本身的效率和减少控制该元件的能量耗损。它涉及改善能量转换效率 η_c 和降低电气控制元件耗电两个方面,主要依靠提高元件质量和开发新型节能元件来满足要求。

- 改善泵和原动机的匹配关系,从而提高原动机运转效率 η_e 。

- 减小压力过剩,使系统供压尽量接近于负载压力,这是液压系统节能措施的核心内容之一。压力过剩包含沿程、局部压降损失和供压过高两个部分。减少压降损失部分可以提高系统传输效率 η_a 。使供压与需要适应,有利于改善匹配效率 η_m 。从能耗率计算式可见,对于负载流量大的系统,减少压力过剩是节能的有力措施。

- 减少流量过剩是液压系统节能措施的另一核心内容。流量过剩包含泄漏和动力源供流过多。前者主要靠元件质量予以保证,后者则依靠合理设计动力源

来改善,从而提高传输效率和匹配效率。能耗率计算式指出:流量过剩对于重载系统尤为敏感,这时降低流量过剩会产生明显节能效果。

- 能量的贮存和回收。对于存在能量回馈和需要量不匀的液压系统,贮存和回收能量并加以利用,是十分有效的节能措施。

4.3 改善能量转换效率

能量转换效率等于泵和液动机效率的乘积

$$\eta_c = \eta_p \eta_a$$

它们主要决定于动力元件的类型、设计、加工及装配质量,而且与使用状况也有密切关系。故用户可以通过选型、合理调试维修、系统设计、变量泵工作点调整等环节使能量转换效率获得改善。

4.3.1 选型

流量、压力、脉动性、噪声、污染敏感性等其他特殊性能要求,这三者是选型的首要依据。按照使用工况类型,估计能量转换元件的实际运行平均工作效率。不能只考虑额定工况,应力求高效率的工作范围尽可能宽。

一种习惯的作法是:从寿命和可靠性的角度出发,往往选用高压泵降低规格使用,但从效率的观点看,这并不合适,因为这将使泵长期在低机械效率的工况下运行。

转速对泵效率的影响也应给予注意。容积效率虽会因转速增高而提高,但机械效率会下降。转速太低时轴承部位润滑恶化,也会使效率迅速下降。故存在一个最佳效率转速范围。对于一般液压泵,可大致认为在1000~1800r/min范围工作时,对总效率影响不大,超出此范围使用就必须权衡利弊。

液压马达的选型除了参照泵的一般选型原则外,必须注意到马达的转动方向与压降泄漏方向是一致的。也就是说,与泵同类型、同规格、同样制造质量的马达,其容积效率会明显低于泵,尤其是工作在低速、高压差时,效率更差。

带有可靠密封的液压缸,其泄漏是极小的,容积损失可忽略不计。而运动阻力将随密封件的种类、质量和安装状况而异。对于符合技术要求的正常密封,启动约需克服0.5MPa的阻力,运行时阻力低于此值。除压力很低情况外,理论计算可取液压缸的总效率为90%~95%。另外应注意单杆液压缸的双向工作效率不同,有杆端效率可低至80%。液压缸选型主要是处理好泄漏和机械效率的矛盾,节能潜力不是很大。已

有进展的新型低阻力密封材料的研究,为提高液压缸工作效率带来新的前景。

液压马达和液压缸的任务都是把液压能转变为机械能输出,并尽可能多地传递给负载。所以,在低速、启动等性能要求高的场合,机械效率显得更为重要,尤其对于常用的定量泵加溢流阀组成的恒压动力源。液动机容积损失对系统液压效率是影响不大的。

4.3.2 泵摩擦副的间隙控制

提高能量转换元件本身的效率是改善系统能量转换效率的根本措施。泵、马达和缸的效率是容积效率和机械效率之乘积,片面地强调提高容积效率就会降低机械效率,反之亦然,这里有一个间隙最佳控制值的问题。另外,从使用寿命、噪声、污染敏感度等各方面看,在总效率一定的前提下,机械效率比容积效率更显得重要,因此不应过分强调提高容积效率。

尤其对于泵,由于它具有转子和定子相对运动速度和压差引起的泄漏方向相反的特点,所以两者引起的泄漏有抵消作用。故理论上可以找到一个兼顾容积效率和机械效率,使总效率为最高的最佳间隙值 h_0 ,其理论估算公式为:

$$h_0 = \sqrt{\frac{2\mu vl}{\Delta p} \times 10^4} \quad (\text{m}) \quad (4.3 \quad 1)$$

- 式中 μ ——介质的动力粘度(Pa·s);
- v ——相对运动部分的速度(m/s);
- l ——相对运动件沿运动方向间隙长(m);
- Δp ——压力差(Pa)。

若约定压差导致的泄漏方向为正,则泵的相对运动方向与液压马达比较而言则为负,因此泵的泄漏特性曲线与马达是不同的,如图 4.3-1 所示。

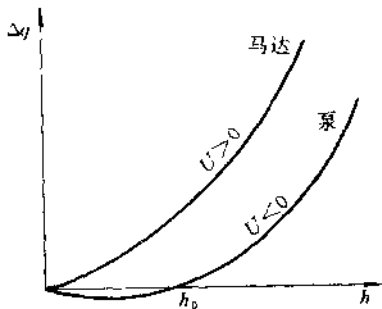


图 4.3-1 泵和马达的泄漏特性曲线

由于泵的相对运动导致的泄漏和压差引起的泄漏

方向不同,所以当压力不高时,泄漏可能出现负值,随着间隙的变大而逐渐趋于正值,因而泵的理论泄漏特性曲线与横坐标有一个泄漏量为零的交点 h_0 ,当然,随泵的结构、工艺水平以及额定压力的不同,此最佳间隙值 h_0 也是不同的。

有效控制摩擦副的间隙,一直是改善泵、马达转换效率的重要措施。例如在齿轮泵上近年采用的端面或径向间隙补偿措施,采用静动压滑动支承,合理控制和保证其均匀间隙,都较好地解决了提高容积效率和改善机械效率的矛盾,不仅使高压齿轮泵效率提高到 90% 以上,而且拓宽了高效工作区。从实用角度看,扩大高效率区比提高最高效率值更有实际意义,因为客观需要泵不仅在额定工况下运转,更多的工况是在不同压力下运转,有时工作转速也不同于额定转速。故应力求工作压力和输入转速对泵的工作效率影响不敏感。各摩擦副间保持合理的间隙,才能满足这个要求。

4.3.3 差动液压缸的能耗问题

差动液压缸是指存在两腔同时通油的工况,利用两端有效工作面积之差实现快速运动的一种单活塞杆缸。由于背腔排油全部被利用,提高了流量利用率,但力的输出是有损失的,其能耗补偿问题值得注意。

图 4.3-2 为差动液压缸连接示意图, F 为包括摩擦力在内的负载力,有杆腔有效面积 A_r 和活塞面积 A

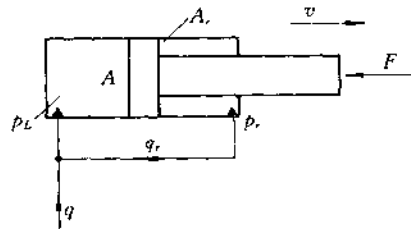


图 4.3-2 差动液压缸

之比为 φ , 令差动快速运动速度为 v , 则

$$v = \frac{q}{A - A_r}$$

这时实际进入无杆腔的负载流量 q_L 为

$$q_L = q + q_r = q + A_r v$$

$$= \frac{A_r}{A - A_r} q = \frac{1}{1 - \varphi} q$$

差动工况下的力平衡方程为

$$A p_L = F + A_r p_r$$

式中 p_L 为有杆腔压力。若实际差动联接如图示, 背腔回油汇入前腔流道上没有任何阀类阻挡, 管道流阻也很小, 则可近似地认为

$$p_L \approx p_r = \frac{F}{A - A_r} = \frac{1}{1 - \varphi} p$$

上述结果说明负载压力增高的倍数只有在差动连接流道上无流动阻力时, 才正好与泵流量降低的倍数一致。若考虑到实际差动联接流道上一定要有控制阀, 一定会产生压力损失, 有时还会达到相当可观的数值(将在下节分析中予以说明), 则差动联接时负载压力增高的倍数会明显地大于泵流量减小的倍数。故仅就快进工况而言, 不但不能达到节能的目的, 反而会有更多的能耗。但是, 由于系统设计时, 泵流量可按负载流量的 $(1 - \varphi)$ 倍选用, 以最常用的差动液压缸 $\varphi = 1/2$ 考虑, 则差动缸实现快进时泵的流量只需非差动缸时的一半, 因此将会明显减少快速运动以外的其它工况下的能耗。这不仅可抵消差动连接中的额外附加能耗, 而且在大多数情况下, 节能效果仍是十分明显的。

4.4 提高系统传输效率

传输效率是描述流体介质在系统传递能量过程中能耗程度的指标。流动能耗主要是消耗在管路、接头和元件等方面。设计者可从以下几方面来提高传输效率。

首先, 要以优化设计液压系统原理图入手, 在满足全部性能要求的前提下, 从所有可能实现的连接控制方案中, 选出管路段数和接头最少、总长最短、元件数量最少的最佳方案, 这是提高系统传输效率的主要途径。国内独立开发成功的 HUST 软件, 解决了这个难题。

从参数设计的角度, 选用较高的工作压力, 有利于提高系统传输效率。

显然, 从结构布局上来说, 减小各处的压降损失才是提高传输效率的根本方法。例如采用组合化、集成化结构或选用叠加阀, 可以大大简化管路、缩短流道。辅以铸造流道技术, 避免截面过大地变化和急剧拐弯, 还能进一步降低阻力损失。采用电控、液控阀替代手动操纵阀, 有时也能达到布局灵活、缩短管路、减少传输损失的目的。

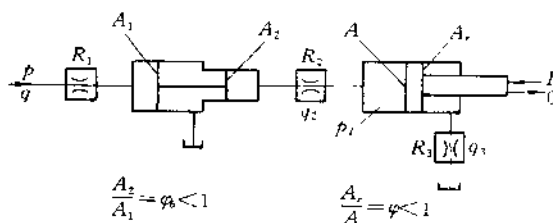
相对于管路损失而言, 节流性质的控制元件导致的局部能耗占的比重较大。但它们的阻抗性质往往又是实现控制所必需的。下面就阀的合理布局和结构选

择等几个问题进行说明。

4.4.1 回路阻力效应分析

回路是各种控制元件和辅助器件按一定功能由管路连接起来的整体。在稳态情况下, 所有元器件都可抽象为液阻。由于回路中常包含增压器、不等面积缸等能量转换器件, 它们会造成不同工况下各段管路流量的差异, 因此同一液阻设置在不同位置时其阻力效应不同, 即布局将在很大程度上决定回路能量传输效率。掌握回路阻力效应规律是提高回路传输效率、合理布局的基础。

图 4.4-1 给出了两种转换器串联的典型回路, 增压器和单杆液压缸的转换比分别为 φ_b 和 φ 。假设相对于集中液阻损失而言管路损失相对很小而可以忽略, 液阻损失都视为与流量平方值成正比的局部损失



$$\frac{A_2}{A_1} = \varphi_b < 1$$

$$\frac{A_r}{A} = \varphi < 1$$

图 4.4-1 回路阻力效应分析示意图

设图示各液阻 R_1, R_2, R_3 等参数已知, 欲使该回路动作, 其系统压力为

$$\begin{aligned} p &= R_1 q^2 + \varphi_b (p_L + R_2 q_2^2 + \varphi R_3 q_3^2) \\ &= R_1 q^2 + \varphi_b (p_L + \varphi_b^2 q^2 R_2 + \varphi^3 \varphi_b^2 q^2 R_3) \\ &= \varphi_b p_L + (R_1 + \varphi_b^3 R_2 + \varphi^3 \varphi_b^3 R_3) q^2 \quad (4.4-1) \end{aligned}$$

上述结果说明: 回路的阻力效应除决定于阻值外, 尚与液阻所在位置的流量有密切关系。当回路存在转换器时, 则能耗按转换比的三次方关系变化。因此, 液阻布置在小过流管路段有利于改善传输效率。转换比愈小, 效果愈显著。这个结论在回路设计中很重要。现以差动回路为例予以说明。

组合机床液动力滑台经常利用差动液压缸实现快速趋近运动(图 4.4-2), 有杆腔排出的液流往往是通过方向阀液阻 R_d 和单向阀液阻 R_s 才与经方向阀进入的泵供流量 q 汇合, 一并输入无杆腔。

由于差动缸进出口各有一段较长管道, 可分别以等效集中阻抗 R_p 和 R_r 表示。令快进时需要克服摩擦、惯性等形成的负载压力为 p_L , 有杆腔端压力为 p_L ,

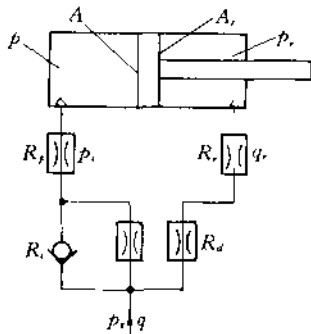


图 4.4-2 差动工况下的液阻分布

回油量为 q_r ，汇流点压力为 p_r ，两腔有效工作面积比 $A_r/A - \varphi$ ，则可得到以下关系式

$$p_r = \frac{1}{1 - \varphi} p_s \left[\frac{\varphi^3}{(1 - \varphi)^3} (R_r + R_c) + \left(1 + \frac{\varphi^3}{(1 - \varphi)^3} \right) R_d + \frac{1}{(1 - \varphi)^3} R_p \right] q^2 \quad (4.4-2)$$

此式说明，差动工况下由于流经各液阻的流量发生变化，阻力效应也将发生大幅度变化。活塞腔端的进口液阻 R_p 最敏感， φ 值愈大，压降损失愈严重。若按常用的 $\varphi = 1/2$ 计算，与非差动快进工况相比，这时 R_p 压降损失将增至原来能耗的 8 倍，方向阀液阻 R_d 的能耗，也由于有回油经过而增加一倍。因此，在差动回路设计中，按习惯假设 $p_r = p$ 是不妥的。由图可见：回油要流经四个液阻才能进入活塞无杆腔，背腔压力 p_r 必需高出 p 值很多才能实现差动工况，实测也证明了这点。

为了减少差值和能耗，必须改进回路设计方案，图 4.4-3 为较好的可行方案之一。虽然增加了一个顺

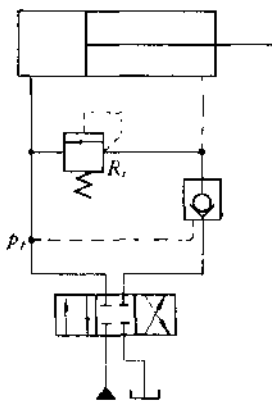


图 4.4-3 低耗差动回路

序阀(若其能耗相当于 $R_r + R_c$)，但消除了方向阀导致的回油能耗，进油液阻 R_p 能耗也不再增大，因而可达到提高传输效率的良好效果。直接采用通断式阀来控制差动回路，节能效果更佳。

4.4.2 节流回路的效率特性

通过节流阀的体积流量符合孔口流量公式

$$q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p)} \quad (4.4-3)$$

式中 p_s ——节流阀前的供油压力；

p ——节流阀出口的负载压力。

由于节流口的流速较高，雷诺数较大，因此可以认为孔口流量系数 C_d 在全部调节范围内基本不变。节流阀开口面积 A 调定以后，通过流量将随负载压力 p 的降低而按二次曲线规律增大。当负载压力降到零，流量将达到最大。此最大流量将决定于调定的节流阀开口面积。开口面积较小时，就会出现负载压力尚未降到零，而泵输出的全部流量都通过节流阀的现象。显然如果负载压力继续下降，通过节流阀的流量已经不会再增大。因此，在上述两种情况之间，必定能找到一个当负载压力趋近于零，正好通过泵的全流量的开口面积值，称之为临界开口面积 A_c 。若已知泵流量为 q ，则 A_c 的理论值为

$$A_c = \frac{q}{C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} p_s}} \quad (4.4-4)$$

这样，节流回路的效率特性就可划分为几个不同性质的区域来研究(见图 4.4-4)。

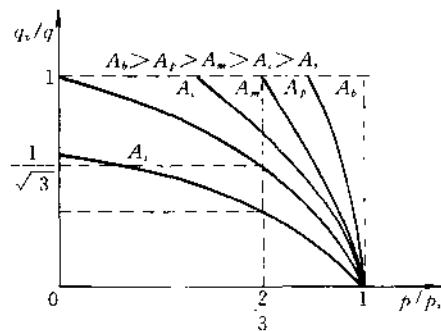


图 4.4-4 节流口流量压力特性

小开口工作区指临界开口面积以下的工作区域，如 A_1 。这个工作区的特点是：无论负载压力如何变化，包括趋近于零，回路供压 p_s 都能保持不变。对定量泵油源而言，就是一直能保持溢流阀开启，通过节流

阀的流量 q 都低于泵的全流量, 其输出功率

$$P = pq = C_q A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p)} \quad (4.4-5)$$

将上式对 p 求导数, 并令 $\frac{dP}{dp} = 0$, 可解得

$$p = \frac{2}{3} p_s$$

代入相对流量表达式

$$\frac{q_v}{q} = \frac{A_v}{A_c} \sqrt{\frac{p_s - p}{p_s}} = \sqrt{\frac{1}{3} \frac{A_v}{A_c}}$$

说明当 $\frac{p}{p_s} = \frac{2}{3}$ 时会出现峰值功率, 但通过流量尚与开口面积成正比, 开口面积增加到等于临界开口面积 A_c 时, 节流阀输出功率达到最大。

$$q_v = \sqrt{\frac{1}{3}} q$$

所以

$$P_{\max} = pq_v = \frac{2}{3} \sqrt{\frac{1}{3}} p_s q = 0.385 p_s q \quad (4.4-6)$$

此式说明小开口工作区的效率不会超过极限值 38%。其效率特性呈峰值右偏的抛物线型(见图 4.4-5), 当开口面积超过临界值 A_c 时, 负载压力尚未趋近于零就会出现全流量工况, 随后溢流阀关闭, 回路恒压特性无法继续维持, 供压将随负载压力下降而降低, 效率特性相应转化为直线。能耗随着开口量增大而减小, 故效率就会提高, 并超过 38%。按照达到全流量和溢流阀关闭的不同位置, 又可划分为两个工作区, 即中开口 A_m 工作区和大开口 A_b 工作区(图 4.4-4)。

中开口工作区, 指节流阀开口面积处于临界开口面积 A_c 以上, 峰值开口面积 A_p 以内的范围。峰值开口面积是指当 $A_m = A_p$ 时, 峰值功率点出现的位置仍然保持不变, 即正好是处在 $p = \frac{2}{3} p_s$ 时, 溢流阀关闭, 获得全流量。峰值开口面积的具体数值可由计算得到。由于

$$C_q A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_s - \frac{2}{3} p_s \right)} = q$$

故

$$A_p = \sqrt{3} \frac{q}{C_q \sqrt{\frac{2}{\rho} p_s}} = 1.732 A_c$$

这时回路的最大输出功率可达

$$P_{\max} = \frac{2}{3} p_s q = 0.667 p_s q \quad (4.4-7)$$

大开口工作区, 指节流阀开口面积再继续增大, 超

过峰值开口面积 A_p , 相当于节流口流量压力特性图 4.4-4 中的 A_b 。该区的特点是负载压力与供压十分接近, 其比值大于 $2/3$ 时, 回路全流量完全通过节流口, 溢流阀关闭, 很快出现峰值输出功率, 峰值功率点右移, 其绝对值由于阀口压降更小而再度升高, 即大开口工作区效率将超过 67%, 若负载压力继续下降, 越过此峰值功率点, 输出功率将呈线性下降。

节流回路的效率特性可归纳如图 4.4-5。

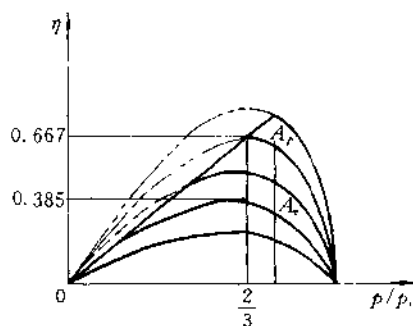


图 4.4-5 节流回路效率特性

由以上分析可知:

- 小开口工作区的峰值功率出现在负载压力为 $2/3$ 供压比的位置上, 最高效率只能达到 38%。这是工程中节流阀调速最常用的工作区, 即调速过程中, 溢流阀总是处于开启的正常工作状态, 过流量一般总是泵的部分流量。

- 中开口工作区的输出功率和效率的抛物线规律已被破坏, 低负载压力段变成直线, 高负载压力段仍保持原抛物线规律, 峰值功率仍出现在 $2/3$ 供压比位置上, 效率可以提高到 38%~66%。节流阀调速系统已较少可能出现这种工况, 但此工况对于借助手动多路阀操纵的工程机械、起重运输机械等有实际意义。

- 大开口工作区的峰值功率点已向小压差方向偏移, 不再出现在 $2/3$ 供压比位置, 峰值功率点以左的效率特性完全变成直斜线, 效率可超过 66%, 达到更高的水平, 使能耗减到最低程度。多路阀操纵可能达到此工作区, 顺序阀也常工作在这种工况, 方向阀、单向阀等更是多半工作在此工况, 故能获得较高的效率。

4.4.3 高传输效率阀类

(1) 多路阀

多路阀是一种兼有方向控制和流量控制的多手柄操纵阀, 它广泛用于工程机械、起重运输机械等许多液压设备上。当各阀均处于零位时, 泵供油经中位通道

卸荷,系统压力近于零,随着任一阀芯移动才建立起系统压力。有利于降耗,就这个意义上讲,不能把多路阀理解为多个手动换向阀的简单叠加组合,有时多路阀对系统压力也起着控制作用,其工作性能与阀口的开口形式有关,故选择合理的开口形式也可提高能量利用率。常用的有正遮盖和负遮盖两种。

多路阀与普通的手动换向阀不同,从节能技术的角度,应尽量选用负遮盖开口形式。当然预开口量过大,压力增益太小,操纵迟钝也是不希望的,应根据最大通过流量和微调特性要求等来合理选择负遮盖量,才能达到良好的控制效果。

(2) 叠加阀

属通道短,无管联接结构,故组成系统能有效地降低流体传输过程的能耗。

(3) 插装阀

二通插装阀也是一种70年代发展起来的座阀式先导控制型元件,用它替代常规滑阀式元件构成系统,可以明显提高传输效率。这是由于:

- 一个插装阀配以先导控制后,具有多功能控制特性,因而可使每条流道上的串联阀个数减到最少,大

流量的主回路得到简化。

- 先导控制回路虽仍用滑阀式元件,但其通流功率大为减小,传输损失随之减小。

- 锥阀式插装阀相对于同直径滑阀结构而言,开启度大,流阻小,密封性能好。所以传输过程中,其压力、泄漏损失都较小。

4.4.4 新型综合控制阀

综合控制阀是一种以节能为主要目标而设计的手动液压阀,它能同时实现压力、流量、方向的综合控制,图4.4-6给出了该阀的结构示意图和对应的控制原理图。阀芯呈不对称的台阶形式,除窄台阶外,总共开有四个节流切口,与之配合的阀套有7个均布的沉割槽。它配合普通的定量泵溢流阀动力源即可应用。四个节流切口的作用是形成三个可变液阻 R_1 、 R_2 、 R_3 , 分别位于进油路、回油路和旁油路上[见图4.4-6(b)所示的回路原理图]。它们的阻抗大小能随着操纵过程从零到无穷大之间变化,其变化规律和变化方向是在阀芯设计时通过轴向尺寸及切口尺寸予以控制的。三个液阻的有规律协调变化就能使回路阻力损失最小,达到提高传输效率的目的。

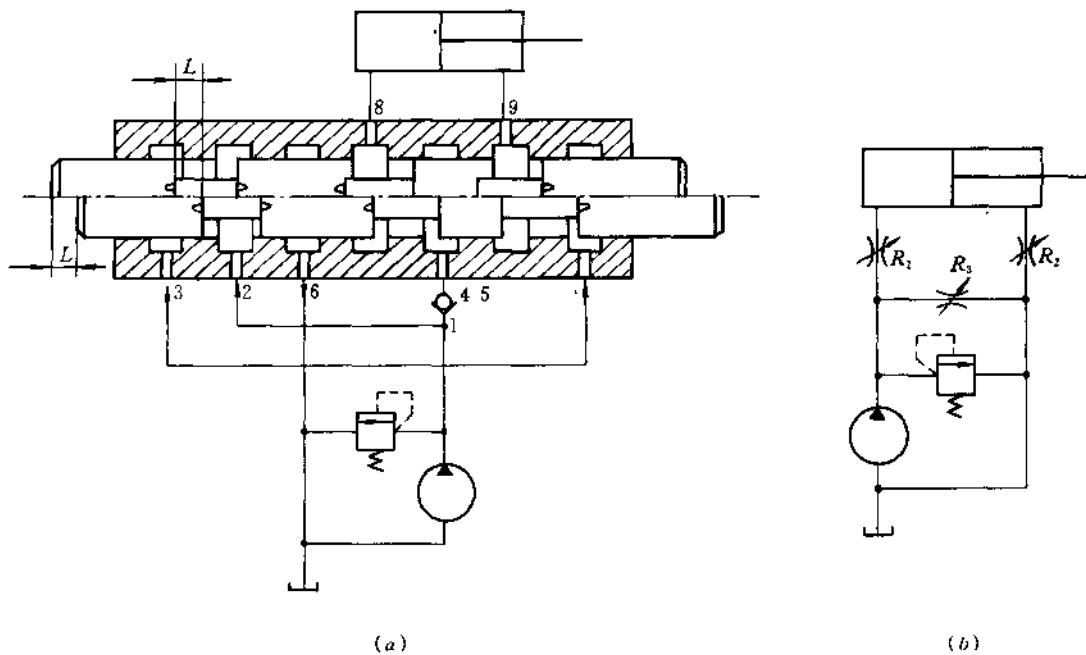


图 4.4-6 综合控制阀
(a)结构示意图; (b)控制原理图

此阀与普通手动换向阀或多路阀的区别在于:

- 明显提高了传输效率。由于在控制流量过程

中,能够依次实现进、出口同时节流、旁路节流、回油节流和无节流分段逐步切换。从前述节流回路效率特性

分析可知,这样可充分提高传输效率,达到节能目的。

- 匹配效率也有所改善。恒压系统由于配用了本身带旁路的综合控制阀,变成恒流系统性质,系统压力因此能够随着负载的需要作相应的变化,实现压力匹配功能,从而进一步降低了无功能耗。

- 控制性能随着工作阶段的切换而变化,因而在较大的一段控制区间内会存在旁路节流特性较软的缺点,但由于是手动操纵,因此可以得到一定的弥补。无特殊要求的场合可以采用这种控制阀。

4.5 动力源的节能

不同工况时液压设备的能量消耗往往有很大差别。供过于求,动力源的输出流量过剩和压力过剩,是造成能耗的根本原因。所以提高匹配效率是动力源节能的最有效办法。

4.5.1 动力源的合理利用

定量泵具有简单、价廉、可靠等许多优点,所以大多数系统仍然采用定量泵驱动。若能根据工况特点采用简单措施合理利用其输出能量,也能达到一定的节能效果,具有普遍应用价值。现仅举数例:

当两个执行元件负载都不大时,可以采用如图 4.5-1 所示的负载串联回路,各执行元件单独工作时,工作压力由各自的溢流阀调定。如果同时动作,由于前回路的溢流阀受后回路的压力信号控制,泵转入叠加负载压力下工作。这样,泵的流量只要满足流量大的那个执行元件即可,工作压力提高到接近额定压力,对提高泵的运行效率是有利的。

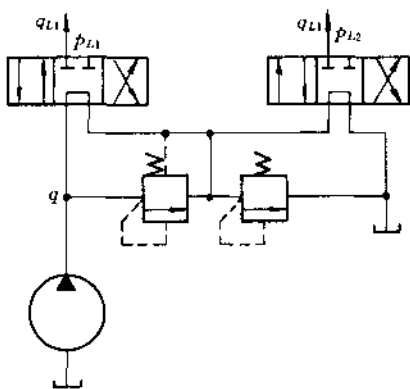


图 4.5-1 负载串联回路

如果两个执行元件既有轻载高速的工况,又有重载低速工况,则可利用图 4.5-2 所示的串联并联切换

回路,原始位置是需要大扭矩的双马达并联工况,电磁阀通电就可切换为高速串联运行工况。此种回路可用于行走机械的驱动。

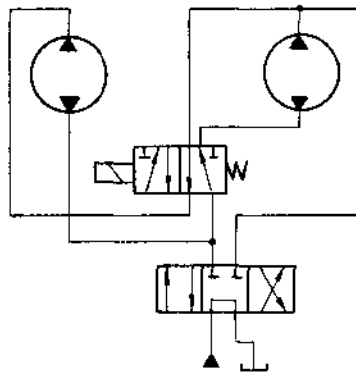


图 4.5-2 串并联切换回路

多泵并联分级调配动力源也是一种常用的动力源节能方法,设有 n 台泵并联供油,可获得的流量级数为

$$Z = 2^n - 1$$

调配方式除最简单的用手切换外,也可利用电磁阀,用压力信号切换等方法实现切换调配。但是在要求较高时,例如行走工程机械需要优先确保液转向系统的供油,在无转向动作时,又希望辅助泵的输出流量调作他用,加之驱动用发动机转速变化使得每个定量泵供油量不均衡,这时就需要采用专门的分流调配阀,才能满足上述性能要求,其工作原理示于图 4.5-3。

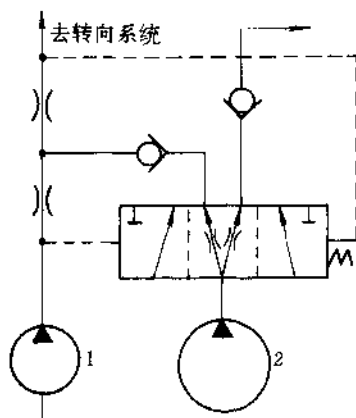


图 4.5-3 分流调配方式

小流量泵 1 全流量供给转向系统, 泵 2 是作调配用的辅助泵。利用两个串联阻尼孔两端输出的压差信号控制分流调配阀的阀芯位置。在任何外界条件变化的情况下, 无论是驱动泵的发动机转速变化、转向速度改变或负荷改变等等, 都能实现自动地调配, 优先保证转向系统的充足供油, 泵 2 的余油才输入到其它工作机构回路。实现确保优先回路供给的前提下, 提高动力源的利用率。这种方案已被有效地应用在铰接式装载机的转向系统中。

以上几种办法都是不彻底的, 节能效果随工况而异。采用各种适应性动力源, 才是动力源节能的根本办法。

4.5.2 压力适应动力源

压力适应动力源仍然可用简单、价廉的定量泵供油, 虽然这不能解决流量适应问题, 但压力过剩则可减小或解决, 对负载变化频繁、幅度大、速度变化不大的工况, 同样能达到很好的节能效果。常见的压力适应动力源有恒流源、旁路节流和负载压力反馈控制等三种方式。

(1) 恒流动力源

所谓恒流动力源是指用定量泵供油, 但是超过执行元件需要的多余流量部分, 不是由溢流阀排出, 而是流经可变液阻回油箱, 所以动力源的供压是非恒定的, 它总是取决于工作负荷。前述具有负遮盖量的多路阀配用油源, 在负遮盖量消失以前安全阀不开启, 是典型的恒流源工作状态。一旦旁路液阻增至最大, 排油口闭合, 安全阀开启, 就转入恒压源工况, 这时供压正好为初始压力的两部, 并保持恒定。

上述恒流动力源的零位初始供压只有安全阀开启时的一半, 而且在随后的工作过程中, 能做到基本上与负载需要相匹配, 故匹配效率比恒压动力源有所提高。

(2) 旁路节流

一般的旁路节流调速方式见图 4.5-4, 此调速方式具有前述恒流源的特点, 不过更简单, 两个联动可调液阻简化成只有一个旁路可调液阻。这同样能获得压力适应性。

(3) 负载压力反馈控制

负载压力反馈信号接到溢流阀的外控口, 如图 4.5-5 所示。泵的出口压力被控制成总比负载压力高出一个固定差值, 此差值可通过调整该阀控制腔弹簧预压量来给定。因而进入液压缸的流量就与主操纵阀的位移量成正比。零位时, 反馈端压力近于零, 这时供压降低到等于预调定的压差值。为了防止负载压力过

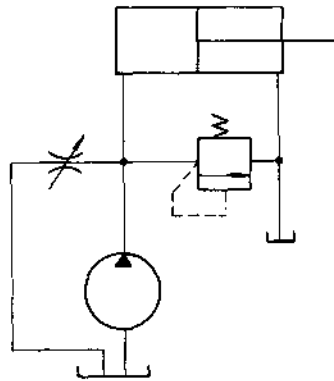


图 4.5-4 旁路节流流动力源

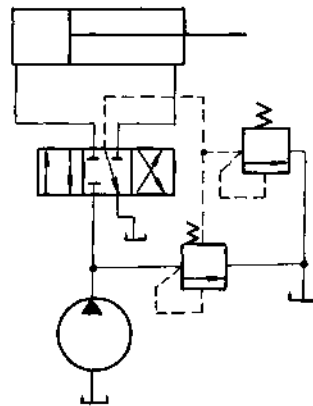


图 4.5-5 负载压力反馈控制动力源

高, 故设安全阀限制最高工作压力。

与前述恒流源、旁路节流回路比较, 负载压力反馈消除了压力过剩, 故匹配效率同样能提高。它的控制特性好, 微调性能优越, 是一种比较理想和普遍的压力适应动力源。

4.5.3 流量适应动力源

凡是能使泵供给系统的流量自动地和需要量相适应、没有流量过剩的液压力源, 称为流量适应动力源。它可将流量损失减到最小的程度。故可以提高系统的效率, 达到节能的目的。

实现流量适应控制必须采用变量泵。按实现变量的控制方式划分, 有以下三种基本型式。

(1) 压力反馈式变量泵

常见的压力反馈式变量泵是一种结构简单的变量叶片泵, 其职能符号和特性曲线见图 4.5-6。它利用输出压力与弹簧力直接作比较, 从而推动定子调整偏

心量,使之总是处于与反馈压力相适应的平衡位置上。为了调节流量并使输出流量稳定,需串接调速阀与它配合。因而在调速工况下,其工作点往往处在特性的斜线段,斜率是由弹簧的刚度决定的,转折压力 p_c 可通过改变弹簧的预压力,按需要进行调节。最大输出流量则可调节偏心限程块予以控制。

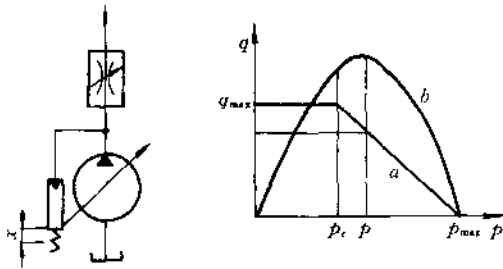


图 4.5-6 压力反馈式变量泵及其特性
(a)流量力特性; (b)功率特性

根据其负载-流量特性曲线可知,这类泵所得到的流量适应性质,是以压力的额外提高为代价的,超过驱动负载所需压力的增加部分,全都耗损在调速阀的压力补偿环节上。

确定转折压力 p_c 对系统节能效果有决定性影响,转折压力与最大压力之比,实质上由被选用的弹簧所规定,对于用户而言,调速工作段的斜率是不能改变的,可调环节除了最大流量以外,只有弹簧预压力 x_0 。虽然调节 x_0 可以移动转折点压力 p_c 值,但是只能使斜线段平移,在调节 p_c 的同时,最大压力 p_{max} 也会随之增大或减小,所以用户在使用限压式变量泵时,应该充分了解此性质,合理利用上述两个可调环节,根据实际工况要求,认真地进行匹配调节,才能达到有效节能的目的。

(2) 流量感控型变量泵

流量感控型变量泵的工作原理见图 4.5-7,其特点是利用一个固定液阻,检测经溢流阀溢出的过剩流量,并转换成压力信号。这个二次压力信号与弹簧力进行比较,控制变量机构作流量适应调节。调节溢流阀的预压力能方便地改变转折压力。与压力反馈式变量泵控制方案相比,可以避免弹簧力直接与较高的一次压力相比较所带来的弊病,对弹簧的性能要求可以降低。由于一次压力必须在打开溢流阀之后才能起调节作用,故泵的出口压力总是恒定的,其特性曲线与恒压变量泵比较接近。

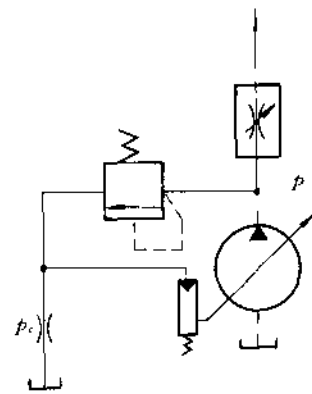


图 4.5-7 流量感控型变量泵

(3) 恒压变量泵

所谓恒压变量泵就是指特性很硬,当输出流量在调节范围内调节时,其出口压力能做到几乎不变。由于弹簧的作用力与压缩量成正比,所以直接采用强弹簧与泵输出压力比较,是难以获得压力变动很小的恒压变量性质的。目前较成熟的一种恒压变量泵采用双作用变量缸,利用两端压力自身相比较的原理,一旦失去平衡,将会自行推动变量机构朝恢复平衡的方向运动,控制腔的压力则由一个小型先导阀予以控制,其工作原理和理论特性曲线见图 4.5-8,控制腔中设置的是一根弱弹簧,其功能主要是克服摩擦力,使零位保持在最大排量状态。

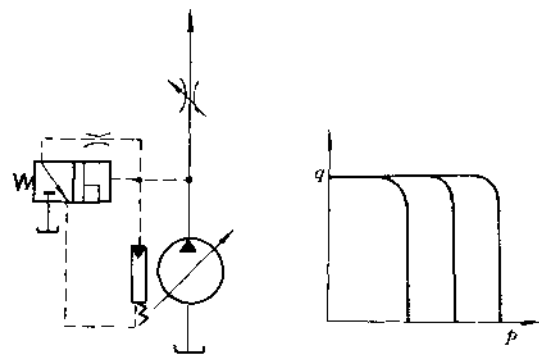


图 4.5-8 恒压变量泵及特性曲线

调节先导阀的弹簧预压缩量,就可方便地决定特性曲线转折点的位置,实现泵输出压力的调节。最大流量的控制可用限程的方法实现。这种变量泵能获得

压力变动限制在 0.1MPa 以内的良好恒压特性。

这种泵出口压力能始终保持调定的压力值, 响应较快, 几个执行元件可以同时动作, 但处于低压工况时能量损耗大, 故适用于需要同时操纵几个流量各不相同、而具有类似负载压力的多执行元件场合。

4.5.4 功率适应动力源

压力适应动力源的流量过剩问题并未解决, 流量适应动力源的压力虽然会变化, 但并不能适应执行元件输出的需要。按负荷状况和调整情况, 都仍有不同程度的能耗损失, 故还是二种不彻底的节能动力源。必须使压力、流量两者同时适应, 实现功率适应控制, 才能最大限度地提高匹配效率, 成为较理想的高效节能动力源。

压差反馈式恒流泵就可构成一种功率适应动力源(见图 4.5-9)。流量由串联在泵供油管路上的节流阀 1 调节, 节流阀压差用控制阀 2 端部的可调弹簧选择, 应在满足响应速度的前提下选择较小的压差。

由于动力源能保持节流阀两端的压差一定, 所以

供油量能稳定。同时, 因为采用负载压力作为控制信号, 因此供油压力也能适应负载要求。因此, 这种动力源具有流量、压力同时适应的功能。

若系统停止工作, 负载压力完全被卸除(趋近于零), 泵的供压将自动减小到仅仅等于节流阀的压差值, 仍然排出节流阀调好的流量。如果泵的主油路被中位闭式换向阀切断, 或者出现超载现象, 那么控制油道上的安全阀 3 开启, 泵排量自动减小到仅维持内泄和安全阀略微开启的最小流量, 故能有效地减小中位状态下的能耗。

4.5.5 动力源的比较和选用

对于普通定量泵恒压动力源而言, 前述动力源均属高效动力源, 它们的匹配效率都有不同程度的提高。但是, 我们在全面评价和选用时, 还应考虑到投资费用、其他性能、寿命以及维护技术要求等许多因素, 应从社会总效益的观点权衡利弊才能决定合理取舍。表 4.5-1 列出了各种动力源的主要特性, 供选用时参考。

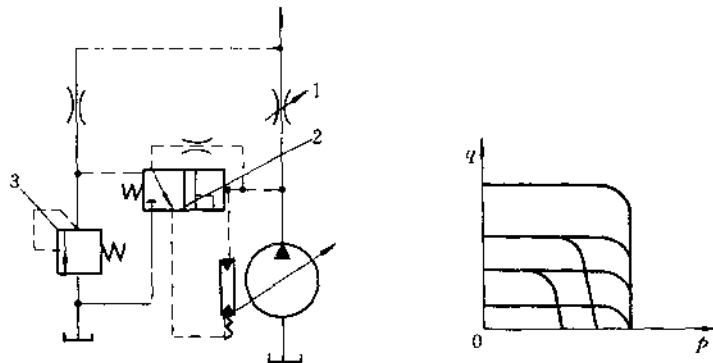


图 4.5-9 功率适应动力源

表 4.5-1 各种动力源的特性比较

动力源名称	动力特性	匹配效率	主要特点
恒压源		$\eta_m = \frac{p_L q_L}{pq}$	定量泵加溢流阀控制, 投资费用少, 能耗大。可获稳定低速运动, 性能好, 维护技术要求低, 可靠性高

续表

动力源名称	动力特性	匹配效率	主要特点
流量适应		$\eta_m = \frac{p_L q_L}{p q_1}$ $\approx \frac{p_L}{p}$	要用变量泵,但不复杂 维护技术要求高。最低稳定 流量只能实现 0.1 ~ 0.3 L/min
压力适应		$\eta_m = \frac{p_L q_L}{p q_1}$ $\approx \frac{q_L}{q_1}$	用定量泵就能实现。性能 指标受到影响,不如恒压源 工作可靠、寿命长
功率适应		$\eta_m = \frac{p_L q_L}{p q_1}$ ≈ 1	功率适应泵,要求高,价 昂,节能效果最好

这四种液压力源中,功率适应动力源匹配效率最高,能量得到充分的利用,节能效果最好,但是需要质量高且昂贵的功率适应变量泵,这种动力源适用于负载多变的中等功率系统。

压力适应和流量适应两种动力源的匹配效率也有所提高,但是其节能效果决定于负载特性,以及按照负载特点的合理调整程度,所以对使用者的技术水平要求高。尤其是流量适应动力源,也需要价格较贵的变量泵才能实现。泵的调节远比阀的调节麻烦,最低稳定流量更难控制,此种动力源适用于流量多变而压力变化小的系统。

压力适应动力源可借助定量泵实现,具有定量泵的所有特点。由于泵不是总处于高压下运行,故运行条件得到改善,有利于延长寿命,是一种较有发展前途的动力源。

定量泵恒压源的缺点是匹配效率最低,但是简单实用,从社会总效率考虑,不少场合仍有其应用价值。

4.6 原动机功率利用问题

各种动力源节能方式往往着眼于其输出是否与负载的运动和动力要求相适应,尽量减少无功功耗来达到节能目的。这只是问题的一方面。动力源需要的输出功率是否与原动机的输出功率相匹配,原动机功率是否得到充分利用,原动机效率是否高,则是问题的另一重要方面。虽然原动机能耗不直接反映在液压系统上,但液压系统设计和原动机选择不当,导致原动机运行工况不合理,会使整个系统能耗增大。功率匹配控制就是力图解决这个问题,使原动机功率得到充分合理的应用。

4.6.1 恒功率控制

恒功率控制的目的是使泵的输出动力具有自动调节性质,保证原动机总是工作在恒功率输出的最佳工况,提高原动机效率。欲使变量泵的输出呈准确的双曲线规律变化,必须采用较复杂的非线性反馈伺服变量机构,势必会提高变量泵的造价。况且准确的恒功

率控制并非在任何情况下都需要,近似恒功率控制则较实用

图 4.6-1 所示为一种较简单的近似恒功率特性控制,其特点是采用两根强弱不同但合套在一起的平衡弹簧。变量调节缸的并联液阻及溢流阀均可调节。低压阶段($p < p_1$),溢流阀未开启,泵保持全流量。一旦压力升至足以使溢流阀开启时,两腔在压差不平衡力作用下,首先使一根弹簧起作用($p_1 < p < p_2$),高压阶段时两根弹簧同时起作用($p_2 < p < p_3$),故得到两段斜率不同的直线组成的近似恒功率特性。

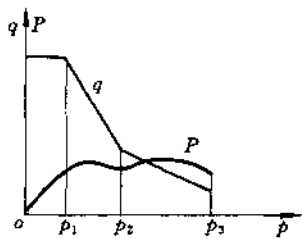


图 4.6-1 恒功率控制特性
q—流量特性； P—功率特性

图 4.6-2 是另一种也采用双弹簧作为压力比较对象的近似恒功率控制回路。它除了具有类似前一种的流量特性和功率特性外,还具有可进一步降低中位能耗的优点。因为前一种恒功率控制当处于中位卸荷工况时,虽然工作在低压状态,但泵仍保持全流量。这时功率绝对值固然较小,但完全是无功耗。图 4.6-2

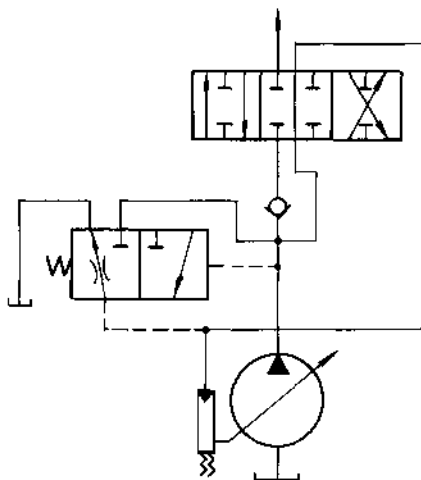


图 4.6-2 二位低能耗控制

所示方案则利用了中位卸荷时液流经控制阀时液阻形成的压力,迫使泵的排量减小,从而实现低压、小流量的低能耗卸荷。从节能技术的角度看,这个方法具有重要意义,必须做到尽量实现低压全流量和高压小流量以外的小流量卸荷,因为对于中位停留时间长的液压设备,这时的能耗损失积累起来仍是可观的。

4.6.2 双泵总功率变量调节

工程机械作业过程中,经常需要频繁地进行两个以上动作的复合运动,单泵系统就工作性能、结构布局、能量利用等方面看,均不能很好地满足要求,所以一般常采用双变量泵动力源。特别是发动机功率能得到充分利用的总功率变量调节方式,由于已有定型的双泵共体的总功率变量泵生产供应,故应用广泛。两台泵都采用有恒功率输出特性的柱塞式变量泵。如果两台泵之间没有联系,各自按独立回路中的压力信号分别调节,每台泵只能传递发动机功率之半,称之为双泵分功率变量调节。双泵总功率变量调节则是按两个回路中工作压力之和来进行统一联动调节,使两台泵的排量相等,因而输出流量也相等。但是,输出功率一般不等,只保证其功率之和与发动机的有效功率匹配。

双泵总功率变量调节原理及其功率特性示于图 4.6-3 上。特性曲线表明,当载荷相同而两个回路工作压力不同时,与分功率变量调节相比,具有以下特点:

- 只要两个回路工作压力之和大于调节起始位置压力,就能传递发动机的全部功率。而分功率变量调节,则需视各自工作压力是否大于调节起始压力,必须两者都进入调节范围,才能传递发动机全部功率,如其中之一进入,则只有一台泵能传递发动机有效功率的一半。
- 一台泵未能利用的功率,可转移到另一台泵。分功率调节则一台泵充其量只能传递发动机功率的一半。

总之,无论哪一方负载压力变化,由于总消耗功率大致保持恒定,原动机始终在最佳工况下输出最大功率,从而能保持高效运行。

另一种更简单的功率分配单泵调节方式示于图 4.6-4,它也可以近似达到上述功能。发动机同时驱动一台定量泵和一台变量泵,只需用定量泵回路的负载压力去控制变量泵的变量机构即可。定量泵轻载时,控制压力降低,变量泵排量就增大,输出功率就增大。反之,定量泵回路负载压力升高时,变量泵排量就自动减小,使原动机功率输出大体均衡。当然,变量泵

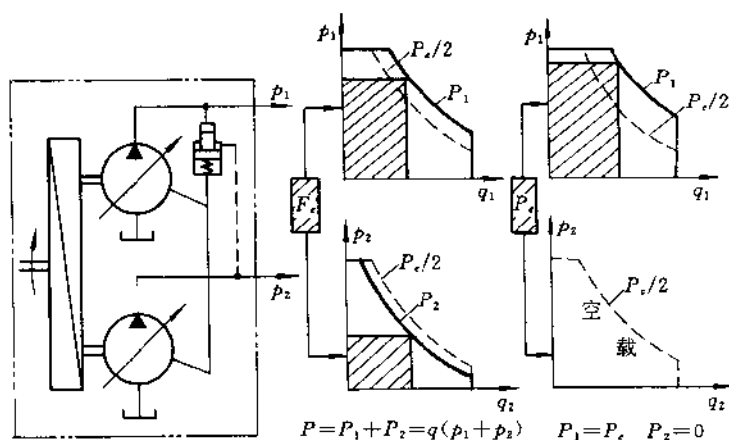


图 4.6-3 总功率变量调节及其功率特性

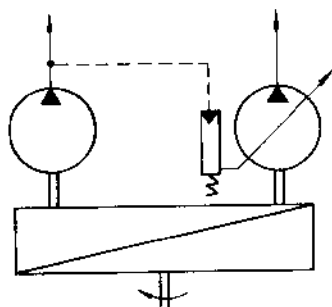


图 4.6-4 功率分配单泵调节方式

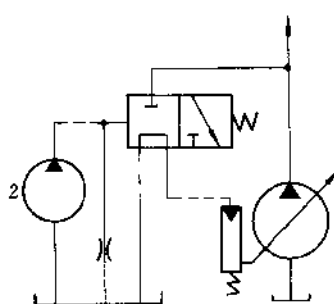


图 4.6-5 速度检测匹配控制

回路的负载压力高低会影响输入功率，故不如双泵总功率调节方案性能好，但是简单价廉是其优点。在希望减小原动机容量、又要确定量泵回路性能的场合适用。

4.6.3 转速检测匹配控制

工程实际中，液压动力源并不一定由专用的一台原动机驱动，而往往只是占用原动机功率的一部分。这时采用恒功率控制原理，保证液压系统部分总是消耗定量功率，对整个系统而言，就不是最经济的了。采用转速检测匹配控制就能保证原动机运行状态最佳。因为原动机转速能确切地反映它的负荷情况，若能感受这个转速变化信号去调节液压动力源从原动机取用的功率，就能使原动机处于最佳运行工况。

图 4.6-5 所示是利用计量泵作为转速检测器的一种液压动力源。若原动机负荷过大，发动机转速下降，计量泵 2 的排油就减小，导致阀端控制压力降低而使控制阀左移，使变量液压缸右腔压力升高而进油，使

主泵 1 排量减小，从原动机取用功率降低，直至原动机恢复到调定的期望转速，阀端控制压力与弹簧力平衡，自动调节动作才终止。

4.7 能量的贮存和回收

4.7.1 能量的贮存利用

可以利用的负载能量主要有运动质量的动能和下落质量的位能两种。一般动力源也常会出现供过于求的工况，若能加以有效地收集和积蓄，必要时加以利用，便可弥补能量损失，提高系统工作效率。

应用较成功的贮能器除液压蓄能器外，还有转子贮能器（飞轮）。前者以压力能形式贮存，后者以动能形式贮存。对于液压装置而言，转子贮能器不如液压蓄能器方便，但按每公斤质量计，其贮能容量比液压蓄能器高一个数量级，本身的能量损失大体与转速成正比。充氮皮囊式蓄能器也会在压缩和膨胀的热转换过程中产生减压损失。

在液压行走机械和起重机械上实施能量贮存具有实际意义,困难在于为此而增加一次性投资费用和自身重量的增加是否节能效果予以补偿。此项技术仍在继续研究和开发之中。

4.7.2 能量的直接回收

防止能耗转变成热能散失,使其保持压力能的形式,直接部分地回收并入液压源加以利用,可以收到显著的节能效果。特别是在泵、马达、缸等大功率试验装置中,应用较普遍。由能耗型加载方式改为回收型,不仅可以节省60%以上的能量,而且可以节省部分冷却装置的投资和运行费用。

液压泵寿命试验多采用机械反馈式功率回收加载系统。图4.7-1所示为一较简单的例子,主驱动电机、被试泵、加载马达同轴联接,因而马达起着加载和功率回收双重作用。马达回油管路上的节流阀只是用来产生一定背压,起辅助加载和调节作用。

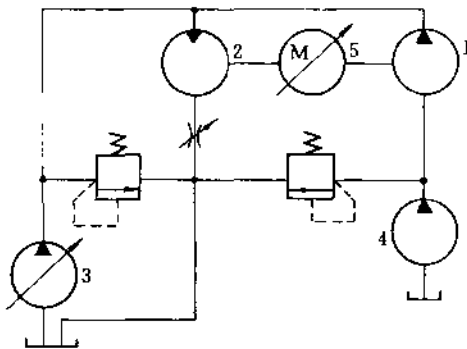


图 4.7-1 泵功率回收试验系统

1—被试泵；2—加载马达；3—容积补偿泵；4—辅助泵；5—主驱动电机

液压缸或活塞密封的寿命试验同样可以采用功率回收系统,图4.7-2所示为其一例。图中3为被试缸,4为加载缸,它利用流量回输平衡加载的方式,高压泵1的流量仅需满足补充正常泄漏和维持溢流阀开启。驱动系统的辅助泵2选用手动变量式。一旦按要求的运行速度调定流量,除两端反向时间外,系统具有压力适应性质,只要达到克服活塞密封摩擦和高压油回馈管路损失的压,就能产生驱动运动。故能达到较佳的节能效果。

使用这种系统时,应采用与被试缸直径相等的液压缸置于左侧,作为加载缸。它同样受到高低压交互变换的考验,但是运动方向正好与被试缸相反,这对轴向形状不对称的密封而言,与实用情况不符。对于间

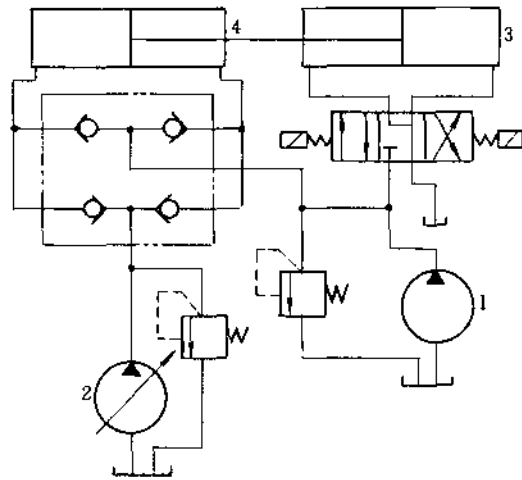


图 4.7-2 液压缸功率回收试验系统

隙密封的液压缸而言,一个周期则可完成两个缸的试验,有利于进一步减小能耗。

4.7.3 二次调节系统

常规的液压驱动系统是通过流量联系的,即马达的输出转速、输出转矩、回转方向等性能参数决定于泵的能量供应、阀类的控制等状况,即都是通过直接或间接调节一次能量转换元件——泵来实现变换和控制的。二次调节系统的特征在于一次和二次能量转换元件——马达之间是通过压力联系的。类似于电动机从具有一定电压的供电网络中获取能量一样,液动机是从集中液压能源系统中获取运转需要的相应能量,其输出性能的改变,主要是通过二次元件的调节来实现。这种系统还可将负载惯性能量和重力位能自动回馈到液压能源网路中去,兼有回收、贮存功能,故能达到最大限度的节能效果。

图4.7-3给出了二次调节系统的基本组成和工作原理。带蓄能器的管路表示集中式的液压能源。附有变量调节缸3的变量液压马达1就是被驱动的二次能量转换元件。与马达同轴安装的计量泵2和液压缸3并联构成闭路,以便向变量机构反馈转速信号。马达的旋转方向由三位四通阀切换变量机构来实现,进口节流阀5和背压阀6配合,来实现马达速度预选。当换向阀接通时,通过节流阀的液流同时进入计量泵和变量液压缸,当进入的流量与计量泵吸入和排出的流量不相适应时,这一流量差值使液压缸产生变量调节运动,直到节流阀设定的流量完全与计量泵需要相适应,变量动作才会终止,使马达保持在与节流阀调定

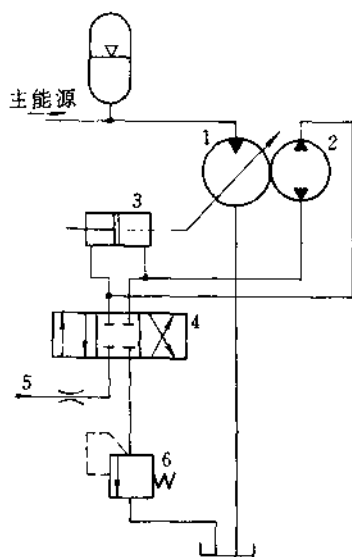


图 4.7-3 二次调节系统

流量相适应的转速下工作。

一旦有某种原因使马达转速产生偏离时,同轴驱动的计量泵就会感受此速差,并转换成流量信号馈入液压缸,使二次元件马达的排量增大或减小,直到使实际输出的转速恢复到正常值。

如果把二次元件的摆角偏转到负方向,还可借助能源网路的阻抗起制动作用,外载动能或位能就可回馈到网路中去,并贮存到蓄能器中。

二次调节系统是按照需要从能源网路中获取能量的原则进行工作的,动力源无需通过控制环节而直接作用在二次元件上。在不需输出转矩时,二次元件的变量摆角及所吸收的流量都会被自动地调节到接近于零值,故能获得最大限度的节能效果。

采用这种调节系统时,多个彼此并联的执行元件能够在同一油源下互不干扰地按自己需要的参数同时运行。

二次调节系统中的阻力元件很少,故会带来系统易于发生振荡的缺点,这一系统的动态特性和运转特性,系统的频率响应及控制精度等尚待改进和提高,但是这种新型控制方式的构想,无疑是有价值的。