



负载敏感节能技术

第一节 负载敏感系统概述

负载敏感系统是一种感受系统压力-流量需求,且仅提供所需求的流量和压力的液压回路。负载敏感控制系统的功率损耗较低,效率远高于常规液压系统。高效率、功率损失小意味着燃料的节省以及液压系统较低的发热量。负载敏感控制技术应用于构造一种未来的传动及控制系统,其高效的特点使负载敏感控制成为所有传动及控制系统的理想设计方案。负载敏感系统以其高效、节能的特点被广泛应用于工程机械、搬运机械和矿山机械等行业。

一、负载敏感系统的组成

图 3-1 所示为一负载敏感液压系统,该回路由 4 个基本单元组成。

1. 比例换向阀(D)

它是一个比例换向阀或多路比例换向阀,分手控式和电控式两种。其作用除控制液压马达(或液压缸)换向外,还控制液压马达负载流量以及检测液压马达负载压力。

2. 负载敏感阀(A)

它是一个压力控制二边伺服阀,又称低压压力-流量补偿阀。其输入记号是液压泵的输出口压力 P_p 与液压马达负载压力 P_l 之差;输出记号是压力 P_c ,用来操纵液压泵变量机构。限压阀 B 用于调定泵的最高压力。

3. 变量泵(C)

它是一种压力补偿式变量泵,其变量斜盘 5 由液压缸 7 控制。负载

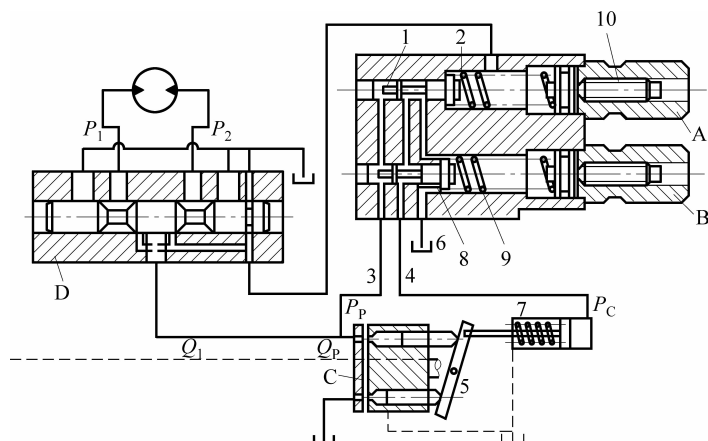


图 3-1 负载敏感液压系统

- 1—高压补偿阀；2,9—调压弹簧；3—出油管道；4—回油管道；5—变量斜盘；
6—油箱；7—液压力缸；8—压力-流量补偿阀；10—调压手柄
A—负载敏感阀；B—限压阀；C—变量泵；D—比例换向阀

敏感阀 A 和限压阀 B 均安装在变量泵 C 上,作为液压泵的附属元件组成一体,称为负载敏感泵。

4. 液压马达或液压缸

负载敏感液压系统的执行装置,用于驱动负载。

二、负载敏感变量系统的控制原理

负载敏感变量系统的控制原理如图 3-2 所示。系统的压力与流量分别由比例节流阀 1 和比例调压阀 2 来调节,节流阀 9 代表系统负载。

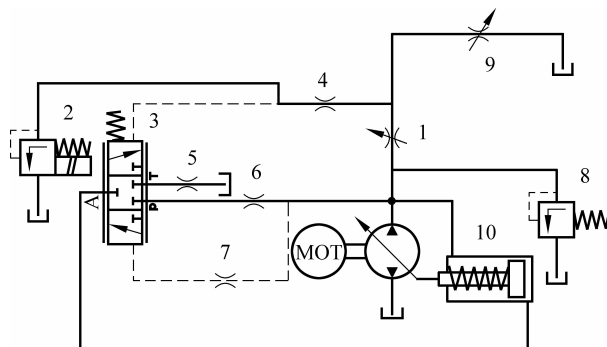


图 3-2 负载敏感变量系统的控制原理图

- 1—比例节流阀；2—比例调压阀；3—负载敏感阀；4,5,6,7—液阻；8—安全阀；9—节流阀；10—变量缸

1. 系统流量控制

当系统处于平衡状态时,负载敏感阀 3 两端的压差恰好与其弹簧力相平衡,阀芯处于中位。这时,如果减小比例节流阀 1 的开口,则节流阀进出口压差(也即负载敏感阀两端

压差)增大,从而引起负载敏感阀的阀芯上移,变量缸 10 的无杆腔与泵出口连通,泵流量减小,于是泵出口压力减小,直至比例节流阀 1 两端的压差恢复到变化之前的值。这时负载敏感阀的阀芯又重新回到中位,系统在比原来较小的流量下达到了新的平衡。如增大比例节流阀的开口,则系统调解过程与上述过程相反。在比例节流阀 1 调定后系统即处于平衡状态,这时如果负载减小,则负载敏感阀 3 两端压差增大,阀芯上移,变量缸 10 的无杆腔与泵出口连通,使泵的流量减小,出口压力减小,直至比例节流阀 1 两端的压差减小到变化之前的值,从而流过比例节流阀 1 的流量和负载减小之前相等。负载增大也是如此,也即比例节流阀 1 调定之后系统即处于恒流状态,负载变化不影响系统流量。

2. 系统压力控制

当负载压力达到比例调压阀 2 的设定值时,压力阀开启,由于液阻 4 与比例调压阀 2 之间构成 B 型液压半桥,因此负载敏感阀弹簧腔压力降低,阀芯上移,变量缸无杆腔与泵出口连通,泵流量减小,出口压力降低,直至负载敏感阀两端压力差再度恢复原值(由于半桥作用,此时比例节流阀 1 两端压差小于负载敏感阀两端压差),阀芯又处于中位。这时系统在比原来较小的流量下重新达到平衡,即泵的流量自动与负载需要相适应,基本没有溢流损失。

当系统压力达到比例压力阀的设定值之后,如果负载进一步增大,则由于 B 型液压半桥的存在,系统即处于恒压状态,压力不可能继续升高,除非增大比例溢流阀的电流。为防止比例溢流阀压力设定过高损坏系统,在泵出口处装有安全阀 8。

三、负载敏感系统的特点

(1) 负载敏感系统的功率损耗较低,效率远高于常规液压系统。高效率、功率损失小意味着燃料的节省以及液压系统较低的发热量。

(2) 单一的液压泵可满足多个回路的压力-流量需求。传统的中位开方式定量泵液压系统为满足同一系统中不同支路的工作要求,必须采用多联泵或流量分配器。当然,也可采用流量控制阀或压力控制阀联合控制。仅在多液动机无同时或同步工作要求时才能采用单泵与多路阀的组合实现控制。

(3) 负载敏感系统提供了良好的操作控制方式,简单可靠,并能以单泵供油,同时满足所需流量、压力不同的多个回路、多个执行元件的工作要求。

第二节 负载敏感系统的节能原理与效率分析

一、负载敏感变量泵节能原理

负载敏感变量泵能使泵的输出压力和流量自动适应负载需求,大幅度提高液压系统效率。其工作原理图如图 3-3 所示。

节流阀 2 的流量方程

$$Q = KA(P_b - P_L)^m \quad (3-1)$$

式中, Q 为负载流量; K 为流量系数; A 为节流阀开口面积; m 为与节流口形式有关的

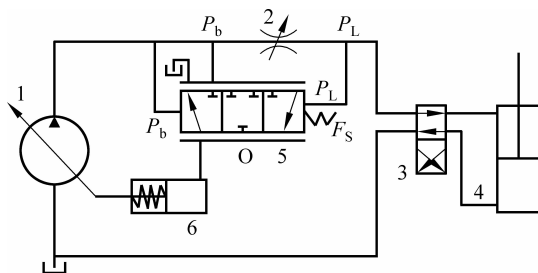


图 3-3 负载敏感变量泵工作原理图

1—变量泵；2—节流阀；3—转向阀；4—液压油缸；5—负载敏感控制阀；6—变量油缸

指数。

负载敏感控制阀5的阀芯在调节过程中发生的位移很小，弹簧的弹性系数也不大，因此可以认为阀芯弹簧的设定压力 F_s 为定值，则阀芯在静止时的受力平衡方程为 $P_b A_F = P_L A_F + F_s$ ，即

$$\Delta P = \frac{F_s}{A_F} \quad (3-2)$$

式中， F_s 为阀芯弹簧设定压力； A_F 为压力油作用在阀芯上的有效面积； $\Delta P = P_b - P_L$ 。

由式(3-1)和式(3-2)，结合图3-3可以看出：

(1) 当阀芯弹簧压力设定后，阀芯在平衡位置时 ΔP 恒定。当需要改变负载速度时，只需改变节流阀2的节流口面积。例如，要提高负载速度，节流阀2开口面积 A 增加，由于此时 Q 还未发生变化， ΔP 将减小，则

$$P_b A_F < P_L A_F + F_s \quad (3-3)$$

此时负载敏感控制阀5的阀芯将左移，B、O口接通，压力油进入变量油缸6的右腔，推动油缸活塞左移，使变量泵1的排量增加，流过节流阀2的负载流量 Q 增加， ΔP 增加，直至重新达到式(3-2)的平衡条件，负载速度得到提高，完成了一轮调速过程，实现了按需供油。

(2) 当负载压力 P_L 变化时，例如 P_L 减小，则 ΔP 增大，由于节流阀2开口面积不变，通过节流阀2的流量增加。由于

$$P_b A_F > P_L A_F + F_s \quad (3-4)$$

此时负载敏感控制阀5的阀芯将右移，A、O口接通，变量油缸6的右腔与油箱接通，油缸活塞在弹簧推动下右移，使变量泵1的排量减小，节流阀2流量减小， ΔP 减小， P_b 降低，直至重新达到式(3-2)的平衡条件， ΔP 恢复到平衡状态时的设定值。这样在节流阀开度即截流面积固定的情况下，流过阀口的流量根据式(3-1)也保持恒定，使得执行元件的运动速度保持恒定，同时实现了按需供压，从而可以改善系统的调速特性并节约能源。

负载敏感型变量泵不存在溢流损失。虽然系统节流损失依然存在，但由于节流阀两端压差恒定且较小(由阀芯弹簧设定， $1 \sim 2\text{MPa}$)，因此系统的节流损失很小，其功率损耗为

$$\Delta N_s = \Delta P_Q \quad (3-5)$$

系统效率为

$$\eta = \frac{P_L Q}{P_b Q} = \frac{P_b - (P_b - P_L)}{P_b} = 1 - \frac{\Delta P}{P_b} \quad (3-6)$$

由于泵的出口压力 P_b 由负载决定,所以负载压力越高,泵的出口压力越大,其回路的效率也越高,液压回路的节能效果就越好。另外,负载敏感控制泵工作时的压力只需比负载压力略高,而不必像恒压泵那样必须工作在一个较高的设定压力,这有利于延长泵的寿命。

负载敏感变量泵与压力补偿阀配合使用,可以实现单泵驱动多个执行机构的独立调速,各执行元件不受外部负载变动和其他执行元件的干扰。由于负载敏感调速系统不仅能实现按需供油,同时也能按需供压,是能量损失很小的调速方案,所以负载敏感型变量泵系统非常适用于负载压力较高、调速范围较大的单泵、单负载系统或负载差异较大的单泵多负载系统。

当一台负载敏感变量泵同时驱动多个执行机构时,泵的输出压力只能与最高的负载压力相适应,即负载敏感只能在压力最大的负载回路上起作用,对其他负载压力较小的回路采用压力补偿,使阀口压差继续保持恒定,实现多个执行元件的独立调整,图 3-4 是单泵驱动两个油缸的工作原理图。液压油缸 4 的负载压力大于液压油缸 8,这时需要在液压油缸 8 的工作回路中增加压力补偿阀 7 对两个油缸工作回路的压差进行补偿,这样两个油缸就可以在各自的负载压力下正常工作,避免相互干扰。

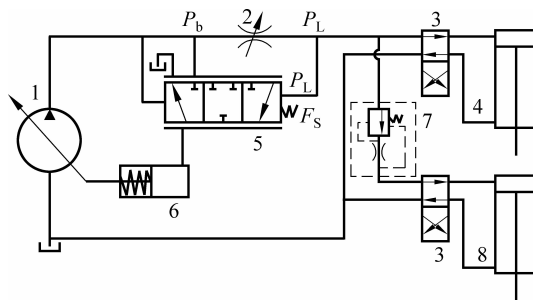


图 3-4 负载敏感变量泵单泵多负载工作原理图

1—变量泵；2—节流阀；3—换向阀；4、8—液压油缸；5—负载敏感控制阀；6—变量油缸；7—压力补偿阀

二、负载敏感系统的效率分析

1. 恒压系统的效率

恒压系统(节流调速系统)如图 3-5 所示,该系统使用一个定量泵,用节流阀调节系统所需流量(Q_L),多余流量($Q_P - Q_L$)经溢流阀后回油箱。液压泵总是在溢流压力(P_{max})下工作。

系统的有用功率: $N_0 = P_L Q_L$

损失的功率: $N_1 + N_2 = (P_P - P_L) Q_L + P_P (Q_P - Q_L)$

2. 阀控负载敏感系统的效率

图 3-6 为阀控负载敏感系统效率示意图。阀控负载敏感系统是由液压泵(常采用定量

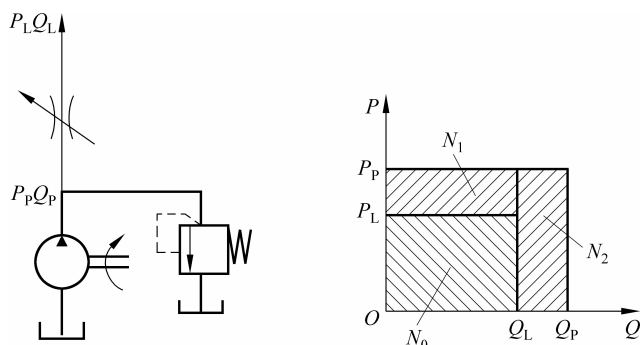


图 3-5 恒压系统效率示意图

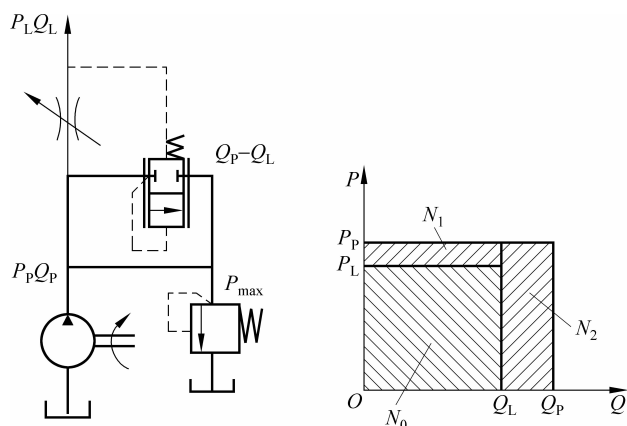


图 3-6 阀控负载敏感系统效率示意图

泵)供油,通往执行元件的流量由三通流量调节阀决定。此处三通流量阀相当于一个定差溢流阀,方向阀节流孔的压差 $\Delta P = P_p - P_L$,由此阀的弹簧力决定,多余的流量直接通过三通流量调节阀返回油箱。这样通过三通流量调节阀补偿作用保持换向阀口两端压差 ΔP 不变,并使系统压力仅高于负载压力一个压差,流过换向阀的流量只与换向阀开度大小有关而与负载大小无关。保证了执行机构运动速度良好的调节性,减小了系统溢流压力损失。

系统的有用功率: $N_0 = P_L Q_L$

损失的功率: $N_1 + N_2 = \Delta P Q_L + (P_L + \Delta P)(Q_p - Q_L)$

3. 泵控负载敏感系统

图 3-7 为泵控负载敏感系统效率示意图,该系统使用一台变量泵,可调节节流孔产生的压差 ΔP 影响着组合式压力—流量补偿器(该装置包含于泵内),当节流孔一度(比例阀开口度)一定时,通过换向阀的流量与其压差有唯一的对应关系,利用这一原理,根据换向阀两端压差变化,通过压力—流量补偿器控制变量泵排量,实现变量泵输出流量与换向阀开口相匹配,即泵调整到它只提供所需要流量(执行元件所需流量+泄漏量)。泵的输出压力与负载相匹配(此时泵的压力=负载压力+调节压差)。

系统的有用功率: $N_0 = P_L Q_L$

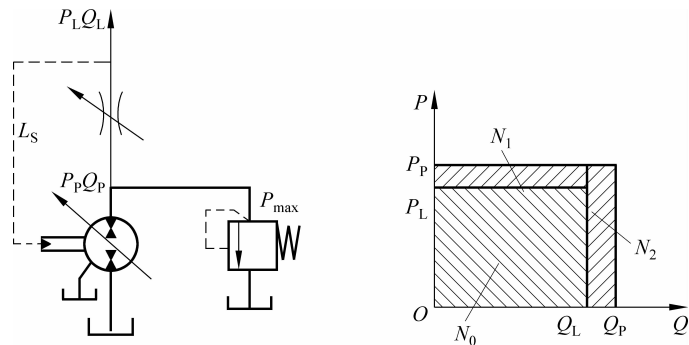


图 3-7 泵控负载敏感系统效率示意图

损失的功率：
$$N_1 + N_2 = \Delta P Q_L + (P_L + \Delta P) Q_{\text{泄漏}}$$

综合以上分析,与恒压系统相比较,阀控负载敏感系统只有较小的内部损失,通往执行元件的流量越接近供油流量,损失也就越小,如果采用恒压系统,所有多余的流量将通过系统的溢流阀返回油箱,因而泵总是在全负荷下运转。与以上两种系统相比,泵控负载敏感系统的效率更高,该系统的效率主要取决于泵的效率。

高效的特点使负载敏感控制成为所有传动及控制系统的理想设计方案。对于复杂的系统,它能够与电子操纵系统联合工作,精确地控制和提供需要的液压动力。负载敏感系统可用于协同电子操纵系统进行相当复杂的液压系统精确的、可调的能量控制。各种类型的传感器可为微处理器提供反馈信息,微处理器进行偏差比较及处理后输出控制电流给比例电磁控制阀,其控制作用使得负载敏感变量泵根据执行器的需求按比例提供相应的压力和流量。

第三节 负载敏感技术的节能应用

一、负载敏感技术在绞车上的应用

绞车是用于提升、下放重物的动力设备,主要有电动绞车和液压绞车两大类。液压绞车是将液压基础元部件进行新的组合,并与机械部分相结合,利用液压马达直接或通过减速箱来拖动滚筒的一种新型的提升机械。与电气传动设备相比,在同样功率下,由于液压装置功率密度大、结构紧凑以及其他一些优点,使得其在传动领域所占的份额越来越大。同时随着液压技术、材料科学的发展,液压元器件越来越小型化,集成度越来越高,与过去相比,同样体积情况下,实现的功能越来越复杂。依据某船用回转起吊设备设计任务书,本例设计的绞车系统具有如下功能:提升机构位于旋转平台上,在提升、下放重物时平台也需要旋转,平台旋转时不能影响提升或下放重物的速度。主要参数有储缆长度 50m、缆绳直径 8mm、曲率半径 250mm、额定工作张力 1200kg、平台回转阻力矩 1600N·m;收、放缆速度(0~1)m/s、平台旋转速度(0~6)r/min,二者均能无级调速;整个系统既要能采用手动操作,也要能采用电控方式操作。

上述是描述泵的流量能自动适应于负载流量,还有一个问题必须说明的是负载压力

是如何反馈到泵上的,这就要牵涉到另一个元件——负载敏感控制阀。下面以德国 HAWE 公司的 PSV 型比例多路阀为例来介绍。PSV 型比例多路阀具有无级调速;速度与负载变化无关;满足多个执行元件同时工作;具有手动和电控两种控制方式;具有负载敏感功能,与负载敏感变量泵相配合,提高液压系统效率,减少发热;高集成性、节约安装空间、减轻整机重量等优点。其原理如图 3-8 中虚线框 5 所示。

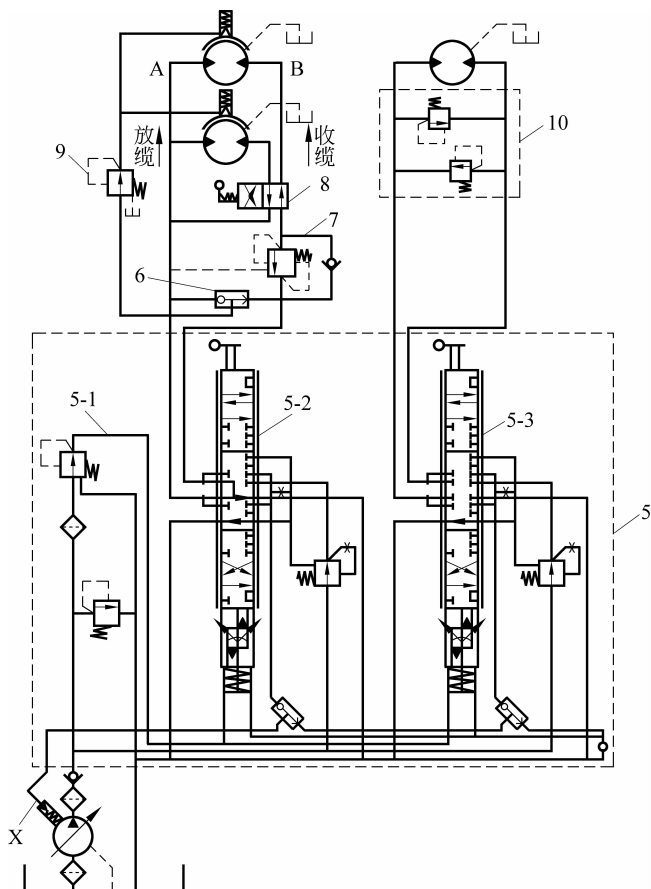


图 3-8 绞车液压系统原理图

5—PSV 型比例多路阀; 6—梭阀; 7—平衡阀; 8—手动换向阀; 9—减压阀; 10—溢流阀

在本系统中,实际工作时共有两个执行机构:卷筒马达和回转马达,因此本例选择的是两路比例多路阀,加上主块 5-1,在功能结构上共有 3 部分。主块 5-1 包含有安全阀和减压阀,安全阀限定进入阀组的最高压力,减压阀为后续的换向阀 5-2、5-3 的换向提供液压推力。与执行机构相连的换向阀 5-2、5-3 均具有手动和电液比例换向的功能,每一路换向阀含有一个定压差减压阀和一个梭阀。以换向阀 5-2 为例,当该路阀处于上位时,马达 B 口进油,处于收缆状态,此时 B 口的压力经过换向阀 5-2 内部油道的反馈,分别作用于定差减压阀和梭阀。定差减压阀与换向阀的节流口相串,形成调速阀的功能,因此经过换向阀的流量仅取决于阀芯开口大小。作用于本路梭阀的压力油与其他路梭阀的压力进行比较,压力值最高者反馈到油泵的 X 口(负载敏感口),使泵的输出压力比该压力略大,

以保证最高负载回路的效率。

1. 液压系统组成

如图 3-8 所示,液压系统的执行机构主要有两部分,一是驱动卷筒旋转的马达(简称卷筒马达),数量为两台,可互为备份,通过手动换向阀 8 来切换。图示状态,上马达处于工作状态,下马达由于其 A、B 口互通,处于浮动状态,且能保持其内部充分润滑。如果由于某种原因上马达卡死,可操纵手动换向阀 8,使其为左位,就可使下马达投入使用;一是驱动平台回转的马达(简称回转马达)。能源机构采用电动机驱动的变量柱塞泵,主要控制元件为两路比例多路阀组,用来分别控制卷筒马达和回转马达。

2. 液压系统工作原理

(1) 卷筒马达收缆:比例阀换向阀 5-2 上位,压力油由 5-2 经平衡阀 7 的单向阀、手动换向阀 8 进入马达 B 口,再经换向阀 5-2 回油。同时压力油经梭阀 6、减压阀 9 进入马达制动器,使制动器打开。

(2) 卷筒马达放缆:比例阀换向阀 5-2 下位,压力油由 5-2 进入马达 A 口,回油经手动换向阀 8 进入平衡阀 7 平衡负载压力,再经换向阀 5-2 回油。同时压力油经梭阀 6 经减压阀 9 进入马达制动器,使制动器打开。

收、放缆速度由换向阀 5-2 的开口度控制。

(3) 回转平台正、反转直接由比例阀换向阀 5-3 控制,并且没有负负载问题,其原理比较简单,要说明的是在平台紧急制动情况下,需要加装缓冲阀溢流阀 10,当产生较大冲击压力时使溢流阀打开,实现缓冲,并向马达低压腔补油,以防止产生气穴现象。

采用了负载敏感柱塞泵和比例多路阀构成负载敏感控制系统,确保了卷筒马达和回转马达运动互不干扰,并且速度不受负载变化的影响。整个系统十分简洁,结构紧凑。系统运行可靠,并且节约能量,既可电控操作,也可手动操作,完全满足设计任务要求。

二、负载敏感技术在叉车上的应用

普通叉车采用定量泵液压系统,由于采用固定分油量的形式,造成系统能量损失较大,系统发热严重,元件寿命随之降低。

1. 定量泵负载传感系统结构原理

定量泵负载传感系统由定量泵、优先阀及负载传感转向器组成,其中优先阀、负载传感转向器又有动态、静态之分,本例仅对动态负载传感系统进行分析。

图 3-9 为动态定量泵负载传感液压系统原理图,其与静态定量泵负载传感液压系统的区别在于 LS 取得信号点不同。优先阀是定差减压元件,无论负载压力和液压泵流量如何变化,优先阀均能维持转向器内变节流口 D 的两端压差基本不变。由于是定压差,因此,通过转向器变节流口的流量与变节流口的阀口面

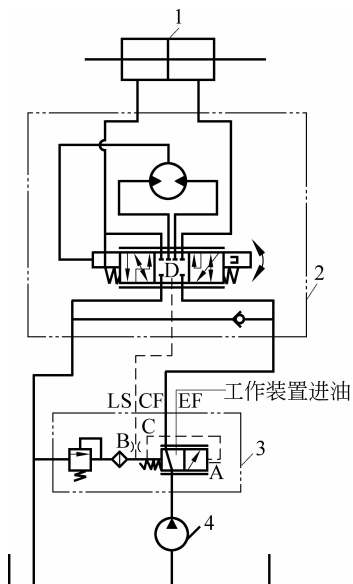


图 3-9 叉车动态定量泵负载传感液压系统(转向部分)原理图
1—转向液压缸; 2—负载传感转向器;
3—动态优先阀; 4—定量泵

积成正比关系,确保了供给转向器的流量始终等于方向盘转速与转向器排量的乘积,且泵的输出压力大于转向负载压力1个固定的压差。

2. 工作过程

当转向器不工作处于中位时,如果发动机处于熄火状态,液压泵不供油。优先阀的控制弹簧右推优先阀芯,接通CF油路。发动机启动后,液压泵将液压油泵入优先阀,其中有 $(0.6\sim 0.8)\text{L}/\text{min}$ 的液压油通过CF口和节流口C经LS回路导入负载传感转向器,预热并维持转向器的中位状态。同时由于油液通过节流口D时会产生压力差,左推优先阀阀芯至CF口先导流量 $(0.6\sim 0.8)\text{L}/\text{min}$ 的位置上,剩余流量通过EF口流向工作装置。

转动方向盘时,转向器的阀芯与阀套之间产生相对角位移,当相对角位移达到设定值时,中位节流口D关闭,油液通过转向器内变节流口与LS油路连接,转向器变节流口产生压降,反馈到优先阀阀芯两端,迫使阀芯寻找新的平衡位置。如果方向盘转速提高,在变化的瞬间,流过转向器的流量会小于方向盘转速与转向器排量的乘积,计量装置带动阀套的转速也低于方向盘带动阀芯的转速,导致阀芯相对阀套的角位移增加,转向器变节流口开度增加。此时,需要更大的流量才能在转向器变节流口两端产生方向盘转速变化前的压差。因此,为补偿压差,优先阀阀芯右移,增加CF油路的阀口开度,最终使优先阀向转向器的供油量等于方向盘转速与转向器排量的乘积。反之,方向盘转速减小,优先阀CF口的阀口开度变小。

当转向液压缸到达行程终点时,如果继续转动方向盘,油液则无法流向转向液压缸。这时,负载压力迅速上升,转向器变节流口两端压差迅速减小,当压力超过转向安全阀的调定压力时,安全阀开启。压力油经过节流口B产生压降,传到优先阀阀芯两端,推动阀芯左移,迫使CF阀口开度变小,EF油口变大,使转向油路的压力下降。

熄火转向时,计量装置起液压泵的作用,输出的压力油推动转向液压缸活塞动作,液压缸回油通过转向器内部的单向阀返回到转向器P口,说明熄火转向与优先阀无关。

3. 定量泵负载传感系统的特点

(1) 能够按照转向油路的流量需求提供压力油,可对转向回路进行压力补偿,即使转向负载发生变化(包括负载压力和方向盘转速),也能保证转向系统供油充足,转向轻便灵活。

(2) 通过优先阀确保优先供给转向回路压力、流量,转向可靠。

(3) 由于整车启动后,始终存在 $(0.6\sim 0.8)\text{L}/\text{min}$ 的压力油预热转向系统,改善了系统的启动性能。

(4) 转向液压回路与工作装置液压回路相对独立,主流量优先供给转向回路,转向器处于中位时,只有微小的流量通过转向器,消除了转向系统供油过多而造成的功率损失,提高了液压系统的效率,改善了热平衡状况。

(5) 由于转向系统多出的油液直接供给工作装置系统,所以在系统选配定量泵时,在保持工作装置工作性能不变的情况下,相对于普通叉车液压系统,可选择更小排量的定量泵。

(6) 有利于解决系统的稳定性问题。