

34. 电液控制系统

液压控制技术的发展和形成是在二战期间,为满足对武器、飞机控制系统的大功率、高精度和快速响应等一系列的要求,采用液压系统具有重量轻(功率重量比大)、尺寸小、反应速度快和刚度大的特点,综合数学、控制理论的发展而形成了液压控制技术,构成了液压控制系统。战后,随着电子技术、计算机技术的发展,并与液压控制技术相结合构成了电液控制系统,电液控制系统在航空、航天、军工及工业控制中得到了普遍的应用。

本章将介绍电液控制系统的结构、性能分析、设计方法及典型应用。

34.1 概述

34.1.1 电液控制系统的结构组成

图 34.1-1 为一个双电位器位置控制电液控制系统。该系统由指令电位器、电放大器、电液伺服阀、液压缸、工作台(被控制对象)、反馈电位器组成。移动指令电位器的滑臂,滑臂位置换成电压 u_g ,这个电压同反映工作台位置的反馈电位器的反馈电压 u_f 相比较,得到误差电压 Δu ,误差电压经电放大器放大后,变为电流信号控制电液伺服阀,使它输出流量,由液压缸推动工作台,移动反馈电位器滑臂,使输出电压 u_f 与 u_g 相比的误差电压 $\Delta u = 0$,伺服阀恢复零点不输出流量,液压缸活塞停止。如果指令电位器滑臂位置不断变化,工作台位置也不断变化。图 34.1-2 是转台电液控制系统,与图 34.1-1 中系统不同的是被控对象是转台。电液伺服阀输出流量控制液压马达转速,通过

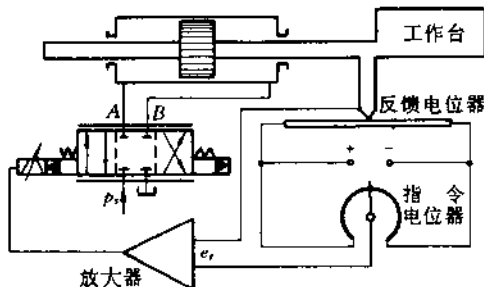


图 34.1-1 双电位器位置控制电液控制系统

减速器带动转台运动,马达转速由测速发电机测得并转换成电压与输入电压比较得到的误差电压,经放大后转换成电流,控制伺服阀的输出流量大小及方向,从而控制马达的转向及方向。

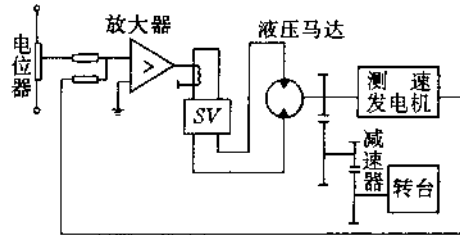


图 34.1-2 转台电液速度控制系统

两个系统控制对象不同,机械结构也有差异,但系统中被控制量(工作台位置、马达转速)都是由传感器(反馈电位器、测速发电机)进行检测,并把测得的输出信号引回输入端,与指令控制信号进行比较,也就是反馈,用比较后的误差信号来进行控制,以便消除误差。因为系统中有反馈元件(电位器、测速发电机),这是一个典型的闭环控制系统,具有反馈系统的所有特点。我们所研究的电液控制系统就是反馈控制系统。无论多么复杂的反馈系统,它都是由一些基本元件组成的,见图 34.1-3。

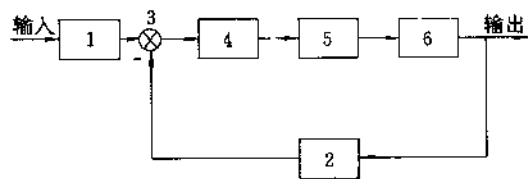


图 34.1-3 液压控制系统的基本元件

1—指令元件;2—反馈元件;3—比较元件;4—放大元件;5—执行元件;6—被控对象

反馈控制系统的基本元件有:

指令元件 是产生与反馈信号同样形式和因次的控制信号。如图 34.1-1 中的指令电位器和图 34.1-2 的电位器,也可以是其它电器或计算机;

反馈元件 检测被控制量,给出反馈信号,如上二图中的反馈电位器及测速发电机;

比较元件 产生控制信号和反馈信号比较后的误差信号,如图 34.1-1 中的电位器电桥或是放大器的电路中的比较电路;

放大变换元件 把控制信号和反馈信号比较所得的误差信号放大转换(电-液、机-液)成液压信号(流量、压力),常包括电放大器,电液伺服阀等;

执行元件 直接对被控对象进行控制的元件,如液压马达,液压缸;

被控对象 是控制系统进行控制的对象,它的输出量就是系统的被控制量,如图中的工作台、转台。在电液控制系统中,指令元件、反馈元件、比较元件经常组合在一起,称为误差(或偏差)检测器。

概括起来,电液控制系统是由误差检测器、放大转换元件、执行元件及被控制对象组成。

除此而外,为了改善电液控制系统的性能,还可能有机校正装置及局部反馈装置以及不包括在控制回路内的液压能源和其他辅助装置。

以上我们按组成元件的功能来研究系统的构成,这些组成元件的功能可以用不同方法来实现。功能元件不同于结构元件,同一个结构元件可以完成几种功能,也可能几个结构元件组合完成一个功能。

随着计算机技术的发展,利用计算机在电液控制系统中进行闭合,实现校正、变增益、变带宽以及工作状态转换及补偿,使计算机成为整个系统中的一个环节。由于计算机控制的软件功能很多,实现多变量和各种控制方法是很方便的,易于完成环节外处理和环节内的补偿。因此,在电液控制系统中,计算机作为一个环节已是当前的发展主流。数字控制器的设计在 6.2 节中已有叙述,其系统的设计方法和性能分析与

一般控制系统的方法雷同,本章将不再作专门说明。

34.1.2 电液控制系统的分类

电液控制系统种类很多,常用的有下列几类:

- 按被控物理量分类,主要有位置控制系统、速度控制系统、力控制系统。位置控制系统的每一个输入量对应一个确定的输出位移(或转角);速度控制系统的每一个输入信号对应一个输出速度(或角速度);力控制系统的被控制量是力、力矩或压力。此外,还有加速度、温度作为被控制量的加速度、温度控制系统。

- 按液压控制元件控制方式的不同分类,主要有阀控系统和泵控系统。阀控系统是由电液伺服阀利用节流原理控制流入液压执行元件的流量或压力;泵控系统是利用伺服变量泵改变排量的办法,控制流入执行元件的流量和压力。选用不同的执行元件,它们均可控制液压缸或液压马达。

- 根据输入信号形式和信号处理手段分类,有数字控制系统、模拟控制系统、直流控制系统、交流控制系统、数模混合控制系统。

模拟控制系统是指从输入信号到输出信号的整个系统内,信号是用连续模拟量给出,如图 34.1-4 所示;数字控制系统从输入信号到输出信号全部用数字量给出,数字式闭环控制系统内采用数字式转阀及数字式测速元件,这种系统不需要 A/D 与 D/A 转换器,大大降低成本,系统的可靠性高,但数字式元件处于发展阶段,而且响应速度慢、频带低,不能用于高精度的控制系统;数模混合控制系统是系统内部既有数字信号又有模拟信号,系统内采用电液伺服阀或比例阀,用微处理器来控制电液伺服阀,需要有 A/D、D/A 转换装置,如图 34.1-5 所示。计算机完成模拟系统中的比较元件、放大器、校正网络的功能。这类数字控制系统是当前和今后典型的计算机控制的电液控制系统。

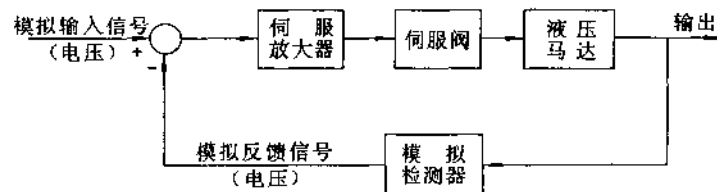


图 34.1-4 模拟控制系统

在我们以后讨论的电液控制系统时,将主要采用按被控物理量区分的系统。

机液控制系统也是控制系统中的一类,与电液控

制系统所不同的是其输入量、输出量是机械信号(位移或转角),它们都属于液压控制系统。在飞机或汽车上都有应用,飞机上主要作为助力器。现代飞机将机液

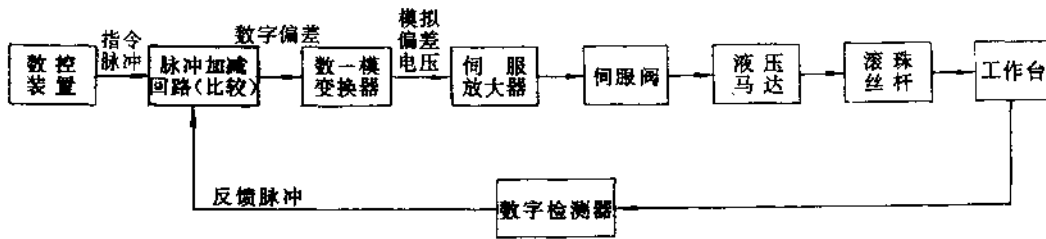


图 34.1-5 数模混合控制系统

控制与电液控制装置通过复合摇臂结合在一起,构成复合舵面控制机构,以使在飞行员驾驶飞机的同时通过电信号使用自动控制系统来操纵飞机。图 34.1-6 是机液控制装置与电液控制装置在一个壳体中的整体

式舵面复合控制机构-复合舵机。这种舵机的特点是整个系统的输出环节的位置反馈是机液控制装置的反馈,而电液控制作为前置级也有自己的反馈。图(a)是结构原理,图(b)为信号流程。

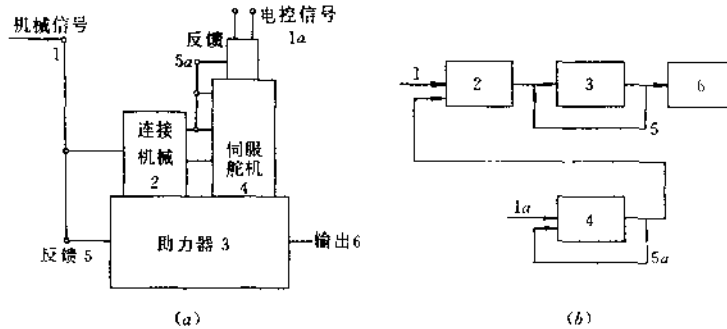


图 34.1-6 整体式舵面复合控制机构

通常机液控制系统是位置控制系统,一般包含在电液控制系统中,其分析方法与电液位置控制系统相同,因此将此部分放在电液位置控制系统的章节内。

电液控制系统不但具有电子、微机在信息处理方面的优势,如完成信号的输入、检测、反馈、比较等功能,利用软件为改善系统性能或实现各种控制方法提供了方便,而且还有液压系统机构紧凑、调速范围大、低速平稳性好、功率/重量比大、力矩/惯量比大、控制精度高、抗干扰刚度大、响应快的特点。在工程机械、冶金机械和矿山机械以及各个工业控制中使用是十分适宜的。

34.2 电液控制系统

34.2.1 电液位置控制系统

位置控制系统是最常见的控制系统,如机床的工作台位置控制、导弹的姿态控制等。位置控制的特点是系统输出的位置同系统的输入量之间始终保持一定

的比例关系。

(1) 电液位置控制系统组成和方块图

图 34.1-1 所示的双电位器系统是一个典型的位置系统。对于要求负载作旋转的被控对象可以直接由液压马达作执行元件通过减速器驱动负载,且通过角度同步变压器作为角差测量装置,电液位置系统的原理如图 34.2-1 所示。角度同步变压器检测输入轴转角 θ_1 与输出轴转角 θ_2 之间角度,得到误差角 $\Delta\theta = \theta_1 - \theta_2$,误差角 $\Delta\theta$ 转换为误差电压 e 。误差电压 e 是交流信号,经过交流放大与解调成为直流信号,直流信号经过功率放大产生一个电流推动电液伺服阀的力矩马达,从而控制伺服阀输出流量与压力,推动液压马达拖动负载运动。

无论阀控缸还是阀控马达控制系统,分析方法是相同的。我们以图 34.2-1 所示阀控马达系统为例进行讨论。

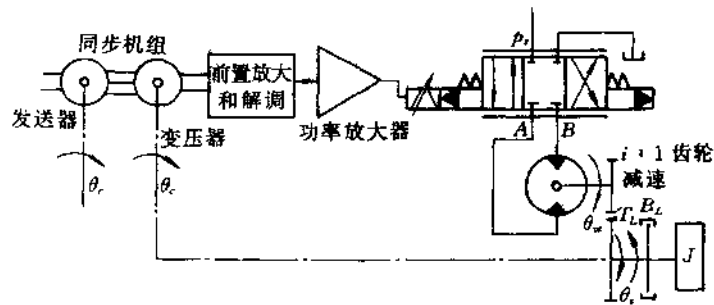


图 34.2-1 电液位置控制系统原理图

角度同步变压器机可以看作是比例环节,这个环节的传递函数为

$$\frac{E(s)}{\Delta\theta(s)} = K_v \quad (34.2-1)$$

交流放大和解调器同样视为比例环节:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_d \quad (34.2-2)$$

式中 K_d ——放大器增益。

采用电流负反馈伺服放大器,其输入电压与输出电流近似成比例,其传递函数为

$$\frac{I(s)}{U(s)} = K_a \quad (34.2-3)$$

式中 K_a ——功率放大增益。

一般力矩马达线圈引起的时间常数很小,可忽略其动态环节,伺服阀输出位移对输入电流的传递函数可用二阶环节或一阶环节来表示,即

$$\frac{X_v(s)}{I(s)} = \frac{K_{sv}}{s^2 + \frac{2\zeta_{sv}}{\omega_{sv}}s + 1} \quad (34.2-4)$$

或

$$\frac{X_v(s)}{I(s)} = \frac{K_{sv}}{\Gamma_{sv}s + 1} \quad (34.2-5)$$

式中 K_{sv} ——电液伺服阀流量增益;

ω_{sv} ——电液伺服阀固有频率;

ζ_{sv} ——电液伺服阀阻尼比;

T_{sv} ——电液伺服阀时间常数。

当液压马达等效负载的固有频率 ω_h 低于 50Hz 时才用一阶环节表示。

位置控制系统中负载是纯惯量时,不考虑机架刚度,阀控马达的滑阀位移对马达输出转角的传递函数为

$$\theta_m(s) = \frac{\frac{K_a}{D_m}x_v - \frac{K_{or}}{D_m^2}\left(\frac{V_t}{4\beta_s K_{tr}}s + 1\right)\frac{T_L}{i}}{s\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h}s + 1\right)} \quad (34.2-6)$$

式中 i ——马达轴与负载间齿轮传动比;

T_L ——系统输出轴阻力矩。

$$i = \frac{\theta_m}{\theta_L} \quad (34.2-7)$$

由(34.2-1)~(34.2-7)式构成系统的方块如图 34.2-2 所示。

(2) 性能分析

Λ. 稳定性分析

控制系统最重要的特性就是稳定性,若系统是稳

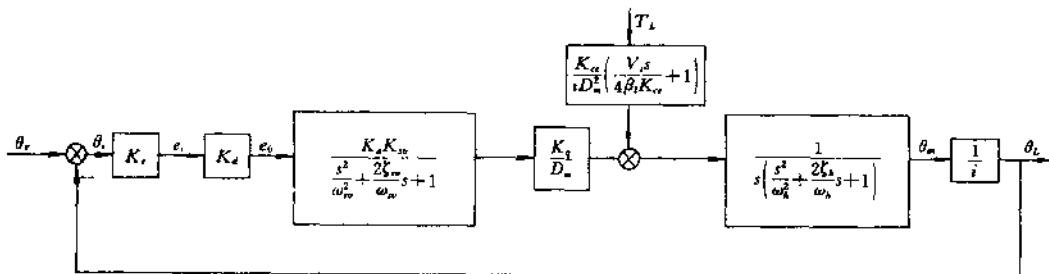


图 34.2-2 电液位置控制系统方块图

定的,即使其他性能差一些也可以工作,反之就不可能工作。系统的动态分析以稳定性为中心。液压系统分析中最常用的是频率法。

在图 34.2-2 中,一般说来,液压马达负载的液压

固有频率是位置控制系统中的最低转折频率,其它转折频率均高于 ω_h ,所以电液伺服阀可看成是一个比例环节,将系统的方块图简化成图 34.2-3。

系统的开环传递函数为

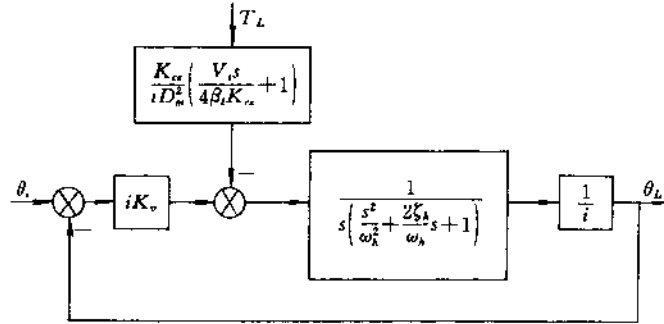


图 34.2-3 电液位置控制系统简化方块图

$$GH = \frac{K_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (34.2-8)$$

$$K_v = \frac{K_c K_d K_m K_q}{i D_m}$$

即含一个振荡环节和一个积分环节,相应波德图如图 34.2-4 所示。

式中 K_v ——系统开环增益。

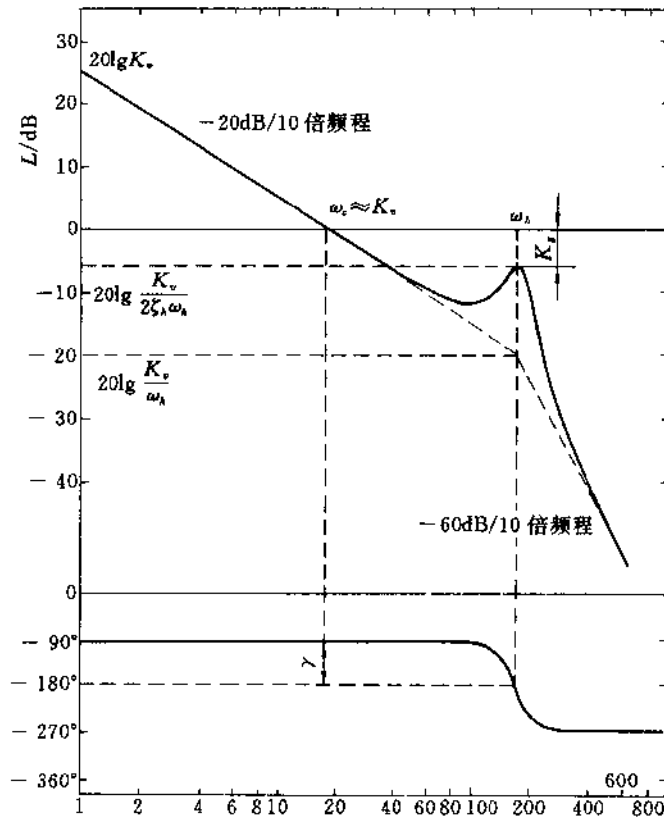


图 34.2-4 电液位置控制系统开环波德图

系统的稳定性可以用劳斯—霍尔维茨判据来判断。对于单位反馈时,系统的闭环传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{K_v}{\frac{s^3}{\omega_h} + \frac{2\zeta_h s^2}{\omega_h} + s + K_v}$$

有 $\frac{s^3}{\omega_h} + \frac{2\zeta_h s^2}{\omega_h} + s + K_v = 0$

利用劳斯判据得 $K_v < 2\zeta_h \omega_h$ (34.2-9)

满足上式即系统稳定。对 ζ_h 值的计算不易准确又不易测定。一般取 $\zeta_h = 0.1 \sim 0.2$ 。所以系统稳定条件为

$$K_v < (0.2 \sim 0.4) \omega_h \quad (34.2-10)$$

为了防止系统中因元件参数变化造成的影响,也为了得到满意的性能指标,应保证系统有适当稳定裕量,从波德图上可以确定相位裕量 γ 及幅值裕量 K_g 。一般相位裕量在 $30^\circ \sim 60^\circ$ 之间,幅值裕量为 $6 \sim 12$ 分贝。

B. 位置控制系统的闭环频率特性

系统对输入信号闭环响应是位置控制系统的重要动态特性。依据闭环特性参数,如闭环带宽 ω_b ,可以推算出过渡过程品质指标:上升时间 t_r 、调节时间 t_s 、峰值时间 t_p 、超调量 σ_p 。

系统的闭环传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{\theta_1(s)}{\theta_0(s)} = \frac{1}{\frac{s^3}{K_v \omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s^2}{K_v \omega_h} + \frac{s}{K_v} + 1} \quad (34.2-11)$$

分母的三次多项式可以分解为一个一阶因式和一个二阶因式的乘积,即

$$\frac{\theta_1(s)}{\theta_0(s)} = \frac{1}{\left(\frac{s}{\omega_b} + 1\right) + \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m s}{\omega_m} + 1\right)} \quad (34.2-12)$$

式中 ω_b ——闭环一阶因子的转折频率;

ω_m ——闭环二阶因子的固有频率;

ζ_m ——二阶因子的阻尼比。

通常,这些参数只有当特征方程的系数为数字时才能找到,文字表达式不易求解,但是可以利用这个三阶方程系数的相互关系,把闭环参数 ω_b 、 ω_m 、 ζ_m 与开环参数 K_v 、 ω_h 和 ζ_h 之间的关系解出,用因式分解特征方程的方法,通过待定系数,用图解法画出 $\omega_b = f(\zeta_h)$ 、 $\omega_m = f(\zeta_h)$ 及 $\zeta_m = f(\zeta_h)$ 的曲线族见图 34.2-5、图 34.2-6 和图 34.2-7。分析图中曲线得到:当 ζ_h 和 K_v/ω_h 较小时,闭环参数与开环参数近似关系为 $\omega_m \approx \omega_h$ 、 $\omega_b \approx K_v/2\zeta_h - 2\zeta_m - K_v/\omega_h$ 。这个结果对初步设计是很有用的。

根据(34.2-12)式绘制位置控制系统的闭环频率响应曲线,并把开环频率特性也放在曲线上,如图34.2-8所示。由图可见,闭环幅频特性幅值下降至-3分贝时的频率近似于闭环惯性环节转折频率 ω_b 。所以此转折频率时系统近似于稳定。又因为开环幅值特性的穿越频率 $\omega_c \approx K_v$,所以 $\omega_c \approx \omega_b$ 。可将开环的穿越频率近似看作系统带宽。

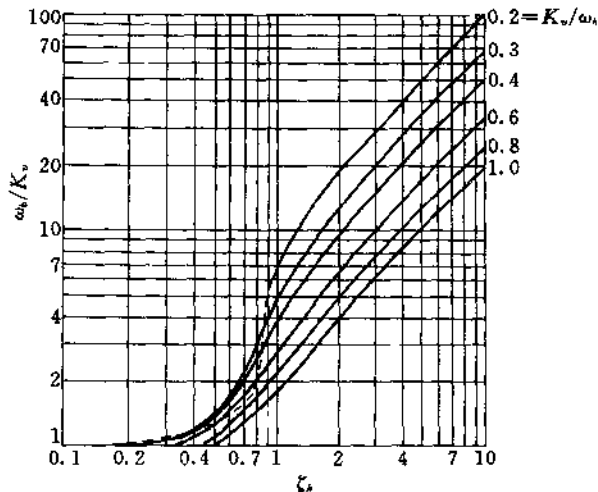


图 34.2-5 闭环惯性环节转折频率比无因次曲线

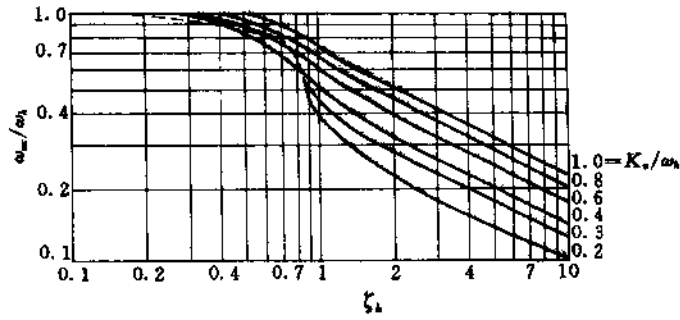


图 34.2-6 闭环振荡环节固有频率无因次曲线

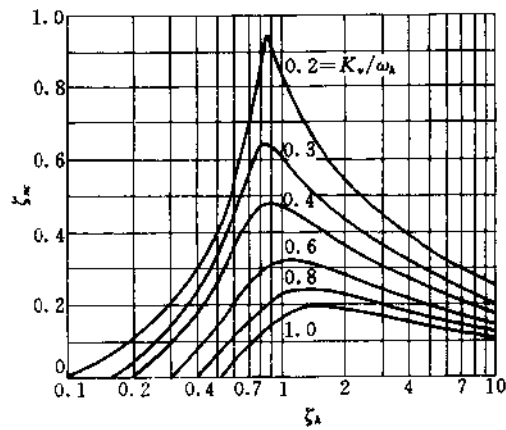


图 34.2-7 闭环振荡环节阻尼系数无因次曲线

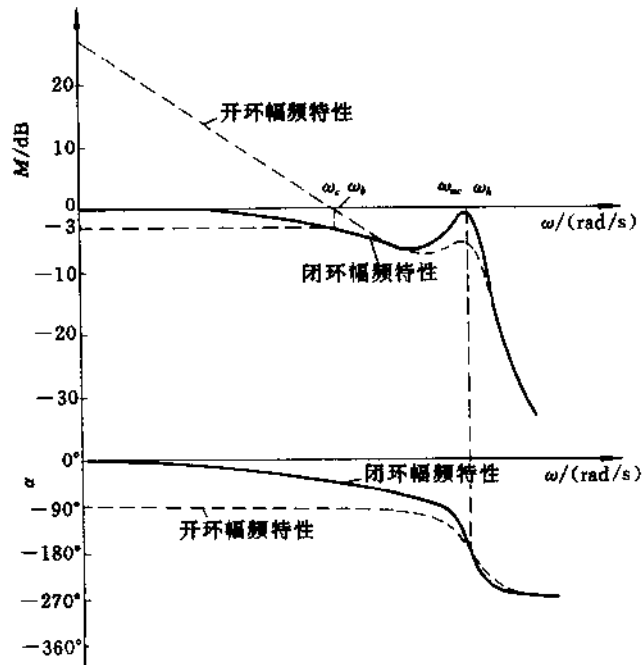


图 34.2-8 液压位置控制系统开环频率特性曲线

C. 系统的精度分析

(A) 静态误差 系统的精度用它的误差大小来表示。系统的总误差包括动态滞后误差和静态误差。动态滞后是由于输入信号为正弦信号时,其中含有速度、加速度分量所产生的滞后形式的误差。在我们所讨论的系统中将不考虑动态滞后误差,主要分析静态误差。静态误差产生的原因很多,结构本身就与误差有关。对于图示的位置控制系统,对输入信号来说,系统的结构是I型,1型系统没有位置误差而只有速度误差。速度误差等于输入速度 \$V_i\$ 被开环放大系数除,即

$$e_v(\infty) = \frac{V_i}{K_{ce}}$$

系统对于干扰信号的闭环传递函数为

$$\frac{\theta_L}{T_L} = \frac{-\frac{K_{ce}}{D_m i^2 K_v} \left(\frac{V_i}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right)}{\left(\frac{s}{\omega_b} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_{nc}^2} + \frac{2\zeta_{nc}}{\omega_{nc}} s + 1 \right)} \quad (34.2-13)$$

此式称为系统闭环柔度特性,其倒数即为闭环刚度特性。

$$\frac{T_L}{\theta_L} = \frac{\frac{D_m^2 i^2 K_v}{K_{ce}} \left(\frac{s}{\omega_b} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_{nc}^2} + \frac{2\zeta_{nc}}{\omega_{nc}} s + 1 \right)}{\left(\frac{V_i}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right)} \quad (34.2-14)$$

系统闭环静态刚度为

$$\left| \frac{T_L}{\theta_L} \right| = \frac{D_m^2 i^2 K_v}{K_{ce}} \quad (34.2-15)$$

对于干扰信号 \$T_L\$ 来说,系统的结构是零型,干扰力矩引起位置误差为

$$\Delta\theta_L = \frac{K_{ce} T_L}{K_v (i D_m)^2} \quad (34.2-16)$$

闭环刚度愈高,干扰引起的误差愈小,在负载力矩大而精度要求高的场合,提高系统的闭环刚度是十分重要的。

(B) 伺服阀死区和零飘引起的位置误差 如果伺服阀的死区、液压马达和负载摩擦的死区折合为电流误差 \$\Delta i_1\$,电液伺服阀的零飘为 \$\Delta i_2\$,伺服放大器零飘折合到电液伺服阀为 \$\Delta i_3\$,这些因素引起的位置误差为

$$\Delta\theta_L = \frac{\Delta i_1 + \Delta i_2 + \Delta i_3}{K_e K_d K_a} \quad (34.2-17)$$

\$K_e\$、\$K_d\$、\$K_a\$ ——反馈取出点经反馈通路到伺服阀

输入的增益。

(C) 测量元件的误差 测量元件与负载连接,测量元件的固有误差、安装调试和校准误差会反映到输出轴上,其值假设为 \$\Delta\theta_a\$。

总位置误差为

$$\Delta\theta_e = \Delta\theta_L + \Delta\theta_L' + \Delta\theta_a \quad (34.2-18)$$

D. 位置控制系统的校正

为了使位置控制系统满足性能指标,往往系统中引入校正装置,针对液压位置控制系统的特点常用的校正方法有下列几种:

(A) 串联滞后校正 电液伺服系统中串联校正是在前向通路的直流部分与调解器之间。滞后校正的作用是提高开环增益以提高精度,典型的滞后校正网络如图 34.2-9 所示。其传递函数为

$$\omega_c(s) = \frac{\frac{s}{\omega_n} + 1}{\alpha \frac{s}{\omega_n} + 1} \quad (34.2-19)$$

式中 \$\omega_n = \frac{1}{RC}\$ ——超前环节的转折频率;
\$\alpha\$ ——滞后超前比 \$\alpha > 1\$。

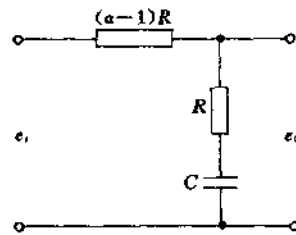


图 34.2-9 典型滞后校正网络

由于 \$\alpha > 1\$, \$\omega_c(s)\$ 中惯性环节的转折频率 \$\omega_n/\alpha\$ 小于超前环节的转折频率。系统中加入校正环节后,开环幅频特性在频率为 \$\omega_n/\alpha\$ 处开始衰减,从而使 \$\omega_c\$ 减小,频宽下降。为了不使 \$\omega_c\$ 变小应当增大增益到 \$\alpha\$ 倍。加入校正后系统开环波德图如图 34.2-10 所示。

校正后系统的开环传递函数为

$$GH = \frac{K_v \left(\frac{s}{\omega_n} + 1 \right)}{s \left(\frac{\alpha}{\omega_n} s + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (34.2-20)$$

式中 \$K_v\$ ——校正后开环速度放大系数。

滞后校正使开环增益增加 \$\alpha\$ 倍,从而增加了刚度,减小了误差,同时减小了死区、间隙等非线性因素,提高了控制精度,但对响应特性影响不大,这是因为

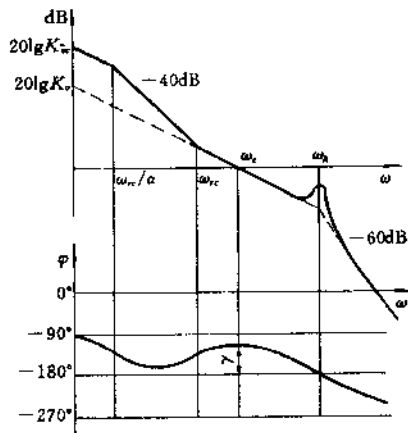


图 34.2-10 加入滞后校正的位置系统开环波德图

ω_c 处增加一个惯性环节后增加了相位滞后,随之减少了相位稳定裕量,而使频宽减小。

设计滞后网络装置主要是确定 ω_c 、 ω_h 及 α 。一般 α 选择不超过 10~20。从满足相位稳定裕量及增益稳定裕量出发,取 $K_s = 10 \sim 20\text{dB}$ 、 $\gamma = 40^\circ \sim 60^\circ$, ω_c 位于 ω_r 和 ω_h 之间的 -20dB/dec 区间。当 ω_c 确定后,取 $\omega_r = \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{5}\right)\omega_c$, 调整 ω_r 满足稳定裕量要求。

(B) 速度及加速度反馈校正 有加速度和速度反馈校正的电液位置控制系统方块图如图 34.2-11 所示。

速度反馈元件采用测速发电机,其传递函数为 K_{fs} ,它把液压马达转速转化为电压。在信号 $K_{fs}s\theta_m$ 后接一微分电路,将把液压马达加速度转换成电压,组成了加速度反馈元件,其传递函数为 $K_{fa}s^2$ 将速度信

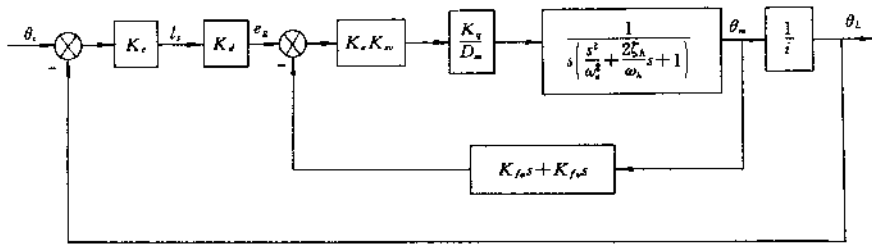


图 34.2-11 速度及加速度反馈校正的系统方块图

号和加速度信号合并后与信号电压 e_e 相比,构成速度和加速度反馈。

反馈校正回路的闭环传递函数为

$$\frac{\theta_m}{e_e} = \frac{K_d K_m K_q / D_m (1 + K_1)}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2 (1 + K_1)} + \frac{2\zeta_h + K_1 \omega_h}{\omega_h (1 + K_1)} s + 1 \right)} \quad (34.2-21)$$

式中 K_1 ——单有速度反馈校正时校正回路的开环增益,且

$$K_1 = \frac{K_d K_m K_q K_{fs}}{D_m} \quad (34.2-22)$$

K_2 ——单有加速度反馈校正时校正回路的开环增益,且

$$K_2 = \frac{K_d K_m K_q K_{fa}}{D_m} \quad (34.2-23)$$

整个位置系统开环传递函数

$$GH = \frac{K_m / (1 + K_1)}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2 (1 + K_1)} + \frac{2\zeta_h + K_2 \omega_h}{\omega_h (1 + K_1)} s + 1 \right)} \quad (34.2-24)$$

可见,如果只有速度反馈校正,即 $K_2 = 0$,系统的开环增益由 K_m 下降到 $K_m / (1 + K_1)$,固有频率由 ω_h 增加到 $\omega_h \sqrt{1 + K_1}$,阻尼比由 ζ_h 降低到 $\zeta_h \sqrt{1 + K_1}$,提高反馈回路外的增益 K_c ,可以补偿 K_m 的下降。图 34.2-12 是加入速度反馈后的系统开环波德图。

当只有加速度反馈时, K_c 、 ω_h 不变而阻尼比 ζ_h 提高,提高了稳定性。加速度反馈的实质是把输出位移变化率超前反馈,以阻止输出量的变化而形成阻尼。提高了系统等速输入时的平稳性。

将速度反馈和加速度反馈联合,适当选取 K_1 、 K_2 就可使阻尼系数增大,而压低谐振峰,加入速度、加速度反馈校正后,设系统的开环增益、谐振频率、阻尼比

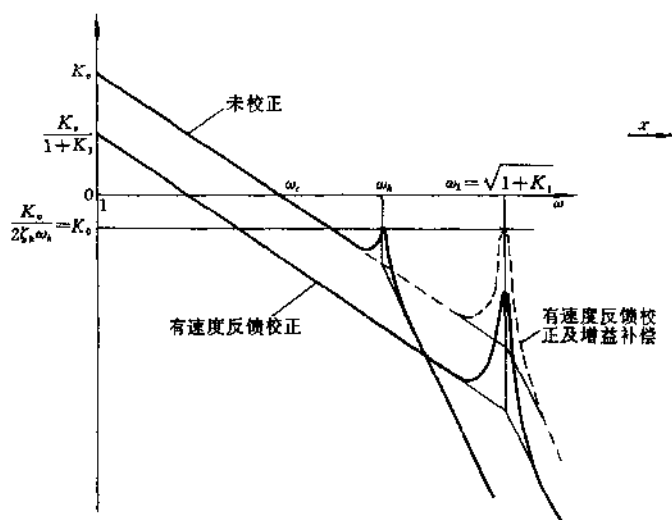


图 34.2-12 有速度反馈后的系统开环波德图

分别为 $K'_v, \omega'_h, \zeta'_h$ 时, 则

$$K_g = K'_v / 2\zeta'_h \omega'_h \quad (34.2-25)$$

$$\omega'_h = \omega_h \sqrt{1+K_1} \quad (34.2-26)$$

$$\zeta'_h = (2\zeta_h + K_2 \omega_h) / 2 \sqrt{1+K_1} \quad (34.2-27)$$

根据希望的 ω'_h, ζ'_h 求得 K_1, K_2 , 再进一步求出 K_{fa}, K_{fb} , 求出 K_v 可判定 K_u 的值, 通常 ζ'_h, ω'_h 有一定限度。要求增大后的 ω'_c 以 -20dB/dec 穿过零分贝线。图 34.2-13 是加入速度及加速度反馈后的系统开环波德图。液压系统总是二阶系统, 二阶以上系统用加速度反馈有利于平稳调速, 故常用这种校正。

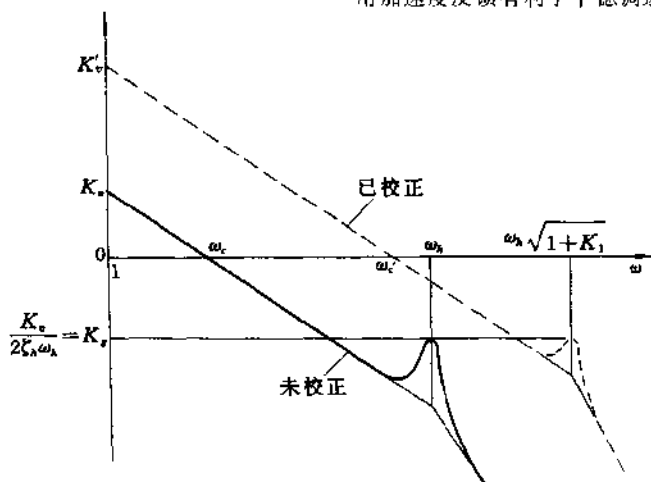


图 34.2-13 加入速度及加速度反馈的系统开环波德图

(3) 机液控制系统

机液控制系统没有任何电子元件, 具有结构简单, 工作可靠, 易维护的优点, 广泛应用于飞机助力操纵系统、汽车拖拉机液压转向以及机床的液压仿形刀架。

同样也存在明显的缺点: 没有电子元件就没有方便调整增益和增加校正环节的器件, 凡是机构均有间隙, 这些都影响系统的快速性和精度。

A. 机液控制系统的分析与组成

机液控制系统广泛应用在精度和响应要求一般的场合。图 34.2-14 和图 34.2-15 所示的是两种机液位置伺服系统。这两种典型装置都是由四通滑阀作液压放大元件,用液压缸作执行元件推动负载。通过输入位移使阀芯开启,油液进入液压缸,活塞运动又反馈回来与输入位移相减,并使阀芯关闭。

图 34.2-14 的反馈称为外反馈。通过杠杆综合输入和反馈,当杠杆位移量较小时,阀芯开口量可由图中连杆运动的三角关系求出

$$\frac{x_i + y}{a + b} = \frac{x_v + y}{b} \quad (34.2-28)$$

$$x_v = \frac{b}{a + b}x_i - \frac{a}{a + b}y \quad (34.2-29)$$

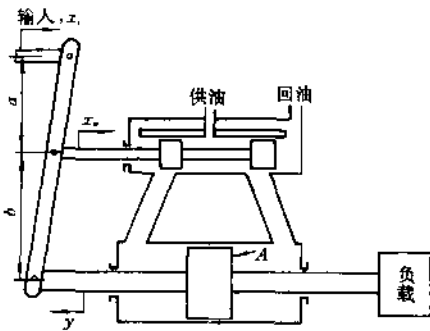


图 34.2-14 外反馈机液控制系统原理图

图 34.2-15 中的系统是由活塞运动直接使阀开口量减小而形成反馈,故称内反馈。阀芯偏离中间位置的距离(滑阀开口量) x_v 与输入 x_i 及输出 y 的关系为

$$x_v = x_i - y \quad (34.2-30)$$

机液控制系统的反馈连接是多种多样的,可以由凸轮、连杆、齿轮等构成,可以是直线或是回转运动,不管何种反馈连接,输入、输出和阀芯的位置的关系均可用下式表示

$$x_v = K_i x_i - K_f y \quad (34.2-31)$$

式中 K_i 、 K_f ——表示输入与反馈的放大系数。

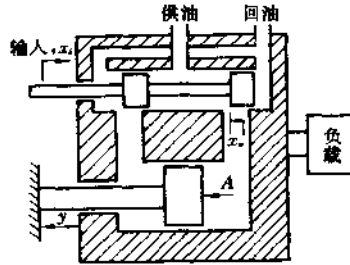


图 34.2-15 内反馈机液控制系统原理图

一般来说,当反馈机构是非线性,例如使用凸轮反馈机构时,为分析方便起见,式(34.2-31)应采用线性化后的表达式。

以图 34.2-14 为例进行分析,只考虑惯性负载时的情况。阀控缸传递函数为

$$x_p = \frac{\frac{K_g}{A_p}x_v - \frac{K_{fc}}{A_p^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{cr}} s \right) F_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (34.2-32)$$

由上式及(34.2-29)式画出系统结构方块图,如图 34.2-16 所示。

系统的开环传递函数为

$$GH = \frac{K_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (34.2-33)$$

式中 K_v ——开环速度放大系数

$$K_v = \frac{a}{a + b} \frac{K_g}{A_p} \quad (34.2-34)$$

利用劳斯判据的结论,系统的稳定条件为

$$\frac{K_v}{\omega_h} < 2\zeta_h \quad (34.2-35)$$

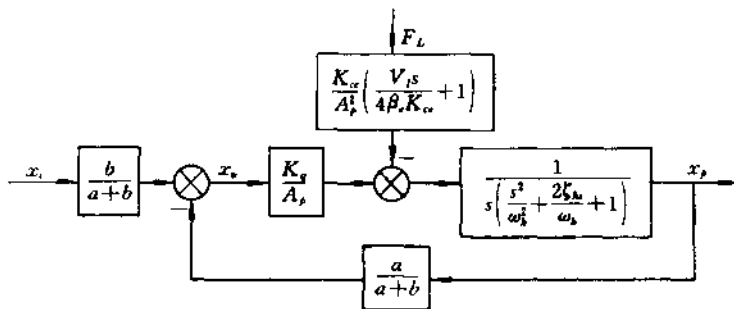


图 34.2-16 机液控制系统方块图

B. 系统的校正

一般在控制精度不高、频带宽度要求低的场合,不需采用校正装置就可满足要求。事实上,在其它控制参量要求较高的机液控制系统中,往往采用校正装置来提高系统性能,以满足使用性能的要求。如喷气发动机的速度控制系统,采用飞球转速计测量速度,并反馈一个信号来控制流入发动机的燃料流量,并且有一个机液的超前网络补偿发动机过大的滞后,以改善总的响应特性。这就是-一种液压机械校正元件。下面介

绍常见的机液校正元件。

阻尼器 流量通过节流口就消耗能量,用小液压缸及节流器组成如图 34.2-17 的机构,图(a)的节流孔开在活塞上称为阻尼器。图(b)中的节流孔是在缸外的油路上,称为外阻尼器。活塞运动过程中,活塞一侧的液体流量通过节流孔流向另一侧。流量通过节流孔产生压力降 $\Delta p = p_1 - p_2$ 。作用在活塞面积上形成阻碍活塞运动的阻尼力。阻尼力的大小为

$$F = A\Delta p \quad (34.2-36)$$

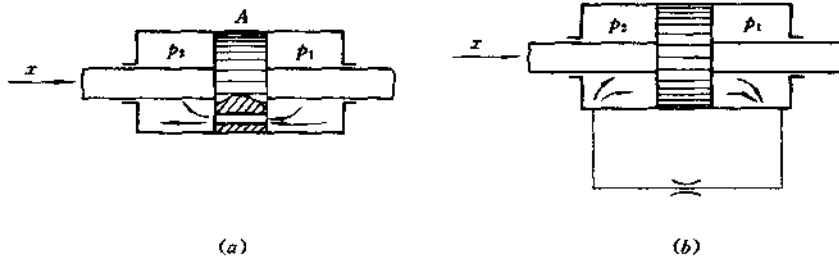


图 34.2-17 阻尼器结构原理图

根据层流流动计算公式, Δp 为

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{r}{2R} v^2 \quad (34.2-37)$$

式中 $\lambda = \frac{75}{Re}$, $Re = \frac{vd}{\nu}$, $q = Av$, $r = \frac{\mu}{\rho}$

$$\text{得 } \Delta p = \frac{150\nu\omega l}{\pi d^4} q = Rq \quad (34.2-38)$$

$$R = \frac{150\nu\omega l}{\pi d^4}$$

式中 R ——节流小孔液阻;

l ——节流孔长度;

d ——节流孔直径;

ν ——流经小孔的平均流速;

ρ ——液体密度。

$$F = ARq = A^2 Rv = B \frac{dx}{dt} \quad (34.2-39)$$

式中 B ——阻尼器阻尼系数

$$B = A^2 R \quad (34.2-40)$$

阻尼力的大小与活塞运动速度成正比,方向与活塞运动方向相反。

液压滞后校正元件 由液压阻尼器及弹簧组成的校正元件如图 34.2-18 所示。当输入量 x_i 缓慢变化时,输出量 x_0 仍然与输入量相等,因为有充分时间使油液通过阻尼孔,在活塞两侧保持液压均衡。当 x_i 变化迅速时,阻尼作用使 x_0 变化缓慢,弹簧伸长

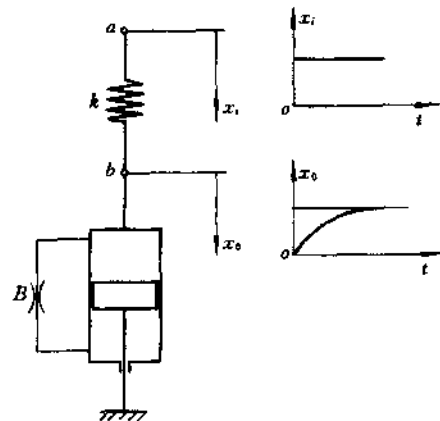


图 34.2-18 液压滞后校正元件

或压缩以补偿此压力差,输出量滞后于输入量。

在略去活塞的质量时,列出活塞液平衡方程

$$K(x_i - x_0) = B \frac{dx_0}{dt} \quad (34.2-41)$$

式中 B ——粘性阻尼系数; K ——弹簧刚度。

元件传递函数为

$$W(s) = \frac{1}{\frac{B}{K}s + 1} = \frac{1}{Ts + 1} \quad (34.2-42)$$

式中 T ——时间常数, $T = B/K$ 。

可视作惯性环节,即惯性校正元件。

液压超前校正元件 见图 34.2-19, 当输入量 x_i 变化很小时, 由于油液有足够时间经阻尼孔流向另一腔, 所以没有输出; 当输入量 x_i 变化很大时, 有足够阻尼力便有输出。可见输出 x_0 正比于输入速度, 反映输入 x_i 的微分, 这是一个微分环节。

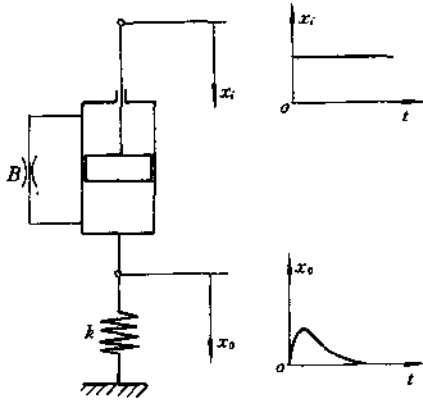


图 34.2-19 液压超前校正元件

阻尼器的阻尼系数为 B , 略去质量影响, 力平衡方程为

$$Kx_0 = B \frac{d(x_i - x_0)}{dt} \quad (34.2-43)$$

传递函数为

$$W(s) = \frac{s}{\frac{K}{B} + s} = \frac{T_s}{1 + T_s s} \quad (34.2-44)$$

式中 T ——时间常数, $T = B/K$ 。

34.2.2 电液速度控制系统

电液速度控制系统广泛应用在发电机组、机床、雷达天线、转台、炮塔等装备的速度控制。这些系统的输出量是速度, 速度控制就是把输出的速度经速度传感

器反馈给输入, 形成一个速度控制系统。

局部的速度反馈作为一个辅助回路出现在位置回路中, 可以提高系统的刚度, 减小主回路的某些参数变化的影响, 改善了系统的性能。这在电液位置控制系统中也是常见的。

(1) 电液速度控制系统的组成及控制方式

速度控制系统的组成及控制有多种方式, 在小功率控制时采用阀-马达组合的控制方式; 大功率的控制采用变量泵和液压马达的组合方式。

A. 伺服阀控制液压马达

由电液伺服阀、液压马达、积分放大器、速度传感器等组成的速度控制系统的原理图如图 34.2-20 所示。

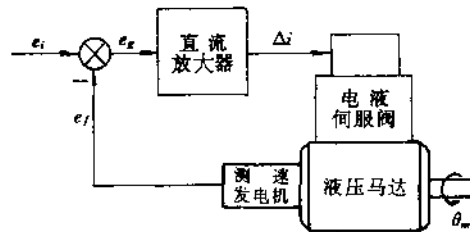


图 34.2-20 电液速度控制系统

B. 变量泵-定量马达开环控制

如图 34.2-21 所示。由变量泵的变量伺服控制机构构成位置控制系统进行控制。变量机构由控制轴向柱塞泵斜盘倾角的伺服阀、液压缸、比例放大器、位移传感器组成。这种控制方式是改变变量泵的斜盘倾角来控制供给液压马达的流量, 以此来调节定量液压马达的转速。由于是开环速度控制, 所以受负载和温度等因素变化的影响, 不能获得准确的速度控制, 适合于负载压力相对恒定的系统。

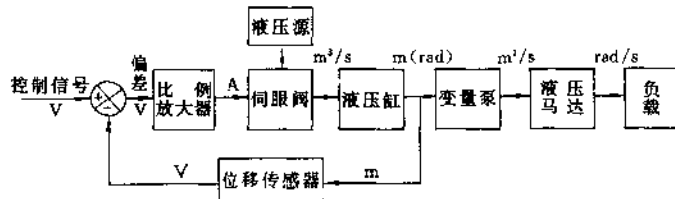


图 34.2-21 变量泵控制定量马达开环控制系统

C. 变量泵-定量马达闭环控制

如图 34.2-22 所示, 控制方式是在开环控制的基础上, 增加了速度传感器, 将液压马达转速进行反馈, 构成闭环控制。速度反馈信号与指令信号的差值经积分放大器加到变量伺服机构的输入端, 使泵的流量向

着减小速度误差的方向变化。采用积分放大器是使开环系统具有积分特性, 构成 I 型伺服系统。由于变量伺服机构的惯量很小, 液压缸-负载的谐振频率很高, 可看成积分环节, 整个系统的动态特性由变量泵-定量马达部分决定。

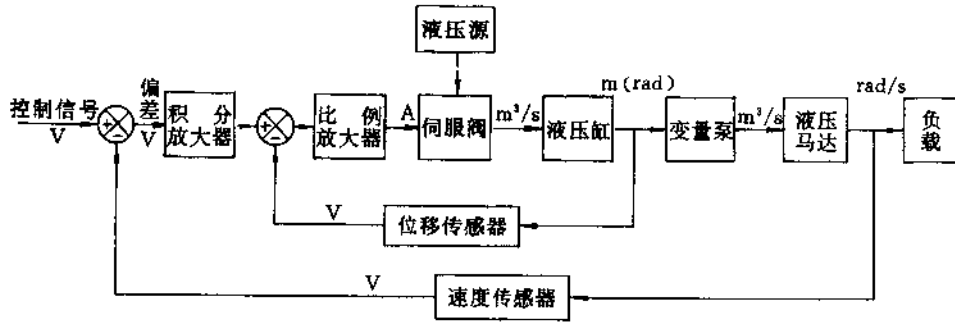


图 34.2-22 变量泵控制定量马达闭环控制系统

D. 无变量缸位置反馈的变量泵-液压马达闭环控制

如图 34.2-23 所示。图中去消位置反馈回路, 只保留液压马达速度信号的反馈回路。由于液压缸的积分作用, 系统中已包含一个积分环节, 所以放大器采用

比例放大器, 系统仍是 1 型系统, 系统的结构比图 34.2-22 简单, 但是伺服阀控缸环节少了一个位置闭环成为开环, 这一局部开环的精度比闭环的精度低, 加上开环刚度低, 所以变量泵的变量控制力矩变动时会引起误差。

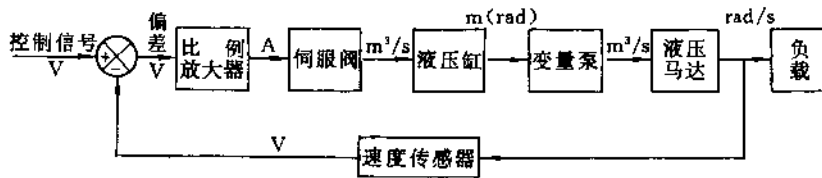


图 34.2-23 无变量缸位置反馈的泵控马达速度闭环控制系统

(2) 速度控制系统的分析与校正

A. 速度控制系统的分析

以图 34.2-23 的阀控马达为例进行分析, 系统的负载是惯性负载, 伺服阀略去其动态, 认为是一个比例环节, 该系统的方框图见图 34.2-24。

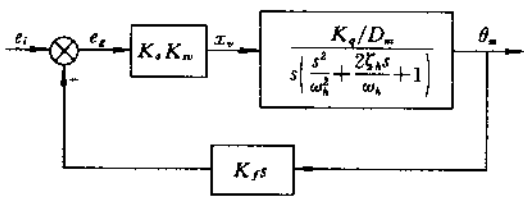


图 34.2-24 速度控制系统方块图

系统的开环传递函数为

$$GH = \frac{K_0}{\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1 \right)} \quad (34.2-45)$$

式中 K_0 为速度控制系统开环增益

$$K_0 = K_a K_v K_q K_f / D_m$$

这是一个零型系统, 对速度阶跃输入时, 速度偏差随速度增大而增大, 这是一个有差系统, 因此实际上是一个速度调节器。开环波德图如图 34.2-25 所示。

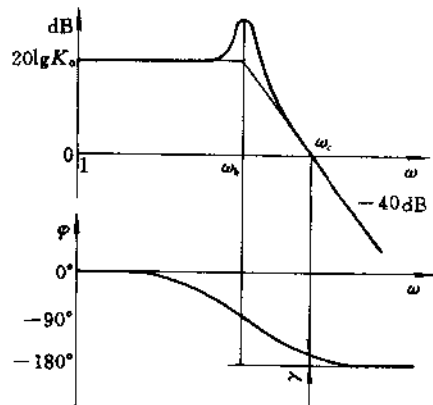


图 34.2-25 速度控制系统开环波德图

曲线以 -40dB/dec 穿过零分贝线, 所以穿越频率处相位裕量很小, 如果系统不作简化, 考虑到 ω_h 和 ω_c 之间

有其它滞后环节, 穿越频率 ω_c 之处的斜率将是 $-60\text{dB}/\text{dec}$ 或 $-80\text{dB}/\text{dec}$, 系统的相位滞后又将增加 90° 或 180° , 系统肯定是不稳定, 即使勉强稳定, 由于 K_0 的下降, 系统的精度下降。因此速度控制必须校正, 才能可靠稳定地工作。

B. 速度控制系统的校正

最简单的校正方法是在伺服阀前面的回路电子部分加上串联滞后校正网络, 相当于低频段增加了惯性环节。这时穿越频率附近的斜率为 $-20\text{dB}/\text{dec}$ 。图 34.2-26 是低频区增加一个时间常数 $T = RC$ 滞后校正环节的系统波德图。其开环传递函数为

$$GH = \frac{K_0}{(T_S + 1) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1 \right)} \quad (34.2-46)$$

由于 ζ_h 一般为 $0.1 \sim 0.2$, 从稳定条件出发 $K_0 \approx \omega_c \approx (0.1 \sim 0.2)\omega_h$ 。设计校正网络就是要确定 K_0 及 T , 由图 34.2-26 的几何关系得

$$\lg \omega_c = \lg(1/T) - \lg K_0 \quad (34.2-47)$$

即 $K_0 = T\omega_c$
 滞后网络的时间常数为

$$T = \frac{K_0}{\omega_c}, \quad T = RC$$

确定 ω_c 后选 K_0 及 T 再确定 R 及 C 。

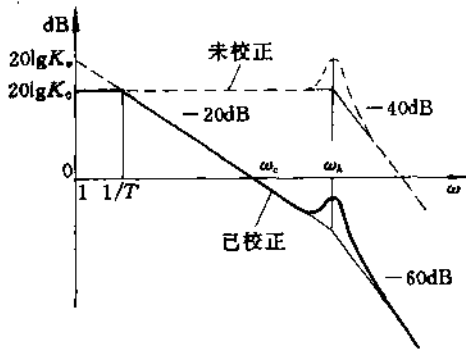


图 34.2-26 有串联滞后校正的速度控制系统波德图

经过校正的系统穿越频率比未校正的系统的穿越频率低, 使闭环响应速度变慢。

34.2.3 力(压力)控制系统

以输出力(或压力)为控制对象的伺服系统为力(或压力)伺服系统。输出力(或压力)与输入量成正比, 力伺服系统广泛应用于工业的材料试验机、线材或

带材张力控制、轧钢机的压下和车辆刹车装置。本系统具有精度高、响应速度快、功率大、结构紧凑和使用方便等优点。

在力控制系统中被控制量是力, 虽然在位置或速度控制系统中, 要带动负载运动也有力的输出, 但这种力不是被控制量而是取决于被控制量(位置、速度)和外负载力。同样在力控制系统中, 位移和速度取决于输出力和受力对象本身的状态。

(1) 力控制系统的组成

力控制系统的结构原理图如图 34.2-27 所示

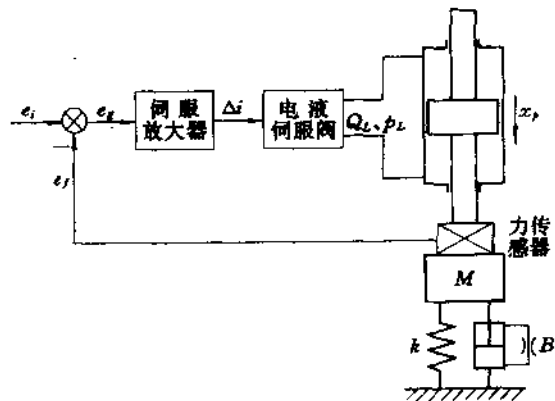


图 34.2-27 力控制系统原理图

系统由伺服放大器、电液伺服阀、液压缸和力传感器组成。伺服放大器接受指令信号推动电液伺服阀控制液压缸活塞运动输出负载力, 负载力由力传感器检测并转换成和负载力成比例的反馈电压, 其与指令信号相比较后的误差信号输入到伺服放大器控制伺服阀, 控制液压缸输出负载力, 使负载力向着减小误差方向变化, 直至负载力等于指令信号规定值为止。负载力与误差信号电压成比例。

本系统是力控制系统, 如果选用压力反馈伺服阀, 就可直接组成压力反馈回路, 就不需要力传感器。由于压力伺服阀产量少, 维修较困难, 而且反馈回路小, 包围的只有液压缸及伺服阀功率级阀芯, 其它元件均属于开环, 其精度不容易保证, 所以多数力控制系统仍采用流量伺服阀加力反馈大回路的类型。

(2) 控制系统的性能分析及校正

力控制系统中放大器、伺服阀部分的特性与位置、速度控制系统相似, 可以应用其结论。对于液压缸及负载的特性将作分析。

若负载质量是 M 、负载粘性阻尼是 B 和负载弹簧刚度是 k 时, 则基本方程为:

$$q_L = K_q x_v - K_i p_L \quad e_f = K_f F \quad (34.2-49)$$

$$q_L = A_p x_p + C_{ip} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \dot{p}_L \quad (34.2-48)$$

$F - A_p p_L = (Ms^2 + Bs + k)x_p$
力传感器的变换方程为

式中 K_f ——力传感器增益。

根据基本方程将图 34.2-27 的原理图画成图 34.2-28 的方块图。

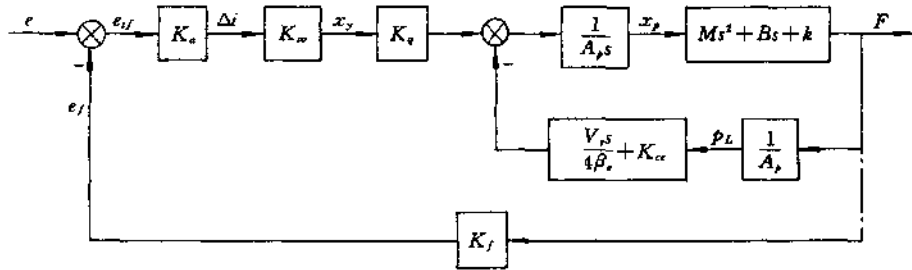


图 34.2-28 力控制系统的方块图

从阀芯位移 x_v 至力 F 的小闭环传递函数为

$$\frac{F}{X_v} = \frac{\frac{K_q A_p}{K_{ce}} \left(\frac{Ms^2}{K} + \frac{B}{k} s + 1 \right)}{\frac{V_t M}{4\beta_e K_{ce}} s^3 + \left(\frac{M}{k} + \frac{V_t B}{4\beta_e k K_{ce}} \right) s^2 + \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} + \frac{B}{k} + \frac{A_p^2}{k K_{ce}} \right) s + 1} \quad (34.2-50)$$

令 $k_h = \frac{4\beta_e A_p^2}{V_t}$ ——液压弹簧刚度

$\omega_2 = \sqrt{\frac{k}{M}}$ ——振荡频率

$\zeta_2 = \frac{B}{2} \sqrt{\frac{1}{kM}}$ ——阻尼比

取 $\omega_1 = \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(\frac{k k_h}{k + k_h} \right)$

$\omega_3 = \sqrt{\frac{k + k_h}{M}}$

$\zeta_3 = \frac{B}{2} \sqrt{\frac{1}{M(k + k_h)} + \frac{k_h^2 K_{ce}}{2A_p^2(k + k_h)}} \times \sqrt{\frac{M}{k + k_h}}$

满足

$$\frac{B}{k} \approx \frac{M k_h K_{ce}}{A_p^2 (k + k_h)}$$

有 $\frac{B}{k} = \frac{2\zeta_2}{\omega_2} \cdot \frac{M k_h K_{ce}}{A_p^2 (k + k_h)} = \frac{\omega_1}{\omega_2^2}$

即 $\zeta_2 \approx \frac{\omega_1}{2\omega_2}$

因而可将式(34.2-50)近似分解为

$$\frac{F}{X_v} = \frac{\frac{K_q A_p}{K_{ce}} \left(\frac{s^2}{\omega_2^2} + \frac{2\zeta_2}{\omega_2} s + 1 \right)}{\left(\frac{s}{\omega_1} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_3^2} + \frac{2\zeta_3}{\omega_3} s + 1 \right)} \quad (34.2-51)$$

系统的开环传递函数为

$$GH = \frac{K_v \left(\frac{s^2}{\omega_2^2} + \frac{2\zeta_2}{\omega_2} s + 1 \right)}{\left(\frac{s}{\omega_1} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_3^2} + \frac{2\zeta_3}{\omega_3} s + 1 \right)} \quad (34.2-52)$$

式中 $K_v = K_a K_{ce} K_f A_p K_q / K_{ce}$

因为 $K_{ce} \approx K_i$, $\frac{K_q}{K_{ce}} = K_p$,

所以 $K_v = K_a K_{ce} K_f A_p K_p \quad (34.2-53)$

开环系统中出现压力增益,说明系统输出是力。力控制系统的开环波德图如图 34.2-29 所示。

由于力控制系统的开环传递函数中有一个二阶微分环节,对于不同负载工况的开环波德图有很大差别。下面就两种负载工况来讨论近似的方法。

$k \gg k_h$ ——这时在 $k + k_h$ 中可以略去 k_h

$$\omega_1 \approx \frac{k_h K_{ce}}{A_p^2}, \quad \omega_3 \approx \sqrt{\frac{k}{M}} = \omega_2$$

$$\zeta_3 = \frac{B}{2} \sqrt{\frac{1}{kM}} = \zeta_2$$

开环传递函数中的二阶微分环节与二阶振荡环节抵消,仅剩惯性环节,由于 ζ_3 很小, ω_2 与 ω_3 很接近, ω_3 处的谐振峰也不利于稳定。

$k_h \gg k$ ——这时 $k + k_h$ 项中可略去 k

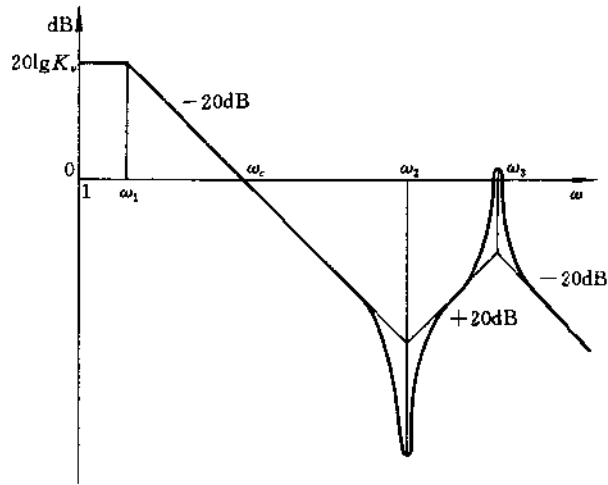


图 34.2-29 力控制系统开环波德图

$$\omega_1 \approx \frac{kK_{ic}}{\Lambda_p^2}, \quad \omega_3 \approx \sqrt{\frac{k_h}{M}} > \omega_2$$

ω_3 与 ω_2 的距离加大, 当 k 很小而 ω_1 相对于其它频率很小时, 可以把惯性环节看成积分环节。

未经校正的电液力控制系统是一个零型系统, 开环增益 K_v 中有压力增益 K_p , 因为流量伺服阀中 K_p

很高, 所以 K_v 很大(为了保证稳定性要降低 K_v 及 K_p , 以降低 K_v)。阻尼系数 ζ_3 很低, 谐振峰值会超过零分贝线。为了系统稳定, 需要校正。通常在 ω_2 前加一个 $\frac{1}{(\frac{s}{\omega_4} + 1)^2}$ 环节以保证稳定。图 34.2-30 是其波德图。

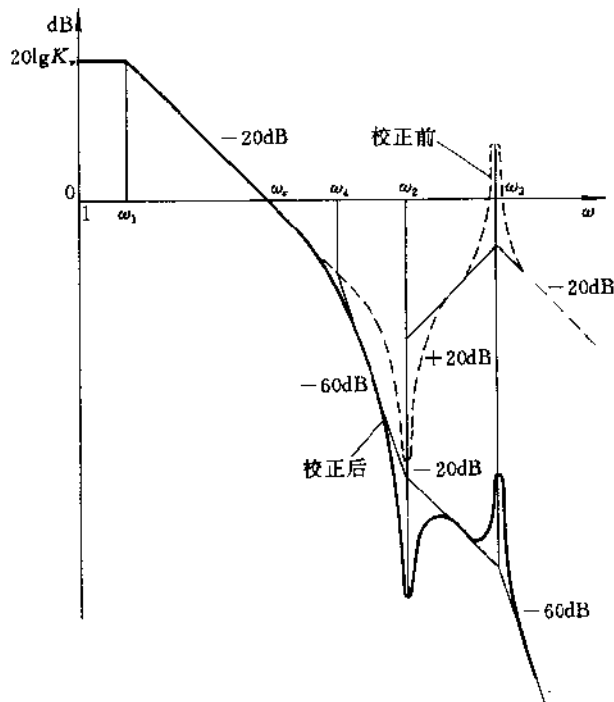


图 34.2-30 加校正后的力控制系统开环波德图

34.3 电液控制系统设计

设计电液控制系统是要在保证系统各项特性都满足要求的前提下,寻找简单、可靠、经济耐用的结构方案。设计电液控制系统牵涉到电、机械、液压、试验、工艺等多方面的知识。下面仅叙述设计要点。

34.3.1 明确设计要求

电液控制系统是控制对象——主机的一部分,服务于主机,因此要满足主机的工作要求,而主机的工作要求由使用部门汇同生产、设计部门共同确定。其内容有以下几方面。

(1) 负载分析

通常负载类型有惯性负载、弹性负载、摩擦或阻尼负载及其它外力矩负载。设计时要知道受力情况、运动规律并画出负载工况图。

(2) 控制性能要求

- 确定控制物理量的性质及控制类型——判定是位置控制、速度控制或是力控制系统;明确控制类型是模拟控制或是数字控制。

- 明确稳态品质要求——确定在给定负载条件下允许的静态误差及静态刚度。

- 明确动态品质指标——主要是过渡过程时间、稳定裕量、超调量、振荡次数及频宽。

(3) 工作环境要求及其它

- 明确工作环境条件——主要有环境温度及允许温度变化范围、湿度。

- 能源类型及要求——能源类型是指原动机种类及液压能源。包括压力、功率的要求。

- 其它要求及限制——其中有耐冲击度、振动、外形尺寸、重量及成本的要求。

34.3.2 方案选择

(1) 拟定控制方案

根据设计要求,如控制功率的大小、动态指标的高低、环境条件及价格等,决定采用开环或是闭环;泵控还是阀控;执行元件是液压马达还是液压缸;机液控制或是电液控制。

(2) 画出系统原理图

为满足设计要求,在构成原理图时,要确定各个元件并考虑系统各个元件之间的相互关系。如输入信号发送器和反馈传感器的方式,采用不同方式则其系统电子部分的方框图也会随之不同。

34.3.3 静态计算

(A) 负载计算

- 确定负载数据及工况图。

- 根据负载工况按最佳匹配设计液动力元件,确定液压执行元件主要参数(液压缸活塞面积或液压马达排量)及液压放大元件主要参数(阀的节流口面积及空载流量或泵的最大流量)。

(B) 根据最大流量和最大压力设计或选择所需各液压元件。

(C) 选择系统中其它电放大元件、反馈元件、传感器。除满足规格要求外,还应根据系统允许的误差合理分配给各元件,考虑到元件的精度及零漂等。通常同一系统中元件的精度等级应该是相同的。

34.3.4 动态计算

- 分析各元件的动态特性,画出系统方块图,求出系统传递函数,画出系统开环波德图,分析稳定性及稳定裕量,计算闭环频宽。

- 计算系统开环增益,静态误差。

- 如不满足设计要求,进行校正,直到满足为止。

34.3.5 选择液压能源及原动机

选择液压能源的主要依据是系统所需要的供油压力及最大流量。能源流量应大于负载最大流量与总泄漏流量之和且略有裕量。并注意到油液的清洁度及空气含量应满足要求。至于原动机,应视主机的情况决定,如车辆或行走机械上的原动机多为内燃机,在固定设备中常用电动机。总而言之,原动机转速、功率等都应得到充分利用,以利于节能。

34.4 电液控制系统设计实例

34.4.1 电液位置控制系统

设有一数控机床工作台的位置需要连接控制,其技术要求

指令速度信号输入时引起的速度误差为

$$e_v = 5 \text{ mm}$$

干扰为位置输入时引起的位置误差

$$e_{pl} = \pm 0.2 \text{ mm}$$

给定设计参数为

| | |
|---------|------------------------------|
| 工作台质量 | $m = 1000 \text{ kg}$ |
| 最大加速度 | $a_{\max} = 1 \text{ m/s}^2$ |
| 最大行程 | $S = 50 \text{ cm}$ |
| 最大速度 | $v = 8 \text{ cm/s}$ |
| 工作台最大摩擦 | $F_f = 2000 \text{ N}$ |
| 最大切削力 | $F_t = 500 \text{ N}$ |
| 供油压力 | $p_s = 6.3 \text{ MPa}$ |
| 反馈传感器增益 | $K_f = 1 \text{ V/cm}$ |

确定系统的主要参数。

(1) 确定系统方案

采用图 34.4-1 的伺服阀控制液压缸的系统结构。

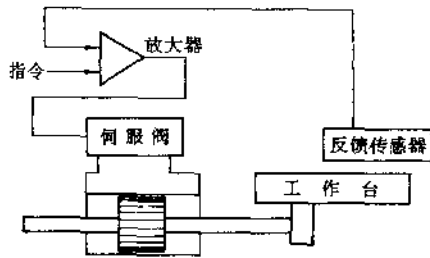


图 34.4-1 伺服阀控制液压缸系统

(2) 确定工作台速度和负载力的关系

负载力由切削力 F_c 、摩擦力 F_f 和惯性力 F_a 等组成。惯性力 F_a 按最大加速度考虑

$$F_a = ma_{\max} = 1000 \text{ N}$$

系统在最恶劣的负载条件下工作时的总负载力 $F = 3500 \text{ N}$ 。工作台速度和负载力的关系曲线如图 34.4-2 所示。

(3) 确定液压缸有效工作面积 A 和结构尺寸 D, d

令负载压力 $p_L = \frac{2}{3} p_s$ ，因为 $F = Ap_L$ ，所以

$$A = \frac{3F}{2p_s} = 8.3 \text{ cm}^2$$

现确定液压缸活塞直径 D 及活塞杆直径 d 。因为 $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ ，取 $d/D = 0.5$ 代入上式得

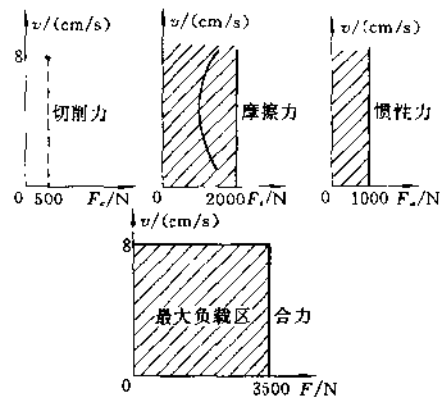


图 34.4-2 工作台速度和负载力的关系曲线

$D = 3.75 \text{ cm}$ ，圆整取 $D = 4 \text{ cm}$ ， $d = 2.2 \text{ cm}$

校核有效工作面积 A 得 $A = 8.04 \text{ cm}^2$ ，取 $A = 8 \text{ cm}^2$ 。

(4) 确定伺服阀规格

最大速度工况时负载压降为 $p_L = \frac{F}{A} = 4.375 \text{ MPa}$

伺服阀压降 $\Delta p_v = p_s \cdot p_L = 1.925 \text{ MPa}$

负载流量 $q_L = v_m \times A = 3.84 \text{ L/min}$

查伺服阀样本，阀压降 7 MPa ，额定电流 I_R 为 30 mA 时，流量为 8 L/min 的伺服阀就可满足 $p_s = 1.925 \text{ MPa}$ ，输出流量 $q_L > 3.84 \text{ L/min}$ 的要求。

(5) 确定系统传递函数

伺服阀控制液压缸系统的方块图如图 34.4-3 所示。

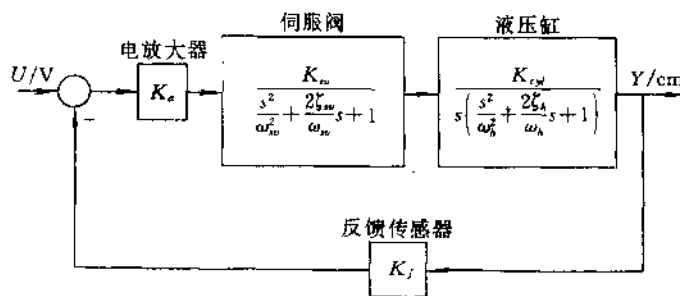


图 34.4-3 伺服阀控制液压缸系统方块图

(A) 电液伺服阀的传递函数

额定流量 8 L/min 的伺服阀在供油压力 $p_s = 6.3 \text{ MPa}$ 时的空载流量为 7.6 L/min ，阀的增益为

$$K_m = \frac{7.6 \text{ L/min}}{30 \text{ mA}} = 4216 \text{ cm}^3/\text{s} \cdot \text{A}$$

伺服阀生产厂提供了 $\omega_{sv} = 600 \text{ rad/s}$ ， $\zeta_{sv} = 0.5$ 的

数值。

电液伺服阀的传递函数

$$G_v(s) = \frac{4216}{s^2 + \frac{2 \times 0.5}{600}s + 1}$$

(B) 液压缸的传递函数

$$K_{ord} = \frac{1}{A} = 0.125 \text{ L/cm}^2$$

设 $\beta_p = 700\text{MPa}$, $V_t = A \times S = 400 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_p A^2}{V_t m}} = 67 \text{ rad/s}$$

取 $K_{ce} = 0.0258 \text{ cm}^2/\text{s} \cdot \text{N}$, 代入 ζ_h 式中得

$$\zeta_h = \frac{K_{ce} m \omega_h}{2A^2} = 0.138$$

所以得到液压缸的传递函数为

$$G_{ord}(s) = \frac{0.125}{s \left(\frac{s^2}{67^2} + \frac{2 \times 0.138}{67}s + 1 \right)}$$

(C) 反馈传感器的传递函数

$$G_f(s) = 1 \text{ V/cm}$$

(D) 向放大器的传递函数待定

$$G_a(s) = K_a$$

(E) 系统的开环增益

$$K_v = K_a K_v K_{ce} K_f = K_a \times 4216 \times 0.125 \times 1 = 527 K_a$$

根据系统判别稳定条件 $2\zeta_h \omega_h = 0.276 \omega_h$, K_v 应 $< 2\zeta_h \omega_h$, 取 $K_v = 0.25 \omega_h = 17 \text{ rad/s}$ 代入前式得

$$K_a = \frac{K_v}{527} = 0.032 \text{ A/V}$$

(6) 系统波德图

绘制的系统波德图如图 34.4-4 所示。

从图中可见, 系统频宽 f_{3dB} 时, 稳定裕量为 5dB 和 90° 。

(7) 计算系统稳态误差

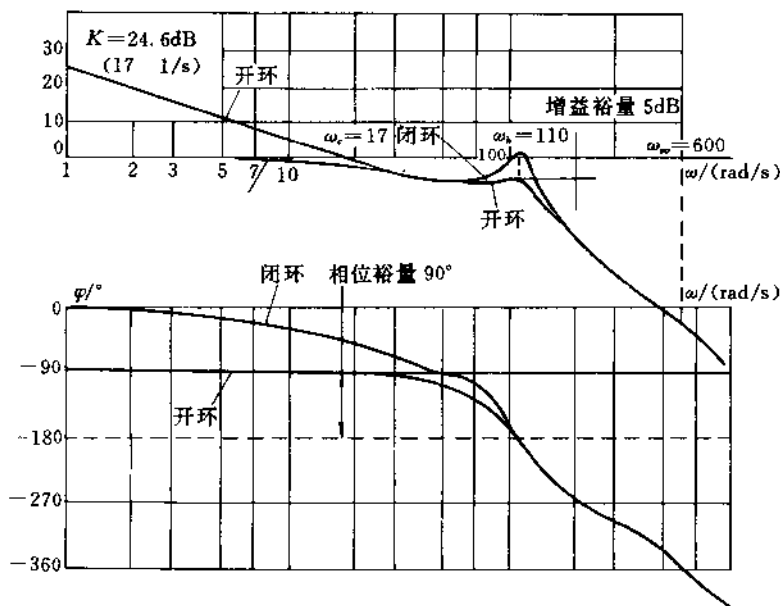


图 34.4-4 系统波德图

• 指令输入最大速度 $v = 8 \text{ cm/s}$ 时的误差为

$$e_v = \frac{v}{K_t} = 0.47 \text{ cm}$$

• 干扰输入引起的误差: 干扰有伺服放大器温度零飘、伺服阀的零飘和磁滞及执行元件的不良灵敏度等, 将其总和折合成伺服阀输入电流的干扰为 $f = \pm 0.02 I_R$, 对这个干扰来说, 系统属于 O 型, 当其在一段

段时间内为常量时, 系统的位置误差为

$$e_{pf} = \frac{f}{K_a K_f} = \pm 0.0188 \text{ cm}$$

可见, 系统达到了原定设计指标。

34.4.2 电液速度控制系统

速度控制系统给定设计参数为

$$\text{负载转动惯量} \quad J = 0.43 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

| | | | |
|---------|---|---------------------------|-----------------------|
| 最大负载转矩 | $T = 49 \text{ N}\cdot\text{m}$ | 跟踪精度 | $\pm 1 \text{ r/min}$ |
| 转速范围 | $n = 34 \sim 195 \text{ r/min}$ | 完成准确跟踪的时间 | 0.9 s |
| 供油压力 | $p_s = 7.84 \text{ MPa}$ | (1) 决定系统控制方案 | |
| 速度传感器增益 | $K_h = 0.19 \text{ V}\cdot\text{s/rad}$ | 采用如图 34.4-5 所示的伺服阀控制液压马达的 | |
| 性能指标为 | | 阀控系统。 | |

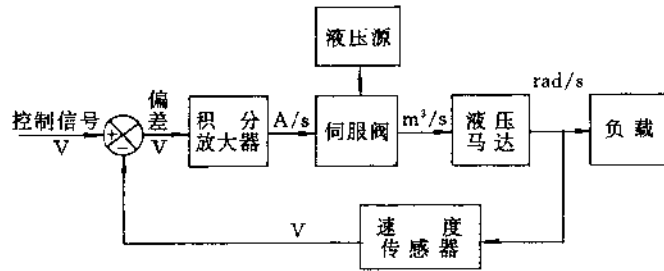


图 34.4-5 伺服阀控制液压马达系统

(2) 确定马达排量

取 $p_L = \frac{2}{3} p_s \approx 5.2 \text{ MPa}$, 则马达排量为

$$D_m = \frac{T \cdot 2\pi}{p_L} = 59 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{r}$$

或 $D_m = \frac{59 \times 10^{-6}}{2\pi} = 94 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{rad}$

选取 BM1-10 摆线液压马达, 其排量为 $D_m = 102 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{r}$ 或 $D_m = 163 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{rad}$ 。

(3) 选择伺服阀规格

伺服阀流量为: $q = n_{\max} D_m = 20 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$

此时阀的压降为: $\Delta p = p_s - p_L = 2.56 \text{ MPa}$

查伺服阀样本, 选用 QDY-C63 型, 额定电流 I_R 为 30mA, 供油压力为 13.7MPa 时的额定空载流量为 $1.05 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 。

(4) 确定传递函数

系统的方块图见图 34.4-6。

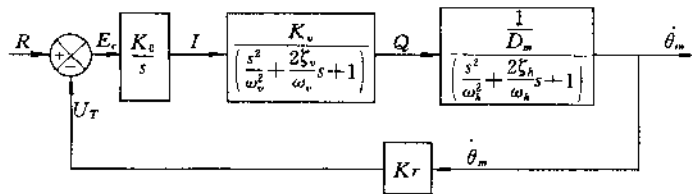


图 34.4-6 系统方块图

(A) 电液伺服阀的传递函数

伺服阀的增益

$$K_{sv} = \frac{1.05 \times 10^{-3}}{0.03} = 3.5 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}\cdot\text{A}$$

由样本得 $\omega_{sv} = 340 \text{ rad/s}$, $\zeta_{sv} = 0.7$

于是电液伺服阀的传递函数为

$$G_{sv}(s) = \frac{3.5 \times 10^{-2}}{s^2 + \frac{2 \times 0.7}{340} s + 1}$$

(B) 液压马达的传递函数

马达油腔容积与伺服阀到马达间容积之和为 V , $= 50 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, 又取 $\beta_e = 690 \text{ MPa}$

则 $\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e D_m^2}{VJ}} = 183 \text{ rad/s}$

取 $\zeta_h = 0.2$, 于是液压马达的传递函数为

$$G_m(s) = \frac{0.62 \times 10^5}{s \left(\frac{s^2}{183^2} + \frac{2 \times 0.2}{183} s + 1 \right)}$$

(C) 速度传感器的传递函数

$$G_{fs}(s) = 0.19 \text{ V}\cdot\text{s/rad}$$

(D) 积分放大器的传递函数

$$G_a(s) = \frac{K_a}{s}$$

(5) 绘制系统波德图

绘制的系统波德图如图 34.4-7 所示。

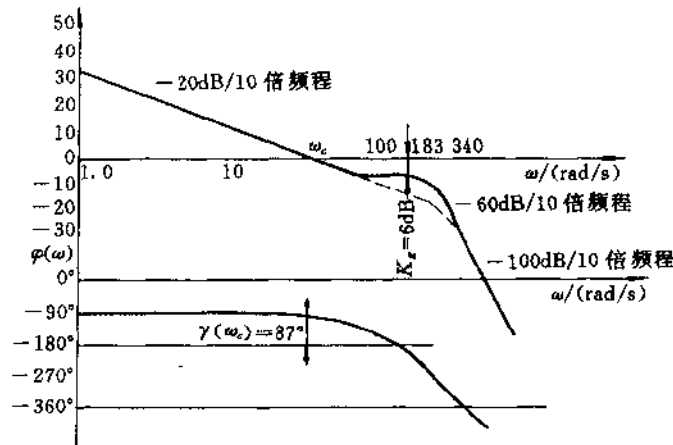


图 34.4-7 系统波德图

由图可见,为了满足系统稳定性的条件,取开环频率特性的相位滞后 180° 点上的幅值裕量为 6 分贝,此时相角稳定裕量为 87° ,由于幅值稳定裕量不能减小,所以穿越频率不能再增加。

(6) 确定系统开环增益及积分放大器增益

开环增益 $K_0 = K_a K_r K_{fv} 1/D_m$

由系统波德图知,在区间 $\omega \ll \omega_c$ 内, $L(\omega)$ 是一条斜率为 -20dB/dec 的直线,所以 $K_0 \approx \omega_c = 34\text{rad/s}$,求得积分放大器的增益为

$$K_a = \frac{\omega_c D_m}{K_r K_{fv}} = 0.0835 \text{ A/s} \cdot \text{V}$$

(7) 速度控制系统的开环传递函数

系统的开环传递函数为

$$G(s) = \frac{34}{s \left(\frac{s^2}{340^2} + \frac{2 \times 0.7}{340} s + 1 \right) \left(\frac{s^2}{183^2} + \frac{2 \times 0.2}{183} s + 1 \right)}$$

(8) 计算系统的稳态误差

因为系统是 I 型系统,对速度指令信号误差为零,满足了跟踪精度为 $\pm 1\text{r/min}$ 的要求。

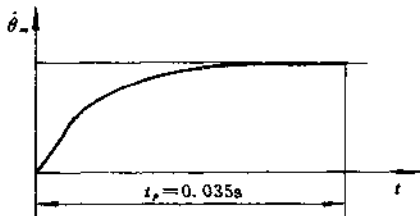


图 34.4-8 系统对阶跃信号的响应曲线

(9) 系统的仿真实验

由试验结果可见,现有系统是稳定的,没有超调,但上升过程有几次小的振荡。过渡过程在 0.1 秒以内结束,完全满足在 0.9 秒内完成准确跟踪的任务。

34.4.3 力控制系统

现要求设计一个如图 34.3-27 的力控制系统。其设计参数及性能指标为

| | |
|----------------|--------------------------------|
| 拉伸和压缩状态下的最大负载力 | $F_m = 90000\text{N}$ |
| 输入指令信号下控制精度 | $\pm 5\%$ |
| 液压缸最大行程 | $S = 10\text{cm}$ |
| 负载弹簧刚度 | $k = 9000 - 180000\text{N/cm}$ |
| 负载质量 | $M = 450\text{kg}$ |
| 供油压力 | $p_s = 17.5\text{MPa}$ |
| 系统时间常数 | $\tau_1 = 10\text{s}$ |

(1) 液压缸的确定

根据力控制系统的控制特性,系统要在供油压力的 95% 状态下工作取负载压力 $p_L = 0.95 p_s = 16.625\text{MPa}$,则液压缸有效工作面积 $A = F_m / p_L = 54.2\text{cm}^2$,令 $d/D = 0.5$,则 $D = 9.59\text{cm}$,取 $D = 10\text{cm}$, $d = 5.5\text{cm}$,校核得 $A = 54.78\text{cm}^2$ 。

(2) 选择电液伺服阀

为满足输出负载力动态性能的要求,从低负载弹簧状态求出活塞运动最大速度。当无超调的时间常数控制在 10 秒以内时的特性曲线如图 34.4-9 上的抛物线。

对于弹簧刚度为 9000N/cm 的弹簧力,最大负载

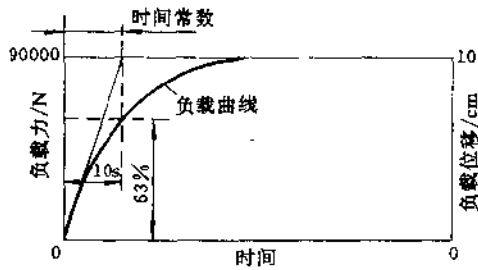


图 34.4-9 理想的过渡曲线

力 9000N 是由 10cm 的活塞行程产生。则最大行程速度 v_m 是以时间常数为 10 秒计算的

$$v_m = \frac{S}{\tau_1} = 1 \text{ cm/s}$$

最大流量 $q_m = v_m A = 54.78 \text{ cm}^3/\text{s}$

处于最大负载的 63% 时, 负载所需要的压力

$$p_L = 16.625 \text{ MPa} \times 63\% = 3.286 \text{ MPa}$$

此外, 在活塞小位移时, 用极小的压力差即可推动负载, 为充分利用伺服阀的流量, 现选定压力降为 7MPa, 输出流量为 3.8l/min 的伺服阀。设阀的流量增益 K_q , 压力-流量增益 K_c 分别为

$$K_q = 0.45 \text{ (m}^3/\text{s)/m}$$

$$K_c = 0.98 \times 10^{-12} \text{ (m}^3/\text{s)/(N/m}^2\text{)}$$

$$\text{压力增益 } K_p = \frac{K_v}{K_c} = 4.6 \times 10^{11} \text{ (N/m}^2\text{)/m}$$

阀的额定电流 $I_R = 150 \text{ mA}$, 输出位移 $x_v = 0.038 \text{ cm}$, 增益为

$$K_f = \frac{x_v}{I_R} = 2.54 \times 10^{-6} \text{ m/mA}$$

(3) 力反馈传感器

输入力为 $F_f = 113000 \text{ N}$, 输出电压为 $V_f = 0.01 \text{ V}$, 其增益为

$$K_f = \frac{V_f}{F_f} = 8.8 \times 10^{-6} \text{ V/N}$$

(4) 静态特性

为得到 $\pm 5\%$ 静态控制精度, 开环增益

$$K_0 = \frac{1}{0.05} = 20$$

取 $K_0 = 25$, 电放大器增益

$$K_a = \frac{K_0}{K_f A K_i K_p} \approx 4 \times 10^{-4} \text{ mA/V}$$

(5) 动态特性

为了确定 ω_1, ω_3 , 要计算油的压缩性, 设油路的阻尼系数 $C = \frac{V}{4\beta_e}$, 其中 V 是液压缸的总油腔容积, 为确

保行程充裕, 选择工作行程大于 10cm 行程的液压缸, 取行程为 $x = 15 \text{ cm}$ 的液压缸, 计算液压缸容腔 $V = \Delta x = 8.22 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, 假设 $\beta_e = 14 \times 10^8 \text{ Pa}$, 则此时油路阻尼系数 $C = 0.146 \times 10^{-12} \text{ m}^3/(\text{N/m}^2)$ 。根据油的压缩性, 计算弹性系数

$$\begin{aligned} \frac{A^2}{C} &= \frac{4\beta_e A^2}{V} = 20.55 \times 10^7 \text{ m} \cdot \text{N/m}^2 \\ &= 20.55 \times 10^5 \text{ N/cm} \end{aligned}$$

把这个值与 k 比较, 可知控制系统在 $\frac{A^2}{C} \gg k$ 的情况下工作, 负载弹簧 $k = 180000 \text{ N/cm}$ 时

$$\omega_1 = \frac{k K_c}{A^2} = 0.477 \text{ rad/s}$$

负载弹簧 $k = 9000 \text{ N/cm}$ 时

$$\omega_1 = \frac{k K_c}{A^2} = 0.0238 \text{ rad/s}$$

取开环增益为 25, 根据开环放大特性求出穿越频率:

负载弹簧 $k = 180000 \text{ N/cm}$ 时

$$\omega_c = 25 \times 0.477 \approx 12 \text{ rad/s}$$

负载弹簧 $k = 9000 \text{ N/cm}$ 时

$$\omega_c = 25 \times 0.0238 \approx 0.6 \text{ rad/s}$$

输入为阶跃函数的系统响应时间(即达到输出最终值的 63% 的时间)大约等于 $1/\omega_c$, 即 $k = 180000 \text{ N/cm}$ 时, $T_c = 1/\omega_c \approx 0.083 \text{ s}$, 而当 $k = 9000 \text{ N/cm}$ 时, $T_c = 1/\omega_c \approx 1.67 \text{ s}$ 。

和前面规定的指标相比, 此响应时间非常短, 能够满足要求。

频率 ω_2, ω_3 与负载质量有关, 由负载弹簧刚度的最大值决定。

$k = 180000 \text{ N/cm}$ 时, 弹簧的计算频率为

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k}{M}} = 197 \text{ rad/s}$$

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{A^2}{CM}} = 675 \text{ rad/s}$$

对应于 ω_3 的阻尼比

$$\zeta_3 = \frac{K_c}{2A} \sqrt{\frac{4\beta_e M}{V}} = 0.005$$

ω_3 的共振峰值超过了图 34.4-10 所示的零分贝轴, 这是造成系统不稳定的原因。为此在 ω_2 前的一个频率处加入一个校正网络 $\frac{1}{s(\frac{s}{\omega_4} + 1)}$, 使得系统的超调量减少。

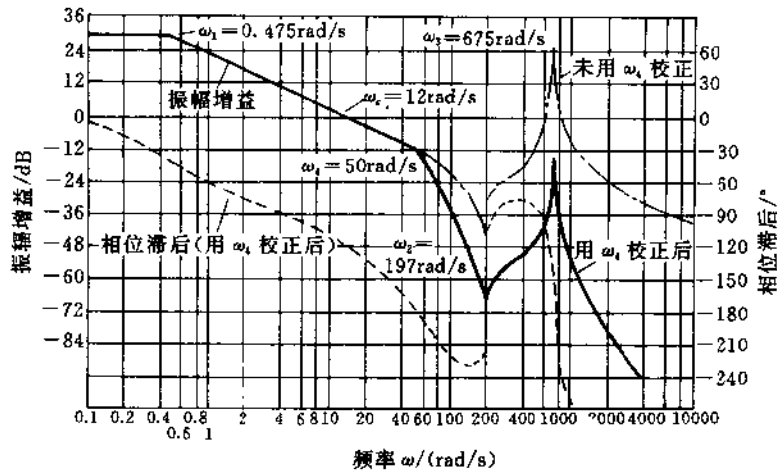


图 34.4-10 $k = 180000\text{N/cm}$ 弹簧的开环波特图

34.5 典型电液控制系统

34.5.1 恒流源机液伺服系统——汽车液压动力转向器

(1) 汽车液压动力转向器原理

汽车液压动力转向器本身有两个作用,第一是分配由转向油泵所给予的能量;其次是把上述能量转变成作用于转向杆上的机械能。转向助力作用由转向器的方向盘控制。

图 34.5-1 是汽车液压动力转向器原理图。其基本工作原理是:汽车发动机直接驱动转子泵 10,通过进油软管从油箱 9 中把油吸出,并经限流阀 12 和管路将液压油送到液压动力转向器中。在液压动力转向器的回油口,液压油通过回油管被送回油箱 9。

汽车直线行驶时,转子泵的输出压力,仅是克服四通阀正开口的零位液阻所需压力 p_0 ,一般是 0.2~0.5 MPa。转向时,方向盘 1 带动滚珠丝杠 2,滚珠丝杠又带动滚珠螺母 4 转动。如果滚珠螺母 4 在滚珠丝杠 2 的作用下逆时针偏转,滑阀阀芯 6 在其作用下向右位移,滑阀控制口 2、4 关小,1、3 开大。来自泵的液压油进入活塞 5 左腔,推动活塞右移。活塞上齿条作用于垂臂的齿轮,带动垂臂顺时针转动,垂臂驱动转向杆推动转向轮实现转向。活塞右移的同时又使滚珠螺母顺时针转动,使滑阀阀芯 6 又回到中位。液压系统最高压力,由系统中安全阀 11 的调定压力所限制,最大流量由限流阀 12 的调定流量所限制。

在转向过程中系统压力随转向负载的大小而变化,这一压力的变化经滑阀上阻尼孔传递到滑阀芯 6 两端,从而在方向盘上可感知到转动方向盘时用力大小的变化,这种感知叫路感。

汽车液压动力转向器采用的恒流源四通阀,其特性与恒压源四通阀的有很大差异,现将恒流源四通阀特性阐述如下:

(2) 恒流源四通阀综合静特性

一个供油压力 p_s 可变,供油流量 Q_s 不变的恒流液压源与一正开口的控制阀可组成一恒流源液压放大元件。图 34.5-2 即为恒流源滑阀式液压放大元件。因为是恒流源,必须用正开口滑阀以保证节流口为常开。通过四个节流口的流量分别是:

$$Q_1 = C_d W (U + x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s + p_1)}$$

$$Q_2 = C_d W (U - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s + p_1)}$$

$$Q_3 = C_d W (U - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1}$$

$$Q_4 = C_d W (U + x) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2}$$

式中 C_d ——流量系数;
 W ——阀口面积梯度;
 U ——正开口阀的零位预开口量;
 x ——阀芯位移;
 ρ ——液体密度;
 p_s ——能源压力;

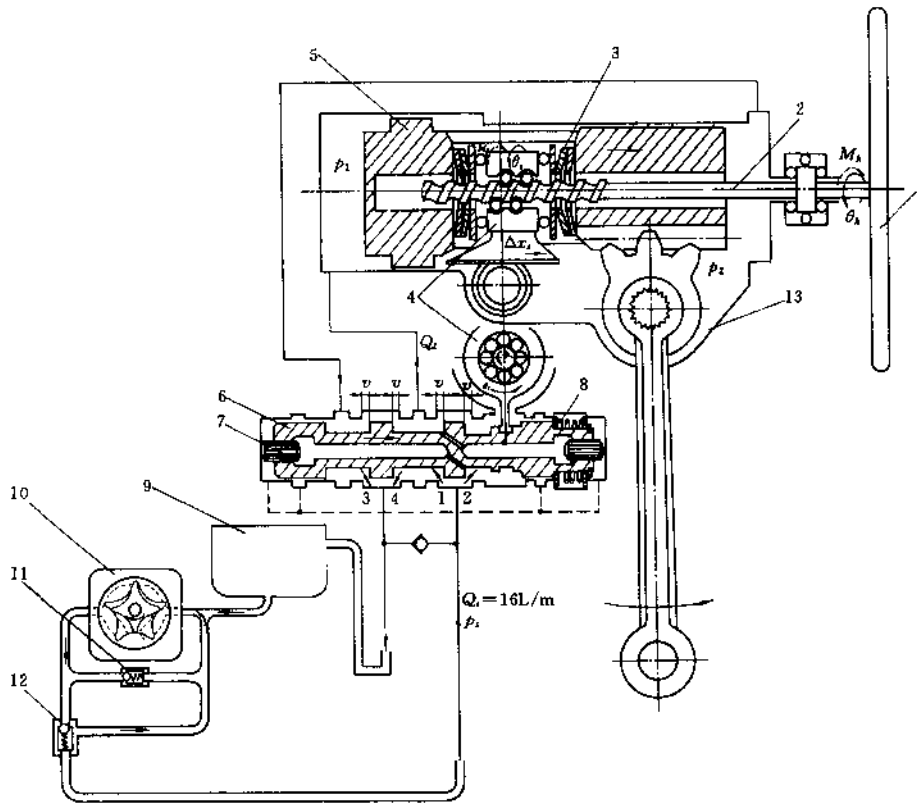


图 34.5-1 汽车动力转向器

1—方向盘;2—滚珠丝杠;3—碟形弹簧;4—滚珠螺母;5—工作活塞;6—阀芯;7—柱塞;8—复位弹盖;9—油箱;10—转子泵;11—安全阀;12—限流阀;13—壳体

p_1, p_2 ——阀口后的压力。

能源流量 Q_s , 负载流量 Q_L 与四个节流口流量有如下关系

$$Q_s = Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4$$

$$Q_L = Q_1 - Q_3$$

假设阀零位四个控制口对称相等, 那么零位时流经各控制口的流量 Q_0 为

$$Q_0 = \frac{Q_s}{2} = C_d W U \sqrt{\frac{\rho}{2} \left(p_0 - \frac{p_0}{2} \right)}$$

这里

$$p_0 = \frac{Q_s^2 \rho}{4 C_d^2 W^2 U^2}$$

综合以上方程可得恒流源四通滑阀综合静特性方程

$$\frac{p_L}{p_0} = \frac{1}{2} \left[\frac{\left(1 - \frac{Q_L}{Q_s} \right)^2}{\left(1 - \frac{x}{U} \right)^2} - \frac{\left(1 + \frac{Q_L}{Q_s} \right)^2}{\left(1 - \frac{x}{U} \right)^2} \right]$$

令 $P = \frac{p_L}{p_0}$, 则

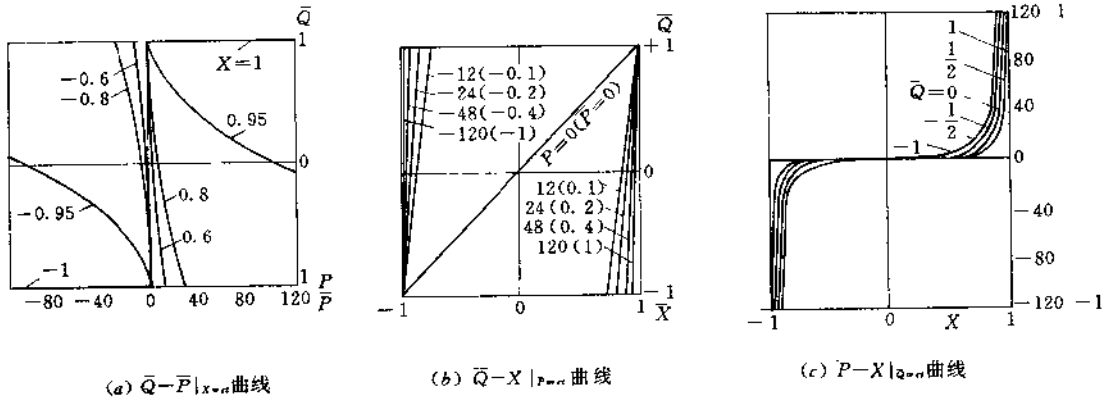
$$P_{\max} = \frac{p_{L,\max}}{p_0}$$

式中: $P_{L,\max}$ ——系统安全阀打开压力。这里 P_{\max} 是一个很重要的特性参数, 图 34.5-2 给出三种不同 P_{\max} 值的恒流源控四通阀特性曲线, 从曲线可以看出 P_{\max} 值越大, 其特性的非线性越严重。

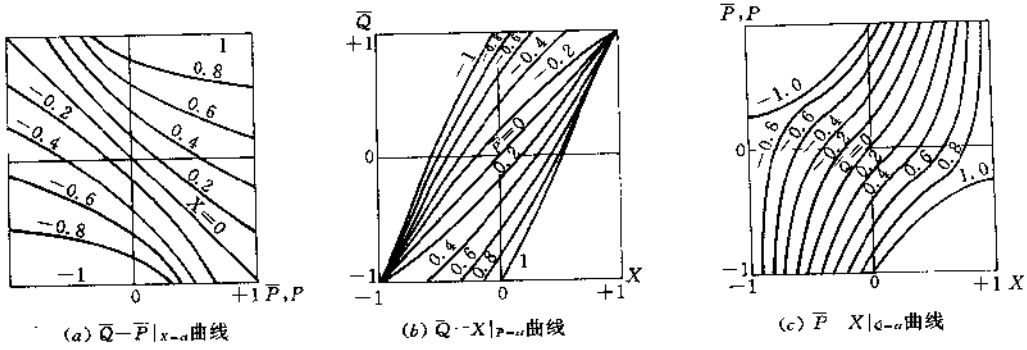
综合以上分析, 恒流源控制系统有以下两个特点

- 恒流源以恒定的流量向控制阀输送液流, 此特点决定了恒流源液压系统均采用正开口控制阀。

$P_{max}=120$ 的恒流源四通滑阀静特性曲线



$P_{max}=1$ 的恒流源四通滑阀静特性曲线



$P_{max}=5$ 的恒流源四通滑阀静特性曲线

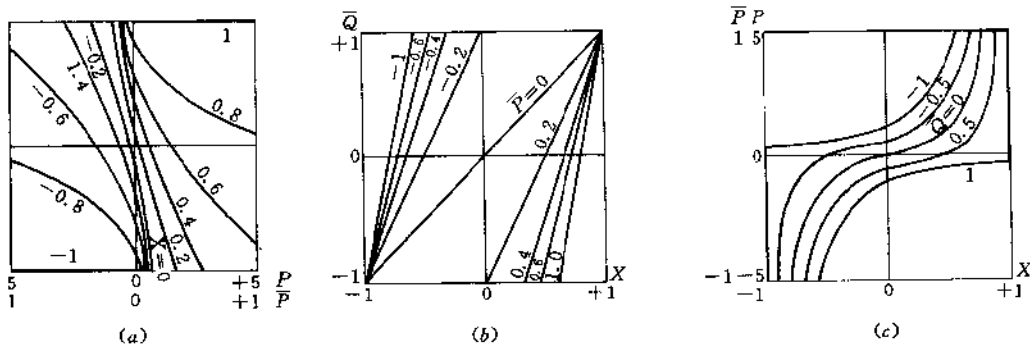


图 34.5-2 恒流源四通滑阀综合静特性

·恒流源系统的线性度和控制阀零位系统刚度由特性参数 P_{max} 确定, P_{max} 值越小, 线性度越好, 且刚度也越好。 P_{max} 值越大, 阀中位时系统的能耗越小, 但其线性度和刚度都变差。

34.5.2 动感电影电液控制系统

此系统由监控计算机直接控制 X、Y 和 Z 轴三套电液控制回路。每套都是由相同的伺服放大器、伺服阀控液压缸、内置式位移传感器和行程开关等组成。通过计算机的解算和控制使三套伺服液压缸驱动的观众的座椅可作六自由度的运动, 这种运动与电影画面有机的配合起来, 观众就有身临其境的感觉。

图 34.5-3 给出了动感电影电液控制系统 X 轴的液压回路图。图中液压能源分为两部分, 其中 1 为系统主泵、主溢流阀、总高压滤清器, 电动机、泵入口滤清器和冷却循环系统(图中略去了)等构成的总能源, 它为三套电液回路提供所需流量。2 为每套系统都附带的由蓄能器、插装阀、溢流节流阀、压力继电器、电磁溢流阀等构成的能源。它为本套液压系统提供恒压的, 且能用蓄能器满足瞬间大流量要求的能源。在本套液压系统流量要求不大时, 通过能源 2 中的溢流节流阀进入系统, 这时大蓄能器可能处于充液状态; 当本

套液压系统流量要求大时, 压力降低, 压力继电器动作, 使插装阀打开, 流量由主能源 1 和大蓄能器不经溢流节流阀直接供给系统。

由图 34.5-3 可见, 其液压伺服阀控液压缸回路与常规伺服阀控缸不同, 它增加了不少阀以保证系统的安全。因为动感电影的座椅是六个自由度运动的摇摆台, 观众是随同摇摆台一起运动的, 所以要特别注意安全, 以避免人身事故。首先在伺服阀 3 通到液压缸的回路中串联了由两位三通阀 7 控制的液控单向阀 4 和阀 5。在图示阀 7 未通电时, 阀 4 和阀 5 的上腔与油箱沟通, 则无论伺服阀液源是否供油, 弹簧力总使两阀都处于关闭状态。同时, 液控单向阀 8 也处于关闭状态。而且若换向阀 6 通电的话, 液压缸大腔亦不可能通过安全阀 10 或方向阀 6 与油箱沟通, 台架将保持原有位置。在工作时阀 7 通电, 阀 4 和阀 5 上腔通能源的高压油, 阀 4 和阀 5 的阀芯下移, 伺服阀两工作油口与液压缸两腔分别连通, 伺服液压缸工作。这时阀 8 开启安全阀 9 和 10 用于过载保护。在液压缸两腔压力过低时, 经单向阀门 11 和 12 可由油箱吸油, 以避免发生气蚀。

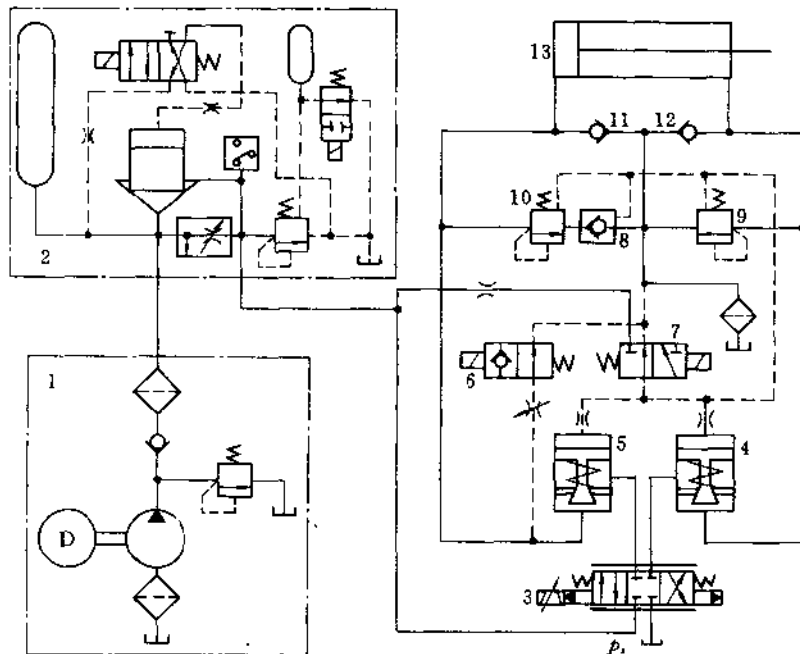


图 34.5-3 动感电影单缸液压回路

34.5.3 水平连铸机电液伺服微机控制系统

此系统用于铸造 $\phi 90\text{mm}$ 钢棒的水平连铸机。因为水平连铸机的拉坯工艺相当复杂,所以需要首先简单介绍其工艺要求和控制系统的特点。

(1) 水平连铸机工艺要求和控制系统特点

A. 拉坯曲线

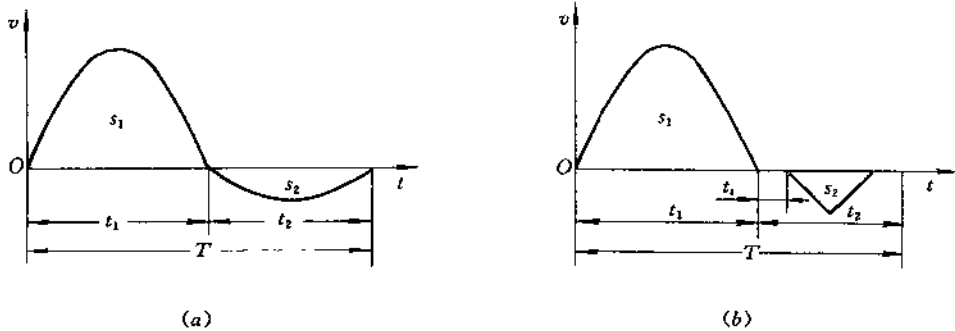


图 34.5-4 理论拉坯曲线

$\phi 90\text{mm}$ 水平连铸机采用图 34.5-4 中(a)所示的准正弦拉坯曲线。它由不同频率和幅值的两个正弦曲线分别取前半周期 t_1 和后半周期 t_2 组合而成。 t_1 为拉坯过程, t_2 为推坯过程。由于拉程速度为正且幅值大,而推程速度为负幅值很小,因此拉程位移 S_1 远大于推程位移 S_2 ,这样连续不断拉推,便可将铸坯从结晶器中拉出。

拉、推过程速度方程如下:

拉程

$$v(t) = \frac{\pi \bar{v}}{120(1-\alpha)(1-\beta)} \sin\left(\frac{\pi}{T(1-\alpha)}t\right) \quad 0 \leq t \leq t_1$$

推程

$$v(t) = -\frac{\pi \beta \bar{v}}{120\alpha(1-\beta)} \sin\left(\frac{\pi}{T\alpha}t\right) \quad 0 \leq t \leq t_2$$

式中 $v(t)$ ——拉、推瞬时速度(m/s);

\bar{v} ——平均拉速, $\bar{v} = 60(S_1 + S_2)/T$ (m/min);

f ——拉坯频率, $f = 60/T$ (c/min);

α ——推程时间与周期比, $\alpha = t_2/T$;

β ——推程与拉程位移比, $\beta = S_2/S_1$ 。

由拉、推速度方程可知,一旦参数 \bar{v} 、 f 、 α 、 β 确定,拉坯曲线就可完全确定,所以这四个参数是拉坯曲线的基本参数。

B. 基本指标

为了保证拉坯过程顺利进行,同时又具有较高的铸坯质量,拉坯动作应该有拉和推两个过程,有时也在拉与推之间加入一个停过程。不但如此,还需要对拉坯频率、推拉时间比,推拉程位移比和平均拉速四个参数进行调整。目前国内采用的理论拉坯曲线如图 34.5-4 所示。

$\phi 90\text{mm}$ 圆坯水平连铸机控制系统的技术指标如下:

| | | |
|------------|------------|---------------------|
| 最大拉速度 | v_{\max} | 20 m/min |
| 最大拉加速度 | a_{\max} | 4 m ² /s |
| 最大拉坯频率 | f_{\max} | 2.5 Hz |
| 最大拉坯力 | P_{\max} | 21 kN |
| 拉坯辊计算直径 | D | 260 mm |
| 拉辊牵引负载最大质量 | M_{\max} | 2558 kg |
| 减速机减速比 | i | 1:59 |
| 双拉辊同步误差 | δ | $\leq 1\%$ |

C. 拉坯曲线的参数范围

由于整个拉坯过程中需要调整拉坯曲线,因此要规定拉坯曲线的参数范围,同时也要确定其调整间距和分档次数。平均拉速 v 、拉坯频率 f 、推时与周期比 α 、推拉程位移比 β 的范围、调整间距和分档次数如表 34.5-1 所示。

表 34.5-1 拉坯曲线的参数范围及调整间距

| 参数类别 | v | f | α | β |
|------|-------|--------|----------|---------|
| 选择范围 | 0~4.5 | 50~150 | 40%~70% | 5%~15% |
| 调整间距 | 0.1 | 5 | 5% | 1% |
| 分档次数 | 45 | 20 | 6 | 10 |

D. 拉坯过程

整个拉坯过程分为三个阶段:变频升速起铸、定频

正常拉坯、变频降速收尾。对每个过程的规定如下：

变频升速起铸 钢水浇入中间包后即开始起铸，为了保证正常拉坯，起铸频率和速度较低，随后拉坯频率和拉坯速度按一定斜率不断增加。增加到一定值后进入定频正常拉坯阶段。

$$\text{增频方程} \quad f = k_1 \Delta t + f_0$$

$$\text{增速方程} \quad \bar{v} = k_2 \Delta t + \bar{v}_0$$

其中： k_1 、 k_2 为升频和升速斜率， Δt 为时间步长， f_0 、 \bar{v}_0 为起铸频率和起铸速度。

定频正常拉坯 进入正常拉坯后， \bar{v} 、 f 、 α 、 β 基本保持不变，当工艺需要时可以作手动微小调整。

变频降速收尾 当钢水拉至一定量后便进入收尾阶段，在收尾阶段频率和速度不断降低，降至某一值时，匀速将尾坯拉出。

$$\text{降频方程} \quad f = k_3 \Delta t + f_1$$

$$\text{降速方程} \quad \bar{v} = k_4 \Delta t + \bar{v}_1$$

其中： k_3 、 k_4 为降频和降速斜率， Δt 为时间步长， f_1 、 \bar{v}_1 为正常阶段的拉坯频率和平均拉速。

E. 工艺参数的采集与事故处理

在拉坯过程中需要监测六个工艺参数：三重点温度、冷却水量、铸坯温度、进水温度、出水温度和钢水温度。其中三重点温度和冷却水量是保证拉坯顺利进行的最关键的两个参数，因此作为参控参数。当冷却水量分别小于 10 吨/小时和 5 吨/小时时要进行报警，特别是当冷却水量小于 5 吨/小时时，应立即停止拉坯，否则将造成严重事故。

三重点温度是指结晶器、分离环和中间包交叉点处的温度。在正常拉坯时，三重点温度基本保持恒定。当其突然下降 20℃ ~ 30℃，说明坯壳已被拉漏，此时应停拉数秒钟，等其恢复后再拉坯，然后重新判断三重点温度是否上升到正常温度，如没有则重复上述过程，若停拉了三次仍没有恢复，应立即退包，否则钢水会凝结在中间包中。这就是拉坯的自动恢复过程。

F. 水平连铸机控制系统的工作特点

由拉、推速度方程可求得加速度方程如下：

拉程

$$a(t) = \frac{\pi^2 \bar{v}}{120 T(1-\alpha)^2(1-\beta)} \cos\left(\frac{\pi}{T(1-\alpha)} t\right) \quad 0 \leq t \leq t_1$$

推程

$$a(t) = -\frac{\pi^2 \beta \bar{v}}{120 T \alpha^2(1-\beta)} \cos\left(\frac{\pi}{T \alpha} t\right) \quad 0 \leq t \leq t_2$$

其中： $a(t)$ 为拉、推加速度 (m^2/s)。

拉推过程的加速度曲线如图 34.5-5 所示。

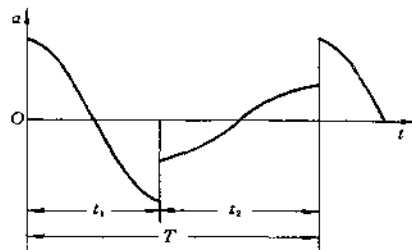


图 34.5-5 拉、推过程加速度曲线

由上图可以看出，在拉、推的转换瞬间加速度有突变，对应的拉推加速度值分别为

$$a_1 = -\frac{\pi^2 \bar{v}}{120 T(1-\alpha)^2(1-\beta)}$$

$$a_2 = -\frac{\pi^2 \beta \bar{v}}{120 T \alpha^2(1-\beta)}$$

则

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{\alpha^2}{\beta(1-\alpha)^2}$$

因为加速度的突变必然导致系统承受阻力矩的突变，这就可能引起系统的严重滞后或不稳定。因此要求控制系统具有较高的动态特性。另外，考虑到两个拉辊应同步拉坯，也必须使每个系统的稳态误差尽可能小。

(2) 电液伺服系统的构成

采用伺服阀控液压马达来驱动每个拉辊，其速度闭环控制系统方框图如图 34.5-6 所示。

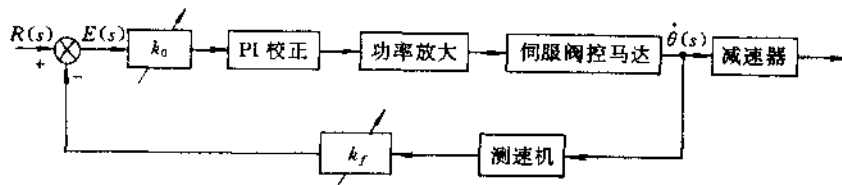


图 34.5-6 速度闭环控制系统

图中各环节的传递函数为

PI 校正器 $\frac{k_1(T_2s+1)}{T_1s+1}$

功率放大器 k_a

伺服阀 $\frac{k_q}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v s}{\omega_v} + 1} = \frac{k_v}{W_1(s)}$

液压马达 $\frac{1/D_m}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1} = \frac{1/D_m}{W_2(s)}$

测速机 k_T

很明显,图 34.5-6 所示的速度闭环控制系统如果不加校正环节则为 0 型系统,当加入 PI 校正器后便成为 I 型系统。

两辊由一个系统控制,上、下辊两套系统采用了参数匹配方式来解决它们的同步问题。两辊同步的方框图,见图 34.5-7。

(3)电液伺服速度控制系统的分析与设计
根据前面所述的技术要求可进行必要的计算。

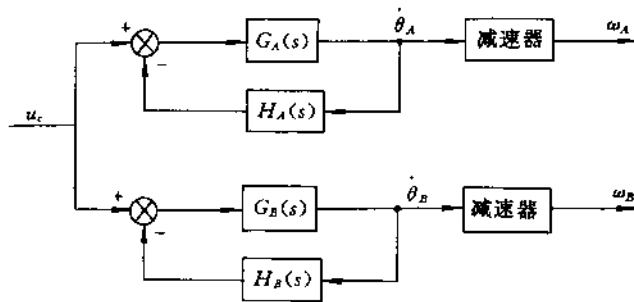


图 34.5-7 双辊参数匹配控制方框图

A. 液压马达、伺服阀和测速机的选择

拉辊的驱动结构简图见图 34.5-8。

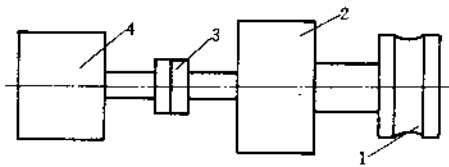


图 34.5-8 拉辊驱动示意图

1—拉辊;2—减速器;3—联轴器;4—伺服马达

根据机械传动关系,可以求得马达的最大角速度和角加速度分别为

$$\omega_{\max} = \frac{v_{\max} i}{D/2} = \frac{\frac{20}{60} \times 59}{\frac{260}{2} \times 10^{-3}} = 151.3 \text{ rad/s}$$

$$\epsilon_{\max} = \frac{a_{\max} i}{D/2} = \frac{4 \times 59}{\frac{260}{2} \times 10^{-3}} = 1815.4 \text{ rad/s}^2$$

为了使单拉辊系统发生故障或维修时不间断生产,在设计时按单拉辊进行计算。

单拉辊系统的转动惯量为

$$J = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + \frac{1}{i^2} \frac{M(D/2)^2}{2}$$

$$\approx 0.05 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

其中: J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_4 分别为马达、联轴节、减速机、拉辊的转动惯量。

最大动力矩 T_d 、最大静力矩 T_M 和总力矩 T_L 分别为

$$T_d = J \epsilon_{\max} = 0.05 \times 1815.4 = 90.77 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_M = \frac{F D/2}{\eta_1 i} = \frac{2100 \times 9.8 \times 0.13}{0.9 \times 59} = 50.38 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_L = T_d + T_M = 141.15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

其中 η_1 为减速机传动效率,这里取 $\eta_1 = 0.9$ 。

通过综合分析,选择 A2F55 斜轴式液压马达,其参数如下:

$$\text{马达排量 } D_m = 8.75 \text{ cm}^3/\text{rad}$$

$$(V_m = 54.95 \text{ cm}^3/\text{r})$$

$$\text{额定压力 } P_L = 32 \text{ MPa}$$

$$\text{最高转速 } n_{\max} = 3000 \text{ r/min}$$

这时系统的最大负载压力和最大工作流量分别为

$$P_{L,\max} = \frac{T_L \times 10^2}{\eta_2 \times 9.8 \times D_m} \approx 17.874 \text{ MPa}$$

$$q_{L,\max} = v_m \frac{\omega_{\max}}{\pi} = 79.2 \text{ L/min}$$

其中: η_2 为马达的机械效率,这里 $\eta_2 = 0.98$ 。

由以上计算可确定系统的供油压力为 18MPa。

根据马达的最大工作流量,选用 QDY10/100 电液伺服阀,其参数为

- 额定压力 25MPa
- 额定流量 100L/min
- 额定电流 40mA

由于采用速度环来组成闭环速度控制系统,因而测速反馈元件的精度、工作稳定性直接影响整个系统的动态品质和同步精度。测速电机是目前应用较广泛的测速元件,本系统选用了测速电机。由于系统采用的是斜轴式液压马达,利用测速电机直接测量马达轴转速是不可能的。因而需要设计一套机械传动链。通常测速电机运行时性能欠佳,而且存在较大的死区,因此在设计传动链时采用增速机构。考虑到本系统正、反向交替工作,为了减小齿轮间的机械间隙,增速机构中采用大、中、小三个齿轮组成,大齿轮安装在马达输出轴上,小齿轮安装在马达底部测速轴上,中间齿轮浮动,利用弹簧力作用使其与大、小齿轮无间隙啮合,增速齿轮机构的示意图如图 34.5-9 所示,增速比为 5:3。

马达的最高转速为

$$n_{max} = \omega_{max} / 2\pi = \frac{151.3 \times 60}{2 \times 3.14} \approx 1445 \text{ r/min}$$

此时测速电机的最高转速为

$$\frac{5}{3} \times 1445 \approx 2408 \text{ r/min.}$$

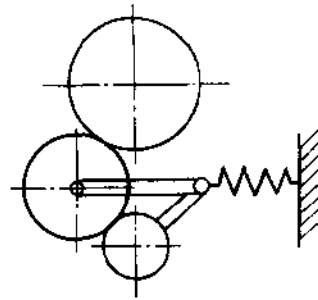


图 34.5-9 增速齿轮机构示意图

因此选用额定转速为 3000r/min 的他激式直流测速电机,型号为 ZCF121。

B. 伺服阀与马达结构

为提高阀控马达的固有频率,将阀用连接板直接装在马达后盖上以尽可能减小液体容积。

C. 电子控制器和伺服阀驱动放大器设计

由前面的分析、计算可知本系统是一个 0 型有差系统,为了减小稳态误差,应尽可能的提高开环增益,但提高开环增益却使系统变得不稳定。为此引入了 PI 校正环节。所以电子线路除具有比较、功率放大功能外,还需要有 PI 调节功能,另外为了使阀工作可靠,还应有一个产生抖动信号的电路。图 34.5-10 给出了整个电路原理图。

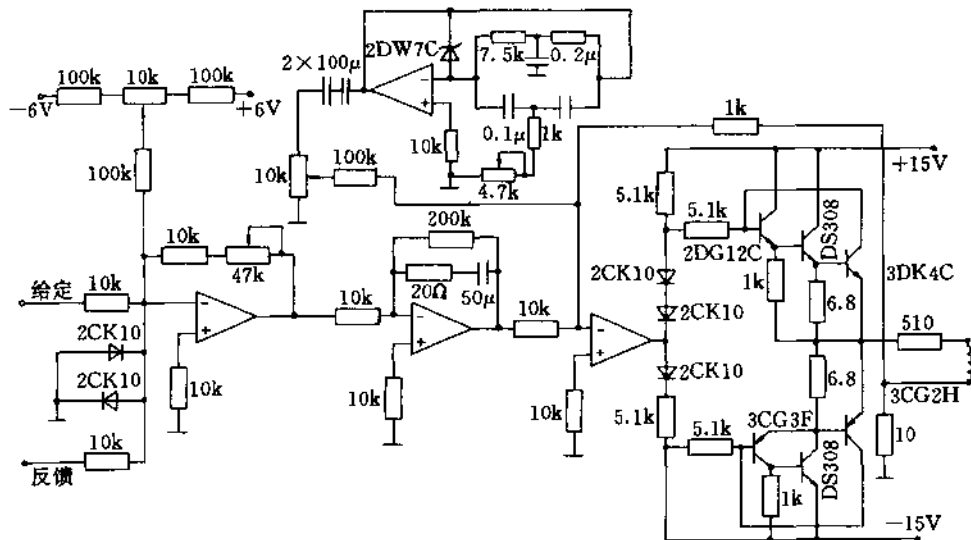


图 34.5-10 电路原理图

(4) 微机系统的选择和软件的开发

A. 微机系统的选择

BITBUS 是 INTEL 公司 1984 年推出的一种分布式智能控制总线,其电气特性为 RS-485,数据链路层采用 IBM SDLC(同步数据链控制)协议,控制方式采用命令/响应方式。BITBUS 由一个主节点和多达 250 个从节点组成,最大分布距离可达 13.2km。数据传输率分为三种:62.5kbps、375kbps 和 0.5~2.4Mbps,其中主节点 iPCX344 板为 IBM PC 系统总线(并行)和位总线(串行)之间提供了互连通道。从节点主要有模拟控制板 iRCB44/20 和数字控制板 iRCB44/10。从节点在远离中央机(主机)的位置完成 8 个分时操作的智能 I/O 处理任务(其中任务 0 由系统用于实现通讯服务,

其余 7 个任务供用户使用)。iRCB44/20 板上装有一个在 12MHz 时钟频率下工作的 8044BEM,它是一个双处理器结构的微控制器,由 8051 单片机和 SIU 串行接口单元及双口 RAM 组成。另外,板上固化了 iDCX51 实时多任务操作系统,同时还带有 16 路 12 位 A/D 和 2 路 12 位 D/A 转换器。

在水平连铸机中,微机系统的功能是完成对拉坯信号的产生,拉坯工艺参数的采集、判断、显示、打印以及存贮。普通微机应用于工业现场时可靠性难以保证,而工业 PC 价格昂贵,因此选用 BITBUS、普通微机并带有一个 iRCB44/20 模拟控制板的分布式系统,不仅可以完成全部功能,而且具有较高的性能价格比。图 34.5-11 为水平连铸机微机控制系统图。

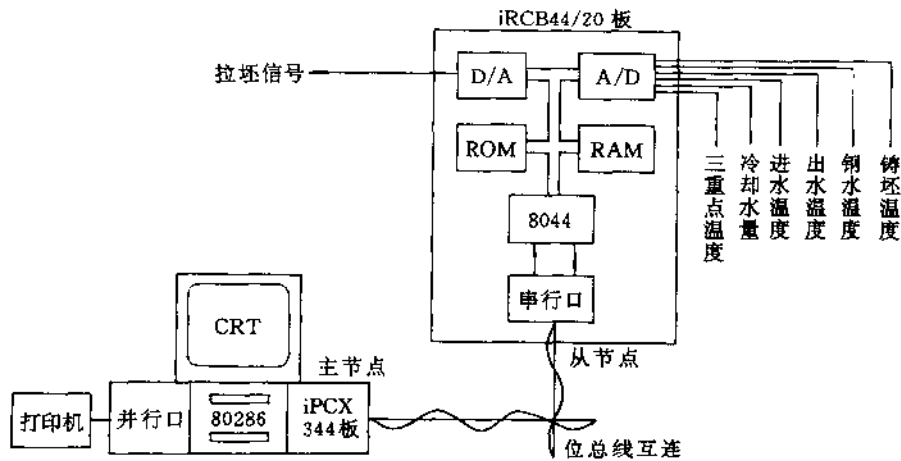


图 34.5-11 水平连铸机微机控制系统图

B. 控制软件开发

根据水平连铸机工艺要求,在起铸和结尾拉坯时,拉坯频率和平均速度不断变化,而在正常拉坯时,要能人工通过键盘对拉坯曲线参数进行微小调整,因此将拉坯曲线的计算由上位机完成,通过位总线传给下位机的外部 RAM 中,在下位机设置一个最高优先级的任务 TASK1 读取 RAM 中的数据等间隔逐点由 D/A 输出,即可完成拉坯曲线的产生。同时设置另一次优先级的任务 TASK2,由 A/D 采集拉坯工艺参数,也放在 RAM 中经位总线由上位机读取,并判断、报警、显示、打印以及存贮。这样分配任务,既便于拉坯曲线的产生,又减轻了下位机的任务,能输出较多点数而提高曲线质量,并且当上位机发生故障时,下位机仍可接最新的曲线输出而不受影响。

INTEL 公司提供的 BITBUS 软件接口仅支持

ASM86 汇编语言和 PLM/86 语言,为此上位机软件我们用 ASM86 语言编写,下位机软件用 ASM51 汇编语言编写。图 34.5-12 为上位机软件程序框图。

(A) 定点不定间隔法产生拉坯曲线

由拉坯速度方程可得

$$v = \frac{\pi v}{120(1-\alpha)(1-\beta)} \sin\left(\frac{\pi f}{60(1-\alpha)}\right) \\ = \frac{\pi v}{120(1-\alpha)(1-\beta)} \sin\left(\frac{\pi}{t_1} t\right)$$

为了使产生的曲线比较光滑,取相邻两点的时间间隔,即 TASK1 的等待时间间隔最长不超过 5ms。可由上式直接计算 $t = 0.005i$ ($i = 0, 1, 2, \dots, \text{int}(t_1/0.005)$) (注:这里的 int 表示取整) 时的正弦函数值得到拉坯曲线,这种方法定间隔不定点,但用汇编语言计算正弦函数值相当复杂。经分析发现,相同点数的一

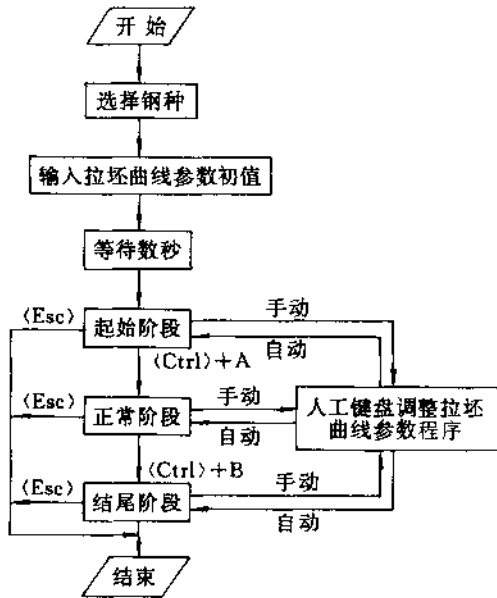


图 34.5-12 上位机软件程序框图

一条正弦曲线,只要改变相邻两点的时间间隔,就可得到各种频率的正弦曲线,即定点不定间隔。由 α 、 β 、 γ 的范围可求得 t_1 的最大值为 0.72s,此时 t_1 段需要计算的点数为

$$N = 0.72/0.005 = 144$$

由于推程 t_2 段幅值很小,当拉程满足要求时,相同点数的推程一定能满足推程要求。另外,考虑到 α 和 β 同时取边界值的可能性很小,为了减少计算量,取 $N = 128$ 。

如果 t 取 $t_1/128, 2t_1/128, \dots, t_1$, 则 $\sin(\frac{\pi}{t_1}t)$ 将分别为

$$\sin\left(\frac{\pi}{128}\right), \sin\left(\frac{2\pi}{128}\right), \dots$$

事先将 $\sin\left(\frac{\pi}{128}\right), \sin\left(\frac{2\pi}{128}\right), \dots, \sin\pi$ 的值扩大 100 倍并取整后,以表格形式存在程序中,再将最终计算的结果除以 100,则可得到各个曲线点,此时曲线相邻两点的时间间隔为

$$\Delta t_1 = \frac{t_1}{128}$$

这是一个非常小的数,用汇编语言处理不方便,故将其扩大 10^6 倍,即

$$\tau_1 = \frac{10^6 t_1}{128}$$

放大后的值与计算得到的曲线点一并传给下位机。

下位机 (RCB44/20 板) 的时间间隔设置是由程序通过给时钟专用寄存器赋予时间常数值来实现的,其中

$$\text{时间常数} = \text{时间间隔}/10^{-6}$$

故传至下位机的曲线相邻点时间间隔转换成时间常数是

$$\frac{\Delta t_1}{10^{-6}} = \frac{\tau_1/10^6}{10^{-6}} = \tau_1$$

这正好是上位机传送的 t_1 。对于 t_2 段曲线,可用同样方法得到。输出曲线时,对 t_1 段按 τ_1 设置时间常数,对 t_2 段按 τ_2 设置时间常数就可方便准确地得到拉坯曲线。

(B) 拉坯曲线参数定时自动变化和人工键盘在线调整

目前大多数水平连铸机控制软件中拉坯曲线参数是不能在线调整的,即在起铸和收尾阶段拉坯曲线参数以固定方式变化,而在正常阶段拉坯曲线参数恒定,如果对包括炼钢在内的整个“水平连铸”过程全部实现计算机控制,当然方法简单可靠,但国内目前还不具备这个条件。本系统的控制软件既可以在拉坯前由键盘修改程序设定的拉坯曲线初始(起铸)参数、频率和平均拉速变化率、相邻两次变化的时间步长,又可在每个拉坯阶段改自动方式为人工键盘在线调整拉坯曲线参数。为了避免操作失误引起事故,对每个参数均规定了上、下限。图 34.5-13 为人工键盘在线调整拉坯曲线参数子程序框图。

(C) 上位机多任务分时操作的实现

上位机有多个任务按不同时间间隔运行,为此在软件编制时将每个任务作为一个模块,通过 DOS 功能调用,循环读取系统时间进行判断,根据每个任务的时间间隔统一调度管理所有任务,从而实现了 DOS 系统下简单的多任务分时操作功能。图 34.5-14 为这一方法的程序框图。

(D) 事故处理方法

上位机每秒钟对三重点温度和冷却水量判断一次。为了防止因采得粗大误差点而造成误断,软件中采用综合滤波方法,即连续采集五组工艺参数,去掉其中最大值和最小值,再对其余 3 个值求平均,将此值作为该参数值进行判断、显示、打印以及存贮。对冷却水量只要判断其是否小于预先设定的门限值。就可以决定是否停拉和报警。而三重点温度的判断却比较复杂,由于三重点温度受钢水温度、冷却水量、进水温度

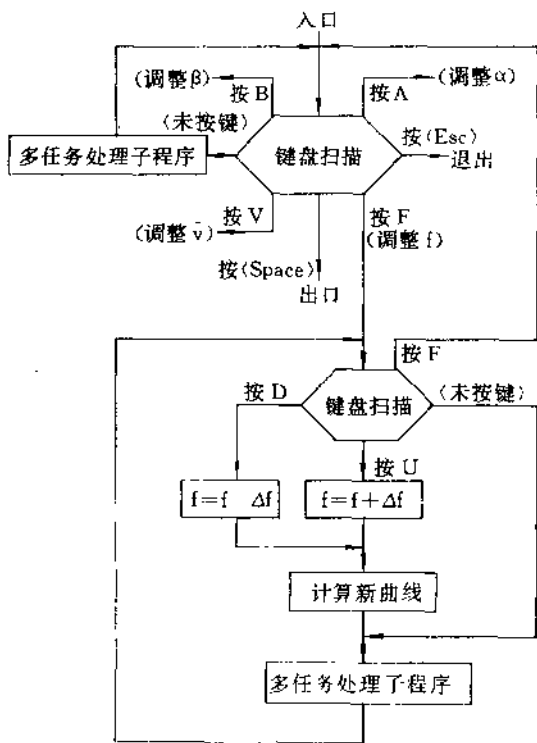


图 34.5-13 键盘在线调整拉坯曲线参数子程序框图

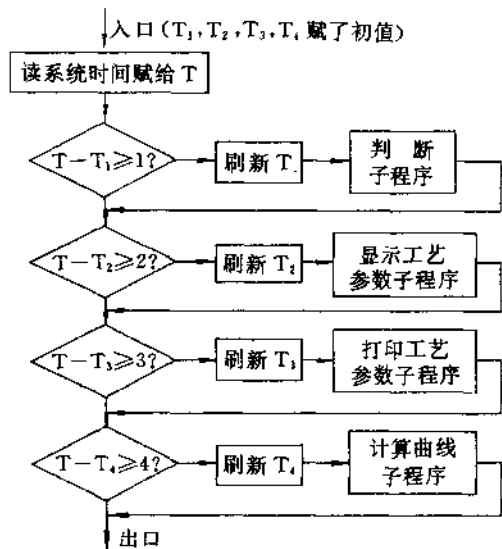


图 34.5-14 多任务处理子程序框图

等参数影响,每次拉坯的正常值不一定相同,所以不能用事先设定门限值的办法来判断,这里采用固定窗口数据比较法。根据拉坯工艺,当三重点温度突然下降

30℃时要停拉数秒再拉坯,并重新判断三重点温度。这里的“突然”是一个模糊概念,不能指定确切的时间,但根据实际情况一般不超过 10 秒,因此只要确定一个包含最近 11 个数(其中 $i=0,1,\dots,10$)的数据窗,分别计算

$$\delta_j = x_j - x_0 \quad j = 1, 2, \dots, 10$$

就可得到 1 秒, 2 秒, ..., 10 秒钟时三重点温度的变化,若有一个值大于 30℃,则进行报警,并停拉数秒。判断下一点时刷新数据窗,即只要“扔”掉第 0 点,后面的点分别前移,按上述方法重新判断即可。若连续停拉了三次,则三重点温度已无法恢复,说明坯壳已拉漏,此时进行退包处理。

(5) 电液伺服速度控制系统

A. 系统静态特性

系统的静态特性主要指伺服阀的流量特性和测速机的静态特性。由系统静态特性可以确定伺服阀的流量系数、零偏电流,同时可以测试马达转速与测速电机输出电压的静态增益等数值。

图 34.5-15 为测速机经严格标定后,供油压力 $P_s = 18\text{MPa}$ 时的系统静特性。

由静态测试结果可知,系统 A 和系统 B 反馈元件的性能十分接近,但伺服阀都存在零偏,且流量增益不一致。所以在系统动态调试时必须注意这一特点。

B. 系统的动态特性分析

单个拉辊水平连铸机速度闭环控制系统的结构图如图 34.5-16 所示。

(A) 系统开环频率特性

伺服阀相对于马达来说可简化成一个比例环节。这样在系统未引入 PID 校正器时的开环传递函数为

$$G(s)H(s) = \frac{K}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1}$$

其中 开环增益 $K = k_0 k_a k_q \frac{1}{D_m} i k_r k_f$

马达固有频率 $\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e D_m^2}{V_0 J}} = 204.4 \text{ rad/s}$

阻尼比 $\zeta_h = 0.5$

这时系统的开环频率特性如图 34.5-17 所示。

开环频率特性和横轴的交点即穿越频率 ω_c 可以近似认为系统的通频带。因此, ω_c 越大,系统的动态品质越好。从图 34.5-17 可知阀控马达系统开环频率特性以 -40dB/dec 穿越横轴,一般来说系统是不稳定的,即使稳定,其稳定裕度也太小。但在低增益情况下系统还有可能稳定工作。然而此时稳态误差较大,

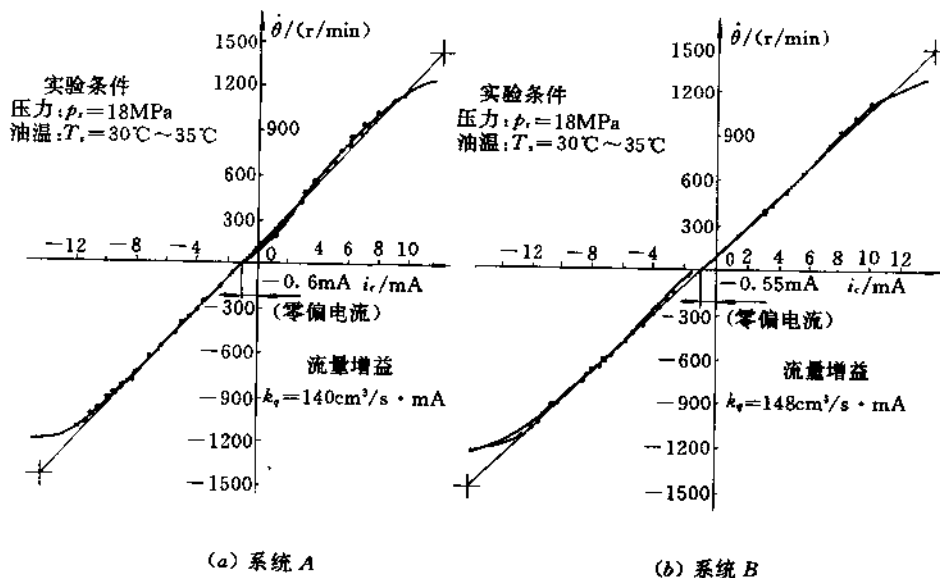


图 34.5-5 系统静特性

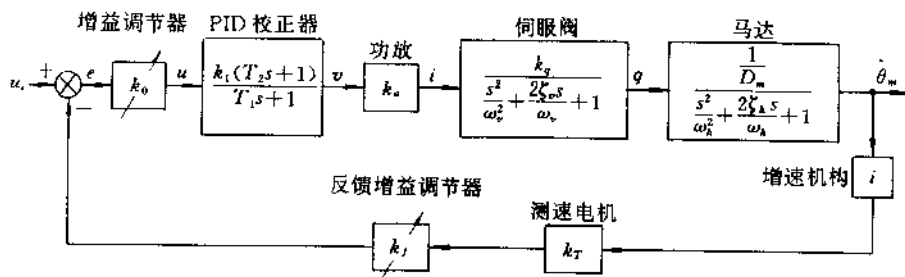


图 34.5-16 速度闭环控制系统结构图

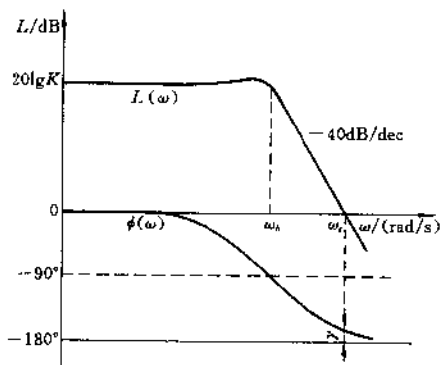


图 34.5-17 未经校正的开环系统波德图

因此从水平连铸机的要求来说,必须提高开环增益来达到提高系统频带,减小稳态误差的目的,同时满足两拉辊同步控制精度。显然这与阀控马达系统稳定工作条件相矛盾,因而单靠调节系统增益是很难满足上述要求的,这样就必须引入校正环节,使系统开环频率特性以 -20dB/dec 穿越横轴,才能保证在系统频宽基本不变的条件下增大开环增益,也就减小了稳态误差。

常用的校正方式有串联校正和反馈校正。当控制系统有滞后现象存在时,引入反馈校正效果较差,同时反馈校正比串联校正复杂。因此选择了串联校正的方式。在工程上PID校正器作为一种简单、实用、可靠的校正器,应用得非常广泛,因此选择了PID校正器。此时校正器的电路如图34.5-18所示。

这是一个有源滞后校正网络,其传递函数为

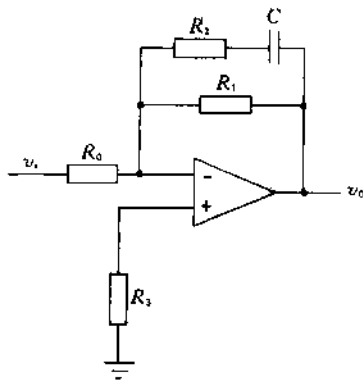


图 34.5-18 PID 校正器

$$\omega(s) = \frac{k_1(T_2s + 1)}{T_1s + 1}$$

其中 $k_1 = \frac{R_0}{R_1}$

$$T_1 = C(R_1 + R_2)$$

$$T_2 = R_2C$$

一般地, 由于 T_2 非常小, 因而上述校正器可近似认为是 PI 校正器。当引入校正器后, 系统的开环传递函数为

$$G(s)H(s) = \frac{K'(T_2s + 1)}{(T_1s + 1) \left(\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v s}{\omega_v} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1 \right)}$$

式中 $K' = k_0 k_1 k_a k_q \frac{1}{D_m} i k_T k_f$

当系统组成以后, D_m 、 i 、 k_T 、 k_q 也就确定, 因而可通过改变 k_0 、 k_1 、 k_a 和 k_f 的值来改变系统的开环增益。

本系统对各参数的确定值如下:

马达排量 $D_m = 8.75 \text{ cm}^3/\text{rad}$

齿轮增速比 $i = 5/3 = 1.67$

伺服阀流量增益 在 $P_s = 180 \text{ kgf/cm}^2$ 的条件下,

实验测定两个阀的流量增益为

A 系统: $k_q = 140 \text{ cm}^3/\text{s} \cdot \text{mA}$

B 系统: $k_q = 148 \text{ cm}^3/\text{s} \cdot \text{mA}$

测速机增益 经实测可得两系统均为:

$$k_T = 0.164 \text{ V}/(\text{rad/s})$$

功率放大器增益 经综合分析、调试后取恒值

$$k_a = 10 \text{ mA/V}$$

PID 校正器 经反复设计和调试, 取各元件参数为 $R_0 = 10 \text{ k}$, $R_1 = 200 \text{ k}$, $R_2 = 20 \Omega$, $R_3 = 10 \text{ k}$, $C =$

$50 \mu\text{F}$, 则

$$k_1 = \frac{R_0}{R_1} = 20$$

$$T_1 = (R_1 + R_2)C = 10.001 \text{ s}$$

$$T_2 = R_2C = 0.001 \text{ s}$$

反馈系数 根据水平连铸机工艺要求, 当输入信号电压 $u_c = 7.8 \text{ V}$ 时, 马达转速为 1500 rpm , 此时测速机转速为 $\frac{5}{3} \times 1500 = 2500 \text{ rpm}$, 测速机输出电压 $u_r = 43 \text{ V}$, 这样由测速机输出电压直接反馈来组成闭环控制系统显然是不合理的, 因此必须对测速机输出电压进行衰减。反馈系数应满足下列不等式:

$$k_f \leq \frac{u_c}{u_r} = 0.195$$

经调试 A、B 两系统分别取 0.126 和 0.127 , 并将其范围限定在 $0.01 \sim 1$ 之间连续可调。

可调增益 根据 Routh-Hurwitz 稳定判据和尽可能减小稳态误差的设计要求, 取 k_0 的范围为 $1 \sim 5.7$, 经动态分析和试验后, 确定的 k_0 值如下:

A 系统: $k_0 = 3.98$

B 系统: $k_0 = 3.89$

确定了以上参数后, 可得系统的开环增益为

$$A \text{ 系统: } K' = 3.98 \times 20 \times 10 \times 140 \times \frac{1}{8.75} \times 1.67 \times 0.164 \times 0.126 \approx 438.4$$

$$B \text{ 系统: } K' = 3.89 \times 20 \times 10 \times 140 \times \frac{1}{8.75} \times 1.67 \times 0.164 \times 0.127 \approx 456.6$$

将以上数值代进引入 PID 校正器的开环传递函数表达式中后, 可得 A 系统的开环频率特性 (B 系统省略) 为

$$G(j\omega)H(j\omega) = \frac{438.4(0.001j\omega + 1)}{(10j\omega + 1) \left(-\frac{\omega^2}{240^2} + \frac{1.4j\omega}{240} + 1 \right) \left(\frac{\omega^2}{204^2} + \frac{j\omega}{204} + 1 \right)}$$

这里取 $\zeta_v = 0.7$, $\zeta_h = 0.5$ 。其对数频率特性如图 34.5-19 所示。

由系统的开环波德图可将系统分为三个频段:

低频段 ($\omega < 0.1$) 系统呈现比例环节特性, 幅值高达

$$20 \lg K' - 52.8 \text{ dB}$$

中频段 ($0.1 \leq \omega < 200$) 系统呈现一阶惯性环节特征, 曲线以 -20 dB/dec 的斜率穿越横轴, 穿越频率 ω_c 近似为

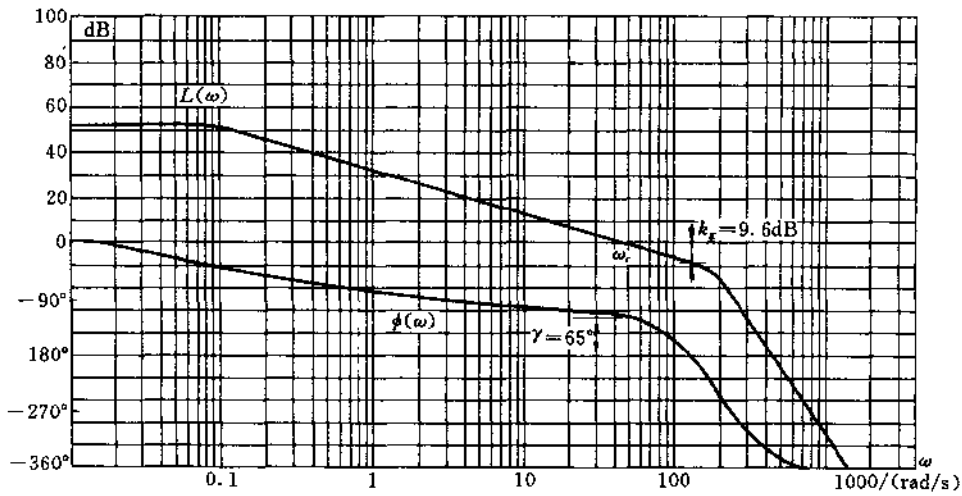


图 34.5-19 引入 PID 校正的系统开环波特图

$$\omega_c = \frac{K'}{T_1} = 43.8 \text{ rad/s}$$

中频段体现了系统的动特性。 ω_c 越大,系统响应速度越快。由于以斜率为 -20dB/dec 穿越横轴,所以系统是相对稳定的。

高频段 ($\omega \geq 200$) 曲线先以 -60dB/dec 的速度下降,当 $\omega > 240$ 后,曲线以 -100dB/dec 的速度下降。但当 $\omega > 1000$ 后,由于微分环节起作用了,故曲线又以 -80dB/dec 的速度下降。高频段的幅值衰减,反映了系统抗高频干扰的能力。

由图 34.5-19 可确定系统的稳定裕度近似为

幅值裕度 $k_g = 9.6\text{dB}$

相角裕度 $\gamma = 65^\circ$

(B) 系统的闭环频率特性

用 1170 频率特性分析仪测得两个系统的闭环频率特性如图 34.5-20 所示。由试验结果可以看出,当频率小于 3Hz 时,两系统幅相特性完全重合,幅值保持 0dB 衰减,相位滞后最大为 37° ,通常水平连铸机的最高工作频率为 2.5Hz ,因此,本系统完全满足水平连铸机工作范围内两拉辊的同步精度要求,从而也验证了同步控制方案的正确性。另外,由试验结果也可得到系统的频带分别为

A 系统: $7.6\text{Hz}(-90^\circ) \sim 14.7\text{Hz}(-3\text{dB})$

B 系统: $6.4\text{Hz}(-90^\circ) \sim 10.5\text{Hz}(-3\text{dB})$

(C) 系统的同步精度

直接测量两系统的同步误差比较困难,为此设计

了一专门测试装置,如图 34.5-21 所示。该装置的指针由减速机拖动,指针将电阻环上代表角位移的电压信号输入 X-Y 函数记录仪。由图 34.5-22 所示 X-Y 函数记录仪的输出波形就可以测得两系统的同步误差。

相邻两锯齿波之间的水平距离 T_A 或 T_B 表示拉辊转 360° 所需时间,由 T_A 和 T_B 可算得平均拉速

$$v_A = \pi D n_A = \pi D \frac{60}{T_A} \quad \text{m/min}$$

$$v_B = \pi D n_B = \pi D \frac{60}{T_B} \quad \text{m/min}$$

上式中 D 为拉辊工作直径, $D = 0.26\text{m}$ 。

再由平均拉速可得系统的速度同步误差为

$$\Delta v = v_A - v_B \quad \text{m/min}$$

相对速度同步误差为

$$\delta = \frac{v_A - v_B}{v_A} \times 100\%$$

表 34.5-2 给出了不同拉坯曲线参数时的同步误差测量结果。

由测试结果可得,系统的同步误差小于 1% ,能满足水平连铸机拉坯工艺的要求。

(6) 全数字式水平连铸机微机控制系统

前述的水平连铸机拉辊速度闭环系统是模拟式的,微机并未参与控制,所谓全数字式即指微机参与此速度闭环控制。

A. 全数字式水平连铸机计数和控制系统的构成

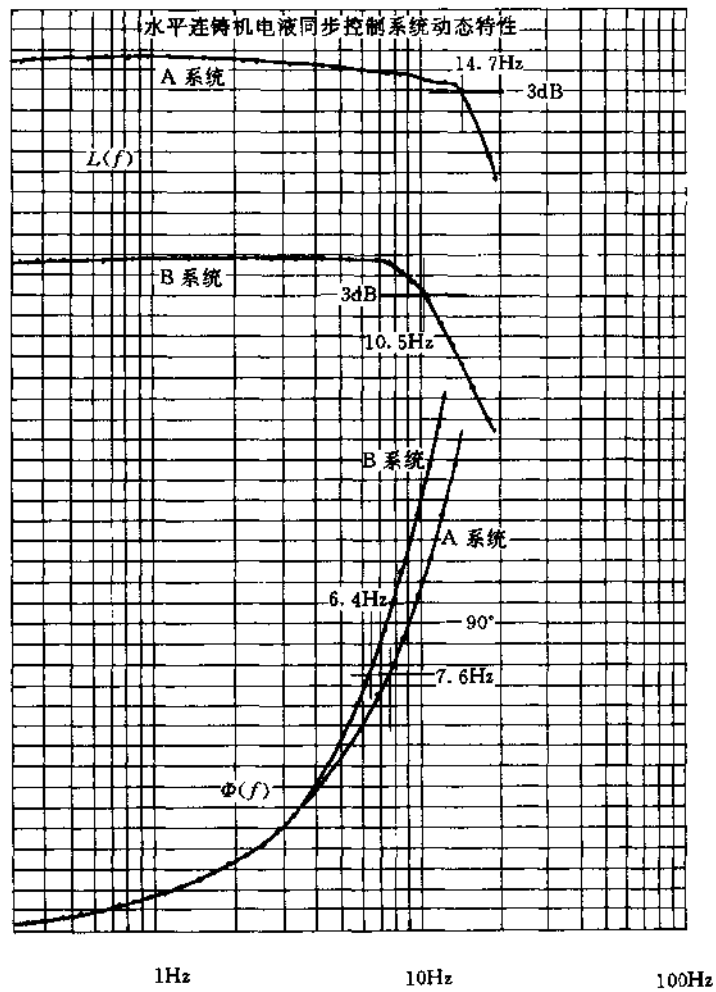


图 34.5-20 系统闭环特性曲线

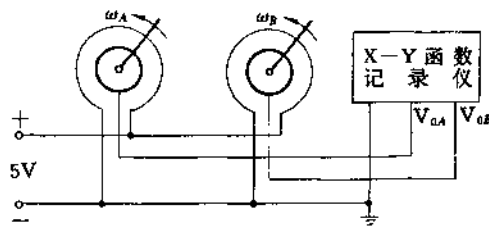


图 34.5-21 同步误差测试装置原理图

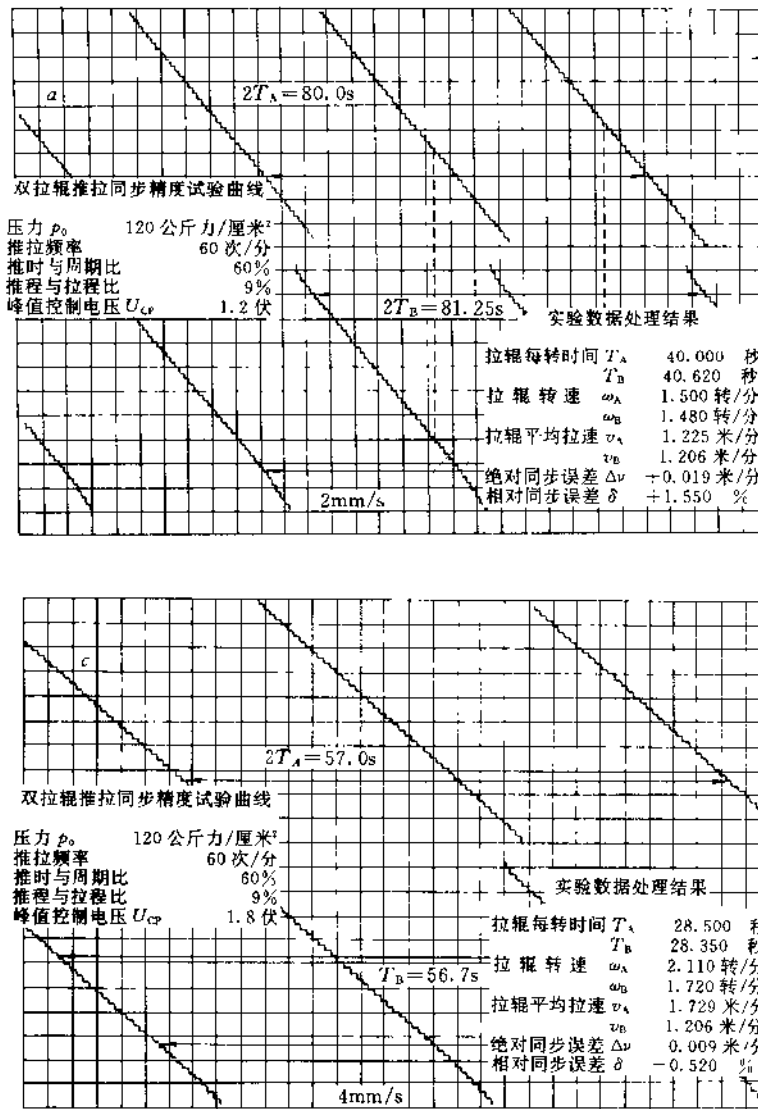


图 34.5-22 同步误差测试曲线

表 34.5-2 同步误差试验结果

| 序号 | 拉坏频率 /(c/min) | 推时与周期比 /(%) | 推拉程比 /(%) | 拉程峰值电压 /V | 拉辊每转时间 /s | | 拉辊平均拉速 /(m/min) | | 绝对误差 Δv /(m/min) | 相对误差 δ /(%) |
|----|------------------|----------------|--------------|--------------|--------------|-------|--------------------|-------|--------------------------------|--------------------------|
| | | | | | T_A | T_B | v_A | v_B | | |
| a | 75 | 60 | 9 | 1.5 | 33.5 | 33.75 | 1.463 | 1.452 | 0.011 | 0.75 |
| b | 90 | 60 | 9 | 1.8 | 28.5 | 28.35 | 1.72 | 1.729 | -0.009 | -0.52 |
| c | 90 | 60 | 10 | 2.3 | 23.19 | 23.19 | 2.113 | 2.113 | 0.000 | 0.00 |
| d | 90 | 60 | 11 | 3.26 | 17.35 | 17.35 | 2.825 | 2.825 | 0.000 | 0.00 |
| e | 90 | 60 | 12 | 4.34 | 13.15 | 13.18 | 3.727 | 3.718 | 0.009 | 0.24 |

除仍采用位总线微机外,测速元件采用了精度很高的光电编码盘代替了测速电机,用微机实现调速功能,构成两拉辊的速度闭环微机控制系统。

控制面临的一个问题是采用哪个节点来实现控制功能。显然,为了保证可靠性,主节点不能用作控制机,而下位机 iRCB44/20 板已有相当繁重的任务,既要产生指令信号,又要采集工艺参数,如果再用来控制速度回路,从时间上已不能实现,所以需要再建立一个专门用来实现控制算法的节点,可以采用另一块 iRCB44/20 板。然而,由于码盘作为速度检测元件时,需要用计数器对码盘的脉冲进行计数并转换成速度值。

iRCB44/20 板本身没有计数器功能,因此需要开发测速装置,但是测速装置与 iRCB44/20 板的通讯比较复杂,并且一旦系统功能需要进行扩展时也就无能为力了,而 STD 工业控制总线却能弥补这一缺点,幸运的是国内几家大的专业控制公司将 BITBUS 和 STD 有机的结合在一起,充分发挥了两者的优势,使组成的系统有很高的性能价格比。因此在水平连铸机数字式微机控制系统中,我们也采取了位总线和 STD 总线的组合系统。完整的水平连铸机数字式微机控制系统的原理如图 34.5-23 所示。

在图 34.5-23 所示的数字式控制系统中,“从节点

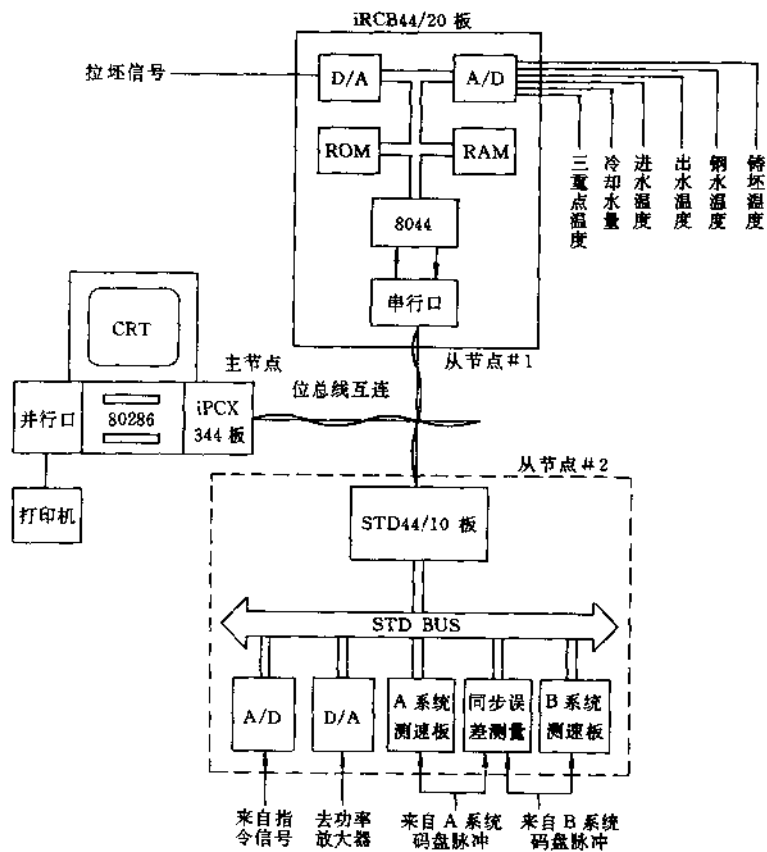


图 34.5-23 水平连铸机数字式微机控制系统方框图

点 #1”是 BITBUS 远程模拟控制板 iRCB44/20,其功能与模拟系统相同,主要用来完成控制系统指令信号的产生、工艺参数的采集等功能。“从节点 #2”是一个

STD 总线系统,由 STD44/10 板、A/D 板、D/A 板、两块码盘测速板和同步误差测量板组成。其中 STD44/10 板是 STD 系统的 CPU 板,同时也完成 BITBUS 中

的通讯功能; A/D板用来采集指令信号,分辨率为12位, $-10 \sim +10\text{V}$ 输入; D/A板用来控制伺服阀功率放大器,分辨率也是12位, $-10 \sim +10\text{V}$ 输出; 两系统的测速板用来记取光电编码盘的脉冲数,并折算成转速值,由STD CPU板进行读取;同步误差测量板则用来测量一段时间内两系统的位置同步误差。由于在水平连铸机系统中,测速范围大,从 $-2500 \sim +2500\text{r/min}$,采样时间为 $2 \sim 5\text{ms}$,现有的计数板无法满足测速要求,因此,需要设计高精度、宽范围、快响应的STD测速板。另外,由于数字式控制系统的研制过程中没有减速机,两系统同步误差的测量不能采用模拟系统中的测量方法,也需要开发同步误差测量板。其余模板均为STD标准板。

B. 光电编码盘数字式测速装置

目前使用较多的数字测速装置有光电式、磁电式传感器等计取齿轮盘齿数,再用频率电压转换计将数字量转换成模拟量输出或直接以BCD码方式输出转速值。显然,由于齿轮盘齿数的限制,中间环节太多,使得这种转速测量装置精度低,特别是低速时尤为严重,而且响应慢,不拟用于控制回路。另一方面,齿轮盘与光电传感器的安装比较困难。而脉冲编码器用来测速时,正好弥补了这一缺点。本系统采用了以8031单片机为核心,用脉冲编码器为检测元件的数字式测速装置。

(A) 脉冲编码器

日本Fanuc公司生产的A860-0300-T001系列脉冲编码器采用圆光栅,通过光电转换,将轴的转角转换成电脉冲信号,经长线驱动元件SN75113驱动,输出均为差分形式的A、B、C三种信号,其中A、B信号相位相差 90° ,C信号每转产生一个,作为零标志,可用于定零位和计算转数。电源电压为 $+5\text{V}$,三种输出信号的高电平大于 3.5V ,低电平小于 0.5V 。选用2000P型脉冲编码盘,即每转输出2000个标准脉冲数。编码器的响应频率为 100kHz ,允许的最大转速为 6000r/min 。

(B) 测速原理的选择

脉冲编码器转动时将发出与转速成正比的脉冲序列。根据对脉冲序列的不同处理方法可分以下几种测速法:

M(测频)法 用计数器计取规定时间内码盘发出的脉冲数,计算得到码盘转速。

T(测周)法 测量相邻两个码盘脉冲时间间隔,计算得到码盘转速。

M/T(测频/测周)法 在码盘脉冲的上升沿(或下降沿)到来时,计数器开始分别对码盘脉冲和高频时基脉冲计数,在定时到了后的第一个码盘脉冲上升沿(或下降沿)停止计数,根据计数器计取的码盘脉冲个数和高频时基脉冲个数计算得到码盘转速。

变M/T法 与M/T法的不同之处在于:事先规定了计取的码盘脉冲数,一旦计数到时,计数器便停止,根据码盘脉冲数和高频时基脉冲数计算得到转速,而规定计取的码盘脉冲数是随转速而变化的。

比较以上几种测速方法可以看出,由于存在 ± 1 的计数误差,所以M法在低速时、T法在高速时精度不高,M/T法虽有很高的检测精度,但存在着定时时间的选择问题,同时码盘脉冲的同步计数实现起来比较困难。而变M/T法则通过使用8031单片机和INTEL公司可编程计数芯片8253(或8254)实现起来比较方便,并可以得到较高的测量精度和较大的测速范围,完全适合水平连铸机速度控制系统的要求。因此用变M/T法来实现转速测量。

(C) 变M/T法的硬件实现

8031单片机以其优良的性能,低廉的价格得到了广泛的应用。因此选用8031单片机与8253可编程计数器组成的系统作为码盘转速变M/T法测量的硬件环境,转速检测原理如图34.5-24所示。

图34.5-24中计数用的高频时基信号CLK是利用单片机的时钟电路经开关管3DK4放大,74LS293分频后得到的 2MHz 高频脉冲信号。接收码盘脉冲信号的长线接收器为MC3486,实际上与码盘长线驱动器SN75113匹配的长线接收器应该是SN75115,但SN75115在国内市场供应很少,因此,用功能相当的MC3486芯片替代。MC3486是一个具有三态输出的四RS422/423传输线接收器,一个芯片中有四个接收器,共用一个电源,但彼此独立。其输出与TTL兼容。每个接收器都具有一个内部延迟电路,用来改善噪声电压的允许范围和克服在缓慢变化时输出的不稳定性,当控制管脚为低电平时,输出为高阻抗状态,MC3486原理如图34.5-25所示。

经MC3486输出的两路信号相位相差 90° ,为了提高测量精度,经异或门74LS86倍频后再进入8253计数器。另外,在水平连铸机工作过程中,有正、反两个方向旋转,因此必须有一个判向电路,由于码盘顺时针方向旋转时,A信号超前于B信号 90° ,反之当码盘逆时针方向旋转时,A信号滞后于B信号 90° 。根据码盘的这一特点,利用D触发器74LS74可构成判向电

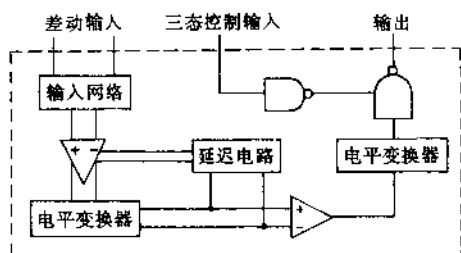
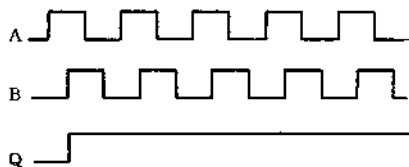


图 34.5-25 MC3486 原理框图

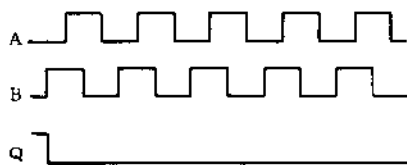
路。D 触发器的判向真值表如表 34.5-3 所示,其时序如图 34.5-26 所示。

表 34.5-3 D 触发器判向真值表

| 输入 | | 输出 | |
|---------|-------|----|---|
| CLK = B | D = A | Q | Q |
| | 1 | 1 | 0 |
| | 0 | 0 | 1 |
| | X | Q | Q |



(a) 码盘顺时针旋转



(b) 码盘逆时针旋转

图 34.5-26 码盘旋转方向判别电路时序图

D. 计数电路工作过程

本测速装置采用 8253 可编程计数器实现码盘脉冲和高速时基脉冲的计数。8253 计数器有 3 个独立的 16 位计数通道,每个通道有六种工作方式,可通过软件写不同的控制字来设置。在这里,将计数器通道 #0 设置成方式 0(计完最后一个脉冲 OUT0 变高,同

时停止计数),用于计取码盘脉冲,计数通道 #1 和 #2 串联使用,用于计取高速时基脉冲,其工作在方式 2(速率发生器)。计数电路的工作过程如下:

- CPU 向计数通道 #0 写入所要计取的码盘脉冲数,随即由 P1.2 口发出测速起动信号使 D 触发器 U9:A 的 CD 端置 1,同时计数器 #0 的门控信号 GATE0 置 1,允许计数器计数;

- 发出测速起动信号后,当码盘第一个脉冲的前沿到来时,将所要计取的码盘脉冲数 M_0 打入计数通道 #0 开始计数,同时 OUT0 变低,也就打开了计数通道 #1 和 #2 的门控端 GATE1 和 GATE2,允许计数,码盘脉冲的前沿到来时,也使 D 触发器 U9:A 的输出端 Q 变为 1,这样经“与非门”U5:B 后,高速时基信号可进入计数通道 #1 的 CLK1 端,开始计数;

- 门控信号 GATE0 置 1 和 D 触发器 U9:A 的 Q 端置 1 之间存在着时间差,两信号经“异或门”U8:B 产生一个正脉冲,该脉冲的下降沿使计数通道 #2 初始化,为计数通道 #1 溢出时串联计数作好了准备;

- 当计数器通道 #0 计取的码盘脉冲到 M_0 个时,OUT0 变高,经反相器后关闭计数通道 #1 和 #2 的门控端使其停止计数;

- CPU 通过判断 P1.1 口,可知计数器通道 #0 是否计数到,一旦计数到,则立即关闭测速起动信号 P1.2,然后读取计数通道 #1 和 #2 中的高速时基脉冲数,计算得到相应转速值和下一次需要计取的码盘脉冲数;

- 当码盘脉冲计数未到,而通道 #2 溢出产生中断时,CPU 进入中断服务程序,通过读取计数通道 #0 中所剩码盘脉冲个数计算转速。显然串行计数可有效的减小测速装置的“死区”。

E. 测速软件的编制

测速软件采用 MCS51 汇编语言编写,并编译成目标代码固化在 EPROM 中运行。

(A) 转速的计算

设在时间 t 秒码盘轴的角度位移量为 θ 弧度,则码盘转速为

$$n = \frac{60\theta}{2\pi t} \quad (34.5-1)$$

若码盘每转产生 p 个脉冲,在 t 秒内码盘计数通道 #0 的实际计数值为 M_0 ,则角位移量为

$$\theta = \frac{2\pi M_0}{p} \quad (34.5-2)$$

设高速时基脉冲频率为 f ,高速时基脉冲计数通

道#1和#2的计数值分别为 M_1 和 M_2 , 计数通道#1的初值为 m , 则检测时间 t 为

$$t = \frac{mM_2 + M_1}{f_c} \quad (34.5-3)$$

将式(34.5-2)、(34.5-3)代入式(34.5-1)中, 可得

$$\text{转速: } n = \frac{60f_c}{p} \frac{M_0}{mM_2 + M_1} = K \frac{M_0}{mM_2 + M_1}$$

$$\text{其中 } K = \frac{60f_c}{p} = \frac{60 \times 2 \times 10^6}{4000} = 30000$$

(B) 计数通道#0 预置码盘脉冲数 M_0 的确定

在本测速装置中, 转速测量时间 t 设为 3ms。由于转速是连续变化的, 所以根据上一次测量的转速值来计算本次预置码盘脉冲数 M_0 是合理的。由式(34.5-1)和(34.5-2)可得

$$M_0 = \frac{ptn}{60} = \frac{4000 \times 3 \times 10^{-3}}{60} \times n = \frac{n}{5}$$

综上所述, 可得测速软件流程如图 34.5-27 所示。

F. 测速误差分析

本测速装置存在如下几种误差:

计数误差 计数误差是指计取的高频时基脉冲数可能存在 ± 1 的误差。由于本系统中高频时基信号的频率为 2MHz, 而检测时间为 3ms, 此时计数误差引起的测速相对误差不超过 $\pm 0.0167\%$ 。

时标误差 由于晶体振荡器不稳定, 造成其输出信号的不稳定, 但这一误差非常小, 可以忽略不计。

码盘信号的误差 由于码盘光栅分度不均匀, 码盘支撑架的振动, 波形处理、传输以及接收电路引起的误差, 经分析这一原因引起的相对误差一般在 $\pm 0.1\%$ 以内。

转速计算中的舍入误差 由于本系统中采用双字节整数运算, 转速值也是以双字节整数输出的, 因此, 由运算引起的最大绝对误差不超过 0.5r/min。

从以上误差分析可知, 码盘数字测速系统具有很高的检测精度。

G. 测速板的 STD 总线接口

水平连轴机数字控制系统的调节功能由位总线的从节点#2来完成, 而节点#2又是一个 STD 总线系统, 因此, 为了实现转速数字量的直接反馈, 测速板也应符合 STD 总线标准, 也就是说, 必须将测速板设计成 STD 模板形式。STD 总线有 56 条, 其中包括 8 条数据总线, 16 条地址总线, 22 条控制总线和 10 条电源线。因此 STD 各模板的接口电路除了具有总线缓冲外, 还应有板译码器, 有的还应有 I/O 译码器。由于测速

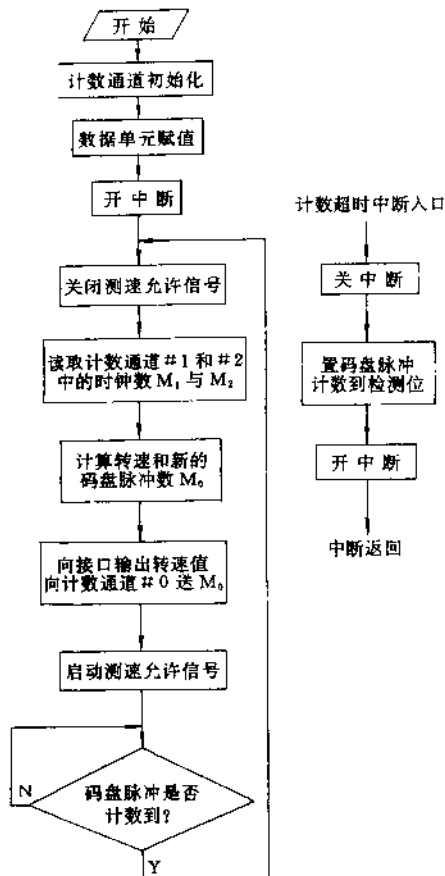


图 34.5-27 码盘测速软件流程框图

板的速度值采用双字节, 而 STD 总线只有 8 条数据线, 所以必须有口译码, 同时还必须有锁存能力, 以便测速板上的 CPU8031 和 STD 系统的 CPU 相互间无制约。码盘测速软件流程框图, 见图 34.5-27。

采用 74LS373 实现了数据的锁存功能。74LS244、74LS245 实现总线缓冲。74LS688 实现板译码, 由地址选择开关或跨接器选择板地址后, 连续的两个地址为转速值高、低字节, 勿需查询或等待。

本测速装置中, 转速测量值的双字节中高字节最高位代表转动方向, 所以测量范围为 $-32767 \sim +32767$ 。测速板的 STD 总线接口见图 34.5-28。

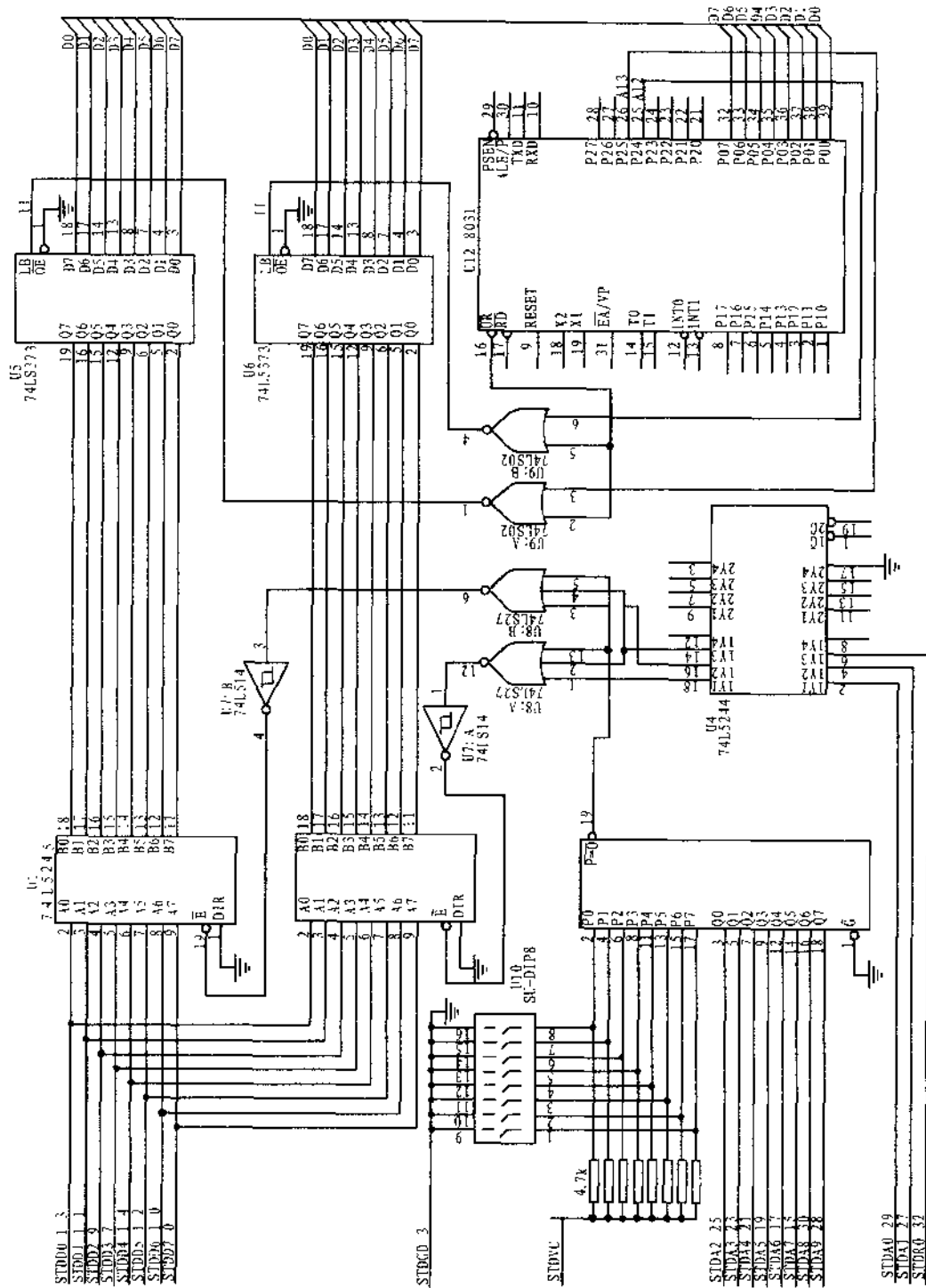


图 34.5-28 测试板的 STD 总线接口