

第3章 伺服系统

3.1 伺服系统概述

伺服系统是一种以位移、速度(加速度)或力(力矩)等机械参量为被控量,在控制命令的指挥下,控制执行元件工作,使机械运动部件按照控制命令的要求进行运动,具有良好的动态性能,从而使机械设备获得精确的位置、速度或力输出的自动控制系统。

大多数伺服系统具有检测反馈环节,因而伺服系统也是一种反馈控制系统。其基本设计思想是系统实时检测在各种外部干扰作用下被控对象输出量的变化,与指令值进行比较,并利用二者的偏差值进行自动调节,以消除偏差,使被控对象输出量能够迅速、准确地响应输入指令值的变化。由于伺服系统必须始终跟踪指定目标,因此伺服系统也称为随动系统或自动跟踪系统。

3.1.1 伺服系统的构成

伺服系统种类繁多,其组成和工作状况也不尽相同,但是无论多么复杂的伺服系统,一般都是包含比较元件、调节元件、功率放大元件、执行元件、检测反馈元件等几个部分,其基本组成框图如图 3.1 所示。

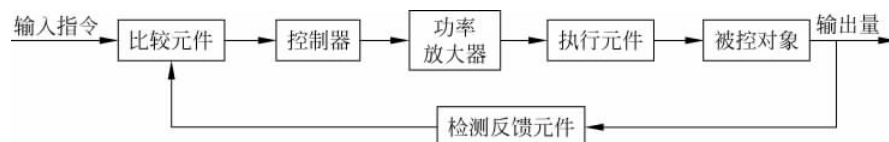


图 3.1 伺服系统组成框图

1. 比较元件

比较元件是将输入的指令信号与系统的反馈信号进行比较,以获得控制系统动作的偏差信号,通常由专门的电子电路或计算机软件来实现。

2. 控制器

控制器通常由计算机或控制电路组成,其主要任务是对比较元件输出的偏差信号进行变换、处理,按照一定的控制算法生成相应的控制信号。常用的控制算法有 PID 控制、最优控制、模糊控制和神经网络控制等。

3. 功率放大器

功率放大器的作用是对控制信号进行放大,从而指挥执行元件按要求动作,主要采用各种电力电子器件构成。

4. 执行元件

执行元件是在控制信号的作用下,将输入的各种形式的能量转换成机械能,以驱动被控

对象工作。机电一体化产品中多采用伺服电动机(包括交流伺服电动机、直流伺服电动机)和步进电动机为执行元件。

5. 被控对象

被控对象是指伺服系统中被控制的机构或装置,是完成系统目的之主体,一般包括机械负载和机械传动装置等。

6. 检测反馈元件

检测反馈元件是指对系统的被控制量(即被控对象的输出量)进行实时测量,将其转换成比较元件所需要的量纲并反馈到比较元件的装置,一般包括传感器及其转换放大电路等。

3.1.2 伺服系统的类型

1. 按控制方式的不同可分为开环、全闭环和半闭环伺服系统

1) 开环伺服系统

开环伺服系统是指没有检测反馈装置的伺服系统,也称开环系统或无反馈系统。通常用步进电动机作为伺服驱动装置。

图 3.2 是由步进电动机驱动齿轮减速装置和丝杠螺母副来带动工作台往复直线运动的开环系统,由于没有检测反馈装置,因此对工作台的实际移动量不进行检测。其原理为:步进电动机驱动电路接收从控制装置发出的脉冲指令,经环形分配和功率放大后,控制电动机的转动方向和转速大小。每输入一个脉冲指令,步进电动机就转动一定的角度(步距角),工作台就相应地移动一个距离,所以控制系统发出的脉冲数目决定了工作台移动的距离,而脉冲频率决定了工作台移动的速度。

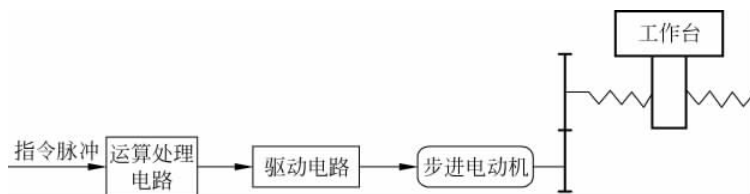


图 3.2 开环伺服系统组成简图

由于没有检测反馈,无法测出和补偿系统误差,工作台的定位精度主要取决于步进电动机和传动元件的累积误差。即使有误差,也无法自动纠正。因此,开环系统的定位精度较低,一般为 $\pm(0.01\sim0.03)\text{mm}$ 。由于执行元件是步进式运动,每一步都有启动/制动的微观变化,故运动不平稳,影响了加工粗糙度,尤其是低速运行时更为明显。另外,工作台的移动速度也受到限制,它主要取决于步进电动机的最高运行频率。开环系统的优点是结构简单,控制容易,成本低,调整和维修比较方便。由于被控量不以任何形式反馈到输入端,故工作比较可靠,但是抗干扰能力差。因此,开环系统主要用于精度和速度要求不高、轻载或负载变化不大的场合,如简易数控机械、机械手、小型工作台、线切割机和绘图仪等。

2) 全闭环伺服系统

全闭环伺服系统是指具有直接测量系统输出的反馈装置的伺服系统,简称闭环系统。通常采用直流伺服电动机或交流伺服电动机作为驱动装置,较少使用步进电动机。

在图 3.3 所示的闭环伺服控制系统中,传感器安装在执行机构(工作台)上,直接检测目

标运动的直线或回转位移。安装在工作台上的位移检测传感器(如直线感应同步器、光栅或磁栅)将工作台的直线位移量转换成反馈电信号,并与位置控制器中的参考值相比较,其偏差值经过驱动电路放大后,由伺服电动机驱动工作台向减小偏差的方向移动。若来自数控装置的脉冲指令不断产生,工作台就始终跟随移动,直至偏差值为零为止。

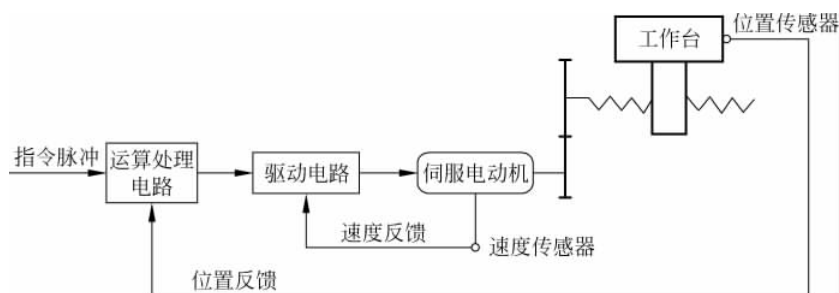


图 3.3 全闭环伺服系统组成简图

闭环系统是基于偏差的控制,可以补偿反馈回路中的系统误差,包括机械传动系统的传动误差和控制电路的误差,因此,闭环系统的定位精度主要取决于检测反馈装置的误差,而与控制电路、机械传动装置没有直接联系。如果采用较高精度的测量元件,则系统中传动链的误差、环内各元件的误差以及运动中造成的随机误差都可以得到补偿,大大提高了跟随精度和定位精度。为了增加系统的黏性阻尼,改善动态特性,在位置反馈回路内部还设有速度反馈回路,构成位置和速度双回路控制。所以,全闭环系统可以得到很高的精度和速度,其定位精度可达 $\pm(0.001\sim0.003)\text{mm}$ 。

由图 3.3 可见,在全闭环系统中,机械传动链全部包括在位置反馈回路之中。因此,系统将受到机械固有频率、阻尼比和间隙等因素影响,成为不稳定因素,从而增加了系统设计、控制和调试的难度,制造成本也会急剧增加。因此,全闭环系统主要用于精度和速度较高的精密和大型机电一体化设备,如超精车床、超精铣床及精度要求很高的镗铣床等。

3) 半闭环伺服系统

半闭环系统和闭环系统一样也安装有检测反馈装置,却是从系统传动链中间部位取出检测反馈信号。在半闭环控制系统中,常将传感器安装在传动机构上,或直接安装在执行元件的驱动轴上,从而间接测量目标运动的直线或回转位移。如图 3.4 所示,工作台的位置可通过安装在电动机轴上或丝杠轴端的编码器间接获得。

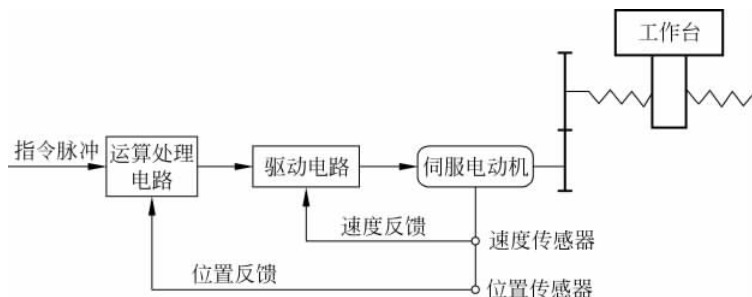


图 3.4 半闭环伺服系统组成简图

由于半闭环系统中有部分传动链位于系统闭环之外,故只能补偿反馈回路中的系统误差,其定位精度比全闭环的稍差,一般可达 $\pm(0.005\sim0.01)\text{mm}$ 。由于在半闭环系统中,位置反馈回路中不包括机械系统,因此稳定性比闭环系统好,且结构比较简单,调整和维护也比较方便,广泛用于各种机电一体化设备中,如数控机床和加工中心的伺服进给系统。

2. 按执行元件的不同可分为电气、液压、气动和电液伺服系统

伺服系统采用的驱动技术与所使用的执行元件有关。根据执行元件的不同,伺服系统可分为电气伺服系统、液压伺服系统、气动伺服系统和电液伺服系统。在机电一体化产品中,电气伺服系统得到了广泛应用。根据所用伺服电动机的不同,又有直流伺服系统、交流伺服系统和步进伺服系统之分。

表 3.1 列出了各种伺服系统的特点。

表 3.1 各种伺服系统的特点

伺服系统类型		执行元件	系统特点
电气伺服系统	直流伺服系统	直流伺服电动机	宜于微机控制,能实现定位伺服,过载性差,体积小,动力较大,无污染,应用广泛
	交流伺服系统	交流伺服电动机	
	步进伺服系统	步进电动机	
液压伺服系统		液压缸 液压马达	工作平稳,响应速度快,输出力矩大,特别是低速运行时的性能更具优势;设备复杂(包括泵、阀、过滤器、管路等),体积大,维修费用高,液压油易泄漏而造成环境污染
气动伺服系统		气缸 气动马达	气源方便,无泄漏污染,功率小,成本低,设备复杂。由于空气具有可压缩性,故定位精度不高,动作平稳性不好,实现伺服有一定的难度
电液伺服系统		电液伺服马达 电液步进电动机	电气与液压相结合,信号处理部分(如信号检测反馈,信号放大变换)采用电气元件,而功率输出部分使用液压元件,充分发挥电气和液压两方面的优点;结构紧凑,响应速度快,输出转矩比电动机大,可直接驱动负载,过载能力强,定位精度高,适于重载的高加/减速驱动

3.1.3 伺服系统的基本要求

机电一体化要求伺服系统应满足稳定性好、精度高、响应速度快等基本要求,同时还要求体积小、重量轻、可靠性高、成本低、工作频率范围宽、抗外界干扰和负载能力强等。

1. 稳定性

伺服系统的稳定性是指当作用在系统上的扰动信号消失后系统能够恢复到原来的稳定状态下运行,或者当给系统输入一个新的指令信号后系统能够达到新的稳定运行状态的能力。如果伺服系统在受到外界干扰或输入指令信号作用时,其输出响应的过渡过程随着时间的延长而衰减,而且过渡过程持续的时间较短,则说明系统稳定性好;如果系统输出响应的过渡过程为愈加剧烈的振荡或者表现为等幅振荡,则属于不稳定系统。伺服系统在其工作范围内具有较高的稳定性是最基本的要求,是确保系统正常运行的基本条件。伺服系统

的稳定性主要取决于系统的结构以及组成元件的参数(如惯性、刚度、阻尼、增益等),而与外界作用信号(包括指令信号和扰动信号等)的性质或形式无关,可通过自动控制理论所提供的方法加以判断并实施控制。

2. 精度

在伺服系统中,传感器的灵敏度和精度、伺服放大器的零点漂移和死区误差、机械传动装置的反向间隙和传动误差以及各元器件的非线性因素等都会影响系统的精度。伺服系统的精度是指系统输出复现输入指令的精确程度,以动态误差、稳态误差和静态误差三种形式来表现。稳定的伺服系统对于变化的输入信号的动态响应往往是一个振荡衰减过程。在动态响应过程中输出量与输入量之间的偏差为动态误差。当系统振荡衰减到一定强度后,动态响应过程结束,系统进入稳态过程,但输出量与输入量之间的偏差可能仍持续存在,该偏差即为系统的稳态误差。系统的静态误差是指系统组成元件的自身零件精度、装配精度以及干扰信号所引起的误差。

3. 快速响应性

快速响应性是指动态响应过程中系统输出能够快速跟随输入指令信号变化以及动态响应过程迅速结束的能力,是衡量伺服系统动态性能的重要指标。

伺服系统对输入指令信号的响应速度通常用系统的上升时间来描述,主要取决于系统的阻尼比。阻尼比越小则响应越快,但是过小的阻尼比会造成最大超调量增大以及调节时间加长,从而降低了系统的相对稳定性。伺服系统动态响应过程的迅速程度则由系统的调节时间(或过渡过程时间)来表征,主要取决于系统的阻尼比和固有频率。在阻尼比一定的情况下,固有频率的提高将缩短响应过程的持续时间。

上述三项基本性能要求是相互关联的,在进行伺服系统设计时,应在满足稳定性和精度的前提下,尽量提高系统的响应速度。

3.2 伺服系统的动态性能指标

3.2.1 时域性能指标

在一定条件下,伺服系统可简化为二阶系统。在现代数控机床中,其伺服进给系统大多为阻尼比小于1的欠阻尼系统,即所谓的软伺服系统,以利于轮廓轨迹的加工。二阶欠阻尼系统的单位阶跃响应曲线如图3.5所示。

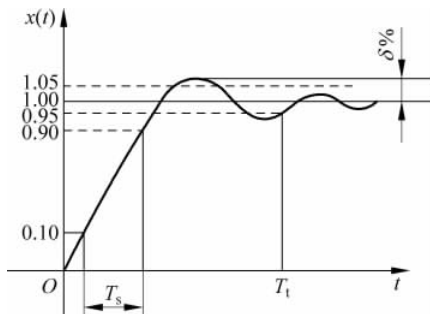


图 3.5 二阶系统单位阶跃响应曲线

- (1) 最大超调量 $\delta\%$: 系统的最大输出响应值超过稳态值的百分数。
- (2) 上升时间 T_s : 系统的输出响应由稳态值的 10% 上升到 90% 所需要的时间。
- (3) 调节时间 T_t : 系统的输出响应与稳态值之间的偏差达到 2% 或 5%, 并维持在此范围内所需要的时间。
- (4) 振荡次数: 在调整时间内, 系统的输出响应偏离稳态值的次数。
- 上升时间和调节时间表征过渡过程的快速响应性, 而最大超调量和振荡次数表征过渡过程的稳定性。

3.2.2 频域性能指标

1. 开环频域性能指标

图 3.6 示出了开环伺服系统频率特性指标。

1) 增益裕量(幅值裕量) A_g

相角位移 $\varphi(\omega) = -180^\circ$ 时的角频率为相位穿越频率或相位交界频率 ω_g 。当 $\omega = \omega_g$ 时, Bode 图中与 0dB 线的距离为增益裕量 A_g 。对于稳定的伺服系统, A_g 应在 0dB 线以下。

2) 相位裕量(相角裕量) γ

$L(\omega) = 0\text{dB}$ 时相频特性距 -180° 线的相位差值为相位裕量 γ 。对应的频率 ω_c 为幅值穿越频率或幅值交界频率、增益截止频率。稳定的伺服系统应具有正相位裕量, 即 γ 在 Bode 图的 -180° 线以上。

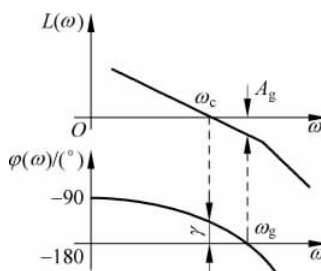


图 3.6 开环系统频率特性指标

2. 闭环频域性能指标

图 3.7 示出了闭环伺服系统频率特性指标。

1) 谐振峰值 M_r

谐振峰值 M_r 指闭环系统幅频特性的最大值。通常, M_r 越大, 系统单位过渡特性的超调量 $\delta\%$ 也越大。

2) 谐振频率 ω_r

谐振频率 ω_r 指闭环系统幅频特性出现最大值时的频率。

3) 频带宽度

频带宽度指闭环系统频率特性幅值由初始值 1 衰减到 0.707 时的频率, 即 $0 \sim \omega_b$ 的频率范围, 其中 ω_b 称为闭环截止频率, 即闭环幅频特性衰减至 0.707 或 -3dB 处的频率。

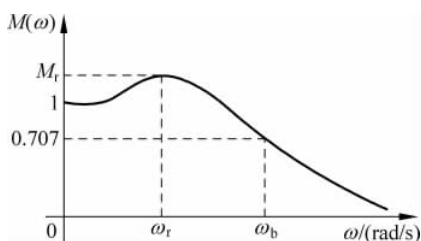


图 3.7 闭环系统频率特性指标

由图 3.7 可见, 伺服控制系统实际上是一个低通滤波器, $\omega > \omega_b$ 的噪声通过系统时会被很快地过滤掉。因此, ω_b 越大, 频带越宽, 系统的上升时间越短, 表明系统对输入的响应速度越快, 但抗高频噪声干扰的能力变差。

3.3 机械结构因素对伺服系统性能的影响

通过 2.1 节的分析可知,机械系统可抽象为二阶系统,故其性能与系统本身的阻尼比 ζ 和固有频率 ω_n 有关,而 ζ 和 ω_n 又与系统结构参数密切相关。因此,机械系统的结构参数(如惯量、黏性阻尼系数、弹性变形系数等)对伺服系统性能有很大影响。另外,机械结构中的非线性因素(如传动件的非线性摩擦、传动间隙、机械零部件的弹性变形等)对伺服系统性能也有较大影响。下面将就机械结构因素对伺服系统性能的影响进行分析和讨论,以便在进行机械结构设计和选型时合理考虑这些因素。

3.3.1 阻尼的影响

如前所述,大多数机械系统均可简化为如图 3.8 所示的二阶系统,由此可见,阻尼比 ζ 不同,系统的时间响应特性也不同。

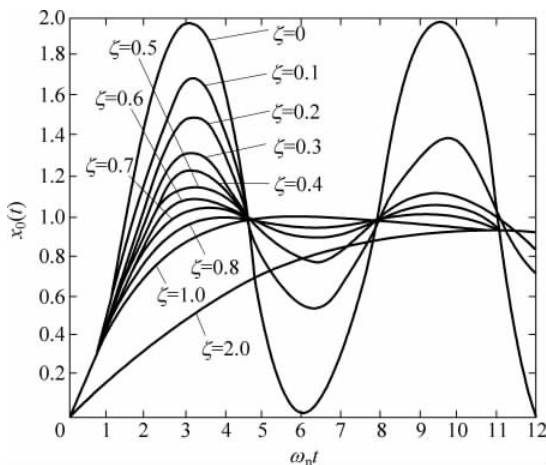


图 3.8 二阶系统的单位阶跃响应曲线

- (1) $\zeta=0$ (无阻尼)时,系统处于等幅持续振荡状态,将无法正常工作。
- (2) $\zeta \geq 1$ (临界阻尼或过阻尼)时,系统响应为一单调上升曲线,即过渡过程无振荡,但响应时间较长。
- (3) $0 < \zeta < 1$ (欠阻尼)时,系统处于减幅振荡状态,其幅值衰减的程度取决于衰减系数 $\zeta\omega_n$ 。在 ω_n 确定以后, ζ 越小,则系统振荡越剧烈,过渡过程越长。反之, ζ 越大,则振荡幅度越小,过渡过程越平稳,系统稳定性越好,但响应时间也越长。一般取 $0.4 < \zeta < 0.8$,可保证系统具有较好的稳定性和动态响应特性。

3.3.2 摩擦的影响

摩擦对伺服系统的影响主要有两个方面,一方面是引起动态滞后,降低系统的响应速度,导致系统误差,而另一方面是引起低速爬行,影响系统的定位精度。

1. 摩擦引起动态滞后和系统误差

在如图 3.9 所示的机械系统中,弹簧的刚度系数为 k ,阻尼器的黏滞摩擦因数为 B 。最

初,系统处于静止状态,当输入轴以一定的角速度 ω 转动时,由于轴承处的静摩擦力矩 T_s 的作用,在输入轴转角 $\theta_i \leq T_s/k$ 的范围内,输出轴将不会跟随运动, θ_i 即为静摩擦引起的传动死区。在传动死区内,系统对输入信号无响应,从而造成误差。

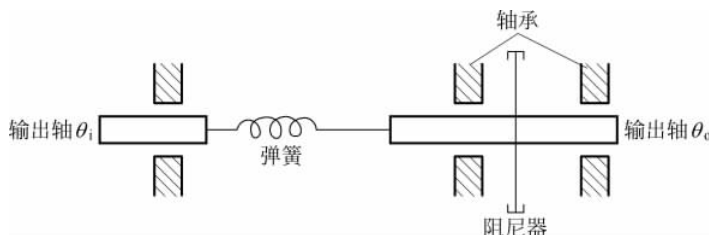


图 3.9 机械系统模型

输入轴继续以角速度 ω 运动。在 $\theta_i > T_s/k$ 后,输出轴也将以 ω 转动,但始终滞后于输入轴一个角度 $\Delta\theta$,即

$$\Delta\theta = \frac{B\omega}{k} + \frac{T_c}{k} \quad (3.1)$$

式中 $B\omega/k$ ——黏性摩擦引起的动态滞后;

T_c/k ——轴承动摩擦力矩引起的动态滞后。

滞后转角 $\Delta\theta$ 即为系统的稳态误差。

2. 摩擦引起低速爬行

由于存在非线性摩擦,机械系统在低速运行时常常会出现爬行现象,从而导致系统不稳定。爬行一般出现在某一临界转速以下,在高速运行时并不会出现。产生低速爬行的临界转速 ω_c 可由下式求得

$$\omega_c = \frac{2(T_s - T_c)}{(B_m + B) \left(1 + \frac{1 - \zeta^2}{\zeta} \tan \phi_c \right)} \quad (3.2)$$

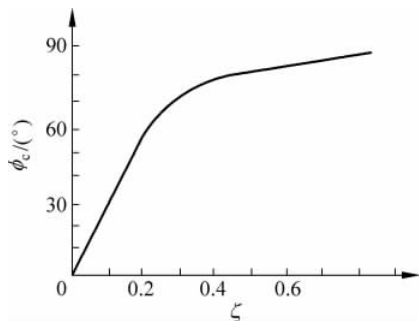
式中 B_m ——电动机磁黏性摩擦因数;

B ——机械系统黏性摩擦因数;

ζ ——系统阻尼比, $\zeta = \frac{B_m + B}{2\sqrt{Jk}}$;

ϕ_c ——出现爬行时系统的临界初始相位,可由图 3.10 求出。

由以上分析可以看出,为改善伺服系统低速爬行现象,应尽量减小静摩擦和动、静摩擦之差值,以及适当增加系统的惯量 J 和黏性摩擦因数 B ,但 J 的增加将降低系统的响应性能;而增加 B 也将增加系统的稳态误差,因此在进行系统设计时应加以妥善处理。

图 3.10 ϕ_c - ζ 关系曲线

3.3.3 结构弹性变形的影响

1. 结构谐振及其影响

在分析机电一体化系统时,为了使问题简化,通常假定系统中的机械装置为绝对刚体,

即无任何结构变形。但是,机械装置实际上并非刚体,而是具有柔性,其物理模型为质量-弹性系统。因此,当伺服电动机经传动系统带动机械负载按指令运动时,传动系统中包括电动机轴在内的所有传动轴、齿轮、紧固件、联轴器、减速箱及床身等部件均将产生程度不同的弹性变形,并具有一定的固有频率,其固有频率与部件的惯量和弹性变形系数等结构因素有关。

传动装置弹性变形对伺服系统稳定性能的影响如图 3.11 所示。由图可见,当机械系统(或部件)的固有频率接近或落入伺服系统的带宽之中时,系统(或部件)将在 ω_n 附近产生自激振荡而无法稳定工作。这种由于机械传动系统的弹性变形而产生的振动称为结构谐振(或机械谐振)。图 3.11 中, ω_n 为机械系统的固有频率(谐振频率), ω_c 为伺服系统的上截止频率,它与系统精度、响应速度之间的关系为

$$\omega_c = 60 \sqrt{\frac{\epsilon_{L\max}}{e}} \quad (3.3)$$

式中 $\epsilon_{L\max}$ ——负载最大角加速度($^\circ/\text{s}^2$);

e ——伺服精度(")。

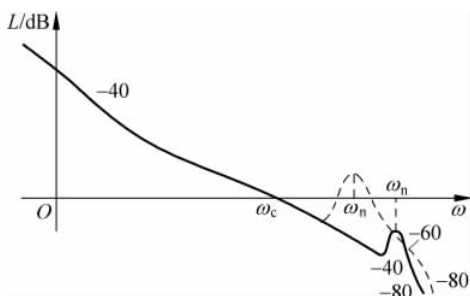


图 3.11 结构弹性变形对伺服系统性能的影响

因此,在伺服系统的工作频率范围内,不应包含机械系统(或部件)的固有频率,以免产生谐振。各部件的固有频率之间也应相应错开一定距离,以免造成振动耦合。机械传动系统中联轴器、减速器、丝杠螺母副、工作台等都可能是一个振荡环节,因此可能有多个谐振点。在诸多谐振频率中,以最低谐振频率为主导谐振频率。

如果伺服系统要求不太高且频带较窄,只要传动系统设计刚度足够大,则结构谐振频率 ω_n 通常远远高于系统的上截止频率 ω_c ,因此结构谐振问题并不突出。

但是随着对伺服系统的精度和快速响应性的要求越来越高,就必然要提高系统的频带宽度,从而可能导致机械系统的固有频率接近伺服系统的带宽,甚至可能落入带宽之内,使系统产生谐振而无法稳定工作,甚至导致机构损坏。

为避免伺服系统发生结构谐振而失去稳定性,机械系统的固有频率必须远离伺服系统的带宽。因此,伺服系统性能的提高,特别是系统带宽的提高将受到机械固有频率的限制。对于精密机械设计,应尽可能提高固有频率。随着伺服性能要求的提高,机械系统结构弹性变形对伺服性能的影响已经成为设计人员十分关注的问题。

2. 减小或消除结构谐振的措施

1) 提高机械系统固有频率,使之处在伺服系统的通频带之外

一般地,应使 $\omega_n \geq (8 \sim 10)\omega_c$ 。提高 ω_n 的措施主要有以下几个方面。

(1) 提高传动系统刚度。

① 采用弹性模量较高的材料以及合理选择构件截面几何形状和尺寸,均可提高零件刚度。例如对于轴而言,抗扭刚度与直径的四次方成正比,故适当增大直径可有效提高轴的抗扭刚度。

② 增加对机械系统固有频率有较大影响的薄弱环节的刚度。机械系统的刚度薄弱环节有轴承和丝杠等,可通过预紧措施来加以改善。另外,在动力减速传动系统中,末级输出轴(负载轴)也是刚度薄弱环节。如图 3.12 所示的二级齿轮减速器,两级传动比分别为 i_1 、 i_2 ,轴 I ~ 轴 III 的刚度分别为 $k_1 \sim k_3$,则换算到输出轴 III 上的等效刚度 k_{eq}^{III} 为

$$k_{eq}^{\text{III}} = \frac{1}{\frac{1}{(i_1 i_2)^2} \cdot \frac{1}{k_1} + \frac{1}{i_2^2} \cdot \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}} \quad (3.4)$$

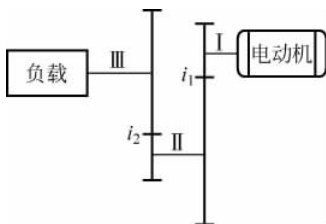


图 3.12 二级齿轮传动装置

可见,末级输出轴的刚度对等效刚度的影响最大。因此,加大传动系统最后几根轴的刚度,特别是末级轴的刚度,可大大提高传动系统的刚度。另外,增大末级减速比可有效提高末级输出轴的等效刚度(如某伺服转台动力减速系统中,末级减速比高达 30)。

③ 取消齿轮传动装置。在伺服传动系统中,还可以采用低速大扭矩的力矩电动机直接驱动负载。这样做的好处是大大缩短了传动链长度,减小了惯性元件之间的距离,从而提高了传动系统刚度。另外,由于取消了刚度薄弱环节即齿轮减速传动装置,故消除了齿轮传动中齿隙对系统谐振频率的削减,可显著提高传动系统刚度。

(2) 减小负载转动惯量。减小负载的转动惯量将有利于提高伺服系统的快速性和固有频率,却将导致传动刚度降低。因此,在不影响刚度的条件下,应尽量降低各部件的质量和惯量,以提高伺服系统的快速性、稳定性和准确性,并且可以降低成本。

2) 提高机械阻尼,抑制谐振

提高机械阻尼是解决谐振问题的一种经济有效的方法。由式(2.49)可知,加大黏性阻尼系数 B ,可增大阻尼比 ζ ,从而有效地降低振荡环节的谐振峰值。谐振峰值 M_r 与阻尼比 ζ 之间的关系为

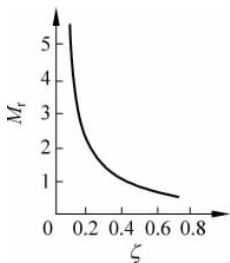


图 3.13 谐振峰值与阻尼比之间的关系

$$M_r = \frac{1}{2\zeta \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (3.5)$$

图 3.13 直观地示出了二者之间的关系。只要使 $\zeta \geq 0.5$,机械谐振对系统的影响就会大大削弱。

提高机械阻尼的方法有以下几种。

(1) 采用黏性联轴器。如某转台伺服电动机和减速器之间设置了液体黏性联轴器,由于液体的黏性,使系统的阻尼系数提高了一个数量级。

(2) 采用阻尼器。在负载端设置液压阻尼器或电磁阻尼器,可明显提高系统阻尼。

(3) 采用结构阻尼较大的结构或材料。通常螺栓连接的结构阻尼比焊接大,间断焊缝的阻尼比连续焊缝大。灰铸铁由于石墨的吸振作用,阻尼系数远大于钢,因而铸件广泛采用。但是近年来钢板焊接结构呈现出替代铸件的趋势,其原因是钢板焊接结构容易采用更