

伺服系统

原理与设计

(第三版)

张莉松 胡祐德 徐立新 编著

 北京理工大学出版社
BEIJING INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS

伺服系统原理与设计

(第三版)

张莉松 胡祐德 徐立新 编著

 北京理工大学出版社

BEIJING INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS

版权专有 侵权必究

图书在版编目(CIP)数据

伺服系统原理与设计/张莉松,胡祐德,徐立新编著.—3版.—北京:
北京理工大学出版社,2006.4

ISBN 7-81013-716-6

I. 伺… II. ①张…②胡…③徐… III. 伺服系统 IV. TP275

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2006)第 018486 号

出版发行 / 北京理工大学出版社

社 址 / 北京市海淀区中关村南大街 5 号

邮 编 / 100081

电 话 / (010)68914775(办公室) 68944990(批销中心) 68911084(读者服务部)

网 址 / <http://www.bitpress.com.cn>

电子邮箱 / chiefeditor@bitpress.com.cn

经 销 / 全国各地新华书店

印 刷 / 北京地质印刷厂

开 本 / 787 毫米 × 1092 毫米 1/16

印 张 / 14.75

字 数 / 342 千字

版 次 / 2006 年 4 月第 3 版 2006 年 4 月第 4 次印刷

印 数 / 7001 ~ 10000 册

定 价 / 25.00 元

、 责任校对 / 陈玉梅

责任印制 / 吴皓云

图书出现印装质量问题,本社负责调换

修订版说明

《伺服系统原理与设计》是为自动控制专业本科生专业课编写的教材。原书由胡祐德、曾乐生、马东生共同编著,北京工业大学副校长肖春林教授主审,于1993年由北京理工大学出版社正式出版,并获第三届全国工科电子类专业优秀教材二等奖。因教学需要,在广泛听取使用者意见的基础上,1998年由胡祐德、马东生、张莉松对原书进行修订。

经过几年教学实践和兄弟院校使用证明,此书对培养学生综合运用控制理论、自动控制元件、电机及电力拖动、电子技术等基础知识,熟练掌握伺服系统的原理及应用,掌握伺服系统设计技术和设计方法,均取得了较好的教学效果。

为适应新的伺服技术的发展,2005年由张莉松、胡祐德、徐立新对此书再次修订。本次修订保留了原教材最基本的内容,对部分章节做了必要的调整,增添了数字伺服系统仿真以及数字伺服系统的设计,适当补充了基于多层前向神经网络的伺服系统逆动态控制实验研究的内容,改写了第2章、第3章、第4章、第5章和第6章的内容,以适应新的教学需要。

受我们的水平与经验的局限,难免还有错误和欠妥之处,敬请读者批评指正。

编者
2005年3月

目 录

第 1 章 概论	(1)
1.1 伺服系统的发展	(1)
1.2 伺服系统的广泛应用	(1)
1.3 伺服系统的基本概念	(2)
第 2 章 伺服系统的稳态设计	(5)
2.1 设计概述	(5)
2.2 负载的分析计算	(7)
2.3 执行元件的选择	(13)
2.4 检测装置的选择	(21)
2.5 信号转换电路的设计和选择	(39)
2.6 放大装置的设计和选择	(55)
2.7 电源设备等装置的设计	(56)
习 题.....	(56)
第 3 章 伺服系统传递函数的建立	(58)
3.1 直流随动系统的传递函数推导	(58)
3.2 采用两相异步电机的交流随动系统传递函数推导	(61)
3.3 采用三相电动机的交流随动系统传递函数的推导	(63)
习 题.....	(64)
第 4 章 伺服系统的动态设计	(65)
4.1 动态设计原则	(65)
4.2 希望特性的绘制	(69)
4.3 补偿环节传递函数的求取	(73)
4.4 补偿装置的实现	(83)
习 题.....	(99)
第 5 章 提高系统品质的几种方法	(101)
5.1 常用的线性补偿	(101)
5.2 复合控制与扰动间接测量补偿技术	(108)
5.3 非线性补偿技术在伺服系统中的应用	(115)
5.4 干摩擦对系统的影响及其改善	(118)
5.5 机械谐振对系统的影响及其补偿	(123)
5.6 传动间隙对系统的影响及其补偿	(128)
习 题.....	(133)
第 6 章 伺服系统举例	(135)
6.1 火炮方位伺服系统	(135)

6.2	锁相可逆调速系统	(137)
6.3	VCD 放像机的伺服系统	(141)
6.4	应用于飞行试验仿真系统中的交流伺服系统	(147)
第 7 章	伺服系统数字仿真	(156)
7.1	系统仿真进展	(156)
7.2	MATLAB 软件与 SIMULINK 仿真环境	(156)
7.3	随动系统仿真	(158)
7.4	仿真验模	(164)
第 8 章	数字伺服系统的设计	(165)
8.1	概述	(165)
8.2	数字伺服系统硬件设计与实现	(167)
8.3	数字伺服系统软件设计与实现	(190)
8.4	数字伺服系统工程设计中的某些问题	(198)
第 9 章	现代控制理论在伺服系统中的应用	(202)
9.1	伺服系统的滑模控制	(202)
9.2	重复控制原理及其应用	(208)
9.3	基于多层前向神经网络的伺服系统逆动态控制	(213)
附录一	常用补偿电路及其特性	(225)
附录二	常用有源补偿电路及其特性	(227)
参考文献	(229)

第 1 章 概 论

1.1 伺服系统的发展

伺服系统(Servo System)是自动控制系统中的一种。它是伴随电的应用而发展起来的,最早出现于 20 世纪初。伺服系统控制技术的发展,一方面是生产需求的激励,尤其是军事需求;另一方面也与控制器件、执行机构和功率驱动装置的发展息息相关。1934 年第一次提出了伺服机构(Servomechanism)这个词,1944 年第一个伺服系统诞生,第二次世界大战期间对伺服系统提出了大功率、高精度、快速响应等一系列高性能要求,20 世纪 50—60 年代电液伺服发展日趋完善,70 年代以来电力电子技术以及新型电机控制技术 PWM(脉冲宽度调制技术)促进了电气伺服系统的发展,目前伺服系统的发展以数字化、集成化、智能化为特征,现代伺服控制技术及其系统的特征可以概括为:

- (1) 全控型电力电子器件组成的 PWM 技术在伺服功率驱动中得到广泛应用。
- (2) 微处理机特别是 DSP(数字信号处理器)在伺服系统中的普遍应用,使得现代控制理论逐渐实现工程实用化。
- (3) 各种伺服控制元件向着集成化、数字化、功能化、模块化、智能化以及用计算机控制的方向发展。
- (4) 伺服系统的可靠性设计及其自诊断技术伴随着系统功能、性能以及复杂化程度的升级引起人们的普遍重视。

1.2 伺服系统的广泛应用

随着自动控制理论的发展,到 20 世纪中期,伺服系统的理论与实践均趋于成熟,并广泛应用于机械制造行业、冶金工业、航天工业、微电子行业、军事工业、运输行业、通信工程以及日常生活中。

伺服系统在机械制造行业中用得最多最广,各种机床运动部分的速度控制、运动轨迹控制、位置控制,都是依靠各种伺服系统完成的。它们不仅能完成转动控制、直线运动控制,而且能依靠多套伺服系统的配合,完成复杂的空间曲线运动的控制,如仿型机床的控制、机器人手臂关节的运动控制等。它们可以完成的运动控制精度高、速度快,远非一般人工操作所能达到。

在冶金工业中,电弧炼钢炉、粉末冶金炉等的电极位置控制,水平连轴机的拉坯运动控制,轧钢机轧辊压下运动的位置控制等等,都依靠伺服系统来实现,这些更是无法用人工操作所能代替的。

在运输行业中,电气机车的自动调速、高层建筑中电梯的升降控制、船舶的自动操舵、飞机的自动驾驶等都由各种伺服系统为之效力,从而减缓操作人员的疲劳,也大大提高了工作

效率。

在军事上,伺服系统的应用更为普遍,雷达天线的自动瞄准跟踪控制、高射炮、战术导弹发射架的瞄准运动控制、坦克炮塔的防摇稳定控制、防空导弹的制导控制、鱼雷的自动控制等等,不胜枚举。

在计算机外围设备中,也采用了不少伺服系统,如自动绘图仪的画笔控制系统、磁盘驱动系统等等。

如今,我国已能生产激光电视放像系统,用激光将信息录制在光盘上,一圈信息在电视机构成一幅画面,放像过程是用很细的激光束沿信息道读取信息,各信息道之间的间隔已达 μm 级,因此控制激光束的位置伺服系统也具有相应的控制精度,以保证获取清晰稳定的画面。

伺服系统的应用越来越广泛,大至控制 1 000 kg 级的巨型雷达天线,可及时准确地跟踪人造卫星的发射,小至用音圈电机来控制电视放像机的激光头,涉及国防、工业生产、交通运输及家庭生活,而且必将发展应用到更新的领域。

1.3 伺服系统的基本概念

什么是伺服系统? 伺服系统是用来控制被控对象的某种状态,使其能自动地、连续地、精确地复现输入信号的变化规律,通常是闭环控制系统。

伺服系统的种类很多,组成状况和工作状况多种多样,可简单地用图 1-1 来表示它的组成。它有检测装置,用来检测输入信号和系统的输出,有放大装置和执行机构,为使各部件之间有效地组配和使系统具有良好的工作品质,一般还有信号转换电路和补偿装置。这里仅指信息在系统中传递所必经的各个部分。此外,以上各个部分都离不开相应的能源设备、相应的保护装置、控制设备和其他辅助设备。

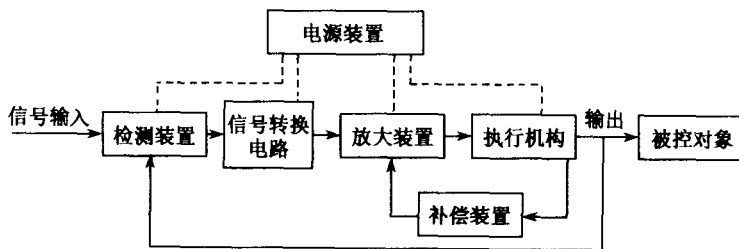


图 1-1 伺服系统的组成

伺服系统的输出可以是各种不同的物理量,本书将结合机械运动控制中的问题,如速度(包括角速度)控制、位置(包括转角)控制和运动轨迹控制,讨论各种速度伺服系统和位置伺服系统(亦称随动系统)的原理与设计问题。

从系统组成元件的性质看,有电气伺服系统,它的全部元、器件由电气元件组成;有全部由液压元件组成的液压伺服系统;有两者相结合的电气-液压伺服系统、电气-气动伺服系统。因限于篇幅,本教材主要以电气伺服系统的线路为例,但所讨论的原理和设计方法仍具有一般性。

从控制方式看,伺服系统不包括单纯的开环控制,而具有以下几种类型,如图 1-2 所示:

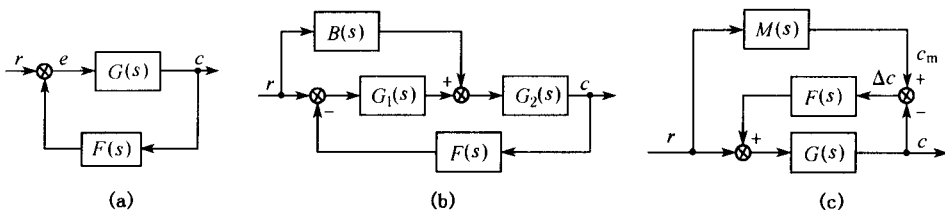


图 1-2 伺服系统的基本控制方式举例

(a) 按误差控制的系统;(b) 按误差和扰动复合控制的系统;(c) 模型跟踪系统

第一种是按误差控制的系统,如图 1-2(a)所示,它由前向通道 $G(s)$ 和负反馈通道 $F(s)$ 构成,亦称闭环控制系统。系统的开环传递函数和闭环传递函数分别为

$$W(s) = G(s)F(s) \quad (1-1)$$

$$\phi(s) = \frac{G(s)}{1 + G(s)F(s)} \quad (1-2)$$

将系统输出速度 v_c (或角速度 Ω_c) 转变成电压信号 U_f 反馈到系统输入端,用输入信号 U_r 和 U_f 的差

$$U_r - U_f = \Delta U \quad (1-3)$$

来控制系统,即构成速度伺服系统,通常系统主反馈通道的传递函数是个常系数,即

$$F(s) = f \quad (1-4)$$

根据系统的线路和它的工作特点,有单向调速系统、可逆(即双向)调速系统和稳速系统。

将系统输出转角 φ_c (或位移 L_c) 反馈到系统主通道的输入端,与输入角 φ_r (或位移 L_r) 的差为 e ,即

$$e = \varphi_r - \varphi_c \quad (1-5)$$

以此来控制系统,即构成位置伺服系统(随动系统)。它的主反馈通道传递函数通常是

$$F(s) = 1 \quad (1-6)$$

即所谓单位反馈,位置伺服系统通常都是可逆运转的。它的开环传递函数与闭环传递函数之间有以下简单关系

$$\phi(s) = \frac{W(s)}{1 + W(s)} \quad (1-7)$$

按误差控制的系统历史最长,应用也最广。要使系统输出精确地复现输入,系统的动态响应品质和系统稳定精度存在矛盾,这是设计这类系统需要认真解决的问题。

第二种是按误差和扰动复合控制的系统,采用负反馈与前馈相结合的控制方式,亦称开环-闭环控制系统,如图 1-2(b)所示。其系统闭环传递函数为

$$\phi(s) = \frac{[B(s) + G_1(s)]G_2(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)F(s)} \quad (1-8)$$

式中 $B(s)$ 代表前馈通道的传递函数。

无论是速度伺服系统,还是位置伺服系统,都可以采用复合控制形式,它的最大优点是引入前馈 $B(s)$ 后,能有效地提高系统的精度和响应速度,而不影响系统闭环部分的稳定性。

第三种系统称为模型跟踪控制系统,如图 1-2(c)所示,除具有前向主控制通道外,还有

一条与它并行的模型通道 $M(s)$, 它通常用电子线路(或用计算机软件)来实现, 将两者输出的差

$$\Delta c = c_m - c \quad (1-9)$$

作为主反馈信号, 通过 $F(s)$ 反馈到主通道的输入端, 要求系统的实际输出 c 跟随模型的输出 c_m , 与复合控制系统类似, 该系统的闭环传递函数可表示成

$$\phi(s) = \frac{[1 + M(s)F(s)]G(s)}{1 + G(s)F(s)} \quad (1-10)$$

适当选取模型通道的传递函数 $M(s)$ 和反馈通道的传递函数 $F(s)$, 可以使系统获得较高的精度和良好的动态品质。它可以看成是由复合控制演变而成的, 故仍属于相同的一类。

模型跟踪控制用于速度伺服系统比较方便, 在位置伺服系统中只适宜将它用于速度环的控制。

伺服系统的特性有线性的和非线性的, 实际系统严格说都是非线性的, 但不少系统可以建立近似的线性数学模型, 用线性控制理论进行分析与设计, 是控制系统设计最基本的内容, 为此, 本书主要介绍线性系统的设计, 对非线性系统的设计问题, 只有很少的一点介绍。

伺服系统的理论设计主要有稳态设计、传递函数推导和动态设计三个步骤。本书以系统设计为主线重点讲述伺服系统的设计过程, 并且介绍了提高系统品质的几种方法。还以一个随动系统为例讲述了如何采用 MATLAB 软件对系统进行数字仿真。本书第 8 章介绍了数字伺服系统的设计, 第 9 章介绍了现代控制理论在伺服系统中的应用。

第2章 伺服系统的稳态设计

2.1 设计概述

伺服系统的应用已十分广泛,其组成及性能特点也各不相同。本书只就电气伺服系统一般设计计算方法,作一简单介绍。需要强调的是,本章介绍系统的稳态设计,以下几章介绍系统的动态设计,每种方法都有自己的长处与局限性,有的还需要继续完善。

系统的设计包括稳态设计和动态设计,纸面上的设计计算和计算机仿真,都只是为工程设计制订方案,用以指导工程实践(包括加工制造、安装、调试等等)。这对工程实践过程中少走弯路、减少盲目性是很重要的。

速度控制系统和位置控制系统的共同点是:通过系统的执行元件,直接或经机械传动装置带动被控对象完成要求的机械运动。因此工程上对它们的技术要求,主要是围绕着机械运动的规律和运动参数的要求。

以速度控制系统为例,通常对它的技术要求有:

① 速度调节的可逆性要求(即只要求单向调速还是要求可逆调速)、平滑性要求(即要求有级调速还是无级调速)、连续性要求(即要求调速是连续的还是容许有间歇的)。

② 系统输入轴的最大转速 n_{\max} (r/min) 或最大输出角速度 Ω_{\max} (rad/s) 或最大速度 v_{\max} (m/s); 最低平稳转速 n_{\min} (r/min) 或最小角速度 Ω_{\min} (rad/s) 或最小速度 v_{\min} (m/s)。有时用调速范围 D 作为技术指标。

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{\Omega_{\max}}{\Omega_{\min}} = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} \quad (2-1)$$

③ 系统输出轴上负载力矩变化时对速度控制精度的影响,通常用静差率 δ 或转速降 Δn (或 $\Delta\Omega$ 或 Δv) 作为技术指标。

Δn 是指在控制信号一定的条件下,系统理想空载转速 n_0 与满载时的转速 n 之差

$$\Delta n = n_0 - n \quad (2-2)$$

静差率 δ 是指控制信号一定的条件下, n_0 与 Δn 的百分比

$$\delta = \frac{n_0 - n}{n_0} \times 100\% = \frac{\Delta n}{n_0} \times 100\% \quad (2-3)$$

④ 阶跃输入信号作用下系统输出速度的响应特性。在具有振荡的响应特性时,对最大超调量 $\sigma\%$ 和响应时间 t_s (以偏差在 $\pm 5\%$ 或 $\pm 2\%$ 范围计算) 有要求。

⑤ 负载扰动(通常用阶跃扰动或脉冲扰动形式)作用下系统的响应特性。以上第3项的 Δn 和 δ 是指稳态特性,这里指的是动态响应特性,通常用最大转速降 Δn_{\max} (或 $\Delta\Omega_{\max}$ 或 Δv_{\max}) 与响应时间 t_{sf} 来衡量。

⑥ 对系统工作制的要求,是长期连续运行制、间歇运行制、还是短时运行制。对系统可靠性(通常用连续运行无故障时间来衡量)、使用寿命、使用环境条件(包括环境温度、湿度、振动、

抗冲击、防水、防化、防辐射、电源条件的限制等)、经济性(如生产成本、标准化程度等)、结构形式(包括体积、质量、安装特点等)等多方面的要求。

对速度控制系统的精度,要求很不一致,在多数情况下,要求系统输出速度达到某一标准值,常常依靠调节控制信号来满足。

位置控制系统有定位控制和跟踪控制(即随动)两大类,它们对精度都有明确的要求。现以随动系统为例,除以上第3项不适合外,第5项是系统等速跟踪时,负载扰动下系统最大的误差角 e_{mf} 和过渡过程时间 t_{sf} 作为技术标准,其余几项要求基本上是一致的。此外还有以下几条比较常见的技术要求。

⑦ 系统静误差。随动系统通常设计成无静差系统,当系统静止协调时,没有位置误差。但实际系统存在非线性因素,如测角元件的分辨率有限,系统输出端机械运动部分存在干摩擦等等,都将给系统造成一定的静误差。

⑧ 系统跟踪状态下的误差。通常有匀速跟踪状态下的误差 e_v ,是系统输出轴跟随输入轴等速运动时,两轴之间存在的瞬时误差角,常简称为速度误差。正弦误差 e_m ,即输出轴跟随输入轴作正弦运动时,两轴之间瞬时误差的最大值。

此外,也有用相对精度指标的,如速度品质系数 K_v 和加速度品质系数 K_a ,有以下表达式

$$K_v = \frac{\Omega_z}{e_v} \quad (1/s) \quad (2-4)$$

$$K_a = \frac{\epsilon}{e_a} \quad (1/s^2) \quad (2-5)$$

式中 Ω_z ——系统等速跟踪运动的角速度;

e_v ——此时对应的速度误差角;

ϵ ——系统等加速跟踪时的角加速度;

e_a ——此时对应的加速度误差角。

考察系统动态品质,除采用第4、第5项指标外,也有对系统的频率响应特性提出指标要求,如振荡指标 M 、频带宽度 ω_b 和相角裕量 γ 等。

在进行伺服系统设计时,首先要了解被控对象的特点和对系统的具体要求,经过调查研究制订出系统的线路方案。它通常只是一个初步的轮廓,包括系统主要元、部件的种类,各部分连接的方式,系统的控制方式,所需能源形式,校正补偿装置打算如何引入以及信号转换的方式等等。

紧接着要进行定量的分析计算,先进行稳态设计,它包括系统输出运动参数能否达到技术要求、执行电机的功率与过载能力的验算,各主要元、部件的选择与线路设计,要考虑好信号的有效传递、各级增益的分配、各级之间阻抗的匹配和抗干扰措施。并为后面动态设计的校正补偿装置的引入留有余地。

通过稳态设计,系统主回路的各部分特性、参数已初步确定,便可着手建立系统的数学模型,为系统的动态设计作好准备。

动态设计主要是综合校正补偿装置,使系统满足动态技术指标要求,通常要进行计算机仿真,或借助计算机进行辅助设计。

以上都是理论设计计算,完成的仅仅是一个设计方案,而且这种工程设计计算总是近似的,只能作为工程实践的一个参照。系统的实际线路和参数往往要通过样机的试验与调试,才

能最后确定下来。这并不等于以上设计计算是多余的,一个好的设计计算方案,对指导工作实践是很有作用的,可以减少盲目性,有利于加快样机的调试和线路参数的确定。

2.2 负载的分析计算

无论是位置控制系统还是速度控制系统,都是带动被控对象作机械运动,被控对象就是系统输出端的机械负载,它与系统执行元件的机械传动联系有多种形式。它们组合成系统的主要机械运动部分,这部分的动力学特性对整个系统的性能影响极大。

被控对象(以下简称负载)运动形式有直线运动和旋转运动两种,具体负载往往比较复杂,为便于分析,常将它分解成几种典型负载,结合系统的运动规律再将它们组合起来,使定量的设计计算便于进行。要定量计算就要涉及量纲,本书采用国际单位制 SI,考虑国内有些资料还在使用工程单位制,所以在实际应用时要注意单位换算。

2.2.1 几种典型负载

实际系统的负载情况是很复杂的,划分成典型负载,是为了便于定量计算,因此划分本身就存在有近似,只要这种近似程度工程上容许。现将几种常用的典型负载表述如下:

1. 干摩擦负载

直线运动用干摩擦力 $F_c(N)$, 旋转运动用干摩擦力矩 $M_c(N \cdot m)$ 表示

$$\begin{cases} F_c = |F_c| \operatorname{sign} v \\ M_c = |M_c| \operatorname{sign} \Omega \end{cases} \quad (2-6)$$

式中, v 和 Ω 分别表示负载线速度和负载角速度,对具体系统负载而言,干摩擦力 F_c (或力矩 M_c) 的大小可能是变化的,但只要它的变化量较小,可近似看成 F_c (或 M_c) 为常值,其符号由运动方向(即 v 或 Ω 的符号)决定。

2. 黏性摩擦负载

用黏性摩擦力 $F_b(N)$ 或黏性摩擦力矩 $M_b(N \cdot m)$ 表示

$$\begin{cases} F_b = b_1 v \\ M_b = b_2 \Omega \end{cases} \quad (2-7)$$

其中,黏性摩擦系数 $b_1(N \cdot s/m)$, $b_2(N \cdot m \cdot s)$ 均为常系数,即黏性摩擦力 F_b 与负载运动速度 v 成正比,黏性摩擦力矩 M_b 与负载角速度 Ω_z 成线性关系。

3. 惯性负载

直线运动时以负载质量 $m(kg)$ 和惯性力 F_m 来表征;转动时以负载转动惯量 $J_d(kg \cdot m^2)$ 和惯性转矩 M_J 来表征,

$$\begin{cases} F_m = ma \\ M_J = J_d \epsilon_z \end{cases} \quad (2-8)$$

式中 a ——负载线加速度, m/s^2 ;
 ϵ_z ——负载角加速度, rad/s^2 。

4. 位能负载

直线运动时用重力 $W(N)$ 表示,转动时用不平衡力矩 $M_w(N \cdot m)$ 表示。在简单情况下 W 或 M_w 为常值,且方向不变。

5. 弹性负载

直线运动时,弹力 F_k 与线位移 l 成正比;转动时,弹性力矩 M_k 与角位移 φ 成正比

$$\begin{cases} F_k = K_1 l \\ M_k = K_2 \varphi \end{cases} \quad (2-9)$$

式中 弹性系数 $K_1(N/m), K_2(N \cdot m/rad)$ ——均为常值。

6. 风阻负载

通常简化成风阻力 F_f 与负载线速度的平方 v^2 成正比;风阻力矩 M_f 与负载角速度的平方 Ω^2 成正比

$$\begin{cases} F_f = f_1 v^2 \\ M_f = f_2 \Omega^2 \end{cases} \quad (2-10)$$

式中 风阻系数 $f_1(N \cdot s^2/m^2), f_2(N \cdot m \cdot s^2)$ ——均为常值。

对具体系统而言,其负载特性可用以上典型负载来组合,但并不一定上述典型负载都包括在内。最为普遍的是干摩擦负载和惯性负载。在设计系统时,必须对被控对象及其运动作具体的分析,才能决定由哪几种典型负载来组合,有时需要多方进行实测,才能获得具体的数据。

2.2.2 负载的折算

被控对象有作直线运动的如电梯、机床刀架、轧钢机的压下装置、磁盘驱动器的磁头……;有作旋转运动的如机床的主轴传动、机器人手臂的关节运动、跟踪卫星的雷达天线、舰船上的防摇稳定平台……。作为伺服系统执行元件的有旋转式电机和液压马达,也有直线式电机和液压油缸。但用得较多的还是旋转式电机,如它励直流电动机、两相异步电动机、三相异步电动机和同步电动机等等。执行元件与被控对象之间有直接连接,也有通过机械传动装置连接,而后者占大多数。因此,在进行动力学分析计算时,需要进行负载折算。

在讨论负载折算之前,先看看执行元件直接带动负载的情形,图 2-1(a)表示直线电机定子与负载直接相连,电机定子的质量为 m_d ,负载的质量为 m_z ,它们运动时有干摩擦力 F_c 和黏性摩擦力 $F_b = bv$,其他因素可忽略时,电机带动负载一起运动时所承受的总力 F_{Σ} 为

$$F_{\Sigma} = F_c + bv + (m_d + m_z) a \quad (2-11)$$

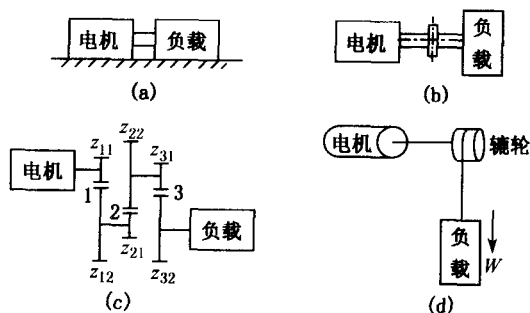


图 2-1 执行元件-负载传动形式示意图

- (a) 直线电机的定子与负载直接相连;
- (b) 执行电机轴直接与负载轴相连;
- (c) 具有齿轮减速装置的传动;
- (d) 执行电机带动滑轮转动,用绳索将负载提升或下放

式中 v, a ——分别为运动线速度和加速度。

图 2-1(b)表示执行电机轴直接与负载轴相连,即所谓单轴传动。设电机转子的转动惯量为 J_d ,负载的转动惯量为 J_z ,负载干摩擦力矩为 M_c ,其余因素可忽略不计时,电机轴上承受的总力矩 M_{Σ} 为

$$M_{\Sigma} = M_c + (J_d + J_z)\epsilon \quad (2-12)$$

式中 ϵ ——负载转动的角速度。

具有齿轮减速装置的传动如图 2-1(c)所示,因执行电机的转速高而转矩小,而负载需要的是转速低、转矩较大。图中表示出三级齿轮减速,齿轮齿数分别为 Z_{11} 、 Z_{12} 、 Z_{21} 、 Z_{22} 、 Z_{31} 、 Z_{32} ,故三级减速速比分别为

$$i_1 = \frac{Z_{12}}{Z_{11}}, i_2 = \frac{Z_{22}}{Z_{21}}, i_3 = \frac{Z_{32}}{Z_{31}}$$

总速比 $i = i_1 i_2 i_3$ 。

当执行电机以 Ω_d 等速旋转时,轴 1、轴 2 和负载轴的角速度分别为 Ω_1 、 Ω_2 和 Ω_z ,且满足以下关系式

$$\Omega_d = i_1 \Omega_1 = i_1 i_2 \Omega_2 = i \Omega_z \quad (2-13)$$

如果忽略减速器的损耗,根据能量守恒原理,电机输出功率 $M_d \Omega_d$ (M_d 为电机输出力矩)应等于负载消耗的功率 $M_z \Omega_z$ (M_z 为负载总力矩),即

$$M_d \Omega_d = M_z \Omega_z \quad (2-14a)$$

考虑减速器的损耗,传动效率 $\eta < 1$ (η 应为每级齿轮传动效率 η_1 、 η_2 、 η_3 的乘积),则应改写成

$$\eta M_d \Omega_d = M_z \Omega_z \quad (2-14b)$$

将式(2-13)代入式(2-14b),可得

$$M_d = \frac{M_z}{i\eta} \quad (2-15)$$

式(2-15)就是负载转矩的折算公式,即负载转矩 M_z 被传动效率 η 和传动比(即减速比) i 除,即得出折算到电机轴上的等效负载转矩。这里传动效率 η 已将减速器的摩擦考虑在内。各种负载力矩均可如此折算到电机轴上,这就把多轴传动问题简化成单轴传动。

将负载参数全归算成转矩以后再折算,并不方便。除转矩外,常需将负载轴上的黏性摩擦系数 b 、弹性系数 K 、转动惯量 J 和风阻系数 f 等参数,等效折算到执行电机的轴上。由式(2-13)可知:电机轴角速度 Ω_d 等于负载角速度乘减速比,它们之间的转角和角加速度也应用相同的关系

$$\varphi_d = i\varphi_z \quad (2-16)$$

$$\epsilon_d = i\epsilon_z \quad (2-17)$$

式中 φ_d, ϵ_d ——电机轴转角和角加速度;

φ_z, ϵ_z ——负载轴的转角和角加速度。

将式(2-7)、式(2-8)、式(2-9)、式(2-10)、式(2-13)、式(2-16)和式(2-17),相应地代入式(2-14b),不难得出以下折算关系

$$b' = \frac{b}{i^2 \eta} \quad (2-18)$$

$$J'_z = \frac{J_z}{i^2 \eta} \quad (2-19)$$

$$K' = \frac{K}{i^2 \eta} \quad (2-20)$$

$$f' = \frac{f}{i^3 \eta} \quad (2-21)$$

以上式中,等号右边的参数是对应于负载轴的,等号左边的参数为折算到电机轴上的等效参数。

图 2-1(d)表示执行电机带动一滑轮转动,用绳索将负载提升或下放。这就是将旋转运动转变为直线运动的一种形式。负载是位能负载,其重为 $W = mg$ (m 为质量, g 为重力加速度);电机转子转动惯量 J_d 、滑轮转动惯量为 J_p 、滑轮的直径为 $2R$ 。电机和滑轮以 Ω 角速度运动时,负载的线速度 $v = R\Omega$ 。

由于 W 重力方向不变,因此提升负载和下放负载电机轴承受的力矩不同,忽略摩擦力矩,电机轴上只有 W 引起的不平衡力矩 WR 和惯性力矩,提升负载时电机轴上总负载力矩为

$$M_{\uparrow} = (J_d + J_p + mR^2)\varepsilon_1 + WR \quad (2-22)$$

下放负载时电机轴上的总负载力矩是

$$M_{\downarrow} = (J_d + J_p + mR^2)\varepsilon_2 - WR \quad (2-23)$$

式中 $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ ——分别为提升和下放时电机轴的角加速度。

如果电机轴与滑轮轴之间还存在有减速比 i ,传动效率为 η ,则式(2-22)和式(2-23)中的参数需相应变成

$$\frac{J_p}{i^2 \eta}, \frac{J_z}{i^2 \eta}, \frac{WR}{i\eta}$$

执行元件与被控对象之间传动的形式多种多样,但都可用上述原理进行负载折算,将复杂的多轴传动问题简化成单轴传动来处理。

2.2.3 负载的综合计算

从以上分析不难看出:负载力矩不仅与负载性质有关,还与运动状况有关。伺服系统多种多样,有的运动是有规律的,有的则很难用简单的关系式来描述,但选执行元件和相应的传动机构时,需要作出定量的核算。下面通过分析几种典型实例,来说明应该考虑的问题和工程近似处理的方法。

例 2-1 龙门刨床工作台的控制系统,如图 2-2(a)所示,执行电机带动工作台作往复运动,工作台运动速度 v 呈周期变化,可近似用图 2-2(b)曲线表示。 $v > 0$ 段为工作段,对应电机正转, $v < 0$ 为返回段,对应电机反转。工作段含启动段(图中 $0 \sim t_1$ 部分)、切削加工段(图中 $t_1 \sim t_2$)和制动段($t_2 \sim t_3$);回程也有启动段($t_3 \sim t_4$)、等速段($t_4 \sim t_5$)和制动段($t_5 \sim t_6$)。计算负载可按这样一个周期进行。

龙门刨工作台运动部分负载特性参数是:执行电机转子的转动惯量 J_d ,减速齿轮副的速比 i ,与齿条相啮合的齿轮节圆半径 R ,总传动效率 η ,往复运动部分的总质量 m ,干摩擦力 F_c ,切削加工时的切削阻力 F_p ,其他因素可忽略。

首先把负载折算到电机轴上,干摩擦力矩和切削力矩分别折算的结果是

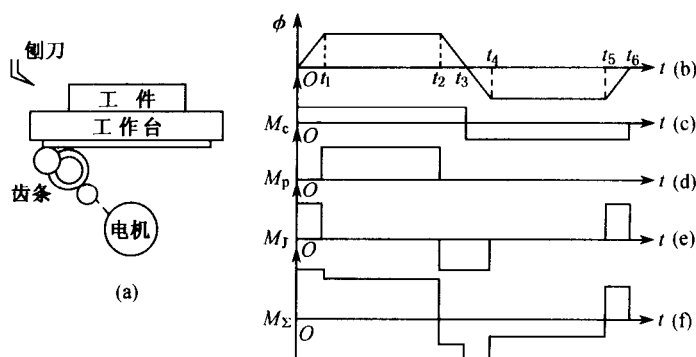


图 2-2 龙门刨工作台运动负荷图

$$M_c = \frac{F_c R}{i\eta}, M_p = \frac{F_p R}{i\eta} \quad (2-24a)$$

电机轴上的总惯性转矩是

$$M_J = \left(J_d + \frac{mR^2}{i^2\eta} \right) \epsilon \quad (2-24b)$$

式中 角加速度 ϵ ——对应图 2-2(b)中的启动和制动段。

根据图 2-2(b)和式(2-24),可分别画出 M_c 、 M_p 和 M_J 的变化曲线,见图 2-2(c)、(d)和(e)。将它们叠加起来,即得电机轴上总负载力矩 M_Σ ,见图 2-2(f)所示。由 M_Σ 曲线不难看出:正向启动和切削加工段负载力矩较大,而制动段、回程段负载力矩较小。每段的负载总力矩分别用 $M_1 \sim M_6$ 表示,每段转换时刻用 $t_1 \sim t_6$ 表示,不难找出最大负载力矩和它的持续时间。考虑实际加工过程往复次数很多,需要检验执行电机的发热与温升。为此,要计算一周期内转矩的均方根值 M_{dx}

$$M_{dx} = \{ [M_1^2 t_1 + M_2^2 (t_2 - t_1) + M_3^2 (t_3 - t_2) + M_4^2 (t_4 - t_3) + M_5^2 (t_5 - t_4) + M_6^2 (t_6 - t_5)] / [at_1 + (t_2 - t_1) + \alpha(t_4 - t_2) + (t_5 - t_4) + \alpha(t_6 - t_5)] \}^{1/2} \quad (2-25)$$

式中,考虑到电机在启动、制动过程中低转速时散热条件较差,故取加权系数 $\alpha < 1$,一般可取 $\alpha = 0.75$;若启动段和制动段在一个周期内所占比例较大,则可取 $\alpha = 0.5$ 。

这种周期运动的对象有许多,例如高层建筑的升降电梯,它频繁地在楼层之间时升时降,也具有启动段、制动段、匀速段,其周期不像龙门刨工作台那样有规律,每次载重量也不均衡,但也可按其运动高峰期的统计规律得到类似图 2-2(b)的曲线作为选执行电机的依据之一。

例 2-2 雷达天线自动跟踪系统和火炮瞄准随动系统,有着大体类似的瞄准传动规律,无论是天线还是炮身,都至少有方位角和高低角两套瞄准随动系统。现以飞行目标(或海面上的航行目标)作匀速水平直线运动为例,分析方位角瞄准跟踪运动时系统的负载特点。

请看图 2-3(a),A 点表示目标以速度 v 匀速作水平直线运动,航路是 AE , CD 表示海平面, B 点为天线或火炮所在位置,至目标的斜距 $AB = d$,航路捷径 $BD = P$,航路高为 h ,方位角为 φ_β ,设目标经过 t s 可由 A 点飞到 E 点,故由图可得

$$\varphi_\beta = \arctan \frac{vt}{P} \quad (2-26a)$$