

超大规模集成电路微细加工精密 工作台驱动机构的动力学计算

戴 靖 东

前 言

超大规模集成电路微细加工精密工作台（如图形发生器等）驱动机构的设计计算至今仍然建立在静力学的基础上。驱动电机和机构的选择及计算没有考虑整个工作台系统由于运动所产生的动力作用，而且，驱动电机的选择和计算常常都只限于采用经验和估计的方法。

随着大规模和超大规模集成电路工艺的飞速发展，微细加工精密工作台的各部分运动速度已被大大提高。与此同时，对它的精度要求也愈来愈高，现在已进入了亚微米级。在这种情况下，若仍采用原来的那种计算方法，就不能反映驱动机构的实际工作情况，与实际情况差别很大，这样就势必影响到工作台的运动精度、定位精度和工作可靠性。

文献[3]的作者们根据他们在超大规模集成电路工艺生产中所积累的经验 and 知识，对微细加工精密工作台的运动规律给出了一种确定的运动规律，如图1所示。他们认为，精密工作台若按该运动规律进行工作，则产生的振动最小，也就是说，动力作用对工作台运动精度和工作可靠性的不良影响最小。

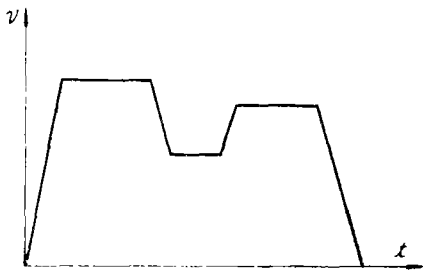


图1 微细加工精密工作台运动规律

现在就出现这样两个问题，即怎样才能使工作台具有上述的运动规律，这实际上归结到如何按给定的运动规律选择电机和设计驱动机构这样一个问题。再进一步，还应定量地算出按上述运动规律工作的精密工作台所产生的动力载荷。

本文对这两个问题作比较深入的讨论。在选择精密工作台电机和进行驱动机构计算时，考虑由于高速运动所产生的动力载荷作用。此时，可把整个精密工作台系统看成是一个弹性系统，在进行驱动机构计算

时，找出精密工作作为弹性系统在不稳定运动时期的动载荷变化规律，从而提供出最大振动载荷，作为进行精密工作台驱动机构设计计算的依据。

几 点 假 定

把精密工作台看成为弹性系统进行弹性振动分析的过程是非常复杂的，若不进行必要的简化，将会给我们的研究工作带来很多困难。因此，从应用的目的出发，给出几点假定，以便对上述问题作某些简化处理，从而得出可供进行研究和设计计算的公式。

1. 驱动电机轴上有电机转子和齿轮(或摩擦轮)两个质量(图2)，实为一个二质量——二

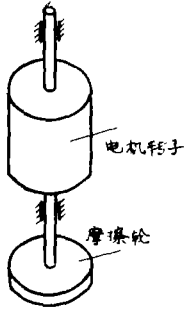


图 2

自由度系统, 但为简化计, 可以把它看成是一个单质量的系统, 这个单质量系统的转动惯量 $J = J_1 + J_2$, (J_1, J_2 分别为电机转子和齿轮或摩擦轮的惯性矩), 而其扭转刚度为 $C = \frac{GJ_{r1}}{L_1} + \frac{GJ_{r2}}{L_2}$ (J_{r1}, J_{r2} 分别为电机转子和齿轮轴或摩擦轮轴的极惯矩, G 为剪切弹性模量, L_1, L_2 分别为电机转子和齿轮轴或摩擦轮轴的长度);

2. 对精密工作台整个弹性系统来说, 它是由若干个惯性质量用弹性构件连系起来的, 而且其中有些质量还是均布的, 因此严格地说, 它是一个多自由度的弹性振动系统。但是, 尽管精密工作台有很多运动构件, 但从运动质量分配的角度来看, 我们都知道, 只有工作台驱动机构高速轴上的质量以及精密工作台台身的整体质量才是主要的关键部分, 其它轴上 (低速轴) 的惯性质量对动力作用的影响则很小, 而且, 我们还知道, 低速轴上的惯性矩可以折算到高速轴上 (见后面所述), 因此, 我们就可以简化认为, 整个工作台系统仅仅是由电机轴上的惯性矩 J (此惯性矩 J 已包含了低速轴惯性矩的那部分) 和移动工作台的集中质量 m 所组成的一个二质量——单自由度系统;

3. 工作台驱动机构的阻力为一不变的常数。

根据对精密工作台工作情况的分析, 完全有理由认为在振动过程中, 整个驱动机构的阻力为一不变的定值。

选 择 驱 动 电 机

超大规模集成电路微细加工精密工作台采用的驱动电机通常有两种: 直流力矩电机和步进电机。

一、直流力矩电机

直流力矩电机由于具有力矩大、转速低、转矩波动小、机械特性硬度大、特性 (控制特性与机械特性) 的线性度好, 并能在堵转条件下长期工作等一系列良好的性能, 因而在超大规模集成电路微细加工精密工作台中得到广泛的应用。

直流力矩电机的起动过程如图 2 所示。其角速度的变化规律 (按指数规律增长) 可用下式表示

$$(\Omega = \Omega_0(1 - e^{-T/\tau})) \quad (1)$$

式中: Ω_0 ——理想空载角速度

$$\Omega_0 = \frac{2\pi U_a}{60c\phi}$$

U_a ——突加常值电压;

c ——对给定电机来说, 为一常数;

ϕ ——电机磁场中的磁通, 理想空载下

$$c\phi = \frac{U_a}{n_0}$$

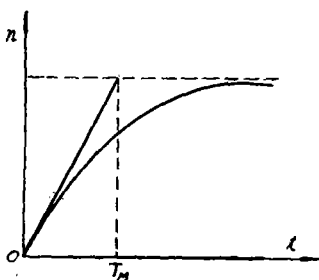


图 3 直流力矩电机的起动过程

n_0 ——电机理想空载下的转速；

T_M ——电磁时间常数，它取决于电机轴的转动惯量 J 、起动力矩 $M_{起}$ 和理想空载转速 n_0 ，可由下式表示

$$T_M = \frac{2\pi}{60} \frac{J n_0}{M_{起}} \quad (2)$$

而直流力矩电机电机的机械特性如图4所示。它在起动时发出的力矩为 $M_{起}$ ，其值可由下述力矩方程决定

$$M_{起} = M_{阻} + J_{繁} \frac{d\Omega}{dt} \quad (3)$$

式中： $M_{阻}$ ——总的阻力矩，它由两部分组成，即电机轴承和换向器所产生的摩擦转矩以及传动机构的阻力所产生的负载转矩；

$J_{繁}$ ——折算到电机轴上的整个系统的转动部分的惯性矩；

$\frac{d\Omega}{dt}$ ——电机轴上的角加速度。

而当机构稳定工作以后，电机输出的力矩为 $M_{额}$

$$M_{额} = M_{阻}$$

根据上述的讨论，我们就可以按下面的方法选择电机：

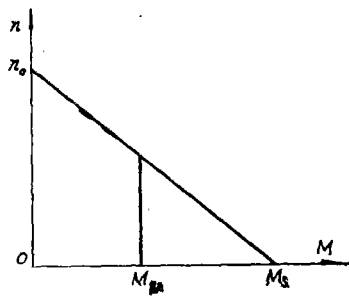


图4 直流力矩电机的机械特性 机：

即按照微细加工工艺对生产率、精度等方面的要求，给出精密工作台应具有的运动加速度；或者按照文献[3]所给出的机构运动规律（如图1所示）求出相应的加速度。然后就根

据式(3)求出直流力矩电机应具有得起动力矩 $M_{起}$ 的数值，按此 $M_{起}$ 去选择满足工作台运动和动力要求的电机，最后再根据式(2)算出电机的 T_M ，画出起动过程曲线，它应该和开始所给定的起动加速度所相应的运动规律曲线相吻合。

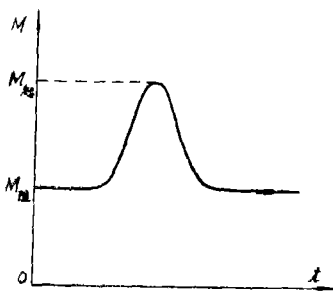


图5

准确、均匀、输出的转矩又大。因此，在超大规模集成电路微细加工精密工作台中得到广泛地应用。

与直流力矩电机的情况相似，其力矩方程为

$$M_{起} = M_{阻} + J_{繁} \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (4)$$

式中： $\frac{d^2\theta}{dt^2}$ ——为步进电机的平均起动加速度，其值同样可由微细加工对工作台所要求的速度和加速度图上得出，或按文献[3]所给出的运动规律（图1）得出。

因此，按式(4)算出的 $M_{起}$ 也就是步进电机起动过程的平均起动力矩。

二、步进电机

步进电机受电脉冲的控制能迅速起动、正反转、停转并且可以在很大的范围内进行转速调节，其位移量小且准

同时，又从步进电机的运行特性知，其矩角特性（图6）中的曲线0对应于初始状态，而曲线1为加1个脉冲后的矩角特性。此两曲线的交点为A。A点对应的转矩为 $M'_起$ ，只有当负载力矩 $M_{负载}$ 小于 $M'_起$ 时，步进电机才能带动负载做正常的步进运动，此 $M'_起$ 就称为步进电机的起动力矩，其数值为

$$M'_起 = M_x \cos \frac{\pi}{K}$$

式中 M_x ——步进电机的最大静转矩，

N ——转过一个齿距的运行拍数。

因此，在选择步进电机时，就必须保证按式(4)算出的 $M_{起}$ 应该小于、至多等于步进电机的起动力矩 $M'_起$ ，在这样的条件下，就可以保证步进电机不至由于起动力矩不够而丢步。

此外，为了保证步进电机能够不丢步地起动的到起动力矩，因此，还必须对其频率 f_i 进行验算。 f_i 必须满足以下条件

$$f_i > [f_i]_{max} \tag{5}$$

式中： $[f_i]_{max}$ ——步进电机工作时的最高起动力矩。它也就是在固定电源、负载转矩和惯量条件下，保证步进电机不丢步的脉冲频率。

而 f_i 则可以从图7中的矩频特性和惯频特性曲线上求取。这时，从惯频特性曲线上找得的 f_i 可能和从矩频特性曲线上找得的 f_i 不相同，在这种情况下，应取其中的小者。

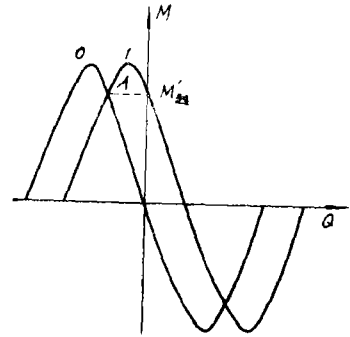


图6 步进电机的矩角特性

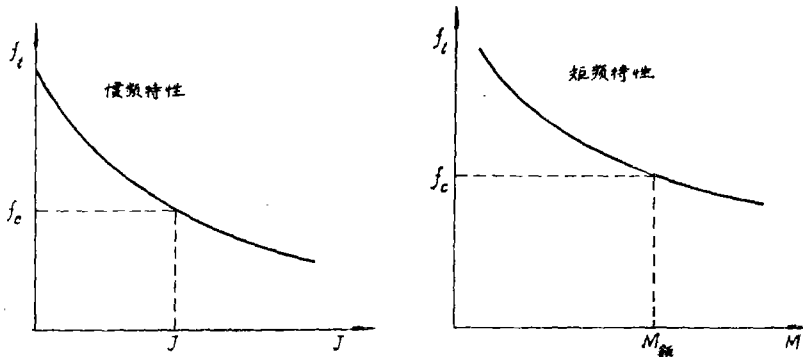


图7 步进电机的起动力矩特性

确定精密工作台驱动机构的计算简图

超大规模集成电路微细加工的精密工作台驱动机构常采用图8, (a), (b)所示的那两种型式。为了把精密工作作为弹性系统以进行弹性振动分析，必须给出它们的计算简图。对于图8, (a), (b)的两种机构可以分别简化为图8, (c), (d)的两种计算简图。其中，(c)图是机构(a)的计算简图，它已把电机轴和其它轴上的全部转动惯量都折算到传动丝杆的轴上。根据动能相等原理，高速轴向丝杆这根低速轴转化时，转化后的惯性矩等于原来高速轴的惯性矩乘以高速轴到丝杆这根轴的速比的平方，即

$$J = J_{高} \cdot i^2$$

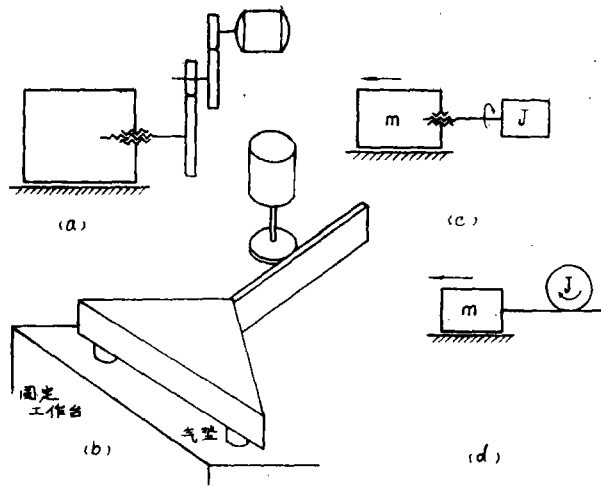


图8 驱动机构的简化图式

式中： $J_{高}$ ——高速轴上的零件绕自身轴的惯性矩，

J ——从高速轴转化到丝杆轴处的惯性矩，

i ——高速轴到丝杆轴的速比。

因而，在丝杆这根轴上的总的惯性矩为

$$J_{转} = \sum J$$

经过这样简化以后，这个驱动机构系统就成为只具有工作台移动质量 m 和转化机构的转动惯性矩 J 的二质量——单自由度系统。此时，丝杆轴的转角 θ 是唯一的广义坐标，也就是该简化系统的自由度。

图8, (d) 是 (b) 图所示机构的计算简图。由于该机构采用了低速大力矩的直流力矩马达，因而省去了传动机构，而依靠与电机轴同轴的摩擦轮带动摩擦杆直接推动工作台移动。因而，这种机构就可以简化为 (d) 图所示那样的二质量——单自由度系统：工作台移动质量 m ，包括摩擦轮在内的电机轴转动惯性矩 J 。此系统的自由度即为电机轴的转角。

在以下的动力计算中，我们就按照上述的简化系统作为力学模型来进行研究。

驱动机构的动载荷

超大规模集成电路微细加工精密工作台的驱动机构从保证所需要的精度出发，在齿轮传动机构上或是丝杆螺母机构中都设置了消除传动链间隙的装置。这样的结果就使得机构起运动时所产生的振动载荷有了明显地降低。

分析机构运动后得知，由电机带动驱动机构运动，再带动工作台移动的整个运动过程可以分为以下的两个阶段：

第一阶段，从转动部分的质量开始起动时算起，直到移动质量即将开始运动的瞬时为止。这一阶段，转动质量部分的振动运动的微分方程可用拉格朗日方程写出。

以图8(d)为例，此系统的广义坐标就是回转轴的转角 θ ，而加在回转轴上的力矩为 $M_{起}$ 。此时，系统的动能为

$$J = \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2$$

而系统的位能为

$$U = \frac{1}{2} C \theta^2$$

其中， C 为转化系统的刚度， $C = \frac{GJ_{r1}}{L_1} + \frac{GJ_{r2}}{L_2}$ 。

而系统中的广义力 Q 可用以下办法求出：即假定一虚位移为 $\delta\theta$ ，则外力 $M_{起}$ 在此虚位移上所做的虚功为

$$\delta W = M_{起} \cdot \delta\theta$$

从而由此得到该系统的广义力

$$Q = \frac{\delta W}{\delta\theta} = M_{起}$$

将上面所求出的动能 T 、位能 U 以及广义力 Q 统统代入拉格朗日方程

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial L}{\partial \theta} = Q \quad (6)$$

其中， $L = T - U$ 。

这样就可以最终写出第一阶段的振动运动微分方程

$$J\ddot{\theta} + C\theta = M_{起} \quad (7)$$

此方程的通解为

$$\theta = C_1 \sin \lambda_1 t + C_2 \cos \lambda_1 t + \frac{M_{起}}{C} \quad (8)$$

其中，

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{C}{J}}$$

为第一阶段的振动角频率。

第一阶段的初始条件为：当 $t=0$ 时， $C\theta=0$ ， $\dot{\theta}=0$ 。将此初始条件代入上述的通解方程(8)中，就可以得到两个积分常数的值

$$C_1 = 0, C_2 = -\frac{M_{起}}{C}$$

于是得到方程(6)的解为

$$\theta = \frac{M_{起}}{C} - \frac{M_{起}}{C} \cos \lambda_1 t = \frac{M_{起}}{C} (1 - \cos \lambda_1 t) \quad (9)$$

根据式(9)可以算出此时的振动角速度

$$\dot{\theta} = \frac{M_{起} \cdot \lambda_1}{C} \sin \lambda_1 t$$

如果第一阶段的持续时间为 t_1 ，则在第一阶段结束时达到的扭转角速度为

$$\Omega_1 = \dot{\theta}_1 = \frac{M_{起}\lambda_1}{C} \sin \lambda_1 t_1$$

第一阶段结束时，转动轴上的扭矩应等于总的阻力矩 $M_{阻}$ ，据此可得

$$M_{阻} = M_1 = C\theta_1 = M_{起}(1 - \cos \lambda_1 t_1)$$

即

$$\cos \lambda_1 t_1 = \frac{M_{起} - M_{阻}}{M}$$

由此得到

$$\sin \lambda_1 t_1 = \sqrt{1 - \cos^2 \lambda_1 t_1} = \sqrt{1 - \frac{(M_{起} - M_{阻})^2}{M^2}}$$

这样就可以写出第一阶段扭转角速度的最终表达式

$$\omega_1 = \frac{M_{起}\lambda_1}{C} \sqrt{1 - \frac{(M_{起} - M_{阻})^2}{M^2}} \quad (10)$$

第二阶段，这个阶段从工作台质量 m 开始振动算起。这一阶段的运动微分方程也仍然可由拉格朗日方程写出。由文献[1]得知，对这样的系统可以作如下的简化：其转动部分的动能为 $\frac{1}{2}J\dot{\theta}_1^2$ ，而移动工作台部分 m 的动能也可以写为 $\frac{1}{2}J_1\dot{\theta}_2^2$ ，其中： $J_1 = mr^2$ ， θ_1 为转动部分 J 的振动角位移，而 θ_2 为移动工作台 m 折算的振动角位移。因此，系统总动能便成为 $\frac{1}{2}(J\dot{\theta}_1^2 + J_1\dot{\theta}_2^2)$ 。经过这样简化以后，原来的复杂系统现在便可以用一个与之等效的、而且具有恒转动惯量 $J_{总} = J_1 + J$ 的圆盘代替。此系统经过这样变换以后就容易处理了。在这个经过变换以后的系统中，系统的刚度 $C_{总}$ 应该是系统转动部分的刚度与工作台移动部分相对于扭转的刚度这二者之合成的结果。但是，由弹性力学得知，此系统移动部分的推杆和移动工作台沿着移动方向的刚度是非常大的，与转动部分的扭转刚度相比，可以不考虑它们的刚度而把它们看成是刚体而不会给结果带来大的误差。根据这样的考虑，这个系统的位能就可以写为

$$U = \frac{1}{2}C(\theta_1 - \theta_2)^2$$

其中， $\theta_1 - \theta_2$ —是转动部分 J 和转化后的移动部分 m 之间的相对角位移。

此系统的广义力 Q 可用以下办法求出：设转动部分的虚位移为 $\delta\theta_1$ ，转化后移动部分的虚位移为 $\delta\theta_2$ ，则外力 $M_{起}$ 和 f 力（ f 为推杆和工作台移动时的阻力）在虚位移 $\delta\theta_1$ 和 $\delta\theta_2$ 方向上所作的虚功为

$$\delta W = M_{起}\delta\theta_1 - fr\delta\theta_2$$

由此得出系统的广义力为

$$\theta_1 = \frac{\delta W}{\delta\theta_1} = M_{起}, \quad \theta_2 = \frac{\delta W}{\delta\theta_2} = -fr$$

将以上动能、位能和广义力的关系式代入拉格朗日方程(6)中，就可以得到第二阶段的系统振动运动微分方程

$$\begin{cases} J\ddot{\theta}_1 + C(\theta_1 - \theta_2) = M_{起} \\ mr^2\ddot{\theta}_2 - C(\theta_1 - \theta_2) = -fr \end{cases} \quad (11)$$

将式(11)中的第一式乘上 mr^2 ，第二式乘上 J ，然后相减，再经过整理就得到

$$\ddot{\theta} + \lambda_2^2 \theta = \frac{Mr^2 M_{起} + Jfr}{mr^2 J} \quad (12)$$

式中，

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{C(mr^2 + J)}{mr^2 J}}$$

这是系统起动过程第二阶段的振动角频率。

方程(12)就是代表两个惯量间转动轴相对转角的微分方程。它的解就是传动轴的振动扭转角。由微分方程的理论得知，方程(12)的通解可解出，如下式所示

$$\theta = C_3 \sin \lambda_2 t + C_4 \cos \lambda_2 t + \frac{mr^2 M_{起} + frJ}{C(J + mr^2)} \quad (13)$$

同样，其积分常数 C_3 和 C_4 也可由初始条件定出。由于第二阶段开始的瞬间，也就是第一阶段结束的那一瞬间，故第二阶段的初始条件为： $t = 0$ 时， $C\theta_{t=0} = fr$ ， $\dot{\theta}_{t=0} = \dot{\theta}_1 = \omega_1$ 将此初始条件代入式(13)中，就可以得到

$$C_4 = -\frac{(M_{起} - fr)mr^2}{C(J + mr^2)} \quad (14)$$

再对式(13)的 θ 求导，并且把第二个初始条件代入，得到

$$\dot{\theta} = (\lambda_2 C_3 \cos \lambda_2 t - \lambda_2 C_4 \sin \lambda_2 t)_{t=0} = \dot{\theta}_1$$

把式(10)所表示的 ω_1 代入上式，然后经过整理就得到

$$\begin{aligned} C_3 &= \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \frac{M_{起}}{C} \sqrt{1 - \frac{(M_{起} - M_{阻})^2}{M_{起}^2}} \\ &= \frac{M_{起}}{C} \sqrt{\frac{mr^2}{J + mr^2} \left[1 - \frac{(M_{起} - M_{阻})^2}{M_{起}^2} \right]} \end{aligned}$$

将积分常数 C_3 和 C_4 代入式(13)中就可以得到第二阶段振动扭转角 θ 的计算表达式

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{M_{起}}{C} \sqrt{\frac{mr^2}{J + mr^2} \left[1 - \frac{(M_{起} - M_{阻})^2}{M_{起}^2} \right]} \sin \lambda_2 t - \\ &\quad - \frac{(M_{起} - fr)mr^2}{C(J + mr^2)} \cos \lambda_2 t + \frac{mr^2 M_{起} + frJ}{C(J + mr^2)} \quad (16) \end{aligned}$$

由式(16)可以看出，振动扭转角公式中共包括三项：其中，第三项是常量，而第一、二项是长度分别为 C_3 和 C_4 的、且相位相差 90° 的两个矢量以角频率 λ_2 的速度在旋转，因而其最大值为

$$Q_{max} = \sqrt{C_3^2 + C_4^2} + \frac{mr^2 M_{起} + frJ}{C(J + mr^2)}$$

将式(14)和(15)代入上式，并注意到关系 $M = C\theta$ ，从而就可以得到我们所研究的这个二质量——单自由度系统的最大振动扭矩表达式

$$M_{max} = \frac{1}{C} \sqrt{\frac{mr^2 M_{起}^2}{J + mr^2} \left[1 - \frac{(M_{起} - M_{阻})^2}{M_{起}^2} \right]} + \frac{(M_{起} - fr)^2 m^2 r^4}{(J + mr^2)^2} + \frac{mr^2 M_{起} + frJ}{C(J + mr)} \quad (17)$$

由式(17)可以看出, 此系统最大振动扭矩除了和系统本身属性, 如 J 、 m 、 C 等有关外, 在摩阻力一定的条件下, 主要取决于起动力矩 $M_{起}$, 而 $M_{起}$ 实际上又取决于起动加速度的大小。因此, 在超大规模集成电路微细加工精密工作台的驱动机构设计中, 如何选择和设计起动过程则是降低动力载荷、保证精度的关键问题。

参 考 文 献

- [1] S. 铁摩辛柯等; 高等动力学, 科学出版社, 1962.
- [2] 姚纪文; 自动控制元件及其线路, 国防工业出版社 1980.
- [3] 财团法人半导体研究振兴会编; 半导体研究14“超LSI技术微细加工”(1).