第4卷 第3期 无锡轻工业学院学报 JOURNAL OF THE WUXI INSTITUTE OF LIGHT INDUSTRY Vol.4 No.3 1985

固定凸轮与连杆组合机构的设计

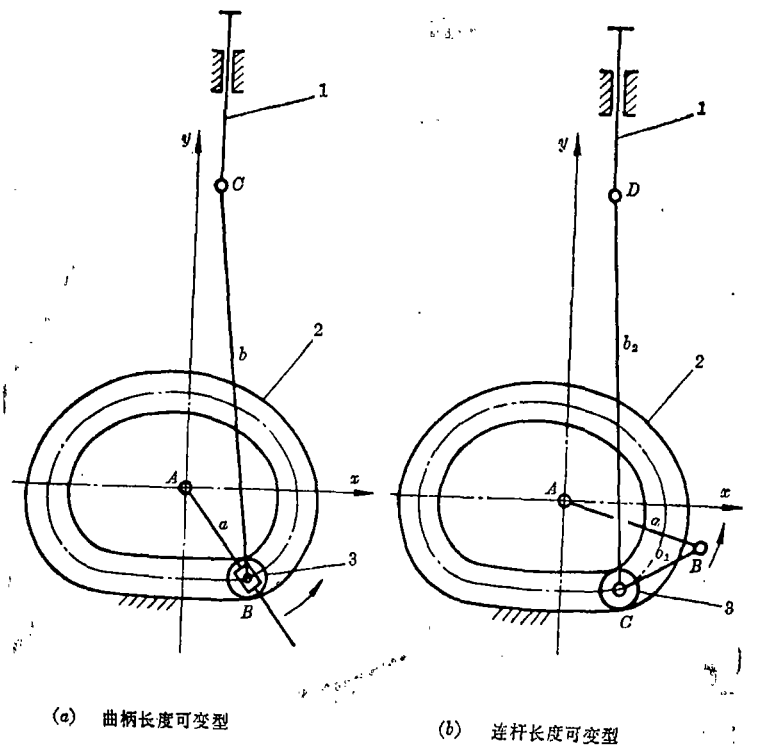
赵 治 华

（机械系）

固定凸轮与连杆组合机构，又称连杆(或曲柄)长度可变的曲柄滑块(或摇杆)组合机构。这种机构的从动杆的运动规律，可以象通常的凸轮机构的从动杆那样任意给定，而它的凸轮轮廓要比通常凸轮机构的凸轮轮廓小得多，结构相当紧凑，使之在现代包装机中被广泛应用。

一、工作原理

参阅图1，固定凸轮与连杆组合机构有两种基本类型：1) 如图1(a)所示的曲柄长度可变型曲柄滑块组合机构；2) 如图1(b)所示的连杆长度可变型曲柄滑块组合机构。由于后者传动效率较高而适用范围又较广，在包装机中经常选用，故本文重点分析研究连杆长度可变



(a) 曲柄长度可变型　　(b) 连杆长度可变型

图1 固定凸轮与连杆组合机构

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

型固定凸轮与连杆组合机构。

图2是某裹包机的推料机构结构简图，原动杆 AB 按逆时针方向作等速转动，驱动铰销 C 上的滚子 6 在固定槽凸轮 4 的槽内运动，再通过 CD 杆使推料杆(即滑块) 2 按预定规律作往复运动。称它为直动从动杆类型的固定凸轮与连杆组合机构——连杆长度可变型曲柄滑块组合机构。

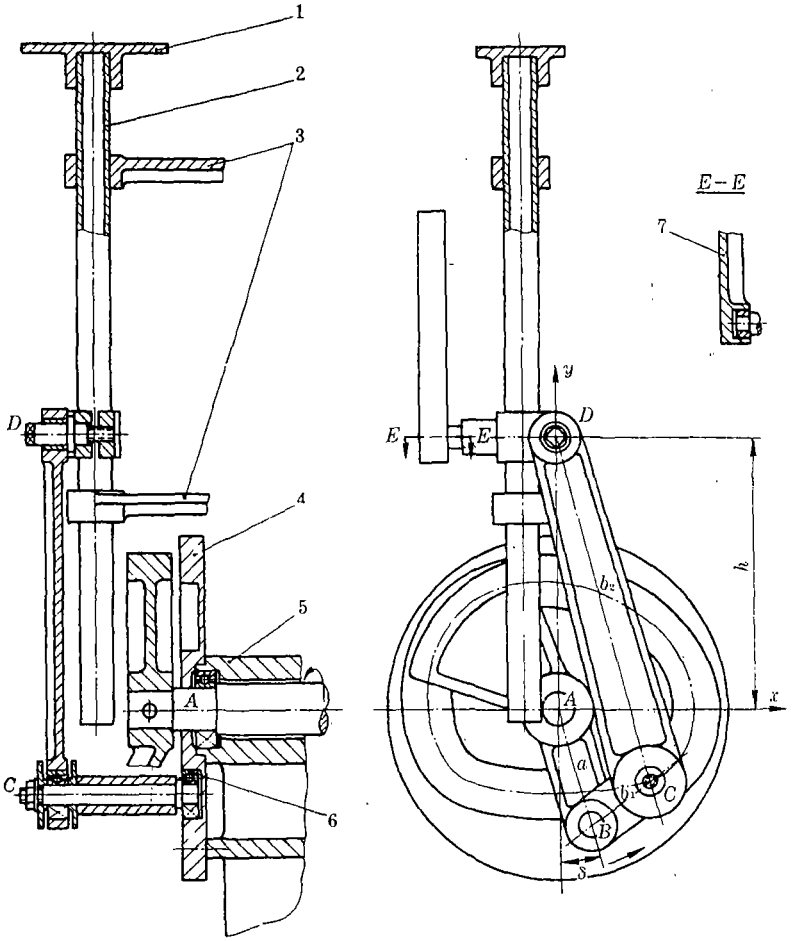


图 2　推料机构结构简图

1—推料板；2—推料杆；3—导轨；4—固定槽凸轮；5—支座；
6—滚子；7—导轨

图 3 所示的是摆动从动杆型固定凸轮与连杆组合机构——连杆长度可变的曲柄摇杆组合机构。

图 2 与图 3 所示的两种固定凸轮与连杆组合机构，除了从动杆的运动形式不同之外，还有一个重要差别：图 2 中是 AB 杆推着 BC 杆运动的，BC 杆承受拉力。图 3 中是 AB 杆拉着 BC 杆运动的，BC 杆承受拉力。这是两种驱动方案，当然，无论是前者还是后者，都是可以在这两种驱动方案中任意选择一种的。

参阅图 2 和图 3，以原动杆的支点 A 为直角坐标系的原点，作 x、y 轴。对于直动从动杆类型(如图 2)，应使 y 轴与从动杆的运动方向平行，并以升程运动作为 y 轴的正轴；对于

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

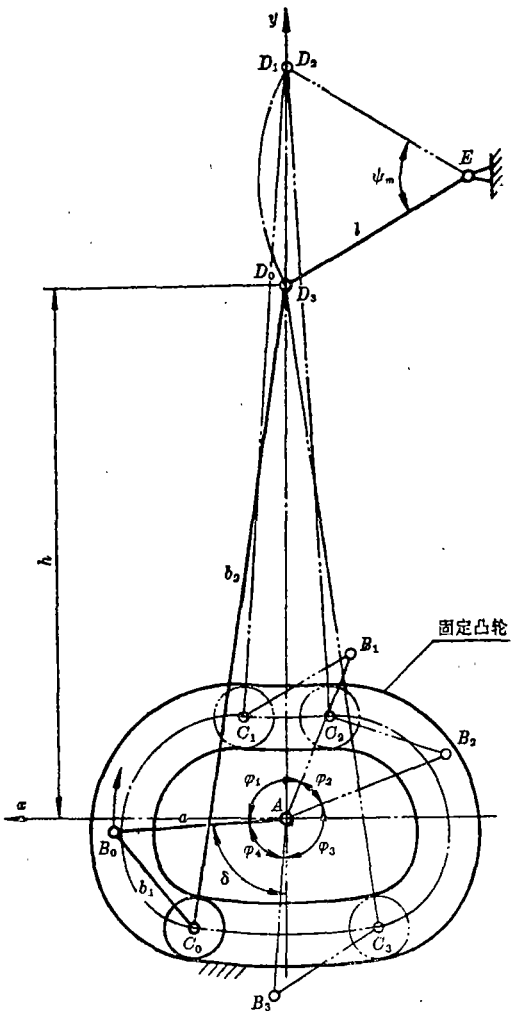


图 3 摆动从动杆型固定凸轮与连杆组合机构

摆动从动杆类型(如图3)，应使 y 轴与从动杆铰销 D 的两个运动极限位置的连线 D_0D_1 平行。考虑到原动杆 AB 有两种转向，故规定 y 轴的正轴逆着 AB 杆的转向旋转 90° 后所得轴作为 x 轴的正轴。据此原则，图2中 x 正轴向右。图3中 x 正轴向左。则其基本参数有：

e——y 轴与 D_0D_1 的间距，简称偏距

h——铰销 D 至 x 轴的最小距离

a——原动杆 AB 长

b_1、b_2——连杆 BC、CD 长

l——摆动从动杆 ED 长

δ——与从动杆升程运动起始时刻相应的 AB 杆与 y 负轴的夹角

铰销 B 和铰销 D 的距离用 b 表示，$b=BD$，它是变量，其最大值和最小值分别用 $b\max$ 和 $b\min$ 表示。

以上所列各参数中，e、h、a、δ 和 l 为独立参数；它们的值可在一定范围内任意选取，而给定了这些独立参数的值后，参数 b_1 和 b_2 的值也随之给定。因为：从动杆的运动规律是由其所完成的包装工序要求规定的，是已知条件，就是说，从动杆的位移与时间的关系是已定的。这样，当给定了参数 e、h、a、δ、l 的值后，也就给定了每一运动时刻铰销 B 和 D 的位置及 $b\max$、$b\min$ 的值。另外，每当杆件 AB 转一圈，杆件 BC 和杆件 CD 之间也相对转一圈，当 BC、CD 两杆件成一直线($\angle BCD=180°$)时，B、D 两铰销的距离最大；而当 BC、CD 两杆件重叠($\angle BCD=0°$)时，B、D 两铰销的距离最小。为使从动杆能实现预期的运动规律，参数 b_1 和 b_2 的值必须满足下式要求：

$$\left.\begin{aligned} b_2+b_1&=b\max \\ b_2-b_1&=b\min \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

因此，应根据从动杆的运动规律和给定的 e、h、a、δ、l 值，计算出 $b\max$、$b\min$ 的值，然后用下式计算 b_1、b_2 值：

$$\left.\begin{aligned} b_1&=\frac{1}{2}(b\max-b\min) \\ b_2&=\frac{1}{2}(b\max+b\min) \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

二、设计步骤

1.确定驱动方案

驱动方案有两种，一种是AB杆推着BC杆运动，如图2所示；另一种是AB杆拉着BC杆运动，如图3所示。它对机构的传动效率有着较大的影响，应根据从动杆的运动规律确定驱动方案，见后面的结论2）。

2.确定参数e、h、a、δ、l的值

各参数值的确定见后面的参数优化和结论。

3.计算参数b_1、b_2的值

需先求算$b\max$、$b\min$，然后用式（2）计算b_1、b_2。求算$b\max$、$b\min$的方法是：

1）直动从动杆类型　参阅图4，根据铰销B和D的坐标，可建立求算它们之间距离的公式

$$b=\sqrt{(x_B-x_D)^2+(y_B-y_D)^2} \tag{3}$$

式（3）中，铰销B的坐标为

$$\left.\begin{aligned} x_B&=a\sin(\delta+\varphi)\\ y_B&=-a\cos(\delta+\varphi)\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

而铰销D的坐标为

$$\left.\begin{aligned} x_D&=e\\ y_D&=h+s\end{aligned}\right\} \tag{5}$$

式（5）中，S为与AB杆转角φ相应的铰销D的位移。

为求算位移S，令：从动杆的总位移为S_m、与从动杆升程运动相应的AB杆转角为φ_1；与从动杆在最高位置停留相应的AB杆转角为φ_2，与从动杆降程运动相应的AB杆转角为φ_3；与从动杆在最低位置停留相应的AB杆转角为φ_4。S_m、φ_1、φ_2、φ_3、φ_4及从动杆升程和降程的运规律由包装工艺要求给定，都是已知的，故位移S可分为四个运动阶段求算：

升程运动阶段（$0°\leqslant\varphi\leqslant\varphi_1$）

$$S=S_m\cdot S\left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)=S_m\cdot S(\Phi) \tag{6}$$

最高位置停留阶段（$\varphi_1<\varphi\leqslant\varphi_1+\varphi_2$）

$$S=S_m \tag{7}$$

降程运动阶段（$\varphi_1+\varphi_2<\varphi\leqslant\varphi_1+\varphi_2+\varphi_3$）

$$S=S_m\cdot\left[1-S'\left(\frac{\varphi-\varphi_1-\varphi_2}{\varphi_3}\right)\right]=S_m[1-S'(\Phi')] \tag{8}$$

最低位置停留阶段（$\varphi_1+\varphi_2+\varphi_3<\varphi\leqslant360°$）

$$S=0 \tag{9}$$

式（6）和式（8）中，Φ、$S(\Phi)$和Φ'、$S'(\Phi')$分别为升程运动和降程运动阶段的AB杆无因次转角及与其相对应的从动杆无因次位移。无因次位移函数式可查阅参考文献（4）P17～50

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

将式(4)至式(9)代入式(3)，建立$b=f(\varphi)$的函数式，可进一步求得b_{max}、b_{min}及与其相对应的AB杆转角φ_m和φ'_m，然后用式(2)求算b_1、b_2。

2)摆动从动杆型 参阅图5，同样可用式(3)求算b，铰销B的坐标同式(4)，而铰销

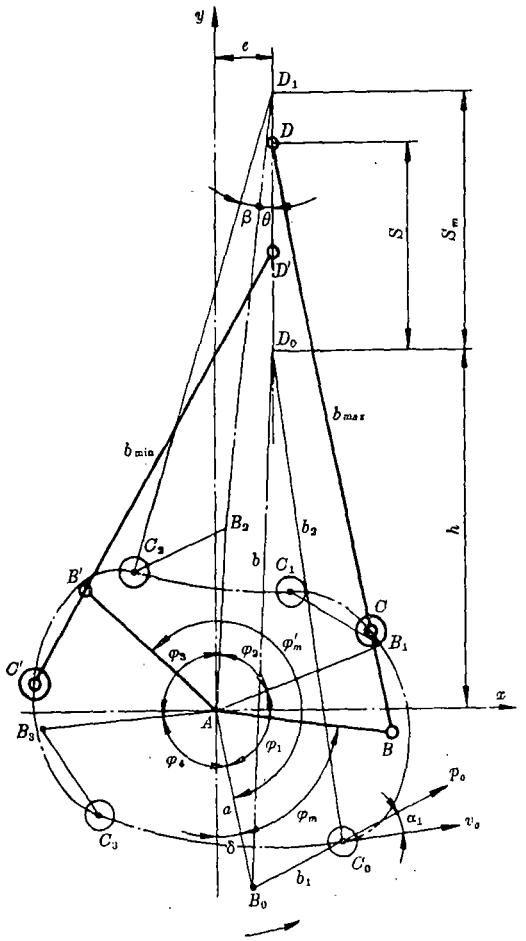


图4 直动从动杆型固定凸轮与连杆组合机构

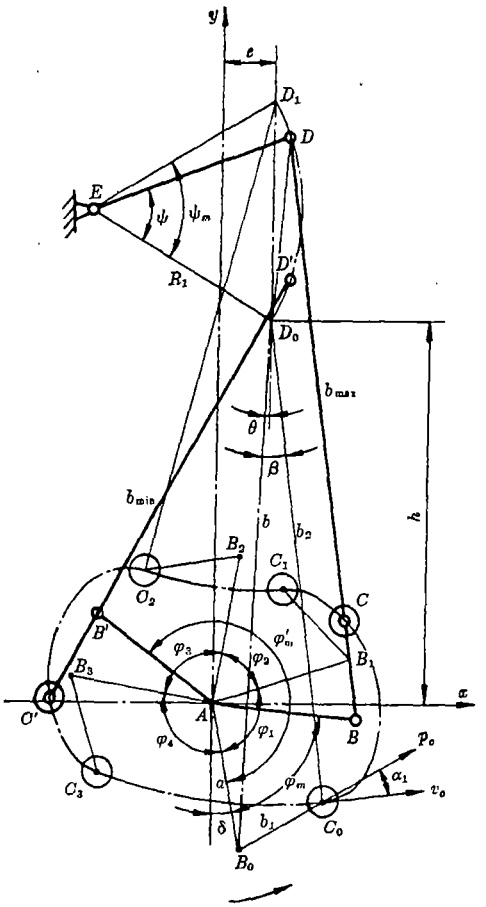


图5 摆动从动杆型固定凸轮与连杆组合机构

D的坐标为：设与AB杆转角φ相应的DE杆角位移为ψ，$\psi=\angle D_0ED$，将D_0D用直线连接，则

$$D_0D=2l\sin\frac{\psi}{2}$$

$$\angle DD_0D_1=\frac{1}{2}\angle DED_1=\frac{1}{2}(\psi_m-\psi)$$

故

$$\begin{aligned}y_D&=h+D_0D\cos\angle DD_0D_1\\&=h+2l\sin\frac{\psi}{2}\cos\frac{\psi_m-\psi}{2}\end{aligned}\qquad(10)$$

$$x_D=e\pm D_0D\sin\angle DD_0D_1$$

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

$$= e \pm 2l \sin \frac{\psi}{2} \frac{\psi_m - \psi}{2} \tag{11}$$

式(10)、(11)中，ψ_m 为从动杆 DE 的总角位移。式(11)中，运算符号“+”、“-”的选取与支点 E 的位置有关；当 $x_E > e$ 时，取“-”号；当 $x_E < e$ 时(如图 3、图 5)，取“+”号。

从动杆 DE 的角位移 ψ 也分为四个阶段计算，即

升程运动阶段($0° \leqslant \varphi \leqslant \varphi_1$)

$$\psi = \psi_m \cdot \Psi\left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right) = \psi_m \cdot \Psi(\Phi) \tag{12}$$

最高位置停留阶段($\varphi_1 < \varphi \leqslant \varphi_1 + \varphi_2$)

$$\psi = \psi_m \tag{13}$$

降程运动阶段($\varphi_1 + \varphi_2 < \varphi \leqslant \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$)

$$\psi = \psi_m\left[1 - \Psi'\left(\frac{\varphi - \varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_3}\right)\right] = \psi_m[1 - \Psi'(\Phi')] \tag{14}$$

最低位置停留阶段($\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 < \varphi \leqslant 360°$)

$$\Psi = 0 \tag{15}$$

式(12)、(14)中，Φ、$\Psi(\Phi)$、Φ'、$\Psi'(\Phi')$分别为升程和降程运动阶段的 AB 杆无因次转角和与其相应的 DE 杆无因位移，无因次位移函数式与直动从动杆的相同。

将式(4)和式(10)～(15)代入式(3)，建立 $b = f(\varphi)$ 的函数式，可进一步求算 b_{max}、b_{min} 及其相应的 AB 杆转角 φ_m、φ_m'，然后用式(12)求算 b_1、b_2。

4.设计固定凸轮廓线

固定凸轮的理论廓线即为滚子中心 C 的运动轨迹。根据铰销 B、D 的位置和杆件 BC、CD 的长度，可求得铰销 C 的位置。

须注意，只有当 b 值为 b_{max} 和 b_{min} 时，铰销 C 仅有一个位置与铰销 B、D 相对应(BC、D 在一直线上)，此唯一位置即为解；而当 b 为其它值时，铰销 C 有两个位置(处于 BD 线的两侧)与铰销 B、D 相对应，但只能取其中一个位置作为解，选取的方法是：对于图 4 和图 5 所示布局，设与 $b = b_{max}$ 相对应的 AB 杆转角为 φ_m、与 $b = b_{min}$ 相对应的 AB 杆转角为 φ_m'，则在 $\varphi = \varphi_m \sim \varphi_m'$ 区间内取 BD 线左侧的 C 位置作为解，在其它区间则取 BD 线右侧的 C 位置作为解。

为建立铰销 C 的坐标函数式，参阅图 4 和图 5，现令铰销 B、D 的连线与 D_0D_1 线(或 y 轴)的夹角为 θ，BD 与 CD 的夹角为 β，则

$$\theta = \arcsin\frac{x_B - x_D}{b} = \operatorname{arctg}\frac{x_B - x_D}{y_D - y_B} \tag{16}$$

$$\beta = \arccos\frac{b^2 + b_2^2 - b_1^2}{2b\,b_2} \tag{17}$$

显然，当 $x_B > x_D$ 时 θ 为正值，$x_B < x_D$ 时为 θ 为负值，而 β 始终为正值。由 θ、β 可求得 CD 杆与 D_0D_1 线(或 y 轴)的夹角为：在 $\varphi = \varphi_m \sim \varphi_m'$ 区间内其夹角为 $\theta - \beta$，在其它区间内为 $\theta + \beta$。这样，铰销 C 的坐标为：

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$\varphi=\varphi_m\sim\varphi_m'$ 区间

$$\left.\begin{aligned}x_C&=x_D+b_2\sin(\theta-\beta)\\y_C&=y_D-b_2\cos(\theta-\beta)\end{aligned}\right\}\tag{18}$$

$\varphi=0\sim\varphi_m$ 和 $\varphi=\varphi_m'\sim360°$ 区间

$$\left.\begin{aligned}x_C&=x_D+b_2\sin(\theta+\beta)\\y_C&=y_D-b_2\cos(\theta+\beta)\end{aligned}\right\}\tag{19}$$

式(16)至式(19)对直动和摆动两种从动杆都适用，但式(18)和式(19)只适用于 AB 杆推着 BC 杆运动的形式，当采用 AB 杆拉着 BC 杆运动时，式(18)中应改为$(\theta+\beta)$，式(19)中改为$(\theta-\beta)$。[附注一]

5. 检验压力角

1) 检验固定凸轮的压力角　用 α_1 表示固定凸轮的压力角，参阅图4和图5，α_1 等于 $\vec{P}_c$ 与 $\vec{v}_c$ 的夹角，$\vec{P}_c$ 为驱动铰销 C 运动的力矢量，它与 BC 在一直线上；$\vec{v}_c$ 为铰销 C 的运动方向矢量，它与铰销 C 所在位置的凸轮廓线的切线在一直线上。用 K_1、K_2 分别表示 $\vec{P}_c$、$\vec{v}_c$ 的斜率，则

$$K_1=\frac{y_C-y_B}{x_C-x_B}\tag{20}$$

$$K_2=\frac{dy_C}{dx_C}=\frac{dy_C/d\varphi}{dx_C/d\varphi}\tag{21}$$

$$\alpha_1=\left|arc\,\mathrm{tg}\frac{K_2-K_1}{1+K_1K_2}\right|\tag{22}$$

用 α_{1m} 表示 α_1 的最大值，为保证机构有合理的传动效率，应使 α_{1m} 不超过凸轮的许用压力角$[\alpha_1]$，可取$[\alpha_1]=45^0$。

2)检验从动杆的压力角　用 α_2 表示从动杆的压力角，对于直动从动杆，参阅图4，显然

$$\alpha_2=|\theta\pm\beta|\tag{23}$$

式中，在 $\varphi=\varphi_m\sim\varphi_m'$ 区间取“−”号，在其它区间取“+”号。

对于摆动从动杆，参阅图5，支点 E 的坐标为

$$\left.\begin{aligned}x_E&=e\pm l\cos\frac{\psi_m}{2}\\y_E&=h+l\sin\frac{\psi_m}{2}\end{aligned}\right\}\tag{24}$$

式中，“+”、“−”号的选取同式(11)。用 K_3、K_4 分别表示 CD、DE 的斜率，则

$$K_3=\frac{y_D-y_C}{x_D-x_C}\tag{25}$$

$$K_4=\frac{y_D-y_E}{x_D-x_E}\tag{26}$$

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

$$\alpha_2 = 90° - \left|\operatorname{arc\,tg}\frac{K_4 - K_3}{1 + K_3K_4}\right| \tag{27}$$

用 α_{2m} 表示 α_2 的最大值，应使 $\alpha_{2m} \leqslant [\alpha_2]$。直动从动杆的 $[\alpha_2] = 30°$，摆动从动杆的 $[\alpha_2] = 45°$。

三、参数优化

根据对从动杆的运动要求 S_m 或 ψ_m、φ_1、φ_2、φ_3、φ_4 及升程和降程的运动规律，优化基本参数 e、h、a、δ，使机构的压力角减小、结构紧凑。

1. δ 对压力角的影响

针对对从动杆的各种运动要求，选取不同的 e、h、a 值，然后计算与不同 δ 值相对应的 α_{1m}、α_{2m} 值，大量计算结果表明：δ 对 α_{2m} 的影响甚小，而对 α_{1m} 的影响很大。

表 1

运动要求	直动从动杆；$\varphi_1 = 150°$，$\varphi_2 = 0°$，$\varphi_3 = 110°$，$\varphi_4 = 100°$；升降程作余弦加速运动							
给定参数	$e = 0$，$h = 1.5S_m$，$a = 0.7S_m$							
δ	−12°	−9°	−6°	−3°	0。	3°	6°	9°
α_{1m}	49.838°	47.119°	45.323°	45.881°	51.375°	58.194°	67.965°	90°
α_{2m}	21.409°	21.573°	21.727°	21.87°	22.004°	22.127°	22.241°	22.41°

例如，对于图 4 所示机构，若对从动杆的运动要求和给定的 e、h、a 值如表 1 中所示，则对于不同的 δ 值，所得 α_{1m}、α_{2m} 值见表 1。随着 δ 的增大，α_{2m} 值也逐渐增大，但增值是不大的；而 δ 值过大或过小都会使 α_{1m} 显著增大。

使 $\alpha_{1m} = (\alpha_{1m})_{min}$ 的 δ 值为最佳值，用 δ_{opt} 表示，上例的 $\delta_{opt} = -4.427°$，$(\alpha_{1m})_{min} = 43.69°$。

2. e 对压力角的影响

针对对从动杆的各种运动要求，选取不同的 h、a 值，再改变 e 值并将 δ 优化，大量计算结果表明，e 值对 α_{1m} 的影响较小而对 α_{2m} 的影响较大。例如，对图 4 所示机构，若取 $a = 0.7S_m$、$h = 1.5S_m$，结果见表 2 和表 3。

表 2

运动要求	直动从动杆；$\varphi_1 = 150°$，$\varphi_2 = 0°$，$\varphi_3 = 110°$，$\varphi_4 = 100°$；升降程作余弦加速运动						
e/S_m	−0.6	−0.4	−0.2	0	0.2	0.4	0.6
δ_{opt}	11.975°	7.106°	1.918°	−4.427°	−11.082°	−19.132°	−25.262°
α_{1m}	47.488°	46.709°	45.267°	43.69°	42.763°	41.895°	42.525°
α_{2m}	33.517°	28.685°	23.436°	21.789°	27.248°	32.266°	36.967°

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

表3

运动要求	直动从动杆；$\varphi_1=110°$，$\varphi_2=0°$，$\varphi_3=150°$，$\varphi_4=150°$；升降程余弦加速运动						
e/S_m	−0.6	−0.4	−0.2	0	0.2	0.4	0.6
δ_{opt}	23.758°	19.873°	16.691°	12.606°	7.609°	1.738°	−4.721°
α_{1m}	34.298°	32.569°	32.653°	33.028°	33.469°	34.329°	35.521°
α_{2m}	39.157°	34.429°	29.198°	23.533°	22.82°	28.167°	33.141°

当所取 e 值使从动杆升程阶段的 α_{2m} 和降程阶段的 α_{2m} 值相等时，机构的 α_{2m} 值最小。可这样选取 e 值：当 $\varphi_1<\varphi_3$ 时 e 值在 $0\sim0.2S_m$ 或 $0\sim0.4l\sin\frac{\psi_m}{2}$ 的范围内选取；当 $\varphi_1>\varphi_3$ 时，e 值在 $0\sim-0.2S_m$ 或 $0\sim-0.4l\sin\frac{\psi_m}{2}$ 的范围内选取；为简化设计，可取 $e=0$。

3. h 对压力角的影响

由直观可知，h 值愈大，α_{2m} 值愈小。大量计算结果表明，α_{1m} 值随着 h 的增大而逐渐增大。

表4

运动要求	直动从动杆；$\varphi_1=150°$，$\varphi_2=0°$，$\varphi_3=110$，$\varphi_4=100°$；升降程作余弦加速运动							
给定参数	$e=0$，$a=0.7S_m$							
h/S_m	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.6
δ_{opt}	−0.902°	−2.361°	−3.262°	−3.82°	−4.721°	−5.279°	−6.18°	−7.082°
α_{1m}	37.495°	39.973°	42.261°	43.377°	44.512°	44.964°	46.194°	47.303°
α_{2m}	34.759°	29.972°	26.162°	23.114°	20.629°	18.601°	16.899°	13.251°

为使 α_{2m} 值不致过大，通常取 $h\geqslant S_m$ 或 $h\geqslant 2l\sin\frac{\psi_m}{2}$；为使结构紧凑和减小 α_{1m} 值，也不宜将 h 值取得过大。

4. a 对压力角的影响

a 对压力角的影响要复杂一些，为说明问题而多列几个图表。

1)直动从动杆型　如图4所示机构，取 $e=0$、$h=1.5S_m$，改变 a 值，并优化 δ，见表5和表6。

可见，α_{2m} 总是随着 a 值的增大而增大；而对于 α_{1m}，当 $\varphi_1>\varphi_3$ 时，其值随着 a 值增大而逐渐减小；当 $\varphi_1<\varphi_3$ 时，则有最佳值 a_{opt} 使 α_{1m} 值最小，例如表6中所列数据，从动杆升降程作余弦加速运动时取 $a=0.8S_m$、作改进正弦加速运动时取 $a=0.9S_m$，压力角 α_{1m} 最小。

参阅图4，若将其原动杆 AB 改作顺时针转动，则驱动方案由原来的 AB 杆推着 BC 杆运动变为 AB 杆拉着 BC 杆运动，升程运动起始时刻的 AB 杆处于 AB_3 位置，$\delta'=\varphi_4-\delta$，与升程相应的 AB 杆转角 $\varphi_1'=\varphi_3$，与降程运动相应的 AB 杆转角 $\varphi_3'=\varphi_1$，而在最高和最

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

表 5

运动要求		$\varphi_1=150°$, $\varphi_2=0°$, $\varphi_3=110°$, $\varphi_4=100°$							
a/S_m		0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2	1.4
余弦	δ_{opt}	4.695°	3.369°	−4.427°	−9.556°	-13.979°	-16.716°	−21.8°	-24.361°
加速	α_{1m}	50.731°	43.877°	43.69°	43.664°	43.067°	42.652°	42.41°	41.897°
运动	α_{2m}	19.895°	21.121°	21.789°	22.238°	22.492°	22.71°	22.96°	23.109°
改进	δ_{opt}	3.146°	5.665°	−2.665°	−8.833°	-12.665°	-16.223°	-21.18°	-24.279°
正弦	α_{1m}	55.162°	46.299°	45.932°	45.808°	45.299°	45.075°	44.596°	43.806°
加速	α_{2m}	20.863°	22.37°	23.332°	23.94°	24.406°	24.7°	25.104°	25.368°

表 6

运动要求		$\varphi_1=110°$, $\varphi_2=0°$, $\varphi_3=150°$, $\varphi_4=100°$							
a/S_m		0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
余弦	δ_{opt}	11.88°	23.279°	12.918°	3.262°	−2.639°	−6.18°	−9.721°	-10.876°
加速	α_{1m}	49.873°	39.117°	32.933°	31.766°	32.097°	33.092°	33.65°	35.187°
运动	α_{2m}	22.289°	23.238°	23.538°	23.591°	23.641°	23.655°	23.663°	23.687°
改进	δ_{opt}	10.416°	19.639°	18.236°	8.18。	1.246°	−3.279°	−6.82°	−9.361°
正弦	α_{1m}	54.756°	45.837°	37.108°	34.724°	34.031°	34.545°	35.12°	35.533°
加速	α_{2m}	23.819°	24.887°	25.601°	25.805°	25.893°	25.957°	26°	26.042°

低位置的停留时间保持不变，即 $\varphi_2'=\varphi_2$、$\varphi_4'=\varphi_4$。例如，图 4 所示机构，若从动杆的运动规律为 $\varphi_1=110°$、$\varphi_2=0°$、$\varphi_3=150°$、$\varphi_4=100°$、升降程作余弦加速运动，给定 $e=0$，$h=1.5S_m$，符合表 6 条件，查表 6，若取 $a=0.8S_m$、$\delta=\delta_{opt}=3.262°$，则它的 $\alpha_{1m}=31.766°$，$\alpha_{2m}=23.591°$。现将 AB 杆改为顺时针转动，它的压力角当然仍保持不变，但驱动方案变了，且 $\delta'=\varphi_4-\delta=100°-3.262°=96.768°$，从动杆运动规律变为 $\varphi_1'=\varphi_3=150°$，$\varphi_2'=\varphi^2=0°$，$\varphi_3'=\varphi_1=110°$，$\varphi_4'=\varphi_4=100°$，升降程仍作余弦加速运动，即从动杆的运动规律与表 5 中的相同。但查表 5（表 5 采用图 4 的驱动方案），当 $a=0.8S_m$ 时，取 $\delta=\delta_{opt}=-9.556°$，它的 $\alpha_{1m}=43.664°$，$\alpha_{2m}=22.238°$。就是说，对于从动杆按 $\varphi_1=150°$、$\varphi_2=0°$、$\varphi_3=110°$、$\varphi_4=100°$、升降程作余弦加速运动，在 $e=0$、$h=1.5S_m$、$a=0.8S_m$ 条件下将 δ 优化，采用 AB 杆推着 BC 杆运动的驱动方案，它的 α_{1m} 要比采用 AB 拉着 BC 杆运动的驱动方案的 α_{1m} 大 $43.664°-31.766°=11.898°$，而 α_{2m} 则是小 $23.591°-22.238°=1.35.°$，显然，采用拉着 BC 杆运动的方案优越。而对于 $\varphi_1=110°$、$\varphi_2=0°$、$\varphi_3=150°$、$\varphi_4=100°$ 的运动要求，情况刚好相反。

因此，当 $\varphi_1>\varphi_3$ 时，应取 AB 杆拉着 BC 杆运动的驱动方案；当 $\varphi_1<\varphi_3$ 时，应取 AB 推着 BC 杆运动的驱动方案；当 $\varphi_1=\varphi_3$ 时，两种驱动方案可任选。将表 2 与表 3 数据对比

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

也可得此结论。

2) 摆动从动杆型 如图5所示机构，取 $e=0$、$h=1.5l$，改变 a 值，并优化 δ，见表7和表8。

表7

运动要求		摆动从动杆，$\psi_m=60°$，余弦加速运动，$\varphi_1=150°$，$\varphi_2=0°$，$\varphi_3=110°$，$\varphi_4=100°$							
a/l		0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
$\frac{h}{l}=1.5$	δ_{opt}	1.751°	7.082°	-1.18°	-6.18°	-12.08°	-13.82°	-16.459°	-20.236°
$e=0$	α_{1m}	53.263°	43.851°	42.154°	43.048°	40.829°	42.39°	42.165°	41.115°
$x_E>e$	α_{2m}	40.452°	42.219°	42.714°	43.137°	43.201°	43.602°	43.775°	43.693°
$\frac{h}{l}=1.5$	δ_{opt}	5.39°	1.738°	-4.18°	-8.639°	-11.639°	-16.18°	-20.738°	-23.279°
$e=0$	α_{1m}	54.084°	46.751°	49.697°	50.586°	51.315°	47.828°	44.95°	44.991°
$x_E<e$	α_{2m}	42.253°	40.428°	39.295°	38.671°	38.23°	38.354°	38.605°	38.602°

表8

运动要求		摆动从动杆，$\psi_m=60°$，余弦加速运动，$\varphi_1=110°$，$\varphi_2=0°$，$\varphi_3=150°$，$\varphi_4=100°$							
a/l		0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
$\frac{h}{l}=1.5$	δ_{opt}	12.918°	25.623°	17.639°	9.361°	6.361°	3.361°	0.361°	-2.639°
$e=0$	α_{1m}	50.956°	40.46°	34.568°	34.086°	37.537°	39.468°	40.365°	40.494°
$x_E>e$	α_{2m}	36.713。	38.226°	38.522°	38.469°	38.687°	38.804°	38.831°	38.792°
$\frac{h}{l}=1.5$	δ_{opt}	7.981°	19.27°	13.754°	5.73°	-3.167°	-5.811°	-11.164°	-11.623°
$e=0$	α_{1m}	54.569°	45.764°	37.366°	35.976°	33.657°	35.432°	35.79°	36.433°
$x_E<e$	α_{2m}	47.55°	47.718°	47.433°	47.166°	47.14°	46.987°	46.947°	46.687°

用前述直动从动杆型中的分析方法将表7和表8中数据作分析对比，结论是相同的，即 $\varphi_1>\varphi_3$ 时应采用 AB 杆拉着 BC 杆运动的方案，而当 $\varphi_1<\varphi_3$ 时应采用 AB 杆推着 BC 杆运动的方案。

另外，支点 E 的位置对压力角也有较大影响。若按上述原则确定驱动方案，则从表8中可以看出，取 $x_E>e$ 的布局方案(即将图5中支点 E 布置在 D_0D 线右方)要比 $x_E<e$ (如图5中所示)的布局方案优越，因为前者的 α_{1m}、α_{2m} 比之后者的都要小许多。

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

四、结　论

1)摆动从动杆支点 E 的位置　应选用 $x_E > e$ 的布局方案(若总体布局允许)。

2)驱动方案　$\varphi_1 > \varphi_3$ 时选用 AB 拉着 BC 杆运动的方案；$\varphi_1 < \varphi_3$ 时选用 AB 杆推着 BC 杆运动的方案；$\varphi_1 = \varphi_3$ 时两种方案任选。

3)参数 e　若按上述原则确定驱动方案，e 值可以在 $0 \sim 0.2S_m$ 或 $0 \sim 0.4\, l \sin\frac{\psi_m}{2}$ 的范围内选取，通常取 $e = 0$。

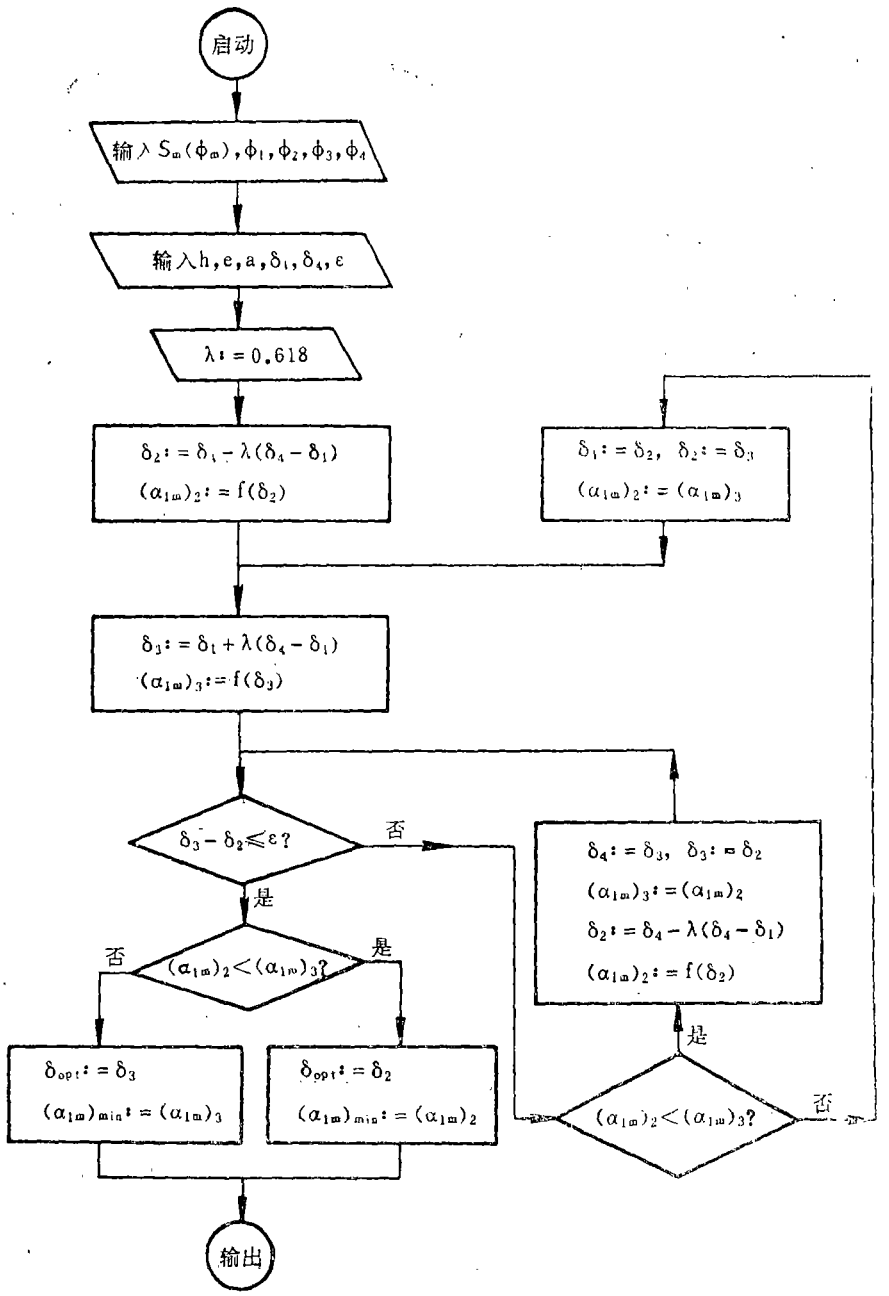


图 6　优化 δ 程序方框图

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

4)参数 h 取 $e \geqslant S_m$ 或 $e \geqslant 2\,l \sin \frac{\psi_m}{2}$，但也不宜取得过大。

5)参数 a 可在$(0.6 \sim 0.9)S_m$范围内选取，若按上述原则确定驱动方案，可将 a 优化以使 α_{1m} 值最小。

6)参数 δ 应将 δ 优化，使所取的 $\delta \approx \delta_{opt}$。可将减小 α_{1m} 作为主要目标，优化目标函数为

$$\alpha_{1m}(\delta) = \left|\operatorname{arctg}\frac{K_2 - K_1}{1 + K_1 K_2}\right| \longrightarrow (\alpha_{1m})_{min}$$

若采用 0.618 法优化 δ，其优化程序方框图如图6所示。

最后指出，这种机构的从动杆在最高和最低位置的停留时间不能过长，升程和降程的运动时间也不能相差太多，否则压力角太大甚至不能实现预期运动规律。它适用于行程比较大的场合。

附注一 式(1)、(2)和(16)只适用于参数 a 值不太大的场合。事实上，从满足压力角要求出发，a 值是可以取得很大的。由直观也可看出，a 值愈大，b_{max} 值也愈大，而 b_{min} 值则愈小，故 b_1 值显然增大。当 a 值很大时，就会使铰销 B 在某些运动区间($\varphi + \delta = 180$前后)的位置高于铰销 D 的位置，即 $y_B \geqslant y_D$，从而使 $b_1 \geqslant b_2$(相当于 $b_{min} \leqslant 0$)、θ 值大于 90° 或小于 −90°。例如图 2 所示机构，当 $a \geqslant h + S_m$ 时就会出现这种情况。在编写计算源程序时须注意到这种情况。不过，由于受结构条件限制，一般是不会将 a 值取得过大的。

参 考 文 献

[1] 赵治华，“固定凸轮与连杆组合机构的设计”，轻工业部《包装科学与技术》，1980年第三期。

[2] 机械工程手册编辑委员会编，《机械工程手册》，第18篇“机构造型与运动设计”第16章，机械工业出版社，1979年。

[3] 葛效尧，“固定凸轮与连杆组合机构的优化设计”《北京轻工业学院学报》，1984年第一期。

[4] [日]牧野洋著，《自动机械机构学》，第一章，科学出版社，1980。

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

85021

微型计算机在电扇电机性能测试中的应用《无锡轻工业学院学报》1985年，第四卷，第3期

关键词 电扇电机，接口，应用软件编写，传感器，超级隔离，绝缘电阻，功能电路。

摘 要 本文叙述“微机控制电扇电机检测线”的设计和测量的基本原理。本文包括系统设计，接口，应用软件的编写和传感器。

作者：冯炜，周宝田，周锡昌

85022

无锡市少年宫天文台肋壳结构的有限元电算《无锡轻工业学院学报》1985年，第四卷，第3期

关键词 有限元分析，肋壳结构，波前解

摘 要 我们编制了用于肋壳结构分析的有限元程序。本文对梁单元的刚度矩阵和载荷向量进行了变换，以实现各个梁单元的节点位移同与其连接的壳单元的节点位移的协调。采用波前法解方程组，因此可用微机分析中等规模的结构。应用该程序对无锡少年宫天文台的肋壳结构进行了计算。

作者：范本隽，邹焕新，吴家骥

85023

传递矩阵法与有限元方法的等效性及对传递矩阵法的修正《无锡轻工业学院学报》1985年，第四卷，第3期

关键词 传递矩阵，刚度矩阵，质量矩阵，等效性，动力修正。

摘 要 本文根据求解平面梁结构作横向振动的有限元公式，推得了传递矩阵的表达式，此表达式与常用的根据材料力学弯曲变形所得公式相同。从而证明了两种方法在求解链式结构动力问题中是等效的并据此对传递矩阵法进行了修正，使该方法不仅可以考虑剪切变形和弹性支承的影响，而且可以考虑分布质量、分布回转效应及动力修正的影响。

作者：徐宏

85024

固定凸轮与连杆组合机构的设计《无锡轻工业学院学报》1985年，第四卷，第3期

关键词 凸轮，连杆，组合机构，压力角，优化设计

摘 要 本文简要介绍固定凸轮与连杆组合机构的工作原理与设计方法，并比较全面地分析讨论了结构参数、摆动从动杆支点位置和驱动方案对压力角的影响，从而为该机构的优化设计提供了依据。

作者：赵治华

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

85023

THE EQUIVLENCE of TRANSFER MATRIX METHOD and FINITE ELEMENT METHOD and the CORRECTION to the TRANSFER MATRIX METHOD《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol.4, No. 3, 1985

KEYWORDS Transfer matrix, Stiffness matrix, Mass matrix, Equivlence, Dynamic correction.

ABSTRACT The transfer matrix formula is derived from the element stiffness and mass matrices of plane beam in the finite element method. It is just the same as the general formula derived by the material mechanics and mechanical vibration. Thus, the equivalence of two methods is proved in the vibration problems of chain structure. The transfer matrix method is corrcted, which makes it possible to consider not only the influences of shear deformation and bearing elasticity but also the influences of distributed mass and gyroscopic moment of shaft and the dynamic correction.

Author: Xu Hong

85021

MICROCOMPUTER APPLICATION in FAN MOTOR PERFORMANCE MEASUREMENT《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol. 4, No.3, 1985

KEYWORDS Fan motor interface application software programming transducer superisolation insulation resistance function circuit.

ABSTRACT THis paper describes thedesigning strategy and basic measuring principle of the"Microcomputer Controlled Electric Fan Motor Performance Measurement Line". It contains system design, interface, application software programming and the design of the transducers.

Author: Feng Wei, Zhou Baotian, Zhou Xichang

85024

THE DESIGN for COMBINED MECHANISM of FIXED CAM and LINKAGE《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol.4, No.3, 1985

KEYWORDS Cam. Linkge, Combined mechanism, Pressure angle, optimum design.

ABSTRACT The paper shows the principle and design method of combined mechanism of fixed cam and likage, and the influence of the parameters, the support point of swing linkage and with the driving form on the pressure angle discussed. Therefore, a reliable method has been dedicated for optimum design of this mechanizm.

Author: Zhao Zhihua

85022

FINITE ELEMENT ANALYSIS of the RIBBED SHELL of the ASTRONOMICAL OBSERVATORY of WUXI CHILDREN'S PALACE《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol.4, No.3, 1985

KEYWORDS Finite element analysis, ribbed shell, Wavefront solution

ABSTRACT A finite element program designed for the stress analysis of ribbed shells is presented. In this paper, the stiffness matrices and load vectors of the beam elements have been transformed so as to get the nodal displacements of each beam element compatible with those of the adjoining shell elements. The wavefront solution method has been adopted to solve the system of equation, thus the microcomputer may be used to analyze a medium-scale structure. As an example of its applications, the ribbed shell of the astronomical observatory of wuxi children's palace is computed in the way.

Author: Fan Benjun, Zou Huanxin, Wu Jcaji