

一种衡量机构传动质量的新指标

——兼论机构的压力角

吕 庸 厚

(机械系)

一、新指标的提出

机构的效率(它还反映机构是否产生自锁)具有衡量机构传动质量的性质。然而对往复或步进运动的机构,从动件都有速度等于零的时候(如凸轮机构的从动件在运动开始和终止的时候),此时效率等于零,但机构并非处于自锁状态,而仅相当于机器在空转。若以效率作为传动质量的指标,则往复或步进运动的机构都和发生自锁的机构一样有等于零的指标值,显然这是不合理的。因之,必须对机构效率的表达式进行修正,使从动件速度等于零时,其值不为零,而接近于1,才能作为机构分析和综合的传动质量指标。

机构的效率表达式繁杂且随机构而异,因之须简化成统一的形式。为此作如下的规定:

1. 从动件上的载荷为一个阻力 Q

如图1所示。它的作用点就是不计摩擦时的主动力 P 。(图中仅画出考虑摩擦时的主动力 P) 在从动件上的作用点 B 。

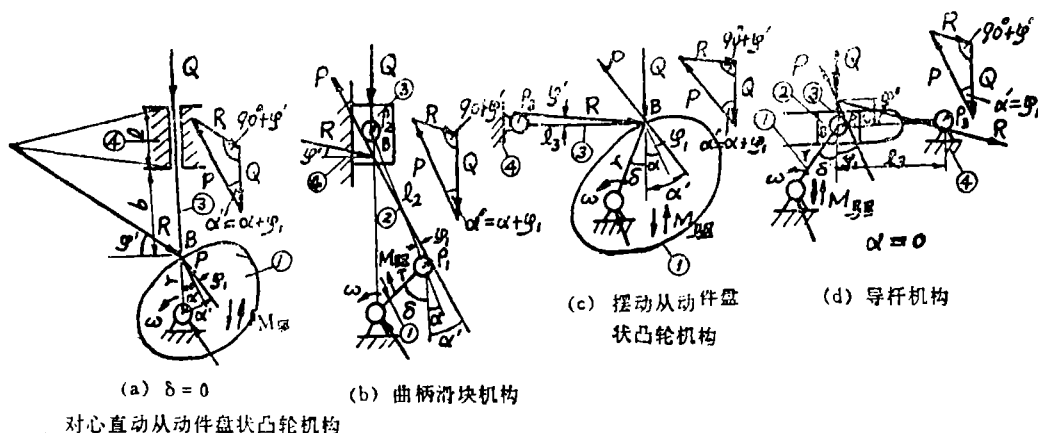


图 1

对于直动从动件,阻力 Q 的作用点 B 在导路的中心线上(如图1 a、b所示)。对于摆动从动件, B 常为运转副的中心(如图1 c、d所示)。

阻力 Q 的作用线与它在从动件上的作用点 B 的速度矢量一致, 但指向相反。

2. 不计原动件与机架间的摩擦

原动件与机架相连接多用运转副, 其摩擦圆半径一般都甚小, 且这部分的摩擦损失又为各机构所公有, 因之可忽略不计它们之间的摩擦。

如原动件与机架用移动副连接, 可将机构效率分成两部分: 不计原动件与机架间的摩擦的机构效率和考虑摩擦时原动件与机架那部分的效率。后面那部分将分开另行计算。

3. 不计构件的惯性力

在这条件下, 再加前述不计原动件与机架间的摩擦, 则不管原动件是受驱动力还是受驱动力偶的作用, 机构的效率均相同。以后都按受驱动力偶的作用来考虑。

按上述规定在图 1 中画出四种常用机构的受力情况。其中构件①为原动件, ③为从动件, ④为机架, 作用于从动件的主动为 P , 载荷为 Q , 机架④作用从动件③的约束反力为 R 。处于平衡状态的 P 、 Q 和 R 都构成类似的力三角形。在这些力三角形中:

Q 、 P 两边的夹角为 α' 。在图 1 中, α 是不计摩擦时, 作用于从动件的主动为 P 。(图中未画出) 与它在从动件上作用点 B 的速度方向所夹的锐角即压力角。 φ_1 是考虑摩擦后主动力 P 相对 P 的偏转角, 称当量摩擦角。考虑摩擦后主动力 P 与从动件上 B 点的速度方向所夹的锐角为实际压力角 α' 。它永为正值。一般情况 $\alpha' = \alpha + \varphi_1$, 如图 1 中 (a)、(b) 和 (c) 即属这情况; 在图 1 (d) 中, 因 $\alpha = 0$, 所以 $\alpha' = \varphi_1$; 还有一些机构, 如图 2 (a) 所示情况, $\alpha' = \alpha - \varphi_1$, 可看作 φ_1 为负值; 又如图 2 (b) 所示情况, $\alpha' = \varphi_1 - \alpha$, 可看作 α 为负值。这样实际压力角 α' 的统一形式为 $\alpha' = \alpha + \varphi_1$ 。

其中当量摩擦角 φ_1 :

在图 1 (a) 和 (c) 中, φ_1 为构件①和③的摩擦角。

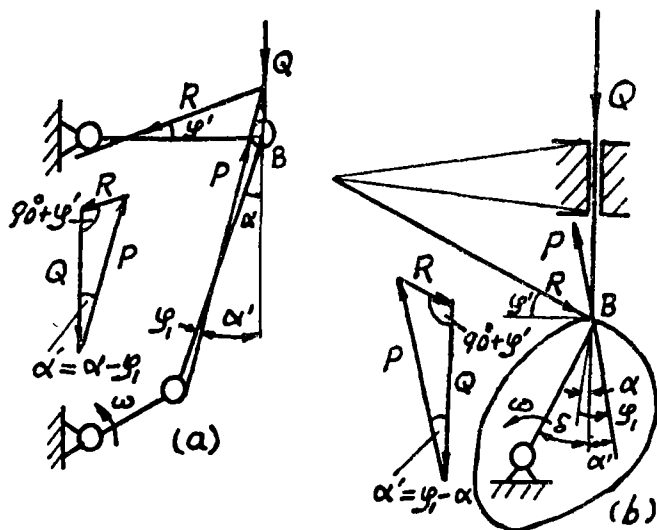


图 2

在图 1 (d) 中, φ_1 为构件②和③的摩擦角。为了简单起见, 将图中的迴转副与摩擦圆画成同一圆。

在图 1 (b)所示的情况, $\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{\rho_1 + \rho_2}{l_2}$, 此处 ρ_1, ρ_2 分别为图中两迴转副的摩擦圆半径, l_2 为构件②连杆的长度。

Q、R 两边的夹角等于 $(90^\circ + \varphi')$, 此处 φ' 是从动件③与机架④间的当量摩擦角。不同机构的 φ' 值亦异:

在图 1 (b)所示的情况, $\varphi' = \varphi_{34}$, $\operatorname{tg} \varphi' = \operatorname{tg} \varphi_{34}$ 。此处 φ_{34} 为构件③和④的摩擦角。

在图 1 (c)所示的情况, $\operatorname{tg} \varphi' \cong \frac{\rho_3}{l_3}$, 此处 l_3 为构件③摆杆的长度。

在图 1 (d)所示的情况, $\operatorname{tg} \varphi' \cong \frac{\rho_3 + \frac{\rho_1}{\sin \varphi_1}}{l_3}$

在图 1 (a)所示的情况, $\operatorname{tg} \varphi' = \left(1 + \frac{2b}{l}\right) \operatorname{tg} \varphi_{34}$, 此处 b 为从动件的悬臂长度, l 为导轨长度。有时 φ' 为负值, 如图 4 c 所示, 此时在力三角形中, Q、R 两边的夹角 $(90 + \varphi')$ 小于 90° 。

于是 P 与 Q 力之比便写成如下的统一形式

$$\frac{P}{Q} = \frac{\cos \varphi'}{\cos(\alpha' + \varphi')} \quad (1)$$

按不计原动件与机架间的摩擦的规定, 机构的驱动力偶矩

$$M = P[r \sin(\delta + \alpha') + \rho_1] = Pr \sin(\delta + \alpha') \left[1 + \frac{\rho_1}{r \sin(\delta + \alpha')}\right]$$

此处 δ 为图 1 中 $\bar{r}$ 和从动件上主动力 P 的作用点 B 的速度间的夹角。将(1)式代入上式, 得

$$M = Qr \frac{\cos \varphi' \sin(\delta + \alpha')}{\cos(\alpha' + \varphi')} \left[1 + \frac{\rho_1}{r \sin(\delta + \alpha')}\right]$$

不计摩擦时

$$M_0 = Qr \frac{\sin(\delta + \alpha)}{\cos \alpha}$$

机构效率

$$\begin{aligned} \eta = \frac{M_0}{M} &= \frac{\sin(\delta + \alpha) \cos(\alpha' + \varphi')}{\sin(\delta + \alpha') \cos \alpha \cos \varphi' \left[1 + \frac{\rho_1}{r \sin(\delta + \alpha')}\right]} \\ \therefore \eta &= \frac{(\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha)(1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi')}{(\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha') \left[1 + \frac{\rho_1}{r \sin(\delta + \alpha')}\right]} \quad (2) \end{aligned}$$

$$\text{令} \quad \eta = \frac{\xi}{\sigma} \eta'$$

$$\text{其中} \quad \xi = \frac{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha'}, \quad \sigma = 1 + \frac{\rho_1}{r \sin(\delta + \alpha')}, \quad \eta' = 1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi' \quad (2')$$

当 $\delta + \alpha = 0^\circ$ 或 180° 时, 由图 1 知, 从动件的速度等于零, 按 (2) 式计算机构的效率, 就是由于 $\xi = 0$, 导致 $\eta = 0$, 而此时 σ 大于 1。当 $\delta + \alpha \neq 0$ 或 180° , 从动件速度偏离零时, 由于 $\xi = \frac{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}$, 而 $\operatorname{tg} \varphi_1$ 又甚小, 一般不超过 0.1, 以致上述 ξ 值将趋近于 1, 同时因 ρ_1 远小于 r , σ 将很快地趋近于 1。因之选择 η' 来衡量传动质量, 既可避免从动件速度等于零时, 其值为零; 又可使速度偏离零时, η' 能趋近于机构的效率, 达到了预定的修正目的。对 σ 来说, 除在速度等于零及其附近外, 其值基本上都是 1, 而在速度等于零的附近时, η 趋近于零, 主要由 ξ 趋近于零来决定, 且此时 η 又待修正, 故完全合理由令 $\sigma = 1$, 即忽略不计 ρ_1 , 于是

$$\eta = \xi \cdot \eta' \quad (3)$$

此处 η' 为修正后的机构效率。修正后的损失系数 $\Psi' = 1 - \eta'$,

$$\therefore \Psi' = \operatorname{tg}' \operatorname{tg} \varphi' \quad (4)$$

建议用 Ψ' 作为衡量机构传动质量的指标。它与机构的损失系数有关, Ψ' 愈大表示传动质量愈差。

二、以 Ψ' 作为传动质量指标的论证

1. 它与机构效率的关系

η' 以及 Ψ' 和 η 的关系已如上述, 除从动件速度等于零及其附近外, η' 基本上反映着机构的效率 η 。下面以对心直动从动件盘状凸轮机构为例来说明 η 和 η' 的差别。由 (2') 式而

$$\eta' = 1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'$$

在 (3) 式中, 由图 1 (a) 知, $\delta = 0$,

$$\therefore \eta = \xi \cdot \eta' = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha'} (1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi') \quad (5)$$

此时 $\alpha' = \alpha + \varphi_1$ 。如该机构的 $\operatorname{tg} \varphi_1$ 和 $\operatorname{tg} \varphi'$ 分别为: (1) $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0.01, \operatorname{tg} \varphi' = 0.1$; (2) $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0.1, \operatorname{tg} \varphi' = 0.1$ 。现将不同的 α 值按 (2') 和 (5) 两式计算所得的 η' 和 η 值列于表 1 并画成图 3 所示的曲线。

表 1

(1) $\operatorname{tg}\varphi_1 = 0.01, \quad \operatorname{tg}\varphi' = 0.1$									
α°	0	1	5	10	15	20	25	30	35
η'	0.999	0.997	0.990	0.981	0.972	0.962	0.952	0.941	0.928
η	0	0.634	0.888	0.927	0.931	0.934	0.927	0.919	0.909
$(1 - 2\operatorname{tg}\varphi_1)\eta'$	0.979	0.977	0.970	0.961	0.953	0.942	0.933	0.922	0.909

(1) $\operatorname{tg}\varphi_1 = 0.01, \operatorname{tg}\varphi' = 0.1$										
α°	40	45	50	55	60	65	70	75	80	83.7
η'	0.914	0.898	0.878	0.854	0.823	0.780	0.716	0.611	0.398	0
η	0.896	0.880	0.861	0.836	0.804	0.760	0.693	0.587	0.374	0
$(1 - 2\operatorname{tg}\varphi_1)\eta'$	0.896	0.880	0.861	0.837	0.806	0.764	0.702	0.599	0.390	0

续表 1

(2) $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0.1 \quad \operatorname{tg} \varphi' = 0.1$									
α°	0	1	5	10	15	20	25	30	35
η'	0.99	0.988	0.981	0.972	0.962	0.952	0.940	0.928	0.914
η	0	0.146	0.454	0.609	0.682	0.720	0.738	0.745	0.744
$(1-2\operatorname{tg} \varphi_1)\eta'$	0.792	0.790	0.785	0.778	0.770	0.762	0.752	0.742	0.731

(2) $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0.1 \quad \operatorname{tg} \varphi' = 0.1$									
α°	40	45	50	55	60	65	70	75	78.6
η'	0.897	0.878	0.853	0.822	0.778	0.714	0.607	0.389	0
η	0.735	0.718	0.694	0.658	0.609	0.536	0.425	0.237	0
$(1-2\operatorname{tg} \varphi_1)\eta'$	0.713	0.702	0.682	0.658	0.622	0.571	0.486	0.311	0

由上述计算结果和图可知： α 愈大， η' 值愈小，愈接近于 η 值； α 达到自锁的值时， η' 和 η 完全一致；当 $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0.01$ 时，除在 $\alpha = 0$ （此时从动件速度等于零）及其附近外， η

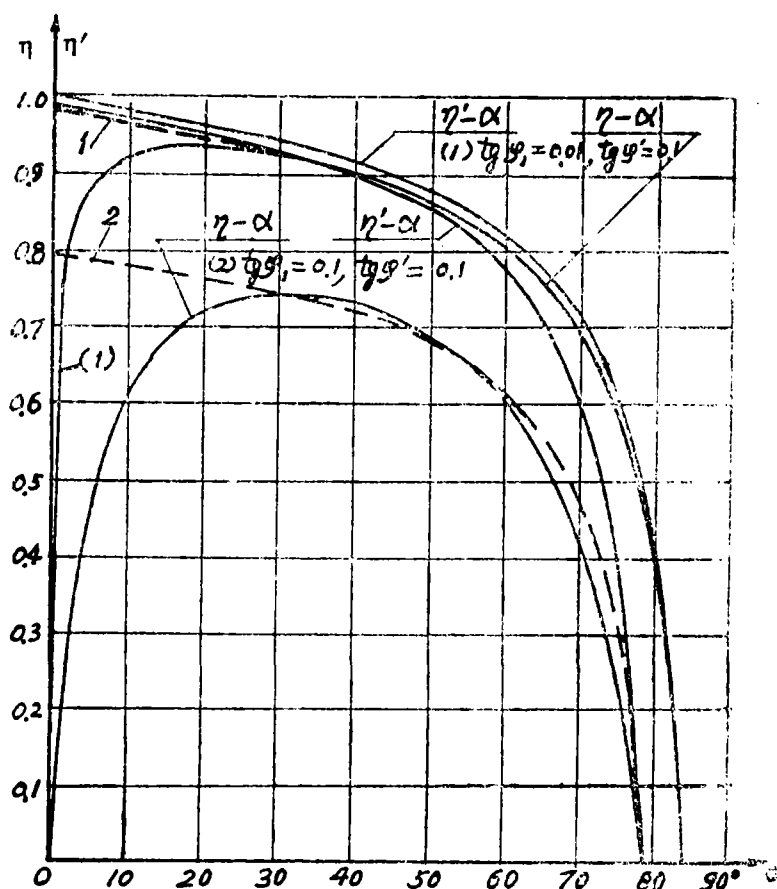


图 3

图中虚线表示 $(1-2\operatorname{tg} \varphi_1)\eta' - \alpha$ 曲线，其中曲线 1： $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0.01$ ， $\operatorname{tg} \varphi' = 0.1$ ，曲线 2： $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0.1$ ， $\operatorname{tg} \varphi' = 0.1$ 。

和 η' 值非常接近, 当 $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0.1$ 时, 虽然它们相差较大, 但是它们有如下的关系:

由(3)和(2')式

$$\frac{\eta}{\eta'} = \xi = \frac{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha'}$$

$$\because \delta = 0, \quad \xi = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha'} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1)} = \frac{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi_1}{1 + \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\operatorname{tg} \alpha}} \approx (1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi_1) \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\operatorname{tg} \alpha}\right)$$

$$\approx 1 - \operatorname{tg} \varphi_1 \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right)$$

此处 ξ 是一个变量。为了使修正后的效率更接近于 η , 同时又保持原来修正的特性, 可用一个等于或小于 1 的正数值 ξ' 去乘 η' 。这 ξ' 值应为上式中 ξ 的最大值。由高等数学知, 在 $\alpha = 0 \sim 90^\circ$ 的范围内, $\alpha = 45^\circ$ 时, ξ 为最大,

$$\therefore \quad \xi' = 1 - 2\operatorname{tg} \varphi_1 \quad (6)$$

图 3 中的虚线即 $(1 - 2\operatorname{tg} \varphi_1) \eta'$ 与 α 的曲线。当 $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0.01$ 时, $(1 - 2\operatorname{tg} \varphi_1) \eta' = 0.98 \eta'$, $(1 - 2\operatorname{tg} \varphi_1) \eta' - \alpha$ 曲线(图 3 中的虚线 1)除从动件的速度等于零及附近外, 更非常接近于它的 $\eta - \alpha$ 曲线; 当 $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0.1$ 时, $(1 - 2\operatorname{tg} \varphi_1) \eta' = 0.8 \eta'$, $(1 - 2\operatorname{tg} \varphi_1) \eta' - \alpha$ 曲线(图 3 中的虚线 2)亦同样更接近于它的 $\eta - \alpha$ 曲线。由于 $(1 - 2\operatorname{tg} \varphi_1)$ 为一常数, 说明除从动件的速度等于零及在其附近外, η' 和 η 有近似的比例关系, 其比值为 $(1 - 2\operatorname{tg} \varphi_1)$ 。

至于 δ 为较小值时,

$$\xi = \frac{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha'} \approx \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha'},$$

ξ' 也等于 $(1 - 2\operatorname{tg} \varphi_1)$ 。对凸轮机构(δ 等于零或为较小值), 它们的 ξ' 值为 $(1 - 2\operatorname{tg} \varphi_1)$; 铰链四杆及其派生机构(曲柄滑块、导杆、摇块机构)和正弦、正切等机构的 δ 可达 90° , 由(2')式知, ξ' 应等于 1。

2. Ψ' 与不产生自锁的可靠性系数的关系

由(1)或(2)式知: 机构产生自锁的条件为

$$\alpha' + \varphi' \geq 90^\circ$$

$$\text{即} \quad \alpha' \geq 90^\circ - \varphi' \quad \text{或} \quad \alpha \geq 90^\circ - \varphi_1 - \varphi' \quad (7)$$

机构不产生自锁的压力角的极限值

$$\alpha_{lim} = 90^\circ - \varphi_1 - \varphi' \quad (8)$$

机构正常运转时, 其压力角 α 应小于 α_{lim} , 亦即 $\operatorname{tg} \alpha$ 应小于 $\operatorname{tg} \alpha_{lim}$ 。令 $k = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{lim}}{\operatorname{tg} \alpha}$, 此处 k 称不产生自锁的可靠性系数。自锁时, $k = 1$; 不自锁时, k 应大于 1。 k 愈大说明机构的运转情况愈远离自锁状态, 工作条件愈好, 所以 k 也具有衡量机构传动质量的能力。但这样定义的 k 对如图 4 所示 $\alpha = 0$ 的机构便不适用。它根本不存在 α_{lim} , 如脱离实际, 单纯按数学关系来运算,

由(8)式 $\operatorname{tg} \alpha_{lim} = \operatorname{ctg} (\varphi_1 + \varphi')$

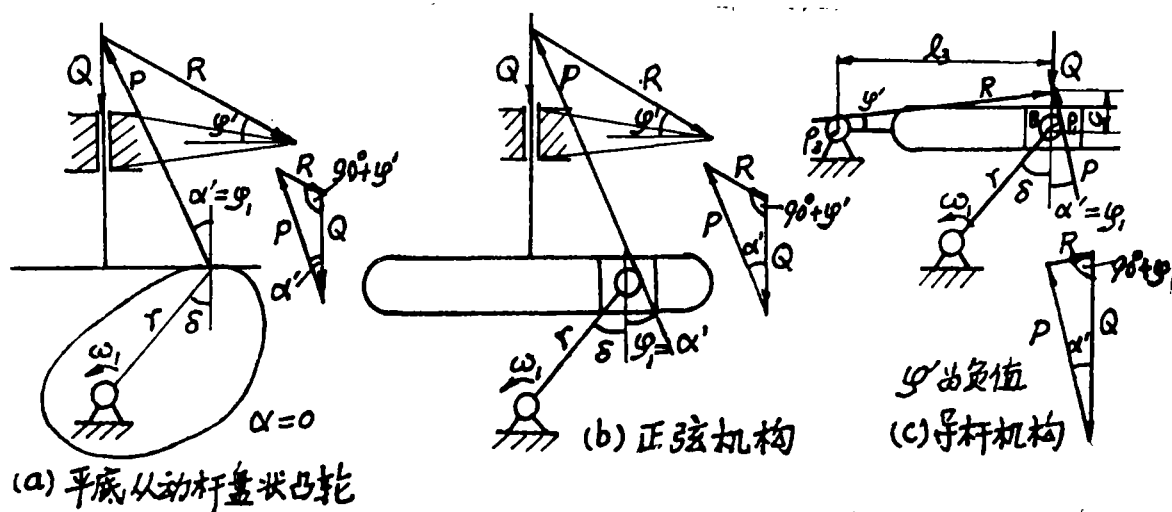


图 4

$$k = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\varphi_1 + \varphi')} \quad (9)$$

由于 $\alpha = 0$, 当 $\varphi_1 + \varphi' < 90^\circ$ 时, k 总为无穷大, 工作条件应是非常好, 事实上 $(\varphi_1 + \varphi')$ 愈近 90° , 机构的工作条件愈不好; 当 $\varphi_1 + \varphi' = 90^\circ$ 时, 机构将自锁, 而如按 (9) 式计算

$k = \frac{1}{0 \times \infty}$, 其值却不确定。因之这样定义的 k 便不适宜, 建议改用实际压力角 α' 代替 α , 于是不产生自锁的可靠性系数

$$K = \frac{\operatorname{tg} \alpha'_{1,m}}{\operatorname{tg} \alpha'} \quad (10)$$

由 (7) 知 $\alpha'_{1,m} = 90 - \varphi'$

$$\operatorname{tg} \alpha'_{1,m} = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi'}$$

代入 (10) 式

$$K = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'} \quad (11)$$

这样当 $\alpha = 0^\circ$ 时, $\alpha' = \varphi_1 \therefore K = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi'}$

如果此时 $\varphi_1 + \varphi' = 90^\circ$, 代入上式 $K = 1$, 表明机构将产生自锁; 如果此时 $(\varphi_1 + \varphi')$ 愈接近于 90° 则 K 愈接近于 1, 说明机构工作情况愈差。于是新定义的不产生自锁的可靠性系数 K 便克服了旧定义的 k 的缺陷。

因为 $\Psi' = \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'$

由 (11) 式得 $K = \frac{1}{\Psi'} \quad (12)$

由此知, 机构传动质量指标 Ψ' 不仅与机构的效率紧密相关, 而且其值恰为新定义的不产生自锁的可靠性系数 K 的倒数, 这些充分说明了选用这种传动质量指标的合理性。

三、传动质量指标的应用

1. 用于机构的分析

对心滚子直动从动件盘状凸轮尽管有如图 5 所示两种不同的结构形式, 过去都按许用压力角等于 30° 来设计。下面计算这样设计出来的两种凸轮机构的传动质量指标值。

对图 5 (a) 所示的机构, 如 $\operatorname{tg} \varphi_{34} = 0.15$, $\operatorname{tg} \varphi_{23} = 0.1$, 滚子半径 $r'_2 = 20$, 滚子销轴半径 $r_2 = 6$, 忽略不计构件 1 和 2 间的滚动摩擦, 且 $[\alpha] = 30^\circ$, 求它的效率。

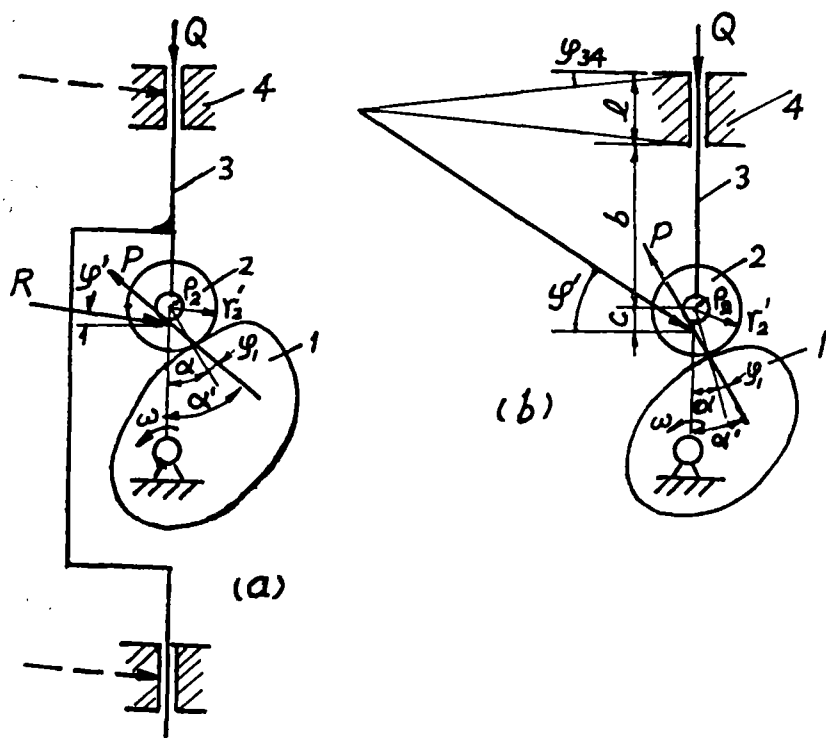


图 5

$$\operatorname{tg} \varphi_1 \approx \sin \varphi_1 = \frac{\rho_2}{r'_2} = \frac{6 \times 0.1}{20} = 0.03$$

$$\varphi_1 = 1.718^\circ$$

$$\Psi' = \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi' = \operatorname{tg} (30^\circ + 1.718^\circ) \times \operatorname{tg} \varphi_{34} = 0.0927$$

$$\eta' = 1 - \Psi' = 1 - 0.0927 = 0.9073$$

为了使 η' 更接近于 η , 对凸轮机构按前述, 可取 $\xi' = 1 - 2 \operatorname{tg} \varphi_1$ 。

于是 $\eta \approx \xi' \eta' = (1 - 2 \operatorname{tg} \varphi_1) \eta' = (1 - 2 \times 0.03) \times 0.9073 = 0.853$

对图 5 (b) 所示的机构, 除上述已知条件外, 如 $l = 60$ 和当 $\alpha = 30^\circ$ 时从动件的悬臂长度 $b = 150$, 则

$$C = \frac{\rho_2}{\sin \alpha'} = \frac{0.1 \times 6}{\sin 31.718} = 1.14$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{\frac{1}{2} + b + c}{1/2 \operatorname{tg} \varphi_{34}} = \frac{30 + 150 + 1.14}{30} \times 0.15 = 0.906$$

$$\Psi' = \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi' = 0.560$$

$$\eta' = 1 - \Psi' = 0.44$$

于是

$$\eta \approx \xi' \eta' = 0.414$$

在图 5 (b) 所示的情况, α 和 φ' 都是变量。当 α 为最大值 30° 时, φ' 一般不是最大值, 因之这样算得的 Ψ' 还不是最大值。另外对这种机构, 如加大 b 或减小 l , 将使 Ψ' 增大。当 $\Psi' \geq 1$ 时, 机构就会发生自锁。通过上述计算, 说明直动从动件凸轮机构尽管最大压力角相等, 它们的传动质量指标值却相差很大, 这也便是以压力角作为指标的严重缺点。

2. 用作机构综合的依据

下面就分别以直动和摆动从动件讨论之:

1) 直动从动件以滚子直动从动件圆柱凸轮为例。将圆柱凸轮展开 (如图 6 所示), 图中 r_0 为基圆半径, θ_0 为从动件推程运动角, h 为升程。

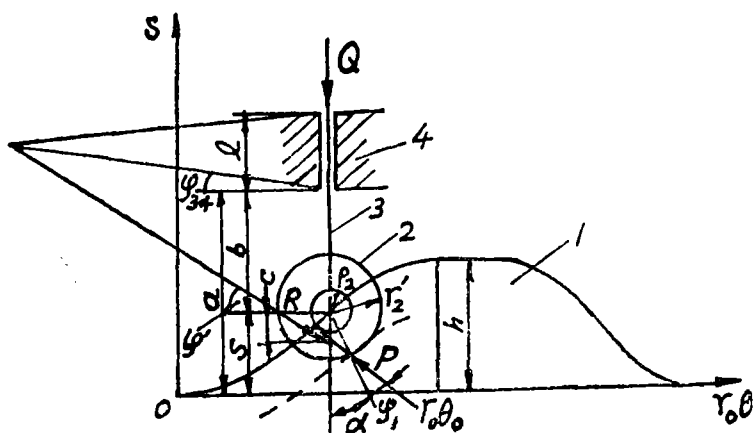


图 6

它的传动质量指标 $\Psi' = \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'$

由图知

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{\frac{1}{2} + a - s + c}{1/2 \operatorname{tg} \varphi_{34}} = \frac{1 + 2a - 2s + \frac{2\rho_2}{\sin \alpha'}}{1} \operatorname{tg} \varphi_{34}$$

代入上式

$$\Psi' = \frac{1 + 2a - 2s}{1} \operatorname{tg} \varphi_{34} \operatorname{tg} \alpha' + \frac{2\rho_2}{1} \frac{\operatorname{tg} \varphi_{34}}{\cos \alpha'}$$

由于 ρ_2 与 1 以及 φ_1 与 α 相比, 其值都甚小, 可忽略不计, 则

$$\Psi' = \frac{1 + 2a - 2s}{1} \operatorname{tg} \varphi_{34} \operatorname{tg} \alpha$$

由机械原理知

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{r_0} \frac{ds}{d\theta}$$

$$\therefore \Psi' = \frac{1+2a-2s}{1r_o} \operatorname{tg} \varphi_{34} \frac{ds}{d\theta} \quad (13)$$

此处 Ψ' 为一变量。在从动件运动开始和终止时, $\frac{ds}{d\theta} = 0$, $\therefore \Psi' = 0$ 。在其间有一个 Ψ' 的极大值。设计时, 根据 $\Psi' \leq [\Psi']$, 须将(13)式的 Ψ' 对 θ 求导。令 $\frac{d\Psi'}{d\theta} = 0$, 得 Ψ' 极值的条件。如希望精度高些, 用 $\xi'\eta'$ 代 η' , 但由于 ξ' 为一常量,

$$\frac{d(\xi'\eta')}{d\theta} = \xi' \frac{d\eta'}{d\theta} = -\xi' \frac{d\Psi'}{d\theta}, \text{ 所以 } \frac{d(\xi'\eta')}{d\theta} = 0, \text{ 即 } \frac{d\Psi'}{d\theta} = 0,$$

两者的极值条件完全一致。 Ψ' 的极值条件经整理后得

$$\left(\frac{ds}{d\theta}\right)^2 = \frac{1+2a-2s}{2} \left(\frac{d^2s}{d\theta^2}\right) \quad (14)$$

若从动件的运动规律为余弦 $S = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\theta_o} \theta\right)$

$$\text{令 } \frac{\theta}{\theta_o} = x \text{ 则 } S = \frac{h}{2} (1 - \cos \pi x); \quad \frac{ds}{d\theta} = \frac{\pi h}{2\theta_o} \sin \pi x; \quad \frac{d^2s}{d\theta^2} = \frac{\pi^2 h}{2\theta_o^2} \cos \pi x$$

代入(14)式整理后得

$$2\cos^2 \pi x + \frac{1+2a-h}{h} \cos \pi x - 1 = 0$$

$$\therefore \cos \pi x = \frac{-\frac{1+2a-h}{h} \pm \sqrt{\left(\frac{1+2a-h}{h}\right)^2 + 8}}{4}$$

如 $h = 50$ 毫米, $\theta_o = \pi$, $l = 50$ 毫米, $a = 100$ 毫米, $\operatorname{tg} \varphi_{34} = 0.15$, 将它们代入上式,

$$\text{得 } \cos \pi x = \frac{-(1+4-1) + \sqrt{(1+4-1)^2 + 8}}{4} = 0.2247 \quad (\text{根号前用“-”时, 无解}),$$

$$\pi x = 1.344 \text{ 弧度}, \quad x = 0.4278,$$

$$\theta = \theta_o x = 1.344 \text{ 弧度} = 77^\circ$$

将这 θ 的 S 和 $\frac{ds}{d\theta}$ 值代入(13)式并令 $\Psi' \leq [\Psi']$,

$$\text{得 } \frac{15.44}{r_o} \leq [\Psi']$$

如许用的传动质量指标 $[\Psi'] = 0.2$,

$$\text{则 } r_o \geq \frac{15.44}{0.2} = 77.2 \text{ 毫米}$$

设计凸轮机构时, 除要求有较高的效率外, 还要保证有较小的力增大系数(或称推力系数)和较小的机构尺寸。 η 愈高, 亦即 Ψ' 愈小, 机构尺寸将愈大, 而力的增大系数呢? 由于

$$\epsilon = \frac{P}{Q},$$

由(1)式知

$$\varepsilon = \frac{\cos \varphi'}{\cos(\alpha' + \varphi')} = \frac{1}{(1 - \Psi') \cos \alpha'} \quad (15)$$

又因

$$\Psi' = \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi' \quad \therefore \cos \alpha' = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\Psi'}{\operatorname{tg} \varphi'}\right)^2}}$$

代入(15)式得

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\Psi'}{\operatorname{tg} \varphi'}\right)^2}}{1 - \Psi'} \quad (16)$$

由(16)式知 Ψ' 愈大或 $\operatorname{tg} \varphi'$ 愈小, ε 将愈大。按 $[\Psi']$ 设计时, 最大的 Ψ' 不超过 $[\Psi']$; 对直动从动件凸轮机构, $\operatorname{tg} \varphi'$ 不小于 $\operatorname{tg} \varphi_{34}$, 于是它的力增大系数的最大值

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{[\Psi']}{\operatorname{tg} \varphi_{34}}\right)^2}}{1 - [\Psi']} \quad (17)$$

由此知, 就机构的力增大系数而言, 希 η 高些亦即 Ψ' 小些。在本设计例中, 如不计原动件与机架间的摩擦损失, 希望机构的瞬时效率 η 不小于 0.75。由于

$$\eta \approx \xi' \eta' = (1 - 2 \operatorname{tg} \varphi_1) \eta'$$

$$\therefore \eta' = \frac{\eta}{1 - 2 \operatorname{tg} \varphi_1}$$

$$\text{如 } \operatorname{tg} \varphi_1 = 0.03 \quad \text{则 } \eta' = \frac{0.75}{1 - 2 \times 0.03} = 0.80, \quad \Psi' = 0.20$$

此时力增大系数的最大值

由(17)式得

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{0.2}{0.15}\right)^2}}{1 - 0.2} = 2.08$$

由此知本例选择 $[\Psi'] = 0.2$ 还是适宜的。按传动质量指标 Ψ' 设计直动从动件凸轮机构时, 可以根据(17)式选择恰当的 $[\Psi']$ 来保证机构的效率、力增大系数和尺寸都得到较好的满足。关于直动从动件凸轮机构的设计可参阅资料[1]。

2) 摆动从动件按摆动从动件上主动力 P 是否仍通过 B 点, 将它分为两种不同的情况。第一种情况, P 通过 B 点, 如图 7 a 所示的尖顶摆动从动件凸轮机构。不管从动件配置在实线还是虚线所示位置(两者对称于阻力 Q 的作用线), 其 P 、 Q 、 R 三力和它们所构成的力三角形都是一样, 它们的当量摩擦角都为 $\varphi' \approx \operatorname{tg}^{-1} \frac{\rho_3}{l_3}$ 。第二种情况, P 切于以 B 为中心的摩擦圆, 因而不通过 B 点, 如图 7 b、c 和图 1 d 所示(与后者 Q 的作用线相对称的另一种从动件配置的导杆机构见图 4 c)。它们的当量摩擦角 φ' 将因从动件配置的不同而异。

$$\operatorname{tg} \varphi' \approx \frac{\rho_3 \pm C}{l_3} = \frac{\rho_3 \pm \frac{\rho_2}{\sin \alpha'}}{l_3} \quad (18)$$

对导杆机构, (18)式中的 ρ_2 代之以 ρ_1 。在这类机构中当切于摩擦圆的 P 力偏向接近从动件的摆动中心一侧时(如图 1 d 所示及从动件处于图 7 b、c 实线位置的情况), (18)式中 c 前的符号取“+”号, 算得的 $\operatorname{tg} \varphi'$ 为正; 反之, 当 P 力偏向远离摆动中心一侧时, 取“-”号, 如这时 c 再大于 ρ_3 , 则算得的 $\operatorname{tg} \varphi'$ 和 φ' 均为负值, 力三角形中 R 、 Q 两边夹角 $90^\circ + \varphi'$ 便小于 90° (如图 4 c 及图 7 c 中虚线所示)。但当 $c = 0$, 即 $\rho_2 = 0$ 或 $\rho_1 = 0$ 的导杆机构, P 、 Q 、 R 三力汇交于 B 点, 则得到与第一种情况相同的结果。

摆动从动件机构的传动质量指标 $\Psi' = \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'$

将(18)式代入, 得

$$\Psi' = \frac{\rho_3}{l_3} \operatorname{tg} \alpha' \pm \frac{\rho_2}{l_3 \cos \alpha'} \quad (19)$$

在本节中, 遇到有“±”或“干”号时, 如(18)式中 c 前的符号为“+”, 应取它上面的符号, 反之取它下面的符号。由(19)式知 α' 愈大, Ψ' 也愈大, 这是因为在

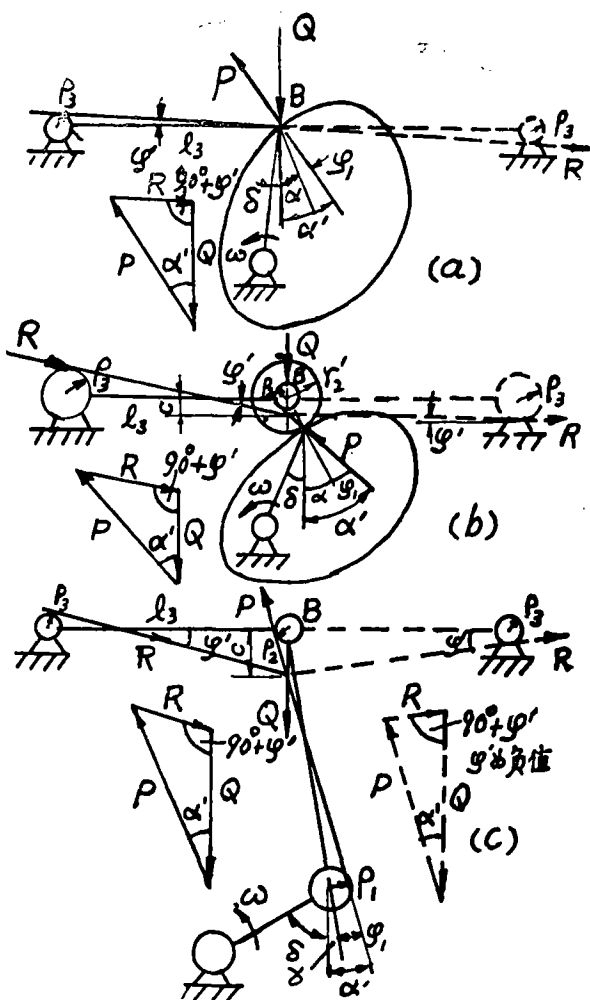


图 7

$$\frac{d\Psi'}{d\alpha'} = \frac{\rho_3}{l_3} \sec^2 \alpha' \pm \frac{\rho_2}{l_3} \sec \alpha' \operatorname{tg} \alpha' = \frac{\sec^2 \alpha'}{l_3} [\rho_3 \pm \rho_2 \sin \alpha']$$

式中, 即使方括号内取 $\rho_3 - \rho_2 \sin \alpha'$, 也由于实际上 ρ_3 能大于 $\rho_2 \sin \alpha'$, $\frac{d\Psi'}{d\alpha'}$ 总是正值。

由(19)式解得

$$\alpha' = \arctg \left(\frac{\Psi'}{\frac{\rho_3}{l_3}} \right) \mp \arcsin \frac{\frac{\rho_3}{l_3}}{\sqrt{\left(\frac{\rho_3}{l_3} \right)^2 + (\Psi')^2}} \quad (20)$$

借(20)式, 便可由已知的许用传动质量指标 $[\Psi']$, 求得相应的许用实际压力角。

摆动从动件机构的力增大系数:

由(15)式

$$\varepsilon = \frac{1}{\cos \alpha' - \Psi' \cos \alpha'} = \frac{1}{\cos \alpha' - \sin \alpha' \operatorname{tg} \varphi'} \quad (21)$$

将(18)式代入

$$\varepsilon = \frac{1}{\cos \alpha' - \frac{\rho_3}{l_3} \sin \alpha' \mp \frac{\rho_2}{l_3}} \quad (21')$$

显然, ε 将随 α' 增大而增大。由(21')式解得

$$\alpha' = \arccos \frac{\frac{1}{\varepsilon} \pm \frac{\rho_2}{l_3}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\rho_3}{l_3}\right)^2}} - \arctg \left(\frac{\rho_3}{l_3} \right) \quad (22)$$

同样借(22)式可由已知的许用的力增大系数 $[\varepsilon]$ 求得相应的许用实际压力角。

上述两个许用实际压力角的较小者即机构的许用实际压力角 $[\alpha']$, 以后便可按许用压力角 $[\alpha]$ 的方法来设计摆动从动件凸轮机构。

为了进一步简化计算, 将 $\Psi' = \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'$ 按一系列不同的 Ψ' 值在图 8 中画出其 $\alpha' - \operatorname{tg} \varphi'$ 曲线; 同样在图 8 中将(21)式按一系列不同的 ε 值画出其 $\alpha' - \operatorname{tg} \varphi'$ 曲线。由图知, 当 ε 一定时, 由(21)式画得的 $\alpha' - \operatorname{tg} \varphi'$ 曲线近似于一水平线。由(21)式知, 当 $\operatorname{tg} \varphi'$ 甚小时,

$$\cos \alpha' \approx \frac{1}{\varepsilon} \quad (23)$$

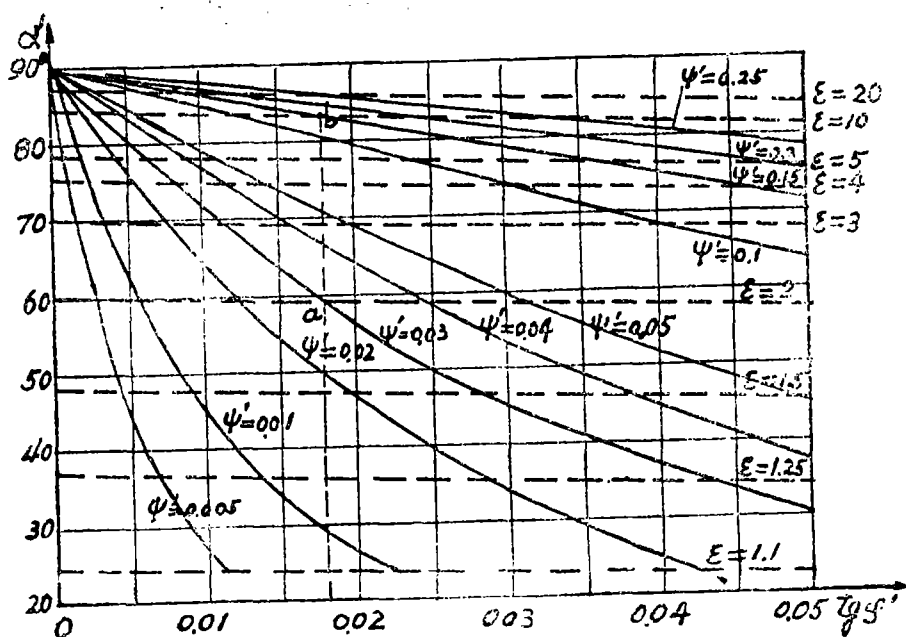


图 8

在已知 $\operatorname{tg} \varphi'$ 的情况下, 便很容易从图 8 由给定的 $[\varepsilon]$ 和 $[\Psi']$ 值确定相应的许用实际压力角 $[\alpha']$ 。如 $\operatorname{tg} \varphi' = 0.018$, $[\varepsilon] = 2$, $[\Psi'] = 0.15$, 则在图 8 中可以找到 $\operatorname{tg} \varphi' = 0.018$ 的直线分别与 $[\varepsilon] = 2$ 和 $[\Psi'] = 0.15$ 等值线的交点 a 和 b, 相应的许用实际压力角就是这两点的纵坐标, 分别为 59° 和 83° 。取其较小者, $[\alpha']$ 应为 59° 。在工程实际中, 由于只给出 l_3 、 ρ_3

和 ρ_2 , 借(18)式计算 $\tan \varphi'$ 还需要知道 α' 。下面举例说明用图 8 确定 $[\alpha]$ 的方法。设在图 7 (b) 实线所示的凸轮机构中, 如已知 $l_3 = 100$, $\rho_3 = 1$, $\rho_2 = 0.7$, $\varphi_1 = 1.718^\circ$ 试求能满足 $[\varepsilon] = 2$, $[\Psi'] = 0.15$ 的许用压力角 $[\alpha]$ 。

解: ①按 $[\varepsilon] = 2$, 由图 8 或(23)式得 $\alpha' \approx 60^\circ$ 。

②将近似的 α' 和 l_3, ρ_3, ρ_2 值代入(18)式求 $\tan \varphi'$ 。

$$\tan \varphi' = \frac{1 + \frac{0.7}{\sin 60}}{100} = 0.018$$

③在图 8 中, 找到 $\tan \varphi' = 0.018$ 和 $[\varepsilon] = 2$ 两等值线的交点 a。该点的纵坐标 $\alpha' = 59^\circ$, 按 a 点在 Ψ' 等值线族中的位置得 $\Psi' = 0.03$ 。这 $\Psi' < [\Psi']$, 所以许用实际压力角可确定为 59° 。

④在本例中, $\alpha' = \alpha + \varphi_1$, $\therefore [\alpha] = [\alpha'] - \varphi_1 = 59^\circ - 1.718^\circ = 57.28^\circ$ 。如将这例题的 $[\varepsilon]$ 改为 1.5, 则得到 $[\alpha] \approx 45^\circ$ 。上例算得 $\Psi' = 0.03$ 较小, 但摆动从动件的载荷有时并不像推导统一公式那样规定的阻力, 如载荷为力偶, 则它的 Ψ' 须乘以大于 1 的 $\frac{1}{\sin \alpha'}$ 。这时它的最大瞬时效率

$$\eta \approx \xi' \eta' = (1 - 2 \tan \varphi_1) \left(1 - \frac{\Psi'}{\sin \alpha'} \right) = (1 - 2 \times 0.03) \left(1 - \frac{0.03}{\sin 59^\circ} \right) = 0.907。$$

由上分析知, 在设计摆动从动件的机构时, 力的增大系数是主要的决定因素。

四、关于 Ψ' 值的补充说明

在前述机构传动质量指标 $\Psi' = \tan \alpha' \tan \varphi'$ 的推导过程中, 利用了 P、Q 和 R 组成的力三角形。对所有机构来说, 其 P 与 Q 两力的夹角 α' 始终为正值, 而 R 与 Q 两力的夹角虽都是 $90 + \varphi'$, 但对图 4 (c) 的导杆机构和图 7 (c) 从动件处于虚线位置的铰链四杆机构的某些情况, 它们的 φ' 却为负值, 这时机构的 Ψ' 也成负值。作为传动质量指标来说, Ψ' 愈小愈好, Ψ' 为负当然比正值为好。

对直动从动件的机构和尖顶、平底摆动从动件凸轮机构, 其 φ' 值永为正, 只有 P 力不通过 B 点的摆动从动件才会发生 φ' 值为负的问题。下面分别讨论之:

1. 滚子摆动从动件凸轮机构

这类机构如图 7 (b) 所示, 也仅当 P 力的作用线偏向远离摆动从动件摆动中心一侧(如图 7 (b) 中从动件处于虚线所示位置的情况), 且在(18)式中 $\frac{\rho_2}{\sin \alpha'} > \rho_3$ 时, φ' 才是负值。由于一般情况 $\rho_3 > \rho_2$, 且用(18)式计算最大 Ψ' 值时应以 α' 的最大值代入, 这样 φ' 和 Ψ' 为负的可能性便更小。即使算得的 Ψ' 为负, 亦即 η' 大于 1, 但用 $\eta \approx \xi' \eta' = (1 - 2 \tan \varphi_1) (1 - \Psi')$ 去计算 η 仍会得小于 1 的正值。

2. 铰链四杆机构(如图 7 c 所示)

它的 Ψ' 值为负的条件与上述凸轮机构完全相同。仅当用 $\eta \approx \xi' \eta'$ 计算它的效率时, 其 $\xi' = 1$ 。这样如 Ψ' 为负值, 则 η' 和 η 便大于 1, 这完全是因为用近似公式计算的结果。在这种情况下, 为了得到较精确的 η 和 Ψ' , 可令 P 力所切的摩擦圆半径 ρ_2 等于零, 即忽略不计 B 处

铰链的摩擦, 于是 $\text{tg}\varphi' = -\frac{\rho_3}{l_3}$, $\text{tg}\varphi'$ 和 Ψ' 为正值。又因忽略不计的是其值甚小的 ρ_2 , 所以 Ψ' 一定会接近且略小于机构损失系数 Ψ 。

3. 导杆机构

α 等于零的导杆机构在图 4 (c) 所示的情况, 因有摩擦圆存在, P 力的作用线偏向远离摆动从动件摆动中心的一侧, 且在 (18) 式中又因 $\alpha' = \varphi_1$, φ_1 值又甚小, 会使 $\rho_3 < \frac{\rho_1}{\sin \varphi'}$, 导致 $\text{tg}\varphi'$ 和 Ψ' 都为负值。与铰链四杆机构相同, 这时可令 P 力的作用线所切的摩擦圆半径 ρ_1 等于零, 同样得到正的略小于机构损失系数的 Ψ' 值。

五、结束语

1) 除机构从动件的速度为零及在其附近外, 机构传动质量指标 Ψ' 基本上就是机构的损失系数, 同时它又是新定义的不产生自锁的可靠性系数的倒数, 因之选用它作机构传动质量指标不仅合理还具有明确的物理概念。

2) 不同型式机构的 Ψ' 值都同样说明它们效率的高低和工作时远离自锁状态的程度, 所以它是各种机构能直接比较其传动质量的统一标准。不像用机构压力角作指标, 相同压力角的机构却有不同机构传动质量。如压力角同为 30° , 摆动从动件凸轮机构便较直动从动件凸轮机构的传动质量为佳; 在直动从动件凸轮机构中, 图 5 (a) 所示机构的传动质量又较图 5 (b) 所示的机构为好, 后者甚至会产生自锁现象^[1]。

3) 用 Ψ' 作为设计依据可保证设计出来的机构具有期望的机构效率, 而不是不管机构的结构型式, 经验地选取 $[\alpha]$ 值作为设计依据, 作者便见到按 $[\alpha]$ 设计的直动从动件凸轮机构产生了自锁现象。

4) 机构传动质量指标 Ψ' 适用于一个自由度的齿轮、凸轮、由二级组构成的连杆机构等基本机构。组合机构和多自由度机构的指标将另文讨论。

参 考 文 献

- [1] 吕庸厚, 《按机构效率设计直动从动杆的凸轮机构》, 无锡轻工业学院学报, 1983 年第 1 期。
- [2] O. H. 列维茨卡娅、H. И. 列维茨基著《机械原理教程》, 人民教育出版社, 1982。
- [3] Н. И. Левитский, Кулачковые механизмы, 1964。

84026

一种衡量机构传动质量的新指标——兼论机构的压力角 《无锡轻工业学院学报》, 1984年, 第3卷, 第三期

关键词 机构传动质量指标, 机构效率, 压力角, 传动角, 不产生自锁的可靠性系数, 凸轮的最小基圆半径。

摘要 长期以来, 在凸轮机构中用压力角 α ; 在连杆机构中用传动角 γ (因为 $|90^\circ - \gamma| = \alpha$, 实质上仍是压力角) 作为衡量机构传动质量的指标和设计依据。本文通过分析, 指出了压力角作为这种指标的缺陷和提出了新的机构传动质量指标 $\Psi' = \tan \alpha' \tan \varphi'$, 其中 α' 为实际压力角, φ' 为从动件与机架间的当量摩擦角。文章还阐述了新指标在机构分析和综合上的应用。

作者: 吕庸厚

84028

电功率或转速的计算机测定法 《无锡轻工业学院学报》1984年, 第3卷, 第3期

关键词 电功率, 转速, 电子计算机测定法, 优化生产。

摘要 本文介绍电功率或转速的电子计算机测定方法, 提供的程序对测定电功率和转速均适用, 对变动或间歇工作的设备亦同样可用, 因而具有通用性。测定电功率或转速的目的不仅要知道其大小, 更主要的可根据其大小作出增加或减少电设备的投入或调节负载或转速的大小, 以实现优化生产的目的。

作者: 黄学祥 吴沛民

84027

柔性加工系统(FMS)及其实验室模拟 《无锡轻工业学院学报》, 1984年, 第3卷, 第3期

关键词 柔性加工系统, 实验室模拟, 软件策略, 机械手。

摘要 柔性加工系统是近年来发展起来的一种自动化加工系统。它灵活多变, 非常适合中小批量的加工需要。为实现工厂自动化开辟了广阔的途径。本文叙述了柔性加工系统的概况及其软件策略。并介绍了一种柔性加工系统的实验室模拟方法。

作者: 孙燕唐

84029

工厂化生产金针菇新技术的研究 《无锡轻工业学院学报》, 1984年, 第3卷, 第3期

关键词 金针菇, 微波杀菌, 脉冲亚紫外光, 子实体原基。

摘要 金针菇沿用常规的食用菌生产方式, 产量低, 成本高, 经济效益差。本课题采用了培养基材料微波杀菌, 全封闭半自动转盘式接种机, 脉冲亚紫外光的制备及运用于诱发子实体原基, 栽培过程中的温湿度闭环自动控制, 高频高压及高压静电净化培养室空气净化新技术, 使金针菇生产提高工效十倍以上, 染菌率减少到2%以下, 生物效益达100%, 出菇整齐, 健壮, 商品价值高。

作者: 邹勇 汤永伯

84029

THE NEW TECHNIQUE in PRODUCING FLAMMULINA VELUTIPES on an INDUSTRIAL BASIS 《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol.3, No.3, 1984

KEYWORDS flammulina velutipes, microwave sterilization, pulsatioreng inferior ultra violet ray, embryonic seed base

ABSTRACT The old way of raising flammulina velutipes has a low output, a high cost and is poor in economical considerations. This project adopts microwave sterilization during the growth of culture medium, employs a turntable-type inoculative machine, which is totally enclosed and semi-automatic, applies pulsating inferior ultra-violet ray to the embryonic seed base, controls the temperature and humidity by a closed cycle loop, also using high frequency high voltage and high potential Static electricity air purification, all combined, to boost the production efficiency tenfold, the coefficient of fomites down to lower than 20%, and the biogenetic result benefit has gone up by 100%. The products are uniform, strong and with a high commercial value.

Author: Zou Yong Tang Yongbo

84027

FLEXIBLE MANUFACTURING SYSTEM and ITS PHYSICAL SIMULATION 《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol.3, No.3, 1984

KEYWORDS flexible manufacturing system laboratory Simulation, software strategy, Robot.

ABSTRACT Flexible Manufacturing System(FMS) is automated manufacturing system currently developed. Its flexibility and wide variety are beneficial small-to-medium-lot production. This type of system is one of the most advanced forms of the automated factory. This article describes the FMS and the Software control strategies for the system. It also presents a physical simulation system for the FMS.

Author: Sun Yantang

84028

MEASURING ELECTRIC POWER or SPEED of REVOLUTION WITH a COMPUTER 《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol.3, No.3, 1984

KEYWORDS electric power, number of turns in unit of time electric computers measuring method, optimal produce.

ABSTRACT The method for measuring A. C. power or speed of revolution with a computer is introduced. The program developed can be used to measure electric power or speed even in variable and intermittent conditions and has a wide field of application. You will find it useful in process optimization.

Author: Huang Xuexiang Wu Peimin

84026

A NEW INDEX to ASSESS the TRANSMISSION QUALITY of the MECHANISM —Discussion on the Pressure Angle of the Mechanism in addition 《Journal of the Wuxi Institute of Light Industry》, Vol.3, No.3, 1984

KEYWORDS index to assess the transmission quality of the mechanism. efficiency of mechanism. pressure angle. transmission angle. coefficient of reliability for no self-locking. minimum of prime circle of cam radius.

ABSTRACT For a long time, the pressure angle in a cam or the transmission angle γ (actually another form of α , for $|90^\circ - \gamma| = \alpha$) in linkage serve as the indices to assess the transmission quality of the mechanism, therefore, are used as the design basis of the mechanism. Based upon the analysis in the mechanisms, it has been illustrated in this paper that there are faults of the pressure angle as an index and a new transmission quality index of the mechanism $\psi' = \tan \alpha' / \tan \varphi'$ is presented, where, α' is the actual pressure angle, φ' is the equivalent friction angle between the follower and the frame. The application of the new index in the analysis and synthesis of the mechanism is also expounded.

Author: Leu Yonghou