

机床电器

1979 特集

内江机床电器研究所编

贵州省图书馆

19502.34

所

机 床 电 器

一九七九年特集

(内部刊物)

(总第八期)

目 录

一 奥地利Heid、西德Ortlinghaus、日本神钢电机

及小仓离合器公司等离合器选用计算..... (1)

(一) 奥地利Heid公司离合器选用计算与实例..... (1)

1 Heid公司离合器计算公式..... (3)

2 摩擦片离合器规格尺寸的确定..... (7)

3 离合器选用计算实例..... (9)

(二) 西德Ortlinghaus公司离合器选用计算..... (26)

1 Ortlinghaus公司离合器计算公式..... (26)

2 摩擦片离合器规格尺寸的确定..... (31)

3 牙嵌离合器扭矩容量的确定..... (36)

(三) 日本神钢电机、小仓离合器公司等离合器选用计算与实例..... (37)

1 摩擦片离合器规格尺寸的确定..... (37)

2 离合器选用计算实例..... (41)

二 离合器在机床和各种机械中的应用..... (55)

(一) 离合器在各种机械中的应用..... (55)

(二) 离合器在机床中的应用..... (109)

(三) 龙门刨床上的电磁驱动装置..... (157)

(四) 离合器在飞剪驱动中的应用.....	(169)
(五) 离合器和制动器在电气仿形装置中的应用.....	(183)
(六) 位置控制系统中的离合器与制动器及其控制装置.....	(198)
(七) 离合器在汽车中的应用.....	(205)
(八) 离合器在船舶中的应用.....	(212)
(九) 离合器在起重机中的应用.....	(223)
(十) 离合器在轧钢设备中的应用.....	(235)
(十一) 离合器在水泥研磨机中的应用.....	(251)

附 录

一电磁离合器计算公式推导.....	(261)
二奥地利Heid公司离合器应用装配图.....	(267)

参考资料

(1).....	1
(2).....	2
(3).....	3
(4).....	4
(5).....	5
(6).....	6
(7).....	7
(8).....	8
(9).....	9
(10).....	10
(11).....	11
(12).....	12
(13).....	13
(14).....	14
(15).....	15
(16).....	16
(17).....	17
(18).....	18
(19).....	19
(20).....	20
(21).....	21
(22).....	22
(23).....	23
(24).....	24
(25).....	25
(26).....	26
(27).....	27
(28).....	28
(29).....	29
(30).....	30
(31).....	31
(32).....	32
(33).....	33
(34).....	34
(35).....	35
(36).....	36
(37).....	37
(38).....	38
(39).....	39
(40).....	40
(41).....	41
(42).....	42
(43).....	43
(44).....	44
(45).....	45
(46).....	46
(47).....	47
(48).....	48
(49).....	49
(50).....	50
(51).....	51
(52).....	52
(53).....	53
(54).....	54
(55).....	55
(56).....	56
(57).....	57
(58).....	58
(59).....	59
(60).....	60
(61).....	61
(62).....	62
(63).....	63
(64).....	64
(65).....	65
(66).....	66
(67).....	67
(68).....	68
(69).....	69
(70).....	70
(71).....	71
(72).....	72
(73).....	73
(74).....	74
(75).....	75
(76).....	76
(77).....	77
(78).....	78
(79).....	79
(80).....	80
(81).....	81
(82).....	82
(83).....	83
(84).....	84
(85).....	85
(86).....	86
(87).....	87
(88).....	88
(89).....	89
(90).....	90
(91).....	91
(92).....	92
(93).....	93
(94).....	94
(95).....	95
(96).....	96
(97).....	97
(98).....	98
(99).....	99
(100).....	100

一、奥地利Heid、西德Ortlinghaus、日本神钢电机 及小仓离合器等公司离合器选用计算

(一) 奥地利Heid公司离合器选用计算与实例

公式中使用的符号表

- d_m ——丝杠和蜗杆的中径 (mm)
- E ——一次结合功 (或一次摩擦功) (mkp)
- E_1 ——允许一次结合功 (mkp)
- ED ——离合器或制动器线圈通电流的时间 (%)
- g ——重力加速度 (msec^{-2})
- h ——丝杠和蜗杆的螺距或导程 (mm)
- i ——传动比 $i = \frac{\text{离合器的转速}}{\text{载荷的转速}}$
- I ——转动惯量 (kpmsec^2)
- L ——离合器或摩擦片的使用寿命 (h)
- L' ——离合器或摩擦片的最低使用寿命 (h)
- LD ——离合器或制动器的空转时间 (%)
- m ——质量 ($\text{kpm}^{-1}\text{sec}^2$)
- M_0 ——空转扭矩 (mkp)
- M_1 ——动扭矩 (mkp)
- M_2 ——静扭矩 (mkp)
- M_3 ——负载扭矩 (mkp)
- M_4 ——惯性扭矩 (mkp)
- n_1 ——离合器主动侧转速 (min^{-1})
- n_2 ——离合器被动侧转速 (min^{-1})
- Δn ——离合器主动侧与被动侧的转速差 (min^{-1})
- $\frac{\Delta n_0}{\Delta n_1}$ ——最大的允许转速差 (用于FZ及FOZ型) (min^{-1})
- N ——单位时间的允许发热量 (mkph^{-1})

- N_0 ——空转发热量 (mkph^{-1})
 N_0' ——平均空转发热量 (mkph^{-1})
 N_1 ——单位时间结合功发热量 (mkph^{-1})
 N_s ——线圈功率损耗 (W)
 N_s' ——平均线圈功率损耗 (mkph^{-1})
 P ——力 (kp)
 r ——半径 (力臂长度) (m)
 S_0 ——离合器转动一周的进给量 (m)
 S ——安全系数

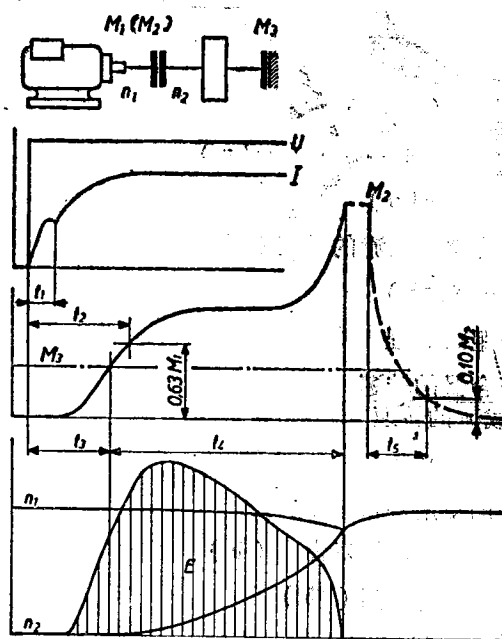


图 1—1—1

- t_1 ——衔铁吸引时间 (sec)
 t_2 ——线圈时间常数 (sec)
 t_3 ——静接合时间 (sec)
 t_4 ——加 (减) 速时间 (sec)
 t_5 ——断开时间 (sec)
 t_6 ——静制动时间 (仅用于 FMOB) (sec)
 ΔV ——线速差 (msec^{-1})
 W ——重量 (kp)
 GD^2 ——飞轮矩 (kp m^2)

GD_0^2 ——转化到离合器轴上的飞轮矩 (kpm^2)

Z ——离合器接合频率 (h^{-1})

α ——丝杠和蜗杆的螺旋角, $\text{tg}\alpha = \frac{h}{d_m \pi}$ (degrees)

ζ ——离合器接合次数

η ——效率

μ ——摩擦系数

ρ ——摩擦角, $\mu = \text{tg } \rho$ (degrees)

τ ——一个循环里, 两次合闸之间的时间间隔 (sec)

τ_1 ——两次合闸之间产生摩擦热 E_1 (允许一次结合功) 的允许最短时间间隔 (sec)

ω ——角速度 (sec^{-1})

1、Heid公司离合器计算公式

(1) 负载扭矩 M_3

M_3 是工作端转化到离合器轴的抵承受转运动的扭矩。

载荷作迴转运动时:

$$M_3 = \frac{Pr}{i} \quad (r-P \text{ 力的力臂}) \quad (1-1-1)$$

载荷作直线运动时:

$$M_3 = \frac{Ps_0}{2\pi} \quad (1-1-2)$$

计算或确定负载扭矩 M_3 时, 要记住: 许多机器承受冲击, 起动的阻力负载扭矩要比设备运行时的负载扭矩大几倍。因此常常不能够用机器的驱动功率来计算负载扭矩。

(2) 惯性扭矩 M_4

M_4 是在 t_4 时间内使被动部分加速或减速所需要的扭矩。

部件作迴转运动:

$$M_4 = \frac{GD_0^2 \Delta n}{375 t_4} \quad (1-1-3) \quad *1$$

部件作直线运动:

$$M_4 = \frac{G \cdot \Delta v \cdot s_0}{61.6 t_4} \quad (1-1-4) \quad *2$$

(3) 效率 η

用 (1)、(2) 及 (5) (结合功) 计算得到的扭矩需要: 对于加速需除以效率 η 或对于减速需乘以效率 η 。

η 是输出力所作的功与输入力所作的功的比值。

$$\eta \leq 1$$

在减速过程中,输出力由运动部件的动能计算得出。应注意,作用力的方向不同,效率也不相同。直齿轮上作用力两个方向的 η 基本相同,但是斜齿轮和蜗杆传动上作用力在一个方向和另一个方向,其效率 η 大不相同。

加速:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \quad (1-1-5)$$

速减:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (1-1-6)$$

当 $\alpha \leq \rho$ 时发生自锁。

(4) 飞轮矩 GD^2 的计算

飞轮矩 GD^2 是一种代表迴转部件惯性的数学“算符”。迴转物体 GD^2 可以看做是一个数值等于 GD^2 的重量在一个单位直径上迴转(D =迴转直径)的惯性。

飞轮矩 GD^2 和转动惯量 I 之间的关系可用公式表达为:

$$GD^2 = 4gI \quad (1-1-7)$$

实心圆柱体的飞轮矩

$$GD^2 = \frac{\pi \gamma}{8} \cdot l \cdot d^4 \cdot 10^{-12} \text{ (kpm}^2\text{)} \quad (1-1-8)$$

*1 由 $M_4 t_4 = J_0 \Delta \omega$ 得 $M_4 = \frac{J_0 \Delta \omega}{t_4}$

将 $J_0 = \frac{GD_0^2}{4g}$ $\Delta \omega = \frac{\pi \Delta n}{30}$ 代入 M_4 式得

$$M_4 = \frac{\frac{GD_0^2 \Delta n}{4g \times 30}}{\pi t_4} = \frac{GD_0^2 \Delta n}{375 t_4}$$

*2 由 $\frac{1}{2} J_0 \omega^2 = \frac{1}{2} m v^2$ 得 $J_0 = m \frac{v^2}{\omega^2} = \frac{G}{g} \frac{v^2}{\left(\frac{2\pi v}{S_0}\right)^2} = \frac{G}{g} \times \frac{S_0^2}{4\pi^2}$

将 $J_0 = \frac{G}{g} \times \frac{S_0^2}{4\pi^2}$ $\Delta \omega = \frac{2\pi \Delta v}{S_0}$ 代入 M_4 式得

$$M_4 = \frac{\frac{G}{g} \times \frac{S_0^2}{4\pi^2} \times \frac{2\pi \Delta v}{S_0}}{t_4} = \frac{1}{2\pi g} \times \frac{G \Delta v S_0}{t_4} = \frac{G \Delta v S_0}{61.6 t_4}$$

空心圆柱体的飞轮矩

$$GD^2 \text{ [kpm}^2\text{]} = \frac{1\pi}{8} r (d_1^4 - d_2^4) \cdot 10^{-11}$$

(1-1-9)

式中 l 和 d 分别为长度和直径 (mm), r 为比重 (kpd m^{-3})。

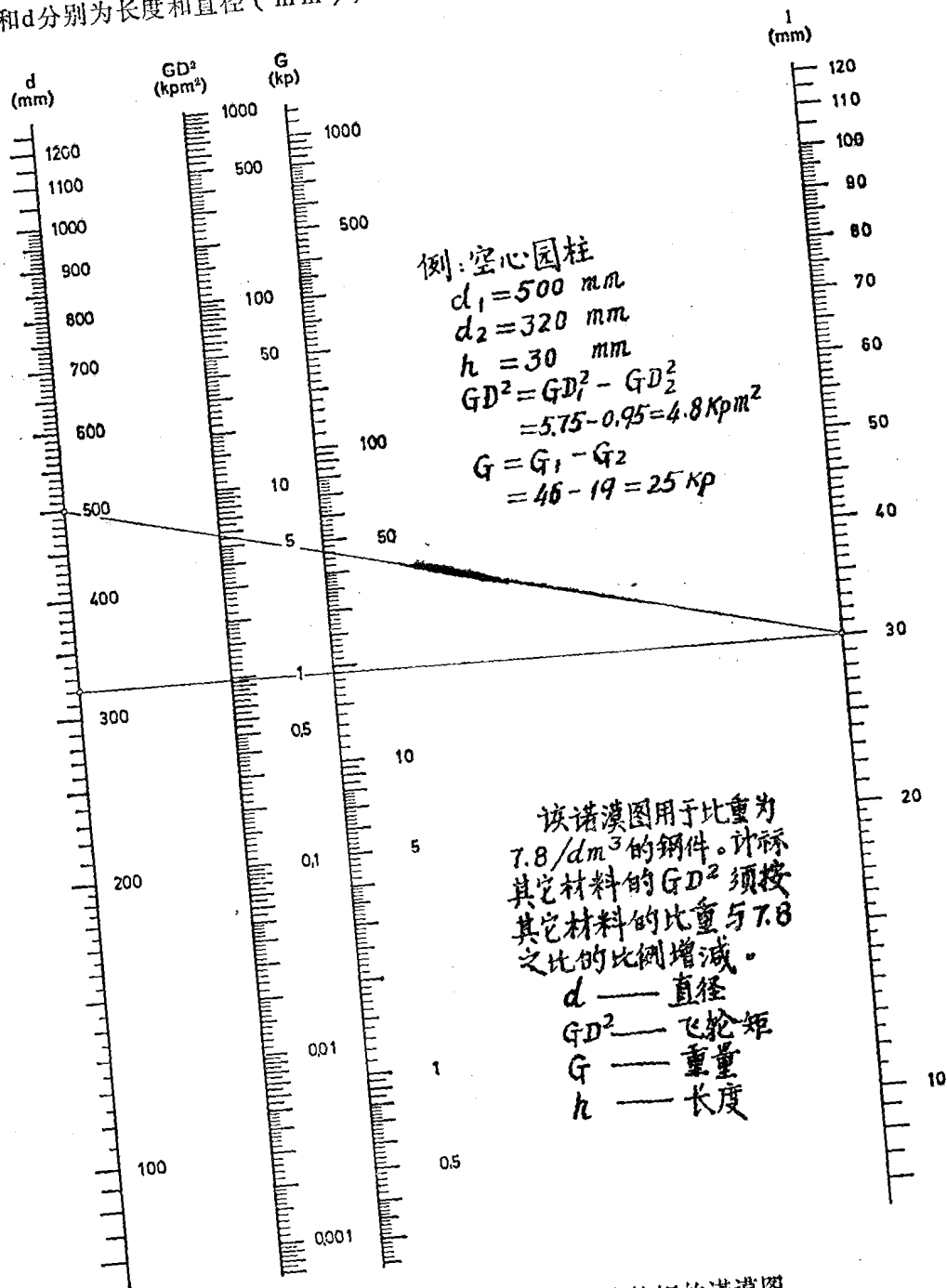


图 1-1-2 确定圆柱体重量和飞轮矩的诺谟图

飞轮矩借助于图 1—1—2 来计算很方便，传动轴系上各迴转部件在各自转速下迴转，各部件的飞轮矩应转化到同一轴的转速，最好转化到离合器轴的转速，总飞轮矩则为转化到离合器轴的各 GD^2 之和：

$$GD_0^2 = \frac{GD^2(\text{轴}_1)}{i_1^2} + \frac{GD^2(\text{轴}_2)}{i_2^2} + \dots \quad (1-1-10)$$

沿直线轨迹运动的物体的惯性，转化到离合器轴的飞轮矩用下式计算

$$GD_0^2 = \frac{GS_0^2}{\pi^2} \quad * \quad (1-1-11)$$

(5) 一次结合功

离合器或制动器在一次接合中所作的功 E 等于在接合过程中所产生的热。如果在这过程里不须克服负载扭矩，则功 E 与离合器扭矩无关，所以它就等于运动部件的动能：

$$E = \frac{I\omega^2}{2} \quad (1-1-12)$$

但是，在加速过程中若须要克服负载扭矩 ($M_s > 0$)，则 E 要增加至 $\frac{M_1}{M_1 - M_s}$ 倍，则为

$$E = \frac{I\omega^2}{2} \times \frac{M_1}{M_1 - M_s} \quad (1-1-13)$$

制动时，负载扭矩 M_s 会帮助制动时的动扭矩 M_1 来减速，所以得：

$$E = \frac{I\omega^2}{2} \times \frac{M_1}{M_1 + M_s} \quad (1-1-14)$$

将 GD_0^2 及 n (rpm) 分别代入 I 及 ω ，对于加 (减) 速 Δn 得：

$$E = \frac{GD_0^2 \Delta n^2}{7160} \cdot \frac{M_1}{M_1 \mp M_s} \quad (1-1-15)$$

离合器 (制动器) 至被动部件之间所有传动零件的效率 η ，在加速时将增加 E ；而在减速或制动过程中，则减小 E ：

加速：

$$E = \frac{GD_0^2 \Delta n^2}{7160} \cdot \frac{M_1}{M_1 - M_s} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (1-1-16)$$

减速：

$$E = \frac{GD_0^2 \Delta n^2}{7160} \cdot \frac{M_1}{M_1 + M_s} \cdot \eta \quad (1-1-17)$$

如果在离合器和几个从动部件之间的传动效率各不相同，可将每个传动件的 E 值分别算出，这些值之和就是总功 $E_{\text{总}}$ ：

* $GD_0^2 = 4gJ_0$ 将 $J_0 = \frac{G}{g} \times \frac{S_0^2}{4\pi^2}$ 代入上式得

$$GD_0^2 = 4g \times \frac{G}{g} \times \frac{S_0^2}{4\pi^2} = \frac{GS_0^2}{\pi^2}$$

$$E_{\text{总}} = \sum E_i \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (1-1-18)$$

(6) 加(减)速的连接时间 t_4 的计算

$$M_4 t_4 = I \omega \quad (1-1-19)$$

将 GD_0^2 及 n 分别代入 I 及 ω , 对于速度变化为 Δn 时:

$$t_4 = \frac{GD_0^2 \Delta n}{375 M_4} \quad (1-1-20)$$

加速:

$$t_4 = \frac{GD_0^2 (n_1 - n_2)}{375 (M_1 - M_3)} \quad (1-1-21)$$

减速:

$$t_4 = \frac{GD_0^2 (n_2 - n_1)}{375 (M_1 + M_3)} \quad (1-1-22)$$

(7) 空转功率 N_0

在离合器摩擦片的相对速度 $\Delta n \neq 0$ 时, 克服空转扭矩 M_0 所需要的功率。

$$N_0 = 1.03 M_0 \Delta n \quad (W) \quad (1-1-23)$$

$$N_0 = 377 M_0 \cdot \Delta n (\text{mkph}^{-1}) * \quad (1-1-24)$$

计算平均空转功率 N_0' 时, 要算入空转时间 LD (用%表示)

$$N_0' = 3.77 M_0 \Delta n LD (\text{mkph}^{-1}) \quad (1-1-25)$$

空转功率转化成熟。

(8) 线圈功率损耗 N_5

这是保持线圈电流在额定值时所需要的额定功率。

计算平均功率损耗 N_5' 时, 要算入在离合器线圈通电流的时间 ED (用%表示)

$$N_5' = 3.67 N_5 (W) \cdot ED (\text{mkph}^{-1}) * \quad (1-1-26)$$

线圈的电力损耗转化成熟。

2、摩擦片离合器规格尺寸的确定

(1) 扭矩要求与安全系数

离合器起动时的动扭矩 M_1 必须大于起动时的负载扭矩 M_3 和惯性扭矩 M_4 之和。

静扭矩 M_2 必须大于运行时的负载扭矩 M_3 。

一些附加载荷不能计算准确, (如: 振动、不规则传动、冲击载荷等) 在计算扭矩时需要乘以安全系数, 安全系数是经验数字, 随离合器应用场合而有所不同。

$$* \quad N_0 = M_0 \Delta \omega \times 3600 = M_0 \frac{2\pi \Delta n}{60} \times 3600 = 120\pi M_0 \Delta n = 377 M_0 \Delta n$$

$$* \quad N_5' = N_5 (W) \times 0.102 \text{kpm/sec} \times 3600 \text{sec/h} \times \frac{ED}{100} \\ = 3.67 N_5 (W) \times ED$$

$S=1.1\sim 1.3$ 轻微振动传动, 旋转泵, 轻型机床传动, 木工机械。

$S=1.3\sim 1.7$ 轻微振动, 轻微冲击载荷, 活塞泵, 脱水机, 重型机床, 纺织机械, 起重运输机。

$S=1.7\sim 2.5$ 振动, 重冲击载荷, 剪床, 冲床, 压力机, 弯板机, 行走式起重机, 湿压机。

$S=2.5\sim 4$ 特别大的冲击, 震荡, 扭振, 轧辊, 造纸轮压机, 锯木厂传动, 碎石机。

(2) 离合器的发热量

为了避免离合器或制动器发生不允许的温升, 热量控制很重要。因此, 每次接合功 E 必须不要超过 E_1 (一次允许结合功)。离合器发生的总热量必须用适当的冷却办法来散发〔见1

(5) 一次结合功〕。

离合器的发热总量包括

空转热量 N_0' 〔见1(7)空转功率〕

线圈或热电热量 N_s' 〔见1(8)线圈功率损耗〕

结合功发热量 $N_1=EZ$ (见离合器产品说明书)

最大允许发热量 N (见离合器产品说明书)

$$N=N_1+N_0'+N_s' \quad (1-1-27)$$

由公式

$$N_1=ZE \quad \text{及} \quad \tau=\frac{3600}{Z}$$

代入得

$$\tau=\tau_1=\frac{3600E_1}{N_1} \quad (1-1-28)$$

τ_1 是离合器能再次做功 E_1 之前, 所需冷却散热的最少时间。在已知的离合器接合程序中, 如果其中的最少时间间隔大于 τ_1 的话, 各次接合所作的结合功都可以高达 E_1 值。

如果连续接合的时间间隔短于 τ_1 , 即使各次结合功彼此不同, 总功应该不大于最大允许结合功 E_1 , 即:

$$\Sigma E \leq E_1 \quad (1-1-29)$$

但是在 τ_1 时间间隔之后, 在 $\tau < \tau_1$ 的时间间隔内, 如果满足下列条件,

$$E\xi=E_1+\frac{N(\xi-1)\tau}{3600} \quad (1-1-30)$$

那么, 一个常量摩擦功 E 的离合器可以重复接合 ξ 次。

(3) 结论

选用离合器需要满足下列公式的要求:

$$M_1 \geq (M_4 + M_{s \text{ 启动时}}) \times S \quad (1-1-31)$$

$$M_1 \geq (M_4 - M_3_{\text{制动时}}) \times S \quad (1-1-32)$$

$$M_2 \geq (M_3_{\text{运行时}}) \times S \quad (1-1-33)$$

$$E \leq E_1 \quad (1-1-34)$$

$$N \geq N_1 + N_0' + N_6' \quad (1-1-35)$$

在特殊场合使用的离合器（如不能做正常的维修，在不良的气候下使用，热，雨，灰尘等）应有足够的扭矩储备，用在重负载或满负载机器上的离合器也要这样，如果仅凭计算来选用，它就要成为机器的最薄弱环节了。

提升机、起重机、矿山设备、核能工厂等用的离合器要严格按照安全规范选用与安装。

3、离合器选用计算实例

（1）纺织机的换向机构（图1—1—3）

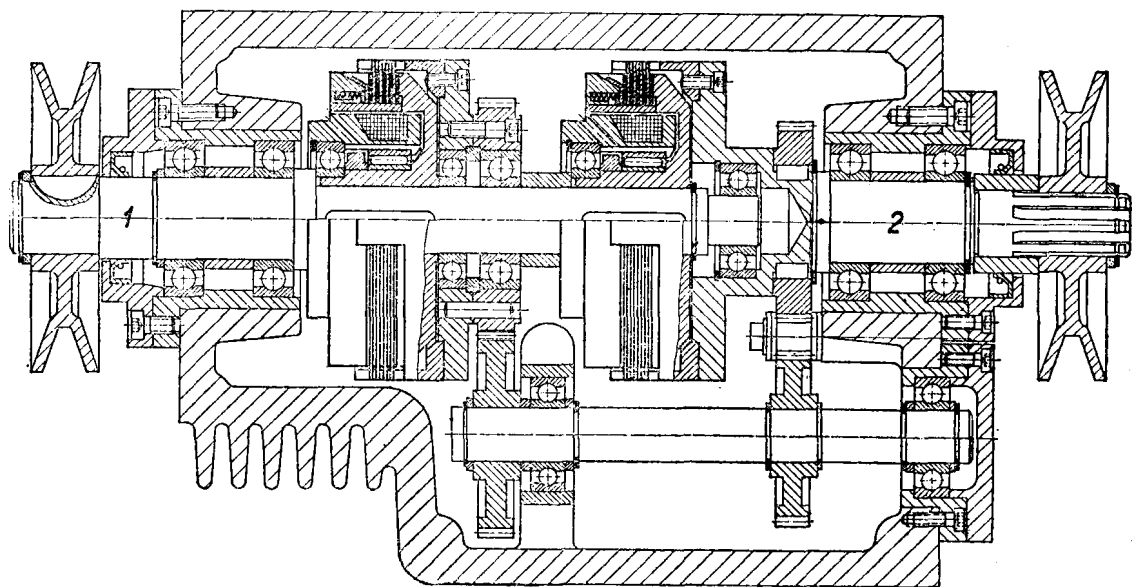


图1—1—3

在主动轴1与输出轴2之间，使用了两个在油内转动的F₀离合器以变换转动方向。由轴2的三角皮带盘驱动在纵导轨上作往复运动的溜板，溜板的速度1 m/sec，溜板自行程顶点反向后，在50 mm距离内必须达到全速。

根据上述要求，正确来决定所使用离合器的大小。

已知条件如下：

轴1转速为220 min⁻¹

轴2转速为±220 min⁻¹

离合器每转1周，溜板移动距离 S₀=0.27 m

推动溜板所需力为12kp

溜板重量 G=10kp

各转动件的飞轮矩 $GD^2 = 0.04 \text{ kpm}^2$

溜板的摩擦系数 $\mu = 0.08$

溜板每小时的最大往复数 $Z = 4000$

效率 $\eta = 0.95$

润滑油粘度 $2.2^\circ \text{E}/50^\circ \text{C}$

选用计算:

溜板的纵向运动力

$$P = G\mu + 12 = 10 \times 0.08 + 12 = 12.8 \text{ kp}$$

纵向运动的静扭矩

$$M_s = \frac{PS_0}{\eta 2\pi} = \frac{12.8 \times 0.27}{0.95 \times 2\pi} = 0.58 \text{ mkp}$$

根据 2 (1) 选取安全系数 $S = 1.5$

$$M_2 > M_s S = 0.58 \times 1.5 = 0.87 \text{ mkp}$$

由以上静力计算, 离合器 FO0.6 的静扭矩 M_2 为 1.2 mkp 已够用了。

必要的惯性扭矩 M_i

$$M_i = \frac{GD_0^2 \Delta n}{\eta 375 t_4}$$

$$GD_0^2 = GD^2 + \frac{GS_0^2}{\pi^2} = 0.04 + \frac{10 \times 0.27^2}{\pi^2} = 0.11 \text{ kpm}^2$$

$$t_4 = \frac{\text{溜板加速距离}}{\text{溜板平均速度}} = \frac{0.05}{0.5} = 0.1 \text{ sec}$$

$$M_i = \frac{0.11 \times (220 - 0)}{0.95 \times 375 \times 0.1} = 0.68 \text{ mkp}$$

离合器所需的动扭矩 M_1

$$M_1 \geq (M_i + M_s) S$$

当溜板不需推动力的运动情况下 (空载):

$$M_s = \frac{G\mu S_0}{\eta 2\pi} = \frac{10 \times 0.08 \times 0.27}{0.95 \times 2\pi} \approx 0.04 \text{ mkp}$$

$$M_1 \geq (0.68 + 0.04) \times 1.5 = 1.1 \text{ mkp}$$

由此离合器必需选用 FO1.2 型。

一次结合功 E

$$E = \frac{GD_0^2 (n_1 - n_2)^2}{7160 \eta} = \frac{0.11 \times [220 - (-220)]^2}{7160 \times 0.95} = 3.13 \text{ mkp}$$

每小时所作的结合功 N_1

$$N_1 = ZE = 4000 \times 3.13 = 12500 \text{ mkp}$$

空转扭矩 M_0

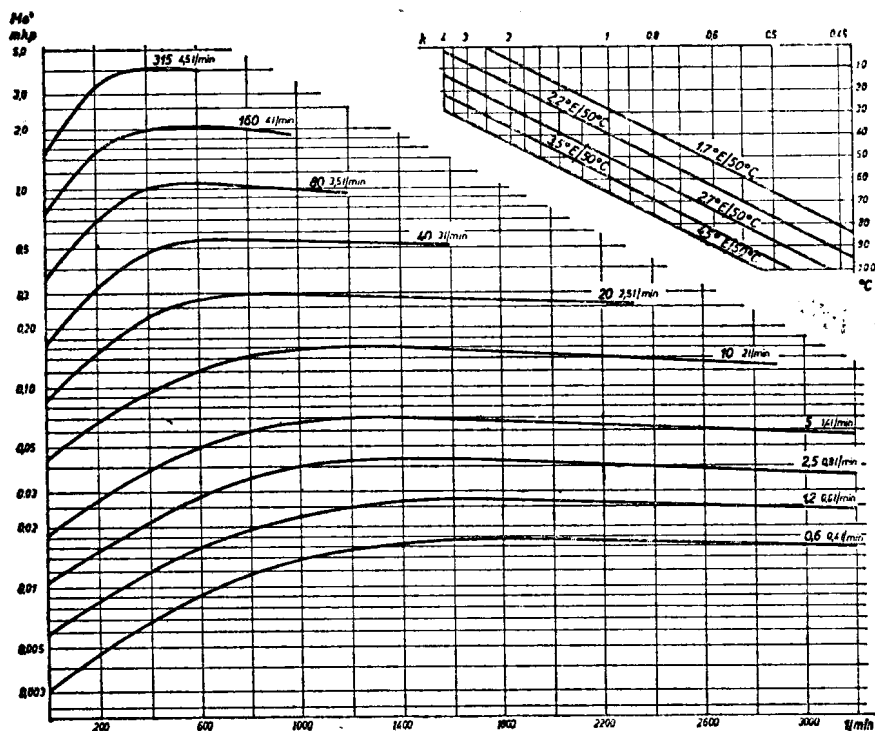


图 1—1—4

根据图 1—1—4 空转扭矩在 60°C 油温下及 440rpm 时取值:

$$k = 0.65, M_0' = 0.013 \text{ mkp}$$

$$M_0 = kM_0' = 0.65 \times 0.013 = 0.0085 \text{ mkp}$$

平均空转发热量 N_0'

$$N_0' = 3.77M_0 \Delta n LD = 3.77 \times 0.0085 \times [220 - (-220)] \times 50 \\ = 705 \text{ mkp/h}$$

平均线圈的功率消耗 N_s' ($N_{5FO1.2} = 20\text{W}$)

$$N_s' = 3.67 \times N_s \times ED = 3.67 \times 20 \times 50 = 3670 \text{ mkp/h}$$

单位时间的允许发热量 ($N_{FO1.2} = 32000 \text{ mkp/h}$)

$$N \geq N_1 + N_0' + N_s'$$

$$32000 \geq 12500 + 705 + 3670 = 16875 \text{ mkp/h}$$

根据图 1—1—5 FO1.2 型离合器在 440 min^{-1} 时所需润滑油数量 $= 0.121/\text{min}$

根据图 1—1—6 最低寿命 $L' = 500\text{h}$ 。

根据图 1—1—7 FO1.2 离合器当 $E = 3.13 \text{ mkp}$ 时, 摩擦片的离合次数允许超过 7000 次/h , 所以摩擦片的实际寿命 L

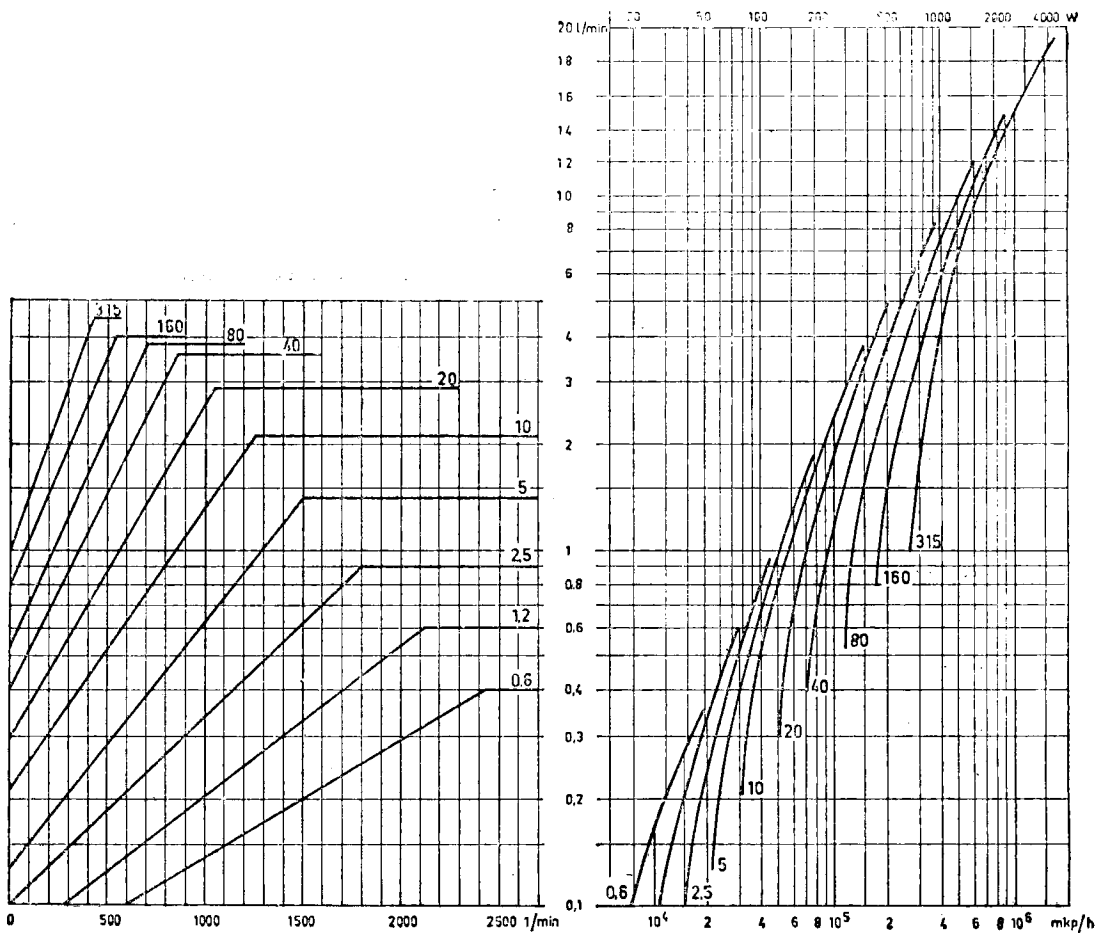


图 1-1-5

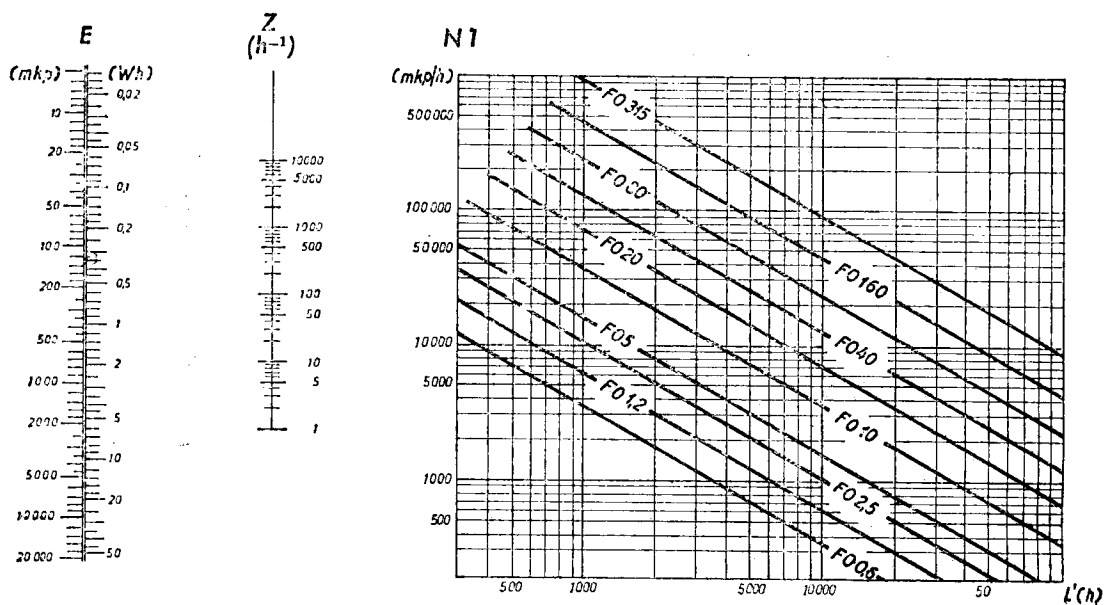


图 1-1-6

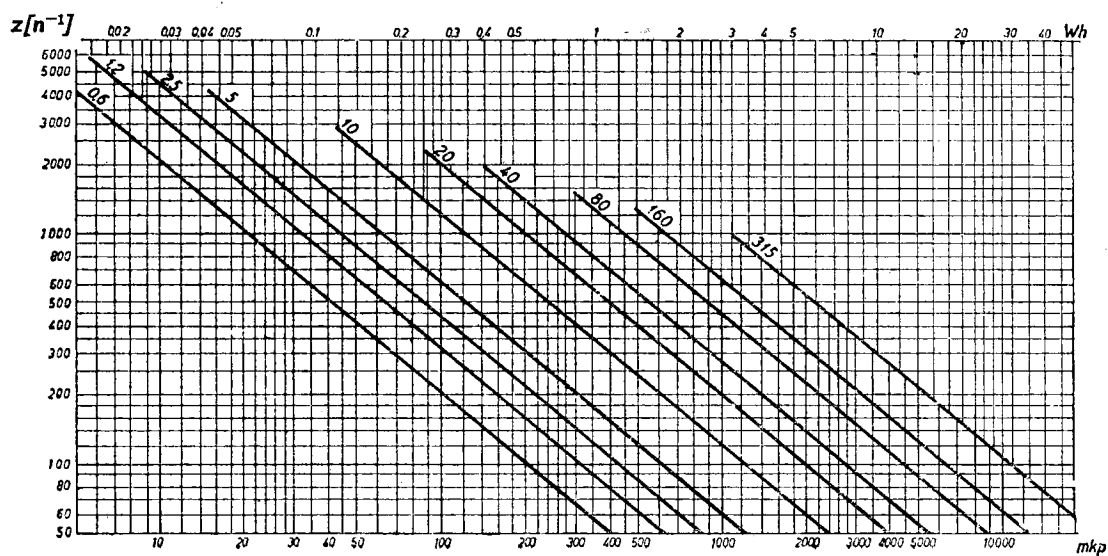


图 1—1—7

$$L \approx 10L' = 5000h$$

相当于摩擦片离合20百万次。

(2) 剪板机的驱动蜗轮机构 (图 1—1—8)

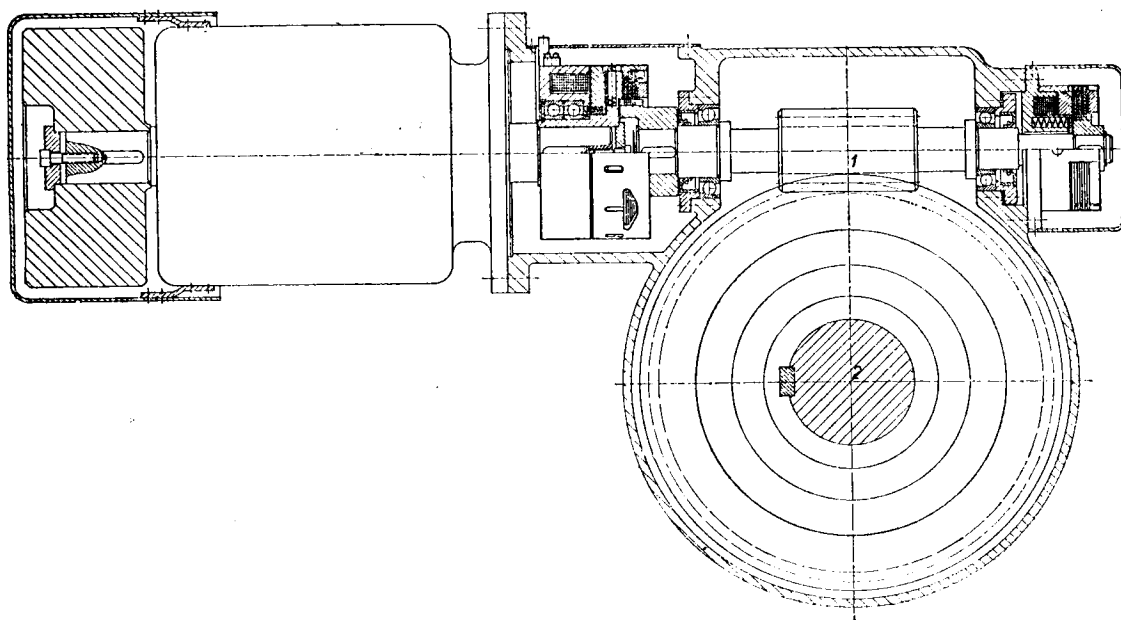


图 1—1—8

剪板机由一装有飞轮的连续转动的电动机驱动,通过无油润滑(干式)的FM20离合器与

传动机构的蜗杆轴联接。刀板每一冲程后，用弹簧压力式摩擦片制动器FMOB2.5将装刀板的梁刹住。现要决定每小时允许的离合次数。

已知条件如下：

主动轴转速 $n_1=1400\text{rpm}$

蜗杆为双头，模数 $M=8$

蜗杆节径 $d_{\pi}=64\text{mm}$

蜗轮齿数48，模数 $M=8$

蜗杆轴与离合器及制动器的飞轮矩总和 $GD^2=0.03\text{kp m}^2$

蜗轮及偏心轴与刀板梁的飞轮矩总和 $GD^2=6\text{kp m}^2$

蜗杆传动的摩擦系数 $\mu=0.12$

选用计算：

轴1在加速及制动时每次接合的结合功E

$$E = \frac{GD^2(n_1 - n_2)^2}{7160} \times \frac{M_1}{M_1 - M_3}$$

$$M_3=0, \eta=1, n_1=1400\text{rpm}, n_2=0$$

$$E = \frac{0.03 \times (1400 - 0)^2}{7160} \times 1 = 8.22 \text{ mkp}$$

轴2在加速时每次接合的结合功E

$$E = \frac{GD^2 \Delta n^2}{7160} \times \frac{M_1}{M_1 - M_3} \times \frac{1}{\eta}$$

$$M_3=0 \quad \eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}, \operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{d_{\pi} \pi} = \frac{2M\pi}{d_{\pi} \pi} = \frac{2 \times 8 \times \pi}{64 \times \pi} = 0.25$$

$$\alpha = 14^\circ, \operatorname{tg} \rho = \mu = 0.12, \rho = 6.85^\circ$$

$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = \operatorname{tg} 20.85^\circ = 0.381, \quad \eta = \frac{0.25}{0.381} = 0.656$$

$$\Delta n = 1400 \times \frac{2}{48} = 58.4\text{rpm}$$

$$E = \frac{6 \times 58.4^2}{7160} \times 1 \times \frac{1}{0.656} = 4.36 \text{ mkp}$$

轴2在制动时每次接合的结合功E

$$E = \frac{GD^2 \Delta n^2}{7160} \times \frac{M_1}{M_1 + M_3} \times \eta$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad \operatorname{tg}(\alpha - \rho) = \operatorname{tg} 7.15^\circ = 0.125$$