

第 12 篇 螺旋传动、摩擦轮传动

主要撰稿 邓述慈
审 稿 郭可谦

第1章 螺旋传动

螺旋传动一般是将旋转运动变成直线运动，或反过来将直线运动变为旋转运动，并同时进行能量和力的传递。

螺旋传动按用途可分为：以传递动力为主的传力螺旋，如螺旋千斤顶和螺旋压力机；以传递运动为主，精度要求较高的传导螺旋，如金属切削机床的进给丝杠；还有调整零件相互位置的调整螺旋，如轧钢机轧辊的压下螺旋等。

螺旋传动按螺纹间摩擦状态又可分为滑动螺旋、滚动螺旋与静压螺旋三大类，它们的特点及适用场合详见表 12-1-1。

表 12-1-1

螺旋传动的分类、特点及其应用

类别	特 点	应用 举例
滑 动 螺 旋	<ol style="list-style-type: none"> 1. 结构简单，加工方便，成本低廉 2. 当螺旋升角小于摩擦角时，能自锁 3. 传动平稳 4. 摩擦阻力大，效率较低，仅在 0.3~0.7 之间，自锁时低于 0.5，常在 0.3~0.4 之间 5. 螺纹间有侧向间隙，反向时有空行程，定位精度及轴向刚度较差 6. 磨损快 7. 低速及微调时可能出现爬行 	<p>广泛用于金属切削机床的进给和分度机构的传导螺旋，摩擦压力机及千斤顶的传力螺旋</p>
滚 动 螺 旋	<ol style="list-style-type: none"> 1. 传动效率高达 0.9~0.98，平均为滑动螺旋的 2~3 倍，可节省动力 $\frac{1}{2}$~$\frac{3}{4}$，有利于主机的小型化及减轻劳动强度 2. 摩擦力矩小，接触刚度大，使温升及热变形减小，有利于改善主机的动态特性和提高工作精度 3. 工作寿命长，平均可达滑动螺旋的 10 倍左右 4. 传动无间隙，无爬行，运转平稳，传动精度高 5. 具有很好的高速性能，其临界转速之 dn 值 (d 为轴径，mm；n 为转速，r/min) 可达 40000 以上，可实现线速度 120m/min 的高速驱动 6. 具有传动的可逆性，既可将旋转运动变为直线运动，也可将直线运动转化为旋转运动，且逆传动效率与正传动效率相近 7. 已经实现系列尺寸标准化，并出现了冷轧滚珠丝杠，提供了多用途的廉价产品，应用于精度要求不很高的场合，节能并延长寿命 8. 不能自锁 9. 抗冲击振动性能较差 10. 承受径向载荷的能力差 11. 结构较复杂，成本较高（但结构比静压螺旋简单且维修方便） 	<p>随机电一体化技术而迅速发展起来，广泛用于各种精度的数控机床、加工中心、FMS 柔性制造系统、电子设备，如电视摄像机，雷达天线，计算机，飞行器；宇航设备，如飞机襟翼及尾翼、起落架，登月飞船着陆器，战斗机弹射椅，直升机调速器等；各种仪器仪表，如 X 射线测量仪，扫描显微镜，液压脉冲马达，X-Y 自动绘图仪，万能拉力材料试验机等；交通运输、起重装卸机械，如汽车转向器，船舰转向机构，起重机提升装置，客运索道等；钢铁冶金设备，如高炉出铁槽控制装置，热轧整边和矫平机械，冷轧机调宽机构</p> <p>此外，核工业及武器系统、医疗机械、化工机械、轻工、印刷、纺织、办公、建筑等均已有所应用</p>
静 压 螺 旋	<ol style="list-style-type: none"> 1. 摩擦阻力小，传动效率高（可达 0.99） 2. 承载能力大，刚度大，抗振性好，传动平稳 3. 磨损小，寿命长 4. 能实现无间隙正反向传动，定位精度高 5. 油膜有均化螺旋螺母误差的作用，大大提高了传动精度 6. 传动具有可逆性 7. 结构复杂，加工困难，安装调整较困难 8. 需要一套压力稳定、温度恒定、过滤要求较高的供油系统 9. 不能自锁 	<p>精密机床进给及分度机构的传导螺旋，如高精度螺纹磨床，非圆齿轮插齿机，变型机床等</p>

本章仅介绍滑动螺旋及滚动螺旋，有关静压螺旋传动的设计计算可参考文献 [4] 及 [9]。

1 滑动螺旋传动

1.1 螺纹基本尺寸和精度

滑动螺旋的螺纹通常为梯形、锯齿形及矩形三种，它们的特点、适用场合、基本尺寸和精度等级详见本手册第2卷（矩形螺纹尚未标准化）。梯形螺纹应用最广。锯齿形螺纹主要用于单向受力。矩形螺纹虽传动效率较高，但加工较困难，且强度较低，应用较少。

1.2 滑动螺旋传动计算

滑动螺旋传动的几种典型运动形式及载荷分析见表 12-1-2，运动及功率计算见表 12-1-3，强度、刚度、稳定性及耐磨性计算见表 12-1-4。

对于一般的传力螺旋，其主要失效形式是螺旋表面的磨损、螺杆的拉断（或受压时丧失稳定）或剪断以及螺纹牙根部的剪断及弯断。设计时常以耐磨性计算和强度计算确定螺旋传动的主要尺寸。

对于传导螺旋，其失效形式主要是由于磨损而产生的过大间隙或变形造成运动精度下降。设计时应以螺纹的耐磨性计算和螺杆的刚度计算来确定螺旋传动的主要尺寸参数。精密的传导螺旋则首先按刚度条件确定主要尺度和参数。对于传导螺旋中同时受较大轴向载荷的还应作强度核算。

对于受压的长螺杆还要进行压杆稳定性核算。要求自锁的螺旋要验算是否满足自锁条件。较长且转速较高的螺杆，可能产生横向振动，应校核它的临界转速。

对于调整螺旋要求位移精度较高且调整频繁时，可参考传导螺旋的设计计算方法；若在调整中有很大大轴向载荷且调整频繁时，可参考上述传力螺旋的计算方法。

表 12-1-2 运动形式及其载荷分析^[4]

运动形式	传动简图及螺杆载荷图	运动形式	传动简图及螺杆载荷图
螺母固定，螺杆转动并作直线运动，如某些千斤顶		螺杆转动，螺母作直线运动，如机床进给传动、虎钳	
螺杆转动，螺母作直线运动，如机床进给传动、虎钳			<p>(运动方向与F力相反)</p>

续表

运动形式	传动简图及螺杆菌载荷图	运动形式	传动简图及螺杆菌载荷图
螺母固定，螺杆菌转动并作直线运动，如某些压力机		螺母转动，螺杆菌作直线运动，如某些千斤顶、压力机	
螺杆菌固定，螺母转动并作直线运动，用于某些手动调整机构，如插齿机主轴箱的移动调整			

F ——轴向载荷，N

M_q ——驱动转矩，N·m

$$M_q = M_{d1} + M_{d2} + M_{d3}$$

M_{d1} ——螺纹力矩，N·m

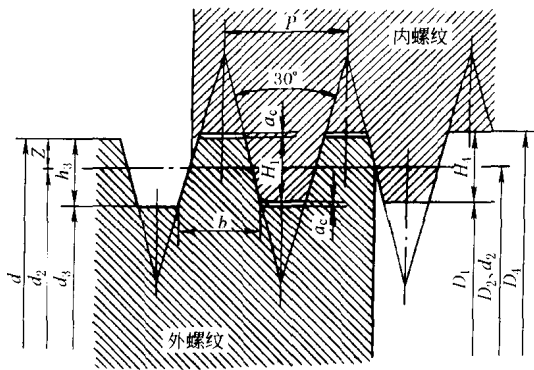
M_{d2} 、 M_{d3} ——轴承的摩擦转矩，N·m

表列螺纹均右旋

表 12-1-3

螺旋传动的运动及功率计算

计算项目	计算公式	说明
螺杆菌（或螺母）轴向位移 l	$l = \frac{\varphi}{2\pi} S = \frac{\varphi}{2\pi} Px \quad (\text{mm})$	φ ——螺母（或螺杆菌）的转角，rad S ——导程，mm P ——螺距，mm x ——螺纹线数
螺杆菌（或螺母）轴向移动速度 v	$v = \frac{\omega}{2\pi} S = \frac{n}{60} S = \frac{\pi d_2 n}{60} \tan \lambda \quad (\text{mm/s})$	ω ——螺母（或螺杆菌）的角速度，rad/s n ——螺母（或螺杆菌）的转速，r/min d_2 ——螺纹中径，mm λ ——螺旋线升角，(°)
螺纹摩擦力矩 M_{d1}	$M_{d1} = \frac{1}{2} d_2 F \tan(\lambda + \rho') \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$	F ——螺旋传动的轴向载荷，N ρ' ——当量摩擦角， $\rho' = \arctan f'$ f_s ——轴向支承面间摩擦因数
螺旋传动轴向支承面摩擦力矩 M_{d2}	当为环形面支承时 $M_{d2} = \frac{1}{3} f_s F \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$	D_0 及 d_0 ——支承环面的外径及内径，mm M_{d3} ——螺旋传动径向轴承摩擦力矩，N·mm，无径向支承时，此项为 0
驱动转矩 M_q	$M_q = M_{d1} + M_{d2} + M_{d3} \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$	
驱动功率 P_1	$P_1 = \frac{M_q n}{9550000} = P_2 / \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (\text{kW})$	η_1 ——螺纹效率按表 12-1-4 公式计算 η_2 ——轴向支承面效率 η_3 ——径向支承面效率
输出功率 P_2	$P_2 = 10^{-6} F v = P_1 \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (\text{kW})$	$\eta_2 \approx \eta_3 = 0.95 - 0.99$ ，滚动轴承取大值，滑动轴承取小值，无轴承时为 1

滑动螺旋传动计算^[4]

- d ——外螺纹大径 (公称直径)
 P ——螺距
 a_c ——牙顶间隙
 H_1 ——基本牙型高度 $H_1 = 0.5P$
 h_3 ——外螺纹牙高 $h_3 = H_1 + a_c = 0.5P + a_c$
 H_4 ——内螺纹牙高 $H_4 = H_1 + a_c = 0.5P + a_c$
 Z ——牙顶高 $Z = 0.25P = H_1/2$
 d_2 ——外螺纹中径 $d_2 = d - 2Z = d - 0.5P$
 D_2 ——内螺纹中径 $D_2 = d - 2Z = d - 0.5P$
 d_3 ——外螺纹小径 $d_3 = d - 2h_3$
 D_1 ——内螺纹小径 $D_1 = d - 2H_1 = d - P$
 D_4 ——内螺纹大径 $D_4 = d + 2a_c$
 b ——牙根部宽度

表 12-1-4

计算项目	单位	计算公式和参数选定	说明	
耐 磨 性	螺纹中径 d_2	梯形螺纹和矩形螺纹 $d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\psi p_p}} \quad (1)$	F ——轴向载荷, N p_p ——螺纹副许用压强, N/mm ² (查表 12-1-9) 算出 d_2 应按国家标准选取相应的公称直径 d 及其螺距 P 设计时 ψ 值可根据螺母的形式选定: 整体式螺母取 1.2~2.5 剖分式螺母取 2.5~3.5	
		30°锯齿形螺纹 $d_2 \geq 0.65 \sqrt{\frac{F}{\psi p_p}} \quad (2)$		
	螺母高度 H	$H = \psi d_2$		
	旋合圈数 n	$n = \frac{H}{P} \leq 10 \sim 12$		P ——螺距, mm
	基本牙型高度 H_1	mm		梯形螺纹 (GB 5796—1986) 和矩形螺纹 $H_1 = 0.5P$ 30°锯齿形螺纹 (GB/T 13576—1992) $H_1 = 0.75P$
工作压强 p	N/mm ²	$p = \frac{F}{\pi d_2 H_1 n} \leq p_p \quad (3)$		
自锁条件	(°)	$\lambda = \arctan \frac{S}{\pi d_2} \leq \rho'$ $\rho' = \arctan \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ 通常取 $\lambda \leq 4^\circ 30'$	ρ' ——当量摩擦角 f ——摩擦因数 (查表 12-1-7) S ——导程, mm	
螺杆强度	N/mm ²	$\sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_t}{0.2 d_3^3}\right)^2} \leq \sigma_p \quad (4)$	M_t ——转矩, N·mm, 根据转矩图确定, 见表 12-1-2 d_3 ——外螺纹小径 σ_p ——螺杆的许用应力, N/mm ² (查表 12-1-10)	
螺纹强度	mm	梯形螺纹 (GB 5796—1986) $b = 0.65P$ 矩形螺纹 $b = 0.5P$ 30°锯齿形螺纹 (GB/T 13576—1992) $b = 0.74P$	τ_p ——螺纹牙的许用切应力, N/mm ² (查表 12-1-10) σ_{bp} ——螺纹牙的许用弯曲应力, N/mm ² (查表 12-1-10)	

续表

计算项目		单位	计算公式和参数选定	说 明
螺纹强度	螺 杆	剪切强度 τ	$\tau = \frac{F}{\pi d_3 b n} \leq \tau_p$ (5)	螺杆和螺母材料相同时, 只需校核螺杆螺纹强度
		弯曲强度 σ_b	$\sigma_b = \frac{3FH_1}{\pi d_3 b^2 n} \leq \sigma_{bp}$ (6)	
	螺 母	剪切强度 τ	$\tau = \frac{F}{\pi D_4 b n} \leq \tau_p$ (7)	D_4 ——内螺纹大径
		弯曲强度 σ_b	$\sigma_b = \frac{3FH_1}{\pi D_4 b^2 n} \leq \sigma_{bp}$ (8)	
螺 杆 稳 定 性	临界载荷 F_c	N	$\lambda > \lambda_1$ 的大柔度杆用欧拉公式 $F_c = \frac{\pi^2 E d_3^4}{64 (\mu l)^2} \geq n_w F$ (9) $\lambda_1 \geq \lambda \geq \lambda_2$ 的中柔度杆按经验公式 $F_c = (a - b\lambda) \times \frac{\pi d_3^2}{4} \geq n_w F$ (10) $\lambda < \lambda_2$ 的小柔度杆可不作压杆稳定性验算	$\lambda = \frac{\mu l}{i}$ μ ——长度系数, 与螺杆的端部结构有关 (查表 12-1-5) l ——螺杆的最大工作长度, mm i ——螺杆危险截面的惯性半径, mm $i = \frac{d_3}{4}$ E ——螺杆材料的弹性模量, N/mm ² , 对于钢材 $E = 2.1 \times 10^5$ N/mm ² n_w ——稳定安全系数, 见手册第 1 卷表 1-1-100 $\lambda_1, \lambda_2, a, b$ ——与材料有关的常数, 见手册第 1 卷表 1-1-107 (注意将表中 a 及 b 单位化为 N/mm ² 即乘以 1/100 代入)
螺 杆 刚 度	轴向载荷使导程产生的变形 ΔS_F	mm	$\Delta S_F = \frac{FS}{EA} = \frac{4FS}{\pi E d_3^2}$ (11)	I_p ——螺杆危险截面的极惯性矩, mm ⁴ $I_p = \frac{\pi d_3^4}{32}$
	转矩使导程产生的变形 ΔS_M		$\Delta S_M = \frac{S}{2\pi} \times \frac{M_t S}{G I_p} = \frac{16 M_t S^2}{\pi^2 G d_3^4}$ (12)	G ——螺杆材料的剪切弹性模量, N/mm ² , 对于钢 $G = 8.5 \times 10^4$ N/mm ²
	导程的总变形量 ΔS		$\Delta S = \delta S_M \pm \delta S_F = \frac{16 M_t S^2}{\pi^2 G d_3^4} \pm \frac{4FS}{\pi E d_3^2}$ (13)	轴向载荷与运动方向相反时取 + 号, 许用 ΔS 值见表 12-1-6
横 向 振 动	临界转速 n_c	r/min	$n_c = \frac{60 \mu_1^2 i}{2\pi l_c^2} \sqrt{\frac{1000E}{\rho}}$ (14) 对于钢制螺杆 $n_c = 12 \times 10^6 \frac{\mu_1^2 d_3}{l_c^2}$ (15) 应满足转速 $n \leq 0.8 n_c$	l_c ——螺杆两支承间的最大距离, mm μ_1 ——系数, 与螺杆的端部结构有关 (查表 12-1-5) ρ ——密度, kg/mm ³ , 对于钢 $\rho = 7.8 \times 10^{-6}$ kg/mm ³
效率 η			回转运动转化为直线运动时 $\eta = (0.95 \sim 0.99) \times \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda \pm \rho')}$ (16) 直线运动转化为回转运动时 $\eta = (0.95 \sim 0.99) \times \frac{\tan(\lambda - \rho')}{\tan \lambda}$ (17)	系数 (0.95 ~ 0.99) 为轴承效率, 决定于轴承形式, 滑动轴承取小值 轴向载荷与运动方向相反时取 + 号

表 12-1-5

系数 μ 和 $\mu_1^{[10]}$

螺杆端部结构 ^①	μ	μ_1
两端固定	0.5 (如一端为不完全固定时为 0.6)	4.730
一端固定, 一端铰支	0.7	3.927
两端铰支	1	3.142
一端固定, 一端自由	2	1.875

① 采用滑动支承时, 若令 l_0 为支承长度, d_0 为支承孔直径, 则当 $l_0/d_0 < 1.5$ 时, 认为是铰支; $l_0/d_0 = 1.5 \sim 3$ 时, 是不完全固定; $l_0/d_0 > 3$ 时, 是固定端。采用滚动支承时, 当只有径向约束时, 是铰支; 当径向和轴向都有约束时, 是固定端。

表 12-1-6

螺杆每米长的允许螺距变形量 $\left(\frac{\Delta S}{S} \times 10^3\right)_p^{[11]}$

精度等级	5	6	7	8	9
$\left(\frac{\Delta S}{S} \times 10^3\right)_p$	10	15	30	55	110

注: 1. 计算时, ΔS 与 S 的单位分别为 μm , mm 。

2. 如对 7 级精度, $S = 6\text{mm}$ 的螺杆, $\left(\frac{\Delta S}{S} \times 10^3\right) = 30\mu\text{m}/\text{m}$; 若按表 12-1-4 中式 (13) 算得 $\Delta S = 0.15 \times 10^{-3}\text{mm}$, 则可求得: $\frac{\Delta S}{S} \times 10^3 = \frac{0.15}{6} \times 10^3 = 25\mu\text{m}/\text{m}$, 在允许值以内。

表 12-1-7

摩擦因数 f 值^[4] (定期润滑条件下)

螺杆和螺母材料	f 值	螺杆和螺母材料	f 值
淬火钢和青铜	0.06 ~ 0.08	钢和铸铁	0.12 ~ 0.15
钢和青铜	0.08 ~ 0.10	钢和钢	0.13 ~ 0.17
钢和耐磨铸铁	0.10 ~ 0.12		

注: 启动时 f 取大值, 运转中取小值。

1.3 材料与许用应力

滑动螺旋传动的主要零件是螺杆和螺母。螺杆的材料应有足够的强度和耐磨性, 以及良好的加工性。不重要的螺杆可以不经淬硬处理, 材料一般用 Q-275、45、50、Y40 和 Y40Mn 等。重要的螺杆要求耐磨性好时需经淬硬处理, 可选用 T12、65Mn、40Cr、40WMn、18CrMnTi 或 18CrMoAlA 等; 对于精密的传导螺旋还要求热处理后有较好的尺寸稳定性, 可选用 9Mn2V、CrWMn、38CrMoAlA 等, 并在加工中进行适当次数时效处理, 其特点详见表 12-1-8。

螺母材料中以 ZCuSn10Pb1 最耐磨, 但价格较贵, 主要用于高精度的传导螺旋, ZCuSn5Pb5Zn5 也较耐磨。重载低速的传力螺旋常用 ZCuAl10Fe3 或 ZCuZn25Al6Fe3Mn3。受重载的调整螺旋, 螺母材料可用 35 钢或球墨铸铁。低速轻载时也可选用耐磨铸铁。尺寸大的螺母可用钢或铸铁作外套, 内部用离心铸造法浇铸青铜, 高速螺母还可以浇铸巴氏合金。钢套材料常用 20、45 及 40Cr。某些机床的进给螺杆的螺母用渗铜的铁基粉末冶金, 某些调整螺母用加铜的粉末冶金, 使用效果也很好。

常用材料的许用压强 p_p 列于表 12-1-9 中。许用拉应力 σ_p 、许用弯曲应力 σ_{bp} 和许用剪应力 τ_p 见表 12-1-10。

表 12-1-8

螺杆的常用材料和热处理^[9]

精度等级及是否淬硬	材 料	热 处 理	特 点
中等及中等以上精度	淬硬	合金工具钢 9Mn2V、CrWMn	C56 耐磨性及尺寸稳定性均好。9Mn2V 比 CrWMn 具有更好的工艺性和尺寸稳定性，但淬透性较差，推荐用于直径 ≤ 50mm 的高精度螺杆
		氮化钢 38CrMoAlA	D0.5-900 硬度最高，耐磨性最好，热处理变形最小，但氮化层浅，一般淬火后不磨（只研磨）或留磨量很小
	不淬硬	高碳工具钢 T10 (T10A)、T12 (T12A)	球化调质 T215 具有一定的耐磨性。球化调质后，不仅可得到良好的车削加工性，而且耐磨性可提高约 30%
中等以下精度	淬硬	合金钢 40Cr	G42 或 G52 或 C42 具有一定的耐磨性。也可不淬硬，只调质处理 (T235)。用于载荷较大而工作不频繁的升降螺杆（如龙门铣床的横梁升降螺杆）
		中碳钢 45	不热处理或 T235 轴颈等处可局部淬硬 C42
	不淬硬	易切削钢 Y40Mn	切削加工性最好，刀具不易磨损，但耐磨性较差。轴颈等处不能进行局部热处理

表 12-1-9

滑动螺旋传动的许用压强 p_p ^[11]/N·mm⁻²

螺纹副材料	速度范围, m/s	许用压强 p_p	螺纹副材料	速度范围, m/s	许用压强 p_p
钢对青铜	低 速 < 0.05	18 ~ 25	钢对铸铁	< 0.04	13 ~ 18
		11 ~ 18			4 ~ 7
	0.1 ~ 0.2	7 ~ 10	钢对钢	低 速	7.5 ~ 13
		1 ~ 2			
> 0.25	1 ~ 2	淬火钢对青铜	0.1 ~ 0.2	10 ~ 13	

注：1. 当 $\psi < 2.5$ 或人力驱动时， p_p 可提高 20%。2. 当螺母为剖分式时， p_p 应降低 15% ~ 20%。

表 12-1-10

螺杆与螺母的许用应力^[11]/N·mm⁻²

材 料	许用拉应力 σ_p	许用弯曲应力 σ_{bp}	许用剪应力 τ_p
螺 杆	钢	$\frac{\sigma_s}{3-5}$	—
螺 母	青 铜	—	40 ~ 60
	耐 磨 铸 铁	—	50 ~ 60
	铸 铁	—	45 ~ 55
	钢	—	(1 ~ 1.2) σ_p
			30 ~ 40
			40
			40
			0.6 σ_p

1.4 结 构

因受加工或热处理设备（井式炉）的长度限制，以及考虑加工过程中搬运的方便，可将螺杆分成几段制造，

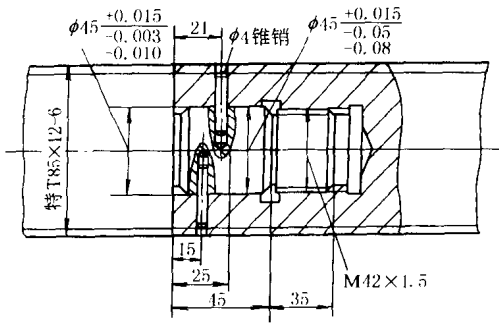


图 12-1-1 实心接长螺杆的接头部分^[9]

最后装配成接长螺杆。此外，加工较短的螺杆易于达到较高的精度，故为了获得高精度，也采用接长螺杆，这时要求接头处的配合部位达到较高的精度。图 12-1-1 为实心接长螺杆的接头部分。

螺母大多数为整体结构。但细长螺杆水平位置工作时，为了防止产生过大的弯曲变形而采用中间托架，中间托架与螺杆外圆接触弧的中心角 $\leq 180^\circ$ 时，使用半螺母可以通行无阻。

螺杆的支承方式主要有两种：一种用于短螺杆，它的两个方向的推力轴承都装在一端，另一端为自由无约束状态；另一种是两个方向的推力轴承装在一端，另一端为向心轴承，这种支承方式的工况较好，设计时应优先采用。

螺杆的径向支承多采用铜套、铸铁套、粉末冶金套，因为一般螺杆的速度较低，径向载荷不大且尺寸较小。

图 12-1-2 ~ 图 12-1-4 为各种传动螺旋的应用与结构实例。图 12-1-2 为千斤顶结构图，图 a 为旋转螺杆起重；图 b 为旋转螺母起重，螺杆不转动，这种结构可使底座高度降低，也可在套的下面放一推力滚动轴承（图 c），减少摩擦力，使操作省力。图 12-1-4 为双螺杆千斤顶，螺杆 6 和螺杆 7 的外螺纹方向相反，螺杆 6 只作上下移动，不能转动。当推动手柄时，双螺杆同时上升或下降，手柄转一周，重物起升两个螺距，上升速度快，因此这种起重器的底座较低。图中采用偏心爪推动棘轮转动，如要反向时，将爪扳转 180° 即可。

图 12-1-5 为两种新型的谐波螺旋传动，这种传动中螺母设计成柔性件，螺杆设计成刚性元件，兼有谐波齿轮传动及螺旋传动的特点，速比大，结构紧凑，且效率较高。

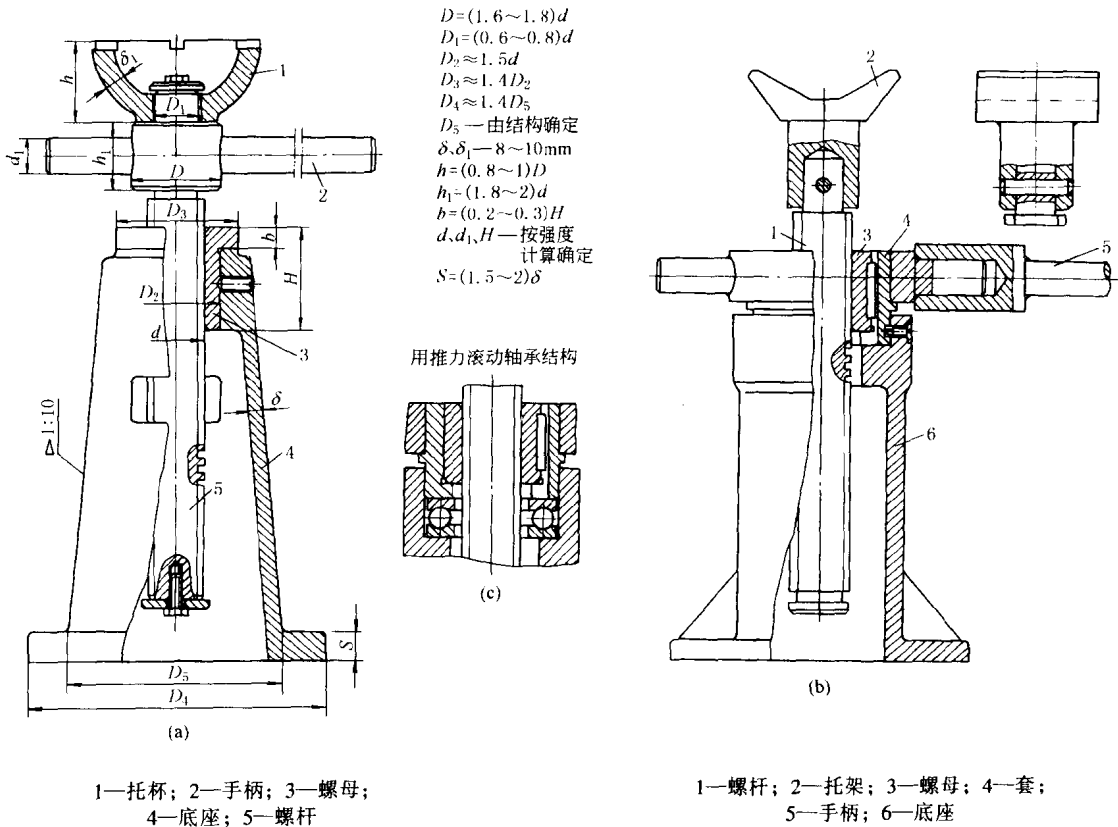


图 12-1-2 千斤顶结构^[12]

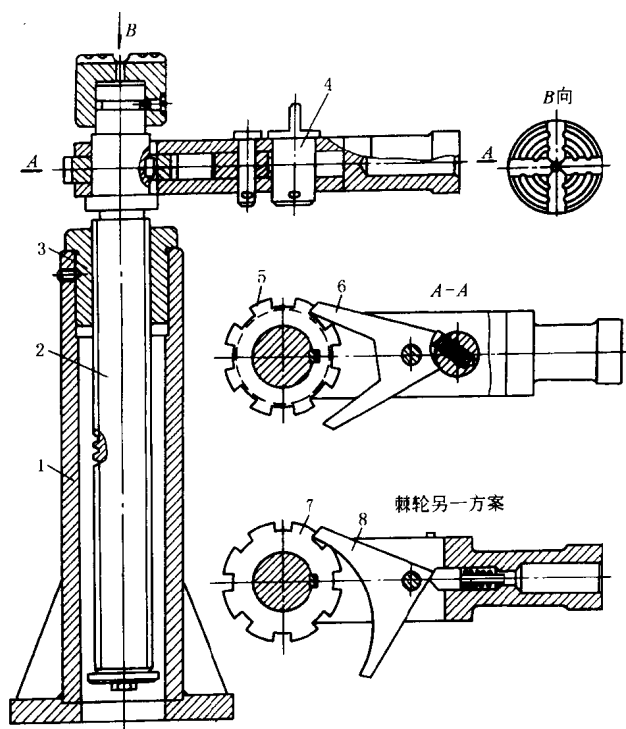


图 12-1-3 带棘轮的千斤顶^[12]

1—底座；2—螺杆；3—螺母；4—变向机构；5、7—棘轮；6、8—爪

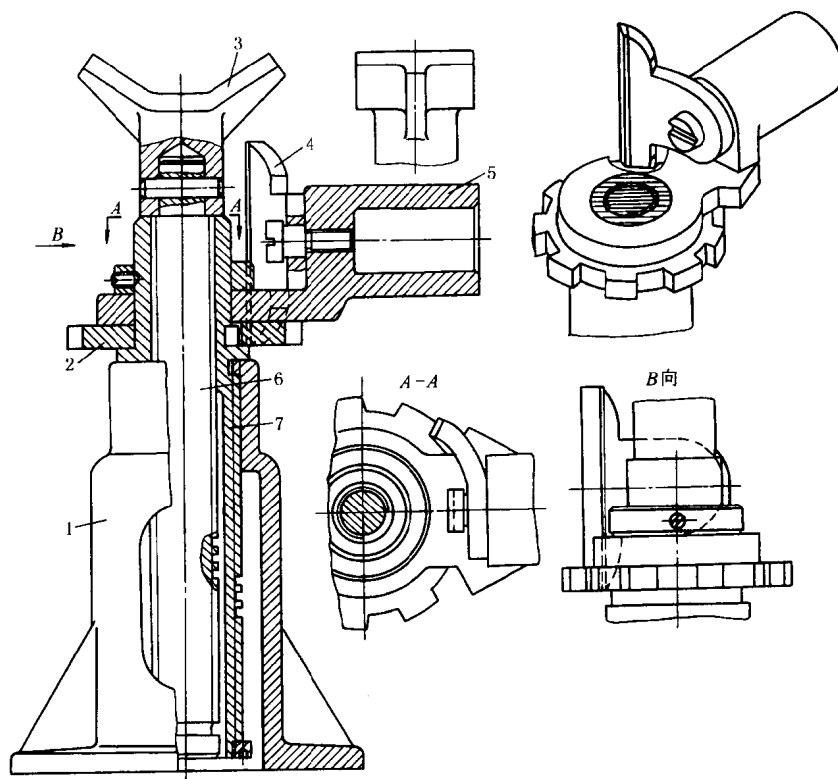
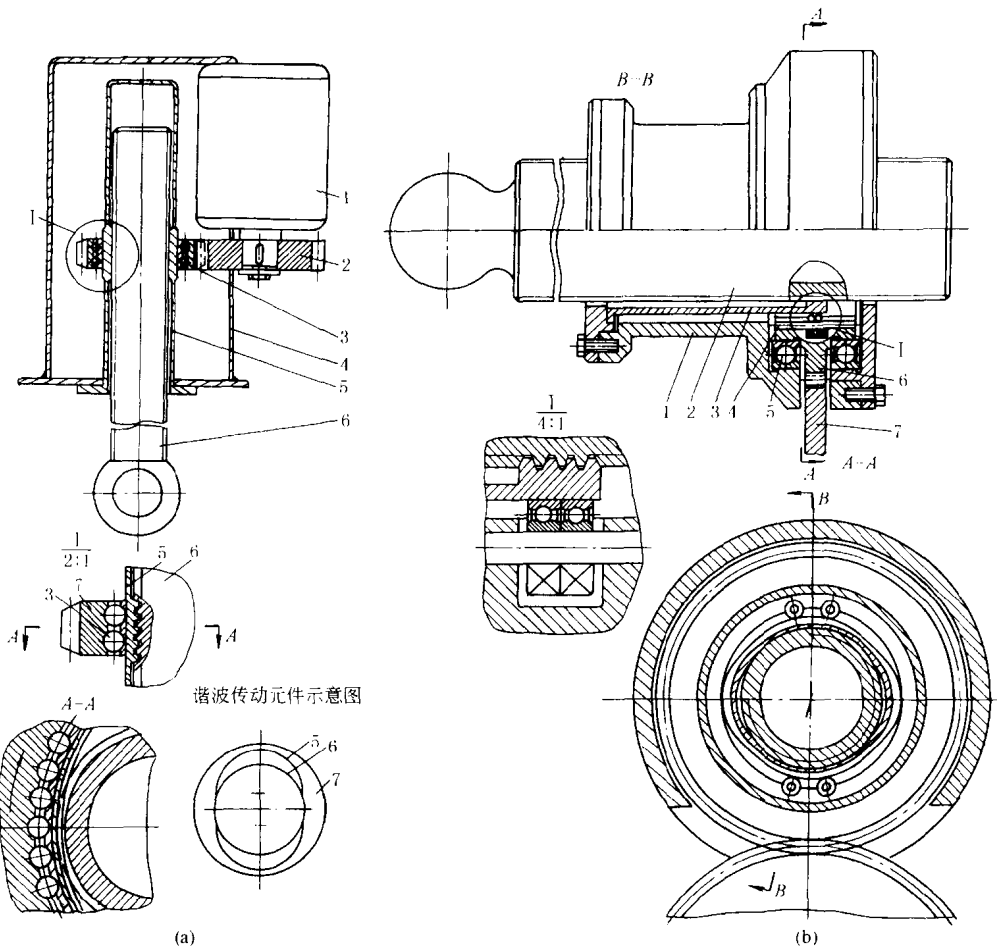


图 12-1-4 双螺杆千斤顶^[12]

1—底座；2—棘轮；3—托架；4—爪；5—手柄；6、7—螺杆



1—电动机；2—主动齿轮；3—柔性滚动轴承；4—箱体； 1—箱体；2—刚性件（螺杆）；3—柔性件（螺母）；
5—柔性件（螺母）；6—刚性件（螺杆）；7—从动齿轮 4—谐波发生器；5—滚动轴承；6、7—齿轮

图 12-1-5 谐波螺旋传动^[6]

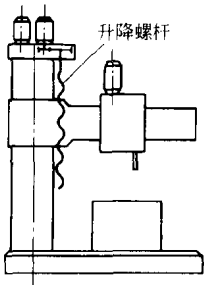


图 12-1-6

例 1 试验算图 12-1-6 所示的摇臂钻床升降螺杆。已知螺杆承受的最大载荷 $F = 30\text{kN}$ ，螺杆为单头梯形螺纹，大径 $d = 40\text{mm}$ ，中径 $d_2 = 37\text{mm}$ ，小径 $d_3 = 33\text{mm}$ ，螺距 $P = 6\text{mm}$ ，螺杆材料为 45 钢，螺母材料为铸造青铜 ZCuSn5Pb5Zn5 ，整体式，高度 $H = 90\text{mm}$ 。

解 (1) 螺杆的耐磨性验算

由表 12-1-4 中式 (3) 得工作压强
$$p = \frac{F}{\pi d_2 H_1 n}$$

式中 $H_1 = 0.5P = 0.5 \times 6 = 3\text{mm}$ ， $n = H/P = 90/6 = 15$ ，代入上式得

$$p = \frac{30 \times 1000}{3.14 \times 37 \times 3 \times 15} = 5.74\text{N/mm}^2$$

考虑螺杆的升降速度小于 $(0.1 \sim 0.2)\text{m/s}$ ，并且不是连续工作，由表 12-1-9 取 $p_p = 7\text{N/mm}^2$ ，可见

$p < p_p$ 。

(2) 螺纹的强度校核

根据螺母的材料查表 12-1-10，取 $\tau_p = 35\text{N/mm}^2$ ， $\sigma_p = 50\text{N/mm}^2$

螺纹的剪切强度由表 12-1-4 进行验算

$$\tau = \frac{F}{\pi D_4 b n}$$

式中 $b = 0.65P = 0.65 \times 6 = 3.9\text{mm}$, $D_4 = d + 2a_c \approx d = 40\text{mm}$

$$\tau = \frac{30 \times 1000}{3.14 \times 40 \times 3.9 \times 15} = 4.1\text{N/mm}^2$$

螺纹的弯曲应力由表 12-1-4 得

$$\sigma_b = \frac{3FH_1}{\pi D_4 b^2 n} = \frac{3 \times 30 \times 1000 \times 3}{3.14 \times 40 \times 3.9^2 \times 15} = 9.4\text{N/mm}^2$$

验算结果, $p < p_p$, $\tau < \tau_p$, $\sigma_b < \sigma_{bp}$, 螺纹强度足够。

由于螺杆承受拉伸载荷, 故不必进行稳定性计算。

例 2 设计一千斤顶, 最大起重量为 100kN, 最大起重高度为 200mm, 采用单头梯形螺纹, 螺旋应有自锁性。

解 (1) 选择材料和许用应力

螺杆材料选 45 钢, 调质处理, $\sigma_s = 360\text{N/mm}^2$, 由表 12-1-10 可得

$$\sigma_p = \frac{\sigma_s}{3 \sim 5} = 120 \sim 72\text{N/mm}^2, \text{手动可取 } \sigma_p = 100\text{N/mm}^2$$

螺母材料选 ZCuAl10Fe3。由表 12-1-10 可得

$$\sigma_{bp} = 40 \sim 60\text{N/mm}^2, \text{取 } 50\text{N/mm}^2; \tau_p = 30 \sim 40\text{N/mm}^2, \text{取 } 35\text{N/mm}^2$$

千斤顶螺旋系手动低速, 由表 12-1-9 查得

$$p_p = 18 \sim 25\text{N/mm}^2, \text{取 } 20\text{N/mm}^2$$

(2) 按耐磨性计算螺纹中径

由表 12-1-4 中公式 (1), 取 $\psi = 1.7$, $d_2 = 0.8 \sqrt{\frac{F}{\psi p_p}} = 0.8 \sqrt{\frac{100000}{1.7 \times 20}} = 43.4\text{mm}$

由 GB 5796.3—1986 (见第 2 卷) 可选 $d = 48$, $P = 8$, $d_2 = 44$, $D_4 = 49$, $d_3 = 39$, $D_1 = 40$ 的梯形螺纹, 中等精度, 螺旋副标记为 Tr48 × 8-7H/7e。

螺母高度 $H = \psi d_2 = 1.7 \times 44 = 74.8\text{mm}$, 取 $H = 75\text{mm}$

则螺纹圈数 $n = H/P = 75/8 = 9.38$ 圈

(3) 自锁性验算

由于系单头螺纹, 导程 $S = P = 8\text{mm}$, 故螺纹升角为

$$\lambda = \arctan \frac{S}{\pi d_2} = \arctan \frac{8}{\pi \times 44} = 3^\circ 18' 44''$$

由表 12-1-7 钢对青铜 $f = 0.08 \sim 0.10$, 取 0.09, 可得

$$\rho' = \arctan \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctan \frac{0.09}{\cos 15^\circ} = 5^\circ 19' 23.4''$$

$\lambda < \rho'$, 故自锁可靠。

(4) 螺杆强度验算

由表 12-1-3, 螺纹摩擦力矩 $M_{ij} = \frac{1}{2} d_2 F \tan(\lambda + \rho') = \frac{44}{2} \times 100000 \times \tan(3^\circ 18' 44'' + 5^\circ 19' 23'') = 334104\text{N} \cdot \text{mm}$, 代入表 12-1-4 之式 (4) 得

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{ij}}{0.2 d_3^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \times 100000}{\pi \times 39^2}\right)^2 + 3\left(\frac{334104}{0.2 \times 39^3}\right)^2} = 96.9\text{N/mm}^2 < \sigma_p$$

(5) 螺母螺纹强度验算

因螺母材料强度低于螺杆, 故只验算螺母螺纹强度即可。

由表 12-1-4 得, 牙根宽度 $b = 0.65P = 0.65 \times 8 = 5.2\text{mm}$, 基本牙型高 $H_1 = 0.5P = 0.5 \times 8 = 4\text{mm}$ 。代入表 12-1-4 中的式 (7) 及式 (8) 有

$$\tau = \frac{F}{\pi D_4 b n} = \frac{100000}{\pi \times 49 \times 5.2 \times 9.38} = 13.32\text{N/mm}^2 < \tau_p$$

$$\sigma_b = \frac{3FH_1}{\pi D_4 b^2 n} = \frac{3 \times 100000 \times 4}{\pi \times 49 \times 5.2^2 \times 9.38} = 30.7 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{bp}$$

(6) 螺杆的稳定性验算

由图 12-1-2a 得, 千斤顶螺杆上部安装手柄处的高 $h_1 = (1.8 \sim 2)d = (1.8 \sim 2) \times 48 = 86.4 \sim 96 \text{ mm}$, 取 90 mm , 螺杆最大工作长度 l 应为最大起重高加 h_1 , 故 $l = 200 + 90 = 290 \text{ mm}$ 。

由表 12-1-4, $\frac{\mu l}{i} = \frac{2 \times 290}{\frac{39}{4}} = 59.5$, 式中 $i = \frac{d_3}{4} = \frac{39}{4} = 9.75$ 。按一端固定一端自由从表 12-1-5 可得 $\mu = 2$ 。应按表 12-1-4 中式

(19) 计算临界载荷 F_c , 可得

$$F_c = \frac{340}{1 + 0.00013 \left(\frac{\mu l}{i} \right)^2} \times \frac{\pi d_3^2}{4} = \frac{340}{1 + 0.00013 \left(\frac{2 \times 290}{9.75} \right)^2} \times \frac{\pi \times 39^2}{4} = 278186 \text{ N}$$

$\frac{F_c}{F} = \frac{278186}{100000} = 2.78 > 2.5$, 故稳定性条件满足。

(7) 千斤顶效率计算

由表 12-1-4 中式 (16) 并视托杯与螺杆顶部为滑动推力轴承, 效率为 0.95 时,

$$\eta = 0.95 \times \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho')} = 0.95 \times \frac{\tan 3^\circ 18' 44''}{\tan(3^\circ 18' 44'' + 5^\circ 19' 23'')} = 36.2\%$$

因系手动千斤顶, 故螺杆的刚度及横向振动不予验算。

2 滚动螺旋传动

滚动螺旋传动的滚动体有球和滚子两大类。本节仅介绍应用最广泛的以球为滚动体的滚珠丝杠副。随着机电一体化技术的发展, 滚珠丝杠的使用范围越来越广, 目前我国有 10 余家专业工厂按照国家标准 GB/T 17587—1998 (1—术语和符号; 2—公称直径和公称导程; 3—验收条件和验收检验)、专业标准 JB/T 3162.4—1993 (滚珠丝杠副 丝杠轴端型式尺寸) 及 JB/T 9893—1999 (滚珠丝杠副 滚珠螺母 安装连接尺寸) 来组织生产。用户不必自行设计制造它, 可以根据使用工况选择某种结构类型的滚珠丝杠, 再根据载荷、转速等条件按本节介绍的计算方法选定合适的尺寸型号向表 12-1-11 中的厂家订货。

表 12-1-11

国内主要滚珠丝杠副厂商简介

厂商名称、地址及商标	内循环系列	外循环埋入式系列	外循环凸出式系列	外循环埋入式大导程系列	外循环埋出式大导程系列	外循环埋入式微型系列	内循环微型系列
南京工艺装备制造厂, 南京市莫愁路 329 号 (邮编 210004) 电话 025—6613151 传真 025—6513814 商标 A ZI	FF、FF _b (浮动、法兰), $d_0 = 12 \sim 100$; FFZD、 FF _b Z _b D (浮动、法兰、垫片预紧), $d_0 = 12 \sim 100$; FFB、FF _b B (浮动、法兰、变导预紧), $d_0 = 20 \sim 50$	CMF、CMF _b (插管、法兰), $d_0 = 10.3 \sim 100$; CMFZD、 CMF _b Z _b D (插管、法兰、直筒、垫片预紧), $d_0 = 20 \sim 100$; CMFB、CMF _b B (插管、法兰、变导预紧), $d_0 = 20 \sim 100$		DGF (多线、大导程、法兰、无预紧), DGZ (多线、大导程、直筒无预紧), $d_0(P_h)$: 20 (20); 25 (25); 32 (32); 40 (40) 4 头 0.8 圈 或 1.8 圈	LR-CF (插管、法兰、防尘、大导程), $d_0(P_h)$: 20 (16, 20); 25 (20, 25); 32 (25, 32); 40 (32, 40)		

续表

厂商名称、地址及商标	内循环系列	外循环埋入式系列	外循环凸出式系列	外循环埋入式大导程系列	外循环埋出式大导程系列	外循环埋入式微型系列	内循环微型系列
汉江机床有限公司, 陕西省汉中市(邮编 723003) 电话 0916—2296707 传真 0916—2295818 商标 HJG-S	腰形反向器 FN(法兰、无预紧)、FN(Z)(法兰, 变导预紧)、FYND(法兰、直筒、垫片预紧)、FFND(双法兰、垫片预紧), $d_0 = 20 \sim 100$	FC ₂ (插管、无预紧)、FC ₂ B(插管、变导预紧)、FYC ₂ D(插管、法兰、直筒、垫片预紧) FFC ₂ D(插管、双法兰、垫片预紧), $d_0 = 20 \sim 100$	FC ₁ (插管、无预紧)、FC ₁ B(插管、变导预紧)、FYC ₁ D(插管、法兰、直筒、垫片预紧)、FFC ₁ D(插管、双法兰、垫片预紧), $d_0 = 20 \sim 100$			VFC(法兰、无预紧)、VFC(Z)(法兰、变导预紧)、VFYCD(法兰、直筒、垫片预紧), $d_0 (P_h): 8(2); 10(2, 2.5) 12(2, 2.5, 3); 14(2, 2.5, 3); 16(2, 3, 4)$	VFN(法兰)、VFN(Z)(法兰、变导预紧)、VFYND(法兰、直筒、垫片预紧)、均有 $d_0 (P_h): 8(2); 10(2, 2.5), 12(2, 2.5, 3); 14(2, 2.5, 3); 16(2, 2.5, 3)$
山东济宁丝杠厂, 山东济宁市中区古槐北路(邮编 272037) 电话 0537—2212368 传真 0537—2232748 商标 JS	FD(浮动、双螺母、垫片预紧), $d_0 = 20 \sim 100$; Fch(浮动、双螺母、齿差预紧), $d_0 = 25 \sim 100$; G(固定、单螺母、无预紧)及 GD(固定、垫片预紧), $d_0 = 20 \sim 100$	CDM(双螺母、垫片预紧), $d_0 = 20 \sim 100$	CBT(单螺母、变导预紧) $d_0 = 16 \sim 63$				
北京机床研究所密云工厂, 北京密云(邮编 101512) 电话 010—69012322—2472 传真 010—69011219 商标 JCS	NFZ(浮动、增大钢球预紧), $d_0 = 16 \sim 80$; NFD(浮动、垫片预紧), $d_0 = 20 \sim 80$	CBM(插管、变导预紧), $d_0 = 20 \sim 63$; CDM(插管、垫片预紧) $d_0 = 20 \sim 80$	CBT(插管、变导预紧) $d_0 = 20 \sim 63$	DCM(插管、大导程), $d_0 (P_h): 20(10, 20); 25(20, 25); 32(20, 25, 32); 40(20, 25, 32, 40); 50(25, 32, 50)$	DCT(插管、大导程), $d_0 (P_h): 20(10, 20); 25(20, 25); 32(20, 25, 32); 40(20, 25, 32, 40); 50(25, 32, 40, 50)$	WCM(插管、微型), $d_0 (P_h): 8(2); 10(2, 3, 4, 5, 10); 12(2, 3, 4, 5, 10, 16); 20(2)$	

2.1 滚珠丝杠副的组成 (GB/T 17587.1—1998)

滚珠丝杠副是丝杠和螺母间以钢球(滚珠)为滚动体的螺旋传动副, 它可以将旋转运动变为直线运动, 或相反。其组成和主要尺寸见图 12-1-7。

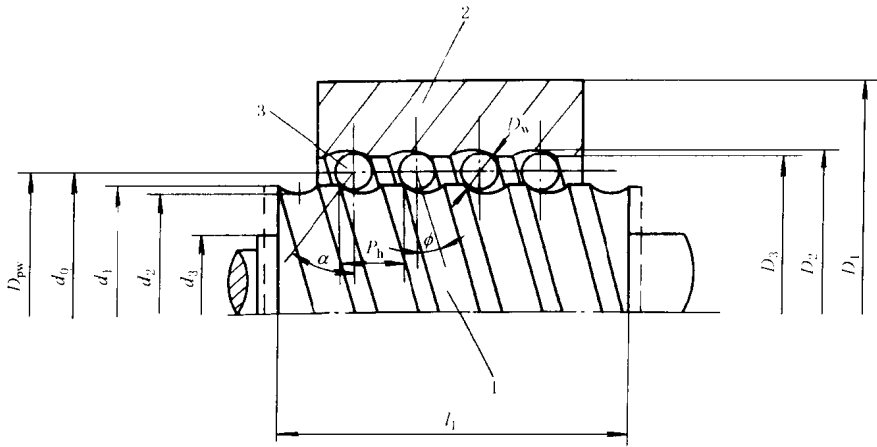


图 12-1-7 滚珠丝杠副的组成和主要尺寸

1—滚珠丝杠；2—滚珠螺母体；3—滚珠

d_0 —公称直径； d_1 —滚珠丝杠螺纹外径； d_2 —滚珠丝杠螺纹底径； d_3 —轴颈直径； D_1 —滚珠螺母体外径； D_2 —滚珠螺母体螺纹底径； D_3 —滚珠螺母体螺纹内径； D_{pw} —节圆直径； D_w —滚珠直径； l_1 —螺纹全长； α —公称接触角； P_h —导程； ϕ —导程角

主要部分 (图 12-1-7)		辅助部分
1—滚珠丝杠	螺纹部分、支承轴颈	其他部分
2—滚珠螺母	滚珠螺母体、滚珠循环装置	密封件、润滑剂、预紧元件、其他
3—滚珠	负载滚珠	间隔滚珠

主要代号及参数意义如下 (有些代号图 12-1-7 中未表示)：

d_0 ——公称直径，用于标识的尺寸值 (无公差)；

D_{pw} ——节圆直径，滚珠与滚珠螺母体及滚珠丝杠位于理论接触点时滚珠球心包络的圆柱直径 (通常 $D_{pw} = d_0$ ，但也有例外)；

f_r ——适应度，滚珠丝杠的滚道半径 r_s 或滚珠螺母体的滚道半径 r_n 与滚珠直径 D_w 的比值 (见表 12-1-12 图)， $f_r = r_s/D_w$ 或 $f_m = r_n/D_w$ ；

α ——公称接触角，滚道与滚珠间所传递的载荷矢量与滚珠轴线的垂直面之间的夹角，理想接触角 $\alpha = 45^\circ$ ；

S_a ——轴向间隙，在滚珠丝杠与滚珠螺母体之间没有相对转动时，两者之间总的相对轴向位移量；

S_r ——径向间隙，滚珠丝杠与滚珠螺母体之间总的相对径向位移量；

l ——行程，转动滚珠丝杠或滚珠螺母时，滚珠丝杠或滚珠螺母的轴向位移；

P_h ——导程，滚珠螺母相对滚珠丝杠旋转 2π 弧度时的行程；

P_{h0} ——公称导程，通常用作尺寸标识的导程值 (无公差)；

P_{hs} ——目标导程，根据实际使用需要提出的具有方向目标要求的导程，一般这个导程值比公称导程稍小一点，用以补偿丝杠在工作时由于温度上升和载荷引起的伸长量；

l_0 ——公称行程，公称导程与旋转圈数的乘积；

l_s ——目标行程，目标导程与旋转圈数的乘积，有时目标行程可由公称行程和行程补偿值表示；

l_a ——实际行程，在给定旋转圈数的情况下，滚珠螺母相对于滚珠丝杠的实际轴向位移量；

l_u ——有效行程，有指定精度要求的行程部分 (即行程加上滚珠螺母体的长度)；

l_e ——余程，没有指定精度要求的行程部分。

滚道法向截形，在节圆柱面上，导程为公称导程且通过滚珠中心的螺旋线的法平面与滚道表面的交线。常用的滚道法面截形有两种，双圆弧形和单圆弧形 (见表 12-1-12)；

负载滚珠，承受载荷的滚珠；