

第 34 篇 摩擦轮及螺旋传动

主 编 王起龙

编写人 王起龙

王承丰

审稿人 蔡春源

第 1 章 摩擦轮传动

摩擦轮传动是两个相互压紧的滚轮,通过接触面间的摩擦力传递运动和动力的。由于其结构简单、制造容易、运转平稳、噪声低,过载可以打滑(可防止设备中重要零部件的损坏),以及能连续平滑地调节其传动比,因而有着较大的应用范围,成为无级变速传动的主要元件。但由于在运转中有滑动(弹性滑动、几何滑动与打滑),影响从动轮的旋转精度,传动效率较低,结构尺寸较大,作用在轴和轴承上的载荷大,多用于中小功率传动。

根据润滑情况不同,传动可分为两种:其一是工作表面无润滑,其中一轮是组合的,即其轮毂是金属的,在轮毂上或轮缘表面固定有非金属材料(如皮革、橡胶、木材、混合织物等),虽有较高的摩擦系数,但允许的接触应力低,传递的功率较小。另一种是两滚轮均为经过硬化处理的金属轮,工作在压力粘度指数很高的润滑剂中,接触区在高压下产生抗剪强度很高的润滑油膜,使其处于弹性流体润滑状态,从而产生了很大的牵引力,提高了传动装置的承载能力,后者又称为牵引传动。

金属滚轮有圆柱轮、圆锥轮、圆盘、圆环、圆球或弧锥轮等。其轮缘可以是光滑的或有槽形的。

本章主要讨论定传动比摩擦轮传动,这种传动滚轮的工作表面大多是在无润滑的情况下工作。

定传动比摩擦轮传动有圆柱平摩擦轮传动,圆柱槽形摩擦轮传动和圆锥摩擦轮传动等,分别用于平行轴和交叉轴间传动(参见表 34.1-1 传动简图)。

1 定传动比摩擦轮传动的设计

1.1 主要失效形式

1) 过载、压紧力的改变和摩擦系数减小,导致打滑,使轮面产生局部磨损与烧伤。

2) 高的交变接触应力导致工作表面疲劳点蚀和表面压溃。

3) 高压紧力作用下高速运转,导致摩擦表面瞬时温度升高,轮面产生胶合。

当两轮面均为金属时,通常都是按表面疲劳强度

进行计算;其中有一个轮面为非金属材料时,目前多是按单位接触长度上的压力进行条件性计算。

1.2 设计计算

定传动比摩擦轮传动的设计计算见表 34.1-1。

2 摩擦轮的材料、润滑剂

制造摩擦轮的材料应该是:弹性模量大,摩擦系数高,接触疲劳强度和耐磨性好,吸湿小(对非金属材料),价廉并易于加工。

要求结构紧凑,传动效率高时,两轮都选用淬火钢轮面,如 GCr15、GCr15SiMn、GCr9SiMn 或 20CrMnTi、18CrNiW 等,经表面硬化处理后达 (62 ± 1) HRC。轮面应有较高的加工精度和低的表面粗糙度。为了提高其工作寿命,保证传递最大的功率,应在油中工作,并使其接触区形成弹性流体动压润滑油膜。

对于摩擦轮尺寸较大,转速较低的开式传动以及结构复杂的摩擦轮常采用铸铁与铸铁(或钢)相配的轮面。为提高轮面硬度可采用冷铸或进行表面硬化处理。

要求较高的摩擦系数和低噪声时,可采用铸铁(或钢)与皮革、布质酚醛层压板、压制石棉纤维、弹胶体等材料覆盖的轮面,但其接触强度低。

各种摩擦轮材料的摩擦系数、许用接触应力和单位接触长度的许用线压力见表 34.1-2。

对于无润滑的摩擦副,滑动面上不允许有润滑剂,否则会使摩擦系数急剧下降,甚至导致轮面(如弹胶体)的损坏。

对于需润滑的摩擦副,润滑剂则是一个重要的结构因素。它关系到传动的润滑、效率、摩擦系数的变化等,从而影响传动的工作状态和承载能力。为了使摩擦副产生一定的油膜厚度、有高的油膜牵引力,应选用性能优良的牵引油。牵引油是为了获得高的牵引系数为摩擦轮传动和部分无级变速器研制的,有石蜡基矿物油、环烷基矿物油和专用合成油等,以多环环烷基牵引油较好。市场已有商品牵引油供应,表 34.1-3 供选用参考。

表 34.1-1 定传动比摩擦轮传动的设计与计算

种 类	圆柱摩擦轮传动	槽形摩擦轮传动	端面摩擦轮传动	圆锥摩擦轮传动
传 动 简 图				
传动比	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}$	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}$	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}$	当 $\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$ 时 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{2m}}{d_{1m}(1-\epsilon)} = \frac{\tan \varphi_2}{(1-\epsilon)}$ 当 $\varphi_1 + \varphi_2 \neq 90^\circ$ 时 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \varphi_2}{(1-\epsilon) \sin \varphi_1}$
压紧力	$Q = \frac{KF}{\mu} = \frac{2 \times 10^3 KT_1}{\mu d_1},$ $T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$	$Q = \frac{10^3 KT_1}{\mu d_1}$ $T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$	$Q = \frac{2 \times 10^3 KT_1}{\mu d_1}$ $T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$	$Q = \frac{2 \times 10^3 KT_1}{\mu d_{1m}}$ $T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$
作用在轴上的力	总压力 $R_1 = R_2 = \sqrt{F^2 + Q^2} = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_1} \sqrt{1 + \left(\frac{K}{\mu}\right)^2}$	$R_1 = R_2 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_1} \sqrt{1 + \left(\frac{K \sin \beta}{\mu}\right)^2}$	$R_1 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_1} \sqrt{1 + \left(\frac{K}{\mu}\right)^2}$ $R_2 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_1} \sqrt{1 + \left(\frac{K}{\mu}\right)^2}$	$R_1 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_{1m}} \sqrt{1 + \left(\frac{K \cos \varphi_1}{\mu}\right)^2}$ $R_2 = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_{2m}} \sqrt{1 + \left(\frac{K \cos \varphi_2}{\mu}\right)^2}$
	径向力、轴向力 $Q_r = Q$ $Q_a = 0$	$Q_r = \frac{2 \times 10^3 KT_1}{\mu d_1} (\sin \beta + \mu \cos \beta)$ $Q_a = 0$	$Q_{r1} = Q$ $Q_{a1} = 0, Q_{a2} = Q$	$Q_{r1} = Q_{a2}, Q_{r2} = Q_{a1}$ $Q_{a1} = Q \sin \varphi_1, Q_{a2} = Q \sin \varphi_2$

(续)

种类	端面摩擦轮传动	圆锥摩擦轮传动	端面摩擦轮传动	圆锥摩擦轮传动
强度计算	$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K P_1}{E_c \mu \psi_0 n_1} \left(\frac{1300}{(\sigma)_H} \right)^2}$ $\frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ $\psi_0 = \frac{b}{a}, \text{ 常取 } \psi_0 = 0.2 \sim 0.4, \text{ 轴系刚性好的取大值}$	$\text{当 } h = 0.04d_1 = \frac{0.08a}{i \pm 1}, \beta = 15^\circ \text{ 时}$ $a = (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K P_1 (i \pm 1)}{E_c \mu z \cdot i n_1} \left(\frac{1620}{(\sigma)_H} \right)^2}$ $z - \text{沟槽数}, z = 5 \sim 8$ $\text{当 } \beta \neq 15^\circ \text{ 时 } 1620 \text{ 应乘 } \sqrt{\frac{\sin 2\beta}{0.5}}$	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{K P_1}{E_c \mu \psi_0 n_1} \left(\frac{2580}{(\sigma)_H} \right)^2}$ $\psi_0 = \frac{b}{d_1}, \text{ 常取 } \psi_0 = 0.2 \sim 1.0$	$\text{当 } \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ \text{ 时}$ $L = \sqrt[3]{\frac{K P_1}{E_c \mu \psi_0 i n_1} \left(\frac{1300}{(1 - 0.5\psi_0)(\sigma)_H} \right)^2}$ $\psi_0 = \frac{b}{L}, \text{ 常数 } \psi_0 = 0.2 \sim 0.3$
力①	$a = 3100 \sqrt{\frac{K P_1 (i \pm 1)}{\mu \psi_0 n_1 (q)}}$	$a = 7600(i \pm 1) \sqrt{\frac{K P_1}{\mu z n_1 (q)}}$	$d_1 = 4370 \sqrt{\frac{K P_1}{\mu \psi_0 n_1 (q)}}$	$\text{当 } \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ \text{ 时}$ $L = 3100 \sqrt{\frac{K P_1}{\mu \psi_0 n_1 (1 - 0.5\psi_0)(q)}}$
几何计算	$d_1 = \frac{2a}{i \pm 1} \geq (4 \sim 5)d_0; d_0 - \text{轴径}$ $d_2 = id_1(1 - \epsilon)$ $b = \psi_0 a$	$d_1 = \frac{2a}{i \pm 1}; d_2 = id_1(1 - \epsilon)$ $b = 2z(h \tan \beta + \delta)$ $\delta = 3\text{mm (钢)}, 5\text{mm (铸铁)}$ $h = 0.04d_1$ $d_c = d + h; d_i = d - h - (1 \sim 2)$	$d_2 = id_1(1 - \epsilon)$ $b = \psi_0 d_1$ $D_s = d_2 + (0.8 \sim 1)b$	$d_1 = 2L \sin \varphi_1$ $d_2 = id_1(1 - \epsilon) \text{ 或 } d_2 = 2L \sin \varphi_2$ $b = \psi_0 L$
特点和设计事项	1 结构简单,制造容易 2 压紧力大,宜用于小功率传动 3 为减小压紧力,可将轮面之一用非金属材料作覆面 4 大功率传动时,摩擦轮常采用淬火钢(如GCr15, HRC > 60),并采用自动压紧卸载环 5 为降低二轴的平行度要求,可将轮面之一制成鼓形,轴系刚性差时亦应如此 6 用于回转头驱动装置、仪表调零装置等	1 压紧力较圆柱摩擦轮传动小,当 $\beta = 15^\circ$ 时,约为其 0.3 2 几何滑动较大,易发热与磨损,故应限制沟槽高度 $h = (0.04 \sim 0.06)d_1 < (5 \sim 15)\text{mm}$ 3 加工和安装要求较高 4 传动比随载荷和压紧力的变化在一定范围内变动 5 用于绞车驱动装置等	1 结构简单,容易制造 2 压紧力大,几何滑动大,易发热和磨损 3 将小轮制成鼓形,可减少几何滑动,降低安装精度 4 轴向往移小轮,可实现正反无级变速,但应避免在 $d_2 \approx 0$ 附近运转 5 要注意大轮的刚度,并控制二轴线的垂直度 6 用于摩擦压力机等	1 结构简单,容易制造 2 设计与安装时,应保证轴线的相对位置正确,锥顶重合;否则几何滑动大,磨损严重 3 由于 $\varphi_1 < \varphi_2$, 故 $Q_{a1} < Q_{a2}$, 应在小轮处施加压紧力 4 常用大功率摩擦压力机

E_1, E_2 —主、从动轮材料的弹性模量(MPa)

ψ_0, ψ_0, ψ_0 —宽度系数

$(\sigma)_H$ —许用接触应力(MPa), (见表 34.1-2)

(q) —许用线压力(N/mm), (见表 34.1-2)

$i \pm 1$ —“+”用于外接触,“-”用于内接触

其他物理量单位:力—N

长度—mm。

备注: n_1, n_2 —主、从动轴转速(r/min)

ϵ —滑动率(%)

T_1 —主动轴转矩(N·m)

P_1 —传递功率(kW)

K —可靠性系数

μ —摩擦系数, 见表 34.1-2

E_c —当量弹性模量(MPa)

①用于非金属材料或其覆面的摩擦轮传动。

表 34.1-2 摩擦轮材料的摩擦系数 μ 、许用接触应力 $[\sigma]_H$ 和单位接触长度的许用线压力 $[q]$

摩擦轮轮面材料	工作条件	μ	$[\sigma]_H/\text{MPa}$	$[q]/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
淬火钢—淬火钢	良好润滑	0.04~0.05	25~30 HRC	150~200
铸铁—铸铁		0.05~0.06	1.5~1.8 HBS	105~135
钢—钢	无润滑	0.15~0.20	1.2~1.5 HBS	100~150
铸铁—钢 (铸铁)		0.10~0.15	1.5 σ_{Bb}	100~135
布质酚醛层压板—钢 (铸铁)		0.20~0.25	50~100	40~80
皮革—铸铁		0.20~0.35	12~15	15~25
纤维制品—钢 (铸铁)		0.20~0.25	—	35~40
木材—铸铁		0.30~0.50	—	2.5~5
橡胶 (弹胶体)—钢 (铸铁)		0.45~0.60	—	10~30
石棉基材料—钢 (铸铁)		0.30~0.40	—	—

表 34.1-3 牵引油及其牵引系数 μ

名 称	牵引系数 μ
多元醇酯 Mil—L 23699	0.035
双酯 Mil—L 7808	0.040
硅醇酯、聚乙二醇	0.045
石蜡基矿物油	0.050
芳香族变速器油	0.055
磷酸酯	0.060
环烷基矿物油 Mobil 62	0.058~0.065
硅油、氯苯基硅油	0.075~0.078
合成环己基油	0.084~0.095
Santotrac 30	0.084
Santotrac 40、50、70	0.095
S—20、30、80	0.118 (试验值)
聚异丁烯油	0.043~0.052
氢化环烷系矿物油	0.042
Ub—1、2、3、4 (无级变速器油)	0.184~0.109

注：牵引系数 μ 仅供选用参考，设计计算时应根据选用商品牵引油提供的性能及牵引系数。

3 加压装置

加压装置是影响摩擦轮传动的承载能力和传动性

能的关键部件，它应保证摩擦轮的相互压紧，产生足够的摩擦力以传递其动力和运动。

加压装置设计的基本原理是由其产生的轴向压紧力与摩擦副接触区传递动力所需的压紧力相平衡。

加压装置根据其产生的压紧力是否随载荷的变化分为两大类：

1) 恒压加压装置 其压紧力由弹簧、重力或液压等产生；压紧力的大小决定于传递的最大转矩，不因载荷的变化而改变。其结构简单、便于布置，能够防止过载。但传动元件经常处于很大的压紧力作用下，传动效率较低，寿命较短。它的加压特性一般不符合恒功率传动的需要，应用范围较窄。

这类加压装置，对恒功率传动通常装在主动轴上，对恒转矩变速传动则安装在从动轴上。

2) 自动加压装置 压紧力是通过楔面的周向错动、弹性环自动楔紧和液压自动加压等方式产生；压紧力的大小随传递转矩成正比变化。可减小滑动，提高传动效率和寿命，便于实现恒功率传动。但不能限制过载，并需设置过载保护装置。为了能迅速安全起动，需要装一刚度适当的弹簧，保持一经常的预紧力。

这类加压装置应安装在传动转矩大的轴上。

加压装置的结构及其设计参见参考文献。

第2章 螺旋传动

螺旋传动是通过螺杆和螺母的旋合传递运动和动力。它主要是将旋转运动变成直线运动,以较小的转矩得到很大的推力,或者用以调整零件的相互位置。当螺旋不自锁时,也可以将直线运动变成旋转运动。

1 螺旋传动的种类

根据螺纹副摩擦性质不同,可分为滑动螺旋传动、滚动螺旋传动和静压螺旋传动,各类螺旋传动的特点

和应用见表 34.2-1。根据其工作性质的不同,可分为以传递动力为主的传力螺旋(如螺旋压力机、千斤顶螺旋),以传递运动为主,并要求有较高传动精度的传动螺旋(如金属切削机床的进给螺旋)和调整零件相互位置的调整螺旋(如冲压机的调整螺旋、轧钢机轧、辊的压下螺旋)。传动螺旋和调整螺旋在许多情况下也承受较大的轴向载荷。

表 34.2-1 各类螺旋传动的特点和应用

种类	滑动螺旋传动	滚动螺旋传动	静压螺旋传动
特点	1 摩擦阻力大,传动效率低(通常为 30%~60%) 2 结构简单,加工方便 3 易于自锁 4 运转平稳,但低速或微调时可能出现爬行 5 螺纹有侧向间隙,反向时有空行程,定位精度和轴向刚度较差(采用消隙机构可提高定位精度) 6 磨损快	1 摩擦阻力小,传动效率高(一般在 90%以上) 2 结构复杂,制造较难 3 具有传动可逆性(可以把旋转运动变成直线运动,又可以把直线运动变成旋转运动),为了避免螺旋副受载后逆转,应设置防逆转机构 4 运转平稳,启动时无颤动,低速时不爬行 5 螺母和螺杆经调整预紧,可得到很高的定位精度(5μm/300mm)和重复定位精度(1~2μm),并可以提高轴向刚度 6 工作寿命长,不易发生故障 7 抗冲击性能较差	1 摩擦阻力极小,传动效率高(可达 99%) 2 螺母结构复杂 3 具有传动可逆性,必要时应设置防逆转机构 4 工作平稳,无爬行现象 5 反向时无空行程,定位精度高,并有很高的轴向刚度 6 磨损小、寿命长 7 需要一套压力稳定、温度恒定、过滤要求较高的供油系统
应用举例	金属切削机床的进给、分度机构的传动螺旋,摩擦压力机、千斤顶的传力螺旋	金属切削机床(特别是加工中心、数控机床、精密机床)、测试机械、仪器的传动螺旋和调整螺旋,升降、起重机构和汽车、拖拉机转向机构的传力螺旋,飞机、导弹、船舶、铁路等自控系统的传动螺旋和传力螺旋	精密机床的进给、分度机构的传动螺旋

2 滑动螺旋传动

2.1 滑动螺旋副的螺纹

滑动螺旋副常采用梯形螺纹、锯齿形螺纹或矩形螺纹等,各种螺纹的特点和应用见表 34.2-2。

2.2 螺旋副的设计

滑动螺旋副的失效主要是螺纹磨损,因此螺杆的直径和螺母高度通常是根据耐磨性计算确定的。传力螺旋应校核螺杆危险截面的强度;青铜或铸铁螺母以

及承受重载的调整螺旋应校核螺纹牙的剪切和弯曲强度。要求自锁的螺杆应校核其自锁性。精密的传动螺旋应校核螺杆的刚度(有时就是根据刚度确定其直径)。当螺杆受压力,其长径比又很大时,容易产生侧向弯曲,应校核其稳定性,其直径也可以按稳定性要求确定。转速高的长螺杆,可能产生横向振动,还应校核其临界转速。

调整螺旋和部分传力螺旋要求自锁时,应采用单线螺纹;为了提高传动效率以及要求较高的直线运动速度,可采用多线螺纹,以得到较大的螺纹升角和导程。

滑动螺旋副的设计计算见表 34.2-3。

表 34.2-2 螺旋副的螺纹种类、特点和应用

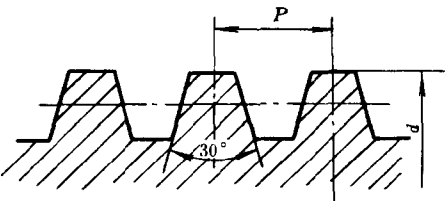
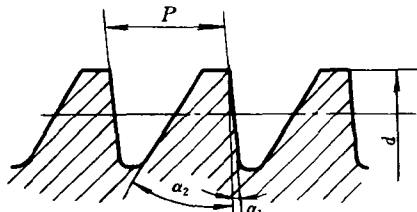
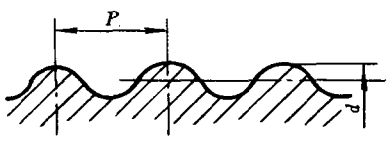
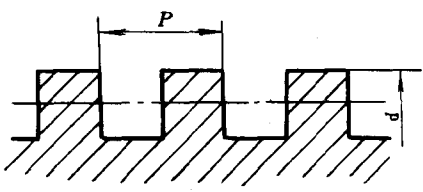
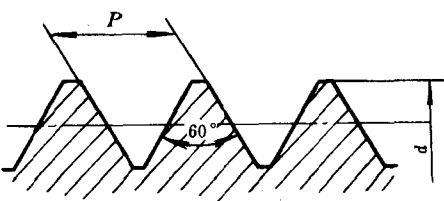
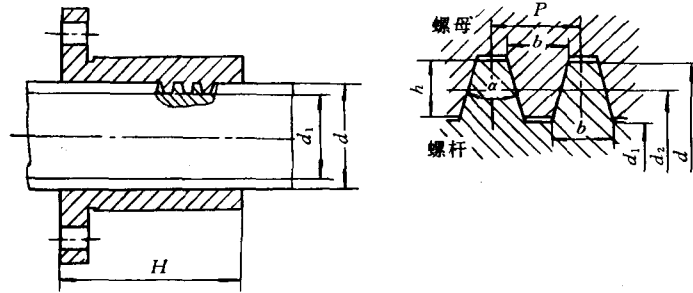
种类	牙 型 图	特 点	应 用
梯形螺纹	 GB5796.1—1986	牙形角 $\alpha=30^\circ$ ，螺纹副的大径和小径处有相等的径向间隙。牙根强度高，螺纹的工艺性好（可以用高生产率的方法制造）；内外螺纹以锥面贴合，对中性好，不易松动；采用剖分式螺母，可以调整和消除间隙；但其效率较低	用于传力螺旋和传动螺旋如金属切削机床的丝杆、载重螺旋式起重机、锻压机的传力螺旋
锯齿形螺纹	 GB/T13576.1—1992 3°/30° JB2076 0°/45°	有两种牙形，一种是工作面牙形斜角 $\alpha_1=3^\circ$ （便于加工）非工作面牙形斜角 $\alpha_2=30^\circ$ ，已制订 GB/T13576—1992 的 3°/30°锯齿形螺纹；另一种是 $\alpha_1=0^\circ$ ， $\alpha_2=45^\circ$ 的 0°/45°金属锯齿形螺纹，只有行业标准。其外螺纹的牙根处有相当大的圆角，减小了应力集中，提高了动载强度；大径处无间隙，便于对中；和梯形螺纹一样都具有螺纹的强度高、工艺性好的特点，但有更高的效率	用于单向受力的传力螺旋，如初轧机的压下螺旋、大型起重机的螺旋千斤顶、水压机的传力螺旋、火炮的炮栓机构
圆螺纹		螺纹强度高，应力集中小；和其它螺纹比，对污物和腐蚀的敏感性小、但效率低	用于受冲击和变载荷的传力螺旋
矩形螺纹		牙型为正方形，牙形角 $\alpha=0^\circ$ 。传动效率高，但精确制造困难（为便于加工，可制成 10° 牙形角）；螺纹强度比梯形螺纹、锯齿形螺纹低，对中精度低，螺纹副磨损后的间隙难以补偿与修复	用于传力螺旋和传动螺旋，如一般起重螺旋
三角形螺纹		牙形角 $\alpha=30^\circ$ 的特殊螺纹或公制普通螺纹。自锁性好、效率低	用于小螺距的高强度调整螺旋如仪表机构

表 34.2-3 滑动螺旋副的设计计算

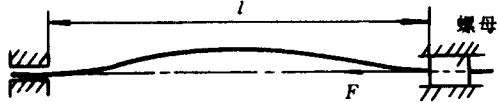
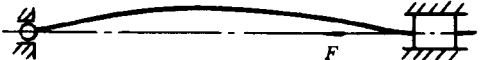
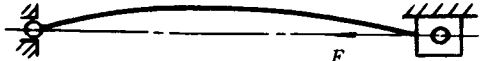
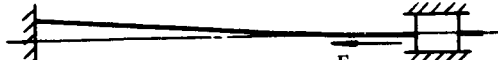


计算项目		符号	单位	计算公式和参数选定	备 注
耐 磨 性	螺杆中径	d_2	mm	$d_2 = \zeta \sqrt{\frac{F}{\varphi [\rho]}}$ 梯形螺纹、矩形螺纹 $\zeta = 0.8$ 3°/30°锯齿形螺纹 $\zeta = 0.65$	F —轴向载荷 (N) $[\rho]$ —许用压强 (MPa), 见表 34.2-9, 按算出的 d_2 由标准中选取相应的公称直径 d 和螺距 P
	螺母高度	H	mm	$H = \varphi d_2$ 设计时, φ 值可根据螺母的形式选定 整体式螺母取 $\varphi = 1.2 \sim 2.5$ 剖分式螺母取 $\varphi = 2.5 \sim 3.5$	
	旋合圈数	z		$z = \frac{H}{P} \leq 10 \sim 12$	
	螺纹的工作高度	h	mm	梯形螺纹和矩形螺纹 $h = 0.5P$ 3°/30°锯齿形螺纹 $h = 0.75P$	
	工作压强	p	MPa	$p = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\rho]$	用于校核
验 算 自 锁	螺纹升角	ψ	°	$\psi = \arctan \frac{L}{\pi d_2} \leq \rho'$ $\rho' = \arctan \frac{\mu_s}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ 通常可使 $\psi \leq 4^\circ 30'$	ρ' —当量摩擦角 μ_s —螺旋副的摩擦系数, 见表 34.2-8 L —导程 (mm)
螺 杆 强 度	当量应力	σ	MPa	$\sigma = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2} \right)^2 + 3 \left(\frac{T}{0.2 d_1^3} \right)^2} \leq [\sigma]$	T —传递转矩 (N·mm) $[\sigma]$ —螺杆材料的许用应力 (MPa), 见表 34.2-10
螺 纹 牙 强 度	螺纹牙底宽度	b	mm	梯形螺纹 $b = 0.65\rho$ 矩形螺纹 $b = 0.5\rho$ 3°/30°锯齿形螺纹 $b = 0.74\rho$	$[\tau]$ —材料的许用切应力 (MPa), 见表 34.2-10 $[\sigma]_b$ —材料的许用弯曲应力 (MPa), 见表 34.2-10 螺杆和螺母材料相同时, 只校核螺杆螺纹牙强度
	螺 杆	抗剪强度	τ	$\tau = \frac{F}{\pi d_1 b z} \leq [\tau]$	
		抗弯强度	σ_b	$\sigma_b = \frac{3Fh}{\pi d_1 b^2 z} \leq [\sigma]_b$	
	螺 母	抗剪强度	τ	$\tau = \frac{F}{\pi d b z} \leq [\tau]$	
		抗弯强度	σ_b	$\sigma_b = \frac{3Fh}{\pi d b^2 z} \leq [\sigma]_b$	

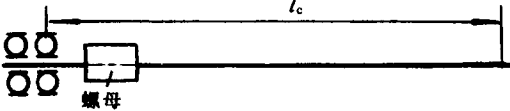
(续)

计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	备 注
螺 杆 的 稳 定 性	临界载荷 F_c	N	$\frac{\mu l}{i} > 85 \sim 90$ 时 $F_c = \frac{\pi^2 E I_a}{(\mu l)^2}$ $I_a = \frac{\pi d_1^4}{64}$ $i = \sqrt{\frac{I_a}{A}} = \frac{d_1}{4}$ $\frac{\mu l}{i} < 90$ (未淬火钢) $F_c = \frac{340}{1 + 0.00013 \left(\frac{\mu l}{i} \right)^2} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}$ $\frac{\mu l}{i} < 85$ (淬火钢) $F_c = \frac{480}{1 + 0.0002 \left(\frac{\mu l}{i} \right)^2} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}$ 应使 $\frac{F_c}{F} \geq 2.5 \sim 4$ (不能满足此条件, 应增大 d_1)	l —螺杆的最大工作长度 (mm) I_a —螺杆危险截面的轴惯性矩 (mm^4) i —螺杆危险截面的惯性半径 (mm) A —螺杆危险截面的面积 (mm^2) E —螺杆材料的弹性模量 (MPa) 对于钢 $E = 2.07 \times 10^5$ (MPa) μ —长度系数, 与螺杆的端部结构有关, 见表 34.2-4
螺 杆 的 刚 度	轴向载荷使导程产生的变形 δL_F	mm	$\delta L_F = \frac{FL}{EA} = \frac{4FL}{\pi E d_1^2}$	I_p —螺杆危险截面的极惯性矩 (mm^4) G —螺杆材料的切变模量 (MPa) 对于钢 $G = 8.3 \times 10^4$ (MPa)
	转矩使导程产生的变形 δL_T		$\delta L_T = \frac{L}{2\pi} \cdot \frac{TL}{GI_p} = \frac{16TL^2}{\pi^2 G d_1^4}$ $I_p = \frac{\pi d_1^4}{32}$	
	导程的总变形量 δL		$\delta L = \delta L_T \pm \delta L_F = \frac{16TL^2}{\pi^2 G d_1^4} \pm \frac{4FL}{\pi E d_1^2}$	轴向载荷与运动方向相反时取 + 号
横 向 振 动	临界转速 n_c	r/min	$n_c = 302 \mu_1^2 \sqrt{\frac{EI_a}{ml_c^3}}$ 对于钢制螺杆 $n_c = 12.3 \times 10^6 \frac{\mu_1^2 d_1}{l_c^2}$ 应使转速 $n \leq 0.8 n_c$	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, 见表 34.2-5 m —螺杆的总重量 (kg)
驱动转矩	T	N·m	$T = T_1 + T_2 + T_3$ $T_1 = F \frac{d_2}{2} \tan(\psi + \rho')$	T_1 —螺纹力矩 (N·m) T_2, T_3 —轴承摩擦力矩 (N·m)
效率	η		$\eta = (0.95 \sim 0.99) \frac{\tan \psi}{\tan(\psi \pm \rho')}$	(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 34.2-4 长度系数 μ

螺杆端部结构①	简 图	系 数 μ
两端固定		0.5 (一端为不完全固定端时取 0.6)
一端固定，一端铰支		0.7
两端铰支		1
一端固定，一端自由		2

① 采用滑动支承时： $\frac{l_0}{d_0} < 1.5$ 铰支采用滚动支承时：只有径向约束 铰支
径向和轴向均有约束 固定端 $\frac{l_0}{d_0} = 1.5 \sim 3$ 不完全固定端 $\frac{l_0}{d_0} > 3$ 固定端(l_0 —支承长度, d_0 —支承孔直径)表 34.2-5 系数 μ_1

螺杆端部结构①	简 图	系 数 μ_1
一端固定，一端自由		1.875
两端铰支		3.142
一端固定，一端铰支		3.927
两端固定		4.730

① 同表 34.2-4 注①。

2.3 材料的选择与许用应力

螺杆和螺母材料涂应具有足够的强度和良好的加工性能外，相互旋合应具有较低的摩擦系数和较高的耐磨性。所以，重要传动的螺杆应进行热处理，以保证

其耐磨性；对于精密的传动螺旋，热处理后应有较好的尺寸稳定性。

滑动螺旋副材料的选用参见表 34.2-6、7，螺旋副材料的摩擦系数见表 34.2-8，材料的许用压强见表 34.2-9，许用应力见表 34.2-10。

表 34.2-6 螺杆材料及其选用

螺杆材料	热 处 理	应 用
45、50 Y40Mn		轻载、低速、 精度不高的传 动
45	正火 170~200HBS 调质 220~250HBS	中等精度的 一般传动
40Cr、40WMn	调质 230~280HBS 淬火、 低温回火 45~50HRC	
65Mn	表面淬火、低温回火 45~50HRC	
T10、T12	球化调质 200~230 HBS 淬火、低温回火 56~ 60HRC	有较高的耐 磨性，用于精 度较高的重要 传动
20CrMnTi	渗碳、高频淬火 56~62 HRC	
CrWMn 9Mn2V	淬火、低温回火 55~60HRC	耐 磨 性 高，有较好的 尺寸稳定性， 用于精密传动 螺旋
38CrMoAl	氮化、氮化层深 0.45~0.6mm 850HV	

表 34.2-7 螺母材料及其选用

材 料	特点和应用
ZCuSn10Zn2 ZCuSn10Pb1 ZCuSn5Pb5Zn5	和钢制螺杆配合，摩擦系数低，有 较好的抗胶合能力和耐磨性；但强度 稍低。适用于轻载、中高速传动精度 高的传动
ZQAl10Fe3 ZQAl10Fe3Mn2 ZCuZn25Al6Fe3Mn3	和钢螺杆配合，摩擦系数较低，强 度高，抗胶合能力较低。适用于重载、 低速传动
35 球墨铸铁	螺旋副的摩擦系数较高，强度高， 用于重载调整螺旋
耐磨铸铁	强度高，用于低速、轻载传动

表 34.2-8 螺旋副材料的摩擦系数 μ 值
(定期润滑条件下)

螺杆和螺母材料	μ 值①
淬火钢对青铜	0.06~0.08
钢对青铜	0.08~0.10
钢对耐磨铸铁	0.10~0.12
钢对灰铸铁	0.12~0.15
钢对钢	0.11~0.17

① 启动时取大值，运转中取小值。

表 34.2-9 滑动螺旋副材料的许用压强 $[p]$

滑动速度范围 /m·min ⁻¹	螺杆材料	螺母材料	许用压强 [p]/MPa
低速、 润滑良好	钢	青铜 钢	18~25 7.5~13
<3.4 <3	钢 钢	铸铁 青铜	13~18 11~18
6~12	钢	铸铁 耐磨铸铁 青铜	4~7 6~8 7~10
	淬火钢	青铜	10~13
>15	钢	青铜	1~2

表 34.2-10 滑动螺旋副材料的许用应力

项 目	许用应力/MPa		
螺杆强度	$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{3 \sim 5}$ σ_s —材料的屈服极限		
螺纹牙强度	材料	剪切 $[\tau]$	弯曲 $[\sigma_b]$
	钢	0.6 $[\sigma]$	(1.0~1.2) $[\sigma]$
	青铜	30~40	40~60
	铸铁 耐磨铸铁	40 40	45~55 50~60

注：静载荷时，许用应力取大值。

2.4 精度

GB5796.4—1986 对梯形螺纹的内螺纹大径 D_4 、中径 D_2 、小径 D_1 只规定了一种公差带 H，其基本偏差为零。外螺纹的大径 d 和小径 d_3 也只规定了一种公差带 h，基本偏差为零。只有外螺纹中径 d_2 规定了三种公差带 h、e、和 c 以适应传动对螺旋副配合的需要。

对于公差带的大小，内螺纹小径 D_1 和外螺纹大径 d 仅规定了一个公差等级（4 级），对螺纹中径 D_2 和 d_2 各规定了三个公差等级，即 7、8、9 级，外螺纹的小径 d_1 也分为 7、8、9 级，但在设计时，应与其中径一致。

因此梯形螺纹的公差就是选取与标记其中径公差带的位置和等级。

根据传递运动要求的准确程度，标准还规定了两种精度等级，一般传力螺旋和重载调整螺旋多选用中等精度；要求不高时，可选用粗糙精度。中径的公差可按表 34.2-11 选取，偏差值见 GB5796.4—1986。

表 34.2-11 梯形螺纹的中径公差带

精度	内 螺 纹		外 螺 纹	
	N	L	N	L
中等	7H	8H	7h 7e	8e
粗糙	8H	9H	8e 8c	9c

注：1. N—中等旋合长度，L—长旋合长度。

旋合长度在 (2.24~6.7) $Pd^{0.2}$ 范围内为中等旋合长度，超过其最大值为长旋合长度

2. 极限偏差值查 GB5796.4—1986。

3°/30°锯齿形螺纹的公差带位置、公差带等级的选择见 GB/T3576.4—1992。

对于作精确运动的传动螺旋(如金属切削机床的丝杠)不仅要传递运动和动力,有的还要精确地传递位移或定位,螺杆的螺旋线误差、螺距误差、中径尺寸变动量、牙形角的偏差等都会影响其传动精度,尚需分项目提出严格要求。JB/T2886—1992 根据用途和使用要求,对机床丝杠和螺母的精度分为7个等级,即3、4、5、6、7、8、和9级。3级精度最高,用于精度要求特别高的传动螺旋,依次降低。为适应不同精度等级的要求,设置了相应的公差项目。

3 滚动螺旋传动

3.1 工作原理

螺杆和旋合螺母的螺纹滚道间置有滚动体[○],当螺杆或螺母转动时,滚动体在螺纹滚道内滚动,使螺杆和螺母作相对运动时成为滚动摩擦,提高了传动效率和传动精度。

多数滚动螺旋的螺母(或螺杆)上有滚动体的循环通道,与螺纹滚道形成循环回路,使滚动体在螺纹滚道内循环(见图 34.2-1)。

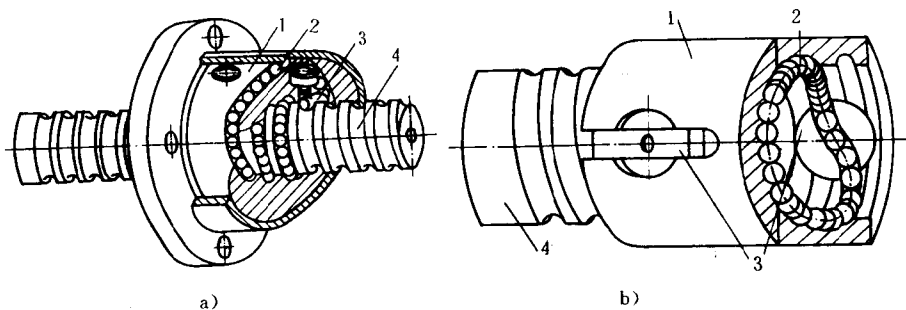


图 34.2-1 滚动螺旋传动

a)外循环 b)内循环

1—螺母 2—钢球 3—挡球器(图 a)、返向器(图 b) 4—螺杆

根据用途不同,滚动螺旋副分为两类:

(1)定位滚动螺旋副(P类)

通过转角或导程用以控制轴向位移量的滚动螺旋副。

(2)传力滚动螺旋副(T类)

用于传递动力的滚动螺旋副,与转角无关。

3.2 结构形式

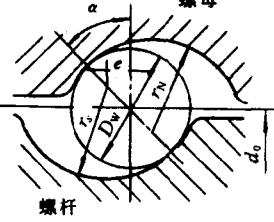
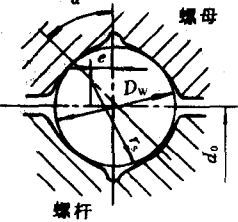
根据螺纹滚道法面截形、钢球循环方式、消除轴向间隙和调整预紧力方法(见表 34.2-12~14)的不同,滚动螺旋副的结构形成了多种形式(见图 34.2-2~5)。

表 34.2-12 螺纹滚道法面截形、参数关系和特点

滚道的法面截形	参 数 关 系	特 点
矩形		制造容易,接触应力高,承载能力低,只用于轴向载荷小、要求不高的传动

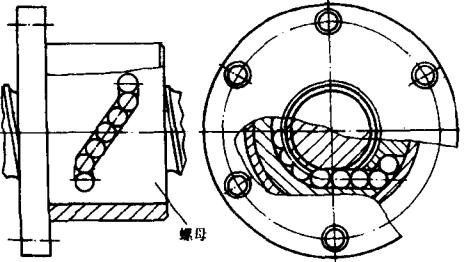
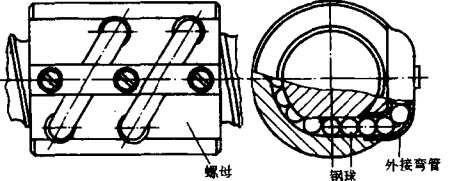
○ 滚动螺旋副间的滚动体绝大多数为钢球,也有少数是滚子。本节重点介绍钢球滚动螺旋副,亦称为滚珠螺旋副或滚珠丝杆传动

(续)

	滚道的法面截形	参 数 关 系	特 点
半圆弧		接触角 $\alpha = 45^\circ$ 适应度 $\frac{r_s}{D_w} = \frac{r_N}{D_w} = 0.51 \sim 0.56^{①}$ 径向间隙 $\Delta d = 4 \left(r_s - \frac{D_w}{2} \right) (1 - \cos \alpha)$ 轴向间隙 $\Delta a = 4 \left(r_s - \frac{D_w}{2} \right) \sin \alpha$ 偏心距 $e = \left(r_s - \frac{D_w}{2} \right) \sin \alpha$	磨削滚道的砂轮成形简便, 可得到较高的加工精度。有较高的接触强度, 但适应度 $\frac{r_s}{D_w}$ 小, 运行时摩擦损失增大 接触角 α 随初始间隙和轴向载荷的大小变化, 为保证 $\alpha = 45^\circ$, 必须严格控制径向间隙 消除间隙和调整预紧必须采用双螺母结构
双圆弧		接触角 $\alpha = 45^\circ$ 适应度 $\frac{r_s}{D_w} = \frac{r_N}{D_w} = 0.51 \sim 0.56^{①}$ 偏心距 $e = \left(r_s - \frac{D_w}{2} \right) \sin \alpha$	有较高的接触强度, 轴向间隙和径向间隙理论上为零, 接触角稳定; 但加工较复杂 消除间隙和调整预紧通常是采用双螺母结构, 也可采用单螺母和增大钢球直径

① 从滚动螺旋副的承载能力、寿命和刚度等因素考虑, 适应度 $\frac{r_s}{D_w}$ 常取 0.52 和 0.555。

表 34.2-13 钢球的循环方式

类别	形式	简 图	结 构	特 点
外 循 环	螺旋槽式		在螺母外圆柱面上有螺旋形回球槽, 槽的两端有通孔与螺母的螺纹滚道相切, 形成钢球循环通道 为引导钢球在通孔内顺利出入, 在孔口置有挡球器	结构简单, 承载能力较高。回球槽与通孔联接处曲率半径小, 钢球的流畅性较差; 挡球器端部易磨损
	插管式		将外接弯管的两端插入与螺母螺纹滚道相切的通孔, 形成钢球循环通道。孔口有挡球器引导钢球出入通道 弯管有埋入式和凸出式两种 一个螺母上通常有 2~3 条循环回路	结构简单, 工艺性好, 弯管可制成钢球流畅性好的通道。螺母结构的外形尺寸较大; 若用弯管端部作挡球器, 耐磨性差。应用范围广泛

(续)

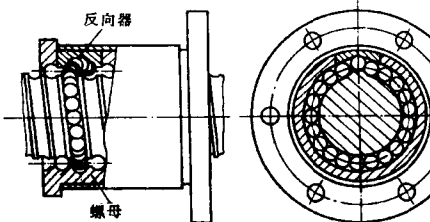
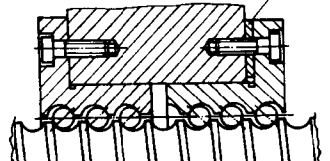
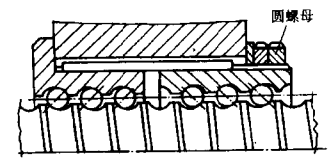
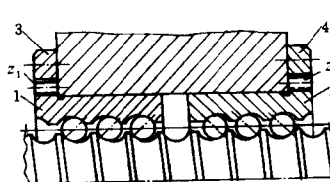
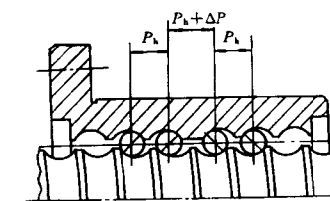
类别	形式	简 图	结 构	特 点
内循环	镶块式		在螺母上开有侧孔,孔内镶有返向器,将相邻两螺纹滚道联接起来,钢球从螺纹滚道进入返向器,越过螺杆牙顶,进入相邻螺纹滚道,形成钢球循环通道 返向器有固定式和浮动式两种 一个螺母上通常有 2~4 条循环回路	螺母的径向尺寸小,和滑动螺旋副大致相同。钢球循环通道短,有利于减少钢球数量,减小摩擦损失,提高传动效率。返向器回行槽加工要求高,不适于重载传动

表 34.2-14 消除间隙和调整预紧的结构形式

类别	简 图	调整方法	特 点
垫片式		调整垫片厚度,使螺母产生轴向位移。为便于调整,垫片常制成剖分式	结构简单,装卸方便,刚度高;但调整不便,滚道有磨损时,不能随时消除间隙和预紧 适用于高刚度重载传动
螺纹式		调整端部的圆螺母,使螺母产生轴向位移	结构紧凑,工作可靠,调整方便;但准确性差,且易于松动 用于刚度要求不高或需随时调节预紧力的传动
齿差式		螺母 1、2 的凸缘上有外齿,分别与紧固在螺母座两端的内齿圈 3、4(或齿块)啮合,其齿数分别为 z_1 和 z_2 ,且 $z_2 = z_1 + 1$ 。两个螺母向相同方向同时转动,每转过一个齿,调整的轴向位移量为 $\Delta s = \frac{P_h}{z_1 z_2} (P_h - \text{导程})$	能够精确地调整预紧力,但结构尺寸较大,装配调整比较复杂,宜用于高精度的传动机构
单螺母变导程自预紧式		在同一螺母内的两列循环间,使其导程变位 $P_h \pm \Delta P$,以实现间隙的消除与预紧;靠改变钢球的直径调整预紧力	结构简单,尺寸紧凑,价廉,但调整不便;用于中等载荷,要求预紧力不大,无须经常调整间隙的传动

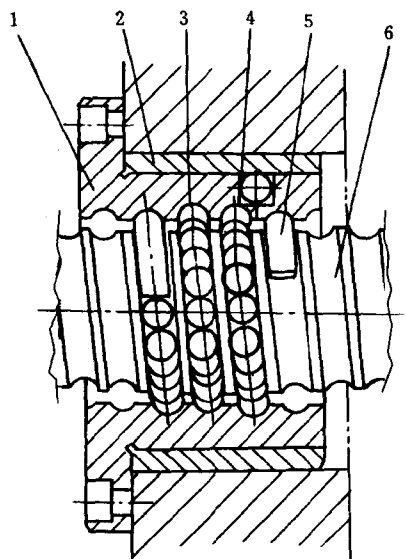


图 34.2-2 单螺母外循环滚动螺旋副

1—螺母 2—套 3—钢球 4—螺旋槽返回通道
5—挡球器 6—螺杆

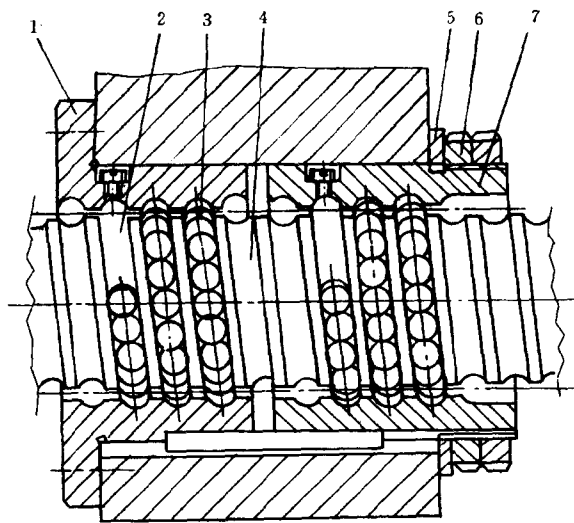


图 34.2-3 双螺母外循环螺纹调整式滚动螺旋副

1、7—螺母 2—挡球器 3—钢球
4—螺杆 5—垫圈 6—圆螺母

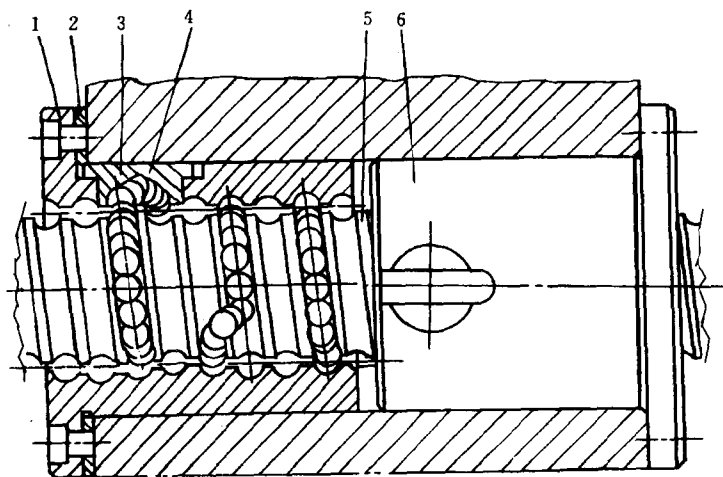


图 34.2-4 双螺母内循环垫片调整式滚动螺旋副

1、6—螺母 2—调整垫片 3—返向器
4—钢球 5—螺杆

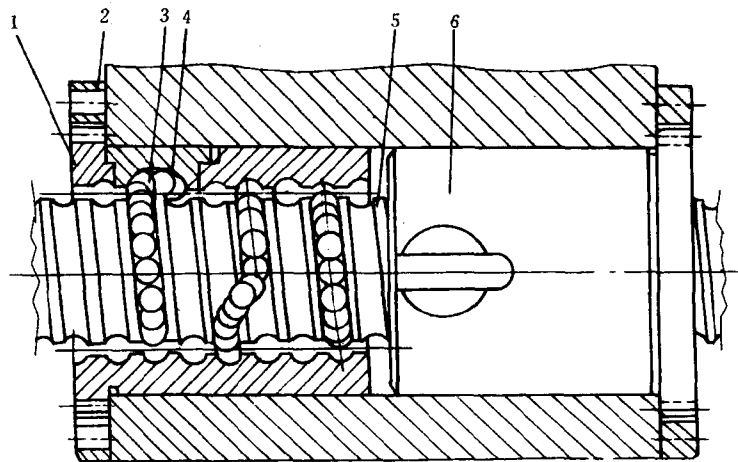


图 34.2-5 双螺母内循环齿差调整式滚动螺旋副
1、6—螺母 2—内齿圈 3—返向器 4—钢球 5—螺杆

3.3 螺旋副的主要几何尺寸

(1) 主要尺寸参数

滚动螺旋副的主要尺寸参数是其公称直径(即钢

球中心圆直径) d_0 和导程 P_h ,它的标准系列见表 34.2-15。

(2) 滚动螺旋副的几何尺寸

滚动螺旋副的主要几何尺寸见表 34.2-16。

表 34.2-15 滚动螺旋传动的公称直径 d_0 和基本导程 P_h (mm)

公称 直径 d_0	基 本 导 程 P_b														
	1	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40
6			●												
8			●												
10			●			●									
12			●			●			●						
16			●			●			●						
20					○	●			●			●			
25						●			●			●			
32					○	●			●			●			
40						●	○		●			●			●
50						●	○	○	●	○		●			●
63						●		○	●	○		●			●
80									●			●			●
100									●			●			●
125												●			●
180												●			●
200												●			●

注:1. 摘自 ZBJ51004-89。

2. 应优先采用有●的组合,优先组合不够用时,推荐选用○的组合;只有优先组合和推荐组合不敷用时,才选用框内的普通组合。