
写在前面

不论是设计怎样的机构，传动系统都是其中所不可缺少的一部分。小到机械式手表的陀飞轮，大到三峡水电站的发电机组都与传动机构息息相关。这对于机器人而言也不例外，轮系的动力输出、机械臂的位置调整、甚至是每一个电机的运转都离不开传动系统的帮助。那么它到底是什么呢？

传动，顾名思义即将动力进行传递的机构，也可以理解为是作用于原动机与终端设备的一种媒介。它的历史可追溯到人类文明伊始，伴随着人类的进步而发展，随着工业革命的兴起而盛极一时，时至今日也依然在我们工业文明中有着重要的地位。

传动的形式种类繁多，目前应用较为广泛的直接传动方式主要有齿轮传动、链传动、带传动、螺旋传动、摩擦传动、连杆传动等，而其中比较典型的齿轮传动又可大体分为渐开线圆柱齿轮传动、圆弧圆柱齿轮传动、斜齿轮传动、锥齿轮传动、蜗杆传动、锥面蜗杆传动、普通渐开线齿轮行星传动、摆线针轮传动、谐波齿轮传动、少齿差传动、非圆齿轮传动等。由此不难发现传动的范围之广，种类之繁杂，也从侧面说明了它在现在工业社会中重要的地位。

本文旨在对一些常见传动方式进行介绍，将结合笔者自身经验及理论分析针对一部分传动方式及其相关的知识进行简述，希望能抛砖引玉激发各位对这方面的兴趣，在知识的巨塔上添砖加瓦。本文同时也是针对那些有设计想法但苦于经验不足的同学的一篇设计指南，尤其适合面临有着各种比赛、项目设计任务的同学，希望能在你陷入设计瓶颈、不知所措时给予你一些帮助，给与你设计的灵感。本文其中的相当一部分内容会根据笔者所参加的竞技机器人竞赛进行简要的举例与分析。篇幅所限，一些如传动比、力矩等过于基础的知识本文将不在过多介绍，各位如有兴趣可自行学习，笔者水平有限，在本文中难免有所纰漏，望各位多加包含。

金子旭

2020.4.24

第一部分 齿轮传动

齿轮传动即依靠一对齿或多个齿来传递动力及运动的方式，是目前应用最为广泛的一种传动形式，于链传动、带传动相比主要有以下特点：①瞬时传动比恒定，可实现大传动比的传动；②传动效率高，最高可达 98%-99%；③使用范围大，在各种功率及速度范围下均可使用。（各型齿轮说明请直接跳至 3.1）

在实际设计中，齿轮传动主要适合于以下场景

1. 需要精确传动比
2. 传递扭矩较大
3. 轴间距不大，且径向力较小

相关名词解释：

模数

在直观上理解，模数即为轮齿的大小，相同齿数时模数越大则齿轮越大。由于轮齿增大它所能传递的功率也随之增大。本质上模数是工业化历程上用以对齿轮标准化的产物，用来度量齿的大小。

$$\text{模数}m = \text{分度圆直径}d / \text{齿数}z = \text{齿距}p / \text{圆周率}\pi$$

分度圆

如各位所知，齿轮由于有着较多的轮齿，使计算有效直径较为困难。为了使齿轮的参数具有单一性，在计算中必须有一个圆作为基准，这个圆即为分度圆。

在齿顶圆和齿根圆之间，规定一定直径为 d 的圆，作为计算齿轮各部分尺寸的基准，并把这个圆称为分度圆。其直径和半径分别用 d 和 r 表示，分度圆只和模数和齿数的乘积有关。一对齿轮啮合时两齿轮的分度圆半径之和即为啮合中心距。

$$\text{分度圆直径 } d = \text{模数 } m * \text{齿数 } z$$

根切

齿轮加工的方式主要有插齿、滚齿、剃齿、磨齿、铣齿、线切割、增材制造等，其中插齿、滚齿、剃齿、磨齿属于展成法，在使用这种方法加工齿轮时如果齿数过少，刀具的顶端会将轮齿的根部切削去一部分，该现象称为根切。在发生根切后，轮齿抗弯曲能力下降，渐开线不完整，齿根厚度减薄，对传动有诸多不利影响。为避免根切，一般要求齿轮齿数不小于一定数目，如在压力角 20° 时不产生根切的最小齿数是 $17T$ ，在压力角 14.5° 时最小齿数为 $32T$ 等。

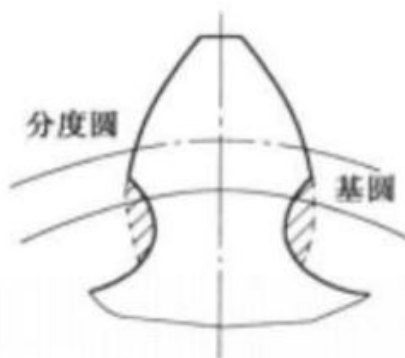


图 1.1 齿轮根切

变位

为了避免根切，我们一般会避免设计齿数过少的齿轮，但在实际工程中有时小于 $17T$ 的齿轮无法避免，此时我们引入变位。当用展成法加工渐开线齿轮时，若齿条刀的基线与齿轮坯的分度圆相切时，则此时加工出的齿轮为标准齿轮，若齿条刀的基准线与齿轮坯分度圆不相切，则此时加工出的为变位齿轮，且刀具的基准线和轮坯的分度圆之间的距离成为变位量，以 xm 表示， x 成为变位系数。从直观上理解，变位齿轮就是在加工过程中将刀具稍稍抬起，从而使刀具顶端避免切削齿根。

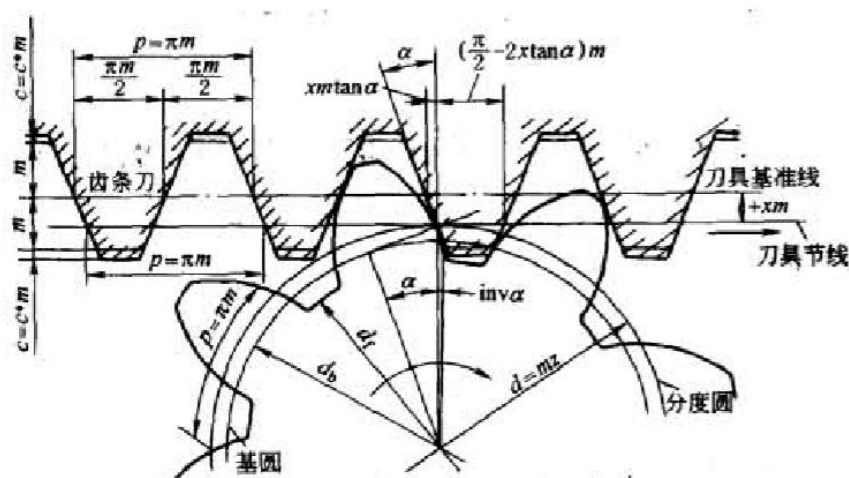


图 1.2 齿轮变位

变位理论的发展极具实用性，意义巨大。它最主要的意义就是可提高齿根强度与避免根切，同时也有提高接触强度、提高弯曲强度、提高抗胶合能力、提高耐磨损性能与配凑中心距的作用。多用于希望提高齿轮强度，均衡大小齿轮的弯曲强度和滑动率，而又不希望端面重合度下降很多的情况。

一. 传动分析

以经典渐开线正齿轮为例，在啮合时一对或多个轮齿沿齿面的作用着法向的正压力于沿切向的摩擦力，如下图所示。设主、从动齿轮分度圆直径为 d_1 、 d_2 ，所传递转矩为 T_1 、 T_2 ，此时可简化摩擦力，如下图中 b 所示，在节点 C 处啮合时只有沿啮合线方向的法向力 F_n ，此时可对 F_n 沿 x 、 y 向分解，即可得出沿齿轮分度圆切向的圆周力 F_t 和指向圆心的径向力 F_r 。

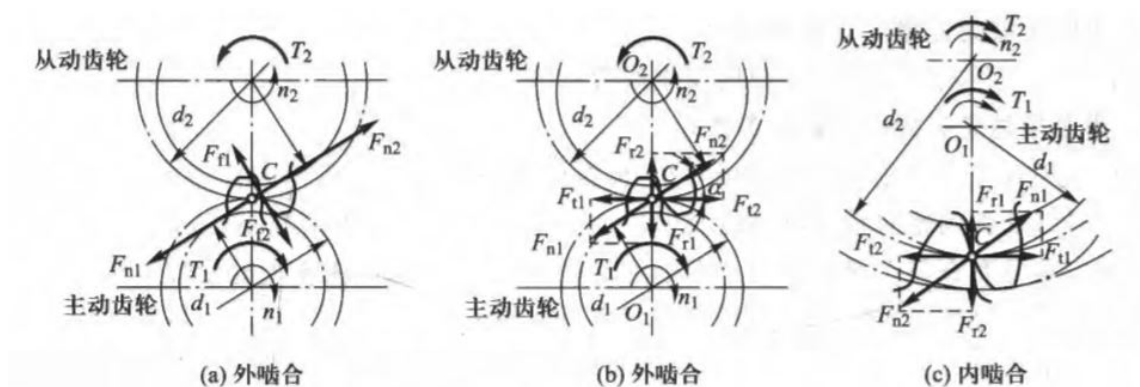


图 1.3 正齿轮受力分析

此时我们不难发现，齿轮的啮合在理论上始终是线接触，为典型的高副约束，而我们知道在现实中理想刚体的不存在的，且由于公差、齿面的粗糙度、支座刚度等因素，在微观上齿面是凹凸不平的，在局部区域上有微峰，实际齿轮在啮合过程中传递载荷首先是微峰与微峰接触而非整个齿宽接触，所以这种情况下该金属微峰上有着很大的接触应力，而该应力一旦大于金属自身的许用接触应力就很容易发生齿面的点蚀，故为了防止发生点蚀，应在实际中满足以下条件。

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H$$

式中 σ_H ——齿面的接触应力，MPa；

$[\sigma]_H$ ——齿轮的许用接触应力，MPa。

二. 失效形式

2.1. 齿面疲劳点蚀

一对轮齿在啮合时相当于 2 个圆柱滚子间相接触，理想情况下此时为线接触，接触应力较大。但我们知道理想刚体是不存在的，工作时随着齿轮的转动，具有周期性的正应力也会作用于齿面，在接触区会产生循环变化的接触应力 σ_H ，在接触应力的反复作用下齿面会出现微小的疲劳裂痕并向周围扩散，在宏观上会造成齿面产生麻点状凹坑，这种现象称为齿面疲劳点蚀。

由点蚀的形成原理可知，产生的根本原因是齿面无法承受反复的接触应力而在微观上发生破坏，故提高齿面硬度可有效提高抗点蚀的能力。同时应尽量使齿面光滑，即降低齿面的表面粗糙度，并根据工况选择润滑剂/脂。

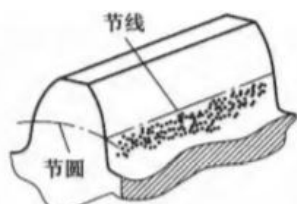


图 1.4 齿面疲劳点蚀

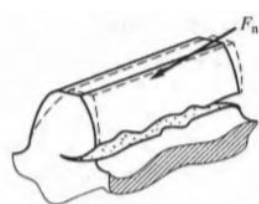


图 1.5 轮齿折断

发生点蚀后，齿轮的啮合阻力、噪音、振动等都会大幅度增加，但相较于其他几种失效形式点蚀造成的不良影响相对较小。

2.2. 轮齿折断

一个齿轮有多个轮齿，我们先着重观察其中一个。在受载情况下该轮齿的情况相当于悬臂梁，在齿根处有最大弯曲应力，且齿根的过渡圆角处存在应力集中。同时由于齿轮为闭环结构，该弯曲应力具有周期性，当齿根弯曲应力超过材料的弯曲疲劳极限且多次重复时，在齿根处一侧产生的微小疲劳裂纹会因轮齿的承载能力降低而扩展，最终导致轮齿折断。

对于脆性材料，如整体淬火料、铸铁、亚克力制成的齿轮，当收到较大的冲击载荷或是严重过载时，在工作中产生的微小裂纹将急剧扩大，此时易发生突然折断，导致轮齿脆性折断。

分析折断发生的原因不难发现，齿根强度不足、齿根圆角处应力集中、整体脆性过大都是发生轮齿折断的重要原因。针对上述原因可总结出下列措施：

- ① 适当增大齿根圆角以减小应力集中
- ② 选用合理材料、热处理工艺，使齿轮“外硬内韧”
- ③ 提高制造、装配精度
- ④ 对齿根进行喷丸等强化处理，或是对表面进行渗碳、渗氮等表面处理
- ⑤ 进行变位，提高齿根强度

2.3. 齿面磨损

齿面磨损是开式齿轮传动的主要失效形式，在工作中当有一些杂质颗粒、金属碎屑等磨粒性物质进入相啮合的齿面间时，齿面会逐渐被磨损，对正常啮合造成不利影响。我们知道齿面在啮合过程中存在相对滑动，相对滑动越大，则磨损越严重。而越靠近齿顶、齿根的部位，齿面间的相对滑动就越大，所以齿顶、齿根的磨损尤为严重。

在发生磨损后，轮齿的轮廓形状发生一定变化，从而造成了冲击、振动、噪音加大、承载能力下降，严重时甚至会诱发轮齿折断。

从原理分析不难发现，产生齿面磨损最主要的原因即使外界的杂质颗粒，所以减小磨损最有效的方式就是将开式传动改为闭式传动，如果无法做到也可设计防尘措施，减小外界杂质颗粒干扰；同时提高齿面硬度，改善润滑条件，也可有效的减轻齿面磨损。

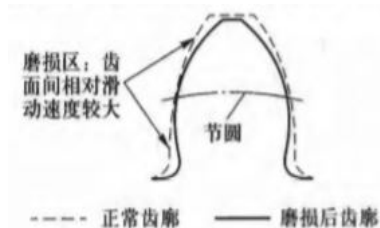


图 1.6 齿面磨损

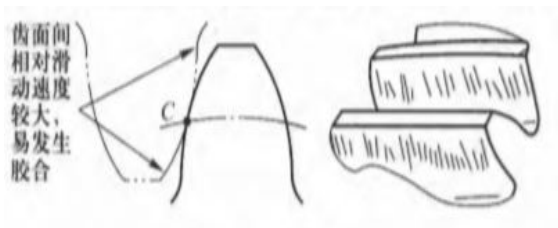


图 1.7 齿面胶合

2.4. 齿面胶合

齿面胶合分为冷胶合和热胶合两种，冷胶合主要发生于低速重载的齿轮中，齿面啮合压力大、相对滑动速度低、齿面间润滑油膜难以形成或由于偏载导致原先的油膜发生破坏，两齿面的金属微峰直接接触并在高压下粘连到一起。随着齿轮的继续运行使粘连部位被撕开，在齿面上形成沿相对滑动方向的条纹；热胶合多发生于高速重载传动中，齿面啮合压力大、相对滑动速度大、摩擦热较大，若散热不及时会导致润滑油膜被破坏，使金属微峰在高压、高温情况下直接接触并相互粘连，与冷胶合一样，随着齿轮转动粘连部位被撕开，在齿面沿相对滑动方向形成条痕。胶合是高速齿轮的主要失效形式。

由原理分析可知，胶合的主要成因有高相对滑动速度、齿面硬度不足、齿面有明显的金属微峰、油膜失效等，由此也就不难得出抗胶合的主要措施：

- ① 减小模数，降低齿高，进而降低滑动系数
- ② 提高齿轮硬度
- ③ 降低齿面表面粗糙度
- ④ 使用极压性能较好的润滑油

2.5. 轮齿塑性变形

轮齿的塑性变形是我们自己设计制作传动系统时最为常见的一种失效形式，它主要发生在齿面材料较软、低速重载、启停频繁的齿轮传动中，如竞技机器人的大多数齿轮传动中就经常存在此种失效形式。

轮齿塑性变形分为齿体塑性变形和齿面塑性变形这两种情况。齿体塑性变形是由于突然过载引起的轮齿歪斜；齿面塑性变形则更为常见，啮合齿面间的压力过大，超过了齿面间润滑油膜的承载能力，金属表面直接接触，齿面间摩擦力增大。而节线附近的摩擦力及其方向导致在从动轮齿面节线处产生凸起，进而在主动齿表面产生凹沟，对传动造成不利影响。更直观的理解可以由于齿面强度不足，在过大的压力下齿面发生变形，由高副变为低副，增大了啮合阻力。

改善轮齿塑性变形的措施非常简单，提高齿面硬度并采用高粘度润滑剂即可。一般可以采用齿面高频淬火、氮化、渗碳等工艺提高齿面硬度，对于小齿轮也可以直接更换材料，使用硬度更高的材料制作齿轮。

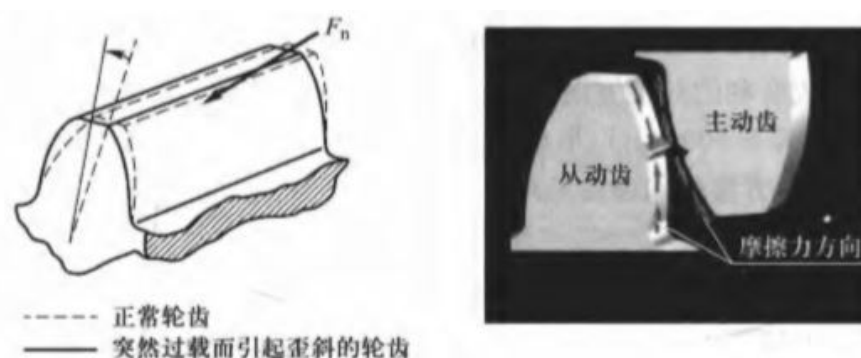


图 1.8 轮齿塑性变形

三. 各型齿轮

3.1. 圆柱齿轮

圆柱齿轮是齿轮传动中最为常见的一种形式，主要包含正齿轮、斜齿轮和螺旋齿轮等几大类，按齿形轮廓也可分为渐开线齿轮、圆弧齿轮以及摆线针轮等，此处仅对渐开线齿轮做讨论，暂不涉及非渐开线齿轮。本文将主要介绍以下 2 种圆柱齿轮，圆柱正齿轮和圆柱斜齿轮。

3.1.1. 圆柱正齿轮

圆柱正齿轮（以下称正齿轮）是在一般使用最为常见的齿轮传动种类，它具有非常典型的齿轮传动特点，如**瞬时传动比恒定、高传动比、适用范围大、传动效率高**等特点，使用极为广泛。

相较于斜齿轮正齿轮还有一个重要特点，即轮齿没有螺旋角，这意味着它的加工十分便利，即便不适用展成法制造也可以使用如雕刻机、线切割等方式进行加工，甚至对于一些要求不高的零件可以使用水切割、激光切割、增材制造等方式进行加工，这极大的拓展了正齿轮在一般设计中的使用。

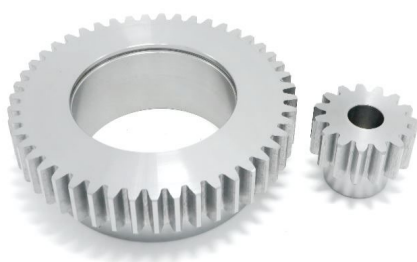


图 1.9 正齿轮



图 1.10 正齿轮(高频淬火)

在非标设计上,很多情况下需要根据传动比和工况进行变位,其中比较特别的是“内啮合齿轮”,它多出现在大口径的转台设计中。由于内啮合齿轮是凸齿面与凹齿面的接触,齿面接触强度高,往往不需要再通过变位来提高接触强度,但相应的重合度随之降低,故实际设计中应根据实际情况而定。不过一般多采用高变位或角变位。

例如在竞技机器人设计中常常需要强调轻量化设计,而同时某些齿轮所承受的转矩较小且转速较低,这时便可以利用正齿轮轮齿无螺旋角的特点通过雕刻机等方式自行加工复合材料齿轮,如碳纤维、玻璃纤维等,配合相应的减重设计可大幅度降低传动系统的重量。同时此种方式也十分利于异型齿轮的加工,如配合由增材制造技术加工的法兰盘,十分适合大口径转盘类机构的设计与加工。

但需要注意的是,复合材料板在结构上并不适合齿轮的啮合。一对或多个齿轮在啮合过程中齿面存在相对滑动,其参数即为啮合的滑动率,而例如碳纤维树脂基材料板为多层纤维布为通过环氧树脂等粘合剂压接为一个整体,在通过雕刻机等方式加工后截面处存在明显的纤维层(刀具振动使微观上截面纤维层撕裂),此种情况下使用由于齿面的滑动摩擦会造成截面处产生相当数量的纤维粉末,造成一定的短路风险。同时由于复合材料板的各向异性,加工及装配过程中产生的角向偏差在过大载荷下存在纤维层层间撕裂的风险。不过尽管存在以上问题,在低速轻载情况下复合材料齿轮由于其极高的比强度和加工的便利性仍十分适合于竞技机器人的设计。

3.2.2. 圆柱斜齿轮

斜齿轮相较于正齿轮的唯一区别就是存在螺旋角,正齿轮由于不存在螺旋角在实际啮合中由于制造的误差会使得传动的损失速度产生变化,从而产生多边形效应,对传动造成不良影响。而斜齿轮由于一直处在啮合过程中,没有啮合盲区,保证了速度的均匀性,进而体现出传动平稳、噪音小的宏观效果。

简而言之,螺旋角的存在带来了以下优势:**啮合平稳,速度均匀;噪音小;重合度大**。这些特点使得斜齿轮更适合**高速、重载**的场合。但需要注意的是,斜齿轮在传动时会产生**轴向力**,若只使用卡簧等紧固件做简单限位易出现轴系损坏,如使用斜齿轮则需要轴系针对这一特点进行特别设计,如合理设计轴肩、使用压环等。

如此看来斜齿轮的性能十分优异，可以说全面超越正齿轮，只可惜啮合时存在轴向力。那有没有什么办法可以抵消轴向力呢？答案是肯定的，人字形齿轮就是一种较为常见的解决方案。

人字形齿轮可以理解为将普通斜齿轮以它自身的一侧端面为基准面做镜像，通过两侧斜齿产生相反方向的轴向力来相互抵消，从而消除轴向力的影响。此种设计在保留了斜齿轮的优点的同时避免了轴向力的不良影响，但成本较高，目前多见于精密减速机及精密数控机床中。



图 1.11 斜齿轮



图 1.12 圆柱齿轮减速机

3.2. 锥齿轮

锥齿轮的受力情况与正齿轮类似，其特点是可以传递**两相交轴**的动力和运动，较常见的种类为 90° 正交锥齿轮，但也存在其他角度的锥齿轮，在原理上锥齿轮可在任意角度传递动力和运动。不过在设计中应注意以下几点：

- ① 锥齿轮在啮合时同时存在一定的轴向与径向分力，会导致扫齿的趋势，故在设计中应注意加强轴系的刚度，也可相应的增大锥齿轮模数。
- ② 轴向分力易使锥齿轮脱离预定位置，应注意齿轮的紧固方式，例如只使用顶丝进行紧固就是一个典型的错误案例，建议使用同时可兼顾轴向和周向约束的紧固方式，如摩擦紧固(抱紧)、销钉、异型轴+固定环等方式。
- ③ 一般锥齿轮有三个设计目的，即使用小传动比的动力换向、大传动比的变速系统(如差速器)、有夹角的动力输出(如涡轮气泵)。除此之外锥齿轮也存在一些其他用法，应根据使用需求灵活设计。

在轮齿的受力分析上我们不难发现锥齿轮的受力情况与正齿轮相似，不难类比得出正齿轮所存在的问题锥齿轮也存在，如速度不均匀、存在多边形效应（不明显）、噪音较大等。相应的，通过设计螺旋角也可改善这些问题，螺旋锥齿轮相比于一般锥齿轮**传动更加平稳、速度均匀、噪音小**。

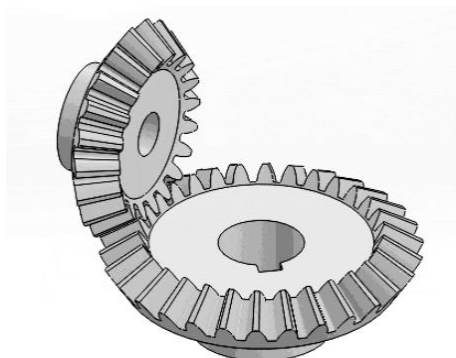


图 1.13 锥齿轮



图 1.14 螺旋锥齿轮

3.4. 蜗轮蜗杆

蜗轮蜗杆是一种很特殊的传动方式，它与之后要讲的螺旋传动和本节的齿轮传动有很多共同之处，但又有许多不同，针对一般使用我们应明确它有以下特点：

- ① 单级传动比大，一般可为 8~80
- ② 同时啮合齿数多，传动平稳噪音低
- ③ 可自锁（当导程角小于摩擦角时）
- ④ 传动效率低，动力损失大

从上面的特性我们不难看出，蜗轮蜗杆比较适合于传动比较大且要求结构紧凑或需要自锁的中小功率传动场合。同时蜗轮蜗杆也有很多种类，较为典型的是按蜗杆形状分类，可分为圆柱蜗杆传动、环面蜗杆传动以及锥蜗杆传动，目前加工最方便、应用最广泛的是圆柱蜗杆传动。

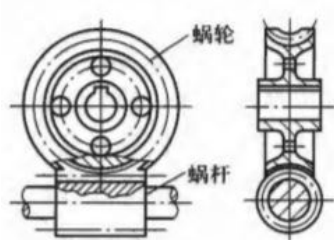


图 1.20 圆柱蜗杆

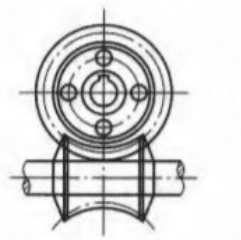


图 1.21 环面蜗杆

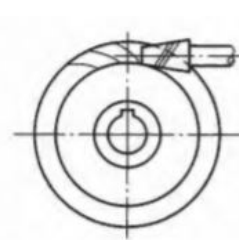


图 1.22 锥蜗杆

在设计及选型中有一些参数是我们需要了解与注意的，可直接影响到蜗轮蜗杆的传动特性，其中比较重要的有以下几个：

① 头数 (z_1)

蜗杆头数即为缠绕在蜗杆上的螺旋线条数，通常取 1、2、4 或 6，当传动比 i 较大或需要自锁时多取 1，但此时传动效率较低。当传动比较小，或需要传动较大功率时可选用多头蜗杆，但头数过多会造成加工困难，故一般头数很少大于 6。

② 蜗轮齿数 (z_2)

与一般齿轮不同，蜗轮齿数无法过少，一般为了保证有足够的轮齿啮合 z_2 一般取值在 28~80 齿。

③ 传动比 i

蜗轮蜗杆的传动比计算为 $i = z_2 / z_1$ ，即蜗轮齿数/头数。其含义为蜗杆回转一周时蜗轮所转过的齿数。

④ 中心距 (a)

标准中心距 $a = (d_1 + d_2) / 2$ ，即蜗轮与蜗杆的节圆半径之和。

四. 常用材料

用于制造齿轮的材料很多，下面针对较为常见的几种材料做简要的介绍。但需要注意的是，同种材料在不同热处理状态下的机械性能**差别巨大**，切勿对某种材料盖棺定论。

45 钢

45 钢是一种优质碳素结构钢，在日常使用中十分普遍。其性能优于 Q235 钢材，且价格较为廉价，性价比较高，适合在一些要求不高的齿轮、轴、结构件中使用。它的屈服强度 $\sigma_s \geq 355\text{MPa}$ 、抗拉强度 $\sigma_b \geq 600\text{MPa}$ (850℃正火、840℃淬火、600℃回火时)，远高于 Q235 的

水平。另外 45 钢可进行调质处理，机械性能可有较大的提升空间，若经过淬火其表面硬度最高可达 HRC62。其优秀的性价比对于竞技机器人的使用是首选材料。

45 钢牌号的命名来源于它的含碳量为 0.45%，故它的叫法为“45 钢”，而不能叫成“45 号钢”。另外需要注意的是由于它并不包含较多合金元素，且含碳量不低，在潮湿环境使用易生锈，在加工完成后应进行一定的防锈处理，如发黑、电镀、涂油等。

40Cr

40Cr 钢材是目前机械制造中使用最为广泛的一种合金结构钢，它在调质处理后有良好的综合力学性能。在硬度为 HRC25 时，其屈服强度 $\sigma_s \geq 785\text{MPa}$ 、抗拉强度 $\sigma_b \geq 810\text{MPa}$ ，可见其性能远远优于 45 钢。40Cr 主要用于有一定要求、受力较大的轴类零件，也可用于齿轮。

对 40Cr 性能的直观描述可总结为“有硬度有韧性，抗磨耐高温”，同时与 45 钢一样，在进行调质处理后它的机械性能可进一步提升。同时由于材料中 Cr 元素的存在，40Cr 可进行氮化处理，可使表面形成高硬度、高耐磨性、不易生锈的氮化层，多用于要求较高的齿轮。

Cr12

首先需要说明，Cr12 不合适制造齿轮，它韧性较差，在收到冲击时齿根易产生裂纹。Cr12 是一种冷作模具钢，有较好的耐磨性与硬度，一般用于模具加工。但是，它较高的硬度可有效提升齿面的硬度，可有效避免胶合、点蚀等情况的发生，同时该材料在模具行业中应用十分广泛，价格尚可接受，性价比较高，且一般模具加工厂都有备货，货源充足。

Cr12 硬料硬度多在 HRC60 上下，加工大型齿轮容易导致轮芯韧性不足发生断裂，但小齿轮就较为合适。对于竞技机器人而言比较适合于电机的小型输出齿轮、转换套等零件。

SKD11

SKD11 为日标牌号，对应国标为 Cr12MoV，但性能优于国标。SKD11 冷作模具钢，特性与 Cr12 类似，但是韧性较好，而这个特点使它也广泛应用于小型轴类零件，如电机输出轴、小型齿轮等。SKD11 硬料硬度多在 HRC58~60，抗拉强度约为 2180MPa（仅为参考，模具钢一般不进行强度测试）。

42CrMo

42CrMo 属于一种超高强度钢，具有极高的强度和相对不错的韧性，屈服强度 $\sigma_s \geq 930\text{MPa}$ ，抗拉强度 $\sigma_b \geq 1080\text{MPa}$ （860℃正火、840℃淬火、670℃回火），淬火硬度不低于 HRC60。一般用于要求较高的轴类零件和齿轮，也用于塑料模具。但价格较高，对于竞技机器人而言此种材料很少使用，也没有必要使用，所以在大多数情况均可使用其他更为廉价的材料进行代替。

不锈钢

不锈钢是个很大的范围，此处主要介绍 201、304、303、316 这四种最为常见的牌号。对于一般使用而言这三种不锈钢足以完全覆盖，在绝大多数情况下没有必要选择其他更为昂贵的牌号。不锈钢经过特殊热处理后性能会有提高，但本处不做讨论，仅以一般状态进行讲解。

① 201 不锈钢

201 不锈钢属于奥氏体不锈钢，弱磁性。得益于相对较高的碳含量，201 不锈钢是这三种不锈钢中硬度最高的，但耐腐蚀性也是最差的，不过综合力学性能也较好，它的屈服强度 $\sigma_s \geq 275\text{MPa}$ 、抗拉强度 $\sigma_b \geq 520\text{MPa}$ ，硬度则是不大于 HV253。

一般环境下 201 不锈钢足以满足耐腐蚀的要求，且它的价格在三者中最低，性价比较高，故在大多数情况下应优先选择 201 不锈钢作为不锈钢材料的第一选择。

② 304 不锈钢

304 不锈钢是目前市场上最为常见的不锈钢种类，它是一种奥氏体不锈钢，弱磁性，它的主要特性是耐高温和耐腐蚀，可耐 800℃ 的温度，耐腐蚀性优于 201 但弱于 316。机械性能稍逊于 201 不锈钢，它的屈服强度 $\sigma_s \geq 205\text{MPa}$ 、 $\sigma_b \geq 515\text{MPa}$ ，硬度则是不大于 HV220。但对我们而言一般不会特别需要 304 的耐腐蚀性，201 足以满足要求，且相较于 201 不锈钢 304 的价格较贵。

另外需要注意的是，304 的切削性能不佳，在切削时容易产生积屑瘤影响刀具散热，且表面存在硬化，会导致刀具寿命下降。但它的防锈性能比较优秀，综合性能也较为优秀。

③ 303 不锈钢

304 不锈钢切削性能较差，不易加工，而 303 不锈钢则没有 304 的这一缺点，易切削，多用于对表面光洁度较高的场合。它与 304 不锈钢同属奥氏体不锈钢，弱磁性。它的力学性能基本与 304 相同，屈服强度 $\sigma_s \geq 205\text{MPa}$ 、 $\sigma_b \geq 515\text{MPa}$ ，硬度一般不大于 HV200，在大多数情况下可替代 304 不锈钢。

④ 316 不锈钢

316 不锈钢是上述四种牌号中耐腐蚀性最好的，机械性能与 304 接近，它的屈服强度 $\sigma_s \geq 205\text{MPa}$ 、抗拉强度 $\sigma_b \geq 520\text{MPa}$ ，硬度不大于 HV200 左右，但价格相比前几种较贵，多用于对耐腐蚀要求很高的场合。

从上述几个牌号的机械性能中我们不难看出，不锈钢的机械性能并不优秀，如 201、304 这类常见只是近似于 Q235 的水平，但价格却远高于后者。如果没有特殊需求，不建议使用不锈钢，大多数情况下可使用一般钢材代替。当然这并不意味着不锈钢一无是处，它的耐腐蚀性、耐热性都可圈可点，尤其是耐热性，例如 304 不锈钢最高可以在 800℃ 的温度下工作，除了高速钢之外还有还能在如此高的温度下保持性能的钢材，但我们也必须意识到，对于材料的选择并不是性能越高越好，这只会造成预算的浪费，留出适当的强度冗余，选择满足设计要求的材料就好。

铜基合金

在齿轮中比较常见的铜基合金主要有黄铜和青铜，铜基合金最重要的特点就是有着十分突出的耐磨性。而其中的铍青铜是铜合金中最耐磨的种类，多用于制造轴承、精密齿轮等材料，其他锡青铜、铝青铜等则多用于制造轴瓦与衬套。

相较于钢制齿轮，铜合金齿轮的噪音更小，传动更加平稳，但功率相较于钢制齿轮稍小。在圆柱齿轮和锥齿轮的应用并不是很广泛，但在效率较低、磨损较严重的蜗轮蜗杆中大多数蜗轮材质均是铜基合金，由此它的耐磨性可见一斑。

铝合金

在工程实际中使用铝合金作为齿轮材料的并不常见，主要原因是铝合金的强度与硬度与钢材、铜合金等有着较大差距，但铝合金低密度的特点使它非常适合于一些轻载的场合。比较常见用于齿轮的铝合金有 6 系与 7 系，其中比较常见的有 6061 与 7075。与其他很多材料一样，不同热处理状态的铝合金机械性能有很大的差别，如 6061 有 O、T4、T6 三种热处理

状态，它们的抗拉强度 σ_b 分别为 150MPa、205MPa、290MPa，可见不同热处理状态的机械性能有很大的差距。

对于竞技机器人而言，大多数场合使用 6061-T6 铝合金已可以满足要求，对于一些受力较大的地方应优先更改齿轮的模数，以提高它所能传递的功率而不是更换更好的材料。另一种常见的铝合金种类是 7075 铝合金，它是 7 系铝合金中最为常用的牌号，有着良好的加工性、耐磨性、机械性能，远胜任何软钢。7075-T6 的屈服强度 $\sigma_s \geq 505\text{MPa}$ 、抗拉强度 $\sigma_b \geq 570\text{MPa}$ ，远超一般碳素钢。对于竞技机器人，在大多数应用情况都可使用铝合金齿轮代替钢制齿轮，以减轻整体重量。

塑胶材料

常见应用于齿轮的塑胶材料有 POM、尼龙、MC 尼龙、PEEK 这四种。这四种材料的性能与价格都是依次上升。

POM 最重要的特性是有着较小的摩擦系数和自润性，耐磨性能非常优秀，它的力学性能也十分优异，比强度可达 50.5MPa、比刚度可达 2650MPa，与金属已十分接近。同时 POM 的疲劳强度也十分突出，可达 35MPa，而 PA 和 PC 仅为 28MPa。但需要注意的是 POM 对缺口敏感，一旦存在缺口可使冲击强度下降 90% 以上。

尼龙与 MC 尼龙在原料上相同，但机械性能上存在差异。MC 是铸型尼龙，或称为浇铸尼龙，即直接将原料注入预热的模具内成型。此种方式不会破坏尼龙的内部结构，强度更高，机械性能更好。

PEEK（聚醚醚酮）是上述材料中强度最高、综合性能最好的材料，其屈服强度不小于 95MPa、拉伸强度不小于 140MPa，同时它有这优秀的耐磨性、低摩擦系数、高硬度等特点，非常适合齿轮等传动件的制作。但 PEEK 的价格较高，性价比较低，一般对于咱们而言并不以 PEEK 作为塑胶传动元件的第一选择。

第二部分 链传动

链传动是在两个或多个链轮之间使用链作为挠性拉曳元件的一种啮合传动方式。它也是一种应用非常广泛的传动方式，与上一部分所讲的齿轮传动相比它有以下特点：**①制造与安装精度要求较低；②径向力较小；③有一定缓冲和减震能力；④多齿同时啮合，承载能力强。**其实缓冲减震的特性来源于链的挠性单元，但也正因如此链传动无法保持恒定的瞬时传动比，且磨损较为严重，不适合应用于高速、变载荷的场所。

一般链传动多应用于以下场合：

1. 中心距较大
2. 平均传动比要求较为准确
3. 环境恶劣的开式传动
4. 低速重载

相关名词解释

节距 p

一般较为常见的链种类为滚子链，其每段链节由**滚子、套筒、轴销、链板**组成

其中滚子间的中心距即为节距，我们一般常用的型号例如 04C 的节距为 6.35mm，也就是 1/4 英寸，可以看出链号与英制单位关系紧密，其中：

$$\text{节距 } p = \text{链号} \times \frac{25.4}{26}$$

链轮分度圆直径 d

链轮的分度圆与齿轮分度圆的概念近似，主要相关的参数为节距 p 和齿数 Z ，一般用于等效间距的计算，分度圆的计算公式为：

$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)}$$

一. 运动特性

1.1 运动不均匀性

由于链传动是由一节一节的链接组成，而其中单个链接可视为刚体，故在传动过程中链接与相应的轮齿啮合后，这一段链条将曲折成为正多边形的一部分。此种现象成为“**多边形效应**”。

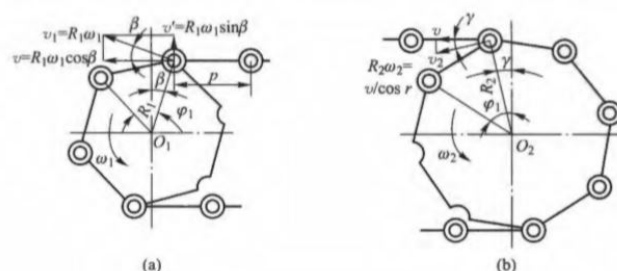


图 1.1 多边形效应

由于多边形效应的存在，链传动中的链速始终存在不均匀性，这也是链传动不适合高速传动的重要原因之一，过高的速度会导致严重的抖链，影响正常传动。

1.2 静强度校核

在低速链 ($v < 0.6\text{m/s}$) 中的主要失效形式的过载拉断，很明显竞技机器人中绝大多数的链传动属于低速链范围，需要进行静强度安全系数的计算。静强度计算公式应满足下式：

$$S = \frac{1000F_{lim}n}{f_1 F} \geq 4$$

图 1.2 静强度校核公式

其中， n 为链排数、 F 为工作拉力、 f_1 为应用系数（见下表）、 F_{lim} 为极限拉伸载荷。对于竞技机器人比较常用的链条型号为 03B、04C，一般 04C 更为常用，它的极限拉伸载荷约为 3.5KN。

从动机械特性	主动机械特性		
	平稳运转	轻微振动	中等振动
平稳载荷	1.0	1.1	1.3
中等冲击载荷	1.4	1.5	1.7
较大冲击载荷	1.8	1.9	2.1

图 1.3 应用系数表

1.3 关于精度

理论上，由于滚子与链轮间存在较大间隙，链传动的精度较差，不适合精密传动。但是，对于竞技机器人等对传动精度要求不高的工况下，在**配合合理张紧机构**的条件下完全可以满足一定的精度要求。此处“合理的张紧”也是链传动设计中非常重要的一部分，此处将在下文中详细介绍。

二. 设计相关

2.1 中心距与链条节数

链传动系统在设计过程中很重要的一个要点是确定中心距与链条节数,由于链条的型号设计之初已经定下,也就是说节距 p 已经确定。严格来说,链传动的中心距应当在设计之初确定,理论中心距的公式如下:

$$\text{当 } Z_1 \neq Z_2 \text{ 时, } a_e = p(2L_p - Z_1 - Z_2)f_4$$

$$\text{当 } Z_1 = Z_2 \text{ 时, } a_e = p(L_p - Z_1)/2$$

实际中心距的公式如下:

$$a = a_e - \Delta a$$

上式中 Z_1 为小链轮齿数、 Z_2 为大链轮齿数、 a_e 为计算中心距、 a 为实际中心距、 L_p 为链条节数、 f_4 为中心距系数、 Δa 为中心距的链条垂度冗余,其中垂度 $f=(0.01 \sim 0.03)a_e$ 。 f_4 的取值见下表。

$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_4	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_4	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_4	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_4	$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_4
1.050	0.19245	1.150	0.21390	1.250	0.22442	1.45	0.23490	2.50	0.24679
1.052	0.19312	1.152	0.21417	1.252	0.22457	1.46	0.23524	2.55	0.24694
1.054	0.19378	1.154	0.21445	1.254	0.22473	1.47	0.23556	2.60	0.24709
1.056	0.19441	1.156	0.21472	1.256	0.22488	1.48	0.23588	2.65	0.24722
1.058	0.19504	1.158	0.21499	1.258	0.22504	1.49	0.23618	2.70	0.24735
1.060	0.19564	1.160	0.21525	1.260	0.22519	1.50	0.23648	2.75	0.24747
1.062	0.19624	1.162	0.21551	1.262	0.22534	1.51	0.23677	2.80	0.24758
1.064	0.19682	1.164	0.21577	1.264	0.22548	1.52	0.23704	2.85	0.24768
1.066	0.19739	1.166	0.21602	1.266	0.22563	1.53	0.23731	2.90	0.24778
1.068	0.19794	1.168	0.21627	1.268	0.22578	1.54	0.23757	2.95	0.24787
1.070	0.19848	1.170	0.21652	1.270	0.22592	1.55	0.23782	3.0	0.24795
1.072	0.19902	1.172	0.21677	1.272	0.22606	1.56	0.23806	3.1	0.24811
1.074	0.19954	1.174	0.21701	1.274	0.22621	1.57	0.23830	3.2	0.24825
1.076	0.20005	1.176	0.21725	1.276	0.22635	1.58	0.23853	3.3	0.24837
1.078	0.20055	1.178	0.21748	1.278	0.22648	1.59	0.23875	3.4	0.24848
1.080	0.20104	1.180	0.21772	1.280	0.22662	1.60	0.23896	3.5	0.24858
1.082	0.20152	1.182	0.21795	1.282	0.22676	1.61	0.23917	3.6	0.24867
1.084	0.20199	1.184	0.21817	1.284	0.22689	1.62	0.23938	3.7	0.24876
1.086	0.20246	1.186	0.21840	1.286	0.22703	1.63	0.23957	3.8	0.24883
1.088	0.20291	1.188	0.21862	1.288	0.22716	1.64	0.23976	3.9	0.24890
1.090	0.20336	1.190	0.21884	1.290	0.22729	1.65	0.23995	4.0	0.24896
1.092	0.20380	1.192	0.21906	1.292	0.22742	1.66	0.24013	4.1	0.24902
1.094	0.20423	1.194	0.21927	1.294	0.22755	1.67	0.24031	4.2	0.24907
1.096	0.20465	1.196	0.21948	1.296	0.22768	1.68	0.24048	4.3	0.24912
1.098	0.20507	1.198	0.21969	1.298	0.22780	1.69	0.24065	4.4	0.24916
1.100	0.20548	1.200	0.21990	1.300	0.22793	1.70	0.24081	4.5	0.24921
1.102	0.20588	1.202	0.22011	1.305	0.22824	1.72	0.24112	4.6	0.24924
1.104	0.20628	1.204	0.22031	1.310	0.22854	1.74	0.24142	4.7	0.24928
1.106	0.20667	1.206	0.22051	1.315	0.22883	1.76	0.24170	4.8	0.24931
1.108	0.20705	1.208	0.22071	1.320	0.22912	1.78	0.24197	4.9	0.24934
1.110	0.20743	1.210	0.22090	1.325	0.22941	1.80	0.24222	5.0	0.24937
1.112	0.20780	1.212	0.22110	1.330	0.22968	1.82	0.24247	5.5	0.24949
1.114	0.20817	1.214	0.22129	1.335	0.22995	1.84	0.24270	6.0	0.24958
1.116	0.20852	1.216	0.22148	1.340	0.23022	1.86	0.24292	7.0	0.24970
1.118	0.20888	1.218	0.22167	1.345	0.23048	1.88	0.24313	8.0	0.24977
1.120	0.20923	1.220	0.22185	1.350	0.23073	1.90	0.24333	9.0	0.24983
1.122	0.20957	1.222	0.22204	1.355	0.23098	1.92	0.24352	10.0	0.24986
1.124	0.20991	1.224	0.22222	1.360	0.23123	1.94	0.24371	11.0	0.24988
1.126	0.21024	1.226	0.22240	1.365	0.23146	1.96	0.24388	12.0	0.24990
1.128	0.21057	1.228	0.22257	1.370	0.23170	1.98	0.24405	13.0	0.24992
1.130	0.21090	1.230	0.22275	1.375	0.23193	2.00	0.24421	14.0	0.24993
1.132	0.21122	1.232	0.22293	1.380	0.23215	2.05	0.24459	15.0	0.24994
1.134	0.21153	1.234	0.22310	1.385	0.23238	2.10	0.24493	20.0	0.24997
1.136	0.21184	1.236	0.22327	1.390	0.23259	2.15	0.24524	25.0	0.24998
1.138	0.21215	1.238	0.22344	1.395	0.23281	2.20	0.24552	30.0	0.24999
1.140	0.21245	1.240	0.22360	1.40	0.23301	2.25	0.24578	>30	0.25
1.142	0.21275	1.242	0.22377	1.41	0.23342	2.30	0.24602		
1.144	0.21304	1.244	0.22393	1.42	0.23381	2.35	0.24623		
1.146	0.21333	1.246	0.22410	1.43	0.23419	2.40	0.24643		
1.148	0.21361	1.248	0.22426	1.44	0.23455	2.45	0.24662		

图 2.1 中心距系数表

但是，在实际设计中绝大多数情况下都是在中心距已经确定的情况下再匹配链条，此时再进行中心距的计算已经没有太大意义，故在实际使用中可根据经验在标准中心距下增加0.5~1节链条节距的长度，再配合适当的张紧可实现较为理想的传动效果。

2.2 链传动的布置


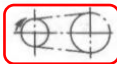
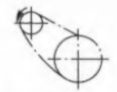
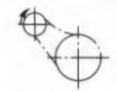
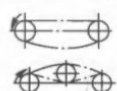
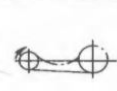
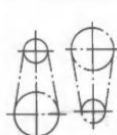
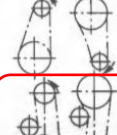
传动参数	正确布置	不正确布置	说 明
$i = 2 \sim 3$ $a = (30 \sim 50)p$			两轮轴线在同一水平面,紧边一般布置在上边,但布置在下边亦可
$i > 2$ $a < 30p$ 大传动比、小中心距场合			两轮轴线不在同一水平面,松边应在下面,否则松边下垂量增大后,链条易与链轮卡死
$i < 1.5$ $a > 60p$ 小传动比、大中心距场合			两轮轴线在同一水平面,松边应在下面,否则下垂量增大后,松边会与紧边相碰,需经常调整中心距
垂直传动 i, a 为任意值			两轮轴线在同一铅垂面内,下垂量增大,会减小下链轮的有效啮合齿数,降低传动能力,应采用中心距可调,增加张紧装置,或使上、下两轮轴线不在同一铅垂面内

图 2.2 链传动的布置

上表为“机械设计”教材中对于链传动布置的描述，但是需要注意的是，此表存在 2 处问题，将在下面分条进行修正。

- ① 当传动参数为传动比 $i=2\sim3$ 、中心距 $a=(30\sim50)p$ 时，紧边在上的效率优于紧边在下，应作为首选，但这两种实际差别不明显，故实际设计中紧边在上在下均可。
- ② 当传动比 i 、中心距 a 为任意值时，为防止传动能力下降的根本手段是增加有效啮合齿数，进而增强传动能力。故上图红框中的布置方式为正确的布置方式。

2.3 链传动的张紧

链传动的张紧程度可有其送边的垂度大小表示。张紧的目的主要是为了避免垂度过大导致的啮合不良以及链条的振动，同时在一定程度上增大链条与链轮的包角，增强传动能力。

张紧的方式主要包括：①调节中心距 ②缩短链长 ③设置张紧装置 这三种，一般常见的张紧装置原理如下图：

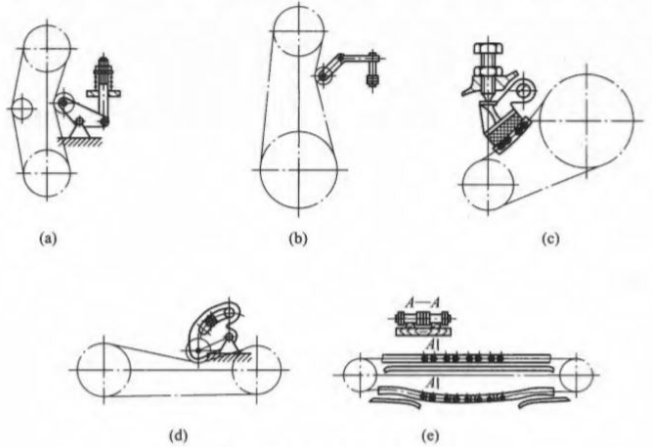


图 2.3 常见张紧装置

一般情况下，尽量选用图中 b、d 类型的张紧机构，相比其他张紧方式 b、d 类型的机构可在张紧链条的同时增大与链轮的包角，在一定程度上增大传动能力。另外相比于张紧轮，托板的噪音、效率、体积等方面均由明显劣势，故一般在设计上不推荐。

第三部分 带传动

带传动在工业中非常常见，按传递动力的原理可分为**摩擦型**与**啮合型**两种方式。在大型工业设备上多使用摩擦型带传动，在中小设备上多使用啮合型带传动，啮合型带传动兼有带传动与、齿轮传动以及链传动的特点，它们的特点如下：

摩擦型带传动具有以下特点：

- ① 传动带具有弹性和挠性（塑性），可吸收一定的振动并缓和冲击，使传动平稳、噪音小，可用于高速传动
- ② 由于是依靠摩擦力传动，在过载时会发生打滑而保护传动系统，且在过载消失后可自行恢复
- ③ 适用于较大中心距的传动
- ④ 由于依靠摩擦力传动，存在打滑率，故不能保证准确的传动比，且效率较低
- ⑤ 对轴系有着较大的径向力
- ⑥ 由于带与带轮经常摩擦，易产生静电火花，不适合精密场合的传动

啮合型带传动具有以下特点：

- ① 有精确的传动比，且效率高、噪音低、传动平稳，可用于高速传动
- ② 中心距允许范围大，可用于长距离传动
- ③ 相对于摩擦型带传动，啮合型带传动径向压力较小
- ④ 具有弹性和挠性，可承受一定冲击，且不需润滑

本文主要对啮合型带传动进行简述，摩擦型带传动在此不做过多介绍，如有有兴趣各位可以自行学习。啮合型带传动（同步带）在精密设备上十分常见，非常适合于竞技机器人的传动系统的设计。

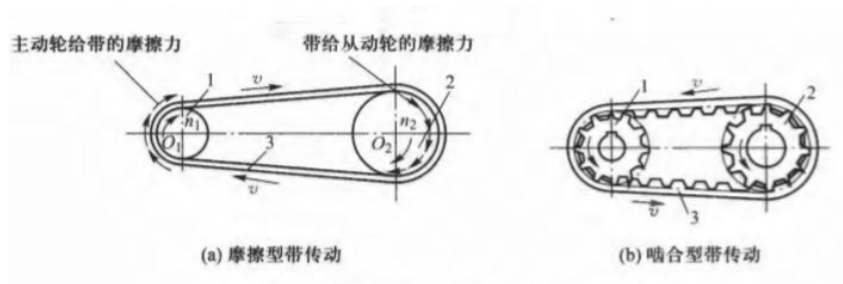


图 0.1 带传动

相关名词解释

节圆 d

节圆的概念可以类比于齿轮的分度圆，计算公式如下，式中 d 为节圆直径、 P_b 为节距、Z 为齿数、m 为模数：

$$d = \frac{P_b Z}{\pi}$$

若为模数制，则 d 为：

$$d = mZ$$

节距 P_b

节距为同步带两齿间的距离，对于同步轮则为两齿间的弧长，是定义同步带与同步轮的重要参数。

节线长 L_p

直观理解即为同步带的等效周长，其定义为当同步带垂直其底边弯曲时，在带中保持长度不变的周线。在结构上对应同步带强力层中心线的周长。

一. 同步带的常见种类

1. 梯形齿

梯形齿常见型号有 MXL、XL、L、H、XH、XXH、T2、T5、T10、T20 等，其相较于圆弧齿功率传递能力低，在传动时产生的噪音与振动较大，一般在转速不高或小功率的场合中使用，但梯形齿种类繁多，在中心距不可调的设计中适合各种中心距的适配。

2. 圆弧齿

圆弧齿常见型号有 HTD-3M、HTD-5M、HTD-8M、HTD-14M、HTD-20M，相比于梯形齿，圆弧齿传递的功率更大，且能防止啮合过程中齿的干涉，同时圆弧齿的耐磨性较好，工作噪音小，可用于粉尘等恶劣环境。但由于型号较少，在中心距不可调的设计中容易出现中心距无法配凑的情况。

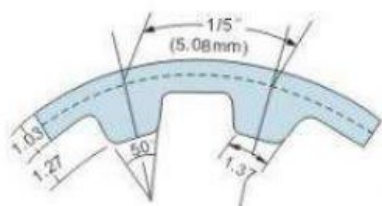


图 1.1 XL 梯形齿

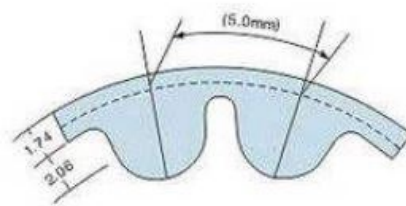


图 1.2 HTD-5M 圆弧齿

3. 按材料分类

若按带齿材料区分同步带，主要可以分为聚氨酯（PU）和氯丁橡胶两大类，一般而言橡胶同步带挠性、耐水性较好；PU 带耐水性、高低温性能较差，但耐磨性较好。故在常温情况下多推荐使用 PU 带，反之则使用橡胶带。



图 1.3 橡胶同步带



图 1.4 聚氨酯同步带

二. 设计相关

1. 同步带的选型

同步带齿形的选择主要根据同步轮转速与所传递的功率决定，一般准从下表即可。

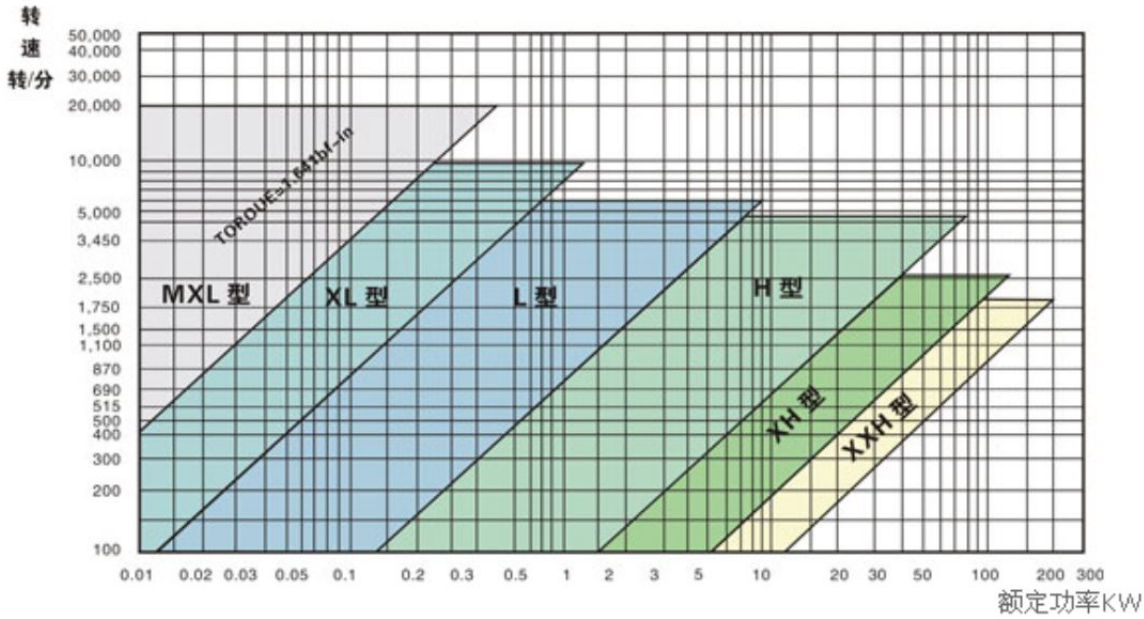


图 2.1 梯形齿选型

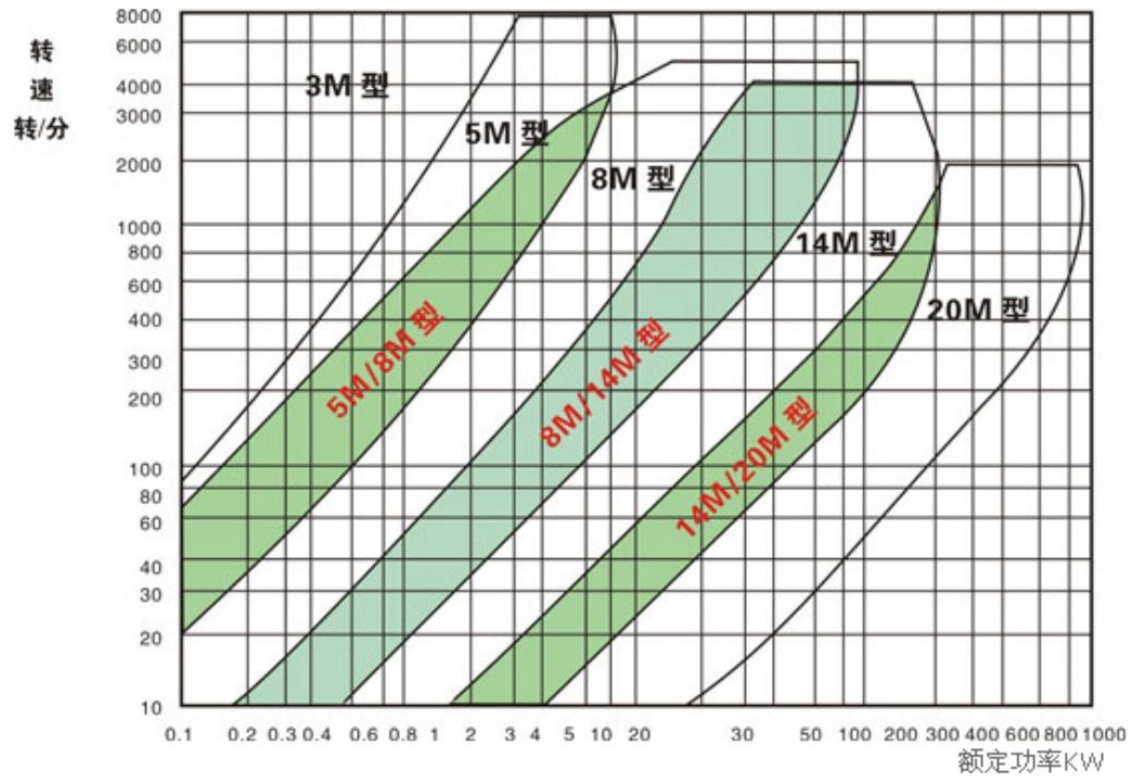


图 2.2 圆弧齿选型

2. 同步带中心距的计算

对于中心距不可调的设计，实际中心距 a 为：

$$a = \frac{d_2 - d_1}{2 \cos \frac{\alpha_1}{2}}$$

其中， α_1 为小带轮包角、 d_2 是大带轮节圆直径、 d_1 是小带轮节圆直径。对于中心距可调

的设计，中心距 a 为：

$$a \approx a_0 + \frac{L_p - L_{op}}{2}$$

其中 a_0 为初定中心距（见下面的公式）、 L_p 为节线长、 L_{op} 为初定节线长。 a_0 与 L_{op} 的估算公式如下：

$$0.7(d_1 + d_2) < a_0 < 2(d_1 + d_2)$$
$$L_{op} \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0}$$

不难发现，同步带传动中心距的计算是比较麻烦的，需要查询的各种参数较多，计算也较为繁琐，不利于设计。由于中心距计算的繁琐性我一般比较推荐使用网络中的各类小工具进行中心距的计算，使用百度搜索“同步轮中心距计算”就可以找寻到许多小工具(如下图)，只需输入一些基本信息就可以快速计算出相关参数，大大提高了计算的效率。



图 2.3 同步带计算工具

3. 同步带的张紧

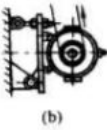
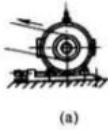
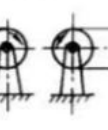
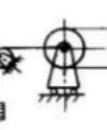
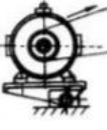
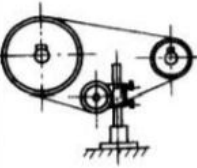
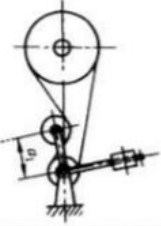
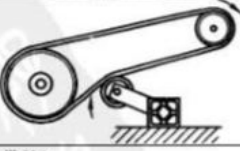
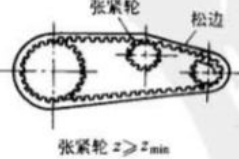
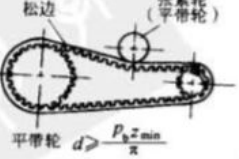
张紧方法		定期张紧	自动张紧
简图及应用	改变轴间距	<div><p>(a) 用于水平或接近水平的传动 (b) 用于垂直或接近垂直的传动</p></div>	<div><p>(c) 是靠电机的自重或定子的反力矩张紧，多用于小功率传动。应使电机和带轮的转向有利于减轻配重或减小偏心距 (d)、e 常用于带传动的试验装置</p></div>
	张紧轮	<div><p>用于 V 带、同步带的固定中心距传动 张紧轮安装在带的松边内周上，其轮缘应与带轮相同，节圆直径 $d_p \geq (0.8 \sim 1)d_1$ d_1——小带轮节圆直径</p></div>	<div><p>用于 i 大、a 小的情况，但带的寿命低 应使 $\alpha_1 \geq d_1 + d_2$，$\alpha_2 \leq 120^\circ$ α_1——张紧轮与小带轮的轴间距</p></div> <div><p>新型橡胶弹簧张紧器 见表 13-2-35、表 13-2-36</p></div>
改变带长		有接头的平带，定期将带截短，截去长度 $\Delta L = 0.01L$ (L —带长)	
同步带张紧轮配置		<div><p>张紧轮 $z \geq z_{min}$</p></div>	<div><p>张紧轮 (平带轮) 平带轮 $d \geq \frac{P_b z_{min}}{\pi}$</p></div>

图 2.4 同步带的张紧

第四部分 螺旋传动

螺旋传动是利用螺杆和螺母组成的螺旋副传递运动和动力的机构,比较典型的如丝杠等。螺旋传动主要是用来实现旋转运动与直线运动的相互转换,还可以用来调整和测量元件。按分类可以主要分为**调整螺旋**、**起重螺旋**、**传导螺旋**这三大类,调整螺旋用于固定零件的位置,如机中、精密设备中的微调螺旋;起重螺旋用以承受轴向载荷,且通常需要自锁,如千斤顶;传到螺旋用于传递动力及运动,多需要长时间工作,需要有较高的精度与效率,一般不追求自锁。

本部分主要介绍丝杠机构,其他螺旋传动机构将不再详细介绍,有兴趣各位可进行自行学习。丝杠机构在传动机构中是较为简单的一种,参数较少,设计相对简单,更重要定性理解原理。

相关名词解释

导程

绕丝杠旋转一圈,沿轴线方向前进的距离称为导程。导程是丝杠最为重要的参数之一,它很大程度上决定了丝杠的负载能力与能否自锁。

由导程的定义可知,丝杠机构轴向移动距离的计算方式如下:

$$l = \frac{\varphi}{2\pi} S = \frac{\varphi}{2\pi} Px$$

其中, φ 为螺母(或螺杆)的转角(rad)、S为导程、P为螺距、x为螺纹线数。

螺旋角

螺旋角即为螺旋线的切线方向与圆柱体轴线间的夹角,它和导程有直接关系。导程越大,螺旋角越小。一般螺旋角不需要特别设计,确定导程即可。

头数

头数也称为线数,指的是丝杠中螺旋线的条数,一头丝杠即由1条螺旋线组成的丝杠,二头丝杠即为由2条螺旋线组成的丝杠。头数越多,承载能力越强,但在相同导程下螺纹间的距离也就越短,一般情况下对于小型设备单头丝杠即可满足需求。

摩擦力

丝杠的摩擦力主要来源于两部分,分别是螺纹摩擦力 M_{f1} 和支撑面摩擦力 M_{f2} ,其中螺纹摩擦力 M_{f1} 占主导作用,其计算方式如下:

$$M_{f1} = \frac{1}{2} d_2 F \tan(\lambda + \rho')$$

注意,此时中的单位为N·mm。其中F为传动中的轴向载荷、 ρ' 为当量摩擦角、 λ 为螺旋线升角、 d_2 为螺纹中径。

支撑面摩擦力的计算方式如下:

$$M_{f2} = \frac{1}{3} f F \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}$$

上式中 f 为支撑面的摩擦因数、F为轴向载荷、 D_0 和 d_0 分别为支撑环面的外径与内径,与前式一样此式中的单位也为N·mm。

一. 丝杠的种类

螺旋传动按螺纹间的摩擦状态可以分为**滑动螺旋**、**滚动螺旋**以及**静压螺旋**三种，其中静压螺旋不太常用，在此不做讨论。前两种摩擦状态也就对应了 2 大类常见的丝杠种类，分别是滑动丝杠和滚珠丝杠。

1. 滑动丝杠

滑动丝杠相比于滚珠丝杠加工简单、成本低廉、当螺纹升角小于摩擦角时能自锁，正是这些特点使它十分适合于要求不高的设备中，如竞技类机器人等。但是由于滑动摩擦的特性，滑动丝杠的阻力较大、效率不高，一般仅在 0.3~0.7 间，自锁时低于 0.5，常在 0.3~0.4；且螺纹间存在间隙，反向时有空行程，磨损也较快。

滑动丝杠中按牙型可分为梯形、锯齿形以及矩形三种，其中梯形丝杠应用最广，锯齿形丝杠主要用于单向受力，矩形丝杠虽效率高，但加工困难、强度较低，且尚未标准化，故本部分中主要介绍梯形丝杠。



图 1.1 梯形丝杠



图 1.2 丝杠电机

梯形丝杠是竞技机器人中所应用的主要丝杠种类，目前市面上较为常见的 T6、T8、T10 丝杠都是此类型丝杠，。但需要注意的是，严格来说梯形螺纹的标注应该是 Tr 为起始，而不是 T，例如一根直径 8mm、导程为 2 的梯形丝杠就应在工程图中标注为 Tr8x2。

2. 滚珠丝杠

滚珠丝杠最突出的优点就是可以用较小的转矩获得高精度、高刚度、高速度和无侧隙的进给，而且使用滚珠丝杠进行正传动和逆传动的效率相近，一般都在 0.9 以上。常用于对精度要求较高的设备中。

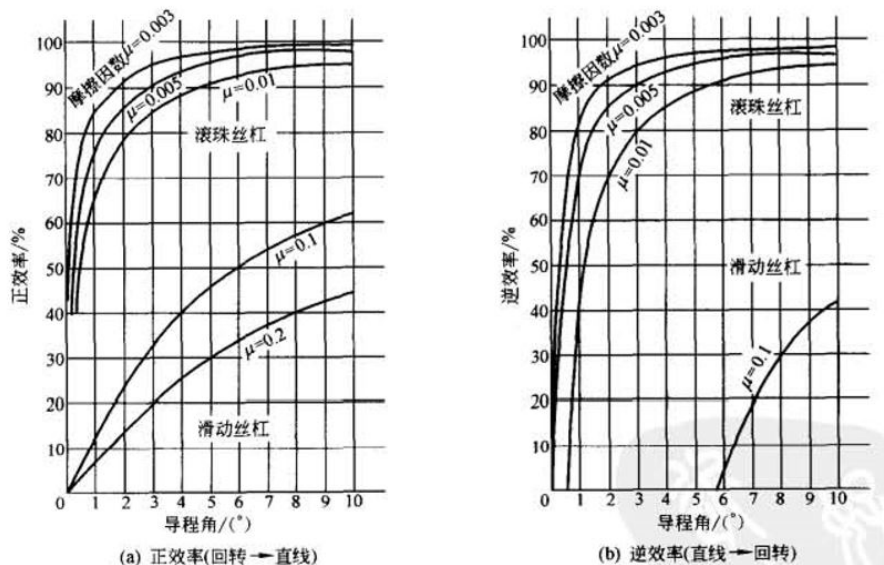
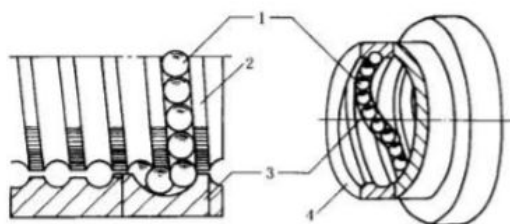


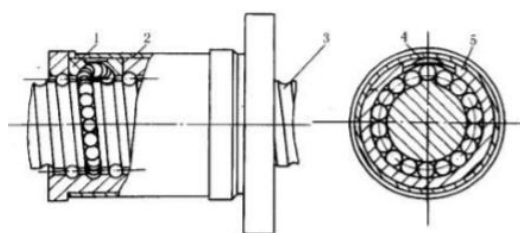
图 1.3 丝杠效率曲线

滚珠丝杠螺母的结构非常有趣，它通过反向器实现内部滚珠的循环，进而源源不断的使内部的滚珠能支撑螺母。目前较为常见的循环方式有两类四种，两大类为内循环和外循环，其中内循环有浮动式和固定式两种，外循环有插管式和螺旋槽式这两种。



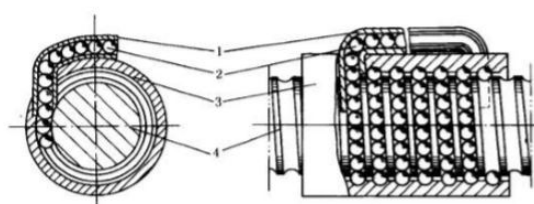
1—滚珠；2—丝杠；3—反向器；4—螺母

图 1.4 内循环固定式



1—反向器；2—弹簧套；3—丝杠；4—拱形簧片；5—螺母

图 1.5 内循环浮动式



1—插管式反向器；2—滚珠；3—螺母；4—丝杠

图 1.6 外循环插管式

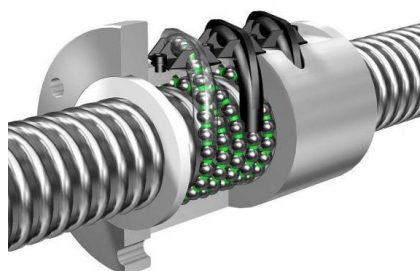


图 1.7 外循环插管式

不论是上述哪种反向器，它们都具有滚珠丝杠高精度、高刚度、高速度的特点，一般而言外循环的成本要低于内循环反向器，其中较为典型的既是外循环插管式，在成本与性能间取得了较好的平衡，这也是目前应用较多的一种滚珠丝杠反向器。

二. 常用材料

1. 45 钢

45 钢是一种优质碳素结构钢，在日常使用中十分普遍。其性能优于 Q235 钢材，且价格较为廉价，性价比较高，适合在一些要求不高的齿轮、轴、结构件中使用。它的屈服强度 $\sigma_s \geq 355\text{MPa}$ 、抗拉强度 $\sigma_b \geq 600\text{MPa}$ (850℃正火、840℃淬火、600℃回火时)，远高于 Q235 的水平。另外 45 钢可进行调质处理，机械性能可有较大的提升空间，若经过淬火其表面硬度最高可达 HRC62。其优秀的性价比对于竞技机器人的使用是首选材料。

45 钢牌号的命名来源于它的含碳量为 0.45%，故它的叫法为“45 钢”，而不能叫成“45 号钢”。另外需要注意的是由于它并不包含较多合金元素，且含碳量不低，在潮湿环境使用易生锈，在加工完成后应进行一定的防锈处理，如发黑、电镀、涂油等。

根据丝杠的受力形式不难看出，丝杠的材料应有足够的强度和耐磨性，以及良好的加工性。45 钢便是用于加工不太重要丝杠的常见材料，它的屈服强度尚可，足以满足一般需求的使用，但由于其中碳钢的特性，暴露在潮湿环境下比较容易生锈，而对丝杠而言生锈会极大影响传动的正常进行、进而影响效率，故一般都会对 45 钢材质的丝杠进行以防锈为目的的表面处理，如发黑等。

2. 40Cr

40Cr 钢材是目前机械制造中使用最为广泛的一种合金结构钢，它在调质处理后有良好的综合力学性能。在硬度为 HRC25 时，其屈服强度 $\sigma_s \geq 785\text{MPa}$ 、抗拉强度 $\sigma_b \geq 810\text{MPa}$ ，可

见其性能远远优于 45 钢。40Cr 主要用于有一定要求、受力较大的轴类零件，也可用于齿轮。对 40Cr 性能的直观描述可总结为“有硬度有韧性，抗磨耐高温”，同时与 45 钢一样，在进行调质处理后它的机械性能可进一步提升。同时由于材料中 Cr 元素的存在，40Cr 可进行氮化处理，可使表面形成高硬度、高耐磨性、不易生锈的氮化层，多用于要求较高的齿轮。

在丝杠的制造中 40Cr 的使用情况与 45 钢类似，可以视作“加强版 45 钢”，它有着更好的机械性能，可以在尺寸不变的情况下承载更大的载荷，对于要求较高的丝杠还可以进行淬硬处理，以获得更低的摩擦系数与更优良的耐磨性。一般在竞技机器人等小型设备中使用 40Cr 调质料+表面镀铬的这套组合已经可以覆盖任何机构，毫不夸张的说在竞技机器人中是性价比和性能平衡的最好的一种材料与工艺的搭配。

3. 不锈钢

我们知道不锈钢的机械性能不如 45 钢或 40Cr，有些牌号的屈服强度甚至还不如 Q235，那为什么还有很多丝杠的设计中选用不锈钢作为丝杠的材料？这主要有 2 个原因：

- ① 不锈钢可以长时间保持“洁净”的表面。我们知道滑动丝杠的螺纹表面光洁度是影响传动效率的重要参数，而一旦表面生锈，那大多数情况下这根丝杠也就宣告了报废。不锈钢可以在很长时间内保持螺纹表面稳定是状态，且不需要额外维护，这也是很多食品生产线使用不锈钢丝杠的原因。另外尽管不锈钢材质的机械性能不佳，但对于一些轻负载的场合依然足够，例如 3D 打印机的 X、Y、Z 轴等，使用不锈钢足以满足要求。
- ② 不锈钢丝杠有数量庞大的标准件型号基础，一般直径 4-20 的梯形丝杠在淘宝上很轻松的就可以找到相应的型号，如较常用的 T6、T8、T10 等更是多如牛毛，而庞大的标准件也就意味着较低的加工成本和较短的迭代周期，故在一些轻载结构上尝试用不锈钢丝杠。

4. 铜基合金

螺旋传动中很重要的一点就是要求材料有着优异的耐磨性，在这一点上铜基合金相比钢材更有优势。一般而言在螺母材料中最耐磨的是 ZCuSn10Pb1，是一种锡青铜，但价格较贵，一般使用高力黄铜即可。

建议丝杠与丝杠螺母使用不同材料，较为常见的搭配是钢制丝杠+黄铜螺母。此种搭配可在保持丝杠刚度的同时降低螺旋副中的摩擦，提高传动效率，且长期静止时也能延缓扩散作用造成的金属粘连现象。

理论上滑动丝杠螺母的最佳材料的锡青铜，如 ZCuSn10Pb1、ZCuSn5Pb5Zn5 等，高力黄铜次之，然后是普通黄铜（如 H59、H62），然后才是耐磨铸铁、钢等。但有些适合条件所迫不得不使用钢制螺母，此时需要重视润滑剂的使用，一般在丝杠传动中多使用润滑脂，具体使用何种润滑脂由具体工作环境而定，并无定论。

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	0.15 ~ 0.17
钢和耐磨铸铁	0.10 ~ 0.12		

图 2.1 常用材料摩擦因数 f

三. 设计要点

1. 自锁

很多情况下设计丝杠是要求其能有自锁的功能，使丝杠自锁的条件如下：

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{S}{\pi d_2} \leq \rho'$$

其中 λ 为螺纹升角、 S 为丝杠导程、 ρ' 为当量摩擦角、 f 为摩擦因数、 d_2 为丝杠中径， ρ' 的计算方式如下：

$$\rho' = \tan^{-1} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad \text{通常 } \lambda \leq 4^\circ 30'$$

2. 效率

如开头所说，滑动丝杠的效率较低，且不同运动形式的效率存在一定区别。当回转运动转化为直线运动时，丝杠机构的效率为：

$$\eta = (0.95 \sim 0.99) \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda \pm \rho')}$$

当是直线运动转化为回转运动时，丝杠机构的效率为：

$$\eta = (0.95 \sim 0.99) \frac{\tan(\lambda - \rho')}{\tan \lambda}$$

在上式中，系数(0.95~0.99)为轴承效率，其取决于轴承的种类，如果是滑动轴承则取0.95。其中第一个公式内的分母部分取决于载荷方向，当轴向载荷与运动方向相反时取+号。

第五部分 柔性传动

柔性传动可能是大家较为陌生的一种传动方式，但它在我们生活中并不罕见，如越野车车头处的绞盘、龙门吊上的电葫芦、手术机器人上的关节、老式飞机的舵面控制等，都是应用柔性传动的代表，在本部分中将主要介绍柔性传动中的绳传动。

严格来说绳传动主要有2个分支，一个是使用柔性体（如钢丝、绳线）作为传送带，以类似皮带的方式**依靠摩擦力**进行运动与动力的传递；另一个是依靠绞盘控制绳线的长度，通过**长度的变化**来实现位置的改变。前者的特性与摩擦型带传动类似，难以实现精密传动，存在一定的打滑率，而后者是近些年来精密传动的研究热点，一些手术机器人、串联机器人以及一些结构较为紧凑的机构都选择以绳传动作为其动力的传动方式。对于依靠控制长度来实现位置控制的绳传动有以下特点：

- ① 能传递平行轴与任意位置轴之间的旋转与直线运动
- ② 零件简单、加工方便
- ③ 传动平稳，噪音、振动、冲击极低
- ④ 但所传递的极限功率较小

一. 设计相关

由绳线的特性我们不难发现，它抗拉不抗压，只能承受单向的载荷，所以需要其他机构进行自由度的约束。在实际设计中绳传动主要有2个较为常见的应用场景：**①作为旋转副的动力源；②实现旋转与直线的动力变换，作为移动副的动力源**。其中①常见较为典型的应有就是直升机尾桨的变距（如下图），通过连杆的转动，使一侧绳线受牵拉，同时另一侧放出等长距离的线绳，进而实现远端某一转动副的位置控制。由于绳线为柔性体，它可以轻松通过定滑轮等装置实现方向的改变，体积极小且不占空间利于整体机构的空间布局。

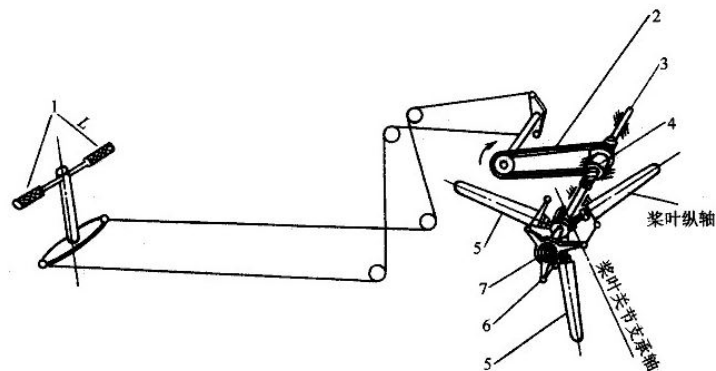


图 1.1 尾桨变距机构

另一种方式主要应用于线性滑轨机构，利用绞盘实现对绳线的缩放，通过缠绕在绳线中定滑轮受力方向的改变进而实现滑轨的位置控制。例如下图，若绞盘旋转（此时已有一定长度的蓝色线绳缠绕在绞盘内）右侧的红色线绳会被绞盘收起，缩短外露的长度，进而对滑块产生向右侧滑轮方向的拉力，使滑块向右运行。由于滑块的上端与下一级滑轨的左侧相固定，故旋转绞盘会使第二级滑轨向右运动，以此类推即可实现长行程线性滑轨的运动。同理，绞盘反向转动时蓝色线绳可对滑块提供向左侧滑轮的拉力，使滑轨收回。

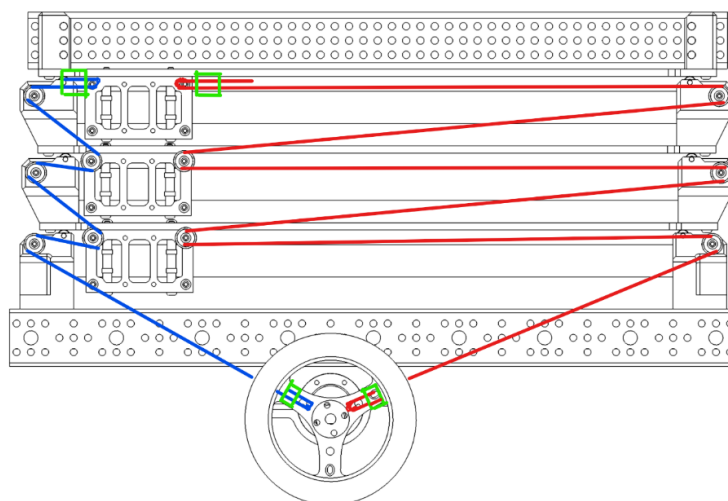


图 1.2 线性滑轨机构

我个人认为，绳传动最大的优势在于它可以使用定滑轮等辅助机构**实现方向的变换**，这对整体机构的布置意义巨大。例如上文的线性滑轨机构，想要加快它的运行速度就要增大线绳的线速度，在不更换电机的条件下只能增大绞盘的直径，而增大直径会使得原来的的空间不足以容纳迭代后体积较大的绞盘，这种情况下可以灵活的通过合理的设计定滑轮，改变线绳的运动轨迹，使绞盘可以布置到机器的其他空间更充裕的位置，提高整体的空间利用率，使结构更为紧凑。

有很多人认为使用线绳进行传动“不可靠”“不稳定”，这是一种**非常错误**的想法。若绳传动真的不可靠，老式战斗机、现在的手术机器人等精密设备也不会采用绳传动作为动力传输方式。但很多应用实例中确确实实反应出线绳传动机构的可靠性问题，下面将对此进行分析。线绳传动机构失效的主要风险有以下三点：

- ① 线绳断裂
- ② 脱线
- ③ 与其他机构干涉、绞死

对上述三点隐患进行逐个分析,线绳断裂的因素很多,例如过载、载荷承受方式不正确、磨损等,这部分会在下文的“线绳种类”中详细说明;对于脱线,发生于与线绳接触的定滑轮处,由于线绳收到外界的扰动或其他影响导致它脱离原本运动轨迹,致使在运动至定滑轮处时脱出。此时不难发现,要想脱线,必须要满足的条件就是“线绳偏离原轨迹的幅度大于定滑轮的槽深”,而明白了这一点,解决脱线的方式也就十分清晰了。主要有以下几点:

- ① 提高线绳张力
- ② 加深定滑轮槽深
- ③ 对线绳的运动轨迹进行约束

其中,提高线绳的张力可通过计算绳长或安装张紧机构实现,第 2、3 点可通过使用 V 型轴承实现,还可以通过在轴承两侧安装挡板或保护壳进一步加深等效槽深,降低脱线的可能性。

一般而言与其他机构发生干涉、绞死等情况较为少见,多是由于设计者考虑不完全所致,在设计结束后对整体设计进行审查与校核就可以有效的杜绝这种情况的发生。

二. 绳线种类

绳传动是依靠线绳等柔性体进行传动的机构,线绳性能的好坏自然是重中之重。目前常用的线绳主要有钢丝、尼龙线、凯夫拉线以及棉/麻线等,下面将逐一进行简述。

1. 钢丝绳

钢丝绳是将力学性能与几何尺寸相近的钢丝捻制在一起的螺旋钢丝束,具有优良的抗拉强度、抗疲劳强度、低延伸率和抗冲击韧性。由于它有多股钢丝组合而成,有着远超单股钢丝的柔软性,但相比其尼龙、凯夫拉等高分子材料仍然太过坚硬,柔软性不佳的直接后果就是在通过定滑轮变向时柔性体顶端的曲率半径过大,继而导致发生脱线的可能性变大。



图 2.1 钢丝绳



图 2.2 尼龙线

2. 尼龙线

相比于钢丝绳,尼龙线的柔性更佳,且单位抗拉强度更高,理论上直径 1mm 的尼龙线可以承受 54kgf,相比之下同直径的钢丝绳(7x7 结构)只能承受 12.7kgf。更柔软的性质于更高的抗拉强度也就意味着尼龙线在轻载轻载条件下是一种比钢丝绳更优秀的线绳材料。但是,由于尼龙线是单芯结构,在遭受微小损伤,如磨损、被锋利金属边缘划伤等情况时它的承载能力会大幅度下降。且目前较为常见的高性能尼龙线多为钓鱼线、球拍线等专业用途的,价格较高。

3. 凯夫拉线

凯夫拉线是我重点推荐的一种线绳材料,它具有比尼龙更为优秀的抗拉强度,直径 1mm (8 股结构)可承受 200Lbf (约 90kgf) 的拉力,同时它的延伸率也很低且十分柔软,可有效防止脱线的发生。与尼龙线的结构不同,凯夫拉线是一种由凯夫拉纤维组成的编织线,这意味着就算收到外界磨损,有部分纤维断裂,整体线材仍能保持有大部分的承载能力,不至于想尼龙线一样迅速失效、断裂。凯夫拉线唯一的缺点或许是它的颜色只有黄色,美观性稍

差。另外凯夫拉线在生活中的应用非常广泛，比较典型的应用如风筝线，广泛的使用造就了较低的成本，便于购买及使用。

不过需要注意的是，不论是哪种线材，在换向时都会与定滑轮端产生较大的摩擦，如果是使用铜套等滑动轴承，一旦表面存在金属毛刺等尖锐部分，很容易对线绳造成致命的损伤，极大的缩短它的使用寿命，这点需要特别注意。在可能的情况下尽量使用滚动轴承，以减低线绳与轴承圆柱面的相对滑动，延长线绳寿命。



图 2.3 凯夫拉线



图 2.4 凯夫拉线结构

三. 线头的固定

接触过绳传动的设计者大都遇到过线头固定的困扰，直接打结很难保证原有长度，而且易松脱、操作难度大。对于线头的各种固定方式我不做过多叙述，直接简述我比较推荐的方式，即使用铝套进行固定。

常见铝套有 2 种，一种是 0 型铝套，一种是 8 字铝套。一般而言在条件近似情况下 8 字铝套由于中部的凸起对内侧造成的挤压，固定效果要优于 0 型铝套。由于铝的硬度较低、塑性较好，在收到压力后内壁的金属会一定程度上嵌入线绳表面，极大的增加表面的摩擦系数，使其极难松脱，这也就意味着较好的固定效果。

铝套的使用非常简单，在使用时只需把线段从铝套中传入，再从另一侧再次传入，并将套环的尺寸调整至合适大小后使用台钳压紧即可（使用虎钳/台钳/锤子均可，个人经验使用台钳效果最好）。



图 3.1 8 字铝套



图 3.2 铝套的使用

对于大负载的绳传动系统，可在使用铝套后利用留出的线头再次打结，并从另一端再套入一个同型号的铝套进行固定。这也是铝套使用的一大优势，非常的灵活便利。另外对于大直径的不锈钢线绳还可以使用专用的钢缆夹头，但它只适合于大直径钢缆的固定，并不适合于尼龙、凯夫拉等材料线绳的固定，在小型机构上使用较少。

第六部分 润滑

任何接触式的传动方式都离不开润滑，适当的润滑可以在很大程度上减小摩擦、降低噪音、提高效率、延长寿命。严格来说每种传动的润滑方式都有所不同，使用的润滑油/脂也有一定区别，本文中为简化说明就不对每种传动的润滑进行详细的叙述，转而对集中常用的润滑剂进行简要的介绍。

按物态进行分类润滑剂可分为**固体润滑剂**和**液体润滑剂**两大类（润滑脂一般算作液体润滑剂），一般而言液体润滑剂由于使用方便、应用广泛、价格低廉等特点更为常用，固体润滑剂多应用与一些特殊场合，如食品工业、航天等。下文中将主要介绍液体润滑剂。

液体润滑剂中按粘稠度分可大体分为润滑油、润滑脂两大类，对于竞技机器人中的使用大多数情况下可以总结为“高速用油、低速用脂”。润滑脂相比于润滑油工作范围更宽、极压性能更好，但粘滞性强、流动性差且散热不好。润滑油的特点基本相反，但使用更加便利，在大多数情况下设备的润滑首选润滑油。简而言之，一般轴承、齿轮、连接部位、需要密封以及防止外物侵入的工况下一般使用润滑脂，其他情况使用润滑油。

相关名词解释

极压性

极压性指的是润滑油膜在承受载荷而不被挤出接触面的性能。直观上来看润滑剂的极压性越好，在承受载荷的过程中油膜就越不容易被挤出。在传统润滑理论中一般分为液体润滑和边界润滑，我们知道在大多数情况下做 2 个相对运动的物体表面会被润滑的油膜隔开，没有直接接触，这种情况下成为“液体润滑”；随着载荷的增加，2 物体间的油膜厚度逐渐减少，当载荷增大到一定程度，连续油膜被物体表面的微峰破坏，产生了局部的直接接触，这种情况称为“边界润滑”。而在边界润滑中能与金属表面产生化学反应生成化学保护膜、起润滑作用的添加剂成为“极压添加剂”，这种最严苛的边界润滑即称为“极压润滑”。

锥入度/稠度

锥入度是用来衡量润滑脂的稠度及软硬程度的指标，主观上可以理解为稠度（定义有区别，仅限主观理解），锥入度的单位为 0.1mm。锥入度越大，就表示润滑脂越柔软，反正就越硬。例如常见的齿轮润滑油为 000#、00#、0#，锥入度分别为 445~475、400~430、355~385。不过对于竞技类机器人过分考虑锥入度意义不大，进行简单测试并通过主观反馈即可。

滴点

滴点为由半固态变位液态时的温度，是反应润滑脂高温性能的重要指标。

一. 常见润滑脂

1. 钙基润滑脂

钙剂润滑脂是目前应用最广的一种润滑脂，俗称“黄油”，用于一般机构与轴承的润滑。它的温度稳定性尚可，一般在不超过 70℃的环境下使用，适用于中温、中速、中载荷的环境。另外它的抗水性较好，能在潮湿环境下使用，且价格便宜，但也有着使用温度低、寿命短的缺陷。简而言之，钙基润滑脂是一种性能一般但价格便宜的常用润滑脂，多见于大型机械设备，在精密设备上鲜有使用。

2. 锂基润滑脂

锂基润滑脂相比于钙基润滑脂温度稳定性明显提升，一般可到 120℃，同时寿命也有明显的提升，目前市场的应用也十分广泛。它多用于齿轮、轴承、导轨等运动部件的润滑。另外锂基润滑脂也是一类不错的基础润滑脂，在其中添加相应添加剂可制成各种类型的特种润滑脂，如二硫化钼润滑脂、极压润滑脂等。对于一般设备锂基脂都可以很好的润滑。

3. 二硫化钼润滑脂

二硫化钼润滑脂是一种杰出的特种润滑脂，它在极压环境下有着十分出色的润滑性能，故多用于重载荷工况下。同时二硫化钼润滑脂还有着优良的机械安定性与胶体安定性，这使得它有着极长的使用寿命，另外它的抗氧化性、耐水性、防锈性能都非常优异，唯一的弱点是耐高温性能不是非常出色，一般极限使用温度在 130℃ 左右。针对这一缺陷也有着基于二硫化钼的高温润滑脂，最高使用温度可到 350℃。

对于竞技类机器人二硫化钼润滑脂有些“大材小用”，也算十分适用于某些大负载的机构润滑。但一般很少用于电机内部的润滑（高性能电机一般发热严重），此类情况更适合使用聚脲润滑脂。

4. 聚脲润滑脂

聚脲润滑脂可以说是转为高速电机而生，有着如极压耐磨、抗氧化、抗腐蚀等诸多优良的性能，是一种高性能长寿命的特种润滑脂。它的设计目的就是保证电机轴承以及内部的滚珠在高温高速下的性能与稳定性，它最为突出的一个特点就是有着极佳的耐高温性与极压抗磨性，一般可以极限使用温度可以达到 200℃，油膜能承受 140KG/mm² 的压力而不被破坏。非常适用于高性能电机减速箱以及内部的润滑。

5. 硅基润滑脂

硅基润滑剂是一种常见的橡胶润滑剂，也可以用于塑料/塑料、塑料/金属、橡胶/金属间的长效润滑，它的热稳定性、抗水性、抗氧化性都非常突出，极限使用温度可以到 250℃，且与大多数塑胶和弹性体都有着良好的相容性。多用于气动阀门、气缸活塞、密封件的动态润滑及密封。

二．常见润滑油

润滑油相比于润滑脂最突出的特点就是粘滞性低、流动性好，能更好的渗入润滑面，对于要求不高的通用性场合有着更好的适用性。例如铰链、门轴等情况的应用等。润滑油的种类十分繁杂，很难找到具有严格标准牌号的小剂量润滑油，不过在大多数情况下使用润滑油也就意味着润滑要求不高、使用环境不苛刻，对润滑油自身的性能要求也就低一些，没有必要强调具体性能。根据经验，比较适用于竞技机器人的润滑油种类主要有缝纫机油和自行车油，缝纫机油粘度更低、流动性更好，自行车油粘度相对高一些，粘滞性更好。



图 2.1 缝纫机油



图 2.2 自行车油

第七部分 联轴器

在传动中很多时候需要进行共轴的传动,这种情况下使用联轴器传动是非常便利高效的选择。在上文中我们说到了很多种类的传动方式,但不论是齿轮传动、链传动、带传动、螺旋传动或其他哪一种方式,实现同轴心的动力传输都不是非常便利,而在设计的设计中有很多情况下迫切的需要动力的同轴输出,例如电机输出轴、齿轮箱动力输出、机构动力输入等。

联轴器的分类方式有很多,本片将以联轴器原理进行分类。简而言之,对于传动庞大的需求也催生了种类繁多的联轴器,下面将以较为常见的一些联轴器种类进行介绍。

相关名词解释

偏差

偏差即指联轴器所连接的两侧轴系间的偏差,其中包含轴向偏差、径向偏差与角向偏差。由于零件公差、装配精度等因素的影响,在实际中的偏差很难消除,所以很多时候就要求联轴器能够包容 2 轴系间的偏差,使整体机构的运行不受影响。

补偿

由于偏差的存在,联轴器 2 端也就存在着尺寸偏差,如果联轴器是一个刚体那必然会存在较大的装配应力,对机构造成不良影响。所以很多时候需要对存在的偏差进行补偿,即通过联轴器自身具有挠性或其他特性实现偏差的消除,消除装配应力,提高使用的精度与寿命。

挠性

挠性即物体受力变形,撤去外力后物体不可恢复的性质,概念与塑性接近,但有所不同,塑性更强调主观想达到的变形,而挠性是客观由于外力造成的变形。不过联轴器中的“挠性”值得是“挠性连接”,即两侧连接的不见即有约束或传递动力的关系,又可存在一定程度上的位移。示例请见下文。

一. 常见联轴器

1. 刚性联轴器

刚性联轴器即承受载荷时无任何回转间隙,就算有偏差产生了负载也仍然保持刚性传递扭矩的联轴器。很明显,这样的特性是把双刃剑,这带给了它重量轻、超低惯量、高灵敏度、高载荷、零间隙等特点,另外由于简单的结构也几乎可以免维护,而且耐油性超强。但是这也导致了一旦系统中存在任何偏差,都会导致轴、轴承或联轴器的过早损坏,而正如上文中的介绍所言,偏差是很难避免的,这就导致使用刚性联轴器在大多数情况下都会导致系统寿命的缩短。



图 1.1 刚性联轴器



图 1.2 刚性联轴器

2. 挠性联轴器

刚性联轴器最大的问题就是无法补偿偏差，对系统的寿命造成不利影响。挠性联轴器通过其中的挠性原件，使联轴器整体具有挠性连接的特点，可以很好的补偿机构中的偏差，广泛使用于各种场合。

2.1 梅花联轴器

梅花联轴器（直爪式）使用工程塑料或橡胶作为弹性体夹在金属爪盘中间，由于弹性体的存在，梅花联轴器具有较好的缓冲减震性能。同时由于其是 2 部分的金属爪盘插接而成，其间可以存在一定的角向和轴向偏差，是一种适用性很广的联轴器。

尽管由于弹性体的变形与爪盘间存在的间隙，传统直爪式梅花联轴器的精度逊于刚性联轴器，但在大多数情况下也足够满足设计要求。且由于弹性体受压不受拉的特性，它可以传递较大的转矩。简而言之，梅花联轴器可补偿轴向、角向偏差、缓冲减震性能好、尺寸紧凑结构简单、不需润滑、承载能力强，是大多数机构设计时的首选联轴器。



图 1.3 梅花联轴器



图 1.4 梅花联轴器（拆开）

2.2 绕线联轴器

梅花联轴器具有一定的补偿轴向与角向偏差的能力，但为了保证承载能力，补偿的幅度十分有限。不过很多时候所传递的扭矩很小，但对补偿的灵敏性、补偿量的要求较高，如编码器、高速飞轮等，这是时候绕线联轴器比梅花联轴器更为合适。

绕线联轴器通过在金属主体部分切割部分材料，使联轴器整体呈现螺旋形，让它具有了像弹簧一样较大的可变形量。同时它还有一定补偿径向偏差的能力。



图 1.5 绕线联轴器



图 1.6 较大的补偿量

2.3 波纹管联轴器

绕线联轴器补偿偏差的性能非常优异，但由它的结构不难发现，它无法实现较大扭矩的传动，一旦扭矩过大，容易出现损坏等情况。在需要较大的补偿量且所传递的扭矩较大时，使用波纹管联轴器更为合适。

波纹管联轴器在结构上类似于将绕线联轴器的螺旋部分更换为弹簧，这让它具有了传递更大扭矩的能力。它可有效补偿轴向、径向以及角向的偏差、零回转间隙、高弹性、高精度

的特点，这让它广泛应用于数控机床等精密传动机构中。



图 1.7 波纹管联轴器



图 1.8 角向补偿

2.4 膜片联轴器

膜片联轴器的结构与前几种有所不同，它是由几片不锈钢薄片用螺栓交错的与 2 个半联轴器连接，每组膜片又由数片薄片组成。膜片联轴器依靠膜片（不锈钢薄片）的弹性变形来补偿偏差，由于是全金属材质，它的耐油性极强、不用润滑、结构紧凑、强度高、无间隙、寿命长、耐高温。与前几种挠性联轴器不同的是膜片联轴器主要用于补偿径向偏差，也能一定程度上补偿角向偏差。



图 1.9 双膜片联轴器



图 1.10 单膜片联轴器

3. 万向联轴器

很多时候原动力的布置非常不便，或在需要在运动过程中进行传动，如车辆悬架上车轮的传动。万向联轴器利用其结构特点，可以实现在两轴不在同一轴线，或存在夹角的情况下实现大扭力的连续回转，可靠的传递运动和动力。

万向联轴器的种类很多，结构上比较常见的有十字轴式、球笼式、球叉式、凸块式、球销式、球铰式等等，其中最常用的是十字轴式与球笼式，一般十字轴式多用于小型万向节，球笼式多用于大型万向节。



图 1.11 十字万向节



图 1.12 十字万向节

4. 十字滑块联轴器

不难发现，上述几种挠性联轴器大多都用于对轴向和角向偏差的补偿，但是实际设计中很多时候偏差是以径向偏差的形式存在的。十字滑块联轴器是一种非常优秀的用于补偿径向偏差的挠性联轴器，它由2个两端带槽的半联轴器和中间滑块组成，其中的中间滑块上有2个呈正交布置的凸块，这个凸块可在槽的半联轴器中滑动，进而实现径向偏差的补偿。



图 1.13 十字滑块联轴器

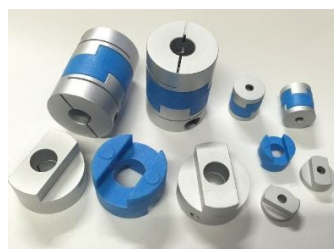


图 1.14 十字滑块联轴器（拆解）

5. 施密特联轴器

施密特联轴器也称作平行联轴器、连杆联轴器，是一种可以在紧凑空间内无负载地补偿较大径向偏差的高扭矩联轴器，它通过2层连杆的相互配合实现大径向偏心的补偿，它的补偿量是上述几种联轴器中最大的，但由于连杆受力较大，材料只能选用钢材，使整体重量较大，且价格较为昂贵。



图 1.15 施密特联轴器

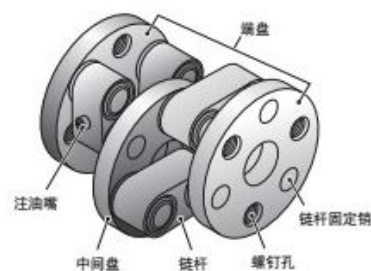


图 1.16 施密特联轴器（结构图）

6. 法兰联轴器

法兰联轴器是一个很大的范围，很多情况下咱们所使用的“联轴器”都并非严格意义上的联轴器，而是“法兰联轴器”。顾名思义，法兰联轴器的特点就是在一端有一个用于输出转矩的法兰，这个法兰的形态多种多样，也就造就了法兰联轴器种类的繁多。

但不论如何，法兰联轴器也属于联轴器，需要于轴进行相对的固定，由于另一端并非传统意义上的“联轴”端，故绝大多数法兰联轴器无法补偿轴向、径向、角向的偏差，只能在整体上作为刚性联轴器使用。多用于原动件的动力输出，如电机法兰盘、主动轮上的法兰联轴器等。



图 1.17 法兰联轴器



图 1.18 异型法兰联轴器

第八部分 紧固相关

紧固的概念非常广泛，在此处只说明用于固定轴系的方式，所设计的场景也仅是用于固定轴与联轴器间的固定。显然，动力想要传输联轴器与轴间就必须相对静止，而要想实现这一点主要有两种方式：①**摩擦力约束**；②**几何约束**。其中的几何约束也有很多具体的实现方式，如键、销钉、压片等，而例如顶丝、法兰等方式同时利用了摩擦力与几何两种方式进行约束。两种的约束方式各有特点，但没有优劣之分，下面将针对每种实现方式进行说明。

一. 常用紧固方式

1. 抱紧式

最传统的抱紧式紧固即直接将轴抱紧，利用摩擦力实现扭矩的传动。此处方式在足够的夹紧力下是非常可靠的，但大多数情况下很难提供足够的夹紧力，正因为此很多设计中偏向于使用将抱紧式联轴器与键槽配合使用，利用夹紧产生的摩擦力将键固定，并由它来传递转矩。或将抱紧式联轴器的内孔改为 D 型孔，通过夹紧的方式消除间隙并对轴向进行约束，依靠 D 型孔的几何约束实现转矩的传递。



图 1.1 抱紧式+键槽



图 1.2 抱紧式+D 型孔

2. 顶丝

顶丝是一种使用非常便利的简易固定方式，比较适合低扭矩的传动。任何联轴器在沿径方向方向上加工出螺纹孔都可以进行顶丝的安装，但需要强调的是，不论使用怎样的方法加强顶丝的紧固效果，它都只是一种简易的禁锢方式，在传动中需要长时间工作，且稳定性要求较高的场合不建议使用。

很多设计中发现，顶丝在交变、冲击或振动的工况下经常会出现松动失效的情况，这部分具体原因请见下文的“顶丝简述”，在此处不做赘述，本部分主要说明此问题的常用解决方法：

- ① 使用螺丝胶。但注意用量，切勿使螺丝胶渗入轴系配合面
- ② 使用双顶丝。例如将一个 M4x8 的顶丝换成 2 个 M4x4 的顶丝，具体原因见后文
- ③ 直接更换为螺钉。螺钉可提供更大的预紧力，消除底面间隙从而避免松动，但会使上端的螺钉头突出
- ④ 更换更高强度等级的顶丝。如将 304 顶丝换为 12.9 级高强度顶丝。

另一个注意关注的问题就是顶丝的布置方式，常见的方式有单顶丝、双顶丝（90° 分布）、双顶丝（120° 分布）、双顶丝（180° 分布），其中 90° 与 120° 的布置方式最为常见。顶丝在锁紧时会轴压下，将其“按”在内控的对侧面上，此时如果是单顶丝布置，对于轴而言只有一个主动力方向，但两侧并没有很牢固的约束（内孔存在间隙），只能依靠顶丝端面与轴的摩擦力进行固定，很明显这是不稳定的。120° 分布的顶丝由于有 2 个顶丝呈 120° 布置，在提供更大的等效预紧力的同时也对轴的姿态有了更好的约束，但由于分力方向存在重合，不可避免的会造成内应力的增大，容易造成应力集中。90° 分布的特点与 120° 分布类

似,但更小的夹角一定程度上见笑了轴内的应力,使紧固更可靠。但实际使用中 90° 与 120° 的布置方式区别不大,但一般不推荐使用单顶丝的紧固方式。



图 1.3 单顶丝



图 1.4 双顶丝（ 90° 布置）

3. 键

本部分只简述平键。平键的依靠 2 个侧面作为工作面,靠键与键槽侧面的挤压来传递扭矩的一类紧固件。平键的对中性较好,定位精度高、拆装方便,但无法实现轴向固定,承受载荷的能力较强,多用于高速、冲击、变载荷的工况。

平键的选型主要根据轴系的直径,常用有 A、B、C 三种型号,其中 A 型便于加工且对中性好,但引力集中较大;C 型主要用于轴端。

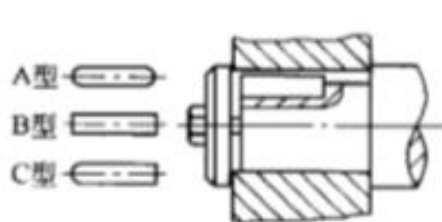


图 1.5 平键类型

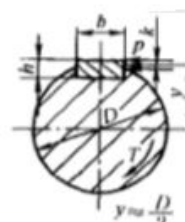


图 1.6 受力简图

对于强度校核,主要考虑工作面侧面的挤压或磨损,,失效形式有工作面被压溃(静连接)、磨损(动连接)以及键的切断等。(过盈量较小时不需要考虑过盈配合对应力的影响)计算公式如下:

静连接时:

$$\sigma_p = \frac{2T}{Dkl} \leq \sigma_{pp}$$

动连接时:

$$p = \frac{2T}{Dkl} \leq p_{pp}$$

其中, σ_{pp} 、 p_{pp} 为键、轴、轮毂中最弱材料的许用压应力, T 为转矩、 D 为轴的直径、 l 为键的工作长度、 k 为键与轮毂的接触高度(平键 $k=0.4h$)。如果与键相对滑动的被连接件表面存在表面硬化,则动连接的 p_{pp} 可提高 2~3 倍。

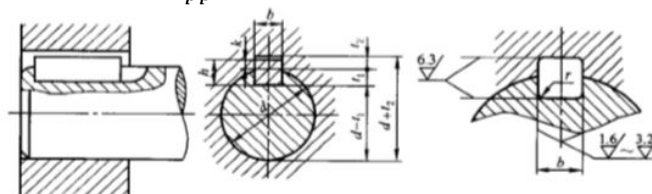


图 1.7 尺寸标准

轴的公称 直径 d	键尺寸 $b \times h$	键 槽												半径 r	
		基本 尺寸	宽度 b					深 度							
			极限偏差					轴 t_1		毂 t_2					
			正常连接		紧密连接	松连接		基本 尺寸	极限 偏差	基本 尺寸	极限 偏差				
轴 N9	毂 JS9	轴和毂 P9	轴 H9	毂 D10	尺寸	偏差	尺寸	偏差	最小	最大					
6~8	2×2	2	-0.004	±0.0125	-0.006	+0.025	+0.060	1.2	+0.1	1.0	+0.1 0	0.08	0.16		
>8~10	3×3	3	-0.029		-0.031	0	+0.020	1.8	0	1.4		0.16	0.25		
>10~12	4×4	4	0	±0.015	-0.012	+0.030	+0.078	2.5		1.8		+0.2 0	0.25	0.40	
>12~17	5×5	5	-0.030		-0.042	0	+0.030	3.0		2.3					
>17~22	6×6	6						3.5		2.8					
>22~30	8×7	8	0	±0.018	-0.015	+0.036	+0.098	4.0	+0.2	3.3					
>30~38	10×8	10	-0.036		-0.051	0	+0.040	5.0	0	3.3	+0.2 0	0.40	0.60		
>38~44	12×8	12						5.0		3.3					
>44~50	14×9	14	0	±0.0215	-0.018	+0.043	+0.120	5.5		3.8					
>50~58	16×10	16	-0.043		-0.061	0	+0.050	6.0		4.3					
>58~65	18×11	18						7.0		4.4	+0.3 0	0.70	1.00		
>65~75	20×12	20		±0.026				7.5		4.9					
>75~85	22×14	22	0		-0.022	+0.052	+0.149	9.0		5.4					
>85~95	25×14	25	-0.052		-0.074	0	+0.065	9.0		5.4					
>95~110	28×16	28						10.0		6.4	+0.3 0	1.20	1.60		
>110~130	32×18	32	0	±0.031	-0.026			11.0		7.4					
>130~150	36×20	36	-0.062		-0.088	+0.062	+0.180	12.0	+0.3	8.4					
>150~170	40×22	40				0	+0.080	13.0	0	9.4					
>170~200	45×25	45						15.0		10.4	+0.3 0	2.00	2.50		
>200~230	50×28	50						17.0		11.4					
>230~260	56×32	56		±0.037		+0.074	+0.220	20.0		12.4					
>260~290	63×32	63	0		-0.032	0	+0.100	20.0		12.4					
>290~330	70×36	70	-0.074		-0.106			22.0		14.4	+0.3 0	2.50	/		
>330~380	80×40	80						25.0		15.4					
>380~440	90×45	90	0	±0.0435	-0.037	+0.087	+0.260	28.0		17.4					
>440~500	100×50	100	-0.087		-0.124	0	+0.120	31.0		19.4					

图 1.8 尺寸及公差标准

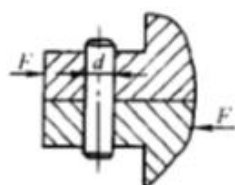
在实际设计中首先根据轴的公称直径选取平键型号，如有需要再进行强度校核。另外由于平键无法实现轴向的固定，在设计时需要特别考虑轴向的固定问题。

4. 销钉

销钉主要用于装配定位，也可以用于作为连接件，还可以作为过载剪短元件实现安全保护。一般较为常见的类型有圆柱销、内螺纹圆柱销、圆锥销，其中圆柱销最为常用。一般在选用是可直接根据结构特点按经验确定，必要时再进行强度校核。

常见的受力形式有以下几种：

① 圆柱销的剪切应力



该情况下：

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 Z} \leq \tau_p$$

② 圆柱销的挤压及剪切应力



该情况下：

$$\tau = \frac{2T}{DdL} \leq \tau_p$$

$$\sigma_p = \frac{4T}{DdL} \leq \sigma_{pp}$$

其中 F 为横向力、 d 为销的直径、 Z 为销的数量、 T 为转矩、 L 为销的长度、 τ_p 为许用应力、 σ_{pp} 为最弱构建的许用挤压应力。

常用的材料有 304 不锈钢、45 钢、GCr15 等材料，304 和 GCr15 材质的圆柱销最为常见且种类繁多，易于选配，其中 GCr15 材质的圆柱销机械性能远强于 304 不锈钢，一般更推荐使用。

5. 压片

压片是一种工程应用中很罕见的联轴器禁锢方式，但此种方式非常适用于竞技机器人中的应用。它适合于竞技机器人中绝大多数传动机构的轴系设计中，也非常便于与轴系整合到一起，使结构更加紧凑。压片联轴器在设计中主要有 2 个要点：

- ① 使用螺纹+螺母进行双重紧固。即在联轴器主体已有螺纹的情况下仍使用防松螺母进行螺栓的紧固，此操作的目的是利用内螺纹和螺母进行相互的锁定，原理类似双螺母，可有效的避免由振动导致的松动。
- ② 压片使用屈服强度较高的材料。压片是对轴的扁位进行几何约束的直接受力部分，若强度太低很容易导致压片变形，进而导致间隙的产生与扩大。

简而言之，对于竞技机器人而言压片联轴器是一种非常好用的设计，但由于需要包容压片部分，整体的体积普遍偏大，需要注意干涉。

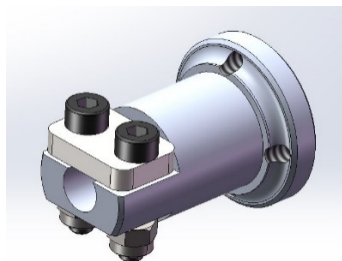


图 1.9 压片法兰轴

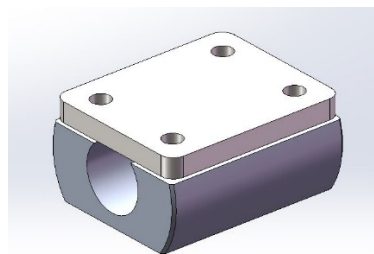


图 1.10 压片联轴器

二. 非圆传动

除上述几种传递扭矩的方式外，使用轴系自身的几何特征也是一种非常常用的方式，如单扁位（D 型轴）、双扁位、方轴、六角轴等。这几种方式的特点比较类似，都是通过去除轴的一部分材料实现几何的约束，进而传递扭矩。很明显，去除的材料越多，轴所传递扭矩的极限也就越小，故理论上去除的材料越少越好。但去除的材料越少也就意味着轴所暴露的几何特征也就越少，越不便于进行约束，例如一根多边形轴（近似圆轴）和一根双扁位轴，很显然近似圆轴是不太便于约束的，而双扁位轴的固定就非常方便。



图 2.1 方轴



图 2.2 六角轴

其中比较值得一说的主要有单扁位轴、方轴以及六角轴这三种。单扁位轴，或是说 D 型轴，其最大的优点即是加工方便、去除材料较少、轴的强度保持较完整，通过铣削、磨削、线切割等方式可以快速方便的实现对 D 型面的加工，若要求极低甚至可以使用板锉或角磨机对轴进行简易的加工，实现几何约束的目的。也正是由于去除材料较少，加工的范围较小，自然加工所消耗的工时与成本都较低，一般微型电机输出轴的形式以 D 型轴居多。

方轴相比于 D 型轴所去除的材料较多，轴强度的损失较大，且由于对四面都需要进行加工，同时需要保证四面间相互的垂直度，这导致其加工的成本偏高，一般多用于轴端面配合，在长径比较大的轴的设计上较为少见。不过对于竞技机器人而言并非如此，由于很多时候竞技机器人并不需要传递很大的扭矩，更需要考虑如何是实现轻量化设计以及拓展的便利性与性价比，而使用铝方管作为传动轴的方式很完美的满足了这一点。由于更大的截面尺寸，对材料应力要远比等质量的实心轴要小得多，而且铝方管已经具有了较好的几何特征，可以很方便的通过各种方式进行约束。

六角轴相比于方轴增加了 2 个配合面，这减小了对于每个面上的压强，也就缓解配合部位上较为严重的应力集中问题，可以传递更大的转矩，但相应的成本也会进一步增加。但幸运的是，在市场上存在六角型轴的标准型号，可以很方便的进行购买与二次加工，可以大幅度的降低成本。不过不巧的是该型号的六角轴只有不锈钢材质，不利于机构的轻量化设计。

三. 顶丝相关

使用顶丝对轴向和周向进行约束是一个较为简单的解决办法，顶丝的分类很多，按照形态可分为凹端顶丝、平端顶丝、凸端顶丝、尖端顶丝、波珠顶丝等；如果按照强度也可分为普通顶丝、高强度顶丝，当然由于顶丝这类紧固件很小，易损坏，所以目前市面上的高强度顶丝基本都为 12.9 级，相比之下 10.9 级、8.8 级的顶丝极为少见，而有一些工况较为特殊，或对外观有一定要求，这种情况下可使用如 201、304、316 等材质的不锈钢顶丝或如 H59、H62 等材质的黄铜顶丝。

1. 顶丝的常见种类

凹端顶丝

凹端顶丝是几种顶丝中使用最为简单的一种，其在使用时可直接与未二次加工的光轴进行配合，不需要加工出平面即可实现轴向与周向力的约束。但实际上这种情况的限制条件很多，从原理上分析可以发现，在紧定过程中凹端部分在一定程度上嵌入光轴的圆柱面中，从而实现定位，这也就要求与顶丝配合的轴的硬度不能太高，如果轴硬度过高，会导致顶丝凹端面形变程度过大，嵌入轴的深度过浅，不能很好的实现定位。例如在 45 钢软轴上使用 12.9 级的凹端顶丝效果就很好，而在经过热处理的 45 钢硬轴或是 GCr15 光轴时就会导致顶丝凹端面形变过大，变成依靠摩擦力实现转矩的传递，这显然是不稳定的，扭矩较小还可以勉强使用，但如果扭矩较大，很容易出现打滑等情况。



图 3.1 凹端顶丝



图 3.2 平端顶丝

平端顶丝

平端顶丝在使用时相比于凹端顶丝稍显复杂，它不能直接配合未加工的光轴，只能与已有加工面的轴进行配合，为此必须先使用铣床、磨床或线切割等方式将轴上加工出平面，然后才可使用平端顶丝与其进行配合。由于正常配合情况下配合面可看作是 2 个平面挤压在一起，它相较凹端顶丝可传递更大的转矩，即周向固定依靠 2 个面之间的挤压，轴向固定依靠顶丝与轴之间的摩擦力。

另外与凹端顶丝不同的是,平端顶丝更适合与硬度较高的轴进行配合。如轴的硬度较低,在传递转矩过程中与顶丝配合的面在微观上很容易产生不均匀的凹陷,而多次、不同方向上的凹陷也就会导致顶丝与配合面间产生间隙,进而导致顶丝的松动。故在 45 钢硬轴上使用平端顶丝时,在达到合适的紧定力矩的情况下并不是很容易松动,而相比之下 45 钢软轴就很容易松动,经常需要采取其他措施保证顶丝不发生松动,关于顶丝松动的研究与结论将在后文中详细说明,在这里我就不在赘述了。

尖端顶丝

尖端顶丝也称为锥端顶丝,相比于平端顶丝在使用上要更复杂一些,平端顶丝要求配合面必须为一个平面,而尖端顶丝则要求与锥型沉孔配合,目的是实现在轴上的定位,若轴上的锥型沉孔加工的精度较高,理论上使用尖端顶丝可实现较高的轴向定位精度。当然,这类定位方式也存在不少问题,如在机械震动工况下较容易松动、轴向定位不稳定等等,远不如卡簧稳定,所以其更多的情况下是用在较容易从外部进行紧固的位置上,比如机床手轮的定位、摇轮的固定等等。



图 3.3 尖端顶丝



图 3.4 凸端顶丝

凸端顶丝

凸端顶丝与前几种顶丝相比不是很常见,不过它的功能较为丰富,由于有一个单独的凸台,凸台的端面不论是平度还是表面粗糙度都要好于平头顶丝的平面,而更好的平度意味着在使用时更不容易发生松动,这部分的原理我会在下文详细说明,再此不做过多赘述。同时相比于一般的顶丝,单独的凸台表面对工件的伤害更小,这也是很多滑台原配的波珠定位顶丝遗失后使用凸端顶丝进行替代的原因。另外这个凸台也可以配合轴上的沉孔进行轴向定位,当然样使用不太规范,会带来一些其他问题,不过在轻载情况下整体是效果还是能达到不错的定位精度的。

波珠顶丝

波珠顶丝相较于前几种顶丝,其功能较为单一,作为定位使用,不能传递转矩。其顶端的波珠内部安装有弹簧,可在较短的行程内伸缩,在一些低副的情况下,比如燕尾滑台、十字滑台中常作为定位顶丝使用。

需要注意的是,顶丝最大的优点是便于使用,且配合要求低,而不是能传递转矩,相反的,顶丝能传递的转矩非常有限而且总体稳定性不佳,较容易出现顶丝松动的情况。不过也正是其便于使用、配合要求低这一点使它成为了还不错的一种辅助定位方式,常用在一些不重要、低负载的情况下。



图 3.5 波珠顶丝



图 3.6 波珠顶丝

2. 关于顶丝松动

在上文中我多次提到顶丝这种紧固件有容易松、不稳定的缺点，那么这是为什么？如何避免？

首先从顶丝松动的原理进行说明，对于平端顶丝来说，它端面部分不完全水平，使其在受到振动时受力点不在正中心，同时因为存在螺纹，使其形成了转动的力矩，在每次振动时都会使顶丝转动少许，从而导致了顶丝的松动。

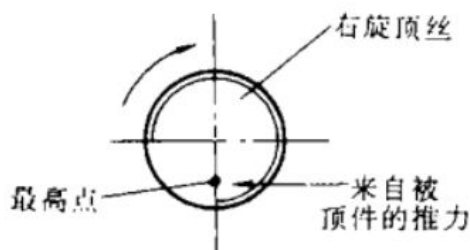


图 3.7 顶丝端面受力图

那么如何应对？从原因我们可以得知，松动的原因有 2 点，一是材料的形变或是工艺导致的不水平，二是力矩的存在，由这两点进行分析，不难得出一下几钟对策：

- ① 更换高强度顶丝，如将不锈钢顶丝换为 12.9 级顶丝。
- ② 将一个较长的顶丝换为多个较短的顶丝，通过多个顶丝顶在一起实现多顶丝的联动，通过后一顶丝来阻止前一顶丝因转动力矩而产生的松动，进而实现总体上的防松效果。
- ③ 若目的只是对轴的固定，且轴上已加工出了平面，可直接使用杯头螺丝替换顶丝，虽然这样螺丝部分会外露，但由于与螺丝刀接触的面积变大，可使用更大的力矩进行螺钉的紧定，通过材料的形变来实现螺钉轴向力来增大螺牙间的摩擦力，实现不易松动的效果。
- ④ 通过设计顶丝孔的位置分布，利用震动产生的转动力矩。通过将顶丝孔位置设计的略微偏心，使其抵消左旋的转动力矩，不过这种方法实现起来比较复杂，效果有待验证。

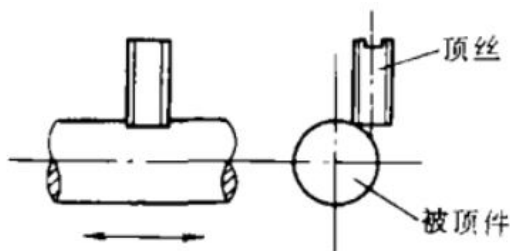


图 3.8 顶丝配合位置