

滚子链链轮的结构设计

newmaker

1. 链轮的齿形

链轮齿形必须保证链节能平稳自如地进入和退出啮合，尽量减少啮合时的链节的冲击和接触应力，而且要易于加工。

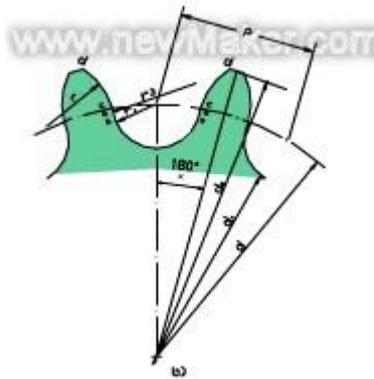


图 1 滚子链链轮端面齿形

常用的链轮端面齿形见图 1。它是由三段圆弧 aa 、 ab 、 cd 和一段直线 bc 构成，简称三圆弧-直线齿形。齿形用标准刀具加工，在链轮工作图上不必绘制端面齿形，只需在图上注明“齿形按 3RGB1244-85 规定制造”即可，但应绘制链轮的轴面齿形，见图 2，其尺寸参阅有关设计手册。工作图中应注明节距 p 、齿数 z 、分度圆直径 d （链轮上链的各滚子中心所在的圆）、齿顶圆直径 d_a 、齿根圆直径 d_f 。其计算公式为

$$\text{分度圆直径 } d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

$$\text{齿顶圆直径 } d_a = p \left(0.54 + \cot \frac{180^\circ}{z} \right)$$

$$\text{齿根圆直径 } d_f = d - d_r$$

式中 d_r ——滚子直径 (mm)。

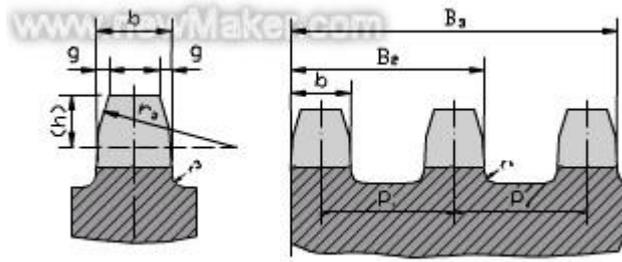


图 2 滚子链链轮端面齿形

2. 链轮结构

图 3 为几种常用的链轮结构。小直径链轮一般做成整体式（图 3a），中等直径链轮多做成辐板式，为便于搬运、装卡和减重，在辐板上开孔（图 3b），大直径链轮可做成组合式（图 3d），此时齿圈与轮芯可用不同材料制造。

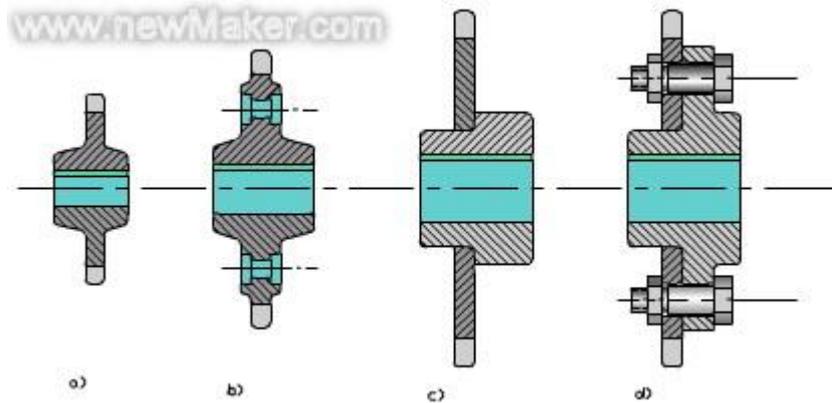


图 3 链轮结构

3. 链轮材料

链轮材料应保证轮齿有足够的强度和耐磨性，故链轮齿面一般都经过热处理，使之达到一定硬度。常用材料见表 1。

链轮材料	热处理	齿面硬度	应用范围
15、20	渗碳、淬火、回火	50~60HRC	$z \leq 25$ 有冲击载荷的链轮
35	正火	160~200HBS	$z > 25$ 的链轮
45、50、ZG310-570	淬火、回火	40~45HRC	无剧烈冲击振动和要求耐磨损的链轮
15Cr、20Cr	渗碳、淬火、回火	50~60HRC	$z \leq 25$ 的大功率传动链轮
40Cr、35SiMn、35CrMo	淬火、回火	40~50HRC	要求强度较高和耐磨损的重要链轮
A3、A5	焊接退火	140HBS	中低速、中等功率的较大链轮
不低于 HT200 的灰铸铁	淬火、回火	260~280HBS	$z > 50$ 的链轮
夹布胶木			$P < 6\text{kW}$ 、速度较高、要求传动平稳、噪声小的链轮

(end)

滚子链传动的设计计算

newmaker

1 滚子链传动的主要失效形式

链传动的主要失效形式有以下几种：

(1) 链板疲劳破坏 链在松边拉力和紧边拉力的反复作用下，经过一定的循环次数，链板会发生疲劳破坏。正常润滑条件下，疲劳强度是限定链传动承载能力的主要因素。

(2) 滚子套筒的冲击疲劳破坏 链传动的啮入冲击首先由滚子和套筒承受。在反复多次的冲击下，经过一定的循环次数，滚子、套筒会发生冲击疲劳破坏。这种失效形式多发生于中、高速闭式链传动中。

(3) 销轴与套筒的胶合 润滑不当或速度过高时，销轴和套筒的工作表面会发生胶合。胶合限制了链传动的极限转速。

(4) 链条铰链磨损 铰链磨损后链节变长，容易引起跳齿或脱链。开式传动、环境条件恶劣或润滑密封不良时，极易引起铰链磨损，从而急剧降低链条的使用寿命。

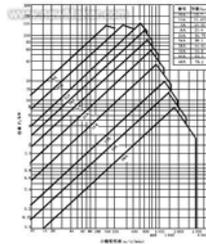
(5) 过载拉断 这种拉断常发生于低速重载或严重过载的传动中。

2 滚子链传动的额定功率曲线

(1) 极限传动功率曲线 在一定使用寿命和润滑良好条件下，链传动的各种失效形式的极限传动功率曲线如图 1 所示。曲线 1 是在正常润滑条件下，铰链磨损限定的极限功率；曲线 2 是链板疲劳强度限定的极限功率；曲线 3 是套筒、滚子冲击疲劳强度限定的极限功率；曲线 4 是铰链胶合限定的极限功率。图中阴影部分为实际使用的区域。若润滑不良、工况环境恶劣时，磨损将很严重，其极限功率大幅度下降，如图中虚线所示。



(2) 许用传动功率曲线 为避免出现上述各种失效形式，图 2 给出了滚子链在特定试验条件下的许用功率曲线。



试验条件为： $z_1=19$ 、链节数 $L_p=100$ 、单排链水平布置、载荷平稳、工作环境正常、按推荐的润滑方式润滑、使用寿命 15000h；链条因磨损而引起的相对伸长量 $\Delta p/p$ 不超过 3%。当实际使用条件与试验条件不符时，需作适当修正，由此得链传动的计算功率应满足下列要求

$$P_c = \frac{K_A P}{K_Z K_L K_p} \leq P_0$$

式中 P_0 --许用传递功率 (kW)，由图 2 查取；

P --名义传递功率 (kW)；

K_A --工作情况系数，见表 1。

K_Z --小链轮齿数系数，见表 2，当工作点落在图 1 某曲线顶点左侧时（属于链板疲劳），查表中，当工作点落在某曲线顶点右侧时（属于滚子、套筒冲击疲劳）查表中；

KL--链长系数，根据链节数，查表 3；

Kp--多排链系数，查表 4。

载荷种类	原动机	
	电动机或汽轮机	内燃机
载荷平稳	1.0	1.2
中等冲击	1.3	1.4
较大冲击	1.5	1.7

表 1

Z ₁	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
K _Z	0.446	0.554	0.664	0.775	0.887	1	1.11	1.23	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	1.93
K' _Z	0.326	0.441	0.566	0.701	0.846	1	1.16	1.33	1.51	1.69	1.89	2.08	2.29	2.50

表 2

在图 12.14 中的位置	位于功率曲线顶点左侧时(链板疲劳)	位于功率曲线顶点右侧时(滚子套筒冲击疲劳)
K _L	$\left(\frac{L_p}{100}\right)^{0.26}$	$\left(\frac{L_p}{100}\right)^{0.5}$

表 3 修正系数 KL

排数Z _p	1	2	3	4	5
K _p	1	1.7	2.5	3.3	4.1

表 4 多排链系数 Kp

3 滚子链传动的设计步骤和传动参数选择

(1) 传动比 i 链的传动比一般 ≤8，在低速和外廓尺寸不受限制的地方允许到 10。如传动比过大，则链包在小链轮上的包角过小，啮合的齿数太少，这将加速轮齿的磨损，容易出现跳齿，破坏正常啮合。通常包角最好不小于 120°，推荐传动比 i=2~3.5。

(2) 链轮齿数 z_1 和 z_2 首先应合理选择小链轮齿数 z_1 。小链轮齿数不宜过少，过少时，传动不平稳、动载荷及链条磨损加剧，摩擦消耗功率增大，铰链的比压加大及链的工作拉力增大。但是 z_1 不能太大，因为 z_1 大， z_2 更大，不仅增大传动尺寸，而且铰链磨损后容易引起脱链，将缩短链的使用寿命。因为若链条的铰链发生磨损，将使链条节距变长、链轮节圆 d' 向齿顶移动。节距增长量 Δp 与节圆外移量 $\Delta d'$ 的关系

$$\Delta d' = \frac{\Delta p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$

由此可知 Δp 一定时，齿数越多节圆外移量 $\Delta d'$ 就越大，也越容易发生跳齿和脱链现象。

滚子链的小链轮齿数按下表推荐范围选择。

传动比	1~2	3~4	5~6	>6
z_1	31~27	25~23	21~17	17

大链轮齿数 z_2 按 $z_2=iz_1$ 确定，一般应使 $z_2 \leq 120$ 。

在选取链轮齿数时，应同时考虑到均匀磨损的问题。由于链节数最好选用偶数，所以链轮齿数最好选质数或不能整除链节数的数。

(3) 链速和链轮的极限转速 链速的提高受到动载荷的限制，所以一般最好不要超过 12m/s。链轮的最佳转速和极限转速可参看图 2。图中接近于最大许用传动功率时的转速为最佳转速，功率曲线右侧竖线为极限转速。

(4) 链节距 链节距愈大，链和链轮齿各部尺寸也愈大，链的拉曳能力也愈大，但传动的速度不均匀性、动载荷、噪声等都将增加。因此设计时，在承载能力足够的条件下，应选取较小节距的单排链，高速重载时，可选用小节距的多排链。

(5) 链的长度和中心距 若链传动中心距过小，则小链轮上的包角也小，同时啮合的链轮齿数也减少；若中心距过大，则易使链条抖动。一般可取中心距 $a=(30\sim 50)p$ ，最大中心距 $a_{max} \leq 80p$ 。

链的长度常用链节数 L_p 表示。按带传动求带长的公式可导出

$$L_p = 2 \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2$$

式中 a —链传动的中心距。

由此算出的链的节数，必须圆整为整数，且最好为偶数。然后根据圆整后的链节数用下式计算实际中心距：

$$a = \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

为了便于安装链条和调节链的张紧程度，一般中心距设计成可以调节的。若中心距不能调节而又没有张紧装置时，应将计算的中心距减小 2~5mm。这样可使链条有小的初垂度，以保持链传动的张紧。

链传动的布置、张紧和润滑

newmaker

1 链传动的布置

为使链传动能工作正常，应注意其合理布置，布置的原则简要说明如下：

- (1) 两链轮的回转平面应在同一垂直平面内，否则易使链条脱落和产生不正常的磨损。
- (2) 两链轮中心连线最好是水平的，或与水平面成 以下的倾角，尽量避免垂直传动，以免与下方链轮啮合不良或脱离啮合。
- (3) 常见合理布置形式参见表 1。

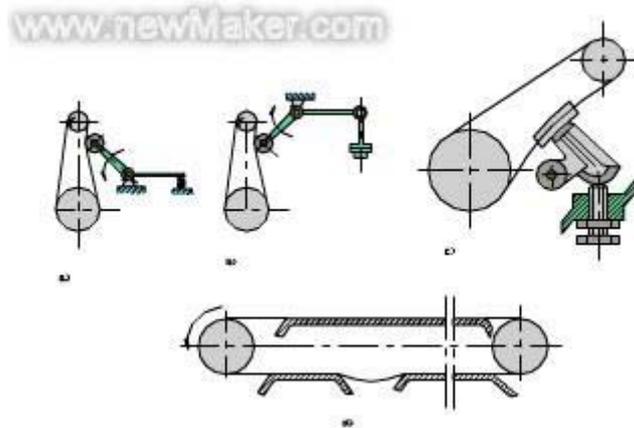
传动参数	正确布置	不正确布置	说明
$i > 2$ $\alpha = (30 \sim 50)p$			两轮轴线在同一水平 在上、在下均不影响工
$i > 2$ $a < 30p$			两轮轴线不在同一水 边应在下面, 否则松边下 大后, 链条易与链轮卡
$i < 1.5$ $a > 60p$			两轮轴线在同一水平 应在下面, 否则下垂量 松边会与紧边相碰, 需 中心距
i, α 为任意值			两轮轴线在同一铅垂 垂量增大会减少下链轮 齿数, 降低传动能力, 用: a) 中心距可调; b 装置; c) 上下两轮错开 轴线不在同一铅垂面内

2 链传动的张紧

链传动中如松边垂度过大, 将引起啮合不良和链条振动, 所以链传动张紧的目的和带传动不同, 张紧力并不决定链的工作能力, 而只是决定垂度的大小。

张紧的方法很多, 最常见的是移动链轮以增大两轮的中心距。但如中心距不可调时, 也可以采用张紧轮张紧, 见图 1a、b。张紧轮应装在靠近主动链轮的松边上。不论是带齿的还是不带齿的张紧轮, 其分度圆直径最好与小链轮的分度圆直径相近。此外还可以用压板或托板张

紧（图 1c、d）。特别是中心距大的链传动，用托板控制垂度更为合理。

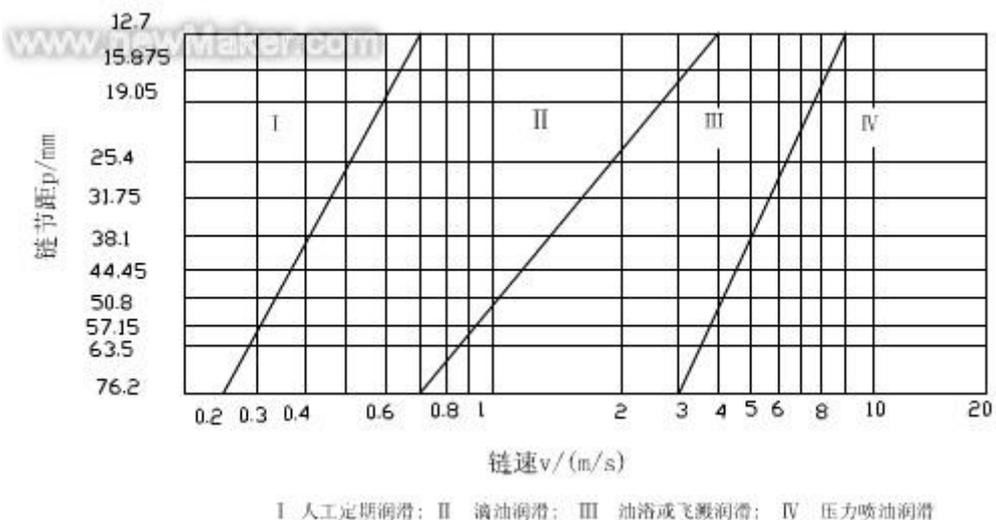


3 链传动的润滑

链传动的润滑至关重要。合宜的润滑能显著降低链条铰链的磨损，延长使用寿命

链传动的润滑方法可根据图 2 选取。通常有四种润滑方式：I -人工定期用油壶或油刷给油；II -滴油润滑，用油杯通过油管向松边内外链板间隙处滴油；III -油浴润滑或飞溅润滑，采用密封的传动箱体，前者链条及链轮一部分浸入油中，后者采用直径较大的甩油盘溅油；IV -油泵压力喷油润滑，用油泵经油管向链条连续供油，循环油可起润滑和冷却的作用。

链传动使用的润滑油运动粘度在运转温度下约为 $20\sim 40\text{mm}^2/\text{s}$ 。只有转速很慢又无法供油的地方，才可以用油脂代替。



小结

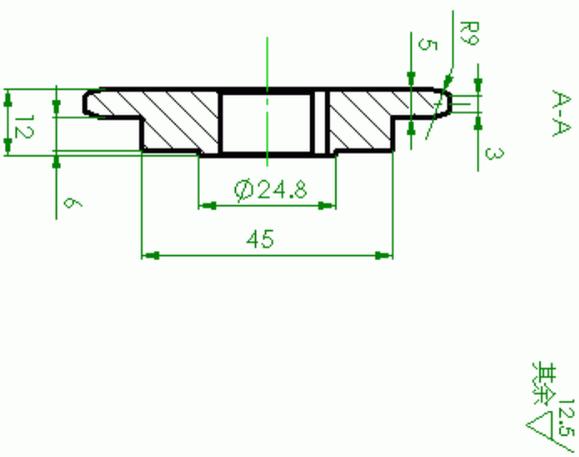
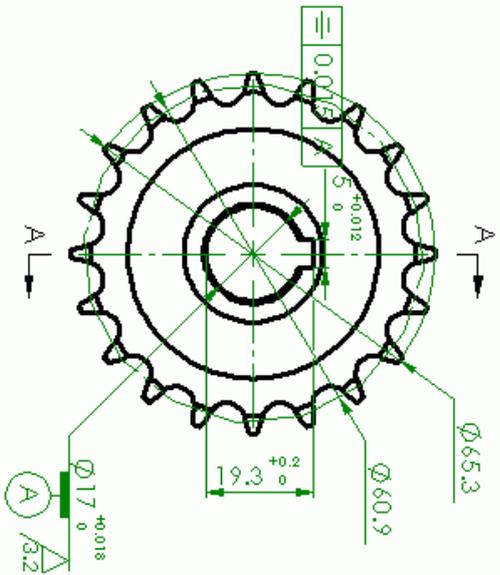
1. 链传动属于啮合传动，能获得准确的平均传动比，又能实现较大中心距的传动。由于刚性链节在链较上呈多边形分布，引起瞬时传动比周期性变化和啮合时的冲击，因而其传动平稳性差。

2. 链传动运动不均匀及刚性链节啮入链轮齿间时引起的冲击，必然要引起动载荷。当链啮入链轮齿间时，就会形成不断的冲击、振动和噪声，这种现象称为"多边形效应"。链的节距越大，链轮转速越高，"多边形效应"就越严重。在设计时，必须对链速加以限制。此外，选取小节距的链条，也有利于降低链传动的运动不均匀性及动载荷。

3. 链传动的设计计算通常是根据所传递的功率 P 、工作条件、链轮转速 n_1 、 n_2 等，选定链轮齿数 z_1 、 z_2 ，确定链的节距、列数、传动中心距、链轮结构、材料、润滑方式等。

(1) 合理选定链轮齿数是设计中的一项重要任务。小链轮齿数 z_1 选得过少时，多边形效应增强，速度变化率急剧增加，故限定链轮最小齿数 $z_{\min}=9$ 。选得多一些，一般来说对传动有利，但若选得太多，则大链轮齿数 z_2 将更多，不仅增大了传动尺寸和重量，而且还会由于链节距磨损伸长，易使链条从链轮上脱落，缩短链条使用寿命，故常取 $z_{2\max}=120$ 。

(2) 链节距 P 已标准化。它不仅反映了链条和链轮各部分尺寸的大小，而且是决定链传动承载能力的重要参数之一。为了使结构紧凑、传动平稳，尽可能选用较小节距的单列链；速度小而功率大时，可选用小节距的多列链。(end)



技术要求

1. 节距 $P = 9.525$;
2. 齿数 $Z = 20$;
3. 热处理: 齿部淬火HRC40-45.

图号	日期	姓名	项目:
2008-04-05			
 上海佳田药用包装有限公司 Shanghai Jia Tian Pharmaceutical Packaging CO., LTD.		规格名称:	数量 图幅
图号: JA5/BJ-040 材料:		工艺	1 A4
审核:		批准:	
比例 1:2 重量		第1页共1页	