

国外 链条译文集

上海科学技术情报研究所、大隆机器厂 编

上海科学技术文献出版社

国外链条译文集

上海科学技术情报研究所、大隆机器厂编

*

上海科学技术文献出版社出版

(上海高安路六弄一号)

新华书店上海发行所发行

上海市印刷十二厂印刷

*

开本: 787×1092 1/16 印张: 6.25 字数: 160,000

1980年9月第1版 1980年9月第1次印刷

印数: 1—2,700

书号: 15192·82 定价: 0.80 元

《科技新书目》158—93

前 言

为了满足石油、农机、汽车和矿山等行业进行链条质量攻关的需要，我们根据国外近年来有关链条、链轮和链传动的期刊和专利文献，编译了这本文集。

参加选题编译工作的有上海科学技术情报研究所、上海大隆机器厂、吉林工业大学、兰州石油机械研究所、上海机电设计院、华东石油学院等单位的同志。

由于我们水平有限，错误在所难免，请读者批评指正。

编 者

1979年6月

目 录

前 言

设计计算与试验研究

单排滚子链链板间的载荷分配	(1)
双排链外链节链板间载荷分配问题	(3)
确定链传动的链条速度和传递能力的列线图	(7)
直板滚子链链节接触节距的公差	(10)
提高疲劳强度的方法	(16)
动载荷对传动滚子链疲劳强度的影响	(25)
由连接强度确定传动滚子链工作的可靠性	(28)
滚子传动链啮合时链板上的冲击作用	(31)
关于链传动的运动精度	(35)
测量链轮轮齿磨损的仪器	(37)

制造工艺与使用维修

用于重载的特殊滚子链	(39)
滚子链	(41)
滚子链的销轴	(44)
装配滚子链零件的设备	(47)
滚子链链轮的滚削——最适当的圆弧滚刀	(50)
链条的有效使用	(58)
正确选择链条可确保其性能的可靠性	(67)
正确选择链条钻机的并车传动装置	(69)
滚子链传动的维修	(74)
链轮对中的新方法	(77)
提高链条性能, 必须注意链轮问题	(79)

标 准

日本工业标准 JIS B 1801-1976 传动用滚子链	(82)
日本工业标准 JIS B 1801-1976 传动用滚子链的说明	(88)
套筒滚子链传动链轮的计算方法, 链轮和刀具的齿形设计与公差 (ГОСТ 591-69)	(91)

单排滚子链链板间的载荷分配

[苏] Л. Д. Князев

计算单排滚子链的疲劳强度时,通常假设一个链节的两块链板上的载荷是均匀分配的。但是,由于两块链板上的套筒(销轴)孔距不相等,因此,铰接元件不能实现全长接触。伏龙芝工厂生产的节距为 25.4 毫米的链条,因制造公差引起的相邻两链节的套筒和销轴之间的夹角达 $18'$ 。链条装配时,可能出现链节的不良组合,因此铰链元件之间的夹角会达更大的数值。该厂按 ГОСТ10947-64 制造的节距为 25.4 毫米的链段度量分析结果表明,上述夹角可达 $50'$ (此角度指链条受载荷时,相邻链节的链板间的夹角)。

在链条使用过程中,由于铰链产生磨损,链板间载荷的分配会变得均匀些。但是,对许多制造厂生产的滚子链的试验结果所作的分析表明,铰链元件工作很多小时后会磨损(这种磨损能够补偿套筒和销轴的不平行度),特别是在油池中工作的链条。在这段时间里,链板材料可能发生变化,进一步导致链板的破坏。

为了了解上述不同夹角的情况下,链节的链板间载荷分配特性,作者进行了实验研究工作。采用如图 1 所示的夹具。用螺钉 1 来改变距离 A 和 B,以得到套筒和销轴之间所需的夹角。链板 2 装在导轨 3 之间,以排除链条歪斜的影响。作用在链节 4 上的拉力是通过齿 5 来传递的。链板 2 上贴有电阻应变片 6,用电测法记录作用力的大小。

图 2a 为在不同拉伸载荷下的试验结果。图中,横座标表示链条铰链元件间的夹角值,

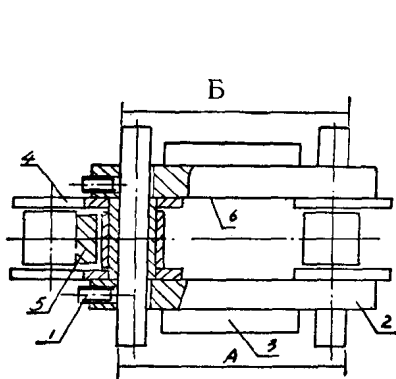


图 1

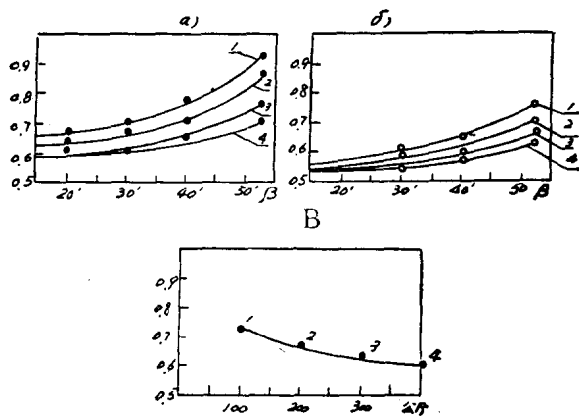


图 2

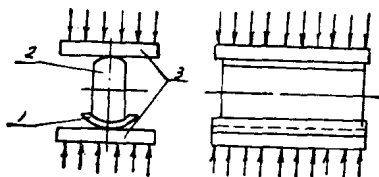


图 3

纵座标表示一块链板上所受的载荷在总拉力中所占的比例。图中 1、2、3、4 各曲线的总拉力分别为 100、200、300、400 公斤。*

为了进一步证实上述所得结果,进行了用偏振光法的补充实验研究。用旋光材料做销轴,用树脂做套筒,其尺寸和批量生产的节距为 25.4 毫米的链条零件一样。然后,销轴和套筒再补充加工成如图 3 所示的形状。由于在做实验时套筒和销轴是以全长支承在刚性的磨制平板上,故补充加工不影响沿销轴长度方向的载荷分布规律。进行这一试验所需的压力由链条的销轴套筒和模型(图 3)变形相等的条件所确定。试验的偏斜夹角为 $18'$,压力值与链条工作载荷相适应。分析试验时销轴的等色场可以证明:它的载荷图接近三角形。由此得出的链节中两块链板载荷分配的特性与电测法得出的相似。从而证实了前述所得数据的客观性。

由于每个链节中销轴和套筒间的歪斜度不同,由这些链节无规律组合成的链条在受拉时会发生弯曲。这将导致作用在链板上的力重新分配。因此作者又进行了补充研究,以便得到必要的数字。参阅图 1,夹具装置中的链板 2 不装在导轨 3 上。图 2б 表示测量的链节位于链段中部的试验情况下链板间载荷的分配数值。如果把贴有应变片的测量链节放在该段链条的端部,载荷在链板上的分配情况改变不大。

比较图 2 的 а 和 б 可以看出,由于各链节对于链条纵轴线存在位置偏差的可能性,链板间载荷分配的不均匀程度将显著降低。

为了得到有关在链节的链板间载荷分配特性的更完整的数据资料,还进行了一些补充实验。实验时,铰接元件间的夹角不用专门夹具来实现,而选择有很大偏斜角的一段链条来作试验。实验结果见图 2B,横座标表示链条所受拉力的值,纵座标与图 2 的 а 和 б 相同。实验时,所选铰链元件间的夹角为 $50'$,测量的链节位于链段的中部,链段由 30 节组成。由图可见,所得结果与图 2б 所示数据相符合。

根据已进行的研究工作可以得出结论:套筒链链节的链板间载荷分配是很不均匀的。如图 2 所示,在载荷的工作范围内,作用在某一块链板上的力大约为整根链条所受载荷的 65~70%。

当按链板材料的持久极限确定链条的破坏载荷时,利用上面所得到的结果可以大大提高计算的准确度。

参 考 文 献

- [1] Воробьев Н. В. Цепные передачи. 第二版 1968.
- [2] Ивашков И. И. Пластинчатые цепи. 1960.

郑志峰 赵 众译自《Изв. Вуз. Маш》р. 65~69, 1970. 12, 刘洪亮校

* 原文漏标,今根据全文意思补上。图 2B 亦同——译注

双排链外链节链板间载荷分配问题

[苏] В. М. Грыженков

已经知道,许多因素对链板的应力状态有影响^[1]。对双排链外链节各链板应力状态有重大影响的是链板间载荷分配的不均匀性。这种不均匀性则取决于内外链节的歪斜度、零件的制造精度、中链板与销轴的配合间隙以及链节的柔度等等。

参考文献[1]中没有涉及多排链各链板间载荷的不均匀分配问题。本文拟对载荷分配不均匀性与影响链条工作能力的中链板-销轴配合间隙的关系问题进行研究。

解决这一问题的前提如下: 1. 各外链板的节距与各相邻内链节的节距均相同; 2. 各相邻内链节套筒的鼓形度相同; 3. 销轴在其与链板连接处的弹性接触位移小于销轴本身的变形; 4. 中链板配对理想地准确(指装两块中链板的情况)。

运用迭加原理可以确定有中链板参与工作时链条上的载荷与此载荷的分配。以作用于销轴的支反力 N 代替中链板的作用(图 1), 分两种情况求出销轴在 P 力方向的位移和 N 力方向的位移。

1) 当 $N=0$, $P \neq 0$

$$f_{(P)} = \Delta_{P(M)} + \Delta_{P(Q)} + \Delta L_{H(P)} \quad (1)$$

2) 当 $P=0$, $N \neq 0$

$$f_{(N)} = \Delta_{N(M)} + \Delta_{N(Q)} + \Delta L_{H(N)} \quad (2)$$

式中: $\Delta_{P(M)}$, $\Delta_{N(M)}$ ——载荷 P 和 N 所产生的弯矩 M 引起的中截面上的销轴变形(毫米);

$\Delta_{P(Q)}$, $\Delta_{N(Q)}$ ——载荷 P 和 N 所产生的剪力 Q 引起的销轴变形(毫米);

$\Delta L_{H(P)}$, $\Delta L_{H(N)}$ ——外链板变形(毫米)。

显然, 所求的销轴位移等于 P 力与 N 力产生的位移之差。

$$f = f_{(P)} - f_{(N)} \quad (3)$$

从另一方面来看, 销轴的变形又是拉力 P 作用方向的总间隙 Z 与中链板的伸长量 $\Delta L_{H(N)}$ 二者之和(见图 1)。

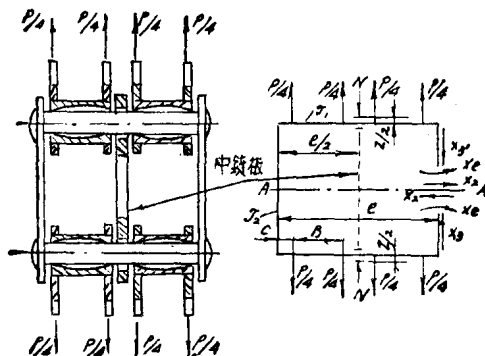


图 1 计算简图

$$f = \Delta L_{H(N)} + Z \quad (4)$$

令式(4)与式(3)相等, 得:

$$f_{(P)} = f_{(N)} + \Delta L_{H(N)} + Z \quad (5)$$

如果将销轴和链板的变形用它们的柔度表示, 则方程(5)可写成如下形式:

$$P \sum_{i=1}^e n_i = N \sum_{j=1}^u m_j + Z \quad (6)$$

式中: $\sum_{i=1}^e n_i$, $\sum_{j=1}^u m_j$ ——在链条载荷 P 与支反力 N 作用下外链节零件的柔度 (毫米/公斤)。由方程(6)可以确定作用于中链板上的载荷与间隙的关系式。

$$N = \frac{P \sum_{i=1}^e n_i - Z}{\sum_{j=1}^u m_j} \quad (7)$$

为了确定中链板开始承载时的链条载荷 P , 设式(7)中分子等于零, 则

$$P = \frac{Z}{\sum_{i=1}^e n_i} \quad (8)$$

由平衡条件求得外链板上的载荷为:

$$K = P - N \quad (9)$$

对式(7)和式(8)的分析表明, 中链板上的载荷将随着外链节的柔度增大而增加。考虑中链板承载, 要求较低的载荷 P 作用于链条上。如果加大间隙, 中链板上的载荷将会减小, 而 P 力则增加。

公式(1)和(2)中的销轴和链板的变形可用机械制造中常用的强度计算方法[2]确定。将外链节看作两种情况下的三次静不定刚架: 1) $N=0$ 而 $P \neq 0$; 2) $N \neq 0$ 而 $P=0$ (见图1), 则可求出未知的内力素 X_1 、 X_2 、 X_3 。解静不定问题后, 进行刚架的刚度计算, 即确定销轴的位移 $f_{(P)}$ 和 $f_{(N)}$ 。下面列出的是这两种位移的计算公式。

1) 由于给定的链条载荷 P 所引起的位移:

$$\Delta_{P(M)} = n_1 P = \frac{P}{2EI_1} \left[\frac{L(A_1 A_2 - B A_3)(LI_2 + 2t_H I_1)}{4(LI_2 + t_H I_1)} - (C^2 A_4 - B^2 A_5 + L A_6) \right] \quad (10)$$

式中: $A_1 = L - C$, 毫米;

$A_2 = C + 0.5B$, 毫米;

$A_3 = 0.5(C + B)$, 毫米;

$C = 0.25(L + S_H - S_H - 2B)$, 毫米;

L ——外链节的两块外链板中心线间的距离(毫米);

t_H ——外链节的节距(毫米);

B ——套筒长度(毫米);

I_1, I_2 ——销轴和外链板横截面的惯性矩;

S_H, S_H ——中链板和外链板的厚度(毫米);

$A_4 = 0.5 \left(B + \frac{2}{3}C - L \right)$, 毫米;

$$A_5 = 0.5 \left(\frac{1}{3} B + C - 0.5L \right), \text{ 毫米,}$$

$$A_6 = 0.5(CL - BC - 0.5BL), \text{ 毫米,}$$

E——材料的弹性模数(公斤/毫米²)。

$$\Delta_{P(Q)} = n_2 P = P \frac{20(2C + B)}{9\pi d_B^2 G} \quad (11)$$

式中: d_B ——销轴直径(毫米);

G——第二类弹性模数(公斤/毫米²)。

$$\begin{aligned} \Delta L_{H(P)} = n_3 P = \frac{P}{2ES_H} & \left[\frac{t_H - d_B}{b_H} + \frac{1}{R_H^2 - r_H^2} \left(\frac{r_H}{2} \sqrt{R_H^2 - r_H^2} + \frac{R_H^2}{2} \arcsin \frac{r_H}{R_H} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\pi r_H^2}{4} \right) + \frac{2R_H}{\sqrt{R_H^2 - r_H^2}} \arctg \sqrt{\frac{R_H + r_H}{R_H - r_H}} - \frac{\pi}{2} \right] \end{aligned} \quad (12)$$

式中: b_H ——外链板宽度(毫米);

$$r_H = 0.5d_B;$$

$$R_H = 0.5b_H.$$

2) 由于支反力 N 所引起的位移:

$$\Delta_{N(M)} = m_1 N = \frac{NL^3}{16EI_1} \left[\frac{LI_2 + 2t_H I_1}{2(LI_2 + t_H I_1)} - \frac{1}{3} \right] \quad (13)$$

$$\Delta_{N(Q)} = m_2 N = \frac{20NL}{9\pi d_B^2 G} \quad (14)$$

$$\Delta L_{H(N)} = m_3 N = N \frac{t_H - d_B}{4Eb_H S_H} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \Delta L_{H(N)} = m_4 N = \frac{N}{ES_H} & \left[\frac{t_H - d_H}{b_H} + \frac{1}{R_H^2 - r_H^2} \left(\frac{r_H}{2} \sqrt{R_H^2 - r_H^2} + \frac{R_H^2}{2} \arcsin \frac{r_H}{R_H} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\pi r_H^2}{4} \right) + \frac{2R_H}{\sqrt{R_H^2 - r_H^2}} \arctg \sqrt{\frac{R_H + r_H}{R_H - r_H}} - \frac{\pi}{2} \right] \end{aligned} \quad (16)$$

式中: b_H ——中链板宽度(毫米);

$$R_H = 0.5b_H;$$

$$r_H = 0.5d_H;$$

d_H ——中链板孔的直径(毫米)。

为了检验理论研究的结果,对于《莫斯科人——412》和《Жигули》汽车上采用的节距 9.525 毫米的双排套筒链,进行了外链节各链板之间载荷分配的试验。试验时,在两块外链板上贴了标距为 1 毫米的两片应变片。将另外两片同样的应变片贴在中链板上。贴在链板上的应变片经过校准,然后将中链板装在链段上。测量所有外链节零件,知拉力方向的总间隙为 0.035 毫米。中链板开始承载时的链条载荷,由试验得出为 $P = 38$ 公斤,而按公式(8)计算则为 $P = 41.7$ 公斤,两者的相对误差在 10% 左右。

图 2 表示外链节各链板间载荷分配与链条载荷 P 之间的关系。

图 3 表示载荷分配与配合间隙的关系。当 $Z = 0.006$ 毫米时,载荷在各链板之间平均分配。而当 $Z > 0.08$ 毫米时,中链板不再承受载荷,它不起辅助支承的作用。

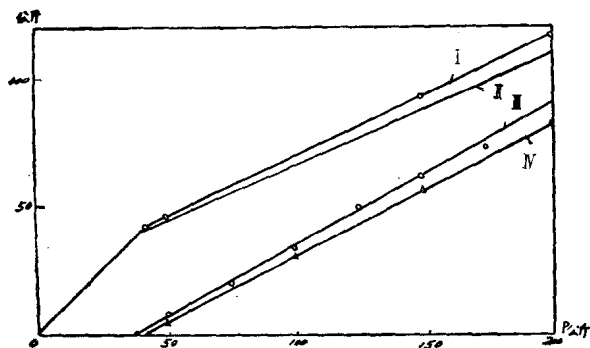


图2 当 $Z=0.035$ 毫米时，外链节各链板间的载荷分配

I 和 II —— 外链板上的载荷 (I 理论, II 试验);

III 和 IV —— 中链板上的载荷 (III 试验, IV 理论)。

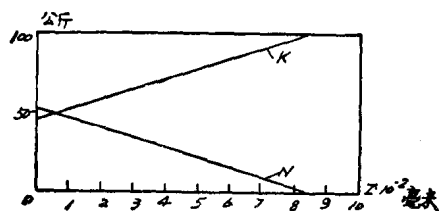


图3 链板间载荷分配与间隙的关系 ($P=100$ 公斤)

尽管中链板在加载过程中受载不足，间隙的存在却会使应力集中系数增加。这将降低中链板的疲劳强度而使它破坏。

结 论

1. 外链节各链板间载荷分配的不均匀性取决于配合间隙 Z 。
2. 为了减少载荷分配不均匀性，必须减少配合间隙 Z 。

参 考 文 献

- [1] Ивашков И. И. Пластинчатые цепи, Машгиз, М., 1960.
- [2] Пономарев С. Д. и др., Расчет на прочность в машиностроении, Т.1, Машгиз, М., 1956.

王义行 陈浚华译自《Известия В. У. З. Машиностроение》p.30~34,
1973.9, 刘洪亮校

确定链传动的链条速度和传递能力的列线图

[英] V. Ganapathy

链传动中，链条的线速度可由下式计算：

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (1)$$

其中，

$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N}\right)}$$

链传动的传递能力由方程(2)得到：

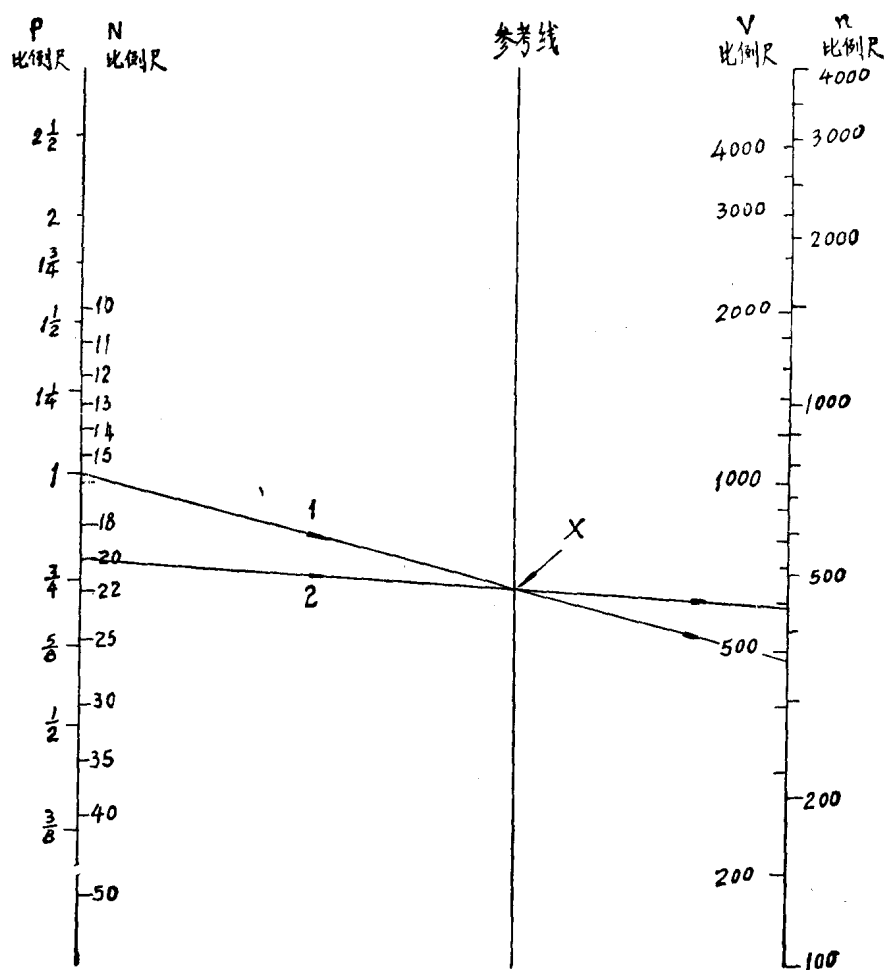


图1 确定链传动中链条线速度的列线图

$$\text{功率} = p^2 \left\{ \frac{V}{23.7} - \left[1 + 25 \left(1 - \cos \frac{180}{N} \right) \right] \frac{V^{1.41}}{1050} \right\} \quad (2)$$

式中:

d = 链轮节圆直径(英寸)

p = 链条节距(英寸)

n = 转/分

V = 链条速度(英尺/分)

N = 小链轮的齿数

本文介绍的列线图 1 是用来求解方程(1), 列线图 2 提供了方程(2)的计算结果。

下面结合具体实例的计算来说明列线图的使用方法。例: 链传动中, 链条的节距为 1 英寸, 链轮转速为 350 转/分, 小链轮的齿数为 20 牙, 求链条的线速度以及容许的传递功率。

先使用列线图 1: 在 p 比例尺上的 1 和 n 比例尺上的 350 之间连一直线, 交参考线于 X 。然后, 在 N 比例尺上的 20 和参考线上的 X 之间连一直线, 并延长至 V 比例尺。在 V 比例尺上得到的 590 就是链条的线速度, 单位是英尺/分。

再使用列线图 2: 在 N 比例尺上的 20 和 V 比例尺上的 590 之间连一直线, 延长至与参照线相交, 由该交点引一直线至 p 比例尺上的 1, 并延长至 HP 比例尺。在 HP 比例尺上得到的 15 就是链传动容许的最大传递功率。

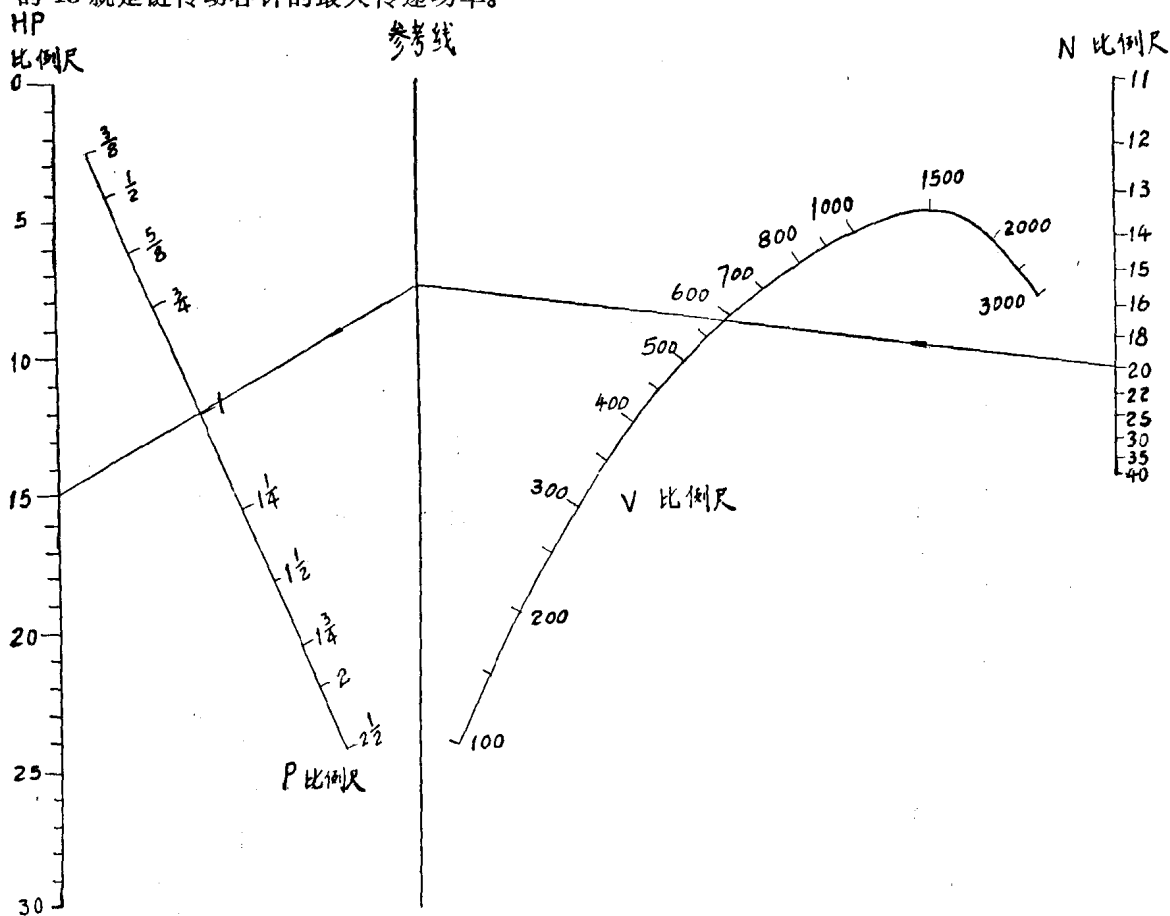


图 2 确定链传动中传递功率的列线图

参 考 文 献

Design of Machine Elements, Spotts, 3rd edition.

钱永德译自《Machinery and Production Engineering》130 (3359),
424~425, 1977.

直板滚子链链节接触节距的公差

〔苏〕 И. П. Глушенко А. А. Петрик

根据组成链节的零件的已知尺寸公差来计算滚子链链节的公差是一个相当复杂的问题，必须考虑压入链板的套筒和在套筒上转动的滚子的随机位置。由于链节实际节距的瞬时值主要取决于实际上不可避免的滚子的和套筒的偏心〔1〕。确定链节节距公差时，若不考虑这两种偏心，就会出现明显的误差。

〔2〕、〔3〕的研究表明，应该以链节接触节距作为滚子链的基本线性特征。链节接触节距是指相邻的两个同向移动滚子的同侧母线之间的距离。测量链条节距时，它沿着水平配置的张紧力所在平面内的轴线量得。这个定义见滚子链和套筒链新标准草案第二次修订稿。为了测量链节接触节距，已制成专用节距仪〔3〕，应用于工厂和科研实验室。

用概率法解内外链节的尺寸链是计算接触节距公差的原则。选用这个方法是因为包含在链节尺寸链中的变量最少大于 10 个，而套筒和滚子圆柱面轴心线在链条轴线方向的位置(考虑其偏心)带有随机性。通过销轴中间剖面的中心的直线规定为链条轴线。

图 1 为在外链节中间剖面内测量接触节距 $t_{\text{外}}$ 的位置的简图， $t_{\text{外}}$ 是指相邻的两个同向移动滚子上的同侧点 c 与 c' 之间的距离。同时，图 1 表示套筒和滚子剖面中心的可能位置之

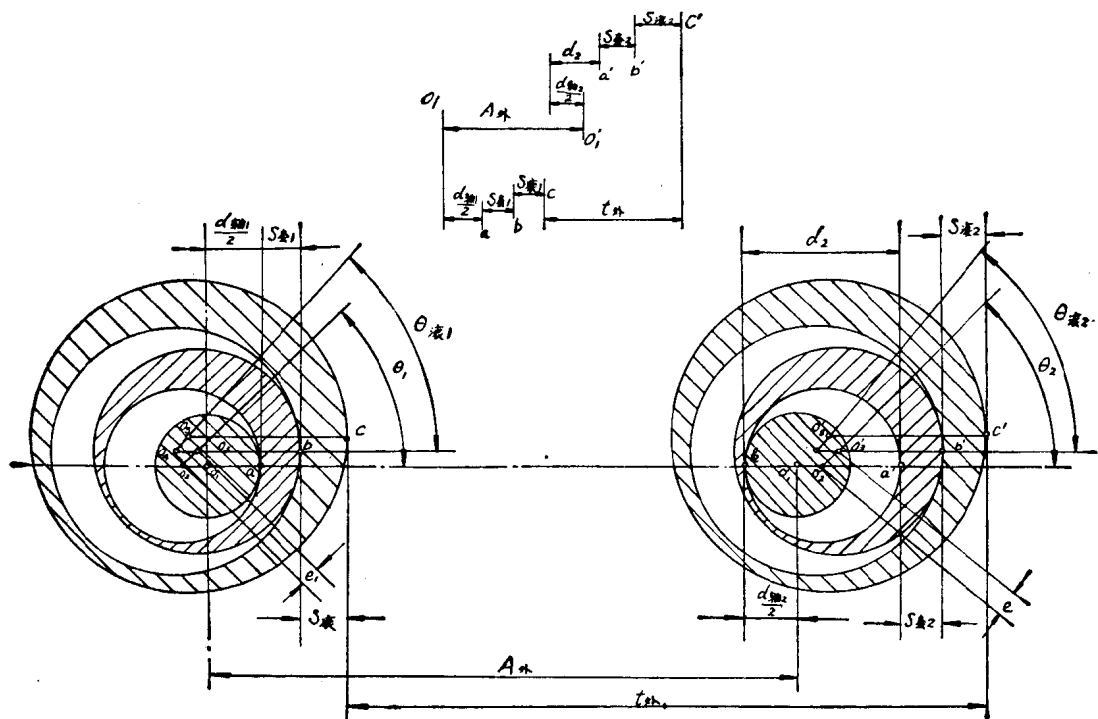


图 1 外链节接触节距计算简图(a)和尺寸链(b)

一,其特点是套筒外表面的中心和滚子内外表面的中心通常不在链条轴线上。

由于两个相接触圆柱面的剖面的中心和它们相接触的点在同一直线上,而滚子用测量仪器量脚平面紧压着套筒(量脚平面垂直于链条轴线),因此,销轴中心 O_1 、 O_1' ,套筒内表面中心 O_2 、 O_2' ,以及销轴和套筒相接触的点 a 和 k 位于链条轴线上;套筒外表面中心 O_3 、滚子内表面中心 O_4 以及这两个表面相接触的点 b 在平行于链条轴线的直线上;滚子外表面中心 O_5 和滚子跟量脚相接触的点 c 在平行于链条轴线的另一直线上。

存在偏心时,压入链板的套筒的随机位置的特征用角度 θ_1 和 θ_2 表示,滚子在套筒上的瞬时位置的特征用角度 $\theta_{滚1}$ 和 $\theta_{滚2}$ 表示。

构成尺寸链封闭图形的尺寸和外链节接触节距具有下列关系:

$$t_{外} = A_{外} - \frac{1}{2}(d_{轴1} + d_{轴2}) - (S_{套1} - S_{套2}) - (S_{滚1} - S_{滚2}) + d_2 \quad (1)$$

由于套筒特定的壁厚可以用下式表示:

$$S_{套} = \frac{1}{2}(D - d) + e \cos \theta \quad (2)$$

滚子特定的壁厚可以用下式表示:

$$S_{滚} = \frac{1}{2}(D_{滚} - d_{滚}) + e_{滚} \cos \theta_{滚}, \quad (3)$$

式中: d , D 和 $d_{滚}$, $D_{滚}$ ——套筒和滚子的内外表面的直径;

e , $e_{滚}$ ——套筒的和滚子的偏心距;

因此,公式(1)可写成

$$\begin{aligned} t_{外} = & A_{外} - \frac{1}{2}(d_{轴1} + d_{轴2}) + \frac{1}{2}(d_1 + d_2) \\ & + \frac{1}{2}(D_2 - D_1) + \frac{1}{2}(d_{滚1} - d_{滚2}) \\ & + \frac{1}{2}(D_{滚2} - D_{滚1}) + e_2 \cos \theta_2 - e_1 \cos \theta_1 \\ & + e_{滚2} \cos \theta_{滚2} - e_{滚1} \cos \theta_{滚1}, \end{aligned} \quad (4)$$

式中: $A_{外}$ ——外链板孔心距;

$d_{轴}$ ——销轴直径。

公式(4)中的变量是随机变量,并且彼此无关,因此它们的和也是随机变量。因为独立随机变量的数目增多时(通常大于5时),它们和的分布规律便非常接近于正态分布规律,而不论这些变量的实际分布分别服从于何种分布规律[4],所以外链节接触节距的尺寸分布规律是正态分布规律。

根据这一定律,数学期望 $\bar{t}_{外}$ 和均方偏差 $\sigma_{外}$ 用公式(4)求得:

$$\bar{t}_{外} = \bar{A}_{外} - \bar{d}_{轴} + \bar{d} + \overline{e_2 \cos \theta_2} - \overline{e_1 \cos \theta_1} + \overline{e_{滚2} \cos \theta_{滚2}} - \overline{e_{滚1} \cos \theta_{滚1}} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{外} = & \sqrt{\sigma_{A_{外}}^2 + \frac{1}{2}\sigma_{d_{轴}}^2 + \frac{1}{2}\sigma_d^2 + \frac{1}{2}\sigma_{D_1}^2 + \frac{1}{2}\sigma_{d_{滚1}}^2 + \frac{1}{2}\sigma_{D_{滚1}}^2 + \sigma_{(e_1 \cos \theta_1)}^2 + \sigma_{(e_{滚1} \cos \theta_{滚1})}^2} \\ & + \sigma_{(e_2 \cos \theta_2)}^2 + \sigma_{(e_{滚2} \cos \theta_{滚2})}^2} \quad (6) \end{aligned}$$

式中: $\bar{A}_{外}$, $\bar{d}_{轴}$, $\bar{d}$ ——尺寸 $A_{外}$ 、 $d_{轴}$ 和 d 的数学期望;

$\sigma_{A_{外}}$, $\sigma_{d_{轴}}$, σ_d 等——对数学期望的均方偏差。

$e \cos \theta$ 的数学期望和方差 $\sigma^2_{(e \cos \theta)}$ 按下式计算[4]:

$$\left. \begin{aligned} \overline{e \cos \theta} &= \overline{A_e} \cdot \overline{\cos \theta}; \\ \sigma^2_{(e \cos \theta)} &= \sigma_e^2 \sigma_{(\cos \theta)}^2 + \overline{A_e}^2 \sigma_{(\cos \theta)}^2 + \overline{A_e}^2 \sigma_{(\cos \theta)}^2 \end{aligned} \right\}$$

式中: $\overline{A_e}$ ——偏心距作为随机变量的数学期望;

$\overline{\cos \theta}$ ——函数 $\cos \theta$ 的数学期望。

角度变量 θ 的分布服从等概率分布规律, 它在从 0 到 2π 范围内分布密度用下式表示:

当 $0 \leq \theta \leq 2\pi$ 时,

$$\varphi_1(\theta) = \frac{1}{2\pi}$$

当 $\theta < 0$; $\theta > 2\pi$ 时,

$$\varphi_1(\theta) = 0$$

这时, 变量 $N = \cos \theta$ 的分布规律用下列函数表示[5]:

当 $-1 \leq N \leq +1$ 时,

$$\varphi(N) = \frac{1}{\pi \sqrt{1-N^2}}$$

当 $N < -1$; $N > +1$ 时,

$$\varphi(N) = 0$$

数学期望 $\bar{N}$ 和方差 σ_N^2 按下式计算:

$$\bar{N} = \int_{-1}^{+1} N \frac{1}{\pi \sqrt{1-N^2}} dN = 0$$

$$\sigma_N^2 = \int_{-1}^{+1} (N - \bar{N})^2 \frac{1}{\pi \sqrt{1-N^2}} dN = \frac{1}{2}$$

把它们代入公式(5)和(6), 则此两式可写成

$$\bar{t}_{\text{外}} = \bar{A}_{\text{外}} - \bar{d}_{\text{轴}} + d \quad (7)$$

$$\sigma_{\text{外}} = \sqrt{\sigma_{A_{\text{外}}}^2 + \frac{1}{2} \sigma_{d_{\text{轴}}}^2 + \frac{1}{2} \sigma_d^2 + \frac{1}{2} \sigma_D^2 + \frac{1}{2} \sigma_{d_{\text{滚}}}^2 + \frac{1}{2} \sigma_{D_{\text{滚}}}^2 + \overline{A_e}^2 + \sigma_e^2 + \overline{A_{\text{e滚}}}^2 + \sigma_{e_{\text{滚}}}^2} \quad (8)$$

因为可以列出 $\bar{t}_{\text{外}} = t_{\text{公称}} + \overline{A_{\text{外}}}$ ($t_{\text{公称}}$ ——外链节接触节距的公称尺寸, $\overline{A_{\text{外}}}$ ——外链节接触节距对其公称尺寸的平均偏差), 并相应列出: $\bar{A}_{\text{外}} = A_{\text{公称}} + \overline{A_{\text{A外}}}$, $\bar{d}_{\text{轴}} = d_{\text{轴(公称)}} + \overline{A_{d_{\text{轴}}}}$, $\bar{d} = d_{\text{公称}} + \overline{A_d}$, 所以从公式(7)得到

$$\overline{A_{\text{外}}} = (A_{\text{公称}} - d_{\text{轴(公称)}} + d_{\text{公称}} - t_{\text{公称}}) + \overline{A_{\text{A外}}} - \overline{A_{d_{\text{轴}}}} + \overline{A_d}$$

知道 $\overline{A_{\text{外}}}$ 和 $\sigma_{\text{外}}$ 的值, 则外链节接触节距对其公称尺寸的上偏差 $Bt_{\text{外}}$ 和下偏差 $Ht_{\text{外}}$ 可以分别按下列两式计算:

$$Bt_{\text{外}} = \overline{A_{\text{外}}} + 3\sigma_{\text{外}} \quad (9)$$

$$Ht_{\text{外}} = \overline{A_{\text{外}}} - 3\sigma_{\text{外}} \quad (10)$$

图 2 为在内链节中间剖面内测量内链节接触节距 $t_{\text{内}}$ 的位置的简图, $t_{\text{内}}$ 是指沿链条轴线量得的两个同侧点 o 与 o' 之间的距离。图中: $A_{\text{内}}$ ——内链板孔心距, 它等于两个套筒外表面的中心 O_3 与 O_3' 之间的距离(压入套筒时用其外表面在链板孔中定心); $A'_{\text{内}}$ —— $A_{\text{内}}$ 在链条轴线上的投影。

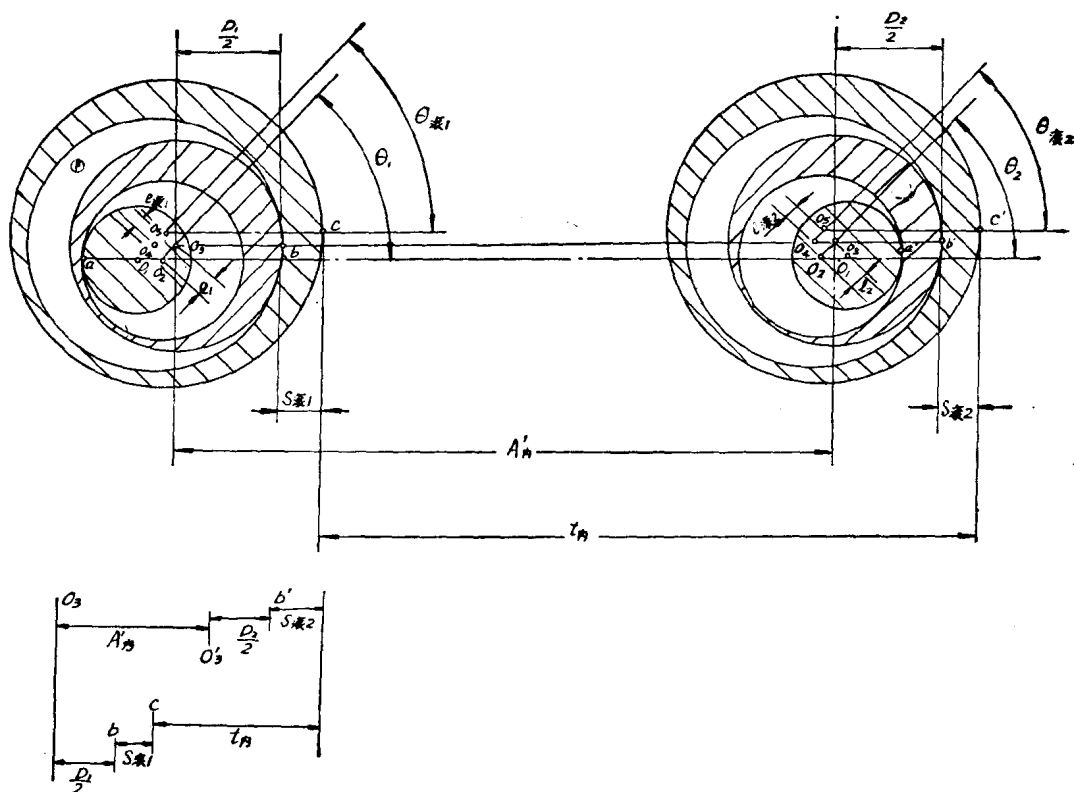


图2 内链节接触节距计算简图和尺寸链

套筒和滚子的中心相对于链节轴线的位置同样具有随机性。

构成图2所示的尺寸链封闭图形的尺寸和内链节接触节距的关系，按公式(3)，可写成下式：

$$\begin{aligned}
 t_{\text{内}} &= A'_{\text{内}} - \frac{1}{2} D_1 - S_{\text{滚}1} + \frac{1}{2} D_2 + S_{\text{滚}2} \\
 t_{\text{内}} &= A'_{\text{内}} + \frac{1}{2} (D_2 - D_1) + \frac{1}{2} (D_{\text{滚}2} - D_{\text{滚}1}) \\
 &\quad + \frac{1}{2} (d_{\text{滚}1} - d_{\text{滚}2}) + e_{\text{滚}2} \cos \theta_{\text{滚}2} - e_{\text{滚}1} \cos \theta_{\text{滚}1}
 \end{aligned} \quad (11)$$

式中： $A'_{\text{内}} = \sqrt{A_{\text{内}}^2 - (e_1 \sin \theta_1 - e_2 \sin \theta_2)^2}$

当两个套筒的偏心距 e_1 和 e_2 分别对孔心距 $A_{\text{内}}$ 的比值都很小时，可以取 $A'_{\text{内}} = A_{\text{内}}$ ，而不会产生大的误差。

同外链节类似， $t_{\text{内}}$ 是服从于正态分布规律的随机变量。它的基本特性如下：

$$\bar{t}_{\text{内}} = \bar{A}_{\text{内}} \quad (12)$$

$$\sigma_{\text{内}} = \sqrt{\sigma_{A_{\text{内}}}^2 + \frac{1}{2} \sigma_D^2 + \frac{1}{2} \sigma_{d_{\text{滚}}}^2 + \frac{1}{2} \sigma_{D_{\text{滚}}}^2 + \overline{A_{\text{滚}}}^2 + \sigma_{e_{\text{滚}}}^2} \quad (13)$$

再列出： $\bar{t}_{\text{内}} = t_{\text{公称}} + \bar{\Delta}_{\text{内}}$ ， $\bar{A}_{\text{内}} = A_{\text{公称}} + \bar{\Delta}_{A_{\text{内}}}$ ，得到

$$\bar{\Delta}_{\text{内}} = (A_{\text{公称}} - t_{\text{公称}}) + \bar{\Delta}_{A_{\text{内}}}$$

内链节接触节距对其公称尺寸的上下偏差分别按下列两式计算：

$$Bt_{\text{内}} = \bar{\Delta}_{\text{内}} + 3\sigma_{\text{内}} \quad (14)$$