

多楔带轮轮槽尺寸的剖析

——对 ISO 9982-1990 国际标准的讨论

曹助家

(机械工程系)

秦书安

(机电部机械标准化研究所)

摘 要

本文对 ISO 9982-1990 中的多楔带轮轮槽尺寸进行了分析研究, 并对其中的有效直径、外圆直径、楔顶形状、圆弧半径等概念作了阐述, 为设计、制造、检验、测绘各种机器上的多楔带轮提供依据, 也为多楔带传动在我国机械领域内的推广应用, 起到一定的促进作用。

关键词: 国际标准 机械传动装置 齿形传动胶带

1 引 言



图1 多楔带

多楔带是在平带基体下附有若干等距纵向三角形楔的环形带 (见图1), 它是一种新型的传动带^[1], 多楔带传动兼有平带、V带和联组V带传动的优点, 如承载能力大、传动平稳, 效率高和结构紧凑等, 在国外已在许多设备上替代了平带、V带和联组V带传动, 因而广泛应用于国防、汽车、化工、纺织、家电和办公机械等许多方面。

在我国引进的各种机械和其他设备中, 多楔带传动已屡见不鲜, 为了使引进机器的零部件国产化和推广应用多楔带传动, 我国正在参照国际标准加紧制订本国的国家标准 (注: 多楔带传动国家标准已通过审定, 并呈国家技术监督局待批), 作者参加了制订此项国标的部分工作, 本文旨在使广大机械技术人员设计、制造多楔带轮时, 能较快地掌握有关的技术资料。

2 多楔带轮的轮槽截面尺寸

多楔带分橡胶型和聚氨酯型两种^[1], 橡胶型带由于它的屈挠性、耐热耐油性和承载能力都优于聚氨酯型带, 故应用范围更为广泛, 橡胶型多楔带, 按 ISO 规定分为 PH、PJ、

PK、PL、PM 五种型号(英美日等国的型号为: H、J、K、L、M),带轮型号也为 PH、PJ、PK、PL、PM。带轮轮槽的截面尺寸见图 2⁽²⁾、图 3⁽²⁾ 及表 1⁽²⁾。

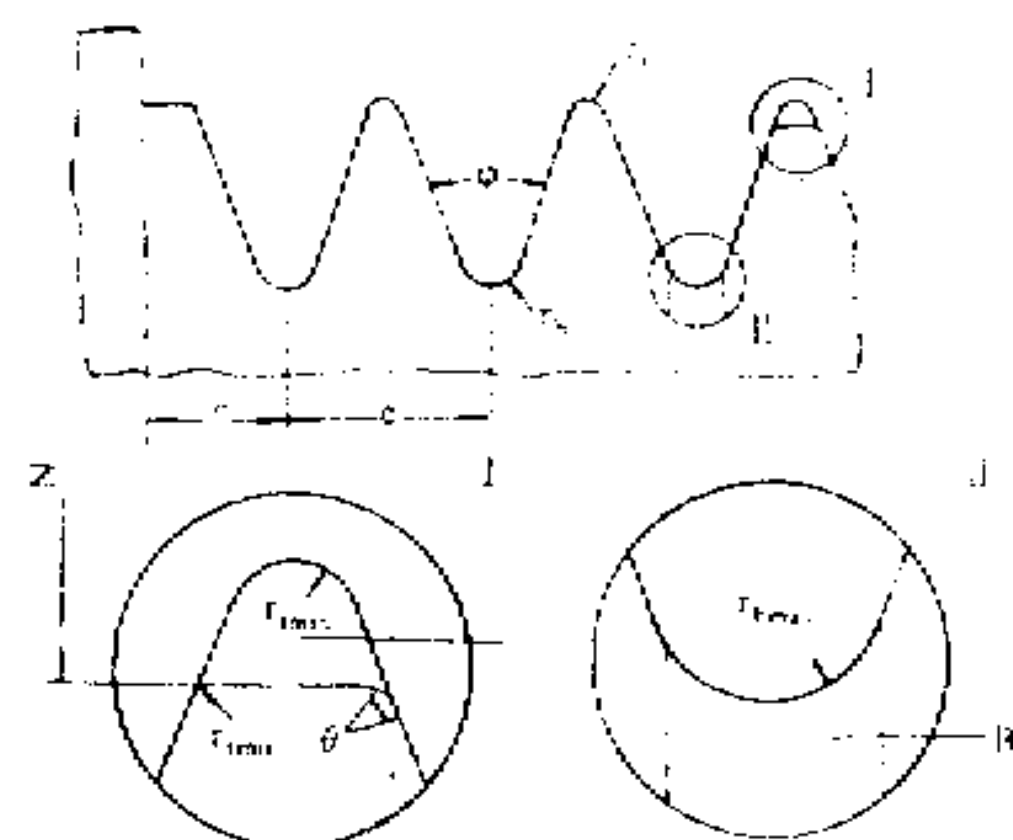


图 2 轮槽的横剖面

注: A——轮缘顶部的形状可在圆顶和平顶之间任意选择;

B——轮槽底部的圆角斗径 r_b 可在 r_{bmax} 值之内(含 r_{bmax})任意选择。

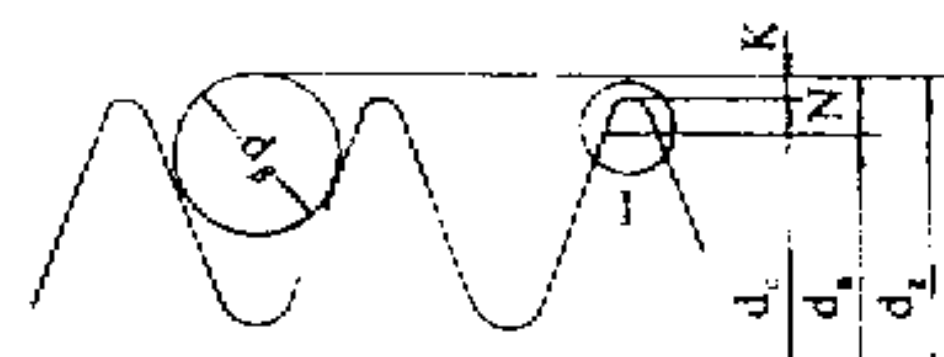


图 3 带轮直径

表 1 轮槽尺寸

槽 型		PH	PJ	PK	PL	PM
e	基本尺寸	1.60	2.34	3.56	4.70	9.40
	极限偏差 ⁽¹⁾	± 0.03	± 0.03	± 0.05	± 0.05	± 0.08
	累积极限偏差 ⁽²⁾	± 0.30				
	r_{min}	1.3	1.8	2.5	3.3	6.4
	r_{imin}	0.15	0.20	0.25	0.40	0.75
	r_{bmax}	0.30	0.40	0.50	0.40	0.75
d_B	基本尺寸	1.00	1.50	2.50	3.50	7.00
	极限偏差	± 0.01				
	2k	0.11	0.23	0.99	2.36	4.53
$\varphi(^{\circ})^{(4)}$	$2N_{max}^{(3)}$	1.08	1.22	2.06	3.50	5.92
	基本尺寸	40				
	极限偏差	± 0.5				
de_{min}	最小有效直径	13	20	45	75	180
Δe	有效线差	0.8	1.2	2	3	4

注: (1) 槽间距 e 的极限偏差是指相邻槽间轴向距离的极限偏差。

(2) 所有轮槽间距对公称值 e 的极限偏差在同一轮上的总和不应超过累积极限偏差的规定值。

(3) 图 3 中的 N 与公称直径(即有效直径) de 无关, 与通过测量而得的 dz 和 da 有关: $2N = dz - da$, 其最大值 $2N_{max}$ 不得超过表中的规定值。

(4) 槽角 φ 的中心线应与带轮轴线成 $90^{\circ} \pm 0.5^{\circ}$ 夹角(注: 原件中 φ 的代号为 α)。

3 带轮的有效直径 de 和外圆直径 da

3.1 有效直径 de

有效直径 de 是多楔带轮径向尺寸的计算基准, 是标准带轮的公称直径。

根据 ISO 规定(见图 3):

$$de = dz - 2K \tag{1}$$

式中, dz 为通过测量球(棒)测得的测量直径, 各型轮槽使用的测量球(棒)直径 d_B 见表 1。

K 为考虑带楔入带轮后为确定带的中性层位置而给出的一个无偏差的规定值, K 值也

见表 1。

有效直径主要作用有三，计算传动比或大轮有效直径、测量带长和控制槽深。
3.1.1 计算传动比或大轮有效直径

带传动所需的传动比*i*一般为已知，设计多楔带传动选择小轮直径的原则是 $d_e > d_{e_{min}}$ ， $d_{e_{min}}$ 值见表

1. $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{dp_2}{dp_1}$ (因滑动系数极小故忽略不计)，

$dp_2 = i dp_1 = i (d_e + 2\Delta e)$ ，于是得到大轮有效直径
 $d_{e2} = dp_2 - 2\Delta e$ 。 d_p 为带轮的节圆直径，它与带的中性层相重合； Δe 为节圆直径和有效直径的有效线差。 d_p 和 Δe 见图 4^{〔2〕}， Δe 值见表 1。 n_1 、 n_2 分别为小轮、大轮的转速（本文的代号中，注下角标 1 的代表小轮，下角标 2 代表大轮）。



图 4 节圆直径的确定

图中 d_e 恰与 d_a 重合，ISO 原图如此。如不重合，仍应标出 d_e ，即 dp 仅与 d_e 有关，而与 d_a 无关。

工程上也允许用有效直径来计算多楔带的传动比：

$i \approx \frac{d_{e2}}{d_{e1}}$ (2)

大轮的有效直径 d_{e2} 由公式(2)即可直接求得：
 $d_{e2} \approx i d_{e1}$ 。

3.1.2 测量带长

多楔带的长度，以与有效直径 d_e 相呼应的有效长度 L_e 为公称长度。各型带的专用测量轮的测量直径 d_z 见图 3 表 2^{〔2〕}。将带安装在两轮形式的测量装置上，施加如表 2 规定的每楔带的测量力 F ，并转动带至少两整圈，使带与轮槽侧面接触良好，上下两边受力均匀，测量出中心距 a （注：ISO 代号为 E），计算带的有效长度 L_e 。带长计算公式为：

$L_e = 2a + \pi d_e$ (3)

令 $U_e = \pi d_e$ ，则 $L_e = 2a + U_e$ (4)

式中， U_e 为测量轮的有效圆周长，其值见表 2。

3.1.3 控制槽深

用直径为 d_b 的测量球（棒），嵌入通过轮心的两槽中，以测量直径 d_z 来控制槽深，使其符合公式：

$d_z = d_e + 2K$ (3)

同一带轮中任意轮槽间的有效直径变动量

表 2 测量轮和测量力

槽 型		PH		PJ		PK	PL	PM
有效圆周长 U_e, mm		100	300	100	300	300	500	800
$d_{z, mm}$	基本尺寸	31.94	95.60	32.06	95.72	96.48	161.51	259.17
	极限偏差	± 0.13						
F, N		30		50		100	200	450

表 3 不同轮槽间直径的变动量

有效直径 d_e	轮槽数 Z	不同轮槽有效直径间的变动量 Δd_e
< 74	< 6	0.10
	> 6	$0.10 + 0.003(Z - 6)$
$> 74 \sim 500$	< 10	0.15
	> 10	$0.15 + 0.005(Z - 10)$
> 500	< 10	0.25
	> 10	$0.25 + 0.010(Z - 10)$

Δd_e 按表 3^[2] 规定, 此变动量是对通过轮心的测量球 (棒) 的测量而获得的。

3.2 外圆直径 d_a ^[3]

多楔带轮的外圆直径 d_a 可直接由测量带轮的外圆获得, 而有效直径 d_e 并不一定存在于带轮实体上。只有当 $N=K$ 时, 这两个直径恰好重合, 所测得外圆直径也即为有效直径。在英、美、日本等国的一些胶带公司产品样本中, 将带轮产品的两个直径规定为同一个直径, 表格的尺寸栏中, 并列写上代号 O.D.(Outside diameter)和 P.D.(Pitch diameter)并填写同一数值。英、美、日等国的代号 P.D.在此即为 ISO 规定的 d_e (Effective diameter), 而与 ISO 规定的 d_p (Pitch diameter, 见图 4)是不应混淆而又极易搞错的两个概念, 请读者务必引起注意, 以免加工出不合要求的带轮。英、美等国使外圆直径等于有效直径的做法, 对设计和加工带轮均带来一定的方便, 且又为 ISO 所允许, 故这种做法, 我国也可以借鉴。

4 多楔带轮的楔顶形状

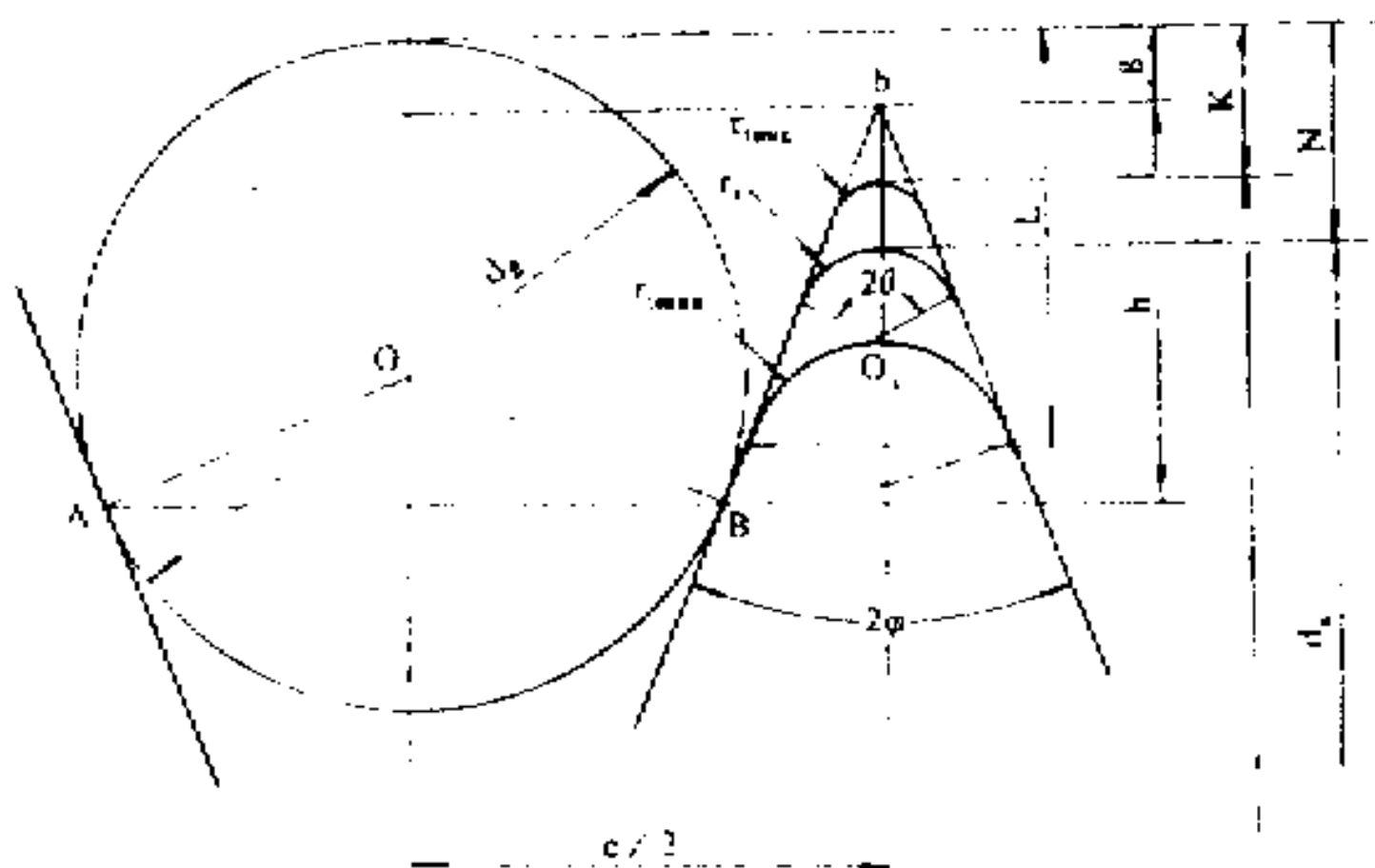


图 5 轮楔顶部的尺寸关系

值等于 N_{max} , N_{max} 见表 1), 圆弧半径为 $r_t = r_{max}$, 圆心角也为 $2\theta' = 140^\circ$, 这两种情况均见图 5。

由图 5 的几何关系可得:

在 $\triangle O.ab$ 中, $[(N - g) + r_t] \sin \frac{\varphi}{2} = r_t$

$$\therefore r_t = \frac{(N - g) \sin \frac{\varphi}{2}}{1 - \sin \frac{\varphi}{2}}$$

式中,

$$g = OC + \frac{dB}{2} - h$$

$$OC = \frac{dB}{2} \sin \frac{\varphi}{2}$$

$$h = \left(\frac{e}{2} - \frac{dB}{2} \cos \frac{\varphi}{2} \right) \tan \left(90^\circ - \frac{\varphi}{2} \right)$$

ISO 规定多楔带轮的楔顶有两种外形: 圆顶和平顶 (见图 2. I), 设计者可在两种形状中选择一种。

4.1 圆顶

符合 ISO 规定的圆弧形楔顶结构的最高位置, 在最大外圆直径等于有效直径 (即 $N=K$) 处, 此时楔顶圆角半径 $r_t = r_{min}$, 圆心角 $2\theta' = 140^\circ$, 保持圆顶结构的最低位

置, 在 $N = L - r_{max} \left(1 - \sin \frac{\varphi}{2} \right)$ 处 (注: L 数

表 4 圆弧半径 r_{max}

槽 型	PH	PJ	PK	PL	PM
r_{max}	0.30	0.34	0.39	0.52	0.83

∴
$$g = \frac{dB}{2} \left(\sin \frac{\varphi}{2} + 1 \right) - \left[\left(\frac{e}{2} - \frac{dB}{2} \cos \frac{\varphi}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} \left(90^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) \right]$$

当 $N=K$ 时，将表 1 规定的 K 、 dB 、 e 、 φ 的基本尺寸代入公式 (6)，计算所得各型带的 $r_{\min}$ 值与表 1 完全一致。又当 $N=L-r_{\max} \left(1-\sin \frac{\varphi}{2} \right)$ 时，再将表 1 的 K 、 dB 、 e 、 φ 及 $L(=N_{\max})$ 代入公式(6)，计算所得的 $r_{\max}$ 值见表 4。

按规定的圆角半径制备刀具或旋压模具，对准确加工多楔带轮的轮槽楔顶，有着决定性的意义。

4.2 平顶结构

此种楔顶的结构见图 2.I.平顶结构由三部分组成：一段水平直线，两段圆弧，圆弧的一端与相应槽侧相切，另一端与顶部直线相切或相交，要求圆弧段的圆心角 $\theta < 30^\circ$ ，见图 2.I.。任意位置($K < N < N_{\max}$)的平顶结构，其两侧倒圆圆弧，可由无数组 r_t 、 θ 的参数组合形成，若滞 $r_t > r_{\min}$ 、 $\theta > 30^\circ$ ，并保持圆弧一端与槽侧相切，任意一组 r_t 、 θ 参数皆可选用。之所以要研究两种楔顶的结构，是因为在多楔带传动中，欲使带在轮槽中准确楔入并贴合，除了带应精确制造外，带轮的制作是相当重要的关键。

另外，对轮槽的楔顶、槽谷，ISO 分别规定了圆角半径 $r_{\min}$ 和 $r_{\max}$ (见图 2、表 1)，作出如此限制的原因，主要是避免带楔的顶部、底部与轮槽干涉，以保证带的中性层处于正确位置 (见图 4)，也有利二带张紧后带与轮槽的良好接触。

5 带轮的有关技术要求及材料选择

带轮轮槽的径向圆跳动不得大于表 5^{〔2〕} 中的规定。带轮轮槽的端面圆跳动不得大于 0.002de 毫米。轮槽工作表面粗糙度，不得大于 Ra3.2 μ m。

带轮材料在 ISO 9982 中虽未作出规定，但在 ISO254-1981 中对传动带轮的材料选择项内早已作了推荐，一般可以用铸铁、钢或适宜的合金作为传动带轮的材料。

表 5 径向圆跳动

有效直径 de	径向圆跳动
<74	0.13 0.25
>74~250	
>250	

从引进设备中看到，多楔带轮较多采用旋压法制造，此种带轮具有质量轻、结构紧凑、尺寸精度高等优点。旋压工艺设备我国个别厂家也已有了引进，用这种方法加工带轮，是大批量生产带轮的必由之路。

参 考 文 献

〔1〕 张锡山、徐铁华. 带传动技术. 北京: 纺织工业出版社, 1988. 170-192.
〔2〕 ISO 9982-1990, 《PULLEYS AND V-RIBBED BELT DRIVES FOR THE INDUSTRIAL APPLICATION-DIMENSIONS PH, PJ, PK, PL AND PM PROFILES》.
〔3〕 曹书安、曹助家. 多楔带传动的特点和应用. 机械制造, 1990, (3), 13-15.

(下转第 64 页)

凸轮的最大压力角应由极值点与起始点, 终止点比较而产生。由于起始点的压力角 $\alpha_0 = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{e}{S_0}\right)$, 而终止的压力角 $\alpha_f = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{e}{S_0 + h}\right)$, 显然 $\alpha_0 > \alpha_f$, 偏距 e 应保证起始点的压力角 α_0 小于, 等于运动过程中的最大压力角。

参 考 文 献

- [1] FANY, CHEN. Mechanics and Design of cam Mechanisms 1981. 200~204
 [2] HAROLD A. ROTHBART. Cams Design, Dynamics and Accuracy 1985. 65~75

THE DETERMINATION OF THE MAXIMUM PRESSURE ANGLE FOR THE DISK CAM WITH OFFSET TRANSLATING ROLLER FOLLOWER

Fand Shaoen

Abstract

This paper deals with the determination of the maximum pressure angle for the disk cam with offset translating roller follower and the cam angle where the maximum pressure angle occurs. Formulae are for calculation of the maximum pressure angle of disk cam with offset translating roller follower with uniformly accelerated and retarded motion, simple harmonic motion and cycloidal motion respectively. It offers reliable bases for designing and checking of the disk cam with offset translating roller follower.

Key words: Cam mechanisms Plane came Pressure angles

~~~~~  
 (上接第 45 页)

# ANALYZING THE DIMENSIONS OF V-RIBBED PULLEY GROOVES —A DISCUSSION ABOUT THE INTERNATIONAL STANDARD: ISO 9982-1990

Cao Zhuja    Qin Shuan

## Abstract

This paper analyzed the dimensions of V-ribbed Pulley Grooves in ISO 9982-1990 and explained some concepts such as effective diameter, outside diameter, pulley tip profile and arc radius clearly and understandably. A set of entire reference was also provided in the paper for designing, manufacturing, testing and mapping the V-ribbed Pulley used in all kinds of machines. It is hoped that this paper may contribute to the promotion of the early application of Ribbed V-belt Drives in the field of Chinese machinery.

Key words    International Standards    Mechanical driving devices  
                   Synchro transmission belts