

〔苏〕П.П.沃尔阔夫 А.Ф.克拉伊聂夫 主编

# 谐波齿轮传动

项其权 李克美 施永钊 孙宝瑜 译  
沈允文 校

2.41

电子工业出版社

## 内 容 提 要

本书较全面地论述了谐波齿轮传动的原理、构造、运动学、受力分析、强度计算以及制造工艺,例举了许多结构实例,尤其是对大功率动力谐波传动的啮合参数选择、结构设计特点等作了详细的介绍,并提供了很多经过实践验证的实验数据。该书对研究和设计精密运动传动或大功率动力传动都有一定的参考价值,可供有关大专院校师生及从事本专业的工程技术和科研人员参考。

### 谐 波 齿 轮 传 动

(苏) Д. П. 沃尔阔夫 А. Ф. 克拉伊聂夫 主编

项其权 李克美 译

施永钊 孙宝瑜 译

沈允文 校

责任编辑:张殿阁

\*

电子工业出版社出版 (北京市万寿路)

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

山东电子工业印刷厂印刷

\*

开本:850×1168 1/32 印张:7.625 字数:204千字

1985年5月第1版 1985年6月第1次印刷

印数:1—7500册 定价:1.70元

统一书号:15290·12

## 译者序

谐波传动是随着五十年代空间科学，宇航尖端技术的发展而出现的。谐波传动的原理与建立在刚体力学基础上的传统的齿轮传动不同，谐波传动是建立在薄壳弹性变形理论上的一种新型传动。它的出现被认为是机械传动中的一个重大突破。

与普通传动器相比，谐波传动具有传动比大、传动比范围广、精度高、回差小、噪声小、传动平稳、结构简单、重量轻、体积小、承载能力大、可向密闭空间传递运动等一系列优点，因而谐波传动在国外各个领域，如：航天、航空、航海、仿生、能源、电子工业、交通运输、矿山机械、起重机械、钢铁工业、机床、仪表、纺织机械、农业机械、石油化工，以及医疗器械、常规军械等各个方面得到了广泛应用。

近年来，谐波传动这一先进技术在我国引起了人们的重视。随着国民经济的发展，四化建设的需要，国内各个部门越来越感到需要大力推广应用这一新技术。但是国内这方面的技术资料尚较缺乏，系统地介绍谐波传动技术的书籍较少，详细论述功率大的动力谐波传动的书籍更少。

为了更好地推广应用谐波传动这一新技术，在北京机械工程学会谐波传动学组的组织下，我们翻译了苏联科学技术博士 Д.П. 沃尔阔夫 (Д.П. Волков) А.Ф. 克拉伊聂夫 (А.Ф. Крайнев) 主编的“谐波齿轮传动” (Волновые Зубчатые Передачи) 一书。该书在谐波齿轮传动的原理、构造、运动学、受力分析、强度计算、制造工艺(包括公差配合的确定)、结构实例、发展前景等多方面，论述颇详，材料新颖。尤其是对大功率动力谐波传动的啮合参数选择、结构设计的特点等作了详细的介绍。更为可贵

的是，本书作者搜集了很多经过实践验证的大功率动力谐波传动工程实例及试验数据，这些材料为别的同类书籍所未有。该书不论对研究和设计精密运动传动或大功率的动力传动都有参考价值；既适合作为大学有关专业的教材或参考书，又可供有关厂所科技人员学习和参考之用。

由于我们水平较低，译文中错误与欠妥之处在所难免，恳切希望读者提出宝贵意见。

译 者

# 主要符号<sup>①</sup>

## 机构构件

$O$  和  $\infty$ ——分别为传动的主动构件和从动构件；

$H$ ——波发生器；

$g$ ——柔轮；

$b$ ——刚轮。

## 运动参数

$i$ ——传动比（主动构件角速度与从动构件角速度之比）；

$i_{g/b}^H$ ——内在传动比（当构件  $H$  固定时构件  $g$  的角速度与构件  $b$  的角速度之比）；

$i_{H/b}^g$ ——当构件  $g$  固定时构件  $H$  的角速度与构件  $b$  的角速度之比；

$\omega$ ——构件角速度，弧度/秒；

$n$ ——构件转速，转/分；

$\varphi_b^{H/g}$ ——当构件  $H$  固定时构件  $b$  的转角。

## 力的特性

$F_{gH}$ ——构件  $g$  对构件  $H$  的作用力；

<sup>①</sup> 一些符号的正斜体与我国习惯不甚一致，如用希文表示的物理量原书全用正体，译文中未作修正。

$R$ ——运动副中的反力；

$M_s$ ——作用在波发生器轴上的力矩；

$M$ ——作用在减速器从动构件上的力矩；

$M_p$ ——为按柔轮尺寸比较各种传动装置，根据文献〔3〕所述条件而确定的作用在减速器从动构件上的计算力矩；

$i_{H_g} = -M_s/M_p$ ——力的传动比；

$\rho$ ——摩擦角；

$\eta$ ——传动效率；

$q_s$ ——啮合轮齿上的分布载荷；

$q_c$ ——连接轮齿上的分布载荷；

$\sigma$ ——在柔轮轴向剖面（圆周方向）外层中的最大（拉伸）应力和最小（压缩）应力；

$\sigma_a$ ——幅值应力；

$\varphi_H^{b/g}$ ——当构件  $b$  和  $g$  固定时构件  $H$  的扭转角。

### 几 何 特 性

$a$ ——未变形齿轮的中心距；

$b_v$ ——齿圈宽度；

$d$ ——轮的直径；

$e$ ——偏心距；

$h$ ——作用力臂；

$m$ ——模数；

$N-N$ ——表面法线；

$p$ ——齿节距；

$r$ ——半径；

$S$ ——构件相对位移的行程；

$t$ ——柔轮壁厚；

- $w$ ——柔轮上点的径向位移；  
 $w_e$ ——空载传动的实际径向变形（柔轮沿长半轴的径向位移）；  
 $w_o$ ——计算的径向变形（根据无侧隙啮合条件所要求的柔轮沿长半轴的径向位移）；  
 $x_b, x_g$ ——分别为切削轮齿  $b$  和  $g$  时的原始齿廓移距系数；  
 $z_g, z_b$ ——分别为柔轮和刚轮的齿数；  
 $x_a = x_b - x_g$ ——原始齿廓移距系数差；  
 $\alpha_{il}$ ——波发生器的压力角（不考虑摩擦）；  
 $\beta$ ——柔轮母线在圆周方向的转角；  
 $\gamma$ ——柔轮母线在轴向剖面内的偏转角；  
 $\gamma_{il}$ ——由柔轮造成的波发生器贴合区的偏移；  
 $\gamma_z$ ——啮合区相对于长半轴的偏移；  
 $\Delta\pi$ ——轴承中的径向间隙；  
 $\delta$ ——一个齿轮的轮齿在另一个齿轮的齿槽中啮入深度的变化量；  
 $\delta_e$ ——偏心距误差；  
 $\delta_\varphi$ ——角误差；  
 $\nu$ ——径向过盈；  
 $\psi$ ——柔轮在波发生器上的贴合角（包角）；  
 $\psi_0$ ——柔轮在波发生器上的初始贴合角；  
 $\psi_z$ ——啮合区；  
 $\tau$ ——轮齿角节；  
 $p_t$ ——轮齿周节；  
 $c$ ——啮合径向间隙；  
 $j$ ——啮合侧隙；  
 $j_t$ ——啮合周向间隙。

# 目 录

主要符号 .....	( 1 )
<b>第一章 谐波齿轮传动装置及其工作原理和结构实例 .....</b>	<b>( 1 )</b>
§ 1 具有柔性构件的机构的组成及其特点 .....	( 1 )
§ 2 传动及其主要构件和元件的各种结构形式 .....	( 5 )
§ 3 谐波齿轮传动的结构实例与简图 .....	( 11 )
<b>第二章 谐波齿轮传动应用的可能性 .....</b>	<b>( 29 )</b>
§ 4 谐波齿轮传动在行星同轴机构分类中的地位 .....	( 29 )
§ 5 刚性构件传动与柔性构件传动的比较 .....	( 32 )
§ 6 最简单的差动机构的运动特性和受力特性 .....	( 33 )
§ 7 由两套三构件差动机构组成的传动简图 .....	( 36 )
§ 8 多速、多分路和封闭传动的减速器简图 .....	( 40 )
§ 9 构成机器中复杂传动装置的谐波齿轮传动 .....	( 47 )
<b>第三章 结构简图和设计方案的 选择 .....</b>	<b>( 50 )</b>
§ 10 结构简图方案的 拟定 .....	( 50 )
§ 11 方案的组成和外力封闭简图 的 选择 .....	( 53 )
§ 12 元件和部件对称结构形式的 构成 .....	( 56 )
§ 13 无多余约束结构简图 的 拟定 .....	( 64 )
§ 14 力的内部封闭简图的选择和谐振现象 的 消除 .....	( 74 )
§ 15 传动元件结构方案 的 选择 .....	( 90 )
<b>第四章 构件间的相互作用和传动的质量指标 .....</b>	<b>( 98 )</b>
§ 16 载荷作用下柔轮形状的变化 .....	( 98 )
§ 17 构件间的相互作用及其对传动效率 的 影响 .....	( 105 )
§ 18 谐波齿轮传动的弹性扭转 特性 .....	( 114 )
§ 19 承载时构件的滑移和提高传递极限扭 矩 的措施 .....	( 120 )
§ 20 齿轮啮合平面上的几 何 关系 .....	( 131 )
§ 21 啮合参数 的 选择 .....	( 139 )



<b>第五章</b>	<b>传动装置元件中的载荷及应力分布</b> .....	(143)
§ 22	在谐波啮合和齿式连接中柔轮与刚性构件间力的相互作用 .....	(143)
§ 23	在谐波啮合和齿式连接中载荷分布的实验研究 .....	(145)
§ 24	谐波啮合齿间的载荷分布特性 .....	(148)
§ 25	谐波啮合和齿式连接中轮齿的偏斜以及沿齿长的载荷分布 .....	(150)
§ 26	柔轮与轴的连接中各齿间的载荷分布与间隙分布特性 .....	(160)
§ 27	作用在波发生器的载荷 .....	(165)
§ 28	柔轮中的应力 .....	(170)
<b>第六章</b>	<b>谐波齿轮传动计算</b> .....	(178)
§ 29	具有双波多对齿啮合和圆盘式波发生器的谐波齿轮传动计算方法 .....	(178)
§ 30	具有薄壁球轴承的谐波齿轮传动的设计和计算特点 .....	(186)
§ 31	具有多对齿单区啮合和圆盘波发生器的谐波齿轮传动的设计和计算特点 .....	(188)
<b>第七章</b>	<b>谐波齿轮传动的制造工艺</b> .....	(192)
§ 32	主要零件的毛坯和热处理规范的选择 .....	(192)
§ 33	谐波齿轮传动中主要零件的机加工特点 .....	(196)
§ 34	传动装置的装配和拆卸 .....	(209)
<b>第八章</b>	<b>谐波齿轮传动装置的研制和应用远景</b> .....	(213)
§ 35	研制和试验谐波齿轮传动机构的经验 .....	(213)
§ 36	谐波齿轮传动的应用远景 .....	(224)
<b>参考文献</b> .....		(230)

# 第一章 谐波齿轮传动装置及其 工作原理和结构实例

## § 1 具有柔性构件的机构的组成及其特点

组成具有柔性构件的传动机构是可能的，特别是在改进已知的具有中间构件的传动装置过程中就可研究得出。使这些中间构件之间实现了弹性联系，就可以得到谐波齿轮传动。

用一种带齿的整体构件代替大量的中间构件将使传动发生质的变化。而某些建议提出将柔性构件分成若干个元件、扇形件、链式构件，这在传动装置方面则是个退步。

在由刚性整体构件组成的传动中，相互作用的轮齿是具有内啮合少齿差的行星齿轮传动。图 1 a~c 就是谐波齿轮传动的锥型。

在这种传动中，行星轮 1 是这样配置的，即它既能在转臂 3 上回转，并且还能与中心轮 2 啮合。当转臂转动时，行星轮的几何轴线在空间移动，而行星轮则沿轮 2 的齿圈滚动，并以比转臂小得多的角速度转动。

研究各构件的相对运动可得到：

$$\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

式中  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ ——分别为构件 1、2 和 3 的角速度；

$z_1, z_2$ ——构件 1 和 2 的齿数。

在式(1)中，令  $\omega_2 = 0$ ，便得到转臂主动时的传动比

$$i_{3-1}^{(2)} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_1 - z_2} \quad (2)$$

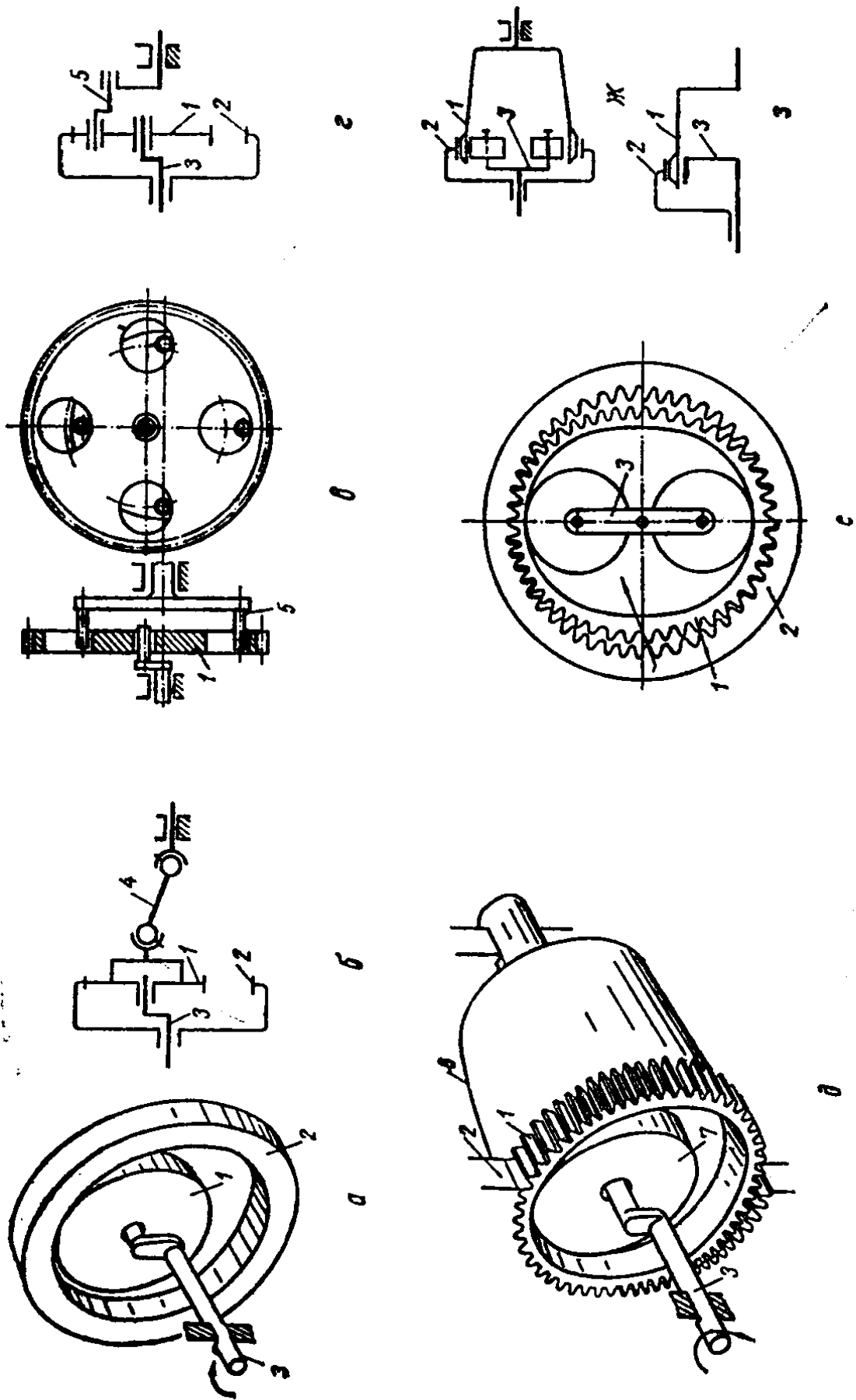


图1 刚性构件组成的传动到谐波齿轮传动的演变

如果在式(2)中,取  $z_1 = 100$ ,  $z_2 = 101$ , 则得  $i_{21}^{(2)} = -100$ , 亦即利用一对齿轮就可以得到大的传动比。

传动的这种性质早就引起了发明家的注意。但是,设计这种传动很复杂;首先是因为齿数差太少,其次是要实现将行星轮的运动传递到从动轴很复杂。

第一个问题可采取合理地选择啮合形式和参数的方法来解决,第二个问题则可利用传递两平行轴之间运动的机构4(见图1b)来解决。

日本住友株式会社成批生产了传动比从11到180的这类传动装置。在这种传动装置中,为提高效率和传递从行星轮到从动轮的运动,采用了孔销式啮合的平行曲柄机构5(图1c所示为机构简图,图1d为具有这种机构的传动简图)。

这类传动的主要缺点是在啮合副中的压力角较大,因此平行曲柄机构的元件必须有耐磨性,这要有很高的制造精度来保证。只有在这种条件下才能保证平行曲柄机构元件的多对啮合和均衡运转。若行星轮与从动轮采用弹性连接,例如采用杯状薄壁柔性圆筒6(图1d),则可克服上述缺点。

为补偿齿啮合的制造误差,齿轮1也可作成薄壁状并与杯状柔性圆筒6做成一体。借助于装在转臂3上的滚子7将轮1压向中心轮2。这种传动称为单啮合区的(单波)谐波齿轮传动。

为了抵销构件3上的径向力,对称地安装两个滚子,将柔轮1压向两个区域(图1e)。这时,为了保证柔轮变形的对称,齿数差最好等于2。这种传动称为双波传动。还可以作成具有三个或大于三个啮合区域,其齿数差分别等于3或大于3的传动。但这时柔轮中的弯曲应力将大大增加。

谐波传动装置的轴向截面简图见图1ж。它是图1g所示的谐波传动简图的基础。

传动的主要构件名称如下: 1——柔轮; 2——刚轮; 3——波发生器。

这样，便从由刚性构件组成的行星齿轮传动演变到了谐波齿轮传动。对这些传动运动关系来说(1)和(2)式是相同的。但由于其中一个构件具有柔性，所以与行星齿轮传动相比，谐波齿轮传动具有下列特点和优点。

第一个特点是，可有许多对齿同时参与啮合和传递载荷。作用在柔性构件1上的扭矩  $M$  越大，柔性构件翘曲得就越厉害(图2a)，参与啮合的齿的对数 ( $z_v$ ) 就越多，传动能承受的载荷也就越大。在柔性构件上无作用力矩时，参与啮合的仅为几对齿。采用轮廓曲线经过计算的凸轮3(图2b)代替上述的波发生器，就可以增加啮合齿的对数。这种能够严格地确定柔性构件变形形状的波发生器称为定形波发生器。这种发生器也可有条件地称为椭圆波发生器而不管凸轮的实际轮廓线。图1和图2c所示的发生器称为自由波发生器或滚子式波发生器。

它的第二个特点是，在啮合过程中无论是在载荷作用下柔轮形状改变，还是借所选的凸轮形状不同使柔轮形状改变，轮齿的相对位移都是不大的，而且主要发生在载荷小的区域里，即相对位移发生在啮入区A和啮出区B中(见图2a)。当正确选择啮合参数时，柔轮1的齿相对于刚轮2的齿将沿着一条保证齿的滑动路径S。很小的轨迹移动(图2e)。这时滑动速度要比刚性构件小许多倍，因此啮合中的摩擦损失很小，从而轮齿的磨损也就很少。

第三个特点同样是由柔轮的形状决定的，即减小了波发生器-柔轮运动副中的压力角，因此与转臂-行星齿轮副相比，这种运动副中的能量损失小。

所有这些特点都是与具有刚性构件的传动装置相比较而言的。这些特点决定了谐波传动的优点——外形尺寸小和效率高(0.85~0.9)。与具有刚性构件的传动不同，当传动比  $|i| = 100$  和  $|i| = 350$  时，谐波传动的效率可以一样高。当传动比  $|i| > 80$  时，适宜采用谐波传动齿轮装置。当传动比较小时齿数就比较少，相对于柔轮壁的厚度而言轮齿的尺寸就比较大，在轮齿的啮出区

域柔性构件的变形超过了现有材料所允许的限度，这就导致柔性构件的迅速破坏。目前也有传动比  $|i| = 35 \sim 50$  的传动，但它们是用昂贵的特种钢制造的。传动比越大，采用谐波传动的效果就越好。单级传动比的上限 (350~400) 被啮合齿的最小模数值和齿的啮入深度所限制。这时，齿高变得可以与径向力作用下构件的变形量相比拟，因此，会发生构件的滑脱，并使传动失效。

根据当前谐波传动的水平，工作能力的主要指标是：柔性齿轮壳体的强度；波发生器滚子滚道的接触强度；波发生器滚动轴承的寿命；波发生器-刚轮系统的径向刚性。轮齿的强度和耐磨性则不是工作能力的主要指标，因为啮合

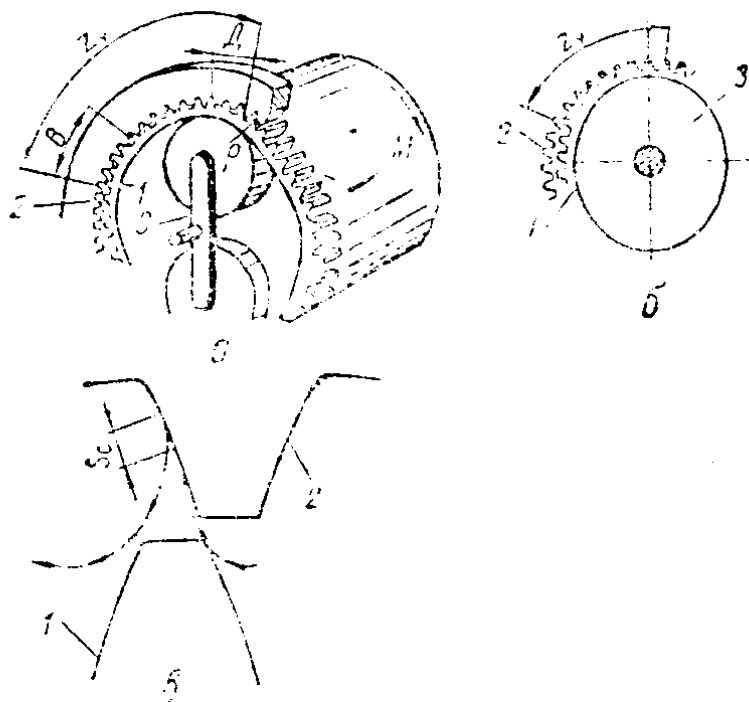


图 2 谐波齿轮传动中的构件相互作用特点

齿的对数多，滑动的速度较小，所以齿中的应力不高和齿的磨损也较小。当按照下述建议选择结构方案、啮合参数和制造精度，并采取相应装配方法时，这种设计原则的正确性才能得到保证。

## § 2 传动及其主要构件和元件的各种结构形式

谐波传动的波发生器(图 3)和柔性构件(图 4)可有各种不同的结构。

定形波发生器，可按其凸轮轮廓曲线及与柔性构件相互作用的特性来分类。

凸轮的轮廓曲线有圆弧、对数螺旋线、渐开线以及其它形状的曲线。

根据与柔性构件相互作用的特性,波发生器分为:滚动体(球或滚子)式波发生器(图 3a),强制供油润滑的滑动式波发生器(图 3b)和有中间体的波发生器(图 3c)。有中间体的波发生器的特点是尺寸小,凸轮的圆周速度相应地较小。此外,这种结构的波发生器保证了位于发生器两侧各元件间的刚性连接,而且也减少了凸轮的惯性矩。

此时凸轮作用于配置在保持架 3 上的中间体 2 上,并使它逐渐移动。中间体使柔性构件产生变形。也可采用任何其它型式的波发生器来取代凸轮式波发生器。

定形波发生器可做成可调的,即它的几何尺寸可以改变(如图 3e)。

波发生器可以是连续作用式的,也可以是脉动作用式的。柔性构件的连续变形照例是由机械式波发生器来保证;而柔性构件的脉动变形,则由液动式波发生器、气动式波发生器或电磁式波发生器来保证。

属于连续作用的波发生器有单滚子、双滚子和三滚子(图 3d)波发生器。这类波发生器的结构由若干个滚子 4 和一个转臂 5 组成。滚子式波发生器只适用于小功率的低速传动。因为在这种结构

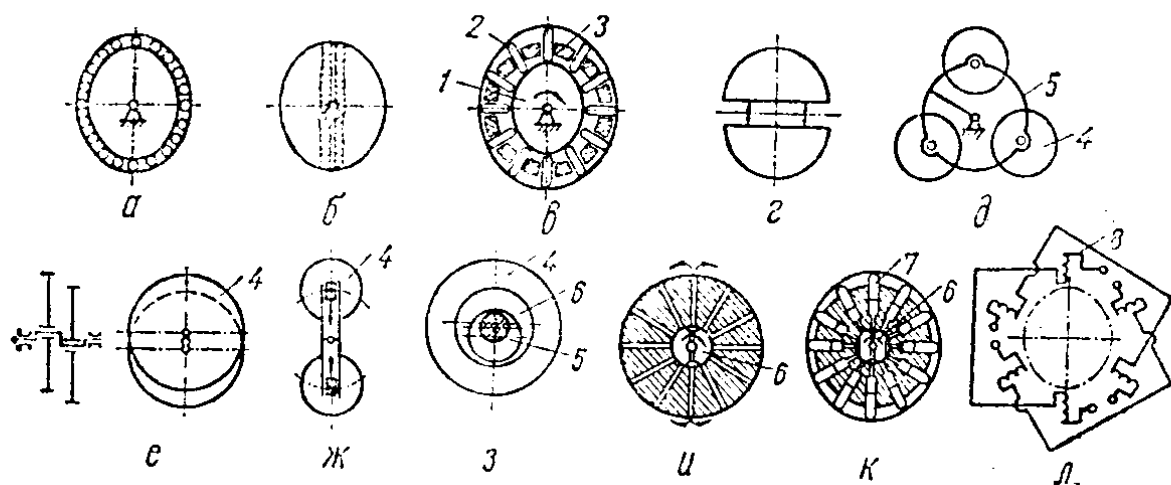


图 3 波发生器的结构简图

中增加滚子直径的可能性受到限制，装于滚子中的轴承尺寸就要小，因而动载荷容量就不够，更何况滚子的速度也比较大（比转臂的速度大1~2倍）。

使用滚子式波发生器时，在滚子与柔轮接触处常出现很大的表面应力。曲率半径小的滚子将使柔轮产生较大的弯曲，并在柔轮中产生较大的应力。为了消除这些缺点，把滚子4的直径加大，并将滚子安装在转臂（偏心轴）的不同平面上（图3e）。这种波发生器便称为圆盘式波发生器。

圆盘式和滚子式波发生器，它可以作成人工调节的，也可以是自动调节的。图3ж和3з所示为这两种波发生器的原理图。在这两种结构的波发生器中，或是利用滚子的径向位移来进行调节（图3ж），或是利用附加偏心件靠加大偏心距的办法来进行调节（图3з）。在后一种方案中转臂（偏心轴）5上装有偏心件6，而偏心件6又装在滚子（圆盘）4中。偏心件或是被强迫转动，或是利用加载过程中的自动夹紧效应使它转动。

液动式波发生器的作用原理（图3u、κ）如下：装于主动轴上的分配器6一转动便打开了通向径向槽的液体通道。在液体压力（图3u）或承受此压力的柱塞7作用下（图3κ）柔性件产生变形。

电磁式波发生器（图3л）通常属于一种在柔性构件外面配置的波发生器。沿柔性环的四周配置若干电磁铁。随着线圈中磁场强度的变化，柔性构件的变形量亦随之改变。

还有一种能使两个相互作用构件产生变形的双重波发生器。这种发生器的结构复杂，但是能使柔性构件的变形减少一半。这种发生器宜用于小传动比的情况。

柔性构件的结构也可以是各种各样的（图4）。它可以是无齿的（形成谐波摩擦传动），带齿的（形成谐波齿轮传动），也可以做成带螺纹的（形成谐波螺旋传动）。

柔性齿轮可分为圆柱形的（图4a）和钟形的（图4б）。钟形



柔性齿轮的表面形状呈双曲面，或者超环面，齿圈位于圆柱部分。之所以要把柔性轮做成这种复杂的形状，其目的是为了保证它在变形时齿圈位移的平行性(图中用虚线表示)。柔轮的内腔可以是开口的(图4a、b)或者是封闭的(图4c)。对密闭空间传递运动，则应采用后一种形式。

柔轮与轴或壳体的连接，可以是不可拆式(图4a、b)和可拆式(图4e、ж)。当采用不可拆式连接以及柔轮配装在壳体或从动轴的轴肩上的连接时，柔轮的径向位移受到限制。为使这种限制不影响传动工作，柔轮需作得足够长。上述连接方法的优点是其中不存在影响运动精度和损耗的间隙。

牙嵌式联接(图4ж)和径向销连接(图4e)的特点是结构简单，允许构件有很大的相对径向位移和轴向位移。齿式花键连接(图4e、d)在制造中工艺性最好。

还有些柔轮，其中有的由许多可以在径向自由移动的刚性构件组成，有的则作成封闭链条的形状。这类传动应制造得很精密。然而即使这样其啮合齿的对数仍比采用柔性壳体的齿轮少，因此效率是低的。

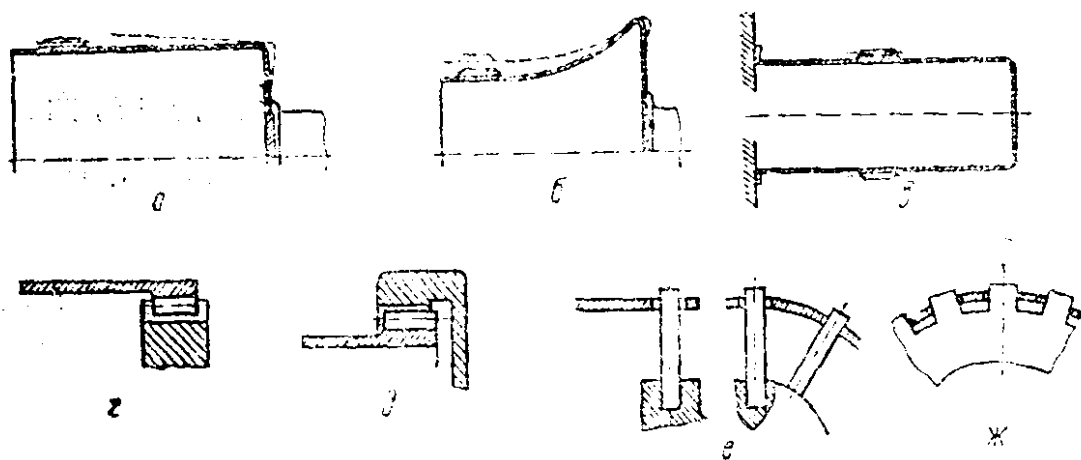


图4 柔性齿轮的各种结构

端面谐波传动(图5)乃是谐波传动的另一种结构形式<sup>[6]</sup>。在端面谐波传动中，采用其圆周带有端面齿的圆形薄板2作为柔