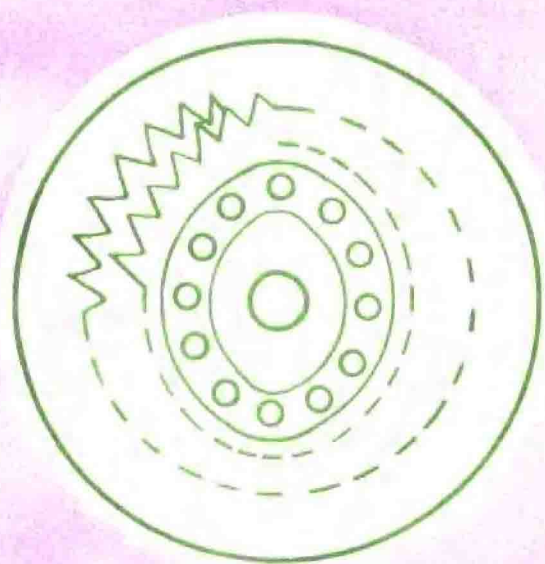


# 谐波齿轮传动

——原理、设计与工艺



[苏] E.Г. 金茨勃格 著

国防工业出版社

## 内 容 简 介

本书较系统地论述了谐波齿轮传动的原理、设计方法和工艺特点。全书共分七章。在扼要地介绍了谐波齿轮传动的原理和应用实例后,较详细地阐述了谐波齿轮啮合机理、强度计算、传动效率和传动装置的设计,最后,对主要零件的制造、装配和测试等工艺问题作了讨论。

本书可供从事传动研究和生产的工程技术人员阅读,也可供高等院校有关专业的师生参考。

Harmonic Gear Drives

Е. Г. Гинзбург

National Technical Information Service

U. S. Department of Commerce 1974

\*

### 谐 波 齿 轮 传 动

——原理、设计与工艺

〔苏〕Е. Г. 金茨勃格 著

汪福敏 孙行文 王恩泰 译

王洪星 校

\*

国防工业出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

通县张家湾曙光印刷厂印装

\*

850×1168<sup>1</sup>/<sub>32</sub> 印张 5<sup>1</sup>/<sub>4</sub> 132 千字

1982年11月第一版 1982年11月第一次印刷 印数: 0,001—6,300册

统一书号: 15034·2432 定价: 0.69元

## 译者的话

本书是根据苏联学者 E. Г. Гинзбург 所著《谐波齿轮传动》一书的英文译本翻译的。俄文原书于一九六九年由苏联机械制造工业出版社出版，是一本系统地阐述谐波齿轮传动原理、传动方案、啮合几何计算、效率、强度和工艺等方面内容的书。

作者 E. Г. Гинзбург 是苏联研究谐波传动的权威人士之一，经常在机械专业的期刊上发表有关谐波传动技术的文章。在本书中他首先提出了等速曲线的概念，并以此为基础从多方面研究了谐波传动的各种问题，这对于读者进行这方面的研究很有启发。同时，在阐述过程中还采用了与普通行星齿轮传动相互对比的方法，更便于具有一般齿轮传动知识的读者阅读和应用。因此，这本书对于从事传动研究和生产的工程技术人员是有裨益的，也可供高等院校有关专业的师生参考。

但是，本书也有一些不足之处，如有的部分说理不确切；有的问题的数学处理比较粗糙；还有的地方没有进一步引出正确的结果；尤其第三章问题较多，第 8 节的题目与内容有些不符等。虽然在译校过程中，根据我们的理解对某些问题作了改正或注释，但终因是译文，应忠实于原著，不便将我们的不同意见详加阐述。在此，特向读者说明。请读者在阅读本书时注意独立思考，不要盲目引用。

另外，由于未查到俄文的原版本，对译本中的几幅不清晰的插图作了删节或以示意图代替，特此说明。

在翻译过程中，特请李芙蓉同志为本书描绘了全部插图，在此，谨表谢意。

最后，由于译者水平所限，错误和缺点在所难免，衷心希望读者批评指正。

## 序 言

谐波传动是一种新型传动，它的独特之处是在传动装置中采用了一个柔性齿轮，从而使传动获得新的特点。但是，要将它应用于工程实际中还需要解决一系列的技术问题和建立谐波传动的计算方法。

本书的目的是向读者介绍谐波传动的工作原理和应用实例，以及目前对这种传动的几何和强度的基本计算方法。此外还要研究谐波传动的运动学和效率，以及主要零部件的设计和制造工艺。

谐波传动毕竟是一种新型传动，对它的研究尚在进行中。因此，本书给出的全部推荐不一直都是最合适的，而且，也不可能研究读者感兴趣的所有问题。但是，对于从事减速器研究的专家来说，可以借助于本书，在现有的技术水平上，设计和制造出实用的和高效率的谐波传动装置。

由于这是第一本阐述谐波传动基本原理和计算基础的书，并打算进一步研究最佳计算方法，所以，欢迎读者对本书提出意见和建议。

# 目 录

主要符号说明 .....	1
第一章 谐波齿轮传动及其应用 .....	7
1. 谐波传动概述 .....	7
2. 应用举例 .....	10
第二章 结构与运动学 .....	19
3. 柔轮及其特性 .....	19
4. 谐波传动运动学 .....	21
5. 传动图 .....	26
第三章 谐波传动的啮合分析 .....	36
6. 柔轮变形及其对啮合的影响 .....	36
7. 近似啮合几何学 .....	54
8. 圆弧齿廓精确啮合几何学 .....	69
第四章 效率 .....	77
9. 概述 .....	77
10. 啮合中的摩擦损失和波发生器中的滚动摩擦损失 .....	79
第五章 主要零件的强度设计 .....	93
11. 柔轮受力分析 .....	93
12. 谐波传动的近似啮合设计计算 .....	96
13. 圆弧齿廓精确啮合的谐波传动设计计算 .....	113
14. 柔轮的疲劳强度计算 .....	117
15. 薄壁轴承式波发生器的结构设计 .....	123
第六章 谐波传动装置的设计 .....	128
16. $\Gamma$ - $2H$ - $H$ 型减速器 .....	128
17. $\Gamma$ - $2H$ - $H$ 型减速器 .....	133
18. 柔轮的材料和结构 .....	135
19. 波发生器的设计 .....	140
第七章 谐波传动装置主要零件的制造工艺、装配和测试 .....	149

20. 柔轮制造工艺 .....	149
21. 波发生器的零件制造和装配工艺 .....	155
22. 谐波传动装置的装配和测试 .....	158
参考文献 .....	160

## 主要符号说明

符号	名称
$\Gamma$	柔轮; 等速曲线
$\mathcal{K}$	刚轮; 等速曲线
$H$	波发生器
$d_{\mathcal{K}} = 2r_{\mathcal{K}}$	刚轮等速圆直径
$d_{\Gamma\mathcal{K}} = 2r_{\Gamma\mathcal{K}}$	未变形柔轮中面层 (中性层) 直径或等速曲线直径
$d_{\mathcal{K}\Gamma}$	柔轮的节圆 (或分度圆) 直径
$d_{\mathcal{K}\mathcal{K}}$	刚轮的节圆 (或分度圆) 直径
$d_{\Gamma\mathcal{K}} (d_m)$	滚子直径
$d_{\mathcal{K}\mathcal{K}}$	波发生器的内环外滚道圆直径
$D_{\mathcal{K}\mathcal{K}} = 2R_{\mathcal{K}\mathcal{K}}$	刚轮的齿顶圆直径
$D_{\Gamma\mathcal{K}} = 2R_{\Gamma\mathcal{K}}$	柔轮的齿顶圆直径
$D_{i\Gamma\mathcal{K}} = 2R_{i\Gamma\mathcal{K}}$	未变形柔轮的齿根圆直径
$d_{cp} = d_{\Gamma\mathcal{K}}$	柔轮计算截面的平均直径; 焊缝平均直径
$E$	材料的弹性模量
$f_0$	齿顶高系数
$c_0$	径向间隙系数
$B$	齿长 (齿宽)
$\alpha_x$	齿廓压力角
$t$	节距; 减速器的最高温度
$h_s$	轮齿的啮入深度
$\alpha_{cp}$	平均齿形角

$\rho_{np}$	轮齿的综合曲率半径
$R_n$	轮齿的圆弧齿廓中心圆半径
$m$	模数
$m_y$	当量模数
$R_0$	刚轮的渐开线齿廓的基圆半径
$q$	齿宽系数; 敏感性指数; 齿面载荷; 刚轮等速圆与柔轮等速曲线间的最小间隙 ( $q = r_{\text{ж}} - r_{\text{гн}} - \Delta$ )
$z$	齿数
$i$	传动比
$K_\Delta$	柔轮的变形系数
$\Delta$	径向变形量
$n$	转速; 滚子数量; 总安全系数
$L$	柔轮长度; 弧长
$\delta$	柔轮壁厚
$\eta$	效率
$\vartheta$	柔轮壁厚系数
$\theta$	渐开线齿廓极角
$\psi$	损失系数; 辅助角
$\omega$	角速度
$r_0$	渐开线等速曲线的基圆半径
$\varepsilon$	辅助角
$l$	距离; 长度
$\rho$	圆弧齿廓半径; 曲率半径; 向径; 滚子半径
$\Omega$	极角
$\varphi$	极角
$\lambda$	极角
$r_{\Gamma\max}$	柔轮等速曲线的最大曲率半径



$r_{rmin}$	柔轮等速曲线的最小曲率半径
$L_{\psi}$	渐开线弧长
$\gamma$	极角
$V$	速度
$\xi_r$	柔轮原始齿廓移距系数
$\xi_{rg}$	刚轮原始齿廓移距系数
$x_0O_0y_0$	渐开线基圆坐标系
$xOy$	柔轮轮齿运动坐标系
$x_1Oy_1$	刚轮轮齿运动坐标系
$X_0OY_0$	刚轮运动坐标系
$XOY$	固定坐标系
$c$	轮齿的比刚度
$a$	瞬时轴距
$K_{\pi}$	辅助系数
$M$	力矩
$N$	功率
$N_{cn}$	有效功率
$N_{cx}$	驱动功率
$f$	滑动摩擦系数
$\mu$	滚动摩擦系数
$\psi^{\pi}$	相对运动损失系数
$J_r$	柔轮轴向截面内的惯性矩
$J_g$	波发生器轴向截面内的惯性矩
$c_1$	与柔轮型式有关的系数
$r_{rns}$	波发生器外环的中性圆半径
$P$	最大比压
$[P]$	许用比压
$P_{cp}$	平均比压
$p$	轮齿接触中的平均法向力

$p_n$	法向力
$\sigma_R$	材料的强度极限
$\sigma_T$	材料的屈服点
$\sigma_{-1}$	对称循环交变应力下, 材料的弯曲疲劳极限
$\tau_{-1}$	对称循环交变应力下, 材料的扭转疲劳极限
$\sigma_k$	接触应力
$[\sigma_k]$	许用接触应力
$C_k$	接触应力系数
$\sigma_{\text{из}}$	轮齿的弯曲应力
$\sigma$	柔轮壁的弯曲应力
$n_\sigma$	正应力安全系数
$n_\tau$	切应力安全系数
$K_{\text{np}}$	沿齿长和齿间的压力分布不均匀系数
$\theta_{\text{np}}$	沿齿长的理论压力分布不均匀系数
$K_{\text{нрк}}$	沿齿长的载荷分布不均匀系数
$K_{\text{нрз}}$	工作轮齿间的载荷分布不均匀系数
$K_z$	工作齿数系数
$q_{\text{из}} = \frac{B}{d_{\text{лж}}} \approx q_r$	刚轮的齿宽系数
$\alpha_\sigma$	理论应力集中系数
$p_{\text{ок}}$	在分度圆上, 由一对轮齿传递的最大圆周力
$Y$	齿形系数
$p_b$	比载荷, 即单位长度上的载荷
$E_{\text{нр}}$	材料的综合弹性模量
$[C]_k$	许用接触应力系数
$[C]_{\text{кв}}$	与长期工作的接触疲劳极限相应的接触应力系数

$Q_{max}$	轮齿齿面上的最大载荷
$Q_{cp}$	轮齿齿面上的平均载荷
$K_{perm}$	循环系数
$N_x$	应力循环次数
$\sigma_x$	弯曲循环应力的名义幅值
$\tau_x$	扭转循环应力的名义幅值
$\sigma_m$	弯曲循环应力的名义平均值
$\tau_m$	扭转循环应力的名义平均值
$\lambda_b$	实际柔轮和样件的弯曲疲劳极限差异系数
$\lambda_t$	实际柔轮和样件的扭转疲劳极限差异系数
$\psi_b$	弯曲应力的非对称循环和对称循环之间的换算系数
$\psi_t$	扭转应力的非对称循环和对称循环之间的换算系数
$K_b$	弯曲应力的有效应力集中系数
$K_t$	扭转应力的有效应力集中系数
$\varepsilon_b$	实际柔轮对于样件的尺寸系数
$\varepsilon_t$	实际柔轮对于样件的尺寸系数
$\beta_b$	实际柔轮的表面光洁度和表面沾硬方法对弯曲疲劳极限的影响系数
$\beta_t$	实际柔轮的表面光洁度和表面沾硬方法对扭转疲劳极限的影响系数
$\nu$	轴向正应力影响系数
$n_0$	接触物体的综合曲率系数
$\Sigma K$	综合曲率
$\delta_i$	接触物体的弹性常数
$Q$	热量

$S_1$	自然散热表面积
$S_2$	吹风散热表面积
$h$	焊缝角高
$d_i$	内焊缝平均直径
$d_e$	外焊缝平均直径
$K_{t1}$	$S_1$ 的散热系数或自然散热系数
$K_{t2}$	$S_2$ 的散热系数或吹风散热系数
$t_{\text{BO3}}$	环境温度
$u$	刚轮的径向变形量
$\beta_n = \frac{r}{h}$	在刚轮的齿圈部位的横截面上, 圆的平均直径与该处的壁厚 $h$ 之比
$D_{\text{cp}}$	外环不变形时, 滚子的圆心圆直径
$i_{\text{HT}}$	波发生器相对于柔轮 (或工作台) 的传动比
$S_B$	工作台回转一圈时的进给量
$S'_B$	波发生器回转半圈时的进给量
$n_T$	柔轮 (或工作台) 转数
$\Delta n$	工作台的附加转数
$i_s$	进给回转机构的传动比
$i_n$	差动回转机构的传动比

# 第一章 谐波齿轮传动及其应用

## 1 谐波传动概述

谐波传动也是一种机械传动。它的运动传递是依靠波发生器的作用迫使柔性构件产生不断移动的变形波，从而使齿的啮合（或构件的摩擦接触）区域产生相应的同步位移来达到传动目的。波发生器可以是滚子式机械装置也可以是非机械装置。因为它引起的柔性构件变形波是一个基本对称的谐波，故称这种传动为谐波传动。

在谐波传动中，有时可以用一根链条或以某种特殊方式将若干刚性零件连接起来组成的构件代替柔轮进行传动。

虽然在简单机构和差动机构中早已有用柔性构件来传递回转运动<sup>(1,18)</sup>，但将其用于同轴齿轮减速器或增速器中却是不久的事情。美国在一九五九年按照发明者麦塞尔的专利首次制造了单级谐波减速器。

谐波传动有一些显著的优点，如传动比大、体积小、设计合理（例如利用柔轮空间安置电机）、可向密封空间传递运动等。

目前，无论在专门用途或是一般用途的减速器中，谐波传动的应用已相当普遍。通过谐波减速器的使用，证明它比具有同样工作参数的蜗轮蜗杆和行星齿轮减速器有效得多。

图1是按麦塞尔专利制造的单级谐波传动装置简图。运动链主要包括三个构件：椭圆凸轮式波发生器1（用H表示）；柔轮2（用Γ表示）是带外齿的弹性薄壁筒，它与轴连接在一起；刚轮3（用Ж表示）具有内齿并与壳体制成一体。柔轮和刚轮的齿数分别为 $z_r$ 和 $z_n$ 。

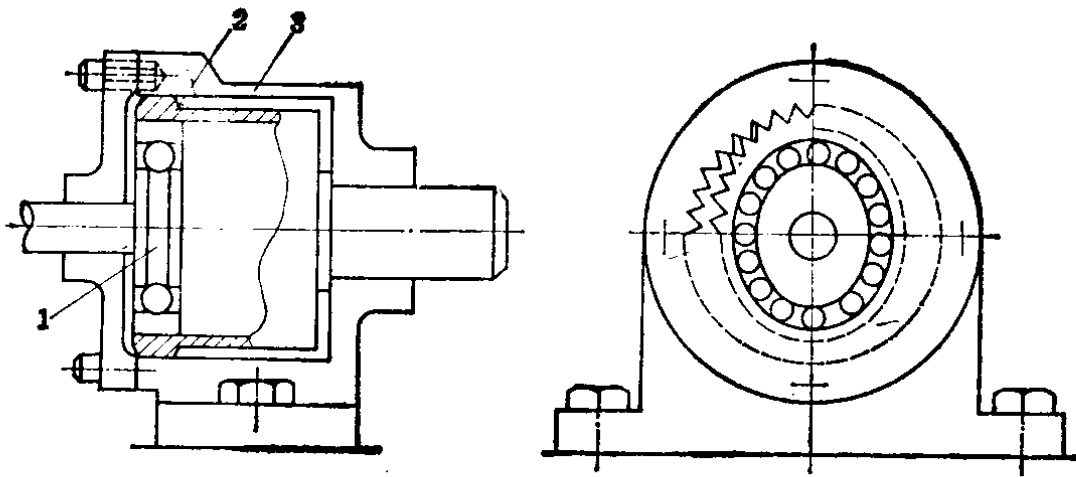


图1 谐波齿轮传动装置简图

1—波发生器；2—柔轮；3—刚轮。

波发生器是在柔轮弹性变形状态下从柔轮的自由端装入的。波发生器的形状能保证柔轮和刚轮的齿在柔轮最大变形区域内全齿啮合，而在柔轮最小变形区域内则完全脱开。

当波发生器回转时，柔轮的变形波便沿着圆周运动。如果柔轮和刚轮的周节相等，齿数  $z_{\kappa} > z_r$  且齿数差是变形波的倍数，那么，若将刚轮固定，波发生器回转一周，柔轮的轴将相对于波发生器反向回转一个角度，该角度相当于柔轮转过  $z_{\kappa} - z_r$  个“角周节”<sup>●</sup>。也可以将柔轮固定，这时波发生器回转一周，刚轮将与波发生器同方向转过  $(z_{\kappa} - z_r)$  个“角周节”。

很明显，在上述两种情况下，传动比由下式确定：

刚轮固定、波发生器主动时，

$$i_{Hr}^{\kappa} = -\frac{z_r}{z_{\kappa} - z_r}$$

柔轮固定、波发生器主动时，

$$i_{H\kappa}^r = \frac{z_{\kappa}}{z_{\kappa} - z_r}$$

为了使柔轮变形时所产生的应力最小，最好选取柔轮和刚轮的齿数差等于变形波数  $n$ ，即：

● 一个周节所对应的圆心角叫做一个“角周节”。——校者

$$z_x - z_r = n$$

这样，我们得到确定传动比的简单公式为：

$$i_{Hr}^x = -\frac{z_r}{n} \quad \text{和} \quad i_{Hx}^r = \frac{z_x}{n}$$

传动比  $i$  的上角标表示在传动中哪个构件是固定的。同样，我们也能得到当波发生器固定时，柔轮与刚轮间的传动比公式为：

$$i_{rx}^H = \frac{z_x}{z_r}$$

柔轮的变形波数可以是任何整数，由  $n = 1$  起，但最好取  $n = 2$  或  $3$ 。

图 2 所示是单波和三波装置简图。当选取  $n \geq 2$  并采用对称凸轮时，柔轮对波发生器的反作用力被封闭在凸轮体内而不传递到支承上去。

从上面对简单谐波传动的研究，不难看出谐波传动是很有实用价值的。

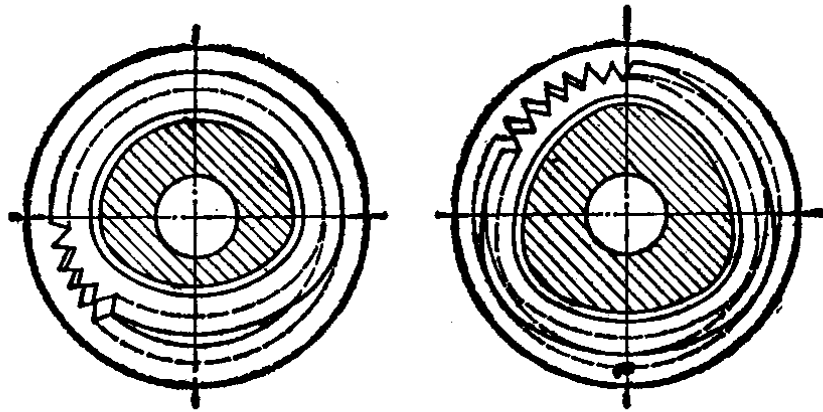


图 2 单波和三波装置简图

谐波传动的多齿啮合性使齿的受力比其它形式的齿轮传动小得多，因此可以减小齿的尺寸。而且，多对齿在几个区域中啮合，无疑会使传动精度提高，运转也较平稳。

在波发生器固定的谐波传动中，齿面的滑动速度很低，这一点对于提高传动效率非常有利。

谐波传动另一个引人注目的特点是，可以利用柔轮的内部空间安装电机和附加装置。

谐波传动形式虽然简单，但要设计得合理和有效，还需要解决许多问题。近些年来，由于国内外进行了广泛的研究，使我们现在有可能较具体地给出谐波传动的计算和设计方法。

## 2. 应用举例

本节介绍几种已在期刊和科学文献中系统报导过的典型谐波传动装置的设计。

单级谐波传动常用于减速器或增速器以传递动力或运动，其传动比  $i$  在  $60 \sim 300$  范围内。到目前为止，其它类型减速器的单级传动比还达不到这个范围。

图 3 所示是美国联合制鞋机械公司一九六〇年制造的单级双波减速器的结构图。

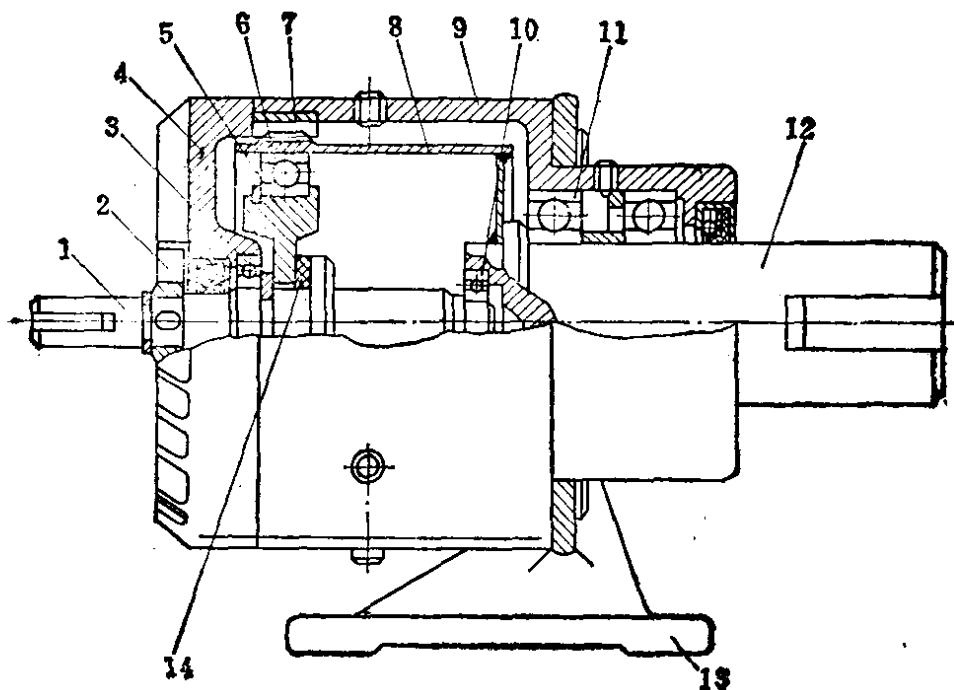


图 3 单级谐波传动减速器

- 1—输入轴， 2—风扇， 3—轴承， 4—左端盖， 5—波发生器，  
6—轴承， 7—刚轮， 8—柔轮， 9—壳体， 10—轴承， 11—轴承，  
12—输出轴， 13—托架， 14—硫化橡胶垫圈。



该减速器是早期设计的。图中的波发生器 5 是一个与轴 1 相连接的刚性凸轮，连接中使用了一个硫化橡胶垫圈 14，目的是使载荷均匀分布在两个啮合区域上。在凸轮和变形柔轮之间是一个带柔性变形环的滚珠轴承 6 ●。柔轮 8 制成整体式薄壁圆筒或带焊接底部的圆筒形状，它与轴 12 相连接。刚轮 7 是一个带内齿的圆环，它与减速器左端盖 4 相连接；高速轴的一个轴承 3 安装在端盖内，高速轴的另一个轴承 10 则安置在低速轴内。在壳体 9 的右面安装有低速轴的两个轴承 11。托架 13 是用螺钉与壳体相连接的。为了安装减速器，壳体上有四个凸缘。在波发生器那端的壳体罩上有径向散热片以增加冷却面积；风扇 2 安装在高速轴上。根据上述的设计思想制造了传动比为 78~260、传递功率为 0.083~3.2 马力的若干个减速器。这种减速器所用电机的转速为 1725 转/分。传递功率最大的减速器的柔轮直径为 164 毫米，它决定了减速器横截面的大小。柔轮长度约等于它的直径。这种减速器的效率  $\eta$  在 0.80~0.90 之间。

上面所介绍的这种系列的谐波减速器，其体积和重量比具有同样运动特性和动力特性的其它类型的减速器都要小和轻。

图 4 是由杜拉公司生产的一种单级三波系列的马达-减速器<sup>[29]</sup>。在这种减速器中使用了塑料柔轮和所谓的行星波发生器。马达-减速器的马达 1，其轴 2 与三个小行星轮 4 摩擦接触，行星轮 4 直接使柔轮在三个对称区域内变形，因此在回转时产生三个变形波。行星轮的安装对称性由保持架保证。柔轮是用塑料塑压成形的，用花键与输出轴 7 相连接。柔轮内有一个隔离罩 5。刚轮与减速器壳体 6 制成一体。从形式上来看，行星波发生器是高速级，而串联了一个谐波低速级。

行星波发生器的工作原理是，摩擦行星机构的行星轮使柔轮产生变形。行星波发生器的传动比由下式确定：

● 可称之为薄壁轴承。——译者