

# 谐波齿轮传动

〔苏〕 M. H. 伊万诺夫 著

沈允文 李克美 译

王洪星 校

2.41

国防工业出版社

## 内 容 简 介

本书共十二章，系统地介绍了谐波齿轮传动的理论问题，各种计算方法，结构，实验研究方法，应用举例等。其中以对柔轮变形及应力的分析等论述甚详。

本书理论性较强，材料新颖，图文并茂。

本书适合大专院校师生及有关厂所技术人员、研究人员阅读。

ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

М. Н. ИВАНОВ

Москва «Высшая Школа» 1981

\*

谐波齿轮传动

[苏] М. Н. 伊万诺夫 著

沈允文 李克美 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

河北涿中印刷厂印装

\*

850×1168<sup>1</sup>/<sub>32</sub> 印张6<sup>3</sup>/<sub>4</sub> 176千字

1987年11月第一版 1987年11月第一次印刷 印数：0,001—2,000册

ISBN7-118-00111-2/TH7 定价：1.55元

## 译者序

谐波齿轮传动是五十年代后期随着航天技术发展而出现的一种新型传动。它与一般齿轮传动相比，具有传动比大、体积小、重量轻、精度高、噪音小等优点。此外，它还具有通过密封壳体传递运动和动力的功能，这一特点是现有一切机械传动所无法与之相比拟的。谐波齿轮传动一问世，就被应用于火箭而显示了它的显著优越性。目前，已在军用和民用工业上获得了广泛的应用。因此，谐波齿轮传动是一种生命力强、发展前途十分宽广的机械传动。

谐波齿轮传动是建立在柔性元件波动变形原理基础上的一种新型传动，就传动原理来讲，是机械传动中的一个创举。正因为谐波齿轮传动中存在着能产生可控波动变形的柔轮，因而使之在啮合理论、几何计算、强度计算、结构设计方面，与传统的刚性构件齿轮传动在本质上有很大区别。近二十多年来，世界工业发达的先进国家进行了大量的理论和实验研究，在此基础上，提出了科学的设计计算方法，制订了产品的系列标准。

本书是苏联有关谐波齿轮传动的有代表性的一部著作。作者 M. H. Иванов 是苏联从事谐波齿轮传动研究的著名学者和教授。原书是作为高等学校的参考教材出版的，因而有关谐波齿轮传动的理论、设计及实验方法阐述比较系统、完整，资料齐全，注意理论与实践的统一，列举了大量的计算实例。本书反映了苏联较新的研究成果。可供高等院校、研究单位、设计单位以及有关工厂从事谐波齿轮传动研究、设计和制造的工程技术人员参考。

本书第一至六章由沈允文翻译，第七至十二章由李克美翻译，全书由王洪星教授审校。

由于译者水平所限，谬误之处在所难免，敬请读者批评指正。

译者

## 前 言

谐波传动是一种比较新型的传动。从谐波传动的发明到现在大约已经历了二十年。新的运动转换原理，新的啮合特性，具有挠性构件乃是开发这种传动需要专门理论的原因。本书阐述谐波传动的理论，也讨论了谐波传动的设计和应用问题。作者把多年来在莫斯科包曼高等工业学校，与全苏减速器制造科学研究和设计所一起共同从事的研究工作作为撰写本书的基础，同时也考虑了莫斯科古比雪夫建筑工程学院、莫斯科机床工具学院、莫斯科电子机械制造学院、全苏综合技术函授学院、西北综合技术函授学院等单位同人们所做的工作。

由于现有的谐波传动的类型繁多，因此把注意力主要集中在具有机械波发生器和圆柱形齿轮的谐波齿轮传动上。这类型式的传动应用最广，研究也最多。它们所固有的特点是具有较高的承载力、效率和可靠性指标等。

作者向直接参与研究工作的 Э. П. Амосов, Ю. И. Абалтусов, Л. С. Бойко, Э. Г. Земляникин, В. А. Кравченко, В. П. Леднев, А. А. Незамаев, П. К. Попов, В. И. Рябов, В. Н. Ромашин, А. Н. Сорокин, В. И. Тростин, В. А. Финюгенов, А. А. Чирков, В. В. Шейко, С. А. Шувалов 表示感谢。在审稿时，莫斯科机床工具学院的《机械零件和液压设备》教研室的同人及俄罗斯苏维埃联邦社会主义共和国有名望的科学技术专家，科学技术博士 Н. И. Левитский 对书稿内容提出了宝贵的意见，作者对此谨表谢意。

对一切有助于改进本书的批评意见和建议，作者均表感谢。

作 者

## 目 录

第一章	谐波传动概述	1
§ 1.1	传动装置和运动学	1
§ 1.2	基本特性	5
§ 1.3	结构与应用	7
第二章	环与壳体的简要知识	13
§ 2.1	环的理论	13
§ 2.2	柱形壳体理论	22
§ 2.3	受壳体制约的圆环的变形	29
第三章	运动学与作用原理	30
§ 3.1	柔轮的点的运动学	30
§ 3.2	摩擦传动的传动比	33
§ 3.3	齿轮传动的传动比和齿数	34
§ 3.4	齿轮传动的运动转换特点	36
§ 3.5	谐波传动的的作用原理	38
第四章	谐波传动中轮齿的相对位置	42
§ 4.1	空载传动轮齿位置的图解法	42
§ 4.2	空载传动中的齿间侧隙计算	48
§ 4.3	柔轮扭转引起的轮齿偏斜	54
§ 4.4	由传动载荷引起的柔轮变形形状的变化 <sup>(12)</sup>	54
§ 4.5	一般计算方程与计算实例	63
第五章	啮合参数	71
§ 5.1	齿形	71
§ 5.2	柔轮的变形形状	80
§ 5.3	柔轮的变形量	90
§ 5.4	选择啮合参数的建议	95
第六章	谐波传动基本元件的结构	97
§ 6.1	柔轮和刚轮	97
§ 6.2	具有渐开线齿的柔轮和刚轮齿圈的几何参数计算	100

§ 6.3	变形波发生器 .....	102
§ 6.4	凸轮波发生器的柔性轴承 .....	111
§ 6.5	波发生器与轴的联接 .....	124
<b>第七章</b>	<b>按主要的工作能力准则计算谐波传动 .....</b>	<b>127</b>
§ 7.1	工作能力准则和计算准则 .....	127
§ 7.2	传动中的力 .....	129
§ 7.3	不考虑轮齿的影响的空载传动柔轮中的应力 .....	134
§ 7.4	不考虑轮齿影响的承载传动柔轮中的应力 .....	137
§ 7.5	轮齿对柔轮齿圈中应力的影响 .....	143
§ 7.6	柔轮的强度计算 .....	150
§ 7.7	按强度条件计算柔轮的最佳壁厚 .....	152
§ 7.8	按强度条件计算柔轮的直径 .....	153
§ 7.9	柔轮和刚轮的材料 .....	156
§ 7.10	凸轮发生器柔性轴承的计算 .....	157
§ 7.11	发热状况、效率和润滑 .....	158
<b>第八章</b>	<b>具有短圆柱柔轮的谐波传动 .....</b>	<b>163</b>
§ 8.1	运动学 .....	163
§ 8.2	啮合计算的特点 .....	167
§ 8.3	特性和应用 .....	172
<b>第九章</b>	<b>实验研究方法 .....</b>	<b>174</b>
§ 9.1	齿上的载荷测定 <sup>[20]</sup> .....	174
§ 9.2	波发生器柔性轴承滚珠上的载荷测定 .....	175
§ 9.3	柔轮齿圈中的应力测定 .....	179
<b>第十章</b>	<b>谐波传动的刚度 .....</b>	<b>181</b>
§ 10.1	扭转刚度图 .....	181
§ 10.2	扭转刚度的组成 .....	183
<b>第十一章</b>	<b>谐波传动的结构和应用实例 .....</b>	<b>187</b>
§ 11.1	通用谐波减速器 .....	187
§ 11.2	应用实例 .....	194
<b>第十二章</b>	<b>计算举例 .....</b>	<b>196</b>
§ 12.1	具有圆柱形柔轮的谐波减速器的计算 .....	196
§ 12.2	具有谐波齿式联接的减速器计算 .....	206
<b>参考文献</b>	.....	<b>209</b>

# 第一章 谐波传动概述

## § 1.1 传动装置和运动学

谐波机械传动是建立在利用机构中之一个构件的波动变形以实现运动传递和运动转换原理的基础之上的。该原理是苏联工程师 А. И. Москвитин 首先于 1947 年提出来的。由于谐波传动具有许多优点，因而获得了广泛的好评与推广。近年来，虽然已有许多不同类型的谐波传动取得了专利，但获得推广使用的主要是齿轮传动。研究谐波传动的作用原理，合理地可从最简单的摩擦型传动入手。

谐波传动结构方案之一的简图如图 1.1 所示。传动由三个运动构件组成：柔轮  $g$ ，刚轮  $b$  和变形波发生器  $h$ 。未变形柔轮的

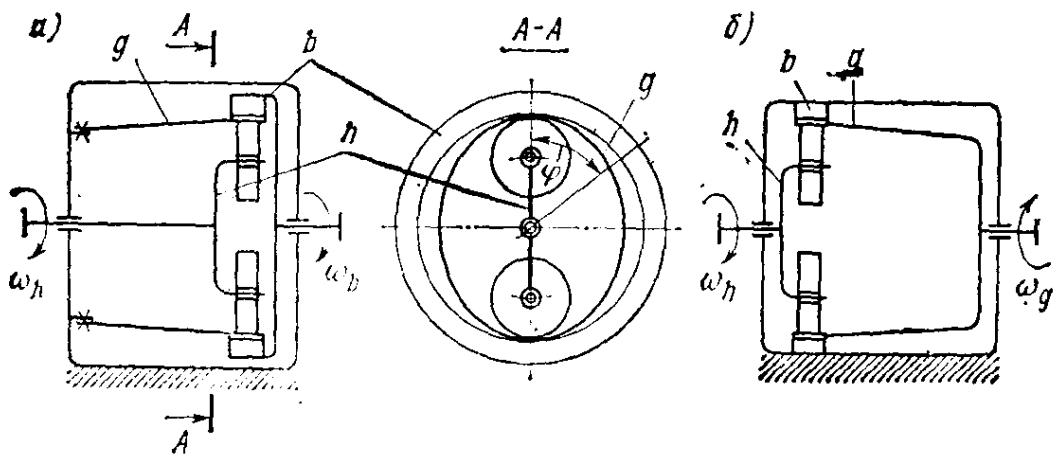


图 1.1

外径  $d_g$  小于刚轮的内径  $d_b$ :

$$d_b - d_g = 2w_0 \quad (1.1)$$

式中  $w_0$ ——位于柔轮廓线长轴上点的径向位移，或简称变形量。

柔轮做成向柔性圆筒过渡的圆环型式。这时，柔性环是运动构件，而柔性圆筒则起到变形圆环与另一刚性不变形的传动元件弹性联接的作用，例如与输出轴或箱体相联接。利用柔性圆筒作为联接并不是唯一可行的结构方案（例如，参阅第八章）。

按图 1.1, *a* 所示简图的传动中, 刚轮 *b* 与输出轴相联接, 而图 1.1, *b* 所示简图的传动中, 则为柔轮 *g* 与输出轴相联接。第一方案中, 柔性圆筒左边的非变形端与箱体相联接。波发生器 *h* 装在柔轮的右边, 在本例中, 波发生器是装有两个滚轮的转臂。滚轮的包容尺寸比柔轮的内径大  $2w_0$ 。因此在柔轮的右边发生了变形。波发生器安装成这样, 使得变形后的柔轮能以足够大的力紧压刚轮, 以便借助于摩擦传递载荷。

图 1.2 所示为柔轮各点的径向位移  $w$  随  $\varphi$  变化的线图 (参阅图 1.1)。线图乃是在某一瞬间的横波照相图。当波发生器旋转时, 波沿柔轮的圆周迅速移动。因此把这种传动称为谐波传动, 而构件 *h* 则称为变形波发生器。

若在周长或角  $\varphi = 2\pi$  的范围内 (参阅图 1.2) 生成两个波, 那末, 这样的传动就称为双波传动。当然还有具有其他波数的传

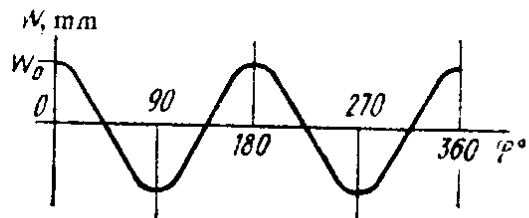


图 1.2

动。例如, 当三个滚轮呈  $120^\circ$  的角度配置时, 便得到三波传动; 而当一个滚轮时, 则得到单波传动。

波发生器以角速度  $\omega_h$  旋转, 将使刚轮以角速度  $\omega_b$  旋转 (第一方案), 或柔轮以角速度  $\omega_g$  旋转 (第二方案)。

传动比按下述方法确定。当波发生器旋转时, 柔轮沿刚轮滚动。如果是无滑动滚动, 则两轮中之一应转过一个取决于周长差的角度。考虑到式 (1.1), 此差值等于  $\pi d_b - \pi d_g = \pi \cdot 2w_0$ 。波发生器每转一圈, 两轮对应的转角为: 当柔轮固定时, 刚轮沿波发生器的旋转方向转过  $\varphi_b = 4\pi w_0/d_b$ ; 而当刚轮固定时, 柔轮沿波发生器旋转的相反方向转过  $\varphi_g = -4\pi w_0/d_g$  的角度。

现来讨论传动比。对于柔轮 *g* 固定、运动由波发生器 *h* 传至刚轮 *b* 的传动, 得

$$\left. \begin{aligned} i_{hb}^g &= \omega_h/\omega_b = \varphi_h/\varphi_b = d_b/(2w_0) = d_b/(d_b - d_g), \\ \text{类似地, 当刚轮固定时, 则} \\ i_{hg}^b &= -d_g/(2w_0) = -d_g/(d_b - d_g), \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$



在普通的摩擦传动中，传动比等于两轮直径之比值；而在谐波摩擦传动中，传动比则为从动轮直径对两轮直径的差值之比。由于两轮直径差值可以很小，故传动比可以很大。在某些谐波摩擦传动的结构中，可获得大到 1000 的传动比，而谐波齿轮传动单级的传动比则可达 300。

传动比与柔轮的变形形状无关，仅取决于两轮的直径差值或  $\omega_0$  的值。 $\omega_0$  的极限值一方面取决于柔轮的强度，因为柔轮中的应力与  $\omega_0$  成正比；另一方面，则取决于柔轮与刚轮直径的工艺尺寸偏差，因两直径的保证差值不能小于其允许极限偏差的最大正差。对于采用钢制柔轮的谐波摩擦传动，根据强度条件允许  $i_{\min} \approx 60$ ，按制造精度的条件，允许  $i_{\max} \approx 1000$ 。

按图 1.1 所示简图的谐波齿轮传动，柔轮具有外齿，而刚轮具有内齿。这时，在式 (1.2) 中直径之比应代以齿数  $z$  之比，于是得

$$\left. \begin{aligned} i_{hb}^a &= z_b / (z_b - z_g) = z_b / (K_x U), \\ i_{hg}^b &= -z_g / (z_b - z_g) = -z_g / (K_x U), \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

式中  $U$ ——柔轮圆周范围内的变形波数；

$K_x = 1, 2, 3, \dots$ ——齿数差系数。

谐波齿轮传动传动比值的下限，与谐波摩擦传动一样，也受到强度的限制。对钢制柔轮，允许  $i_{\min} \approx 80$ 。 $i$  的上限受到限制的理由如下：若设  $i_{hg}^b = 1000$ ，那末当  $U = 2$  和  $K_x = 1$  时，求得  $z_g = 2000$ ，及当  $m = 0.3 \text{ mm}$  (常用模数中的最小值) 时，求得  $d_g = 600 \text{ mm}$ ，得到的柔轮直径很大。为了减小传动的外形尺寸和质量，不把传动做成单级而做成双级 (第一级可以是普通的齿轮传动或行星传动) 是合理的。根据这种理由，对于单级谐波齿轮传动，建议取  $i_{\max} \approx 300$ 。

由于两轮直径的差值较小，加之柔轮的柔性，因而可获得较多的同时参与啮合的齿数 (可达柔轮或刚轮齿数的 30~40%，参阅 § 4.5)。例如，当  $i_{hg}^b = 100$  和  $z_g = 200$  时，同时啮合的齿对数达 60~80 对，而不像普通齿轮传动只有 1~2 对。

由于啮合的多对性，因而**质量和外廓尺寸较小，运动精度高。**

柔轮的波动变形并不是只有采用滚轮波发生器才可能实现。不仅在结构上不同，而且在作用原理上也不同的波发生器有：机械的，液压（气动）的，电磁的。

1944年，由А. И. Москвитин提出的第一台谐波传动，就是具有电磁波发生器的传动。传动的原理简图如图 1.3 所示。图中柔轮  $g$  的变形是由电磁铁来实现的。固定的波发生器  $h$  具有一系列电磁极，它借助于专用装置沿圆周轮流地接通。例如，在该瞬时接通 1、2、4、5 极，而在下一瞬时接通 2、3、5、6 极等等。沿直径方向相对的各对磁极的磁流通过柔轮  $g$  形成闭路（如图虚线所示），使柔轮发生变形并紧压刚轮  $b$ 。

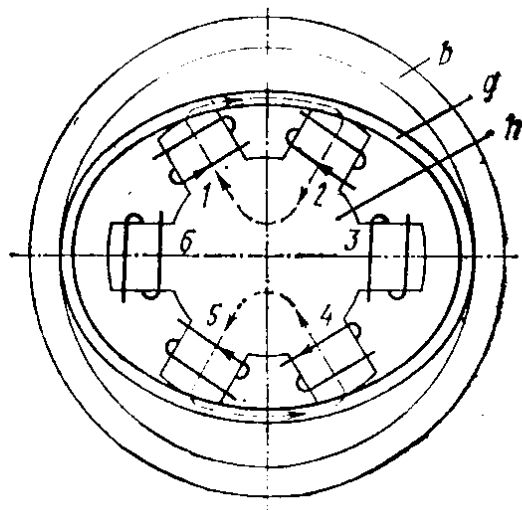


图 1.3

工作磁极对的不断变换，便形成了沿圆周移动的变形波。在这种装置中，把**电动机和传动的功能极为巧妙地结合了起来。**发明者在他自己的申请书中称之为《无减速器驱动的具有挠性转子的低速电动机》。А. И. Москвитин 所发明的电动机中，谐波传动是摩擦式的。

具有电磁波发生器的传动的优点是：惯量非常小（仅柔轮旋转，且转动缓慢，质量较小）。**小的惯量**对随动系统和其他类似系统是很重要的。它能够对控制信号作出快速响应。这就是把这种传动的进一步改型命名为同步响应器<sup>①</sup>（瞬时开、断）的理由。由于磁路中的损耗大，因而同步响应器的缺点是效率低（在现有的结构中，效率不超过 6~8%），这就阻碍了把同步响应器广泛用作一般用途的动力传动。

为了提高谐波传动的效率，应该在发展谐波传动方面向前跨出一步。1959 年在美国，工程师 C. W. Musser<sup>[41]</sup>发明了具有机械

① Респонсин系英语 Responsyn 之译音。——译注

波发生器的谐波齿轮传动，它可以大大提高承载能力和效率，例如可提高到行星齿轮传动所特有的值。这种传动的原理简图如图 1.1 所示。

图 1.4 所示为被叫做密封谐波传动的原理简图。它可以向密封空间传递运动而无需动密封(油封)。传动包含有具有挠性法兰的整体式杯形柔轮，挠性法兰严密地固定(焊接)在分隔空间  $A$  和  $B$  的壁上。柔轮  $g$  的齿圈做在柔轮的中部。传动的其他组成部分由图不难理解。任何别的传动，都不可能如此简单而又可靠地解决密封问题。

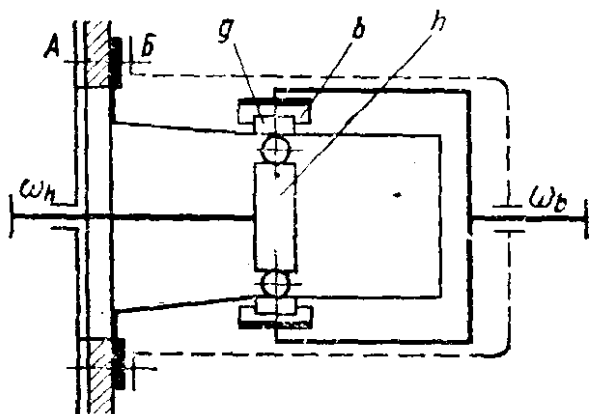


图 1.4

## § 1.2 基本特性

在经验的基础上，可以提出如下的表征机械传动的主要参数。

**传动比大**——单级可达 300。

**同时啮合的齿数多**——可达柔轮或刚轮齿数的 40%。

**较高的运动精度** 这是由于当啮合齿数较多时误差得到均化之故。目前已有当切齿精度为  $7H$  或  $8H$  级时，其运动误差不超过  $1'$  的谐波传动。当提高啮合和传动的制造精度时，大体上可以把运动误差减小到  $20'' \sim 30''$ <sup>(32)</sup>。就回差值而言，谐波传动也较其他传动优越(参阅第十章)。

**惯量小** 在某种结构型式时，例如在电磁波发生器或圆盘波发生器的情况下，惯量较小。

**谐波传动的效率** 在相同的传动比时，它大致具有与行星齿轮传动或多级齿轮传动相同的效率值。例如，当  $i = 100$  时，效率为  $0.8 \sim 0.9$ 。

**结构对称** 因此，作用在轴和支承上的载荷小。

**当采用特殊结构型式时具有密封性** 它可以向密封空间传递运动而无需滑动密封。

**噪音级** 谐波齿轮传动的噪音级低于一般齿轮传动的噪音级。

**载荷和旋转频率的范围宽** 目前已有载荷接近于零的传递运动的谐波传动, 以及低速轴上的力矩大于  $100\text{kN}\cdot\text{m}$  的动力传动。实际上, 力矩的大小可以仅仅受到制造大型零件工艺困难的限制。

旋转频率仅受到波发生器轴承的限制。现已有旋转频率达  $10000\text{ 1/min}$  的运动传动和旋转频率达  $3000\sim 4000\text{ 1/min}$  的动力传动。

**运动学方面的适应性广** 与行星传动相类似, 谐波传动不仅可用作减速器或增速器, 而且可用作差动机构 (可以把两个运动合成为一个运动, 或把一个运动分解为两个运动)。目前已有用作无级变速器的谐波传动结构。

**寿命长** 目前已有运转了多年的传动。例如, 对于 ГОСТ 23108-78 的通用谐波减速器, 规定寿命为  $10000\text{h}$ 。

**结构型式的多样性** 根据波发生器和柔轮的型式, 以及运动构件相互作用方式等的不同而形成的结构多样性, 扩大了使用范围。

谐波传动的缺点如下: 传动比的下限值高 (当钢制柔轮时约为 80)。柔轮和波发生器的制造复杂, 需要专门设备。这给单件生产和修理工作造成了困难。但在专业化生产中成批制造时, 谐波传动的价格比普通传动和行星传动便宜 (大大地减少了零件数量)。在承载的初始阶段, 刚度较小。但在名义载荷下, 谐波传动的刚度则可与普通传动和行星传动的刚度相比拟。变刚度特性是属于带条件性的缺点。对某些驱动装置来说, 它将起好的作用。不能做成交叉轴和相交轴的结构。

现把传动比和输出轴上力矩相近的苏联生产的通用行星齿轮减速器和谐波齿轮减速器 (图 1.5) 的主要指标比较如下:

	行星减速器 MΠO2-15	谐波减速器 MB <sub>3</sub> -160
所给型号的传动比范围	25~204	80~250
低速轴上的力矩 (所给 型号系列中之最大值), N·m	1600	1250
质量 (不包括电机), kg	180	53
相对质量, kg/N·m	0.112	0.0424
效率 (系列之平均值)	0.85	0.85
工作构件数		
齿轮	10	2
转轴与心轴	8	2
轴承	12	3
外形尺寸, mm		
高度	495	285
长度	935	692
宽度	460	270
相对价格	1	~0.4

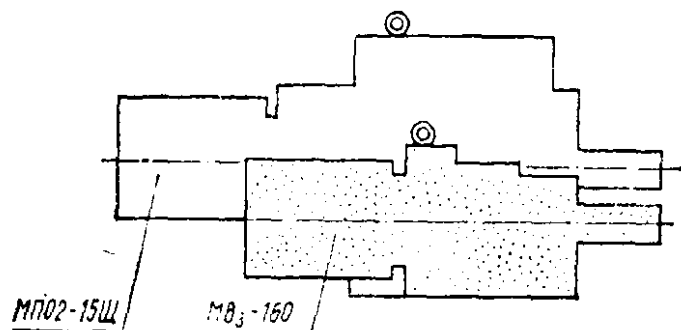


图 1.5

### § 1.3 结构与应用

在大传动比的机构中以及对密封、运动精度、惯量等有特殊要求的装置中,应用谐波传动是合理的。

众所周知,高速电机比低速电机质量轻而且价廉。限制高速电机应用的原因之一,在于过去能够达到大传动比的机械传动甚

有限。谐波传动大大地扩大了采用大传动比传动的可能性，并促使了高速电机的广泛应用。质轻的电机和质轻的传动相组合，能大大地减小驱动装置的质量和外形尺寸。

开始应用谐波传动的技术领域是极为多种多样的，如机床制造，起重运输机械制造，化工机械制造，航空和火箭技术等。某些应用实例列举如下。

美国的 USM 公司（波士顿联合制鞋机械公司），在日本和西德的 HASEG 公司（长谷川齿轮制造有限公司）已成批制造了通用谐波传动。这些公司制造的仅是减速器或马达-减速器，以及成套的主要零件（波发生器、柔轮和刚轮）。HASEG 公司所生产的一种谐波减速器型式的示意图如图 1.6 所示（也可参阅图 11.5）。减速器包含有高速轴 1、波发生器 2、柔轮 7、刚轮 3、低速轴 8 和箱体 4。波发生器为具有柔性轴承 5 的凸轮波发生器（参阅 § 6.3）。凸轮的形状与所选的柔轮变形形状相适应。波发生器与轴用弹性橡胶圈 6 相联接。橡胶圈用硫化方法固定。弹性联接可以补偿制造误差（波发生器按刚轮自动调整）。柔轮为具有

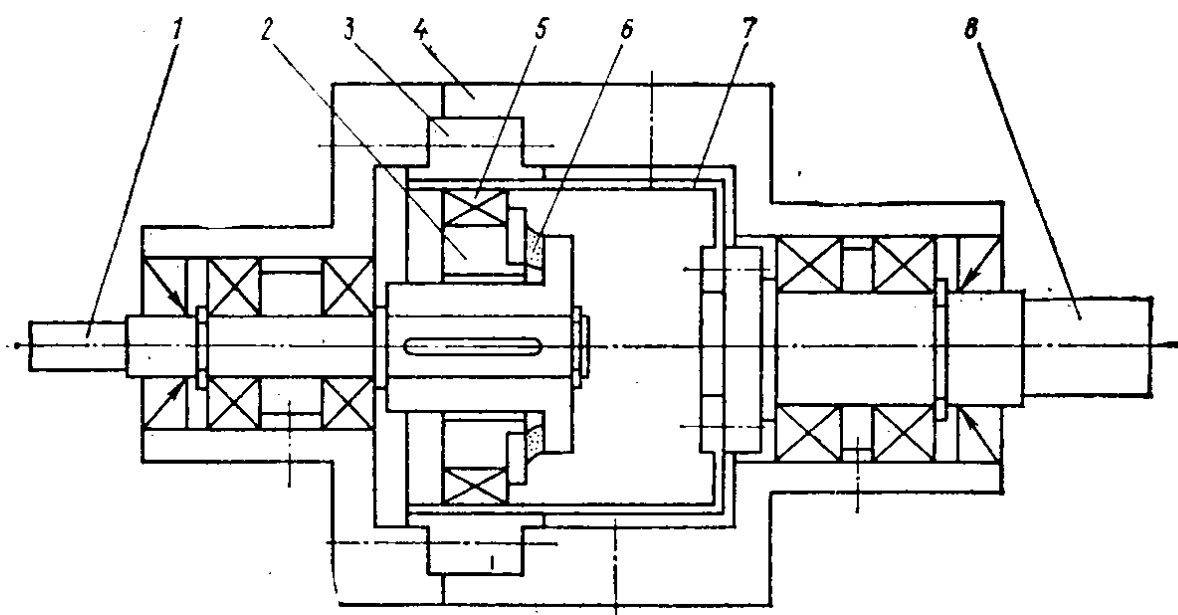


图 1.6

弹性筒底的杯形。

按照产品目录，HASEG 公司所生产的传动，其柔轮内径为 35~250mm，传动比为 78~320，低速轴上的力矩为 10~5840

$N \cdot m$ , 功率为  $0.05 \sim 3.3 kW$ , 效率为  $0.7 \sim 0.9$  (小传动比时偏大值), 波发生器的旋转频率, 当直径至  $200 mm$  时达  $3500 \text{ 1/min}$ , 而当直径至  $250 mm$  时达  $1750 \text{ 1/min}$ 。传动可用作减速器 (降速), 也可用作增速器 (升速)。公司保证寿命达  $10000 h$ 。

表 1.1 中列举了一种类型为 HDS-65 的减速器的主要性能。

表 1.1

柔轮直径 mm	传动比	低速轴上的力矩, 牛·米					
		高速轴的旋转频率, 1/min					
		3500	1750	1450	870	750	500
~165	78	780	780	780	780	780	780
	104	832	1050	1120	1210	1210	1210
	132	832	1050	1120	1320	1410	1600
	158	832	1050	1120	1320	1410	1600
	208	832	1050	1120	1320	1410	1600
	260	832	1050	1120	1320	1410	1600

注: 1. 根据减速器发热状态的条件, 力矩值是在作歇率 (IIБ) 不超过  $60\%$ , 且在不变的最大载荷下连续工作不超过  $30 \text{ min}$  的情况下给定的。在常值载荷下全昼夜工作时, 力矩的许用值减小为  $(1/1.25)$  倍。

2. 允许短时过载达  $200\%$ 。

3. 减速器质量为  $52 kg$ 。

4. 表征回差和磁滞损失的角度  $\varphi_{\Sigma}$  (参阅第十章) 在  $3 \sim 9'$  的范围内。

在通用传动的基礎上, 上述公司还生产了特种传动: 传动比达  $50000$  的双级传动; 具有短型柔轮的传动; 具有塑料柔轮的传动; 密封传动;  $\varphi_{\Sigma}$  角减小的传动; 精度增高的传动; 具有电磁波发生器的快速作用的驱动装置, 等等。

图 1.7 所示为具有谐波传动的旋转机构的驱动装置<sup>[36]</sup>, 图中 1—电机轴; 2—凸轮波发生器; 3—柔轮; 4—刚轮; 5—输出轴齧轮; 6—旋转平台的齿轮。在平台上安装了两台呈径向相对配置的马达减速器, 这就使系统平衡, 提高了系统的精度和可靠性。每台马达减速器的传动比  $i = 172$ , 在低速轴上的转矩为  $44 N \cdot m$ , 质量为  $4.5 kg$ , 外形尺寸为  $292 \times 160 \times 124 (mm)$ 。根

据文献〔36〕的数据，谐波减速器的外形尺寸约为被取代的普通齿轮减速器外形尺寸的0.3，而质量小一倍。谐波减速器的运动精度达 $50''$ 。

图 1.8 所示为采用谐波传动的分度盘<sup>〔9〕</sup>，图中 1—外置波发生器，它做成具有椭圆内表面的圆环形式；2—柔轮；3—刚轮，它与旋转卡盘做成一体；4—柔轮与机壳的齿式联接。由于采用手动，因此无需特种轴承，结构就能实现。在这种情况下，采用谐波传动的目的就是为了提高分度的精度。

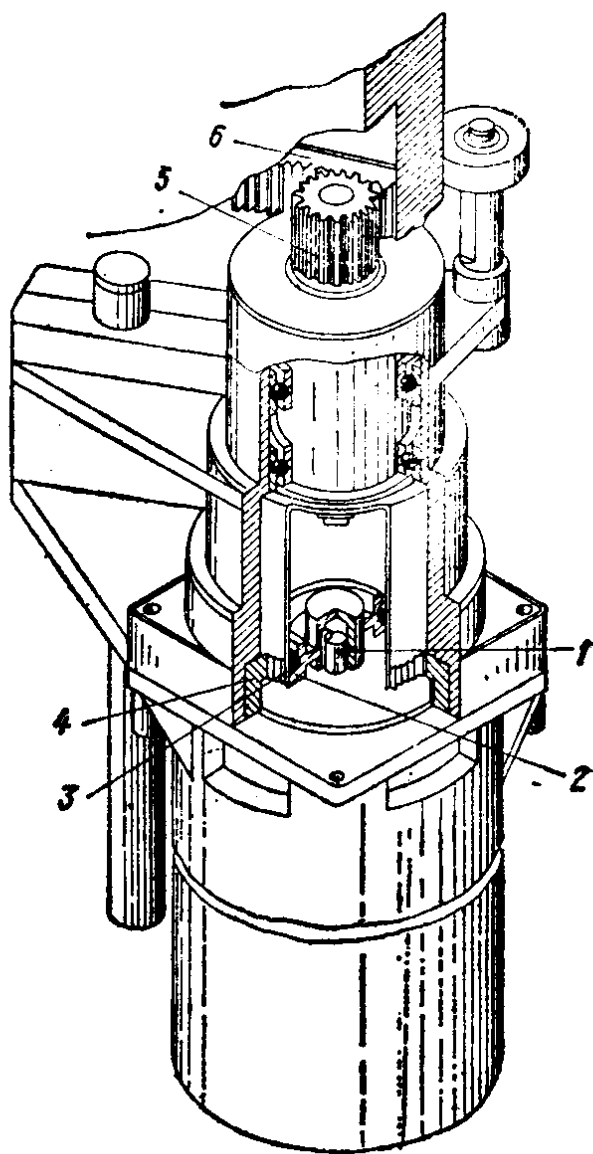


图 1.7

图 1.9 所示为按莫斯科古比雪夫建筑工程学院 (МИС И) 研制的塔式起重机旋转机构的谐波传动<sup>〔6〕</sup> (a—结构图；b—简图)。传动参数为：低速轴上的力矩  $T = 6300\text{N}\cdot\text{m}$ ，传动比  $i = 220$ ，柔轮分度圆直径  $d = 264\text{mm}$ 。传动具有装在高速轴 1 的偏心轴颈上的圆盘波发生器 2 (参阅 § 6.3)。螺栓 3 将两个外圆盘联接起来。柔轮 6 利用谐波齿式联接 7 (参阅第八章) 与低速轴 8 相连。刚轮 5 固定在箱体上。在圆盘与柔轮之间装有高硬度的衬环 4，以防止圆盘滚辗柔轮。

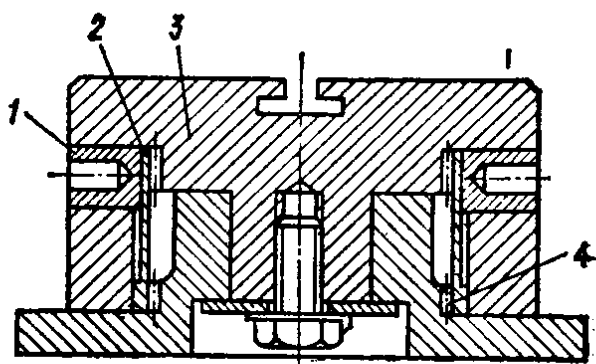


图 1.8

图 1.10 所示为一种密封结构型式的谐波螺旋传动。它把轴 1



的旋转运动转变为螺杆 3 的往复运动。柔性螺母 2 做成杯形，并

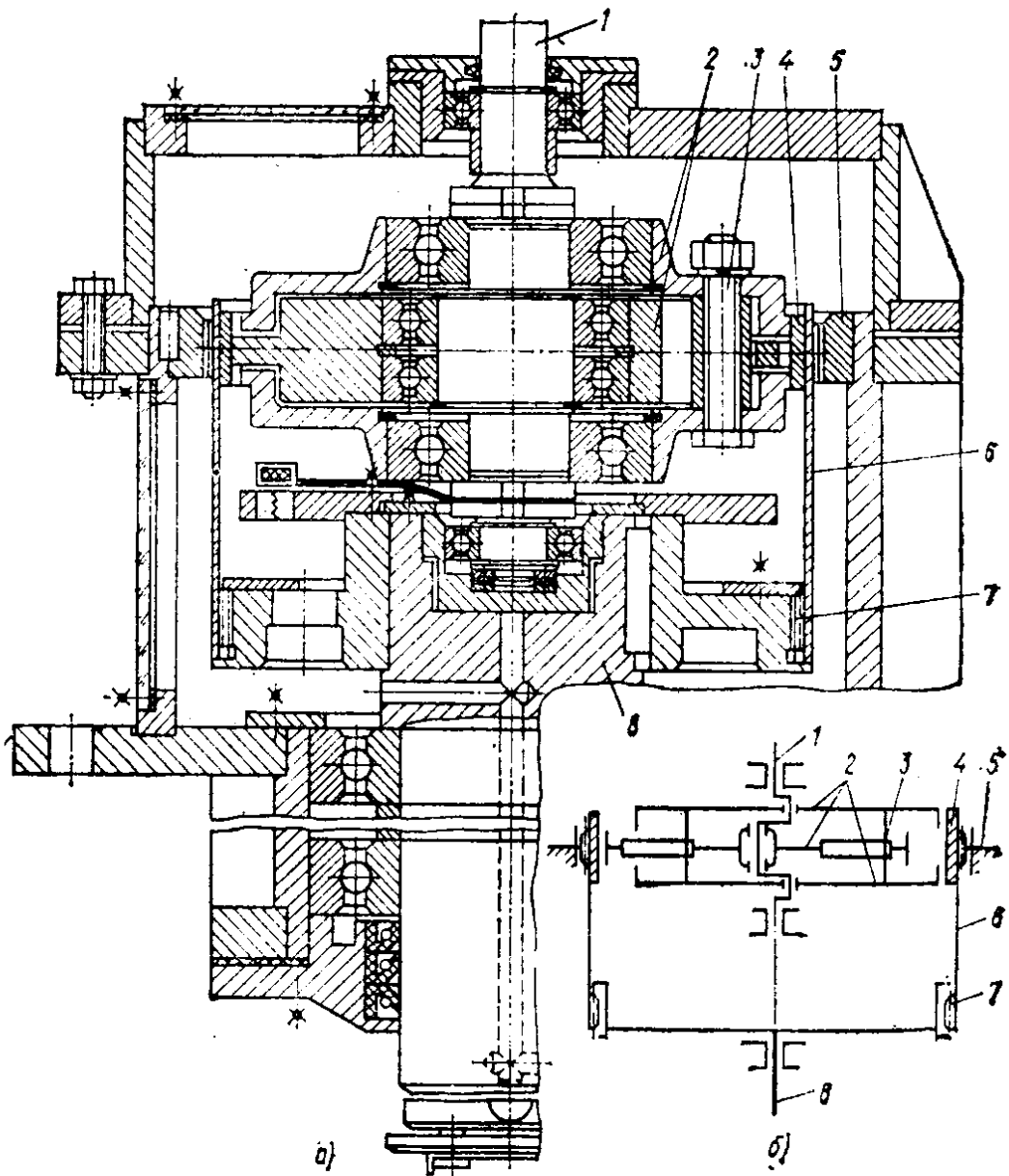


图 1.9

固定在用来分隔两隔离空间的壁 5 上。在柔性螺母的内表面上切制有环形（非螺旋形）的槽，当螺母变形时，环形槽与切在起刚轮作用的螺杆上的螺纹相互作用。波发生器 4 为外置结构型式的凸轮（具有椭圆内表面的圆环）。当螺母环形槽的节距等于螺杆的节距时，波发生器每转一圈，螺杆就移动一个节距。如果螺母上的环形槽代之以升角比螺杆小的螺纹，那末，波发生器每转一圈，螺杆的位移就等于螺母和螺杆的螺旋线长度的差值。这种差值可以较小，故螺杆的位移亦就较小（传动比亦就大）。