

摆线针齿行星传动

(论文集之五)

沈阳机电学院

机械原理与机械零件教研室

1979.9

内 容 提 要

本集共有九篇论文，其中日本五篇、苏联两篇、英国一篇、美国一篇，有二篇理论性较强的论文，分别介绍了摆线减速机的动作原理，啮合中的力分布，有五篇实用性较强的论文，介绍了日本英国摆线减速机的发展和应用情况，从中可以看出摆线减速机的发展趋势。德国摆线传动的几何学这篇论文介绍了尚未实现的一种设想。本集还收录了一篇关于摆线型齿轮泵的齿型研究。

前

言

摆线针齿行星减速器是一种具有减速比大，体积小，重量轻、噪音小、效率高等优良的新型减速装置。据了解，这种减速器在国外已经得到非常广泛的应用，不仅在民用工业各部门，而且在国防工业中也得到日益广泛的应用，从应用范围来讲日本最为广泛，而在研制高速大功率的摆线减速器方面，美国居于领先的地位，苏联在理论方面的研究工作也令人注目。

我国自六十年代研制成功以来，近几年发展也很迅速，一机部非常重视这项工作，全国已有百余家工厂生产这种减速器，其中尤以天津市减速机厂，上海传动机械厂，上海低压阀门厂，大连橡胶塑料机械厂，辽阳制药机械厂，邵阳第二纺织机械厂，重庆化工机械厂，沈阳市化工设备厂取得的效果更为突出，泰山机床厂为各工厂提供了良好的设备，对发展我国摆线减速器事业做出重要贡献，展望未来可以预计，在一机部领导下，在各工厂的努力和高等学校的配合下，我国的摆线减速器的制造和研究工作，必将获得更快的发展，取得更大的成果，对四化做出更大的贡献。

我们为了学习和探讨有关问题，从1972年起曾先后陆续编印了《摆线针齿行星传动（论文集）》1—4集，承蒙科学出版社的关怀，于1978年出版了《摆线针齿行星传动（论文集）》一书，将上述四集中之大部分文章收录其中，现在我们又据部分文章付印，供参考，由于水平有限，错漏之处，在所难免，恳望各位阅后，多加指导。

编 者

1979.9

目 录

1. 行星减速器内摆线瞬心线外啮合中的力分布	
B. K. Aaδaemoβ (苏)	1
2. 摆线减速机的动作原理	
大塚弘直 (日)	12
3. 端面摆线传动的几何学	
И. Н. Чернышев (苏)	23
4. 关于短幅摆线型齿轮泵的齿形研究	
高崎秀平, 应瀬顺一 (日)	33
5. 摆线减速机的设计讨论	
(英)	38
6. 低噪音摆线减速机	
(日)	46
7. 驱动追踪人造卫星10米天线用的摆线减速机	
(日)	47
8. 摆线—滚子减速器	
(美)	49
9. 动力传动装置	
(日)	50

行星减速器内摆线瞬心线外啮合中的力分布

技术科学硕士、讲师

В. К. Тофачев

(论文代表布良斯科技学院讲师技术科学硕士)

В. ПРОКОПЕНКО)

内 容 提 要

本文解决了在行星减速器内摆线瞬心线外啮合中考虑到针销和轮齿之间的间隙和构件刚度的力分布问题，指出了经实验检验所得到的理论关系。

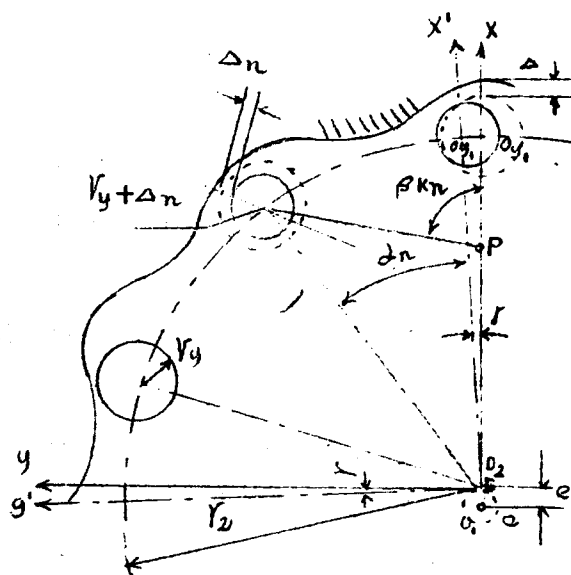
在行星减速器的内摆线啮合中，理论上针销和轮齿可有一半同时处于接触。同时工作的针销和轮齿之间力的分布问题是静不定的，在解决行星减速器内摆线啮合的力分布问题时需要考虑构件的柔度，系统的动载荷以及由制造和装配的公差造成的间隙。考虑构件的柔度和运动付间隙的减速器称为“实际的减速器”。

本文提出了解决实际的减速器内摆线啮合中的力分布问题，文中引用了理论和实验研究相比较的结果。

在内摆线瞬心线外啮合的行星传动的实际结构拼中，行星轮的针销和中心轮的轮齿之间存在由制造和装配条件决定的间隙，后者同实际的行星机构中某些游隙的形成有关。当减速器的主动轴转动一个游隙角时，仅在一个针销-轮齿付（以后称其为第一付）中消除间隙，而其余各付中的间隙将随

着被传递的负荷的增加而消除，该负荷保证使内摆线啮合中的啮合零件产生必要的变形。

所有著名著作〔1—3〕在这方面均以最初无间隙啮合为基础或假定当消除游隙时所有针销——轮齿付的间隙同时被消除。在上述著作中引用的同类机构的针销啮合中的力分布关系需要修正，这些关系不能足够精确地确定减速器高付的接触强度和耐久以及估计传动的动力学指标。



图一 行星减速器内摆线瞬心线外啮合商面

我们注意到，在加给主动轴的主动力附加力矩的作用下，消除间隙的同时，行星轮相对本身的中心 O_2 转动 γ 角，并处于图1实线所示的位置。这时中心位于轴上（虚中点划线所示）的针销同内摆线中心轮轮齿接触，并借助于平行曲柄机构将相

矩传递给从动轴，行星轮其它的针销和中心轮的轮齿将存在间隙（图1），间隙的分布规律遵循着作〔4〕中得到的关系。

$$\Delta_n = \sqrt{X^2 + Y^2 + r_2^2 - 2r_2 \left(X \cos \left(\gamma + \frac{2\pi n}{Z_2} \right) + Y \sin \left(\gamma + \frac{2\pi n}{Z_2} \right) \right)} - r_g \quad (1)$$

式中 X, Y —— 确定针销中心位置的曲线的坐标（在著作〔4〕中给出）

r_2 —— 针轮半径

r_g —— 针销半径

γ —— 游隙角

Z_2 —— 行星轮的针销数

n —— 针销号码

如上所述，在有间隙的啮合开始工作的瞬时，一个针销——轮齿付处于接触，加上扭矩之后，依靠变形其它付进入接触。

以 $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \dots, \Delta_n$ 表示同各的轮齿和行星轮针销之间的间隙。对于处在接触中的第一付 $\Delta_1 = 0$ ，由于扭矩作用的结果，一定数目的行星轮针销和轮齿付得到变形，针——齿付接触后的变形，如著作〔5〕所示，和正压力相对于行星轮中心的力臂成正比，理论上在无间隙的啮合中沿行星轮针销的力分布规律是正弦式的〔5〕，也就是

$$N_n = N_{\max} \sin \gamma_n$$

式中：

N_n —— 作用在行星轮针销上的力

$N_{\max}$ —— 轮齿和针销啮合高付的最大力

γ_n —— 形成内摆线的独立参数〔6〕

考虑到间隙，变形的分布规律为

$$\varepsilon_1 = \varepsilon \sin(\gamma + \alpha z_{2p}) ,$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon \sin(\gamma_2 + \gamma + \alpha z_{2p-1}) - \Delta_2 - \Delta \alpha z_{2p-1} ,$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon \sin(\gamma_3 + \gamma + \alpha z_{2p-2}) - \Delta_3 - \Delta \alpha z_{2p-2}$$

.....

$$\varepsilon_n = \varepsilon \sin(\gamma_n + \gamma + \alpha z_{2p-(n-1)}) - \Delta_n - \Delta \alpha z_{2p-(n-1)}$$

式中：

ε —— 考虑到间隙的消除和变形时的针销最大位移值

$\alpha z_{2p-(n-1)}$ —— 由于较早进入高付 —— 针销 —— 轮齿付的变形引起的行星轮附加转角；

$\Delta \alpha z_{2p-(n-1)}$ —— 由于行星轮转动 $\alpha z_{2p-(n-1)}$ 角行星轮针销和轮齿之间的间隙减小值

$z_{2p-(n-1)}$ —— 在顺序进入接触时，已经和轮齿接触的针销数

设变形 $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \dots, \varepsilon_n$ 正比于针销 —— 轮齿付的作用力，则力的分布规律为：

$$N_n = l_{z_0} \{ \varepsilon \sin(\gamma_n + \gamma + \alpha z_{2p-(n-1)}) - \Delta_n$$

$$-\Delta\alpha Z_{2P} - (n-1)\}$$

式中:

I_2 — 针销 — 轮齿付的刚度

考虑到行星轮传递的圆周力是处于啮合的各针销圆周力之总和, 则:

$$P_{0KP} = \sum_{n=1}^{n=Z_{2P}} P_n = \frac{W}{\omega_c r_{cp}} \quad (3)$$

式中:

r_{cp} — 圆周力的作用半径;

W — 一个行星轮传递的功率;

ω_c — 行星轮的角速度

针销上的圆周力可采用和外摆线偏心线外啮合相似的公式

(7)

$$P_n = I_2 \{ \epsilon \sin(\gamma_n + \alpha + \Delta\alpha Z_{2P} - (n-1)) - \Delta\alpha - \Delta\alpha Z_{2P} - (n-1) \} \tau \sin \beta_{kn} \quad (4)$$

式中:

β_{kn} — 轮齿和针销接触点齿廓法线和X轴之间的接触角(图1)

γ — 内摆线短幅余弦, 根据著作[6] $\gamma = \frac{e}{r}$

e — 传动的偏心距

r — 形成内摆线的滚圆半径

确定针销圆周力时, 不考虑啮合高付的摩擦力, 因为同圆周力相比摩擦力是次要的, 圆周力由作用于针销上的压力拼成, 将(4)式的 P_n 值代入(3)得到。

$$P_{01CP} = \frac{W}{\omega_c r_{cp}} = \sum_{n=1}^{n=Z_{2P}} I_z \left\{ \xi \sin(\tau_n + \gamma + \alpha Z_{2P} - (n-1)) - \Delta n - \Delta \alpha Z_{2P} - (n-1) \right\} \lambda \sin \beta_{kn}$$

当参加工作的针销大于行星轮全下针销的四分之一时，考虑到 P_{0KP} 和功率之间的关系，由 (2)，(4) 式可以得到确定作用在针销上的最大负荷的公式：

$$N_{max} = \left\{ \frac{W}{\omega_c r_{cp}} - \sum_{n=1}^{n=Z_{2P}} I_z \left\{ \xi \sin(\tau_n + \gamma + \alpha Z_{2P} - (n-1)) - \Delta n - \Delta \alpha Z_{2P} - (n-1) \right\} \tau \sin \beta_{cn} - I_z \left\{ \xi - \Delta Z_{2/4} - \Delta \alpha Z_{2P} \right\} \right\} \frac{1}{\tau \sin \beta_{kz \frac{3}{4}}} \quad (5)$$

同时工作的齿数少于行星轮全部针销数的四分之一时，最大负荷由下式确定

$$N_{max} = \left\{ \frac{W}{\omega_c r_{cp}} - \sum_{n=1}^{n=Z_{2P}} I_z \left\{ \xi \sin(\tau_n + \gamma + \alpha Z_{2P} - (n-1)) - \Delta n - \Delta \alpha Z_{2P} - (n-1) \right\} \lambda \sin \beta_{kn} - I_z \left\{ \xi \sin(\gamma Z_{2P} - 2\gamma + \alpha Z_{2P} - 1) - \Delta Z_{2P} - 1 - \Delta \alpha Z_{2P} - 1 \right\} \right\}$$

$$\times \frac{1}{T \sin \beta_{KZ 2P-2}} \quad (6)$$

应根据最大负荷进行内摆线瞬心线外啮合的强度计算。

内摆线啮合中力分布规律的实验研究是在静态条件下进行的，在静态条件下进行实验是以在减速器运转的动态状况下完成沿行星轮针销的力分布规律的实验研究的复杂性为先决条件，因为这时必然除掉了做复杂空间运动的针销的轴向力。集电装置用柔联接传感器和测量仪，并对实验数据的精确性有很大影响。此外，同类型（外摆线）动态啮合的行星传动实验研究表明，在动态条件下针齿啮合中力的分布曲线与静态下的曲线区别不大。动负荷系数我们以前已得到 $K_g = 1.06$ 。

内摆线啮合力分布规律的实验研究是在功率 2 KB T 传动比 $i_p = 11$ 的减速器上，并且在三种不同的从动轴力矩：100；150；200 HM（牛顿米）的条件下完成的。

根据实验数据画出作用于行星轮针销上的负荷曲线图（图 2），实验曲线以带小圈的表示。这里用实线画出根据（2）（5）（6）式计算出来的针销负荷分布曲线。理论数据和实验数据的结果一致，沿行星轮针销力的分布规律与根据著作 [1—3] 的方法不考虑啮合间隙时完成的计算不符合，该计算以虚线示于图 2。

进行的实验研究证明在确定针销上的圆周力时，不考虑高付摩擦的假设是正确的。因为在减速器加载和卸载的情况下，测量的误差相同。

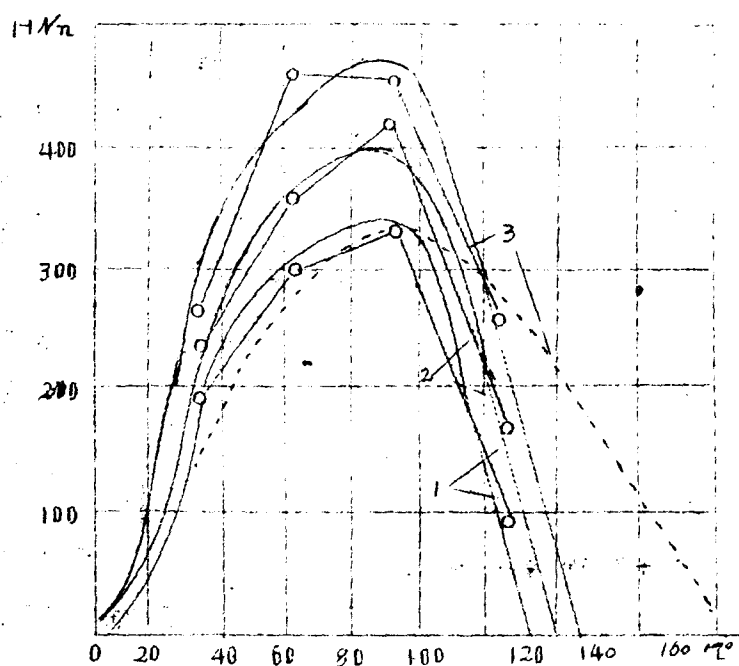


图2. 行星轮针销上的作用力分布图

—— 考虑间隙的计算曲线；

—○— 实验曲线

----- 不考虑间隙的计算曲线

1—— $M_2 = 100 \text{ HM}$

2—— $M_2 = 150 \text{ HM}$

3—— $M_2 = 200 \text{ HM}$

★此处既无系 M_2 ，恐有疑 —— 作者注

综合理论和实验的研究，可做出下述结论：

设计内摆线偏心轮啮合的减速器时，应考虑构件刚度和

由制造与装配公差所决定的间隙，提出的上述公式可做为减速器元件设计计算减速器系列基付啮合模拟化的基本准则。

文 献

1. Ципиников В.М. Планетарные редукторы с внецентричным зацеплением.
Машиностроение М 1948
2. Сизов И.В. О методике проектирования редукторов с внецентричным циклоидальным зацеплением
«Вестник Машиностроения»
1960. №9
3. Нудин В.А. Основы теории планетарного редуктора с внешним зацеплением
труды Семинара по ТММ, вып. 13 изд. В
Во АН СССР М 1948
4. Лобастов В.К. и др.
О распределении зазоров в типично-

издальном
цевочном зацеплении планетарн-
а передам,

Сб «Вопросы повышения
надежности

и долговечности строительных
дорожных и лесозаготовительных
машин» Брянск 1972

5. Лобастов В.К и др

Исследования нового привода подва-
лочного

генератора, сб «Совершенствование
конструкции редуктора вагонов»

труды Белорусского института
и конструкторского бюро
железнодорожного
транспорта

Ввеп 126 Гомель 1974

6. Лобатов В.К

Некоторые вопросы геометрии

внеполюсного цевочного сцепки

дальнего
зацепление, «машиноведение»
1968. №1

7. Лобастов В. К. и др

К теории проектирования «ре-
альных»

планетарных передач с червочными
внеполюсными зацеплениями,

Сб «теория передач в машинах»

ИЗД-ВО «Наука» М 1971

论文 1975年4月14日完成

译自 «Известия вузов. Машиностро-
ение»

1976/4

翟国治译 田立新校

摆线减速机的动作原理

大塚弘真

一、前言

摆线减速机是德国人罗林兹，布伦于1931年发明的。（他创立了摆线减速机公司）

摆线减速机具有以下突出的特征：

- 1、能获得大的减速比；（如数万比—）
- 2、电动机轴和低速轴中心线可以重合；
- 3、体积小、结构简单；

利用这些特征，可以把摆线减速机与电动机一起组成实用的小型附属装置。在我工作的发电站，排水处理及排烟脱硫装置的各种搅拌口和电口集尘口的极打装置中就正使用着大小约五十台摆线减速机。

我认为，作为基本动力传递装置的一种形式，摆线减速机的动作原理是应该了解的，对它的解释虽然曾在一些文献上有过探讨，但在1975年截止的著作中尚未出现过，因此，我想对其作如下的概述：

二、基本构造

图1示出摆线减速机基本部件的名称及其配置。（图中所示针齿数16 摆线轮齿数15 低速轴柱销数8）

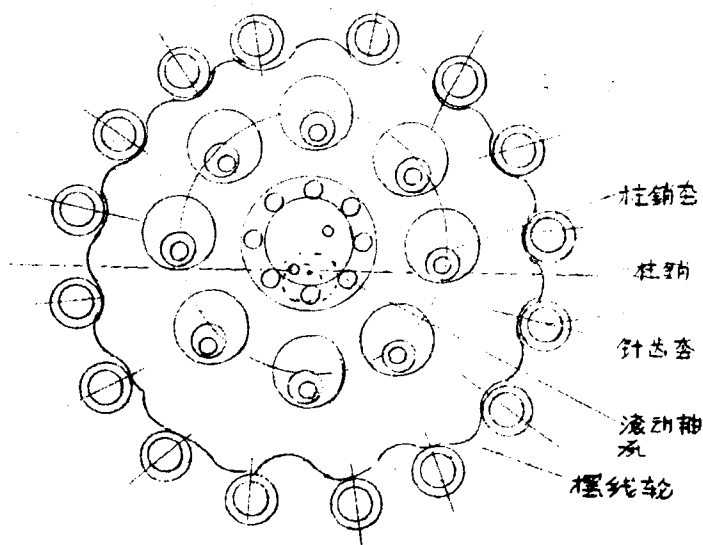
- ⊙针齿被固定地嵌装在外壳里，
- ⊙针齿套是套状零件，绕针齿旋转并与摆线轮接触。
- ⊙低速轴柱销（如图2所示）与低速轴联接并从摆线轮的孔中穿过，

① 柱销套是套状零件，装低速轴柱销套并与摆线轮的孔接触，

② 摆线轮以其内缘与偏心套滚臂轴承作无间隙接触，其外缘与齿套接触，

③ 摆线轮通常安装两片（图中只画一片），

④ 偏心套的結構如图3所示，通常两个偏心套对称安装使 $OO_1 = OO_2$ 。



○ 电动机轴的中心

○₁ 摆线轮中心

图 1

三. 动力传递概要

一般情况下，使用滚臂轴承不是为了传递扭矩而是使偏心套与摆线轮免于直接接触，下面

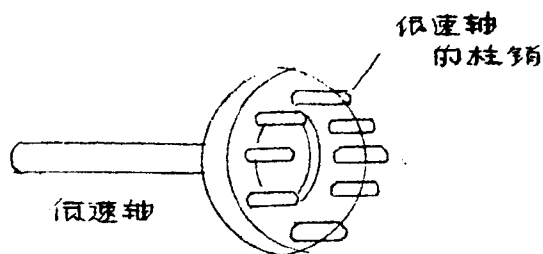


图 2