

摆线针轮行星传动

郑州工学院机械原理及机械零件教研室 编

科 学 出 版 社

摆线针轮行星传动

郑州工学院机械系行星传动教研室编

科学出版社

1978

内 容 简 介

本书系统地介绍了摆线针轮行星传动的原理、受力分析和强度计算。其中详细地讨论了传动比的计算、输出机构、啮合原理、几何计算、根切、摆线轮齿廓的加工方法、受力分析和强度计算。

本书还介绍了设计步骤并列举了例题，以利读者进一步掌握这种减速器的设计方法。

本书可供从事机械工业的工人、工程技术人员以及大专院校有关专业的师生参考。

摆线针轮行星传动

郑州工学院机械原理及机械零件教研室 编

*

科学出版社出版

北京朝阳门内大街137号

天津市第一印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

*

1978年2月第一版 开本：787×1092 1/32

1978年2月第一次印刷 印张：4 1/8

印数：0001—26,300 字数：86,000

统一书号：15031·164

本社书号：965·15—3

定价：0.44元

前 言

摆线针轮行星减速器有许多优点,在许多情况下可以代替二级、三级的普通齿轮减速器和蜗轮减速器,所以为世界各国所重视.

随着我国社会主义革命和社会主义建设的飞跃发展,我国已有许多工厂成批生产摆线针轮行星减速器,并已日益广泛地应用在国防、矿山、冶金、化工、纺织等许多工业部门的设备中.

为了进一步掌握这种减速器的特性和设计方法,有必要系统地了解摆线针轮行星传动的原理、受力和强度计算.但是,目前关于摆线针轮行星传动的原理、受力和强度计算方面的资料比较零散,给学习和工作带来一定困难,我们遵照毛主席关于“**要认真总结经验**”的教导,总结和收集了目前各单位常用的设计计算资料,加以整理,编写了这本书,以供从事这方面工作的工人、技术人员以及大专院校有关专业的师生参考.

由于我们水平不高,书中一定会有不少缺点和错误,热忱地希望广大读者批评指正.

编 者

1975 年 8 月

基 本 符 号

A	偏心距
A_a	摆线轮转过 $\frac{2\pi}{Z_a}$ 角阻力矩所作的功
A_p	摆线轮转过 $\frac{2\pi}{Z_a}$ 角各针齿作用力所作功的和
A'_p	摆线轮转过 $\frac{2\pi}{Z_w}$ 角各针齿作用力所作功的和
A_o	摆线轮转过 $\frac{2\pi}{Z_w}$ 角各柱销作用力所作功的和
$a_{\min}$	摆线轮理论齿廓最小曲率半径系数
B	摆线轮宽度
b	转臂轴承宽度
C	轴承的额定动载荷
D_i	转臂轴承外径;摆线轮内孔直径
D_{oa}	摆线轮齿顶圆直径
D_{ia}	摆线轮齿根圆直径
D_w	输出机构中心圆直径(柱销孔中心圆直径、柱销中心的分布圆直径)
D_*	针轮直径
d_i	转臂轴承滚子直径
d_p	柱销套直径
d'_p	柱销直径
d_w	柱销孔直径

• • •

$ d_{lv} $	结构上允许的柱销孔最大直径
d_*	针齿套直径
d'_*	针齿销直径
E	弹性模数
E_a	两接触体的当量弹性模数
f_a	动载荷系数
f_t	温度系数
H	转臂(输入轴)
h	摆线轮齿高
$i_{a^*}^H$	转化机构中摆线轮 a 与针轮 b 的传动比
i_{Ha}	转臂 H 与摆线轮 a 的传动比
i_{Hb}	转臂 H 与针轮 b 的传动比
K_1	短幅系数
K_2	针径系数
K_y	计算系数
L	针齿销跨距;柱销悬臂长
l	轴承滚子长度
l_i	第 i 个啮合点的法线到转动中心 O_a 的垂直距离(力 P_i 绕转动中心 O_a 的作用力臂)
l'_i	第 i 个接触点的法线到转动中心 O_a 的垂直距离(力 Q_i 绕转动中心 O_a 的作用力臂)
M_a	摆线轮上的阻力矩
$M_{W\max}$	针齿销上的最大弯矩
M_v	输出轴上的阻力矩(输出扭矩)
N_H	输入功率
n	转臂轴承转速
n_H	输入轴转速
n_v	输出轴转速

O	输出轴轴线;第一种形成法的滚圆中心
O_a	摆线轮 a 的中心
O_b	针轮 b 的中心
O_H	输入轴轴线(转臂 H 的轴线)
P	节点;轴承的实际载荷
P_i	第 i 个针齿作用在摆线轮上的载荷
$P_{\max}$	针齿作用在摆线轮上的最大载荷
Q_i	第 i 个柱销作用在摆线轮上的载荷
$Q_{\max}$	柱销作用在摆线轮上的最大载荷
R	第一种形成法的基圆半径;转臂轴承的作用力
R_a	摆线轮理论齿廓的平均半径
R_{ca}	摆线轮齿顶圆半径
R_i	摆线轮齿根圆半径
R_W	输出机构中心圆半径(柱销孔中心圆半径、柱销中心分布圆半径)
R_z	针轮半径
r	第一种形成法的滚圆半径
r_a	摆线轮节圆半径(第二种形成法的基圆半径)
r_b	针轮节圆半径(第二种形成法的滚圆半径)
r_p	柱销套半径
r'_p	柱销半径
r_W	柱销孔半径
r_s	针齿套半径
r'_z	针齿销半径
ι	摆线轮、针轮的周节
ι_a	摆线轮在平均半径 R_a 上的周节
ι_b	针轮在分布圆上的周节
V	输出轴

W	输出机构
$Y_{1\max}$	针齿套半径按 K_2 决定时,发生最大接触应力的位置系数
$Y_{2\max}$	针齿套半径按 Y_p 决定时,发生最大接触应力的位置系数
Y_p	发生最大接触应力处曲率半径系数
Z	转臂轴承的滚子数目
Z_a	摆线轮齿数
Z_b	针轮齿数
Z_w	柱销数目
Δ	针齿壳侧面的壁厚
Δ_1	针齿套壁厚
Δ_2	柱销套壁厚
Δ'	柱销孔的最小壁厚
δ	间隔环厚度
δ	摆线轮与针齿壳侧面间的间隙
θ_a	滚圆 r 的绝对转角
θ_b	滚圆 r 的相对转角
θ_i	法线角(第 i 个啮合点的法线与 $\overline{O_a O_b}$ 的夹角)
ρ	摆线轮实际齿廓的曲率半径
ρ_0	摆线轮理论齿廓的曲率半径
ρ_a	两接触体的当量曲率半径
σ_i	接触应力
$[\sigma_i]$	许用接触应力
σ_w	弯曲应力
$[\sigma_w]$	许用弯曲应力
ϕ	滚圆 r 的中心 O 沿基圆 R 的中心 O_a 转过的角度
ϕ_b	摆线轮齿宽系数

ω_a	摆线轮 a 的绝对角速度
ω_b	针轮 b 的绝对角速度
ω_H	转臂 H 的绝对角速度
ω_a^H	摆线轮 a 相对于转臂 H 的角速度
ω_b^H	针轮 b 相对于转臂 H 的角速度

目 录

基本符号	v
第一章 概论	1
第一节 概述	1
第二节 摆线针轮行星减速器的结构	2
第二章 摆线针轮行星传动的传动比和输出机构	5
第一节 摆线针轮行星传动的传动比	5
第二节 摆线针轮行星减速器的输出机构—— W 机构	7
第三章 摆线针轮的啮合原理	12
第一节 摆线齿廓的形成	12
一、第一种形成外摆线和短幅外摆线的方法	12
二、第二种形成外摆线和短幅外摆线的方法	13
第二节 摆线齿廓两种形成法间的关系	15
第三节 摆线针轮行星传动符合齿廓啮合基本定律	18
第四节 连续啮合的条件	21
第五节 基本尺寸的几何关系	23
第四章 摆线轮齿廓几何尺寸的确定及有关参数的选择	26
第一节 摆线轮齿廓几何尺寸的确定	26
一、摆线轮齿廓曲线的图解法	26
二、齿廓曲线曲率半径的图解法	29
三、摆线轮齿廓曲线方程式	30
四、齿廓曲线曲率半径的解析法	32
第二节 摆线轮齿廓的根切	34

第三节	短幅系数 K_1 及针径系数 K_2 的选择	40
一、	短幅系数 K_1	40
二、	针径系数 K_2	43
第五章	摆线轮齿廓的加工方法	46
第一节	在插齿机上插摆线齿和磨摆线齿	46
第二节	在立铣上铣摆线齿廓的夹具	48
第三节	在摆线磨床上磨摆线轮齿廓	52
一、	工作台的运动	53
二、	垂直进给运动	55
三、	径向进给运动	56
四、	带动磨头砂轮的传动系统	57
五、	砂轮修正机构系统	57
六、	偏心量的调整	57
第四节	滚齿	58
第六章	摆线针轮行星传动中作用力的分析	59
第一节	针齿作用在摆线轮上的载荷	60
第二节	柱销作用在摆线轮上的载荷	64
第三节	转臂轴承作用在摆线轮上的力	67
一、	针齿作用力 P_i 的合力	67
二、	柱销作用力 Q_i 的合力	70
三、	转臂轴承的作用力	71
第七章	摆线针轮行星传动的强度计算	73
第一节	材料和许用应力	73
第二节	摆线轮与针齿的强度计算	74
一、	齿面接触强度计算	74
二、	针齿销的弯曲强度计算	82
第三节	w 机构的强度计算	85
一、	柱销的弯曲强度计算	85
二、	柱销套与柱销孔的接触强度计算	87
第四节	转臂轴承的选择计算	88

第五节 摆线针轮行星减速器的设计步骤	90
附录一 公式(38)的推导	107
附录二 公式(44)和(44,a)的推导和讨论	108
附录三 A_p 计算公式中积分的推导	117
附录四 公式(54)中积分的推导	118

第一章 概 论

第一节 概 述

随着现代工业的发展,需要大量的减速器,并且要求减速器的体积小、重量轻、承载能力大、效率高和寿命长。普通的齿轮减速器的体积大,结构笨重,并且使用寿命短;普通的蜗轮减速器虽然结构紧凑,并可达到大的传动比,但效率较低。因此,普通减速器的性能已不能完全满足现代工业的发展。

我国广大工人和技术人员遵照毛主席的教导,“中国人民有志气,有能力,一定要在不远的将来,赶上和超过世界先进水平”,发扬了“自力更生”、“艰苦奋斗”的革命精神,经过反复实践自行设计和制造了结构先进的摆线针轮行星减速器。

摆线针轮行星减速器具有以下优点:

1. 体积小、重量轻。由于采用行星传动结构,所以结构紧凑,与同功率的普通的齿轮减速器相比,体积和重量均可减少 $1/2 \sim 2/3$ 。

2. 传动比范围大。目前我国生产的单级传动比 $i = 11 \sim 87$; 二级传动比 $i = 121 \sim 5133$; 三级传动比可达 $i = 20339$ 。

3. 传动效率高。单级传动的效率可达 $0.9 \sim 0.97$ 。

4. 运转平稳、无噪音,并且具有较大的过载能力和承受较强的冲击性能。由于同时啮合的齿数多,在理论上有二分之一的齿啮合,所以会有这些优越的性能。

5. 使用寿命长。因所有接触部分为滚动摩擦,故寿命长,与普通的减速器相比,寿命提高 $2 \sim 3$ 倍以上。

6. 结构简单.

但是,“事物都是一分为二的”,这种减速器目前还存在以下缺点:

1. 摆线轮、针齿销、针齿套、柱销和柱销套等主要零件均采用材质较好的 GCr 15 轴承钢制造,并且有些零件的制造精度要求较高,制造工艺复杂.

2. 转臂轴承受力较大,并且转速还稍高于高速轴的转速,所以转臂轴承是减速器的薄弱环节,使高速轴的转速和传递的功率受到限制;一般高速轴的转速 $n_H \leq 1500 \sim 1800$ 转/分,目前最大功率已超过 100 千瓦.

不过随着人们对它认识的深入,以及工艺上不断的改进和轴承性能的提高,这些缺点是会逐渐被克服的.

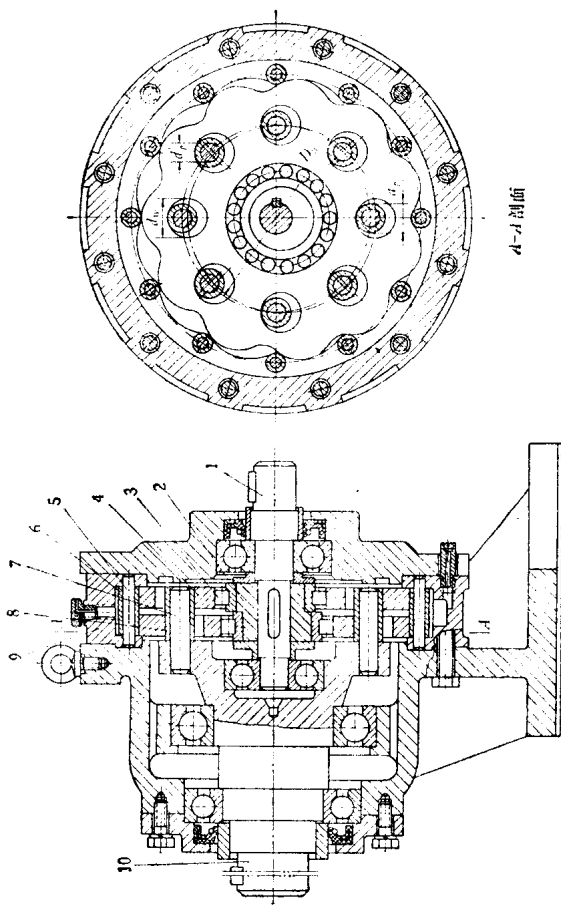
摆线针轮行星减速器在许多情况下可以代替二级、三级的普通齿轮减速器和蜗轮减速器,所以为世界各国所重视.我国从 1964 年开始试制,目前已有许多工厂进行成批生产,并已广泛应用在国防、矿山、冶金、化工、纺织等工业部门的设备中.

第二节 摆线针轮行星减速器的结构

图 1 是摆线针轮行星减速器的结构图,它主要由四部分组成:

1. 转臂. 由输入轴 1 和双偏心套 2 组成,双偏心套上的两个偏心互成 180° .

2. 摆线轮. 其齿形为短幅外摆线的等距曲线. 本来按运动要求,仅用一个摆线轮 4 就可以传动了,但实际上为了使输入轴达到静平衡和提高传动的承载能力,采用两个完全相同的奇数齿的摆线轮,分别装在双偏心套 2 上,两轮位置相差



A-A 剖面

图1 摆线针轮行星减速器的结构

1——输入轴；2——双偏心心套；3——转臂轴承；4——摆线轮；5——针齿销；
6——针齿套；7——柱销；8——柱销套；9——针齿壳；10——输出轴

180°。同时为了减少摩擦损失，在摆线轮 4 和双偏心套 2 之间装了两个转臂轴承 3。

3. 针轮。其齿形是圆柱形针齿，由针齿销 5 固定在针齿壳 9 上，并在针齿销 5 上装有可转动的针齿套 6 所组成。在针齿销上装上可转动的针齿套是为了减少与摆线轮之间的摩擦损失。

4. 输出机构。由输出轴 10 上装的几根柱销 7 和其悬臂上套的柱销套 8 一同插入摆线轮的柱销孔内所组成。在柱销上装上可转动的柱销套，也是为了减少摩擦损失。

图 1 是卧式不带电机的一级减速器。目前我国生产的一级摆线针轮行星减速器的结构型式有立式带电机型、卧式带电机型和卧式不带电机型三种。此外，还有二级、三级组合型等。所以在选用和安装时都很方便。

第二章 摆线针轮行星传动的传动比和输出机构

第一节 摆线针轮行星传动的传动比

摆线针轮行星传动的原理见图 2, 图中 a 为摆线轮, b 为针轮, H 为输入轴, 又称为转臂。摆线轮 a 是装在有偏心距 A 的输入轴上, 当输入轴 H 旋转时, 摆线轮 a 不仅绕其安装在 H 上的轴线转动, 而且同时随着 H 一起绕着固定的轴线 O_H 回转, 即摆线轮 a 的轴线 O_a 在半径等于偏心距 A 的一个圆周上运动。由此可知, 摆线轮 a 同时兼有自转和公转, 所以在行星轮系中把它称为行星轮, 把相对于固定轴线 O_H 回转的针轮 b 称为中心轮或太阳轮。

在传动过程中, 由于摆线轮的轴线 O_a 是运动的, 所以其传动比不能用简单的齿数反比来表示。设图 2 中各构件的绝对角速度分别为 ω_a , ω_b , ω_H 。根据相对运动的原理, 若给整个行星传动加上一个与转臂角速度 ω_H 大小相等而方向相反的角速度 $-\omega_H$, 则各构件之间的相对运动关系保持不变。但是由于加上一 ω_H 后转臂可视为静止不动, 于是这个行星传动便转化为定轴传动。这种经过转化而得到的假想的定轴传动, 称为原行星传动的转化机构。

图 2 所示行星传动经加上一 ω_H 后, 各构件的角速度 (即相对于转臂 H 的角速度) 表示在表 1 中。

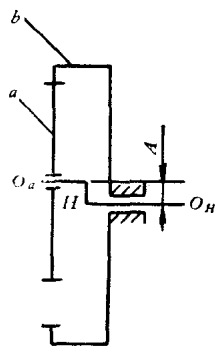


图 2 摆线针轮行星传动的原理