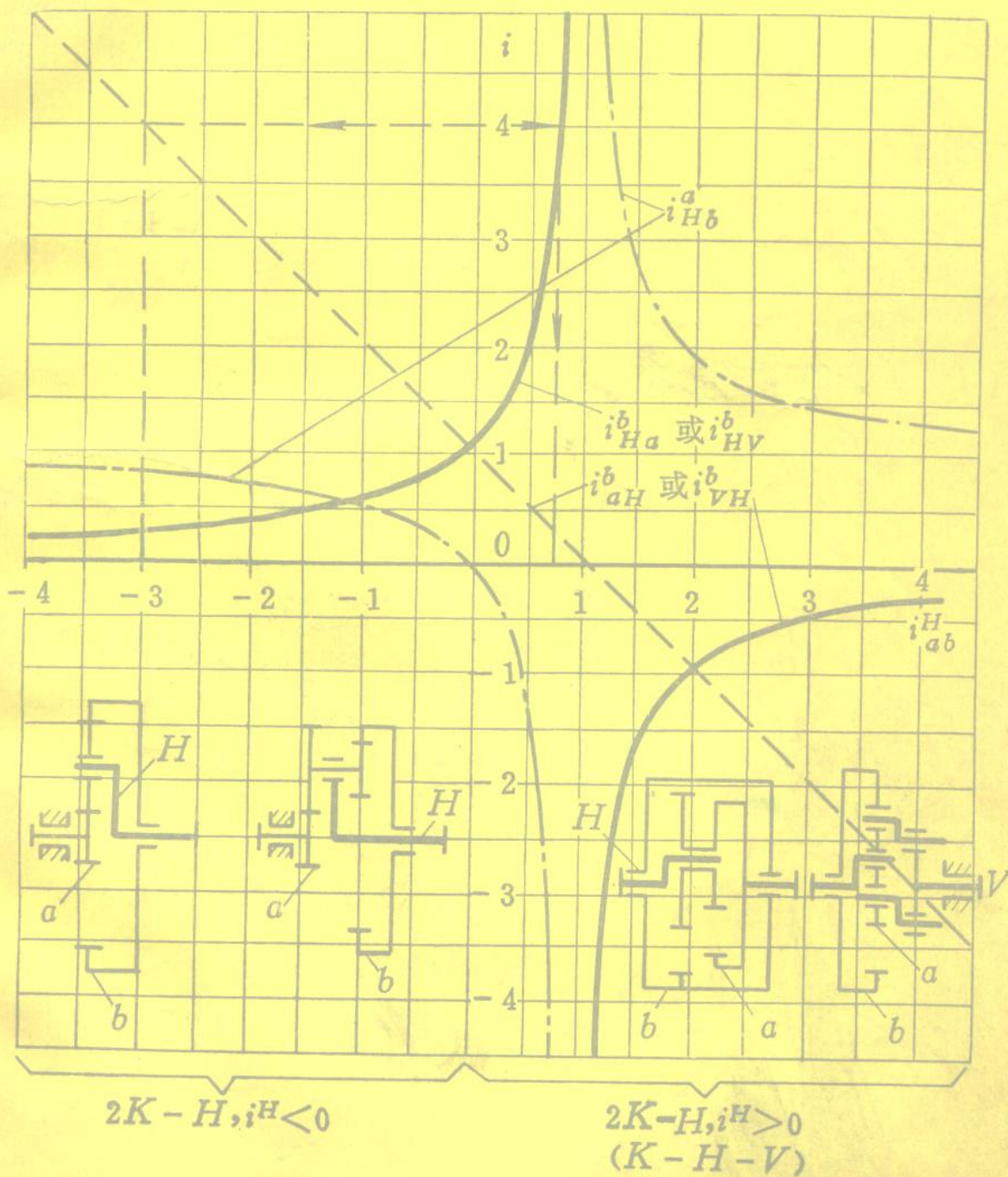


行星传动机构设计

饶振纲 编著



行星传动机构设计

饶振纲 编著

国防工业出版社

内 容 简 介

本书全面地介绍了关于行星传动机构设计方面的内容。全书共分四章：行星齿轮传动设计、渐开线少齿差行星传动设计、摆线针轮行星传动设计和谐波齿轮传动设计。

本书系统地讨论了上述四种行星传动机构的传动原理、结构形式、传动比计算、几何参数计算、啮合条件、受力分析、强度计算及传动效率的确定等。对于谐波齿轮传动这一新型传动机构，也编写了较多的设计内容，并附有 20° 压力角渐开线齿廓的设计方法。

本书还介绍了有关图表和设计步骤，并附有设计例题，以利读者进一步掌握上述四种行星传动机构的设计方法。

本书可供从事机械传动的工程技术人员以及大专工科院校有关专业的师生参考。

行 星 传 动 机 构 设 计

饶振纲 编著

国防工业出版社出版

本书在北京发行所发行 各地新华书店经营

上海商务印刷厂承排 国防工业出版社印刷厂印装

787×1092 1/16 印张18 1/4 422千字

1980年11月第一版 1980年11月第一次印刷 印数：0,001—7,800册

统一书号：15034·2034 定价：1.90元

前 言

由于行星传动机构具有重量轻、体积小、传动比大和效率高等优点,在许多情况下可以代替多级的普通齿轮传动,因此,在国内外得到了较大的重视。在我国,行星传动机构已有许多工厂能进行成批生产;对于新型的谐波齿轮传动也进行了多方面的研制和成功的应用。今后,行星传动机构在国防、冶金、矿山、建筑、化工、纺织等许多工业部门的设备中将会获得日益广泛地应用。

《行星传动机构设计》包括四个方面的内容:行星齿轮传动设计;渐开线少齿差行星传动设计;摆线针轮行星传动设计和谐波齿轮传动设计。

近几年来,本人在教学工作中收集了有关行星传动方面的资料,并进行了整理和补充,编写成此书。目的在于为从事机械传动方面的工程技术人员及有关大专院校师生提供设计行星传动机构的设计计算方法和所需要的参考资料。

本书编写过程中,曾得到编者所在单位的领导及同志们的关心和支持;另外,还得到了有关单位的同志们们的热情帮助,谨在此表示感谢。

为了使本书更能适合于行星传动机构设计时参考,本人虽在主观上作了一些努力,但由于业务水平所限,错误和不妥之处仍会有之,恳请读者予以指正。

编 者 一九七九年三月

目 录

基本符号

绪论

第一章 行星齿轮传动设计	4
§ 1-1 行星齿轮传动概述	4
一 行星齿轮传动的特点	5
二 行星齿轮传动的结构形式	7
§ 1-2 行星齿轮传动的传动比计算	7
一 转臂固定法	8
二 速度图解法	10
三 力矩法	13
§ 1-3 据给定的传动比确定 2K—H 和 3K 传动的各轮齿数	16
一 关于行星传动中各构件角速度之间的普遍关系式	16
二 据给定的传动比选择 2K—H 传动简图及各轮齿数	16
三 据给定的传动比确定 3K 传动的各轮齿数	21
四 确定新式 3K 传动各齿轮的齿数	23
§ 1-4 行星齿轮传动的啮合计算	30
一 行星齿轮传动的装配条件	30
二 行星齿轮传动的角度变位及啮合参数的计算	33
三 行星齿轮传动各构件材料的选择	40
四 行星齿轮传动的强度计算	43
五 行星齿轮传动的设计步骤	51
§ 1-5 行星轮间的载荷分配	53
一 行星轮间载荷分配的不均匀性	53
二 行星轮间载荷分配均匀的措施	54
§ 1-6 行星齿轮传动效率的确定	61
一 行星齿轮传动效率概述	61
二 用啮合功率法确定 2K—H 传动效率的公式	62
三 确定 3K 传动效率的公式	66
附 1-1 行星齿轮传动设计计算示例	72
附 1-2 行星齿轮减速器及其主要零件的工作图例	81
附 1-3 摩擦安全离合器的设计	87
第二章 渐开线少齿差行星传动设计	93
§ 2-1 渐开线少齿差行星传动概述	93
一 少齿差行星传动的组成和传动形式	93
二 W 机构的结构形式	95
三 少齿差行星传动的传动比计算	100

§ 2-2 少齿差行星传动的两个主要限制条件	101
一 在设计内齿轮时应注意的问题	101
二 内齿轮的正变位	102
三 两个主要限制条件的来源	103
§ 2-3 少齿差行星传动的设计计算	105
一 少齿差行星传动结构形式的选择	105
二 少齿差行星传动基本参数的选择和几何尺寸的计算	111
三 两个主要限制条件的验算	113
四 变位系数 ξ 的确定	114
五 设计步骤及设计计算示例	124
六 公法线长度 L 和内齿轮测量跨距 M 的计算	133
§ 2-4 渐开线少齿差行星传动的强度计算	138
一 少齿差行星传动中作用力的分析	138
二 少齿差行星传动的轮齿强度计算	141
三 W 机构的强度计算	143
§ 2-5 少齿差行星传动效率的确定	148
一 少齿差行星传动效率的组成	148
二 $K-H-V$ 传动各基本构件所传递的力矩和功率之间的关系	149
三 确定 $K-H-V$ 传动效率的公式	150
附 2-1 有关的附表	155
第三章 摆线针轮行星传动设计	158
§ 3-1 摆线针轮行星传动概述	158
一 摆线针轮行星传动的结构和特点	158
二 摆线针轮行星传动原理及其传动比计算	160
三 摆线针轮行星传动的 W 机构	160
§ 3-2 摆线针轮的啮合原理及基本几何参数	162
一 摆线齿廓的形成	162
二 连续啮合条件	165
三 基本尺寸的几何关系	166
§ 3-3 摆线轮齿廓曲线及有关参数的选择	169
一 摆线轮齿廓曲线	169
二 齿廓曲线的曲率半径	171
三 摆线轮齿廓不产生“根切”的条件	172
四 短幅系数 K_1 和针径系数 K_2 的选择	174
§ 3-4 摆线针轮行星传动的受力分析	178
一 针齿与摆线轮齿间的作用力	179
二 W 机构的柱销作用于摆线轮上的力	180
三 转臂轴承的作用力	181
§ 3-5 摆线针轮行星传动的强度计算	182
一 摆线针轮行星传动的主要失效形式、材料和许用应力	182
二 针齿与摆线轮的强度计算	183
三 W 机构的强度计算	190

四 转臂轴承的选择计算	192
§ 3-6 摆线针轮行星传动的设计步骤	192
§ 3-7 摆线针轮行星传动效率的确定	197
附 3-1 摆线针轮行星传动设计计算示例及图例	199
一 设计计算示例	199
二 摆线针轮行星减速器及其主要零件的工作图例	208
第四章 谐波齿轮传动设计	212
§ 4-1 谐波齿轮传动概述	212
一 谐波齿轮传动的主要特点	212
二 传动原理	214
三 谐波齿轮传动的分类及结构形式	215
§ 4-2 谐波齿轮传动的传动比计算	215
一 基本概念及符号	215
二 谐波齿轮传动的传动比计算公式	219
§ 4-3 柔轮及发生器的结构形式	227
一 柔轮结构及其联轴方式	227
二 波发生器结构形式	235
§ 4-4 谐波齿轮传动的设计计算	244
一 啮合参数的计算	244
二 谐波齿轮传动的强度计算	254
三 材料的选择和柔轮的加工工艺	260
四 承载能力的计算	262
五 传动效率的计算	263
附 4-1 谐波齿轮传动设计计算示例	264
附 4-2 谐波齿轮传动图例	273
附 4-3 谐波齿轮传动的平面啮合	280
一 柔轮的弹性节曲线和复现节圆	280
二 柔轮变形后的中面变形曲线方程	281
参考资料	285

基本符号

A	中心距	n	转动角速度(转/分)、安全系数
A_0	标准中心距	R_a	齿顶圆半径
A_u	插齿刀与被加工齿轮的中心距(制造中心距)	R_m	柔轮未变形齿圈的中面圆半径
a_{\min}	摆线轮理论齿廓最小曲率半径系数	r	节圆半径
B	齿轮宽度	r_0	分度圆半径
C	轴承的额定动载荷	r_j	基圆半径
C_0	径向间隙系数	S_0	分度圆齿厚
C_n	齿侧啮合间隙	S_e	齿顶厚度
D_m	柔轮未变形齿圈的中面圆直径	$S_{es} = \frac{S_e}{m}$	相对齿顶厚度
D_n	柔轮未变形齿圈处的内径或薄壁轴承外径、抗弯环的内径	t	周节(齿距)
d	节圆直径	u	行星齿轮数、谐波波数
d_0	分度圆直径	v^H	相对于转臂的圆周速度
d_j	基圆直径	W_0^1	分度圆齿间
E_a	当量弹性模数	Y	齿形系数
e	偏心距	Z	齿轮齿数
G_s	齿廓不重迭干涉系数	Z_u	插齿刀齿数
H	转臂	Z_z	一对啮合中的齿数和, 且有 $Z_z = Z_2 \pm Z_1$
h	齿轮高度	α	传动啮合角
h'	齿顶高	α_0	原始齿形角(压力角)
h''	齿根高	α_e	齿顶圆压力角
h_b	谐波高度	Δe	齿顶间隙
i	传动比	δ	柔轮壁厚(光滑部位的)
i^H	转化机构中的传动比	δ_1	柔轮齿圈处的壁厚
L	柔轮环或筒体长度	e	重迭系数(重合系数)
m	模数	η	传动效率
N	功率、应力循环次数	λ	中心距变动系数
N^H	啮合功率	ξ	变位系数
N_H	输入功率、电动机功率	σ	反变位系数(齿顶缩短系数)
N_m	摩擦功率	ψ_d	齿宽系数
N_m^H	转化机构中的摩擦功率	Ω	载荷分配不均匀系数

绪 论

在机械传动装置中,为了减小装置的外廓尺寸和重量及增大其减速机构的传动比,当前采用的最主要方法就是将具有定轴线齿轮的普通传动改为行星传动。

在本书中,我们将下列四种传动机构:行星齿轮传动、渐开线少齿差行星传动、摆线针轮行星传动和谐波齿轮传动,总称为行星传动机构。行星传动机构之所以比普通齿轮传动机构具有结构紧凑、重量轻、体积小、传动比大及效率高等优点,是因为它们采用了可动的轴线和几个行星轮或柔性齿轮以及利用了内啮合的缘故。

由于上述四种传动机构,其工作原理都属于行星传动,即它们具有相同的行星传动原理。行星齿轮传动常用的传动形式有:2K—H型、3K型和K—H—V型。而渐开线少齿差行星传动主要的形式是K—H—V型(也有2K—H型)的行星传动。摆线针轮行星传动也是属于K—H—V型的行星传动,其特点是采用了摆线行星轮和针齿中心轮,且为多齿啮合的行星传动。至于谐波齿轮传动,乃是当前较为新型的一种传动机构,其显著的特点是采用了弹性构件(柔轮),而柔轮相当于K—H—V传动中的行星轮,波发生器相当于转臂H,则刚轮就相当于中心轮b。所以,谐波齿轮传动可以视为K—H—V型的传动。而且,它也是一种多齿啮合的行星传动。由此可见,我们把上述四种传动机构总称为行星传动机构,且将四个方面的内容合编为一本书,就是基于它们具有相同的行星传动原理。而行星齿轮传动应作为全书的基础。

从传动比方面来看,在行星齿轮传动中,传动比的大小是随着所选取的传动形式的不同而不同的。一般,单级2K—H型的传动比 $i=3\sim 9$ 。双级2K—H型的传动比范围较广,可以从8到几千。而3K型,当传递功率 $N\leq 100$ 千瓦时,传动比 $i=20\sim 100$;当传递小功率时,传动比 i 可达500以上。渐开线少齿差行星传动,一般,其单级传动比 $i=7\sim 100$ 以上(K—H—V型的)。摆线针轮行星传动,其单级传动比 $i=11\sim 87$ 。谐波齿轮传动,较常用的单级谐波齿轮传动(刚轮固定)的传动比 $i=80\sim 250$ 。

传动效率,目前可数摆线针轮行星传动为最佳,其效率值可达 $\eta=0.90\sim 0.97$;谐波齿轮传动的次之,其效率值约为 $\eta=0.70\sim 0.90$;渐开线少齿差行星传动的效率一般可达0.85左右。总之,对于行星传动机构,只要传动形式选择得当,其实际效率值一般均可超过0.60。

从承载能力方面来看,多齿啮合传动较普通渐开线圆柱齿轮传动,其承载能力显著增大。摆线针轮行星传动从理论上说有二分之一的齿啮合,而实际上参与啮合的齿数大约有三分之一。谐波齿轮传动,在承载情况下,双波传动的啮合齿数一般可达总齿数的30~40%左右,三波传动则更多。由于上述两种传动具有多齿啮合的特点,故它们的承载能力都较大;但也应考虑到这两种传动中的薄弱环节:输出机构、转臂轴承和柔轮等对其承载能力的影响。另外,对于行星齿轮传动和少齿差行星传动,因载荷分配在三个或两个行星轮上而且合理地利用了内啮合,以及齿轮选用优质材料和增加轮齿工作表面硬度等,皆可使其承载能力较普通齿轮传动为大。

从制造的精度要求方面来看,摆线针轮行星传动的零件,制造精度要求较高,且在我国

现已有的专门制造工厂可进行成批生产。其次就要算谐波齿轮传动,其零件的制造工艺较复杂,目前国内尚缺专门的制造工厂,且处在零散的单件试制阶段。而其它的行星传动机构(渐开线齿形的)在中等技术水平的机械工厂就能够制造出来。

总而言之,上述四种传动机构具有重量轻、体积小、传动比大及效率高的共同特点,尤其是谐波齿轮传动更显示出其独特的优点,今后它将以体积小、精度高、传动比大和承载能力大为特征,广泛地应用于精密仪器、伺服装置、操纵机构和运动传递等自动化机械化的传动系统中,而取代一些结构庞大笨重的齿轮传动机构。随着我国科学技术的发展,谐波齿轮传动这项新技术必将在许多工业部门获得日益广泛的应用。

目前,关于压力角为 20° 的渐开线齿形谐波齿轮传动的设计方法比较多,可从国内外的有关文献中找到。本书仅选编了三种方法:经验公式、考虑构件柔度的谐波传动计算、近似啮合计算。并附有计算例题。采用 20° 压力角渐开线齿廓,是基于谐波齿轮啮合原理用改变移距系数的方法,使其逼近于理论齿廓;选取最佳啮合参数,以达到接近理论齿廓。 20° 压力角的渐开线齿廓不仅有利于提高传动精度,而且可以避免制造一套专用刀具的麻烦,即可使用标准刀具来加工柔轮和刚轮。所以,推荐采用压力角 20° 的渐开线齿形作为谐波齿轮的齿形,这对于我国今后开展谐波齿轮传动的标准化和系列化工作具有很大的方便性。

本书对行星传动啮合的强度计算也给予了较大的注意。对于齿面的接触强度是按赫茨公式所确定的接触应力大小作为评定轮齿抗点蚀、耐磨损的基本准则。而轮齿弯曲强度的计算是参考直齿圆柱齿轮的强度条件。对于行星传动机构中的特殊构件的强度计算,本书引用了材料力学中的有关公式和以弹性力学的壳体理论为基础所导出的结论,作为上述构件的强度计算公式。为了便于进行计算,书中还编写了较多的表格和图线,以供读者在进行强度计算时选用和参考。

第一章 行星齿轮传动设计

§ 1-1 行星齿轮传动概述

齿轮传动是机器设备、现代兵器、仪器和仪表中应用最广泛的机械传动之一。例如，机床、汽车、拖拉机、火炮、坦克、飞机、起重机、纺织机、通讯设备以及仪器、仪表中的传动机构等，均广泛应用齿轮传动。

通常，一对齿轮的啮合方式可分为两种：

一种称为外啮合（见图 1-1, a），两齿轮的回转方向相反；

另一种称为内啮合（见图 1-1, b），两齿轮的回转方向相同。

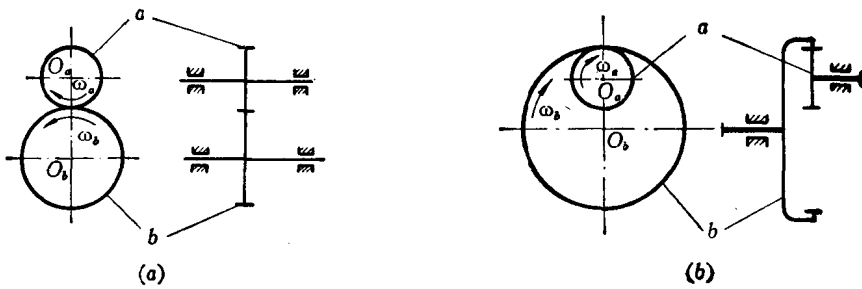


图 1-1 一对齿轮的啮合方式

常用的角速度符号为：

n ——以每分钟的转速来衡量的角速度，转/分；

ω ——以每秒的弧度来衡量的角速度，1/秒。

传动比定义为：主动齿轮的角速度与从动齿轮的角速度之比，且等于从动齿轮的齿数与主动齿轮的齿数之比，即

$$i_{ab} = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \pm \frac{Z_b}{Z_a}$$

或

$$i_{ba} = \frac{\omega_b}{\omega_a} = \pm \frac{Z_a}{Z_b}$$

由上两式可得

$$i_{ab} \cdot i_{ba} = 1$$

或

$$i_{ab} = \frac{1}{i_{ba}}$$

由上式可知： a 齿轮主动、 b 齿轮从动时的传动比 i_{ab} 与 b 齿轮主动、 a 齿轮从动时的传动比 i_{ba} 之乘积等于 1，或传动比 i_{ab} 与传动比 i_{ba} 互为倒数。

如果齿轮 a 和齿轮 b 的转动轴线是平行的，在内啮合中，齿轮 a 和 b 的角速度 ω_a 、 ω_b 的方向相同，则传动比为正值，即 $i_{ab} > 0$ ；在外啮合中，齿轮 a 和 b 的角速度 ω_a 、 ω_b 的方向相反，则传动比为负值，即 $i_{ab} < 0$ 。

从上式可见,欲增大传动比 i_{ab} ,可减少 a 轮齿数 Z_a ,或增加 b 轮齿数 Z_b 。但是小齿轮齿数 Z_a 的减少受到根切条件的限制(标准齿轮的最少齿数 $Z_{\min}=17$;变位齿轮的最少齿数 $Z'_{\min}=10\sim 13$),而 b 轮齿数的增加受到行星齿轮机构外廓尺寸、安装位置和重量等条件的限制。所以,一对齿轮的传动比 i_{ab} 不能太大,一般 $i_{ab}<8$ 。

在机器设备、兵器等的传动机构中,为了减速、增速、变速和换向以及其它特殊用途,经常采用一系列互相啮合着的齿轮组成的传动系(或叫传动链),在《机械原理》中,通常把这一系列互相啮合的齿轮称为轮系。

轮系可分为两类:

(1) 普通轮系(又称定轴轮系)——组成轮系的所有齿轮,在传动时其轴线的几何位置都是固定不动的。

(2) 周转轮系(或称动轴轮系)——组成轮系的所有齿轮中,在传动时至少有一个齿轮具有可转动的几何轴线。

而周转轮系又可分为:

差动轮系——自由度为二的周转轮系。

行星轮系——自由度为一的周转轮系。

行星齿轮传动是属于行星轮系中的一种齿轮传动机构。换言之,在齿轮传动机构中,齿轮的轴线只要有一个是可转动的,则将这种机构称为行星齿轮机构或称行星齿轮传动(见图 1-2)。

在行星齿轮机构中,具有可运动轴线的齿轮称为行星轮,如图 1-2 中齿轮 g ;支持行星轮自转及公转的构件叫做转臂(又称系杆或行星架),用字母 H 表示;具有固定轴线,且行星轮绕着它滚动的齿轮称为中心轮,如齿轮 a 、 b ,或将最小中心轮 a 称为太阳轮,而将固定不动的中心轮 b 称为支持轮。转臂 H 绕之回转的轴线称为主轴线,如轴线 OO 。图 1-2 所示的为具有三个构件 a 、 b 和 H 的行星机构,它们的转动轴线均与主轴线重合。这样的机构可用来改变角速度。固定齿轮 b 不动,就成为实际上应用很广泛的行星齿轮传动,其中主动构件和从动构件分别是 a 和 H 。

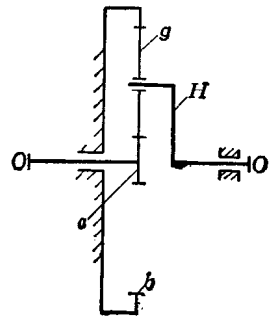


图 1-2 行星齿轮机构

一 行星齿轮传动的特点

由于行星齿轮传动较普通齿轮传动(或称简单传动)有许多独特的优点,所以它不仅在民用工程机械上,而且在现代兵器上都得到越来越广泛的应用。如飞机的传动装置,坦克的炮塔方向机,火炮的瞄准机和导弹发射装置的瞄准机构的减速器等。

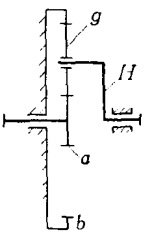
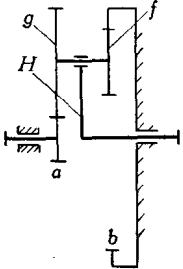
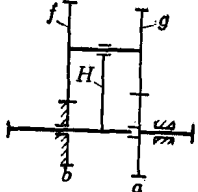
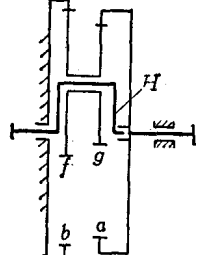
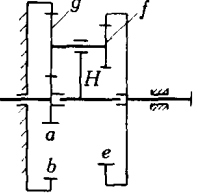
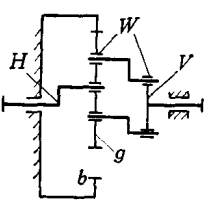
行星齿轮传动的主要特点如下:

(1) 因为各中心轮构成为共轴式的传动,而且载荷分配在几个行星轮上,另外又能合理地应用内啮合,所以可使其结构非常紧凑。由于一个中心轮能同时与数个行星轮相啮合,故使得每个齿轮的负荷小,因此可采用较小的模数。即使在材料的机械性能与制造精度相同的情况下,其外廓尺寸较小,承载能力却较大。

(2) 只需要适当选择机构的形式,便可以用少数的齿轮而得到很大的传动比,甚至可达到好几千的速比。即使在传动比很大时,仍然结构紧凑,重量较轻。

(3) 行星机构的传动效率较高,在结构布置合理下,其效率值可达 0.80~0.90 以上。由于行星传动的结构对称性,即具有数个匀称分布的行星轮,使得作用于中心轮和转臂轴承中

表 1-1 常用的行星传动形式

传动形式	传动方案图	传动比及传递功率范围	传动效率的概略值	用途及特点
单级 2K-H 负号机构 ($i^H < 0$)	 <p style="text-align: right;">图 1</p>	$i_{aH}^b = 3 \sim 9$ N 不限	$\eta_{aH}^b = 0.97 \sim 0.99$	广泛地应用于动力及辅助传动中。工作制度不限。 制造方便, 轴向尺寸小。 当转臂转速高时, 行星轮产生很大的离心力作用于轴承上, 因此, 应用受到一定限制。
双级 2K-H 负号机构 ($i^H < 0$)	 <p style="text-align: right;">图 2</p>	$i_{aH}^b = 8 \sim 16$ N 不限	$\eta_{aH}^b = 0.97 \sim 0.99$	径向尺寸比传动方案图 1 紧凑。因行星轮是双联齿轮, 其制造安装都较复杂。 $ i_{aH}^b < 7$ 时不采用。
双级 2K-H 正号机构 ($i^H > 0$)	 <p style="text-align: right;">图 3</p>	i_{aH}^b 由 1.2 到几千, 基本上不用于传递动力, 即 $N=0$ 。	一般 η_{aH}^b 很低, 随着传动比 i_{aH}^b 增大, η_{aH}^b 急速地降低。	当传动比要求很大, 而传动效率无实际意义时方可采用。制造及安装不方便。 转臂 H 为从动件时, 当 $ i $ 大于某一值后, 传动将自锁, 即 $\eta_{aH}^b \leq 0$ 。
双级 2K-H 正号机构 ($i^H > 0$)	 <p style="text-align: right;">图 4</p>	当 i 在 30~100 的范围内时, 结构最合理; 在小功率传动中, i 达 1700。 $N \leq 40$ 千瓦 (短时工作)。	η_{aH}^b 值随传动比 i 增加而下降。当 $i \leq 50$ 时, η_{aH}^b 值可达 0.8。	推荐用于短期工作的传动。其重量和外廓尺寸较 3K 传动为大。当转臂 H 从动时, 从 $ i $ 大于某值后将发生自锁, 即 $\eta_{aH}^b \leq 0$ 。
3K	 <p style="text-align: right;">图 5</p>	当 $i_{aH}^b = 20 \sim 100$ 时, $N \leq 100$ 千瓦。 在传递小功率时, i_{aH}^b 可达 500 以上。	η_{aH}^b 值随传动比 $ i $ 增大而下降。 当 $i_{aH}^b \leq 50$ 时, η_{aH}^b 达 0.80 以上。	用于短期工作的传动最为合理, 传动很紧凑。这种机构制造及安装比较复杂。 当 a 轮从动时, $ i $ 大于某值后将发生自锁, 即 $\eta_{aH}^b \leq 0$ 。
K-H-V	 <p style="text-align: right;">图 6</p>	$i_{HV}^W = 9 \sim 87$ (单级); $N = 75$ 千瓦 (短期工作)。	$\eta_{HV}^W = 0.80 \sim 0.94$	推荐用于短期工作。 若采用渐开线齿形, 即成为渐开线少齿差行星传动; 若采用摆线针轮传动时, 适用于 $N \leq 100$ 千瓦, 任何工作制度, 且效率 $\eta_{HV}^W = 0.90 \sim 0.97$ 。目前摆线针轮行星传动应用较广泛, 但制造精度要求较高, 且高速轴转速 $n_H \leq 1500 \sim 1800$ 转/分。

的反作用力互相平衡,故可达到提高传动效率的作用。

(4) 由于采用了数个相同的行星轮,均匀分布于中心轮的四周,而达到惯性力的平衡。同时亦使啮合的齿数增多,故行星齿轮机构运动平稳,抗冲击和振动的能力较强。

总之,行星齿轮传动具有重量轻、体积小、传动比大及效率高(形式选用得当)等优点。

行星齿轮传动的缺点是:材料优质、结构复杂、制造和安装比较困难。但随着人们对行星传动认识的深入,结构不断完善,制造安装困难的问题已在逐渐克服。实践表明,在中等技术水平的工厂里也是完全可以制造出较好的行星齿轮机构的。

二 行星齿轮传动的结构形式

行星齿轮传动可以根据所采用的基本构件的不同来进行分类。所谓基本构件是可以围绕轴线转动或固定,而在工作时承受外力矩的构件。如图 1-2 的基本构件是齿轮 a 、 b 和转臂 H 。

基本构件的代号: K ——中心轮, H ——转臂, V ——输出轴。

常用的行星传动形式可分如下三类: $2K-H$ 、 $3K$ 和 $K-H-V$ (见表 1-1)。

在 $2K-H$ 传动中,基本构件是两个中心轮 a 、 b 和转臂 H (见表 1-1 中的图 1、2、3、4)。

在 $3K$ 传动中,基本构件是三个中心轮 a 、 b 和 c (表 1-1 中的图 5),而该转臂 H 只用来作为支承行星轮的装置,并不承受由外力矩传来的载荷,故又称之为行星轮架。

在 $K-H-V$ 传动中,基本构件是中心轮 b 、转臂 H 和输出轴 V (表 1-1 中的图 6)。输出轴 V 的角速度等于行星轮 g 的角速度。

对于在表 1-1 中使用的几个名称术语,现说明如下:

单级传动——在行星齿轮传动中,若将转臂 H 固定,而获得具有一对齿轮啮合的简单传动或三个齿轮相互啮合,其中一个为惰轮者,皆称之为单级传动。

双级传动——在行星齿轮传动中,若将转臂 H 固定,而获得具有二对齿轮啮合的简单传动,则称之为双级传动。

负号机构——对于某个行星传动,在其转化机构中,它的传动比 i^H 为负值者(即 $i^H < 0$),则称之为负号机构。

正号机构——对于某个行星传动,在其转化机构中,它的传动比 i^H 为正值者(即 $i^H > 0$),则称之为正号机构。

§ 1-2 行星齿轮传动的传动比计算

根据传动方案图求传动比和各构件的角速度,或根据给定的传动比来确定各轮的齿数,这是行星齿轮传动运动学的主要研究任务。

如前所述,传动方案图 1 的基本构件为 a 、 b 和 H ,它们的角速度可以写成 ω_a 、 ω_b 和 ω_H 。大家知道,若物体以角速度 ω 绕固定轴线转动,则离轴线距离 R 处点的圆周速度 $\bar{v} = R\omega$ 。而圆周速度是矢量,因此我们规定它总是正的。同时角速度可能是正也可能是负的(一般规定角速度 ω 顺时针方向为正)。所以在公式中应取 ω 的绝对值,即 $\bar{v} = R|\omega|$ 。

在行星齿轮传动中,通常以字母 i 的上标号表示相对构件(或固定构件)的代号,字母 i 第一个下标表示主动件的代号,而第二个下标表示从动件的代号。传动比 i_{ab}^H 表示构件 a 相

对于构件 c 的相对角速度与构件 b 相对于构件 c 的相对角速度之比值, 即 $i_{cb}^c = \frac{\omega_a - \omega_b}{\omega_b - \omega_c}$

如果上标号是固定构件的代号, 当中心轮 b 固定时, 即 $\omega_b = 0$ (见表 1-1 中的图 1), 则

$$i_{cb}^b = \frac{\omega_a}{\omega_H} \quad \text{或} \quad i_{Ha}^b = \frac{\omega_H}{\omega_a}$$

如果转臂 H 固定, 中心轮 a 和 b 的传动比 i_{ab}^H 就成为简单传动的传动比。例如, 传动方案图 3 转臂 H 固定的传动比为

$$i_{ab}^H = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{Z_g Z_b}{Z_a Z_f}$$

对于圆柱齿轮的行星传动, 确定传动比的基本方法有三种: 转臂固定法、速度图解法和力矩法。

一 转臂固定法

转臂固定法又称为转换机构法或相对速度法, 其计算特点是分析法。

转臂固定法就是给整个行星机构附加一个角速度 (此角速度与转臂的角速度 ω_H 大小相等, 方向相反), 这时构件的相对角速度并没有改变, 而转臂 H 静止不动。这样, 行星传动变为简单传动。各构件角速度之间的关系便容易确定之。

例如, 对于表 1-1 中的图 1 所示的 2K-H 传动, 据前面的符号规定, 转臂固定的传动比为

$$i_{cb}^H = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = -\frac{Z_b}{Z_a}$$

若 b 轮固定, 即 $\omega_b = 0$, 则

$$i_{ab}^H = \frac{\omega_a - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_a}{\omega_H} = 1 - i_{aH}^b$$

所以, 可得 a 轮主动, 转臂 H 从动和 b 轮固定的传动比

$$i_{aH}^b = 1 - i_{ab}^H = 1 + \frac{Z_b}{Z_a} \quad (1-1)$$

若 a 轮固定, 即 $\omega_a = 0$, 仿上可得传动比

$$i_{bH}^a = 1 - i_{ba}^H = 1 + \frac{Z_a}{Z_b} \quad (1-2)$$

对于传动方案图 3 所示的 2K-H 传动, 若 b 轮固定, 其传动比公式为

$$i_{aH}^b = 1 - i_{ab}^H = 1 - \frac{Z_b Z_g}{Z_a Z_f} \quad (1-3)$$

例如, 在表 1-1 中的图 1 所示的 2K-H 传动中, 试求行星轮 g 的角速度:

因
$$i_{ga}^H = \frac{\omega_g - \omega_H}{\omega_a - \omega_H} = -\frac{Z_a}{Z_g}$$

则得
$$\omega_g - \omega_H = (\omega_H - \omega_a) \cdot \frac{Z_a}{Z_g}$$

或
$$\omega_g = (\omega_H - \omega_a) \cdot \frac{Z_a}{Z_g} + \omega_H$$

在计算行星轮的轴承时, 需要由该公式根据已知 ω_a 和 ω_H 值求出 ω_g 或 $\omega_g - \omega_H$ 值。

对于表 1-1 中的图 5 所示的 3K 传动的传动比, 如果构件 b 固定, a 轮主动, e 轮从动,

则 i_{ae}^b 就是 3K 传动的传动比, 即 $i_{ae}^b = \frac{\omega_a}{\omega_e}$ 。

通过 ω_H 来表示 ω_a 和 ω_e 值。将符号相反的转臂角速度 ($-\omega_H$) 加给所有构件, 并因 $\omega_b = 0$, 可得

$$i_{ab}^H = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = \frac{\omega_a - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_a}{\omega_H}$$

即

$$\omega_a = (1 - i_{ab}^H) \omega_H$$

和

$$i_{eb}^H = \frac{\omega_e - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = \frac{\omega_e - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_e}{\omega_H}$$

即

$$\omega_e = (1 - i_{eb}^H) \omega_H$$

所以, 3K 的传动比

$$i_{ae}^b = \frac{\omega_a}{\omega_e} = \frac{1 - i_{ab}^H}{1 - i_{eb}^H} = \frac{1 + \frac{Z_b}{Z_a}}{1 - \frac{Z_b Z_f}{Z_g Z_e}} \quad (1-4)$$

其中

$$i_{ab}^H = -\frac{Z_b}{Z_a}, \quad i_{eb}^H = \frac{Z_b Z_f}{Z_g Z_e}$$

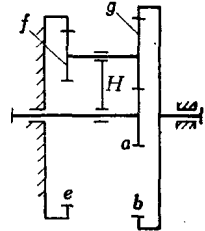


图 1-3 3K 传动之二

在 3K 传动中, 若 e 轮固定, 即 $\omega_e = 0$ (见图 1-3), 仿上可得 3K 传动比

$$i_{ab}^e = \frac{1 - i_{ae}^H}{1 - i_{be}^H} = \frac{1 + \frac{Z_g Z_e}{Z_a Z_f}}{1 - \frac{Z_g Z_e}{Z_b Z_f}} \quad (1-5)$$

其中

$$i_{ae}^H = -\frac{Z_g Z_e}{Z_a Z_f}, \quad i_{be}^H = \frac{Z_g Z_e}{Z_b Z_f}$$

在实际计算传动比时, 一般可以应用现成的公式 (见表 1-2)。

表 1-2 确定行星传动传动比的公式

传动形式	固定的基本构件	传动比	i^H 的数值
2K-H	b	$i_{aH}^b = 1 - i_{ab}^H$ $i_{Hb}^a = \frac{1}{i_{ab}^H}$	$i_{ab}^H = -\frac{Z_b}{Z_a}$ (图 1) $i_{ab}^H = -\frac{Z_g Z_b}{Z_a Z_f}$ (图 2)
	a	$i_{bH}^a = 1 - i_{ba}^H$ $i_{Hb}^a = \frac{1}{i_{ba}^H}$	$i_{ba}^H = \frac{Z_g Z_b}{Z_a Z_f}$ (图 3) $i_{ba}^H = \frac{Z_g Z_b}{Z_a Z_f}$ (图 4)
3K	b	$i_{ae}^b = \frac{1 - i_{ab}^H}{1 - i_{eb}^H}$	$i_{ab}^H = -\frac{Z_b}{Z_a}$ $i_{eb}^H = \frac{Z_b Z_f}{Z_g Z_e}$ } (图 5)
	e	$i_{ae}^b = \frac{1 - i_{ae}^H}{1 - i_{be}^H}$	$i_{ae}^H = -\frac{Z_g Z_e}{Z_a Z_f}$ $i_{be}^H = \frac{Z_g Z_e}{Z_b Z_f}$ } (图 1-3)

注: 本表中的图 1、图 2...图 5 均指表 1-1 中的传动方案图 1...图 5。

例题 1 在方案图 1 所示的 2K-H 传动中, b 轮固定, 且知 $Z_a=20$, $Z_b=80$, $Z_g=30$ 。试求传动比 i_{aH}^b 。

解 根据表 1-2 中的公式 $i_{aH}^b=1-i_{ab}^H$, 而

$$i_{ab}^H = -\frac{Z_b}{Z_a} = -\frac{80}{20} = -4,$$

所以, 传动比

$$i_{aH}^b = 1 - i_{ab}^H = 1 - (-4) = 5$$

若 $n_a=1000$ 转/分, 试求行星轮相对于转臂 H 的转速 (n_g-n_H) 值。

$$n_H = \frac{n_a}{i_{aH}^b} = \frac{1000}{5} = 200 \text{ 转/分},$$

因为

$$\frac{n_g - n_H}{n_a - n_H} = i_{ga}^H = -\frac{Z_a}{Z_g} = -\frac{20}{30} = -\frac{2}{3}$$

所以

$$n_g - n_H = (n_a - n_H) i_{ga}^H = (1000 - 200) \left(-\frac{2}{3}\right) \approx -533 \text{ 转/分}$$

式中“ $-$ ”号表示 $(n_g - n_H)$ 的转向与 n_a 的转向相反。

例题 2 在方案图 4 所示的 2K-H 传动中, b 轮固定, 且知 $Z_a=50$, $Z_b=51$, $Z_g=47$, $Z_f=48$ 。试求传动比 i_{Ha}^b 。

解 由表 1-2 中的公式 $i_{Ha}^b = \frac{1}{i_{aH}^b} = \frac{1}{1 - i_{ab}^H}$, 其中 $i_{ab}^H = \frac{Z_g Z_b}{Z_a Z_f}$, 所以

$$i_{Ha}^b = \frac{1}{1 - \frac{Z_g Z_b}{Z_a Z_f}} = \frac{Z_a Z_f}{Z_a Z_f - Z_g Z_b} = \frac{50 \times 48}{50 \times 48 - 47 \times 51} = 800$$

二 速度图解法

速度图解法是根据《理论力学》的刚体平面运动原理将物体的平面运动简化为平面图形的运动。大家知道, 当平面图形运动时, 在每一时刻都有个瞬时转动中心, 即图形绕着一个速度等于零的点转动, 这个点称为回转瞬心。对于围绕定轴线转动的构件, 回转瞬心即在该定轴线上。构件上任意点的线速度与该点到回转瞬心的距离成正比, 而线速度的方向则垂直于该点与瞬心的连线。

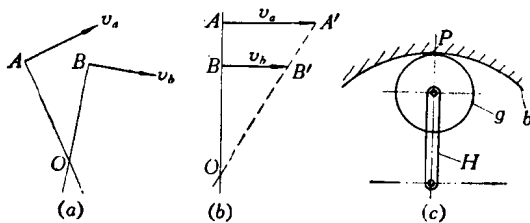


图 1-4 回转瞬心位置

在作平面运动的构件上有 A 和 B 两点, 若给定其速度矢量 \vec{v}_a 和 \vec{v}_b (见图 1-4, a), 则瞬心是在通过 A 和 B 点而与矢量 \vec{v}_a 和 \vec{v}_b 垂直的垂线的交点上。

若矢量 \vec{v}_a 和 \vec{v}_b 平行, 而且 $\vec{v}_a \neq \vec{v}_b$, 则瞬心 O 位于 AB 线与通过矢量 \vec{v}_a 和 \vec{v}_b 端点的直线 $A'B'$ 的交点上 (见图 1-4, b)。

在行星传动中, 当中心轮 b 固定时, 行星轮 g 的回转瞬心即为行星轮 g 的节圆与固定中心轮 b 的节圆的切点 P (见图 1-4, c)。

关于速度线的画法

众所周知, 任何一条直线可以为两点所决定。一般, 选取速度线的点的原则有两条:

(1) 为了绘制速度线, 应当选取行星机构中两构件的线速度相同的点。节点和行星轮中心可以作为这样的点。因为在节点上两个互相啮合齿轮的线速度相同。在行星轮中心,