

机械零件设计手册

第二版

中册



冶金工业出版社

机械零件设计手册

(第二版)

中 册

东北工学院《机械零件设计手册》编写组 编

冶金工业出版社

内 容 简 介

《机械零件设计手册》修订本，分上、中、下三册出版。

上册内容有一般设计资料，联接与紧固，包括螺纹、螺纹联接、键、花键、销及过盈联接、铸焊联接；机械传动，包括带传动、套筒滚子链传动、渐开线圆柱齿轮传动，圆锥齿轮传动，蜗杆传动。

中册内容有行星传动，减速器，螺旋传动；轴，轴承，联轴器；弹簧，起重零件，润滑和电动机。

下册内容是液压传动和气压传动。

本《手册》可供工矿企业、设计研究部门从事机械设计的人员使用，也可供高等学校机械专业及其他专业师生参考。

机 械 零 件 设 计 手 册

(第 二 版)

中 册

东北工学院《机械零件设计手册》编写组 编
责任编辑 葛志祺

*
冶金工业出版社出版

(北京灯市口74号)

新华书店北京发行所发行

天津新华印刷二厂印刷

*
787×1092 1/16 印张 30 1/4 字数 955 千字

1982年1月第一版 1982年1月第一次印刷

印数 00,001~89,000册

统一书号：15062·3732 定价3.85元

第二版前言

为了适应社会主义现代化建设的需要,根据广大读者的要求,我们对《机械零件设计手册》进行了全面修订,改编成《机械零件设计手册》(第二版),分两册(上册和中册)出版。已出版的《机械零件设计手册(续编)》以后再版时将作为《机械零件设计手册》(第二版)的下册。

《机械零件设计手册》第二版,在这次修订工作中对原版进行了较大的变动和补充。其中主要是增加了各种材料、型材和常用标准件的品种、规格,润滑方式和装置;铆接,螺旋传动,平带传动,同步齿形带传动以及螺栓联接,过盈联接,动压轴承和静压轴承的计算;改用了一些新的标准,如:公差与配合,渐开线圆柱齿轮精度制,普通螺纹,紧固件,套筒滚子链,轴承座,弹簧……等;改换了一些零件的计算方法,如:齿轮传动,链传动,三角胶带传动以及弹簧等。

《手册》第二版,在改编中力求简明扼要,经验成熟,资料可靠,使用方便。根据《中华人民共和国计量管理条例(试行)》的规定,我们考虑到我国的计量单位将以国际单位制为基础,在《手册》(第二版)中采用的标准、规范,除保留原单位外,又增加了国际单位。计算公式均用国际单位。为了推广国际单位制,附录中编入了国际单位制的使用方法和常用的国际单位与其他单位的关系表。并在多数章中附有适当的例题。

在修订工作过程中得到《机械工程手册》编辑委员会、一机部标准化研究所、一机部郑州机械研究所、西安重型机械研究所、洛阳轴承研究所、北京有色冶金设计研究总院和一些大专院校,有关生产工厂的大力帮助,在此一并表示衷心感谢!

《手册》由蔡春源担任主编,编写组的成员有:

机械零件教研室鄂中凯、白景忠、马先贵、姚玉泉、何德芳、刘茵、李桂华、李国权;机械制图教研室方昆凡;液压传动及控制教研室李绍荣、郑洪生以及冶金机械设备教研室周培德。

热诚地欢迎广大读者对本书提出批评指正。

东北工学院《机械零件设计手册》编写组

一九八一年五月

目 录

第三篇 机械传动 (续)

第十六章 行星传动

一、概述	1
二、NGW型行星传动的设计	4
(一) 齿数的选择	4
(二) 行星传动中各构件作用的力及转矩	5
(三) 行星传动齿轮的计算要点	6
(四) 载荷均衡机构	6
1. 基本构件“浮动”的均载机构	6
2. 采用弹性件的均载机构	10
3. 杠杆联动均载机构	11
(五) 行星轮的结构	12
(六) 行星架	13
(七) 技术条件	14
1. 齿轮精度	14
2. 行星架精度	14
3. 其他零件精度	14
4. 齿轮材料和热处理	14
三、摆线针轮行星传动	16
(一) 概述	16
1. 特点	16
2. 传动比计算	17
3. 结构	17
(二) 摆线针轮的啮合原理及基本参数	17
1. 摆线针轮传动的齿廓曲线	17
2. 摆线轮齿廓曲线的方程及曲率半径	19
3. 几何尺寸计算	20
4. 短幅系数 K_1 及针径系数 K_2 的选择	20
(三) 摆线轮的受力分析	22
1. 摆线轮与针轮啮合的受力分析	22
2. 输出机构圆柱销的受力分析	23

3. 转臂轴承的受力分析	24
(四) 主要件的强度计算	24
1. 齿面接触强度计算	24
2. 针齿销的弯曲强度和刚度计算	25
3. 转臂轴承的选择	25
4. 输出机构圆柱销的强度计算	25
(五) 技术要求	29

第十七章 减 速 器

一、减速器的分类、常用减速器的型式及应用	35
二、减速器传动比的分配	35
(一) 两级圆柱齿轮减速器	35
(二) 两级圆锥—圆柱齿轮减速器	38
(三) 三级圆柱和圆锥—圆柱齿轮减速器	38
三、减速器的典型结构	38
四、齿轮、蜗杆减速器结构尺寸	50
五、减速器的润滑及密封	59
(一) 传动件的润滑	59
1. 油池润滑	59
2. 喷油润滑	60
(二) 轴承的润滑	60
(三) 润滑油的选择	60
(四) 减速器的密封	61
六、圆柱齿轮减速器	61
(一) ZD、ZL渐开线圆柱齿轮减速器 (JB1130—70)	62
1. 适用范围	62
2. 代号	62
3. 主要参数	62
4. 减速器的选用及承载能力表	66
5. 外形及安装尺寸、装配型式	76
6. 转动惯量	78
(二) JZQ型渐开线圆柱齿轮减速器	79

2 目 录

1. 适用范围	79
2. 代号	79
3. 主要参数	79
4. 减速器的选用及承载能力表	79
5. JZQ型减速器外形及安装尺寸	82
(三) ZSC型立式渐开线圆柱齿 轮减速器	84
1. 主要参数	84
2. 承载能力表	84
3. ZSC型立式减速器外形及安 装尺寸	86
七、普通圆柱蜗杆减速器 (Q/ZB125—73)	87
1. 适用范围	87
2. 代号	87
3. 主要参数	87
4. 选用及承载能力表	87
5. 普通蜗杆减速器的外形及安 装尺寸	88
八、NGW型行星齿轮减速器 (JB1799—76)	92
1. 适用范围	92
2. 代号	92
3. 主要参数	92
4. 减速器的选用及承载能力表	93
5. 减速器的外形及安装尺寸	100
九、摆线针轮减速器 (JB2982—81)	102

1. 适用范围	102
2. 型式及代号	102
3. 主要参数	102
4. 承载能力表	102
5. 减速器的安装、联接及外形 尺寸	106
6. 摆线针轮减速器的选用	109

第十八章 螺旋传动

一、滑动螺旋传动	112
(一) 常用滑动螺旋传动的结构型式 和受力分析	112
1. 结构型式	112
2. 受力情况	113
(二) 滑动螺旋传动的设计计算	114
(三) 材料选择和精度等级确定	118
1. 材料选择	118
2. 精度等级确定	118
二、滚动螺旋传动	120
(一) 工作原理及结构形式	120
(二) 滚动螺旋传动的设计计算	122
(三) 主要几何尺寸、精度、代号及 其标注方法	126
1. 主要几何尺寸	126
2. 精度	126
3. 代号及标注方法	128
(四) 预紧	129
(五) 材料及热处理	129

第四篇 轴、轴承、联轴器

第十九章 轴

一、轴的材料	132
二、轴的结构设计	132
三、轴的强度计算	139
(一) 轴的受力简图	139
(二) 轴的受力分析、弯矩图与 转矩图	140
(三) 轴径的初步估算	141
(四) 精确校核计算	141
四、轴的刚度计算	149
(一) 轴的弯曲刚度计算	149

(二) 轴的扭转刚度计算	149
--------------------	-----

第二十章 滚动轴承

一、常用滚动轴承的类 型、特性 (GB271—64)	155
二、滚动轴承的代号	158
(一) 代号的中段	159
(二) 代号的前段	160
(三) 代号的后段	160
三、滚动轴承的选择计算	160
(一) 滚动轴承的寿命计算	160
1. 向心球轴承	160

2. 向心滚子轴承	161
3. 向心推力轴承	161
4. 推力轴承	163
5. 变负荷、变转速工作情况	
时轴承负荷的计算	163
(二) 滚动轴承静负荷计算	164
四、滚动轴承的极限转速	166
五、推力轴承和推力向心轴承的	
最小轴向负荷	166
六、滚动轴承性能表	167
单列向心球轴承 (GB276—64)	167
外圈有止动槽的单列向心球轴承	
(GB277—64、GB274—64)	171
双列向心球面球轴承	
(GB281—64)	173
单列向心短圆柱滚子轴承	
(GB283—64)	177
单列向心短圆柱滚子轴承	
(GB284—64)	182
双列向心短圆柱滚子轴承	
(GB285—64)	183
双列向心球面滚子轴承	
(GB286—64)	184
单列无保持架滚针轴承	
(GB289—64)	186
螺旋滚子轴承 (GB291—64)	187
单列向心推力球轴承	
(GB292—64)	188
单列向心推力球轴承	
(GB292—64)	190
单列圆锥滚子轴承	
(GB297—64 GB298—64)	192
双列圆锥滚子轴承	
(GB299—64)	197
四列圆锥滚子轴承	
(GB273—64、GB300—64)	201
单、双向推力球轴承	
(GB301—64、GB302—64)	203
推力向心球面滚子轴承	207
钢球 (GB308—77)	208
圆头滚针 (Y) (GB309—77)	208
短圆柱滚子 (JB2566—79)	209
紧定衬套 (GB306—64)	210

七、滚动轴承的配合	211
套圈的负荷性质	211
推力轴承与轴的配合	211
向心轴承和向心推力轴承	
与轴的配合	212
向心轴承和向心推力轴承	
与外壳的配合	213
推力轴承与外壳的配合	213
轴和外壳与轴承配合的表面	
光洁度	214
轴和外壳与轴承配合的表面的几何	
形状公差	214
八、滚动轴承的轴向紧固	215
内圈的紧固	215
外圈的紧固	215
九、滚动轴承的润滑与	
密封装置	216
(一) 润滑油	216
(二) 润滑脂	216
(三) 密封装置的类型	216
(四) 密封件	218
皮封油圈 (ZB70—62)、	
纸封油圈 (ZB71—62)	218
矩形橡胶垫圈 (HG4—330—66)	218
毡封油圈及槽 (Q/ZB68—77)	218
迷宫式密封槽 (Q/ZB136—73)	219
迷宫密封	219
J形无骨架橡胶油封 (HG4—338—66)、	
U形无骨架橡胶油封	
(HG4—339—66)	220
骨架式橡胶油封 (HG4—692—67)	221
十、滚动轴承组合的典型结构	223
十一、滚动轴承座 (JB2558—79、	
JB2559—79)	226
(一) 适用范围	226
(二) 结构型式与型号表示法	226
(三) 型式尺寸	226
1. 二螺栓滚动轴承座型式与尺寸	
(JB2558—79)	227
2. 四螺栓滚动轴承座型式与尺寸	
(JB2559—79)	232

第二十一章 滑动轴承

4 目 录

一、概述	234
二、非液体摩擦轴承	235
(一) 径向滑动轴承的选用	235
(二) 径向滑动轴承座	237
(三) 平面推力轴承	241
1. 平面推力轴承的常用型式和结构	241
2. 推力轴承的计算	242
3. 推力轴承材料和许用值	242
三、液体动压轴承	242
(一) 径向轴承	242
1. 性能计算	242
2. 参数选择	246
(二) 推力轴承	250
1. 固定瓦推力轴承	250
2. 摆动瓦推力轴承	253
四、液体静压轴承	255
(一) 概述	255
(二) 静压轴承的结构设计	257
1. 径向静压轴承	257
2. 推力静压轴承	257
3. 静压轴承材料	260
4. 节流器的结构设计	260
(三) 单腔平面油垫计算	262
1. 单腔平面油垫的流量和液阻	263
2. 各种节流器的流量和液阻计算	265
3. 单腔平面油垫承载能力	265
4. 单腔平面油垫刚度 (以毛细管节流为例)	266
(四) 对向油垫计算	267
1. 毛细管节流静压轴承计算	267
2. 小孔节流静压轴承计算	269
3. 双面薄膜反馈静压轴承计算	272
4. 滑阀反馈静压轴承计算	275
(五) 功耗及温升	278
1. 功耗	278

2. 影响功率消耗的因素	278
3. 油进出口间的最高温升	278
(六) 供油系统设计特点	278

第二十二章 联轴器

一、各种联轴器性能、使用条件及优缺点	280
二、联轴器的选择	282
刚性凸缘联轴器(Q/ZB121—73)	283
柱销联轴器(Q/ZB123—73)	284
带制动轮柱销联轴器(Q/ZB124—73)	287
棒销联轴器(Q/ZB231—74)	289
弹性圈柱销联轴器(JB108—60)	292
ZT型带制动轮弹性柱销联轴器(ZB109—62)	293
轮胎联轴器	294
胶板弹性联轴器(Q/ZB122—73)	295
NZ挠性爪型联轴器(Q/ZB110—73)	296
双排链条联轴器	297
单排链条联轴器	298
齿轮联轴器	299
CL型齿轮联轴器(Q/ZB104—73)	299
CLZ型齿轮联轴器(Q/ZB105—73)	299
十字滑块联轴器	301
三、牙嵌式离合器	302
牙嵌式离合器齿形的种类和特点	302
正三角牙牙形尺寸	303
$\alpha = 30^\circ, 45^\circ$ 三角牙牙嵌离合器尺寸	304
梯形牙和矩形牙尺寸及参数	305
梯形牙、矩形牙牙嵌离合器尺寸	306
四、多片摩擦离合器	307
径向杠杆湿式多片离合器	307

第五篇 其 他

第二十三章 弹簧	308
一、圆柱螺旋弹簧	308
(一) 普通圆柱螺旋弹簧的型式	

代号及尺寸参数系列	308
(二) 弹簧材料及许用应力	310
(三) 压缩、拉伸弹簧的设计与计算	310

1. 负荷—变形图	310	(二) 定滑轮组	365
2. 设计计算	314	七、车轮组	367
3. 几何尺寸计算	317	(一) 车轮的种类及应用	367
4. 验算	318	(二) 车轮组	368
(四) 组合弹簧设计特点	319	八、棘轮停止器	374
(五) 扭转弹簧的设计	320	(一) 棘轮齿的强度计算	374
(六) 普通圆柱螺旋弹簧技术要求		(二) 棘爪的强度计算	374
(按GB1239—76)	321	(三) 棘爪轴的强度计算	374
(七) 设计计算举例	323	(四) 棘轮齿形与棘爪端的外形尺寸及	
二、碟形弹簧	326	画法	375
(一) 分类	326	九、制动器	376
(二) 碟形弹簧的组合型式及负荷、		(一) 带式制动器	376
变形量的计算	326	(二) 瓦块式制动器	378
(三) 碟形弹簧的设计	328	第二十五章 润滑	391
1. 单片碟簧的计算	328	一、润滑剂	391
2. 载荷的分类、材料及许用应力	330	(一) 润滑油的选择	391
3. 碟形弹簧的系列参数	334	1. 载荷和速度	391
(四) 碟形弹簧的技术要求		2. 工作温度及环境温度	391
(GB1972—80)	334	3. 工作情况	391
(五) 设计计算举例	335	4. 工作环境	391
第二十四章 起重零件	337	5. 摩擦面的配合性质和表面光洁度	391
一、起重机械的工作类型	337	(二) 润滑脂的选择	391
二、钢丝绳	339	(三) 固体润滑剂	396
(一) 分类、特点与用途	339	1. 二硫化钼	396
1. 按钢丝绳绕制次数分	339	2. 石墨	396
2. 按钢丝绳绕制方向分	339	二、润滑方式	398
3. 按股的形状分	339	(一) 手工加油(脂)润滑	398
4. 按钢丝绳中丝与丝的接触状态分	339	(二) 滴油润滑	398
5. 按钢丝绳的绳芯分	339	(三) 油环或油链润滑	398
6. 按钢丝绳机械性能分	339	(四) 飞溅(油池)润滑	399
(二) 钢丝绳标记方法	339	(五) 压力循环润滑	399
(三) 起重机钢丝绳的选择	339	(六) 集中润滑	399
三、绳具	347	(七) 油雾润滑	400
(一) 钢丝绳夹	347	1. 工作原理	400
(二) 索具套环	348	2. 油雾润滑系统的计算	400
(三) 楔套与楔	349	3. 凝缩嘴	402
四、滑轮和卷筒	349	三、润滑装置	403
(一) 滑轮	349	直通式压注油杯 (GB1152—79)	403
(二) 卷筒	352	接头式压注油杯 (GB1153—79)	404
五、起重焊接链	357	旋盖式油杯 (GB1154—79)	404
六、吊钩组与滑轮组	359	压配式压注油杯 (GB1155—79)	405
(一) 吊钩组	360	旋套式注油油杯 (GB1156—79)	405

6 目 录

弹簧盖油杯 (GB1157—79)	405	技术数据	425
针阀式注油油杯 (GB1158—79)	406	三、起重及冶金用三相异步电动机 ...	432
压杆式油枪 (GB1164—79)	407	(一) JZR2、JZRH2、JZRGH2、JZ2、	
柱塞式油泵	408	JZH2型起重及冶金用三相	
齿轮油泵装置 (Q/ZB 357—77)	409	异步电动机	432
安全阀 (摘自Q/ZB360—77)	409	(二) JG2系列辊道用三相异步	
单向阀 (Q/ZB361—77)	410	电动机 (JB2227—77)	435
油流指示器 (根据JB2303—78)	410	四、变速三相异步电动机	437
给油指示器 (根据Q/ZB362—77)	411	(一) JD2、JDO2系列小型鼠笼型	
圆形油标 (GB1160—79)	412	多速异步电动机	437
长形油标 (GB1161—79)	412	(二) JZS2系列三相异步整流子	
管状油标 (GB1162—79)	412	变速电动机	439
稀油站 (根据Q/ZB355—77)	413	五、防爆异步电动机	441
手动干油站 (根据Q/ZB367—77)	414	(一) BJO2系列隔爆三相异步电动机 ...	441
电动干油站 (根据JB2304—78)	415	(二) JBI2、JIO2装岩机用隔爆	
单线干油泵 (根据JB2306—78)	416	三相异步电动机	445
双线给油器 (根据JB2307—78)	416	六、泵用异步电动机	446
片式给油器 (根据JB2308—78)	418	七、微型异步电动机	447
干油过滤器 (根据Q/ZB372—77)	419	(一) A1系列三相微型异步电动机	447
油雾润滑装置	420	八、直流电机	449
第二十六章 电动机	421	(一) Z3系列小型直流电机	449
一、各类电动机特性比较和选用	421	(二) ZZY系列冶金及起重用	
二、一般交流异步电动机	425	直流电动机	458
J2、JO2系列三相异步电动机		九、滑轨	462
附录 国际单位制简介	463		
参考文献	470		

第三篇 机械传动 (续)

第十六章 行星传动

一、概 述

行星传动与普通齿轮传动比较具有重量轻、体积小、传动比大及效率高(型式选用的得当)等优点;缺点是:结构复杂、制造比较困难。行星减速器的重量与体积仅为普通减速器的1/2~1/6。由于行星传动具有一些独特优点,应用日益广泛。

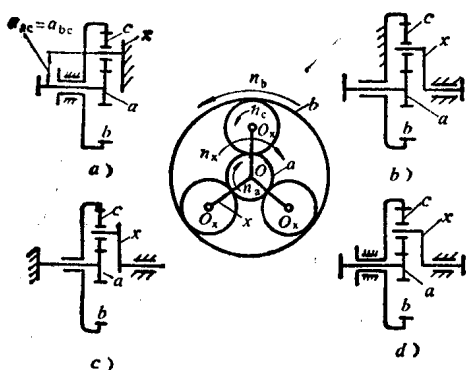


图 16-1 同一传动型式固定不同的构件得到不同的传动方案

- a) 固定行星架; b) 固定内齿轮; c) 固定太阳轮;
d) 构件皆不固定

图16-1所示:如将构件x固定(图16-1a),这是定轴轮系传动。设a轮主动,b轮从动,其传动比为

$$i = \frac{n_a}{n_b} = \frac{-z_b}{z_a} \quad (16-1)$$

如果构件x不固定,而将b轮(或a轮)固定(图16-1b或c),当a轮(或b轮)转动时,c轮除绕O_c轴自转外,还带动构件x绕O_x轴公转,这种轮系称为行星轮系。a——太阳轮,b——内齿轮,c——行星轮,x——行星架(转臂,系杆)。

若a,b轮及行星架皆不固定(可以旋转),这就是差动轮系(图16-1d)。差动轮系用于速度的合成(如滚齿机的差速机构)或速度的分解(如汽车的差动机构)。

行星轮系与差动轮系统称为行星传动(或动轴轮系),其传动比求法如下:

设 n_a, n_b, n_c 及 n_x 分别代表a,b,c轮及行星架x的转速。设想给整个传动以 $-n_x$ 的转速,于是得到行星架固定(相当于定轴轮系)的“转化机构”,转化机构的传动比为

$$i_{ab}^x = \frac{n_a - n_x}{n_b - n_x} = \frac{-z_b}{z_a} \quad (16-2)$$

i^x 代表转化机构的传动比,当主动件与从动件转向相同为正值,转向相反为负值。

根据给定的条件,通过式16-2可求出动轴轮系的传动比。例如,b轮固定,即 $n_b = 0$ (若b轮不固定时将 n_b 代入给定的值)代入式16-2,得

$$i_{ax}^b = 1 - i_{ab}^x = 1 + \frac{z_b}{z_a} \quad (16-3)$$

通过转化机构亦可求 i_{ac}^x

$$i_{ac}^x = \frac{n_a - n_x}{n_c - n_x} = -\frac{z_c}{z_a} \quad (16-4)$$

当 n_a, n_x 已知后,用式16-4也可求 n_c 或 $n_c - n_x$ 。在计算行星轮轴承的寿命时需按 $n_c - n_x$ 转速进行计算。

常用的行星传动型式,传动比、效率计算公式及其主要特点列于表16-1。

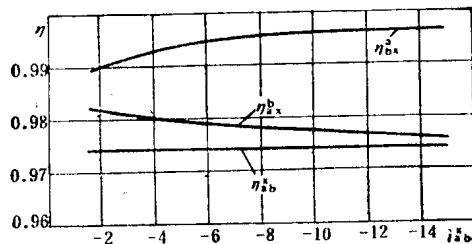


图 16-2 NGW及NW型效率曲线
($\varphi^x = 0.925$ 作出)

① i 的注解: 右上角代表固定件,右下角第一个字母代表主动件,第二个字母代表从动件。

表 16-1 常用的行星传动型式及其主要特点(40)(42)

传动型式代号	简图	传动比的计算、传动比及传递功率合理范围	啮合效率的计算及其概略值	用途及特点
NGW型		$i_{ax}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a}$ $i_{ax}^b = 3 \sim 9$ 功率P不限	$\eta_{ab}^x = \eta_{ba}^x = 1 - \varphi^x$ $\eta_{ax}^b = \eta_{xa}^b = 1 - \frac{\varphi^x}{1 + i_{ba}^x }$	效率高, 体积小, 重量轻, 结构简单, 制造方便, 传递功率范围大, 可用于各种工作条件, 在机械传动中是应用最广的一种行星传动, 但单级传动比较小
NW型		$i_{ax}^b = 1 + \frac{z_b z_c}{z_d z_a}$ $i_{ax}^b = 5 \sim 25$ 功率P不限	$\eta_{bx}^a = \eta_{xb}^a = 1 - \frac{\varphi^x}{1 + i_{ab}^x }$ 可查图16-2 $\eta = 0.97 \sim 0.99$	特点与NGW类同。但外型尺寸较小, 传动比较大, 双联行星齿轮制造工艺性较差, 安装也复杂, 故 $ i_{ax}^b \leq 5 \sim 7$ 不采用
WW型		$i_{xa}^b = \frac{1}{1 - \frac{z_c z_b}{z_a z_d}}$ $i_{xa}^b \text{由} 1.2 \text{到几千, 基本不用于动力传动}$	当 $i_{ab}^x = \frac{z_b z_c}{z_d z_a} > 1$ $\eta_{xa}^b = \frac{1 - \varphi^x}{1 + i_{xa}^b \varphi^x}$ 当 $0 < \frac{z_b z_c}{z_d z_a} < 1$ $\eta_{xa}^b = \frac{1}{1 + i_{xa}^b - 1 \varphi^x}$ 随传动比增大, η_{xa}^b 剧烈地降低, 见图16-3	传动比范围大, 效率低, 制造困难, 一般不用于动力传动, 因其运动精度低, 也不用做分度传动 行星架为从动件时, 当 $ i $ 大于某一值后, 传动将自锁
NN型		$i_{xa}^b = \frac{1}{1 - \frac{z_c z_b}{z_a z_d}}$ $i_{xa}^b = 30 \sim 100$ 传动功率小时可达1700	当 $i_{ab}^x = \frac{z_b z_c}{z_d z_a} > 1$ $\eta_{xa}^b = \frac{1 - \varphi^x}{1 + i_{xa}^b \varphi^x}$ 当 $0 < \frac{z_b z_c}{z_d z_a} < 1$ $\eta_{xa}^b = \frac{1}{1 + i_{xa}^b - 1 \varphi^x}$ 随 $ i $ 增大而降低见图16-4	传动比范围大, 效率虽比WW型高, 但仍然较低, 可用于短期工作 当 n_x 高时, 有较大的噪声
N型		$i_{xf}^b = \frac{z_a}{z_a - z_b}$ $i_{xf}^b = 7 \sim 71$ $P \leq 45 \text{ kW (短时工作)}$	$\eta_{xf}^b = \frac{1 - \varphi^x}{1 + i_{xf}^b \varphi^x}$ $\eta_{xf}^b = 0.8 \sim 0.94$	传动比范围较大, 结构紧凑, 若用渐开线齿形, 加工方便, 行星轮的中心轴承受径向负荷较大, 适用于小功率短期工作; 若用摆线针轮传动适用于 $P \leq 100 \text{ kW}$ 任何工作制度, 且 $\eta_{xf}^b = 0.9 \sim 0.97$ 。目前应用较广泛, 但制造精度要求较高
NGWN型		$i_{ae}^b = \frac{1 + \frac{z_b}{z_a}}{1 - \frac{z_b z_d}{z_c z_e}}$ $i_{ae}^b = 20 \sim 100 \text{ 时, } P \leq 100 \text{ kW; 若传递小功率时 } i_{ae}^b \text{ 可达} 500 \text{ 以上}$	当 $d_b > d_e$ $\eta_{ae}^b = \frac{0.98}{1 + \left(\frac{i_{ae}^b}{1 - i_{ab}^x} - 1\right) \varphi_{el}^x}$ 当 $d_b < d_e$ $\eta_{ae}^b = \frac{0.98}{1 + \left \frac{i_{ae}^b}{1 - i_{ab}^x}\right \varphi_{be}^x}$ 随传动比增大而减小, 见图16-5	结构紧凑, 体积小, 传动比范围大, 但效率低于NGW型, 工艺性差, 适用于小中功率, 短期工作

续表 16-1

传动型式代号	简图	传动比的计算, 传动比及传递功率合理范围	啮合效率的计算及其概略数值	用途及特点
两级NGW型		$i_{ax1}^b = \left(1 + \frac{z_b}{z_a}\right) \times \left(1 + \frac{z_{b1}}{z_{a1}}\right)$ $i_{ax1}^b = 10 \sim 60$ N不限	$\eta = \eta^b \eta^{b1}$ $\eta^b, \eta^{b1} \text{ 按NGW型求之}$ $\eta = 0.94 \sim 0.98$	用于动力传动, 任何工作情况, 但高速级的行星架转速不得很高

注: 1.代号意义: N——内啮合、W——外啮合、G——公用齿轮。

2. φ^x ——转化机构中各对齿轮啮合损失系数的总和, $\varphi^x = \sum \varphi_i$, $\varphi_i = 0.01f\Delta$ 。式中: f ——齿面间滑动摩擦系数, $f = 0.05 \sim 0.1$, 齿面跑合好的传动取小值; Δ ——与啮合参数有关的系数, 对于 $\alpha_0 = 20^\circ$ 不变位和高变位的直齿圆柱齿轮传动, 查图16-6确定, 对于啮合角 $\alpha \neq 20^\circ$ 的角变位传动, 要把由图中查的值再乘以 $\frac{0.643}{\sin 2\alpha}$; 对于内啮合传动要乘以 $\frac{u-1}{u+1}$, u 是计算的一对齿轮的齿数比 $u = \frac{z_2}{z_1}$; 对于斜齿轮传动要乘以 $0.8\cos\beta$; 对于圆锥齿轮传动, 要按当量齿数查图16-6。在NGWN型中的 $\varphi_{be}^x = \varphi_{eb}^x = \varphi_{bc}^x + \varphi_{de}^x$ 。

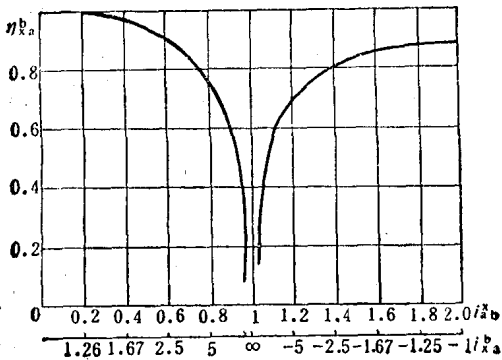


图 16-3 WW型效率曲线
($\varphi^x = 0.06$ 作出)

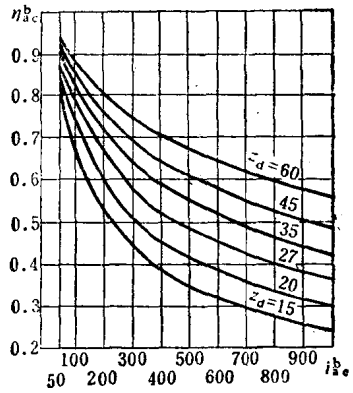


图 16-5 NGWN型效率曲线
($f = 0.12, \mu = 0.006$ 作出)

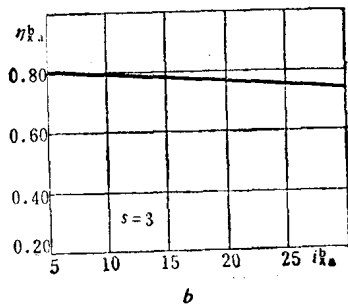
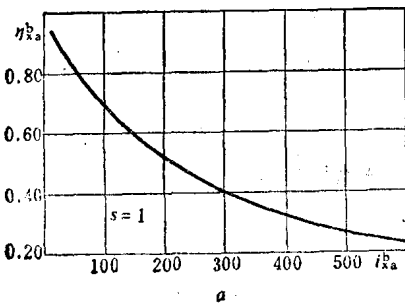


图 16-4 NN型效率曲线
($f = 0.12$ 并考虑行星轮轴承摩擦系数 $\mu = 0.006$ 作出)
a) 行星轮数目 $s = 1$; b) 行星轮数目 $s = 3$

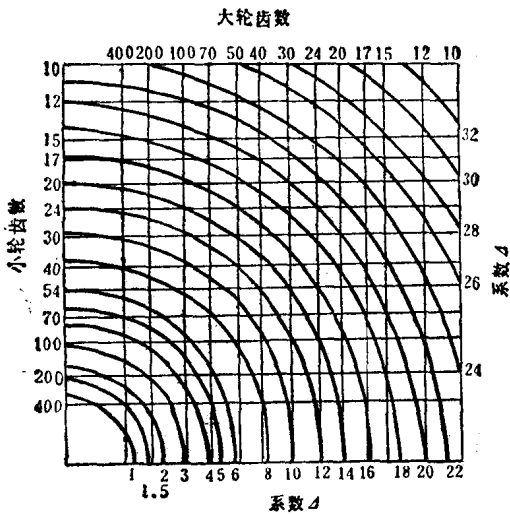


图 16-6 $\alpha=20^\circ$ 直齿圆柱齿轮传动与啮合参数有关的系数 Δ

二、NGW 型行星传动的设计

(一) 齿数的选择

1) 传动比及装配条件。s 个行星轮在太阳轮与内齿轮之间要均匀分布，其条件为

$$\frac{z_a + z_b}{s} = C \quad (16-5)$$

式中 C——整数。

因为 $i_{ax}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a}$ 即 $z_b = (i_{ax}^b - 1)z_a$

代入上式得：

$$\frac{i_{ax}^b z_a}{s} = C \quad (16-6)$$

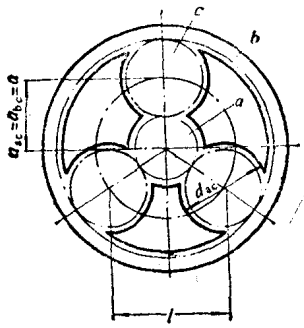


图 16-7 同心及邻界条件

2) 同心条件。太阳轮 a 与行星轮 c 间的中心距 a_{ac} 应等于内齿轮 b 与行星轮 c 间的中心距 a_{bc} ，即 $a_{ac} = a_{bc} = a$ (图16-7)

对于不变位及高变位的啮合齿轮，这条件为

$$z_a + z_c = z_b - z_c \quad \text{或} \quad z_c = \frac{z_b - z_a}{2} \quad (16-7)$$

对角变位啮合齿轮为：

$$\frac{z_a + z_c}{\cos \alpha_{ac}} = \frac{z_b - z_c}{\cos \alpha_{bc}} \quad (16-8)$$

式中 α_{ac} , α_{bc} ——分别为 a-c, b-c 传动的啮合角。

3) 临界条件。行星轮间要有一定的间隙 (大于 0.5mm)，其条件为

$$2a \sin \frac{180^\circ}{s} > d_{ac} \quad (16-9)$$

式中 d_{ac} ——行星轮的齿顶圆直径。

对于不变位的齿轮传动可写为

$$z_b < \frac{z_a \left(1 + \sin \frac{180^\circ}{s} \right) - 4}{1 - \sin \frac{180^\circ}{s}} \quad (16-10)$$

例 16-1 $i_{ax}^b = \frac{51}{11}$ ，试确定 z_a , z_b 及 z_c

解 (1) 确定 z_a 及 z_b

取行星轮数目 $s=3$ ，根据传动比及装配条件，按式 16-6

$$\frac{i_{ax}^b z_a}{s} = \frac{51}{11} \frac{z_a}{3} = C$$

由上式知，若 z_a 取为 11 的倍数，如 11, 22, 33 ..., C 皆为整数，均可。但考虑到 $z_a = 11$ 如不采用变位轮齿将产生根切； $z_a = 33$ 齿数偏多，会削弱轮齿的弯曲强度，或增大传动的外廓尺寸，故取 $z_a = 22$ 为宜。

$$z_b = (i_{ax}^b - 1)z_a = \left(\frac{51}{11} - 1 \right) 22 = 80$$

(2) 确定 z_c

根据同心条件，拟采用不变位的传动，由式 16-7

$$z_c = \frac{z_b - z_a}{2} = \frac{80 - 22}{2} = 29$$

(3) 验算临界条件

按式 16-10

$$\frac{z_a \left(1 + \sin \frac{180^\circ}{s} \right) - 4}{1 - \sin \frac{180^\circ}{s}} =$$

$$= \frac{22 \left(1 + \sin \frac{180^\circ}{3} \right) - 4}{1 - \sin \frac{180^\circ}{3}} = 277 > 80 \text{ 可以}$$

(二) 行星传动中各构件作用的力及转矩

为进行齿轮、轴及轴承的强度计算，需要分析行星传动中各构件的负荷情况。在分析中假定各行星轮负荷均匀，这样仅分析一套行星轮即可，其他类同（略去摩擦力）。

行星传动在转矩作用下各构件都处于平衡状

态，构件间作用力等于反作用力，于是可绘出各构件的负荷图（见图16-8），表16-2中列出各构件负荷的计算公式。

从表的最后一项可看出， $s \geq 2$ 的行星传动的三个基本构件——太阳轮 a 、行星架 x 及内齿轮 b 对轴承作用的总的径向力 ΣF_{rx} 及 ΣF_{ry} 皆为零。其实际意义是在理论上这三个基本构件径向不加约束（支承）完全可以。实际中利用这一特性在传动中将三个基本构件之一、二或全部径向“浮动”，在工作中各构件可自动调整，以达到各行星轮负荷均匀。采用“浮动”机构后，一般齿轮精度可降低到8-7-7级。

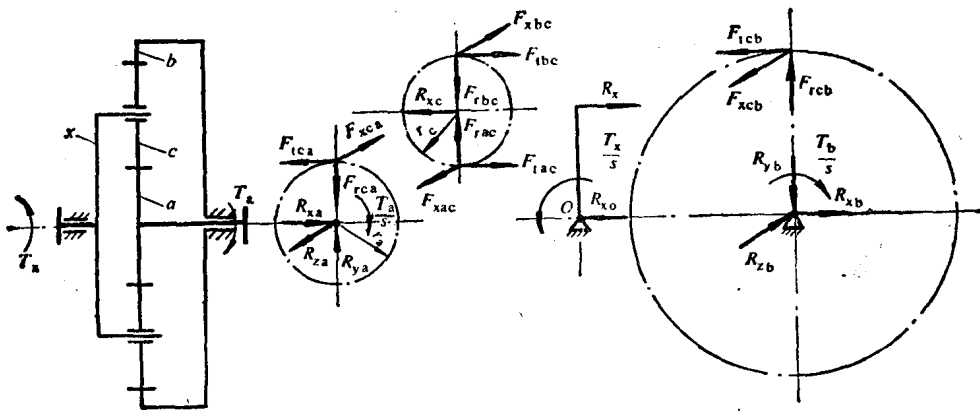


图 16-8 齿轮行星传动受力分析

表 16-2 $s \geq 2$ 的行星传动各构件的受力分析（参看图16-8）

名称	中心轮 a	行星轮 c	行星架 x	内齿轮 b
圆周力 F_t, N	$F_{tca} = \frac{T_a}{sr_a}$	$F_{tac} = -F_{tca} \approx F_{tbc}$	$R_x = -R_{xc} \approx 2F_{tac}$	$F_{tcb} = -F_{tbc} \approx F_{tca}$
径向力 F_r, N	$F_{rca} = F_{tca} \frac{tg\alpha_{nac}}{\cos\beta_a}$	$F_{rac} = F_{tac} \frac{tg\alpha_{nac}}{\cos\beta_a}$	$R_{yx} \approx 0$	$F_{rcb} = -F_{rbc}$
轴向力 F_x	$F_{xca} = F_{tca} tg\beta_a$	$F_{xac} = -F_{xca} \approx F_{xbc}$	$R_{zx} \approx 0$	$F_{xcb} = -F_{xbc}$
每套行星轮作用于轴或轴承上沿 x, y 及 z 方向的反力, N	$R_{xa} = -F_{tca}$ $R_{ya} = -F_{rca}$ $R_{za} = -F_{xca}$	$R_{xc} \approx -2F_{tac}$ $R_{yc} = 0$ $R_{zc} = 0$	$R_{xo} = -R_x$ $R_{yo} \approx 0$ $R_{zo} \approx 0$	$R_{xb} = -F_{tcb}$ $R_{yb} = -F_{rcb}$ $R_{zb} = -F_{xcb}$
各套行星轮作用于轴或轴承上沿 x, y, z 方向的总反力及转矩, Nm	$\Sigma R_{xa} = 0$ $\Sigma R_{ya} = 0$ $\Sigma R_{za} = sR_{za}$ T_a		$\Sigma R_{xo} = 0$ $\Sigma R_{yo} = 0$ $\Sigma R_{zo} \approx 0$ $T_x = -T_a i_{ax}^b$	$\Sigma R_{xb} = 0$ $\Sigma R_{yb} = 0$ $\Sigma R_{zb} = sR_{zb}$ $T_b = T_a \frac{z_b}{z_a}$

注：1. α_{nac} 、 β_a 为 a - c 齿轮传动法向的啮合角及螺旋角。
2. 若采用直齿或人字齿，表中的轴向力 F_x 皆为零。

(三) 行星传动齿轮的计算要点

图16-9a所示的行星传动,可分解为a-c外啮合齿轮传动(图16-9b)和b-c内啮合齿轮传动(图16-9c)。分解后就可按表12-18及表12-19所列齿轮传动的计算公式进行计算。但在计算中下列要点值得注意:

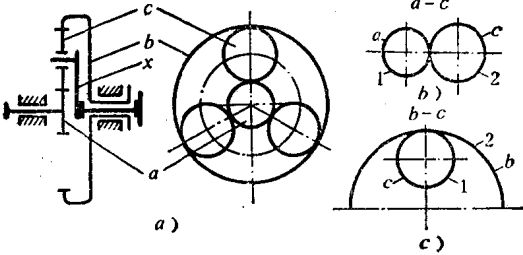


图 16-9 强度计算中将行星传动分解为普通齿轮传动

1) 转矩。表12-18中 T_1 系指一对齿轮传动小齿轮传递的转矩。对 a-c 齿轮传动, 当 $z_a \leq z_c$ 时

$$T_1 = \frac{T_a}{s} K_c \quad (16-11)$$

当 $z_a > z_c$ 时

$$T_1 = \frac{T_a}{s} K_c \frac{z_c}{z_a} \quad (16-12)$$

式中 K_c ——载荷不均匀系数, 一般 $K_c = 1.05 \sim 1.3$, 大小与载荷均衡机构种类有关(见(四))。如没有载荷均衡机构 $K_c = 1.4 \sim 1.8$, 制造精度高时取低值;

2) 齿宽系数 ϕ_d 。影响齿宽系数的因素很多, 难以做出硬性的规定, 一般情况可取 $\phi_{da} \leq 0.7$ (如果 a 轮小于 c 轮) 或 $\phi_{dc} \leq 0.6$ (c 轮小于 a 轮)。人字齿轮 ϕ_d 可大于 0.7。硬齿面的直齿轮 $\phi_d \leq 0.5$ 。对 NGWN 型传动, 一般 $\phi_d \leq 0.35 \sim 0.4$;

3) 应力循环次数 N 。对太阳轮 a $N_a = 60(n_a - n_x)sT$; 对内齿轮 b $N_b = 60(n_b - n_x)sT$; 对行星轮 c, $N_c = 60(n_c - n_x)T$ 。式中 T 为齿轮工作寿命 h ;

4) 行星轮轮齿的弯曲应力。在无反向工作的情况下, 也应按对称循环变应力考虑;

5) 动载荷系数 K_v 。按齿轮相对于行星架的圆周速度 $v^x = \frac{\pi d_a (n_a - n_x)}{60}$ m/s 查图 12-15 确定之;

6) 因为 a-c 齿轮为外啮合传动, 其承载能力远低于 b-c 内啮合齿轮传动的几倍, 所以内齿圈可采用机械性能较差的材质; 或采用角变位的齿轮传

动, 这样可减小传动的尺寸及重量。一般可取用 $\alpha_{ac} = 24^\circ \sim 26^\circ 30'$ 而 α_{bc} 为 20° 左右。确定 a-c 齿轮传动的变位系数的方法如下:

根据同心条件, 按式 16-7 可求得行星轮的预选齿数 z_c' 为

$$z_c' = \frac{z_b - z_a}{2} \quad (16-13)$$

行星轮的实际齿数 z_c 要比 z_c' 少一个 Δ 值, 即

$$z_c = z_c' - \Delta \quad (16-14)$$

Δ 值推荐用下式求之。

$$\Delta = x_x + 0.2 = 0.5 \sim 2.5 \quad (16-15)$$

式中 x_x 可根据 $z_x' = z_a + z_c'$ 查图 12-6, 在其承载能力较高区或特殊应用区中选取 x_x 值, 按式 16-15 及式 16-14 确定 Δ 及 z_c , 然后再根据图 12-7 分配 x_1 及 x_2 。具体进行步骤见例 16-2。

表 16-3 为 NGW 型行星齿轮减速器标准 (JB 1799-76) 的主要参数。表 16-4 为 NGWN 型行星传动齿轮的齿数, 供设计时参考。

(四) 载荷均衡机构(1)

行星传动是通过几个行星轮传递动力的。为了补偿制造及装配误差的影响, 使各行星轮均匀地分担载荷, 在传动中采用载荷均衡机构(均载机构)。常用均载机构如下:

1. 基本构件“浮动”的均载机构

如(二)所述, 将三个基本构件之一(或二个以及全部)径向“浮动”, 以达到自动调整使之均载的目的。各种“浮动”方案及特点如下:

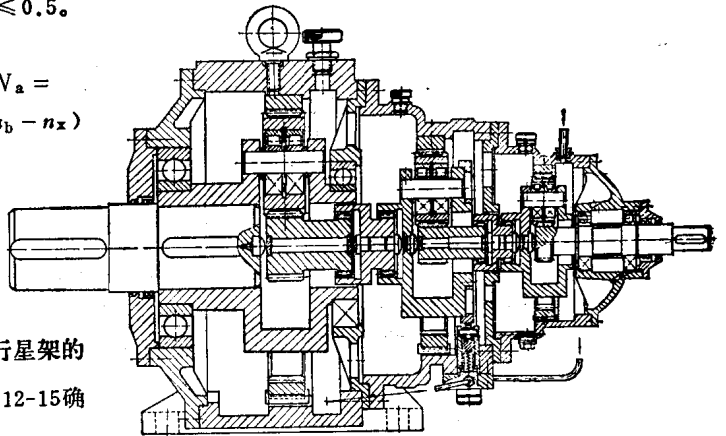


图 16-10 NGW 型三级行星传动

1) 太阳轮“浮动”的均载机构。图 16-10 所

表 16-3 NGW型行星齿轮减速器标准(JB1799—76)的主要参数

$a_0(a)$	56(56.5)						112(113)			224(226)			58(53.5)			106(107)		212(214)		50(50.5)		100(101)		200(202)				
m	2.25						4.5			9			2		4		8		1.25		2.5		5					
mm																												
i_0	2.8	3.15	3.55	4	4.5	5	5.6	6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	2.83	3.19	3.54	3.96	4.5	4.95	5.53	6.18	7	8.08	8.83	9.94	11.36	12.23
i																												
z_a	35	31	28	25	22	20	19	17	15	13	18	16	14	13	0.916	0.824	0.754	0.685	0.695	0.649	0.67	0.617	0.568	0.519	0.7	0.65	0.6	0.576
x_a																												
z_c	13	17	20	23	26	28	32	34	36	38	59	61	63	64	0.367	0.459	0.529	0.598	0.588	0.634	0.78	0.833	0.882	0.931	1.51	1.56	1.61	1.634
x_c																												
z_b	64	68	71	74	77	79	86	88	90	92	141	143	145	146	0	0.092	0.162	0.231	0.221	0.267	0.538	0.591	0.64	0.689	0.943	0.993	1.043	1.067
x_b																												
$a_0(a)$	63(63)						125(126)			250(252)			60(60)			118(120)		236(240)		63(63)		125(126)		250(252)				
m	2.5						5			10			2.25		4.5		9		1.5		3		6					
mm																												
i_0	2.8	3.15	3.55	4	4.5	5	5.6	6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	2.83	3.19	3.54	3.96	4.5	4.95	5.53	6.17	7	8.08	9.16	9.71	11	12.69
i																												
z_a	35	31	28	25	22	20	19	17	15	13	18	17	15	13	0.995	0.9	0.82	0.745	0.75	0.7	0.625	0.579	0.533	0.488	0.718	0.693	0.643	0.593
x_a																												
z_c	13	17	20	23	26	28	32	34	36	38	62	63	65	67	0.405	0.5	0.58	0.655	0.65	0.7	0.722	0.768	0.814	0.859	1.617	1.642	1.692	1.742
x_c																												
z_b	64	68	71	74	77	79	86	88	90	92	147	148	150	152	0.118	0.213	0.293	0.368	0.363	0.413	0.404	0.45	0.0496	0.541	1.14	1.165	1.215	1.265
x_b																												
$a_0(a)$	90(91)						180(182)			355(364)			85(85)			170(170)		335(340)		90(91)		180(182)		355(364)				
m	3.5						7			14			3		6		12		2.5		5		10					
mm																												
i_0	2.8	3.15	3.55	4	4.5	5	5.6	6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	2.83	3.19	3.52	3.92	4.43	5.1	5.55	6.17	6.94	7.93	9	10.29	11.08	12
i																												
z_a	36	32	29	26	23	20	20	18	16	14	16	14	13	12	0.81	0.73	0.67	0.61	0.63	0.57	0.704	0.655	0.605	0.556	0.515	0.475	0.455	0.435
x_a																												
z_c	14	18	21	24	27	30	34	36	38	40	54	56	57	58	0.33	0.41	0.47	0.53	0.51	0.57	0.849	0.898	0.948	0.997	1.075	1.115	1.135	1.155
x_c																												
z_b	66	70	73	76	79	82	91	93	95	97	128	130	131	132	0.33	0.41	0.47	0.53	0.51	0.57	0.686	0.735	0.785	0.834	0.512	0.552	0.572	0.592
x_b																												

注： a_0 ——公称中心距； a ——实际中心距； i_0 ——公称传动比； i ——实际传动比。