

第2版

上册

齿轮手册

齿轮手册编委会 编

第 7 篇 渐开线行星齿轮传动

主 编 徐为民(中信重型机械公司)
陈自修(西安重型机械研究所)
瞿 铁(中信重型机械公司)

编写人

审稿人

第 1 章 徐为民

陈自修

第 2 章 徐为民 李钊刚(南京高速齿轮箱厂)

陈自修

第 3 章 徐为民 张 涛(中信重型机械公司)

陈自修

第 4 章 陈自修

徐为民

第 5 章 宋保和 瞿 铁

徐为民

李钊刚

第 6 章 陈自修

徐为民

第 7 章 张 展(上海水工机械厂)

徐为民

陈宗源(重庆钢铁设计研究院)

杨撵上(重庆钢铁设计研究院)

第 8 章 陶定新(中信重型机械公司)

徐为民

李钊刚 张 展



第 1 章 概 述

为了节省能源和材料,对齿轮传动装置提出了高效率 and 小型化的要求。由于行星齿轮传动装置采用数个行星齿轮同时传递载荷,使功率分流并合理地使用了内啮合,因此具有一系列的特点,如结构紧凑、体积小、重量轻、传动比范围大、传动效率高、输入输出轴同心、可以实现动力的分流和变速等,因而满足了上述要求,在冶金、矿山、起重运输、轻化、航空、船舶、动力等设备上作为减速、增速和变速传动获得广泛的应用。由于行星齿轮传动结构复杂,对设计、制造和使用维修要求高。特别是高速行星齿轮传动,在均载机构的动态特性、系统的振动特性、零件的结构和制造精度等方面要求更高。同时,还应考虑离心力对轴承寿命的影响和可靠的润滑冷却系统。只有掌握了上述的这些特点精心地设计、制造及合理地使用维修,才能充分发挥行星齿轮传动的效用。

1 定义

图 7.1-1 为行星齿轮传动机构简图,装在动轴线 O_c 上的齿轮 c 。既自转又绕固定几何轴线 $O-O$ 公转,如同行星一样运动,故称之为行星轮。装有行星轮并绕固定轴线 $O-O$ 转动的构件 X 称为转臂(转架、行星架),与行星轮啮合且几何轴线固定的齿轮 a 和 b 称为中心轮(太阳轮和内齿轮)。中心轮轴线和转臂 X 的轴线共同重合于机壳上的一条几何轴线,称该轴线为主轴线。

在行星传动中,凡轴线与主轴线重合且直接承受

外力矩的构件,称为基本构件。如图 7.1-1 所示的中心轮 a 、 b 和转臂 X ,即三基本构件。

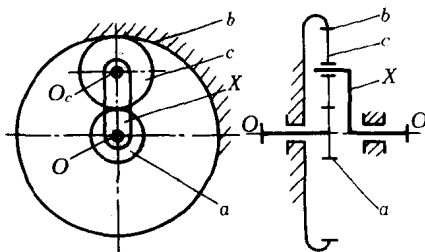


图 7.1-1 行星齿轮传动(NGW 型)简图

2 分类和性能

行星齿轮传动的分类,根据基本构件不同的组合划分为:2Z-X、3Z、Z-X-F、2Z-F 和 Z-X 等类。基本构件代号的含义:Z——中心轮,X——转臂,F——输出机构。

行星齿轮传动还可按啮合方式的不同划分为:NGW 型、NW 型、ZUWGW 型、WW 型、N 型、NN 型、NGWN 型等。代号的含义:N——内啮合齿轮;W——外啮合齿轮;G——两个齿轮啮合副中间的公用齿轮;ZU——锥齿轮。

行星齿轮传动的类型和特点详见表 7.1-1 和表 7.1-2。

表 7.1-1 行星齿轮传动类型和特点

传动类型			机构简图	传动特性				应用特点
类	组	型		传动比范围	传动比推荐值	传动效率	传递功率/kW	
2Z-X	负号机构	NGW		1.13 ~ 13.7	$i_{ax}^b = 2.7 \sim 9$	$\eta_{ax}^b = 0.97 \sim 0.99$	不限	广泛地用于动力及辅助传动中,工作制度不限,可作为减速,增速和差速装置 轴向尺寸小,便于串联成多级传动,工艺性好
		NW		1 ~ 50	$i_{ax}^b = 5 \sim 25$	$\eta_{ax}^b = 0.97 \sim 0.99$	不限	当 $ i_{ax}^b > 7$ 时,径向尺寸比 NGW 型小,可推荐采用 工作制度不限 制造、装配较 NGW 型复杂

(续)

传动类型			机构简图	传动特性				应用特点
类	组	型		传动比范围	传动比推荐值	传动效率	传递功率/kW	
2Z-X	负号机构	ZUWGW		1~2	1	当 $n_a=0$ 或 $n_b=0$, 并用滚动轴承时 $\eta=0.98$	≤ 60	主要用于差动装置
	正号机构	WW		从 1.2 到 数千		η_{za}^b 很低, 且随传动比 i_{za}^b 增加而急剧下降	很少用于动力传动, 短时工作制 ≤ 20	当传动比要求大而效率要求不高时采用, 较小传动比可用作差速传动, 装配不便, 运动精度低, 当转臂 X 从动时, $ i $ 大于某值后, 机构自锁
	正号机构	NN		≤ 1700	一个星轮时 $i_{za}^b = 30 \sim 100$, 三个星轮时 $i_{za}^b < 30$	效率较低, 且随传动比 $ i $ 增加而降低, $i < 50$ 时, $\eta_{za}^b \geq 0.8$	≤ 40	可用于短时, 间断性工作制动力传动, 转臂 X 为从动件时, 当 $ i $ 达某值后, 机构自锁
Z-X-F	正号机构	N			10~100	渐开线齿形 $\eta_{XF} = 0.80 \sim 0.94$	≤ 75	结构紧凑, 齿形易加工, 但行星轮轴承的径向力大, 渐开线少齿差传动推荐用于短时工作制; 摆线针轮少齿差传动可用于任意工作制, 但高速轴转速 $n_x \leq 1500 \text{r/min}$
3Z	正、负号机构	NGWN		≤ 500	$i_{ae}^b = 20 \sim 100$	η_{ae}^b 随传动比 $ i $ 增大而下降, 当 $i_{ae}^b \leq 50$ 时 $\eta_{ae}^b \approx 0.8$	≤ 100	结构很紧凑, 适用于中、小功率的短时工作制, 工艺性较差, 当 a 轮从动时, $ i $ 达到某值后, 机构会自锁, 即 $\eta_{ae}^b \leq 0$
2Z-F	负号机构	NW		50~300		0.75~0.92	≤ 45	一般传动比较 N 型更大
Z-X	正号机构	N		10~100		0.92~0.96	0.09~1509	效率与传递功率较一般少齿差传动高

表 7.1-2 常见行星传动联合或派生机构简图

序号	机构简图	传动比范围	传动效率	使用特性
1		10~60	0.94~0.97	传动比较大,基本特性和 NGW 型相同
2		10~60	0.94~0.97	第一级行星架固定,多用于高速传动
3		10~30	0.94~0.97	封闭式行星传动
4				C-1 封闭式行星传动,输入力流分两路输出,可使机构尺寸进一步减小
5				差动行星传动,可作为变速器,调速器,且范围较广
6		12.5~80	0.94~0.97	系 NGW 型的派生机构基本性能和 NGW 型相同,扩大了使用范围

(续)

序号	机构简图	传动比范围	传动效率	使用特性
7		12.5~80	0.94~0.96	系 NGW 型的派生机构, 入轴垂直, 扩大了 NGW 型的使用范围
8		4~8	0.96~0.98	主要适用于大功率高速传动, 多采用人字齿
9		4~8	0.96~0.98	双排 NGW 型主要适用于低速大扭矩内齿轮直径加工受到限制的情况

3 行星机构传动比计算

$$i_{aX}^b = \frac{n_a}{n_X^b} \quad (7.1-1)$$

式中 i_{aX}^b ——表示构件 b 固定时, 构件 a 主动、构件 X 从动的传动比;

n_a ——表示主动构件 a 的转速;

n_X^b ——表示构件 b 固定时, 从动件 X 的转速。

行星齿轮传动的传动比计算多采用转化机构法。

所谓转化机构, 就是给整个行星齿轮传动机构加上一个 $-n_X$ 转速, 使整个机构相当于行星架不动的定轴线齿轮传动机构。这样, 就可以用计算定轴轮系的传动比公式计算转化机构的传动比, 进而计算行星齿轮传动的传动比。

常用行星机构传动比计算公式见表 7.1-3, C-1 封闭行星机构传动比计算公式见表 7.1-4, 差动行星传动转速计算公式见表 7.1-5。

表 7.1-3 常用行星机构传动比计算公式

行星齿轮传动			简图	固定件	主动件	转化机构传动比	行星机构传动比
类	组	型					
2Z-X	负号机构	NGW		b	a, X	$i_{ab}^X = -\frac{z_b}{z_a}$	$i_{aX}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a}, i_{Xa}^b = \frac{1}{1 + \frac{z_b}{z_a}}$
				a	b, X	$i_{ba}^X = -\frac{z_a}{z_b}$	$i_{bX}^a = 1 + \frac{z_a}{z_b}, i_{Xb}^a = \frac{1}{1 + \frac{z_a}{z_b}}$

(续)

行星齿轮传动			简 图	固定件	主动件	转化机构传动比	行星机构传动比
类	组	型					
2Z-X	负号机构	NW		b	a, X	$i_{ab}^X = -\frac{z_c z_b}{z_a z_d}$	$i_{aX}^b = 1 + \frac{z_c z_b}{z_a z_d}, i_{Xa}^b = -\frac{1}{1 + \frac{z_c z_b}{z_a z_d}}$
				a	b, X	$i_{ba}^X = -\frac{z_a z_d}{z_c z_b}$	$i_{bX}^a = 1 + \frac{z_a z_d}{z_c z_b}, i_{Xb}^a = -\frac{1}{1 + \frac{z_a z_d}{z_c z_b}}$
2Z-X	正号机构	WW		b	a, X	$i_{ab}^X = \frac{z_c z_b}{z_a z_d}$	$i_{aX}^b = 1 - \frac{z_c z_b}{z_a z_d}, i_{Xa}^b = \frac{1}{1 - \frac{z_c z_b}{z_a z_d}}$
				b	a, X	$i_{ab}^X = \frac{z_c z_b}{z_a z_d}$	$i_{aX}^b = 1 - \frac{z_c z_b}{z_a z_d}, i_{Xa}^b = \frac{1}{1 - \frac{z_c z_b}{z_a z_d}}$
Z-X-F	正号机构	N		b	X	$i_{fb}^X = i_{cb}^X = \frac{z_b}{z_c}$	$i_{Xf}^b = -\frac{z_c}{z_b - z_c}$
				F	X	$i_{bf}^X = i_{bc}^X = \frac{z_c}{z_b}$	$i_{Xf}^b = \frac{z_b}{z_b - z_c}$
3Z	正负号机构	NGWN		b	a	$i_{ab}^X = -\frac{z_b}{z_a},$ $i_{eb}^X = \frac{z_d z_b}{z_a z_c}$	$i_{ac}^b = \left(1 + \frac{z_b}{z_a}\right) / \left(1 - \frac{z_d z_b}{z_a z_c}\right)$
				e	a	$i_{ae}^X = -\frac{z_c z_e}{z_a z_d},$ $i_{be}^X = \frac{z_c z_e}{z_b z_d}$	$i_{ab}^e = \left(1 + \frac{z_c z_e}{z_a z_d}\right) / \left(1 - \frac{z_c z_e}{z_b z_d}\right)$
				b	a	$i_{ab}^X = -\frac{z_b}{z_a},$ $i_{ab}^X = \frac{z_b}{z_e}$ ($z_c = z_d$ 时)	$i_{ac}^b = \left(1 + \frac{z_b}{z_a}\right) / \left(\frac{z_e - z_b}{z_e}\right)$

(续)

行星齿轮传动			简图	固定件	主动件	转化机构传动比	行星机构传动比
类	组	型					
2Z-F	负号机构	NW		b	a	$i_{ab}^F = -\frac{z_d z_c}{z_a(z_b - z_c)}$	$i_{aF}^b = 1 + \frac{z_d z_c}{z_a(z_b - z_c)}$
Z-X	正号机构	N			X	$i_{cb}^X = \frac{z_b}{z_c}$	$i_{cx} = -\frac{z_c}{z_b - z_c}$

表 7.1-4 C-I 封闭行星机构传动比计算公式

序号	简图	传动比计算公式
1		$i_{1X} = i_{1c} = -\frac{1}{\frac{z_5 z_1}{z_3(z_5 + z_7)} + \frac{z_7 z_2}{z_4(z_7 + z_5)}}$ $i_{X1} = i_{C1} = -\left[\frac{z_5 z_1}{z_3(z_5 + z_7)} + \frac{z_7 z_2}{z_4(z_7 + z_5)} \right]$
2		$i_{1X} = i_{1c} = \frac{1}{\frac{z_4}{z_3 + z_6} - \frac{z_6 z_1}{z_3(z_6 + z_4)}}$ $i_{X1} = i_{C1} = \frac{z_4}{z_4 + z_6} - \frac{z_6 z_1}{z_3(z_6 + z_4)}$
3		$i_{1b} = i_{c1} = \frac{z_3 z_6 + z_1 + z_3}{z_1 z_4 + z_4}$ $i_{b1} = i_{1c} = \frac{1}{\frac{z_3 z_6 + z_1 + z_3}{z_1 z_4} + \frac{z_1}{z_1}}$

(续)

序号	简 图	传动比计算公式
4		$i_{17} = i_{c1} = \frac{(z_2 z_4) z_7 + (z_1 z_3) - (z_2 z_4)}{z_1 z_3}$ $i_{71} = i_{1c} = \frac{1}{\frac{(z_2 z_4) z_7}{z_1 z_3} + \frac{z_1 z_3 + z_2 z_4}{z_1 z_3}}$
5		$i_{c1} = \frac{z_1}{z_1 + z_3} - \frac{z_3 z_5 i_X}{(z_1 + z_3) z_4}$ <p>(式中 i_X 为无级摩擦变速器传动比)</p> $i_{1c} = \frac{1}{\frac{z_1}{z_1 + z_3} - \frac{z_3 z_5 i_X}{(z_1 + z_3) z_4}}$

注：1. C-I 封闭行星机构传动比计算公式

$$i_{c1} = i_{ca}^b i_{al} + i_{cb}^b i_{bl} = i_{cI}^b + i_{cI}^a$$

$$i_{1c} = \frac{1}{i_{c1}} = \frac{1}{i_{cI}^b + i_{cI}^a}$$

- 由上述两式可知, i_{cI}^a 和 i_{cI}^b 的符号相同和不相同的 C-I 传动, 传动比有显著差别。当 i_{cI}^a 和 i_{cI}^b 符号相同, 即 $i_{cI}^a i_{cI}^b > 0$ 时, i_{c1} 和 i_{1c} 均较小, 这时欲得到较大传动比, 应以 C 为输入轴, 并使 $|i_{ca}^b| > 1$ 和 $|i_{cb}^a| > 1$ 。当 i_{cI}^a 和 i_{cI}^b 的符号不相同, 即 $i_{cI}^a i_{cI}^b < 0$ 时, 如果使它们的绝对值接近, 就可得到比较大的减速比 $|i_{1c}|$, 但在这种情况, 要产生循环功率流, 使机构的效率下降很多。
- 对于 i_{cI}^a 和 i_{cI}^b 符号不相同的 C-I 轮系, 如将 a, b 构件中任一个用无级变速器与构件 I 相联, 即可在不改变输入转速的情况下, 可使输出轴转速反向, 且在两个方向的最大值之间进行平滑的速度调节。
- 表中所示简图, 采用 2Z-X 类负号机构组成, 当转臂固定时, 把转速较高的中心轮与出轴 C 相联, 则 $|i_{ca}^b| > 1$ 和 $|i_{cb}^a| > 1$, 得到较大的减速比 i_{c1} ; 当把转速较低的中心轮与出轴 C 相联, 则 $|i_{ca}^b|$ 和 $|i_{cb}^a|$ 中, 或一个小于 1, 或都小于 1, 要得到减速传动则必须以 I 轴作输入轴。如果使 i_{cI}^a 与 i_{cI}^b 异号, 且绝对值接近, 即可得到大的减速比 $|i_{1c}|$ 。

表 7.1-5 差动行星传动转速计算公式

主动件	从动件	输出转速
a, b	X	$n_X = n a i_{Xa}^b + n b i_{Xb}^a$ $= n_X^b + n_X^a$
b, X	a	$n_a = n b i_{ab}^X + n X i_{aX}^b$ $= n_a^X + n_a^b$
a, X	b	$n_b = n X i_{bX}^a + n a i_{ba}^X$ $= n_b^X + n_b^a$

注：表中公式适用于差动行星传动合成运动, 对于分解运动的差动行星传动, 亦可根据具体结构要求利用表中公式进行转速计算。

行星轮转速计算：

行星轮转速 n_c, n_c^X 可用基本构件的转速表示。

$$\left. \begin{aligned} i_{ca}^X &= \frac{n_c - n_X}{n_a - n_X} \\ n_c &= n_a i_{ca}^X + n_X (1 - i_{ca}^X) \end{aligned} \right\} (7.1-2)$$

$$n_c^X = n_c - n_X = i_{ca}^X (n_a - n_X) \quad (7.1-3)$$

或

$$\left. \begin{aligned} i_{cb}^X &= \frac{n_c - n_X}{n_b - n_X} \\ n_c &= n_b i_{cb}^X + n_X (1 - i_{cb}^X) \end{aligned} \right\} (7.1-4)$$

$$n_c^X = n_c - n_X = i_{cb}^X (n_b - n_X) \quad (7.1-5)$$

式中 i_{ca}^X, i_{cb}^X —— 转化机构中齿轮 c、a 或 c、b 之间传动比；

n_X ——转臂转速 r/min; 对图 7.1-1 所示的行星传动; 当 b 轮固定时, $n_X = n_a/i_{aX}^b = n_X^b$; 当 a 轮固定时, $n_X =$

$n_b/i_{bX}^a = n_X^a$; 对差动行星传动: $n_X = n_X^b + n_X^a$.

第 2 章 行星齿轮传动主要参数的确定

1 齿数的选择

1.1 齿数选择应满足的条件

(1) 传动比条件 保证满足给定传动比的要求。NGW 型、NW 型、WW 型、NN 型、NGWN 型的传动比计算公式见表 7.1-3。

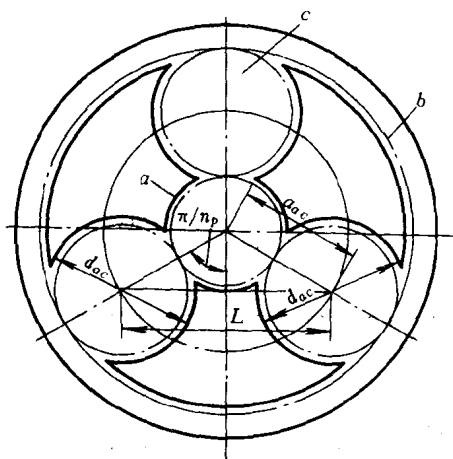


图 7.2-1 邻接条件

(2) 邻接条件 由多个行星轮均匀对称地布置在太阳轮和内齿轮之间的行星传动, 设计中必须保证相

邻两行星轮齿顶之间不得互相碰撞, 这个约束称之为邻接条件。通常应有大于 0.5 模数的间隙, 见图 7.2-1。则邻接条件为

$$L > (d_a)_c$$

$$\text{即 } 2a_{ac} \sin \frac{\pi}{n_p} > (d_a)_c \quad (7.2-1)$$

式中 n_p ——行星轮个数;

a_{ac} —— a - c 啮合副的中心距;

L ——相邻行星轮中心之间的距离;

$(d_a)_c$ ——行星轮顶圆直径。

不同行星轮个数 n_p 和比值 z_c/z_a , 因受邻接条件约束而决定传动比 i_{aX}^b 最大值, 其值见表 7.2-1。当所选 n_p 和 i_{aX}^b 接近表 7.2-1 所列极限值时, 应按式 (7.2-1) 验算邻接条件。

实际上, 行星轮个数 n_p , 取决于行星传动的类型、传动比的大小、邻接条件、体积大小、结构及制造工艺水平等。系列设计中, 通常取 $n_p = 3$, 因为这种受力状态有利于浮动均载机构简单可靠。

(3) 同心条件 对于 2Z-X 和 3Z 类行星传动, 三个基本构件的旋转轴线必须重合于主轴线, 即由中心轮和行星轮组成的所有啮合副实际中心距必须相等, 称之为同心条件。不同传动型式的同心条件见表 7.2-2。

表 7.2-1 n_p 一定时按邻接条件决定的 $(i_{aX}^b)_{\max}$ 、 $(z_c/z_a)_{\max}$ 、 $(z_b/z_c)_{\min}$

行星轮数 n_p		2	3	4	5	6	7	8
NGW 型 $(i_{aX}^b)_{\max}$	>13	不 限	12.7	5.77	4.15	3.53	3.21	3
	>18		13.2	6.07	4.32	3.64	3.28	3.05
$(z_c/z_a)_{\max}$	>13		5.35	1.88	1.05	0.76	0.60	0.50
	>18		5.6	2.04	1.16	0.82	0.64	0.52
$(z_b/z_c)_{\min}$		2.18	2.47	2.87	3.22	3.57	3.93	
对于重载的 NGW 型 $(i_{aX}^b)_{\max}$		不限	12	4.5	3.5	3	2.8	2.6

注: 表中 $(z_c/z_a)_{\max}$ 可用于 NW 型、WW 型和 $(z_b/z_c)_{\min}$ 可用于 NN 型, 但以 $z_c > z_d$ 为前提。

表 7.2-2 不同传动型式的同心条件

序号	传动型式	同 心 条 件	
		非变位, 高变位或等啮合角变位	角 变 位
1	NGW	$z_a + z_c = z_b - z_e$ 或 $z_b = z_a + 2z_c$	$\frac{z_a + z_c}{\cos \alpha_{ac}} = \frac{z_b - z_e}{\cos \alpha_{eb}}$
2	NW	$m_{t(a-c)}(z_a + z_c) = m_{t(d-b)}(z_b - z_d)$	$m_{t(a-c)}(z_a + z_c) \frac{\cos \alpha_{ac}}{\cos \alpha_{ac}} = m_{t(d-b)}(z_b - z_d) \frac{\cos \alpha_{db}}{\cos \alpha_{db}}$
3	WW	$m_{t(a-c)}(z_a + z_c) = m_{t(d-b)}(z_b + z_d)$	$m_{t(a-c)}(z_a + z_c) \frac{\cos \alpha_{ac}}{\cos \alpha_{ac}} = m_{t(d-b)}(z_b + z_d) \frac{\cos \alpha_{db}}{\cos \alpha_{db}}$
4	NN	$m_{t(a-c)}(z_a - z_c) = m_{t(d-b)}(z_b - z_d)$	$m_{t(a-c)}(z_a - z_c) \frac{\cos \alpha_{ac}}{\cos \alpha_{ac}} = m_{t(d-b)}(z_b - z_d) \frac{\cos \alpha_{db}}{\cos \alpha_{db}}$
5	NGWN	$z_b = z_a + 2z_c$ $m_{t(a-c)}(z_b - z_c) = m_{t(d-e)}(z_e - z_d)$	$m_{t(a-c)}(z_a + z_c) \frac{\cos \alpha_{ac}}{\cos \alpha_{ac}} = m_{t(a-c)}(z_b - z_c) \frac{\cos \alpha_{cd}}{\cos \alpha_{cd}} =$ $m_{t(d-e)}(z_e - z_d) \frac{\cos \alpha_{de}}{\cos \alpha_{de}}$

- 注: 1. $\alpha_{ac}, \alpha_{cb}, \alpha_{db}, \alpha_{de}$ 为不同啮合的端面啮合角。
 2. $\alpha_{ac}, \alpha_{cb}, \alpha_{db}, \alpha_{de}$ 为不同啮合的分度圆端面压力角。
 3. $m_{t(a-c)}, m_{t(d-b)}, m_{t(d-e)}$, 为不同啮合的端面模数。

表 7.2-3 不同传动型式装配条件

序号	传动型式	装 配 条 件	
1	NGW	$M = \frac{z_a^b z_c}{n_p} = \frac{z_a + z_b}{n_p} = \text{整数}$	(1)
2	NW	$M = \frac{z_a z_d + z_b z_c}{s n_p} = \frac{z_a z_d^0 + z_b z_c^0}{n_p} = \text{整数}$	(2)
3	WW NN	$M = \frac{z_a z_d - z_b z_c}{s n_p} = \frac{z_a z_d^0 - z_b z_c^0}{n_p} = \text{整数}$	(3)
4	NGWN	同 NGW 型 同 NN 型, 但式中 z_a 应换为 z_b, z_b 应换成 z_c	

- 注: 1. NW 型在满足装配条件式的同时, 当双联行星轮为一整体零件, 必须按图 7.2-2a 所示标记进行加工; 当双联行星轮装配时为可调整的两个零件, 可不受此条件限制。
 2. WW、NN、NGWN 型在满足装配条件式的同时, 当双联行星轮为一整体零件, 必须按图 7.2-2b 所示标记进行加工; 当双联行星轮装配时为可调整的两个零件, 可不受此条件限制。
 3. 式中 s 为双联行星轮 z_c 和 z_d 的公因子即 $z_c = s z_c^0, z_d = s z_d^0$ 。
 4. 在 NW、WW、NN 型中, 满足装配条件: 其一是 z_a, z_d^0 和 z_b, z_c^0 两组齿数中, 各有一个齿数为 n_p 的倍数; 其二是 z_c^0, z_d^0 两齿数中至少有一个与 n_p 互为质数, 或 $z_c^0 z_d^0$ 与 n_p 分别有公因子, 且这两公因子互为质数。
 5. 表中装配条件式, 对变位和非变位传动均适用。

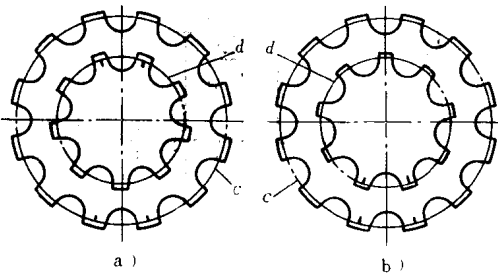


图 7.2-2 双联行星轮上的标记

(4) 装配条件 在行星传动中, 几个行星轮能均匀装入并保证与中心轮正确啮合应具备的齿数关系和切齿要求, 称之为装配条件, 见表 7.2-3。

(5) 其他条件

1) 小齿轮最小齿数 z_{1min} 当齿面硬度 $\leq 350\text{HB}$ 时, 推荐 $z_{1min} \geq 17$; 当齿面硬度 $> 350\text{HB}$ 时, 推荐 $z_{1min} \geq 12$ 。

2) 小齿轮最大齿数 z_{1max} , 在保证齿轮有足够弯曲强度条件下, 按图 7.2-3 选取。

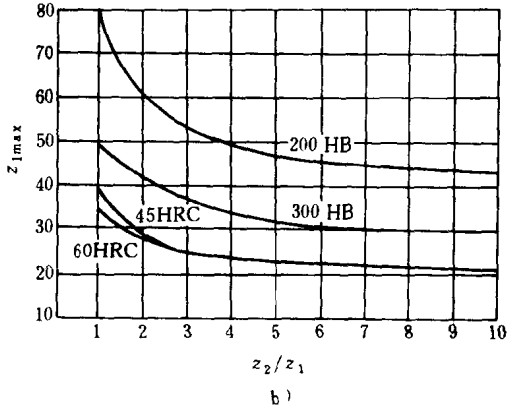
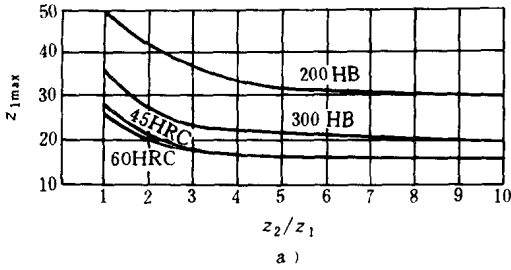


图 7.2-3 小齿轮最大齿数 z_{1max}
a) 一般齿轮 b) 高速齿轮

1. 图中硬度值为大齿轮最低硬度。
2. 硬度 200HB, 300HB 和 45HRC 为整体热处理硬度, 60HRC 是齿表面硬度。
3. 在高速重载传动中, 各啮合齿轮齿数之间不应有公约数, 以利提高工作平稳性。
4. 对大于 100 的质数齿轮 (如 101, 103, ...) 应尽量少用。当采用插齿或剃齿时, 齿轮齿数不应是插齿刀或剃齿刀齿数的倍数。

1.2 配齿方法

1. NGW 型

(1) 比例法

$$z_a : z_c : z_b : M = z_a : \left(\frac{i_{ax}^b - 2}{2} \right) z_a : (i_{ax}^b - 1) \times z_a : \frac{i_{ax}^b}{n_p} z_a \quad (7.2-2)$$

式中传动比 i_{ax}^b 应以分数形式代入。该方法可得到精确的传动比。

(2) 系列设计配齿数方法

1) 已知条件 传动比 i_{ax}^b 、模数 m 、中心距 a 是按一定规律排列的优先数系; 在同一机座中 m 和 a 不变的传动比范围内的名义齿数和 z_x 和行星轮个数 n_p 。

2) 配齿公式

$$\left. \begin{aligned} z_a &= \frac{2z_{\Sigma ac}}{i_{ax}^b} \\ z_b &= 2z_{\Sigma ac} - z_a \\ z_c &= z_{\Sigma ac} - z_a \end{aligned} \right\} \quad (7.2-3)$$

3) 按表 7.2-3 式(1) $M = \frac{z_a + z_b}{n_p} = \text{整数}$, 检查装配条件, 并根据齿轮变位方法确定 $2z_{\Sigma}$ 是偶数或奇数。

2. NW 型 (见图 7.2-4)

(1) 确定 z_a 和 n_p 根据表 7.2-1 和齿轮强度、运转平稳性、避免根切的限制条件确定 z_a 和 n_p 。通常取 z_a 为 n_p 的倍数。

(2) 初定齿数 根据结构设计要求, 拟定比值 γ , 再依 i_{ax}^b 和 γ 值由图 7.2-5 确定系数 α , 进而计算 i_{ac} 、 β 值和齿数 z_d 、 z_b 、 z_c 。

$$\gamma = \frac{D_1}{D_2} = \frac{(1+2i_{ac})(i_{db}-1)}{i_{db}(i_{ac}+1)} \quad (7.2-4)$$

式中 $D_1 = mz_a(1+2i_{ac})$

$$D_2 = mz_b = \frac{i_{db}(1+i_{ac})}{i_{db}-1} mz_a$$

$$i_{ac} = \frac{z_c}{z_a} \quad i_{db} = \frac{z_b}{z_d}$$

$$i_{db} = \sqrt{\frac{i_{ax}^b - 1}{\alpha}} \quad (7.2-5)$$

$$\alpha = \frac{i_{ac}}{i_{db}}$$

$$z_d = \beta z_a \quad \beta = \frac{i_{ac} + 1}{i_{db} - 1} \quad (7.2-6)$$

$$z_b = i_{db} z_d$$

$$z_c = i_{ac} z_a$$

(3) 确定齿数 计算出齿数结果, 应按 1.1 进行逐条验算和校核。

对于不等啮合角角度变位传动, 则

$$z_c = z_{\Sigma ac} - z_a - \Delta z$$

或

$$z_d = z_b - z_{\Sigma ac} - \Delta z$$

式中 Δz 为行星轮 c 和 d 应减少的齿数, 通常取 $\Delta z = 1 \sim 2$ 。

为方便、迅速地确定齿数, 亦可直接由表 7.2-4 选取。

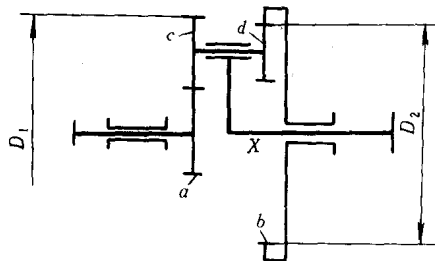


图 7.2-4 NW 型传动两对啮合副的外径

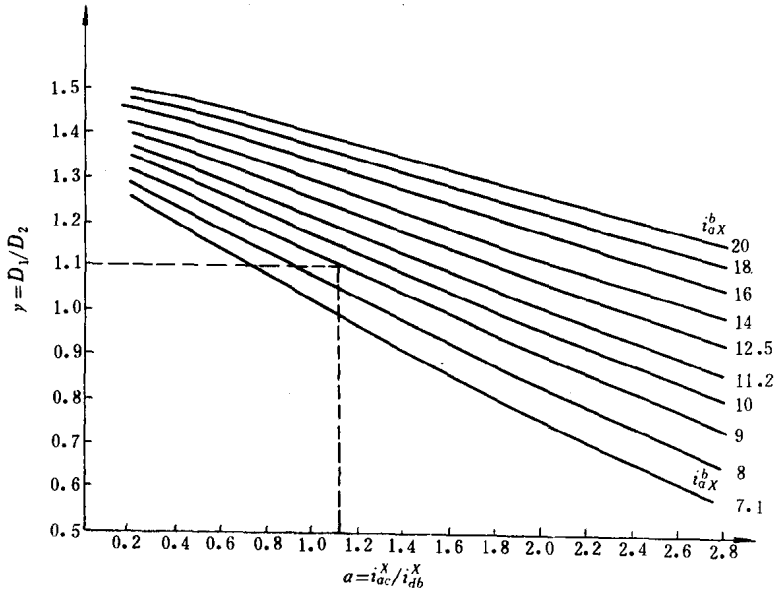


图 7.2-5 根据 $\gamma = \frac{D_1}{D_2}$ 和 i_{ax}^b 确定 a 的线图

表 7.2-4 $n_p=3$ 的 NW 型行星传动的齿数组合

(续)

i_{ax}^b	z_a	z_b	z_c	z_d	i_{ax}^b	z_a	z_b	z_c	z_d	i_{ax}^b	z_a	z_b	z_c	z_d	i_{ax}^b	z_a	z_b	z_c	z_d
7.000	21	63	28	14	*7.248	18	96	41	35	7.538	15	75	34	26	7.890	15	81	37	29
7.000	12	54	24	18	7.250	18	90	40	32	7.552	18	96	43	35	*7.897	12	75	32	29
7.000	18	60	27	15	7.250	18	105	45	42	7.563	12	45	21	12	7.905	15	96	41	38
7.000	18	81	36	27	*7.255	18	66	29	17	7.567	21	93	43	29	7.915	18	117	50	47
7.041	21	111	48	42	*7.260	18	105	44	41	7.576	18	93	42	33	*7.936	21	96	44	29
7.045	21	114	49	44	*7.261	21	93	41	29	7.578	18	111	42	45	7.943	18	93	43	32
7.053	21	105	46	38	7.283	18	87	39	30	*7.587	18	111	47	44	7.957	21	84	40	23
*7.055	21	87	33	26	7.286	18	72	33	21	*7.594	18	78	35	23	7.971	18	78	37	23
*7.058	18	81	35	26	7.286	21	72	33	18	*7.609	21	84	38	23	*7.982	12	51	23	14
*7.059	21	111	47	41	7.286	15	66	30	21	*7.620	18	93	41	32	8.000	21	105	49	35
7.071	21	102	45	36	7.317	21	111	49	41	7.632	21	108	40	38	*8.000	15	78	35	26
*7.088	12	54	23	17	7.330	21	108	48	39	7.667	18	60	28	14	8.000	15	63	30	18
7.097	15	78	34	29	*7.361	21	108	47	38	7.667	18	87	40	29	8.000	18	90	42	30
*7.106	21	102	44	35	7.367	21	78	36	21	7.686	18	66	31	17	8.028	18	69	33	18
7.109	15	84	36	33	7.374	21	87	40	26	*7.714	21	105	47	35	*8.057	15	57	26	14
7.111	15	75	33	27	*7.380	15	66	29	20	*7.758	21	90	41	26	8.065	21	102	48	33
7.111	18	66	30	18	7.384	21	102	46	35	7.769	12	45	20	13	*8.069	18	90	41	29
*7.118	15	60	26	17	7.404	18	81	37	26	7.777	21	99	46	32	8.088	21	90	43	26
*7.125	15	84	35	32	*7.413	12	69	29	26	7.800	18	72	34	20	8.125	12	57	27	18
7.143	21	96	43	32	7.429	15	54	25	14	7.800	12	51	24	15	*8.134	21	102	47	32
*7.154	15	75	32	26	7.429	21	99	45	33	7.820	15	60	31	20	8.143	18	75	36	21
7.159	13	75	34	23	7.475	15	84	37	32	7.856	12	69	31	26	*8.165	15	63	29	17
*7.190	18	60	26	14	*7.482	21	99	44	32	7.857	15	90	40	35	8.171	18	108	49	41
7.200	15	69	31	23	7.500	21	78	35	20	7.857	18	108	48	42	8.178	18	114	51	45
7.200	21	93	42	30	7.500	15	90	39	36	7.867	18	111	49	44	8.179	18	105	48	39
7.205	21	81	37	23	7.500	21	84	39	24	7.871	21	78	37	20	*8.215	18	105	47	38
7.222	18	96	42	36	7.500	18	78	36	24	*7.878	18	108	47	41	*8.216	18	69	32	17
7.224	18	99	43	38	*7.514	15	90	38	35	*7.888	15	87	38	32	8.229	15	69	33	21

(续)

i_{aX}^h	z_a	z_b	z_c	z_d	i_{aX}^h	z_a	z_b	z_c	z_d
8.233	15	93	42	36	8.835	21	93	46	26
8.242	15	96	43	38	*8.839	18	93	44	29
8.251	21	96	46	29	*8.845	12	78	35	29
*8.263	15	93	41	35	8.846	12	72	34	26
*8.265	12	57	26	17	8.846	18	108	51	39
8.273	18	96	45	33	*8.892	15	81	38	26
8.280	15	84	39	30	*8.895	18	108	50	38
*8.292	18	75	35	20	8.906	12	69	33	24
8.313	18	81	39	24	8.933	18	102	49	35
8.328	12	75	34	29	8.965	21	99	49	29
*8.333	18	96	44	32	8.994	18	87	43	26
8.333	12	72	33	27	*9.000	12	69	32	23
*8.338	15	84	38	29	9.000	18	99	48	33
*8.360	15	69	32	20	9.063	15	90	43	32
8.364	12	81	36	33	9.067	15	66	33	18
*8.383	12	81	35	32	9.100	12	54	27	15
8.400	15	78	37	26	9.120	15	87	42	30
8.413	12	66	31	23	9.138	12	63	31	20
8.414	18	90	43	29	9.195	18	93	46	29
*8.435	18	81	38	23	*9.200	15	87	41	29
8.438	21	102	49	32	9.211	18	108	52	38
8.485	18	114	52	44	9.229	15	72	36	21
8.488	18	111	51	42	9.264	18	105	51	36
8.500	12	63	30	21	*9.282	15	66	32	17
8.519	18	87	42	27	9.293	12	78	37	29
*8.520	18	111	50	41	9.308	15	81	40	26
8.522	18	105	49	38	9.323	18	90	45	27
8.543	21	99	48	30	9.330	12	60	30	18
8.556	18	102	48	36	*9.333	18	105	50	35
8.600	15	57	28	14	9.333	12	75	36	27
*8.609	15	75	35	23	*9.357	12	54	26	14
*8.610	18	102	47	35	*9.400	15	72	35	20
*8.613	12	63	29	20	*9.413	12	75	35	26
8.617	15	93	43	35	9.422	18	99	49	32
*8.622	18	87	41	26	9.450	15	78	39	24
8.636	15	90	42	33	*9.462	18	90	44	26
*8.640	21	99	47	29	9.500	12	69	34	23
8.659	15	63	31	17	*9.529	12	60	29	18
8.667	18	69	34	17	9.533	18	96	48	30
*8.688	15	90	41	32	*9.591	15	78	38	23
8.708	18	75	37	20	9.600	15	87	43	29
8.724	15	84	40	29	9.643	12	66	33	21
8.750	18	93	45	30	9.644	18	96	47	29
8.800	15	81	39	27	9.667	18	105	52	35
8.800	12	78	36	30	9.711	15	84	42	27
8.805	12	81	37	32	9.758	18	102	51	33
8.821	18	111	52	41	9.800	15	66	34	17
8.824	12	57	28	17	*9.800	12	66	32	20
8.826	18	81	40	23	*9.831	15	84	41	26

(续)

i_{aX}^h	z_a	z_b	z_c	z_d	i_{aX}^h	z_a	z_b	z_c	z_d
9.846	18	90	46	26	13.641	18	102	58	26
*9.854	18	102	50	32	*13.650	15	102	55	31
*9.880	15	72	37	20	13.672	12	90	49	29
*9.894	12	75	37	26	13.688	15	105	58	32
10.000	12	54	28	14	*13.805	21	102	58	22
10.043	15	78	40	23	13.880	12	84	46	25
10.118	12	60	31	17	13.897	15	111	61	35
10.310	12	81	40	29	14.000	12	96	52	32
*10.512	15	99	49	34	*14.097	15	105	58	31
10.625	12	63	33	18	*14.147	18	102	58	25
10.706	15	99	50	34	14.200	15	99	56	28
*10.838	15	105	52	37	*14.276	15	111	61	34
10.857	12	69	36	21	14.323	15	105	59	31
*10.882	12	63	32	17	14.373	18	102	59	25
10.884	12	81	41	28	14.494	15	111	62	34
11.000	12	78	40	26	14.500	12	99	54	33
11.027	15	105	53	37	14.600	15	102	58	29
11.103	15	102	52	35	14.630	18	99	57	23
*11.349	18	105	55	31	14.663	12	87	49	26
11.400	15	102	52	34	14.686	18	105	61	26
11.500	12	63	34	17	*15.086	15	102	58	28
11.538	18	105	56	31	15.329	15	102	59	28
*11.552	18	102	54	29	15.467	18	105	62	25
11.600	15	102	53	34	15.723	15	99	58	26
11.638	12	69	37	20	15.724	15	105	61	29
11.725	15	99	52	32	15.800	15	111	64	32
11.747	18	102	55	29	15.849	12	111	61	38
11.880	21	102	56	25	16.029	18	102	61	23
*12.071	15	99	52	31	*16.250	15	105	61	28
*12.131	18	102	55	28	16.250	12	111	61	37
12.163	12	81	43	26	*16.277	15	111	64	31
12.273	21	99	55	23	*16.312	15	99	58	25
12.284	15	99	53	31	16.500	15	105	62	28
12.333	18	102	56	28	16.500	12	111	62	37
12.371	12	90	47	31	16.516	15	111	65	31
12.500	12	87	46	29	*16.712	18	102	61	22
12.529	15	105	56	34	16.954	15	102	61	26
*12.610	12	81	43	25	17.232	18	105	64	23
12.667	18	105	58	29	*17.457	15	108	64	28
12.688	15	102	55	32	*17.592	15	102	61	25
*12.786	21	99	55	22	17.714	15	108	65	28
12.867	12	93	49	32	17.864	15	102	62	25
12.880	12	81	44	25	17.914	12	111	64	35
*13.115	12	84	45	26	18.097	15	111	67	29
13.248	21	102	58	23	18.179	12	111	65	35
13.284	15	102	56	31	18.231	15	105	64	26
13.292	18	105	59	28	*18.333	15	108	65	27
*13.460	21	102	59	23	*18.412	12	111	64	34
13.517	15	99	55	29	*18.707	15	111	67	28

(续)

i_{aX}^b	z_a	z_b	z_c	z_d	i_{aX}^b	z_a	z_b	z_c	z_d
18.879	12	102	61	29	*20.992	12	111	67	31
*19.518	12	102	61	28	21.290	12	111	68	31
19.821	12	102	62	28	21.923	12	102	64	26
20.367	12	111	67	32					

- 注: 1. 本表 z_a 及 z_b 都是 3 的倍数, 适用于 $n_p=3$ 的行星传动。个别组的 z_a, z_b 也同时是 2 的倍数, 也可适用于 $n_p=2$ 的行星传动。
 2. 带“*”号者 $z_a+z_c \neq z_b-z_d$, 用于角变位传动; 不带“*”者 $z_a+z_c = z_b-z_d$, 可用于变位或非变位传动。
 3. 当齿数小于 17 且不允许根切时, 应进行变位。
 4. 表中同一个 i_{aX}^b 而对应有几个齿数组合同时, 则应根据齿轮强度选择。
 5. 表中齿数系按模数 $m_a = m_b$ 条件列出。

3. WW 型

(1) $|i_{Xa}^b| < 50$ 时齿数的选择方法

1) 确定齿数差 e 和计算常数 K 值

$$e = z_a - z_b = z_d - z_c \quad (7.2-7)$$

通常取 $|e| = 1 \sim 8$ 中的整数值, 特殊情况须取更大的值

$$K = \frac{z_a}{i_{Xa}^b} - e \quad (7.2-8)$$

为避免 z_d 过大, 通常应使 $|K| > 0.5$, 当传动比 i_{Xa}^b 和 e 值给定时, K 值的确定就决定了中心轮 a, b 和行星轮 c, d 的相对尺寸大小。当 $|K| = 1, |e| = 1$ 时结构最紧凑。

2) 计算各轮齿数

$$\left. \begin{aligned} z_d &= (K+e)i_{Xa}^b \\ z_d &= \frac{e}{K}(z_a - e) \\ z_b &= z_a - e \\ z_c &= z_d - e \end{aligned} \right\} \quad (7.2-9)$$

式中传动比 i_{Xa}^b 为负值时, 上述公式中的 i_{Xa}^b, K, e 均为负值。

当 $|K| = 1, |e| = 1$ 时, 则

$$z_a = \pm 2i_{Xa}^b$$

$$z_d = z_b = z_a \mp 1$$

$$z_c = z_d \mp 1 = z_a \mp 2$$

式中 \pm 和 \mp 号上面用于正传动比, 下面用于负传动比。

3) 确定其齿数, 首先按本章 1.1 检验装配条件, 然后验算传动比和邻接条件。当 $|K| = 1, |e| = 1$ 时, 只要使 z_a 为 n_p 的倍数加 1 (正 i_{Xa}^b) 或减 1 (负 i_{Xa}^b) 即满足装配条件。

(2) $|i_{Xa}^b| > 50$ 时齿数的选择方法

1) 依传动比大小, 推荐按表 7.2-5 选取 δ 值, 当 i_{Xa}^b 为正值, δ 取正值, 当 i_{Xa}^b 为负值 δ 取负值。

表 7.2-5 δ 推荐值

传动比范围	δ
$10000 > i_{Xa}^b > 2500$	1
$2500 > i_{Xa}^b > 1000$	2
$1000 > i_{Xa}^b > 400$	3
$400 > i_{Xa}^b > 100$	4~6
$100 > i_{Xa}^b > 50$	7~10

2) 计算齿数

$$\left. \begin{aligned} z_a &= \sqrt{\delta i_{Xa}^b + \left(\frac{\delta-1}{2}\right)^2 - \frac{\delta-1}{2}} \\ z_d &= z_a + \delta - 1 \\ z_c &= z_a + \delta \\ z_b &= z_d - \delta \end{aligned} \right\} \quad (7.2-10)$$

当取 $\delta = 1$ 时,

$$\left. \begin{aligned} z_a &= z_d = \sqrt{|i_{Xa}^b|} \\ z_c &= z_a + 1 \\ z_b &= z_d - 1 \end{aligned} \right\}$$

3) 确定其齿数, 按本章 1.1 要求验算传动比。

4. NN 型

(1) $n_p > 1$ 时配齿数的方法

1) 计算齿数

$$z_b - z_a = z_d - z_c = e \quad (7.2-11)$$

式中 e 值当传动比为负值时取负值。

$$z_d = \frac{ez_b}{z_b - e} + e \quad (7.2-12)$$

$$\text{或} \quad z_b = \frac{e(i_{Xa}^b - 1)(z_c - e)}{e(i_{Xa}^b - 1) - z_c} \quad (7.2-13)$$

2) 计算出其齿数应取圆整值。对于一般传动, 为简便起见, 应取各中心轮齿数和 e 值均为 n_p 的倍数; 对于高速重载传动, 为满足工作平稳性要求, 各相啮合齿轮之间不应有公约数, e 值不能取 n_p 的倍数。

3) 按本章 1.1 要求验算传动比、邻接及装配条件。

(2) $n_p = 1$ 时配齿数的方法

1) 配齿公式及线图

$$\left. \begin{aligned} z_b &= \sqrt{ez_\Sigma(i_{Xa}^b - 1) + \left(\frac{e+z_\Sigma}{2}\right)^2} + \frac{e+z_\Sigma}{2} \\ z_a &= z_b - e \\ z_d &= z_b - z_\Sigma \\ z_c &= z_d - e \end{aligned} \right\} \quad (7.2-14)$$

式中

$$\left. \begin{aligned} z_\Sigma &= z_b - z_d = z_a - z_c \\ e &= z_b - z_a = z_d - z_c \end{aligned} \right\}$$

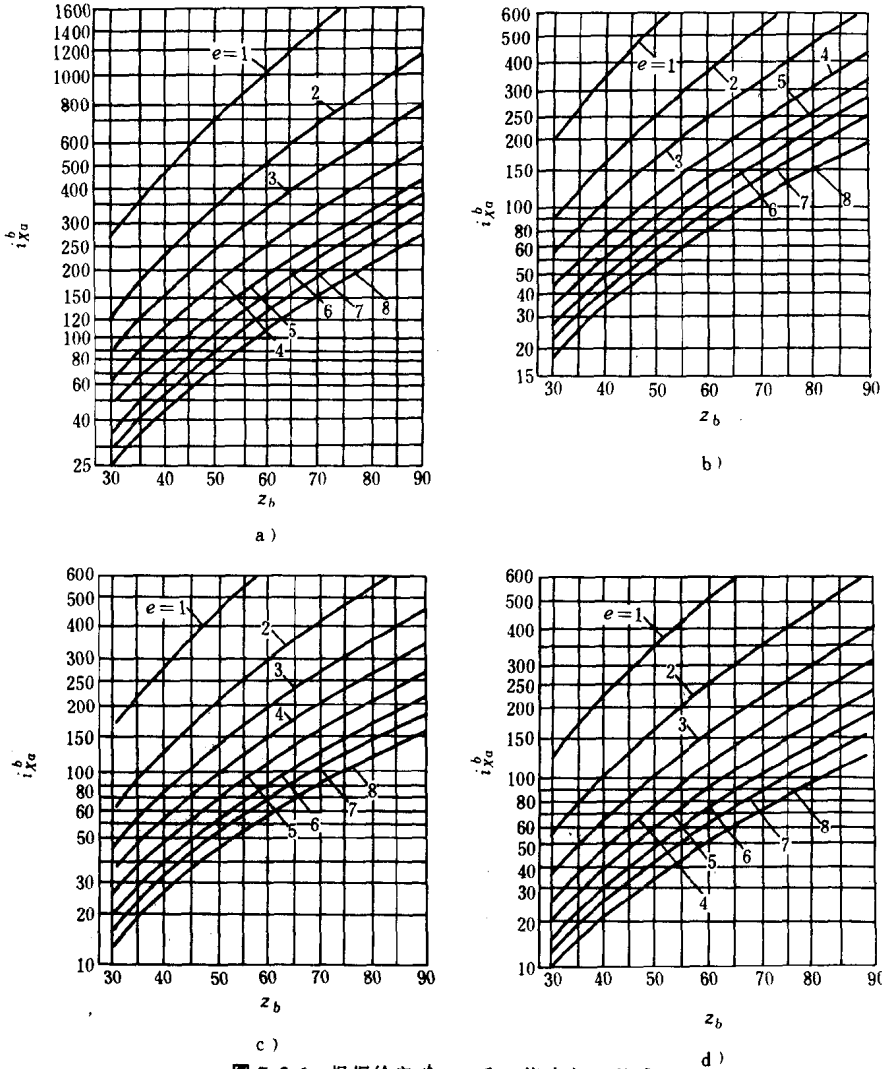


图 7.2-6 根据给定 i_{Xa}^b 、 z_x 和 e 值确定 z_b 的线图
a) $z_x=3$ b) $z_x=4$ c) $z_x=5$ d) $z_x=6$

为配齿方便,亦可按图 7.2-6 根据已知 i_{Xa}^b 、 z_x 、 e 值确定齿数 z_b ,进而决定 z_a 、 z_d 、 z_c 。

为避免齿廓重迭干涉,当采用齿形角 $\alpha=20^\circ$ 时由内齿轮齿数 z_N 查取齿数和 z_x 的推荐值,见表 7.2-6。

2) 确定其齿数,按本章 1.1 验算传动比条件。

表 7.2-6 $n_p=1$ 时的 NN 型齿数和推荐值

内齿轮齿数 z_N	40~80	80~100	100~180	180~200	>200
齿数和 z_x	7	6	5	4	3

注: 1. 当超过表列推荐值时,可通过角度变位或缩短齿顶高来避免齿廓重迭干涉。

2. 当用齿形角 $\alpha=30^\circ$ 的特殊刀具加工齿轮时,其标准传动的齿数和 z_x 可取为 3。

5. NGWN 型

3Z 类行星传动以 NGWN 型为最常见,该型一般

传动比较大,采用 $n_p=3$,为满足装配条件,取中心轮齿数和 e , ($z_b - z_c = z_c - z_d$) 值为 n_p 的倍数。这种给定条件下的配齿方法如下:

1) 根据已知传动比 i_{ae}^b 的大小,按表 7.2-7 选取适当的 z_b 和 e 值,当传动比为负值时,取 e 为负值。

表 7.2-7 与 i_{ae}^b 相适应的 e 和 z_b

i_{ae}^b	12~35	35~50	50~70	70~100	>100
e	15~6	12~6	9~6	6~3	3
z_b	60~100	60~120	60~120	70~120	80~120

2) 根据已知传动比 i_{ax}^b 分配传动比

$$i_{ax}^b = \frac{i_{ae}^b}{i_{Xe}^b} \quad (7.2-15)$$