

文章编号: 1006-8244(2003)02-18-07

微型行星齿轮传动的设计研究

Design And Research of the Miniature Planetary Gear

南京炮兵学院 饶振纲

Nanjing Artillery Academy Rao Zhen Gang

[摘要] 本文较详细地讨论了微型行星齿轮传动的设计计算等内容。文中阐述了微型行星齿轮传动出现的背景和广阔的应用前景, 其结构组成和设计计算, 以及它的发展动向。本文对于在我国推广应用、设计和研制微型行星齿轮传动具有较重要的指导意义。

[Abstract] In this paper, the design, calculations etc. of the miniature planetary gear are detailedly discussed. The background and the prospects for wide application of this gearing, and its structure composition and design calculations, development trends are explained here. This work attach importance to design, manufacture and spread use of the miniature gearing.

关键词: 微型行星传动 微型齿轮

Key words: Miniature planetary gear Miniature gear

中图分类号: U 463. 212⁺. 2

文献标识码: B

1 微型行星齿轮传动概述

微机械是一门节能、低损耗和技术密集型的高新技术, 它已成为人们在微米(μm) 范围内认识和改造普通机械传动的一种新型工具。由于微机械具有微小外形或其操作尺度极小的特点; 所以, 微机械现已被列入“使今后十年工业科技大改观的十大关键技术”之首, 现受到工业发达国家科技界、产业界和政府部门的广泛重视, 且已投入了较大的人力和物力进行研制开发工作。

早在上世纪 70 年代, 随着集成电路的刻蚀技术的发展, 在一片很小的硅片上制造出了新型的微机械, 例如各种微传感器等。此后, 在一些工业发达的国家又相继制造出了微电动机和各种微机械: 微型齿轮、微型蜗轮和微型弹簧, 以及微型连杆机构、滑块机构和齿轮机构等。目前科学家们正在研究简单通用的微型机器人。总之, 微机械是当今生产力发展的必然产物。国内外具有远见卓识的科学家现已意识到微机械将在国民经济、现代国防和科学技术等许多方面有着诱人的广阔应用前景; 不少的工业发达国家都很重视其研究和开发工作。

众所周知, 机器通常是由原动机、工作机和传动机构三部分组成的。而微型机器的组成也是如此。由此可知, 实现微型机器的重要课题在于如何使电动机(原动机之一)和动力传递机构(减速器或增速

器)等部件更加微小化。换言之, 微型电动机和微型齿轮机构的出现为实现微型机器奠定了重要的基础。

目前在各种机械设备中已获得了日益广泛使用的行星齿轮传动机构均被作为动力传递机构之一。该行星齿轮传动机构使用了多个行星轮来进行功率分流, 从而有效地提高了其承载能力; 同时还具有良好的同轴性。过去人们一直认为行星齿轮传动机构是一种结构紧凑, 重量轻、体积小, 且能传递较大转矩的传动机构。当然, 这是将它与普通的齿轮传动机构相比较而言的。然而, 当今最迫切的问题是: 如何使行星齿轮传动微型化, 这确是一个需要掌握的新技术领域; 即微型行星齿轮减速器的研制和生产在我国目前尚属空白。近年来, 随着微细加工技术的出现和发展, 而产生了微型齿轮; 目前已加工制造了其齿顶圆直径 $d_a < 1\text{mm}$ 的微型齿轮。因此, 这就是目前出现微型行星齿轮减速器的技术背景。

随着工业生产技术的发展, 机器人已获得了日益广泛的使用。然而, 对于机器人的结构而言, 手臂越长则其惯性负荷就越大。若使用结构紧凑, 体积小、重量轻的微型行星齿轮减速器后, 可以有效地减轻其惯性负荷; 即可选用与微型行星齿轮减速器相匹配的微电动机便可以高效率地驱动其手臂。因此, 可以看作为转矩放大器的行星齿轮减速器(其转矩放大倍数为几十到数百倍); 既可以弥补电动机功

率的不足, 同时又可以减轻手臂的惯性负荷。可见, 使用结构紧凑和具有较大传动比的行星齿轮减速器, 将会为今后研制和生产性能优良的机器人作出重大的贡献。当然, 行星齿轮传动的这个功用不仅限于机器人, 对于需要使用结构紧凑和较大传动比的大多数的伺服机构来说, 微型行星齿轮传动也可以同样地起到了上述的作用。

总之, 由于微型行星齿轮减速器具有结构紧凑, 体积小、重量轻, 承载能力大和同轴性好等许多优点, 它可以广泛地应用于航空航天、兵器装备, 石油化工、纺织、轻工食品, 精密机械、医疗器械, 仪器仪表, 机器人和工业机械手, 以及高级电动玩具等各个领域和部门。特别适用于各种伺服控制系统中。因此, 人们完全可以预料, 该微型行星齿轮传动在现代的军用和民用工业中具有极广阔的应用前景。

2 微型行星齿轮减速器结构

在较常见的行星齿轮传动中, 一般有 2K-H 型、K-H-V 型和 3K 型三种基本的传动类型。原则上, 它们都可以用来做作成微型行星齿轮减速器。但是, 由于选取不同的传动类型而制作出来的微型行星齿轮减速器, 其传动性能和功用就不会完全一样。作者从外国文献中, 较早地发现: 选取 3K(II) 型——具有单齿圈行星轮的 3K 型行星齿轮传动(见图 1)作为微型行星齿轮减速器确是一种优选。人们称该 3K 型传动型式为奇异型行星齿轮传动。仔细地研究分析一下, 3K(II) 型行星齿轮传动具有许多独特的优点: 转臂 H 不承受外载荷, 故其转臂 H 不是基本构件, 因而又称该转臂 H 为行星架。用单个行星轮 g 代替了 3K(I) 型行星传动中的双联行星轮 g-f; 因而使其结构简化了, 制造安装容易。其传动比范围大, 通常为 $i = 40 \sim 300$ 。因此, 人们称 3K(II) 型行星齿轮传动是一种结构紧凑和减速比大的奇异型的行星齿轮传动。

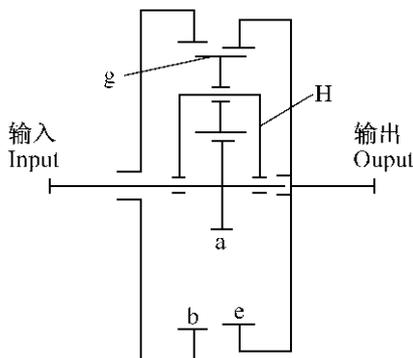


图 1 3K(II) 型行星齿轮传动
Fig. 1 3K(II) type planetary gear

图 2 所示为国外所设计的微型行星齿轮减速器的剖面。其结构组成如下: a——中心轮(或称太阳轮)、b——固定内齿轮、e——输出内齿轮; g——行星轮(三个), 均匀地配置在其中心圆圆周上的三处; 它们分别地都与中心轮 a、固定内齿轮 b 和输出内齿轮 e 相啮合。由该结构的剖面图可见, 该微型行星齿轮减速器没有采用行星架 H 和行星轮 g 的支承轴承。也就是说, 行星轮 g 是浮动的, 没有设置行星轮轴及其轴承; 行星轮 g 同时与中心轮 a、固定内齿轮 b 和输出内齿轮 e 相啮合, 且被中心轮 a、b 和 e 支承着。N 为连接内齿轮 e 和输出轴的齿轮联轴器。而输出轴使用的为滑动轴承, 以减少其径向尺寸。因而, 可使得该微型行星减速器的外径 D(包括机体在内)缩小到 5 毫米。

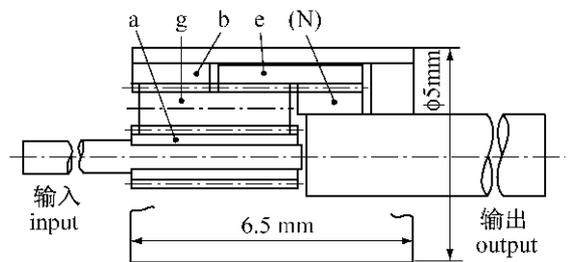


图 2 微型行星齿轮减速器剖面

Fig. 2 Miniature planetary gear section

为了尽量使该行星齿轮减速器微型化, 则需要很小直径的齿轮。因齿轮的分度圆直径为 $d = mz$ 。因此, 就需用缩小齿轮的模数 m , 减少齿轮的齿数 z 。表 1 列出了该微型行星齿轮减速器所采用齿轮的数据。各齿轮的模数均为 $m = 0.08 \text{ mm}$ 。它们均是渐开线齿形的变位的圆柱直齿轮。各轮的齿数为 $z_a = 15$,

表 1 微型行星齿轮减速器的几何尺寸

Table 1 Geometric size of the miniature planetary gear

项目 Item	齿轮 Gear	a	b	e	g
齿数 z Tooth number		15	36	39	11
分度圆直径 d(mm) divided circle dia.		1.2	2.88	3.12	0.88
齿顶圆直径 d_a (mm) Addendum circle dia.		1.411	2.953	2.992	1.074
齿根圆直径 d_f (mm) Dedendum circle dia.		1.068	3.30	3.30	0.731
齿宽 b(mm) Tooth width		3.8	1.8	3.3	3.5
中心距 a(mm) Center distance		$a_{ag} = 1.04 \quad a_{gb} = 1 \quad a_{ge} = 1.12$			
啮合角 α' Action angle		$\alpha'_{ag} = 21.788^\circ \quad \alpha'_{gb} = 26.766^\circ \quad \alpha'_{ge} = 20^\circ$			

$z_b = 36, z_c = 39, z_g = 11$ 。其中, 行星轮 g 直径最小, 其齿顶圆直径约为 $d_{ag} = 1.074 \approx 1 \text{ mm}$ 。按 3K(II) 型传动比公式计算得其传动比为 $i_{bc}^b = 44.2$ 。

3 微型行星齿轮传动的设计计算

3.1 配齿计算

如前所述, 微型行星齿轮传动目前大都采用图 1 所示的 3K(II) 型行星传动。根据 3K(II) 型行星传动的传动比计算公式:

$$i_{ac}^b = \left| 1 + \frac{z_b}{z_a} \right| \left| \frac{z_e}{z_c - z_b} \right| \quad (3-1)$$

经化简整理后可得输出内齿轮 e 的配齿计算公式为

$$z_e = \frac{1}{2} \left| \sqrt{(z_a - n_p)^2 + 4i_p z_a n_p} - (z_a - n_p) \right| \quad (3-2)$$

式中 z_a —中心轮 a 的齿数;

i_p —微型行星齿轮传动的传动比, 即 $i_p = i_{bc}^b$;

n_p —行星轮数目, 一般 $n_p = 2 \sim 4$ 。

由上式可见, 若给定该 3K(II) 型的传动比, 选取中心轮 a 的齿数 z_a 和行星轮数目 n_p 值后, 则可以方便地求得内齿轮 e 的齿数 z_e 。

内齿轮 b 的齿数 z_b 可按如下关系式计算:

$$z_b = z_e - n_p \quad (3-3)$$

若 $z_e - z_a$ 为偶数, 则可得行星轮的齿数为

$$z_g = \frac{1}{2}(z_e - z_a) - 1 \quad (3-4)$$

若 $z_e - z_a$ 为奇数, 则可得行星轮的齿数为

$$z_g = \frac{1}{2}(z_e - z_a) - 0.5 \quad (3-5)$$

3.2 几何尺寸计算

对于 3K(II) 型行星传动的几何尺寸计算, 需要将该 3K 型行星传动分解成为: $a-g$ 、 $b-g$ 和 $e-g$ 三个啮合齿轮副。在每个啮合传动中, 较小齿轮用下角标“1”表示, 较大齿轮用下角标“2”表示。在此, 还应该指出: 由于各啮合齿轮副的标准中心距:

$$\begin{cases} a_{ag} = \frac{1}{2}m(z_a + z_g) \\ a_{bg} = \frac{1}{2}m(z_b - z_g) \\ a_{eg} = \frac{1}{2}m(z_e - z_g) \end{cases} \quad (3-6)$$

即使各齿轮的模数 m 均相同, 而它们的标准中心距 a_{ag} 、 a_{bg} 和 a_{eg} 是不会相等的。由于行星轮 g 与中心轮 a 、 b 和 e 同时啮合。为了使该行星齿轮传动能进行正常地啮合运转, 必须选取一个实际的公共中心距

a' 。若中心距 $a_{bg} < a_{ag} < a_{eg}$, 当选取较大值 a_{eg} 作为各齿轮副的实际中心距 a' , 即 $a' = a_{eg}$ 时, 则齿轮副 $a-g$ 和 $b-g$ 必须进行角度变位; 而齿轮副 $e-g$ 需要进行高度变位。为此需要对各齿轮副分别进行其啮合参数的计算。齿轮副啮合参数计算公式为

$$\text{中心距变动系数 } y = \frac{a' - a}{m} \quad (3-7)$$

$$\text{啮合角 } \alpha' = \cos^{-1} \left| \frac{a'}{a} \cos \alpha \right| \quad (3-8)$$

总变位系数

$$X_\Sigma = X_2 \pm X_1 = \frac{z_2 \pm z_1}{2 \operatorname{tg} \alpha} (\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha) \quad (3-9)$$

齿顶高变动系数 Δy

$$\Delta y = X_\Sigma - y = (X_2 \pm X_1) - y \quad (3-10)$$

重合度 ϵ

$$\epsilon = \frac{1}{2\pi} \left| z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha') \pm z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha') \right| \quad (3-11)$$

式中, α_{a1} 和 α_{a2} 分别为齿轮 1 和 2 的齿顶压力角, 且有:

$$\alpha_{a1} = \cos^{-1} \frac{d_{b1}}{d_{a1}} \text{ 和 } \alpha_{a2} = \cos^{-1} \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$$

该 3K 型传动的几何尺寸计算公式如下:

分度圆直径

$$\begin{cases} d_1 = mz_1 \\ d_2 = mz_2 \end{cases} \quad (3-12)$$

基圆直径

$$\begin{cases} d_{b1} = d_1 \cos \alpha \\ d_{b2} = d_2 \cos \alpha \end{cases} \quad (3-13)$$

式中 压力角 $\alpha = 20^\circ$

节圆直径

$$\begin{cases} d'_1 = d_1 + \frac{2y}{z_\Sigma} d_1 \\ d'_2 = d_2 + \frac{2y}{z_\Sigma} d_2 \end{cases} \quad (3-14)$$

齿顶圆直径:

角度变位的外啮合齿轮副 $a-g$,

$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + X_1 - \Delta y) \\ d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + X_2 - \Delta y) \end{cases} \quad (3-15)$$

角度变位的内啮合齿轮副 $b-g$,

$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + X_1) \\ d_{a2} = d_2 - 2m(h_a^* - X_2 + \Delta y) \end{cases} \quad (3-16)$$

高度变位的内啮合齿轮副 e- g,

$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + X_1) \\ d_{a2} = d_2 - 2m(h_a^* - X_2) + \Delta e \end{cases} \quad (3-17)$$

齿根圆直径:

$$\begin{cases} d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + C^* - X_1) \\ d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + C^* - X_2) \\ d_{f2} = 2a_0 + d_{a0} \text{ (插齿)} \end{cases} \quad (3-18)$$

式中 X_1, X_2 —分别为小齿轮和大齿轮的变位系数

h_a^* —齿顶高系数, 取 $h_a^* = 1$;

C^* —顶隙系数, 取 $C^* = 0.25$ 。

Δe —齿顶间隙, 可按下式计算:

$$\Delta e = \frac{15.2m(h_a^* - X_2)^2}{z_2} \quad (3-18, a)$$

3.3 受力分析计算

在 3K(II) 型行星传动中, 因它具有单齿圈行星轮 g; 若节圆直径 $d'_b > d'_c$; 其中心轮 a、内齿轮 b 和 e 及行星轮 g 的切向力和转矩如图 3 所示。

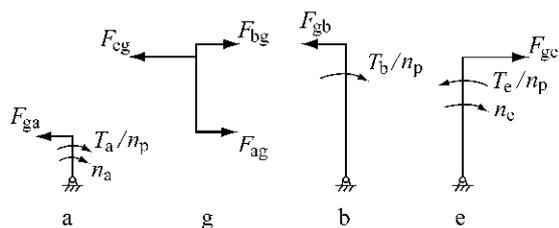


图 3 3K(II)型受力分析

Fig. 3 Analysis of 3K(II) type forced

中心轮 a 的切向力为

$$F_{ga} = \frac{2}{n_p d'_a} T_a \quad (3-19)$$

式中, n_p —行星轮数目, 通常取 $n_p = 3$;

d'_a —中心轮 a 的节圆直径, mm;

T_a —中心轮 a 所传递的转矩, N·mm。

行星轮 g 的切向力为

$$F_{ag} = - F_{ga} = - \frac{2}{n_p d'_a} T_a \quad (3-20)$$

$$F_{bg} = F_{eg} - F_{ag} = \frac{d'_e - d'_a}{d'_b - d'_e} F_{ag} \quad (3-21)$$

$$F_{eg} = - F_{ge} = F_{bg} + F_{ag} = \frac{d'_b - d'_a}{d'_b - d'_e} F_{ag} \quad (3-22)$$

内齿轮 b 的切向力为

$$F_{gb} = - F_{bg} = - \frac{d'_e - d'_a}{d'_b - d'_e} F_{ag} \quad (3-23)$$

内齿轮 b 的转矩为

$$T_b = F_{gb} \frac{n_p d'_b}{2} = - \frac{d'_e - d'_a}{d'_b - d'_e} \times \frac{d'_b}{2} F_{ag} \times n_p \quad (3-24)$$

根据转矩平衡式: $T_a + T_b + T_e = 0$, 则得:

$T_b = - (T_a + T_e)$, 因 $T_e = - i_{ae}^b T_a$ 代入可得:

$$T_b = i_{ae}^b T_a - T_a = (i_{ae}^b - 1) T_a \quad (3-24a)$$

内齿轮 e 的切向力为

$$F_{ge} = - \frac{2 i_{ae}^b}{n_p d'_e} T_a \quad (3-25)$$

内齿轮 e 的转矩为

$$T_e = - i_{ae}^b T_a = - n_p \frac{d'_e}{2} F_{ge} \quad (3-26)$$

3.4 传动效率计算

对于采用 3K(II) 型的微型行星齿轮减速器, 由于内齿轮 b 和 e 节圆直径关系 $d'_b > d'_c$ 和 $d'_b > d'_c$ 的不同, 而使得行星齿轮传动所传递的功率流方向也不同; 则需要采用不同的传动效率计算公式。若内齿轮 b 的节圆直径 d'_b 大于内齿轮 e 的节圆直径 d'_c , 即 $d'_b > d'_c$, 其传动效率 η 可按如下公式计算:

$$\eta_{ae}^b = \frac{0.98}{1 + \left| \frac{i_{ae}^b}{1+p} - 1 \right| \Psi_{be}^H} \quad (3-27)$$

式中, p —行星传动的特性参数, 即 $p = z_b/z_a$;

Ψ_{be}^H —损失系数, 且按如下公式计算:

$$\Psi_{be}^H = 2.3 \times f_z \left[\left| \frac{1}{z_g} - \frac{1}{z_b} \right| + \left| \frac{1}{z_g} - \frac{1}{z_e} \right| \right] \quad (3-28)$$

其中, f_z 为轮齿啮合摩擦系数, 一般取 $f_z = 0.1$ 。

4 微型行星齿轮减速器设计计算示例

设计计算示例: 某精密机械传动装置中使用的微型行星齿轮减速器如图 4 所示。已知原始数据为: 该微型行星齿轮减速器选用 3K(II) 型行星传动, 其传动比为 $i_b = 100$; 电动机功率为 $P_1 = 30W$, 转速 $n_1 = 1500r/min$ 。齿轮材料为 40Cr, 调质处理 HB240~290。微齿轮采用线切割加工方法制造。

解: 首先根据电动机的功率 P_1 和转速 n_1 , 计算输入中心轮 a 传递的转矩 T_a 为

$$\begin{aligned} T_a &= 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{0.03}{1500} \\ &= 191 N \cdot m \end{aligned}$$

4.1 配齿计算

对于该微型行星齿轮减速器可按公式(3-2)~(3-5)进行配齿计算。现选取行星轮数目 $n_p = 3$ 和中心轮 a 齿数 $z_a = 24$, 按公式(3-2)计算内齿轮 e 的齿数为

$$z_e = \frac{1}{2} \left| \sqrt{(z_a - n_p)^2 + 4i_p z_a n_p} - (z_a - n_p) \right|$$

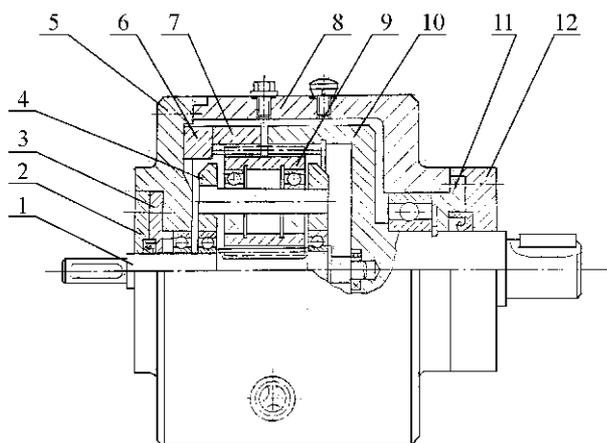


图 4 微型行星齿轮减速器

Fig. 4 Miniature planetary gear

- | | | |
|-------------------------------|-------------------|----------------|
| 1. 中心轮 a(齿轮轴) | 4. 行星架 | 6. 中间环 |
| 1. Central gear a(gear shaft) | 4. Planet carrier | 6. Median ring |
| 7. 固定内齿轮 b | 8. 机体 | 9. 行星齿轮 |
| 7. Fixed internal gear b | 8. Body | 9. Planet gear |
| 10. 输出内齿轮 e | | |
| 10. Output internal gear e | | |

$$= \frac{1}{2} \sqrt{(24-3)^2 + 4 \times 100 \times 24 \times 3 - (24-3)}$$

$$= 75$$

再按公式(3-3)可求得内齿轮 b 的齿数为

$$z_b = z_e - n_p = 75 - 3 = 72$$

因 $z_e - z_a = 75 - 24 = 51$ 为奇数, 则应按公式(3-5)计算行星轮 g 的齿数为

$$z_g = \frac{1}{2}(z_e - z_a) - 0.5 =$$

$$\frac{1}{2}(75 - 24) - 0.5 = 25$$

通过上述计算可得各轮齿数为:

$$z_a = 24, z_b = 72, z_e = 75 \text{ 和 } z_g = 25.$$

最后按公式(3-1)验算该微型行星齿轮减速器的传动比 i_{ae}^b 为

$$i_{ae}^b = \left| 1 + \frac{z_b}{z_a} \right| \left| \frac{z_e}{z_e - z_b} \right| = \left| 1 + \frac{72}{24} \right| \left| \frac{75}{75 - 72} \right|$$

$$= 100$$

4.2 几何尺寸计算

根据该微型行星齿轮减速器传递功率的大小和我国目前加工微齿轮的技术水平, 再用类比方法: 参考国内外其他的微型行星齿轮减速器的结构情况, 现选取该微型行星减速器各齿轮的模数为 $m = 0.1 \text{ mm}$ 。

先按公式(3-6)计算各齿轮副的标准中心距为:

$$a_{ag} = \frac{1}{2} m (z_a + z_g) =$$

$$\frac{1}{2} \times 0.1 (24 + 25) = 2.45 \text{ mm}$$

$$a_{bg} = \frac{1}{2} m (z_b - z_g) =$$

$$\frac{1}{2} \times 0.1 (72 - 25) = 2.35 \text{ mm}$$

$$a_{eg} = \frac{1}{2} m (z_e - z_g) =$$

$$\frac{1}{2} \times 0.1 (75 - 25) = 2.5 \text{ mm}$$

在此选取该微型行星减速器各齿轮副的公用中心距 $a' = a_{eg} = 2.5 \text{ mm}$, 则齿轮副 a-g 和 b-g 必须进行角度变位; 而齿轮副 e-g 只需要进行高度变位。为此, 现应按公式(3-7)~(3-11)计算各齿轮副的啮合参数: $y, \alpha', X_\Sigma, \Delta y$ 和 ϵ , 且将它们的计算结果列入表 2 中。

表 2 中的 α_a 为齿顶压力角, 且有: $\alpha_a = \cos^{-1} \frac{d_b}{d_a}$ 。

按公式(3-12)~(3-17)计算各齿轮副的几何尺寸, 且将计算结果列于表 3 中。

表中齿根圆直径 d_n 和 d_{n2} 为齿轮的参考尺寸, 且随齿轮加工方法(滚齿或插齿)的不同, 其计算公式也不相同; 故略。

4.3 受力计算

由上述几何尺寸的计算可知, 内齿轮 b 的节圆直径 d'_b 大于内齿轮 e 的节圆直径 d'_e , 即 $d'_b = 7.6596 \text{ mm} > d'_e = 7.5 \text{ mm}$ 。该微型行星减速器的受力分析如图 3 所示; 且可按公式(3-19)~(3-26)进行各轮的受力计算。因行星轮数 $n_p = 3$, 故经功率分流后每个行星轮所传递的转矩为

$$T_1 = \frac{T_a}{n_p} = \frac{191}{3} = 63.67 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

中心轮 a 的切向力为

$$F_{ga} = \frac{2}{n_p d'_a} T_a = \frac{2 \times 191}{3 \times 2.449} = 52 \text{ N}$$

行星轮 g 的切向力为

$$F_{ag} = - F_{ga} = - 52 \text{ N}$$

式中“-”号表示 F_{ag} 与 F_{ga} 方向相反。

$$F_{bg} = F_{eg} - F_{ag} = \frac{d'_e - d'_a}{d'_b - d'_e} F_{ag} =$$

$$\frac{7.5 - 2.499}{7.6596 - 7.5} \times (- 52) = - 1340 \text{ N}$$

$$F_{eg} = F_{bg} + F_{ag} = - 1340 + (- 52) = - 1392 \text{ N}$$

表 2 微型行星齿轮减速器啮合参数计算

Table 2 M iniature planetary gear engage parameter calculation

项目 Item	计算公式 Calculation formula	a- g 齿轮副 a- g gear pair	b- g 齿轮副 b- g gear pair	e- g 齿轮副 e- g gear pair
中心轮变动系数 y Central gear varying coefficient	$y = \frac{a' - a}{m}$	0.5	1.5	0
啮合角 α' Action angle	$\alpha' = \cos^{-1} \left[\frac{a}{a'} \cos \alpha \right]$	22°57'	27°57'	20° ($\alpha' = \alpha = 20^\circ$)
总变位系数 X_Σ Total modification coefficient	$X_\Sigma = X_2 \pm X_1 = \frac{z_\Sigma}{2 \operatorname{tg} \alpha'} (\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha)$	0.5377 $\left[\begin{matrix} X_1 = 0.236 \\ X_2 = 0.3017 \end{matrix} \right]$	1.7993 $\left[\begin{matrix} X_1 = 0.3017 \\ X_2 = 2.101 \end{matrix} \right]$	0 ($X_1 = X_2 = 0.3017$)
齿高变动系数 Δy Tooth depth varying coefficient	$\Delta y = X_\Sigma - y$	0.0377	0.2993	0
重合度 ϵ Overlapping	$\epsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha') \pm z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha')]$	1.45	1.44	1.54

注: (1) 表内公式中的“±”号, 外啮合取“+”, 内啮合取“-”。Note: “±” in formula in table, external gearing is “+”, internal is “-”.

表 3 微型行星齿轮减速器几何尺寸计算

(mm)

Table 3 M iniature planetary gear geometric size calculation

项目 Item	计算公式 Calculation formula	a- g 齿轮副 a- g gear pair	b- g 齿轮副 b- g gear pair	e- g 齿轮副 e- g gear pair
分度圆直径 d divided circle dia.	$d_1 = m z_1$ $d_2 = m z_2$	$d_1 = 2.4$ $d_2 = 2.5$	$d_1 = 2.5$ $d_2 = 7.2$	$d_1 = 2.5$ $d_2 = 7.5$
基圆直径 d_b Base circle dia.	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha$	$d_{b1} = 2.2553$ $d_{b2} = 2.3492$	$d_{b1} = 2.3492$ $d_{b2} = 6.7658$	$d_{b1} = 2.349$ $d_{b2} = 7.0477$
节圆直径 d' Pitch circle dia.	$d'_1 = d_1 + \frac{2y}{z_\Sigma} d_1$ $d'_2 = d_2 + \frac{2y}{z_\Sigma} d_2$	$d'_1 = 2.4490$ $d'_2 = 2.5510$	$d'_1 = 2.6596$ $d'_2 = 7.6596$	$d'_1 = 2.5$ $d'_2 = 7.5$
齿顶圆直径 d_a Addendum circle dia.	外啮合 External	$d_{a1} = d_1 + 2m (h_a^* + X_1 - \Delta y)$ $d_{a2} = d_2 + 2m (h_a^* + X_2 - \Delta y)$	$d_{a1} = 2.6397$ $d_{a2} = 2.7528$	
	内啮合 Internal	$d_{a1} = d_1 + 2m (h_a^* + X_1)$ $d_{a2} = d_2 - 2m (h_a^* - X_2 + \Delta y)$ ($X_\Sigma = X_2 - X_1 > 0$)		$d_{a1} = 2.7603 - \Delta e = 2.7504$ $d_{a2} = 7.3603 - \Delta e = 7.3505$ (按公式 3-18, a 得: $\Delta e = 0.0099$)
		$d_{a2} = d_2 - 2m (h_a^* - X_2) + \Delta e$ ($X_\Sigma = X_2 - X_1 = 0$)		

内齿轮 b 的切向力为

$$F_{gb} = - F_{bg} = 1340 \text{ N}$$

内齿轮 b 的转矩为

$$T_b = n_p F_{gb} \frac{d'_b}{2} =$$

$$3 \times \frac{7.6596}{2} \times 1340 = 15396 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

内齿轮 e 的切向力为

$$F_{ge} = \frac{-2 \times i_{ae}^b}{n_p d'_e} T_a = \frac{-2 \times 100}{3 \times 7.5} \times 191 = -1698 \text{ N}$$

内齿轮 e 的转矩为

$$T_e = - i_{ae}^b T_a = -19100 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

4.4 传动效率计算

由于该微型行星齿轮减速器内齿轮 b 的节圆直径 d'_b 大于内齿轮 e 的节圆直径 d'_e , 故可以采用公式 (3-27) 计算其传动效率, 即

$$\eta_{ae}^b = \frac{0.98}{1 + \left| \frac{i_{ae}^b}{1+p} - 1 \right| \Psi_{be}^H}$$

因传动比 $i_{ae}^b = 100$ 和特性参数 $p = \frac{z_b}{z_a} = \frac{72}{24} = 3$ 。

再按公式 (3-28) 计算损失系数, 即

$$\begin{aligned} \Psi_{be}^H &= 2.3f_z \left| \left[\frac{1}{z_g} - \frac{1}{z_b} \right] + \left[\frac{1}{z_g} - \frac{1}{z_e} \right] \right| \\ &= 2.3 \times 0.1 \left| \left[\frac{1}{25} - \frac{1}{72} \right] + \left[\frac{1}{25} - \frac{1}{75} \right] \right| \\ &= 0.01214 \end{aligned}$$

代入, 则可得其传动效率为

$$\eta_{ae}^H = \frac{0.98}{1 + \left| \frac{100}{1+3} - 1 \right| \times 0.01214} = 0.76$$

由此可见, 3K(II)型行星齿轮传动的效率值不是很大。表明该 3K(II)型行星传动较适合用于短期间断的工作方式, 或用于传递较小的功率。因此, 该 3K(II)型行星传动适用于微型行星齿轮减速器。

5 微型行星齿轮传动的发展动向

为了解决微型行星齿轮减速器实用化的问题, 目前尚需要进一步地做许多研究工作。关于微型行星齿轮传动今后的发展动向现简述如下。

5.1 研究开发微型齿轮的加工新方法和新材料

微型齿轮是组成微型行星齿轮传动的基本构件。微型齿轮加工的难易程度和加工时间的长短, 则会直接地影响到该微型行星齿轮传动的加工和装配的难易程度和加工制造成本的大小。显然, 微型齿轮制造精度的高低, 也会直接地影响到微型行星齿轮传动的传动性能和品质。为此, 研究和探讨加工微型齿轮的新方法, 使微型齿轮的加工变得既简单, 同时又不需要耗费较长的时间。从而, 可以有效地提高加工能力和效率, 以及降低微型行星齿轮传动的制造成本。目前加工微型齿轮的常用方法是采用钢丝放电加工的切削方法, 即线切割加工法。比如, 使用直径为 $25\mu\text{m}$ (微米) 的钨丝作为电极, 在油中进行放电加工。尽管采用这种线切割加工法能够加工金属材料的齿轮和较高精度要求的微小零件。但是, 采用上述方法所需的加工时间仍较长。通常加工一个微型齿轮约 1~2 小时, 一台线切割加工机床加工一台微型行星齿轮减速器所需的六个微型齿轮(一个中心轮 a、b 和 e 两个内齿轮和三个行星轮 g)约需要耗费一天多的时间。显然, 目前这样的加工能力和低效率, 将会使微型行星齿轮减速器的制造成本变得较高。同时, 也不利于对微型行星齿轮减速器进行大批量的生产。为了使微型行星齿轮减速器在各种微型机器中获得广泛地应用, 并使它能实现大批量生产, 可以考虑采用塑料制成的微型齿轮。首先同样需要采用线切割加工方法来制作微型齿轮的成型模具。然后, 就可以使用这一套模具进行大批量地生产塑料微型齿轮; 从而, 也就可以对微

型行星齿轮减速器进行大批量地生产。尽管这种塑料微型齿轮以其材料的机械强度方面来看要比金属微型齿轮的强度较差些, 但采用塑料微型齿轮可以大量地生产出具有同样精度等级和表面粗糙度的合格产品, 而且其加工制造成本比金属微型齿轮要低廉得多。

5.2 实现机电一体化

在微型机器中, 不仅需要可以传递动力的微型传动机构——微型行星齿轮减速器, 而且还需要能自带动力驱动装置的微型行星齿轮减速器。换言之, 微型机器更需要由微电动机与微型行星齿轮减速器组合成为结构紧凑的齿轮传动装置, 或称为微型的低速电动机; 使它具备动力驱动和减速传动两种功能。从而实现驱动、减速和增加转矩的目的。因此, 对于具备上述功能的机电一体化的行星齿轮传动装置, 其特征是: 这种微型行星齿轮减速器的输入轴与其输出轴具有同轴性, 而电动机应与其工作负荷紧凑地连接在一起。在结构上可以将电动机的轴与行星齿轮减速器的输入轴相连接, 即电动机的轴与中心轮 a 的齿轮轴位于同一主轴线上, 且相互连接起来。而微型行星齿轮减速器的输出轴(与输出内齿轮 e 连成一体)成为该组合传动机构的输出轴; 由此构成为微电动机与微型行星齿轮减速器组合成一体的内装式行星齿轮传动装置。也可以这样说, 微电动机与微型行星齿轮减速器两者合一而成为一种微型低速电动机; 它的输出轴就可以直接与工作机相连接。现在关键的问题在于: 为了使这种带有电动机的微型行星齿轮减速器能够达到实用化的程度, 则需要有一种与微型行星减速器外形尺寸差不多的、具有优良性能的微型电动机; 且其功率的大小也应与微型行星齿轮减速器相匹配。

5.3 微型齿轮的润滑

在齿轮传动装置中齿轮润滑问题是发展微型行星齿轮传动的一个极重要的问题。许多从事摩擦学研究的学者正在致力于更好地解决这个问题。而对于微型行星齿轮传动的润滑问题就显得更加重要。据有关文献阐述, 在一般传递动力的齿轮减速器中, 齿轮减速器的主轴直径越小, 则其运转的摩擦扭矩在全部功率损失中所占的比例就越大。可是, 在微型机器中, 要精确地测定非常小的摩擦扭矩却不是一件容易办到的事情。但微型行星齿轮减速器的摩擦扭矩在其全部功率损失中所占的比例可以推算出来是会有所增加的。目前, 人们特别关注于微型摩擦学领域中的研究工作, 期待着在不久的将来它能

(下接第 34 页)

考虑,今后需要从以下几个方面做更多的工作:

(1) 建立更为准确、精致地反映汽车行驶真实情况的数学模型。例如,在数学模型中考虑悬架侧倾中心横向位置的变化,考虑轮胎侧偏、车轮外倾的影响,采用更准确的轮胎力学模型。

(2) 在数学模型中考虑汽车其他方向运动对汽车侧倾运动特性的影响。这一点特别体现在对轮胎附着系数的确定上。最终的目标是建立反映包括侧倾运动在内的汽车各个方向运动的统一数学模型。毕竟,汽车各个方向的运动是相互影响的,反映汽车各个方向运动体特性的数学模型都具有汽车这个共同的基础。

(3) 根据数学模型编制相应的计算机仿真程序,以便定性、定量地分析各种因素(参数)对汽车侧倾稳定性的影响,或是计算、确定汽车的侧倾反应,轮胎的载荷转移,汽车侧倾极限等,使这方面的理论研究更容易开展。

参 考 文 献

- [1] Terry M. Klein, A Statistical Analysis of Vehicle Rollover Propensity and Vehicle Stability, SAE 920584.
- [2] K. N. Morman, Jr. & F. Giannopoulos, Recent Advances in the Analytical and Computational Aspects of Modelling Active and Passive Vehicle Suspensions, Computational Methods in Ground Transportation Vehicles, AMD Vol. 50, 1984.
- [3] 郭孔辉, 著. 汽车操纵动力学, 吉林科学技术出版社, 1991.
- [4] Jeffrey P. Chrstos, A Simple Method for the Measurement of Composite Suspension Parameters, SAE 910232.
- [5] W. Riley Garrot & Gary J. Heydinger, An Investigation, Via Simulation, of Vehicle Characteristics that Contribute to Steering Maneuver Induced Rollover, SAE 920585.
- [6] M·米奇克著, 桑杰译, 汽车动力学, 机械工业出版社, 1985.
- [7] Sim on Tanmy, Operating Vehicle Roll Stability, SAE 932945.
- [8] R. B. Winkler et al. Roll Stability Performance of Heavy-Vehicle Suspension, SAE 922426.
- [9] D. Moline et al. Simulation and Evaluation of Semi-Active Suspensions, SAE 940864.
- [10] David A. Coovert, Sr. et al. Design and Operation of a New-Type Suspension Parameter Measurement Device, SAE 920048.
- [11] H. Fred Chen et al. Suspension Testing on the New-Type Suspension Parameter Measurement Device, SAE 920049.
- [12] Bangalor A. Suresh & James C. Wambold, Niladri S. Das, Estimation of Dynamic Rollover Threshold of Commercial Vehicles Using Low Speed Experimental Data, SAE 932949.
- [13] John Hinch et al. NHTSA's Rollover Rulemaking Program — Results of Testing and Analysis, SAE 920581.
- [14] 日本起草认证制度协会编, 刘树成译, 汽车技术标准汇编, 吉林科学技术出版社, 1990.
- [15] 庄继德著, 汽车轮胎学, 北京理工大学出版社, 1996.
- [16] A. J. Novak et al. Computer Simulation of Semi-Trailer Haul Truck Rollover Dynamics, SAE 901623.
- [17] 中华人民共和国国家标准(GB/T 14172-93), 汽车静侧翻稳定性台架试验方法, 李修曾起草, 1993.
- [18] 余志生著, 汽车理论(修订版), 机械工业出版社, 1990.
- [19] 上海交通大学, 公安部上海消防科学研究所, 消防车静态稳定性试验装置试验报告, 1997.
- [20] 上海交通大学, 公安部上海消防科学研究所, 消防车静态稳定性试验研究—国内外同类技术的背景资料, 1997.

(上接第 24 页)

有效地解决微型行星齿轮减速器的润滑问题, 为了使微型行星齿轮减速器走向实用化起着较大的推动作用。

总之, 目前开发和研制微型行星齿轮减速器仅是实现微型机器为目标的第一个阶段。今后还需要从事现代机械传动的科技人员进一步地开展新的研究工作, 以便使微型行星齿轮减速器进一步实用化和微小化。因此, 我们可以期待着: 微型行星齿轮减

速器今后一定会有所发展和在各种微型机器中获得成功地广泛应用。

参 考 文 献

- [1] 饶振纲. 行星传动机构设计(第二版). 北京: 国防工业出版社, 1994.
- [2] 关岳编译. 微型机器超小型行星减速机. 世界发明, 1993, 1.

(上接第 47 页)

3 结束语

经过生产实践, 采用 PLC 控制下的压纹装置提

高了罗纹辊、底辊使用寿命, 消除了计划外更换辊子的停车时间, 纸张的压纹均匀和清晰, 提高了产品外在质量。为拓宽市场、增加企业效益带来了福音。