

文章编号: 1001-2486 (2001) 04-0051-04

变速传动轴承传动原理分析与研究*

杨坤玉, 潘存云

(国防科技大学机电工程与自动化学院, 湖南长沙 410073)

摘要: 变速传动轴承是一种既具有支承功能又具有变速功能的新型特种轴承, 其机构设计新颖紧凑, 效率高, 承载能力强。通过研究变速传动轴承的内部机构和传动原理, 对其传动比做了深入系统的分析, 得出了内齿圈齿数、活齿数与传动比之间的理论关系, 并从理论上提出了高效率、低磨损的传动比优选方案, 认为在推杆活齿传动机构设计时, 应该使活齿数大于内齿圈齿数, 即 $Z_2 > Z_1$ 。包括变速传动轴承在内, 对于采用了推杆活齿机构的各种活齿传动形式的结构设计, 这个结论都具有重要的指导意义。

关键词: 变速传动轴承; 传动原理; 传动比; 齿数关系

中图分类号: TH132.46 文献标识码: A

Research and Analysis on the Drive Principle of the Shifting Drive Bearing

YANG Kun-yu, PAN Cun-yun

(College of Mechatronics Engineering and Automation, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: The shifting drive bearing is a new special type bearing with supporting function as well as speed change function. The design of mechanism is novel and well-knit, with high efficiency and load-bearing capacity. By studying the internal structure and the driving principle of the shifting drive bearing, a group of systematic analysis is made. The theoretical relations of the tooth number of the internal-tooth ring, moving-tooth and drive ratio, are provided, as well as the optimum seeking scheme of high efficiency and low wearing and tearing. The conclusion is drawn that the tooth number of moving-tooth should be larger than the internal-tooth ring: $Z_2 > Z_1$. It is very important to direct the design of the moving-tooth drive structure which has push-rod, including the shifting drive bearing.

Key words: the shifting drive bearing; the drive principle; drive ratio; the relations of tooth number

变速传动轴承是一种既具有滚动轴承的支承功能又具有变速装置变速功能的新型特种轴承。它可以直接装入机械产品中, 不再需要变速装置或其它传动零件, 即可完成定传动比的增速或减速传动。使机械产品的结构变得十分简单, 缩短了传动链, 并使产品的性能重量比得到极大的改进。由于该轴承在性能上有很多优点, 自问世以来, 深受机械设计人员的欢迎, 具有很大的应用潜力。

在一些关于变速传动轴承和推杆传动装置的文章中, 对于其传动原理尤其是传动比分析很少, 并且在变速传动轴承其它方面的阐述中, 对传动比的分析不够明确, 引起一些误解。笔者通过对变速传动轴承的深入研究, 发现其传动原理独特, 活齿数、内齿圈齿数的关系不仅与传动比有着十分重要而直接的联系, 而且对运动部件的磨损、机构的传动效率等方面也有很大影响。

1 变速传动轴承的传动原理

变速传动轴承是由位于中间的异型轴承和位于两端、偏心位置相差 180° 的两个活齿传动机构所组成。异型轴承由外圈、中圈、内圈组成, 三圈可以相对转动。每个活齿传动机构由内齿圈 1、传动圈 2、推杆 3、滚子、标准滚动轴承 4 以及公用的双偏心套 5 等组成。内齿圈用铆钉固联在外圈上; 传动圈用铆钉固联在中圈上; 双偏心套与内圈用过盈配合连接; 两端包容有滚子的推杆 (活齿) 置于传动圈的径向导槽内。如图 1 所示。

内齿圈, 传动圈, 偏心套三者分别承担固定, 输入, 输出三种不同的角色, 以获得不同的传动比

* 收稿日期: 2001-03-27

作者简介: 杨坤玉 (1974-), 女, 硕士生。

和变速传动效果。下面将对变速传动轴承的传动比进行系统的分析,并借此进一步研究其高效率低磨损的传动比优选方案和内部结构齿数设计的理论根据。

2 传动比分析

变速传动轴承由两个推杆传动机构和一个异型轴承组成,影响其传动比的是其中的传动机构,故本文以研究传动机构为主。传动机构主要有三大部件:内齿圈,传动圈,偏心轮。偏心轮的齿数为 Z_3 ,因为偏心轮是单激波器,故 $Z_3 = 1$ 。内齿圈的齿数为 Z_1 ,传动圈上的活齿数为 Z_2 。通过改变 Z_1 与 Z_2 的齿数,可获得不同的输出转向和传动比。根据运动学中的相对运动不变性原理,采用“反转法”来分析当改变 Z_1 与 Z_2 的齿数时,传动机构的传动比和输出轴的转向。

设内齿圈的角速度为 ω_1 ,传动圈的角速度为 ω_2 ,偏心轮的角速度为 ω_3 。假想给整个活齿传动施加一个与偏心轮大小相等、方向相反的附加角速度 $-\omega_3$,则内齿圈相对于偏心轮的角速度为 $\omega_1 - \omega_3$,传动圈相对于偏心轮的角速度为 $\omega_2 - \omega_3$,二者之比为:

$$i_{21}^3 = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_1 - \omega_3} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

则 i_{21}^3 的值可视为已计算出来的值,由上式可以推出:

$$\omega_2 = i_{21}^3 \omega_1 + \omega_3 (1 - i_{21}^3) \quad (1)$$

此式即为三个基本构件角速度之间的关系式,其中 $i_{21}^3 = Z_1/Z_2$ 。

2.1 当内齿圈齿数 $Z_1 <$ 活齿数 Z_2 时

有以下六种安装方式:

(1) 内齿圈固定,偏心轮输入,传动圈输出

$$i_{32} = \omega_3/\omega_2$$

将 $\omega_1 = 0$ 代入(1)式,可得:

$$\omega_3/\omega_2 = 1/(1 - i_{21}^3) = 1/(1 - Z_1/Z_2) = Z_2/(Z_2 - Z_1)$$

因为 $Z_2 > Z_1$, $i_{32} > 0$ 且 $i_{32} > 1$,故输入与输出转向相同,为大减速比传动。

(2) 传动圈固定,偏心轮输入,内齿圈输出

因为 $\omega_2 = 0$,代入(1)式,计算可得:

$$i_{31} = \omega_3/\omega_1 = -Z_1/(Z_2 - Z_1)$$

因为 $Z_2 > Z_1$,故 $i_{31} > 0$,且绝对值大于1,输入输出反向,为大减速比传动。

(3) 偏心轮固定,内齿圈输入,传动圈输出

因为 $\omega_3 = 0$,代入(1),计算可得:

$$i_{12} = \omega_1/\omega_2 = Z_2/Z_1$$

因为 $Z_2 > Z_1$,故 $i_{12} > 0$,且 $i_{12} > 1$,输入输出同向,为小传动比的减速传动。

(4) 内齿圈固定,传动圈输入,偏心轮输出

因为 $\omega_1 = 0$,代入(1),计算可得:

$$i_{23} = \omega_2/\omega_3 = (Z_2 - Z_1)/Z_2$$

因为 $Z_2 > Z_1$,故 $i_{23} > 0$ 且绝对值小于1,输入输出同向,且为大速比的增速传动。

(5) 传动圈固定,内齿圈输入,偏心轮输出

因为 $\omega_2 = 0$,代入(1),计算可得:

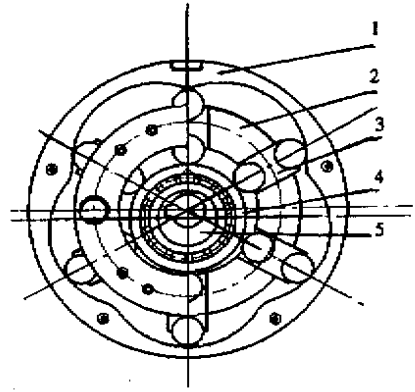


图1 变速传动轴承结构简图

Fig.1 The structure diagram of the shifting drive bearing
1-内齿圈 2-传动圈 3-推杆 4-标准轴承 5-偏心套

$$i_{13} = \omega_1/\omega_3 = (Z_1 - Z_2)/Z_1$$

因为 $Z_2 > Z_1$, 故 $i_{13} < 0$ 且绝对值小于 1, 输入输出反向, 且为大速比的增速传动。

(6) 偏心轮固定, 传动圈输入, 内齿圈输出

因为 $\omega_3 = 0$, 代入 (1), 计算可得:

$$i_{21} = \omega_2/\omega_1 = Z_1/Z_2$$

因为 $Z_2 > Z_1$, 故 $i_{21} > 0$ 且小于 1, 输入输出同向, 且为速比微小的增速传动。

2.2 当 $Z_1 > Z_2$ 时

也有六种安装方式, 且与 $Z_1 < Z_2$ 时相同, 但传动比计算结果不同, 结果如下:

(7) 内齿圈固定, 偏心轮输入, 传动圈输出

$$i_{32} = \omega_3/\omega_2 = Z_2/(Z_2 - Z_1)$$

因为 $Z_1 > Z_2$, 故 $i_{32} < 0$ 且绝对值大于 1, 输出为反向大减速比传动。

(8) 传动圈固定, 偏心轮输入, 内齿圈输出

$$i_{31} = \omega_3/\omega_1 = Z_1/(Z_1 - Z_2)$$

因为 $Z_1 > Z_2$, 故 $i_{31} > 0$ 且大于 1, 输出为同向大减速比传动。

(9) 偏心轴固定, 内齿圈输入, 传动圈输出

$$i_{12} = \omega_1/\omega_2 = Z_2/Z_1$$

因为 $Z_1 > Z_2$, 故 $i_{12} > 0$ 且小于 1, 输出为同向小增速比传动。

(10) 内齿圈固定, 传动圈输入, 偏心轮输出

$$i_{23} = \omega_2/\omega_3 = (Z_2 - Z_1)/Z_2$$

因为 $Z_1 > Z_2$, 故 $i_{23} < 0$ 且绝对值小于 1, 输出为反向大增速比传动。

(11) 传动圈固定, 内齿圈输入, 偏心轮输出

$$i_{13} = \omega_1/\omega_3 = (Z_1 - Z_2)/Z_1$$

因为 $Z_1 > Z_2$, 故 $i_{13} > 0$ 且绝对值小于 1, 输出为同向大增速比传动。

(12) 偏心轮固定, 传动圈输入, 内齿圈输出

$$i_{21} = \omega_2/\omega_1 = Z_1/Z_2$$

因为 $Z_1 > Z_2$, 故 $i_{21} > 0$ 且大于 1, 输出为同向小减速比传动。

经验证, 以上推导结果与实际运动相吻合。

2.3 当 $Z_1 = Z_2$ 时

经过上述计算, 当 $Z_1 = Z_2$ 时, 传动比分别为: 不存在, 0, 和 1。这些值在实际应用中是没有意义的, 故不予考虑。为了应用方便, 笔者以变速传动轴承一齿差传动为例, 将 12 种传动方案的传动比和变速传动效果分别列于表 1 和表 2 中。

表 1 $Z_2 > Z_1$ 时的传动比与变速传动效果

表 2 $Z_2 < Z_1$ 时的传动比与变速传动效果

Tab.1 The drive ratio and the result of shifting drive which is $Z_2 > Z_1$

Tab.2 The drive ratio and the result of shifting drive which is $Z_2 < Z_1$

传动方案	输入件	传动比	变速传动效果
内齿圈固定 (W1=0)	偏心轮	Z_2	同向大减速比输出
	传动圈	$1/Z_2$	同向大增速比输出
传动圈固定 (W2=0)	偏心轮	$-Z_1$	反向大减速比输出
	内齿圈	$-1/Z_1$	反向大增速比输出
偏心轮固定 (W3=0)	传动圈	Z_1/Z_2	同向小增速比输出
	内齿圈	Z_2/Z_1	同向小减速比输出

传动方案	输入件	传动比	变速传动效果
内齿圈固定 (W1=0)	偏心轮	$-Z_2$	反向大减速比输出
	传动圈	$-1/Z_2$	反向大增速比输出
传动圈固定 (W2=0)	偏心轮	Z_1	同向大减速比输出
	内齿圈	$1/Z_1$	同向大增速比输出
偏心轮固定 (W3=0)	传动圈	Z_1/Z_2	同向小减速比输出
	内齿圈	Z_2/Z_1	同向小增速比输出

3 传动方案的选择

以上分析了 12 种传动方案的传动比和传动效果,那么,在实际应用中,是否各种传动方案的传动效率和构件磨损都一样,都是可行且适宜的呢?如果不是,那么,哪些传动方案是适宜优选的呢?

作者通过对推杆传动装置的受力分析和传动效率的深入研究(另文发表),发现在理论上可以确定构件相对磨损较小,传动效率较高的传动方案。

对推杆活齿进行运动和受力分析可知,推杆移动副在传动圈的径向槽内做往复运动,移动副与径向槽可以是双面接触,也可以是单面接触。经理论推导可知,推杆活齿移动副单面接触比双面接触的传动效率高,且磨损较小^[1]。而作用在推杆活齿上的三力汇交点 B 的位置是推杆活齿移动副形成单面接触的关键,如图 2 所示。当内齿圈对外滚子的接触总反力的作用线方向不同时,三力汇交点 B 的位置存在以下两种情况:

(1) $Z_1 > Z_2$

即内齿圈齿数大于活齿数,偏心轮与传动圈的输入输出转向相反。内齿圈对外滚子的压力角 α 变大,其作用线向右偏,使三力汇交点落在推杆活齿外端面之外,形成双面接触。从分析可知,压力角 α 越大时,内齿圈对外滚子的接触总反力越大,推杆活齿移动副的受力状态越坏,磨损越严重。

(2) $Z_2 > Z_1$

即活齿数大于内齿圈齿数,偏心轮与传动圈的输入输出转向相同。内齿圈对外滚子的压力角 α 变小,其作用线向左偏,使三力汇交点落在推杆活齿外端面之内,形成单面接触,分析可知,压力角 α 越小时,内齿圈对外滚子的接触总反力越大,推杆活齿移动副的受力状态越好,磨损减轻。

综上所述,从推杆活齿的受力状态、磨损情况及传动效率考虑,对于变速传动轴承和利用推杆传动装置的减速器,在选择传动比和进行结构设计时,应采用活齿数大于内齿圈齿数的结构形式,即 $Z_2 > Z_1$ (表 1 中的情况),以求获得尽可能低的磨损和高的传动效率。

在这里还有一点需要阐明,虽然笔者是从三个方面进行分析,但并不意味着 Z_1 、 Z_2 可以随意取值。活齿传动连续传动的基本条件^[1]是: $Z_2 > 2Z_3$, 而且存在关系式^[2] $Z_2 = Z_1 + Z_3$ 。在实际应用中,若采用 $Z_2 > Z_1$, 则要求 $Z_2 > = 4$, $Z_1 > = 3$ 。

4 结论

变速传动轴承结构紧凑,构思新颖,设计巧妙,利用不同的安装方式,不同的齿数关系获得不同的传动比和传动输出效果。当选择活齿齿数大于内齿圈齿数时,即 $Z_2 > Z_1$, 在理论上可以获得较小的磨损和较高的传动效率。此结论对变速传动轴承和采用了推杆传动装置的各类活齿传动型式结构设计,都有重要的指导意义。

参考文献:

- [1] 曲继方. 活齿传动理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.
 [2] 吴序堂, 刘生林, 赵宗涛. 非圆弧激波轮推杆减速器齿形分析 [J]. 西安交通大学学报, 1994, 4.

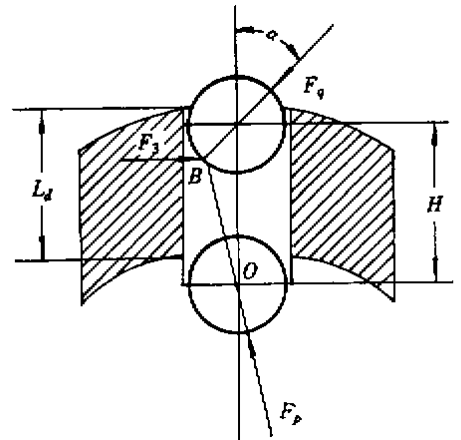


图 2 推杆活齿运动时的受力分析图

Fig.2 The force analysis diagram of push-rod which is moving

