

## 水流泵少齿差行星增速器的改进研究

盛奎川 蒋成球

(浙江农业大学工程技术学院, 杭州 310029)

**摘 要** 在利用常见少齿差行星传动优点的基础上, 提出了限制行星轮自转运动的 X-Y 型行星增速传动方案. 通过传动分析, 说明该方案具有承载能力强, 运转平稳, 且适于高增速传动的优点, 有效地解决了 BORDA 泵(水流泵)增速器部件改进设计的关键问题.

**关键词** 水流泵; 增速器; 少齿差行星传动; 改进设计

**中图分类号** TH38; TH132.413

---

*Sheng Kuichuan; Jiang Chengqiu (College of Technology, Zhejiang Agricultural University, Hangzhou 310029, China)*

**Study on improvement of planetary gear drive for increasing speed in river current powered pump.**

Journal of Zhejiang Agricultural University, 1997, 23(6): 640~ 644

**Abstract** Based on the general planetary gear drive with small teeth difference, the improved design of X-Y planetary gear drive for increasing speed was presented in the paper. The planetary gears are in translational motion in X-Y plane and their rotations are limited. It was proved that this type of speed increaser has better bearing capacity, operating stability and speed increasing ability by kinetic analyses. The key problem of improved design of the speed increaser for the BORDA-pump (river current powered pump) was solved satisfactorily.

**Key words** river current powered pump; increasing speed; planetary gear drive with small teeth difference; improved design

水流泵是德国不莱梅海外研究与发展协会(Bremen Overseas Research and Development Association-BORDA)近年来研制的利用低速水流驱动螺旋浆叶轮, 叶轮与活塞泵组合联动的一种新型提水机械. BORDA 泵无需水头, 可利用 $0.35 \sim 1.2 \text{ m/s}$ 的低速水流为动力, 具有结构简单、出水扬程较高等特点. 但该泵存在的主要问题是叶轮与三组活塞泵联接机构空间大, 浮体体积庞大, 泵体对

水深要求高( $\geq 2 \text{ m}$ ), 从而限制了该泵在浙江省以至我国大量江河溪渠中的推广应用, 因此, 有必要在结构上加以改进.

针对 BORDA 泵存在的问题, 我们在该泵样机试验的基础上, 研究了采取叶轮-增速器-水泵同轴联接的改进设计方案, 即利用低速水流驱动螺旋浆叶轮, 同轴联接增速器增速, 达到普通叶片泵提水所需配套转速. 其中, 增速器的设计是关键, 为此, 作如下分析研究.

## 1 设计要求与方案选择

### 1.1 设计要求

① 低速水流驱动的螺旋浆叶轮一般转速约  $10 \sim 35 \text{ r/min}$ <sup>[1]</sup>. 配套的离心泵或轴流泵等水泵的转速需  $750 \sim 1450 \text{ r/min}$ , 因此, 增速传动比范围约为  $20 \sim 145$ , 增速要求高、范围大.

② 由于水流冲击叶轮时工况的不稳定性, 要求设计的增速器承载能力大, 运转平稳.

③ 增速器在水流中工作, 为减少水流阻力, 要求增速器体积小, 重量轻, 并且结构简单, 易于制造.

### 1.2 方案选择

适用于低水头的水轮泵, 常采用单级周转轮系(如  $2K-H$  型)的增速传动方式提高水头比<sup>[2]</sup>, 但单级周转轮系的传动比范围小, 无法满足低转速叶轮的水流泵需高增速传动的要求. 如采用多级机构串联成复合轮系, 则机构体积增大, 且传动效率降低, 不能有效地解决既传动比很大又效率较高的矛盾<sup>[3]</sup>.

渐开线少齿差行星传动具有结构紧凑, 传动比范围大, 易于制造等优点, 近年来, 在各工业部门获得广泛应用. 但常见的少齿差有两点不足.

① 由于行星轮是偏心布置, 它在啮合过程中是一种既作公转, 又作自转的复合运动, 转臂轴承相对转速较大, 工作平稳性低, 不适于高速运转.

② 行星轮是动力的输入件, 也是动力的输出件. 为实现等角速的同轴输出, 必需设计一种传动比  $i = 1$  的专用装置, 即  $w$  机构<sup>[4]</sup> (见图1). 该  $w$  机构上作用的转矩大, 如经受外界的冲击和振动等载荷, 则是一个薄弱环节.

经分析, 对  $K-H-V$  型少齿差行星传动的

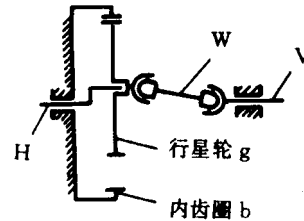


图1  $K-H-V$  型行星传动简图

$K-H-V$  type planetary gear drive mechanism

内齿圈和行星轮采取不同的固定形式, 可获得4种不同的传动方案(图2): ① 内齿圈固定, 行星轮作自转和公转运动. ② 行星轮固定, 内齿圈作公转和自转运动. ③ 行星轮只作公转, 内齿圈绕定轴转动. ④ 内齿圈只作公转, 行星轮绕定轴转动. 其中第1种的传动比大小及输出轴旋转方向与第4种相同, 它们的行星轮旋转方向与输入轴相反, 其传动比  $i_{Hg}^b$  为

$$i_{Hg}^b = \frac{Z_g}{Z_b - Z_g} \quad (1)$$

式中,  $Z_g$ : 行星轮齿数;  $Z_b$ : 内齿轮齿数.

第2种与第3种相同, 内齿圈旋转方向与输出轴一致, 其传动比  $i_{Hb}^g$  为

$$i_{Hb}^g = \frac{Z_b}{Z_b - Z_g} \quad (2)$$

上述4种方案中, 方案一与方案二中的行星齿轮或内齿圈既作公转又作自转, 用于高增速传动, 无法克服上述常见少齿差的两点不足. 方案四中, 由于内齿圈作公转运动, 而作为增速传动, 动力需由内齿圈输入, 转速低但扭矩大, 因此, 与方案三的内齿圈绕定轴转动比较, 不利于提高增速器的工作平稳性及承载能力.

经比较, 采用第3种方案, 即限制行星轮的自转运动, 而将动力由内齿圈输入、行星轮输出作为设计方案(以下称  $X-Y$  型行星增速传动). 行星轮自转运动受到限制后, 使之只能在  $X-Y$  平面内作平移运动, 并且可以省略常见少齿差的  $w$  机构.

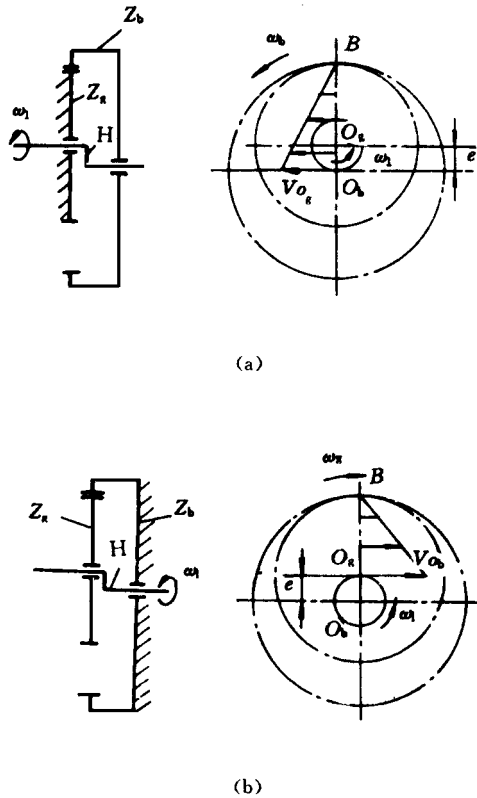


图2 4种传动方案运动简图

Fig. 2 Schematic diagram of four types of drive proposals

- (a) 第2种与第3种方案 (b) 第1种与第4种方案
- (a) The second and third type of drive proposals
- (b) The first and fourth type of drive proposals

## 2 传动分析

### 2.1 运动学分析

2.1.1 常见少齿差传动 设行星轮  $g$  的节圆沿内齿圈  $b$  的节圆作纯滚动, 两个齿轮节圆的切点  $B$  即为速度瞬心, 图3所示. 根据运动学, 可建立以下方程.

①行星轮上两销轴中心  $A$  和  $A'$  的运动方程式:

$$X_{A,A'} = e \cos \omega t \pm R_w \cos \frac{\omega t}{i_{Hg}^b} \quad (3)$$

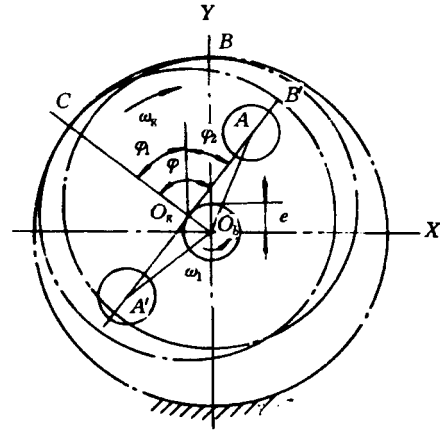


图3 内齿圈固定的运动简图

Fig. 3 Movement principle of the drive proposals

which ring gears are fixed

$O_g$ : 行星轮中心;  $O_b$ : 内齿圈中心;

$A, A'$ : 行星轮上两销轴中心;

$O_gA, O_gA'$ : 行星轮中心至销轴中心距离  $R_w$ .

$$Y_{A,A'} = e \sin \omega t \pm R_w \sin \frac{\omega t}{i_{Hg}^b} \quad (4)$$

$$\Phi_2 = \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} \quad (5)$$

式中,  $e$ : 行星轮偏心距;  $R_w$ : 行星轮中心至销轴中心距;  $\omega$ : 输出轴旋转角速度;  $t$ : 时间.

②浮动盘的运动方程式:

$$X_{OF} = e \sin \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} \sin \left( \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} + \omega t \right) \quad (6)$$

$$Y_{OF} = e \cos \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} \sin \left( \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} + \omega t \right) \quad (7)$$

$$\Phi_2 = \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} \quad (8)$$

2.1.2 X-Y型行星增速传动 当输入轴逆时针旋转时, 行星轮  $g$  在限位装置作用下, 只能绕轴  $O_b$  作平移圆周运动(图4), 行星轮上任一点的运动轨迹是以偏心距  $e$  为半径的圆, 行星轮上两销孔中心的连线  $AA'$  则平行于  $X$  轴或  $Y$  轴作平移运动, 限位装置在行星轮带动下只能沿  $X$  轴和  $Y$  轴作往复运动, 两者结合可视为简谐运动.

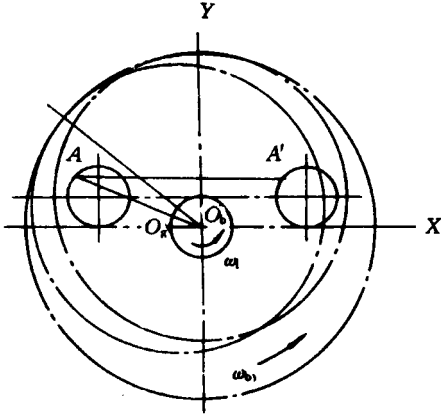


图4 内齿圈输入、行星轮平动的运动简图  
Fig. 4 Movement principle of the drive proposals which planetary gears are in translational motion and ring gears input power

### ① 行星轮运动方程式

$$X_{Og} = e \cos \omega t \quad (9)$$

$$Y_{Og} = e \sin \omega t \quad (10)$$

$$\Phi_2 = \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} \quad (11)$$

② 行星轮上两销轴中心 A 和 A' 的运动方程式:

$$X_{A,A'} = e \cos \omega t \pm R_w \quad (12)$$

$$Y_{A,A'} = e \sin \omega t \quad (13)$$

③ 限位盘中心 Os 的运动方程式:

$$X_{Os} = e \sin \omega t \quad (14)$$

## 2.2 动力学分析

2.2.1 常见少齿差传动 对浮动盘的运动方程式(6)和(7)二次取导,考虑式中 $|i_{Hg}^b|$ 值对少齿差来说一般较大,故 $1/|i_{Hg}^b|$ 和 $1/|i_{Hg}^b|^2$ 值很小,可略去不计.经整理可得:

$$a_{X_{OF}} = -e \omega^2 \sin \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} \cdot \sin \left( \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} + \omega t \right) \quad (15)$$

$$a_{Y_{OF}} = -e \omega^2 \cos \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} \cdot \sin \left( \frac{\omega t}{|i_{Hg}^b|} + \omega t \right) \quad (16)$$

因为 $\omega t/|i_{Hg}^b|$ 在 $0 \sim 2\pi$ 范围内变化,所以加速度 $a_{X_{OF}}$ 和 $a_{Y_{OF}}$ 的变化范围为 $-e\omega^2 \sim e\omega^2$ ,取大值得:

$$a_{X_{OF}} = a_{Y_{OF}} = e\omega^2 \quad (17)$$

则浮动盘运动的最大加速度为

$$a_{OF_{max}} = \sqrt{a_{X_{OF}}^2 + a_{Y_{OF}}^2} = \sqrt{2} e\omega^2 \quad (18)$$

由加速度引起的最大惯性力 $F_{OF_{max}}$ 为:

$$F_{OF_{max}} = m_{OF} \cdot a_{OF_{max}} \quad (19)$$

式中, $m_{OF}$ : 浮动盘的质量,将式(18)代入式(19),则得

$$F_{OF_{max}} = \sqrt{2} e\omega^2 \cdot m_{OF} \quad (20)$$

2.2.2 X-Y 型行星增速传动 同样,对限位盘运动方程式(14)二次取导后简化可得

$$a_{X_{Os}} = -e\omega^2 \sin \omega t \quad (21)$$

限位盘在 X 轴方向的加速度 $a_{X_{Os}}$ 变化范围为 $-e\omega^2 \sim e\omega^2$ ,取大值得

$$a_{X_{Os_{max}}} = e\omega^2 \quad (22)$$

则限位盘最大惯性力 $F_{Os_{max}}$ 为:

$$F_{Os_{max}} = e\omega^2 \cdot m_{Os} \quad (23)$$

式中, $m_{Os}$ : 限位盘的质量.

假设浮动盘的质量 $m_{OF}$ 与限位盘质量 $m_{Os}$ 相同,则由式(20)及式(23)可知,惯性力 $F_{OF_{max}}$ 比 $F_{Os_{max}}$ 大 $\sqrt{2}$ 倍.运动零件的惯性力大,会引起增速器工作时振动和传动零件受力恶化.这说明 X-Y 型行星增速传动比一般少齿差运转平稳和适宜于较高转速运转.

## 3 设计与研制

在对常见少齿差进行大量结构分析的基础上,设计 X-Y 型行星增速器,结构原理见图 5 所示.行星齿轮的自转运动是通过限位盘和限杆来限制的.限杆的受力呈简支梁,并使作用力靠近杆的两端,使受力得到改善,也提高了支承刚度.行星轮采用双排布置,使功率分流,还有利于旋转零件的动平衡.按该方

案设计传动比为 23 的样机并试制. 样机性能测试结果为: 满载时传动效率 85.5%, 温升 43 ℃; 超载 40% 时, 效率为 87%, 温升基本保持不变, 增速器工作正常. 效率随着负荷的增加而提高且温升保持不变, 说明增速器承载能力较大, 能满足水流泵的运行要求.

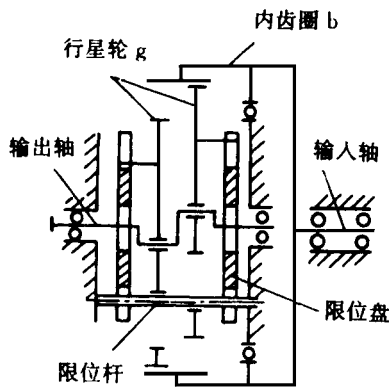


图 5 X-Y 型增速器结构简图

Fig. 5 Structure of X-Y type speed increaser

## 4 结 语

由上述结果可知, 适用于水流泵增速器的 X-Y 型行星增速传动具有以下优点:

(1) 省掉常见少齿差的  $w$  机构, 使结构合理可靠, 有利于提高增速器的承载能力.

(2) 动力由内齿圈输入, 在结构设计上可将限位装置改悬臂支承为简支式, 使杆件受力改善, 有利于提高销轴的强度和支承刚度, 也有利于提高增速器的承载能力.

(3) 行星轮只作公转不作自转, 可使转臂轴承的相对转速减少, 有利于提高转臂寿命.

(4) 行星轮只作平面移动和限位盘只能在  $x$  轴和  $y$  轴方向作往复运动, 可大大减小因偏心旋转零件产生的离心力和惯性力, 使增速器工作平稳, 适宜高增速运转.

## 参考文献

- 1 Sheng Kuichuan, Jiang Chengqiu. Experience of the BORDA-pump (river current powered pump) in the fields and in the laboratory of Zhejiang Agricultural University. Measures for the implementation of an ecologically oriented energy policy in rural area. 1996
- 2 肖冠英, 柯 彰编著. 水轮泵与水轮泵站. 北京: 中国工业出版社, 1966. 61~ 76
- 3 邹慧君主编. 机械设计原理. 上海: 上海交通大学出版社, 1995. 210~ 222
- 4 冯澄宙编. 渐开线少齿差行星传动. 北京: 人民教育出版社, 1981. 1~ 24

(责任编辑 陈 波)