

文章编号:1000-582X(2003)09-0043-04

# 非摩擦式连续作用无级变速器的结构创新及设计\*

冯云华<sup>1</sup>, 杜力<sup>2</sup>, 黄茂林<sup>1</sup>

(1. 重庆大学机械工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆工商大学机械学院, 重庆 400033)

**摘要:**针对脉动无级变速器动力性能及传动平衡性差、效率低下等缺点,从传统的行星无级变速器引伸出了一种新型无级变速器的模型,并应用解析几何及机构综合的方法对其基本结构及运动学规律进行了研究;推导出了输出运动与各个参数之间的函数关系式;同时运用机构的压力角限制条件对无级变速器进行运动分析,确定已知长度的条件下曲柄的极大值及其它参数的取值范围方程,并按照传动比关系确定了新型无级变速器的设计准则及其各个参数的选择方法。

**关键词:**无级变速器;连续作用;非摩擦

**中图分类号:**TH112

**文献标识码:**A

机械式脉动无级变速器是国内外目前应用较为广泛的一类通用型无级变速器。这类无级变速器以连杆机构作为脉冲发生机构,以超越离合器作为单向脉冲输出装置。具有承载能力高、制造容易、调速方便等优点。但由于其基本工作机构为多套连杆机构,其中作平面运动及往复运动的构件大部分作变速运动;加之机构中K值的存在,造成急回行程的加速度过大,导致惯性力、惯性力偶矩较大,且不易平衡,从而导致系统的动力性能不好;系统中存在大量对误差敏感的过约束,由于不可避免的制造、安装误差及变形等因素的影响造成的过约束障碍,将导致构件及运动副在运转过程中的强制变形,使运动副中的作用力急剧增大,机械效率降低,严重影响了机构运转的平稳性、工作可靠性以及使用寿命;这类变速器还需采用单向超越离合器输出扭矩,而现有的摩擦式超越离合器一般都靠楔紧力来传递扭矩,通常是线接触,其承载能力和抗冲击能力较低,直接制约了脉动式无级变速器功率范围的扩大。针对目前脉动无级变速器存在的主要问题,作者提出了一种新型的非摩擦式连续作用的机械无级变速器<sup>[1-2]</sup>。

主要机构为曲柄摇杆机构 OSAB。4套尺寸完全相同的机构共用一个曲柄,每套的摇杆为输出构件,并分别与同一尺寸的齿轮  $Z_2$  固联,通过超越离合器将某一方向的转动传递到中间齿轮  $Z_1$  输出。由于四套机构的机架 OB 均匀分布在圆周上(如图1所示),在某一瞬时每套机构的摇杆处于不同的工作位置且具有不同的瞬时角速度,相当于四套机构的曲柄的相位差为  $\pi/4$  的情况。当曲柄转动时只有某一方向转速较高的一个摇杆才能将运动输出传递到  $Z_1$ ,其余的则相对作某一方向的超越运动。如图2所示,曲柄转动一周时每套摇杆轮流依次输出,并在  $Z_1$  上叠加脉动输出。

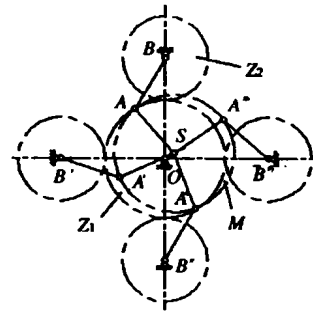


图1 行星布置的脉动无级变速器

由图1可见,由于四个连杆等长,它们都与同一曲柄销联接于S点,所以如果以S点为圆心,以连杆长为半径,则A、A'、A''、A'''处于一圆上。假设在图示位置将所有联结连杆与摇杆的转动副去掉,将4个连杆合并

## 1 新型机械式无级变速器的结构创新及工作原理

针对上述现有机械脉动无级变速器存在的主要问题:提出非摩擦式连续作用无级变速器的“概念结构”。为实现这一概念结构的创新,从图1所示的行星布置脉动无级变速器工作原理得到启示。该装置的

\* 收稿日期:2003-04-01

基金项目:重庆市科技攻关项目资助(合同号:7019)

作者简介:冯云华(1973-),男,重庆大学硕士研究生,主要从事机械设计及产品开发研究。

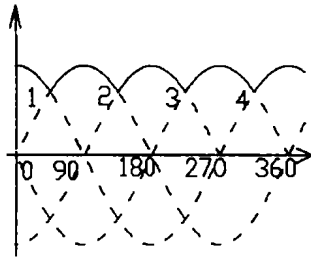


图2 曲柄转动1周的输出曲线

成一个圆盘K,并把齿轮 $Z_1$ 、 $Z_2$ 、超越离合器等去除,然后使四个摇杆分别依次与圆盘接触显然各摇杆仍保持原有的位姿,处于与行星布置情况下相同的工作位置。在图1中,假设在该瞬时只有是处于工作输出位置,且其它摇杆为非工作状态,设想在A处作出一个棘轮形式的单向齿,摇杆作为棘爪,使之仍在A处与棘轮轮齿接触,则当曲柄转动时通过轮M可将运动传递到AB,使之具有原来的运动规律(相当于四杆机构一样),K也具有原来的运动规律。此时其它三个摇杆(棘爪)就在M上滑动,实现超越。由此可见:如果在M轮上开有若干等距的棘齿且一个棘齿与棘爪的起始啮合点正好是原摇杆的工作起始点,该对齿的接触范围正好能满足曲柄转 $\pi/2$ 的要求;而其它的棘轮齿与棘爪处于非啮合的滑动状态,就得到了一种如图3所示的新型的变速器<sup>[4]</sup>。

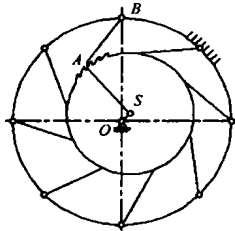


图3 新型无级变速器的结构图

该变速器的特点主要有:1). 棘轮M既是传递运动的构件,同时又起到了超越离合器同等的效用,并且它的运动还是该变速器的输出运动。2). 力的传递由摩擦式改变为啮合式,提高了传递运动的可靠性,故称为非摩擦式变速器。3). 原行星布置的变速器中的多个(一般在三个以上)作平面运动的连杆,成为一个作平面运动的偏心圆盘,这不仅简化了结构,更改变了动力性能。它实质上已成为一作近似等速单向转动的偏心圆盘(相当于行星轮),其惯性力、惯性力矩大大减小且易于平衡。4). 由于一对棘轮和棘爪的啮合范围有限,故每套等价4杆机构的工作范围相对较小,即棘轮和棘爪的套数必须较多,每套的输出速度均在极值附近较小的范围内。所以其脉动值可以很小。这样就大大提高了其输出运动的连续性和平稳性(如图4所示)。所以又称为连续作用的无级变速器。5). 该无级变速器只能通过改变曲柄长进行无级调速,其曲柄

长甚至可以调为0<sup>[5]</sup>。

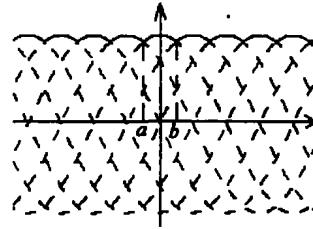


图4 输出曲线图

## 2 新型机械式无级变速器基本参数的选择

上述无级变速器基本转换机构为一个4杆机构,所以无级变速器的结构参数变量有4个: $e$ 、 $l$ 、 $R$ 、 $r$ ,其中: $e = OS$ 为中间轴偏心; $r = AB$ 为输入棘轮的半径; $R = OB$ 为环圈的半径; $l = SA$ 为工作杆的长度。根据无级变速器的工作原理及设计要求,设计时需要满足以下基本的要求:传动比 $i = \omega_{OS}/\omega_{AS}$ ;输出角速度 $\omega_{AS}$ 尽可能匀速,并且要保证输出曲线的连续性,即棘轮进入啮合和退出啮合时的速度相等,也就是使点a和b点(图4)的速度相等;传动角要求。

综上所述,无级变速器的基本设计为按给定的平均传动比 $i = \omega_{OS}/\omega_{AS}$ 来进行,所以设计是给出了连杆与曲柄两对对应位置的4杆机构综合。因此首先建立基本位置方程。

### 3.1 无级变速器的综合模型

如图5所示,把向量 $\vec{OS}$ 、 $\vec{SA}$ 、 $\vec{AB}$ 、 $\vec{OB}$ 投影到坐标轴上,可得到确定转换装置的角 $\theta$ 、 $\theta_1$ 、 $\theta_2$ 、 $\theta_3$ 之间的几何联系方程:

$$e^2 + r^2 + R^2 - l^2 - 2eR\cos(\theta_1 - \theta_2) - 2rR\cos(\theta_3 - \theta_2) + 2ercos(\theta_1 - \theta_3) = 0 \quad (1)$$

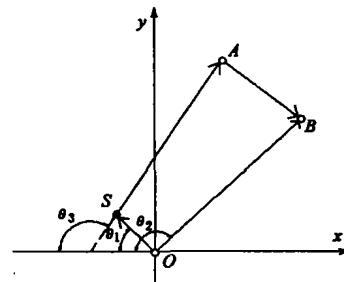


图5 无级变速器的综合模型

设: $\mu = e/R$ ,  $\mu_1 = l/R$ ,  $\mu_2 = r/R$ ,  $\mu_3 = \mu\mu_2$ ,  $\mu_4 = 0.5(1 + \mu^2 + \mu_2^2 - \mu_1^2)$

则(1)式可简化为:

$$\mu_4 - \mu\cos(\theta_1 - \theta_2) - \mu_2\cos(\theta_3 - \theta_2) + \mu_3\cos(\theta_1 - \theta_3) = 0 \quad (2)$$

方程(2)决定了棘轮SA的位置函数:

$$\theta_3 = f_1(\theta_1, \theta_2, \mu) \quad (3)$$

式中: $f_1(\theta_1, \theta_2, \mu) =$

$$(-1)^n \arcsin \left| \frac{-b_1 b_3 + b_2 \sqrt{b_1^2 + b_2^2 - b_3^2}}{b_1^2 + b_2^2} \right| + \pi n \quad (4)$$

式中：

$$b_1 = \mu_3 \sin \theta_1 - \mu_2 \sin \theta_2$$

$$b_2 = \mu_3 \cos \theta_1 - \mu_2 \cos \theta_2$$

$$b_3 = \mu_4 - \mu \cos(\theta_1 - \theta_2) \quad n = \{-1, 0, 1\}$$

$n$  值的正负与具体值与相应的转换机构的结构实现方案相一致。

### 3.2 有传动角限制条件的无级变速器综合

传动角的大小决定了机构的传力性能,对无级变速器的机械效率有直接影响。如图6所示:当  $OS$  与  $OB$  重合时,机构的传动角达到极限值,曲柄位置  $OS$  对应机构的最大传动角,而  $OS_1$  则与最小传动角对应,即最大传动角与  $\gamma_1$  对应,最小传动角与  $\gamma_2$  对应。

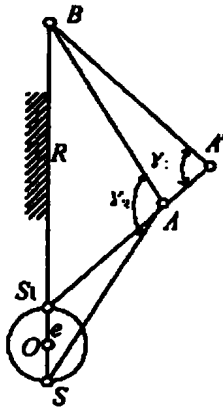


图6 传动角达到极限值的情况

分析  $SAB, S_1A_1B$  三角形,由角度  $\gamma_1$  的限制条件可得:

$$(R - e)^2 \geq l^2 + r^2 - 2lr \cos \gamma_1 \quad (5)$$

根据工程实践对传动角的要求:

$$\gamma_1 = 100^\circ, \gamma_2 = 150^\circ \quad (6)$$

变换(5)式为

$$(1 - \mu)^2 \geq \mu_1^2 + \mu_2^2 - 2\mu_1\mu_2 \cos \gamma_1 \quad (7)$$

利用机构最大传动角的限制条件,类似可得:

$$(1 + \mu)^2 \leq \mu_1^2 + \mu_2^2 - 2\mu_1\mu_2 \cos \gamma_2 \quad (8)$$

为了对应式(7)(8)所确定的基本转换机构的参数  $\mu_1, \mu_2$  的变化范围  $D$ ,现研究其极限情况:

$$(1 - \mu)^2 = \mu_1^2 + \mu_2^2 - 2\mu_1\mu_2 \cos \gamma_1 \quad (9)$$

$$(1 + \mu)^2 = \mu_1^2 + \mu_2^2 - 2\mu_1\mu_2 \cos \gamma_2 \quad (10)$$

在坐标系中  $\mu_1, \mu_2$  建立由式(9)、(10)确定的曲线  $S_1$ 、和  $S_2$ (如图7所示)。

通过正交变换来建立  $\mu_1, \mu_2$  的标准方程。把(9)(10)式通过正交变换变化为以下形式:

$$\frac{x^2}{(1 - \mu)^2 (1 - \cos \gamma_1)^{-1}} + \frac{y^2}{(1 - \mu)^2 (1 + \cos \gamma_1)^{-1}} = 1 \quad (11)$$

$$\frac{x^2}{(1 + \mu)^2 (1 - \cos \gamma_2)^{-1}} + \frac{y^2}{(1 + \mu)^2 (1 + \cos \gamma_2)^{-1}} = 1 \quad (12)$$

由图7可以发现变换后的坐标系  $oxy$  相对于以前的坐标

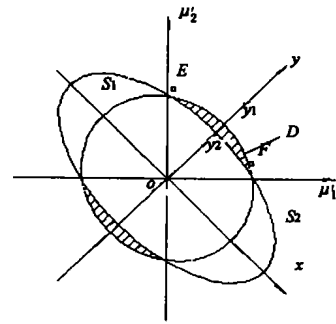


图7 无级变速器参数的取值范围

系  $\mu_1, \mu_2$  逆时针转动了  $\pi/4$ 。所以根据坐标变换公式:

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{2}}(x + y), \mu_2 = \frac{1}{\sqrt{2}}(x - y) \quad (13)$$

把式(5)代入式(11)(12)中,则:

$$\frac{x^2}{(1 - \mu)^2} + \frac{y^2}{(1 - \mu)^2} = 1 \quad (14)$$

$$\frac{x^2}{1.531^2(1 + \mu)^2} + \frac{y^2}{0.797^2(1 + \mu)^2} = 1 \quad (15)$$

在不等式(9)、(10)中,如果改变参数  $\mu_1, \mu_2$  的值则可以得到  $\mu_1$  和  $\mu_2$  的取值范围  $D$ (图7阴影线),它是介于椭圆(14)和(15)之间的一部分。在这里假设  $\mu_1 > 0$  和  $\mu_2 > 0$ 。

因此参数  $\mu_1, \mu_2$  应该这样选择:在中间轴的偏心值  $e = \mu R$  给定的情况下,相应的点  $(\mu_1, \mu_2)$  应该在范围  $D$  内,并且应该在偏心值的最大可能值下进行计算。

设  $\gamma_1 = \frac{1 - \mu}{\sqrt{1 + \cos \gamma_1}}, \gamma_2 = \frac{1 + \mu}{\sqrt{1 + \cos \gamma_2}}$ , 则两者之

差:  $\delta = \gamma_1 - \gamma_2 = \frac{1 - \mu}{\sqrt{1 + \cos \gamma_1}} - \frac{1 + \mu}{\sqrt{1 + \cos \gamma_2}}$

这样来确定  $D$  在轴上的范围。

当  $\mu = 0$  时  $\delta$  达到最大值,随着  $\mu$  的增大  $D$  的范围减小,最终在某个  $\mu_H$  值时,整个范围缩小为一点,在这一点上  $\gamma_1 = \gamma_2$ 。此时

$$\mu_H = \frac{\sqrt{1 + \cos \gamma_2} - \sqrt{1 + \cos \gamma_1}}{\sqrt{1 + \cos \gamma_2} + \sqrt{1 + \cos \gamma_1}} \quad (16)$$

将(5)式代入  $\mu_H$ , 则:

$$\mu_H = (e/R)_H \approx 0.1154R \quad (17)$$

故一般情况下

$$0 \leq e \leq 0.1154R \quad (18)$$

### 3.3 无级变速器参数的确定方法

根据上述分析,由四杆机构两个位置的综合不能得出其的四个参数,所以需要根据设计需要指定一些参数值。

在设计机构时,一般是首先要考虑机构径向尺寸限制条件,然后再确定其它的参数。因此先确定  $R$  大小,然后再根据无级变速器的工作原理及要求确定其它参数  $e, l, r$ , 即确定  $\mu, \mu_1, \mu_2$  的值<sup>[6]</sup>。

在设计机构时,  $e$  和  $R$  的实际比值  $\mu_p$  应该为  $0 < \mu_p$

$\leq \mu_H$ 。当 $\mu$ 确定后要确定转换装置的参数的允许值范围,或者说确定参数 $\mu_1, \mu_2$ 的最大、最小值。如图4所示, $\mu_2$ 的最大值和 $\mu_2$ 的最小值都对应于E点,而 $\mu_1$ 的最大值和 $\mu_2$ 的最小值则对应于F点。这样解方程式(9)、(10)并注意到椭圆相对于轴对称,可以得到所求点的坐标:

$$\mu_{1E} = \frac{1}{2} \left( \sqrt{\mu^2 + 1 + 2\mu \frac{-\cos\gamma_1 - \cos\gamma_2 + 2}{-\cos\alpha_1 + \cos\alpha_2}} - \sqrt{\mu^2 + 1 + 2\mu \frac{-\cos\gamma_1 - \cos\gamma_2 - 2}{-\cos\gamma_1 + \cos\gamma_2}} \right) \quad (19)$$

$$\mu_{2E} = \frac{1}{2} \left( \sqrt{\mu^2 + 1 + 2\mu \frac{-\cos\gamma_1 - \cos\gamma_2 + 2}{-\cos\gamma_1 + \cos\gamma_2}} - \sqrt{\mu^2 + 1 + 2\mu \frac{-\cos\gamma_1 - \cos\gamma_2 - 2}{-\cos\gamma_1 + \cos\gamma_2}} \right) \quad (20)$$

$$\mu_{1F} = \mu_{2E}, \mu_{2F} = \mu_{1E} \quad (21)$$

按照上述方法可以根据给定的传动比调整范围来得到最大的计算值 $\mu_p = (e/R)_p$ 。进一步计算取决于 $\mu_p$ 与 $\mu_H$ 的关系,一般分为以下三种情况:

1、当 $\mu_p = \mu_H$ 时:

$$\mu_1 = \mu_2 = \sqrt{2} / (\sqrt{1 + \cos\gamma_2} + \sqrt{1 + \cos\gamma_1})$$

然后根据得到的 $\mu_1, \mu_2$ 及指定的 $R$ 值来确定 $r$ 和 $l$ 。

2、当 $\mu_p < \mu_H$ 时,分以下几步来确定 $l, r$ :

根据式(19)(20)得出相应的 $\mu_2$ 的最大值、最小值,由结构可指定 $\mu_{2p}$ 的大小范围: $\mu_{2min} \leq \mu_{2p} \leq \mu_{2max}$ 。

若计算值 $\mu_{2p}$ 符合 $\mu_{2p} = \mu_{2max}$ :

则根据式(19)

$$\mu_{1p} = \mu_{1E} = \frac{1}{2} \left( \sqrt{\mu^2 + 1 + 2\mu \frac{-\cos\gamma_1 - \cos\alpha_2 + 2}{-\cos\gamma_1 + \cos\gamma_2}} - \sqrt{\mu^2 + 1 + 2\mu \frac{-\cos\gamma_1 - \cos\gamma_2 - 2}{-\cos\gamma_1 + \cos\gamma_2}} \right)$$

根据得出的 $(r/R)_p, (l/R)_p$ 和指定的 $R$ 值得出 $l, r$ 。

若 $\mu_{2p} = \mu_{2min}$ :则根据式(21)

$$\mu_{1p} = \mu_{1F} = \frac{1}{2} \left( \sqrt{\mu^2 + 1 + 2\mu \frac{-\cos\gamma_1 - \cos\gamma_2 + 2}{-\cos\gamma_1 + \cos\gamma_2}} + \right)$$

$$\sqrt{\mu^2 + 1 + 2\mu \frac{-\cos\gamma_1 - \cos\gamma_2 - 2}{-\cos\alpha_1 + \cos\alpha_2}} \right)$$

若 $\mu_{2min} \leq \mu_{2p} \leq \mu_{2max}$ :

则在式(7)、(8)中以相应的 $\mu_p$ 和 $\mu_{2p}$ 代替 $\mu$ 和 $\mu_2$ 并从得出的不等式的实现条件中选择被要求的 $\mu_{1p}$

$$(1 - \mu_p)^2 > \mu_{1p}^2 + \mu_{2p}^2 + 2\mu_{1p}\mu_{2p}\cos\gamma_1$$

$$(1 + \mu_p)^2 < \mu_{1p}^2 + \mu_{2p}^2 + 2\mu_{1p}\mu_{2p}\cos\gamma_2$$

3、当 $\mu_p > \mu_H$ 时:

这时必须修正 $\mu_p$ (考虑增大 $R$ )以重新选择 $\mu_p$ ,然后按照1、2的方法来解决。

## 4 结束语

该无级变速器用一套在工作区内等价于曲柄摇杆机构的偏心棘轮、棘爪机构来取代以前脉动无级变速器中的脉冲发生装置和超越离合器,既具有脉动无级变速器的优点,同时克服了脉动无级变速器动力性能较差、结构内部存在的大量的对误差敏感的过约束的等缺点。是一种很有前途的无级变速器。

## 参考文献:

- [1] 申永胜主编. 机械原理教程[M]. 北京:高等教育出版社,1999.
- [2] 张春林,曲继方等编. 机械创新设计[M]. 北京:机械工业出版社,1999.
- [3] 周有强. 机械无级变速器[M]. 北京:机械工业出版社,2001.
- [4] 高洪. 有急回运动特性的曲柄摇杆机构解析设计公式[J]. 机械设计,1999,12:36-37.
- [5] 吕仲文. 急回运动平面连杆机构的解析设计及优化设计[J]. 重庆大学学报(自然科学版),2002,25(1):125-129.
- [6] 杨翔宇,廖林清,瞿宁抚. 曲柄摇杆机构的摇杆摆角范围及最小摇杆摆角机构[J]. 机械科学与技术,2002,21(1):251-252.

## Design of Non - frictional Variable Speed Driver with Continuous Action

FENG Yun-hua<sup>1</sup>, DU Li<sup>2</sup>, HUANG Mao-lin<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. Chongqing Business and Technology University, Chongqing 400033, China)

**Abstract:** Considering the defects in the traditional impulse variable speed driver, the model of a new type of variable speed drive is presented and its basic structure and the kinematic law and parameters are studied by use of the method of analytic geometry and mechanism-synthesis, and the approach of exterminating the main kinematic parameters is also studied. Comparing with the traditional impulse variable speed driver, the model of a new type of variable speed drive presented in this paper is simple and has the characteristics of simple structure and higher efficiency.

**Key words:** stepless generator; continuous; non-frictional

(编辑 成孝义)