

文章编号:1000-582X(2005)09-0009-04

脉动值恒定的新型无级变速器的优化设计*

赵鹏云¹,黄茂林¹,杜力²,杨长牛¹

(1.重庆大学机械工程学院,重庆 400030; 2.重庆工商大学机械工程学院,重庆 400067)

摘要:脉冲发生机构速度波动的大小,显著影响无级变速器的动力学性能.因此,在设计无级变速器时采用曲柄摇杆机构串联对心式滑块机构作为脉冲发生机构,把调速构件选在无急回的滑块回路,使在调速过程中脉冲发生机构的行程速比系数保持不变,因此整个机构在调速过程中速度波动基本保持不变,克服了以往同类变速器速度波动大的弊病;同时利用 ADAMS 软件优化并真实再现其实际运动规律.由仿真分析结果可以得到在调速过程中速度波动总是低于 18%,整个过程中速度波动的变化不大于 1%,大大优于同类的其它机构.

关键词:脉动无级变速器;脉冲发生机构;结构角;单向超越离合器

中图分类号:TH122

文献标识码:A

机械式无级变速器实际上是一种传动装置,它将输入轴输入转矩与转速变换成工程中所需要的输出轴的转速与转矩^[1].之前已经有很多成熟的无级变速器的结构,如德国的 GUSA 型无级变速器,美国的 ZERO-MAX 型脉动无级变速器等,虽然这些无级变速器在实际中已经得到了广泛的应用^[1-2],但也存在一些共同的缺陷,主要是其脉动值较大,而且调速过程中是变化的,越是低速,脉动值越大.如 GUSA 型无级变速器在低速状态时,它的速度波动可达到 50% 左右^[3-4].速度波动值的大小显著影响变速器的动力学性能,基于这一点,从这一关键因素入手,力求找到一速度波动值较小在调速过程中且基本保持不变的机构.经反复的设计和验证,得到图 1 所示的脉冲发生机构,其速度波动控制在 18% 以下,在整个调速过程中速度波动的变化不超过 1%,达到了预期的要求.

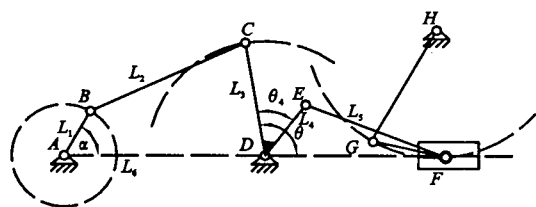


图 1 新型无级变速器原理方案结构图

1 结构特点及工作原理

脉冲发生机构的设计是机械式无级变速器设计的最关键的部分,脉冲发生机构的急回特性直接关系到输出轴的速度波动.已有的如 GUSA 型变速器一般是通过改变机架的长度来进行调速,但在这一过程中,脉冲发生机构的急回特性同时也发生了变化(即行程速比系数(K)一直变化),正是由于这一原因,造成了在低速状态时速度波动可达到 50%^[4].鉴于此,设计采取把影响速度波动的具有急回特性的脉冲发生机构与调速构件分离.在调速过程中调节的是对心式曲柄滑块机构的曲柄,而对心式的曲柄滑块机构是没有急回特性的,该脉冲发生机构的急回特性主要取决于前置曲柄摇杆机构,而在调速过程中该机构的结构尺寸没有变化,因此急回特性保持不变.由于采用的是串联对心式曲柄滑块机构,通过恰当设计其结构角 θ_4 使输出的速度曲线状态与前置机构的摇杆的角速度变化趋势一致.再把滑块的移动转换为转动输出时采用二级杆组与滑块串联,如 1 图所示,在进行尺寸设计时,应使构件 HG 在竖直平面内绕垂直于水平面的轴线对称摆动,使构件 HG 摆动弧线对应的弦和滑块摆动弧线对应的弦和滑块的移动距离相等,因此构件 G 点的运动

* 收稿日期:2005-05-20

基金项目:国家自然科学基金项目资助(50075087)

作者简介:赵鹏云(1980-),男,湖北十堰人,重庆大学机械工程学院,硕士研究生,主要研究方向是自适应自调机构的设计与应用.

规律和滑块的运动规律基本相同。

机构的最大特征是在调速过程中速度波动基本上保持不变,加之高速部分的曲柄摇杆机构全为转动副,这就有利于提高整机的输出运动的稳定性,减小振动,提高机械效率.由于后置的曲柄滑块机构曲柄长度的变化将导致滑块运动规律的微小变化故输出速度波动有一定的变化,但对整个速度波动影响是很有限的,整个调速过程中其影响不超过 1%。

2 基本技术指标及结构参数

基本技术指标:

输入转速: $n_0 = 1\ 500\ \text{r/min}$;

输入功率: $P = 1.5\ \text{Kw}$;

行程速比系数: $K = 2$;

速度波动: $\delta < 18\%$;

输出转速范围: $0 \sim 300\ \text{r/min}$;

并根据功率及超越离合器的尺寸,输出杆取值范围 $60\ \text{mm} < HG < 70\ \text{mm}$;及根据整机结构尺寸要求选定前置机构的摇杆长为 $L = 100\ \text{mm}$ 。

3 尺寸综合及优化设计

3.1 设计思路

设计前提是在输出转速最大的情况下进行的.首先根据曲柄摇杆的急回特性($K = 2$)来优化具有急回的 4 杆机构,在优化的过程中保证曲柄摇杆机构具有较好的动力学性能,即在曲柄旋转的一个周期中有较大的传动角,尤其是在工作行程中有较大的传动角.设计曲柄滑块机构时必须满足 3 个约束条件:

1) 滑块在慢行程(工作行程)中有一段速度变化平稳,近似直线,该装置采用四套机构并联而成,故曲柄滑块机构在慢行程中至少有 90° 比较平稳,速度波动不能超过 18%。

2) 滑块的移动转换成转动是依靠串接一 RRR 杆组,为了方便以后结构化,必须满足杆 HG 的长度在 $60 \sim 70\ \text{mm}$ 之间,同时把滑块移动转换成转动时也必须满足转速为 $300\ \text{r/min}$ 。

3) 曲柄滑块机构具有较好的动力学性能。

这种从前至后的设计思路与之前由后而前的设计相比更精确,更能保证输出转速,误差可降低到最小.由于输出杆 HG 有一定的可调范围,可根据滑块工作段时的速度来确定一相应的长度,但必须在上述规定的范围之内。

可通过运动分析解析法来找到影响机构中滑块输出速度稳定性的关键因素,然后,利用 ADAMS 虚拟样机技术来优化这几个关键因素得到最佳的输出^[5]。

如上图 1,设角 $\angle CDF$ 为 θ ,以 A 为坐标原点,输入转速为匀转速运动, ω 恒定. B 点坐标: (B_x, B_y) ; C 点坐标: (C_x, C_y)

$$B_x = l_1 \cos(\alpha), B_y = l_1 \sin(\alpha),$$

$$C_x = l_6 - l_3 \cos(180^\circ - \alpha), C_y = l_3 \sin(\theta), \quad (1)$$

由 l_2 定长约束可得:

$$l_2^2 = (C_x - B_x)^2 + (C_y - B_y)^2 = (l_6 + l_3 \cos(\theta) - l_1 \cos(\alpha))^2 + (l_3 \sin(\theta) - l_1 \sin(\alpha))^2, \quad (2)$$

化简得

$$l_2^2 = l_6^2 + l_3^2 + l_1^2 + 2l_6 l_3 \cos(\theta) - 2l_1 l_6 \cos(\alpha) - 2l_1 l_3 \cos(\theta - \alpha). \quad (3)$$

θ 对 t 求导得:

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{l_1 \omega (l_6 \sin(\alpha) - l_3 \sin(\theta - \alpha))}{l_6 l_3 \sin(\theta) - l_1 l_3 \sin(\theta - \alpha)}. \quad (4)$$

由于曲柄摇杆机构根据急回特性和传动角的要求很容易确定.所以 l_1, l_2, l_3, l_6 都是已知值.由式(3), (4)可以看到 $\frac{d\theta}{dt} = \omega$, 摇杆的角速度 ω 与 θ 关系很密切,从图 1 可以看到,既然四杆机构确定,则影响曲柄滑块机构输出的关键因素在于结构角 θ_4 及曲柄滑块机构本身。

3.2 曲柄摇杆的优化设计

设计中已知条件:行程速比系数 $K = 2, \theta = 60^\circ$, 摇杆长 $c = 100\ \text{mm}$, 以及工作摆角 $\phi = 70^\circ$, 如图 2 所示:

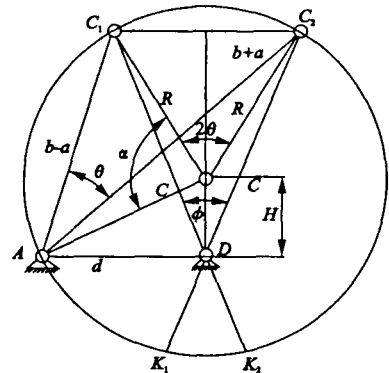


图 2 曲柄摇杆机构的优化设计

$\angle AOC_1 = \alpha$, 曲柄, 连杆, 机架的长度分别为 a, b, d , 等视角圆的半径为 R , 圆心 O 到铰链 D 的距离为 H , 根据图 2 的几何关系, 注意到:

$$a + b = 2R \sin(\theta + \alpha/2), \quad b - a = 2R \sin(\alpha/2)$$

可得到曲柄摇杆机构的综合方程^[6]。

$$\begin{cases} R = c \sin(\phi/2) / \sin(\theta). \\ H = c \cos(\phi/2) - R \sin(\theta). \\ a = 2R \cos(\frac{\theta + \alpha}{2}) \sin(\frac{\theta}{2}). \\ b = 2R \sin(\frac{\theta + \alpha}{2}) \cos(\frac{\theta}{2}). \\ d = \sqrt{R^2 + H^2 + 2RH \cos(\theta + \alpha)}. \end{cases} \quad (5)$$

优化目标使全程的最小传动角最大。

$$\gamma_{\max} = \arccos \frac{b^2 + c^2 - (d - a)^2}{2bc}. \quad (6)$$

代入数据观察:5个方程,6个未知量,若加上一优化目标函数,优化目标是使 γ_{\min} 最大,尤其是工作行程的传动角应大于 40° 。通过C程序编程优化全程的最小传动角。

优化结果如下:

$$a = 25, b = 89.4, c = 100, d = 48.3,$$

$$\gamma_{\min(\max)} = 16.242592^\circ.$$

3.3 后置曲柄滑块机构的设计

该无级变速器的设计是在输出转速最大的条件下

进行尺寸综合和优化的,由传动比 $i = \frac{n_0}{n_1} = \frac{1500}{300} = 5$,

该无级变速器采用4套机构并联而成,则每套机构在工作最平稳阶段对应的曲柄转角为 90° ,此时滑块的输出运动速度波动要小于18%,由3.1中的分析可以看到,在前置机构尺寸一定的条件下,速度波动值的大小取决于结构角 θ_4 的取值,而速度能否满足输出速度是300 r/min取决于曲柄滑块机构的曲柄和连杆的长度取值,前提是要满足结构化时超越离合器对输出构件长度的要求。在该设计中,采用ADAMS软件对机构进行优化^[5],优化的参数是结构角 θ_4 ,曲柄 crank2,连杆 link2。

首先进行参数化建模,为将要进行的优化设计奠定基础,以下是参数列表:

表1 参数化建模参数列表

Theta2	(ASIN(crank1 * SIN(theta1) / DV_1))
Theta6	(ASIN(crank2 * SIN(theta5) / link2))
Theta5	(180d - theta2 - theta3 - theta4)
Link1	89.4
Crank1	25
Link2	120
.....	

建立人机交互对话框,进行优化设计:

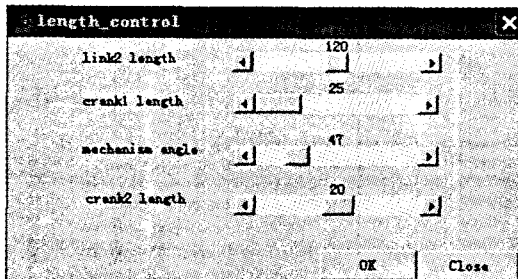


图3 人机交互优化设计对话框

经过优化得到满足目标的最佳尺寸及结构角:

$$\theta_4 = 47^\circ, r = 40 \text{ mm}, b' = 120 \text{ mm}$$

利用ADAMS在最大转速下进行运动分析和传力特性分析,图线如下:

以下是对调速过程中速度波动、工作行程的传动角进行分析:

1) 输出转速:

$$n_1 = 300 \text{ r/min}, \text{crank2} = 40 \text{ mm}$$

速度波动:

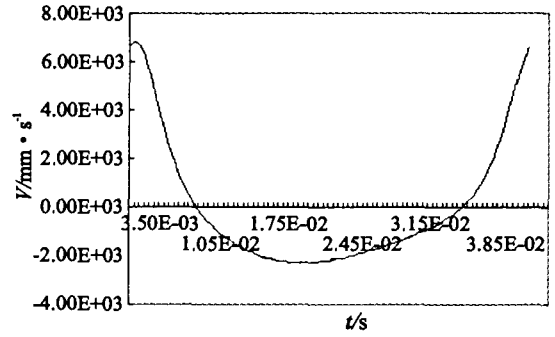


图4 滑块全程的速度图线

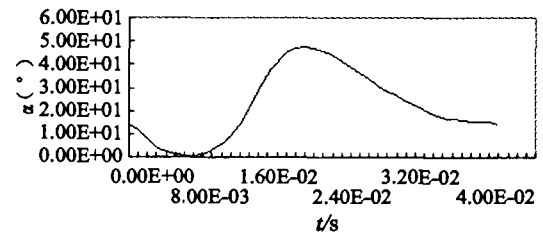


图5 传动角图线

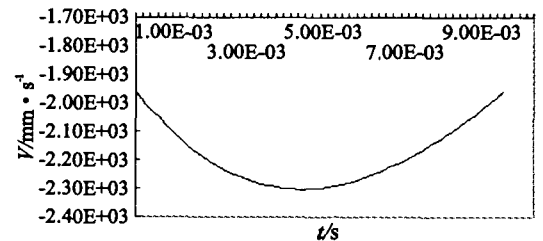


图6 滑块工作行程的速度图线

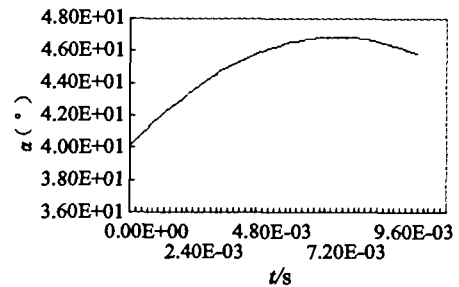


图7 传动角图线

$$\delta = \frac{2302.21 - 1957.5}{2129.855} \times 100\% = 16.2\%$$

工作行程的最小传动角: $\gamma_{\min} = 40.15^\circ$ 。

2) 输出转速:

$$n_1 = 150 \text{ r/min}, \text{crank2} = 20 \text{ mm}$$

速度波动:

$$\delta = \frac{1105.98 - 938.8}{1022.39} \times 100\% = 16.33\%$$

工作过程中的最小传动角: $\gamma_{\min} = 40.8^\circ$ 。

3) 输出转速:

$$n_1 = 75 \text{ r/min}, \text{crank2} = 10 \text{ mm}$$

速度波动:

$$\delta = \frac{536.26 - 457.5}{496.88} \times 100\% = 15.85\%$$

工作过程中的最小传动角: $\gamma_{\min} = 40.6^\circ$ 。

由以上数据分析,工作过程中的传动角大于 40° , 比较理想,整个调速过程中速度波动小于 17%,速度波动的变化范围不超过 1%。在速度波动这一方面比以往的机械式无级变速器都要优良。这个机构的速度波动,工作行程的传动角与回程的传动角都是可以接受的,之间的配比是适当的。

3.4 输出机构的设计

利用 ADAMS 输出工作行程滑块的位移图线,转换为数据后得工作过程中滑块的移动距离 $d = 170.0 - 148.16 = 21.84 \text{ mm}$,从以上波动分析可得到滑块的平均速度 $v_{\text{avg}} = 2\ 129.855 \text{ mm/s}$,由速度 $v_{\text{avg}} = R\omega = 2fr\pi$ 可求得 R ,即杆 HG 的长度。

$$r = \frac{v_{\text{avg}}}{2fr\pi} = \frac{2\ 129.855}{10\pi} = 68 \text{ mm}$$

为使杆 HG 的 G 点运动规律与滑块移动的速度规律保持一致,则杆 HG 应在竖直平面内绕铅垂方向对称摆动。杆 HG 扫过的弧所对应的弦长应等于滑块工作行程的移动距离。如图 8 所示:在设计该二杆组时应保证有较好的传力特性,根据上述原则,可取杆 $FG = 30 \text{ mm}$ 。由滑块的工作极限位置很容易确定 H 点的实际位置^[6]。

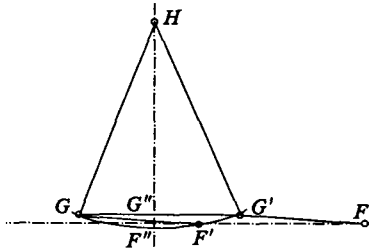


图 8 输出机构的设计

4 结 论

在综合多种脉动式无级变速器结构和特点的基础上,从一个新的角度对无级变速器脉冲发生机构进行了原理结构的创新设计,设计出一种新型结构的无级变速器,并对其进行了运动学分析和动力学分析,表明所设计的方案达到了预期的目的,是可行的,其设计的思路与方法,对脉冲发生机构的设计有一定的普遍意义。该无级变速器是由 4 套 8 杆机构并联而成,整体结构较复杂,但均是低副结构,易于制造。再进一步采取消除过约束的措施,还将进一步降低其制造精度与成本,有较好的应用前景。

参考文献:

- [1] 周有强. 机械无级变速器[M]. 北京:北京机械工业出版社,2001.
- [2] 朱宇,刘开昌. 脉动式无级变速器的研究及发展现状[J]. 包装与食品机械,2003,24(5):14-16.
- [3] 杜力,黄茂林,向成宣. 可调函数发生机构的过约束分析及消除措施[J]. 重庆大学学报(自然科学版),2003,26(8):4-6.
- [4] 冯云华,杜力,黄茂林. 非摩擦式连续作用无级变速器的结构创新及设计[J]. 重庆大学学报(自然科学版),2003,26(9):38-42.
- [5] 郑建荣. ADAMS 虚拟样机技术入门与提高[M]. 北京:北京工业出版社,2001.
- [6] 黄茂林,秦伟等. 机械原理[M]. 北京:北京机械工业出版社,2002.

Optimum Design of New-style Impulse Variable Speed Device Based on Invariable Impulse Value

ZHAO Peng-yun¹, HUANG Mao-lin¹, DU Li², YANG Chang-niu¹

(1. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China;

2. College of Mechanical Engineering, Chongqing Technology and Business University, 400050, China)

Abstract: The impulse value of a impulse mechanism has a notable influence on the dynamics capability of impulse variable speed device. Basing on this point, the authors take crank-rocker mechanism in series with slider-crank mechanism as impulse mechanism when we design the impulse variable speed device. The link used to adjust the speed is applied in slider-crank mechanism which has no quick-return characteristic, so the advance-to return-time ratio keeps stable when we adjust its speed. The speed fluctuation also keeps invariable. The new method overcome the default that this kind of impulse variable speed device has a notable speed fluctuation. At the same time, ADAMS software is used to optimize and show the real motion law. From the simulation result we can get the speed fluctuation is down to 18% in the whole process. The change of speed fluctuation is down to 1%. The result is better than other mechanism like this category.

Key words: impulse variable speed device; impulse mechanism; mechanism angle; roller clutch