

文章编号:1673-0062(2016)01-0028-05

基于可变约束两级输出的行星轮系机构设计与仿真

宦朋松,罗金良*,叶 彬

(南华大学 机械工程学院,湖南 衡阳 421001)

摘 要:可变约束两级输出的行星轮系机构是基于行星轮两自由度结构特点而设计,能实现在传动过程中自动转变输出运动状态.针对本文设计的可变约束两级输出的行星轮系机构,先后进行了传动理论分析、三维模型搭建、运动学和动力学的 ADAMS 软件仿真和仿真结果分析,初步论证了可变约束两级输出的行星轮系机构的可行性,为以后在过载保护、工况自动选择、信息反馈等机械传动过程方面的应用具有重要价值.

关键词:可变约束;差动;行星轮;ADAMS;仿真

中图分类号:TH132.425 **文献标识码:**B

Design and Simulation of Planetary Gear Mechanism Based on Two Stage Output Variable Constraint

HUAN Peng-song, LUO Jin-liang*, YE Bin

(School of Mechanical Engineering, University of South China, Hengyang, Hunan 421001, China)

Abstract: Variable constrained Two-Level differential planetary gear is designed in paper, which is based on the characteristic of planetary gear and has two-degrees of freedom. The output of state is variable in this mechanism in the case of load change. According to this mechanism a series of analysis were carried out, such as transmission analysis, three-dimension molding, kinematics and dynamics simulation by ADAMS software, analysis of simulation results. And it concludes that the design of mechanism is operational. Application in mechanical transmission is very important especially in overload protection, working case auto selection, information feedback.

key words: variable constraint; differential; planetary gear; ADAMS; simulation

行星轮系传动以其在承载、体积、传动效率等 方面的优势在机械传动方面得到广泛应用^[1],尤

收稿日期:2015-09-07

作者简介:宦朋松(1989-),男,山东菏泽人,南华大学机械工程学院硕士研究生.主要研究方向:机械设计及其理论.

* 通讯作者.

其在减速器中应用更为突出.长期以来,国内学者对行星轮系的分析研究也较为普遍:在理论分析方面有对行星轮系动力学、传动特性、传动效率都有深入研究^[2-5];在仿真分析方面对行星轮动力学和运动学仿真、齿轮啮合动力学仿真、传动瞬态特性分析以及仿真参数选取等方面的文献也层出不穷^[6-9].国外学者对行星轮在应用方面和理论分析也有大量研究而且各有特色^[10-13].可变约束两级输出的行星轮系机构根据差动行星轮传动特点而提出的具有可变约束能力的两级输出差动行星轮机构,机构设计的依据是2K—H型行星轮系的两自由度的特点,通过理论分析并运用动力学仿真软件ADAMS对行星轮系进行动力学和运动学仿真分析,验证了行星轮系变约束性的可行性.

1 行星轮系可变约束性能的设计分析

前苏联学者库德略夫采夫提出的按照行星齿轮传动基本构件的不同来进行分类的方法对我国行星轮系的分类方法具有较大影响,本文采用德略夫采夫行星齿轮分类方法,论述可变约束两级输出的行星轮系机构设计思想.机构简图如图1所示,该机构由齿轮2、3、4及齿轮7、8、9所组成的两个2K—H型行星轮串联而成.将机构简单划分为两部分,A部分为含有两个输出的差动机构,而B部分则为含有两个输入的2K—H型行星轮机构,通过两者串联以实现整个轮系的可变约束能力.

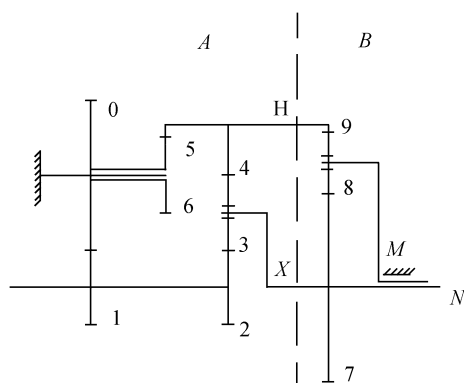


图1 两级可变约束差动行星轮系简图

Fig.1 Variable constrained two-level differential planetary gear diagram

具体来讲,A部分是为两个输出的差动轮系部分,其中1、2为输入齿轮,而系杆X和齿圈H

为传动输出;B部分为两个输入一个输出的2K—H型行星轮机构,其输入为A部分的系杆X和齿圈H提供,输出是系杆M.其可变约束是因输出端力矩变化而实现,在输入力矩恒定情况下,且驱动负载M端的力矩 M_m 大于驱动N端的力矩 M_n .当N端驱动力矩 M_n 大于负载力矩,此时M端驱动力矩 M_m 小于负载力矩,M端止动,只有N端输出;当N端负载力矩超出驱动力矩 M_n 而止动时,此时N端止动,M端的驱动力矩会增大并驱动M端运动,从而在N端负载增大的过程中自动实现机构的约束可变.轮系工作状况分为两种:

1)N输出:当负载在N提供转矩内时,齿轮9、8啮合点切向速度与齿轮7、8啮合点切向速度大小相等方向相反,对行星轮提供的切向速度为0,在传动过程中行星轮只能自传而不能带动系杆M绕太阳轮7旋转,故M输出为0.

2)M输出:当N负载过大时,输出N为0.行星轮8在齿圈9传动下,带动系杆M并绕太阳轮7转动产生输出M.

简而言之,当N输出M无转动输出,当N无输出M有转动输出.

2 行星轮系传动分析

2.1 行星轮系传动条件

在确定行星齿轮传动的各齿数时,除了要满足设计要求的传动比之外还应满足邻接条件、同心条件和安装条件^[14].为了使装配好的行星轮不产生碰撞,必须保证两行星轮齿顶之间有足够间隙,即两行星轮的顶圆半径之和应小于中心距 L_c ,即邻接条件,用数学式表达为:

$$2r_{ac} < L_c$$

$$d_{ac} < 2a'_{ac} \sin \frac{\pi}{n_p} \quad (1)$$

式中 r_{ac} , d_{ac} —分别为行星轮c的齿顶圆半径和直径; n_p —行星轮个数; a_{ac} —a、c齿轮啮合副的中心距; L_c —相邻两个行星轮中心之间的距离.

同心条件就是由中心轮a、b与行星轮c的所有啮合齿轮副的实际中心距必须相等,对于2K—H型行星轮,其三个基本构件的旋转轴必须与主轴线重合.

即:

$$z_a + 2z_c = z_b \quad (2)$$

安装条件就是安装在转臂H上的 n_p 个行星轮均匀地分布在中心轮周围时,各轮齿数应满足的条件.即:

$$\frac{z_a + z_c}{n_p} = C(\text{整数}) \quad (3)$$

2.2 行星轮系传动分析

如前所述,可变约束两级输出的行星轮系机构可分为两种工况,一种是输出 N 在载荷内工作时,另一种是 N 在超载荷工作时。

工况为第一种情况时,

A 部分传动比分析:

定轴传动比计算:

$$i_{24} = i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = -\frac{Z_0 Z_5}{Z_4 Z_6} \quad (4)$$

差动传动比计算:

$$i_{24}^X = \frac{n_2 - n_X}{n_4 - n_X} = -\frac{Z_4}{Z_2} \quad (5)$$

由图 1 知, $n_1 = n_2, n_4 = n_5 = n_H$, 代入式(4), 式(5)得:

$$n_H = n_4 = n_5 = \frac{n_2}{i_{15}} = -\frac{Z_1 Z_6}{Z_0 Z_5} n_2 \quad (6)$$

$$n_X = \frac{Z_2 Z_0 Z_5 - Z_4 Z_1 Z_6}{Z_0 Z_5 (Z_2 + Z_4)} n_2, \quad Z_2 Z_0 Z_5 - Z_4 Z_1 Z_6 > 0 \quad (7)$$

B 部分传动比分析:

因 $n_N = n_X$, 故定轴传动比 $i_{XN} = 1$, 其差动传动比:

$$i_{79}^M = \frac{n_7 - n_M}{n_9 - n_M} = -\frac{Z_9}{Z_7} \quad (8)$$

则

$$n_N = n_X = \frac{Z_2 Z_0 Z_5 - Z_4 Z_1 Z_6}{Z_0 Z_5 (Z_2 + Z_4)} n_2 \quad (9)$$

$$n_M = \frac{n_7 Z_7 - n_9 Z_9}{Z_9 - Z_7}$$

其中

$$n_7 Z_7 - n_9 Z_9 = 0 \quad (10)$$

所以,在第一种工况下,输出只有 N 。

工况为第二种情况时,此时输出 N 固定,则 $n_4 = n_5 = n_H = n_9$, 代入式(8)得:

$$n_M = \frac{n_9 Z_9}{Z_7 + Z_9} = -\frac{Z_1 Z_6 Z_9}{Z_0 Z_5 (Z_7 + Z_9)} n_2 \quad (11)$$

所以,在第二种工况下,输出只有 M 。

3 行星轮系三维建模和运动学仿真分析

3.1 行星轮系三维建模及参数设置

行星轮系的建模选用渐开线直齿齿轮,利用

三维建模软件 SolidWorks 建立行星轮系各零件的实体模型(图 2), 然后进行无干涉装配, 建立装配模型, 并将在 SolidWorks 中建的三维模型保存为扩展名为 x_t 的 Parasolid 类型文件。打开 ADAMS 软件, 通过 File→Import 打开 File Import 对话框, 在 File Type 中选择保存的 Parasolid 类型文件, 在 File to Read 中选择所保存模型路径, 并输入导入模型名称单击 OK 导入模型^[15]。



图 2 两级差动行星轮系 SolidWorks 三维模型

Fig.2 3D model of solidworks for variable constrained two-level differential planetary gear

根据行星轮系的传动特点对导入 ADAMS 软件的三维模型添加约束, 以模拟传动规律。所添加约束: 1) 齿轮 1、2 相对于地面的转动副; 2) 行星轮 3 相对于系杆 X 的转动副; 3) 齿轮 4、5、9 相对于地面的转动副; 4) 齿轮 0、6 相对于定轴转动副; 5) 齿轮 7 相对于地面的转动副; 6) 齿轮 8 相对于系杆 M 的转动副; 7) 齿轮 1、0 之间的齿轮副; 8) 齿轮 5、6 之间的齿轮副等, 以及其他力与力矩的添加如图 3。

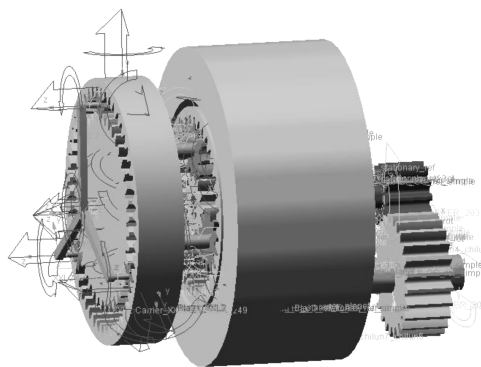


图 3 两级差动行星轮系导入 ADAMS 三维模型

Fig.3 3D model of ADAMS for variable constrained two-level differential planetary gear

3.2 行星轮系仿真结果分析

对上述建好的模型给定输入转速为 $n_{in} = 3\ 200\ \text{r/min}$, 仿真时间为 $t = 1.5\ \text{s}$, 仿真步长 $\text{step size} = 0.001$. 仿真类型选择默认方式.

工况一: 由仿真结果可知, 系杆 M 无输出, 其转动角速度为 $0\ \text{r/min}$, 与理论结果分析一致, 仿真结果如图 4. 图 4 中点划线为输入转速 $n_{in} = 3\ 200\ \text{r/min}$, 虚线为 N 输出 $n_N = 500\ \text{r/min}$, 直线为系杆 M 输出 $n_M = 0\ \text{r/min}$, 与理论分析结果一致.

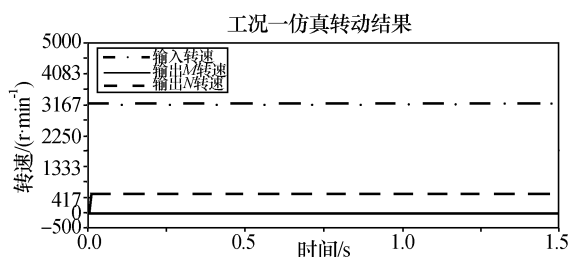


图 4 工况一输入输出角速度仿真结果图

Fig.4 Simulation results of the input and output angular velocity for working condition one

工况二: 由仿真结果可知, 系杆 M 有输出, 其转动角速度为 $222\ \text{r/min}$, 与理论结果分析一致, 仿真结果如下图 5. 图中点划线为输入转速 $n_{in} = 3200\ \text{r/min}$, 虚线为 M 输出 $n_M = 222\ \text{r/min}$, 直线为系杆 N 输出 $n_N = 0\ \text{r/min}$, 与理论分析结果一致.

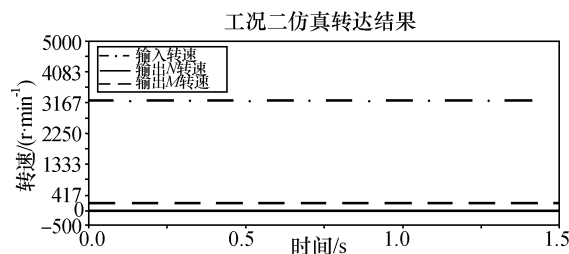


图 5 工况二输入输出角速度仿真结果图

Fig.5 Simulation results of the input and output angular velocity for working condition two

3.3 行星轮系力矩仿真结果分析

对于行星轮系第一部分, 假设输入太阳轮 2、齿圈 4 和系杆 X 上的转矩分别为 M_2 、 M_4 和 M_H , 依据理论分析: $M_2/M_4 = -1/i_{24}^X$, $M_2/M_X = 1/(i_{24}^X - 1)$ 得出 $M_4 = -M_2 Z_4/Z_2$, $M_X = M_2 Z_4/(Z_2 - Z_4)$. 将 $M_4 = 3T$ 、 $M_X = -2T + K \cdot t$ 作为输入 (图 6) 代入第二部分

进行动力学仿真, 运行结果如图 7.

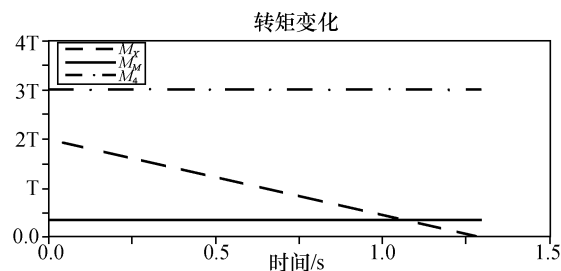


图 6 输入输出转矩图

Fig.6 Diagram of input and output torque

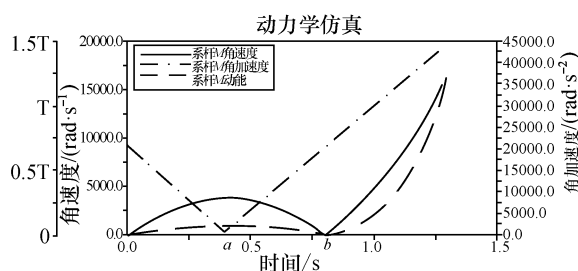


图 7 系杆 M 动力学仿真结果图

Fig.7 Tie M dynamics simulation results diagram

由图 7 线可知 1, 随着负载转矩的增大, 转矩有个先减后增的过程, 在 $0-a$ 点是呈现负转矩, 在 $a-1.5\ \text{s}$ 是呈现正向转矩. 角速度和动能在 $[0, a]$ 呈负向增加趋势, 在 $[a, b]$ 呈负向减小趋势, 并在 b 点减为零, 在 $[b, 1.5]$ 呈正向增加趋势. 因此在负载转矩 N 增加的情况下, 系杆转矩 M 是一个由负转矩到正转矩不断增加的过程, 故在此过程中存在点使 M 转矩因过载制动并转变为系杆 N 输出转动, 因而也证明本文所提出行星轮设计可变约束可行性.

4 结论

由传动理论分析可知, 工况为第一种情况时, $n_N = n_X = (Z_2 Z_0 Z_5 - Z_4 Z_1 Z_6) n_2 / [Z_0 Z_5 + Z_4]$, n_M 为 0; 工况为第二种情况时, n_N 为 0, $n_M = -Z_1 Z_6 Z_9 n_2 / [Z_0 Z_5 (Z_7 + Z_9)]$. 通过 ADAMS 软件的传动工况分析得出输出 N 的转动与系杆 M 转动在可交替转变. 当 N 转动时, 在两级可变约束差动行星轮系作用下使系杆 M 无输出转动, n_N 输出与理论分析一致. 相反, 当输出 N 无输出的情况下, 则系杆输出 n_M 与理论分析同样一致, 证明了设计机构的可行性. 从而达到了基于差动行星轮系的可变约束输出的设计目的, 为以后在过载保护、工况自动选

择、信息反馈等机械传动过程方面的应用具有重要价值,也为以后行星轮系可变约束设计思路提供参考。

参考文献:

- [1] 蒋仁科.同轴双输出行星齿轮减速器研发设计及分析[D].重庆:重庆大学,2007.
- [2] 孙智民,季林红,沈允文.2K-H行星齿轮传动非线性动力学[J].清华大学学报,2003,43(5):363-639.
- [3] 谭援强,何娟,杨世平,等.NGW型两级行星传动机构构型分析[J].机械传动,2013,37(11):18-23.
- [4] 赵勇强,张丹,孙春辉.基于ADAMS的汽车悬架系统仿真分析[J].中小企业管理与科技(下旬刊),2015(8):237.
- [5] Cheng Z, Hu N, Feng Z, et al. Detection of damage in planetary gear sets based on dynamical simulation[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(4):379-383.
- [6] 管西巧,赵庆志,高跃武,等.基于Solidworks和ADAMS的牛头刨床导杆机构仿真分析[J].煤矿机械,2014,35(10):273-275.
- [7] 戴加全,袁祖强,刘永青.基于ADAMS轮椅的动力学仿真[J].机械设计,2013,30(10):29-31.

- [8] 郭会珍,谭长均,陈俊锋.基于ADAMS的行星轮系动力学仿真[J].机械传动,2013,37(5):86-89.
- [9] 田会方,林喜镇,赵恒.基于Pro/E和ADAMS齿轮啮合的动力学仿真[J].机械传动,2006,30(6):66-69.
- [10] Quaglia G, Bruzzone L, Bozzini G, et al. Mobile robot for surveillance[J]. Industrial Robot: An International Journal, 2011, 38(3):282-291.
- [11] Kim B S, Vu Q H, Song J B, et al. Novel design of a small field robot with multiactive crawlers capable of autonomous stair climbing[J]. Journal of mechanical science and technology, 2010, 24(1):343-350.
- [12] Mostafaei H R, Khalai M, Khalaj F, et al. Engine fault diagnosis decision making with incomplete information using Dempster-Shafer theory[J]. Journal of basic and applied science research, 2012, 2(1):105-113.
- [13] Guo Y, Keller J, Parker R G. Nonlinear dynamics and stability of wind turbine planetary gear sets under gravity effects[J]. European Journal of Mechanics-A/Solids, 2014, 47:45-57.
- [14] 饶振纲.行星齿轮传动设计[M].北京:化学工业出版社,2014.
- [15] 陈峰华.ADAMS2012虚拟样机技术从入门到精通[M].北京:清华大学出版社,2013.

(上接第27页)

该结构很好地冷却了烧结矿顶部的锥形区域,内置横管结构台车的冷却效果总体上要优于传统结构的台车。

2) 当冷却空气的进口速度为 $0.60 \text{ m/s} \sim 1.50 \text{ m/s}$ 时,内置横管结构的台车在余热回收利用段的冷却时间相对于传统结构的台车减少了 65% 左右,在冷却结束时的冷却时间减少了 48% 左右。

3) 当冷却空气的进口速度为 $v = 1.05 \text{ m/s}$ 时,余热回收利用热量最多,该速度为最优进口风速。

参考文献:

- [1] 张家元,张小辉,周子民,等.烧结矿冷却过程正交模拟优化试验研究[J].钢铁,2011,46(7):86-89.
- [2] 周建男.钢铁生产工艺装备新技术[M].北京:冶金工业出版社,2002:24-25.
- [3] Wang S, Gao W, Kong L. Formation mechanism of silico-ferrite of calcium and aluminum in sintering process[J]. Ironmaking and Steelmaking, 1998, 25(4):296-301.

- [4] 谢东江.环冷机冷却过程数值仿真与优化[D].长沙:中南大学,2010.
- [5] 冶金工业部长沙黑色冶金矿山设计研究院.烧结设计手册[M].北京:冶金工业出版社,2005:499-500.
- [6] 倪鲲鹏.环冷机烟气流程数值模拟及余热回收系统优化[D].长沙:长沙理工大学,2012.
- [7] 冯俊小,梁凯丽,张材,等.环冷机内球团矿热过程数学模型[J].北京科技大学学报,2010,32(12):1596-1600.
- [8] 王福军.计算流体动力学分析[M].北京:清华大学出版社,2004:114-158.
- [9] 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版社,2001:47-48.
- [10] 夏建芳,曾琦.环式冷却机烧结矿冷却的数值模拟[J].微计算机信息,2010,26(11):98-100.
- [11] 张小辉,张家元,戴传德,等.烧结矿冷却过程数值仿真与优化[J].化工学报,2011,62(11):3081-3087.
- [12] 罗远秋.烧结矿冷却过程实验与数值模拟研究[D].沈阳:东北大学,2011.