

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.06.003

液压压紧式牵引传动装置动力学研究*

沈楚敬 苑士华 魏超 陈星 刘洪

(北京理工大学车辆传动国家重点实验室,北京 100081)

【摘要】 运用弹流动力润滑理论建立了传动装置牵引特性计算模型,并通过 Matlab 建立了该传动系统的动力学仿真模型。通过仿真计算可知,在变速过程中,由于摩擦副存在滑滚比,牵引摩擦副所起的作用相当于传统变速箱的变矩器或主离合器,具有缓冲功能;并且在某一输入转速和法向加载力下,传动比越小,最大输出转速越大,但达到稳定所用时间越长,同时输出转矩和输出角加速度响应时间越长。仿真结果反映了牵引传动装置的动力学特性,为液压压紧式牵引传动装置提供了准确的分析方法。

关键词: 牵引传动 液压压紧式 动力学 无级变速器

中图分类号: TH113 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)06-0015-04

Dynamics Research of Hydraulic Clamp Traction Transmission Device

Shen Chuqing Yuan Shihua Wei Chao Chen Xing Liu Hong

(National Key Lab of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract

The elasto-hydrodynamic lubrication theory was used for setting up transmission characteristics of traction calculation model. The dynamic simulation model of this system was established by using Matlab. From simulation results, traction friction pair was equivalent to traditional role of main gearbox or torque converter with a buffer function in the transmission process. When gave a input speed and a loading force, the smaller the speed ratio was, the greater the output speed was. But the time of achieving stabilization was longer at the same time, the response time of output torque and output angular acceleration was longer. The simulation results reflected the dynamics characteristic of traction transmission devices. It is provided an accurate method for hydraulic clamp traction transmission devices.

Key words Traction transmission, Hydraulic clamp, Dynamics, Continuously variable transmission

引言

液压压紧式牵引传动装置是一种摩擦式无级变速器,其通过调整内、外圆锥的工作半径而实现无级调速^[1-4]。传统的对摩擦副的研究主要是利用经验公式进行牵引力求解,经验公式忽略了滑滚比、接触区变形和法向加载力等因素对牵引系数的影响,这种方法虽然计算简单,但误差较大,无法真实体现各因素对摩擦副特性的影响^[5]。本

文在考虑滑滚比、接触变形和润滑油特性等因素条件下,运用弹性流体动力润滑理论对内、外摩擦副进行数学建模,并通过数值求解方法得到内、外摩擦副的牵引力、输出转速和转矩^[9]。通过 Matlab 搭建内、外摩擦副各自的求解模块,并利用 Simulink 建立内、外摩擦副之间的迭代求解模型,在输入转速、阻力矩和法向加载力给定的情况下,研究不同传动比对液压压紧式牵引传动装置动力学性能的影响。

收稿日期:2011-11-10 修回日期:2012-02-14

* 国防基础科研资助项目(A2220060029)和车辆传动国家重点实验室基金资助项目(9140C340201113403)

作者简介:沈楚敬,博士生,主要从事车辆传动技术研究,E-mail:shenchujing@bit.edu.cn

通讯作者:苑士华,教授,主要从事车辆液压传动技术研究,E-mail:yuanshihua@bit.edu.cn

1 工作原理

液压压紧式牵引传动装置主要由变速机构和液压压紧机构组成,如图1所示。通过调节油腔7中油压,使内、外摩擦副在油的压紧力作用下产生剪切力,实现动力的传递。

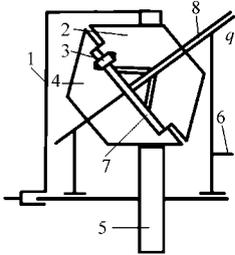


图1 传动装置简图

Fig.1 Diagram of transmission

1. 外摩擦轮 2. 外圆锥 3. 动力传动销 4. 内圆锥 5. 内摩擦轮
6. 调速机构 7. 油腔 8. 油道

为了便于分析,把外摩擦轮与外圆锥组成的摩擦副称为外摩擦副,内摩擦轮与内圆锥组成摩擦副称为内摩擦副。为了更直观地反映该液压压紧式牵引传动装置的工作机理,可以将该装置抽象成行星轮系(图2)。调速时,通过变速机构使双圆锥左右移动,内、外圆锥与内摩擦轮和外摩擦轮的工作直径 d_2 和 d_1 也随着改变,从而达到改变传动装置的传动比实现装置的无级变速。

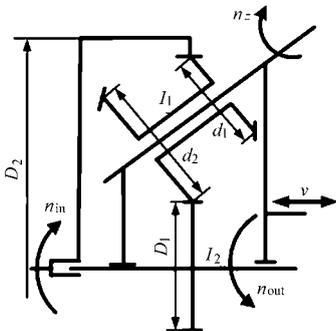


图2 等效的行星轮系

Fig.2 Equivalent of planetary gear train

在不考虑摩擦副滑动情况下,假设以外摩擦轮转速作为输入,则可得内摩擦轮的输出转速为

$$n_{out} = \frac{D_2 d_2}{D_1 d_1} n_{in} \quad (1)$$

式中 n_{in} ——外摩擦轮的转速

D_1 、 D_2 ——内、外摩擦轮的工作直径

由式(1)可得传动比为

$$i = \frac{n_{in}}{n_{out}} = \frac{D_1 d_1}{D_2 d_2} \quad (2)$$

2 动力学建模与仿真

2.1 动力学分析

由于液压压紧式牵引传动装置是通过内、外摩

擦副之间的剪切力来传递动力,因此对内、外摩擦副的研究是该装置动力学分析的关键。在高速高压下,需要考虑接触区变形、牵引油粘度变化和流变模型的选择等问题,因此本文采用弹性流体动力润滑理论对内、外摩擦副进行研究。

内、外摩擦副的弹流润滑模型的基本方程有^[6-7]:流体动压方程(Reynolds方程)、弹性变形方程、膜厚方程以及粘压方程。

流体动压方程为

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \right) = U \frac{d}{dx} (\rho h) \quad (3)$$

式中 ρ ——牵引油密度 U ——卷吸速度

h ——摩擦副之间膜厚

p ——接触区域内压应力

η ——牵引油动力粘度

弹性变形方程为

$$v(x) = -\frac{2}{\pi E'} \int_{s_1}^{s_2} p(s) \ln(s-x)^2 ds + c \quad (4)$$

式中 $p(s)$ ——分布力函数 c ——常数

E' ——摩擦副的综合弹性模量

粘度与压力关系为

$$\eta = \eta_0 \exp \{ (\ln \eta_0 + 9.67) [(1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^z - 1] \} \quad (5)$$

式中 η_0 ——在标准大气压力下的粘度

z ——实验常数,取0.57

摩擦副之间油膜厚度方程为

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2R} + v(x) \quad (6)$$

式中 h_0 ——无载荷刚体中心膜厚

R ——摩擦副的当量曲率半径

流变模型采用更为适用的 Bair-Winer 模型^[8]

$$\begin{cases} \tau_L = \tau_0 + mp \\ \dot{\gamma} = \frac{1}{G_\infty} \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_L}{\eta} \ln \left(1 - \frac{\tau}{\tau_L} \right)^{-1} \end{cases} \quad (7)$$

式中 τ_L ——润滑油的极限剪应力

τ_0 ——初始剪切应力,取为2 MPa

m ——润滑油的物质特性参数,取为0.046

$\dot{\gamma}$ ——两个摩擦面之间的剪切率

τ ——接触区的剪应力 t ——时间

G_∞ ——高频极限剪切弹性模量

摩擦副牵引力是油膜与接触体界面上剪应力的总和,即

$$F_t = \iint \tau dx dy \quad (8)$$

滑滚比是摩擦副表面的滑动速度与卷吸速度之比,由此可得外摩擦副和内摩擦副的滑滚比分别为

$$\begin{cases} s_1 = \frac{2(v_{in} - v_z)}{v_{in} + v_z} \\ s_2 = \frac{2(v'_z - v_{out})}{v'_z + v_{out}} \end{cases} \quad (9)$$

式中 v_z, v'_z ——外、内圆锥在接触区的线速度
 v_{in}, v_{out} ——外、内摩擦轮在接触区的线速度
 建立的系统动力学方程为

$$\begin{cases} I_1 \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} = F_{r1} \frac{d_1}{2} - F_{r2} \frac{d_2}{2} \\ I_2 \frac{d^2 \theta_3}{dt^2} = F_{r2} \frac{D_1}{2} - T_f \end{cases} \quad (10)$$

式中 I_2, I_1 ——双圆锥、内摩擦轮的转动惯量
 F_{r2}, F_{r1} ——内、外摩擦副的牵引力
 T_f ——阻力矩 θ_2 ——双圆锥转角
 θ_3 ——内摩擦轮转角

2.2 动力学仿真模型

通过 Matlab 中的 Simulink 模块建立液压压紧式牵引传动装置的动力学仿真模型,如图 3 所示,方框①为双圆锥的动力学仿真模型,其中 Matlab Fcn2 函数模块是对外摩擦轮与外圆锥之间摩擦副弹流润滑动力求解模块,从而得到外摩擦副剪切力对双圆锥所产生的转矩;方框②为输出轮的动力学仿真模型,其中 Matlab Fcn1 函数模块是对内圆锥与内摩擦轮之间摩擦副弹流润滑动力求解模块,可得到输出轮在不同负载下的动力学特性。

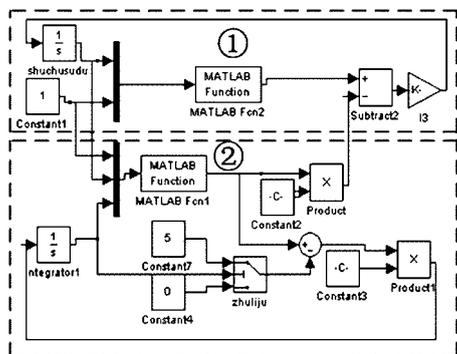


图 3 传动系统动力学仿真图

Fig. 3 Kinetic simulation chart of transmission

3 仿真结果与分析

假设作用在内、外摩擦副上的法向加载力为 4 000 N,传动比分别为 0.167、0.267、0.5 和 0.8,内摩擦轮所受的阻力矩为 5 N·m,外摩擦轮输入转速为 10 000 r/min,外摩擦轮的直径为 300 mm,内摩擦轮的直径为 100 mm,内、外摩擦副的接触长度均为 5 mm。

液压压紧式牵引传动装置对于不同的传动比 i ,从起步开始加速,内摩擦轮的输出转速、角加速度和

输出转矩随时间变化如图 4~6 所示。

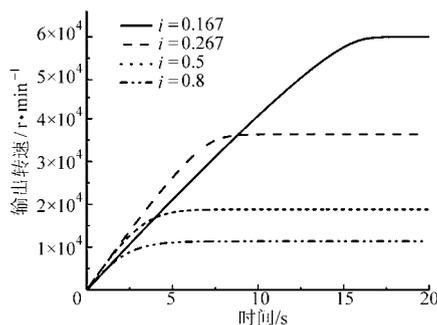


图 4 输出转速随时间的变化曲线

Fig. 4 Output speed transformation curves

从图 4 可以看出,阶跃响应时,输出端转速从 0 开始升速,不同的传动比 i 所对应的内摩擦轮转速达到稳定的时间有所不同,当 $i = 0.167$ 时,调节时间大约需 16 s,而 $i = 0.5$ 时,调节时间为 5 s,随着传动比的增加,调节到稳定转速的时间不断减小。在外摩擦轮输入转速一定的情况下,随着传动比的减小,由结构可知输出转速是不断增加的一个过程。另外,从图中可以看出,输出转速需要一段逐渐加速过程才能达到稳定,这与普通汽车中的离合器或变矩器一样,能起到一定的缓冲功能,而加速时间的长短与传动比有关,传动比越小,加速时间越长,缓冲作用越明显,这是由于在起步时,滑滚比达到最大,牵引力达到最大,而随着滑滚比的减小,摩擦副的牵引力不断减小,当牵引力与阻力相同时,速度达到最大。

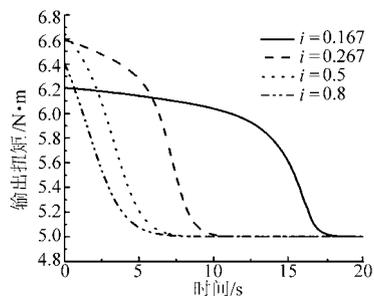


图 5 输出转矩随时间的变化曲线

Fig. 5 Output torque transformation curves

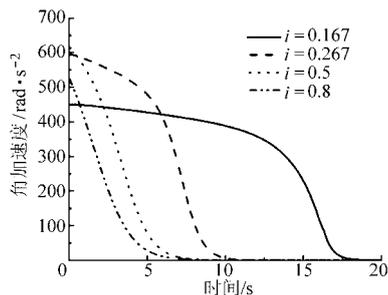


图 6 角加速度随时间的变化曲线

Fig. 6 Angular acceleration transformation curves

由图 5 可知,在 $t = 0$ 时刻,对于所有传动比,输

出端的输出转矩最大。这是由于此时内摩擦轮静止,因此滑滚比达到最大,牵引系数最大,所受的剪切力也最大,因此输出转矩最大。而后随着滑滚比的减小输出转矩也不断减小,最终等于阻力矩。另外,对于不同传动比,最后与阻力矩平衡所用时间不同,传动比越大,所用时间越少。

由图 6 可知, $t=0$ 时刻,输出角加速度最大,这是由于此时剪切力最大,而且输出角加速度随输出转矩的减小而减小,由此可知输出轮的角加速度与输出转矩具有相应的变化规律。

由图 5 和图 6 可知,对于不同传动比,起始输出转矩和起始角加速度不同。这是由多个因素引起的,首先传动比不同,双圆锥所处的位置不同,即内、外圆锥的工作半径不同,使内、外摩擦副的接触面积不同,从而导致牵引力不同,同时由式(10)可知,内、外工作半径不同,也会使起始输出转矩不同;其次,由于传动比不同,也使双圆锥的起始角速度不同,由式(10)可知,双圆锥的角加速度不同,也会导致起始输出转矩和起始输出角加速度不同。

4 结 论

(1) 通过采用弹性流体动力润滑理论分别建立液压压紧式牵引传动装置内、外摩擦副的牵引特性模型,同时运用 Matlab/Simulink 建立液压压紧式牵引传动的动力学模型,并对内、外摩擦副进行迭代求解,从而得到精确的计算结果,并且提高了工作效率。

(2) 在不同传动比下,摩擦副的牵引力和牵引系数与滑滚比和法向加载力等因素有关,起步时,滑滚比最大,此时输出转矩达到最大,随着滑滚比的减小,输出转矩也逐渐减小最终与阻力矩相同,此时输出速度达到最大。而滑滚比的调整需要一定的时间,因此装置的内、外摩擦副所起的作用相当于传统变速箱的变矩器或主离合器,具有缓冲功能。

(3) 不同传动比下,由于摩擦副接触面积、内(外)摩擦副工作半径和双圆锥速度等因素影响将导致系统有不同的起始输出转矩和起始输出角加速度。

参 考 文 献

- Wei Chao, Shen Chujing, Yuan Shihua. Analysis methods of power characteristics for hydraulic pressing of the traction drive device[J]. *Advanced Materials Research*, 2011, 301 ~ 303: 1 458 ~ 1 463.
- 李忠 秦大同. 半环型锥盘滚珠式无级变速器的传动特性研究[J]. *中国机械工程*, 2005, 16(6): 490 ~ 494.
Li Zhong, Qin Datong. Transmission characteristics of half-toroidal traction drive continuously variable transmission[J]. *China Mechanical Engineering*, 2005, 16(6): 490 ~ 494. (in Chinese)
- Akbarzadeh S, Zohoor H. Sensitivity analysis of torque transmission efficiency of a half-toroidal CVT[C]. *SAE Paper 2006-01-1304*, 2006.
- 安颖, 宋传学, 高帅, 等. 金属带式无级变速器硬件在环仿真系统[J]. *农业机械学报*, 2010, 42(11): 27 ~ 31.
An Ying, Song Chuanxue, Gao Shuai, et al. Hardware-in-the-loop simulation system for belt type continuously variable transmission[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2010, 42(11): 27 ~ 31. (in Chinese)
- 周有强. 机械无级变速器[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- Kumar P, Khonsari M M. Combined effect of shear thinning and viscous heating on EHL characteristics of rolling/sliding line contacts[J]. *ASME Journal of Tribology*, 2008, 130(4): 041505.
- Tevaarwerk J L, Johnson K L. The influence of fluid rheology on the performance of traction drives[J]. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1979, 101(3): 266 ~ 274.
- 沈楚敬, 苑士华, 魏超. 液压压紧式牵引传动装置滑动特性分析[J]. *华南理工大学学报*, 2012, 40(2): 82 ~ 86.
Shen Chujing, Yuan Shihua, Wei Chao. Analysis methods of sliding characteristics for hydraulic pressing of the traction drive [J]. *Journal of South China University of Technology*, 2012, 40(2): 82 ~ 86. (in Chinese)