

文章编号:1000-582X(2005)12-0001-05

金属带式无级变速传动液压系统的设计方法

孙冬野,汪新国,胡建军,雷晓东

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400030)

摘要: 液压控制系统是通过控制金属带轮的夹紧力来实现无级自动变速器速比调节的,其设计方法是开发无级变速传动系统的关键技术之一.在分析了金属带式无级变速器的结构特征和力学关系的基础上,通过对汽车典型行驶工况的仿真分析,提出了无级自动变速液压控制系统关键参数—速比变化率的设计方法,完成了液压系统的结构参数设计,并进行了仿真验证,从而为无级自动变速汽车的研制开发奠定了基础.

关键词: 汽车;无级变速传动;液压系统;设计方法

中图分类号: U463.22

文献标识码: A

无级变速传动是汽车理想的传动方式,它可以在相当宽的范围内实现无级变速,从而获得传动系与发动机工况的最佳匹配,提高整车的燃油经济性.图1为金属带式无级变速器结构示意图,金属带传动主要是通过金属块之间的推力与环的张力一起来传递扭矩的.在传递扭矩的过程中,当主、从动带轮的可动端沿轴向移动时,金属带在带轮上的工作半径也相应的改变,从而改变传动比.而带轮可动端的移动量和移动速度是根据汽车的行驶要求决定的.这一变化过程通过调整液压系统主、从动轮油缸中的压力和油量来实现^[1].上述分析中体现了液压系统在CVT系统工作时的重要作用,它的主要功能是保证发动机扭矩高效、可靠地传递,同时实现速比按照一定的规律连续变化,所以无级变速传动的液压控制系统是开发无级变速传动系统的关键技术.有必要对其设计方法进行详细的讨论和研究,以利于实际产品的开发.

1 传动系统的数学模型

液压系统是无级变速器的执行机构,其设计依据应从CVT本身的结构和CVT的工作状况入手.



图1 金属带式无级变速器结构

1.1 带轮的轴向偏移

金属带式无级变速传动装置中一般采用直母线带轮,对于直母线带轮在任意速比下主、从动带轮轴向位移 x_1 、 x_2 与主、从动带轮工作直径 D_{DR} 、 D_{DN} 的关系为:

$$\begin{aligned} x_1 &= (D_0 - D_{DR}) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}; \\ x_2 &= (D_{DN} - D_0) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \end{aligned} \quad (1)$$

式(1)中: D_0 为速比为1时主(从)动轮直径; α 为带轮槽角.

由式(1)可得主、从动带轮的可动端移动速度 v_{DR} 、 v_{DN} 随金属带速比 i_{CVT} 的变化关系为:

• 收稿日期:2005-09-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50475066)

作者简介:孙冬野(1966-),男,吉林省安图县人,重庆大学教授,博士生导师,主要从事汽车自动变速传动、混合动力传动理论的研究.

$$v_{DR} = \frac{dD_{DR}}{di_{CVT}} \cdot \frac{di_{CVT}}{dt} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2};$$

$$v_{DN} = \frac{dD_{DN}}{di_{CVT}} \cdot \frac{di_{CVT}}{dt} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (2)$$

1.2 带轮轴向作用力

设发动机扭矩为 T_e , 则从动油缸的期望轴向力为:

$$F_{DN} = \frac{T_e \cdot \beta \cdot \cos \alpha}{2\mu \cdot R_{DR}}. \quad (3)$$

式(3)中: μ 为带与带轮间摩擦系数, 取 0.06 ~ 0.08; β 为传递扭矩储备系数, 取 1.2.

这也是 CVT 系统保证扭矩可靠传递的最佳从动轮轴向力.

当从动带轮的轴向夹紧力确定后, 即可计算从动带轮的夹紧力 F_{DR} 在主动带轮油缸上产生的轴向负荷 F_s :

$$F_{DR} = \frac{\operatorname{ctg}(\alpha + \rho_1) \theta_{DR}}{4} \left(F_s + \frac{T_e}{R_{DR}} \right),$$

$$F_s = \frac{B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (4)$$

$\rho_i = \tan^{-1}(\mu_i)$, 为摩擦角, ($i = 1, 2$)

$$\mu_1 = \begin{cases} \frac{\pi}{\theta_{DR}} \mu & i_{CVT} \leq 1; \\ \mu & i_{CVT} > 1, \end{cases}$$

$$\mu_2 = \begin{cases} \mu & i_{CVT} \leq 1; \\ \frac{\pi}{\theta_{DN}} \mu & i_{CVT} > 1. \end{cases}$$

金属带在主、从动带轮上的包角大于 π 时的修正摩擦系数;

$$A = \theta_{DN},$$

$$B = 2.29 \frac{\sin \alpha}{\mu_2} \frac{T_e}{R_{DR}} + \frac{T_e}{R_{DR}} \theta_{DN} -$$

$$4 \operatorname{tg}(\alpha + \rho_2) \cdot \left(\frac{\cos \alpha \cdot T_e}{2\mu_2 R_{DR}} - F_{DN} \right),$$

$$C = 2.29 \frac{\sin \alpha}{\mu_2} \left(\frac{T_e}{R_{DR}} \right)^2.$$

θ_{DR}, θ_{DN} 为金属带在主、从动带轮上的包角.

图 2 给出了传动比、扭矩和带轮夹紧力的关系, 当速比为 0.5 时主、从动缸夹紧力比值为 1.720 8, 为了满足控制要求, 设计液压系统时主动油缸面积与从动油缸面积的比值应大于或者等于这个数值.

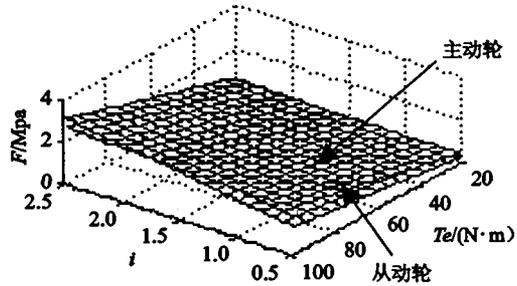


图 2 传动比、扭矩和带轮轴向力关系

2 传动系统仿真

前面分析了 CVT 本身的结构特征, 但是车辆在不同行驶工况下 CVT 的工作状况, 也是由液压系统来实现的, 本节利用 Matlab 语言的 Simulink 工具进行仿真, 以便了解 CVT 的工作状况.

2.1 动力传动系统模型

为了进一步讨论, 建立 CVT 整车动力传动系统模型如图 3 所示, 主要部件包括: 发动机、金属带无级变速装置、主减速器、车体等, 忽略了离合器^[2].

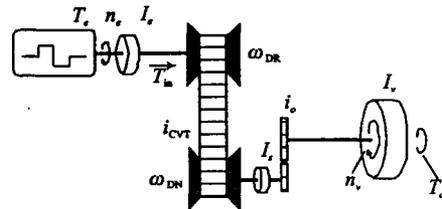


图 3 CVT 动力传动系统示意图

T_e 为发动机扭矩; T_{in} 为变速器主动轮输入扭矩; T_d 为汽车行驶过程中的阻力矩; I_e 为发动机转动惯量; I_v 为中间转动惯量; I_s 为车体转动惯量; i_o 为主传动比; ω_{DR}, ω_{DN} 分别为主、从动轮转速.

系统的动力学方程表述如下:

$$T_e - T_{in} = \frac{I_e d\omega_{DR}}{dt},$$

$$i_{CVT} \cdot T_{in} = \frac{I_v d\omega_s}{dt} + \frac{(I_v \cdot (d\omega_s/dt) + T_d)}{i_o},$$

$$i_{CVT} = \omega_{DR} / \omega_{DN},$$

$$\frac{d\omega_{DR}}{dt} = \frac{i_{CVT} \cdot d\omega_{DN}}{dt} + \frac{\omega_{DN} \cdot di_{CVT}}{dt},$$

$$\omega_{DN} = \omega_s \cdot i_o. \quad (5)$$

2.2 仿真

仿真过程中忽略了离合器的影响, 以装配 CVT 的长安铃木 SC7101 羚羊轿车的动力传动系统为原型, 发动机型号为 JL474Q1, CVT 型号为 P821 型, 油门和制动器采用了模糊控制的思想^[3-4], 其控制依据是实

际车速与目标车速的差值. 仿真工况分别采用了典型的欧洲城市标准行驶工况 (ECE 93/116) 和美国的 FTP 工况, 仿真结果如下:

ECE 工况仿真结果 (见图 4):

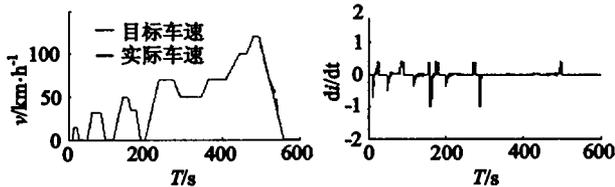


图 4 ECE 仿真工况结果

FTP 工况仿真结果 (见图 5):

为了便于观察和篇幅关系, 速比变化曲线和速比变化率曲线仅给出了部分仿真结果.

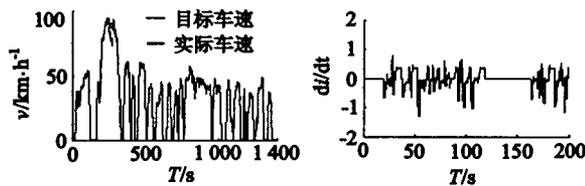


图 5 FTP 仿真工况结果

从以上仿真结果可以看出车速和速比变化没有明显的偏差, 基本符合实际情况.

3 液压系统设计方法研究

液压伺服控制系统有阀控 (节流式控制) 系统和变量泵控 (体积式控制) 系统两大类. 根据控制信号的形式, 液压伺服控制系统可分为机液伺服系统、电液伺服系统和气液伺服系统^[5-7].

由于汽车本身结构的限制和对汽车性能要求的提高, 在现实技术条件下采用电液伺服控制液压系统是很好的选择, 但是这种控制需要设计相应的控制策略, 不同的控制策略对系统的静态、动态响应是不同的. 根据前面几节的分析得出, CVT 系统中速比和夹紧力是需要控制的参数. 本质上, 不同的匹配策略也是通过控制这 2 个参数实现的. 为此 CVT 液压系统可分为速比控制系统和夹紧力控制系统, 速比控制系统主要部件是速比控制阀, 夹紧力控制系统主要部件是夹紧力控制阀. 而油泵 (供油系统) 的流量对液压系统也有重要影响, 是需要确定的参数. 建立液压系统结构如图 6 所示.

3.1 供油系统

理想情况下 CVT 液压系统的供油系统应由 2 个液压泵组成, 分别对夹紧力控制阀和速比控制阀供油,

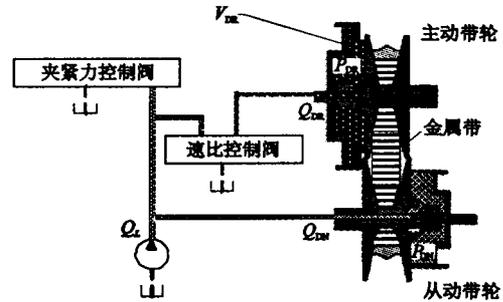


图 6 CVT 液压系统结构简图

但是由于开发成本以及结构的限制, 一般采用一个液压泵作为供油系统, 因此选定的油泵一定要满足系统的最大需油量, 液压系统执行机构所需的流量等于带轮油缸的流量与其它辅助系统 (润滑冷却系统等) 流量之和, 以速比减小为例, 流量满足:

$$Q_L = Q_{DR} + Q_{DN} + Q_0 \quad (6)$$

式(6)中: Q_{DR} 为主动带轮油缸的排油流量; Q_{DN} 为从动带轮油缸的进油流量; Q_0 为其它辅助系统需油量.

上式中可假定辅助系统需油量基本不变, 因此系统的最大需油量 Q_{LMAX} 由主、从动带轮油缸的流量确定. 结合公式(2)有:

$$Q_{LMAX} = \left[\left(-\frac{dD_{DR}}{di_{CVT}} A_{DR} + \frac{dD_{DN}}{di_{CVT}} A_{DN} \right) \cdot \frac{di_{CVT}}{dt} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right]_{MAX} + Q_0 \quad (7)$$

其中 A_{DR} 、 A_{DN} 为主、从动带轮油缸面积, 速比变化率由仿真结果确定.

3.2 夹紧力控制系统

夹紧力控制系统主要是控制夹紧力, 来保证发动机的输出功率可靠地传递到驱动轮同时尽可能减小功率的损失. 它由夹紧力控制阀组成, 与液压泵的出口相连, 调节系统的主压力, 主压力直接作用于从动缸, 在数值上由式(3)确定. 但是夹紧力控制阀在控制压力的过程中要具有跟随性, 也就是随着路况和驾驶员意图的不同实现不同的压力, 同时应尽可能的抑制阀芯上的各种干扰 (主要是静态液动力的干扰). 根据这种特性, 选择电液比例压力阀 (直接检测反馈式比例溢流阀) 作为夹紧力控制阀, 其模型建立如图 7 所示. 这样, 阀芯的力比较方程以及运动方程可以表示为:

$$\begin{aligned} \Delta F &= F_i - (P_L \cdot A_0 + K_{FS} \cdot y_f), \\ y_f &= \frac{1/K_{FS}}{\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m s}{\omega_m} + 1} \cdot (\Delta F - F_L). \end{aligned} \quad (8)$$

K_{FS} 为弹簧刚度及阀芯的液动力刚度之和; ω_m 为由阀芯弹簧质量系统所决定的阀芯的机械固有频率, $\omega_m = \sqrt{K_{FS}/m}$; y_f 为阀芯位移; m 为阀芯质量; F_L 为作用在阀芯及比例电磁铁上的摩擦力和液动力的非线性部分。

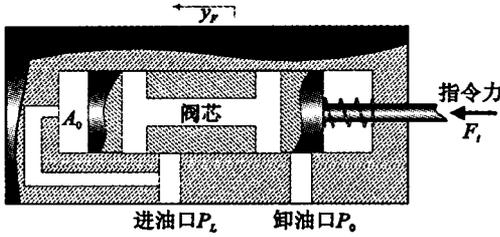


图7 夹紧力控制阀模型

由前面的分析得出系统主压力 P_L 由比例电磁铁的指令力和弹簧力确定,比例电磁铁的指令力由输入电流 I 确定. 改变电流 I 的大小可以相应改变系统的主压力, ΔF 为系统的当前主压力 P_L 和目标压力 P_L^* 的差值,当系统处于平衡时 $\Delta F=0$. 经过夹紧力控制阀流回油箱的流量为:

$$Q_{DNS} = C_{DN} \cdot A_{DN} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_L - P_0)} \quad (9)$$

其中, A_{ND} 为夹紧力控制阀泄油口面积,它是阀芯位移的函数即: $A_{ND} = F(Y_f)$. 显然当系统处于平衡时 $A_{ND} = 0$. 泄油口一般与油箱相连,所以泄油口压力 $P_0 = 0$.

3.3 速比控制系统

速比控制系统主要是控制速比,来保证发动机在最佳工作点处工作,使动力传动系速比按驾驶员的意图在汽车的行驶阻力和发动机输出功率之间自动实现最佳匹配,把发动机的经济性和动力性发挥到最优状态.

基于控制目标的不同,速比控制有以下两种方法,如表1所示. 力控制中采用反馈信号为主动缸压力的压力阀作为速比控制阀,主、从动缸内压力的控制依据是平衡状态下主、从动轮的夹紧力,由图2的数据确定. 位置控制采用控制流量的方法,电磁换向阀通过控制流入或流出主动缸的油量,使主动轮在金属带的约束下沿轴向移动实现位置控制. 速比控制系统模型建立如图8所示.

表1 速比控制方式

方案	主动轮	从动轮
力控制	夹紧力	夹紧力
位置控制	位置	夹紧力

其阀芯运动方程可表示为:

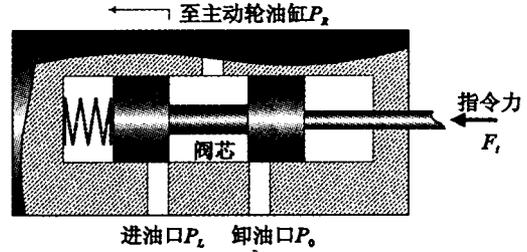


图8 速比控制阀模型

$$m \cdot \frac{d^2 y_i}{dt^2} + C_i \cdot \frac{dy_i}{dt} + K_i \cdot y_i = F_i - F_0 \quad (10)$$

K_i 为弹簧刚度及阀芯的液动力刚度之和; y_i 为阀芯位移; m 为阀芯质量; F_0 为弹簧预紧力; C_i 为速比控制阀阻尼.

经过速比控制阀的流量可由

$$Q_{DR} = \begin{cases} C_R \cdot A_{VDR} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_L - P_R)} & \text{进油时;} \\ C_R \cdot A'_{VDR} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_R - P_0)} & \text{排油时.} \end{cases} \quad (11)$$

得出. 式(11)中 A_{VDR} 、 A'_{VDR} 分别为进油口和卸油口的开口面积,它们是 y_i 的函数. 进油或卸油时,根据当前速比和目标速比来控制指令力 F_i ,通过 y_i 等中间环节的变化,造成主动油缸内油量的变化进而实现速比的控制.

前面指出电液伺服系统需要开发相应的控制系统,在控制系统的监控下,液压系统按照一定的规律动作,实现系统的功能. 可以参见文献[1].

4 仿真分析

基于前面的讨论,应用 Simulink 建立了 CVT 动力学仿真模型并进行了全油门起车行驶工况仿真验证,仿真参数同第二节. 结果如图9.

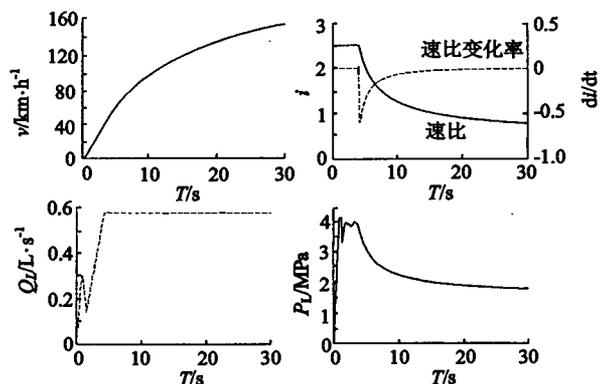


图9 仿真结果

从仿真结果可以看出,依据前面的理论方法设计的夹紧力控制系统能够提供比较合理的系统夹紧力,而通过控制速比控制阀的动作也能提供比较合理的速比和速比变化率,也就是说所建立的液压系统模型能够很好的满足汽车行驶要求,而且在加速行驶过程中,车速能够平稳增加,满足汽车的动力性和平顺行驶的要求.说明建立的方法可以为 CVT 液压系统开发的提供理论指导.

5 结 论

1) 通过分析金属带式无级变速器的工作原理,得出了无级变速传动中液压系统的重要作用,液压系统是无级变速传动中的关键技术,因此有必要对其设计方法进行研究.

2) 建立了 CVT 传动系统的数学模型、动力传递模型以及仿真模型,并进行了典型工况的仿真.为 CVT 液压系统的设计提供了数值参考.

3) 分析了液压伺服控制系统的形式并针对 CVT 的控制参数划分了液压系统的结构组成,分析了供油系统的流量要求,建立了夹紧力控制系统和速比控制系统的模型.

4) 仿真结果表明,用本文讨论的设计方法所建立的液压系统模型基本能够反映出实际系统的工作状况,该方法可以作为 CVT 液压系统开发的理论依据.

参考文献:

- [1] 付铁军,周云山,张宝生. 金属带式无级变速器电液控制系统的试验研究[J]. 汽车工程, 2003, 25(4): 384-388.
- [2] 周云山,裘熙定,王红岩,等. 汽车无级变速传动(CVT)建模与仿真[J]. 汽车工程, 1998, 20(5): 285-289.
- [3] 王红岩,方志强. 金属带式无级变速汽车的性能仿真研究[J]. 装甲兵工程学院学报, 2003, 17(1): 25-40.
- [4] 张宝生,张伯英,周云山,等. 金属带式无级变速器液压控制系统的仿真[J]. 农业机械学报, 2002, 33(2): 20-23.
- [5] 李福义. 液压技术与液压伺服系统[M]. 哈尔滨:哈尔滨船舶工程学院出版社, 1992.
- [6] 陈奎生. 液压阀与液压控制系统[M]. 武汉:武汉工业大学出版社, 1997.
- [7] 李素玲,刘军营. 伺服控制与伺服阀的选用[J]. 液压与气动, 2003, (9): 37-39.

Design Method of a Metal V-belt CVT Hydraulic System

SUN Dong-ye, WANG Xin-guo, HU Jian-jun, LEI Xiao-dong

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: The design method on the hydraulic control system is one of the key technologies of a metal V-belt continuously variable transmission (CVT). It can change the ratio of the transmission system by adjusting the pushing force of the pulley. By analyzing the structure characteristics and force relations, the design method of an important parameter of the CVT hydraulic system and the rate of transmission ratio, are put forward by simulating to the emblematical driving models. The structure parameters of the hydraulic system is gotten and validated by simulation on specific driving model. An effective design method is provided to develop the continuously variable transmission system.

Key words: car; continuously variable transmission; hydraulic system; design method

(编辑 成孝义)