

双金属带传动无级变速器设计与仿真^{*}

康宁 刘宏伟

(北京航空航天大学交通科学与工程学院, 北京 100191)

摘要: 为进一步提高金属带 CVT 转矩承载能力,扩大 CVT 的应用范围,设计了一种双金属带式 CVT。分析了双金属带 CVT 的运动及动力学传动特性及变速器传动效率;建立了液压控制系统简化数学模型并分析了系统稳定性;建立了基于某车型的双金属带无级变速器 AMESim 整车仿真模型并进行了 PID 参数整定。结果表明:设计的液压系统较好解决了速比同步控制问题并具有良好的速比控制精度,与单金属带 CVT 相比,可实现相同带轮夹紧力条件下变速器转矩承载能力倍增,验证了该结构 CVT 及液压控制系统的可行性。

关键词: 无级变速器 液压系统 设计 仿真

中图分类号: U463.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)10-0023-06

Design and Simulation of Bi-metal Belts CVT

Kang Ning Liu Hongwei

(School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: To improve torque load capacity and extend the application scope of current continuous variable transmissions (CVT), a kind of bi-metal belts CVT was designed. The transmission principle of kinematics and dynamics and transmission efficiency of the proposed CVT was derived. Mathematical model of the CVT hydraulic system was deduced and stability of the model was analyzed. The bi-metal belts CVT was simulated by AMESim and the PID controller parameters were adjusted. The results showed that the proposed CVT could solve ratio synchronous control problem and had good ratio tracking accuracy. The bi-metal belts CVT could double the torque load capacity in contrast to typical CVT on the same clamping fore condition. Feasibility of the proposed CVT was verified preliminary.

Key words: Continuous variable transmissions Hydraulic system Design Simulation

引言

金属带式无级变速器(CVT)是一种能根据车辆行驶条件自动连续变化速比的理想汽车变速器,一直是人们追求的理想变速方式^[1]。目前,金属钢带最高可承受约 450 N·m 的转矩^[2],不能满足中大型城市客车和卡车的使用要求。

双金属带传动 CVT 属于一种带式-带式复合的传动方案,可实现全段无级变速,双金属带传动 CVT 最大可实现约 900 N·m 的转矩承载能力,基本满足大部分城市客车和卡车的转矩要求。国内外对双金属带 CVT 布置方案的研究较少,曾攀提出了一

种双金属带式无级变速器结构,其中两带轮组分别共用同一根输入轴和输出轴^[3]。郝建军等发明了一种带有同步结构的双金属带无级变速传动装置,用以实现两带轮组速比同步控制^[4]。

本文设计一种双金属带 CVT,分析该 CVT 的传动特性及传动效率,并对变速器液压控制系统进行设计,对系统进行数学建模并结合整车进行动态性能仿真。

1 双金属带 CVT 结构及传动原理

双金属带 CVT 结构设计方案如图 1 所示,该结构紧凑布置,尽量减少占用空间。CVT 有两组金属

收稿日期: 2012-08-30 修回日期: 2012-09-03

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50975011)

作者简介: 康宁,副教授,博士,主要从事汽车流体及液压传动技术研究, E-mail: kangning@buaa.edu.cn

带式带轮组,共用一根主动轴,两带轮组的两根从动轴分别输入耦合器,其中一侧从动轴通过总传动比为1的齿轮传动系输入耦合器同侧并且该从动轴为空心轴结构,与耦合器输出轴间隙配合。整个 CVT 的动力由耦合器输出轴输出,其中耦合器与汽车开式差速器具有相同的传动原理^[5]。

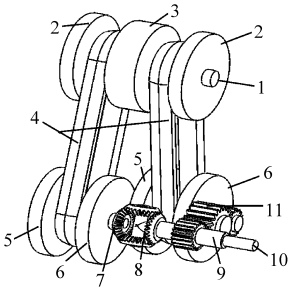


图 1 双金属带 CVT 结构设计方案

Fig. 1 Structure of bi-metal belts CVT

1. 主动轴 2. 动锥盘(主动) 3. 定锥盘(主动) 4. 传动带
5. 动锥盘(从动) 6. 定锥盘(从动) 7. 从动轴 A 8. 耦合器
9. 从动轴 B 10. 输出轴 11. 齿轮传动组

该 CVT 工作时通过主动带轮与从动带轮的动锥盘作轴向移动来改变主动盘、从动盘锥面与 V 型传动带结合的工作半径,金属带在两锥盘构成的 V 型槽内沿径向滑动,即主、从动盘的作用半径发生变化,从而实现速比在设计范围内变化,改变传动比。该 CVT 以耦合器输出轴(即轮系行星架)为输出终端。变速过程中,当两带轮组速比出现差异时,仍可通过耦合器耦合以某种传动规律输出转矩和转速而不会损坏两带轮组。

为简要说明该 CVT 传动特性,将其结构简化为图 2 所示结构。

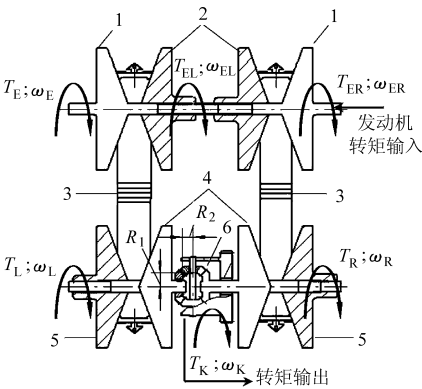


图 2 双金属带 CVT 简化结构

Fig. 2 Simplified structure of bi-metal belts CVT

1. 主动带轮定锥盘 2. 主动带轮动锥盘 3. 金属 V 带 4. 被动带轮定锥盘 5. 被动带轮动锥盘 6. 动力耦合器

左、右侧带轮组速比 i_L 、 i_R 分别为

$$i_L = \frac{\omega_E}{\omega_L} \quad i_R = \frac{\omega_E}{\omega_R}$$

式中 ω_E ——发动机输入到 CVT 主动轴转速
 ω_L ——差速器左半轴输入转速
 ω_R ——差速器右半轴输入转速
根据差速器运动学特性^[6] $2\omega_K = \omega_L + \omega_R$, 双带 CVT 输入、输出转速满足关系式

$$\frac{\omega_E}{\omega_K} = \frac{2i_L i_R}{i_L + i_R} \tag{1}$$

式中 ω_K ——差速器壳体输入转速
左、右带轮组满足转矩关系

$$T_L = i_L T_{EL} \quad T_R = i_R T_{ER} \\ T_{EL} + T_{ER} = T_E$$

式中 T_L ——差速器左半轴输入转矩
 T_R ——差速器右半轴输入转矩
 T_{EL} ——左主动带轮输入转矩
 T_{ER} ——右主动带轮输入转矩
 T_E ——发动机输入到 CVT 主动轴转矩

根据差速器动力学特性^[6]

$$T_L = T_R = \frac{1}{2} T_K$$

式中 T_K ——差速器壳体输入转矩
双带 CVT 输入、输出转矩满足关系式

$$\frac{T_E}{T_K} = \frac{i_L + i_R}{2i_L i_R} \tag{2}$$

式(1)和式(2)说明了本文中的双金属带 CVT (不考虑带轮滑差等因素)可以等效为传动比为 i_{DX} 的单带 CVT,满足

$$i_{DX} = 2i_L i_R / (i_L + i_R)$$

特别的,当 $i_L = i_R$ 时,满足

$$i_{DX} = i_L = i_R$$

因此,可以采用左、右带轮速比同步控制策略实现对双带 CVT 等效速比的控制。

2 传动特性仿真及实验验证

2.1 CVT 转速及转矩传动特性仿真验证

建立双带 CVT 简化三维模型导入 ADAMS 并添加部件的约束特征,主要约束关系见图 3。

将双金属带 CVT 仿真模型左带轮组速比设定

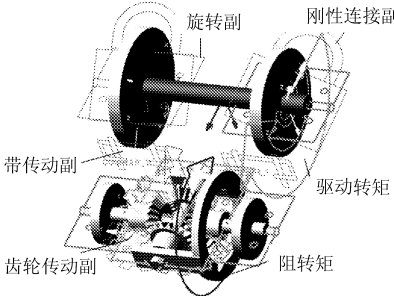


图 3 双带 CVT ADAMS 简化仿真模型

Fig. 3 Simplified ADAMS model of bi-metal belts CVT

为 0.5,右带轮组速比设定为 2,差速器壳体阻转矩为 100 N·m,模型主动轴分别设定为匀速和匀加速。模型转速、转矩传动分配特性如表 1 所示。

表 1 模型转速、转矩传动分配特性仿真结果

Tab.1 Speed and torque distribution results of model

参数	匀速:30(°)/s		匀加速:60 t	
			(°)/s	
	理论值	仿真值	理论值	仿真值
左带轮组输出转速/(°)·s ⁻¹	60	60	120t	120t
右带轮组输出转速/(°)·s ⁻¹	15	15	30t	30t
等效速比	0.8	0.8	0.8	0.8
耦合器输出转速/(°)·s ⁻¹	37.5	37.5	37.5	37.5
左主动轮分配转矩/N·m	100	100	100	100.03
右主动轮分配转矩/N·m	25	25	25	25.01

注:表中 t 为仿真时刻。

由表 1 可以看出,由于仿真模型采用齿轮及带轮理想约束,不考虑齿轮及带轮传动误差,关于本文中 CVT 转速分配特性仿真结果基本满足前述理论分析。模型旋转部分在存在加速度的情况下,转矩分配仿真值相比理论值稍大,这是因为加速工况下由于各部件转动惯量会产生加速阻转矩,但部件本身转动惯量很小可忽略^[7]。

2.2 CVT 简化整车实验模型转速传动特性验证

实验模型如图 4 所示。采用非接触式激光测速仪对该双带 CVT 模型转速传动特性进行分析。

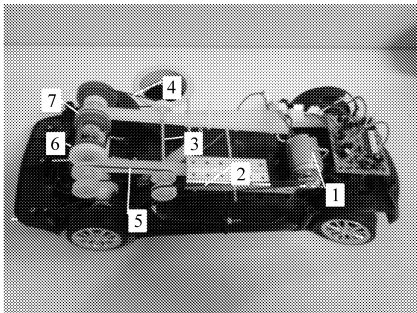


图 4 双带 CVT 简化整车实验模型

Fig.4 Experimental model of simplified bi-metal belts CVT

1.驱动电动机 2.主驱动皮带 3.双带 CVT 主动轴 4.双带 CVT 带轮组 1 5.双带 CVT 带轮组 2 6.耦合器(差速器结构) 7.CVT 输出轴(差速器壳体)

表 2 为整车实验模型双带 CVT 转速传动特性测试结果及分析。可以看出,实验测试转速分配规律与理论分析基本吻合。

3 双金属带 CVT 功率流及传动效率分析

3.1 双带 CVT 功率流分析

在不计摩擦损失的情况下,由行星轮系各部件传递转矩代数和为零以及传递功率平衡可得^[8]

$$\begin{cases} T_L\omega_L + T_R\omega_R - T_K\omega_K = 0 \\ T_L + T_R - T_E = 0 \end{cases} \quad (3)$$

表 2 实验模型测试结果

Tab.2 Test results of CVT model

参数	测试 1	测试 2
主动轴转速/r·min ⁻¹	1 105	1 065
带轮组 1 输出转速/r·min ⁻¹	292	1 208
带轮组 2 输出转速/r·min ⁻¹	929	916
耦合器实际输出转速/r·min ⁻¹	601	1 088
带轮组 1 实际速比	3.784 2	0.881 6
带轮组 2 实际速比	1.189 5	1.162 7
耦合器理论输出转速/r·min ⁻¹	610.5	1 062
耦合器输出转速误差/%	1.60	2.50

整理式(3)可得

$$\gamma = \frac{T_L\omega_L}{-T_K\omega_K} = \frac{\omega_L(\omega_R - \omega_K)}{\omega_K(\omega_L - \omega_R)} = -\frac{2\omega_L}{\omega_L + \omega_R} \quad (4)$$

双金属带 CVT 左、右带轮组输出转速 ω_L 、 ω_R 始终同向,因此 $\gamma < 0$,可判断变速器为功率分流变速器^[9],变速器的功率流如图 5 所示。

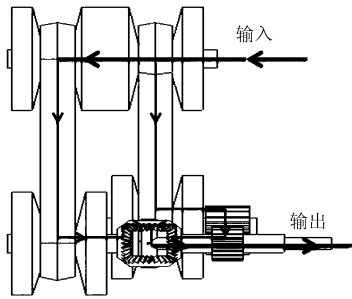


图 5 双带 CVT 功率流向判定

Fig.5 Power flow of bi-metal belts CVT

3.2 双带 CVT 传动效率分析

整个双金属带 CVT 的传动效率

$$\eta_{B-CVT} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{T_K\omega_K}{T_E\omega_E}$$

化简得

$$\eta_{B-CVT} = \frac{\eta_{CVT1}\eta_{CVT2}\eta_{ZC}T_K\omega_K}{\eta_{CVT2}\eta_{ZC}T_L\omega_L + \eta_{CVT1}T_R\omega_R} \quad (5)$$

式中 η_{B-CVT} ——整个双金属带 CVT 传动效率
 η_{CVT1} ——左带轮组(单带 CVT)传动效率
 η_{CVT2} ——右带轮组(单带 CVT)传动效率
 η_{ZC} ——直齿传动系传动效率

考虑耦合器内部锥齿啮合损失,这时耦合器左、右半轴输入转矩满足

$$\begin{cases} T_L = 0.5T_K(1 + K) \\ T_R = 0.5T_K(1 - K) \end{cases} \quad (i_L > i_R)$$

式中 K ——锁紧系数,为 0.05 ~ 0.15^[10]

令

$$B = \frac{i_L - i_R}{i_L}$$

则

$$\eta_{B-CVT} = \frac{\eta_{CVT1}\eta_{ZC}\eta_{CVT2}(2 - B)}{\eta_{ZC}\eta_{CVT2}(1 + K) + \eta_{CVT1}(1 - B)(1 - K)} \quad (6)$$

式中 B ——速比同步误差

单金属带 CVT 传动效率可总结为变速器速比及传递转矩的函数^[11]。对单金属带 CVT 实验数据特征^[12-13]进行多项式拟合,某速比下双金属带 CVT 左、右带轮组传递效率为

$$\begin{cases} \eta_{CVT1} = \sum_0^a [(1-B)(1+K)/(2-B-KB)T_E]^i \\ \eta_{CVT2} = \sum_0^a [(1-K)/(2-B-KB)T_E]^i \end{cases} \quad (7)$$

取锁紧系数 $K=0.05$,直齿传动效率 96%^[14]。以最大承载转矩为 250 N·m 的单带 CVT 为例,双金属带 CVT 传动效率曲线如图 6 所示。

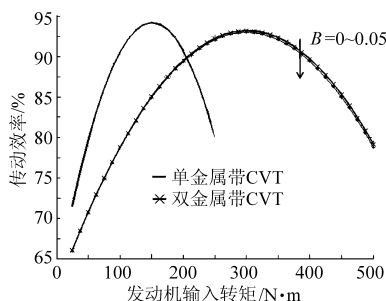


图 6 双金属带 CVT 传动效率特征

Fig. 6 Transmission efficiency of bi-metal belts CVT

分析图 6 可知:与单金属带 CVT 相比,双金属带 CVT 传递效率峰值降低约 1.12% (同步误差 $B=0.05$ 时);速比同步控制误差 B 对传动效率影响较小,同步误差从 0 降至 0.05,传动效率下降约 0.18%;图 6 中单带 CVT 在 100~200 N·m 转矩范围内^[15],双带 CVT 在 213~390 N·m 转矩范围内,具有大致相等的、比较高的传动效率(双带 CVT 略低)。可见,与单金属带 CVT 相比,双带 CVT 高效传动转矩范围更宽(约为单带 CVT 的 2 倍),高效传动转矩范围起始值更大(约为单带 CVT 的 2 倍)。双金属带 CVT 可实现在较高转矩一定范围内保持高传动效率。

4 液压系统设计及分析

4.1 液压系统原理

由式(1)可知,当 $i_L=i_R$ 时, $i_{DX}=i_L=i_R$, 因此,考虑设计一种左、右带轮组速比同步控制的液压系统即可实现对该变速器等效速比的控制。液压系统原理如图 7 所示。该液压系统工作原理为,速比控制阀 1、2 受 ECU 指令分别控制左、右带轮组速比并同步两带轮组速比,两带轮组夹紧力由共用的夹紧力控制阀提供。

4.2 液压系统数学模型

4.2.1 液压系统的等效原理

假设金属带与锥盘之间没有滑差,每组带轮的

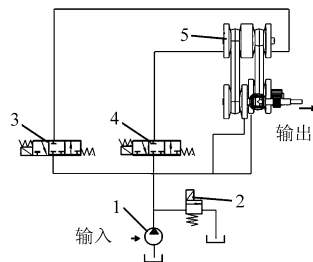


图 7 液压系统原理图

Fig. 7 Principle of hydraulic control system

1. 油泵 2. 夹紧力控制阀 3. 速比控制阀 1 4. 速比控制阀 2
5. 双带 CVT

主动缸和从动缸同步运动,可以看作是一个液压缸的两个腔。主动缸为无杆腔,从动缸为有杆腔,有效面积比值接近 2^[16]。液压系统原理可等效为如图 8 所示的液压系统,两带轮组速比控制回路均可以简化为阀控液压缸模型。

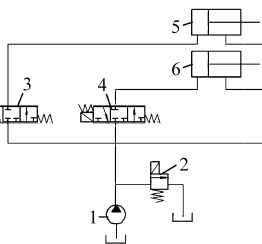


图 8 液压系统等效原理图

Fig. 8 Equivalent principle of hydraulic control system

1. 油泵 2. 夹紧力控制阀 3. 速比控制阀 1 4. 速比控制阀 2
5. 左带轮组 6. 右带轮组

4.2.2 液压系统传递函数

单金属带 CVT 液压系统可简化为阀控液压缸模型。单金属带 CVT 在液压缸空载情况下液压缸的位移对电压的传递函数为^[17]

$$\frac{x_p(s)}{U(s)} = \frac{K_u K_{sv} K_q}{A_1 s \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\xi_m}{\omega_m^2} s + 1 \right)} \quad (8)$$

式中 K_u ——比例电磁铁电压电流增益
 K_{sv} ——电磁阀以电流为输入时位移增益
 K_q ——电磁阀流量增益
 A_1 ——主动带轮油缸无杆腔有效作用面积
 ξ_m ——电磁阀衔铁组件弹簧质量系统固有频率

ω_m ——电磁阀衔铁组件无因次阻尼比

根据双金属带 CVT 液压系统等效原理,该系统传递函数框图如图 9 所示。

5 CVT 整车性能仿真

5.1 基于 AMESim 的整车仿真模型

为进一步验证该双带 CVT 及液压控制系统的可行性,搭建了基于 AMESim 软件的整车仿真模型。

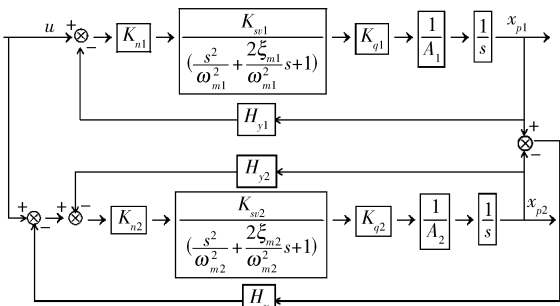


图 9 双带 CVT 液压系统传递函数框图

Fig. 9 Transfer function of bi-metal belts
CVT hydraulic system

整车模型中主要包括发动机动态转矩模型、双带 CVT 模型、驱动轮及道路模型以及液压控制系统模型。发动机动态转矩模型采用稳态拟^[17]。模型主

要参数如表 3 所示。整车 AMESim 仿真模型如图 10 所示。

表 3 仿真模型主要参数	
Tab. 3 Main parameters of AMESim simulation mode	
参数	数值
锥盘半锥角/(°)	11
带轮中心距/m	0.175
带轮最小工作半径/m	0.019 3
金属带长/m	0.683
速比控制阀频响(−3DB)/Hz	6
速比控制阀额定电流/A	1
等效车轮半径/m	0.3
风阻系数	0.4
迎风面积/m ²	3
车质量/t	1.5

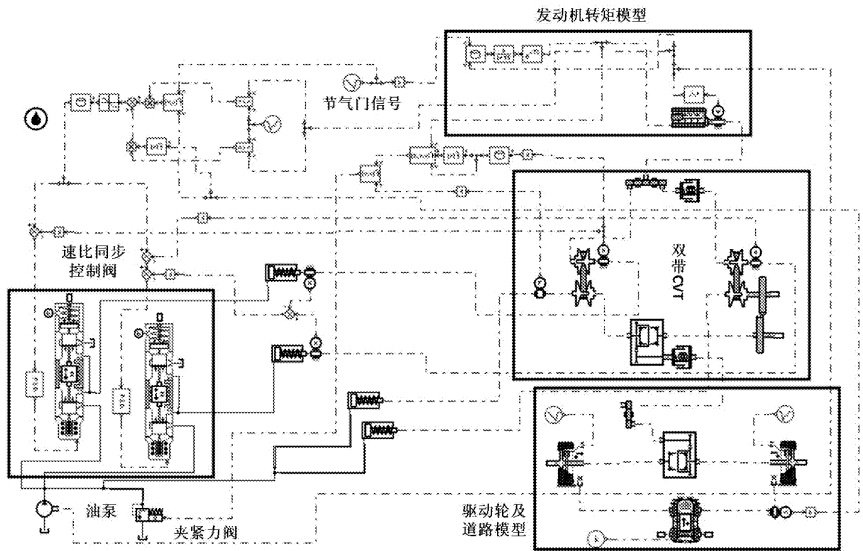


图 10 AMESim 整车仿真模型

Fig. 10 AMESim vehicle simulation model

5.2 仿真结果分析

仿真工况设为 0~1 s 节气门开度由 0% 阶跃至 75% ,之后保持开度 75% 不变,仿真 20 s 汽车实遇 10% 坡度并保持 10 s,仿真总时间为 100 s,采样周期为 0.005 s。仿真过程中对控制器 PID 参数采用临界比例度法和试凑法进行反复整定,仿真最终结果如图 11~15 所示。

速比、车速和汽车加速度变化曲线如图 11~13 所示。仿真以 75% 节气门开度急起步加速,在 0~2.5 s 变速器速比迅速阶跃至 2.5,车速不断增加,汽车加速度迅速提高,并在 3.1 s 时刻达到最大值,汽车此时处于低挡加速阶段;第 2.5~20 秒随着发动机转速和车速的增加,速比不断减小,汽车处于高档加速阶段;仿真第 20~30 秒汽车突遇 10% 坡度,车速和加速度均下降(加速度迅速减至负值是因为仿真采用发动机最佳经济曲线控制方式,汽车后备功率不

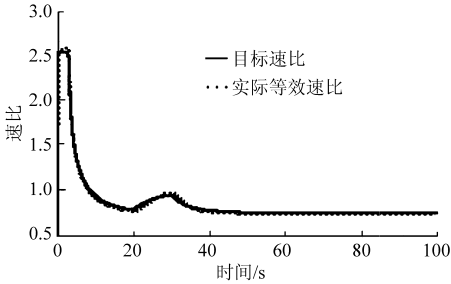


图 11 目标速比与实际等效速比曲线

Fig. 11 Curves of objective speed ratio and
actual equivalent speed ratio

足)。仿真 30 s 后汽车通过坡度,加速度突然增大,之后随着车速的增加,空气阻力不断增大,加速度不断减小。仿真 70 s 后,外界阻力与车辆驱动力趋于平衡,加速度趋近于零,车速达到最高车速并基本稳定。

速比控制同步偏差除影响等效速比偏差外,还

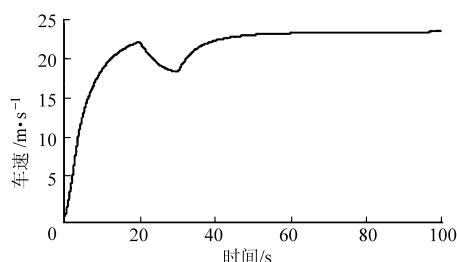


图 12 车速曲线

Fig. 12 Curves of vehicle velocity

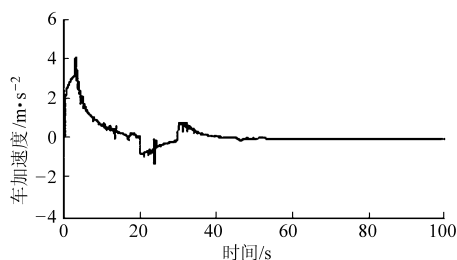


图 13 车加速度曲线

Fig. 13 Curves of vehicle acceleration

会影响带轮夹紧力控制效果。本文中两组带轮共用一个夹紧力控制回路,速比同步误差过大会造成一侧带轮组的过夹紧或打滑。图 14 为双金属带 CVT 左、右带轮组速比控制同步误差曲线。由图 14 可知,仿真中带轮组速比同步动态误差极值约为 3%,稳态误差约为 0.1%。

图 15 为等效速比与左、右带轮速比控制偏差关系曲线。由图 15 可知,等效速比偏差并不是左、右带轮速比偏差的简单相加关系,而是存在一定的函数关系。实际上由于差速器耦合传动特性对左、右带轮组速比控制偏差有抵消作用,变速器等效速比控制偏差总是小于左、右带轮组速比偏差之间的最

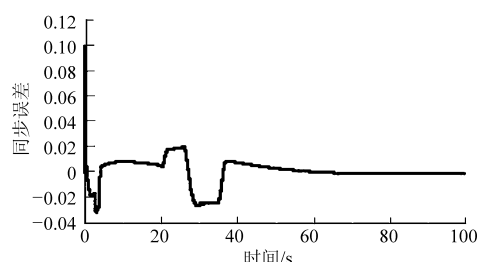


图 14 带轮组件速比同步误差曲线

Fig. 14 Error curves of speed ratio synchronization

大值,如果保证左、右带轮组控制偏差满足一定关系可提高等效速比控制精度。图 15 中等效速比阶跃动态误差极值 4.9%。

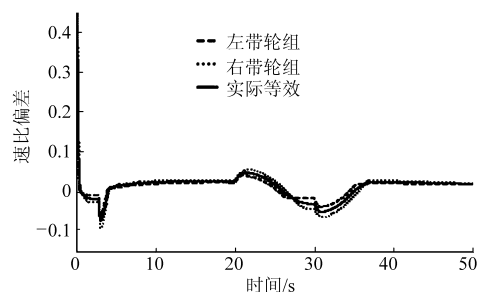


图 15 等效速比与左、右带轮速比偏差关系曲线

Fig. 15 Error curves of equivalent speed ratio and left & right pulley speed ratio

6 结束语

对一种双金属带式 CVT 传动原理进行了推导及验证;分析了变速器的传动效率;设计了与之匹配的电液式控制系统,进行了参数选型和仿真工作。该 CVT 通过双带传递转矩,与普通 CVT 相比具有两倍的转矩传递能力,在大功率和大转矩的城市客车及卡车领域中有应用前景。

参 考 文 献

- 郭彦颖. 重型卡车 AMT 系统关键技术的研究[D]. 长春:吉林大学,2010.
Guo Yanying. Research on key technology for AMT system of heavy truck[D]. Changchun: Jilin University, 2010. (in Chinese)
- 《汽车零部件》杂志社. 2012 北京车展博世展出多项创新技术[J]. 汽车零部件,2012(5): 21~22.
- 曾攀. 一种双金属带传动的无级变速器: 中国,ZL200810111666.9[P]. 2008-10-01.
- 郝建军,程乃士,蒋强,等. 双金属带无级变速传动装置: 中国,ZL200810070008.X[P]. 2008-12-24.
- 刘宏伟,康宁. 一种机械耦合式双金属带传动的无级变速器: 中国,ZL201120357112.4[P]. 2012-07-04.
- 余志生. 汽车理论[M]. 3 版. 北京:机械工业出版社,2000.
- 祁炳楠,张利鹏. 差速器在汽车上的多方面应用研究[J]. 机械设计与制造,2010(3): 94~96.
Qi Bingnan, Zhang Lipeng. Multi-application of differential in vehicle[J]. Machinery Design & Manufacture, 2010(3): 94~96. (in Chinese)
- Mucino V H, Lu Z, Smith J E, et al. Design of continuously variable power split transmission systems for automotive applications[J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001, 215(4): 469~478.
- 张兰春. 功率分流无级变速器关键技术研究[D]. 南京:南京理工大学,2009.
Zhang Lanchun. Research on key technology of power split continuously variable transmission[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2009. (in Chinese)
- 刘唯信. 汽车设计[M]. 北京:清华大学出版社,2002:234~235.

3 刘振军,秦大同,孙冬野,等. 机械自动变速器液压换挡装置:中国,101344168[P]. 2009-06-03.
Liu Zhenjun, Qin Datong, Sun Dongye, et al. Automatic control system of clutch for heavy vehicle; CN 200710092788. 3[P]. 2009-06-03. (in Chinese)

4 姜恩桥,王书翰,郭明忠,等. 自动传动液摩擦特性与自动变速器换挡元件匹配特性[J]. 农业机械学报,2012,43(12): 28~32,86.
Jiang Enqiao, Wang Shuhan, Guo Mingzhong, et al. Matching characteristics between friction properties of automatic transmission fluid and shifting elements in automatic transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(12): 28~32, 86. (in Chinese)

5 刘延伟. 新型无动力中断机械式自动变速器的机理与控制研究[D]. 广州:华南理工大学,2012.
Liu Yanwei. Study on the mechanism and control of uninterrupted shift transmission[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2012. (in Chinese)

6 李勇,常思勤,魏英俊. 基于转速/转矩控制的 AMT 换挡策略[J]. 中国机械工程,2011,22(15):1 880~1 885.
Li Yong, Chang Siqin, Wei Yingjun. Shift strategy of AMT vehicle based on speed and torque control[J]. China Mechanical Engineering, 2011,22(15): 1 880~1 885. (in Chinese)

7 Li Bo, Chang Siqin, Lin Shusen. Analysis and simulation of gear shift for an AMT based on 2-DOF EMA[C]//2011 International Conference on Electrical and Control Engineering (ICECE), 2011: 1 994~1 997.

8 何忠波,白鸿柏,李东伟,等. 发动机断油控制改善 AMT 换挡品质试验研究[J]. 农业机械学报,2005,36(10):16~19,49.
He Zhongbo, Bai Hongbai, Li Dongwei, et al. Research on improving shift quality of AMT with fuel stop valve of diesel engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005,36(10): 16~19, 49. (in Chinese)

9 Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, et al. Automotive transmissions[M]. 2nd ed Heidelberg: Springer Verlag, 2010.

10 Liu Liang, Chang Siqin. Improvement of valve seating performance of engine's electromagnetic valvetrain[J]. Mechatronics, 2011,21(7): 1 234~1 238.

11 刘梁. 发动机电磁驱动配气机构的研究[D]. 南京:南京理工大学,2012.
Liu Liang. Research on engine's electromagnetic valvetrain[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2012. (in Chinese)

12 孙贤安,吴光强. 双离合器式自动变速器车辆换挡品质评价系统[J]. 机械工程学报,2011,47(8):146~151.
Sun Xianan, Wu Guangqiang. Shifting quality evaluation system for dual clutch transmission vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011,47(8): 146~151. (in Chinese)

13 刘有德. 汽车同步器粉末冶金同步环用湿式铜基摩擦材料[D]. 杭州:浙江大学,2005.
Liu Youde. Powder metallurgy synchronization ring with the wet friction material of synchronizer [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005. (in Chinese)

14 王阳,席军强,陈慧岩. AMT 换挡冲击产生机理与对策研究[J]. 汽车工程,2009,31(3):253~257.
Wang Yang, Xi Junqiang, Chen Huiyan. A study on the mechanism and countermeasures for shift-impact in AMT [J]. Automotive Engineering, 2009,31(3): 253~257. (in Chinese)

15 余天明,郑磊,李颂. 电控机械式自动变速器离合器灰色预测 PID 控制技术[J]. 农业机械学报,2011,42(8):1~6.
Yu Tianming, Zheng Lei, Li Song. Gray prediction PID control technology of automated mechanical transmission clutch [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(8): 1~6. (in Chinese)

(上接第 28 页)

11 孙冬野,秦大同,廖建. 金属带-行星齿轮无级变速传动效率特性分析[J]. 农业机械学报,2004,35(5): 12~15.
Sun Dongye, Qin Datong, Liao Jian. Analysis of transmission efficiency characteristics of a metal belt and planetary gear continuously variable transmission system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004,35(5):12~15. (in Chinese)

12 Mantriota G. Theoretical and experimental study of power split continuously variable transmission systems: part 1[J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering,2001,215(7): 837~850.

13 张伟华,巩云鹏,程乃士,等. 提高汽车金属带式无级变速器效率的途径[J]. 东北大学学报:自然科学版,2009,30(8): 1 181~1 184.
Zhang Weihua, Gong Yunpeng, Cheng Naishi, et al. Approach to improving transmission efficiency of MBCVT for automobiles [J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2009, 30(8):1 181~1 184. (in Chinese)

14 崔丽. 自动变速器中行星齿轮机构的传动效率研究[D]. 重庆:重庆大学,2005.

15 孙德志,谭振江,郭大忠,等. 金属带式无级变速器传动效率的分析[J]. 东北大学学报:自然科学版,2002,23(1): 53~55.
Sun Dezhi, Tan Zhenjiang, Guo Dazhong, et al. Analysis of transmission efficiency farmetal pushing V-belt type CVT [J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2002,23(1):53~55. (in Chinese)

16 程乃士. 汽车金属带式无级变速器——CVT 原理和设计[M]. 北京:机械工业出版社,2008: 134~139.

17 汪小平. CVT 液压系统性能分析与优化设计[D]. 重庆:重庆大学,2010.