

金属带-行星齿轮无级变速器动力学研究

王振^{1,2} 崔亚辉¹ 刘凯¹ 徐琳¹

(1. 西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 西安 710048; 2. 榆林学院能源工程学院, 榆林 719000)

摘要: 提出了一种金属带-行星齿轮无级变速器,能够扩大无级变速调速范围,同时兼顾传动效率。选取 XP 型顺时针环流型单环路系统,设计了金属带-行星齿轮无级变速器,通过无级变速和顺时针环流的模式切换,允许调速范围为 0.5~3,循环功率小于系统输入功率的 33%,对比了金属带和 XP 型顺时针环流型无级变速器效率特性,通过模式切换,该金属带-行星齿轮无级变速器能够有效优化传动效率。以 Matlab/Simulink 为平台建立整车仿真模型,选取 UDSS 循环工况,采用最佳燃油经济性控制策略,对金属带-行星齿轮无级变速器进行仿真。仿真结果表明:在整个 UDSS 循环工况下,金属带-行星齿轮无级变速器在低速大转矩时,工作于顺时针环流模式,高速时,工作于无级变速模式,能够兼顾变速范围和传动效率。同时,模式切换时,流过无级变速支路的功率流方向不变,有效避免了系统振动。

关键词: 金属带-行星齿轮无级变速器; 循环功率; 模式切换; 效率; 振动

中图分类号: TH132 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)12-0391-07

Dynamic Characteristic of Metal Pushing Belt – Planetary Gear Continuously Variable Transmission

Wang Zhen^{1,2} Cui Yahui¹ Liu Kai¹ Xu Lin¹

(1. College Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China

2. College of Energy Engineering, Yulin University, Yulin 719000, China)

Abstract: A metal pushing belt – planetary gear continuously variable transmission (CVT) was presented. It permitted to enlarge the ratio spread of the CVT and simultaneously ensured a better transmission efficiency. The XP type single loop system with a clockwise power circulation was selected. A metal pushing belt – planetary gear CVT was designed. Its transmission ratio was ranged from 0.5 to 3, the circulation power was less than 33% of the system input power. The metal pushing belt CVT and the XP type with clockwise power circulation CVT efficiency characteristics were contrasted. Through mode switching, the metal pushing belt – planetary gear CVT could effectively optimize the transmission efficiency. Taking Matlab/Simulink as a platform, the simulation model of the vehicle was established. Given UDSS driving cycles, using the best fuel economy control strategy for the engine, the simulation results showed that throughout UDSS driving cycle, at low speed and high torque, the operating mode was the clockwise power circulation pattern; at high speed, the operating mode was CVT pattern, the metal pushing belt – planetary gear CVT can reconcile transmission ratio range and transmission efficiency. During mode switch, the power flow direction of the continuously variable branch was invariable, which effectively prevented the system vibration.

Key words: metal pushing belt – planetary gear continuously variable transmission; power circulation; mode switch; efficiency; vibration

收稿日期: 2016-05-11 修回日期: 2016-06-16

基金项目: 国家自然科学基金项目(51175419)、陕西省教育厅专项科研计划项目(16JK1898)和榆林学院高层次人才科研启动基金项目(11GK48)

作者简介: 王振(1984—),男,博士生,榆林学院讲师,主要从事行星齿轮传动功率分汇流研究,E-mail: wangzhen_PP@163.com

通信作者: 崔亚辉(1963—),男,教授,博士生导师,主要从事机械传动装置及理论研究,E-mail: cyhxut@xaut.edu.cn

引言

无级变速器(Continuously variable transmission, CVT)与行星齿轮组的组合称为功率分流无级变速器(Power split continuously variable transmission, PSCVT)^[1-2]。在农业机械中,通过自动选择传动比,功率分流无级变速器能够提高田间生产率^[3]。PSCVT有2种功率流:功率分流和功率环流^[4]。功率环流可以扩大调速范围,包括过零调速(Infinitely variable transmission, IVT),但此时PSCVT平均效率小于CVT平均效率;功率分流可以提高传动效率,但此时PSCVT调速范围小于CVT调速范围^[5-10]。

通过多模式分流型CVT,可以扩大调速范围同时提高传动效率^[11]。BOTTIGLIONE等^[12]设计了双工作模式MG-IVT,相比传统IVT,获得最优传动效率。CONLON^[13]对单模和双模电无级变速器(Electrically variable transmission, EVT)进行了分析和研究。GREWE等^[14]定义了通用双模混合动力传动系统。孙冬野等^[15-17]对金属带-行星齿轮无级变速传动装置的调速特性和传动效率进行了研究。王伟华等^[18]对组合分流行星齿轮混合动力传动系统的设计方案进行了研究,用于多模混合动力传动系统的开发。

本文通过顺时针环流和无级变速的模式切换,获得较大调速范围,同时兼顾传动效率,模式切换时,流过无级变速支路的功率流方向不变,有效避免系统振动。

1 金属带-行星齿轮无级变速器

1.1 单环路系统

如图1所示,将一个2自由度的2K-H型差动轮系X的任意2个伸出端与1个单自由度的封闭机构P相联接,即组成单环路系统。单环路系统组合方式为XP型和PX型。其中,P可以是齿轮传动,也可以是无级变速器。

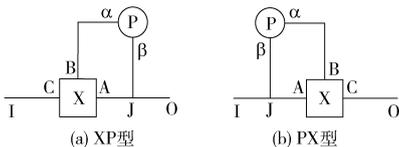


图1 单环路系统

Fig. 1 Single-loop system

令 $K = i_{AB}^C = (\omega_A - \omega_C) / (\omega_B - \omega_C)$, $i_p = \omega_\alpha / \omega_\beta$, 其中, $\omega_A, \omega_B, \omega_C$ 分别为差动轮系X的3个基本构件A、B、C的转速, $\omega_\alpha, \omega_\beta$ 分别为封闭机构P的构件 $\alpha、\beta$ 的转速。

XP系统传动比

$$i_{XP} = \omega_I / \omega_O = (1 - Ki_p) / (1 - K) \quad (1)$$

PX系统传动比

$$i_{PX} = \omega_I / \omega_O = (1 - K) / (1 - Ki_p) \quad (2)$$

单环路系统功率流分为功率分、汇流型、逆时针环流型和顺时针环流型,如图2所示。

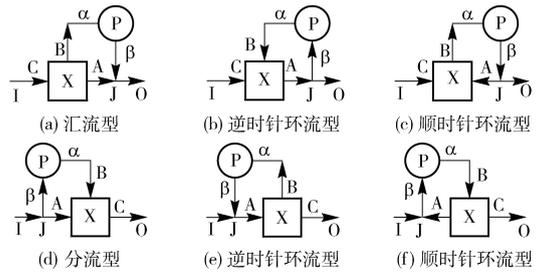


图2 单环路系统功率流

Fig. 2 Power flow diagrams of single-loop system

令 $q = Ki_p$, 单环路系统功率流的判定准则^[4]为:功率分、汇流型系统 $q < 0$; 逆时针环流型系统 $0 < q < 1$; 顺时针环流式系统 $q > 1$ 。

定义支路B- α - β -J传递功率与单环路系统传递功率之比(即无级变速支路功率分流比)为

$$\kappa = \frac{P_B}{-P_C} = \frac{-q}{1 - q} \quad (3)$$

定义支路A-J传递功率与单环路系统传递功率之比(即机械支路功率分流比)为

$$\lambda = \frac{P_A}{-P_C} = \frac{1}{1 - q} \quad (4)$$

1.2 调速特性和功率流特性

取封闭机构P传动比为 $0.5 \leq i_p \leq 2.5$, 差动轮系X为双排2K-H(NGW)型, K合理的取值范围为 $3 \leq K < 8$, 该方案的单环路系统可以实现顺时针环流功率流。在不同K值下的调速特性和功率分流特性如图3、4所示。

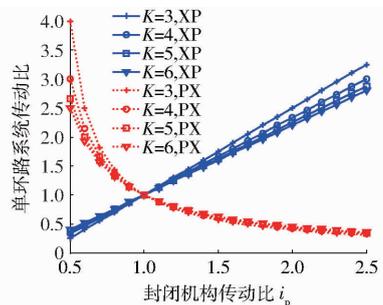


图3 单环路系统的调速特性

Fig. 3 Transmission ratio characteristic of single-loop system

由图3可知,XP型单环路系统传动比 i_{XP} 随着封闭机构传动比 i_p 的增加而增加;PX型单环路系统传动比 i_{PX} 随着封闭机构传动比 i_p 的增加而减小。当 $i_p = 1$ 时, $i_{XP} = i_{PX} = 1$ 。

由图4可知,XP型单环路系统的支路功率分流比的绝对值随着 i_{XP} 增加而减小;PX型单环路系统的支路功率分流比的绝对值随着 i_{PX} 增加而增加。

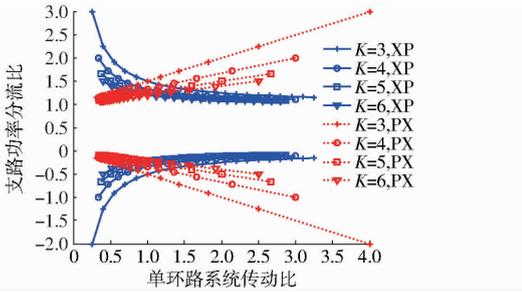


图 4 单环路系统的支路功率分流比特性

Fig.4 Branch power split ratio characteristics of single-loop system

因此,XP 型单环路系统能有效减小低速大转矩工况的支路功率流。

由图 3、4 可知,随着 K 值的增加,变速范围减小,支路功率分流比的绝对值减小(即传动效率增加), $K=4$ 时,能较好兼顾变速范围和传动效率。

综合以上分析,选择 XP 型单环路系统,设计一个金属带-行星齿轮无级变速器,当 $i_{XP} > 1$ 时,工作于顺时针环流模式,当 $i_{XP} < 1$ 时,工作于无级变速模式。取 $K=4$,该金属带-行星齿轮无级变速器的调速特性和支路功率分流比如图 5、6 所示。

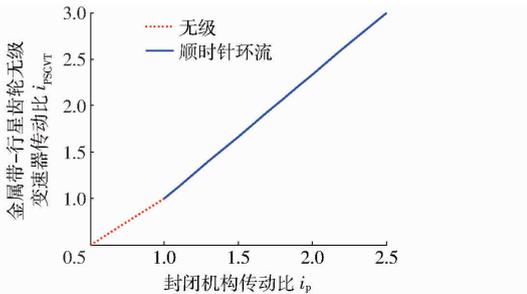


图 5 金属带-行星齿轮无级变速器的调速特性

Fig.5 Metal pushing belt-planetary gear CVT transmission ratio characteristic

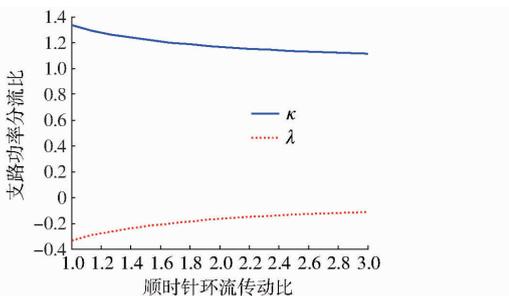


图 6 顺时针环流模式功率分流特性

Fig.6 Branch power split ratio characteristics of clockwise power circulation pattern

由图 6 可知,流过机械支路的功率分流比 $0.11 \leq |\lambda| \leq 0.33$,因此,顺时针环流模式循环功率 P_A 小于系统输入功率 P_C 的 33%。

1.3 效率特性

效率是无级变速器研究的优先考虑因素。SINGH 等^[19]通过插值实验数据,推导了一系列关系

式,根据输入转矩 T_{CVT} 、主动滑轮角速度 ω_{CVT} 和传动比 i_p ,计算带式 CVT 系统效率,即

$$\eta_P = \eta - 0.04\nu_{CVT} \frac{0.067 + 0.46t_{CVT} + 0.47t_{CVT}^2}{t_{CVT}^2} \quad (5)$$

$$\eta = \eta' + (\eta' - \eta'') [\lg(1/i_p) - 0.9163] / 1.8326 \quad (6)$$

$$\eta' = \begin{cases} 0.616 + 3.84t_{CVT} - 16.4t_{CVT}^2 + 24t_{CVT}^3 & (t_{CVT} \leq 0.3) \\ 0.95 & (t_{CVT} > 0.3) \end{cases}$$

$$\eta'' = \begin{cases} -0.2145 + 13.87t_{CVT} - 76.01t_{CVT}^2 + 218.4t_{CVT}^3 - 318.4t_{CVT}^4 + 185.4t_{CVT}^5 & (t_{CVT} \leq 0.5) \\ 0.92 & (t_{CVT} > 0.5) \end{cases}$$

其中 $t_{CVT} = T_{CVT} / T_{CVTmax}$
 $\nu_{CVT} = \omega_{CVT} / \omega_{CVTmax}$

式中 t_{CVT} ——无量纲转矩

ν_{CVT} ——无量纲转速

T_{CVTmax} ——金属带主动滑轮最大输入转矩

ω_{CVTmax} ——金属带主动滑轮最大输入转速

如图 7 所示,取 XP 型单环路系统各基本构件以及整个系统为研究对象,建立能量方程和力矩方程

$$P_B + \eta_X (P_C + P_A) = 0 \quad (7)$$

$$T_A + T_B + T_C = 0 \quad (8)$$

$$\eta_P P_\alpha + P_\beta = 0 \quad (9)$$

$$P'_\beta + P'_A + P_O = 0 \quad (10)$$

$$P_B + P_\alpha = 0 \quad (11)$$

$$P'_\beta + P_\beta = 0 \quad (12)$$

$$P'_A + P_A = 0 \quad (13)$$

式中 η_X ——差动轮系效率

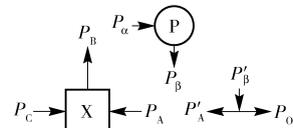


图 7 XP 型单环路系统自由体图

Fig.7 XP type single-loop system free-body diagrams

根据方程(7)~(13),可知 XP 型单环路系统功率流顺时针环流时的效率为

$$\eta_{XP} = \frac{-P_O}{P_I} = -\frac{\eta_X \eta_P i_p (1 - i_{XP}) + (\eta_X i_{XP} - i_p)}{i_{XP} (i_p - \eta_X)} \quad (14)$$

由方程(5)可获得金属带效率特性图,如图 8 所示。

取 $\eta_X = 0.98$,由方程(5)、(14)可获得 XP 型顺时针环流型无级变速器效率特性图,如图 9 所示。

顺时针环流型无级变速器与金属带无级变速器效率对比,如图 10 所示。

由图 8 可知,金属带效率 η_P 主要取决于无量纲转矩 t_{CVT} ,随着 t_{CVT} 的增加而增加,受无量纲转速

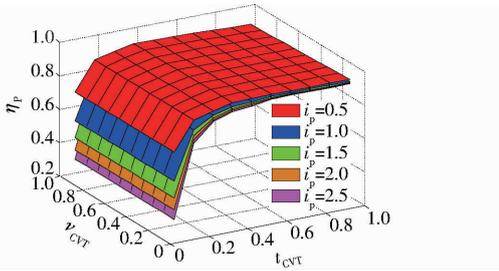


图8 金属带效率特性

Fig. 8 Metal pushing belt efficiency characteristic

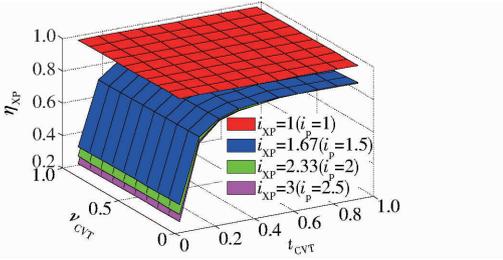


图9 XP型顺时针环流型无级变速器效率特性

Fig. 9 XP type with clockwise power circulation CVT efficiency characteristic

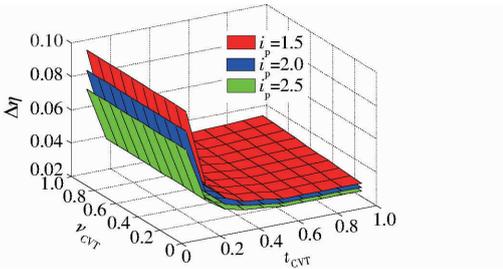


图10 金属带与环流型无级变速器效率对比

Fig. 10 Comparison of metal pushing belt and clockwise power circulation efficiency

v_{CVT} 的影响较小。金属带效率 η_p 随着传动比 i_p 的增加而减小,因此,当 $0.5 < i_p < 1$ 时,即高速时,使用纯无级变速是合理的。

由图9可知,当 $i_{XP} = 1$ 时,此时XP型单环路系统相当于直接传动,其效率 η_{XP} 为1。

相同 i_p 值时,金属带效率与XP型顺时针环流型单环路系统的效率差 $\Delta\eta = \eta_p - \eta_{XP}$,如图10所示。由图可知,随着传动比 i_p (i_{XP}) 的增加, $\Delta\eta$ 减小。随着无量纲转矩 t_{CVT} 的增加, $\Delta\eta$ 减小。因此,当低速重载时,XP型顺时针环流型单环路系统在扩大调速范围的前提下,可以兼顾系统效率。

2 金属带-行星齿轮无级变速器键合图模型

装备金属带-行星齿轮无级变速器的整车原理如图11所示,关键部件包括发动机、离合器、单环路系统、减速器、车轮、车体。

金属带-行星齿轮无级变速器工作模式如表1所示。

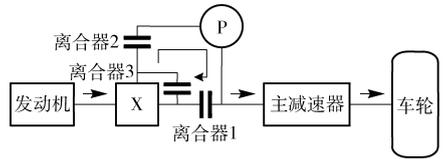


图11 装备金属带-行星齿轮无级变速器的整车原理图

Fig. 11 Schematic diagram of vehicle equipped with metal pushing belt - planetary gear CVT

表1 金属带-行星齿轮无级变速器工作模式

Tab.1 Operation mode of metal pushing belt - planetary gear CVT

工作模式	离合器1	离合器2	离合器3
环流模式	ON	ON	OFF
无级模式	OFF	ON	ON

当 $i_{PX} = 1$ 时,差动轮系X各个基本构件同步旋转,离合器1、2、3的接合和分离没有滑摩,无级与顺时针环流模式切换时,无级变速支路功率流方向不变,有效避免系统振动。

金属带-行星齿轮无级变速器顺时针环流和无级变速工作模式的键合模型如图12所示。

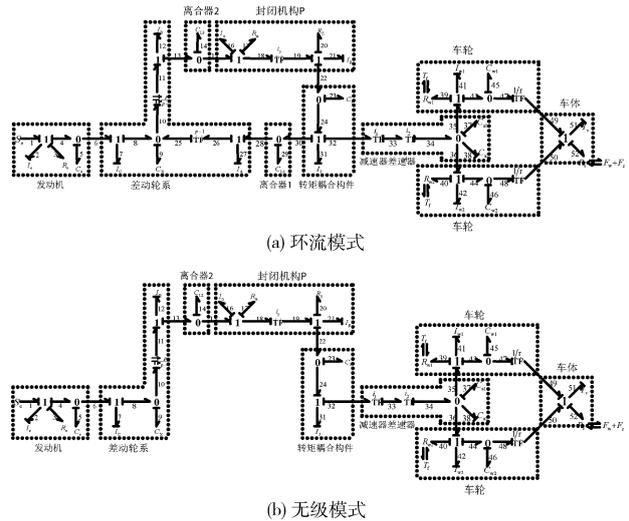


图12 装备金属带-行星齿轮无级变速器的整车键合图模型

Fig. 12 Bond graph model of vehicle equipped with metal pushing belt - planetary gear CVT

图12中各元件含义如下: S_e 为发动机转矩; T_l 为单侧车轮滚动阻力矩; F_w 为空气阻力; F_z 为制动力; I_e 为发动机转动惯量; I_J 为转矩耦合构件转动惯量; I_A, I_B, I_C 为差动轮系A端、B端、C端的转动惯量; I_α, I_β 为封闭机构 α, β 端的转动惯量; I_{w1}, I_{w2} 为轮胎转动惯量; I_v 为车辆质量; C_e 为离合器柔度; C_X 为差动轮系C端柔度; C_{L1}, C_{L2} 分别为离合器1、2柔度; C_{a1}, C_{a2} 为半轴柔度; C_{w1}, C_{w2} 为轮胎柔度; R_e 为发动机阻性元; R_α, R_β 为封闭机构 α, β 端的阻性元; $R_{w1},$

R_{w2} 为轮胎阻性元; R_v 为车辆阻性元。变换器模数: i_p 为封闭机构传动比; i_1 为一级减速齿轮传动比; i_o 为主减速器传动比, $i_2 = i_o/2$; $p/(p-1)$ 、 $p-1$ 为差动轮系功率分流支路传动比,其中, $K=p$, r 为车轮半径。

3 状态方程

状态变量是表征系统内部状态随时间变化的物理变量,系统在输入信号作用下的运动状态可用一组状态变量来描述^[20]。根据图12装备金属带-行星齿轮无级变速器的整车键合图模型,以惯性元的广义动量 p 和容性元的广义位移 q 为状态变量,根据因果关系和功率流向,可知装备金属带-行星齿轮无级变速器的整车的状态变量为

$$\mathbf{X}_{XP} = (p_2, p_7, p_{12}, p_{21}, p_{27}, p_{31}, p_{41}, p_{42}, q_{51}, q_{5}, q_9, q_{14}, q_{23}, q_{29}, q_{37}, q_{45}, q_{46})$$

其中,状态变量 p 、 q 的下标代表图12的键编号。

顺时针环流模式状态方程为

$$\begin{cases} \dot{p}_2 = S_e - \frac{1}{C_e} q_5 - \frac{R_e}{I_e} p_2 \\ \dot{p}_7 = \frac{1}{C_e} q_5 - \frac{1}{C_X} q_9 \\ \dot{p}_{12} = \frac{p}{p-1} \frac{q_9}{C_X} - \frac{1}{C_{12}} q_{14} \\ \dot{p}_{21} = \frac{I_\beta}{I_\alpha i_p^2 + I_\beta} \left(\frac{i_p}{C_{12}} q_{14} - \frac{R_\alpha i_p^2 + R_\beta}{I_\beta} p_{21} - \frac{q_{23}}{C_J} \right) \\ \dot{p}_{27} = \frac{q_{29}}{C_{L1}} - \frac{1}{p-1} \frac{q_9}{C_X} \\ \dot{p}_{31} = \frac{q_{23}}{C_J} - \frac{q_{29}}{C_{L1}} - \frac{q_{37}}{C_{a1} i_1 i_2} \\ \dot{p}_{41} = \frac{1}{C_{a1}} q_{37} - \frac{1}{C_{w1}} q_{45} - T_f \\ \dot{p}_{42} = \frac{1}{C_{a1}} q_{37} - \frac{1}{C_{w2}} q_{46} - T_f \\ \dot{p}_{51} = \frac{1}{C_{w1} r} q_{45} + \frac{1}{C_{w2} r} q_{46} - F_w - F_z \\ \dot{q}_5 = \frac{p_2}{I_e} - \frac{p_7}{I_C} \\ \dot{q}_9 = \frac{p_7}{I_C} + \frac{1}{p-1} \frac{p_{27}}{I_A} - \frac{p}{p-1} \frac{p_{12}}{I_B} \\ \dot{q}_{14} = \frac{p_{12}}{I_B} - \frac{p_{21} i_p}{I_\beta} \\ \dot{q}_{23} = \frac{p_{21}}{I_\beta} - \frac{p_{31}}{I_J} \\ \dot{q}_{29} = \frac{p_{31}}{I_J} - \frac{p_{27}}{I_A} \\ \dot{q}_{37} = \frac{C_{a1}}{C_{a1} + C_{a2}} \left(\frac{p_{31}}{I_J i_1 i_2} - \frac{p_{41}}{I_{w1}} - \frac{p_{42}}{I_{w2}} \right) \\ \dot{q}_{45} = \frac{p_{41}}{I_{w1}} - \frac{p_{51}}{I_v r} \\ \dot{q}_{46} = \frac{p_{42}}{I_{w2}} - \frac{p_{51}}{I_v r} \end{cases} \quad (15)$$

无级变速模式状态方程为

$$\begin{cases} \dot{p}_2 = S_e - \frac{R_e}{I_e} p_2 - \frac{1}{C_e} q_5 \\ \dot{p}_7 = \frac{1}{C_e} q_5 - \frac{1}{C_X} q_9 \\ \dot{p}_{12} = \frac{q_9}{C_X} - \frac{1}{C_{12}} q_{14} \\ \dot{p}_{21} = \frac{I_\beta}{I_\alpha i_p^2 + I_\beta} \left(\frac{i_p}{C_{12}} q_{14} - \frac{R_\alpha i_p^2 + R_\beta}{I_\beta} p_{21} - \frac{q_{23}}{C_J} \right) \\ \dot{p}_{27} = \frac{I_A}{I_C} \dot{p}_7 \\ \dot{p}_{31} = \frac{q_{23}}{C_J} - \frac{q_{37}}{C_{a1} i_1 i_2} \\ \dot{p}_{41} = \frac{1}{C_{a1}} q_{37} - \frac{1}{C_{w1}} q_{45} - T_f \\ \dot{p}_{42} = \frac{1}{C_{a1}} q_{37} - \frac{1}{C_{w2}} q_{46} - T_f \\ \dot{p}_{51} = \frac{1}{C_{w1} r} q_{45} + \frac{1}{C_{w2} r} q_{46} - F_w - F_z \\ \dot{q}_5 = \frac{p_2}{I_e} - \frac{p_7}{I_C} \\ \dot{q}_9 = \frac{p_7}{I_C} - \frac{p_{12}}{I_B} \\ \dot{q}_{14} = \frac{p_{12}}{I_B} - \frac{p_{21} i_p}{I_\beta} \\ \dot{q}_{23} = \frac{p_{21}}{I_\beta} - \frac{p_{31}}{I_J} \\ q_{29} = 0 \\ \dot{q}_{37} = \frac{C_{a1}}{C_{a1} + C_{a2}} \left(\frac{p_{31}}{I_J i_1 i_2} - \frac{p_{41}}{I_{w1}} - \frac{p_{42}}{I_{w2}} \right) \\ \dot{q}_{45} = \frac{p_{41}}{I_{w1}} - \frac{p_{51}}{I_v r} \\ \dot{q}_{46} = \frac{p_{42}}{I_{w2}} - \frac{p_{51}}{I_v r} \end{cases} \quad (16)$$

4 金属带-行星齿轮无级变速器整车仿真

4.1 仿真参数

动力传动系统的惯量参数: $I_e = 0.16 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_J = 0.01 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_A = 0.004 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_B = 0.04 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_C = 0.02 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_\alpha = 0.006 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_\beta = 0.01 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{w1} = I_{w2} = 3.264 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_v = 1000 \text{ kg}$ 。动力传动系统柔度参数: $C_e = C_X = C_{L1} = C_{12} = 0.001 \text{ rad}/(\text{N} \cdot \text{m})$, $C_{a1} = C_{a2} = 0.0005 \text{ rad}/(\text{N} \cdot \text{m})$, $C_{w1} = C_{w2} = 0.0001 \text{ rad}/(\text{N} \cdot \text{m})$ 。动力传动系统的阻性参数: $R_e = R_\alpha = R_\beta = 0.01 \text{ (N} \cdot \text{m)}/(\text{rad} \cdot \text{s})$ 。动力传动系统的变换器模

数: $i_1 = 2, i_2 = 2$ 。

整车基本参数: 汽车质量 $m = 1\ 000\text{ kg}$, 车轮半径 $r = 0.28\text{ m}$, 滚动阻力系数 $f = 0.015$, 风阻系数 $C_D = 0.335$, 迎风面积 $A = 2\text{ m}^2$, 道路坡度 $i = 0$, 重力加速度 $g = 9.81\text{ m/s}^2$, 空气密度 $\rho = 1.2\text{ kg/m}^3$ 。

发动机参数: 最大功率为 41 kW ($5\ 700\text{ r/min}$), 最大扭矩 $81\text{ N}\cdot\text{m}$ ($3\ 477\text{ r/min}$), 发动机燃油消耗如图 13 所示, 图中实线是发动机最佳动力性曲线, 虚线是发动机最佳燃油经济性曲线。

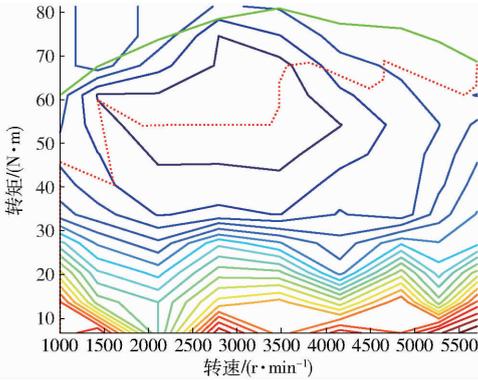


图 13 发动机最佳燃油经济性曲线和燃油消耗曲线
Fig. 13 Engine optimum fuel economy curves and fuel consumption map

发动机采用最佳燃油经济性控制策略^[21], 根据循环工况 UDDS, 计算发动机需求功率 P_e , 查表发动机最佳燃油经济性曲线, 获得发动机最优转速 n_{e_opt} ; 根据发动机需求功率 P_e 和发动机最优转速 n_{e_opt} , 可以计算出发动机输出转矩 T_e , 同时满足以下约束: $n_{idle} < n_{e_opt} < n_{emax}$, $T_{e_opt} \leq T_{e_max}(n_{e_opt})$, $P_d \leq P_{emax}$, 其 Simulink 框图如图 14 所示。

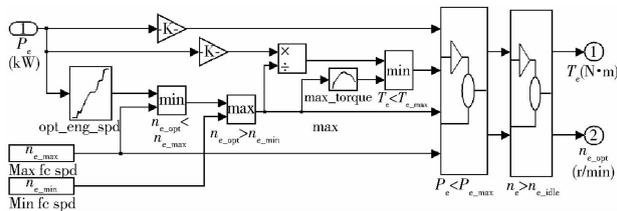


图 14 发动机最佳燃油经济性控制策略

Fig. 14 Engine optimum fuel economy control strategy

选择金属带-行星齿轮无级变速器结构方案如图 15 所示, X 为双排 2K-H(NGW) 型差动轮系, P 由定轴齿轮 P_1, P_2 、金属带无级变速器组成。该结构方案中, $K = i_{AB}^C$, 取 $K = 4$, 金属带无级变速器传动比 i_p 范围为 $0.5 \sim 2.5$; 该结构方案的各齿轮参数如表 2 所示。

4.2 仿真结果与分析

以 Matlab/Simulink 为平台建立了整车仿真模型, 选取 UDDS 循环工况, 对装备金属带-行星齿轮

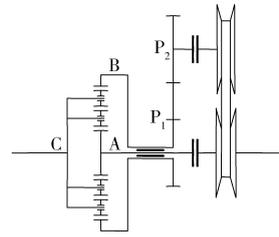


图 15 金属带-行星齿轮无级变速器结构方案
Fig. 15 Metal pushing belt-planetary gear CVT structure scheme

表 2 金属带-行星齿轮无级变速器基本参数

Tab. 2 Basic parameters of metal pushing belt-planetary gear CVT

构件	齿数	模数/mm	压力角/(°)	齿宽/mm
A	18	3	20	20
B	72	3	20	20
P_1, P_2	36	3	20	20

无级变速器的整车进行仿真。

图 16 为装备金属带-行星齿轮无级变速器的整车行驶动力学特性。

由图 16b、16c 可知, 低速大转矩工况(加速时), 金属带-行星齿轮无级变速器工作于顺时针环流模式; 高速时, 工作于无级变速模式, 此时, 离合器 3 接合, $\omega_A = \omega_B = \omega_C$ 。

由图 16d 可知, 金属带-行星齿轮无级变速器工作于顺时针环流模式, 差动轮系 A 端功率为循环功率, 其值小于差动轮系 C 端功率的 33%; 金属带-行星齿轮无级变速器工作于无级变速模式时, 差动轮系 A 端功率为 0。

根据图 16e 中目标传动比和实际传动比, 采用 PID 控制, 输出金属带-行星齿轮无级变速器传动比。由图 16f 可知, 金属带-行星齿轮无级变速器传动比 i_{XP} 工作于 $0.5 \sim 3$ 范围。当 $1 < i_{XP} < 3$ 时, $mod = 1$, 系统工作于环流模式, 此时, i_p 与 i_{XP} 呈正比, $1 < i_p < 2.5$; 当 $0.5 < i_{XP} < 1$ 时, $mod = 0$, 系统工作于无级变速模式, 此时, $i_{XP} = i_p$, $0.5 < i_p < 1$ 。

5 结论

(1) 设计的金属带-行星齿轮无级变速器变速范围为 $0.5 \sim 3$, 循环功率小于系统输入功率的 33%, 高速时, 工作于无级变速模式, 低速大转矩时, 工作于顺时针环流模式, 金属带-行星齿轮无级变速器能够兼顾变速范围和传动效率。选取 UDDS 循环工况, 仿真结果验证了理论的正确性。

(2) 当 $i_{PX} = 1$ 时, 差动轮系 X 各个基本构件同步旋转, 离合器 1、2、3 的接合和分离没有滑摩, 同

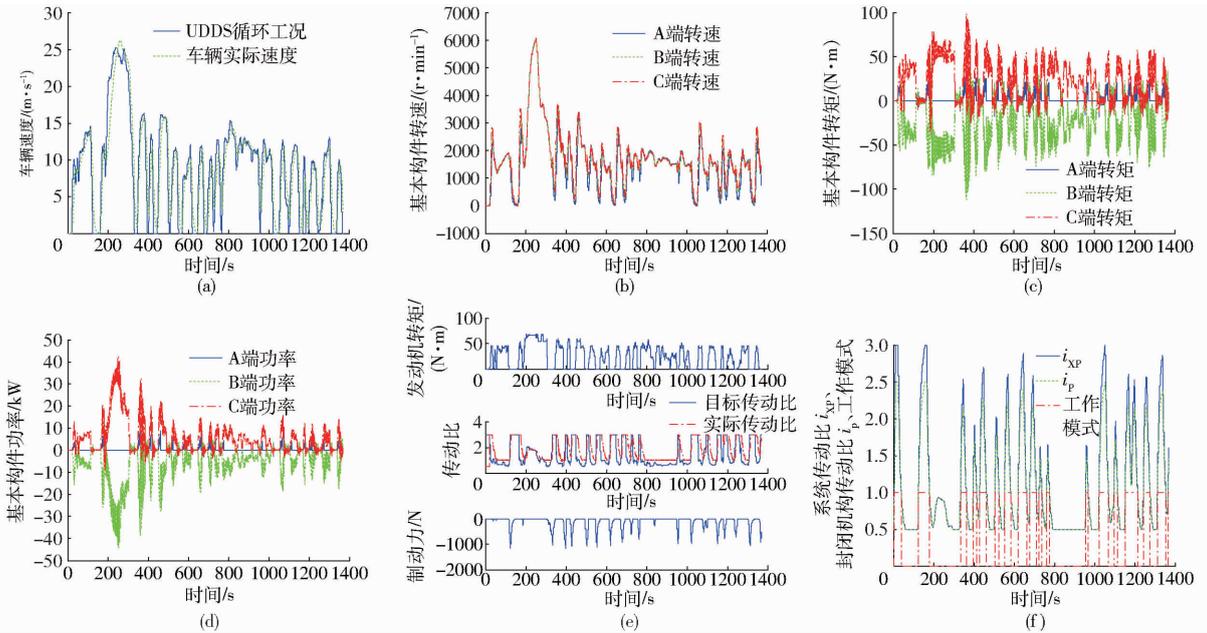


图 16 装备金属带-行星齿轮无级变速器的整车行驶动力学特性

Fig. 16 Driving dynamic characteristics of vehicle equipped with metal pushing belt - planetary gear CVT

时,流过无级变速支路的功率流方向不变,有效避免 无级与顺时针环流模式切换引起的系统振动。

参 考 文 献

- MUCINO V H, LU Z, SMITH J E, et al. Design of continuously variable power split transmission system for automotive applications [J]. Drive System Technique, 2004, 18(1): 18 - 25.
- MANTRIOTA G. Power split continuously variable transmission systems with high efficiency [J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001, 215(3): 357 - 368.
- SAVARESI S M, TARONI F L, PREVIDI F, et al. Control system design on a power-split CVT for high-power agricultural tractors [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2004, 9(3): 569 - 579.
- 薛隆泉, 郝向儒, 崔亚辉, 等. 行星式无级变速传动 [M]. 西安: 陕西科学技术出版社, 1997.
- 王慧武, 薛隆泉, 刘宏昭, 等. 组合式行星传动的功率特性与可视化 [J]. 农业机械学报, 2005, 36(9): 106 - 109.
WANG Huiwu, XUE Longquan, LIU Hongzhao, et al. Power characteristics and visualization of combined planetary transmission [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(9): 106 - 109. (in Chinese)
- 薛隆泉, 代春英, 何亚峰, 等. 虚拟样机技术的封闭式差动无级变速器的研究 [J]. 农业机械学报, 2007, 38(2): 138 - 141.
XUE Longquan, DAI Chunying, HE Yafeng, et al. Research on closed differential CVT based on virtual prototyping technology [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(2): 138 - 141. (in Chinese)
- MANGIALARDI L, MANTRIOTA G. Power flows and efficiency in infinitely variable transmissions [J]. Mechanism and Machine Theory, 1999, 34(7): 973 - 994.
- MANTRIOTA G. Performances of a series infinitely variable transmission with type I power flow [J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(6): 579 - 597.
- MANTRIOTA G. Performances of a parallel infinitely variable transmission with type II power flow [J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(6): 555 - 578.
- BOTTIGLIONE F, PINTO S D, MANTRIOTA G. Infinitely variable transmissions in neutral gear: torque ratio and power recirculation [J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 74(1): 285 - 298.
- AHN K, CHO S, LIM W, et al. Performance analysis and parametric design of the dual-mode planetary gear hybrid powertrain [J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(11): 1601 - 1614.
- BOTTIGLIONE F, MANTRIOTA G. MG - IVT: an infinitely variable transmission with optimal power flows [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2008, 130(11): 112603 - 112612.
- CONLON B. Comparative analysis of single and combined hybrid electrically variable transmission operating modes [C]. SAE Paper 2005 - 01 - 1162, 2005.
- GREWE T M, CONLON B M, HOLMES A G. Defining the general motors 2-mode hybrid transmission [C]. SAE Paper 2007 - 01 - 0273, 2007.
- 孙冬野, 秦大同, 胡建军. 金属带-行星齿轮无级变速系统调速特性的研究 [J]. 农业机械学报, 2000, 31(2): 9 - 11.
SUN Dongye, QIN Datong, HU Jianjun. Study on the speed modulation characteristic of a metal pushing belt, planetary gear continuously variable transmission system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000, 31(2): 9 - 11. (in Chinese)

Acta Physica Sinica, 2013, 62(22):224703. (in Chinese)

- 10 王皓. 微流控芯片的微机械往复无阀泵技术研究[D]. 北京:中国科学院光电技术研究所,2005.
WANG Hao. Study on the micro mechanical valve-less pump of lab-on-a-chip[D]. Beijing: Institute of Optoelectronics, Chinese Academy of Sciences, 2005. (in Chinese)
- 11 RICHTER M, LINNEMANN R, WOIAS P. Robust design of gas and liquid micropumps[J]. Sensors & Actuators A: Physical, 1998, 68(1-3):480-486.
- 12 CHEN S, LIU Y, SHEN Y H, et al. The structure of wheel check valve influence on air block phenomenon of piezoelectric micropump[J]. Micromachines, 2015, 6(11):1745-1754.
- 13 孙晓峰,李欣欣,杨志刚,等. 带整体开启阀的双腔串联压电薄膜泵[J]. 吉林大学学报:工学版,2006,36(4):529-533.
SUN Xiaofeng, LI Xinxin, YANG Zhigang, et al. Piezoelectric membrane pump with series-connected double chambers and holistic opening valve[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2006, 36(4): 529-533. (in Chinese)
- 14 谢海峰, 接勤, 康晓涛,等. 压电共振型隔膜气泵设计[J]. 农业机械学报, 2012, 43(12):246-250.
XIE Haifeng, JIE Meng, KANG Xiaotao, et al. Design of piezoelectric resonant diaphragm air pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(12):246-250. (in Chinese)
- 15 程光明, 何丽鹏, 曾平,等. 圆形双振子式主动阀压电泵设计与性能实验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(5):204-208.
CHENG Guangming, HE Lipeng, ZENG Ping, et al. Design and performance test on circular two piezoelectric pump with active valve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5):204-208. (in Chinese)
- 16 Ren Y J, Ma Y T, Huang D, et al. Elastic string check valves can efficiently heighten the piezoelectric pump's working frequency[J]. Sensors & Actuators A: Physical, 2016, 244:126-132.
- 17 陈松. 液体压电泵中气泡控制的机理、方法及效果研究[D]. 长春:吉林大学,2016.
CHEN Song. Mechanization, method and effect of the liquid piezoelectric pump bubble controlling [D]. Changchun: Jilin University, 2016. (in Chinese)
- 18 王淑云, 阚君武, 马继杰,等. 腔高对压电液压驱动器性能的影响[J]. 纳米技术与精密工程, 2011, 9(6):515-520.
WANG S Y, KAN J W, MA J J, et al. Influence of pump-chamber height on performance of piezohydraulic actuator[J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2011, 9(6):515-520. (in Chinese)
- 19 刘勇. 轮式阀微型压电泵的设计理论与试验研究[D]. 长春:吉林大学, 2012.
LIU Y. Theoretical & experimental study on wheel valve micro-piezoelectric pump[D]. Changchun: Jilin University, 2012. (in Chinese)
- 20 阚君武, 彭太江, 董景石,等. 流体附加阻尼及其对微型泵输出性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(5):548-550.
KAN Junwu, PENG Taijiang, DONG Jingshi, et al. Liquid added damping and its influence on the output performance of micropumps[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(5): 548-550. (in Chinese)
- 21 WONG H, RADKE C J, MORRIS S. Motion of long bubbles in polygonal capillaries. Part 2. Drag, fluid pressure and fluid flow [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1995, 292:95-110.

(上接第 397 页)

- 16 孙冬野,秦大同. 金属带无级自动变速车辆调速特性研究[J]. 农业机械学报,2002,33(6):5-7.
SUN Dongye, QIN Datong. Study on the ratio characteristics of a metal pushing belt continuously variable transmission for vehicles [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2002,33(6):5-7. (in Chinese)
- 17 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)
- 18 WANG Weihua, SONG Ruifang, GUO Mingchen, et al. Analysis on compound-split configuration of power-split hybrid electric vehicle[J]. Mechanism and Machine Theory,2014,78:272-288.
- 19 SINGH T, NAIR S S. A mathematical review and comparison of continuously variable transmissions [C]. SAE Paper 922107, 1992.
- 20 孙冬野,秦大同. 基于无级变速传动的并联式混合动力汽车动力学仿真研究[J]. 机械工程学报,2003,39(1):79-83.
SUN Dongye, QIN Datong. Simulation on dynamic characteristic of a parallel hybrid car with a metal belt-planetary gear continuously variable transmission[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2003,39(1):79-83. (in Chinese)
- 21 罗勇,孙冬野,秦大同,等. 考虑 CVT 效率的无级变速车辆最佳经济性控制[J]. 机械工程学报,2010,46(4):80-86.
LUO Yong, SUN Dongye, QIN Datong, et al. Fuel optimal control of CVT equipped vehicles with consideration of CVT efficiency [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010,46(4):80-86. (in Chinese)