

文章编号 1004-924X(2017)02-0441-10

## MB-CVT 电液控制系统智能优化设计

韩 玲<sup>1</sup>, 高 帅<sup>2\*</sup>, 卢晓晖<sup>1</sup>

(1. 长春工业大学 机电工程学院, 吉林 长春 130021;

(2. 湖南江麓容大车辆传动股份有限公司, 湖南 长沙 410205)

**摘要:** 为了提高配有金属带式无级变速器车型燃油经济性, 提出基于滑模极值搜索理论的控制算法和基于滑模极值搜索控制与传统夹紧力控制相结合的一体化式联合控制方法; 设计了滑模极值搜索控制和传统液压控制合为一体的联合控制系统。建立具有非线性、离散性的数学模型; 分析无级变速器传动效率和金属带滑差率在一定速比下存在特殊曲线关系; 测试主/从动轮夹紧力比值系数, 完成了速比跟踪控制器及变化率控制流程设计。依据滑模极值搜索算法原理, 完成了滑模极值搜索控制器设计。在具有环境仓的转鼓试验台上进行整车试验, 试验结果表明: 采用一体化式控制的金属带式无级变速器车型油耗为 7.18L/100km, 比传统控制系统的油耗降低约 5.64%; 主、从动压力安全系数倒数指标均小于 1。满足整车提高燃油经济需求的可靠性、稳定性及优化性能。

**关键词:** 汽车工程; 无级变速器; 滑模极值搜索; 电液系统

**中图分类号:** U472.9 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20172402.0441

## Intelligent optimization design for MB-CVT electro-hydraulic control system

HAN Ling<sup>1</sup>, GAO Shuai<sup>2\*</sup>, LU Xiao-hui<sup>1</sup>

(1. School of mechatronic engineering, Changchun University of technology, Jilin Changchun 130021;

2. Hunan Jianglu rongda vehicle transmission co., LTD, Hunan Changsha 410205)

\* Corresponding author, E-mail: 64259725@99.com

**Abstract:** Purpose: to improve the fuel economy of vehicles with MB-CVT, a control algorithm based on sliding mode extremum seeking (SMES) theory and an integrated control method based on combination of SMES control and traditional clamping force control were put forward. Method: designed the integrated control system based on a combination of SMES control and traditional hydraulic control, and established a mathematical model with nonlinearity and discreteness; analyzed the special curvilinear relationship between the efficiency of continuously variable transmission (CVT) and slip ratio of metal band (MB); tested the clamping force ratio coefficient of drive/driven wheel, and achieved the design for speed ratio tracking controller and changed ratio flow; completed the SMES controller design based on principle of the SMES algorithm, and carried out whole vehicle testing in the running drum tester with environment chamber. Conclusion: the test results show that fuel con-

**收稿日期:** 2016-09-20; **修订日期:** 2016-10-25.

**基金项目:** 国家国际科技合作专项资助项目 (No. 2014DFA701700); 吉林省教育厅资助项目 (吉教科合字 [2016] 第 339 号)

sumption for vehicle with MB-CVT which adopts the integrated control is 7.18L/100km, 5.64% lower than fuel consumption of traditional control system, and inverse indicator for pressure safety index of both the drive wheel and driven wheel is lower than 1, which meets the reliability, stability and optimal performance for improvement of whole-vehicle fuel economy.

**Key words:** Automotive Engineering; Continuously Variable Transmission; Sliding Mode Extremum Seeking; Electronic hydraulic

## 1 引言

合理优化设计金属带式无级变速器(Metal Belt Continuously Variable Transmission, MB-CVT)的夹紧力和速比系统控制可提高整车传动效率,实现发动机与传动系统最佳动力匹配。随着消费者对车辆整体燃油经济性能要求的不断提高,以 CVT 传动机理精确标定数据为基础的相关研究受到越来越多的关注。近年来许多学者围绕夹紧力速比控制策略进行了大量研究: Bonsen 等人采用实验分析的方法对夹紧力进行研究,实验表明:速比一定的条件下, CVT 传动效率与金属带滑差率存在紧密关系,即在一定速比条件下系统存在峰值,此时传动效率最大<sup>[1]</sup>;同时,以 Bonsen 等人的理论为基础, Simon 等以滑差率为跟踪目标,设计控制器使得 CVT 在传动效率最大工况下运行<sup>[2]</sup>;2007 年, Klaasen 等提出  $H\infty$  鲁棒控制器策略来实现滑差率逼近最优滑差率;2009 年, Rothenbuher 提出 MRAC 控制<sup>[3]</sup>;对于速比闭环控制有模糊 PID 控制,鲁棒控制,转化为二次高斯问题的 LQG 控制<sup>[4-6]</sup>。提出无级变速器的模糊综合控制技术;提高传动效率速比变化率模型<sup>[7-9]</sup>等。然而,由于目标滑差率的确定与速比、金属带疲劳情况、零部件受力变形、油温等因素有关:①实现上述研究情况要增加位移传感装置对金属带锥轮进行测量,不仅使 CVT 系统环境变复杂且成本也随之升高,在大批量工程生产中不易实现,所以通过计算和试验的方式接近最优滑差率很难实现<sup>[10-16]</sup>。②以比例控制为原理改变液压阀参与工作的比例对夹紧力控制,来降低组成零部件成本,这种研究方法没有注意阀具有较高的重复精度,阀响应频率及非反应区域的大小均会对夹紧力控制效果有明显影响。

鉴于上述因素,本文提出了基于滑模极值搜索控制系统与传统夹紧力控制系统联合的控制方

式。滑模极值搜索控制是一种可在线自动调节输入,使得输出能自动搜索极值的寻优算法,该方法已被应用于车辆的 ABS 控制领域和 ASR 控制等领域<sup>[17-19]</sup>,但尚未在 CVT 领域中应用。文中设计在滑差率台架试验测试中采用该控制策略优化速比夹紧力系统,间接影响 CVT 使其工作在最大传动效率附近,为整车试验打下基础。然而,由于该控制策略只是单一的输入从动夹紧力与输出速比极值变量关系。由于无级变速器工作情况极其复杂,系统需要较多输入输出参数。因此,为最大限度提高 CVT 自身传动效率,降低液压系统损耗,本文通过研究 MB-CVT 速比变化律,设计了 CVT 速比夹紧力智能预测控制策略,即采取双向控制,当系统运行工况相对稳定时,依靠滑模极值搜索控制方式搜索最优极值点;当有不稳定因素产生时,采用传统控制方式。解决了液压系统多输入与多输出控制难题,且提高了 MB-CVT 整车的鲁棒性与抗转矩冲击能力,同时在车辆燃油经济问题上起到重大作用。

## 2 建立滑差率数学模型

建立滑差率数学模型,将无级变速器的传统系统整体视为一根金属杆,两端分别连接输入输出轴,如图 1 所示。对模型进行受力学分析,其中箭头方向为转速及转矩的正方向。

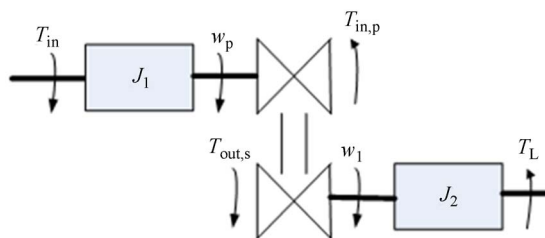


图 1 金属带式无级变速器传动系统简图

Fig. 1 Diagram of MB-CVT transmission system

主/从动轮转矩  $T_{in,p}$  和  $T_{out,s}$ , 可得:

$$T_{in,p} = \frac{2F_{ax}R_p\mu}{\cos\lambda}, \quad (1)$$

$$T_{out,s} = \frac{2F_{ax}r_p\mu}{\cos\lambda}, \quad (2)$$

式中:  $T_{in}$  为输入轴转矩;  $T_{in,p}$ ,  $T_{out,s}$  为主/从动轮转矩;  $\mu$  为金属带轮与主动带轮之间摩擦因数;  $\lambda$  为锥盘母线与带轮轴线垂面夹角;  $F_{ax}$  为加载在从动带轮的轴向推力;  $R_p$ ,  $R_s$  为主、从动轮工作半径;

由滑差率定义可得:

$$s = \frac{\dot{\omega}_s \omega_p - \omega_s \dot{\omega}_p}{\omega_s^2 i_0}, \quad (3)$$

根据运动学原理, 输入端动力方程:

$$J_1 \dot{\omega}_p = T_{in} - T_{in,p}, \quad (4)$$

输出端动力方程为:

$$J_2 \dot{\omega}_s = T - T_{out,s} - T_L, \quad (5)$$

滑差率表达式为:

$$\dot{s} = \frac{(1-s)}{\omega_s} \left[ \frac{T_L}{J_2} - \frac{2F_{ax}R_s\mu(s)}{J_2 \cos\lambda} \right] + \frac{1}{\omega_s i_0} \left[ T_{in} - \frac{2F_{ax}R_p\mu(s)}{i_0 J_1 \cos\lambda} \right], \quad (6)$$

率动态模型为非线性方程, 可近似线性化处理:

$$\mu(s) = k_1 s + k_2, \quad (7)$$

定义状态方程,  $x = s$ ,  $\mu = [F \quad T_{IN} \quad T_L]$ , 那么对于工作点  $x = s_0$  附近线性化得:

$$\dot{\hat{x}} = \mathbf{A}\hat{x} + \mathbf{B}\hat{u}, \quad (8)$$

其中:  $\hat{x} = x - x_0$ ,  $\hat{u} = u - u_0$ , 方程  $\mathbf{A}$  及矩阵  $\mathbf{B}$  为:

$$\mathbf{A} = \frac{1}{\omega_s} \begin{bmatrix} -\frac{T_{L0}}{J_2} - \frac{2R_{s0}}{\cos\lambda} \left( \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_1 i_{00}} \right) F_{a,x0} k_1 + \\ \frac{1}{J_2 \cos\lambda} \frac{2R_{s0}}{\lambda} F_{a,x0} k_2 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$$\mathbf{B} = \frac{1}{\omega_s} \begin{bmatrix} -\frac{2R_{s0}}{\cos\lambda} \left( \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_1 i_{00}} \right) k_2 - \frac{2R_{s0}}{\cos\lambda} \\ \left( \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_1 i_{00}} \right) s_0 k_+ \\ \frac{1}{J_2 \cos\lambda} \frac{2R_{s0}}{\lambda} F_{a,x0} s_0 k_2 \\ \frac{1}{i_{00}} \\ \frac{1-s_0}{J_2} \end{bmatrix}, \quad (10)$$

式中:  $T_{in}$  为输入轴转矩;  $T_L$  为输出轴转矩;  $J_1$ ,  $J_2$  为转动惯量;  $i$  为实际速比;  $i_0$  为 CVT 无负载时的速比, 即几何速比;  $\omega_p$ ,  $\omega_s$  为 CVT 主、从动轮转速;

从上述滑差率数学模型中可得出 3 个输入变量。即:  $T_{in}$  输入轴转矩,  $T_L$  输出轴转矩和  $F_{ax}$  轴向夹紧力, 其中轴向夹紧力是唯一可控对象, 因此它决定该速比及负荷条件下的滑差率。

### 3 金属带式无级变速器控制系统

#### 3.1 主从动夹紧力比值影响测试

速比在稳定工况下其变化率  $di/dt=0$ , 反之  $di/dt \neq 0$ 。经测试, 速比动态模型满足:

$$\frac{di}{dt} = K_i n_p F_s \left[ K_0 - \frac{F_p}{F_s} \right], \quad (11)$$

$$\frac{1}{S_{t,pri}} = \frac{2F_p R_p \mu}{|T_p| \cos\lambda}, \quad (12)$$

$$\frac{1}{S_{t,sec}} = \frac{2F_s R_s \mu}{|T_s| \cos\lambda}, \quad (13)$$

其中:  $K_0$  为速比和安全系数倒数的函数;  $K_i$  为速比变化系数;  $n_p$  为表示主动轮转速;  $F_p$ ,  $F_s$  为分别表示主/从动轮的夹紧力。

假设式中  $R_s/T_s = R_p/T_p$ , 即滑差率  $s=0$ , 无滑转; 传动效率  $\eta=100\%$ , 无损失。  $K_0$  测试台架基于滑差率测试台架, 测试步骤为:

1. 令驱动电机目标转速 1 500 rpm, 闭环控制;
2. 计算主/从动轮实际压力比值和  $S_{t,sec}$  倒数,  $K_0 = \frac{F_{p,0}}{F_{s,0}}$ , 其中:  $F_{p,0}$ ,  $F_{s,0}$  表示稳态下主/从动轴向力;
3. 设置目标速比(2.15, 1.82, 1.31, 1.12, 1.03, 0.91, 0.84, 0.72, 0.66, 0.54, 0.448)重复 1~3 测试内容;
4. 设置目标转速, 重复上述测试内容, 完成  $K_0$  影响测试。

通过上述试验设置, 验证当速比 1.3 时,  $K_0$  测试结果, 如图 2~3 所示。其中, 电机转矩按照上述测试步骤 2 中曲线变化规律加载转矩(-45 Nm, 80 Nm), 使其模拟空挡状态达到输出负转矩的情况, 令电机转速为 1 500 rpm。

如图 2 所示, 粉色、绿色曲线分别代表从动油缸和主动从动油缸压力安全系数倒数, 两条曲线变化呈现交替现象, 且倒数数值指标均小于 1, 否则传递过程中存在打滑现象; 如图 3 所示, 速比 1.3 时,  $K_0$  曲线呈现出速比和安全系数倒数状态良好, 因此, 基于滑差率测试台架的  $K_0$  测试较好。

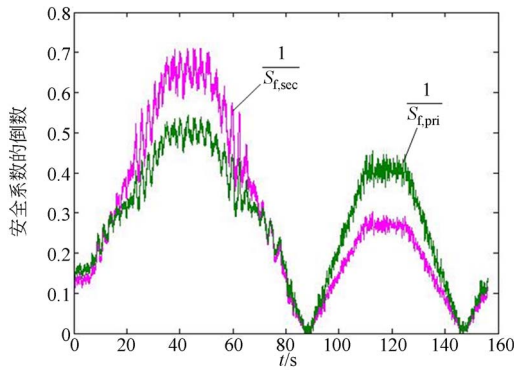


图 2 主、从动缸安全系数倒数

Fig. 2 Reciprocal safety factor for primary/secondary pressure

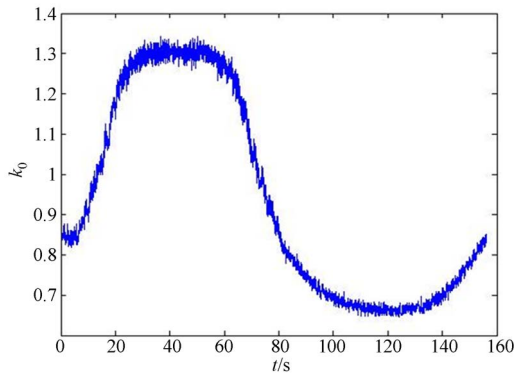


图 3 速比 1.3 时  $K_0$  测试结果

Fig. 3 Result of  $K_0$  measurement as 1.3 of ratio

### 3.2 传统速比夹紧力控制

#### 3.2.1 绝对安全夹紧力控制策略

MB-CVT 液压系统,主/从动压力需满足下列约束条件:

(1) 设 MB-CVT 系统中,最小压力  $P_{system\ min,p} = 0.3$  Mpa,该压力始终保证液压系统在正常情况下工作,且决定了滑模极值搜索控制器的振幅满足  $A \leq 0.3$ 。

(2) 设 MB-CVT 系统中,最大压力  $P_{system\ max,p} = 2.5$  Mpa,  $P_{system\ max,s} = 4.5$  Mpa。

主/从动夹紧力由主/从动压力  $P_p, P_s$  组成,油液离心力和作用弹簧:

$$\begin{cases} F_p = P_p A_p + f_p \omega^2 p \\ F_s = p_s A_s + f_s \omega_s^2 + K_{spring} (x - x_0) + F_{0spring} \end{cases}, (14)$$

采用绝对安全策略法控制传统夹紧力:

$$F_{a,x_0,abs} = \frac{\max(|T_p|, T_{min}) \cos \lambda}{2R_p \mu} + \frac{(S_f - 1) T_{eng,max} \cos \lambda}{2R_p \mu}, (15)$$

目标主/从动压力  $p_{p,obj}$  和  $p_{s,obj}$ :

$$\begin{cases} p_{p,obj} = \frac{F_{p,obj} = f_p \omega_p^2}{A_p} \\ p_{s,obj} = \frac{F_{s,obj} - f_s \omega_s^2 - (K_{spring} (x - x_0) + F_{0spring})}{A_s} \end{cases}. (16)$$

#### 3.2.2 速比跟踪控制器及速比变化率控制

如图 4 所示,由前馈和 PID 两种控制对速比进行跟踪,其中 PID 控制器由速比误差进行设

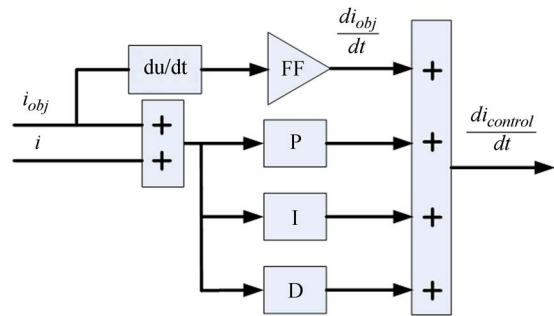


图 4 设置 PID 速比跟踪器

Fig. 4 Setting ratio tracking controller of PID

置,为了增加系统可靠性减少采集信号的噪声干扰,控制器可表达如下形式:

$$\frac{di_{control}}{dt} = G_r \frac{di_{obj}}{dt} + G_p e_i + G_i \int e_i dt, (17)$$

其中:  $G_r$  表示前馈控制放大系数;  $G_p$  为 PID 比例系数;  $G_i$  为 PID 积分系数。

通过 PID 控制器对速比误差进行调整,使实际速比紧跟目标速比输出变化率,然而,变速过程不可以忽略油泵供油能力,否则会导致系统压力下降无法满足变速条件,变速过程所需的系统总流量处油缸充油流量外还包括:①离合器和液力变矩器所需流量②补偿管路阀、各个油缸泄漏所需流量③金属带所需润滑流量。

因此,变速过程需要油泵提供的总的流量为:

$$Q_{shift\_av} = Q_{pump} - Q_{leakage} - Q_{aux} - Q_{lub}, (18)$$

式中:  $Q_{pump}$  为油泵总流量;  $Q_{leakage}$  为系统泄露油量;  $Q_{aux}$  为变矩器和离合器流量;  $Q_{lub}$  为润滑流量。

由式(18)可知,控制速比必须综合考虑油泵供油能力及其余供油流量需求。针对上述存在问题,提出了关于转速、流量、速比变化率、发动机扭矩在内的多参数控制方法,如图 5 所示。

如图 6~7 所示,通过上述速比变化率控制的设置,实车验证中收到良好效果,图中表现了速比跟踪在急制动和加速的两种工况,其中实际速比

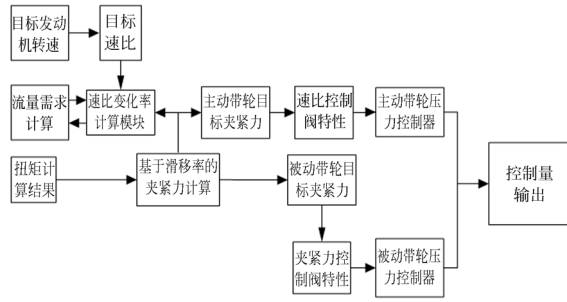


图 5 速比变化率控制流程

Fig. 5 Control flow chart of ratio changing rate

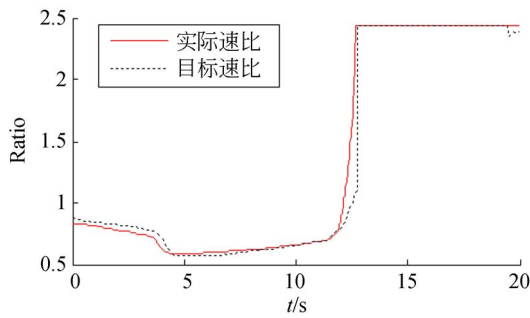


图 6 速比跟踪(紧急制动)

Fig. 6 Ratio tracking of braking

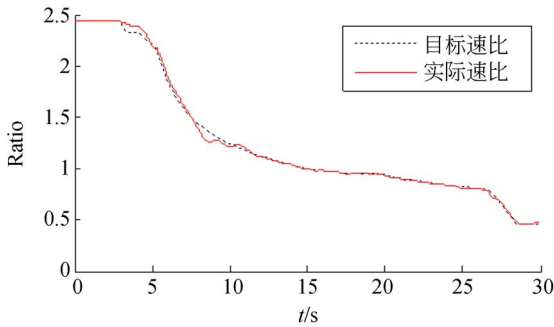


图 7 速比跟踪(突然加速)

Fig. 7 Ratio tracking of accelerate

跟踪目标速比效果表现良好状态。

## 4 滑模极值搜索和传统速比夹紧力综合控制系统

### 4.1 滑模极值搜索控制器设计

滑模极值搜索控制器设计基本原理如图 8 所示。首先需要存在连续滑模面,确保  $y(x)$  随着  $g(x)$  增大或者减小时,变量  $\mu$  将会按照极值搜索

方法朝着最优夹紧力  $\mu^*$  趋近 ( $\mu = \mu^*$  表示最优夹紧力),使整个系统达到最优领域内,最终通过

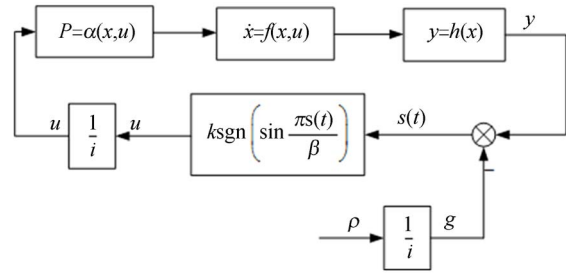


图 8 滑模极值搜索算法原理

Fig. 8 Principle of SMES algorithm

域内信号干扰震荡收到最优。夹紧力非线性模型系统:

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x, \mu) \\ y = g(x) \end{cases} \text{ 其中 } \begin{cases} x = 1/i \\ \mu = p \\ y = x \end{cases} \quad (19)$$

式中:  $i$  为速比;  $p$  为夹紧力;

构造夹紧力合理滑模面:

$$h(x) = y(x) - g(x), \quad (20)$$

$$g(x) = \rho t, \quad (21)$$

式中:  $g(x)$  为单调函数;  $\rho$  为常数;

夹紧力一阶导数设为控制规律:

$$\dot{\mu} = k \operatorname{sgn} \left[ \sin \frac{\pi s}{\beta} \right], \quad (22)$$

式中:  $K$  为正常数;  $\beta$  为正选函数周期。

$$\ddot{p} = \frac{\partial F_x(\mu)}{\partial \mu} k \operatorname{sgn} \left[ \sin \frac{\pi s}{\beta} \right] - \rho, \quad (23)$$

其中:  $\sin(\pi s/\beta)$  是以  $p(t)$  为变量,  $2\beta$  为周期, 定义域  $[\beta, 2\beta]$  的周期函数。

$$\operatorname{sgn} \left[ \sin \frac{\pi s(t)}{\beta} \right] = -\operatorname{sgn}(p(t) - \beta) = \operatorname{sgn}(p(t) - 2\beta), \quad (24)$$

$$\text{令 } \gamma(t) = p(t) - \beta, \dot{\gamma}(t) = \dot{p}(t), \quad (25)$$

$$\dot{p}(t) = \dot{\gamma}(t) = -\frac{\partial F_x(\mu)}{\partial \mu} k \operatorname{sgn}(\gamma(t)) - \rho, \quad (26)$$

由  $\operatorname{sgn}(\gamma(t))\gamma(t) = |\gamma(t)|$  可得:

$$\gamma(t)\dot{\gamma}(t) = -\frac{\partial F_x(\mu)}{\partial \mu} k \operatorname{sgn}(\gamma(t))\gamma(t) - \rho\gamma(t), \quad (27)$$

Lyapunov Sliding:

$$\lim_{\gamma \rightarrow 0^+} \dot{\gamma}(t) < \frac{\partial^2 y}{\partial \mu^2} = 0, \forall \mu = \mu^*. \quad (28)$$

根据上述滑模极值搜索原理,对夹紧力控制系统

对象进行设置,如表 1 所示。

表 1 速比夹紧力控制对象

Tab. 1 Controlled objects of ratio and clamp force

控制对象	控制内容具体描述
$G_{cvt}(s)$	①输入信号:主、从动作用压力 $P_p, P_s$ ; ②输出信号:实际测量速比 $i$ ; ③作用在 $G_{cvt}(S)$ 信号:主/从动侧转矩: $T_p = T_{p,0} + \Delta T_p, T_s = T_{s,0} + \Delta T_s$ 。其中: $T_{p,0}, T_{s,0}$ 稳态转矩, $\Delta T_p, \Delta T_s$ 瞬间冲击量。
极值控制 器 $k_1$	①输入信号:实际速比倒数 $1/i$ ,从动压力 $P_s$ ; ②输出信号:按照机制控制自身算法所得 主/从动目标压力 $P_{p, obj}, P_{s, obj}$ 。 ③建立液压缸压力 $P_p$ 和 $P_s$ 作用于 $G_{cvt}$ (S)。

液压系统总目标压力为:

$$\mu_{obj}(t) = \hat{\mu}_{obj}(t) + A\sin(2\pi ft), \quad (29)$$

式中:  $\hat{\mu}_{obj}(t)$  为搜索后的输入信号;  $A$  取 0.08, 为干扰信号振幅;  $f$  取 6 为干扰信号频率。

同时,  $G_1(s), G_2(s)$  两种滤波器, 分别对夹紧力信号  $\mu$  和速比倒数  $1/i$  进行噪声过滤, 传递函数:

$$G_1(s) = \frac{0.02s}{\omega_0^2 s^2 + \frac{0.02}{\omega_0} s + 1}, \quad (30)$$

$$G_2(s) = \frac{1}{\frac{1}{2\pi}s + 1}, \quad (31)$$

其中:  $\omega = 2\pi f$ 。

$\psi_1, \psi_2$  分别为过滤后保留下来的夹紧力信号和速比倒数信号, 如图 9 所示, 滑模极值搜索控制器设。

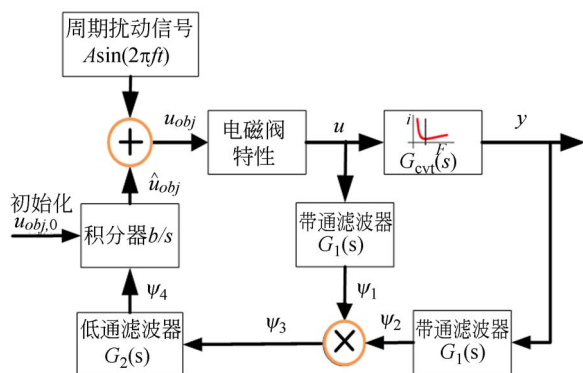


图 9 基于滑模极值搜索控制策略框图

Fig. 9 Diagram of control strategy based on SMES

#### 4.2 滑模极值搜索和传统速比夹紧力一体化控制

系统控制目标主要包括以下内容,如表 2 所示。

表 2 MB-CVT 系统控制目标

Tab. 2 Control objects of MB-CVT system

控制目标	控制内容具体描述
目标速比 $i_{obj}$	①满足驾驶员舒适性要求,发挥发动机最佳状态; ②根据图 17 所示,采用 PID 控制器计算实际速比 $i$ ,速比误差 $i_{obj} - i$ 。设置传统速比夹紧力作为输入参数,输出目标速比变化率 $di/dt$ 得到目标夹紧力; ③考虑实际流量,限制速比变化率。
传动效率 $\eta$	①降低 MB-CVT 自身损耗; ②采用绝对夹紧力安全策略。

基于滑模极值搜索控制,它是以变量从动夹紧力为输入,变量速比极值为输出的单一系统,忽略了 MB-CVT 变速机构中多参数变量的条件。本文提出的一体化控制策略,其控制流程如图 10 所示,该控制有效避免了上述问题的存在,同时使 CVT 系统提高传动效率。

(1)增加对 MB-CVT 工况运转的实时监控系统。

(2)当 MB-CVT 系统处于稳态工况式,启动一体化控制电液系统可更有效地降低系统自身损耗。

(3)当 MB-CVT 系统被监测到不稳定因素时,立即关闭极值搜索控制系统,切换到传统控制方式,按照可靠性最佳方式运转,系统恢复稳定后重启双控制系统,实行交替循环控制。

在 MATLAB/Simulink 仿真平台上搭建 MB-CVT 系统整体仿真模型,该模型由轴向夹紧力模块,速比变化率模块,滑差率模块以及其它模块组成如图 11 所示。为了验证一体化控制系统优于传统夹紧力控制,如图 12 所示,当 MB-CVT 速比由 1.3 下降至 1.1 时,在一体化控制系统下的夹紧力比传统夹紧力降低了 10.20% 左右。

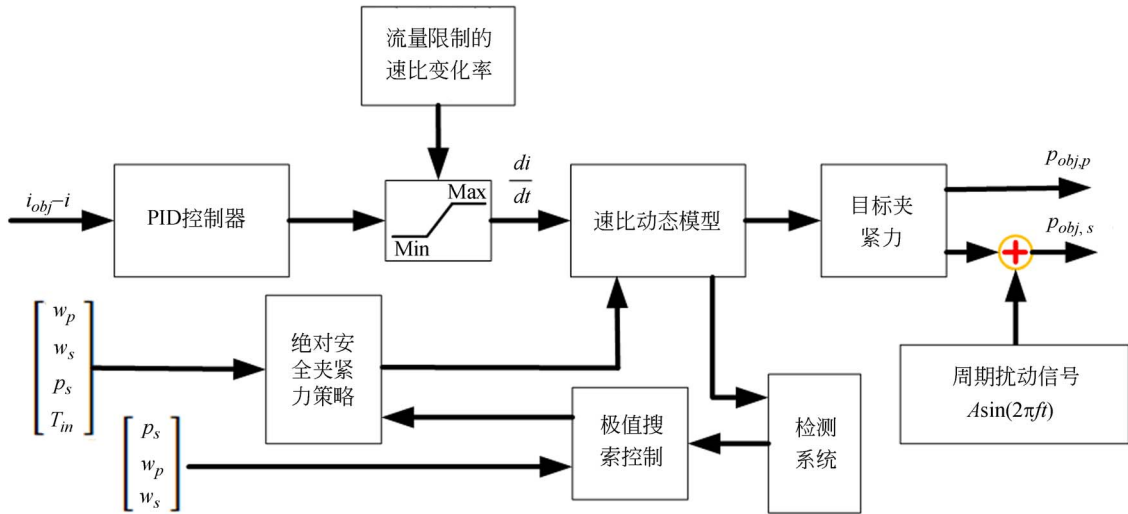


图 10 滑模极值搜索和传统速比夹紧力一体化控制系统

Fig. 10 A integrated control system based on the combination of sliding mode extremum seeking

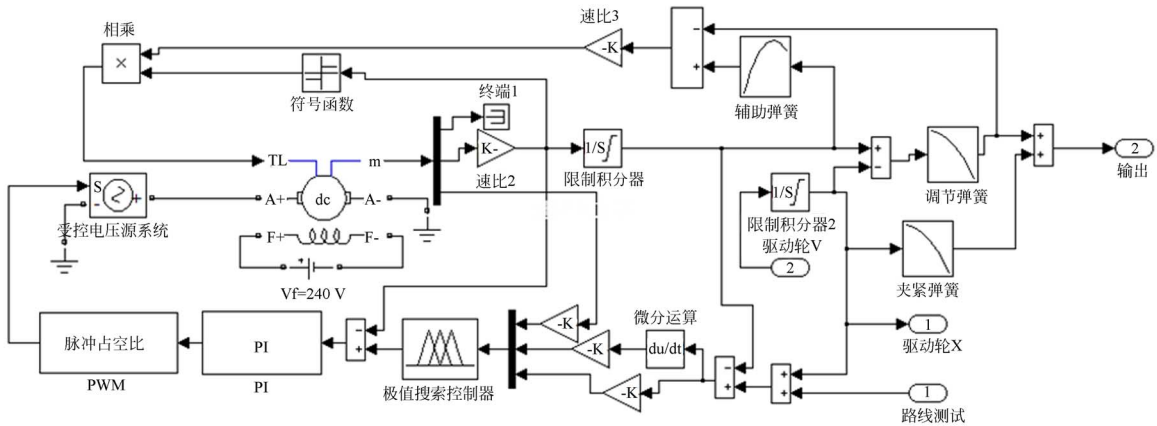


图 11 MB-CVT 系统整体仿真模型

Fig. 11 Simulation mode of MB-CVT system

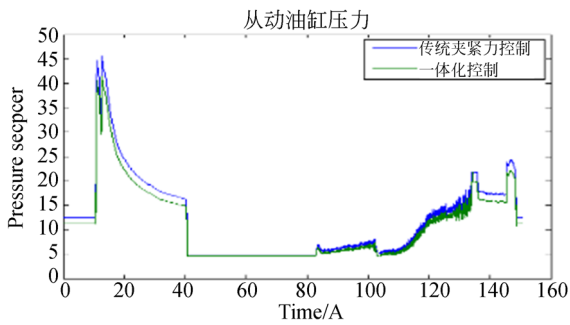


图 12 一体化控制系统对比传统夹控制系统

Fig. 12 Compared integrated control with traditional clamping control

## 5 整车验证试验

使用带有环境仓的四轮驱动转鼓试验台进行整车测试。其中,表 3 为受试车辆参数;表 4 为转鼓试验台技术参数,车辆实际行驶阻力加载转鼓:

$$F_L = Gf \cos \beta + G \sin \beta + \frac{1}{2} C_w B v^2 + m \dot{v}, \quad (29)$$

其中: $G$ 为整车重量, $m$ 为整车质量, $C_w$ 为风阻系数, $f$ 为滚动阻力系数, $B$ 为迎风面积, $\beta$ 为路面坡度值, $v$ 为车辆行驶速度。

表 3 MB-CVT 车型主要参数

Tab. 3 Parameters of MB-CVT vehicle

参数	数值
CVT 速比范围	0.44~2.43
主减速比	5.27
主从动缸面积比	2.012 5
油泵排量	9.4L
发动机排量	1.587L
整车质量(kg)	1555

表 4 模拟环境仓技术参数

Tab. 4 Parameters of environment chamber

环境仓尺寸	12.35 m×6.0 m×4.5 m(L×W×H)
浸车间尺寸	6.48 m×9.28 m×3.48 m(L×W×H)
温度范围	-40~+40 °C
温度精度	≤±1°C(静态); ≤±2°C(动态)
湿度范围	20%~80%
湿度精度	≤±5%
风速模拟方式	随车速变化模拟方式;定速模拟方式

通过带有环境仓的四轮驱动转鼓试验台上的整车试验,其中包括:高寒、高温及高压标定测试,不同环境下变速器需要最优参数,使得变速器提高自身传动效率。测试中对整车进行了突然加速和突然减速两种工况试验,实验内容包括:整车油门信号、车速、速比、从动缸夹紧力、安全系数倒数,其结果如图 13~14 所示,各指标均表现出良好态势,且从图中的可靠性及安全性角度分析,主、从动轮压力安全系数倒数指标均小于 1,满足整个系统不发生打滑现象。采用综合控制方式后,受试车辆油耗为每百公里 7.18L,比传统夹紧力速比控制的系统燃油消耗减少约 5.64%。

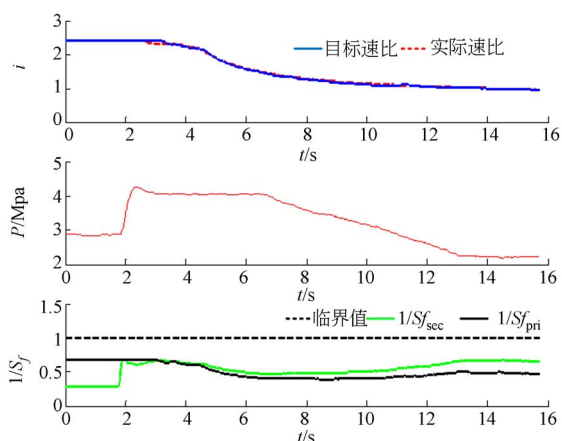
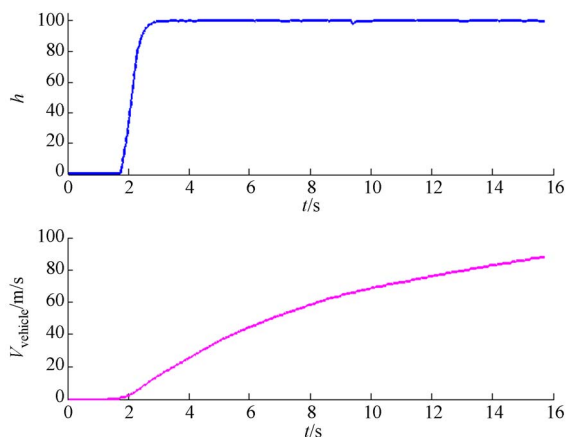


图 13 紧急加速工况测试

Fig. 13 Testing of accelerate

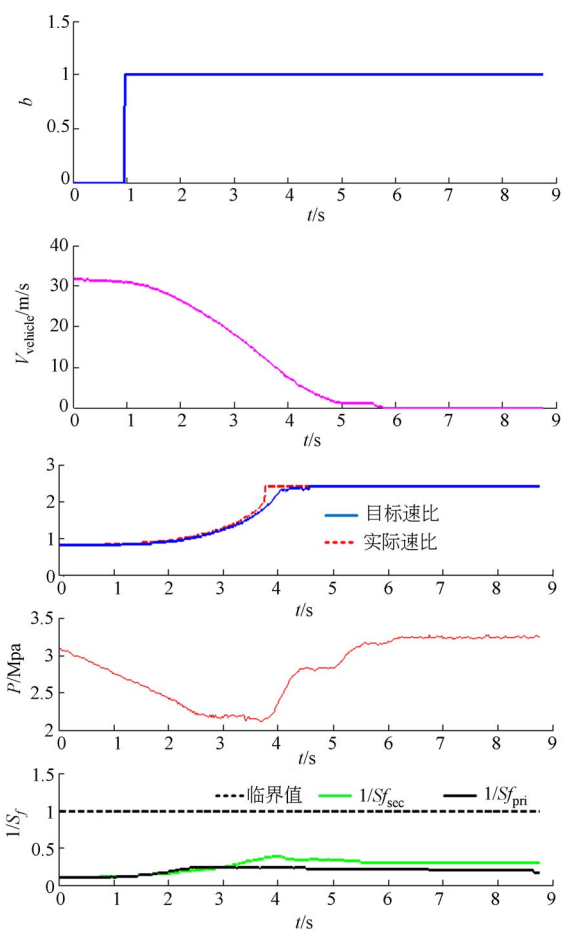


图 14 紧急制动工况测试

Fig. 14 Testing of braking

## 6 结 论

本文提出了一种基于滑模极值搜索控制与传

统夹紧力速比控制系统为一体化的联合控制方法,该方法可合理优化配有金属带式无级变速器液压系统的控制,从理论上保证了在一定速比条件下夹紧力系统可达到最优传动效率的可靠性、稳定性及优化空间,提高了无级变速整车的传动效率,实现了发动机与传动系统的最佳动力匹配。根据滑模极值搜索算法在线自动寻优搜索极值的能力,建立了滑差率台架数学模型分析滑差率的变化规律,同时,基于滑差率测试台架测试主从动夹紧力比值  $K_0$ 。实现了系统非线性特征的协调优化寻找轴向夹紧力与速比之间的平衡关系解决

夹紧力控制难题。试验测得在采用一体化控制系统后变速系统油耗为 7.18 L/100 km,比传统夹紧力控制的系统油耗降低约 5.64%。且从可靠性及安全性角度来看,主、从动压力安全系数倒数均在指标 1 以下。该方法较传统控制方法成本没有增加的前提下传动效率升高,满足工业生产后消费者对整车经济性能的要求,同时也可为其类型变速器提高传动效率提供参考。后续工作将着重研究滑模极值搜索算法,进一步提高 MB-CVT 传动效率。

### 参考文献:

- [1] BONSEN B, KLAASSEN T W G L. Analysis of slip in a continuously variable transmission[C]. In *Proceedings of the 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress, Washington, 2003*.
- [2] SIMONS S W H, KLAASSEN T W G L, CARBONE G. Shift dynamics modeling for optimization of variator slip control in a push-belt CVT[J]. *International Journal of Vehicle Design*, 48(1/2): 45-64, 2008.
- [3] ROTHENBUHLER Y. *New Slip Synthesis and Theoretical Approach of CVT Slip Control*[D]. Thesis, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Lausanne, 2009.
- [4] KIM W, VACHTSEVANOS G. Fuzzy Logic Ratio Control for a CVT Hydraulic Module[C]. In *Proceedings of the 2000 IEEE International Symposium on Intelligent Control*, 2000, 1: 151-156.
- [5] ADACHI K, WALAHARA T, SHIMANAKA S. Robust control system for continuously variable belt transmission[J]. *JSAE Review*, 1999, 20(1): 49-54.
- [6] KIM H, SONG H, KIM T.. Metal belt CVT and engine optimal operation by PWM electro-hydraulic control [C]. In *Proceeding of the 1996 Internal Conference on Continuously Variable Power Transmissions*, 1996, 304: 157-160.
- [7] 罗勇,孙冬野,叶明,等. CVT 夹紧力控制系统动态性能及其影响因素分析[J]. *汽车工程*, 2014, 9(36): 1100-1105.  
LUO Y, SUN D Y, YE M, *et al.*. Analyses on the dynamic performance and its influencing factors of CVT clamp force control system[J]. *Automotive Engineering*, 2014, 9(36): 1100-1105. (in Chinese)
- [8] 姚文俊,孙旭. 基于汽车无级变速器最佳传动效率的夹紧力控制策略研究[J]. *机械科学技术*, 2013, 7(23): 1060-1064.  
YAO W J, SUN X. Study on the strategy of clamping force control based on the best efficiency[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2013, 7(23): 1060-1064. (in Chinese)
- [9] 韩玲,张立斌,安颖,等. 无级变速器电液控制系统关键技术研究[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2014, 5(44): 1247-1252. (in Chinese)  
HAN L, ZHANG L B, AN Y, *et al.*. Key technology of the electric-hydraulic system for Continuous Variable Transmission [J]. *Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition)*, 2014, 5(44): 1247-1252.
- [10] 张德福,葛川,李显凌,等. 电容传感器线性度标定平台[J]. *光学精密工程*, 2016, 01(24): 143-151.  
ZHANG D F, GE CH, LI X L, *et al.*. Linearity calibration platform of capacitive sensors[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 01(24): 143-151. (in Chinese)
- [11] 付敏,彭东林,朱革,等. 光强正交调制型位移传感器的数学模型与误差分析[J]. *光学精密工程*, 2015, 3(23): 785-793.  
FU M, PENG D Q, ZHU G, *et al.*. Mathematical model and error analysis of light intensity orthogonal modulation type displacement sensor[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 3(23): 785-793. (in Chinese)
- [12] 叶明,李鑫,罗勇. 机电控制 CVT 夹紧力可变机构性能分析[J]. *中国机械工程*, 2015, 3(26): 398-413.

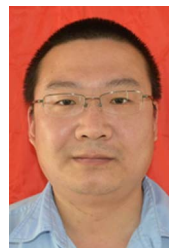
- YE M, LI X, LUO Y. Performance analysis of variable clamping force actuator of EMCVT[J]. *China Mechanical Engineering*, 2015, 3(26): 398-413. (in Chinese)
- [13] 张伯俊, 王谦, 郝允志. 汽车无级变速器夹紧力动态安全系数控制研究[J]. *机械传动*, 2015, 03(39): 45-49.
- ZHANG B J, WANG Q, HAO Y ZH. Study on the dynamic safety factor control of clamping force of automotive continuous variable transmission [J]. *Journal of Mechanical*, 2015, 03(39): 45-49. (in Chinese)
- [14] 郝允志, 孙冬野, 林毓培. 无级变速器夹紧力控制方法的可靠性[J]. *中国机械工程*, 2014, 12(25): 1687-1693.
- HAO Y ZH, SUN D Y, LIN Y P. Reliability analysis of continuous variable transmission clamping force control algorithm [J]. *China Mechanical Engineering*, 2014, 12(25): 1687-1693. (in Chinese)
- [15] SUN J D, FU W Y, LEI H, LIU Z P. Rotational swash plate pulse continuously variable transmission based on helical gear axial meshing transmission [J]. *Springer Journal*, 2012, 6(4) 1: 138-1142.
- [16] RAHMAN, ATATUR, SAZZAD B S, HOWWAIN A. Kinematics and non-linear control of electro-magnetic actuated CVT system [J]. *Journal of Mechanical, Science and Technology*. 2012, 26(07), 2189-2196.
- [17] 周兵, 李永辉, 袁希文, 等. 滑模极值搜索算法 ABS 控制及对汽车侧面稳定性补偿[J]. *振动与冲击*, 2016, 4(35): 121-126.
- ZHOU B, LI Y H, YUAN X W, *et al.*. Sliding mode extremum-seeking algorithm for control of ABS with vehicle lateral stability improvement[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 4(35): 121-126. (in Chinese)
- [18] 周兵, 徐蒙, 袁希文, 等. 基于滑膜极值搜索算法的车辆驱动防滑控制策略[J]. *农业机械学报*, 2015, 2(46): 307-311.
- ZHOU B, XU M, YUAN X W, *et al.*. Acceleration slip regulation based on extremum seeking control with sliding mode [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2015, 2(46): 307-311. (in Chinese)
- [19] 常琳, 金光, 范国伟, 等. 基于 terminal 滑模控制的小卫星机动方法[J]. *光学精密工程*, 2015, 2(23): 485-496.
- CHANG L, JIN G, FAN G W, *et al.*. Small satellite maneuver based on terminal sliding mode control [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 2(46): 307-311. (in Chinese)

#### 作者简介:



韩玲(1984—),女,吉林省长春人,博士后,讲师,2011年于吉林大学获得硕士学位,2015年于吉林大学获得博士学位,主要从事汽车无级变速,汽车检测诊断等方向研究。E-mail: hanling@ccut.edu.cn

#### 通讯作者:



高帅(1978—),男,山西晋中人,博士,工程师,2012年于吉林大学获得博士学位,主要从事汽车自动变速器研究、测试及产业化工作。E-mail: 64259725@qq.com