

基于主动耦合干预的无级变速器速比控制

郝允志^{1,2} 孙冬野¹ 秦大同¹ 林歆悠¹

1. 重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆,400044

2. 西南大学智能传动工程技术研究中心,重庆,400715

摘要:利用夹紧力与速比之间的耦合作用,在保证传动可靠的前提下,通过联合调节主从动轮油缸压力来干预速比控制,暂时提高系统压力以扩大速比变化率的可控范围。从速比跟踪性能、经济性、动力性、恶劣工况适应性、与夹紧力相关的传动可靠性、与速比变化率相关的舒适性等方面,研究了主动耦合干预控制方法的控制性能。对踏板开度突变工况、超车加速工况、冰雪路面打滑工况和循环工况等工况进行仿真,结果表明:主动耦合干预控制法在保证可靠性、经济性和舒适性的前提下,改善了速比跟踪性能,提高了动力性,增强了在驱动轮打滑等恶劣工况下的适应性,其中目标速比阶跃工况下的速比跟踪误差减小 11%~53%,从 30km/h 加速到 60km/h 的超车加速时间缩短约 0.7s。

关键词:车辆工程;无级变速传动;传动比;夹紧力;耦合

中图分类号:U463.2

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2012.03.014

Speed Ratio Control of Continuously Variable Transmission Based on Active Coupling Control Strategy

Hao Yunzhi^{1,2} Sun Dongye¹ Qin Datong¹ Lin Xinyou¹

1. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing, 400044

2. Intelligent Transmission Technology Institute, Southwest University, Chongqing, 400715

Abstract: Utilizing the coupling effect between clamping force and speed ratio, the shift speed is improved by conditioning the pressure of both primary and second pulleys' hydraulic cylinders. System pressure safety must be ensured to satisfy the clamping force which could meet the requirements of torque transmission. As a result, real ratio tracked the target more rapidly and shift speed range was enlarged. An active coupling control strategy was studied, which included shift speed, clamping force related transmission reliability, fuel economic, dynamic performance, hard condition adaptability, and shift speed related comfortableness. Simulation results show that by adopting active coupling control strategy, reliability, economic, and comfortableness are ensured while ratio tracking performance and power performance are improved. Particularly, ratio tracking error is reduced by 11%~53%, 30~60km/h overtaking acceleration time is shortened by 0.7s.

Key words: automotive engineering; continuously variable transmission; speed ratio; clamping force; coupling

0 引言

瞬态工况占欧洲行驶循环工况(new european driving cycle, NEDC)和日本 10-15 循环工况行驶距离的比例均在 30%以上,因此瞬态工况下的传动系统优化控制对提高车辆性能具有重要意义^[1-2]。对于无级变速器(continuously variable transmission, CVT),优化速比控制,以合理的速比变化率跟踪目标速比,是提高车辆瞬态工况性能的关键。

为提高速比控制性能,需要对传动系统的特性进行研究。Kim 等^[3]、何仁等^[4]对速比控制阀进行了试验研究,分别提出了优化的模糊控制算

法和滞后补偿算法。Kim 等^[5]建立液压系统模型,设计了改进的 PID 速比控制算法。Kim 等^[6]、邓涛等^[7]考虑传动损失、系统响应滞后和功率储备等因素,提出对发动机和变速器进行集成控制,设计了 τ 算法、转矩补偿算法和转速补偿算法。

夹紧力控制与速比控制之间具有耦合关系。现有的控制方法通常对速比和夹紧力进行独立控制,而不考虑两者之间的耦合关系^[8-10]。分析表明,仅通过调节主动轮油缸压力来控制速比,不能充分利用液压系统的工作能力。为提高瞬态工况下的速比控制性能,本文提出对夹紧力和速比进行协同控制,利用两者之间的耦合作用,通过联合调节主从动轮油缸压力来干预速比控制,扩大速比变化率可控范围。从速比跟踪性能、经济性、动

收稿日期:2011-03-14

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51075410);重庆市科技攻关计划资助项目(2010AC6049)

力性、工况适应性、传动可靠性和舒适性等方面,对耦合干预控制方法进行研究,研究结果表明该方法能够在不降低车辆原有性能的基础上,从多方面改善车辆性能。

1 速比变化率特性分析与试验

为建立准确的传动系统模型和设计控制算法,首先讨论速比变化率与车辆性能的关系,分析速比变化率的影响因素,并进行试验。

1.1 速比变化率与车辆性能之间的矛盾

速比变化率对车辆性能的影响主要包括两个方面:①从经济性和动力性方面考虑,提高速比变化率能够使发动机和变速器更快地过渡到目标工况,使发动机沿最佳经济/动力线等设定工作线运行;②从舒适性方面考虑,希望限制速比变化率,防止造成车辆顿挫或前冲而影响舒适性。由此可见,如果扩大速比变化率的可控范围,在速比控制中包含对速比变化率的控制,有利于进一步提高车辆性能。

1.2 速比变化率的可控参数

速比变化率的计算公式为

$$\frac{di}{dt} = K_i n_p (p_p - p_p^*) \quad (1)$$

式中, p_p 为主动轮油缸压力; p_p^* 为平衡状态下的主动轮油缸压力; n_p 为主动轮转速; K_i 为与速比 i 相关的比例系数。

式(1)中的 p_p^* 需要求解,且为便于分析速比变化率的影响因素,需对式(1)进行进一步推导。

稳态下的主从动轮夹紧力之比为

$$R_F = \frac{F_p^*}{F_s} = \frac{p_p^* A_p}{p_s A_s} \quad (2)$$

式中, F_p^* 为平衡状态下的主动轮夹紧力; F_s 为从动轮夹紧力; p_s 为从动轮油缸压力,即系统压力; A_p 为主动轮油缸作用面积; A_s 为从动轮油缸作用面积。

由式(2)求出 p_p^* , 并代入式(1)得

$$\frac{di}{dt} = K_i n_p (p_p - R_F p_s \frac{A_s}{A_p}) \quad (3)$$

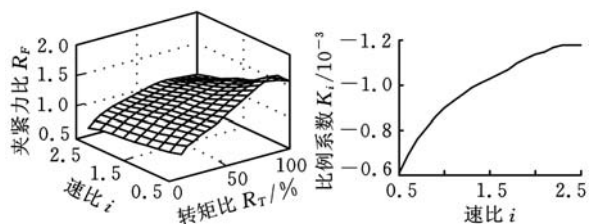
在特定工况下,即速比 i 和主动轮转速 n_p 已知的情况下, K_i 、 R_F 、 A_s 和 A_p 由变速器的固有特性和结构决定,因此只能通过调节 p_p 和 p_s 来改变速比变化率。

1.3 速比变化率试验

主从动轮夹紧力与速比之间的关系难以精确地用解析式描述,夹紧力比值的理论值与实际值存在较大误差,因此式(3)中的 K_i 和 R_F 通过 CVT 台架试验确定,在不同转速和系统压力条件下,突然改变主动轮油缸压力,根据速比变化曲线即可得到速比变化率,试验方法在文献[10]中已

有论述。

R_F 主要取决于转矩比和速比,其中转矩比定义为 $R_T = T_p / T_{pmax}$, T_p 是在系统压力 p_s 和速比 i 时所能传递的转矩, T_{pmax} 为其最大值。试验结果整理后如图 1 所示,该结果用于对速比变化率的分析 and 计算。



(a) R_F 的试验结果

(b) K_i 的试验结果

图 1 R_F 和 K_i 的试验结果

2 基于主动耦合干预的速比控制

速比变化率控制包括提高速比变化率和降低速比变化率两个方面。其中,降低速比变化率比较容易实现,因为任何时刻都存在与系统压力相平衡的主动轮油缸压力 p_p^* , 只需减小主动轮油缸实际压力 p_p 与平衡压力 p_p^* 之间的差值即可降低速比变化率,通过单独调节速比阀亦能实现。因此,本文重点对提高速比变化率的方法进行论述。

2.1 主动耦合干预控制方法的基本原理

所谓主动耦合干预控制,就是对夹紧力和速比进行协同控制,利用两者之间的耦合作用,通过联合调节主从动轮油缸压力来干预速比控制,扩大速比变化率可控范围。速比控制包括速比增大和速比减小两种情况,下面分别论述。

2.1.1 目标速比大于实际速比

由于降低速比变化率比较容易实现,因此只需研究该控制方法所能达到的最大速比变化率。根据式(3),为了得到最大速比变化率,将速比阀卸油口开至最大,则主动轮油缸压力 p_p 迅速减小,可得

$$\frac{di}{dt} \approx -K_i n_p R_F p_s \frac{A_s}{A_p} \quad (4)$$

在特定车辆工况下,式(4)中只有 p_s 可以直接控制, R_F 随 p_s 的变化而变化。根据图 1a 容易证明, $R_F p_s$ 随 p_s 的增大而增大,则最大速比变化率为

$$\left. \frac{di}{dt} \right|_{\max} \approx -K_i n_p R_F p_{smax} \frac{A_s}{A_p} \quad (5)$$

可见,在速比增大时,如果在主动轮油缸压力降至最低时仍不能满足对速比变化率的要求,那么就需要通过增大从动轮油缸压力来实现。

2.1.2 目标速比小于实际速比

为了充分发挥液压系统所能提供的最大速比变化率,主动轮油缸压力 p_p 应尽可能取最大值,当主动轮油缸压力低于最大值 p_{pmax} 时,即 $p_p < p_{pmax}$ 时,满足 $p_p \approx p_s$,若增大 p_s ,则 p_p 随之增大。

显而易见,为了提高速比变化率,在主动轮油缸压力达到最大值 p_{pmax} 时,不应再继续增大从动轮油缸压力。根据式(3)可得

$$\frac{di}{dt} \approx K_i n_p p_p (1 - R_F \frac{A_s}{A_p}) \quad (6)$$

为了覆盖夹紧力比值范围,主从动轮液压缸工作面积需满足关系式: $1 - R_{Fmax}(A_s/A_p) > 0$,由式(6)容易得到最大速比变化率为

$$\frac{di}{dt} \Big|_{max} \approx -K_i n_p p_{pmax} (1 - R_F \frac{A_s}{A_p}) \quad (7)$$

可见,当目标速比减小时,如果要提高速比变化率,在主动轮油缸压力低于最大值 p_{pmax} 时,增大从动轮油缸压力即可提高速比变化率。

对比式(5)和式(7),由于 $p_{smax} > p_{pmax}$,并且由图1a容易推出, $R_F > 1 - R_F(A_s/A_p)$,所以在大多数工况下,增大速比所能实现的最大速比变化率大于减小速比所能实现的最大速比变化率,这对于提高动力性和安全性是有利的,因为 CVT 设计中快速降挡的要求高于对快速升挡的要求。

2.1.3 速比变化率可控范围

为了定量分析主动耦合干预控制方式对速比变化率可控范围的影响,下面以特定工况为例,分别对速比增大和速比减小两种情况进行估算。取 $T_p = 50N \cdot m$, $n_p = 1500r/min$,经计算,结果如表1所示。采用主动耦合干预控制方式,在速比增大和减小时,最大速比变化率增大为原来的 3.04 倍和 1.26 倍。由此表明,主动耦合控制方式对扩大速比变化率可控范围具有十分明显的效果。

表 1 速比变化率可控范围比较

实际速比 i	目标速比 i_{igt}	最大速比变化率 $di/dt _{max}(s^{-1})$		速比变化率提高百分比 $\kappa(\%)$
		常规控制	耦合干预控制	
0.5	2.4	0.71	2.16	204
2.4	0.5	1.59	2.00	26

2.2 主动耦合干预控制方法的实现

速比控制在很大程度上就是对速比变化率的控制。由于现有 CVT 中没有主动轮油缸压力传感器,不能根据目标速比变化率计算目标油缸压力,并对速比变化率采取简单的开环控制方式,故只能通过实际速比计算速比变化率,采取闭环控制方式。速比控制和夹紧力控制模型的结构如图 2 所示。

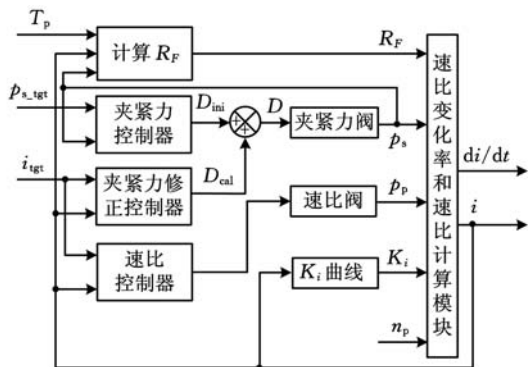


图 2 速比和夹紧力协调控制模型

与传统的控制模型相比,该模型只增加了夹紧力修正控制器模块,其余的模块不作改动。借鉴现有文献中针对传动系统特性而设计的控制算法^[5],夹紧力修正控制器采用带滞后补偿的分段 PID 控制算法。系统压力控制量由两部分组成:夹紧力控制器的输出控制量和夹紧力修正控制器的输出控制量。

2.3 传动可靠性和传动效率

设计夹紧力修正控制器应注意以下两点:①由于提高速比变化率是通过提高系统压力来实现的,所以实际夹紧力高于目标夹紧力,保证了转矩的可靠传递;②为了提高系统效率,需要在速比误差较小时,恢复传统的夹紧力控制,此时夹紧力修正控制器输出为零,以降低夹紧力和提高传动效率。

2.4 速比变化率的限制与舒适性

耦合干预控制仅在当前速比变化率不能满足要求时才提高速比变化率,旨在提供一种扩大速比变化率可控范围的方法,兼容现有的速比变化率限制方法。在速比控制中需要对速比变化率进行限制,避免对车辆舒适性造成不利影响,速比变化率限制方法已在许多文献中有论述,如根据工况计算速比变化率限制值^[7],或直接以车速、加速度或发动机有效功率作为控制目标等。

3 耦合干预控制法的控制性能分析

为研究耦合干预控制方法的性能,将其与常规控制方法进行较为全面的对比,考察主动耦合干预控制方法的可行性和控制效果。前文已经对与夹紧力控制相关的传动可靠性、传动效率、与速比变化率相关的舒适性进行了讨论,下面对速比跟踪性能、经济性、动力性、恶劣工况适应性进行论述。

3.1 目标速比跟踪性能

本文采用基于功率需求的控制策略,加速踏板开度代表驾驶员对车辆的有效功率需求。目标

速比取决于加速踏板开度和车速,通过施加阶跃的加速踏板开度就可使目标速比发生突变。

行驶工况分为 5 个阶段:①车辆以大油门起步加速至 13km/h 左右,此时变矩器处于解锁状态,目标速比为最大速比;②加速踏板开度突然降至 10%,目标速比减小,车速保持基本稳定;③加速踏板开度阶跃至最大值,目标速比突然增大,车辆处于急加速工况,变矩器在车速达到 15 km/h 时闭锁;④车辆加速至 40km/h 左右时,加速踏板开度突然减小至 10%,目标速比随之减小,车速保持基本稳定;⑤加速踏板开度再次阶跃至最大值,目标速比再次突然增大,车辆处于急加速工况。仿真结果如图 3 所示,整个过程包括变矩器解锁工况下的速比突增和突降,变矩器闭锁工况下的速比突增和突降,共计四种突变工况下的目标速比跟踪性能仿真。

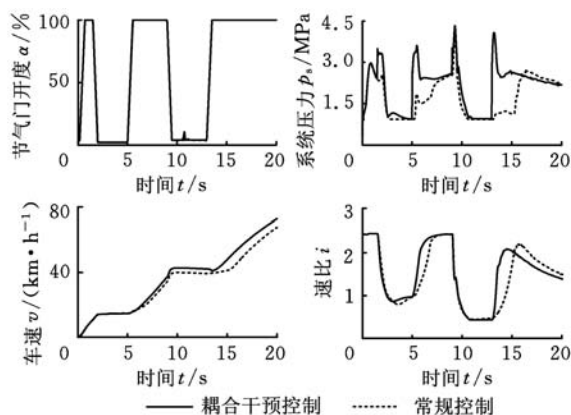


图 3 目标速比跟踪性能仿真结果

在工况①阶段,两种控制方法的车辆起步加速性能接近,这是因为起步时的初始速比和目标速比都是最大速比。整个起步过程的速比变化率处于较低水平,且设计液压系统时就保证了常规控制方法可以满足起步工况对速比变化率的要求。

在工况②和④阶段,目标速比减小,耦合干预控制方法使系统压力增大,速比变化率略有提高,速比误差平均减小 11%。

在工况③和⑤阶段,目标速比增大,耦合干预控制方法使速比变化率有了较大提高,平均速比误差减小 53%,加速性能优势明显。

3.2 经济性

为了分析耦合干预控制方法对经济性的影响,进行了循环工况仿真,结果如表 2 所示。通过暂时提高系统压力来调节速比变化率,在一定时间内,必然造成夹紧力增大而传动效率降低,同时液压系统损失也会增加。

表 2 两种控制方式经济性对比

循环工况	百公里油耗 Q(L)		节油率 γ (%)
	常规控制	耦合干预控制	
NEDC	7.43	7.42	0.131
10-15	7.21	7.21	0
UDDS	7.76	7.71	0.638

两种控制方式经济性对比结果表明,耦合干预控制方法对循环工况的燃油经济性影响较小,在美国城市道路工况(urban dynamometer driving schedule, UDDS)下经济性略有提高。这是因为耦合干预控制仅作用于目标速比快速变化的工况,而在循环工况中的目标速比变化基本都比较平缓。此外,速比变化率的提高使传动系统达到高效率目标工况点更快,弥补了因夹紧力增大而造成的功率损失。

3.3 动力性

在 3.2 节中已经讨论了起步加速工况,本节从超车加速工况考察动力性能。行驶工况设定为:①车辆正常起步,至车速基本稳定在 30km/h;②为了超车,加速踏板开度突然开至最大,车辆进入急加速工况,仿真结果如图 4 所示。耦合干预控制方法提高了车辆的超车加速性能,从 30km/h 加速到 60km/h 加速时间缩短约 0.7s。

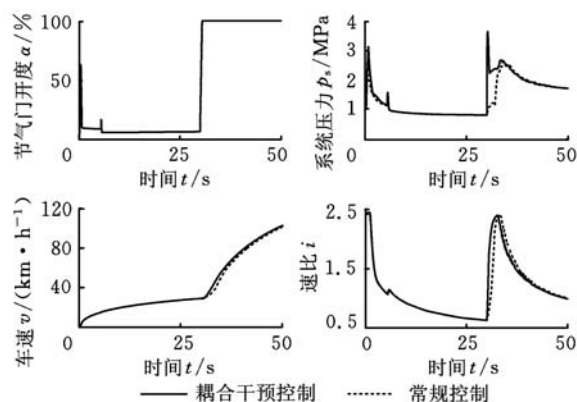


图 4 超车加速仿真结果

图 4 中显示,节气门开度阶跃为最大值后的短时间内,采用耦合干预控制方法的车辆加速性能与常规控制方法性能接近,大约 1s 后才开始表现出动力性方面的优势。这是因为急加速工况下的速比变化率处于限制值,发动机功率主要用于给自身和飞轮加速,传递至车轮的功率并未得到快速增大。

3.4 恶劣工况适应性

车辆由冰面打滑工况突然进入正常路面是一种比较恶劣的工况,对该工况进行仿真有利于考察耦合干预控制方法对工况变化的适应性。行驶工况设定为:①车辆驱动轮(前轮)位于冰面上,后轮位于滚动阻力较大的路面,车辆启动后随即进

入打滑工况,并逐渐稳定;②驱动轮突然进入水泥路面,结束打滑过程,驾驶员加大油门使车轮快速脱离冰面,车辆加速行驶。虽然后轮随后也进入冰面,但由于后轮不提供驱动力,仅仅使车辆滚动阻力降低,因此对车辆的行驶状态影响较小。仿真结果如图5所示。

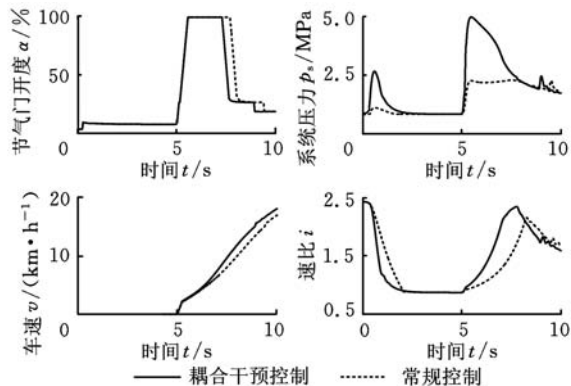


图5 驱动轮打滑工况仿真结果

车轮打滑工况属于轻载工况,目标速比较小,车辆驱动能力弱,在由低附着系数路面突然进入高附着系数路面时,需要快速提高驱动能力,要求速比快速增大。由图5可见,采用耦合干预控制法,在车辆进入正常路面时具有更好的加速性能,变矩器闭锁时间提前约0.5s,从而使车辆更容易通过具有低附着系数的路段。同时由于速比变化率的提高,更容易避免金属带的打滑,增强了对道路附着系数突变等特殊工况的适应能力。

4 结论

(1)提出了基于主动耦合干预的无级变速器速比控制方法。利用夹紧力控制与速比控制之间的耦合作用,在保证传动可靠的基础上,通过联合调节主从动轮油缸压力来干预速比控制,暂时提高系统压力,扩大速比变化率的可控范围。

(2)从速比跟踪性能、经济性、动力性、恶劣工况适应性、与夹紧力相关的传动可靠性、与速比变化率相关的舒适性等方面,研究主动耦合干预控制方法的控制性能。对踏板开度突变工况、超车加速工况、车轮打滑工况和循环工况等工况进行仿真,结果表明:主动耦合干预控制法在保证可靠性、经济性和舒适性的前提下,改善了速比跟踪性能,提高了动力性,增强了对驱动轮打滑等恶劣工况的适应性,其中目标速比阶跃工况下的速比跟踪误差减小11%~53%,从30km/h加速到60km/h超车加速时间缩短约0.7s。

参考文献:

- [1] Srivastava N, Haque I. A Review on Belt and Chain Continuously Variable Transmissions (CVT): Dynamics and Control[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44: 19-41.
- [2] Garbone G, Mangialardi L, Bonsen B, et al. CVT Dynamics: Theory and Experiments[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42: 409-428.
- [3] Kim T, Kim H. Low Level Control of Metal Belt CVT Considering Shift Dynamics and Ratio Valve On-off Characteristics[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2000, 14(6):645-654.
- [4] 何仁,夏晶晶,张涌,等. 基于滞后特性的无级变速器速比控制策略[J]. 中国机械工程,2009, 20(12): 1403-1406.
- [5] Kim P, Ryu W S, Kim H, et al. A Study on the Reduction in Pressure Fluctuations for an Independent Pressure-control-type Continuously Variable Transmission[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2008, 222(5): 729-737.
- [6] Kim T, Kim H. Performance of Integrated Engine-CVT Control Considering Powertrain Loss and CVT Response Lag[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2002, 216(7): 545-553.
- [7] 邓涛,孙冬野,秦大同,等. 无级变速传动系统综合控制仿真与试验[J]. 汽车工程, 2010, 32(1): 49-55.
- [8] 杨新桦,金国栋. 金属带式无级变速器控制任务的分解[J]. 汽车工程, 2009, 31(11): 1017-1019.
- [9] Meulen S V D, Jager B D, Noll E V D, et al. Improving Pushbelt Continuously Variable Transmission Efficiency via Extremum Seeking Control[C]// IEEE ICCA'2009. Saint Petersburg, Russia, 2009: 357-362.
- [10] Gauthier J P, Micheau P. A Model Based on Experimental Data for High Speed Steel Belt CVT [J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45: 1733-1744.

(编辑 王艳丽)

作者简介:郝允志,男,1982年生。重庆大学机械传动国家重点实验室博士研究生,西南大学智能传动工程技术研究中心讲师。主要研究方向为车辆动力传动及其控制。孙冬野,男,1966年生。重庆大学机械传动国家重点实验室教授、博士研究生导师。秦大同,男,1956年生。重庆大学机械传动国家重点实验室教授、博士研究生导师。林敬悠,男,1981年生。重庆大学机械传动国家重点实验室博士研究生。