

# 静液压传动车辆的复合控制

朱从民

**【摘要】** 针对柴油机为动力的静液压传动车辆设计了由两个模糊控制器、一个模糊自适应PI控制器和一个PID控制器组成的复合控制系统,并利用柴油机外特性曲线对柴油机工况进行优化,使柴油机根据静液压系统的功率需求自动进行调速,解决了使用中柴油机过载保护,利用柴油机转速补偿车速和静液压传动系统的时变非线性控制等问题。仿真与试验证明:该复合控制方式提高了以柴油机为动力的静液压传动车辆控制特性和系统匹配性能。

**关键词:** 静液压传动 复合控制 模糊控制 PID控制

**中图分类号:** TP273+.3 **文献标识码:** A

## Complex Control of Hydrostatic Transmission Vehicle

Zhu Congmin

(Xi'an University of Technology)

### Abstract

A complex controller, consisted of two fuzzy controllers, a fuzzy adaptive PI controller and a PID controller, was designed for hydrostatic transmission system and the diesel engine with the aim of improving the control characteristics of hydrostatic transmission vehicle and optimizing the power of the diesel. Using the control strategy, the diesel can be protected when overload, its speed can be increased to help the pump to achieve the required driving speed when displacement of the pump is already full and can be adjusted according to the power curve to improve the utilization ratio of output power of the diesel. The results of simulation and experiment showed the vehicle can maintain good running performance, the diesel engine and the hydrostatic transmission are coordinated perfectly.

**Key words** Hydrostatic transmission, Complex control, Fuzzy control, PID control

## 引言

静液压传动系统<sup>[1]</sup>通常由柴油机、变量泵和液压马达组成。由于车辆的速度由柴油机转速和变量泵的排量两个因素决定<sup>[2]</sup>,所以这种系统一般都采用自动变量泵(如恒功率变量泵、转速反馈敏感式变量泵等),通过控制柴油机油门来控制车辆的行驶速度。这样就引起了车辆的调速特性和柴油机节能的矛盾。如系统采用恒功率泵,变量泵会因路面负载的变化而改变排量,引起车速的不稳定;如采用转速反馈敏感式变量泵,变量泵会因柴油机的转速变化而改变排量,就不能最大限度地利用柴油机所能发出的功率,燃油利用率不高。为此,通过对柴油机和静

液压传动系统的理论分析和试验分析,研究一种复合控制系统,以提高柴油机为动力的静液压车辆的控制特性,优化柴油机的工况,达到节能的目的。

## 1 复合控制系统组成

图1为静液压传动的柴油车辆复合系统,由柴油机、电液伺服变量泵、定量液压马达、压力传感器、检测车轮速度的霍尔元件、油门执行器及其驱动器、复合控制器等组成。

## 2 系统分析

车辆静液压传动系统是一个复杂的双输入系统,柴油机转速和变量泵排量都可以控制车辆的行

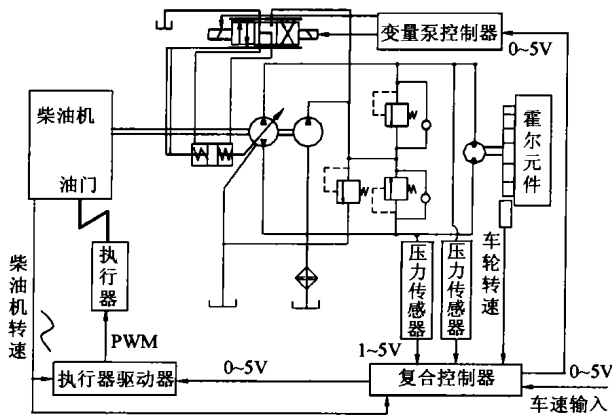


图 1 控制系统组成

Fig. 1 Principle of control system

驶速度。在车辆行驶速度控制系统中，要么采用自动变量泵，而仅控制柴油机油门；要么采用响应速度较高的静液压系统进行调速控制，而对柴油机实行自动转速控制，并对其工况进行优化以降低油耗。如采用自动变量泵会产生如引言中所述的缺点，所以，对于车辆静液压传动系统的调速控制和柴油机工况优化应采取后一种方案。

为使柴油机实现自动转速控制，必须进行电控化改造，加入 APEC3000 柴油机电子调速系统。它由电子油门执行器、控制器和柴油机转速传感器组成，采用 PID 控制方式进行闭环控制，自动调节柴油机油门，使柴油机能快速地稳定于设定转速。其控制原理见图 2。油门执行器是一个比例电磁铁，其作用是根据输入信号比例地拉动柴油机油门以调整柴油机转速。使用前应对 PID 控制器进行整定，图 3 为装有 APEC3000 调速系统的柴油机加载试验结果。加入 PID 控制的电子调速系统后的柴油机转速



图 2 APEC3000 柴油机转速控制器原理图

Fig. 2 Principle of APEC3000 controller of diesel

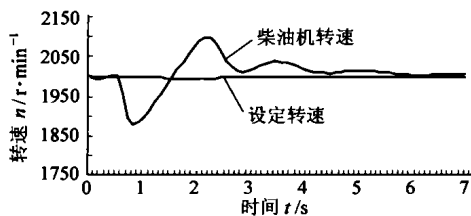


图 3 装有 APEC3000 调速系统的柴油机加载试验结果

Fig. 3 Experimental result of response of diesel with APEC3000

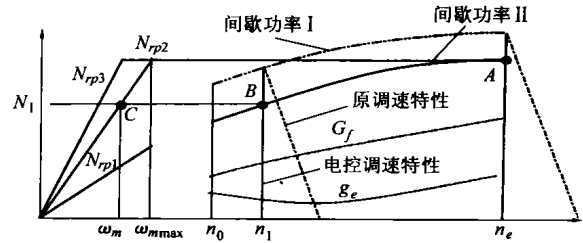


图 4 柴油机外特性及静液压系统需求功率的关系曲线

Fig. 4 Power curves of the diesel engine and the required power of hydrostatic transmission

平行于功率轴的若干条直线。

为优化柴油机的工况，必须对柴油机的负载功率进行检测，由变量泵和定量马达组成的静液压系统可作为柴油机的“测功器”。静液压系统的需求功率就是柴油机的负载功率，计算式为

$$N_r = p\omega_m D_m / \eta$$

式中  $N_r$ ——静液压系统的需求功率

$p$ ——液压马达进出油口压差

$\omega_m$ ——液压马达的转速

$D_m$ ——液压马达的排量

$\eta$ ——静液压系统的机械效率

柴油机负载功率是通过静液压系统压差和车轮马达转速的检测获得的。静液压系统的需求功率与液压马达转速的关系曲线如图 4 所示的  $N_{rp1}$ 、 $N_{rp2}$ 、 $N_{rp3}$  等，是若干条对应于马达压差并通过原点的射线族。

通常柴油机都以间歇功率 I (1 h 净功率) 作为标定功率。柴油机不可能稳定地工作于该曲线上，当系统中采用变量泵这种无级变速机构时，应以间歇功率 II (12 h 净功率) 进行标定<sup>[3]</sup>。间歇功率 II 一般相当于间歇功率 I 的 85%~90%，可作为工程机械、拖拉机等车辆的正常使用功率。采用间歇功率 I 有利于使用柴油机电子调速系统，柴油机在该曲线附近工作时，油门有一定的超调量。如图 4 中的 A 点，在车辆设计时可作为柴油机标定工作点。设柴油机负荷功率为  $N_1$ ，柴油机的工作转速范围为  $n_1 \sim n_e$ ，由于柴油机的每小时耗油量  $G_f$  随转速的上升而增加，当在较低的工作转速  $n_1$  则是柴油机在负荷功率为  $N_1$  时的较佳转速。此时柴油机的燃油消耗率  $g_e$  虽不是最低，但每小时耗油量  $G_f$  是最低的，同时静液压系统最大限度地利用了柴油机在转速为  $n_1$  时所能发出的最大功率。图 4 中转速为  $n_1$  时的电控调速特性曲线与间歇功率 I 的交点 B 是柴油机在负荷功率为  $N_1$  时的较佳工况点，因此，可以设计出图 5 所示的柴油机自动调速方案。通过静液压系统马达的转速及其压差的测量，计算出系统的功率需求，查询柴油机的特性曲线，设定柴油机的工作转

受负载变化的影响较小，具有电子调速系统的柴油机，其调速特性发生变化，如图 4 所示，可以认为是

速,由柴油机电子调速系统对柴油机转速进行调节。车辆的传动系统也就转变成一个单输入单输出系统。

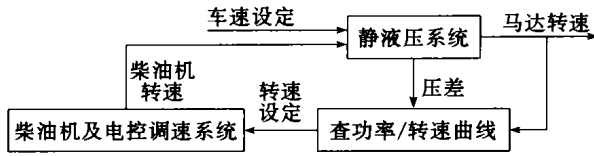


图5 柴油机转速设定原理图

Fig.5 Calculating the input of the diesel engine

### 3 复合控制系统设计

由于柴油机采用自动调速,其转速会随负载的变化而变化,影响了变量泵的转速,继而又影响了车辆行驶速度的稳定性,所以对静液压系统也应设置速度闭环控制。因为静液压系统属于一种时变非线性系统<sup>[4]</sup>,恒定参数的PI控制器很难适应控制系统的要求<sup>[5]</sup>,所以系统中设计了一个模糊自适应PI控制器,采用模糊逻辑增益调度表的方法来调节PI控制器比例项的增益。随着车速的增大,比例项的增益也应有所增大,经多次仿真和经验整定的方法得出静液压系统模糊逻辑增益调度表。对柴油机则采用PID控制器来调整其转速。

在实际应用中还应解决以下问题:

(1) 如果柴油机因为过载而不能达到所设定的转速时,变量泵应该减小排量以保护柴油机。

(2) 如果负载较小时,变量泵的排量已经达到了最大值,而柴油机的转速仍然保持与系统所需功率对应的转速,此时车速将无法达到设定值。因此此时柴油机应偏离功率优化控制模式,增加转速,使车辆达到行驶速度的要求值。

为了解决这两个问题,系统中设计了两个模糊控制器。控制器均是双输入单输出结构,其输入量都是车轮的转速误差  $E_m$  和柴油机的转速误差  $E_d$ ,其输出量分别是调整后的车轮转速误差  $E'_m$  和柴油机转速误差  $E'_d$ 。它们的模糊集定义如下: $E_m$  的模糊集为 {N,O,SP,P}; $E_d$  的模糊集为 {N,O,SP,MP,P}; $E'_m$  的模糊集为 {N,SN,O,SP,P}; $E'_d$  的模糊集为 {N,SN,O,SP,P}。其中,N表示负大,SN表示负小,O表示零,SP表示正小,MP表示正中,P表示正大。

静液压系统的模糊控制规则见表1,当柴油机过载引起柴油机转速和车速变化过大时,变量泵的排量应减小的规则见表1带\*部分。当柴油机转速差过大时,认为柴油机因负载过大而难于达到设定转速,静液压系统的模糊控制器应将马达的正转速差调整为负值,输出给静液压系统的PI控制器,PI

控制器会误认为“马达转速过高而降低变量泵排量”,从而减小了柴油机扭矩以保护柴油机。

表1 静液压系统模糊控制规则表(输出量为  $E'_m$ )

Tab.1 Fuzzy rules of hydrostatic transmission

$E_d$	$E_m$			
	N	O	SP	P
N	N	O	SP	P
O	N	O	SP	P
SP	N	O	SP	O*
MP	N	O	O*	SN*
P	N	N*	N*	N*

柴油机系统的模糊控制规则见表2,其中利用柴油机转速进行车速补偿的柴油机转速控制规则见表2带\*部分。当马达转速差为正,而且柴油机没有超载现象时,柴油机的模糊控制器应将柴油机的转速差调整为正值,输出给柴油机系统的PID控制器,PID控制器会误认为“柴油机转速过低而增加柴油机转速”,从而增加了静液压系统的流量,提高了车速。

表2 柴油机模糊控制规则表(输出量为  $E'_d$ )

Tab.2 Fuzzy rules of the diesel engine

$E_d$	$E_m$			
	N	O	SP	P
N	N	SN	SP*	SP*
O	SN	O	SP*	SP*
SP	O	SP	SP	P
MP	SP	P	P	P
P	P	P	P	P

设计的车辆复合控制系统,由两个模糊控制器、一个模糊自适应PI控制器和一个PID控制器组成,其原理如图6所示。

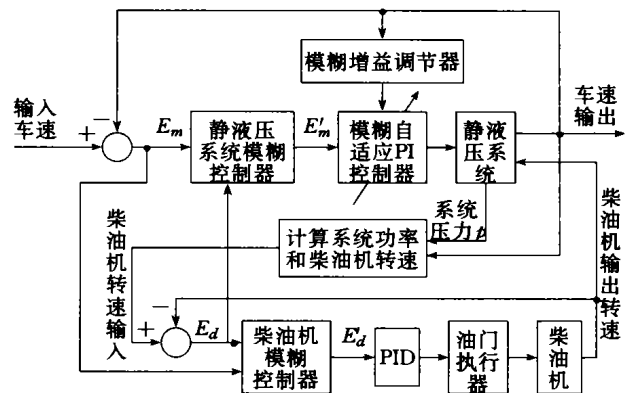


图6 车辆复合控制系统框图

Fig.6 Block diagrams of complex control system

### 4 试验

从复合控制系统的阶跃响应仿真结果(图 7)得出:控制系统的性能在响应速度和抗负载变化的能力方面都很好。从柴油机的转速变化曲线得出:加载时系统所需的功率增加,柴油机能自动提高转速以保证系统的功率需求。该控制系统通过 C51 微处理器为核心的控制电路在静液压传动叉车上进行了水平路面的加速试验。试验结果见图 8,可以看出:叉车在水平路面上行驶时,柴油机能随所需功率的升高而提速以保证系统的功率需求;叉车在起步时,柴油机转速未达到要求值,车速未增加,当柴油机转速达到设定值后,变量泵才开始工作,模糊控制器起作用。

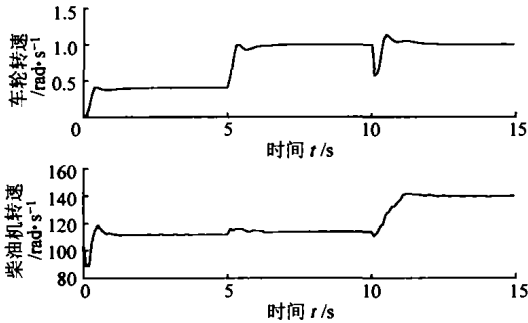


图 7 系统仿真结果(10 s 时加载)  
Fig. 7 Curves of simulation

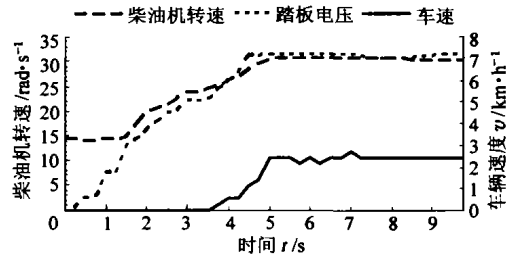


图 8 水平路面加速实验结果  
Fig. 8 Experimental curves of system used in a forklift

### 5 结束语

传统的车辆静液压传动系统控制方式存在系统匹配性能差和燃油消耗大的缺点,设计了由两个模糊控制器、一个模糊自适应 PI 控制器和一个 PID 控制器组成的复合控制系统,利用柴油机外特性曲线对柴油机的工况进行优化,解决了使用中柴油机过载保护、利用柴油机转速补偿车速和静液压系统的时变非线性控制等问题。系统的仿真与试验证明:这种复合控制的方法不仅能够满足整个系统的调速要求,而且能够使静液压系统最大限度地利用柴油机所发出的功率,优化了柴油机的使用工况,降低了车辆的燃油消耗。

### 参 考 文 献

- 1 王意. 行走机械液压驱动技术发展大观. 上海动力传动国际学术会议,1999.
- 2 Zhu C M, Lin T Q. Modeling and fuzzy-PID control of hydrostatic transmission and diesel engine. ISFP'03 International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, 2003.
- 3 许维达. 柴油机动力装置匹配. 北京:机械工业出版社,2000.
- 4 Novak N Nedic, Dragan H Prsic. Time variable speed control of pump controlled hydraulic motor using natural tracking control. IFAC Control of Industrial Systems, Belfort, France, 1997.
- 5 Kalervo Nevala, Jari Penttinen, Pekka Saavalainen. Developing of the anti-slip control of hydrostatic power transmission for forest tractor and optimisation of diesel engine. Advanced Motion Control, AMS'98-Coimbra, 1998.