

汽油机电液式可变气门正时系统响应性能仿真与试验*

班智博 谢辉 何宇

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

摘要: 汽油机电液式可变气门正时系统(VVT)的响应性能对发动机燃烧、排放均有重要影响,汽油机瞬态过程中电液式VVT应根据发动机工况快速调整到目标相位,但由于电液VVT的响应性能受到多方面因素的影响,其速度尚有进一步提升的空间。基于试验和仿真分析,对影响电液VVT响应性能的发动机转速、机油温度、机油压力等因素进行了分析,并详细分析了VVT阶跃响应过程各阶段的影响因素,提出了基于MAP查表的VVT前馈控制算法,试验结果表明,该算法能够实现VVT快速响应,同时保证稳定性。

关键词: 汽油机 可变气门正时 相位器 响应性能 控制算法

中图分类号: TK413.4 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2013)09-0012-07

Experiment and Simulation on Response Performance of Electro-hydraulic VVT System for Gasoline Engine

Ban Zhibo Xie Hui He Yu

(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: The response performance of electro-hydraulic VVT technology has significant influence on combustion and emission of gasoline engine. Actual valve timing value should be quickly adjusted to target value on transient operation conditions for gasoline engine. Response speed of electro-hydraulic VVT can be further improved since it has constraints for breakthrough. Factors which have influence on the response speed of electro-hydraulic VVT were studied by both experiment and simulation. Step response process was divided into several sub-process and analyzed. Feed forward control algorithm was designed and applied in VVT control. Experiment results showed that the proposed method could achieve rapid response of VVT and assure the stability at the same time.

Key words: Gasoline engine Variable valve timing Phaser Response performance Control algorithm

引言

汽油机可变气门正时技术(Variable valve timing, VVT)在对原机成本增加不大的情况下可有效改善发动机低速扭矩特性,并且对发动机的经济性和排放性能都有良好的促进作用。由于具有较高的性价比,因此受到学者的关注^[1~7],已有一批研究成果和产品。

按照技术原理不同,可变气门正时技术可以分

为电磁、电液、机械等几种类型^[8],其中电液式VVT因结构简单、成本低廉,而在汽车上被广泛应用。相位器是VVT系统的核心部件,它主要由叶片和外壳两部分组成,叶片和凸轮轴同步转动,外壳和曲轴同步转动,当叶片和外壳之间发生相对运动时凸轮轴和曲轴之间也同时发生了相对运动,也就改变了发动机的配气正时。

在日益严格的排放法规要求下,发动机VVT系统需要更快的响应速度与更强的可控性,国外汽车

公司对 VVT 的控制研究较多,产生了一批专利成果^[9-12],但现有的 PID 控制方法存在着稳定性与响应性之间的矛盾,且由于控制过程中缺乏对系统的了解,难以在发动机瞬态过渡过程中控制 VVT 的相位,导致发动机瞬态性能受到限制。

电液式 VVT 相位器的实质是符合牛顿运动定律的旋转液压缸机构,其影响因素较为复杂。驱动叶片动力来自于两侧液压油产生的压力差,阻力主要来自于凸轮轴,包括气门开启和关闭时交变的弹簧力以及凸轮轴旋转运动时的摩擦力。液压油本身的物理性质又随压力、温度等变化,在实际发动机中还与发动机的工况有关。相位器的工作条件如此复杂,研究各种因素对其响应性能的影响对于 VVT 系统的开发十分重要。

本文通过试验和仿真手段研究 VVT 响应速度的影响因素,并采用基于 MAP 的前馈控制算法对 VVT 进行控制。

1 试验装置及仿真模型

1.1 试验对象及试验平台

本文重点研究电液式 VVT 的瞬态响应速度,测试平台如图 1 所示。该平台可以模拟气门机构在实际发动机上的运行情况,通过调整变频电动机转速来模拟发动机转速变化,还可以调整机油温度、机油压力等参数,并通过 CAN 总线与上位机 PC 计算机通讯,实现试验数据的监控、记录、回放、计算等功能。

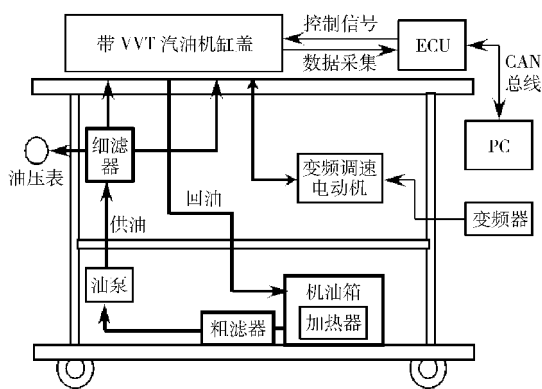


图 1 电液式 VVT 系统测试平台原理图

Fig. 1 Layout of VVT test bed

当发动机工况发生变化时, VVT 控制器根据发动机工况确定一个目标相位,求出目标相位和实际相位的偏差,用这个偏差值作为反馈信号进行 PID 闭环控制。其中,相位的计算是根据凸轮轴上安装的 4 齿码盘进行的,每个上升沿计算一次相位信号,发动机每循环可计算 4 次, ECU 对相位的控制也是每循环控制 4 次,这种采样和控制方式决定了 ECU

对 VVT 的采样频率低,控制有延迟。

自主设计的可变气门正时相位器^[13]如图 2 所示,本文的实验及仿真都是针对这一研究对象展开的。

1.2 仿真模型

本文采用 AMESim、Simulink 软件分别搭建了电液式 VVT 系统的物理模型和控制器模型,对图 2 所示的三叶片 VVT 相位器进行仿真。

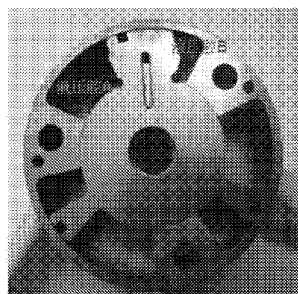


图 2 VVT 相位器实物图片

Fig. 2 Photo of VVT phaser

AMESim 和 Simulink 两个软件各有优点,前者擅长于对复杂的液压系统、机械系统进行建模,后者具有强大的数值处理能力及逻辑运算能力,因此利用 AMESim 提供的接口将两者耦合起来进行仿真,同时发挥两个软件的优势,以解决多领域系统(如控制领域和流体机械领域)的仿真问题。

采用这两款软件分别搭建了电液式 VVT 系统的物理模型和控制器模型。

在模型搭建前首先根据电液式 VVT 相位器的结构和 AMESim 软件的实际特点进行简化。电液式 VVT 相位器实质上是摆动式液压缸,本文的研究对象可以简化为 3 个往复式液压缸的串联。往复式液压缸的直线运动经过齿轮齿条机构可转换为旋转运动。

为了提高仿真计算的速度,用一个液压缸来进行计算,其受力情况可乘以合适的系数来反映实际的物理过程。

图 3 是用 AMESim 软件搭建的电液式 VVT 系统的物理模型,该模型主要由液压缸模型、气门弹簧模型、AMESim 与 Simulink 接口模块、液压油参数设置模块、三位四通电磁阀模型等组成。液压油参数设置模块用来设置液压油的各参数,包括液压油密度、弹性模量、粘度、温度等基本参数。接口模块的作用是传递 AMESim 和 Simulink 耦合的变量:一方面从 AMESim 将相位器旋转角度传递给 Simulink;另一方面接收从 Simulink 传来的变量,包括发动机转速和电磁阀的控制信号。液压缸模型根据前文提到的简化方法,将 VVT 相位器简化为一个往复运动的液压

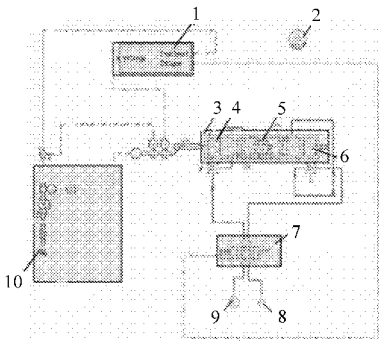


图3 VVT的AMESim物理模型

Fig. 3 Physical model for VVT system

1. Simulink 接口 2. 液压油参数设置模块 3. 液压缸模型 4. 液压腔 A 5. 质量块 6. 液压腔 B 7. 三位四通电磁阀 8. 油箱
9. 液压源 10. 气门弹簧机构模型

缸和一个齿轮齿条机构。通过设置该液压缸的缸径、泄漏、中间质量块的质量及位移等参数来对实际的可变气门机构进行仿真。由于实际工作中叶片和凸轮轴为一体,图3中质量块的质量应设置为两者之和。气门模型主要功能是模拟实际气门开启关闭时施加给VVT机构的扭矩。由于气门开启时给凸轮施加阻力,而关闭时给凸轮动力,故扭矩包括正扭矩和负扭矩。三位四通电磁阀连接着油泵、油箱、两个液压腔,由控制信号支配其柱塞动作。三位四通阀在VVT系统中起到重要的控制作用,它控制着液压油的流动方向和流动速率,从而控制了气门相位。电磁阀油道当量截面积、当量直径及通过油道的液压油质量流率计算公式为

$$d = 2 \sqrt{\frac{A}{\pi}} \quad (1)$$

$$q = A c \tanh \left(\frac{2d \sqrt{2\Delta p}}{p_{lanc}} \right) \quad (2)$$

式中 d ——电磁阀油道当量直径
 A ——电磁阀油道流通截面积
 q ——质量流率 c ——最大流动系数
 Δp ——压力差 p_{lanc} ——临界压力
 ρ ——液压油密度

VVT系统的结构比较复杂,影响因素众多,控制难度比较大。为探索VVT的控制方法,利用Simulink软件搭建VVT控制器模型,与AMESim搭建的物理模型配合使用,可同时研究VVT系统的控制规律及物理规律。

图4所示为在Matlab/Simulink中搭建的VVT系统控制器模型。有两个人机交互参数:发动机转速和目标相位需要仿真者手动输入。在仿真中假设该相位器安装在进气凸轮轴,气门相位用进气门打开时刻IVO表示。控制器采用传统的PID控制,其工作流程为:首先,分别计算曲轴转角和凸轮轴转

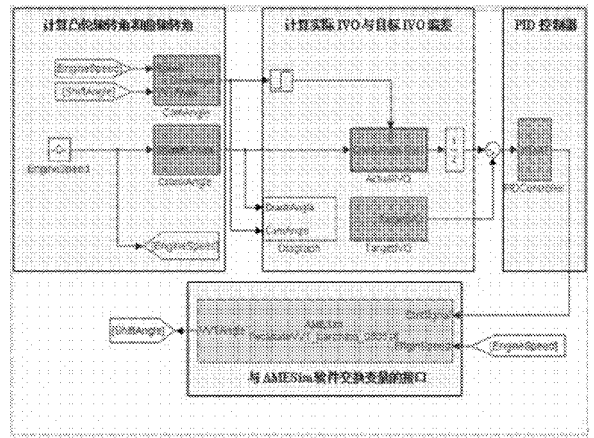


图4 电液式VVT控制器模型

Fig. 4 Controller model for VVT system

角;其次,计算实际气门开启实际相位与目标气门开启目标相位的偏差;最后,偏差值作为PID控制器的输入,经过PID控制器的运算产生控制指令,该控制指令通过与AMESim软件交换变量的接口传递给VVT物理模型中的电磁阀,进而控制相位器接近目标值。在Matlab/Simulink软件中采用离散仿真和离散的PID控制器模型。

1.3 仿真和实验结果的对比

图5所示为仿真结果和试验结果的对比,试验在图1所示的VVT测试平台上进行。试验及仿真条件为:曲轴转速1500 r/min,油温40℃,油压0.3 MPa。从图5中可以看出,试验和仿真中VVT相位均进行了40°CA的调整,仿真调整所需要的时间基本与试验一致,只不过试验中出现了微小的超调。

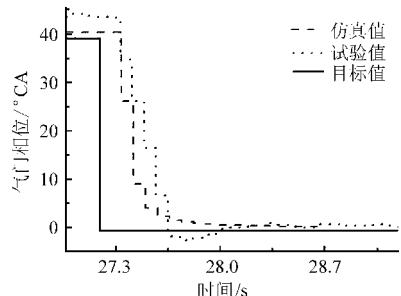


图5 试验结果和仿真结果的对比

Fig. 5 Comparison of experiment and simulation results

在实际发动机中相位的变化是连续的,但在控制器进行相位计算时,是通过加工在凸轮轴上的相位码盘和曲轴信号的比较计算得出的,根据所使用的凸轮轴码盘不同,每循环只能计算1~4次相位信号,因此图5中出现了阶梯状变化的相位。

2 电液式VVT运动规律试验分析

2.1 典型VVT系统响应过程

为了解VVT系统的基本运动规律,利用不同的控制信号对VVT系统进行测试,即分别测试不同工

况下,VVT系统对0、30%、70%、100%这4种占空比控制信号的响应情况。

图6表示了1750 r/min、油温40℃、机油压力0.3 MPa工况条件下的试验结果,虚线所示的控制信号前后发生了两次变化:第1次控制信号变化前使可变气门正时系统维持在初始位置,当控制信号跳变后,经过一定的延迟,可变气门正时系统开始动作,以图中点划线所示时刻为起点,保持确定的动作速率匀速运行;第2次控制信号变化后,可变气门正时系统同样经过一定的延迟,动作速率变为0,维持在另一个稳定位置。

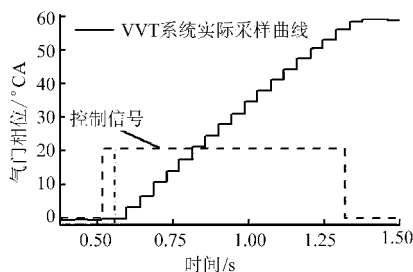


图6 VVT系统响应过程

Fig.6 Response process of VVT system

在所研究的工况范围内,可变气门正时系统均呈现相同的响应规律,即每次控制信号改变均对应一定时间长度的延迟和匀速运动。由于采样精度的限制,不同工况条件下的延迟时间难以得到,将在后面通过仿真进行分析。

2.2 不同转速下动作速率与控制信号之间的关系

图7所示是试验台架进气侧可变气门正时机构在油温为40℃、机油压力为0.4 MPa时,转速变化对控制信号作用的影响。可以看到,随着转速的上升,各个占空比下控制信号对应的可变气门正时系统动作速率都大幅下降,这是气门机构中的摩擦力和碰撞损耗随转速升高而增加造成的。同时,0与30%占空比信号对应的动作速率要明显低于70%与100%占空比信号对应的动作速率,其原因来自于部分作用方向不变的负载力,即当相位器正向动作时其为阻力,而相位器反向动作时其为动力,所以造成了相位器这种正反运动速率的差距。系统在30%与70%占空比对应的部分强度控制信号作用下动作速率也要小于0与100%占空比信号作用下的极限动作速率。

2.3 不同温度下动作速率与控制信号之间的关系

图8为不同温度条件下,可变气门正时系统的响应情况,转速为1750 r/min,油压为0.4 MPa。

从图8可以看到,当温度上升时,各个占空比控制信号下系统的动作速率均逐渐上升,显然最直接的原因是温度上升引起的机油粘度下降,机油的流

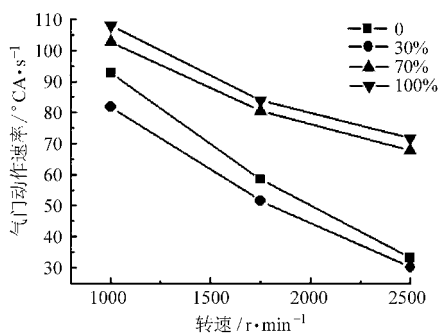


图7 不同控制信号下动作速率与转速的关系

Fig.7 Relationship of VVT response speed and engine speed at different PWM duty cycles

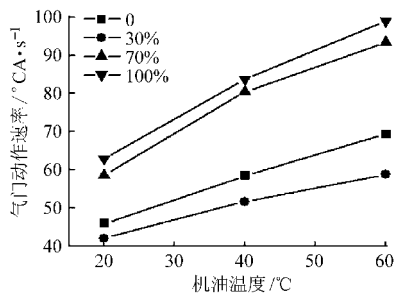


图8 不同控制信号下动作速率与机油温度的关系

Fig.8 Relationship of VVT response speed and oil temperature at different PWM duty cycles

动能力以及填充能力均增强,在保持相同的供油压力时,系统机油流率上升,动作速率也增加。同时,温度上升也会改变可变气门正时系统中各个部件的配合状态,引起系统中包括摩擦力、弹力、阻尼和碰撞损耗在内的总负载力的变化。

2.4 不同机油压力下动作速率与控制信号之间的关系

图9所示为转速1750 r/min、机油温度40℃时不同压力条件下可变气门正时系统的响应情况。由于油压变化对机油粘度影响小,在转速不变的情况下,可认为系统总的负载力基本恒定,当油压上升时,阀门开度不变,液压油流率上升,为了保持转子两侧的压力状态,转子必须以更快的动作速率运动以吸收增长的液压油流率,故系统动作速率随压力上升而增加。

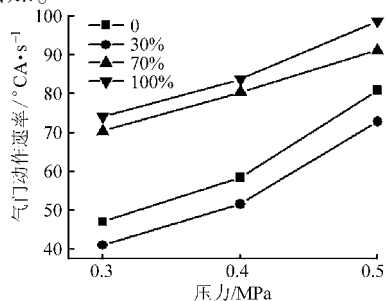


图9 不同控制信号下动作速率与压力的关系

Fig.9 Relationship of VVT response speed and oil pressure at different PWM duty cycles

3 电液式 VVT 响应延迟时间仿真分析

可变气门正时系统的工作过程实际上是一个电-磁-液-力的转化传递过程,从控制信号发出到系统最终以一定动作速率运动的时间差定义为系统响应延迟时间。为了解该过程中系统各参数的变化情况,在仿真平台上进行了测试,工况点为 1 500 r/min, 40℃, 0.4 MPa, 结果如图 10 所示。

首先,在 0.2 s 时,控制信号变化,比例电磁阀中电流上升,电磁力逐渐增大,经过时间 t_1 ,电磁力克服弹簧阻力、液动力和摩擦力的共同作用,阀芯开始动作,此时电磁阀电流略有下降,然后继续上升,推动电磁阀阀芯至指定位置,由于阀芯惯性的存在,此过程略有振荡。

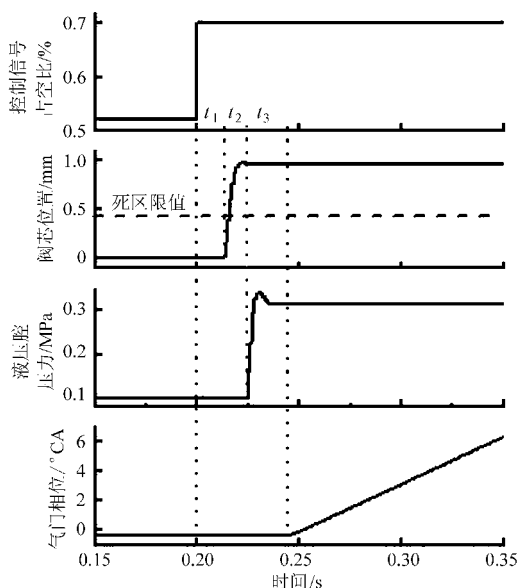


图 10 可变气门正时系统响应速度的仿真分析结果

Fig. 10 Simulation results on VVT response speed

从电磁阀开始动作,经过时间 t_2 ,阀芯越过死区限值且具有一定开度,液压油压力波从电磁阀传递至相位器,相位器液压腔压强开始上升。

又经过时间 t_3 ,相位器液压腔内压强上升至足够大时,作用于叶轮转子上的液压力足以克服系统总的负载力,从而推动系统动作。

在上述过程中,存在着 3 个关键的时间段:从控制信号发出到电磁阀阀芯刚开始运动的时间 t_1 ,称作信号延迟时间, $t_1 = 13$ ms;电磁阀刚打开至相位器液压腔压强开始上升的时间 t_2 ,称作电磁阀打开时间, $t_2 = 9$ ms;液压腔压强开始上升至液动力足够大到推动可变气门正时系统动作的时间 t_3 ,称作压力上升时间, $t_3 = 17$ ms。3 个时间相加,即是从信号改变到可变气门正时系统动作的时间,即响应延迟时间

$$\Delta t = t_1 + t_2 + t_3 = 39 \text{ ms} \quad (3)$$

由于系统中各个过程均受到工况条件的影响,需要了解各个分段时间 t_1 、 t_2 、 t_3 以及总的响应延迟时间 Δt 随工况条件的变化情况。

3.1 t_1 随温度、机油压力的变化

电磁力与摩擦力、液动力、弹簧弹力之间的关系决定了电磁阀阀芯的运动状态,由于摩擦力、液动力只和液压油的温度、油压有关,故只研究这两个因素的影响。

如图 11 所示,当油温从 20℃ 上升至 60℃ 时,响应延迟时间略有下降,油压为 0.4 MPa 时,从 15.1 ms 减少到 12.3 ms,其原因来自于两方面:由于温度上升,机油粘性改变引起的摩擦系数下降;温度上升引起的阀芯与阀套配合间隙增加。当油压从 0.3 MPa 升高至 0.5 MPa 时,响应延迟时间有所上升,原因是油压升高导致电磁阀两侧压差增加,电磁阀阀芯动作需要克服的液动力增加。

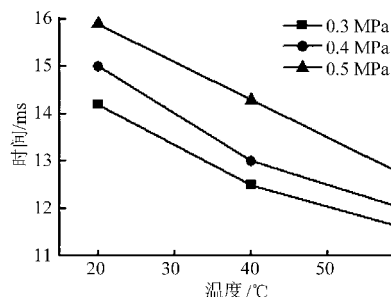


图 11 信号延迟时间随机油温度、机油压力的变化关系

Fig. 11 Simulation on signal delay time at different oil temperatures and pressures

3.2 t_2 随温度、机油压力的变化

电磁阀打开时间实际包括两个时间段:电磁阀阀芯越过死区并打开足够大开度的时间;压力波从电磁阀阀口传递至相位器的时间,但是由于液压油压力波传递速度为当地声速,该时间可忽略。所以电磁阀打开时间也是取决于电磁力、摩擦力、液动力和弹簧弹力之间的大小关系,因此同样考虑温度和油压的影响。仿真结果如图 12 所示。

可以看到,油温、机油压力的变化并没有引起电

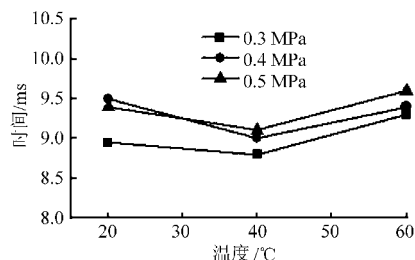


图 12 电磁阀打开时间随温度、机油压力的变化关系

Fig. 12 Solenoid valve opening time at different oil temperatures and oil pressures

电磁阀打开时间的明显变化,原因是阀芯运动过程中电磁力与弹簧弹力起主导作用,而两者受油温、油压变化的影响较小。

3.3 t_3 随转速、温度、机油压力的变化

相位器液压腔内压强上升,液压动力克服气门机构总的负载力推动内转子与相位器外壳进行相对运动。该过程实际上包括液压油填充与压力积聚两个过程,与系统的转速、温度、油压均相关,其关系如图 13 所示。

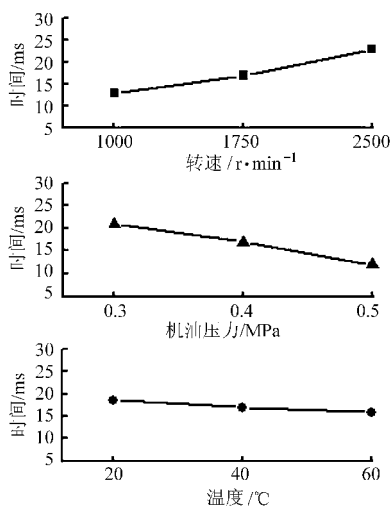


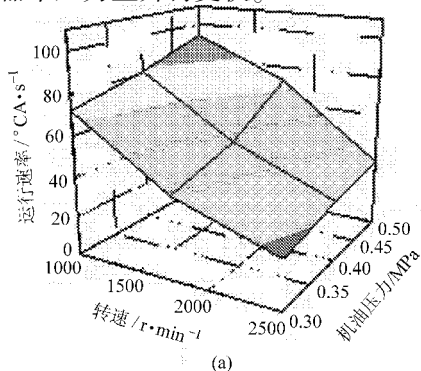
图 13 压力上升时间随转速、机油压力、温度的变化关系

Fig. 13 Oil pressure increase time at different engine speeds, oil temperatures, oil pressures

首先,当转速从 1 000 r/min 上升至 2 500 r/min 时,压力上升时间大幅增加,原因是转速上升引起系统总的负载力增加,克服气门机构负载力需要的液压压强增加,故压力上升时间增大。

其次,当温度上升时,压力上升时间减小,原因一是机油粘度下降引起的摩擦力变化,二是粘度下降后液压油的填充能力增强。

再者,当油压增加时,压力上升时间减小,其原因是油压增加后,相同流通截面积下液压油的流动速率增加,相位器中压力上升得更快。



总的来看,在不同的转速、温度、油压情况下,响应延迟时间变化范围为 30 ~ 50 ms,由于 VVT 系统采样精度的限制,该时间难以利用试验数据标定,故实际应用时可根据工况条件对仿真数据查表得到,与实际情况的误差在几毫秒之内,可忽略。

4 电液 VVT 前馈控制算法及控制效果

根据上述的试验和仿真分析可知,影响 VVT 响应性能因素众多,且实际发动机中转速、油压、油温等存在相互作用,造成 VVT 相位控制上的困难。传统的 PID 控制不考虑系统本身的特性,仅用目标值和实际值的偏差进行控制,难以同时保证控制的快速性和稳定性,本文给出了基于 MAP 查表的前馈控制算法,如图 14 所示。MAP 表中的数值是上述试验和仿真的结果,图 15 所示是 VVT 前馈控制算法中的 2 张 MAP 图。

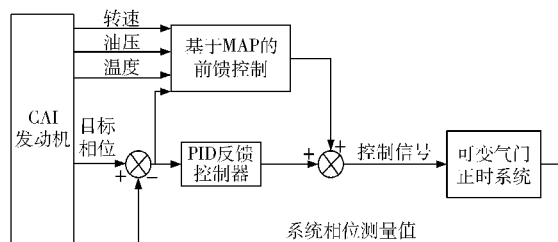


图 14 基于 MAP 查表的 VVT 前馈控制算法框图

Fig. 14 VVT feed forward control strategy based on lookup tables

该控制算法中主要包括基于 MAP 的前馈算法模块和 PID 反馈控制器。基于 MAP 的前馈算法中使用了能够反映 VVT 系统响应性随工况变化规律的 MAP 表,以实现 VVT 瞬态过程的快速调节。基于 PID 反馈控制器通过反馈控制来校正前馈 MAP 的不准确性,以达到提高稳态控制精度的目的。控制效果如图 16 所示。

如图 16 所示,对于纯 PID 控制,当目标值发生

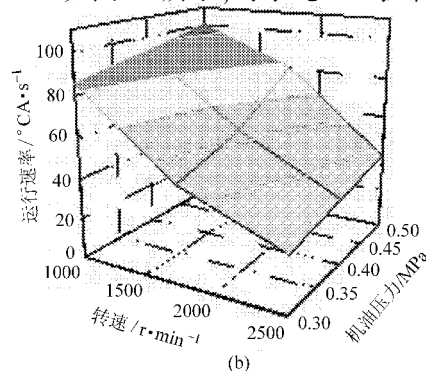
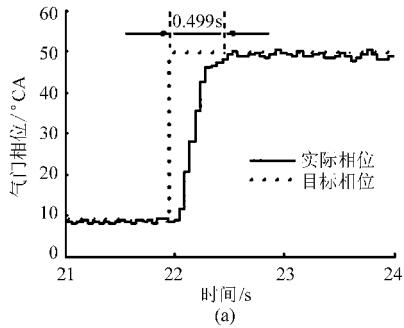


图 15 前馈控制 MAP 示例

Fig. 15 VVT system feed forward control MAPs

(a) 占空比为 0, 机油温度 40°C (b) 占空比为 30%, 机油温度 40°C

变化时,实际值与目标值有较大的偏差,由于比例环节的作用,PID控制器会立刻发送一个较大的控制信号促使系统快速响应。当系统逐渐接近目标值时,由于偏差逐渐缩小,而比例参数未发生变化,系统的控制信号以三角形的形式逐渐减小,控制作用减弱,动作速率下降,从而使调节时间延长。为了缩



短调节时间,PID控制中会使用较大的比例系数,但这样往往会带来系统的超调和稳态时的大幅振荡,如图16b所示,导致整个调节过程时间增加,本例为0.695s。所以,对于PID控制方式,总会存在快速性和稳定性的折衷,为了避免超调,必须减小比例系数,但又使得其控制的响应速度下降。

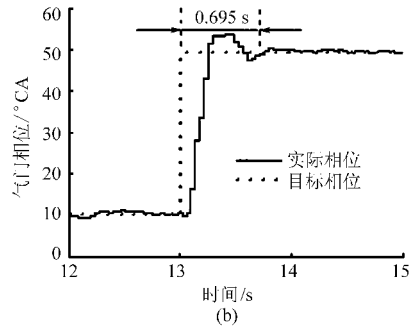


图16 VVT系统前馈控制与PID控制效果

Fig. 16 Feed forward control and PID control

(a) 前馈控制结合PID控制 (b) 纯PID控制

而对于图16a所示的基于MAP的前馈结合PID的方式,系统的瞬态调节过程主要由前馈作用来实现。由于所开发的前馈MAP能够根据工况计算出系统当前的极限动作速率,并根据实际值与目标值的差值计算出系统从当前位置运行至目标位置所需要的时间,在这段时间内,前馈MAP持续发出极限控制信号,使系统以最大速率动作,当接近目标值时,前馈控制会提前结束,而反馈控制发挥主要作用,由于此时偏差已经很小,较大的比例系数也不会引起系统超调,整个调节过程耗时仅0.499s,较纯PID方法提高了28%。

5 结论

(1) 由于实际系统采样能力有限,在固定的控制信号作用下,VVT的行为可划分为两个阶段:响应延迟阶段和匀速运动阶段。匀速运动阶段反映了VVT在特定工况条件下的动作能力,试验测试结果表明,由于摩擦、碰撞损耗的存在,VVT正反向调节

速度存在着较大的差异;同时,两侧调节速度随工况条件变化呈相同趋势改变:转速的升高致使摩擦、碰撞损耗急剧增加,VVT调节速度大幅下降,而压力、温度升高则会使液压油流动和填充能力增强,使VVT调节速度大幅上升;响应延迟阶段源于液压系统各个部分的惯性,进一步可细分为信号延迟时间、电磁阀打开时间和压力上升时间,这3个时间段的长短受转速、温度和油压的影响,使总的响应延迟时间在一定范围内变化。仿真研究表明,VVT系统的响应延迟过程随工况条件变化的范围为30~50ms。本文建立了运行速度及响应延迟时间基于VVT工况条件的MAP表。

(2) 基于所开发的VVT系统前馈MAP,设计了相应的前馈-反馈控制算法,并在试验平台上与传统的PID反馈控制算法进行对比。由于前馈环节的存在,能够在瞬态过程中预测VVT系统的动作,从而避免了不必要的超调和波动,实现了控制过程快速性与稳定性的有效结合。

参 考 文 献

- 1 Rebbert M, Kreusen G, Lauer S. A new cylinder deactivation by FEV and Mahle[C]. SAE Paper 2008-01-1354, 2008.
- 2 Postriotti L, Foschini L, Battistoni M, et al. Experimental and numerical study of an electro-hydraulic camless VVA system[C]. SAE Paper 2008-01-1355, 2008.
- 3 Battistoni M, Mariani F, Foschini L, et al. A parametric optimization study of a hydraulic valve actuation system[C]. SAE Paper 2008-01-1356, 2008.
- 4 Schneider M, Krueger K, Ulbrich H. Experiments and simulation of hydraulic cam phasing systems[C]. SAE Paper 2008-01-1357, 2008.
- 5 Hattori M, Inoue T, Mashiki Z, et al. Development of variable valve timing system controlled by electric motor[C]. SAE Paper 2008-01-1358, 2008.
- 6 Gehrke S, Weiskirch C, Eilts P. Development and implementation of a variable valve actuation system to a HD diesel engine[C]. SAE Paper 2008-01-1359, 2008.

- oil for biodiesel production[J]. *Bioresource Technology*, 2011, 102(11):6 617 ~ 6 620.
- 6 Krisada Noiroj, Pisitpong Intarapong, Apanee Luengnaruemitchai, et al. A comparative study of KOH/Al₂O₃ and KOH/NaY catalysts for biodiesel production via transesterification from palm oil[J]. *Renewable Energy*, 2009, 34(4):1 145 ~ 1 150.
- 7 Ayhan Demirbas. Comparison of transesterification methods for production of biodiesel from vegetable oils and fats[J]. *Energy Conversion and Management*, 2008, 49(1):125 ~ 130.
- 8 Cumali İlkılıç, Selman Aydın, Rasim Behcet, et al. Biodiesel from safflower oil and its application in a diesel engine[J]. *Fuel Processing Technology*, 2011, 92(3):356 ~ 362.
- 9 Mustafa Canakei. Production of biodiesel from feedstocks with high free fatty acids and it's effect on diesel engine performance and emissions[D]. Ames, IA: Iowa state University, 2001.
- 10 Zafer Utlu, Mevlüt Süreyya Koçak. The effect of biodiesel fuel obtained from waste frying oil on direct injection diesel engine performance and exhaust emissions[J]. *Renewable Energy*, 2008, 33(8):1 936 ~ 1 941.
- 11 梅德清,袁银男,孙平,等. 生物柴油发动机燃烧火焰与放热过程特性研究[J]. *农业机械学报*, 2012, 43(11):26 ~ 30.
Mei Deqing, Yuan Yinnan, Sun Ping, et al. Features of burning flames and heat release process of biodiesel engine[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2012, 43(11):26 ~ 30. (in Chinese)
- 12 Stamatov V, Honnery D J Soria. Combustion properties of slow pyrolysis bio-oil produced from indigenous Australian species[J]. *Renewable Energy*, 2006, 31(13):2 108 ~ 2 121.
- 13 Czernik S, Bridgwater A V. Overview of application of biomass fast pyrolysis oil[J]. *Energy and Fuels*, 2004, 18(2):590 ~ 598.
- 14 张雷,郭子如,丁以斌. 高速摄像在火焰传播中的应用[J]. *煤矿爆破*, 2007(3):16 ~ 19.
Zhang Lei, Guo Ziru, Ding Yibin. Application of high-speed image pick-up in study of flame-propagation[J]. *Coal Mine Blasting*, 2007(3):16 ~ 19. (in Chinese)
- 15 王忠,袁银南,梅德清,等. 生物柴油燃烧过程内窥镜高速摄影实验研究[J]. *内燃机学报*, 2007, 25(2):163 ~ 166.
Wang Zhong, Yuan Yinnan, Mei Deqing, et al. Experimental study on combustion process of bio-diesel fuel with end scope high speed photography[J]. *Transactions of CSICE*, 2007, 25(2):163 ~ 166. (in Chinese)
- 16 何旭,郑亮,赵陆明,等. 生物柴油喷雾、着火和燃烧特性试验研究[J]. *内燃机工程*, 2012, 33(5):41 ~ 45.
He Xu, Zheng Liang, Zhao Luming, et al. Experimental research on the spray, ignition and combustion characteristics of biodiesel[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2012, 33(5):41 ~ 45. (in Chinese)
-

(上接第 18 页)

- 7 Picon V, Postel Y, Nicot E, et al. Electro-magnetic valve actuation system; first step toward mass production[C]. *SAE Paper* 2008-01-1360, 2008.
- 8 王力彪,何邦全,谢辉,等. 发动机可变气门技术的研究进展[J]. *汽车技术*, 2005(12):4 ~ 9.
Wang Libiao, He Bangquan, Xie Hui, et al. Study progress of engine variable valve technology[J]. *Automobile Technology*, 2005(12):4 ~ 9. (in Chinese)
- 9 Ekdahl E, Quinn S B. VCT cam timing system utilizing calculation of intake phase for dual dependent cams; U. S., 6745732[P]. 2004-06-08.
- 10 Morikawa J, Isobe D. Valve timing control apparatus for an internal combustion engine; U. S., 6109224[P]. 2000-08-29.
- 11 Takahashi S. Control device for a variable valve timing mechanism of an engine; U. S., 6352016[P]. 2002-03-05.
- 12 Moriya Y. Value performance control apparatus for internal combustion engine; U. S., 5769044[P]. 1998-06-23.
- 13 谢辉,班智博,何邦全,等. 用于 HCCI 发动机的可变气门定时机构:中国,201110219766.5[P]. 2011-10-21.