

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.11.008

可变凸轮相位器响应特性试验研究*

张力¹ 谢博强¹ 江亮¹ 袁志强² 付秋波² 王孟¹

(1. 重庆大学机械工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆长安汽车股份有限公司汽车工程研究院, 重庆 401120)

【摘要】 为研究各运行参数下可变凸轮相位器(VCP)的响应特性,构建了试验测试平台,提出了计算凸轮相位器动态响应时间的方法。该平台可测试发动机转速、润滑油温度和压力等运行参数下,相位变化最大转角时提前、滞后方向的响应时间。试验结果表明:相位提前方向调节响应速度小于滞后方向;发动机转速对相位器响应速度影响不明显;随着润滑油温度的升高,响应速度加快,但温度大于70℃时,响应变化的幅度减小;当润滑油压力增加,响应速度增大,且低压(0.4 MPa以下)时影响较大。

关键词: 汽油机 可变凸轮相位器 响应速度 试验台

中图分类号: TK413.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)11-0036-05

Experiment on Response Characteristics of Variable Cam Phaser

Zhang Li¹ Xie Boqiang¹ Jiang Liang¹ Yuan Zhiqiang² Fu Qiubo² Wang Meng¹

(1. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China

2. Chang'an Automotive Engineering Institute, Chang'an Automobile Co., Ltd., Chongqing 401120, China)

Abstract

In order to study the response characteristics of variable cam phaser (VCP) under each operating parameter, a test bench was built up, and the methods for calculating the dynamic response time of VCP were put forward. The response time of the maximal VCP advance and retard position, under operating parameter include engine speed, hydraulic oil's pressure and temperature, can be measured. The experimental results indicate that response speed under the advance direction regulating of VCP is less than retard direction. Engine speed doesn't have much prominent effect on VCP response speed. As the increase of oil's temperature, the response speed become faster, but the rate of change is decreasing when the temperature higher than 70℃. The response speed augments as the oil's pressure increases, especially in low pressure (lower than 0.4 MPa).

Key words Gasoline engine, Variable cam phaser, Response speed, Experimental bench

引言

可变凸轮相位器(VCP)技术是改善点燃式汽油机燃油经济性、提高动力性和降低排放最为有效的措施之一^[1]。该技术能够优化气门特征参数,满足发动机在高转速与低转速、大负荷与小负荷时动力性、经济性和废气排放的要求,整体提高发动机综合性能^[2]。到目前为止,国外已研制出采用液压控制的VCP机构,并且应用范围比较广泛^[3-4],典型的

应用包括进气VCP、排气VCP、进排气等相位VCP和进排气独立相位VCP^[2,5]。

VCP性能评价指标包括系统的快速响应特性和相位保持特性。关于相位保持特性及其控制已有大量研究,而对于快速响应特性,大多研究只针对VCP系统要求可变凸轮相位器调节时间大约为0.5 s,或者响应速度为100~120°CA/s^[5-8]。同时VCP机构产品设计和验证流程的一个重要环节是:测试发动机转速、润滑油温度和压力对零部件性能

收稿日期:2011-12-02 修回日期:2012-02-13

* 重庆市科技攻关重点项目(CSTC2008AA6024)

作者简介:张力,教授,博士生导师,主要从事内燃机燃烧测试、内燃机结构设计研究,E-mail:zhangli20@cqu.edu.cn

和相位器响应特性的影响。为此,本文以具有叶片式可变凸轮相位器机构的 D20VVT 发动机为研究对象,构建可变凸轮相位器响应特性测试的试验平台,研究各运行参数(发动机转速、润滑油温度和压力)与相位器响应特性的关系,为相位器的深入研究提供有效工具。

1 试验

1.1 试验平台

可变凸轮相位器(VCP)系统主要由 VCP、机油控制阀(OCV 阀)、相位器液压系统、凸轮轴相位传感器、曲轴正时传感器和电子控制单元 ECU 等组成。VCP 安装于进气凸轮轴前端,OCV 阀和凸轮轴相位传感器安装于发动机缸盖上,因此,试验平台中只使用了发动机缸盖。围绕缸盖构建的试验系统结构示意图如图 1 所示。

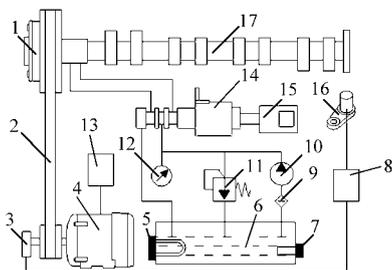


图 1 试验系统结构示意图

Fig. 1 Schematics of experimental system

1. 凸轮相位器
2. 正时胶带
3. 转速传感器
4. 变频调速电动机
5. 电加热器
6. 油箱
7. 温度传感器
8. DEWE2010 采集系统
9. 滤清器
10. 油泵
11. 溢流阀
12. 压力表
13. 变频器
14. OCV 阀
15. 单脉冲电源
16. 凸轮轴相位传感器
17. 凸轮轴

为了模拟实际发动机的运行,采用 YVF2-132S-2 型变频调速电动机(额定转速 2 960 r/min,变频调速范围为 5 ~ 100 Hz)代替实际发动机曲轴驱动凸轮轴运动。电动机输出轴安装发动机的排气正时带轮,与凸轮轴的传动比为 1:1。通过 PI7600-011F3 型变频器(5 ~ 50 Hz 恒转矩调速,50 ~ 100 Hz 恒功率调速)调节电动机转速。缸盖的润滑系统由单独的齿轮油泵(流量为 18.3 L/min,额定出口压力为 1.45 MPa)提供,油泵同时向 VCP 机构提供工作所需的液压油,通过溢流阀的调压使其满足实际发动机工作时润滑油压力的要求。试验中通过电加热器和温度传感器及显示器对润滑油的温度进行控制。采用 BOSCH PG3.5 凸轮轴相位传感器(凸轮轴最低转速 10 r/min,最高转速 4 500 r/min)测量进气凸轮轴相位,使用 Kistler 2613B 型转速传感器(分辨率为 0.2°CA,测量误差在 ±0.01°CA 内)测量电动

机转角位置及转速。通过 DEWE-CA 燃烧分析仪对连续运行 600 个循环的电动机转角、转速和凸轮轴相位信号等数据进行采集和处理。

试验平台设有 ECU,采用的是开环控制,利用单脉冲电源控制 OCV 阀。通过调节单脉冲电源的占空比来控制 OCV 阀阀芯的移动,试验采用的占空比信号为 20% (脉冲电源高电平 0.1 ms、低电平 0.4 ms) 和 90% (脉冲电源高电平 0.9 ms、低电平 0.1 ms)。

为了保证试验条件与实际发动机运行的条件一致,在缸盖上按要求安装发动机的配气机构。正时胶带按试验要求进行安装,利用胶带的张紧力代替实际工况时相位器受到的径向压力,该张紧力能够满足试验条件。由于整个试验平台只有配气机构运动的摩擦生热和润滑油加热,没有燃烧做功,因此发动机缸盖可通过自然条件进行散热,无需外加冷却系统。

1.2 试验方法

DEWE-CA 型燃烧分析仪采集的信号为角域信号,其中电动机转角信号为横轴,凸轮轴相位信号为纵轴,如图 2 所示。

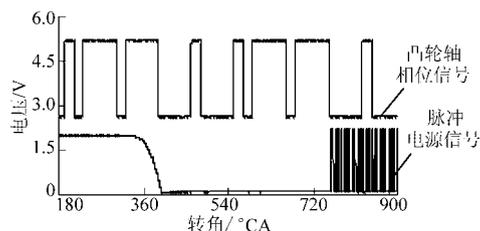


图 2 信号采集结果

Fig. 2 Results of signal acquisition

当电动机转速一定,VCP 工作时,凸轮轴相位信号轮的凹凸部分对应的采集点数会发生变化,即采集图形的相位会移动。通过对比连续采集循环计算相位移动的循环数,从而计算响应时间。图 3 为转速 4 000 r/min、温度 90°C 和压力 0.6 MPa 时,连续采集 11 个循环的分析结果。从图中可以看出,循环 1 与循环 2 无相位移动,循环 3 相对于循环 2 相位右移,从而判断相位器从循环 3 开始工作,进一步对比循环 2 和循环 3 信号轮的凹凸脉冲部分,确定开始变化的凹、凸段,取其中间位置作为起始变化点,知图中 A 点为起始变化点;同理可知终止变化点在 B 点。从而得出 A、B 两点之间变化的循环数,即响应时间。图中响应时间为 0.197 s,因试验测试的相位转角为 60°CA,因而响应速度为 304°CA/s。

1.3 试验内容

试验选用 D20VVT 发动机,该发动机装有叶片式进气 VCP。试验平台使用的工作油是合成型机

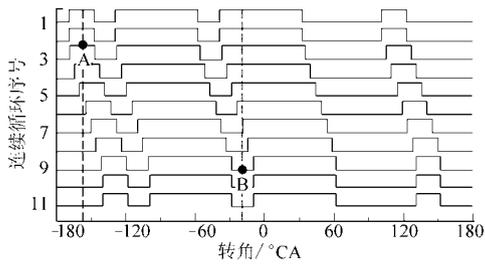


图3 连续数个循环的相位分析结果

Fig.3 Analysis results of several consecutive cycles

油,其粘度等级为5W-30。

试验测试各运行参数下最小相位到最大相位(提前方向调节)和最大相位到最小相位(滞后方向调节)的响应速度。发动机转速会影响气门弹簧产生的旋转力矩大小及其幅值波动,进而影响凸轮轴受到的力矩;温度会影响润滑油的运动粘度,进而影响液力系统的流动性;叶片上的作用力随着润滑油压力的变化而变化,进而影响系统的控制。因此,试验研究相位调节时间与转速、润滑油温度、压力变化的关系。

2 试验结果及分析

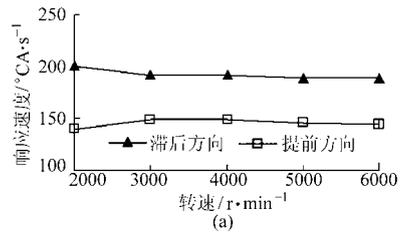
2.1 发动机转速的影响

图4为润滑油压力0.3 MPa、温度70℃和90℃时发动机转速对相位器响应速度的影响。从图中可以看出,发动机转速对响应速度影响较小。随着转速的升高,滞后方向的响应速度略有下降;提前方向速度几乎不变。各种温度下,转速由2000 r/min升高到6000 r/min时,响应速度最大相差24°CA/s。这是因为相位器工作时主要受到液压油推动叶片相对运动的力矩 T_0 和凸轮轴驱动气门弹簧而产生的旋转力矩 T_1 的作用。 T_1 总是偏向正扭矩^[6]。转速升高时旋转力矩 T_1 逐渐减小,设旋转力矩 T_1 的减小量为 ΔT ,则相同润滑油压力和温度时,相位提前调节时凸轮轴上的总作用力矩 $T_{T1} = T_0 - T_1 + \Delta T$,相位滞后调节力矩 $T_{T2} = T_0 + T_1 - \Delta T$ 。可见,旋转力矩的改变导致转速对提前方向的响应速度加快,滞后方向减慢。响应速度的变化量与 ΔT 相关,由于 ΔT 随转速变化不大,因而转速对响应速度的影响不明显。

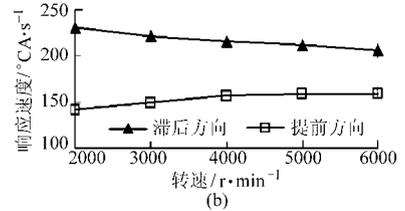
图5为不同转速下,提前和滞后方向相位器转角随时间的变化关系,从图中可以看出,提前方向响应时间几乎不变,滞后方向的响应时间随转速的升高略有增加。

2.2 润滑油温度的影响

图6为发动机转速4000 r/min,润滑油压力0.2 MPa、0.3 MPa、0.4 MPa时,温度对相位器响应



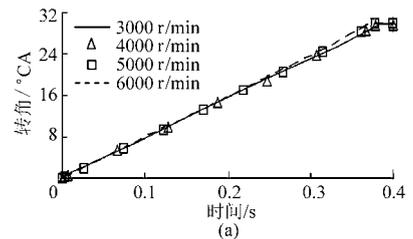
(a)



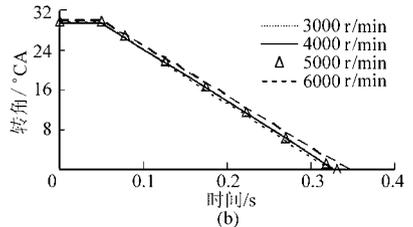
(b)

图4 发动机转速对响应特性的影响

Fig.4 Effect of engine revolving speed on response characteristics

(a) $p=0.3$ MPa, $T=70^\circ\text{C}$ (b) $p=0.3$ MPa, $T=90^\circ\text{C}$ 

(a)



(b)

图5 不同转速下相位器转角-时间关系曲线

Fig.5 Time vs angle of cam phaser with different speeds

(a) 提前方向 (b) 滞后方向

速度的影响。从图中可以看出,滞后方向响应速度与温度大致呈线性变化关系,温度由40℃升高至120℃时,响应速度最大增加了87°CA/s。低温时,提前方向响应速度变化趋势与滞后方向相同,但温度超过70℃后,响应速度变化不明显,甚至略有下降,温度由70℃升高至120℃时,响应速度最大增加了6°CA/s。这是因为温度升高,润滑油粘度减小,流速加快,能更迅速的建立油压,充满液压腔,从而加快响应速度。但由于驱动气门弹簧产生的旋转力矩的影响,导致提前方向调节时有阻碍润滑油流动的作用,流速提高的作用不明显。且润滑油粘性阻力系数降低导致泄漏量急剧增大,因此提前方向响应速度在70℃后变化不明显,甚至有下降的趋势。

图7为压力0.3 MPa、不同温度下,相位器提前和滞后方向调节时转角随时间的变化关系。从图中可以看出,随着温度的升高,完成最大相位角的响应时间逐渐减少。提前方向,温度大于80℃响应时间

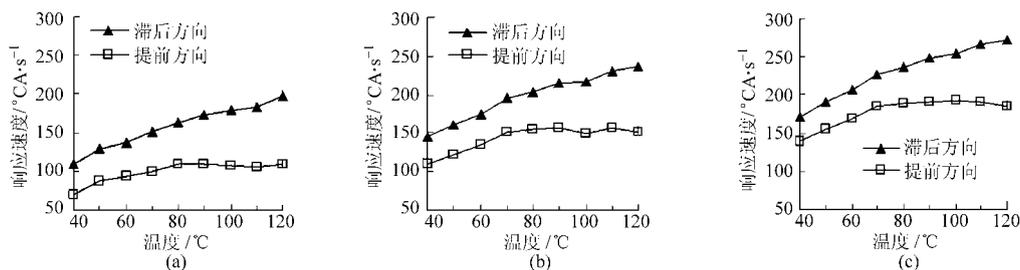


图 6 润滑油温度对响应特性的影响

Fig. 6 Effect of temperature on response characteristics

(a) $p=0.2\text{ MPa}$ (b) $p=0.3\text{ MPa}$ (c) $p=0.4\text{ MPa}$

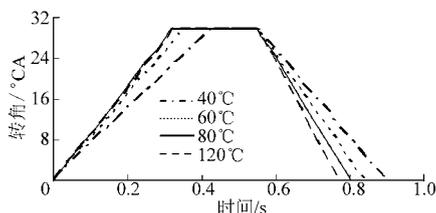


图 7 不同温度下相位器转角-时间关系曲线

Fig. 7 Time vs angle of cam phaser with different temperatures

几乎不变;滞后方向,响应时间随温度呈线性递减。

2.3 润滑油压力的影响

图 8 为温度 80°C、不同润滑油压力下,相位器提前和滞后方向调节时转角随时间的变化关系。从图中可以看出,随着压力的升高,完成最大相位角的响应时间逐渐减少。压力对提前方向的影响较大,低压时的响应时间较长。

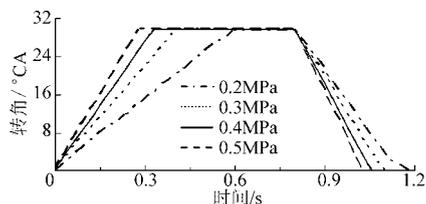


图 8 不同压力下相位器转角-时间关系曲线

Fig. 8 Time vs angle of cam phaser with different pressures

图 9 为发动机转速 4 000 r/min,温度 40°C、80°C、120°C 时,润滑油压力对相位器响应速度的影响。从图中可以看出,随着压力的增大,响应速度有较大增加,压力由 0.2 MPa 升高至 0.6 MPa 时,响应速度最大增加了 148°CA/s。由图 9b 知,提前方向压力大于 0.4 MPa 后,响应速度增加减缓。这是因为

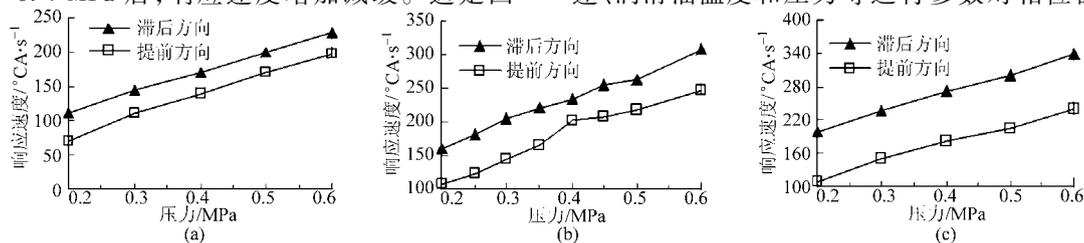


图 9 润滑油压力对响应特性的影响

Fig. 9 Effect of lubricant pressure on response characteristics

(a) $T=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (b) $T=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ (c) $T=120\text{ }^{\circ}\text{C}$

为压力升高后,作用在叶片上的力增大,导致驱动相位器的力矩增大。图 10 为温度 70°C、不同润滑油压力下,试验测得的机油控制阀流量特性与占空比信号的关系。图中占空比 20% 对应 OCV 阀 A 口全开、B 口全闭,占空比 90% 对应 A 口全闭、B 口全开。从图中可以看出,随着压力的升高,OCV 阀 A 口和 B 口的流量增大,这也导致响应速度增大。但由于 OCV 阀和相位器的泄漏量也随着压力的升高而增大,因此响应速度增加减缓。

2.4 提前、滞后方向响应的差异

从图 4、图 6 和图 9 可以看出,滞后方向的响应速度大于提前方向。这是因为在各种工况下,提前方向调节时,液压油推动叶片相对运动的力矩 T_0 与凸轮轴驱动气门弹簧而产生的旋转力矩 T_1 方向相反;滞后方向调节时, T_0 与 T_1 方向相同,因而滞后方向的总扭矩大于提前方向。其次,本次测试所用 OCV 阀的 A 口与相位器滞后腔连通,B 口与提前腔连通。从图 10 可以看出,相同润滑油压力和温度时 A 口最大流量要大于 B 口,因而能更迅速地充满液压腔,这也导致滞后方向响应速度大于提前方向。

3 结论

(1) 构建的可变凸轮相位器机构相位调节动态测试试验平台,通过变频调速电动机驱动发动机凸轮轴,由齿轮油泵为缸盖运行提供润滑和为凸轮轴相位器提供液压油。该试验平台可测试发动机转速、润滑油温度和压力等运行参数对相位器响应特

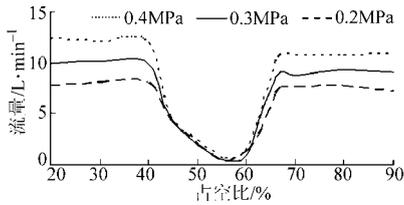


图 10 不同压力下 OCV 阀流量特性

Fig. 10 OCV valve flow characteristics with different pressures

性的影响。

(2)提出了利用电动机转角、转速信号和凸轮轴相位信号的相位移动来获取动态响应时间的方法。

(3)测试了发动机不同工况及运行参数时凸轮轴相位器的响应时间和响应速度,揭示了发动机转速、润滑油温度和压力对相位器响应特性的影响规律。通过试验结果分析知,相位器响应特性主要由润滑油温度和压力决定。

参 考 文 献

- 1 Stokes J, Lake T H, Murphy R D, et al. Gasoline engine operation with twin mechanical variable lift (TMVL) valvetrain stage 1: SI and CAI combustion with port fuel injection [C]. SAE Paper 2005-01-0752, 2005.
- 2 Scheidt Martin. Timed to perfection-the variable cam timer: technology for clean exhausts and a greener environment [J]. Engine Technology International, 2001, 3: 62~65.
- 3 Moria Y, Watanabe A, Uda H, et al. A newly developed intelligent variable valve timing system-continuously controlled cam phasing as applied to a new 3 liter inline 6 engines [C]. SAE Paper 960579, 1996.
- 4 Titoro A. The variable timing system-application on a V8 engine [C]. SAE Paper 910009, 1991.
- 5 Lichti T. Design of a continuously variable cam phasing (CVCP) system for emission, fuel economy, and power improvement [C]. SAE Paper 982960, 1998.
- 6 刘小平. 可变凸轮轴配气相位机构的测试及分析[D]. 天津: 天津大学, 2008.
Liu Xiaoping. The measurement and analysis of variable cam timing mechanism [D]. Tianjin: Tianjin University, 2008. (in Chinese)
- 7 Liyun Zheng, Jeremy Plenzler. Characterization of engine variable cam phaser fluid dynamics and phaser's ability to reject system disturbances [C]. SAE Paper 2004-01-1389, 2004.
- 8 Steinsberg R, Lenz I, Koehnlein G, et al. A fully continuous variable cam timing concept for intake and exhaust phasing [C]. SAE Paper 980767, 1998.

(上接第 35 页)

参 考 文 献

- 1 Krzysztof Z M, Andrzej Spyra, Michał Smereka. Mass fraction burned analysis [J]. Journal of KONES Internal Combustion Engines, 2002, 3(4): 193~200.
- 2 Michael F J Brunt, Harjit Rai. The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data [C]. SAE Paper 981052, 1998.
- 3 Lanzafame R, Messina M. Ice gross heat release strongly influenced by specific heat ratio values [J]. International Journal of Automotive Technology, 2003, 4(3): 125~133.
- 4 Rohrer R, Chehroudi B. Preliminary heat release analysis in a single-cylinder two-stroke production Engine [C]. SAE Paper 930431, 1993.
- 5 Ebrahimi R. Effect of specific heat ratio on heat release analysis in a spark ignition engine [J]. Scientia Iranica, 2011, 18(6): 1231~1236.
- 6 Per Tunestal. Self-tuning gross heat release computation for internal combustion engines [J]. Control Engineering Practice, 2009, 17(4): 518~524.
- 7 Jonathan M Borg, Alex C Alkidas. Characterization of auto ignition in a knocking SI engine using heat release analysis [C]. SAE Paper 2006-01-3341, 2006.
- 8 Marcus Klein. A specific heat ratio model and compression ratio estimation [M]. Sweden: UniTryck, 2004.
- 9 Lancaster D R, Krieger R B, Lienesch J H. Measurement and analysis of engine pressure data [C]. SAE Paper 750026, 1975.
- 10 Gatowski J A, Balles E N, Chun K M, et al. Heat release analysis of engine pressure data [C]. SAE Paper 841359, 1984.
- 11 Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine [C]. SAE Paper 670931, 1967.