

连续可变气门升程系统对增压直喷发动机燃油经济性影响的研究

韩本忠^{1,2}, 张力华², 傅园松², 李理光¹, 邓俊¹

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 联合汽车电子有限公司, 上海 201206)

Influence of Continuously Variable Valve Lift System on Fuel Economy of Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine

HAN Benzong^{1,2}, ZHANG Lihua², FU Yuansong², LI Liguang¹, DENG Jun¹

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China;

2. United Automotive Electronic Systems Co., Ltd., Shanghai 201206, China)

Abstract: In order to deeply analyze the influence of continuously variable valve lift(CVVL) system on the fuel economy of a turbocharged gasoline direct injection engine(TGDI), the effects of variable valve lift and variable valve timing(VVT) on brake specific fuel consumption(BSFC) were experimentally compared and analyzed at four typical working conditions of 0.2 MPa and 1.2 MPa at 2 000 r/min and 5 000 r/min. The results show BSFC at low load conditions decreases linearly with the advance of intake VVT and the delay of exhaust VVT. Reducing intake and exhaust valve lifts and increasing the throttle opening can further advance the intake VVT and further postpone the exhaust VVT. This forms the Miller cycle and BSFC is further reduced. At high load conditions, BSFC at the maximal intake valve lift is lower than that at a smaller lift, and BSFC decreases with the advances of intake VVT and exhaust VVT.

摘要: 为了深入分析连续可变气门升程(continuously variable valve lift, CVVL)系统对增压直喷(turbo-charged gasoline direct injection, TGDI)汽油发动机燃油经济性影响,通过对2 000 r/min下0.2 MPa和1.2 MPa及5 000 r/min下0.2 MPa和1.2 MPa这4个典型工况点的台架测试,对比分析了可变气门升程和可变气门正时(variable valve timing, VVT)对比油耗(brake specific fuel consumption, BSFC)的影响规律。结果表明:低负荷工况,比油耗随进气VVT提前和排气VVT推迟线性下降;降低气门升程,增加节气门开度,进气VVT可以进一步提前,排气VVT可以进一步推迟,从而形成米勒循环,使比油耗进一步降低。高负荷工况,气门全升程时比油耗更低,比油耗随进气和排气VVT提前而下降,但进气VVT对比油耗影响较小。

关键词: 连续可变气门升程系统; 泵气损失; 燃油经济性; 米勒循环

Key words: continuously variable valve lift system; pumping loss; fuel economy; Miller cycle

DOI: 10.13949/j.cnki.njgc.2019.03.010

中图分类号: TK411⁺.3

文献标识码: A

0 概述

汽油机燃油经济性改善可以通过降低传热损失、排气损失、机械损失和泵气损失实现。在相同转速下,泵气损失随负荷下降而增加,低负荷时在平均指示压力(indicated mean effective pressure,IMEP)中的比例可以达到30%以上^[1-2]。

传统非连续可变气门升程(continuously variable valve lift, CVVL)汽油机负荷大小是由节气门开度控制的,通过节流效应在节气门体后方产生一定的负压,控制气缸进气量。其进排气门升程大小是固定不变的,是发动机设计过程中综合考虑发动机高低速性能、气门运动速度和机械损失确定的结果^[3]。这里存在的问题是:节气门处存在着较高的节流损失,同时进气歧管中的负压导致进气过程中有比较大的泵气损失。图1为不同发动机负荷控制方式泵气功比较。图1中IVO表示进气门开启,IVC表示进气门关闭,EVO表示排气门开启,EVC表示排气门关闭, p_{atm} 为环境压力, V_{tdc} 和 V_{bdc} 分别为上止点和下止点气缸容积。如图1(a)阴影部分所示,负荷越小,歧管的压力越低,泵气损失越大。即对于节气门控制方式,进气压力随负荷降低而降低,必然导致泵气损失的增大。

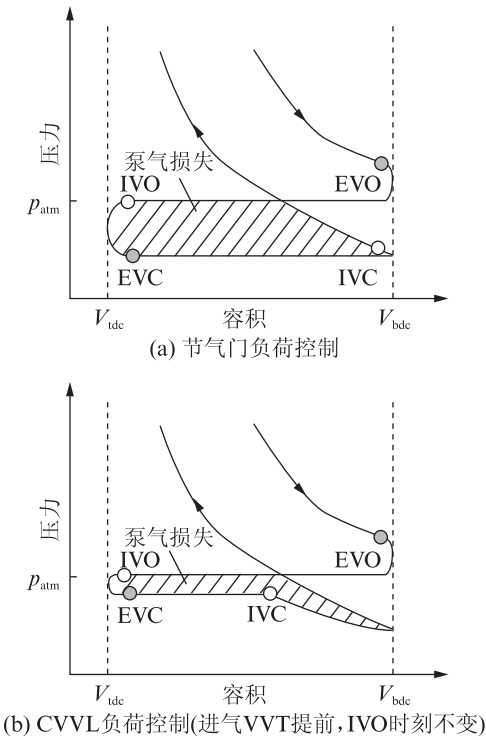


图1 不同发动机负荷控制方式泵气功比较

随着世界各国对油耗和排放限值要求日益严格,越来越多企业开始采用 CVVL 系统降低发动机

油耗和排放。该机构直接控制进气门升程和开启持续期,实现发动机负荷控制;同时可以增大节气门开度甚至全开,让进气歧管保持在接近环境压力,这样泵气损失可以大大降低,如图1(b)阴影部分所示^[4-7]。

国外在20世纪80年代到90年代对 CVVL 系统进行了大量研究,目前已进入批量应用阶段^[8-11]。改善经济性是 CVVL 系统的突出优势,文献[12]的研究表明,在2000 r/min、平均有效压力(brake mean effective pressure, BMEP)0.2 MPa 工况下,增压进气道喷射(port fuel injection, PFI)发动机油耗可降低12%,增压直喷(turbo-charged gasoline direct injection, TGDI)发动机油耗可降低9%。宝马称三代 Valvetronic 在欧洲工况驾驶循环下节油率可达到12%^[13]。为满足中国2020年Ⅳ阶段油耗法规和国六排放法规及未来更严格的法规要求,越来越多的中国汽车企业考虑采用 CVVL 技术。在借鉴国际上成功的 CVVL 系统开发经验的基础上,长城汽车开发了一款具有自主知识产权的基于 CVVL 系统的4缸增压直喷发动机 GW4B15T。该发动机是第一款实现批量生产的中国品牌的基于 CVVL 系统的 TGDI 发动机^[14],发动机技术参数如表1所示。本文基于该发动机研究 CVVL 系统改善燃油经济性的方法,通过各控制参数的适当优化匹配,找到泵气损失最低的进排气门开启和关闭时刻。

表1 GW4B15T 发动机技术参数

项目	参数	
发动机型号	GW4B15T	
发动机排量/L	1.499	
气缸布置	直列4缸	
缸径/mm	76	
行程/mm	82.6	
压缩比	9.6	
全升程配气相位 (0.5 mm)/(°)	IVO	-33~27
	IVC	164~224
	EVO	-226~-171
	EVC	-19~36
CVVL 气门升程/mm	进气	0.80~8.64(连续可调)
	排气	8(固定)
最大扭矩/(N·m)	285(1 400~3 000 r/min)	
最大功率/kW	124(5 000~5 600 r/min)	

1 测试方法及工况选取

研究以比油耗(brake specific fuel consumption, BSFC)最低为控制目标,兼顾发动机其他性能指标,本文选择固定发动机转速和负荷的4个典型工

况点进行研究,如图2所示。低转速、低负荷选择 2 000 r/min、BMEP 0.2 MPa 工况点,高转速、低负荷选择 5 000 r/min、BMEP 0.2 MPa 工况点;低转速、高负荷选择 2 000 r/min、BMEP 1.2 MPa 工况点;高转速、高负荷选择 5 000 r/min、BMEP 1.2 MPa 工况点。

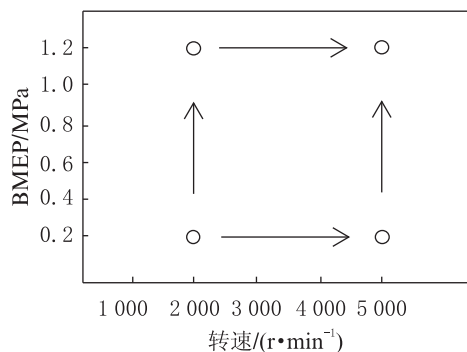


图2 测试工况点选择

设进气可变气门正时(variable valve timing, VVT)在进气上止点,排气 VVT 在排气上止点的相位为 0° 曲轴转角,在上止点前相位为负,上止点后相位为正。VVT 从正相位向负相位移动为提前,反之从负相位向正相位移动为 VVT 推迟。用 $W_{\text{cam}i}$ 表示进气 VVT 相位, $W_{\text{cam}e}$ 表示排气 VVT 相位。

在低负荷(2 000 r/min、BMEP 0.2 MPa 和 5 000 r/min、BMEP 0.2 MPa)工况。首先研究进排气 VVT 相位固定时气门升程对比油耗的影响。对于每个升程,保持进排气 VVT 固定不变,在改变气门升程的同时调整节气门开度,以保持工况点不变。然后研究节气门开度固定时气门升程对比油耗的影响。节气门全开,用气门升程保持负荷不变;排气 VVT 相位固定,改变进气 VVT 相位,测试比油耗的变化;改变排气 VVT 相位,重复上述测试。最后研究气门升程、节气门开度和进排气 VVT 组合控制对比油耗的影响。对于每个升程,优化进排气 VVT 到比油耗最优的相位,并用节气门开度控制保持工况点不变。

对于高负荷(2 000 r/min、BMEP 1.2 MPa 和 5 000 r/min、BMEP 1.2 MPa)工况,研究方法与低负荷相同,但高负荷工况气门升程接近或达到最大升程^[15],主要用节气门或增压器控制负荷,因此升程和 VVT 对比油耗影响的规律与低负荷时不完全相同。

2 CVVL 系统低负荷工况

2.1 VVT 相位不变时气门升程的影响

图3为2 000 r/min、BMEP 0.2 MPa 工况下进

排气 VVT 相位保持不变时气门升程对 BSFC 的影响。TOA 为节气门开度,进气 VVT 相位角 $W_{\text{cam}i} = -22^\circ$,排气 VVT 相位角 $W_{\text{cam}e} = 13^\circ$,随着气门升程从 8.65 mm 减小到 1.50 mm,TOA 从 7.70° 上升到 13.00° ,BSFC 从 374 g/(kW·h) 上升到 386 g/(kW·h)。这是因为随着气门升程的减小,虽然歧管压力上升,节气门的节流损失下降,但气门处的节流损失上升更快,因此固定进排气凸轮轴正时时泵气损失(pumping mean effective pressure, PMEP)随气门升程的下降而增加,造成比油耗的上升。

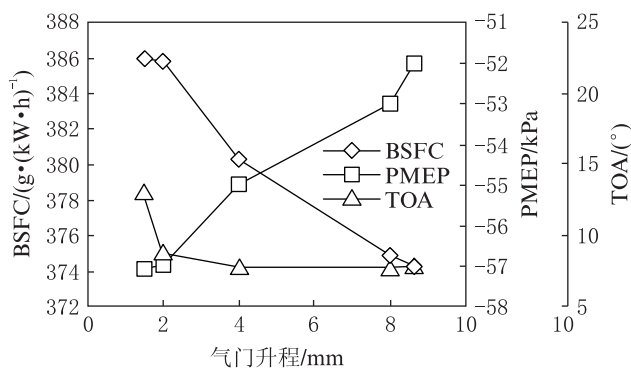


图3 气门升程对比油耗的影响

可见,仅仅降低气门升程而保持进排气 VVT 相位不变,发动机比油耗没有改善,反而会上升。

2.2 节气门全开时气门升程的影响

图4为2 000 r/min、BMEP 0.2 MPa 工况下,节气门全开,排气 VVT 相位固定时,进气 VVT 相位对油耗的影响。气门升程(intake valve lift, IL)在 1.63 mm 到 1.71 mm 之间调节,保持测试工况不变。由图4可见 BSFC 和泵气损失随进气 VVT 提前呈几乎线性下降趋势,在进气 VVT 提前到极限位置 $W_{\text{cam}i} = -33^\circ$ 时得到最低油耗点。不同排气 VVT 相位下可以得到一组类似的随进气 VVT 单调下降的曲线。随排气 VVT 相位的推迟,BSFC 曲线不断向下平移,在排气 VVT 推迟到极限位置 $W_{\text{cam}e} = 35^\circ$ 时,得到最低比油耗 371 g/(kW·h)。

作为对比,图5是2 000 r/min、BMEP 0.2 MPa 工况,气门在最大升程 8.65 mm,节气门开度在 7.72° 到 7.78° 调节,保持工况不变的条件下比油耗测试结果。由图5可见,随进气 VVT 提前,BSFC 同样呈下降趋势。排气 VVT 推迟到 $W_{\text{cam}e} = 10^\circ$,进气 VVT 提前到 $W_{\text{cam}i} = -23^\circ$ 时,取得最低 BSFC,为 374 g/(kW·h),略高于节气门全开下用 CVVL 的负荷控制方式。

图6可以解释图4中泵气损失和比油耗随进气 VVT 提前和排气 VVT 推迟不断降低的现象。在节

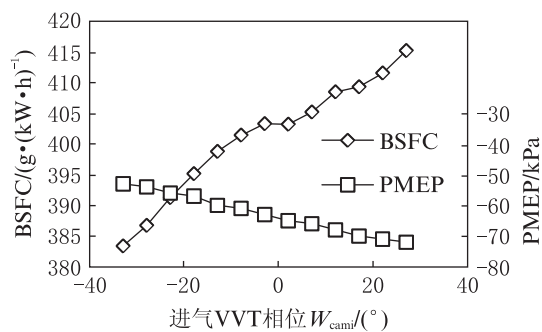
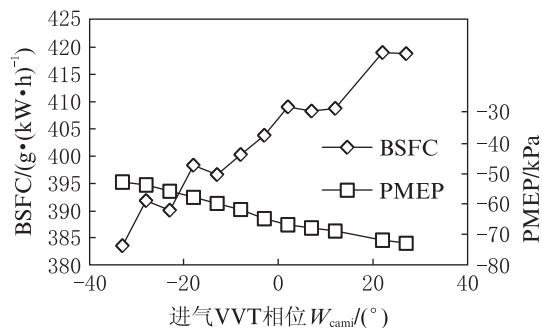
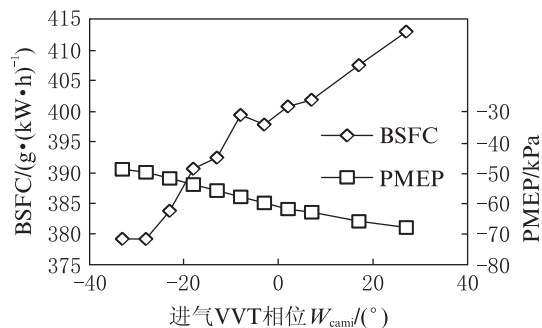
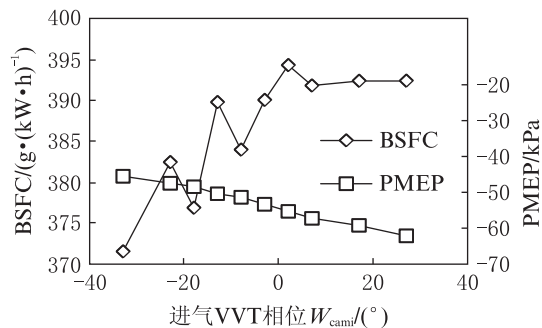
(a) 排气VVT相位 -19° (b) 排气VVT相位 1° (c) 排气VVT相位 16° (d) 排气VVT相位 35°

图4 采用CVVL负荷控制时VVT相对比油耗的影响
(2 000 r/min、0.2 MPa 工况, 1.63~1.70 mm 升程)

气门全开而用气门升程控制负荷时,歧管压力 p_{sr} 保持 102.3 kPa 不变,而缸内残余废气压力 p_{br} 随着进气 VVT 正时提前不断增加,当进气 VVT 提前到最大值(如 -33°)时 p_{br} 取得最大值,泵气损失和比油耗取得最小值。随着排气 VVT 相位从 1° 推迟到 35° ,

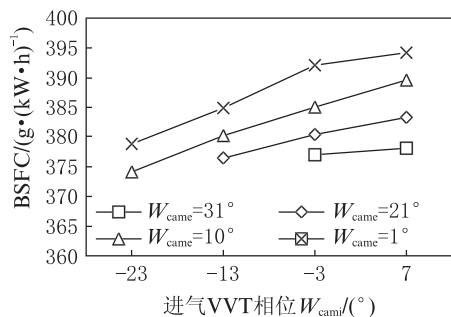


图5 节气门负荷控制时 VVT 相位对油耗的影响
(2 000 r/min、0.2 MPa 工况, 8.65 mm 升程)

p_{br} 不断增加,因而泵气损失和比油耗不断降低。当排气 VVT 提前到最大值(如 35°)时,泵气损失和比油耗取得最小值。

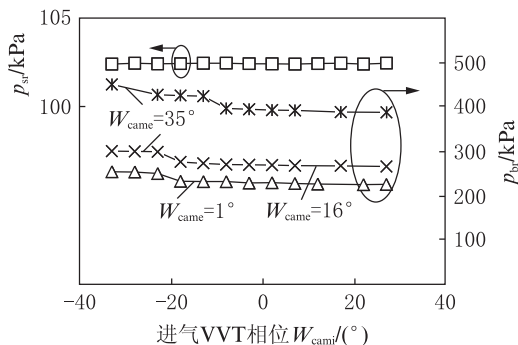


图6 2 000 r/min、节气门全开时 VVT 对泵气功的影响

采用节气门开度控制时,气门处于全升程状态,进气门提前和排气门推迟到一定程度后产生较大气门重叠角,造成缸内残余废气量过多,出现燃烧不稳定的现象,缸内循环变动系数 (IMEP-COV) 超过 3%,因此图 5 中无法进一步提前进气 VVT。即随着排气 VVT 相位 W_{cane} 从 1° 推迟到 31° ,为保持发动机工作稳定,进气 VVT 相位 W_{cane} 极限提前角从 -23° 减小到 -3° ,造成 BSFC 相对较高。

在 2 000 r/min、0.2 MPa 工况,比较图 4(d)和图 5 可知, CVVL 升程控制的油耗相对节气门控制方式下降 1%。这是因为随着升程的减小,进气门开启时刻推迟而关闭时刻提前,因此相比节气门控制负荷时可以更多地推迟排气门开启和关闭时刻,增加发动机做功行程。这样实现了米勒循环,膨胀比大于有效压缩比,从而可以进一步提升燃油经济性^[16]。但两种方式 BSFC 差距较小,仅 1%。这是因为测试发动机节气门全开时气门升程过小,在气门处产生较大节流损失。应采取有效措施降低小升程时气门处的节流损失,才能进一步发挥 CVVL 机构的节油潜力。

对于该测试发动机,如果进气 VVT 相位可以进一步提前(例如达到 -60°),则油耗还有下降潜力;

如果排气 VVT 相位可以扩大调节范围到 40° 或以上时,油耗也有下降潜力。

综上,在 CVVL 发动机设计中,应选择合适的进排气 VVT 调节范围,充分利用米勒效应,以真正发挥 CVVL 系统的节油潜力。

2.3 气门升程、节气门开度和 VVT 相位组合控制

在 2 000 r/min、0.2 MPa 工况下,首先保持进气 VVT 相位不变,在不同气门升程和节气门开度条件下改变排气 VVT 相位,测量比油耗的变化。图 7 为气门升程和排气 VVT 相位对比油耗的影响。由图 7(a)可知,BSFC 随排气 VVT 推迟而呈线性下降趋势。在 $W_{\text{cane}}=13^\circ$ 时,8.65 mm 升程的比油耗最低,其次是 8.00 mm,4.00 mm 升程的比油耗最高。但 4.00 mm 升程条件下, W_{cane} 可以继续推迟到 31° ,而 8.65 mm 和 8.00 mm 升程无法继续推迟,此时 4.00 mm 升程的 BSFC 降低到 $369 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,显著低于 8.65 mm 和 8.00 mm 升程。如果进气门相位提前到 -32° ,BSFC 进一步降低到 $366 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。图 7(b)可以解释 8.65 mm 和 8.00 mm 排气 VVT 在 13° 后无法继续推迟的原因。显然气门升程越小,缸内残余废气压力越低,有利于提高燃烧稳定性。4.00 mm 升程在 $W_{\text{cane}}=30^\circ$ 时的残余废气压力与 8.65 mm 和 8.00 mm 升程在 13° 时相当,此时进气歧管压力可以达到更高水平,有利于降低泵气损失,从而降低 BSFC。

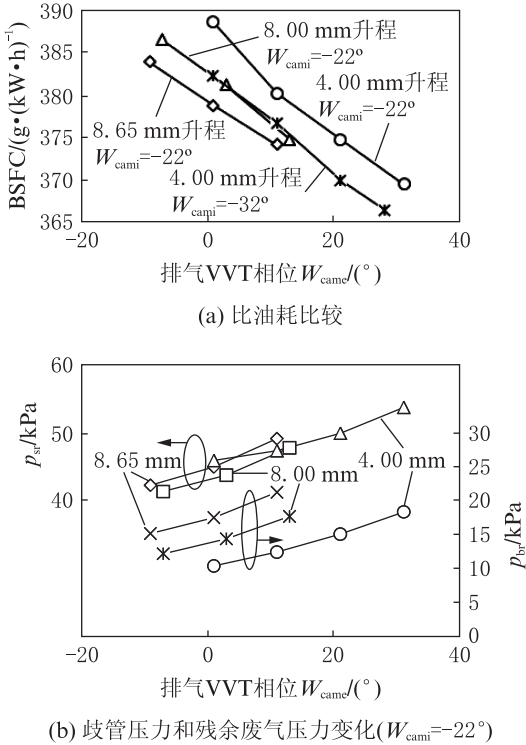


图 7 气门升程和排气 VVT 相位对比油耗的影响 (2 000 r/min、0.2 MPa 工况)

对于每个升程,按照图 7 的方法优化进排气 VVT 相位,使比油耗达到最低。在改变气门升程的同时,调整节气门开度,以保持工况点不变。图 8 是 2 000 r/min 和 5 000 r/min 下 BMEP 0.2 MPa 工况气门升程对比油耗和泵气损失影响的测试结果。由图 8 可知:(1) 2 000 r/min 时,升程在 1.8 mm~3.0 mm 范围内 BSFC 最低,为 $365 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$;升程高于 3.0 mm 后比油耗持续升高;当达到最大升程 8.6 mm 时,BSFC 达到最大值,为 $383 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,比升程在 1.8 mm~3.0 mm 范围内时高约 5%;升程降低至 1.8 mm 以下时,BSFC 反而上升至 $371 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。PMEP 随气门升程的增加几乎呈线性上升趋势,小升程 PMEP 较小,大升程 PMEP 较大,全升程最大。(2) 5 000 r/min 时,升程在 3 mm~4 mm 之间时 BSFC 最低,为 $429 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$;升程在 7 mm 时 BSFC 达到最大, $438 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$;继续增大升程到 8 mm 以上,BSFC 反而下降至 $432 \text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。比油耗高时 PMEP 较大,比油耗低时 PMEP 较小。

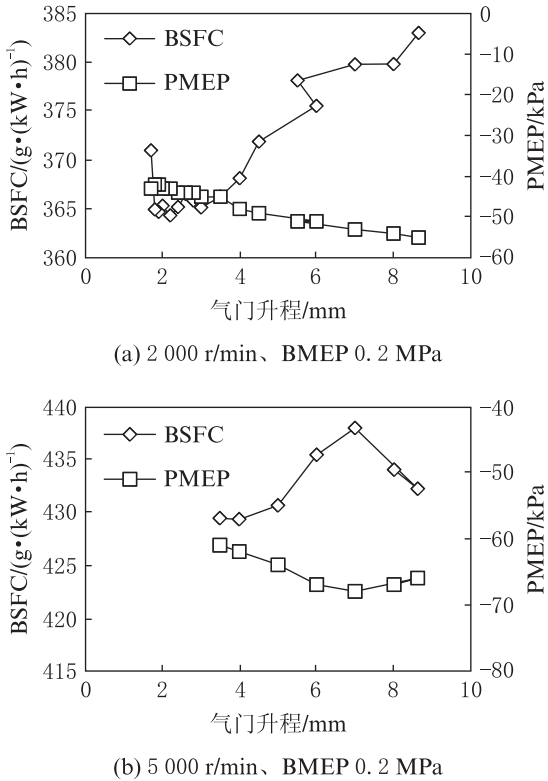


图 8 低负荷工况升程对比油耗的影响

显然,图 8 结果完全符合图 1 的分析,随着气门升程的下降,PMEP 减小,比油耗降低。当气门升程进一步降低,如 2 000 r/min 气门升程小于 2 mm 时,气门处的节流损失逐渐增加,造成泵气损失上升,比油耗升高,因此节气门全开的 BSFC 不是最低的。

5 000 r/min 升程在 7 mm 时, BSFC 较高, 这是因为此时缸内残余废气相比全升程已显著下降, 但进气歧管压力仍处在较低水平, 造成泵气损失较高。

综上, 如果只降低气门升程而进排气 VVT 相位保持不变, BSFC 没有改善, 反而会恶化。降低气门升程并增加节气门开度, 进一步推迟排气 VVT 相位, 提前进气 VVT 相位, 从而实现米勒循环, BSFC 可取得较大改善。在 2 000 r/min、0.2 MPa 工况点 BSFC 改善 5.0%, 在 5 000 r/min、0.2 MPa 工况 BSFC 改善 2.3%。节气门全开, 气门升程太小, 气门处节流损失上升, BSFC 反而增加。

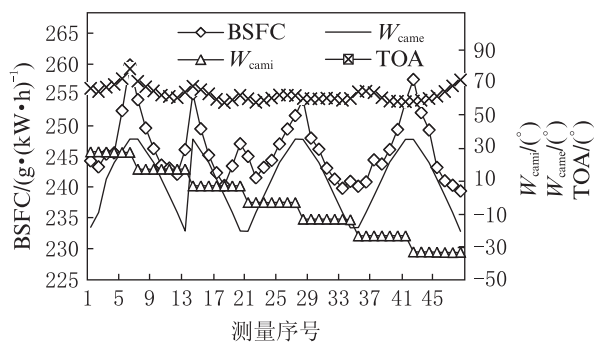
3 CVVL 系统高负荷工况

3.1 低转速高负荷工况

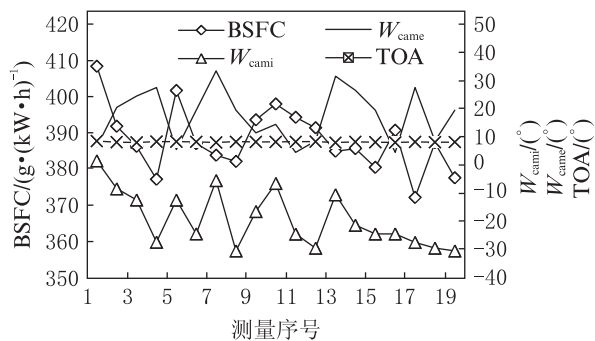
在低转速高负荷工况区域, 首先对 2 000 r/min、1.2 MPa 工况点进行研究。图 9 是高负荷和低负荷工况 VVT 控制规律对比高负荷时气门升程固定在 8.65 mm, 通过调节 TOA 保持工况点不变。进气 VVT 从参考位置开始, 每次提前 10° 到极限位置 -35° , 在每个进气 VVT 位置, 排气 VVT 以 $7^\circ \sim 10^\circ$ 的步长在参考位置和极限推迟位置之间扫描测量。在高负荷情况(图 9(a))下, BSFC 随排气 VVT 推迟而上升, 随进气 VVT 提前而下降, 但进气 VVT 对比油耗影响较小。作为对比, 图 9(b) 是相同条件下低负荷、升程在 2 mm 时, 排气 VVT 对 BSFC 影响。与高负荷相反: BSFC 随排气 VVT 推迟而下降; 进气 VVT 对 BSFC 有显著影响, BSFC 随进气 VVT 推迟而上升。

图 10 是 2 000 r/min、1.2 MPa 工况下升程对比油耗的影响。由图 10(a) 可见, 8.65 mm 和 8.00 mm 升程时, BSFC 几乎不随进气 VVT 变化而变化, 但 6.00 mm 升程时, BSFC 随进气 VVT 提前而下降, 在 -33° 极限位置时达到最低, 接近 8.00 mm 和 8.65 mm 升程的 BSFC 水平。如图 10(b) 所示, 6.00 mm 和 8.00 mm 升程下排气 VVT 处于 $1^\circ \sim -10^\circ$ 之间时 BSFC 最低, 而 8.65 mm 升程下在 -20° 时 BSFC 最低。这是因为负荷较大, 进气歧管压力较高, 泵气损失占比较小, 因此进气 VVT 相位对比油耗影响很小。而推迟排气 VVT 会造成缸内残余废气量增加, 发动机充量和功率输出下降, 比油耗上升, 这与低负荷工况增加残余废气量会减小泵气损失完全不同。

综上, 低转速高负荷工况, 全升程燃油经济性较优; 进气 VVT 提前, 有利于降低比油耗; 减小升程, 比油耗上升, 小升程比油耗随进气 VVT 提前下降效

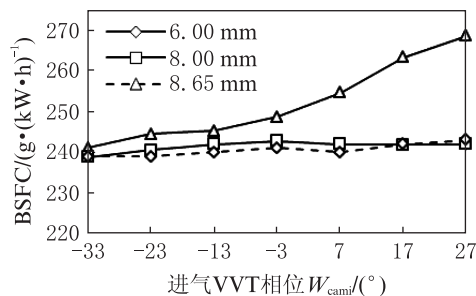


(a) 高负荷(1.2 MPa)

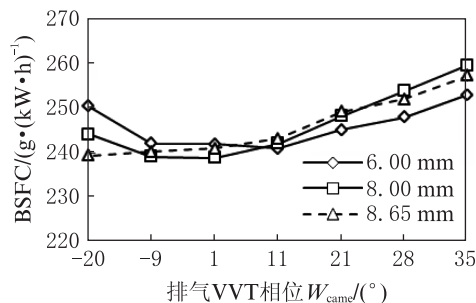


(b) 低负荷(0.2 MPa)

图9 低转速(2 000 r/min)不同负荷下 VVT 控制规律对比



(a) 不同进气VVT相位($W_{\text{cane}} = -9^\circ$)



(b) 不同排气VVT相位($W_{\text{cami}} = -32^\circ$)

图10 低转速高负荷(2 000 r/min、1.2 MPa)工况下升程对比油耗的影响

果更显著; 排气 VVT 适当提前有利于降低比油耗, 而不是像低负荷工况一样应尽力推迟排气 VVT。对于 2 000 r/min、1.2 MPa 工况点, 升程 8.65 mm, 进气 VVT 在 -33° , 排气 VVT 在 -9° 时, 取得最低

比油耗,为 $239 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。

3.2 高转速高负荷工况

高转速高负荷区域,选择 $5\,000 \text{ r}/\text{min}$ 、 1.2 MPa 工况点进行研究,如图 11 所示。其中,升程固定在 8.65 mm ,通过调节 TOA 保持工况点不变,测量方法与 $2\,000 \text{ r}/\text{min}$ 、 1.2 MPa 相同。高转速高负荷工况下,节气门接近全开,BSFC 随进排气 VVT 变化趋势与低转速高负荷相同:BSFC 随排气 VVT 推迟而上升,随进气 VVT 提前呈现逐步下降趋势。进气 VVT 对 BSFC 的影响比低转速高负荷更显著,这是因为高转速进气时间短,进气 VVT 提前更有利于降低泵气损失。

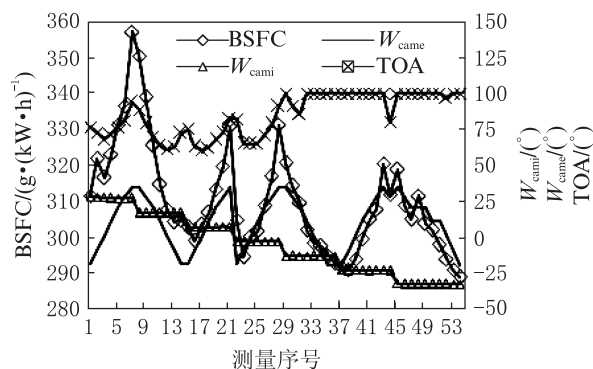


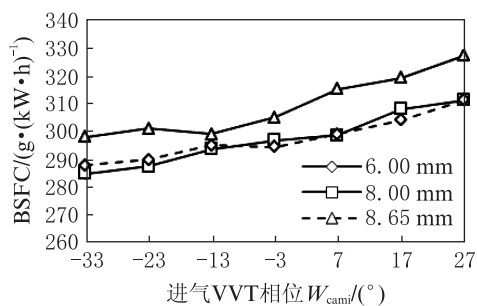
图 11 高转速高负荷 VVT 控制规律($5\,000 \text{ r}/\text{min}$ 、 1.2 MPa 工况, 8.65 mm 升程)

图 12 是 $5\,000 \text{ r}/\text{min}$ 、 1.2 MPa 工况下升程对 BSFC 的影响。由图 12(a)可知,BSFC 随进气 VVT 提前而下降,在 -33° 极限位置时达到最低。相比 6.00 mm 升程时, 8.65 mm 和 8.00 mm 升程下 BSFC 略低。由图 12(b)可知,BSFC 随排气 VVT 提前而下降,排气 VVT 提前到极限位置 -19° 时达到最低。 8.00 mm 升程的 BSFC 在整个范围内最低, 6.00 mm 升程的 BSFC 最高,其原因与低转速高负荷相同。

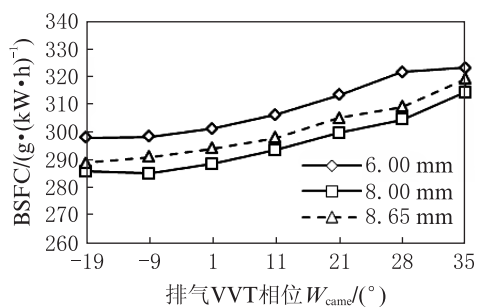
因此,高转速高负荷工况接近全升程时比油耗最低。比油耗随进排气 VVT 提前而下降,提前到极限位置时取得最低值。对于 $5\,000 \text{ r}/\text{min}$ 、 1.2 MPa 工况,选择 8.00 mm 升程,将进气 VVT 提前到极限 -33° ,排气 VVT 提前到 -20° ,可以获得最低比油耗,为 $285 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。

4 CVVL 系统节油机理分析

总结以上分析, CVVL 系统改善燃油经济性主要发生在低负荷工况,其机理主要为:(1)降低泵气损失,改善经济性。对于低负荷工况, CVVL 系统通过减小气门升程和缩短气门开启持续期实现节气门



(a) 不同进气 VVT 相位($W_{\text{cane}} = -20^\circ$)



(b) 不同排气 VVT 相位($W_{\text{cane}} = -32^\circ$)

图 12 高转速高负荷($5\,000 \text{ r}/\text{min}$ 、 1.2 MPa)工况升程对比油耗影响

开度增加,进气 VVT 更大程度提前,排气 VVT 更大程度推迟,使进气歧管压力显著提高,从而降低了节气门的节流损失和发动机的泵气损失,使发动机燃油经济性得到改善。(2)实现米勒循环,提高燃油经济性。随着升程的减小, CVVL 系统可以大幅缩短进气门开启周期,既推迟了进气门开启时刻,又提前了关闭时刻,因此可以大大推迟排气门开启和关闭时刻,在增加发动机做功行程的同时,不会增加缸内残余废气量,从而使膨胀比大于压缩比,实现米勒循环,提升燃油经济性。

当然,低负荷时 CVVL 机构降低了气门升程,需要克服的气门弹簧阻力减小,可以减小正时皮带的张力,从而降低发动机的机械损失,改善燃油经济性。尽管机构复杂会增加一定机械损失,但一般收益超过损失,具体收益大小与 CVVL 系统设计有关。这也是 CVVL 系统节油的原因之一。

高负荷工况一般采用全升程并配合进气 VVT 和排气 VVT 的适当提前以获得最低比油耗,因此 CVVL 升程对高负荷工程的燃油经济性没有改善效果。

5 结论

(1)连续可变气门升程需要与可变气门正时(VVT)配合使用,才能实现燃油经济性改善。

(2)低负荷工况下,降低气门升程,增加节气门

开度,进一步推迟排气 VVT 相位,并提前进气 VVT 相位,从而实现米勒循环,BSFC 可得到最大改善。在 2 000 r/min、0.2 MPa 工况点 BSFC 改善 5.0%,在 5 000 r/min、0.2 MPa 工况改善 2.3%。节气门全开时气门升程太小,气门处节流损失上升,BSFC 反而增加。

(3)在高负荷工况,全升程或接近全升程时燃油经济性较优,减小升程则比油耗上升。进气 VVT 提前,有利于降低比油耗。排气 VVT 适当提前,同样有利于降低比油耗,与低负荷时应尽量推迟排气 VVT 不同。对于 2 000 r/min、1.2 MPa 工况点,升程 8.65 mm,进气 VVT 在 -33° ,排气 VVT 在 -9° 时取得最低比油耗,为 239 g/(kW·h)。对于 5 000 r/min、1.2 MPa 工况,要获得最低比油耗,可以选择 8.00 mm 升程,进气 VVT 提前到极限 -33° ,排气 VVT 提前到 -20° ,最低比油耗为 285 g/(kW·h)。

参考文献:

- [1] 王建昕,帅石金,张俊智,等. 汽车发动机原理[M]. 北京:清华大学出版社,2011:62-82.
- [2] 孔超,王岩,顾珂韬,等. 基于 AVL-BOOST 的无节气门发动机进气过程泵气损失[J]. 天津工程师范学院学报,2010,20(2):29-32.
KONG C, WANG Y, GU K T, et al. Study on intake pumping losses of no-throttle SI engine based on AVL_BOOST[J]. Journal of Tianjin University of Technology and Education, 2010,20(2):29-32.
- [3] 袁兆成. 内燃机设计[M]. 2 版. 北京:机械工业出版社,2016:111-151.
- [4] HIMSEL F, FARIA C, SOLFRANK P, et al. INA ecovalve a continuously variable valve lift(CVVL) system[C/OL]. SAE Paper, 2004, 2004-01-1391. (2004-03-08). <https://doi.org/10.4271/2004-01-1391>.
- [5] LIU Y T, LI L G, DENG J, et al. Development and application of dual UniValve system based on a GDI engine with SI/HCCI dual combustion modes[C/OL]. Shanghai: SAE China Congress & Exhibition, 2015, 364: 183-193. https://doi.org/10.1007/978-981-287-978-3_18.
- [6] KREUTER P, HEUSER P, REINICKE J, et al. Comparison of different kinematic solutions for mechanical continuously variable valve lift systems[C/OL]. SAE Paper, 2004, 2004-01-1396, (2004-03-08). <https://doi.org/10.4271/2004-01-1396>.
- [7] HITOMI M, SASAKI J, HATAMURA K, et al. Mechanism of improving fuel efficiency by Miller cycle and its future prospect[C/OL]. SAE Paper, 1995, 950974. (1995-02-01). <https://doi.org/10.4271/950974>.
- [8] UNGER H, SCHNEIDER J, SCHWARZ C, et al. VALVETRONIC-experience from 7 years of series production and a look into the future[C]// Vienna: 29th International Vienna Motor Symposium, 2008.
- [9] KIGA S, MAE Y, AKASAKA Y, et al. Development of innovative variable valve event and lift(VVEL) system[C/OL]. SAE Paper, 2007, 2007-01-3548. (2007-08-05). <https://doi.org/10.4271/2007-01-3548>.
- [10] SHIMIZU K, FUWA N, YOSHIHARA Y, et al. The new Toyota variable valve timing and lift system[C]// Aachen:16th Aachen Colloquium "Automobile and Engine Technology", 2007.
- [11] HA K. Development of Nu 2.0L CVVL engine[C/OL]. SAE Paper, 2014, 2014-01-1635. (2014-04-01). <https://doi.org/10.4271/2014-01-1635>.
- [12] FLIERL R, SCHMITT S, PAULO V M, et al. Comparative investigation of throttle-free load control on a 2.0 L four cylinder turbocharged gasoline engine with port and direct fuel injection[J]. SAE International Journal of Engines, 2010,3(1):878-888.
- [13] FLIERL R, KLÜTING M. The third generation of valvetrains-new fully variable valvetrains for throttle-free load control[C/OL]. SAE Paper, 2000, 2000-01-1227. (2000-03-06). <https://doi.org/10.4271/2000-01-1227>.
- [14] 孙小伟,刘涛,尹吉. 连续可变气门升程机构的动力学仿真与试验[J]. 内燃机与动力装置,2017,34(3):55-57.
SUN X W, LIU T, YIN J. Kinetic simulation and test of continuously variable valve lift mechanism[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2017,34(3):55-57.
- [15] HAN B Z, LI L G, LIU N, et al. Study of intake charge control method on TGDI engine with CVVL system[C]// Shanghai: Proceedings of the 19th Asia Pacific Automotive Engineering Conference & SAE-China Congress 2017, 2017APAC-IEE-036, 2017-10-24.
- [16] 祖炳锋,周仁杰,徐玉梁,等. 米勒循环在小型增压汽油机典型工况的应用研究[J]. 内燃机工程,2017,38(6):125-130.
ZU B F, ZHOU R J, XU Y L, et al. The application of Miller cycle in a compact turbocharged gasoline engine under typical operating conditions[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2017,38(6):125-130.