

DOI: 10.7652/xjtuxb201803007

配气相位和废气再循环对 Atkinson 循环发动机泵气损失影响及优化

高莹, 徐英健, 门欣, 谢天驰, 徐明伟

(吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 130025, 长春)

摘要: 为降低 Atkinson 循环汽油机泵气功产生的能量损失,采用一台 1.0 L 自然吸气 Atkinson 循环汽油机一维热力学模型进行计算研究,依次分析了进排气相位和废气再循环(EGR)对泵气损失的影响,在典型小负荷区,推迟进气晚关角(IVC)可以增加进气歧管内压力,降低泵气损失,但当进气早开角在上止点后推迟过大,导致活塞在封闭系统中膨胀负功逐渐增加,泵气损失反而增加,因此可以通过推迟排气晚关角(EVC)来增加气门重叠期,减少活塞在封闭系统中做的膨胀负功;提前排气晚关角,利用活塞在封闭系统中压缩功抵消膨胀功,减少泵气负功。研究发现:当进气晚关角推迟到 101° 时,泵气损失压力降低到 -64.7 kPa ;推迟排气晚关角到 55° ,泵气损失压力可以降低到 -52.6 kPa ,同时提前排气晚关角到 -45° ,可以减少泵气损失压力到 -30.4 kPa 。在保证稳定燃烧的前提下控制 EGR 阀来调节 EGR 率,在大负荷时,泵气损失减小收益来自于进气压力的增加和排气压力的降低,随 EGR 率的增加,泵气损失最多可减少 18.8% ;在小负荷时,泵气损失减小收益主要来自于进气压力的增加,随 EGR 率的增加,泵气损失最多可减少 14.8% 。

关键词: 汽油机;泵气损失;阿特金森循环;进气正时;排气正时;废气再循环

中图分类号: TK411.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)03-0047-08

Optimization and Pumping Loss Analysis on Atkinson Cycle Engine Considering Valve Timing and EGR

GAO Ying, XU Yingjian, MEN Xin, XIE Tianchi, XU Mingwei

(State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: To reduce energy loss caused by pumping work in Atkinson cycle gasoline engine, this paper conducted the research on an one-dimensional thermodynamic model of naturally aspirated Atkinson cycle gasoline engine, and analyzed the effect of IVC and EVC on the pumping loss of a naturally aspirated gasoline engine. The results showed that when the intake valve closing time is delayed, the pressure in the intake manifold increases, the pumping loss is reduced to -64.7 kPa when the intake valve closing time is delayed to 101° at low load; however, when the intake valve closing time is delayed too late, the negative expansion power gradually increases and causes pump loss increase. Delaying exhaust closing angle to 55° can increase the valve overlap period and decrease the pumping loss to -52.6 kPa , while advancing exhaust closing angle to -45° can reuse negative compression power and reduce the pumping loss to -30.4 kPa . Then, under the premise of stable combustion, the EGR valve can be controlled to adjust the EGR rate. The results showed that, at high load, the pumping loss gain comes from the increase of inlet pressure

and the decrease of exhaust pressure; with the increase of EGR, the pumping loss can be reduced by 18.8%; at low load, the pumping loss gain mainly comes from the increase of inlet pressure, and with the increase of EGR, the pumping loss can be reduced by 14.8% at most.

Keywords: gasoline engine; pumping loss; Atkinson cycle; intake valve timing; exhaust valve timing; EGR

Atkinson 循环作为应对国家乘用车燃料消耗量标准 GB 19578—2014 的技术措施,从改变循环模式入手,分离压缩比和膨胀比,有效改善了汽油机燃油的经济性^[1-2]。同时,利用进气门晚关策略,对传统 Otto 循环汽油机进行 Atkinson 循环改造,明显降低了泵气损失,具有显著的节能效益和成本优势^[3-5]。传统 Otto 循环汽油机大部分时间运行在低负荷工况区,通过节气门改变进气流通面积来调节负荷,因此在节气门处产生较大的泵气损失^[6]。Atkinson 循环通过进气门与节气门协同控制发动机负荷,将部分进入气缸中的工质退回到进气管中,提高了进气压力,降低了泵气损失,改善了发动机的燃油经济性。Shinagawa 等推迟进排气相位降低了小负荷时的泵气损失^[7]。

近年来,废气再循环技术(EGR)逐渐运用到汽油机上,利用其大比热特性降低了缸内温度,成为抑制爆震倾向的有效手段^[8]。同时,由于外部 EGR 从排气管路中分离出部分废气导入进气管中,占据了进气管中部分体积,提高了进气管压力,进而降低了泵气损失,影响了泵气特性^[9-10]。胡顺堂等研究了内 EGR 率对泵气损失的影响^[11]。

本文以一台 Otto 循环 1.0 L PFI 发动机为研究对象,进行了台架试验,建立了一维计算模型并验证了模型有效性。在此基础上,提高模型几何压缩比,设计大包角连续凸轮,应用进气门晚关策略分离压缩比和膨胀比,实现了 Atkinson 循环。研究典型工况点泵气规律,分析进气正时变化、排气正时变化对泵气损失的影响规律,同时探究引入外部 EGR 在大、小负荷时对泵气损失的影响。

1 试验、建模及验证

本文基于一台 1.0 L PFI 自然吸气发动机进行研究,所使用发动机参数是:发动机为直列 3 缸,压缩比为 10.5:1,缸径为 74 mm,冲程为 77.4 mm,连杆长度为 137 mm,发动机排量为 1 L,燃油为汽油,喷射方式为多点顺序进气道喷射,气门数为 4。试验用测试仪器是:AVL 电力交流测功机,AVL735C 油耗仪,空气流量计,燃烧分析仪,角标

仪,气缸压力传感器。汽油机部分气路模型如图 1 所示。

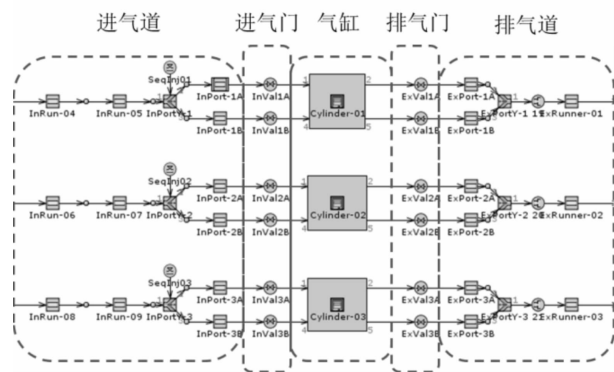


图1 汽油机部分气路模型

利用试验数据,在 GT-power 软件中搭建 1.0 L PFI 发动机一维热力学模型。采用湍流火焰燃烧模型,缸内传热基于 Woschni 模型进行计算,摩擦损失选用 Chen-Flynn 模型进行分析,计算泵气损失平均有效压力(以下简称泵气损失压力)的公式^[12]为

$$p_m = \frac{\int p dV}{V_{\text{disp}}} \quad (1)$$

式中: p 为瞬时缸内压力; V_{disp} 为气缸排量。

本文通过计算研究进、排气路上的流动特性,核心是对缸内进气量的精确建模,GT-power 基于一维气体动力学方程,计算整机气路中气体质量流量、密度和内能等参数,模型如图 1 所示。进气管路上的压力损失通过试验数据进行标定,结果如图 2 所示,配气相位从 ECU 中获得,气道流量系数通过稳态气道试验获得,以上参数输入到模型中,计算缸内进气量与试验数据最大误差不超过 5%,结果如图 3 所示。摩擦模型通过倒拖功试验中倒拖电机的扭矩和功率进行标定,可得万有特性下比油耗与试验比油耗最大误差不超过 3.2%,结果如图 4 所示。燃烧模型通过统计学处理后的试验缸压曲线进行标定,选取下文两个工况点的缸压曲线对比,结果如图 5 所示。

仿真与试验模型结果对比表明:仿真模型中进气量与试验数据吻合,整机气路能较好反映原机进、排气管路上的惯性充气、谐波进气、压力损失等物理

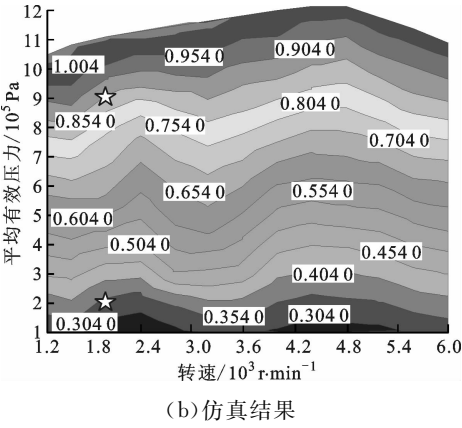
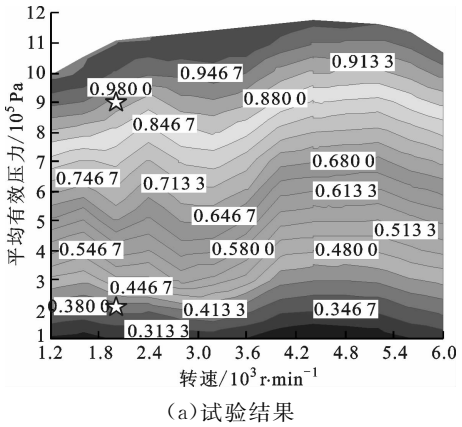


图 2 进气管压力仿真结果验证

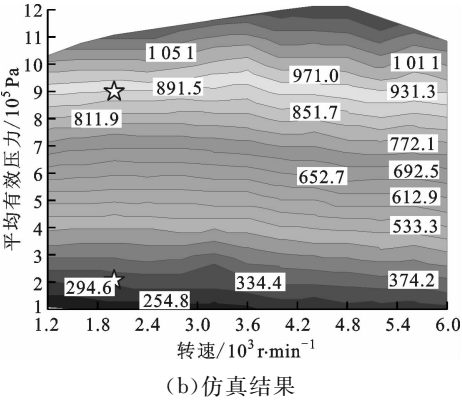
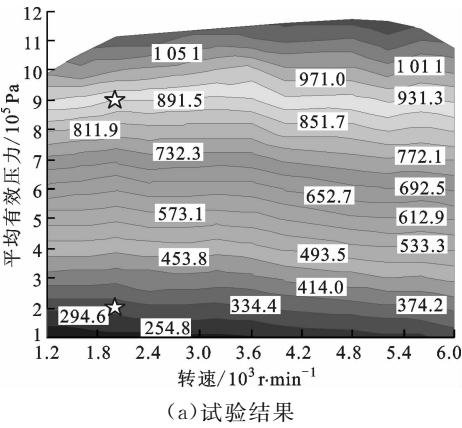


图 3 进气总量仿真结果验证

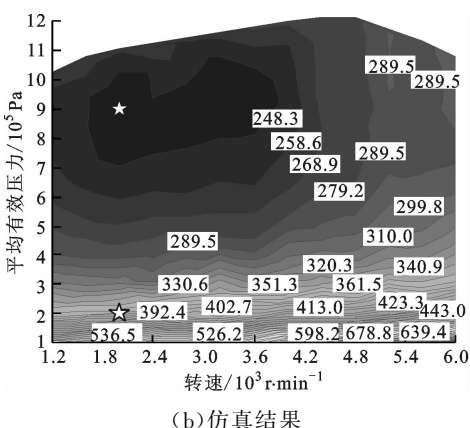
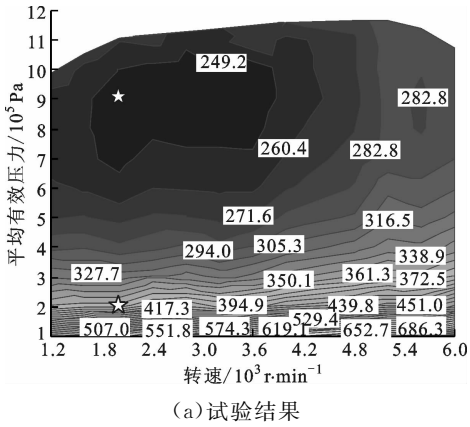


图 4 发动机比耗油率仿真结果验证

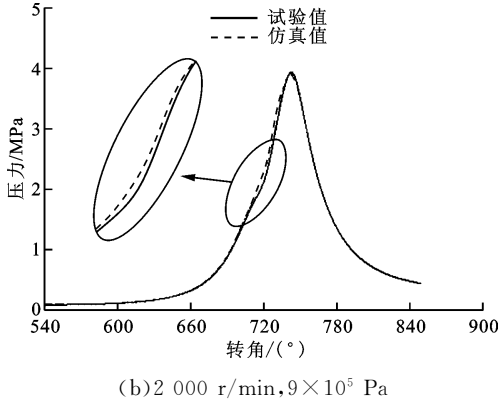
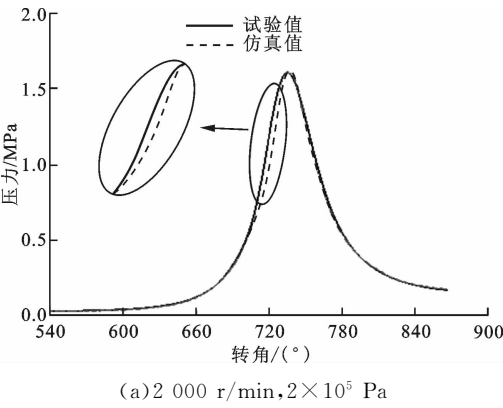


图 5 模型仿真结果验证

特性,并通过燃烧、摩擦模型的标定可得准确的仿真比油耗,为改造 Atkinson 循环研究泵气损失特性提供了可靠的模型基础。

2 进气门晚关策略对泵气损失的影响

本节选取车辆行驶典型工况点进行研究,由于在小负荷时节气门开度较小,进气在流经节气门时,会产生较大节流损失,造成节气门后进气管中压力降低,产生较大的泵气损失。然而,利用进气门晚关策略,增大进气晚关角,将一部分已经进入气缸中工质推回到进气歧管中,增加进气歧管中压力,可在节气门开度不变时减小节气门前后压差,减少泵气损失,提高燃油经济性。本节应用进气门晚关策略计算研究了 1.0 L PFI 发动机泵气损失的变化规律。

2.1 增大进气晚关角对泵气损失的影响规律

工况点 $2\,000\text{ r/min}$ 、 $2\times 10^5\text{ Pa}$ 时进排气配气相位是:进气早开角为 11° ,进气晚关角为 39° ,排气早开角为 35° ,排气晚关角为 5° ,保持原机进气早开角不变,在 39° 原机进气晚关角基础上增大进气晚关角到 109° ,探究进气歧管和泵气损失压力随进气晚关角的变化规律,设计 6 组不连续凸轮型线来研究泵气特性,如图 6 所示。当进气早开角不变时,随着进气晚关角的增加,进气歧管压力从 33.8 kPa 逐步增加到 46.4 kPa ,泵气损失压力从 -72.5 kPa 逐步降低到 -60.0 kPa ,变化规律如图 7 所示,不同进气晚关角下的缸压曲线对比如图 8 所示。对比图 8 中原机进气晚关角和 109° 进气晚关角的缸内 $P-V$ 缸压曲线可知:排气压力线基本不变,进气压力线随着 IVC 的增加而增加,泵气损失所围面积减小,泵气损失降低,对小负荷工况点的燃油经济性有明显改善,但过大的进气晚关角会影响大负荷的进气量,会降低能量密度,所以利用合适的进气凸轮包角改

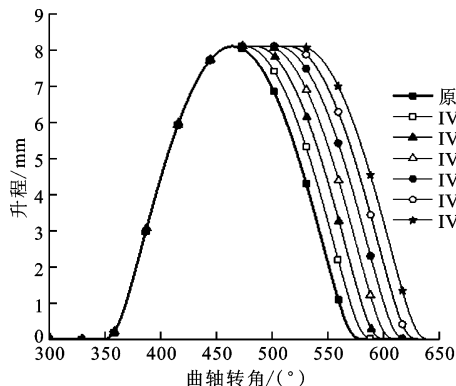


图6 6组不连续进气门升程曲线对比
(换气上止点为 360° , 点火上止点为 720°)

造 Atkinson 循环。

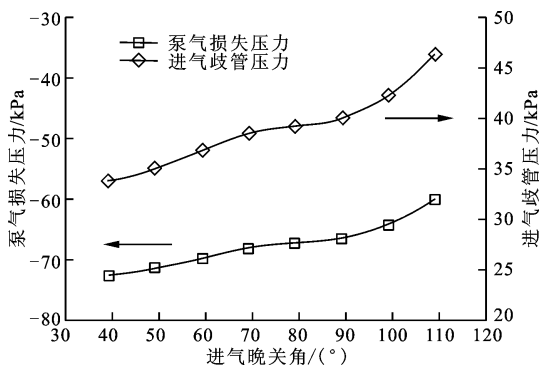


图7 进气晚关角对进气歧管和泵气损失压力的影响

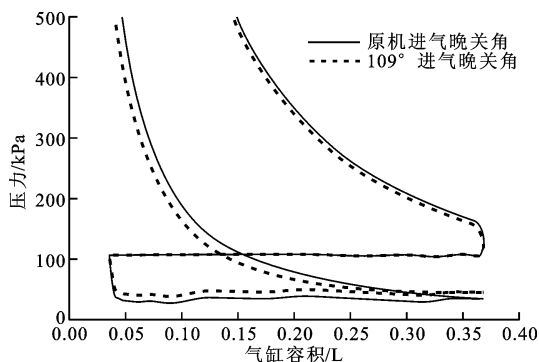


图8 不同进气晚关角下的缸压曲线对比

2.2 Atkinson 循环大包角进气凸轮设计

本文在原机模型提高几何压缩比到 12, 选择合适的进气凸轮包角, 推迟进气晚关角, 分离压缩比和膨胀比, 实现 Atkinson 循环。合理的进气凸轮包角不仅可以用来降低泵气损失, 还可兼顾有效压缩比的大小, 减弱爆震倾向。

在小负荷工况时, 增大进气包角虽然可以降低泵气损失, 但在实际应用中会降低大负荷时的缸内进气量, 降低能量密度。本文在不采用滚流气道和外部冷 EGR 措施的前提下, 以推迟进气晚关角、控制有效压缩比、降低大负荷时爆震倾向为边界, 选择合适的进气凸轮包角。从实际应用出发, 进气晚关角控制有效压缩比小于 10.5 时最为安全, 并参考原机 VVT 脉谱的进气早开角, 可得 Atkinson 循环下大进气包角范围^[13], 有效压缩比随进气晚关角的变化曲线如图 9 所示。本文进气凸轮包角选择 252° , Otto 循环进气凸轮型线及 Atkinson 循环进气凸轮型线对比如图 10 所示。

进气凸轮型线缓冲段采用等加速-等速设计, 工作段采用高次多项式函数设计, AVL excite 软件中进行了动力学和运动学校核, 结果如表 1 所示。由表 1 可知, 新设计的凸轮型线在保证足够充气能力

表 1 Atkinson 循环进气凸轮动力学运动学校核结果

评价项目	凸轮型线 评价系数	曲率半径 R /mm	跃度 /mm·rad ⁻²	接触应力 /N·mm ⁻²	弹簧裕度	气门速度 V /mm·rad ⁻¹	丰满度	润滑系数
评价数值	>1.2~1.3	$R_{\min}>3$	<1 000	<600	>1.1~1.2	$V_{\max}\leq 12.37\sim 12.59$	>0.5	0.15~0.35
开启侧	4.15	9.34	898.2	372	1.921	12.51	0.58	0.32
关闭侧	4.02		898.2			-12.51	0.58	0.32

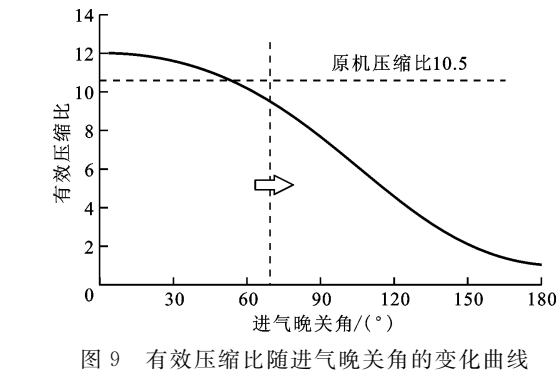


图 9 有效压缩比随进气晚关角的变化曲线

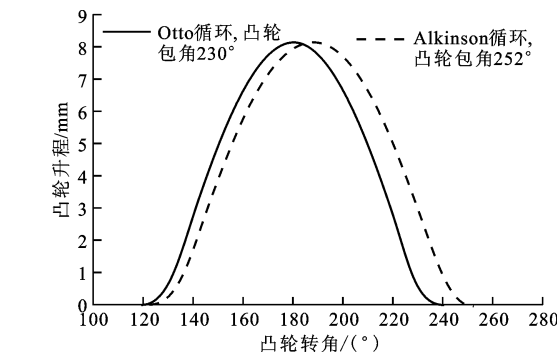


图 10 Otto 循环进气凸轮型线及 Atkinson 循环进气凸轮型线对比

的基础上,不会发生气门飞脱、反跳和加速磨损等不正常工作现象。新设计的凸轮包角相对于原机包角增加了 22°,推迟了进气晚关角,在原机提高压缩比的同时,分离了原机压缩比和膨胀比,实现 Atkinson 循环。

2.3 Atkinson 循环进气相位选择

应用大进气包角凸轮升程,在工况点 2 000 r/min,2×10⁵ Pa 时选择合适的进气晚关角。可知:在 101°进气晚关角之前随进气晚关角的增加,进气歧管内压力增加,泵气损失减少;在 101°进气晚关角之后,随进气晚关角的增加,进气歧管内压力仍然增加,泵气损失反而增加,结果如图 11 所示。

由于进气持续期不变,随着进气晚关角的推迟,进气早开角逐渐推迟到上止点后,但是由于排气晚关角不变,形成负的气门叠开期。其间进气排气门关闭,活塞下行,在封闭燃烧室内残余废气膨胀对活

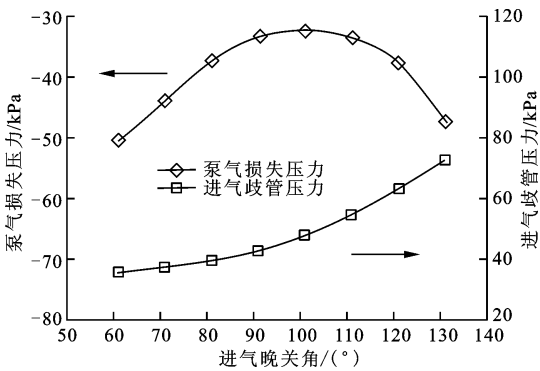


图 11 进气晚关角对泵气损失压力的影响

塞做负功,产生抽真空的现象,导致较大泵气损失。由图 12 可知,过大的进气晚关角导致进气压力线下降,泵气损失所围面积增大。

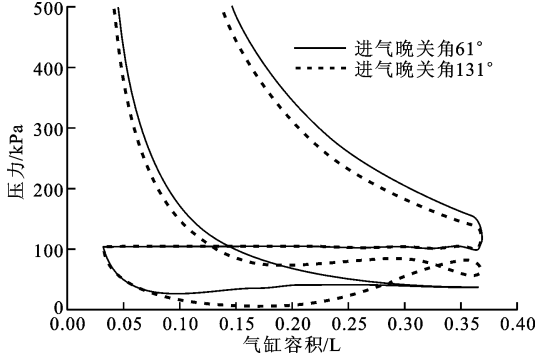


图 12 进气持续期不变时不同进气晚关角下的缸压曲线

3 排气晚关角对泵气损失的影响

本节选取车辆行驶常用工况点 2 000 r/min、2×10⁵ Pa 进行研究,在排气相位不变的条件下,推迟进气晚关角形成负的气门叠开期。随着活塞下行,封闭燃烧室中的压力小于曲轴箱中的压力,造成较大膨胀负功导致泵气损失增加,因此本节研究 Atkinson 循环(压缩比为 12,进气包角为 252°)下,排气晚关角对泵气损失的影响规律。在进气晚关角位于 101°的位置产生最小泵气损失压力-64.7 kPa 的基础上,分别提前和推迟排气相位角 50°,结果如图 13 所示。

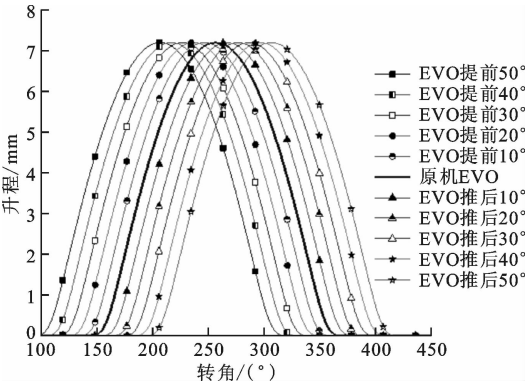


图 13 不同排气相位下的排气门升程曲线

3.1 推迟排气晚关角对泵气损失的影响规律

研究推迟排气晚关角对泵气损失的影响,结果如图 14 所示,可知随着排气晚关角从 5°增加到 55°,泵气损失压力从 -64.7 kPa 逐步降低到 -52.6 kPa。推迟排气晚关角进气压力线上升的情形如图 15 所示,对比原机排气晚关角和 55°排气晚关角的缸内 $P-V$ 图可知,由于排气晚关角的推迟,形成正的气门重叠期;在活塞从上止点下行时,进气门关排气门开,排气回流至燃烧室内,此时进气压力线提高,与排气压力线所围面积减小,膨胀负功减少,泵气损失降低,结果如图 15 所示。

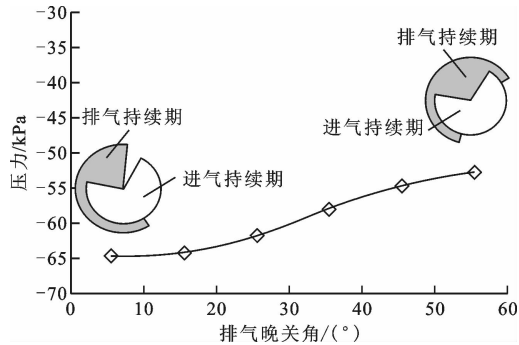


图 14 推迟排气晚关角对泵气损失压力的影响

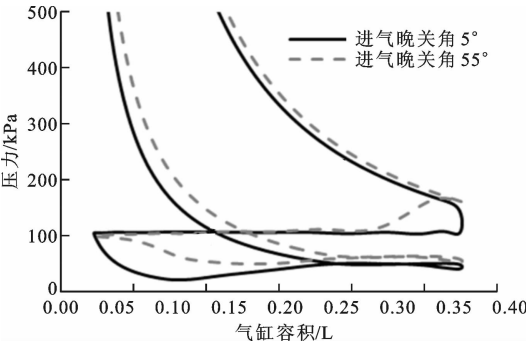


图 15 不同排气晚关角下的缸压 $P-V$ 图

3.2 提前排气晚关角对泵气损失的影响规律

提前排气晚关角对泵气损失的影响如图 16 所示。由图 16 可知,提前 EVC 可以降低泵气损失,当排气晚关角从 5°提前到 -45°时,泵气损失压力从 -64.7 kPa 减小到 -30.4 kPa。

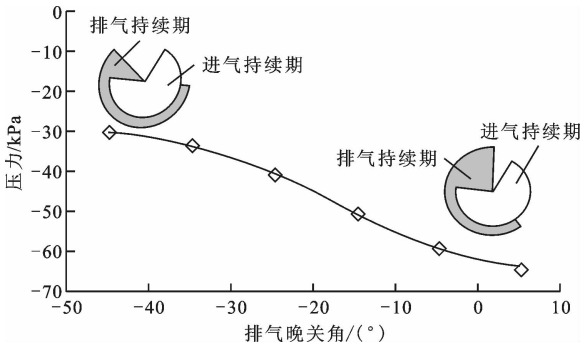


图 16 提前排气晚关角对泵气损失压力的影响

提前排气晚关角引起弹簧效应从而减小泵气损失的影响,结果如图 17 所示,对比原机排气晚关角和排气晚关角为 -45°的缸内 $P-V$ 图可知,进气压力线和排气压力线在上止点附近都有较高的提升,但是两条曲线基本重合,所围面积为 0。这是因为排气门早关后,活塞上行阶段缸内出现一个压缩过程,缸内压力升高,但在进气门打开前,气门全部关闭,系统封闭,因此这部分压缩负功在进气门打开前、活塞下行过程中可以被重新利用,而且排气晚关角和进气早开角基本上对称分布在上止点两侧,进气门关闭后膨胀线与压缩初期压缩线基本重合,类似于产生压缩弹簧的效果,故这两个过程泵气功的和为 0,没有造成更大的换气损失。

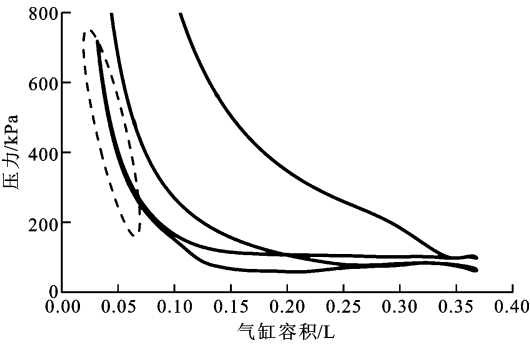


图 17 提前排气晚关角引起弹簧效应从而减小泵气损失的影响

4 EGR 对泵气损失的影响

利用外部 EGR 可以降低低转速低负荷区的泵气损失,同时在低转速中高负荷区引入外部 EGR,可以改善汽油机中大负荷区的爆震倾向,但 EGR

的引入会对进排气管路泵气特性产生影响,选取工况点 2 000 r/min、 2×10^5 Pa 和 2 000 r/min、 9×10^5 Pa 时进行研究。本节基于改造后的 Atkinson 循环模型(压缩比为 12,进气包角为 252°),加入 EGR 回路,探究在高低不同负荷时 EGR 对泵气损失的影响,模型如图 18 所示。在原机模型上,将燃烧后的废气通过 EGR 阀引入到节气门后的进气总管上,通过 EGR 阀来控制引入 EGR 的质量流量,并通过冷却器降低外部 EGR 温度,结果如图 19 所示。EGR 率用目标率表示,即

$$\rho_{\text{EGR}} = \left[\frac{\oint \dot{m}_{\text{b,i}} dt}{\oint (\dot{m}_{\text{b,i}} + \dot{m}_{\text{ab,nf}}) dt} \right] \times 100\%$$

式中: $\dot{m}_{\text{b,i}}$ 为残余废气通过进气门进入气缸的质量流量; $\dot{m}_{\text{ab,nf}}$ 为空气通过进气门进入气缸的质量流量。

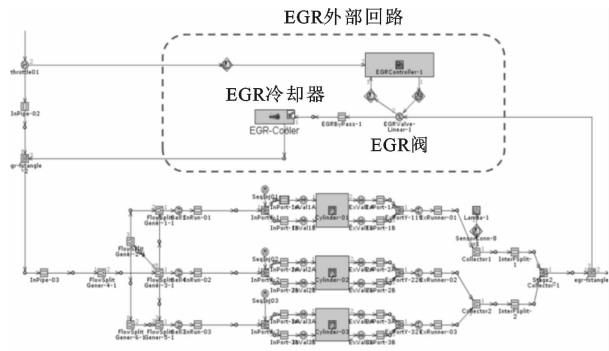


图 18 加入 EGR 回路的汽油机模型

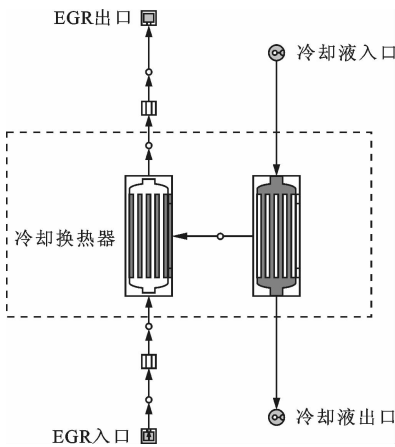


图 19 EGR 冷却器模型

4.1 2 000 r/min、 2×10^5 Pa 时 EGR 对泵气损失的影响

在保证燃烧稳定的前提下,控制 EGR 阀,使 EGR 率从 0% 提高到 25%,泵气损失压力随 EGR 率的变化如图 20 所示。

由于排气压力高于进气压力,在进气管中引入

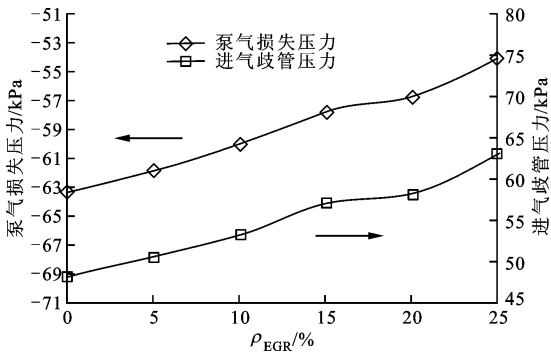


图 20 小负荷时 ρ_{EGR} 对泵气损失压力的影响

排气后,排气占据了部分进气管的容积,增加了进气管中的压力,进、排气压差减小,使泵气损失所围面积减小,结果如图 21 所示。EGR 率越高,掺混的高压力排气越多,进、排气压差越小,泵气损失就越小。随着目标 EGR 率从 0% 增加到 25%,进气歧管压力从 48.0 kPa 提高到 63.0 kPa,泵气损失压力从 -63.4 kPa 减小到 -54.0 kPa,降低了 14.8%。

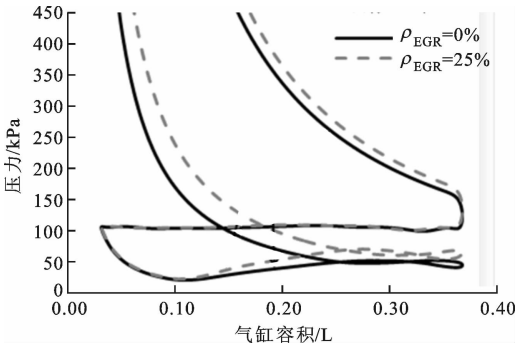


图 21 目标 EGR 率为 0% 和 25% 时的缸压曲线对比

4.2 2 000 r/min、 9×10^5 Pa 时 EGR 对泵气损失的影响

在保证燃烧稳定的前提下,控制 EGR 阀,使 EGR 率从 0% 提高到 10%,泵气损失压力随 EGR 率的变化如图 22 所示。对比图 20、图 22 可知,由于大负荷区的节气门开度增加,泵气损失相对小负荷区已经有所改善,此时进气节流损失减少,进气泵气损失减少,而排气泵气损失占泵气损失的比重增加。

加入 EGR 后,排气管中部分废气进入进气管,降低了排气压力,而进气管中压力也有部分增加,进排气压差减小,使泵气损失所围面积减小,结果如图 23、24 所示。EGR 率越高,掺混的高压力排气越多,进排气压差越小,泵气损失就越小。随着目标 EGR 率从 0% 增加到 10%,进气歧管压力从 85.3 kPa 提高到 87.1 kPa,排气管压力从 101.0 kPa 降低到 100.8 kPa,泵气损失压力从 -13.3 kPa 减小到 -10.8 kPa,降低了 18.8%。

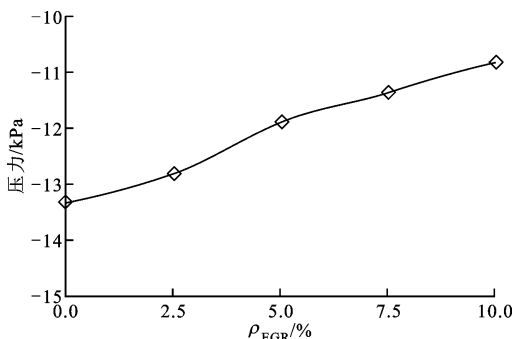


图 22 大负荷时 ρ_{EGR} 对泵气损失压力的影响

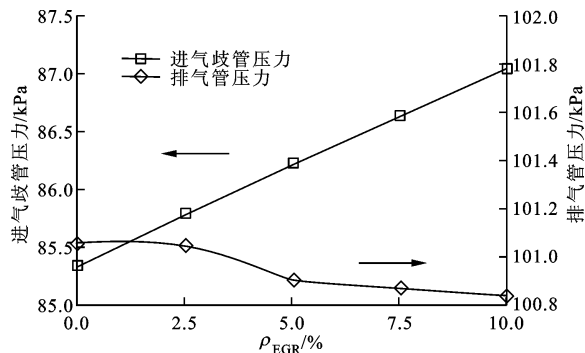


图 23 目标 EGR 率对进排气管压力的影响

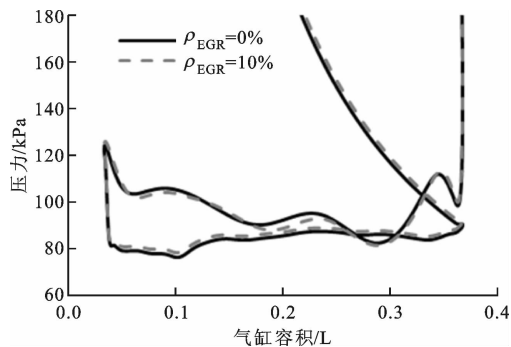


图 24 目标 EGR 率为 0%、10% 时缸压曲线对比

5 结 论

(1) 当进气早开角不变时, 在小负荷区, 推迟进气晚关角增加进气持续期, 使进气歧管内压力增加, 可降低 17% 的泵气损失;

(2) 设计连续的大包角进气凸轮, 并进行运动学及动力学校核, 进气晚关角位于 101° 时, 降低泵气损失压力到 -64.7 kPa, 继续推迟进气晚关角, 泵气损失逐渐增加;

(3) 在进气晚关角位于 101° 时, 推迟排气晚关角减小负气门重叠期, 降低泵气损失压力到 -52.6 kPa; 提前排气晚关角使进气和排气压力线在上止

点附近重合, 泵气损失压力减小到 -30.4 kPa;

(4) 在保证燃烧稳定的前提下, 在小负荷时, 随 EGR 的增加进气压力升高, 泵气损失降低了 14.8%, 在大负荷时, 随 EGR 的增加排气压力降低, 泵气损失降低了 18.8%。

参考文献:

- [1] 中国汽车技术研究中心. GB 19578—2014 乘用车燃料消耗量限值 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2014.
- [2] MIKLANEK L, VITEK O, GOTFRYD O, et al. Study of unconventional cycles (Atkinson and Miller) with mixture heating as a means for the fuel economy improvement of a throttled SI engine at part load [J]. SAE International Journal of Engines, 2012, 5: 1624-1636.
- [3] GOTO T, ISOBE R, YAMAKAWA M, et al. The new Mazda gasoline engine Skyactiv-G [J]. Atzauto-technology, 2011, 72(6): 40-47.
- [4] YONEKAWA A, WATANABE O, SEKIYA N, et al. Development of new 2.0 l gasoline engine for accord hybrid [J]. Honda R&D Technical Review, 2013, 25(2): 26-31.
- [5] TAKAHASHI D. Combustion development to achieve engine thermal efficiency of 40% for hybrid vehicles; SAE 2015-01-1254 [R]. Washington, DC, USA; SAE, 2015.
- [6] BREHOB D D, AMLEE D R. Effects of inlet air heating and EGR on thermal efficiency of a SI engine at part load [R]. Washington, DC, USA; SAE, 1990.
- [7] SHINAGAWA T, KUDO M, MATSUBARA W, et al. The new toyota 1.2-liter ESTEC turbocharged direct injection gasoline engine [R]. Washington, DC, USA; SAE, 2015.
- [8] HEYWOOD J. Internal combustion engine fundamentals [M]. New York, USA; McGraw-Hill Education, 1988.
- [9] 潘锁柱, 宋崇林, 裴毅强, 等. EGR 对 GDI 汽油机燃烧和排放特性的影响 [J]. 内燃机学报, 2012(5): 409-414.
- PAN Suozhu, SONG Chonglin, PEI Yiqiang, et al. Influence of EGR on combustion and emissions of a gasoline direct-injection engine [J]. Transactions of CSICE, 2012(5): 409-414.
- [10] 韩林沛, 洪伟, 王建军, 等. 汽油机部分负荷应用热废气再循环实现临界爆震的性能优化 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(10): 116-122.

(下转第 62 页)