

DOI: 10.7652/xjtuxb201510019

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

韩林沛¹, 洪伟¹, 王建军², 苏岩¹, 解方喜¹

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 130025, 长春; 2. 保定长城内燃机制造有限公司, 072650, 河北保定)

摘要: 以某款 1.4 L 缸内直喷汽油机为研究对象, 结合其标定参数和实验结果, 利用三维仿真软件 Fire 研究了热废气再循环对汽油机部分负荷的影响规律。结果表明: 当进气压力为 68 kPa 和 24 kPa 时, 在低于爆震限值的热废气再循环率(η_{hot})范围内, 随着 η_{hot} 的增大, 混合气的爆震指数均呈现逐渐增大的趋势, 且显著低于相同进气温度下的无废气再循环工况; 热废气能够起到强化燃烧和降低进气泵气损失的双重效果, 相比常温进气工况, 在进气压力为 68 kPa、 $\eta_{\text{hot}}=10\%$ 工况下的指示功增幅为 4.6%, 在进气压力为 24 kPa、 $\eta_{\text{hot}}=17.5\%$ 工况下的指示功增幅可达 65.8%; 进气压力为 24 kPa、 $\eta_{\text{hot}}=12.5\%$ 工况与常温进气工况的火焰传播速度几乎相当, 缸压峰值可提高约 1/4, 而且还能降低 52% 的 CO 排放量和 78.3% 的 NO 排放量; 通过耦合进气加热或者废气中冷, 可以进一步拓展热废气再循环的应用潜力, 并且负荷越小耦合进气加热以后的改善效果越显著。

关键词: 汽油机; 热废气再循环; 强化燃烧; 泵气损失

中图分类号: TN411.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)10-0116-07

Performance Optimization of Partial Load of Gasoline Engine at Critical Knock Status Using Hot Exhaust Gas Recirculation

HAN Linpei¹, HONG Wei¹, Wang Jianjun², SU Yan¹, XIE Fangxi¹

(1. State Key Laboratory of Automobile Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China;
2. Baoding Changcheng Internal Combustion Engine Manufacturing Co., Ltd., Baoding, Hebei 072650, China)

Abstract: Effects of hot exhaust gas recirculation (EGR) on partial load performance of a gasoline engine are studied using the software CFD Fire based on a 1.4 L gasoline direct injection (GDI) engine and its calibrated and experimental data. Results show that increasing hot EGR rate increases the knock index when the intake pressure are 68 kPa and 24 kPa within knock limit, but the knock index is significantly below that in same intake temperature conditions without EGR. Both enhancement of combustion and reduction of pumping loss can be acquired by introducing hot EGR. The indicated work increases by 4.6% when the intake pressure is 68 kPa and $\eta_{\text{hot}}=10\%$, and it increases by 65.8% when the intake pressure is 24 kPa and $\eta_{\text{hot}}=17.5\%$, compared with that in normal intake temperature condition. The flame propagation velocity is almost the same as the one under the normal intake condition when η_{hot} is 12.5% and the intake pressure is 24 kPa, and the peak cylinder pressure increases by about 1/4. Moreover, emissions of CO and NO are reduced by 52% and 78.3%, respectively. Great potential for further application of hot EGR exists by coupling heating intake air or cooling EGR, and more significant

improvements can be obtained by coupling heating intake air with lower loads.

Keywords: gasoline engine; hot exhaust gas recirculation; combustion intensification; pumping loss

汽油机部分负荷时的节流损失一直是制约其经济性进一步提高的固有缺陷,虽然汽油直喷分层稀燃以及均质充量压燃两种燃烧模式均可以取消节气门实现柴油机式的无节流进气^[1],但由于存在油品和稀燃 NO_x 后处理器问题,因此分层稀燃并没有引入到国内,而均质充量压燃也因其负荷扩展困难至今没有成熟的应用机型。

废气再循环被认为是能进一步改善直喷汽油机经济性的有效技术手段^[2],按废气是否经过中冷器冷却,可分为冷废气再循环和热废气再循环两种方式。在中小负荷引入废气,可以减小部分负荷时的泵气损失;在大负荷引入废气,可以抑制爆震,提高循环热效率。吉林大学解方喜等人利用甲醇燃料燃烧速度快、辛烷值高抗爆性好的优点以柴油机为基础开发了一款用废气量控制负荷的甲醇发动机,在不影响发动机燃油经济性的情况下最大废气再循环率可达 50%^[3]。美国西南研究院 Terry ALGER 等人通过引入氢气的方式提高了汽油机燃烧的废气容忍度,以缸内燃烧压力循环变动量低于 5%为限,引入质量分数为 1%的氢气,废气容忍度可提高到 48%^[4]。虽然通过燃用含氧燃料和额外添加速燃成分能够实现高废气再循环率,但这并不是汽油机废气再循环的最终目的,汽油机部分负荷引入废气是为了填补本需要节气门节流限制的燃烧室体积空间,降低进气泵气损失^[5]。因此,汽油机降低进气泵气损失的根本是保持进气体积流量不被节流,而采用热废气再循环可以充分利用废气的热量加热进气,增大进气的定质量流量下的体积流量,即填补相同的进气节流体积,采用热废气再循环方式可以降低引入废气的质量分数,减少废气对燃烧的恶化。

此外,热废气再循环对进气温度的提高还可以改善燃烧,提高循环热效率。对于汽油机来说,最容易发生爆震的工况是大负荷,而小负荷由于燃烧放热量少,点火以后压力波对末端未燃混合气的压缩程度低,不会发生爆震。虽然爆震会影响发动机工作的稳定性和机械强度,但研究表明,临界爆震对发动机不但没有危害,而且可以相对提高发动机的动力性和经济性^[6]。借用废气热量加热进气,可以提高部分负荷的爆震指数,进而控制燃烧过程达到或接近临界爆震状态,以提高汽油机部分负荷的燃油

经济性。然而,通过实验探索发动机不同运行工况的临界爆震点,往往需要发动机工作在爆震或重度爆震状态,这对发动机的损害是非常大的^[7]。针对上述问题,参照已有的实验数据,本文利用商业软件 AVL-fire 研究了热废气再循环对发动机部分负荷燃烧和排放性能的影响,并获得了较优的经济性改善效果,为课题进一步的实验研究做出可行性指导。

1 计算平台搭建及方案设计

1.1 计算平台搭建

以一款 1.4 L 的增压直喷汽油机为研究对象,建立了其动态网格模型,汽油机原机的基本参数如表 1 所示。

表 1 汽油机基本参数

参数	数值	参数	数值
缸径/mm	76.5	行程/mm	75.6
连杆长度/mm	138	压缩比	10
气缸气门数	4	排量/L	1.390
最大扭矩/N·m	225	最大功率/kW	96

几何实体模型通过硅胶倒模逆向处理的方法获得,本计算模型将排气上止点所对应的曲轴转角记为 0°,从进气门开启时刻-28°到排气门打开时刻 516°划分动网格,全局最大网格尺寸为 1 mm,最小网格尺寸为 0.5 mm。计算模型缸内初始压力为 98 kPa,初始温度为 850 K,喷油参数和点火正时均按计算工况点对应的实验数据设置。模型及边界条件如图 1 所示。

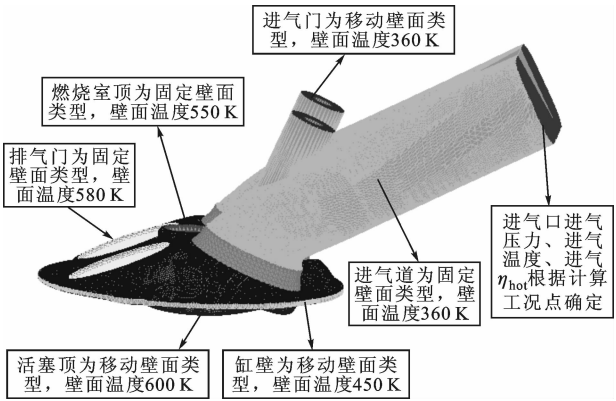


图 1 计算模型及边界条件

1.2 计算方案

为说明热废气再循环对发动机爆震指数和泵气损失的影响,计算转速选择了易发生爆震的最大扭矩点附近的较低转速 1 800 r/min,计算负荷选择 20 N·m 和 60 N·m 部分负荷工况点,其所对应的发动机实际运行参数如表 2 所示。

表 2 计算工况点发动机运行参数

转速/ r·min ⁻¹	扭矩/ N·m	进气 压力/ kPa	点火 角/(°)	喷油 持续 角/(°)	耗油 量/ kg·h ⁻¹	进气 量/ kg·h ⁻¹
1 800	20	24	332	95~111	1.54	21.1
1 800	60	68	336	66~96	3.25	42.8

参照表 2 两个工况点的发动机运行参数对计算模型的初始条件进行设置,以进气压力 68 kPa 和 24 kPa 工况为基础计算了相同进气压力不同热废气再循环率对发动机性能的影响规律,热废气再循环率 η_{hot} 的定义如下

$$\eta_{\text{hot}} = \frac{m_{\text{egr}}}{m_{\text{mix}}} \tag{1}$$

式中: η_{hot} 为热废气再循环率; m_{egr} 为再循环废气质量; m_{mix} 为废气与新鲜空气混合气的质量。Fire 软件中的再循环废气成分为质量分数 19.53% 的二氧化碳、质量分数 71.98% 的氮气和质量分数 8.49% 的水蒸气,不同 η_{hot} 所对应的混合气温度按下式计算得到

$$\eta_{\text{hot}}(c_{\text{CO}_2}m_{\text{CO}_2} + c_{\text{N}_2}m_{\text{N}_2} + c_{\text{H}_2\text{O}}m_{\text{H}_2\text{O}})\Delta t = (1 - \eta_{\text{hot}})c_{\text{air}}m_{\text{air}}\Delta t' \tag{2}$$

式中: m_{CO_2} 、 $m_{\text{H}_2\text{O}}$ 、 m_{N_2} 分别为废气成分中二氧化碳、氮气、水蒸气的质量; m_{air} 为新鲜空气质量; c_{CO_2} 、 c_{N_2} 、 $c_{\text{H}_2\text{O}}$ 、 c_{air} 分别为 CO_2 、 N_2 、 H_2O 和空气的比定压热容; Δt 为废气与新鲜空气混合后的温降; $\Delta t'$ 为新鲜空气和废气混合后的温升^[8]。

发动机的转速和负荷不同,排气温度也不同,图 2 是实验测得的计算用样机的排气温度万有特性曲线,可以看出,即使在低转速小负荷工况汽油机的排温也能达到较高的温度值,采用不经冷却的废气直接引入到进气管,能够最大程度地提高再循环废气与新鲜空气的混合气温度。

根据式(2)和图 2 的排温数据,计算得到不同 η_{hot} 下的混合进气温度,如表 3 所示。

1.3 计算模型验证

计算过程中的湍流模型选用 $k\text{-}\varepsilon\text{-}f$ 模型,燃烧模型选用扩展的相关火焰 ECFM 模型,喷雾模型

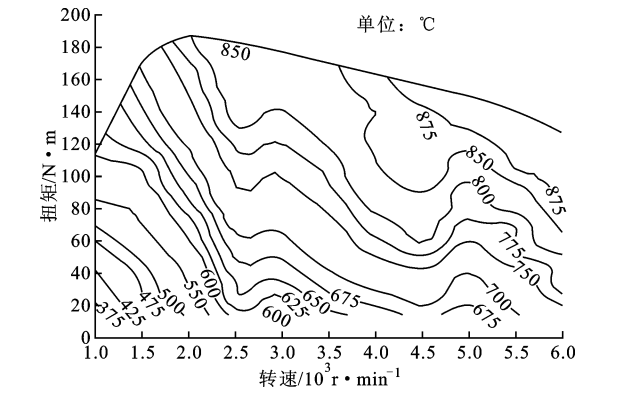


图 2 涡前排温万有特性曲线

表 3 不同计算工况的进气温度

$\eta_{\text{hot}} / \%$	混合气温度/K		$\eta_{\text{hot}} / \%$	混合气温度/K (进气 24 kPa)
	进气 24 kPa	进气 68 kPa		
2.5	304.0	307.0	15.0	359.2
5.0	315.0	321.4	17.5	369.8
7.5	326.5	335.4	20.0	380.4
10.0	337.5	349.3	22.5	390.9
12.5	348.4	363.0		

选用离散液滴模型,爆震模型选用 shell 模型。为验证选用模型的准确性,将实验测得的 1 800 r/min、60 N·m 工况下的缸压曲线与相同计算参数下的仿真结果进行对比,如图 3 所示。

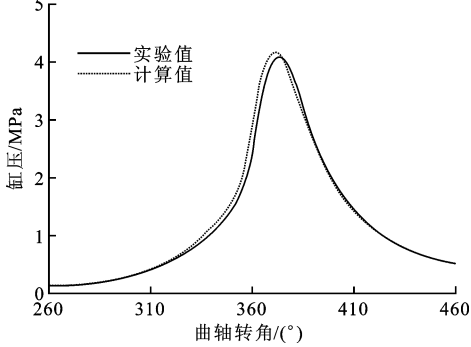


图 3 实验值和计算值的缸压对比

从图 3 中可以看出,验证工况计算得到的缸压曲线与实验测得的缸压曲线具有较好的重合度,满足示功图误差标准,能够证明计算过程的准确性和合理性。

2 计算结果及分析

2.1 热废气再循环对爆震指数的影响

爆震现象一般认为是由燃烧室末端未燃混合气在火焰前锋面未到达之前达到自燃温度,出现一个或多个自发火焰中心发生自燃的非正常燃烧现象。

计算使用的 Fire v2011 版本还不能直接计算出爆震的发生,其爆震评估选用的是 shell 自燃模型。shell 模型是在分枝链锁反应机理基础上提出的 8 步链锁反应,包括链引发、链传播、线性链中断、二次链中断、退化支链等过程,在链传播过程中用 Q 表示反应过程的活性中间产物, Q 的大小用于表征反应的剧烈程度,而 Fire 输出结果中的平均反应率 R_q 即为 Q 的反应生成速率, R_q 越大,反应越剧烈,发生爆震的可能性也就越大^[9]。图 4 为参照实验标定数据计算得到的不同负荷在 1 800 r/min 时的 R_q 值,可以看出:由于小负荷缸内可燃空气量少,燃烧压力低, R_q 较低;而大负荷的爆震指数明显较高。图 4 中各负荷所对应的点火提前角 θ 为标定实验获得的最佳点火提前角,可以看出发动机标定过程采取了推迟点火降低爆震倾向的方式,计算工况中全负荷的 R_q 仅为 0.02 s^{-1} ,最大值出现在 60% 负荷,为 0.08 s^{-1} ,因此本文将 0.08 s^{-1} 作为不发生爆震的最大 R_q 限值。

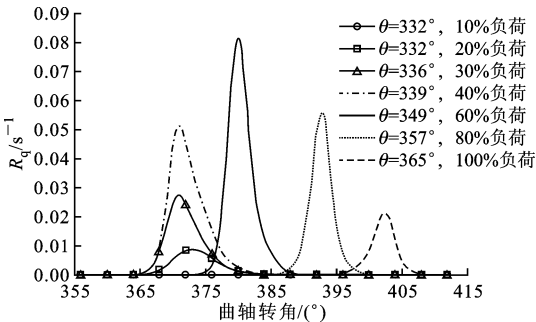


图 4 1 800 r/min 不同负荷的平均 FQ 反应率

热废气再循环通过提高进气温度可以增大部分负荷时的爆震倾向,但同时废气作为惰性气体,还能起到抑制爆震发生的作用^[10-11]。为说明热废气再循环对部分负荷爆震指数的影响,图 5 和图 6 分别给出了部分负荷进气压力分别为 68 kPa 和 24 kPa 时不同 η_{hot} 工况和无废气再循环工况(与各 η_{hot} 工况点具有相同的进气温度和空气质量)的 R_q 变化关系曲线。可以看出:随着 η_{hot} 增大,进气温度升高,尽管新鲜空气质量减少,但 R_q 仍表现为逐渐升高的趋势,且有废气再循环工况 R_q 要明显低于无废气再循环工况, η_{hot} 越大这种降低作用也越明显;在进气压力为 68 kPa 工况下,当 η_{hot} 增大到 10% 时,混合后的进气温度和 R_q 分别为 349.3 K、 0.054 s^{-1} ,比相同进气温度和进气质量无废气再循环工况的 R_q 降低了 65.4%,同时也使该工况的 R_q 降低到 0.08 s^{-1} 的限值以下;而在进气压力为 24 kPa 工况

下, η_{hot} 为 20% 时,混合气温度可升高到 380.4 K,此时的 R_q 仅为 0.00079 s^{-1} ,即使对应的无废气再循环工况, R_q 也只为 0.00381 s^{-1} ,远低于 0.08 s^{-1} 的限值,说明进气压力越小,进气温度容忍度越高,拥有更大的热废气再循环应用潜力。

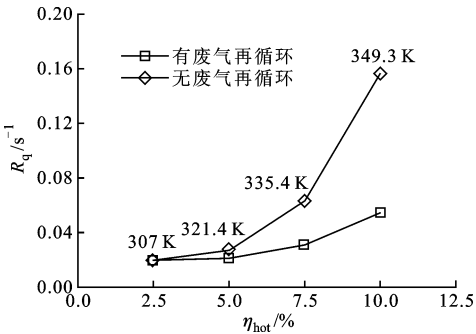


图 5 进气压力 68 kPa 工况下 R_q 随 η_{hot} 的变化关系

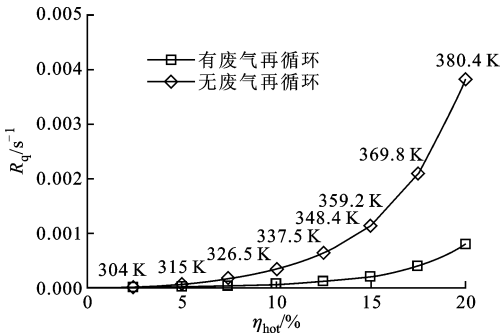


图 6 进气压力 24 kPa 工况下 R_q 随 η_{hot} 的变化关系

2.2 指示功改善效果

为说明热废气再循环对发动机性能的影响,将燃烧改善和泵气损失改善两部分分开来表示,如图 7 所示。燃烧改善在图中表示为燃烧改善指示功与正常进气指示功的差值;泵气损失改善在图中表示为热废气再循环指示功与燃烧改善指示功的差值。图中热废气再循环曲线为进气压力 68 kPa、不同 η_{hot} 工况的指示功;正常进气曲线为与各 η_{hot} 工况点具有相同空气量和喷油量、进气温度 293 K 的无废

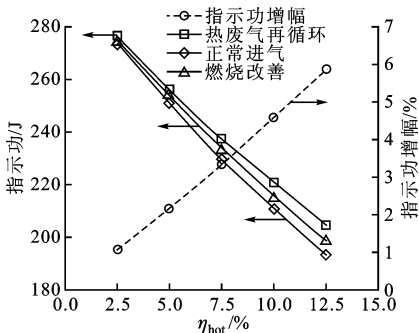


图 7 进气压力 68 kPa 下循环指示功随 η_{hot} 的变化关系

气再循环工况指示功;燃烧改善曲线为正常进气指示功与热废气再循环所带来的燃烧改善功之和。对比正常进气和燃烧改善曲线可以看出: η_{hot} 增大,燃烧改善作用越明显;当 η_{hot} 为10%时,燃烧改善指示功可增大2.3%,主要因为此时的进气温度达到了335.4 K,一方面废气及其热量增大了混合气体积,提高了发动机循环的有效压缩比,改善了循环热效率;另一方面,高温加快了火焰传播速度,提高了燃烧定容度。对比热废气再循环和燃烧改善曲线可以看出:进气损失改善功随着 η_{hot} 的增大而增大;当 η_{hot} 为10%时,泵气损失功可以减少4.89 J。热废气再循环对泵气损失的改善效果也可以从两方面分析,一是在空气质量保持恒定时, η_{hot} 越大,节气门开度随之增大使得泵气损失减少;另一方面,较高的混合气温度增大了混合气体积,可以进一步降低节流损失^[12]。从图中指示功增幅曲线可以看出:随着 η_{hot} 增大,热废气再循环对发动机性能的改善效果呈一直增大的趋势;当 η_{hot} 为10%时,指示功增幅达到4.6%;虽然 η_{hot} 继续增大到12.5%的,可比正常进气工况下的指示功增大5.9%,但 $\eta_{\text{hot}}=12.5\%$ 工况时的 R_q 超过了 0.08 s^{-1} 的限值,有待进一步优化。

图8为进气压力为24 kPa工况时指示功随 η_{hot} 的变化曲线,图中正常进气、燃烧改善和热废气再循环曲线与图7具有相同的物理意义。对比燃烧改善曲线和正常进气曲线可以看出,燃烧改善效果呈现先增大后减小的趋势,在 η_{hot} 为12.5%时达到最大,而继续增大 η_{hot} ,热废气再循环对燃烧的改善作用开始降低,当 η_{hot} 为17.5%时,燃烧改善指示功曲线已经开始低于正常进气指示功曲线,说明 η_{hot} 增大到一定程度以后,废气对燃烧的恶化作用凸显出来,燃烧开始受到负面影响。对比热废气再循环和燃烧改善指示功曲线,虽然 η_{hot} 的增大会对燃烧产生不利影响,但泵气损失改善功随 η_{hot} 的增大却是一直增大的,其改善只受废气引入量和混合气温度升高

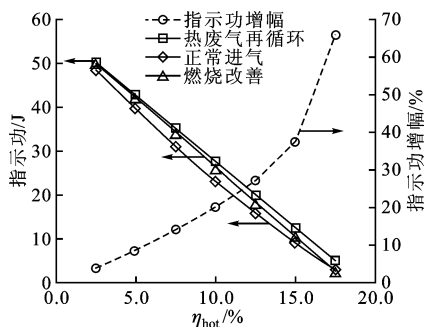


图8 进气压力 24 kPa 循环指示功随 η_{hot} 的变化关系

的影响,当 η_{hot} 达到17.5%时,泵气损失功可降低2.34 J。在一定范围内,指示功增幅随着 η_{hot} 的增大而增大,并且 η_{hot} 越大增幅越显著,当 η_{hot} 为17.5%时,热废气再循环工况时的指示功增幅可达65.8%。

2.3 燃烧和排放特性

图9给出了进气压力为24 kPa、 η_{hot} 为12.5%时的燃烧效果最佳工况与无废气再循环时进气压力为17.7 kPa 常温进气工况下缸内压力对比曲线,两工况具有相同的空气质量和喷油量。可以看出,热废气再循环工况比常温进气工况缸压峰值高出很多,达到了429 kPa,而常温进气工况下的缸压峰值仅为340 kPa,相差约1/4,说明热废气对部分负荷时的燃烧改善效果是非常显著的。热废气对燃烧的促进作用主要归因于较高的混合气温度,虽然废气会稀释混合气中的氧分子和燃油分子,减小其接触反应概率,降低火焰传播速度,但热废气带来的缸内高温氛围又强化了分子间的碰撞反应,促进了火焰传播,抵消了废气稀释对燃烧的不利影响。还可看出,两工况下缸压峰值曲轴转角仅相差 2° ,也再次说明了热废气对燃烧的促进作用。

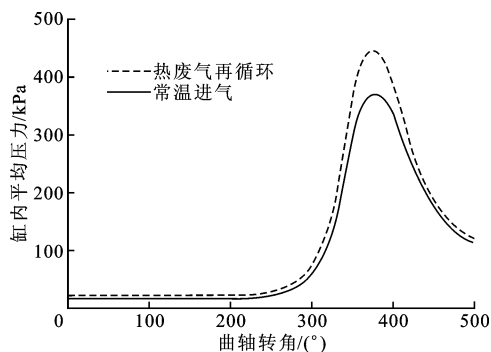


图9 缸压曲线对比

为深入分析热废气对部分负荷燃烧过程的影响,表4给出了热废气再循环和常温进气两工况下点火后不同曲轴转角的火焰表面密度切片图。可以看出,两工况下的火焰传播区域和距离几乎一致,两者有近乎相同的火焰传播速度,只是热废气再循环工况的火焰表面密度更大。热废气再循环工况正是凭借其较高的火焰面密度抵消了废气作为惰性气体对火焰传播的抑制作用,使得两者的火焰传播速度相当。

图10为两工况下CO质量和NO质量随曲轴转角的变化关系。图中两工况下CO的质量随曲轴转角的变化均呈现先升高后降低的趋势,并且常温进气工况的CO生成量要高于热废气再循环工况,在排气门开启时刻常温进气工况的CO质量比热废

表 4 不同工况下火焰表面密度随曲轴转角的变化情况

曲轴转角/(°)	常温进气	热废气再循环
345		
355		
365		
375		
389		

0255075100125150175200225250

火焰表面密度/m⁻¹

气再循环工况要高出 1 倍多。燃油分子周围氧气不足时,分子中的 C 总是先生成 CO,再随着缸内已燃和未燃气体的交互混合逐渐被氧化生成 CO₂;而热废气再循环引入缸内的热氛围强化了火焰前锋面的这种交互作用,使得生成的 CO 很快被氧化,表现出较低的 CO 生成量。不同于 CO 先升高后降低的变化趋势,两工况在 380°~420°的主燃期都表现出较快的 NO 生成速度,直到排气门打开时刻 NO 的质量分数基本没有变化。对比两条 NO 生成曲线,热废气再循环工况的 NO 生成量同样要低于常温进气工况,排气门开启时刻的 NO 质量为 0.077 mg,比常温进气时降低了 78.3%。

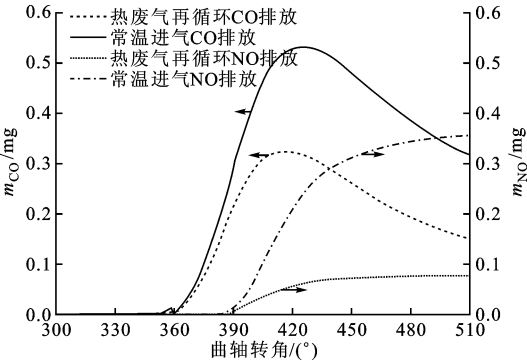


图 10 不同工况下 CO 和 NO 单循环质量排放量

2.4 耦合策略

虽然单独采用热废气再循环已能使发动机燃烧、排放及经济性取得较为显著的改善,但对于某些热废气引入工况的改善效果并未达到最优,比如,进气压力为 68 kPa、 η_{hot} 为 10% 之前的工况和进气压

力为 24 kPa 的全部工况,其 R_q 均未达到爆震限值的平均反应生成率;进气压力 68 kPa、 η_{hot} 为 10% 之后的工况虽然超过了爆震限值,但通过降温仍有继续改善发动机性能的潜力,进气加热和废气冷却可分别作为进一步优化的耦合策略。低于爆震限值的热废气耦合进气加热可进一步提高混合气温度,有利于达到临界爆震状态以继续强化燃烧和降低泵气损失;而超过爆震限值的热废气进行适度冷却可以降低混合气温度,进一步提高废气再循环率。

图 11 和图 12 分别为进气压力为 68 kPa 和 24 kPa 工况下分别采用热废气再循环+耦合策略、热废气再循环和常温进气 3 种模式对不同燃油消耗量的做功能力对比曲线(均为化学计量空燃比燃烧)。表 5 为各工况结合耦合策略达到临界爆震状态的混合气温度及 R_q 值。按照进气压力为 68 kPa 工况时爆震限值所对应的 η_{hot} 分界, η_{hot} 达到 10% 之前采取耦合进气加热策略,继续增大爆震指数; η_{hot} 在 10% 之后采取冷却再循环废气策略,防止过高的 η_{hot} 使燃烧发生爆震。从图 11 可以看出,热废气再循环耦合进气加热与单独热废气再循环模式的燃油做功能力相当,两条曲线近乎重合,但相比正常进气工况都有一定的优势。采取耦合策略维持临界爆震状态,即使 η_{hot} 达到 20%,仍可实现 7.7% 的指示功增幅,说明临界爆震燃烧对发动机经济性具有显著改善作

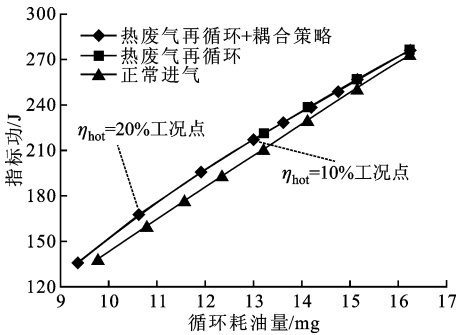


图 11 进气压力为 68 kPa 时不同模式燃油做功能力对比

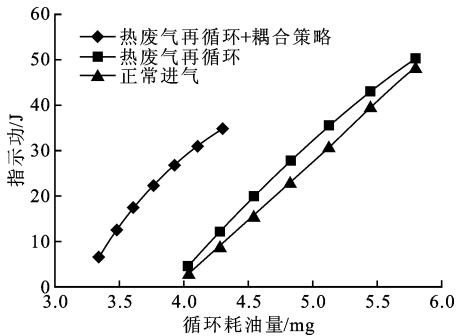


图 12 进气压力为 24 kPa 时不同模式燃油做功能力对比

用。由图 12 可以看出,热废气再循环耦合进气加热相比单独热废气在循环和正常进气的优势较为明显, η_{hot} 为 2.5% 工况时,耦合进气加热实现临界爆震的混合气温度达 410 K,燃油消耗量为 4.3 mg 时可获得 30.94 J 的指示功,比相同油耗量的热废气再循环模式高出约 1.5 倍,比正常进气模式高出约 2.3 倍;并且在较低燃油消耗量的情况下仍能获得正的指示功,扩展了汽油机低油量运行下限。与热废气的作用相似,进气加热可以继续增大混合气的温度和体积,达到进一步强化燃烧和减小泵气损失的效果。此外,进气压力为 24 kPa 的较小负荷工况拥有更高的混合气温度容忍度,混合气温度达到 450 K 仍不发生爆震,能够更大程度地发挥出热进气优势。总之,无论是单独采用热废气再循环或者结合耦合策略,能够使发动机全工况都达到一种临界爆震或者亚爆震状态,可以最大程度地强化汽油机的燃烧效率和降低泵气损失,实现汽油机节能的最大化。

表 5 各工况临界爆震状态混合气温度

$\eta_{\text{hot}}/\%$		T_{mix}/K		R_q/s^{-1}	
68 kPa	24 kPa	68 kPa	24 kPa	68 kPa	24 kPa
2.5	2.5	339	410	0.073	0.078
5.0	5.0	343	418	0.075	0.080
7.5	7.5	349	426	0.073	0.081
10.0	10.0	355	433	0.080	0.079
15.0	12.5	366	439	0.082	0.079
20.0	15.0	388	443	0.075	0.075
25.0	17.5	412	447	0.076	0.078

3 结 论

在爆震限值范围内,利用再循环废气热量加热混合气能够起到提升爆震指数的效果,并且负荷越小爆震指数可提升空间就越大。相比常温进气工况,热废气再循环可以在强化燃烧和降低泵气损失的双重作用下增大发动机的指示功输出,但当 η_{hot} 过高时,燃烧改善效果会消失,而泵气损失改善效果会持续增大。合适的 η_{hot} 能够促进火焰传播,抵消废气稀释对燃烧的不利影响,提高缸内燃烧压力,并且还能够降低 CO 和 NO 的生成量。采用热废气再循环耦合进气加热或者废气冷却策略实现临界爆震燃烧,可以最大程度地降低燃油消耗,改善发动机性能。

参考文献:

- [1] PARK C, KIM S, KIM H. Stratified lean combustion characteristics of a spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine [J]. *Energy*, 2012, 41: 401-407.
- [2] WEI Haiqiao, ZHU Tianyu, SHU Gequn. Gasoline engine exhaust gas recirculation: a review [J]. *Applied Energy*, 2012, 99: 534-544.
- [3] XIE Fangxi, LI Xiaoping, HONG Wei. Research on using EGR and ignition timing to control load of a spark-ignition engine fueled with methanol [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 50: 1084-1094.
- [4] ALGER T, GINGRICH J. The effect of hydrogen enrichment on EGR tolerance in spark ignited engines, SAE 2007-01-0475 [R]. Detroit, MI, USA: SAE, 2007.
- [5] GALLONI E, FONTANA G. Effects of exhaust gas recycle in a downsized gasoline engine [J]. *Applied Energy*, 2013, 105: 99-107.
- [6] 高青, 金英爱, 李明, 等. 点燃式发动机临界爆震控制及其特性 [J]. *吉林大学学报: 工学版*, 2003, 33(4): 7-11.
- GAO Qing, JIN Yingai, LI Ming, et al. Control and characteristics of critical knock in S.I. engine [J]. *Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition*, 2003, 33(4): 7-11.
- [7] AMANA M, ALGER T. The effect of EGR on low-speed pre-ignition in boosted SI engines, SAE 2011-01-0339 [R]. Detroit, MI, USA: SAE, 2011.
- [8] 陈贵堂, 王永珍. 工程热力学 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2008: 52-56.
- [9] 史春涛, 秦德, 唐琦, 等. 内燃机燃烧模型的发展现状 [J]. *农业机械学报*, 2007, 38(4): 181-186.
- SHI Chuntao, QIN De, TANG Qi, et al. Developments in combustion modeling in I.C.E [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(4): 181-186.
- [10] GERTY M D, HEYWOOD J B. An investigation of gasoline engine knock limited performance and the effects of hydrogen enhancement, SAE 2006-01-0228 [R]. Detroit, MI, USA: SAE, 2006.
- [11] 李小平, 洪伟. 利用 EGR 控制甲醇发动机负荷 [J]. *燃烧科学与技术*, 2012, 18(6): 528-532.
- LI Xiaoping, HONG Wei. Load control of a methanol engine by using EGR [J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2012, 18(6): 528-532.

(编辑 刘杨 苗凌)