

甲醇-汽油双燃料发动机分层稀燃与均质稀燃特性对比分析

鲁伟, 蒋炎坤*, 韩荣, 陈烨欣

华中科技大学 能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074

摘要:为研究稀薄燃烧方式对甲醇进气道喷射(methanol port injection, MPI)-汽油缸内直喷(gasoline direct, GDI)双燃料发动机的影响,在缸内直喷光学发动机上加装甲醇进气道喷射装置实现 MPI-GDI 发动机双燃料复合喷射功能;基于 Converge 软件建立仿真模型,利用试验喷雾图像和缸压试验结果验证模型的准确性,研究分层稀燃和均质稀燃对双燃料复合喷射发动机燃烧及排放特性的影响。结果表明:MPI-GDI 双燃料发动机的甲醇替代比较低时,相比分层稀燃,均质稀燃缸内峰值压力更大且对应的相位提前,靠近上止点燃烧放热,燃烧定容度更好;随着甲醇替代比增加,分层稀燃情况改善,2 种方式燃烧差距减小;相同工况下,均质稀燃时 CO 和碳烟排放比分层稀燃低,分层稀燃时 NO_x 排放较低;过量空气系数为 1.3 时,均质稀燃 THC 排放较低;过量空气系数为 1.5 时,分层稀燃时 THC 排放更低。该研究可为降低甲醇-汽油双燃料发动机在不同燃烧方式下的排放提供参考。

关键词:复合喷射;均质稀燃;分层稀燃;燃烧特性;排放特性

中图分类号:TK464

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2022)05-0001-07

引用格式:鲁伟, 蒋炎坤, 韩荣, 等. 甲醇-汽油双燃料发动机分层稀燃与均质稀燃特性对比分析[J]. 内燃机与动力装置, 2022, 39(5): 1-7.

LU Wei, JIANG Yankun, HAN Rong, et al. Comparative analysis of stratified and homogeneous lean combustion of methanol-gasoline dual-fuel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022, 39(5): 1-7.

0 引言

提高内燃机热效率和减少排放,实现内燃机清洁、高效燃烧是业界关注的焦点^[1],甲醇被认为是性能优良的汽车替代燃料^[2]。稀燃技术可以提高循环热效率,降低燃烧温度,有利于减少 NO_x 排放,同时燃烧产物中的氧可以进一步氧化 HC 和 CO,降低油耗和排放^[3]。

研究发现,稀燃条件下甲醇掺烧甲醇裂解气,在过量空气系数为 1.5、裂解气掺烧比为 80%时,醇氢发动机指示热效率高达 41.32%,并且 NO_x、HC 和 CO 排放较低^[4]。与 92# 汽油相比,燃用 M15 甲醇汽油的发动机动力性下降,有效燃油消耗率增加,但 NO_x、CO 和 THC 排放在大部分工况下明显降低^[5]。利用废气再循环(exhaust gas recirculation, EGR)和过量空气系数协同控制方式,可使甲醇发动机获得较高热效率并降低 NO_x 排放,实现清洁燃烧^[6]。分层稀燃和均质稀燃是 2 种不同的稀薄燃烧方式,缸内直喷时刻不同,影响缸内混合气的均匀分布,从而影响发动机的燃烧及排放特性^[7]。

收稿日期:2022-06-02

基金项目:湖北省重点研发计划项目(2020BAB127)

第一作者简介:鲁伟(1998—),男,湖北荆门人,硕士研究生,主要研究方向为醇氢燃料发动机缸内燃烧和污染物排放, E-mail:1010669287@qq.com。

***通信作者简介:**蒋炎坤(1964—),男,湖南湘阴人,工学博士,教授,主要研究方向为清洁可再生燃料,发动机流动、燃烧、排放及数值模拟等, E-mail:jykhust@hust.edu.cn。

本文中通过在一台缸内直喷光学发动机上加装甲醇进气道喷射装置,实现甲醇进气道喷射(methanol port injection, MPI)-汽油缸内直喷(gasoline direct injection, GDI)双燃料复合喷射,通过控制GDI喷射时刻实现均质稀燃和分层稀燃,研究在MPI-GDI双燃料复合喷射发动机上均质稀燃和分层稀燃的应用。

1 发动机仿真模型及其标定

基于MPI-GDI光学发动机结构参数,利用Solidworks软件创建进、排气系统及燃烧室模型,随后将其装配为几何模型并生成STL格式文件导入到Converge软件中进行网格划分,将模型划分为进排气口、进排气道、进排气阀、火花塞、喷油器、气缸盖、气缸壁及活塞等区域。某缸内直喷进气道喷射、单缸、4冲程、4气门、水冷、光学发动机主要技术参数如表1所示。

表1 光学发动机主要技术参数

缸径/mm	行程/mm	排量/L	压缩比	最大转速/($r \cdot \min^{-1}$)	活塞套可视区域高度/mm
73	84	0.35	10:1	2500	50

为在保证计算精度的情况下提高计算效率,选择3、4、6、8 mm 4种基础网格尺寸,对应网格总数分别为1 154 840、487 198、144 355和60 899,对比分析不同网格尺寸对发动机缸压计算的影响,网格尺寸敏感性如图1所示(本文中所有图中曲轴转角为上止点后曲轴转角)。由图1可知:基础网格尺寸小于8 mm时,缸压曲线基本重合,计算误差均较小;基础网格尺寸为3 mm时计算精度最高,但耗时最多;基础网格尺寸为6 mm时,耗时较少但计算精度相对偏低。综合考虑权衡网格经济性及计算精度2种因素对计算结果的影响,选择基础网格尺寸为4 mm^[8]。对流体速度和温度梯度较大的位置和时刻进行网格加密,气缸内区域和喷油器液滴控制区域网格尺寸加密至1 mm,网格划分结果如图2所示。

由于汽油成分非常复杂,考虑到计算效率,选择质量分数为92%的异辛烷和8%的正庚烷混合物作为汽油替代物,并且耦合文献[9]的骨架机理,该机理包含56种物质,168种反应,加入文献[10]的甲醇氧化机理,文献[11]研究表明该机理下的仿真和试验较吻合。本文中按燃料的热值计算甲醇替代比,例如M80代表甲醇燃料热值占甲醇汽油总热值的80%。

通过对比分析及参考课题组前期研究成果,确定湍流模型为RNG $k-\varepsilon$ 模型,喷雾破碎模型为KH-RT模型^[12],喷雾蒸发模型为Frossling模型^[13],碰撞-聚合模型为NTC模型^[14],燃烧模型为SAGE详细化学反应机理模型,NO_x排放模型为扩展的Zel'dovich机理模型。

计算边界条件为进、出口边界和壁面边界。设置进、排气口为压力边界,温度及压力由试验数据设定,壁面边界由进排气道内壁面、缸盖内壁面、缸套内壁面和活塞顶面组成,其中活塞顶面需设定为运动边界,模拟其在发动机工作过程中的运动状态^[15]。边界条件参考相关文献和工程经验^[16],如表2所示。

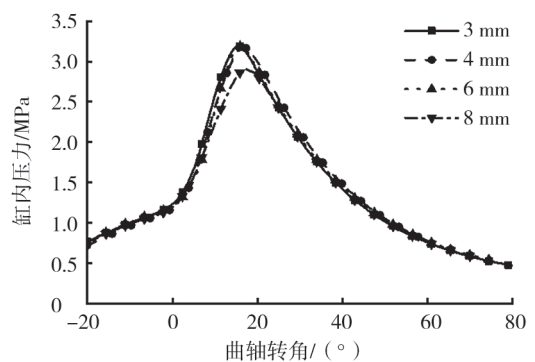


图1 网格尺寸敏感性



图2 发动机进、排气缸内计算区域网格划分结果

表 2 边界条件

进气温度/K	进气压力/kPa	进气道内壁温度/K	排气道内壁温度/K	缸盖内壁面温度/K	缸套内壁面温度/K	活塞顶面温度/K
298	101.325	350	910	550	450	550

MPI-GDI 复合喷射示意图如图 3 所示,光学发动机台架试验原理示意如图 4 所示。该台架包括甲醇与汽油供给系统及喷射系统、点火系统、润滑系统、冷却系统、缸压传感器等,进气道喷射甲醇由高压气瓶经过调压阀提供压力,缸内直喷汽油由高压气瓶经过调压阀和增压泵达到所设置压力,电控系统由上位机、控制器局域网(controller area network, CAN)网卡和发动机控制单元(electronic control unit, ECU)组成,可灵活控制喷油时刻、喷油脉宽及点火时刻。

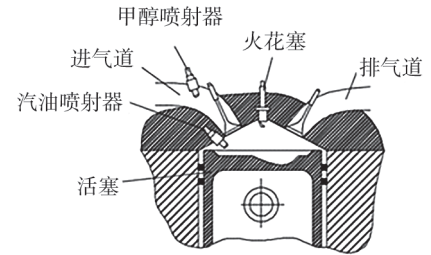


图 3 MPI-GDI 复合喷射示意图

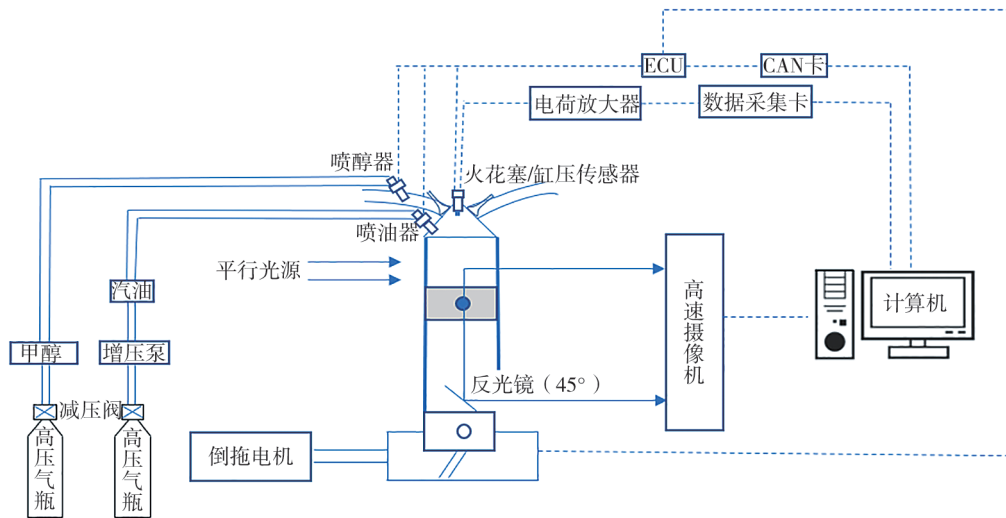


图 4 光学发动机台架试验原理示意图

通过发动机台架试验,对 MPI-GDI 发动机的仿真模型进行校核。喷雾校核选择发动机转速为 1200 r/min,GDI 喷射压力为 15 MPa,喷油脉宽为 1.2 ms,喷油时刻曲轴转角为 450°。缸内喷雾试验图像与模拟图像如图 5、6 所示。由图 5、6 可知:仿真图像与试验图像形状相似。



a) 曲轴转角 454° b) 曲轴转角 455° c) 曲轴转角 456° d) 曲轴转角 457° e) 曲轴转角 458°

图 5 试验图像



a) 曲轴转角 454° b) 曲轴转角 455° c) 曲轴转角 456° d) 曲轴转角 457° e) 曲轴转角 458°

图 6 仿真图像

模拟和试验得到的喷雾贯穿距对比如图7所示。由图7可知:喷雾贯穿距最大相对误差为4.7%,对应的曲轴转角为 454° ,贯穿距相差1.4 mm,因此,该喷雾模型能反映缸内喷雾状况,可以进行后续计算分析。选择发动机转速为1200 r/min,燃料为M80,GDI喷射压力为15 MPa,喷射时刻曲轴转角为 630° 、每循环喷油质量为3.57 mg,MPI喷射时刻曲轴转角为 310° 、每循环喷油质量为31.62 mg,过量空气系数为1.3,点火提前角对应的曲轴转角为 20° ,进行缸压验证。仿真与试验缸压对比如图8所示。由图8可知:模拟缸压与试验缸压吻合性较好,模拟压力峰值为5.76 MPa,试验压力峰值为5.64 MPa,误差在3%以内,模型能够准确反映发动机缸内情况。

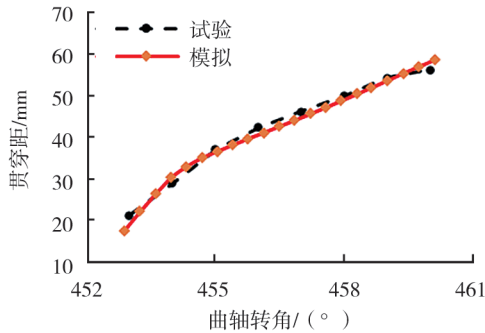


图7 试验和模拟喷雾贯穿距对比

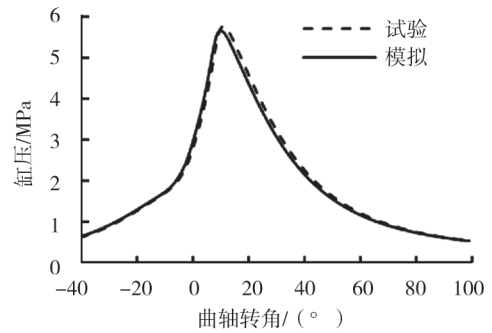


图8 试验和模拟缸压曲线对比

2 均质稀燃和分层稀燃对燃烧特性的影响

甲醇替代比直接影响双燃料发动机缸内混合气形成、燃烧及排放,基于课题组前期研究成果,分层稀燃下,当甲醇热值比例低于60%,缸内燃烧不充分,存在大量区域失火现象,各类排放物较高^[17]。选取低甲醇替代比的M40燃料,转速为2000 r/min,GDI喷射时刻曲轴转角为 470° 时为均质稀燃,GDI喷射时刻曲轴转角为 630° 时为分层稀燃,分层稀燃与均质稀燃的燃烧特性对比如图9所示,图例命名规则为“燃烧方式-过量空气系数”,如“均质稀燃-1.4”表示过量空气系数为1.4时均质稀燃情况。

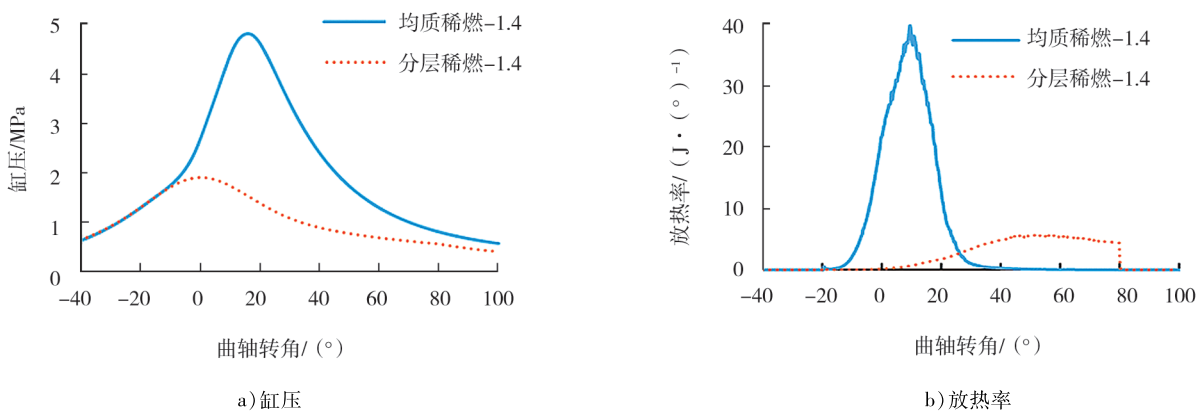


图9 M40燃料在分层稀燃和均质稀燃燃烧时的特性对比

由图9可知:燃用M40燃料、过量空气系数为1.4时,均质稀燃下缸内正常燃烧放热,缸压峰值为4.92 MPa,放热率峰值为 $39.07 \text{ J}/(^{\circ})$;而分层稀燃放热率极低且放热严重滞后,缸压峰值为1.96 MPa,放热率峰值为 $5.86 \text{ J}/(^{\circ})$,表明缸内仅有少部分混合气燃烧,发动机工作异常。

为保证发动机正常工作,选取M80和M60燃料,过量空气系数选取1.3和1.5,均质稀燃和分层稀燃参数设置如表3所示。

表3 均质稀燃和分层稀燃参数设置

过量空气系数	燃料	转速/(r·min ⁻¹)	MPI 喷射时刻曲轴转角/(°)	GDI 喷射时刻曲轴转角/(°)
1.3、1.5	M60、M80	2000	310	470、630

M60、M80 燃料在分层稀燃和均质稀燃燃烧模式下放热率对比如图 10 所示。

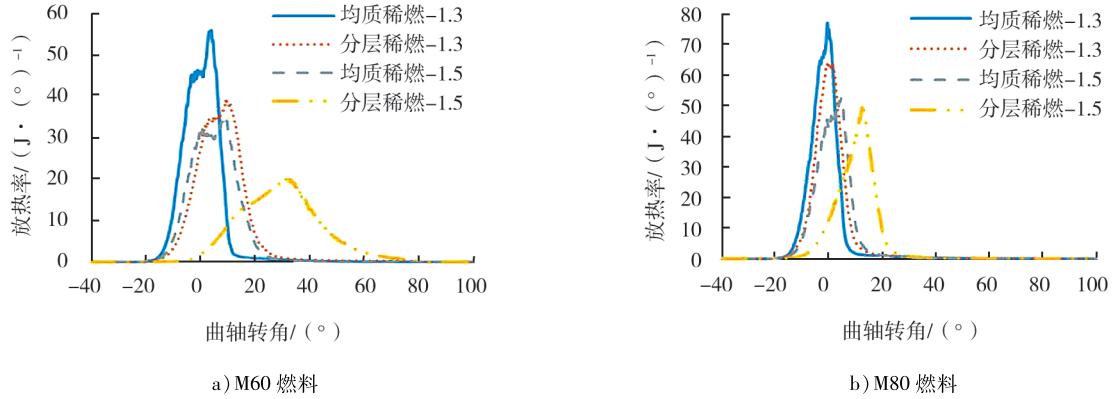


图 10 不同燃料在分层稀燃和均质稀燃时放热率曲线

由图 10 可知:与 M40 燃料相比,M60 和 M80 燃料均能正常燃烧,不同工况下,均质稀燃的放热率峰值均高于分层稀燃,且峰值对应的相位提前,这是因为均质稀燃 GDI 喷射时刻提前,缸内混合气充分混合,燃烧完全。当甲醇替代比较低时,分层稀燃下大量汽油撞击活塞顶部和气缸壁,燃料附着在活塞顶部以及气缸壁,混合气质量较差,燃烧恶化;当甲醇替代比较高时,2 种稀燃方式对缸内混合气形成及燃烧影响差距变小。

M60 和 M80 燃料在均质稀燃和分层稀燃模式时的缸内温度和压力变化如图 11 所示。

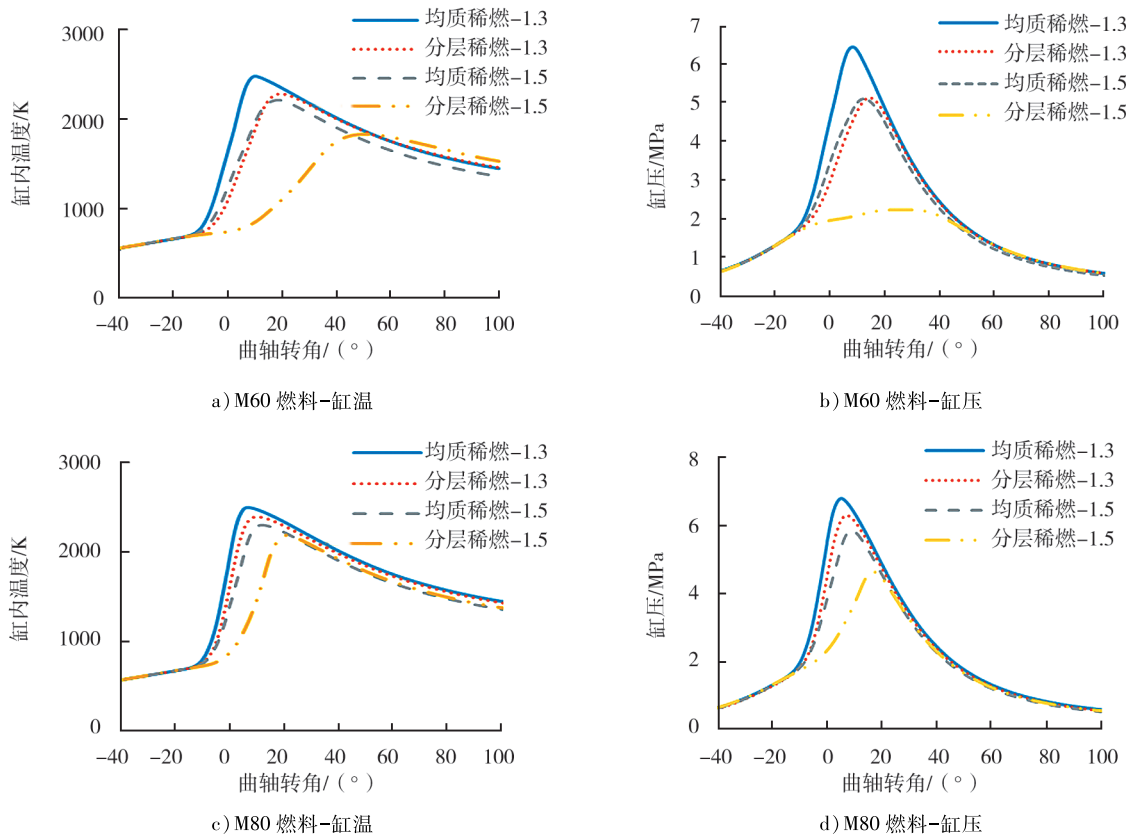


图 11 不同燃料在分层稀燃和均质稀燃时缸温和缸压曲线

由图 11 可知:发动机缸内温度与燃烧放热率密切相关,二者变化趋势相互对应,相同工况下,与分层稀燃相比,均质稀燃缸温升高率及缸温峰值更高,表明均质稀燃时火焰传播速度更快;M60 燃料在过量空气系数为 1.3 和 1.5 时,2 种稀薄燃烧方式下,缸内温度峰值差分别为 197.31 K 和 382.86 K;M80 燃料在过量空气系数为 1.3 和 1.5 时,缸温峰值差分别为 97.24 K 和 114.82 K,表明随着甲醇替代比增加,均质稀燃和分层稀燃缸温升高率及缸温峰值差距减小;相同工况下,均质稀燃的缸压比分层稀燃高,尤其是燃用 M60 燃料时,过量空气系数为 1.3 时的分层稀燃缸压曲线与过量空气系数为 1.5 时的均质稀燃缸压曲线几乎重合,说明发动机均质稀燃的动力性比分层稀燃好。

对于 MPI-GDI 双燃料发动机,当甲醇替代比较低时,均质稀燃比分层稀燃燃烧情况好,随着甲醇替代比增加,分层稀燃燃烧状况改善,二者差距缩小,但总体来看,均质稀燃更好。主要原因为:甲醇燃烧速度快,过量空气系数小于 1.5 时,GDI 喷射时刻对缸内燃烧影响有限,均质稀燃和分层稀燃差距不大;此外,分层稀燃时 GDI 喷射时刻为上止点后曲轴转角 630° ,距离点火时刻的曲轴转角为 70° ,高甲醇替代比时,燃料与空气仍能更好地混合,此时并未完全发挥分层稀燃的优势。

3 均质稀燃和分层稀燃对排放特性的影响

根据以上分析可知,燃用 M60 燃料、过量空气系数为 1.5、分层稀燃时,缸内燃烧状况较差,与同工况的均质稀燃相比,没有优势,故在排放特性上不考虑 M60 燃料,仅考虑 M80 燃料。燃用 M80 燃料时,2 种稀薄燃烧方式的 CO、THC、碳烟以及 NO_x 每循环排放对比如表 4 所示。

表 4 M80 燃料均质稀燃与分层稀燃每循环排放对比

工况	CO 排放/mg	THC 排放/mg	NO_x 排放/mg	碳烟排放/mg
均质-1.3	0.009 7	0.011 3	2.773 4	0.051 8
分层-1.3	0.020 2	0.016 5	1.963 0	0.674 0
均质-1.5	0.003 1	0.015 1	0.952 7	0.214 7
分层-1.5	0.006 8	0.012 9	0.381 8	0.850 0

由表 4 可知:过量空气系数相同时,均质稀燃下的 CO 和碳烟排放普遍比分层稀燃时低,由于分层稀燃时发动机缸内局部混合气较浓,易导致燃料燃烧不完全,生成较多 CO 及碳烟颗粒;而均质稀燃下发动机缸内混合气分布均匀,燃烧状况良好,所以 CO 和碳烟排放大幅下降,尤其是碳烟排放,均质稀燃时碳烟排放仅为分层稀燃的 8%~25%;过量空气系数增大时,CO 排放也会大幅下降,是由于过量空气系数越大,缸内空气越多,CO 能够被充分氧化,故 2 种稀薄燃烧方式下 CO 生成量均随着过量空气系数的增大而大幅下降,而碳烟随着过量空气系数的增大呈现上升趋势;这是由于过量空气系数增大会导致缸内混合气过稀,燃烧稳定性变差,碳烟排放增加;由于缸内生成的 NO_x 排放主要是热力型 NO_x ,即在高温条件下,空气中的 N_2 被氧化而成, NO_x 生成量主要由温度决定,分层稀燃时 NO_x 排放比均质稀燃大幅降低,这主要与燃烧情况相关;均质稀燃条件下,缸内混合气燃烧完全,发动机缸内温度较高,相较于分层稀燃 NO_x 排放增加 40%~150%;过量空气系数为 1.3、均质稀燃时 THC 排放较低,而过量空气系数为 1.5、分层稀燃时的 THC 排放较低,这是因为过量空气系数低时,缸内混合气浓度高,燃烧完全,对于均质稀燃有利,过量空气系数增加,均质稀燃混合气整体浓度降低,缸内部分区域燃烧不完全,无法保证稳定燃烧,而分层稀燃混合气集中在燃烧室中心,分层稀燃能够保证大部分燃料充分氧化燃烧,因此分层稀燃条件下,过量空气系数增大,THC 排放降低。

4 结论

1) 低甲醇替代比(M40 燃料)时,分层稀燃模式下燃烧放热率低,燃烧极不正常,表明低甲醇替代比燃料不适用于分层稀燃;均质稀燃的燃烧放热率高,缸内温度高,燃烧情况好,缸内压力峰值高;分层稀燃时,GDI 喷射过迟,大量汽油液滴撞击活塞头部,点火时刻缸内混合气质量差,燃烧不稳定,而均质稀燃时混合气形成良好。

2)高甲醇替代比、低过量空气系数(M80-1.3)时,2种稀薄燃烧模式下燃烧效果均较好,缸压峰值高,分层稀燃时 NO_x 排放更低,均质稀燃时CO、THC和碳烟排放更低;随着甲醇替代比增加,GDI喷射量减少,2种燃烧模式对发动机燃烧特性及排放特性的影响差距缩小,但此时过量空气系数不大,均质稀燃具有更明显的优势。

3)高甲醇替代比、高过量空气系数(M80-1.5)时,2种稀薄燃烧模式下燃烧效果均较好,缸压峰值高,分层稀燃时THC和 NO_x 排放较低,均质稀燃时CO和碳烟排放较低。

参考文献:

- [1]朱彦熙,王宝昌.内燃机构造与原理[M].3版.北京:电子工业出版社,2017:1-6.
- [2]张宗喜,张营华,周宇光.车用生物燃料技术发展现状及建议[J].能源与环境,2019,37(3):85-87.
- [3]PARK C W,OH H C,KIM S D,et al. Evaluation and visualization of stratified ultra-lean combustion characteristics in a spray-guided type gasoline direct-injection engine[J]. International Journal of Automotive Technology,2014,15(4):525-533.
- [4]梅梓晗.不同掺烧比裂解气的醇氢发动机性能研究[D].武汉:华中科技大学,2018:50-51.
- [5]向师欣,王铁,石晋宏.M15甲醇汽油在汽油机上的应用试验研究[J].中国农机化学报,2016,37(1):155-158.
- [6]李小平.高压缩比甲醇发动机稀燃特性的研究[D].长春:吉林大学,2017:47-49.
- [7]毛克让.双喷射汽油机稀薄燃烧的燃烧特性与颗粒物排放特性的研究[D].上海:上海交通大学,2020.
- [8]CUNG K,MOIZ A,JOHNSON J,et al. Spray-combustion interaction mechanism of multiple-injection under diesel engine conditions[J]. Proceedings of the Combustion Institute,2015,35(3):3061-3068.
- [9]LIU Y D, JIA M, XIE M Z, et al. Development of a new skeletal chemical kinetic model of toluene reference fuel with application to gasoline surrogate fuels for computational fluid dynamics engine simulation[J]. Energy & Fuels, 2013,147(8):4899-4909.
- [10]LI J, ZHAO Z W,KAZAKOV A, et al. A comprehensive kinetic mechanism for CO, CH_2O and CH_3OH combustion[J]. International Journal of Chemical Kinetics,2007,39(3):109-136.
- [11]FENG H Q, WEI J N, ZHANG J. Numerical analysis of knock combustion with methanol-isooctane blends in downsized SI engine[J]. Fuel,2019,236(16):394-403.
- [12]SCHMIDT D P,RUTLAND C J. A new droplet collision algorithm[J]. Journal of Computational Physics,2000,164(1):62-80.
- [13]REITZ R D,BRACCO F V. Mechanisms of breakup of round liquid jets[J]. Encyclopedia of Fluid Mechanics,1986,3(10):233-249.
- [14]XIN J,RICART L,REITZ R D. Computer modeling of diesel spray atomization and combustion[J]. Combustion Science and Technology,1998,137(6):171-194.
- [15]蒋炎坤,陈焯欣,何都,等.甲醇发动机掺烧甲醇裂解气当量比燃烧特性研究[J].车用发动机,2022(2):18-22.
- [16]李之华.进气门和喷油对直喷汽油机混合气和燃烧控制的模拟研究[D].天津:天津大学,2012:49-50.
- [17]王睿鑫,蒋炎坤,何都.甲醇-汽油复合喷射发动机燃烧排放性能研究[J].车用发动机,2020(3):12-18.

Comparative analysis of stratified and homogeneous lean combustion of methanol-gasoline dual-fuel engine

LU Wei, JIANG Yankun*, HAN Rong, CHEN Yexin

School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China

Abstract: In order to investigate the influence of lean combustion mode on MPI-GDI (methanol port injection and gasoline direct injection) dual-fuel engine, the MPI-GDI dual-injection function is established by adding a methanol intake port injection device to a direct-injection optical engine. Establishing a simulation model based on the Converge software and verifying its accuracy by the experimental spray image and cylinder pressure test

(下转第36页)