

喷油正时对点燃式 M100 甲醇发动机燃烧和排放性能的影响

赵亚峰, 朱建军, 王柯莹, 孟雨航, 胡正兴, 钱创造
(太原理工大学 机械与运载工程学院, 山西 太原 030024)

摘要: 文章通过台架试验和 CFD 流体仿真软件 CONVERGE 相结合的方法研究了一台大型六缸进气道喷射点燃式 M100 甲醇发动机在转速为 1 100 r/min, 负荷为 100% 的工况下的喷油正时对发动机性能的影响。研究表明: 喷油正时的前移能够有效改善发动机的燃烧质量, 随着喷油正时的提前, 缸内燃烧压力峰值、累计放热量、缸内温度峰值均逐渐上升, CA10, CA50, CA90 逐渐前移, 燃烧持续期逐渐缩短, 缸内混合气质量逐渐提高, 着火速度逐渐加快; 喷油正时的前移能够减少发动机的 CO, HC 和 SOOT 的排放量, 但 NO_x 的排放量有所提高。

关键词: 甲醇发动机; 喷油正时; 燃烧; 排放; 数值模拟

中图分类号: TK6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5292(2025)01-0017-10

0 引言

随着我国汽车工业的飞速发展和汽车市场的不断扩大, 全国汽车保有量不断增加, 虽然给居民生活带来了很大的便利, 但一些问题也逐渐浮现出来, 最为主要的就是能源问题和环境问题。首先是能源问题, 2022 年, 我国原油进口量大约为 5.02 亿 t, 对外依存度为 71%^[1], 对外国石油进口的过度依赖已然成为了制约我国今后发展乃至影响我国国际地位的严重问题。然后是环境问题, 截至 2022 年 12 月份, 在我国 3.19 亿辆汽车中, 传统内燃机汽车的占比为 95.9%, 这些内燃机汽车全部使用化石燃料进行驱动, 会排出大量的温室气体和有害气体。根据有关部门的统计数据可知, 我国 2017 年机动车尾气排放的 HC, CO 和 NO_x 分别占其排放总量的 73.1%, 72.2% 和 3.9%^[2]。

为了解决能源和环境问题, 推动我国能源结构优化, 实现人与自然和谐共处的目标, 寻找清洁、可再生能源是当务之急。甲醇具有辛烷值高、抗爆震性能良好、经济性良好等优点, 且充分燃烧后只产生 CO₂ 和水, 对环境友好。甲醇生产符合我国能源结构, 我国相对富煤, 但煤质量参差不齐, 有很多无法使用的劣质煤炭, 可以从这些劣质煤炭中提取甲醇, 充分利用劣质能源, 使能源成本大大降低^[3]。

文献[4]研究发现, 通过改变发动机的喷油参数, 能够有效改善燃料雾化、混合气的形成以及后续的燃烧和排放性能。文献[5]研究了发动机冷启动工况下喷油正时对发动机燃烧和排放性能的影响, 结果表明, 合适的喷油正时可以有效改善发动机的着火性能和排放性能。文献[6]研究了各种参数对甲醇发动机性能的影响, 结果表明, 喷油正时和点火正时相互配合能够改善发动机的燃烧性能。文献[7]研究了点燃式缸内直喷甲醇发动机在均质燃烧模式下喷射正时对甲醛和未燃甲醇排放量的影响, 结果表明, 喷射正时对该发动机的甲醛和未燃甲醇排放量有显著影响。文献[8]研究了不同甲醇喷射方式对发动机性能的影响, 结果表明, 甲醇进入气缸的时刻对甲醇之后的雾化以及甲醇与空气的混合有着重要的影响, 直接决定了每工作循环甲醇能够进入气缸的质量和后续可燃混合气的混合质量。

本文以一台大型六缸进气道喷射点燃式 M100 甲醇发动机为研究对象, 通过台架试验和数值模拟相结合的方法研究了在转速为 1 100 r/min, 负荷为 100% 的工况下, 喷油正时对该发动机燃烧和排放性能的影响, 为甲醇发动机的后续开发工作提供了参考。

收稿日期: 2023-03-29。

通信作者: 朱建军(1974-), 男, 博士, 副教授, 研究方向为清洁代用燃料发动机燃烧与控制。E-mail: nrjsys@163.com

1 仿真模型的建立与验证

1.1 仿真模型初始边界条件的确定

本文的研究对象是一台大型六缸进气道喷射点燃式 M100 甲醇发动机。研究工况:转速为 1100 r/min, 负荷为 100%; 研究方式: 台架试验与仿真计算相结合。首先在发动机台架上进行试验, 采集发动机工作数据, 用于仿真模型的设置与验证, 再通过标定好的仿真模型进行下一步的研究。发动机基本参数如表 1 所示。

表 1 发动机基本参数
Table 1 Basic engine parameters

| 参数 | 数值 |
|--------------------|-----------|
| 排量/L | 12.54 |
| 缸径/mm | 127 |
| 行程/mm | 165 |
| 压缩比 | 12.5 |
| EGR 系统 | 高压 EGR |
| 额定功率(kW)/转速(r/min) | 338/1 900 |

图 1 为发动机台架示意图。图中的设备包括 DL435 型电力测功机、Kistler Type 2893A121 型燃烧分析仪、INNOVATE 3807 LM-2 型过量空气系数测量仪、EMERSON 型油耗仪、ToCeil-20N150 型空气流量计、AVL SESAM160FT 型 25 组分排放仪等。

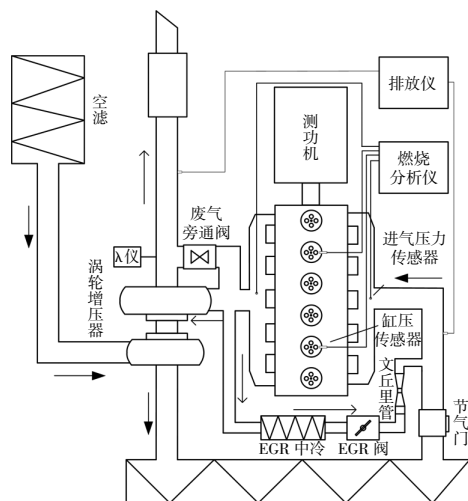


图 1 实验室发动机台架示意图

Fig.1 Schematic diagram of laboratory engine bench

利用 CFD 流体仿真软件 CONVERGE 进行三维仿真模型的设置, 发动机三维仿真模型如图 2 所示。采集 300 组台架试验数据取平均值作为仿真模型的初始条件, 具体的初始边界条件设置如下: 缸内温度为 929.8 K, 缸内压力为 195 805 Pa,

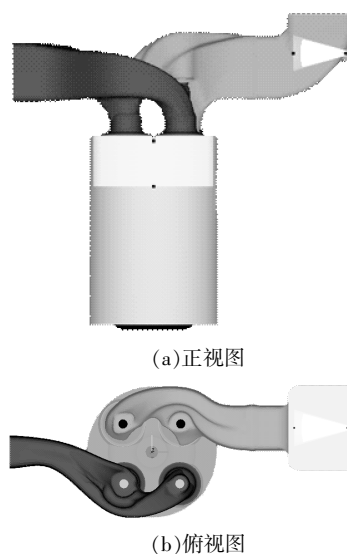


图 2 发动机三维仿真模型

Fig.2 3D simulation model of engine

进气道温度为 319.3 K, 进气道压力为 166 984.9 Pa, 排气道温度为 845.8 K, 排气道压力为 191 178.8 Pa, 点火时刻为 10.3°CA BTDC。将活塞上止点定义为 0°CA, 为保证计算结果的准确度, 仿真模型的基础网格大小为 2 mm, 在须要复杂计算的位置进行多级加密, 加密网格大小为 0.2 mm。

1.2 仿真模型的选择

液滴破碎模型选用 KH-RT 模型, 该模型适合用于模拟高压喷射油滴分裂雾化, 可以很好地模拟喷雾过程中的初次雾化和二次雾化^[9]。蒸发模型选用 Frossling 模型, 该模型用于确定液滴尺寸随时间的变化。考虑到燃油喷入气缸内会与燃烧室壁面形成油膜, 并发生反弹和飞溅的现象, 液滴碰撞模型选用 Wall film 模型。考虑到油滴会顺着燃烧室壁面下流聚合, 液滴碰撞和聚合模型选用 NTC 模型。化学反应机理使用甲醇/正庚烷双燃料化学反应机理。燃烧模型选择 SAGE 燃烧模型, 该模型可以计算每一个基本反应的速率, 适用于多种燃烧方式, 可以更好地模拟出发动机的实际工作状态。在排放模型的选择中, 碳烟模型采用修正的 Hiroyasu 模型, NO_x 排放模型选取 Extended Zeldovich NO_x 模型。本文在研究中选用 Juan Li 经过对甲醇燃烧进行深入研究后得出的详细甲醇燃料化学反应机理, 该机理中共包含 21 类化学物质, 84 个基元反应^[10]。目前, 基于该机理得出的研究结果均得到了有效验证, 该机理被广泛用于甲醇发动机的研究。

1.3 仿真模型的验证

用设置好的三维仿真模型进行计算,将仿真结果与台架试验结果进行对比,观察两者数据的误差,如果误差值小于 5%,则认为该模型具有有效性。数据对比结果如图 3 所示。

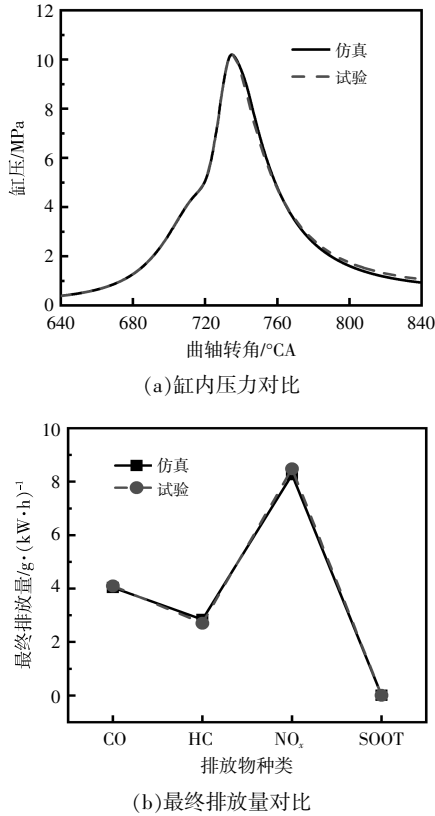


图 3 仿真结果与台架试验结果对比

Fig.3 Comparison of simulation results and bench test results

由图 3 可知:仿真计算得出的缸压曲线与台架试验的缸压曲线契合良好,最大缸压峰值相差 1.2%,峰值相位相差 0.32°CA,符合误差要求;仿真计算得出的 4 种排放物的最终排放量与试验数据基本一致,最大误差(2.5%)出现在 NO_x 处,符合误差要求。因此,该仿真模型足够准确可靠,其仿真结果能够代表台架试验结果,可以基于该仿真模型对发动机进行进一步的研究。

2 仿真结果分析

为了研究喷油正时对该发动机燃烧和排放性能的影响,本文设置了 5 个不同的喷油正时(-449,-439,-429,-419,-409°CA ATDC),将 5 组仿真模型设置在相同参数下(转速为 1 100 r/min,负荷为 100%)进行仿真计算,对仿真结果进行综合对比。

2.1 喷油正时对发动机燃烧性能的影响

2.1.1 喷油正时对缸内压力、温度以及累计放热量的影响

喷油正时对缸内压力、温度以及累计放热量的影响如图 4 所示。

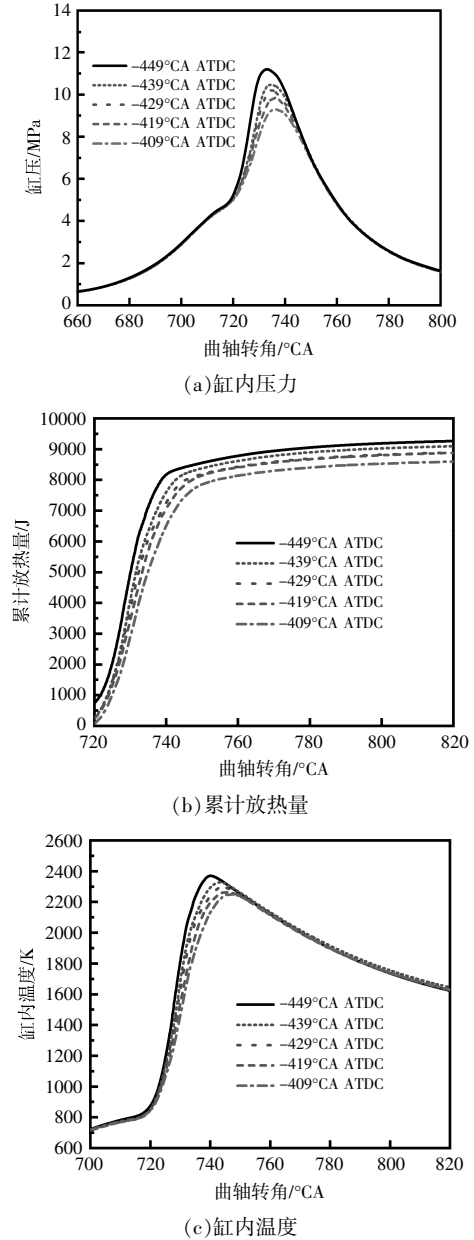


图 4 喷油正时对缸内压力、累计放热量和缸内温度的影响

Fig.4 Effects of injection timing on cylinder pressure, accumulated heat release, and cylinder temperature

由图 4(a)可知:随着喷油正时的前移,缸内压力峰值逐渐上升,并且峰值相位也逐渐提前;当喷油正时为-409°CA ATDC 时,缸压峰值最低,为 9.29 MPa,当喷油正时为-449°CA ATDC 时,缸压

峰值最高,为 11.2 MPa,缸压峰值的上升幅度为 17.1%。这是因为,喷油正时的靠后使得甲醇在经由喷油器喷入进气道后,与空气混合的时间较短,由于甲醇本身的汽化潜热较大,汽化需要吸收的热量较多,与空气形成均匀的可燃混合气需要一定的时间,而喷油正时较靠后时,在点火时甲醇尚未和空气混合形成均匀的混合气,燃烧室内的燃烧条件尚未达到最佳,造成燃烧不够充分,影响了甲醇放热,导致缸压下降。随着喷油正时的逐渐前移,每前移 10°CA,都能看到缸内压力峰值稳步上升,原因是当甲醇以雾状小颗粒的形式经由喷油器喷出时,在气门开启前喷入的甲醇停留在进气道,有更加充裕的时间与进气道内壁面进行接触,进气道的高温满足了甲醇汽化的热量需求,故喷入的大部分甲醇能够在进气道汽化,与空气充分混合,形成高质量的可燃混合气;剩余的小部分未完全汽化的甲醇在进入燃烧室后也能够顺利汽化,喷油正时的提前能够有效改善缸内的可燃混合气状态;同时,气缸内部强烈的气流运动,如涡流、滚流和湍流等,能够将可燃混合气聚集在燃烧室上方,火花塞附近^[1]。这些条件都为点火做好了充分准备,一经点火能够迅速燃烧,增强了甲醇燃料的做功能力。因此,随着喷油正时的提前,不仅缸压峰值逐渐增大,压力开始大幅度上升的时间也逐渐提前。

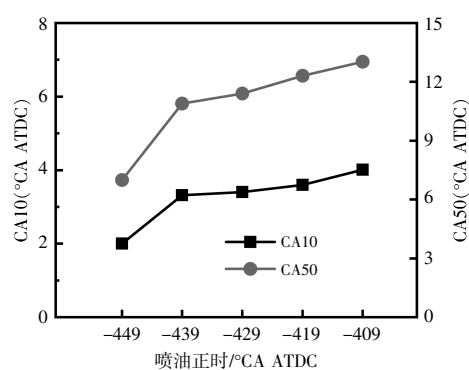
由图 4(b)可知:随着喷油正时的前移,发动机累计放热量逐渐上升,喷油正时越靠前,开始放热的相位也越靠前,最后达到的累计放热量也越大;当喷油正时为-409°CA ATDC 时,累计放热量为 8 720 J,当喷油正时为-449°CA ATDC 时,累计放热量为 9 394 J,增长了 7.7%。这是因为,喷油正时的提前能够使喷入进气道的甲醇充分吸热汽化,在气门开启后,燃料与空气在缸内气体流场的作用下充分混合,形成较高质量的可燃混合气,为后续的着火、燃烧做了充分的准备,在点火后,混合气被迅速点燃,快速放热。

由图 4(c)可知,缸内温度峰值随着喷油正时的前移而稳定上升,当喷油正时为-449°CA ATDC 时,缸内温度峰值为 2 369.9K,峰值相位为 740.1°CA,当喷油正时为-409°CA ATDC 时,缸内温度峰值为 2 328K,峰值相位为 743.2°CA。这是因为,喷油正时的提前优化了缸内燃烧室的燃烧

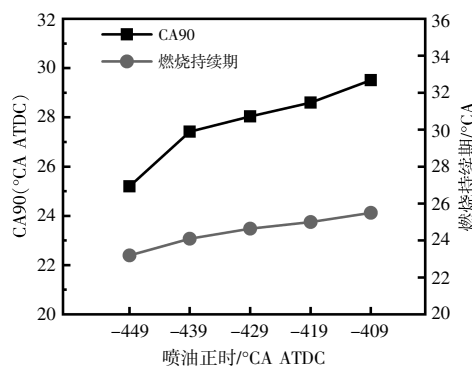
质量,使得甲醇燃料的燃烧随着喷油正时的提前而逐渐变的迅速且充分,放热量增加,使得缸内温度随喷油正时的提前而逐步上升。

2.1.2 喷油正时对 CA10,CA50,CA90 和燃烧持续期的影响

CA10 代表燃烧始点,能够体现点火后火核的形成过程,CA10 越短,代表该工况下气缸内有着更好的火焰质量和燃烧稳定性^[12]。CA50 代表燃烧中心,定义为气缸内工质放热量达到总放热量 50%时所对应的曲轴转角。CA90 定义为气缸内工质放热量达到总放热量 90%时所对应的曲轴转角。喷油正时对 CA10,CA50,CA90 和燃烧持续期的影响如图 5 所示。



(a)CA10 和 CA50



(b)CA90 和燃烧持续期

图 5 喷油正时对 CA10,CA50,CA90 和燃烧持续期的影响

Fig.5 Effect of injection timing on combustion duration

由图 5(a)可知,随着喷油正时的前移,CA10 和 CA50 均逐渐前移。由于喷油正时的提前可以优化发动机的燃烧质量,因此在燃烧过程中能够更快地达到 CA10 和 CA50。当喷油正时为-449°CA ATDC 时,在活塞达到上止点前发动机便已经开始做功,此时发动机气缸顶部与燃烧室底部之间的空间较小,面容比小,热量损耗较少,因此

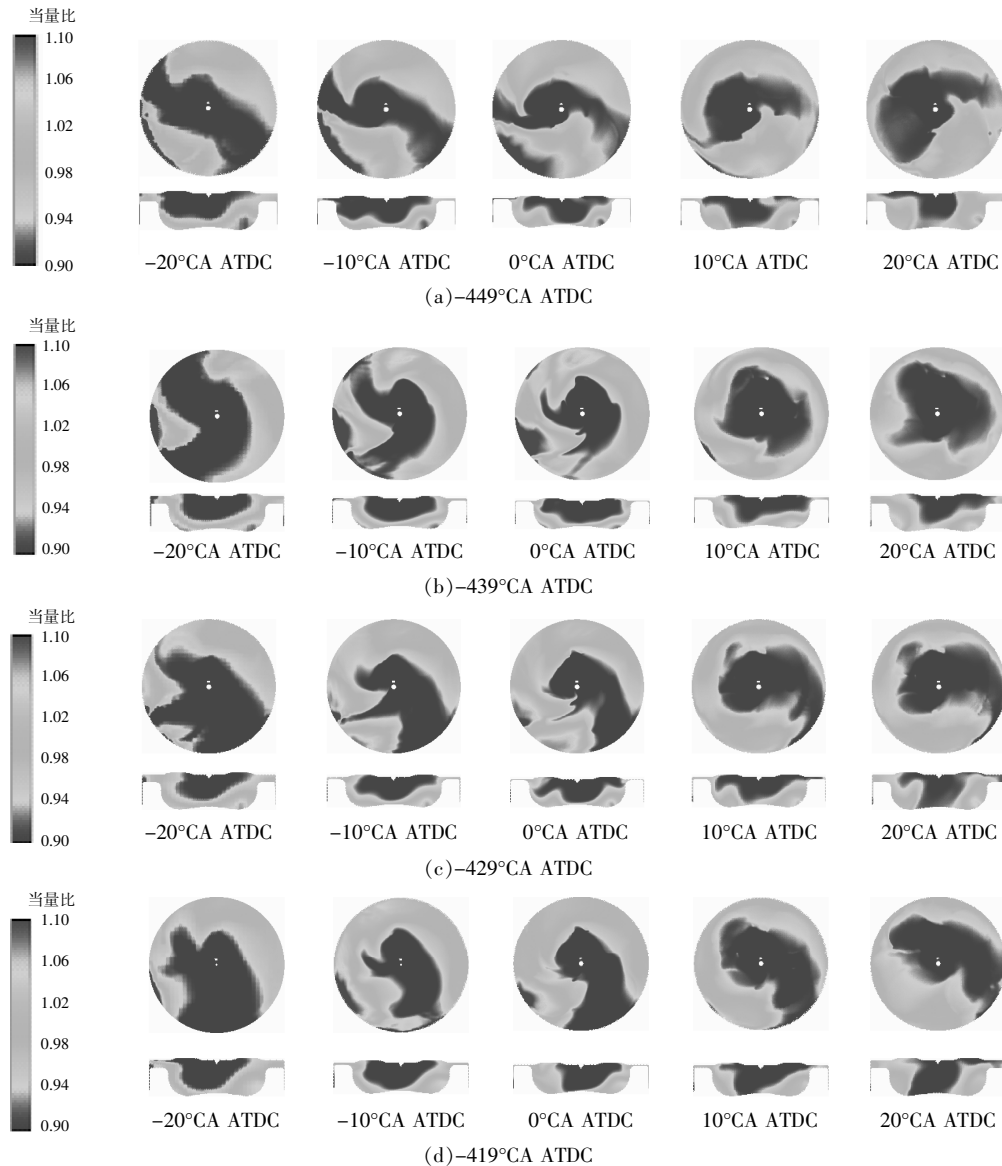
燃料燃烧放出的绝大部分热量用来输出机械功,这也是前文中缸压和缸内温度快速上升的原因之一。当喷油正时为 -449°CA ATDC 时,气缸内能形成更加均匀的可燃混合气,在后续的燃烧中能够产生更快的燃烧速度,更快的放热速度。因此,当喷油正时为 -449°CA ATDC 时,到达 CA50 的曲轴相位要比其他几个喷油正时更加提前,气缸内的整个燃烧过程会在上止点附近集中进行,这有利于燃料的充分燃烧,提高发动机的热效率,同时甲醇的充分反应放热也有助于优化燃油消耗率,提高发动机的经济性。当 CA50 逐渐接近上止点时,会大大提高缸内压力峰值和压力升高率^[3],这和前文得到的结果基本一致。

由图 5(b)可知,随着喷油正时的前移,CA90

逐渐前移,燃烧持续期逐渐缩短。这是因为喷油正时的提前能够改善混合气质量,优化燃烧,进入燃烧室的燃料能够更快地发生反应并放热,因此 CA90 随着喷油正时的提前而前移;燃烧持续期代表 CA90 与 CA10 之间的曲轴转角,由于 CA10 和 CA90 均随着喷油正时的提前而逐渐前移,因此,燃烧持续期也随喷油正时的前移而缩短。燃烧持续期的长短能够直接影响到发动机的指示热效率,等量的工质,反应时间越短,放热也就越迅速,放热率和压力升高率越高,缸内压力峰值和缸内温度峰值也就越高,这在前文的结论中也有所体现。

2.1.3 喷油正时对混合气当量比的影响

喷油正时对混合气当量比的影响如图 6 所示。



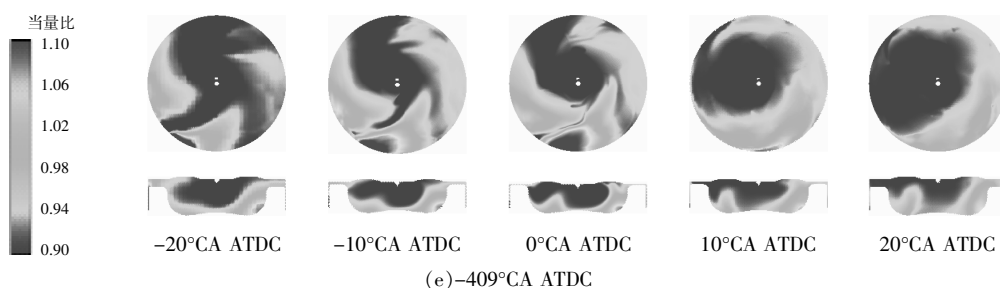


图6 喷油正时对混合气当量比的影响
Fig.6 Effect of injection timing on mixture concentration

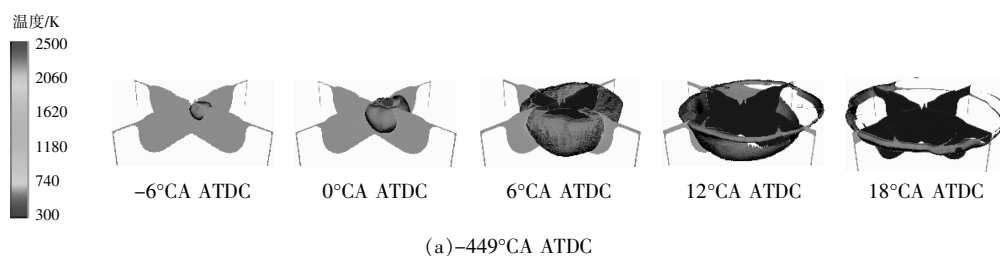
由图6可知:当曲轴转角位于上止点前20°CA时,气缸内部的稀混合气所占区域面积最大,主要集中在气缸中心附近,并一直延伸到了气缸内壁,气缸四周主要为当量比约为1的混合气,在气缸的左下角还有一小部分的浓混合气;在曲轴转角相同的条件下,随着喷油正时的提前,缸内稀混合气区域的面积逐渐减小,在喷油正时为-449°CA ATDC达到了最小,这和上文的研究结果一致。这说明喷油正时的提前优化了气缸内的混合气质量,使得混合气更加均匀,稀混合气的区域明显变少。当曲轴转角到达上止点前10°CA时,气缸内稀混合气区域变少,浓混合气区域逐渐增多,这是由于随着活塞上行,气缸内的空间逐渐被压缩,在空间的挤压下,甲醇和空气形成的混合气体积变小,密度增大,因此混合气的当量比逐渐增大。当曲轴转角运动到了上止点,此时稀混合气区域的面积进一步缩小,浓混合气区域的面积进一步增大。当曲轴转角位于上止点后10°CA,此时浓混合气区域大大减少,稀混合气区域增大,这是由于燃料大量参与反应被消耗,使得混合气整体当量比

降低,同时甲醇燃烧做功推动活塞向下移动,气缸空间增大,混合气的体积增大,密度下降,使混合气进一步变得稀薄,当量比下降。当曲轴转角位于上止点后20°CA时,可以看到浓混合气区域基本消失,稀混合气基本占据了气缸内70%以上的区域,这是由于甲醇被大量消耗,使得混合气中所含的燃料比例大大下降,同时活塞继续向下运动,进一步降低了混合气的当量比。由图6可知,不同喷油正时下的混合气变化规律基本一致,但随着喷油正时的前移,混合气的质量逐渐提高。

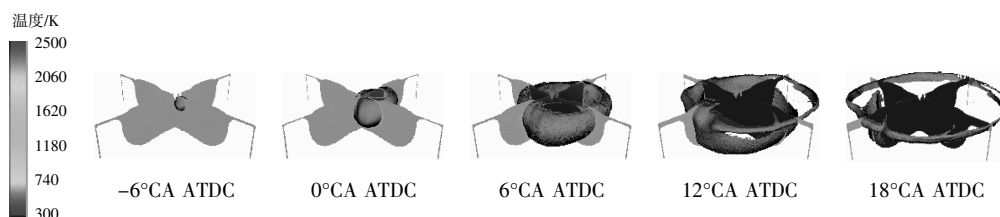
2.1.4 喷油正时对温度场和火焰面的影响

不同喷油正时下的温度场和火焰面如图7所示。

图7显示了点火后,产生的初始火核随着曲轴转角由小增大的过程,其中颜色较深的部分为火焰前锋面,其外边缘代表了燃烧室中火焰传播到的位置。当曲轴转角在上止点前6°CA时,此时刚刚点火,燃烧室内正在形成初始火核,随着喷油正时的提前,初始火核逐渐变大,这与图5呈现的结果相一致,CA10的相位在一定程度上可以体



(a)-449°CA ATDC



(b)-439°CA ATDC

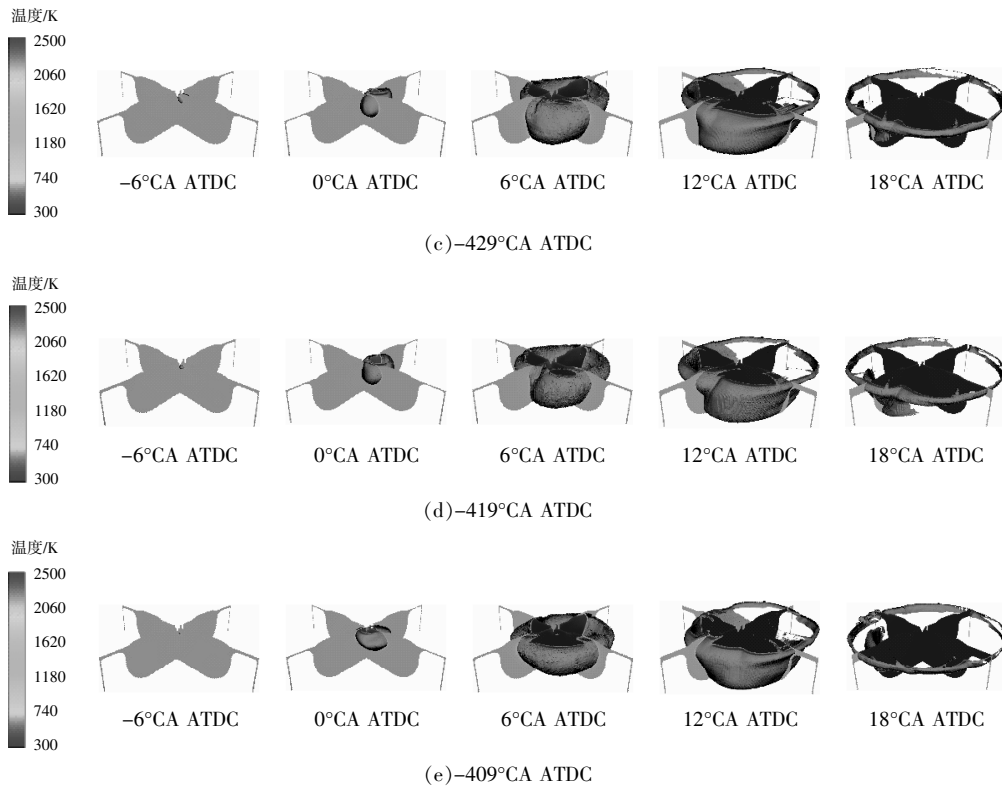


图 7 喷油正时对温度场和火焰面的影响

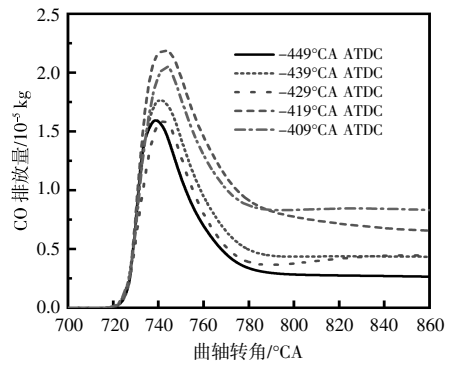
Fig.7 Effect of injection timing on temperature field and flame surface

现初始火核的形成速度和发展速度, 喷油正时的提前提高了缸内混合气的质量, 点火后能够快速形成火核。当曲轴从上止点前 6°CA 运动到上止点后 6°CA 时, 火核不断增大, 火焰面也逐渐扩散。当曲轴转角位于上止点后 12°CA, 喷油正时为-449°CA ATDC 时, 火焰前锋面已经接触到气缸的壁面, 而其他 4 个喷油正时下的火焰前锋面距离缸壁还有一段距离, 且该距离随着喷油正时的推迟而逐渐增大, 说明喷油正时的提前能够加快发动机的燃烧速度和火焰传播速度。当曲轴转角位于上止点后 18°CA 时, 缸内燃烧剧烈, 火焰充盈了整个燃烧室, 5 种喷油正时下的云图没有明显差异。由图 7 可知, 喷油正时的提前有利于加快发动机的燃烧和火焰的传播。

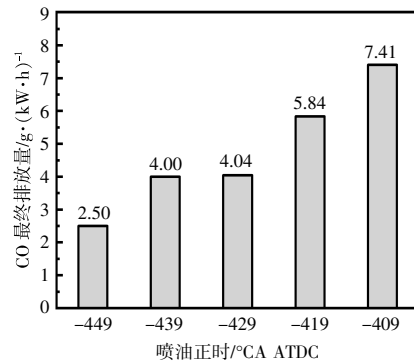
2.2 喷油正时对发动机排放性能的影响

2.2.1 喷油正时对 CO 排放量的影响

喷油正时对 CO 排放量的影响如图 8 所示。从图 8 可以看出: 5 个喷油正时下的 CO 排放量随曲轴转角的变化规律基本一致, 且 CO 最终排放量随着喷油正时的前移而逐渐下降; 当喷油正时为-409°CA ATDC 时, CO 最终排放量最高, 为



(a) CO 排放量随曲轴转角的变化



(b) CO 最终排放量

图 8 喷油正时对 CO 排放量的影响

Fig.8 Effect of injection timing on CO emission

7.41 g/(kW·h),当喷油正时为-449°CA ATDC 时,CO 最终排放量最低,为 2.50 g/(kW·h),下降幅度为 66.3%。形成 CO 的主要原因是进入气缸的甲醇不完全燃烧,作为反应的中间产物,CO 没有完全氧化就被排出。根据上文分析可知,喷油正时的前移可以增加甲醇在气缸内的停留时间,甲醇燃料能够顺利汽化,与空气进行更加充分的接触,有助于形成更加均匀的可燃混合气,点火之后燃烧迅速且剧烈。在点火后,CO 排放量迅速上升之后又快速下降,这是因为在反应过程中,作为中间产物,CO 大量生成,但是气缸内氧元素分布均匀,贫氧区域少,生成的 CO 在高温富氧环境下能够被大量氧化,最终的排放量也大大减少。

2.2.2 喷油正时对 HC 排放量的影响

喷油正时对 HC 排放量的影响如图 9 所示。

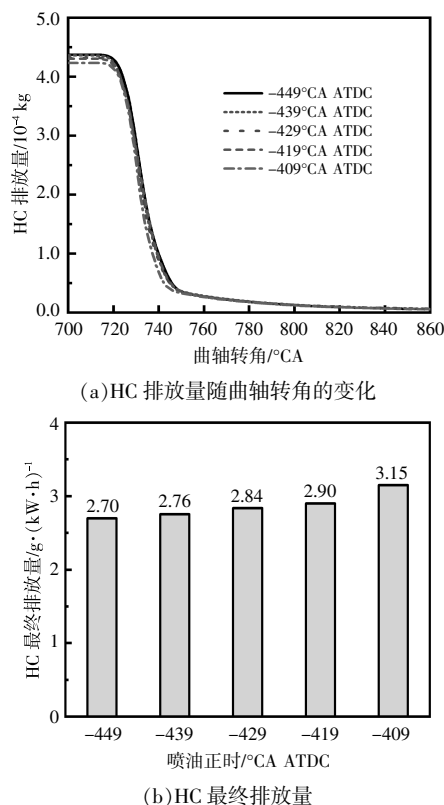


图 9 喷油正时对 HC 排放量的影响

Fig.9 Effect of injection timing on HC emission

从图 9 可以看出:5 个喷油正时下的 HC 排放量随曲轴转角的变化趋势基本一致,随着喷油正时的提前,HC 最终排放量逐渐降低,但降低幅度较小;当喷油正时为-409°CA ATDC 时,HC 最终排放量为 3.15 g/(kW·h),当喷油正时为-449°CA ATDC 时,HC 最终排放量为 2.70 g/(kW·h),

下降幅度为 14.3%。HC 生成的主要原因和 CO 类似,均是甲醇不完全燃烧的产物,当混合气在气缸内燃烧时,一部分未燃混合气进入气缸燃烧室的狭缝中不进行反应,当缸压下降后未燃混合气从狭缝中排出,此时反应接近末期,燃烧室内的氧浓度不足以将 HC 氧化,由此造成 HC 排放量增加。HC 排放量在一定程度上能够代表气缸内部燃烧完全的程度^[14-16]。由上文可知,随着喷油正时的提前,混合气质量变好,气缸内氧元素分布均匀,贫氧区域减少,发动机的燃烧状况得到改善,燃烧迅速且充分,同时发动机的缸内温度也随着喷油正时的提前而逐渐增高,这些条件均不利于 HC 的生成,因此,随着喷油正时的提前,HC 最终排放量逐渐下降。

2.2.3 喷油正时对 NO_x 排放量的影响

喷油正时对 NO_x 排放量的影响如图 10 所示。

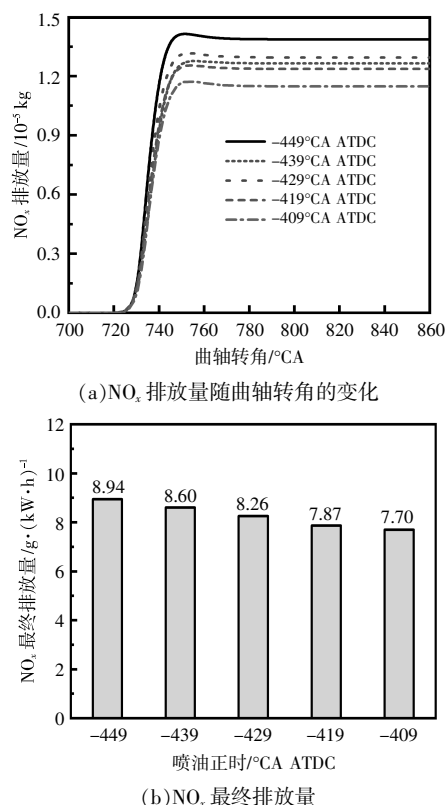


图 10 喷油正时对 NO_x 排放量的影响

Fig.10 Effect of injection timing on NO_x emission

从图 10 可以看出:5 个喷油正时下的 NO_x 排放量随曲轴转角的变化趋势基本一致,且 NO_x 最终排放量随着喷油正时的提前而逐渐增大;当喷油正时为-409°CA ATDC 时,NO_x 最终排放量为

7.70 g/(kW·h),当喷油正时为-449°CA ATDC时,NO_x最终排放量为 8.94 g/(kW·h),增长幅度为 13.9%。NO_x的生成需要高温富氧环境,甲醇本身含有氧元素,一定程度上增加了气缸内的氧浓度,随着喷油正时的提前,缸内混合气更加均匀,贫氧区域变少,也有利于 NO_x的生成。在喷油正时较为靠后的几个工况,其燃烧中心主要位于上止点之后,缸内压力和缸内温度偏低,而喷油正时靠前的几个工况的燃烧中心靠近上止点,因此缸内压力和缸内温度要大于喷油正时靠后的几个工况。有研究表明^[7],为降低 NO_x排放,缸内燃烧温度峰值要尽量保持在 2 300 K 以下,而当喷油正时为 -449°CA ATDC 时,缸内温度峰值达到了 2 369.9 K,为 NO_x的生成提供了高温环境。因此,在本文中,喷油正时为-449°CA ATDC 时的 NO_x最终排放量最高。

2.2.4 喷油正时对 SOOT 排放量的影响

喷油正时对 SOOT 排放量的影响如图 11 所示。

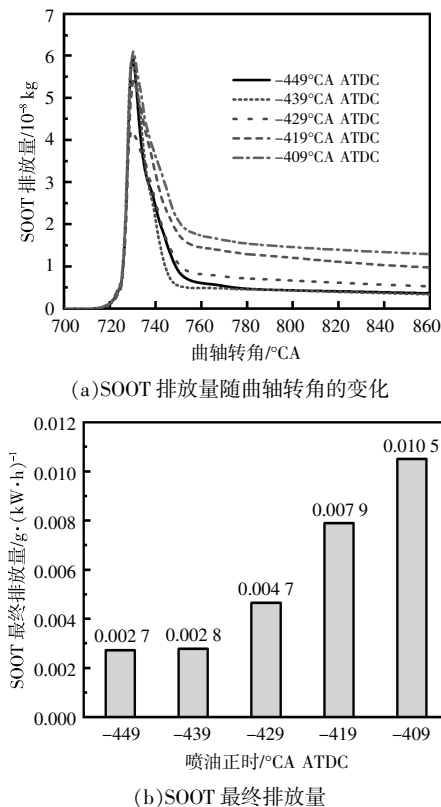


图 11 喷油正时对 SOOT 排放量的影响

Fig.11 Effect of injection timing on SOOT emission

从图 11 可以看出:5 个喷油正时下的 SOOT 排放量随曲轴转角的变化趋势基本一致,随着喷

油正时的逐渐前移,SOOT 最终排放量逐渐下降;在喷油正时比较靠后的工况,随着喷油正时的提前,SOOT 最终排放量下降明显,从-409°CA ATDC 到-449°CA ATDC,SOOT 最终排放量下降幅度达 74.1%。SOOT 生成的主要原因是燃烧室内高温缺氧且燃烧不完全,随着喷油正时的提前,气缸内的涡流运动变得更加明显,能够促进甲醇燃料和空气的充分混合,有利于生成更加均匀的可燃混合气,改善发动机的燃烧质量;同时,甲醇自身含氧,减少了缸内高温缺氧的区域,抑制了 SOOT 的生成^[18,19],使得 SOOT 最终排放量随着喷油正时的提前而减少。

3 结论

为研究喷油正时对某大型六缸进气道喷射点燃式 M100 甲醇发动机混合气形成和火焰传播的作用,以及对其燃烧和排放性能的影响,本文设置了 5 个不同的喷油正时(-449, -439, -429, -419, -409°CA ATDC)进行仿真计算,并对仿真模拟结果进行比对,得出如下结论。

①在燃烧方面,喷油正时的前移能够有效改善发动机燃烧质量。随着喷油正时的提前,缸内燃烧压力峰值、累计放热量、缸内温度峰值均逐渐上升,并且对应的相位也逐渐前移,CA10, CA50, CA90 所对应的相位也逐渐前移,燃烧持续期逐渐缩短。在混合气当量比云图中,随着喷油正时的提前,缸内混合气的质量逐渐得到提高,稀混合气的区域逐渐减少,取而代之的是当量比逐渐增大的浓混合气区域;在火焰面云图中,随着喷油正时的提前,能提高点火后的火核形成速度和扩散速度,加快燃烧速度和火焰扩散速度。

②在排放方面,喷油正时的前移能够有效改善发动机的污染物排放。随着喷油正时的提前,CO, HC, SOOT 的排放量逐渐降低,但 NO_x的排放量有所升高。

参考文献:

- [1] 海关总署:中国 2022 年 12 月原油进口 4807 万吨 [EB/OL].<https://futures.eastmoney.com/a/202301132613051055.html>, 2023-01-13.
- [2] 商讯. 生态环境部发布《中国机动车环境管理年报(2018)》[J]. 商用汽车, 2018(6):7.
- [3] 商车. 甲醇研究应用迎来新热潮 [J]. 商用汽车新闻, 2019(39):7.

- [4] 王柯莹,朱建军,张翠平,等.甲醇喷射正时对柴油/甲醇双燃料 HCCI 发动机燃烧及排放特性的影响研究[J].可再生能源,2023,41(1):23-29.
- [5] 李骏,宫长明,王忠,等.点火和喷射正时对甲醇发动机冷启动非常规排放的影响[J].吉林大学学报(工学版),2010,40(5):1188-1192.
- [6] 宫长明,刘金山,徐百龙,等.火花助燃甲醇发动机燃烧特性的研究[J].内燃机学报,1998(1):34-39.
- [7] 宫长明,张自雷,贾京龙,等.点燃式缸内直喷甲醇发动机甲醛和未燃甲醇排放特性[J].吉林大学学报(工学版),2012,42(4):867-870.
- [8] 张登攀,袁银男,杜家益,等.不同喷射方法柴油机进气甲醇预混过程的模拟[J].内燃机学报,2012,30(4):305-309.
- [9] 邵利民,徐洪军,常汉宝.KH-RT 模型对高压喷雾特性仿真影响的研究[J].系统仿真学报,2009,21(24):7778-7781,7785.
- [10] Li J,Zhao Z,Kazakov A, et al. A comprehensive kinetic mechanism for CO, CH₂O and CH₃OH combustion[J]. International Journal of Chemical Kinetics, 2007, 39(3):109-136.
- [11] 李浩冉,孙凯,李磊,等.涡流-滚流拓宽汽油机稀燃极限的试验[J].内燃机学报,2021,39(5):402-408.
- [12] 刘晓阳,姚崇,王睿,等.船用柴油机燃烧过程控制策略设计及仿真验证[J].内燃机学报,2021,39(3):209-216.
- [13] 滑海宁,张全长.燃烧相位对柴油机低温燃烧影响的试验研究[J].汽车工程,2014,36(3):264-268.
- [14] 宫宝利,彭乐高,宫长明,等.进气温度对甲醇发动机燃烧及醇醛类排放影响研究[J].汽车技术,2019(1):43-47.
- [15] 雷星星,甄旭东,田智,等.高压压缩比甲醇发动机的排放仿真研究[J].车用发动机,2022(5):27-34.
- [16] 宫长明,郭英男,徐百龙,等.火花助燃甲醇发动机的性能和排放[J].内燃机学报,1996(2):216-218.
- [17] Andreadis P,Zompanakis A,Chryssakis C, et al.Effects of the fuel injection parameters on the performance and emissions formation in a large -bore marine diesel engine [J].International Journal of Engine Research, 2011,12(1):14-29.
- [18] 许越,倪培永,邓红喜.不同供油提前角对船用柴油机排放的影响[J].舰船科学技术,2021,43(1):117-121.
- [19] 许志明.柴油机机内净化燃烧技术的仿真研究[D].武汉:武汉理工大学,2014.

Study on the effect of injection timing on the combustion and emission performance of a positive ignition M100 methanol engine

Zhao Yafeng, Zhu Jianjun, Wang Keying, Meng Yuhang, Hu Zhengxing, Qian Chuangzao
(College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: Based on a large six cylinder intake port injection ignition M100 methanol engine, the effects of injection timing on engine performance at 1100 r/min and 100% load were studied using a combination of bench tests and CFD fluid simulation software CONVERGE. In this paper, five different injection timings (-449, -439, -429, -419, -409° CA ATDC) are set for simulation calculations. A comprehensive comparison of the simulation results shows that in terms of combustion, the forward movement of the injection timing can effectively improve the combustion quality of the engine. As the injection timing advances, the peak combustion pressure, cumulative heat release, and peak temperature in the cylinder gradually increase, and the phases corresponding to CA10, CA50 and CA90 gradually move forward. The combustion duration gradually decreases, the quality of the in-cylinder mixture gradually increases, and the ignition speed gradually accelerates. In terms of emissions, the forward shift of fuel injection timing can effectively improve the engine's CO, HC and SOOT emissions, but the NO_x emissions have increased.

Keywords: methanol engine; injection timing; combustion; emissions; numerical simulation