

LPG 转子发动机缸内燃烧影响因素研究^{*}

潘剑锋 陈 瑞 范宝伟 姚嘉琪 肖 曼

(江苏大学能源与动力工程学院, 镇江 212013)

摘要: 建立了转子发动机的计算模型, 结合自编程序在 CFD 软件上对转子发动机的燃烧过程进行了二维动态数值模拟, 并利用实验结果进行了验证。在此基础上, 计算得出缸内直喷 LPG 转子发动机燃烧演变过程, 分析了喷嘴在 3 个不同位置时发动机的燃烧特性, 由此确定了喷嘴安装的最佳位置, 并进一步研究了该情况下喷油时刻和喷油持续期对转子发动机燃烧过程的影响。研究结果表明: 在转速一定, 给定喷射方向、喷射持续期和喷雾锥角时, 发动机存在一个最佳喷射提前角, 能使燃烧室内混合气分布合理, 气缸压力峰值高, 最大放热率和最大压力升高率高, 燃烧持续时间短, 发动机热效率高。当喷嘴位于长轴顶点时, 燃烧稳定性和持续性都比其他两个位置更好, 最佳喷射提前角对应的燃烧压力峰值最高; 若在此最佳喷射提前角下, 保持其他条件不变, 改变其喷射持续期, 会使最高燃烧压力和最大放热率出现一定的降低, 但影响不大, 其燃烧特性仍然比较理想, 气缸压力峰值能达到 6 MPa 以上。

关键词: 液化石油气 转子发动机 缸内直喷 喷油时刻 燃烧过程 数值模拟

中图分类号: TK45 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)01-0329-09

Affecting Factors on Combustion Progress in LPG Rotary Engine

Pan Jianfeng Chen Rui Fan Baowei Yao Jiaqi Xiao Man

(School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: The calculation model of rotary engine was established. Combined with the self-made program in CFD software, a 2-D dynamic simulation of the combustion process of the rotary engine was made and verified by using the experiment results. On this basis, the evolution process of combustion in direct injection LPG engine was obtained, the combustion characteristic of the engine with the three representative positions of nozzle were analyzed and the best installation position of nozzle was determined. Then a further study was conducted on the effect of the injection time and injection duration on combustion process in the rotary engine with the optimal installation position of the nozzle. The results showed that in a given speed, fuel injection direction, injection speed, injection duration and spray cone angle, the engine had a best injection advance angle that could lead to a reasonable distribution of mixture gas in the combustion chamber, a high maximum combustion pressure, maximum heat release rate and maximum pressure rise rate, a short combustion duration, and a high thermal efficiency. When the nozzle located in long axis vertex, the stability and continuity of combustion was better than the other two positions. The peak combustion pressure of the best injection advance angle was the highest. Under the optimal injection advance angle and with the other conditions unchanged, the maximum combustion pressure and maximum heat release rate appeared to reduce when changed the injection duration, but the impact was not significant. The combustion characteristics were still satisfactory, and the peak combustion pressure could reach to 6 MPa above.

Key words: LPG Rotary engine Direct injection in engine Injection timing Combustion process Numerical simulation

引言

转子发动机具有功率密度高、运行平稳、噪声小等许多往复式发动机难以比拟的优点,在军事及航空航天等领域有着广阔的发展和应用前景,成为内燃机领域的一个重要研究方向^[1-3]。转子发动机因其燃烧室形状扁长、面容比大,更适合燃烧气体燃料^[4-5],而液化石油气(LPG)作为一种能量密度大、清洁的内燃机替代燃料^[6-8],十分适用于转子发动机。此外,由于转子发动机燃烧室内气流的单向流动为实现混合气的层状分布和稀薄燃烧创造了理想条件,从而可能实现高热效率、高比功率^[1,9]。目前国内外对直喷式LPG发动机的研究主要集中在往复式发动机上,国内关于燃用LPG转子发动机的相关研究尚未看到报道,因此本文对直喷式LPG转子发动机的燃烧过程进行研究。

1 LPG 转子发动机的几何模型及网格划分

1.1 研究对象

本文所研究的LPG转子发动机为文献[10]中所用的发动机,由218系列汽油转子发动机改造而成,发动机进气方式为周边进气,结构示意图见图1,发动机内转子的运动方向为逆时针运动,转子转动1圈,偏心轴(曲轴)转动3圈,对应旋转的角度为1080°。

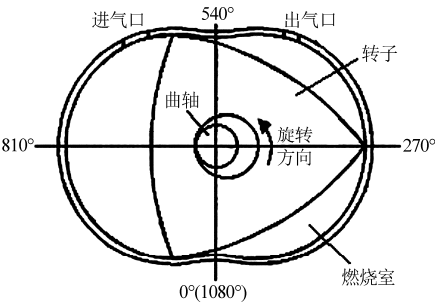


图1 转子发动机结构示意图

Fig.1 Structure diagram of rotary engine

发动机的运行工况为:转速3600 r/min,节气门全开(100%负荷),LPG直接喷入燃烧室,混合气当量比0.5。发动机基本参数如表1所示。

LPG燃料的主要成分是丙烷和丁烷,本文选取的LPG燃料仅由丙烷构成,因此计算中以丙烷的热物理参数代替LPG。

1.2 网格划分

转子发动机工作时,转子与缸体之间构成的燃烧室的形状和位置都在不断变化,因此这一区域设置为动态网格区域。而进排气道的形状和位置始终不变,设置为静态网格区域。经过反复比较,确定的

初始网格数量为39706。图2为二维初始网格图。

表1 转子发动机基本参数

Tab.1 Basic parameters of rotary engine

参数	数值
创成半径/mm	218
偏心距/mm	31.75
气缸宽/mm	158.75
转子数	1
排量/cm ³	5871
压缩比	8.5
进气相位	提前角75°,延迟角64°
排气相位	提前角72°,延迟角55°



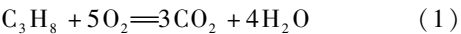
图2 二维网格

Fig.2 2-D mesh of chamber

2 数学模型和初始条件

2.1 计算模型

结合转子发动机的特点,参考文献[11],湍流模型采用RNG $k-\epsilon$ 模型^[12-13],燃烧模型采用层流有限速率/涡耗散模型,并进一步优化了模型中的部分参数。燃烧采用一步反应方程式,即



目前大多数喷雾燃烧都是采用离散液滴(DDM)模型^[14],该模型对直喷式内燃机燃烧的模拟具有一定的精度^[15],因此本文的喷雾模型亦选用DDM模型,忽略燃油射流的分裂过程,在射流设定阶段即设置为颗粒状喷入,离开喷嘴后以O'Rourke模型、Wave波动模型、动态阻力和wall-jet碰壁模型计算其燃料颗粒雾化变形过程。

2.2 边界条件和初始条件

采用有限容积法将计算域分成若干控制体进行计算,分别对每个控制体求解多维N-S方程和各种输运方程^[16]。压力和速度耦合采用基于压力的Coupled算法,进排气口采用压力进口边界条件,由于此发动机是非增压发动机,进排气压力设为大气压。转子壁面温度根据经验值设定为500K,缸壁温度设为400K,液态LPG初始温度288K,液滴初

始直径 1 mm(相当于喷孔直径)。

2.3 模型可行性验证

de Filippis 等^[17]利用激光多普勒测速仪对另外一种同样采用周边进气的转子发动机进行了测量,得到了缸内流场的变化过程,图 3 为文献[17]中激光多普勒测速仪的测点位置分布。

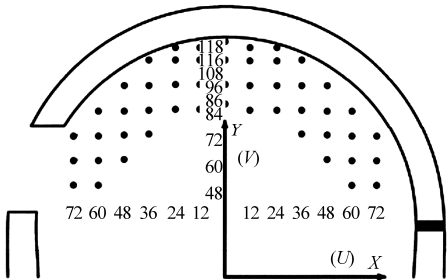


图 3 激光多普勒测速仪的测点分布

Fig. 3 Measuring point distribution of laser Doppler velocimeter

由于缺乏所研究机型流场的实验数据,因此利用建立的动态模拟模型对文献[17]中发动机的流场进行数值模拟,模拟结果如图 4 所示,图 4 是不同角度的流场,其中左侧为实验数据,右侧为计算数据。从对比图中可以看出,计算得出的缸内流场分布规律与实验结果十分相似,包括缸内流场的流速以及涡团的位置。比如图 4a 中发动机进气口附近的流速,实验结果和计算结果都约为 20 m/s,而涡团的位置,实验结果和计算结果都位于燃烧室前部区域。图 4d 中由于燃烧室容积减小,涡流被压缩而破碎成单向流,实验结果和计算结果都显示流场为单向流,并且流速都约为 10 m/s。由此说明选用的湍流模型对该类周边进气转子发动机缸内流场的计算是准确的,对于其缸内流场具有高度的预测能力^[18]。

对于直喷式 LPG 转子发动机,国外公开文献无法查到内部缸压的测试结果,国内对这方面的研究才刚刚起步,亦无相关文献参考。而甲烷和丙烷都是烷类气体,物性相似,文献[19]中也提到,用于计算甲烷转子发动机燃烧过程的相关模型与丙烷的是通用的,因此本文利用文献[10]中的结果对所采用的燃烧模型进行验证,对文献[10]中的预混天然气转子发动机进行数值模拟,模拟工质采用甲烷。

计算结果与文献结果的示功图见图 5,发动机的点火提前角为 42°CA,对比的范围从点火时刻到上止点后 60°CA。模拟结果与文献结果的气缸压力平均差值约 9.1%,最大偏差约 11%。整体看来,模拟结果与文献结果大体趋势一致,吻合良好,说明本文所选用的燃烧模型是合理的。

对于喷雾燃烧模型,这里采用液态甲烷由进气

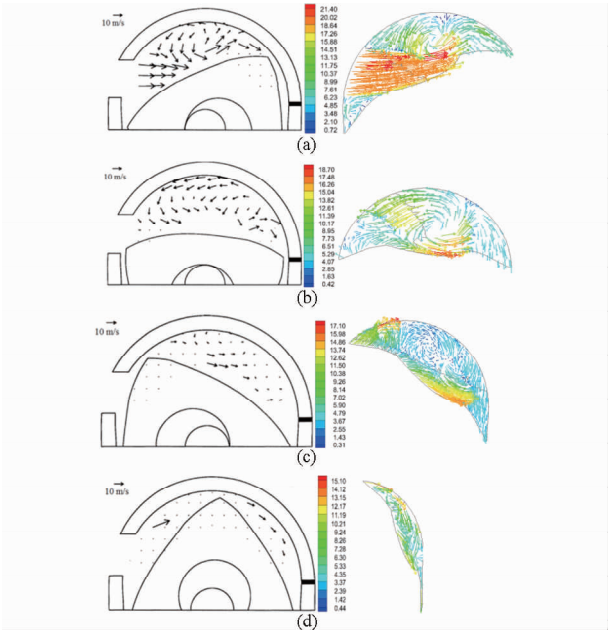


图 4 不同时刻的流场

Fig. 4 Flow field of different times

(a) 730°CA (b) 820°CA (c) 910°CA (d) 1 000°CA

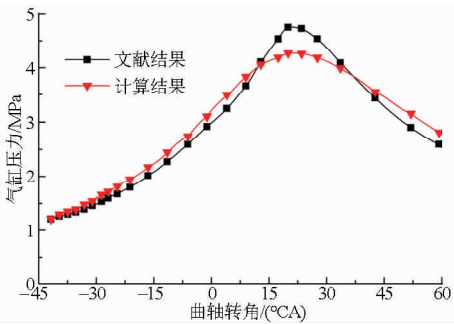


图 5 缸内平均压力曲线对比

Fig. 5 Comparison of average pressure curve in cylinder

口直接喷入燃烧室与上述缸外预混计算结果进行对比验证。在不同燃料供给方式的转子发动机中,进气口喷射燃料的方式与预混合进气的方式最为接近,采用进气口喷射时,点火时刻燃烧室内的混合气分布没有预混合进气均匀,仍然存在一定的分层现象,燃烧室中前部的混合气较后部稍浓^[1]。而转子发动机燃烧室内的气体流动主要是单向随转子向前的,火焰易于向前传播^[1,5,10];这就造成了更多的燃气集中在燃烧室中前部燃烧,火焰传播距离相对缩短,燃烧速度加快,所以气缸压力升高更快,压力峰值比预混燃烧的稍大,出现时刻稍微提前。

图 6 是进气口喷射计算结果与预混合进气计算结果的对比,可以看出它们之间的差别与上述较为符合,所以所选用的喷雾燃烧模型也是可行的。

3 计算结果与分析

3.1 不同喷嘴位置下的燃烧特性对比

转子发动机由于其特殊的形状及做功方式,在

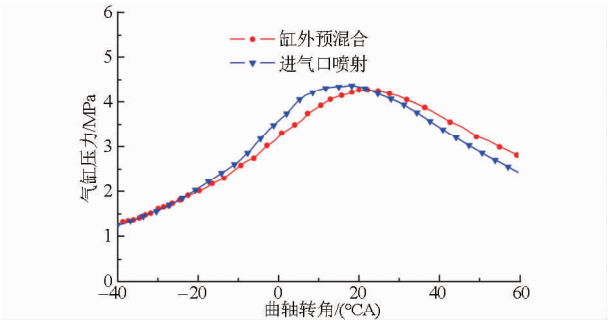


图6 进气口喷射计算结果与预混合进气计算结果对比

Fig.6 Comparison of calculation results with intake port injection and pre-mixed intake

选择喷嘴位置、喷射方向及喷射时刻时比往复发动机的自由面更大,另外由于转子是不断运动的,喷嘴位置不同,所能采取的喷射时刻也不同。

这里选取3个具有代表性的喷嘴位置进行计算分析,点火提前角为42°CA,喷射初速为214.4 m/s,喷射持续角为54°CA,喷雾锥角为30°,喷射方向与发动机长轴方向平行。图7为喷嘴位置和喷射方向示意图,其中A位于长轴顶点,B接近火花塞,C靠近进气门,转子在燃烧室内逆时针转动。

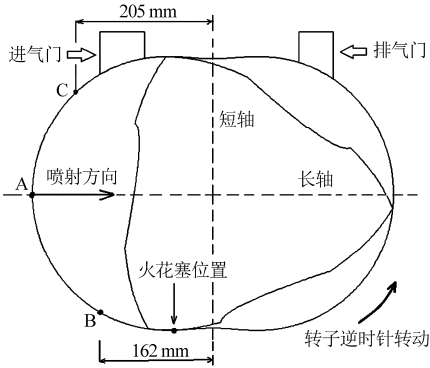


图7 喷嘴位置及喷射方向示意图

Fig.7 Nozzle location and inject direction

图8为不同喷射提前角所对应的混合气当量比,可以看出喷射提前角对充气系数有一定的影响,导致燃气当量比在0.5附近波动。燃料喷射对充气的影响主要有两个因素:低温燃料喷入燃烧室后会汽化吸热,导致燃烧室内气体温度的下降,若喷射发生在进气过程,有利于新鲜空气的充入;燃料喷射对燃烧室内的气流运动有一定的影响,发动机进气过程中有入流和回流,若喷射导致回流趋势加大,则会造成充气系数的减小即当量比增大,反之则当量比减小。

喷嘴位于A位置时,随着喷射提前角的增大,当量比呈先减小后增大再减小的趋势,其大小取决于以上两个因素对充气影响的程度。喷射较晚时,发动机处于压缩初期及进气末期,因此燃料喷射对

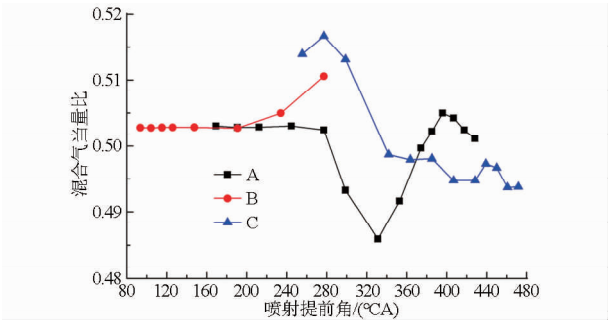


图8 不同喷射提前角时的混合气当量比

Fig.8 Equivalence ratio of different injection advance angle

充气影响甚微,当量比基本不变;随着喷射提前到进气中期,低温燃料汽化吸热的影响较大,造成充气系数增大,当量比下降;喷射继续提前,其对燃烧室内的气流影响更大,回流多,当量比增大;喷射再提前到进气前期时,由于此时入口流速较大,喷射对燃烧室内流动的影响变弱,但却有更多的燃料在进气过程蒸发,因此充气系数又出现增大,当量比出现减小的趋势。喷嘴位于B位置时,随着喷射提前角的增大,燃料喷射加大了回流趋势,导致充气系数的减小,当量比增大。喷嘴位于C位置时,喷射过迟会对燃烧室内的气流产生较大的影响,加大回流的趋势,从而造成充气系数的降低、当量比的增大,喷射提前,更多的燃料在进气前期被喷入燃烧室,燃料汽化吸热造成燃烧室温度的降低对充气的影响也更大,所以当量比整体上呈下降的趋势。混合气当量比对燃烧过程有一定的影响,但是在当量比变化很小时,混合气在燃烧室内的分布才是影响发动机燃烧过程的主要因素。

图9和图10给出了喷嘴位于A、B、C时,不同喷射提前角下气缸压力峰值与气缸温度峰值的变化趋势,图11~13是3种情况下不同喷射提前角的放热率对比。

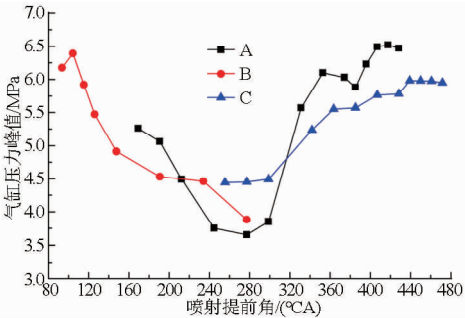


图9 不同喷射提前角时气缸压力峰值对比

Fig.9 Comparison of peak cylinder pressure of different injection advance angles

从图9、10中可以发现,喷嘴位于B时,喷射时刻的变化对燃烧压力峰值和气缸温度峰值的影响都十分明显,原因是B位置采用的喷射时刻是在进气

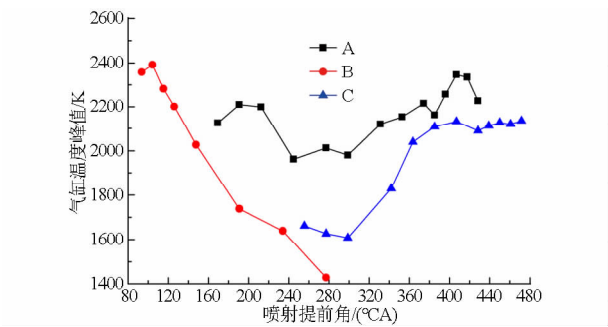


图 10 不同喷射提前角时气缸温度峰值对比
Fig. 10 Comparison of peak average temperature in cylinder of different injection advance angles

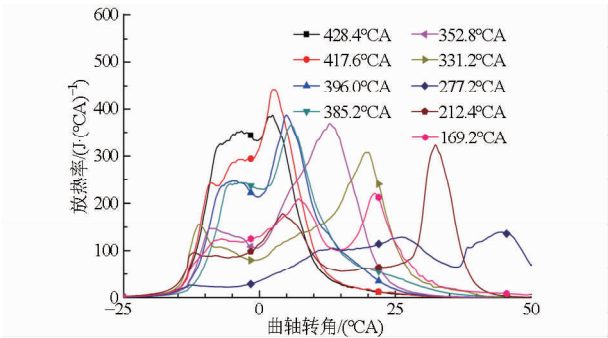


图 11 喷嘴位于 A 时不同喷射提前角的放热率对比
Fig. 11 Heat release rate of different injection advance angle when the nozzle is located in A

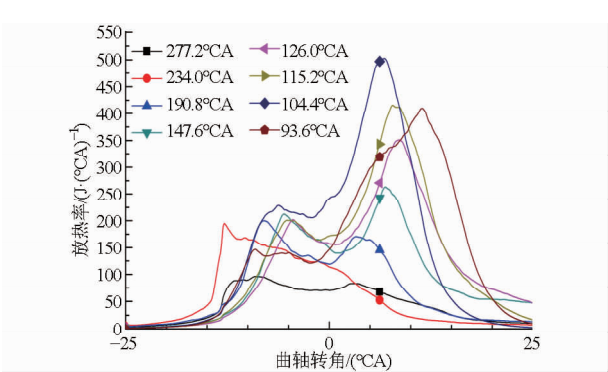


图 12 喷嘴位于 B 时不同喷射提前角的放热率对比
Fig. 12 Heat release rate of different injection advance angle when the nozzle is located in B

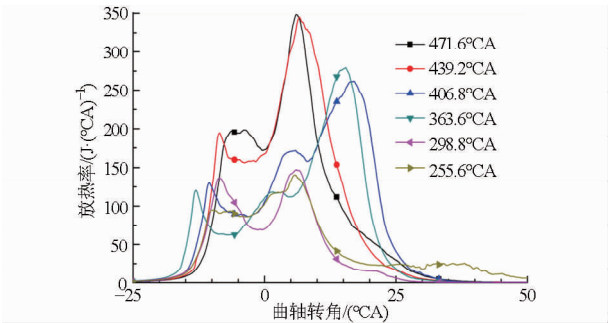


图 13 喷嘴位于 C 时不同喷射提前角的放热率对比
Fig. 13 Heat release rate of different injection advance angle when the nozzle is located in C

混合气的分布影响很大。喷射越早,喷嘴就越靠近燃烧室前部,离转子壁面越近,燃料喷射后附壁现象较为严重且燃料过于集中在燃烧室前部,导致点火时刻火花塞附近的混合气过稀,而燃烧室最前部混合气过浓,有的区域甚至超出其可燃极限,因而出现了部分燃烧现象,导致气缸平均温度很低;随着喷射的延迟,喷嘴将慢慢靠向燃烧室的中后部,而且燃烧室的形状变得越来越扁长,在所取的喷射方向下,喷雾的贯穿距离也慢慢增大,这样以上现象将得到改善,燃烧压力与气缸平均温度慢慢提高。但喷射过迟会导致喷嘴靠近燃烧室尾部,燃烧效率也会慢慢降低,所以不同喷射时刻下其气缸压力峰值和燃烧温度波动较大。

喷嘴位于 C 时,喷射时刻的变化导致气缸压力及气缸平均温度的波动都较 B 更小,这是因为其采用的喷射时刻基本是在进气过程,虽然喷射时刻的改变对混合气的分布影响很大,某些喷射时刻下混合气分布很不理想,但由于燃料有足够的雾化时间,点火时刻火花塞附近都存在可燃的混合气,所以基本上都能着火燃烧;另一方面,由于进气过程中气缸压力很小,当喷射时刻过迟时,喷嘴与转子尾部过于接近,将出现较重的燃料附壁现象,导致点火燃烧时,燃烧室内混合气分布严重不均,燃烧尾部混合气浓度过大,同 B 一样也出现了部分燃烧现象。

喷嘴位于 A 时,喷射时刻的变化只对燃烧压力峰值影响明显,燃烧温度对其不敏感。结合其放热率曲线可以看出,喷射时刻的改变只对放热率的峰值及燃烧持续期影响很大,不管哪种喷射时刻,混合气基本上都能得到燃烧,只是燃烧持续期不同,所以喷射时刻改变时,气缸温度峰值变化很小,基本都保持在 2 000 K 左右。主要原因也是与燃料喷射和燃烧室形状之间的配合有关,这里不再详述。综上分析可知,喷嘴位于 A 时,燃烧持续性及稳定性都较另外两者更好,其最佳喷射时刻下的压力峰值达到 6.52 MPa,也较另外两者高,另一方面由于 A 位于发动机长轴顶点,在定位及安装上也较 B、C 方便,所以喷嘴位于 A 时,最为理想。因此,下文将详细分析喷嘴位于 A 时,不同喷射提前角下的燃烧特性。

3.2 喷嘴位于 A 时的燃烧特性

图 14 和图 15 是喷嘴位于 A 时,不同喷射提前角时发动机的示功图和压力升高率曲线。由图可知,喷射提前角对气缸压力及压力升高率有很大的影响,在喷射提前角减小到 352.8°CA 的过程中,发动机缸内最高压力先减小后增大,压力升高率峰值总体呈现降低的趋势,至于喷射提前角为 352.8°CA

末期和压缩中前期,在此位置喷射燃料,燃料雾化的时间很短,燃料的喷射与燃烧室形状之间的配合对

时压力峰值较 385.2°CA 高是因为后者燃料放热过早,上止点前已消耗了不少燃料,导致膨胀过程放热量减少,压力下降太快而降低了膨胀做功能力,所以最高压力较前者低。随着喷射提前角的继续减小到 277.2°CA 过程中,发动机缸内最高压力呈现先减小后增大的趋势,放热率及压力升高率峰值也大体呈先减小后增大的趋势。总体来说喷射提前角在 417.6°CA 时,气缸压力及放热率峰值最大,放热速度快,放热时间短,热效率峰值最高;喷射提前角在 277.2°CA 左右时,燃烧效果最差,燃烧持续期太长。在喷射逐渐推迟的过程中,发动机的燃烧特性变化如此之大,这与燃料喷射后,其在燃烧室内的分布有着密切的关系。

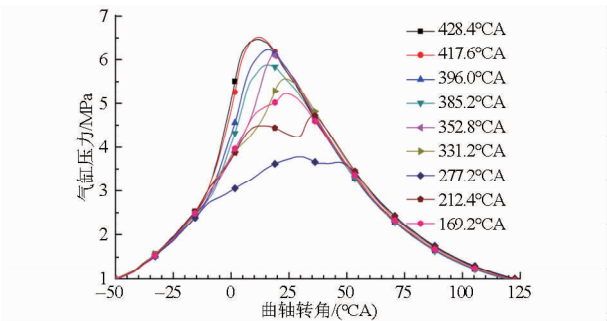


图 14 不同喷射提前角时气缸压力对比
Fig. 14 Comparison of cylinder pressure of different injection advance angles

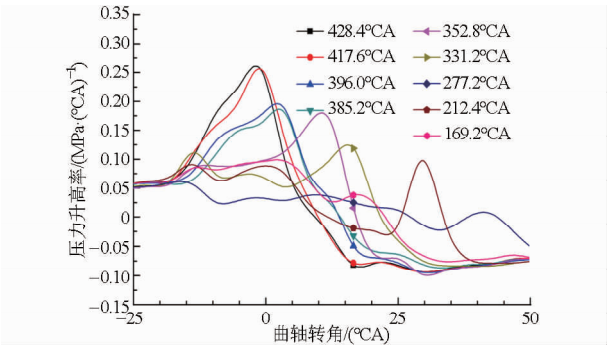


图 15 不同喷射提前角时压力升高率对比
Fig. 15 Comparison of pressure rise rate of different injection advance angles

图 16 给出了火花塞点火后,5 种不同喷射提前角下,发动机在上止点前 42°CA 和 15°CA 时其燃烧室内混合气的分布规律。为方便分析,图 17 给出相应曲轴转角下的点火示意图(其中用小圈标出的区域即为火花塞点火后产生的高温区域)及流场结构。可以看出喷射提前角为 417.6°CA、385.2°CA 和 352.8°CA 的 3 种情况下,点火时刻(-42°CA),火花塞周围都形成了较浓的混合气,这样混合气易于着火,火焰燃烧速度大,初期火核发展更快;另一方面,混合气主要分布在凹坑所处的中部区域和燃烧室前部,结合此时燃烧室内的流场结构可以看出,

火焰向燃烧室前部传播是顺气流方向,向凹坑的中后部传播时则有着漩涡的加速作用,而向凹坑的前部传播既是顺气流方向又有漩涡的带动作用,所以其火焰传播速度相对后两种情况更大,燃烧更迅速。417.6°CA 时压力峰值最高有 2 个原因:火花塞附近的混合气浓度在点火时最佳,当量比为 1.1 到 1.2 之间;混合气分布在燃烧进入速燃期前较其他几种情况最为理想,有大部分混合气都集中在火花塞附近前部区域及转子凹坑的前部区域,凹坑的中后部也分布着较多的混合气但较凹坑前部的浓度低,这样不仅可以大幅度的缩短火焰传播的距离,还能利用高速气流加快火焰的传播,所以燃料燃烧更快,热效率更高。385.2°CA 和 352.8°CA 时压力峰值低是因为前者在点火后,燃料在燃烧室前部更为集中,凹坑区域燃料分布相对较少,而火焰到达燃烧室前部需要一定的时间,所以燃烧速度降低;后者则是在凹坑的中后部区域燃料集中较多,凹坑前部相对较少,同样造成了燃烧速度的降低。喷射提前角为 277.2°CA 时,点火时火花塞附近的混合气浓度过稀,火花塞前部几乎没有混合气分布;转子运动到 -15°CA 时,火花塞附近的混合气浓度仍然过稀,着火困难,初始火核发展很慢,燃烧持续期最长。喷射提前角为 169.2°CA 时,点火时火花塞附近刚刚形成浓度适当的混合气,但火花塞前部混合气浓度过稀,不能利用湍流对初始火核的发展进行加速,燃烧速率同样较低。对比上述 5 种不同喷射提前角下的发动机燃烧特性可以发现,由于压缩后期转子发动机燃烧室内气体流动的特点,整体来看,混合气集中在燃烧室的中部和前部时,且火花塞附近的混合气浓度适当,都能获得良好的燃烧效果,若要进一步提高其燃烧速度,应该保证在速燃期前,混合气集中于火花塞附近的前部及凹坑中前部区域,即在顺气流的方向上和漩涡的发展方向上应分布更多的混合气,这样不仅可以更大程度地利用漩涡对燃气的混合及燃烧的加速作用,还能使火焰向前后两个方向传播的距离尽可能缩短,从而加快混合气的燃烧,获得更高的燃烧压力和热效率。

3.3 喷嘴位于 A 时喷射持续期对燃烧过程的影响

图 18、19 分别是上述最佳喷射提前角下不同喷油持续期气缸压力峰值与放热率的变化规律,在喷油量一定的情况下,喷油持续期的改变实际上表示的是喷射初速的变化。随着喷射持续期的延长,气缸压力峰值和放热率峰值都有一定的波动,但变化并不大,放热率曲线型心都靠近上止点,其燃烧持续期都很接近,燃烧等容度都较好。这也说明喷射持续角在这一范围内变化时,都能使燃料在燃烧室内

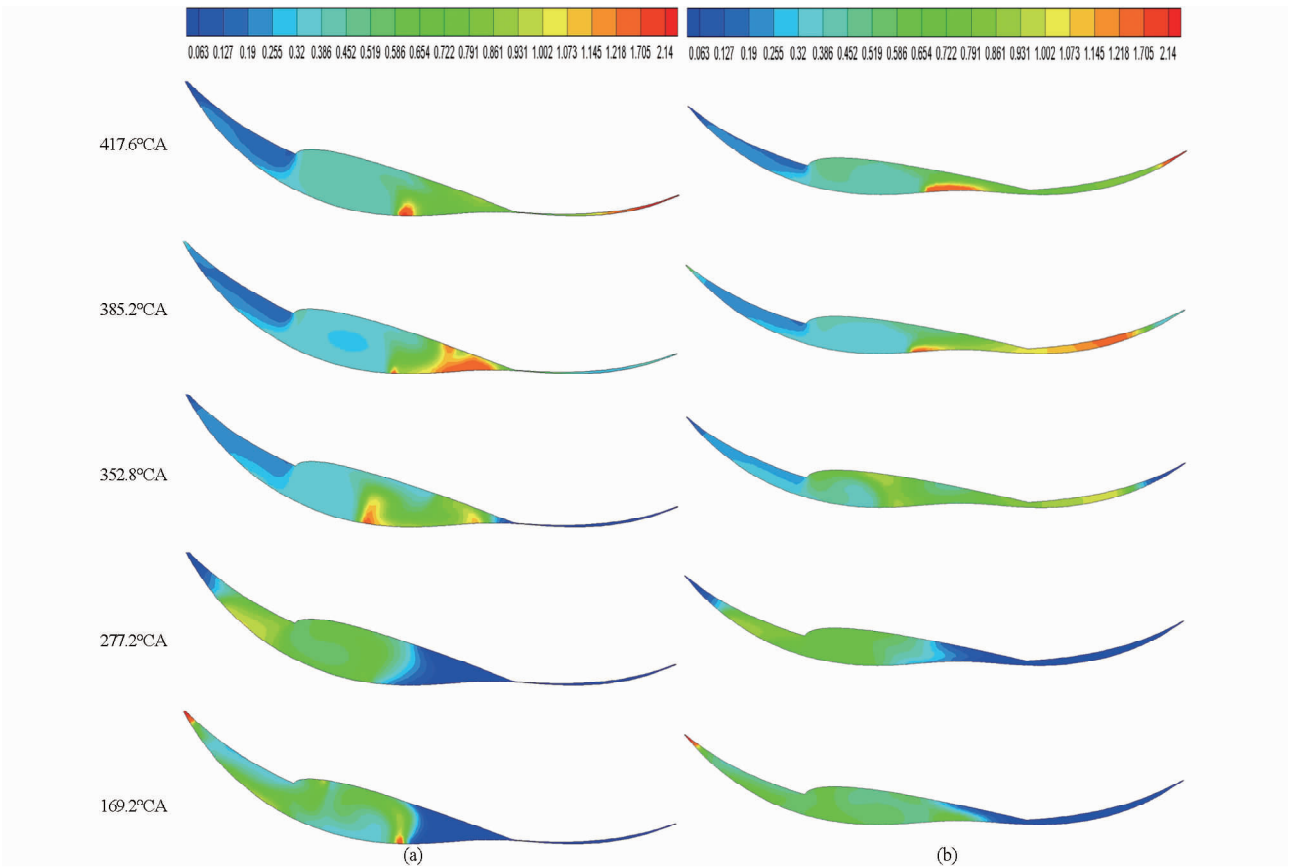


图 16 不同喷射提前角时燃烧室内混合气的分布规律

Fig. 16 Mixture gas distribution in combustion chamber of different injection advance angles

(a) -42°CA (b) -15°CA

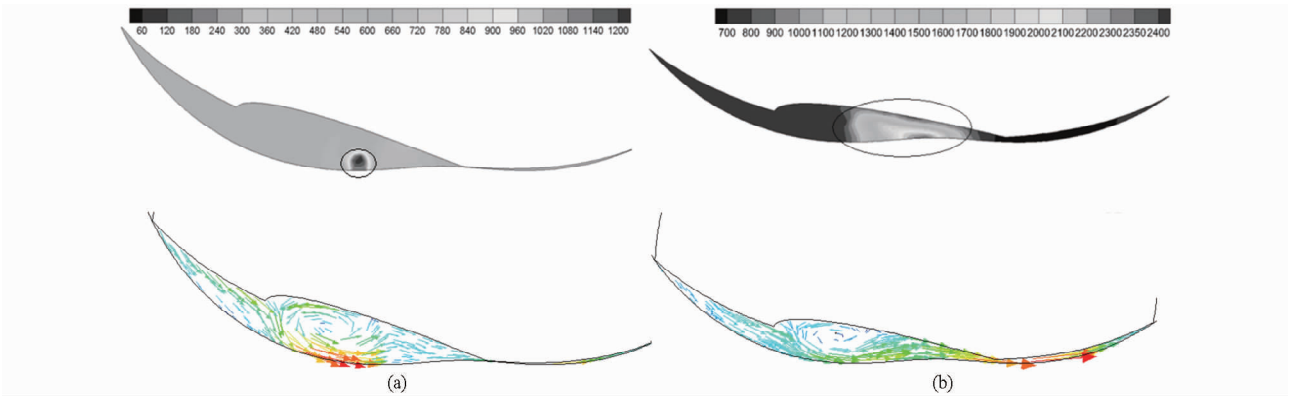


图 17 点火示意图及流场结构

Fig. 17 Ignition schematic and flow structures

(a) -42°CA (b) -15°CA

合理的分布,以保证良好的燃烧效果。

图 20 给出了点火之后混合气在燃烧室内的分布规律。喷射持续角越小,集中在燃烧室前部的燃料将越多,随着其慢慢增大,喷射与燃烧室形状变化的耦合导致燃料慢慢向燃烧室的中部甚至后部移动。所以在喷射持续角为 32°CA 时,点火时刻燃烧室前部的混合气最浓,而在 86°CA 时,燃烧室尾部的混合气最浓。喷射持续角越大时,由于转子的运动,液滴在燃烧室内分布越广,因此点火之后,混合

气在燃烧室内分布更均匀。整体来看,5 种不同喷射持续期下,点火后,混合气都主要分布在燃烧室的中部及前部,燃烧尾部的混合气较少且火花塞附近的混合气的浓度都还较理想,所以其燃烧速度都较快,燃烧效果都较好。具体来看,喷射持续角过大或者过小会造成混合气在燃烧室前部或者燃烧室尾部分布过多,这将使火花塞附近及凹坑区域的混合气分布减少,火焰传播距离相对加大,燃烧速率降低。总的来说,在最佳喷射提前角及其他条件不变时,若

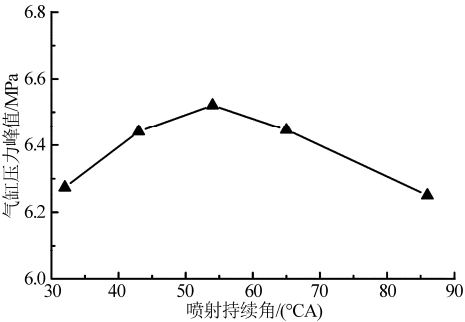


图 18 不同喷射持续期时气缸压力峰值对比

Fig. 18 Comparison of the peak cylinder pressure in different fuel injection durations

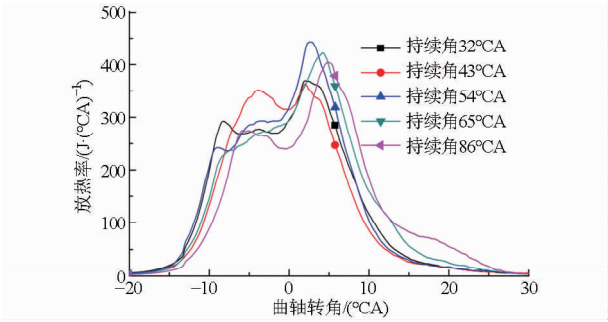


图 19 不同喷射持续期时放热率对比

Fig. 19 Comparison of heat release rate in different fuel injection durations

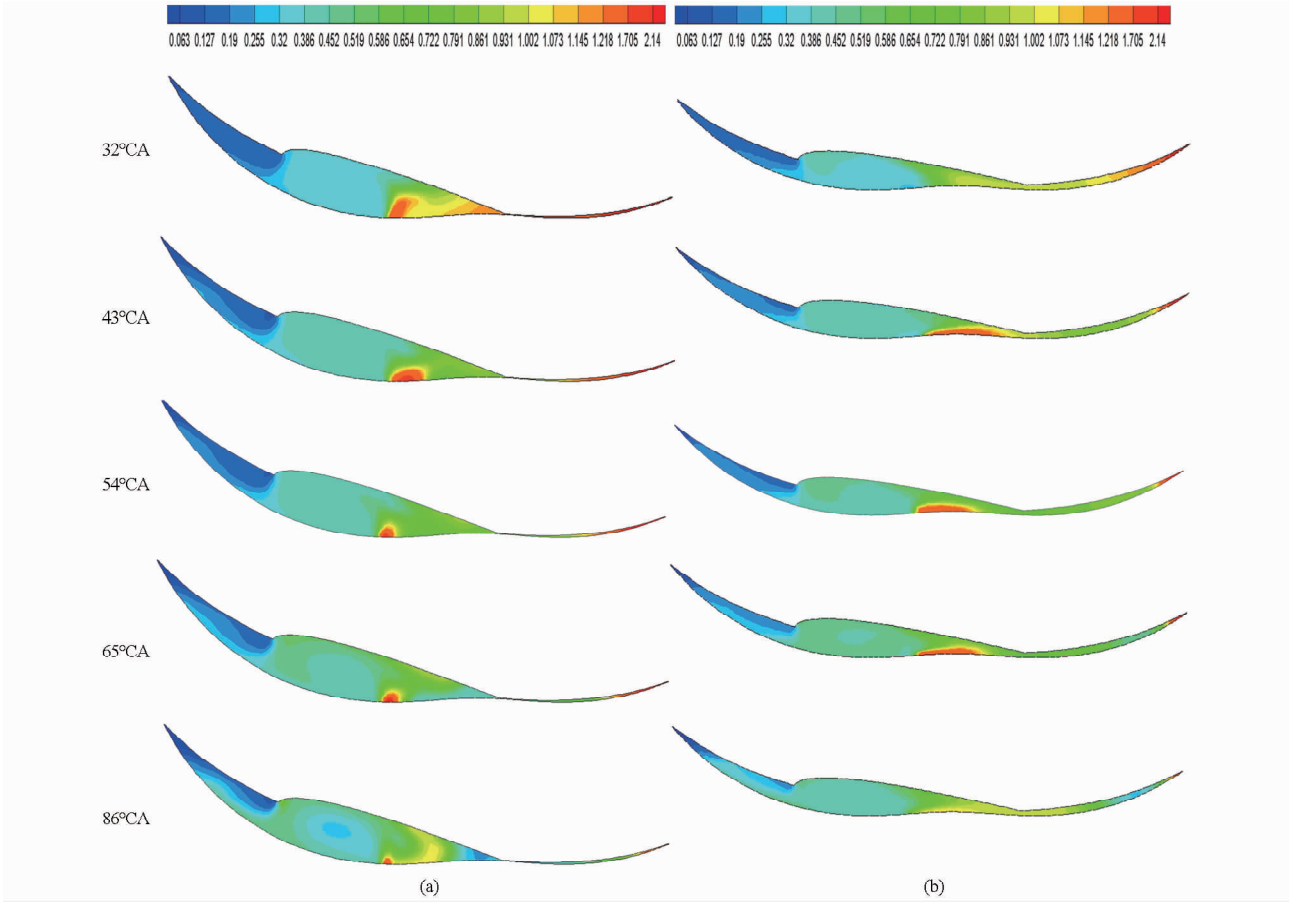


图 20 不同喷射持续期时燃烧室内混合气分布规律

Fig. 20 Distribution of mixed gas in combustion chamber of different fuel injection duration

(a) -42°CA (b) -15°CA

再在原喷油持续角(54°CA)的基础上进行改变,将会导致气缸压力峰值和最大放热率出现一定的降低,但影响不大,其燃烧特性仍然比较理想,气缸压力峰值都能达到6 MPa以上。

4 结论

(1)喷射时刻对混合气的当量比有一定的影响,在计算条件下,喷嘴位于A时,随着喷射提前角的增大,当量比呈先减小后增大再减小的趋势;喷嘴位于B时,当量比随喷射提前角的增大而增大;喷

嘴位于C时,随着喷射提前角的增大,其当量比整体上呈减小的趋势。

(2)对于给定转速,给定喷嘴位置,给定喷射方向、喷射持续期及喷雾锥角时,发动机存在一个最佳喷射提前角,此时燃烧室内混合气分布合理,气缸压力峰值高,最大放热率和最大压力升高率高,燃烧持续时间短,发动机热效率高。总体来说,喷嘴位于A时最为理想,其燃烧稳定性及持续性都较其他两种情况更好,且最佳喷射提前角(417.6°CA)下的气缸压力峰值最高,达到6.52 MPa。

(3)在转子发动机燃烧室内这种特定的气流特性下,无论喷嘴位于 A、B、C 中哪个位置,只要喷油时刻能保证点火时刻火花塞附近能形成合适浓度的混合气,进入速燃期前燃料能集中在凹坑的中前部和燃烧室中前部区域,都能保证混合气快速着火及燃烧。

(4)喷嘴位于 A 时,在最佳喷射提前角及其他条件不变时,若再在原喷油持续角(54°CA)的基础上进行改变,将会导致气缸压力峰值和最大放热率出现一定的降低,但影响不大,其燃烧特性仍然比较理想,气缸压力峰值都能达到 6 MPa 以上。

参 考 文 献

- 1 卢发,余乃彪.三角转子发动机[M].北京:国防工业出版社,1990.
- 2 辛动.三角转子发动机[M].北京:科学出版社,1981.
- 3 裴海灵,周乃君,高宏亮.三角转子发动机的特点及其发展概况综述[J].内燃机,2006(3):1-3.
Pei Hailing, Zhou Naijun, Gao Hongliang. The characteristics and improvement of rotary engines[J]. Internal Combustion Engine, 2006(3): 1-3. (in Chinese)
- 4 梁健光,杨道荫.我国转子发动机的发展与展望[J].动力工程,1997,17(5):78-83.
Liang Jianguang, Yang Daoyin. Prospects of development of rotary engines in China[J]. Power Engineering, 1997,17(5):78-83. (in Chinese)
- 5 潘剑锋,范宝伟,陈瑞,等.点火位置对天然气转子发动机燃烧的影响[J].内燃机工程,2013,34(1):1-7.
Pan Jianfeng, Fan Baowei, Chen Rui, et al. Effects of ignition position on combustion in rotary engine fueled with natural gas[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2013, 34(1): 1-7. (in Chinese)
- 6 周龙保.内燃机学[M].北京:机械工业出版社,2005.
- 7 黄敬党,曾德超.气体燃料及其应用于发动机的研究与发展[J].农业机械学报,1991,22(1):92-96.
Huang Jingdang, Zeng Dechao. The present status and trend of gaseous fuels and their application to I. C. engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1991, 22(1): 92-96. (in Chinese)
- 8 Hakan Bayraktar, Orhan Durgun. Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance[J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(13-14):2317-2333.
- 9 周乃君,陈秋亮,裴海灵,等.燃油喷射方向对转子发动机燃烧的影响[J].内燃机,2008(2):16-18.
Zhou Naijun, Chen Qiuliang, Pei Hailing, et al. Rotary combustion engine performance influenced by the direction of fuel injection[J]. Internal Combustion Engines, 2008(2): 16-18. (in Chinese)
- 10 Abraham J, Bracco F V. 3-D computation of premixed-charge natural gas combustion in rotary engines[C]. SAE Paper 910625, 1991.
- 11 潘剑锋,陈瑞,范宝伟,等.LPG 转子发动机燃烧过程的数值模拟[J].热科学与技术,2013,12(3):242-248.
Pan Jianfeng, Chen Rui, Fan Baowei, et al. Numerical simulation of combustion process in LPG rotary engine[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2013, 12(3): 242-248. (in Chinese)
- 12 Abraham J, Bracco F V. Comparisons of computed and measured mean velocity and turbulence intensity in a motored rotary engine[C]. SAE Paper 881602, 1988.
- 13 Grasso F. Three-dimensional computation of flows in a stratified charge rotary engine[C]. SAE Paper 870409, 1987.
- 14 岑可法,姚强,骆仲泱,等.燃烧理论与污染控制[M].北京:机械工业出版社,2004.
- 15 韩文艳,许思传,周岳康,等.喷油开始时刻对缸内直喷汽油机性能的影响[J].同济大学学报,2013,41(4):565-570.
Han Wenyan, Xu Sichuan, Zhou Yuekang, et al. Start of injection impacts on performance of a direct-injection spark-ignition engine[J]. Journal of Tongji University, 2013, 41(4): 565-570. (in Chinese)
- 16 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版社,2004.
- 17 de Filippis M, Hamady F, Novak M, et al. Effects of pocket configuration on the flow field in a rotary engine assembly[C]. SAE Paper 920300, 1992.
- 18 范宝伟,潘剑锋,陈瑞,等.点火提前角对天然气转子发动机燃烧过程的影响[J].兵工学报,2014,35(1):1-8.
Fan Baowei, Pan Jianfeng, Chen Rui, et al. Effect of ignition advance angles on combustion process in natural gas-fueled rotary engine[J]. Acta Armamentarii, 2014, 35(1): 1-8. (in Chinese)
- 19 Abraham J, Bracco F V. Comparisons of computed and measured pressure in a premixed charge natural gas-fueled rotary engine[C]. SAE Paper 890671, 1989.