

喷射策略对缸内喷氢双燃料转子机燃烧过程的影响

Influence of injection strategy on combustion process in a duel-fuel rotary engine with hydrogen direct-injected

纪常伟^{1,3} 史程^{2,3} 杨金鑫¹ 汪硕峰^{1,3} 从晓宇¹ 马泽东¹

(1. 北京工业大学 环境与能源学院 区域大气复合污染防治北京市重点实验室, 北京 100124;

2. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081; 3. 北京电动车辆协同创新中心, 北京 100081)

摘要: 基于 CONVERGE, 构建经试验验证的汽油/氢气双燃料转子机三维 CFD 模型, 分析了在不同喷氢正时和喷氢脉宽条件下转子机缸内混合物形成与燃烧过程。研究表明: 推迟喷氢正时和延长喷氢脉宽可以提高火花塞附近与燃烧室后部的氢浓度分布; 在喷氢正时为 110 °CA BTDC 和喷氢脉宽为 40 °CA 条件下燃烧火焰速度较快; 在喷氢脉宽为 40 °CA 条件下, 相比于喷氢正时为 210 °CA 和 160 °CA BTDC, 喷氢正时为 110 °CA BTDC 的缸内峰值压力分别增加 14.3%和 6.8%; 在喷氢正时为 110 °CA BTDC 条件下, 喷氢脉宽为 40 °CA 的缸内峰值压力比喷氢脉宽为 20 °CA 和喷氢脉宽为 30 °CA 分别增大 52.3%和 9.21%; 在喷氢正时为 110 °CA BTDC 和喷氢脉宽为 40 °CA 条件下缸内压力最高; 当缸内温度随缸压增大时, 推迟喷氢正时和延长喷氢脉宽可以显著地增加 NO_x 排放; 鉴于喷氢正时为 110 °CA BTDC 和喷氢脉宽为 40 °CA 条件下可以使 CO 排放最低, 消除燃烧室后部未燃区, 所以本研究在此缸内喷氢策略下的转子机性能最佳。

关键词: 双燃料转子机; 缸内喷氢; 喷射策略; 燃烧过程; CONVERGE

Abstract: Based on CONVERGE, a three-dimensional CFD model of a hydrogen-gasoline blends fueled rotary engine is built and validated. The in-cylinder mixture formation and combustion process are investigated under different hydrogen injection timing and duration conditions. The study results show that the concentration of hydrogen distributed between the spark plug region and rear combustion chamber increases with retarded hydrogen injection timing and extended hydrogen injection duration. Faster flame speeds are obtained for hydrogen injection timing of 110 °CA BTDC and hydrogen injection duration of 40 °CA. At a fixed hydrogen injection duration of 20 °CA, compared with hydrogen injection timings of 210 °CA and 160 °CA BTDC, the peak in-cylinder pressures for hydrogen injection timing of 110 °CA BTDC are increased by 14.3% and 6.8%, respectively. At a fixed hydrogen injection timing of 110 °CA BTDC, the peak in-cylinder pressure in hydrogen injection duration of 40 °CA is 52.3% and 9.21% higher than hydrogen injection durations of 20 °CA and 30 °CA. The highest in-cylinder pressure is achieved with the hydrogen injection strategy that hydrogen injection timing of 110 °CA BTDC, hydrogen injection duration of 40 °CA. However, as the in-cylinder temperature increases with pressure, NO_x emissions are also increased with retarded hydrogen injection timing and extended hydrogen injection duration obviously. Considering the lowest CO is achieved and the unburned zone in the rear region of combustion chamber is eliminated in hydrogen injection timing of 110 °CA BTDC, hydrogen injection duration of 40 °CA, thus this hydrogen direct injection strategy acquires the best engine performance in this research.

Key words: Duel-fuel rotary engine; Hydrogen direct-injected; Injection strategy; Combustion process; CONVERGE

1. 前言

为了放缓不可再生能源开发和降低污染物排放,人们将研究重点放在了寻找性能优异的动力系统及高效清洁的替代燃料^[1]。转子发动机和掺氢燃料分别作为高性能动力系统和新型代用燃料的代表引起了发动机领域的广泛关注。转子发动机相比于传统往复式活塞式内燃机,转子机具有结构简单、功重比高、功率密度大、振动噪声小等特点^[2]。作为一种可应用于发动机的气态燃料,氢气以其来源广泛、火焰传播速度快、点火能量低和扩散系数大等^[3]突出优势引起普遍关注。研究表明^[4-6],在汽油、乙醇、正丁醇等液体燃料中添加一定比例的氢气是改善发动机燃烧效率和排放性能的有效途径之一,特别是对于转子发动机的影响尤为显著。这主要是由于氢气扩散速度较快,能够在形状不规则的转子机燃烧室内形成均匀程度较高的混合气,缸内湍流强度变大,混合气被迅速点燃;氢气较快的火焰传播速度使燃料在燃烧室内燃烧的更加充分,降低传热损失、排气损失以及排气中不完全燃烧产物含量;掺氢可以缩短混合气的淬熄距离,使其可以在燃烧室内的狭窄空间、缝隙连接处及转子的末端进行燃烧,减少淬熄效应引起的CO和HC排放;氢气较高的绝热火焰温度能够提升缸内平均温度,有利于提高燃烧速率和化学反应速度^[7]。

当前国内外学者对掺混氢气在转子机上使用分为气道喷氢和缸内喷氢两种方式。Cichanowicz 等^[8]对气道喷氢对于汽油转子机的影响进行研究,结果显示:在掺混氢气后,转子机的 HC 和 CO 排放均有一定程度地下降,但 NO_x 却有所升高;当氢气的能量分数为 24% 时,转子机稀薄燃烧界限可以扩展到当量比 0.49。Amrouche 等^[9]研究了乙醇/氢气双燃料转子发动机在稀燃全负荷工况下的燃烧和排放特性,试验表明:气道喷氢能够有效缩短燃烧火焰的发展期和传播期,提升燃料热效率;掺氢易于点火燃烧,保证在极稀工况下火焰稳定性,降低发动机循环变动。本课题组基于气道掺氢转子机,分别从台架试验和数值模拟两方面开展了一系列可行性研究^[4,10-12],证明了掺氢对于改善转子发动机燃烧和排放性能具有明显效果。当前相关研究主要集中在气道掺氢对转子机燃烧和排放的影响方面,而对于缸内喷氢的研究还鲜有报道。另外,虽然掺氢可以有效改善转子机的燃烧性能,但气道喷氢会降低燃油/空气混合气的质量分数,导致充气效率降低;而且由于转子机独特的燃烧室结构,在压缩过程中燃烧室内会出现一个与转子旋转方向相同的主流流场,进而导致在燃烧室后部存在部分未燃区域。因此,通过适当地缸内喷氢策略能够解决气道掺氢的缺点,使缸内油气混合物合理的分布,进而提升发动机的燃烧效率。

综上所述,喷射策略是影响缸内掺氢转子机的重要因素。喷氢正时和喷氢脉宽不仅影响缸内流场的氢气分布和油气混合,而且对于混合物组分与燃烧过程也会产生影响。鉴于此,本文以获取氢气/汽油双燃料转子机理想喷氢策略来优化其燃烧为目的,利用 CHEMKIN 耦合反应动力学机理,通过 CONVERGE 建立经试验验证的三维 CFD 模型,计算获得了不同喷射策略条件下缸内三维流场、温度梯度和燃烧中间产物形成过程,从而较为全面的对比分析喷氢策略对缸内喷氢双燃料转子机燃烧过程的影响,以为氢气/汽油转子机喷射策略的选择提供理论指导和参考依据。

2. 三维数值模型的建立与验证

2.1 构建几何模型

基于一台端面进气、气道喷射、火花塞点燃、风冷单缸汽油转子机,利用 CATIA 软件建立缸内直喷双燃料转子机几何模型。图 1 为转子机的结构示意图。氢气喷嘴布置在与火花塞同侧,距离转子机长轴线 50 mm,喷射角度为气缸壁面的法线方向,喷嘴直径为 1.5 mm。表 1 为转子机主要技术参数。基于 CONVERGE 软件构建三维 CFD 模型。本研究从排气门关闭时刻至下一次排气门打开时刻这一阶段进行模拟,气门重叠过程与残余废气忽略不计。

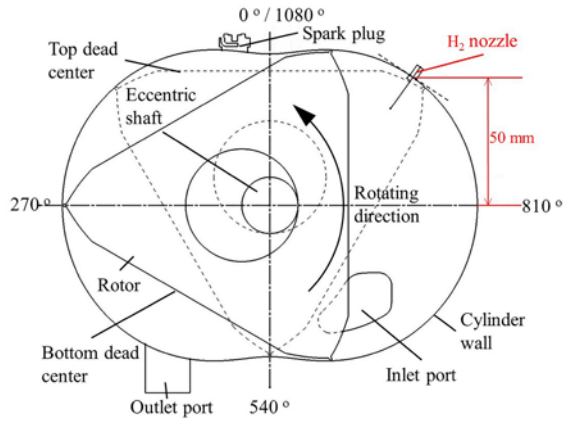


图1 转子机结构示意图

表 1 转子机技术参数

参数	数值
创成半径/mm	69
偏心距/ mm	11
转子宽度/ mm	40
工作容积/ L	0.16
压缩比	8.0
标定功率/ kw	3.8 kw/4000 rpm
进气相位	75° CA ATDC, 61° CA ABDC
排气相位	62° CA BBDC, 70° CA ATDC

基于 CONVERGE 软件将转子机几何模型导入并构建三维动态网格, 通过网格独立性验证、反复对比分析以及 CONVERGE 用户手册^[13], 并结合本课题组前期研究成果, 所选择的网格类型、网格大小以及加密等级是可以高效、准确的进行数值计算, 详细网格尺寸参考文献^[14]。转子机计算区域网格模型如图 2 所示。

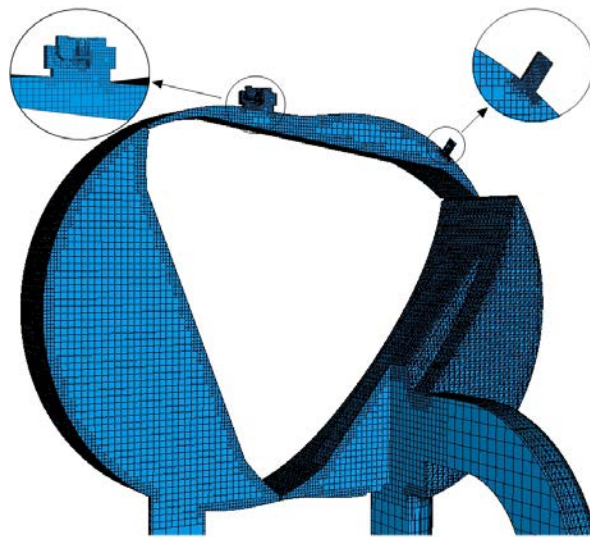


图2 转子机三维网格模型

2.2 计算模型及边界条件

为了较为全面的获得转子机缸内燃烧过程的准确信息,本研究的湍流模型选择 RNG κ - ε 模型^[15],燃烧模型调用 CONVERGE 软件自带的 SAGE 模型^[16]、壁面传热则应用 Wall-function 模型^[17]。此外,耦合化学动力学 PRF 骨架机理^[18]计算燃烧过程中各组分浓度分布。

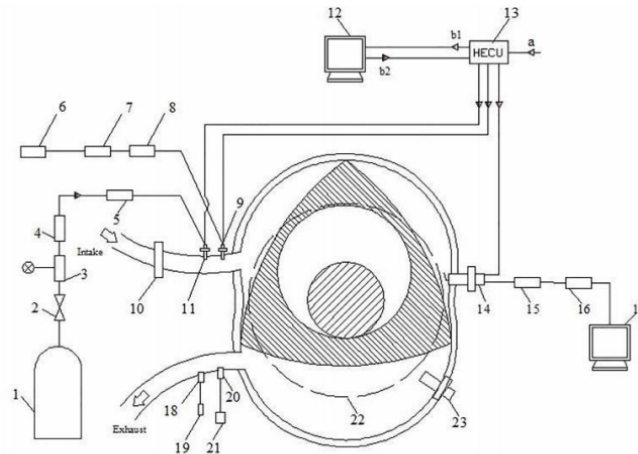
进、排气口边界类型定义为压力进气口和压力排气口,压力值分别为 0.35 bar 和 1 bar。转子及燃烧室的壁面均定义为温度及速度的壁面法则边界,壁面温度均定义为 550 K,火花塞的区域温度和电极温度分别为 750 K 和 850 K。点火过程是在火花塞电极中心位置,假设产生一个直径为 0.75 mm 的球状火核,其能量为 0.02 J。为了研究喷氢正时和喷氢脉宽对转子机的综合影响,对三个喷氢正时和每个正时下的三种喷氢脉宽进行比较分析。由于进气相位是从 465°CA 至 209°CA BTDC,喷氢正时均设定在接近进气门关闭时刻或关闭时刻之后,以保证转子机较高的充气效率。另外,为了使掺氢体积分数和进缸能量不变,喷氢质量流量会随喷氢脉宽增大而减小。表 2 给出不同喷氢策略所对应的喷氢正时、喷氢脉宽、氢气质量流量率和氢气总质量。

表 2 不同喷氢策略下的喷射参数

方案	喷氢正时/° CA BTDC	喷氢脉宽 /° CA	氢气质量流量率/ $\text{mg} \cdot \text{ms}^{-1}$	氢气总质量 /mg
A1	210	20	0.2670	0.1978
A2	210	30	0.1780	0.1978
A3	210	40	0.1335	0.1978
B1	160	20	0.2670	0.1978
B2	160	30	0.1780	0.1978
B3	160	40	0.1335	0.1978
C1	110	20	0.2670	0.1978
C2	110	30	0.1780	0.1978
C3	110	40	0.1335	0.1978

2.3 可行性验证

掺氢转子机试验台架装置如图 3 所示。为了实现转子发动机工作过程中汽油、空气与氢气的同步预混,在进气道加装氢气轨和氢气喷嘴。利用自主开发的混合燃料电子控制单元(HECU)对氢气和汽油喷射参数以及点火模块进行实时控制。详细的试验系统及方法介绍见文献^[4, 10]。数值计算模型的验证模拟工况:发动机转速 4500 r/min,进气道压力(MAP)为 0.35 bar,点火时刻 25 °CA BTDC,当量比 $\Phi = 1.0$ 。燃料采用分别掺混 $\alpha_{\text{H}_2} = 3\%$ 和 $\alpha_{\text{H}_2} = 6\%$ 的 92#汽油,对所构建的数值模型进行可行性验证。此外,由于汽油/氢气双燃料转子发动机三个燃烧室的工作过程完全一样,为了降低时间成本,只对其中某一燃烧室的工作过程进行数据处理与结果分析。



1.储氢罐；2.氢气管路开关；3.氢气管路减压阀；4.氢气流量计；5.阻燃阀；6.汽油箱；7.汽油泵；8.汽油流量计；9.汽油喷嘴；
10.空气流量计；11.氢气喷嘴；12.标定计算机；13.ECU；14.缸压传感器；15.电荷放大器；16.A/D 转换器；17.燃烧分析仪；
18.氧传感器；19.空燃比分析仪；20.尾气采样管；21.尾气分析仪；22.齿信号盘；23.光电式曲轴位置传感器
a.各个传感器传给 ECU 的数据信号；b1. ECU 至标定计算机的通讯信号；b2.标定计算机至 ECU 的控制信号

图3 转子机试验台架示意

由图4缸内压力与放热率对比曲线可以看出，燃用不同掺氢体积分数下转子发动机缸内压力与放热率模拟计算值与试验值吻合得较好。与试验测得的结果相比，数值模拟所获得的缸内峰值压力与和放热率偏差分别小于0.1 bar和0.1 J/°CA；峰值压力和最大放热率所对应的曲轴转角的误差均小于2°CA，因此

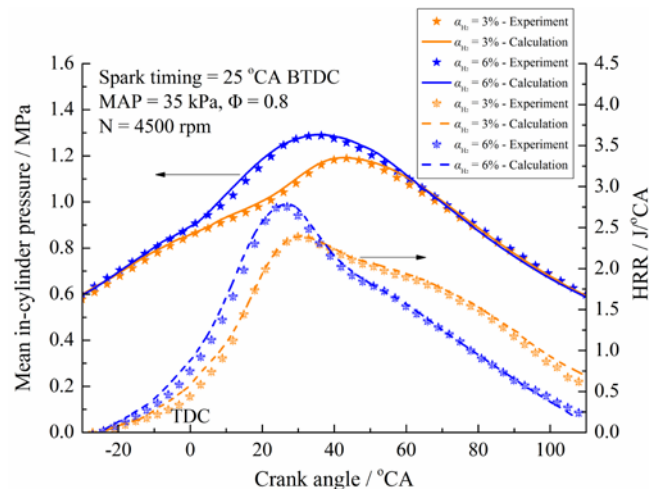


图4 缸内压力和放热率模拟值与试验值对比

证明所构建的三维数值模型具有正确性和合理性，其计算结果可以用于掺氢汽油转子发动机缸内流场、燃烧过程及排放物形成的分析。此外，为了保证周边进气方式下模拟计算的准确性，模型的边界条件和参数设置均与端面进气方式相同。

3. 计算结果与分析

3.1 缸内流场与混合物形成

图5为氢气直喷前转子机缸内流线和涡度场在进气和压缩行程中的变化情况(A1方案)。为了便于描述缸内流场，将连通进气道一侧的燃烧室端面定义为燃烧室上端面，另一侧则定义为燃烧室下端。此外，把垂直与转子机上下端面的漩涡定义为涡流，把与转子壁面垂直的漩涡定义为滚流。

由图可知, 在 450°CA BTDC 时刻, 进气气流经气道进入燃烧室并撞击燃烧室下端面壁面后会形成涡团 I 和 II, 此时缸内平均涡量为 9650.2 s^{-1} 。在 395°CA BTDC 时刻, 随着进气道开度扩大, 滚流 I 和 II 的半径逐渐增加, 缸内平均涡量进一步增加到 9960.9 s^{-1} 。在 295°CA BTDC 时刻, 随着燃烧室容积的迅速增大, 使得涡团 I 耗散消失, 涡团 II 的半径进一步增大; 与此同时, 涡团 II 从滚流变成涡流并几乎充满整个燃烧室, 缸内平均涡量降低至 3218.2 s^{-1} 。在 Ai 方案的喷射时刻(210°CA BTDC), 压缩行程中的涡流(涡团 II)被挤入到燃烧室前端, 涡流中心位于氢气喷嘴附近, 平均涡量进一步降低到 1912.2 s^{-1} 。在 Bi 方案的喷射时刻(160°CA BTDC), 涡团 II 从涡流变成滚流, 涡团 II 的中心仍然位于氢气喷嘴附近, 涡团 II 的半径和平均缸内涡量均下降。在 Ci 方案的喷射时刻(110°CA BTDC), 滚流(涡团 II)耗散消失, 逐渐形成与转子运动方向一致的主流流场, 缸内平均涡量降低至 1496.5 s^{-1} 。因此, 在三种不同喷射时刻下, 涡团 II 的中心始终位于氢气喷嘴附近, 涡团 II 和氢气射流的相互作用可以影响氢气直喷后的缸内流场特性。

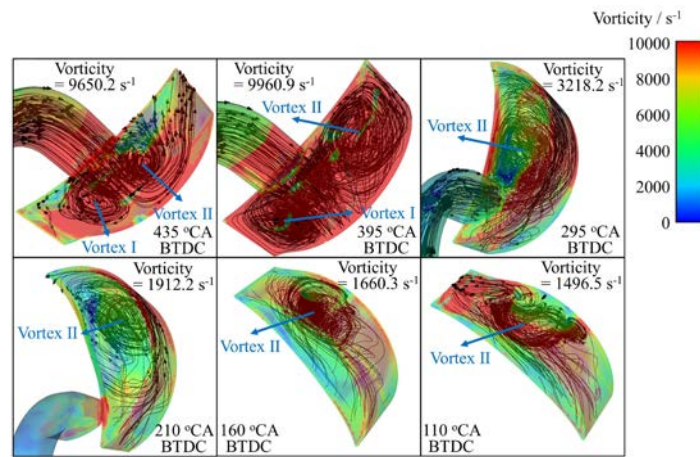


图5 缸内流线和涡度场

图 6 描述了不同喷射策略下喷氢末期的缸内速度分布情况。为了清楚地表示进气流量和氢气射流, 利用氢气质量分数对缸内速度流线进行着色。在 Ai 和 Bi 方案中, 在转子中心面上形成了一个被氢气射流打断的大尺度的逆时针涡流, 在这逆时针涡流的作用下, 撞击转子壁面后的一部分氢气射流转向朝燃烧室后部发展。被涡流卷走的氢气量随喷氢脉宽的缩短而增加。在 Ci 方案中, 因为与转子运动方向一致的主流流场已经形成, 氢气射流会转向朝燃烧室前部发展, 而射流的偏转程度随喷氢脉宽的延长而增大。

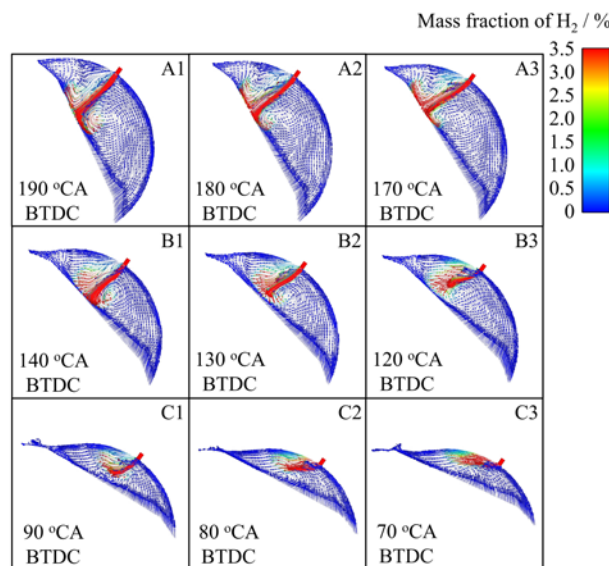


图6 缸内速度分布

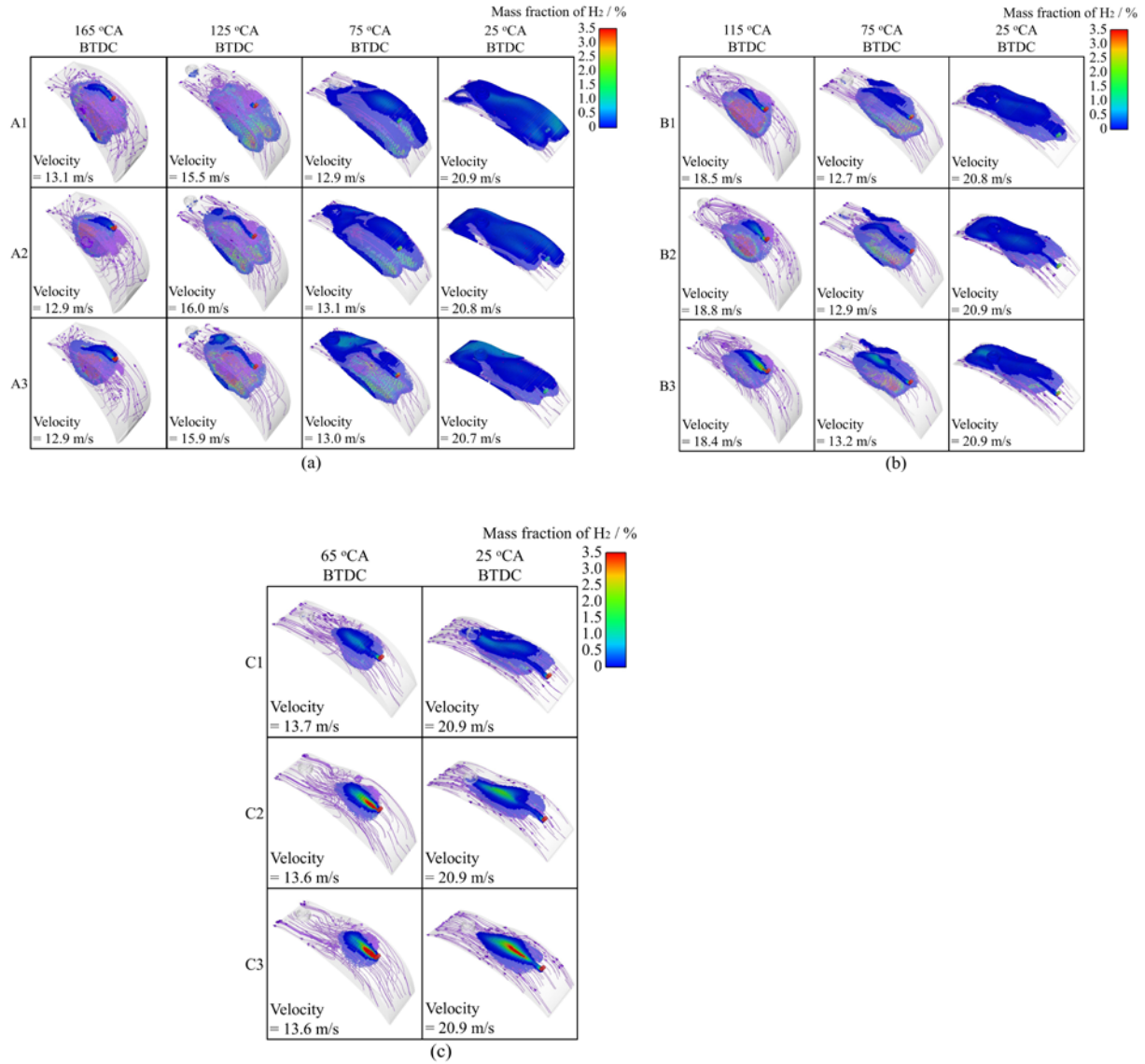


图7 Ai(a),Bi(b),Ci(c)方案氢气分布和缸内流线

在不同的喷氢正时和喷氢脉宽条件下，缸内流线和氢气分布如图 7 所示。在图 7(a)和(b)中，由于逆时针涡流的存在，所有氢气均分布在氢气喷嘴附近，直到 115 °CA BTDC 时刻才迅速消散。同一曲轴转角位置，随着喷氢脉宽减小，氢气的体积分布逐渐增加，但氢浓度降低。在 115 °CA BTDC 后，因为主流流场已经形成，氢气朝燃烧室前端区域扩散。Ai 方案中的氢气已经扩散至汽缸前端。由于在 Ai 方案条件下氢气-空气混合时间要比在 Bi 方案条件下更长，所以在 Ai 方案条件下混合物更均匀一些。在图 7(c)中，Ci 方案中的喷氢正时较晚，氢气没有足够的时间形成均质混合物，大量的氢分布在火花塞附件和燃烧室后部之间。同时，氢浓度分布随喷氢脉宽的增大，在 C2 和 C3 方案中可以看到富氢区域。氢的点火能量较低，火焰传播速度较快，所以在火花塞区域附近的氢有利于提高转子机的点火和火焰发展特性。

3.2 燃烧过程及排放性能

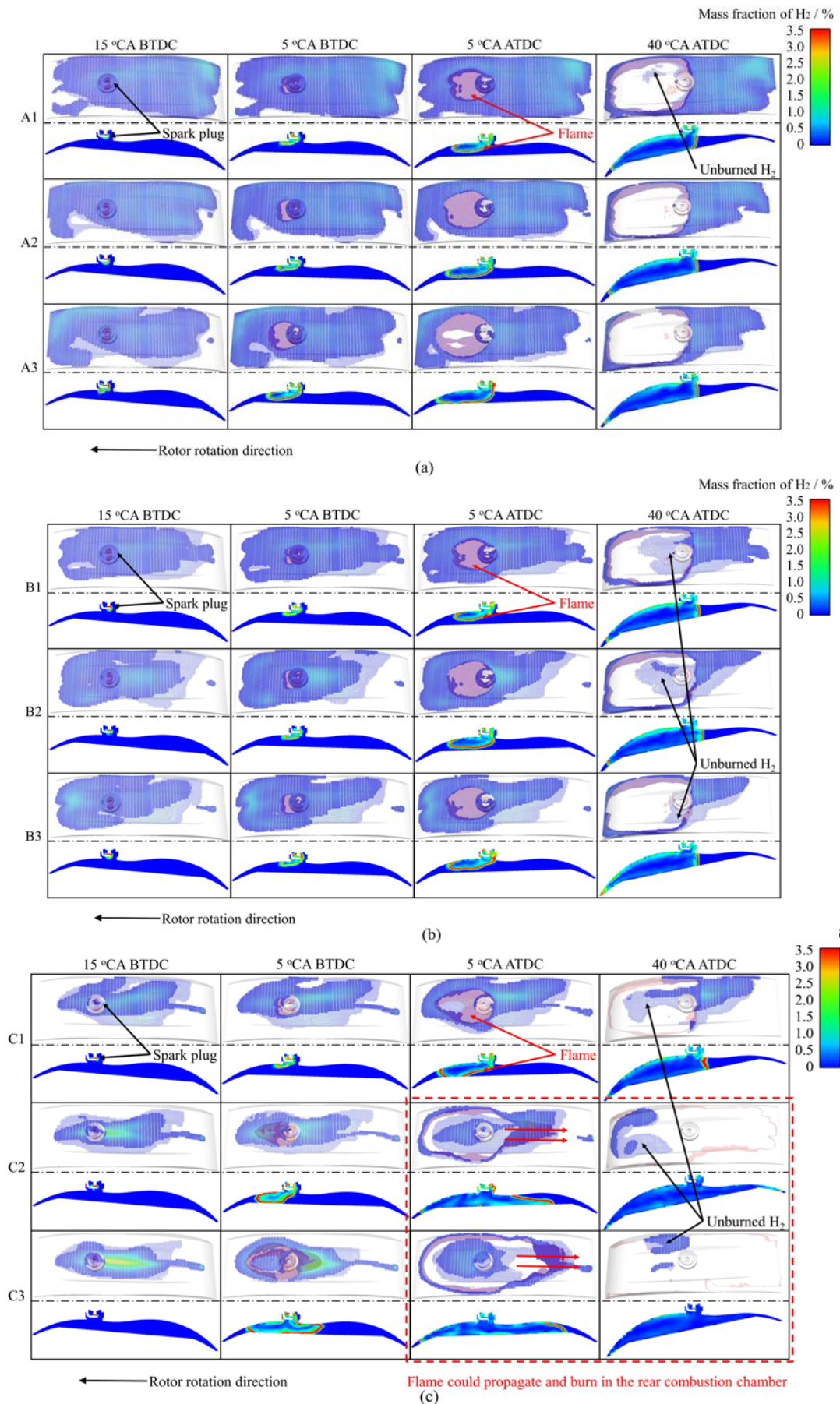


图8 Ai(a),Bi(b)和Ci(c)方案火焰位置和氢气消耗

图 8 描述了曲轴转角为 15 °CA BTDC, 5 °CA BTDC, 5 °CA ATDC 和 40 °CA ATDC 时刻, 不同喷氢正时和喷氢脉宽下燃烧室内火焰位置和氢气消耗情况。火焰面由最大 OH 浓度梯度表征。由于汽油-空气-氢气混合物在 Ai 和 Bi 方案下是均质的, 火焰传播过程与气道喷氢的预混燃烧类似。从图 8(a)和(b)可以发现, 对于相同喷氢脉宽, 在 5 °CA ATDC 之前, Ai 方案下已燃区域比 Bi 方案下大, 这主要是因为较多的氢分布在燃烧室的前部, 尤其是在火花塞区域, 氢较高的火焰速度促进了燃烧过程。另外, 由图中还可看出, 已燃区域随喷氢脉宽的延长而增大, 这意味着喷氢脉宽的增加加快了火焰传播速度。这是由于在较大的喷氢脉宽下氢浓度较高, 在富氢区域可以得到更快地火焰速度, 同样地原因也可以用来解释在 5 °CA ATDC 之后, 火焰传播速度随喷氢正时的延迟而增加。但是在 Ai 和 Bi 方案下, 火焰无法传播到燃烧室后部区域, 造成了缸内未燃区的存在。

由图 8(c)看出, 较好的燃烧性能出现在 C2 和 C3 方案下, 火焰可以传播到燃烧室后部并消除未燃区。因为更多的氢分布在火花塞及燃烧室后部附近, 促进了局部火焰速度。这个因素也可以用图 9 证明。利用在点火时刻热氛围下的预混燃烧模型, 对不同氢质量分数的归一化层流火焰速度进行评价。为了保证总当量比保持在 0.8 不变, 汽油-空气混合物设置成均质并且在进气道它们的当量比设定为 0.75(汽油和空气的质量比为 0.0498)。S_{L0} 表征汽油-空气混合物在不同氢质量分数下的层流火焰速度。S_L 表征氢气-汽油-空气混合物在不同氢质量分数下的层流火焰速度。由图 9 看出, 火焰速度峰值出现在当量比为 1.4 左右, 氢质量分数在 1.5-2.0% 范围内。相比于未掺氢火焰速度, 火焰速度峰值升高了三倍。因此, 在 C2 和 C3 方案下, 恰当的氢浓度及分布使混合物获得了更快地火焰速度, 进而有利于火焰传播到燃烧室后部并消除未燃区域。此外, 从图 8(c)还可以看出, 由于混合物的不完全燃烧, 少量的氢仍然分布在已燃区, 在稀燃条件下未燃混合物可以被多余的氧进一步氧化。

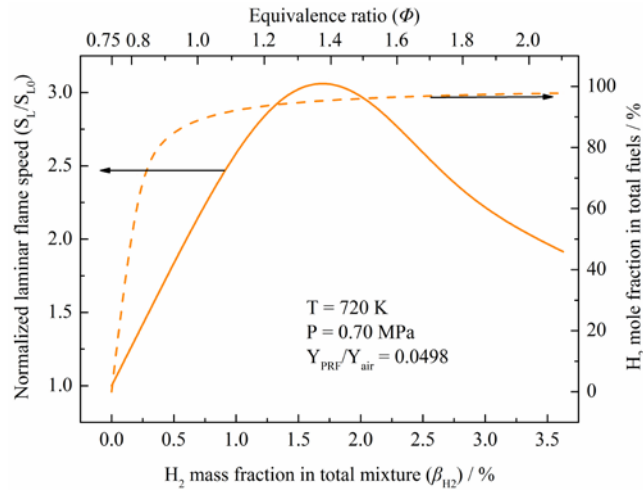


图9 层流火焰速度

图 10 给出不同喷氢正时和喷氢脉宽下缸内喷氢双燃料转子机 H, O 和 OH 自由基的峰值质量分数之和。高活性自由基浓度随着喷氢正时的推迟和喷氢脉宽的延长而增高。这是由于在这些条件下可以得到较高的氢浓度。与此同时, 在 C2 和 C3 方案下火焰传播到燃烧室后部并完全燃烧, 这两个方案下的 H, O 和 OH 的峰值质量分数之和是最高的。因此, 基于浓度与燃烧速度的正相关性, 这些高活性自由基可以反映燃烧强度。这些现象还可以在图 11 中得到验证。

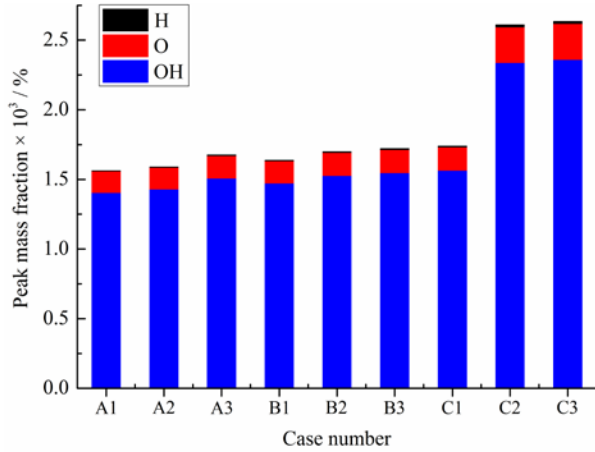


图10 H、O和OH峰值质量分数之和

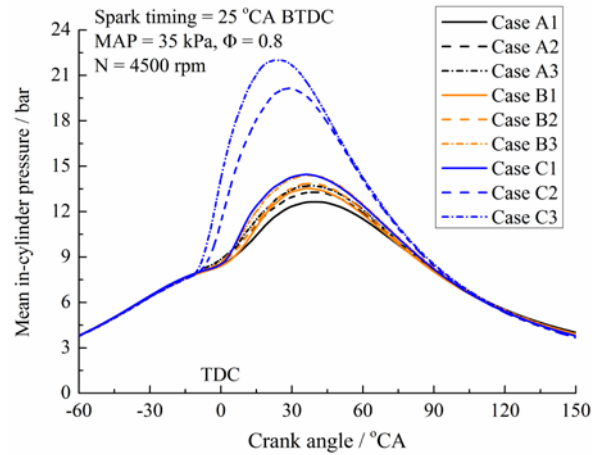


图11 平均缸内压力

图 11 表示不同喷氢正时和喷氢脉宽条件下，转子机平均缸内压力随曲轴转角的变化情况。随着喷氢正时的推迟和喷氢脉宽的延长，峰值缸压不断增大，所对应的曲轴位置逐渐提前。对于喷氢正时的推迟，与 A1 和 B1 方案相比，C1 方案的峰值缸压分别增加 14.3%和 6.8%。对于喷氢脉宽的延长，相比于 C1 方案，C2 和 C3 方案的峰值缸压分别升高 39.4%和 52.3%。这是由于较高的氢浓度加快了火焰传播速度，并使放热更加集中。然而缸压的增大的同时会使缸内温度升高，这为 NO_x 排放物形成提供了适宜的热氛围。图 12 描述了在排气门打开时刻附近，转子机在不同喷氢正时和喷氢脉宽条件下 NO_x 排放物的质量分数。 NO_x 排放随着喷氢正时的推迟和喷氢脉宽的延长而增高。在 A1、B1 和 C1 方案下， NO_x 排放物的质量分数分别为 0.117%，0.130%和 0.161%。相比于其他喷射策略，C2 和 C3 方案的 NO_x 排放最高。

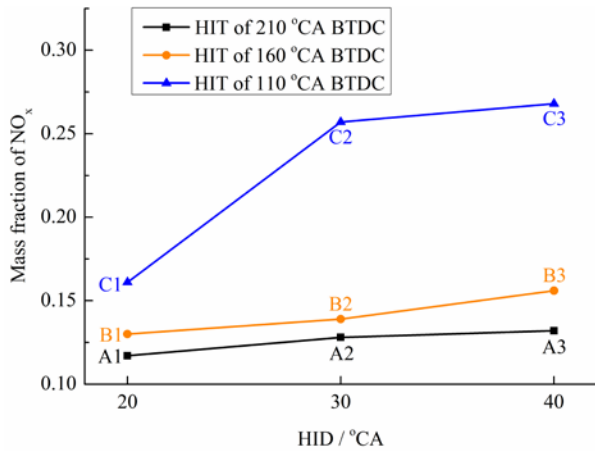


图12 排气门打开时刻NOx质量分数

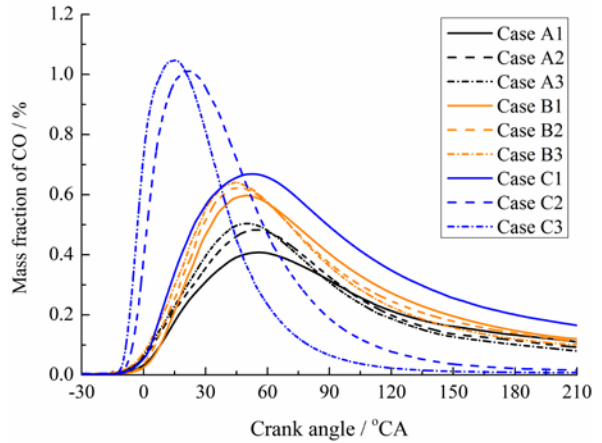


图13 CO质量分数

在不同喷氢正时和喷氢脉宽条件下，CO 质量分数随曲轴转角变化的曲线如图 13 所示。CO 质量分数曲线呈现先增大后减小的趋势。出现这样的变化由于 CO 是碳氢燃料在燃烧过程中的中间产物。大部分 CO 出现在火焰面附近，质量分数随火焰面的扩展而增大。在火焰面接触燃烧室壁面后其面积逐渐减小，CO 质量分数随之降低。另外，因为火焰传播速度的加快，CO 峰值质量分数随喷氢正时的推迟和喷氢脉宽的延长而增大。从图中还可以看出，在 210 °CA ATDC 时刻，CO 峰值质量分数随喷氢正时的推迟而增大，在 A1、B1 和 C1 方案下，CO 排放物的质量分数分别为 0.110%，0.120%和 0.165%；然而 CO 峰值质量分数随喷氢脉宽的延长而降低，C2 和 C3 方案的 CO 排放最低，分别为 0.016%和 0.008%。这是由于在 C2 和 C3 方案条件下火焰迅速传播到整个燃烧室，这为 CO 在稀燃条件下提供了合适的热氛围，使 CO 被剩下的氧进一步^[19]。故 C3 方案的 CO 排放最低。

4. 结论

- (1) 受主流流场影响, 氢气射流流向燃烧室前端; 分布在火花塞区域和后燃烧室之间的氢气量随喷氢正时的推迟和喷氢脉宽的延长而增加; 因为富氢区的高火焰速度可以促进燃烧过程, 火焰传播速度也随喷氢正时的推迟和喷氢脉宽的延长而加快。
- (2) 喷氢脉宽为 20 °CA, 与喷氢正时为 210 和 160 °CA BTDC 相比, 喷氢正时为 110 °CA BTDC 的峰值缸压分别增加 14.3%和 6.8%; 在喷氢正时为 110 °CA BTDC 和喷氢脉宽为 40 °CA 条件下, 由于适当的富氢分布, 火焰能够传播至燃烧室后部并消除未燃区, 峰值缸压比喷氢正时为 110 °CA BTDC 和脉宽为 40 °CA 下高 52.3%。
- (3) NO_x 排放物的质量分数随喷氢正时的推迟和喷氢脉宽的延长而增加; 喷氢脉宽为 20 °CA, NO_x 排放物的质量分数在喷氢正时为 210, 160 和 110 °CA BTDC 分别为 0.117%, 0.130%和 0.161%; 喷氢正时为 110 °CA BTDC, 喷氢脉宽为 30 和 40 °CA 的 NO_x 排放物的质量分数进一步增加, 分别为 0.257%和 0.268%。
- (4) CO 峰值质量分数随喷氢正时的推迟而增大, 在喷氢正时为 210, 160 和 110 °CA BTDC 条件下, CO 排放物的质量分数分别为 0.110%, 0.120%和 0.165%; CO 峰值质量分数随喷氢脉宽的延长而降低, 在喷氢正时为 110 °CA BTDC 和喷氢脉宽为 40 °CA 条件下, 得到了最低的 CO 排放, 其值为 0.008%。

5. 参考文献

- [1] 史程, 张鹏, 黄豪中. 汽化潜热和黏度对含氧燃料喷雾特性影响研究[J]. 科学技术与工程, 2016, 16(35): 211-214.
- [2] Kawahara M, Tomita E, Hayashi K, et al. Cycle-resolved Measurements of the Fuel Concentration Near a Spark Plug in a Rotary Engine Using an in Situ Laser Absorption Method[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2007, 31: 3033-3040.
- [3] Dimitriou P, Tsujimura T. A Review of Hydrogen as A Compression Ignition Engine Fuel[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2017, 42: 24470-24486.
- [4] Su T, Ji C, Wang S, et al. Research on performance of a hydrogen-butanol rotary engine at idling and varied excess air ratios[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 162: 132-138.
- [5] Wang S, Ji C, Zhang B. Effect of Hydrogen Addition on Combustion and Emissions Performance of A Spark-ignited Ethanol Engine at Idle and Stoichiometric Conditions[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2010, 35: 9205-9213.
- [6] Yu X, Wu H, Du Y, et al. Research on Cycle-by-cycle Variations of an SI Engine with Hydrogen Direct Injection Under Lean Burn Conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 109: 569-581.
- [7] Amrouche F, Erickson P, Park J, et al. Extending the Lean Operation Limit of a Gasoline Wankel Rotary Engine Using Hydrogen Enrichment[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2016, 41: 14261-14271.
- [8] Gichanowicz J E, Sawyer R F. Rotary Engine Combustion with Hydrogen Addition[J]. SAE Paper NO. 760611, 1976.
- [9] Amrouche F, Erickson P, Varnhagen S, et al. An Experimental Study of a Hydrogen-enriched Ethanol Fueled Wankel Rotary Engine at Ultra Lean and Full Load Conditions[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 123: 174-184.

- [10] Ji C, Su T, Wang S, et al. Effect of Hydrogen Addition on Combustion and Emissions Performance of a Gasoline Rotary Engine at Part Load and Stoichiometric Conditions[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 121: 272-280.
- [11] Yang J, Ji C, Wang S, et al. Numerical Investigation on the Mixture Formation and Combustion Processes of a Gasoline Rotary Engine with Direct Injected Hydrogen Enrichment[J]. Applied Energy, 2018, 224: 34-41.
- [12] Yang J, Ji C, Wang S, et al. Numerical Investigation of the Effects of Hydrogen Enrichment on Combustion and Emissions Formation Processes in a Gasoline Rotary Engine[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 151: 136-146.
- [13] Convergent Science Corp. CONVERGE Theory Manual; 2014.
- [14] Yang J, Ji C, Wang S, et al. Numerical study of hydrogen direct injection strategy on mixture formation and combustion process in a partially premixed gasoline Wankel rotary engine[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 176: 184-193.
- [15] Fan B, Pan J, Liu Y, et al. Effects of Ignition Parameters on Combustion Process of a Rotary Engine Fueled with Natural Gas[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 103: 218-234.
- [16] Spreitzer J, Zahradnik F, Geringer B. Implementation of a Rotary Engine (Wankel Engine) in a CFD Simulation Tool with Special Emphasis on Combustion and Flow Phenomena[J]. SAE paper 2015-01-0382, 2015.
- [17] Han Z, Reitz R. A Temperature Wall Function Formulation for Variable-density Turbulent Flows with Application to Engine Convective Heat Transfer Modeling[J]. International Journal of Heat Mass and Transfer, 1997, 40: 613-625.
- [18] Liu Y, Jia M, Xie M, et al. Enhancement on a Skeletal Kinetic Model for Primary Reference Fuel Oxidation by Using a Semidecoupling Methodology[J]. Energy&Fuels, 2012, 26: 7069-7083.
- [19] 黄豪中, 史程, 刘庆生等. 松油掺混燃料的喷雾及燃烧排放特性试验[J]. 内燃机学报, 2018, 36(1): 37-43.