

基于 CONVERGE 的转子机富氧燃烧数值模拟

Numerical simulation on oxygen-enriched combustion of a Wankel rotary engine by CONVERGE code

史程¹ 纪常伟² 汪硕峰² 杨金鑫² 包建辉³

(1.北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081; 2.北京工业大学 环境与能源学院, 北京 100124;

3.大连理工大学 微电子学院, 大连 116024)

摘要: 利用 CONVERGE 燃烧模拟软件, 建立符合富氧汽油转子机燃烧规律的 CFD 模型, 与工况一致下的实验值相比, 证明模型可用性。对不同氧气浓度下汽油转子机的燃烧数值进行模拟, 分析富氧燃烧状态下转子机缸内火焰传播, 燃烧特性和排放的生成过程。当氧气浓度升高时, 气缸内火焰温度提升, 未燃区面积逐渐缩小, 燃烧区域的体积增大, 火焰面积向燃烧室后部区域略有扩展; 火花塞周边区域的湍动能逐渐升高, 火焰传播速度提升; 缸内压力峰值有明显提高, 其所对应的曲轴转角也相应提前, 缸内燃烧情况得到改善; 气缸内平均温度最大值显著增大; O 和 OH 基团生成量显著增大, 而 H 基团生成量大幅减小。此外, 碳烟、HC 排放物生成量浓度明显降低; CO 排放物生成量减少, 空间分布面积增大; NO_x 排放物生成量增加。提升氧气的浓度, 可在一定程度上提升汽油转子发动机的燃烧和排放特性。在本文研究范围内, 氧气浓度为 50% 时呈现出最优性能。

关键词: 转子机; 数值模拟; 富氧; 燃烧过程; CONVERGE

Abstract: Based on CONVERGE, a three-dimensional CFD model of a gasoline Wankel rotary engine is built and validated. The combustion process of the rotary engine under different oxygen concentrations was carried out to analyze in-cylinder flame propagation, combustion characteristics and emissions formation. The results showed that with the increment of oxygen concentration, flame temperature increased within the cylinder, unburned area decreased, the volume of the combustion area increased, and the flame area slightly expanded toward the rear area of the combustion chamber. The turbulent kinetic energy in the vicinity of the spark plug was gradually increased, and the flame propagation speed was increased. Meanwhile, the peak pressure in the cylinder was significantly increased, and the crank angle corresponding to the peak pressure was also advanced, thus the combustion in the cylinder was improved. The maximum in-cylinder temperature was increased. The mass of O and OH radicals was significantly increased and the mass of H radical produced was greatly reduced. In addition, the concentrations of soot and HC emissions were significantly reduced. The mass fraction of CO emissions was reduced, the spatial distribution area was expanded. The amount of NO_x emissions was increased. Oxygen-enriched combustion improved the combustion and emissions characteristics of gasoline rotary engines to some extent. Within the scope of this study, better performance was showed at 50% oxygen concentration.

Key words: Rotary engine; Numerical simulation; Oxygen enrichment; 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]。转子发动机作为高性能动力系统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]。因此,转子机在世界各国的军事领域都得到了广泛的应用,如海军陆战队登陆艇和舰艇,军用特种机动车以及无人驾驶的航天器等^[3]。转子发动机在赛车领域也表现突出,马自达的转子发动机赛车因其优势,曾在赛场上雄霸一方天地。同时,在乘用车方面也有出色的表现,马自达曾推出了由转子引擎驱动RX-8车型,在当时在市场上获得了不错的反响^[4]。

富氧燃烧是一项用来改善燃烧和控制污染物排放的极具吸引力的内燃机燃烧技术^[5]。混合气体在气缸内的燃烧过程中,只有燃料和氧气充分混合被完全氧化,化学能才可以完全转化为热能。当内燃机进气道中氧气浓度增加,燃料分子和有更大几率与氧气分子接触,燃料与氧气可以更好的混合,提高其混合气的质量,让燃烧反应更加彻底,从而提高燃料利用率,达到降低燃油消耗的效果,同时降低尾气排放的污染物^[6]。因此,富氧燃烧可以减少能源消耗,并减少污染物的生成量。在点燃式发动机中应用富氧燃烧技术,有助于燃料燃烧完全,有利于发动机热效率的提高,同时降低燃油消耗和尾气污染物的排放^[7]。

当前,一些国内外学者对富氧燃烧在点燃式发动机上应用开展了相关研究。Porpatham 等^[8]基于一台沼气点燃式内燃机上进行了进气富氧试验研究。研究结果显示,富氧可以明显提升内燃机的有效热效率和有效输出功,这可能是放热率提升所导致的,同时稀燃极限也可在富氧模式下得以拓宽。污染物排放方面,进气富氧可以减低 HC 和 CO,但 NO_x 有所增加。Subramanian^[9]对点燃式甲醇内燃机进气富氧进行了试验研究。试验中的进气氧浓度范围是 23-60%。试验结果显示,进气氧浓度为 60% 时的峰值缸压和累计放热率可达进气氧浓度为 23% 时的 2 倍和 1.28 倍。缸内温度随着进气中氧浓度的提升而增加,因此火焰传播速度加快,燃烧持续期缩短。进气富氧可时 CO 和 HC 排放显著减低。当进气氧浓度逐渐增加直至 38.7% 时,NO_x 显著增加,然而当进气氧浓度达到 60.4% 时,由于 N₂ 含量的降低,NO_x 排放量低于进气氧浓度为 23% 时的数值。Wu 等^[10]基于一台小型点燃式内燃机在 WOT 工况进行了进气富氧试验研究。试验结果显示,当进气氧浓度从 21 提升至 25%,内燃机转矩提升,HC 和 CO 排放降低,同时 NO_x 排放提升。其主要原因在于火焰温度和火焰速度随氧浓度的提高(化学计量比条件下,当进气氧浓度从 21% 提升至 25%,燃烧速度可从 36.4 提升到 61.2 cm/s)。姚佳岩等^[11]基于汽油机进气富氧进行了相关研究。其试验研究显示,随着进气氧体积分数增加,汽油机缸内压力和燃烧放热率升高,最高燃烧压力对应的相位提前,循环波动降低,汽油机燃烧更加稳定;同时富氧可减少 HC 和 CO 排放,但 NO_x 排放量增大。宫长明等^[12]针对富氧条件下甲醇发动机的冷起动特性进行了仿真研究。其研究结果显示,提高进气氧含量可提高 OH、O 和 H 活性基团的摩尔浓度,从而促进甲醇燃烧“链式”反应,加快甲醇燃烧速度,降低缸内未燃甲醇质量分数。随着进气氧浓度的增加,由于后燃现象的逐渐增强,缸内燃烧温度增大;当进气氧浓度过大,后燃现象减弱,缸内燃烧温度随之减低。综上所述,富氧燃烧对发动机燃烧过程及其燃烧排放具有重要影响。

上述相关研究主要集中在往复式内燃机,而对于转子机富氧燃烧的研究还未见报道。与传统往复式内燃机相比,转子机的几何结构与缸内环境有较大差异。鉴于此,本文以获取汽油转子机理想富氧进气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,计算获得了不同进气氧浓度条件下缸内火焰传播、燃烧特性和排放物生成过程。从而较为全面的对比分析富氧进气对汽油转子机燃烧过程及排放性能的影响,以为汽油转子机富氧燃烧的可行性提供理论指导和参考依据。

2. 模型建立与验证

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 软件建立转子机几何模型。表 1 为转子机主要技术参数。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。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 1 所示。

表 1 转子机技术参数

参数	数值
刨成半径/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

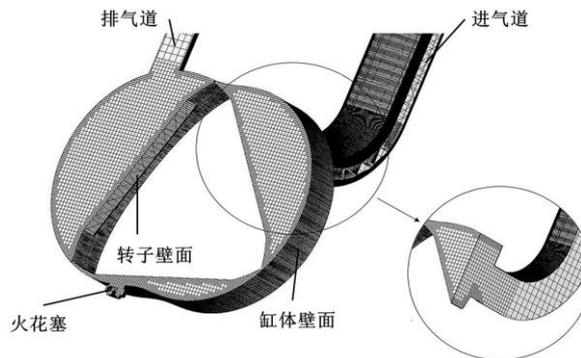


图 1 转子机三维网格模型

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 0.035 MPa 和 0.1 MPa。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。为了研究富氧进气对转子机的影响，对四个进气氧体积分数进行比较分析，分别是 25%，30%，40% 和 50%(v/v)。

2.3 可行性验证

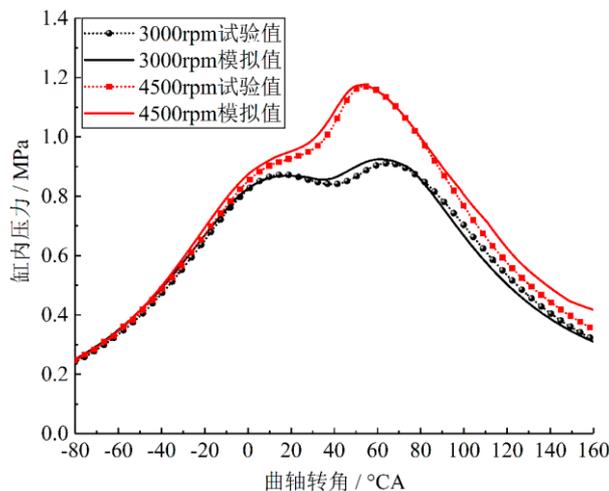


图 2 转子机三维网格模型

通过在空气(氧体积分数为 21%)条件下,转速分别为 3000 r/min 和 4500 r/min 时,转子机缸内压力的模拟值与试验值的比较,完成对所建立模型准确性的验证,如图 2 所示。从图中可看出,当转速分别为 3000 r/min 和 4500 r/min 时,缸压的试验值与模拟值两者的误差值均小于 0.01 MPa;其压力的最大值相对应曲轴转角的误差值均小于 2°CA。两种转速情况下,计算模拟值与试验值相吻合,显示出良好的比较结果,完成了对建立的模型准确性的验证。此外,为了保证富氧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空气进气相同。

3. 计算结果与分析

3.1 缸内火焰传播

图 3 描绘了在不同氧气浓度下(25%, 30%, 40% 和 50%),转子发动机的曲轴转角分别为 10°CA BTDC, TDC, 30°CA ATDC 和 40°CA ATDC 时,缸内温度火焰温度的分布情况。由图可以看出,对于相同的曲轴转角,缸内的火焰温度随着混合气中氧气浓度的增大而提高,火焰面积也随氧气浓度的增大而增加。在 TDC 时刻,氧气浓度为 50% 时的火焰面已接触壁面,引发淬熄效应。而其他氧气浓度下的火焰仍在火花塞附近区域传播。原因是:缸内混合气的氧气浓度增加,促进有关化学反应的进行,火焰的传播速度提升,燃料燃烧更加完全,缸内火焰温度升高,火焰面积增大。此外,在曲轴转角 40°CA ATDC 时刻,氧气浓度为 25% 时,转子前端边缘处仍存在未燃区。而随着混合气中氧气浓度的提升,未燃区面积逐渐缩小,当氧气的浓度达到 40% 和 50% 时,已无未燃区。

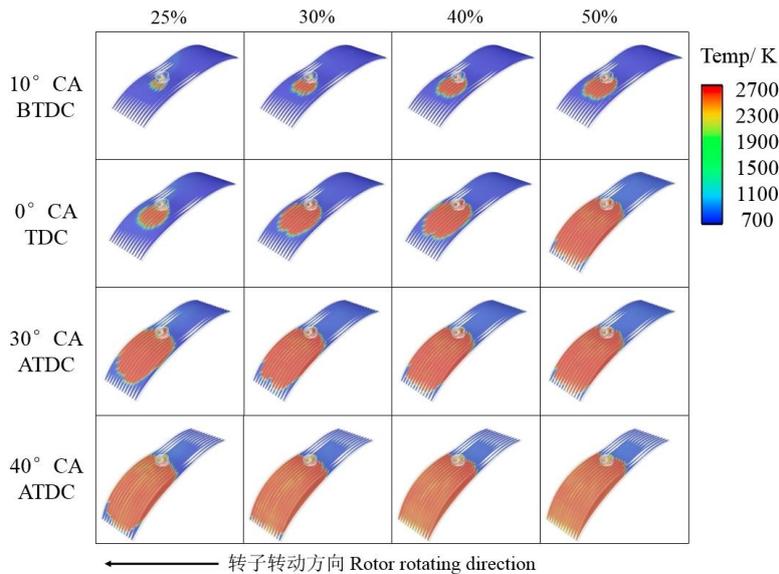


图 3 温度场分布

图 4 描述了在不同氧气浓度下(25%, 30%, 40% 和 50%),曲轴转角分别为 0°CA TDC, 25°CA ATDC 和 50°CA ATDC 时缸内火焰锋面传播情况。用最大 OH 浓度梯度表示火焰表面。从图 4 中可以发现,针对相同的曲轴转角,燃烧区域的体积随氧气浓度的增大而增大。原因是:具有更多的氧气分布在燃烧室中,特别是在火花塞区域附近,加速了燃烧过程。此外,随着氧气浓度的增加,火焰面积向燃烧室后部区域略有扩展。

图 5 为在不同氧气浓度下(25%, 30%, 40% 和 50%),曲轴转角为 25°CA BTDC 时缸内的湍动能(TKE)。氧气浓度为 25%, 30%, 40% 和 50% 的缸内平均 TKE 分别为 5.10, 5.68, 5.85 和 5.97 $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ 。如图所示,随氧气浓度的增大,缸内平均 TKE 增加。与氧气浓度为 25% 时相比,氧气浓度达到 30%, 40% 和 50% 时的平均 TKE 分别增加了 11.4%, 14.7% 和 17.1%。较高的 TKE 分布对缸内湍流流动和初始火焰的发展有着积极的影响。火花塞附近区域的湍动能逐渐增加,从而证明火焰的传播速度随着混合气中氧气浓度的增加而加快。

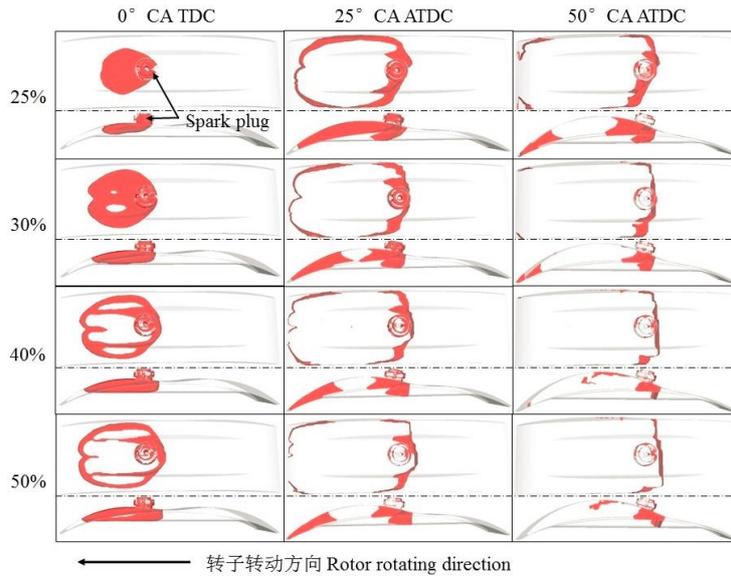


图 4 火焰锋面位置

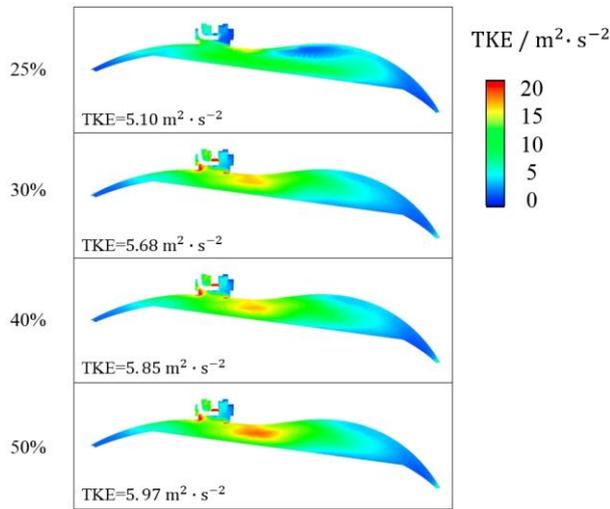


图 5 缸内 TKE 分布(点火时刻)

3.2 富氧燃烧特性

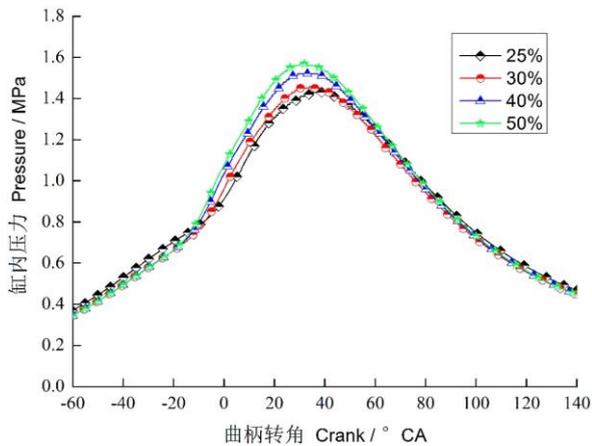


图 6 缸内平均压力

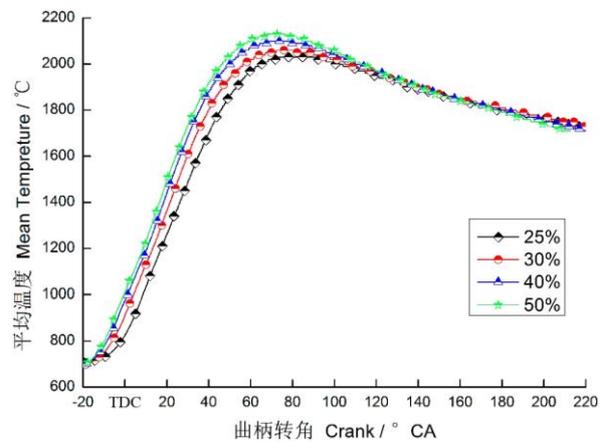


图 7 缸内平均温度

图 6 展示了不同氧气浓度下(25%, 30%, 40%和 50%), 转子发动机气缸内的压力跟随曲轴转角的变动规律。图 21 中显示, 提高混合气中的氧气浓度, 缸内压力的最大值显著提升, 压力最大值对

应的曲轴转角也随之提前。与氧气浓度为 25% 时相比, 氧气浓度为 30%, 40% 和 50% 时, 缸内压力峰值增幅分别为 2.1%, 7.0% 和 9.7%, 对应的峰值曲轴相位分别提前 2.1°, 4.2° 和 5.0°。这是因为提高氧气的浓度, 可以使氧分子和混合气中的燃油分子充分的接触, 从而使火焰传播速度加快, 燃料燃烧更加完全。缸内压力最大值越高, 对应峰值曲轴相位越提前, 缸内燃烧情况得到改善。

图 7 展示了不同氧气浓度下, 转子发动机气缸内平均温度随着曲轴转角的变动规律。图中显示, 当混合气中氧气浓度增加时, 缸内平均温度增大。缸内平均温度的最大值也随之增加, 分别由 25% 时的 2033 K 提升至 2058 K, 2098 K 和 2127 K。在较高氧气浓度下, 燃料氧活化氛围和燃烧热氛围较好, 强化燃烧链反应, 促进缸内有关化学反应的发生, 有利于未燃物的完全燃烧。因此缸内平均温度随氧气浓度增大而升高。

图 8 给出不同氧气浓度下, 缸内 H, O 以及 OH 基团的生成量。从图中可以得出, 随着混合气中氧气浓度的提高, O 和 OH 基团的生成量显著增大, 而 H 基团的生成量大幅减小。涉及主要支链反应式: $H + O_2 \rightleftharpoons O + OH$ 。当氧气浓度提高时, 促进反应向正反应方向进行, 缸内 H 基团消耗, 与氧气反应生成大量 O 和 OH 基团。O 和 OH 基团含量越大, 燃烧反应速率越快, 燃烧效率越高。

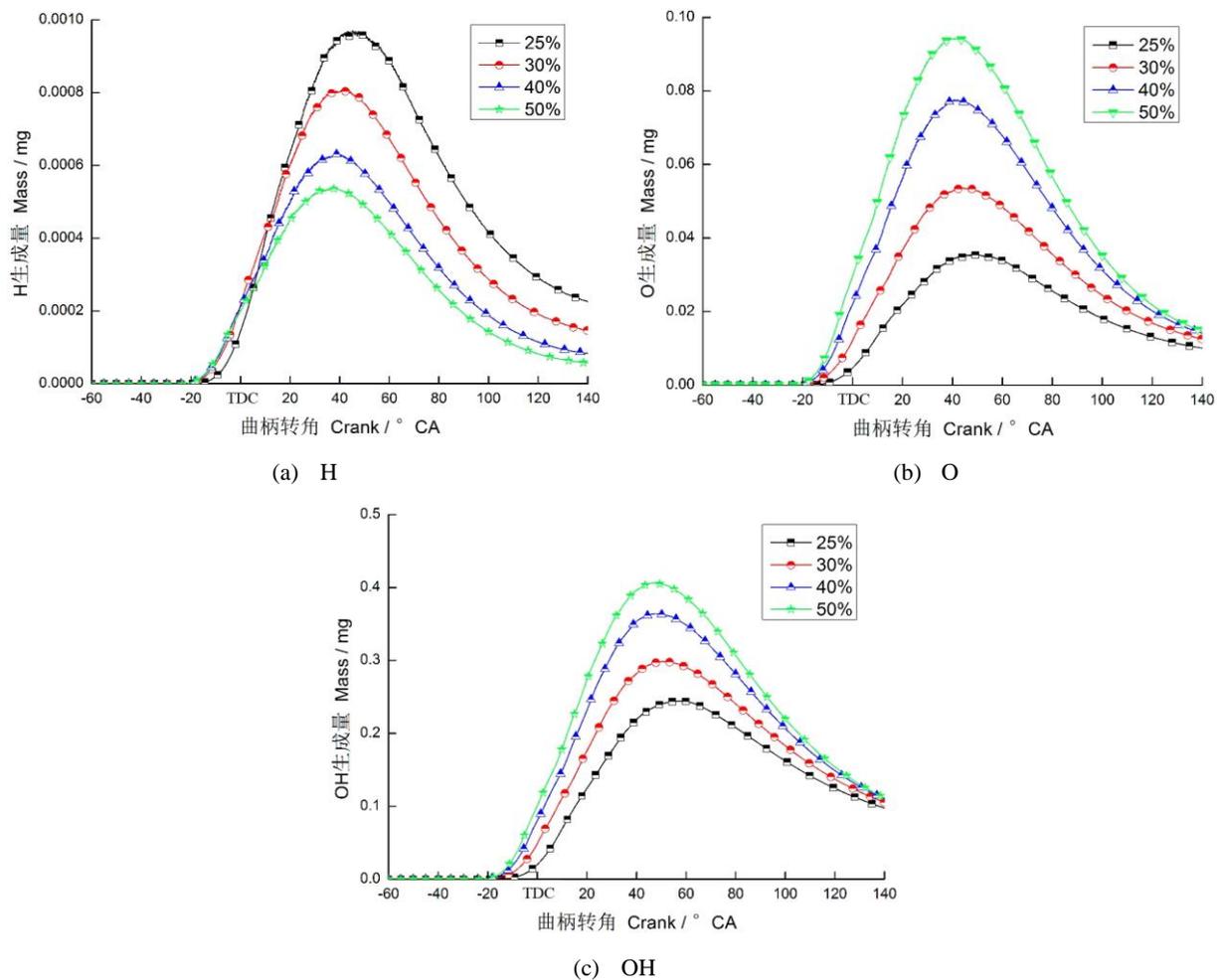


图 8 H, O, and OH 基团的生成量

3.3 排放物生成

在 208°CA ATDC (排气道与燃烧室连通) 时刻, 图 9 分别给出不同氧气浓度下, 缸内碳烟、CO、HC 和 NO_x 排放物的生成量随着曲轴转角的变化曲线。从图 9(a) 中得出, 当混合气中氧气浓度提高时, 碳烟排放物生成量浓度明显降低。与氧气的浓度为 25% 时相比, 氧气浓度达到 30%, 40% 和 50% 时, 碳烟排放物的生成量分别减少了 51.1%, 82.1% 和 93.7%。这主要因为: (1) 混合气中氧气的浓度提高, 缸内的氧含量增加, 富油区减少, 氧气分子与混合气中的燃油分子充分接触, 缸内燃烧情况得

到改善；(2) 当混合气中氧气的浓度提高，混合气的比热容降低，有关化学反应速率提升，气缸内的平均温度增加，使更多的凝聚态颗粒物在燃烧后期被氧化。因此，氧气浓度增大，碳烟排放量下降。

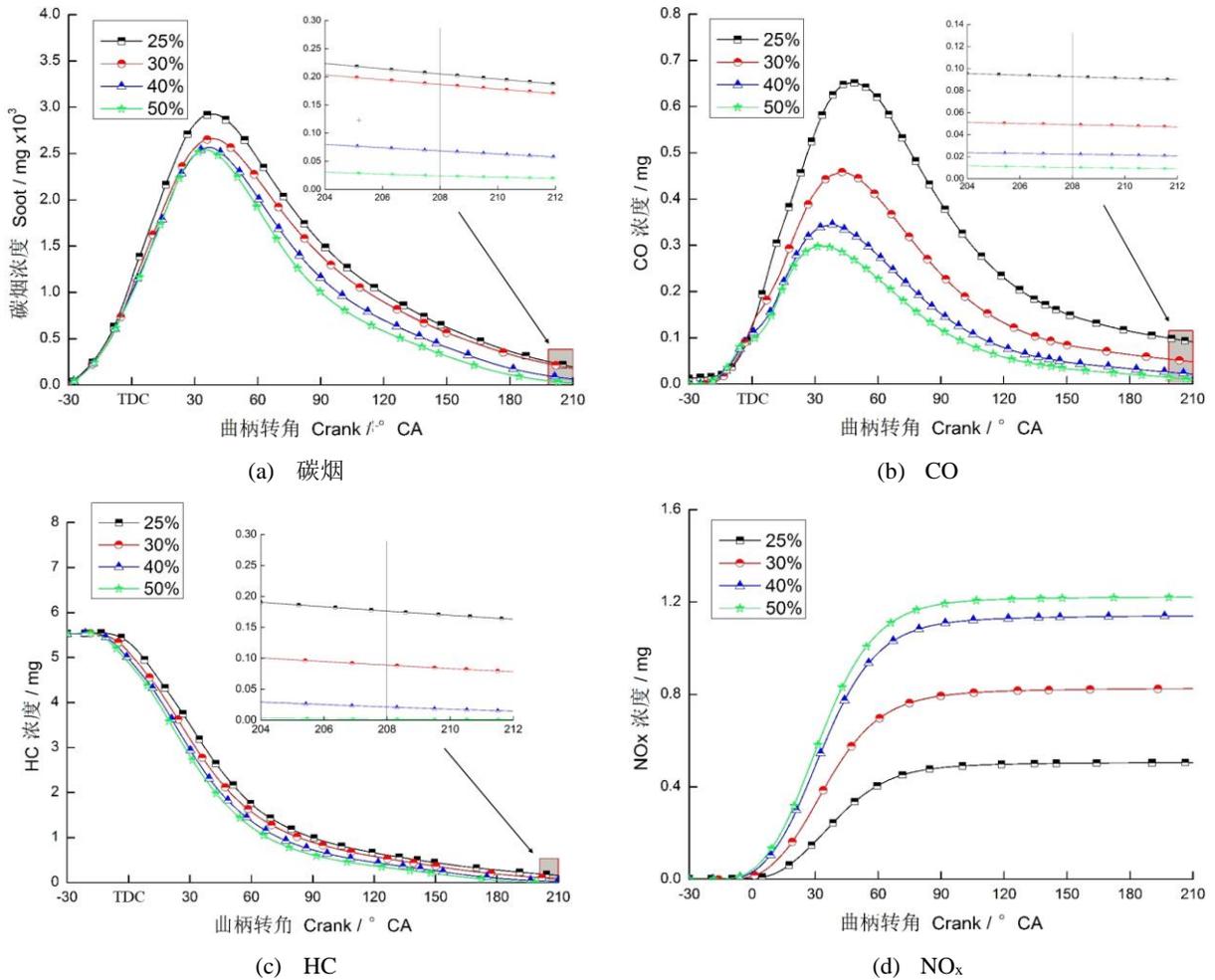


图 9 排放物的生成量

图 10 描绘了在不同氧气浓度下，曲轴转角为 20°CA ATDC 和 120°CA ATDC 时，缸内 CO 的浓度分布。从图中明显看出，在 20°CA ATDC 时刻，随着氧气浓度的提高，CO 排放物的质量分数减少，其空间分布区域扩宽。原因是：缸内氧气浓度增加时，促进 CO 氧化生成 CO_2 ，CO 排放物的质量分数减少；氧气的浓度越高，燃烧速度增大，使 CO 分布区域较广泛。而曲轴转角为 120°CA ATDC 时，随着氧气浓度的提高，剩余未燃 CO 的质量分数减少，空间分布区域减小。原因如下：提高混合气中氧气的浓度，缸内燃烧更加完全，未燃 CO 的质量分数减少，空间分布区域较小^[19]。

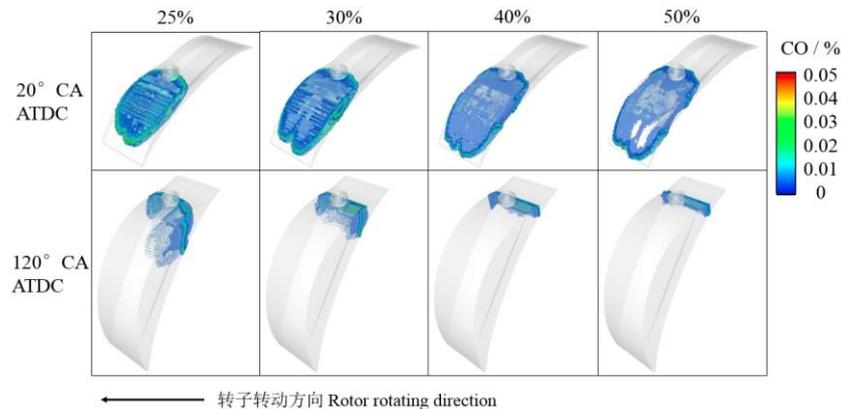


图 10 CO 浓度分布

图 9(b)显示了不同氧气浓度下,缸内 CO 的生成量跟随曲轴转角的变动曲线。当提高混合气中的氧气浓度时,CO 排放物生成量均明显降低。与氧气浓度为 25%时相比,氧气浓度为 30%,40%和 50%时,CO 排放物生成量分别降低了 44.4%,77.8%和 88.9%。对此解释如下:生成 CO 的原因是氧气供应不足,导致混合气燃烧不完全,CO 无法继续进行氧化反应而生成的中间产物。当缸内氧气浓度增加时,燃料燃烧程度更高,此外部分 CO 被继续氧化为 CO₂,使 CO 排放物生成量减少^[20]。

图 9(c)为缸内 HC 生成量随曲轴转角的变化曲线。与氧气浓度为 25%时相比,混合气中氧气浓度为 30%,40%和 50%时,排放物生成量分别降低了 50.6%,88.9%和 99.0%。HC 的生成机理主要是:火焰在壁面淬冷、因转子机结构而导致的燃烧室之间的窜气效应、润滑油膜的吸附和解吸、体积淬熄、燃烧室内沉积物的影响和 HC 化合物的后氧化。当缸内氧气浓度提升,缸内燃烧温度增大,淬熄距离变短,降低了未燃 HC 的浓度。同时,促进了 HC 的后氧化过程,从而 HC 生成量减少。

图 9(d)显示了缸内氮氧化物排放物的生成量随曲轴转角的变动曲线。当混合气中氧气浓度升高时,NO_x排放物生成量增加。与氧气浓度为 25%时相比,氧气浓度为 30%,40%和 50%时,NO_x排放浓度分别增加了 62.7%,123.5%和 139.2%。NO_x的生成主要有以下几个原因:由于缸内的氧气含量提高,混合气中的燃油分子和氧气分子充分接触,促进化学反应反应,燃料燃烧完全,缸内燃烧平均温度更高;燃烧反应的持续时间延长;以及燃烧时的富氧状态。最终导致了 NO_x生成量增加。

4. 结论

- (1) 随着氧气浓度的增大,对于相同的曲轴转角,火焰温度升高,火焰面积扩展,未燃区面积逐渐缩小。同时,燃烧区域的体积随氧气浓度的增大而增大,火焰面积向燃烧室后部区域略有扩展。此外,火花塞周边区域的湍动能逐渐升高,火焰传播的速度随混合气中氧气浓度的增加而加快。
- (2) 随混合气中氧气浓度的增加,缸内压力的最大值显著升高,氧气浓度为 50%时的增幅最大为 9.7%,缸压最大值对应的曲轴转角也相应提前 5.0°,缸内燃烧情况得到改善;缸内平均温度的最大值明显增加,由氧气浓度为 25%时的 2033 K 提升至 50%时的 2127 K;O 和 OH 基团的生成量显著增大,而 H 基团的生成量大幅减小。
- (3) 随着氧气浓度的提高,碳烟排放物生成量浓度明显降低,与氧气浓度为 25%时相比,50%时的碳烟排放物生成量降低最多为 93.7%;CO 排放物的生成量减少,空间分布面积扩大,而剩余未燃 CO 的质量分数减少,空间分布区域减小,氧气浓度为 50%时 CO 排放物生成量降低最多为 88.9%;HC 排放物生成量也明显降低,氧气浓度为 50%时达到 99.0%;然而,NO_x排放物生成量增加,氧气浓度为 50%时增加了 139.2%。

5. 参考文献

- [1] Shi C, Ji C, Ge Y, et al. Numerical study on ignition amelioration of a hydrogen-enriched Wankel engine under lean-burn condition[J]. Applied Energy, 2019, 255: 113800.
- [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] 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.
- [4] Ji C, Shi C, Wang S, et al. Effect of dual-spark plug arrangements on ignition and combustion processes of a gasoline rotary engine with hydrogen direct-injection enrichment[J]. Energy Conversion and Management, 181: 372-381.

- [5] Baskar P, Senthilkumar A. Effects of oxygen enriched combustion on pollution and performance characteristics of a diesel engine[J]. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2016, 19: 438-443.
- [6] Masimalai S, Nandagopal S, Kuppusamy V. Influence of oxygen enriched combustion on performance, emission and combustion behaviour of a CI engine fuelled with pyro oil - diesel blend as fuel. SAE Technical Paper 2016-01-0739, 2016.
- [7] Zhao C, Huang S, Wang K. Numerical investigation on effects of combustion chamber structure and oxygen enriched air on combustion and emission characteristics of marine diesel engine. SAE Technical Paper 2018-01-1786, 2018.
- [8] Porpatham E, Ramesh A, Nagalingam B. Experimental studies on the effects of enhancing the concentration of oxygen in the inducted charge of a biogas fuelled spark ignition engine. *Energy*, 2018, 142: 303-312.
- [9] Nidhi, Subramanian K A. Experimental investigation on effects of oxygen enriched air on performance, combustion and emission characteristics of a methanol fuelled spark ignition engine. *Applied Thermal Engineering*. 2019, 147: 501-508.
- [10] Wu Y, Huang K. Improving the performance of a small spark-ignition engine by using oxygen-enriched intake air. SAE Technical Paper 2007-32-0004, 2007.
- [11] 姚佳岩, 张金柱, 朱荣福, 等. 汽油机富氧燃烧特性试验研究[J]. *车用发动机*, 2011, 193: 33-36.
- [12] 彭乐高, 宫长明, 宫宝利, 等. 富氧下甲醇发动机冷起动燃烧及非法排放[J]. *内燃机学报*, 2017, 35(05): 423-428.
- [13] Convergent Science Corp. CONVERGE Theory Manual; 2014.
- [14] Shi C, Ji C, Wang S, et al. Numerical simulation on combustion process of a hydrogen direct-injection stratified gasoline Wankel engine by synchronous and asynchronous ignition modes[J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 183: 14-25.
- [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 Technical 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] Shi C, Ji C, Wang S, et al. Effects of hydrogen direct-injection angle and charge concentration on gasoline-hydrogen blending lean combustion in a Wankel engine. *Energy Conversion and Management*, 2019, 187: 316-327.
- [20] Shi C, Ji C, Wang S, et al. Combined influence of hydrogen direct-injection pressure and nozzle diameter on lean combustion in a spark-ignited rotary engine. *Energy Conversion and Management*, 2019, 195: 1124-1137.