

喷水对天然气发动机性能影响的数值模拟

吴静涛¹, 吴志军¹, 李理光¹, 康哲², 邓俊¹

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 重庆大学汽车工程学院, 重庆 400044)

摘要: 通过数值模拟的方法研究喷水技术对重型天然气发动机燃烧和排放特性的影响。结果表明, 喷水对天然气的低温反应阶段无显著影响, 但是在高温反应阶段, OH 自由基的生成速率被抑制, 使得没有足够的氧化剂氧化 CO, 燃烧持续期延长, 反应温度降低。随着喷水质量的增加, 火焰传播速度减慢, 致使燃料放热速率减缓, 燃烧的持续期延长, 最高温度降低, 相位推迟。喷水位置距离燃烧室越近, 水雾蒸发吸热降低燃烧室温度的作用越明显, 这有利于增加进气过程的缸内充量密度。此外, 喷水可以显著降低发动机的热负荷, 抑制燃烧室内氮氧化物的生成, 从而为天然气发动机的当量比燃烧提供可能性。

关键词: 内燃机; 天然气; 喷水技术; 数值模拟

中图分类号: TB332

文献标志码: A

Numerical Simulation of Impacts of Water Injection on Performance of Natural Gas Engines

WU Jingtao¹, WU Zhijun¹, LI Liguang¹, KANG Zhe², DENG Jun¹

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. School of Automotive Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: This paper focused on the effects of water injection on combustion and emission characteristics in heavy-duty natural gas engines by numerical methods. The results show that water injection has no significant effects on the stage of low-temperature reactions, but the generation rate of OH radicals is limited in the stage of high-temperature reactions. Therefore, there is not enough oxidant to oxidize CO. The combustion duration is extended, and the temperature during the combustion is reduced. Moreover, the flame propagation speed and fuel heat released rate slow down with the increase of water injection quantity. The combustion duration and phase are delayed, and the maximum temperature decreases

with the water quantity increasing. Besides, the spray position closer to the combustion chamber contributes to the effect of water evaporation on reducing the temperature in the combustion chamber, which is beneficial to increasing the charging density in the intake stroke. Water injection can significantly limit the thermal load of engines and the formation of nitrogen oxides in the combustion chamber, thereby providing the possibility of equivalence ratio combustion in natural gas engines.

Key words: internal combustion engines; natural gas; water injection; numerical simulation

随着汽车工业的蓬勃发展, 能源消耗和环境保护问题变得日益严峻。为了应对这些问题, 各国政府建立了严格的法规, 从而控制汽车的油耗与排放, 达到节能减排的目的。严格的法规促进了对发动机节能减排的探索。喷水技术在提高燃油经济性和降低排放等方面有着极大的优势, 在汽油机和柴油机上具有较高的应用前景, 各国科研人员也对喷水技术开展了大量研究。

目前, 喷水技术按照喷射位置的不同可以分为进气总管单点喷水、进气歧管喷水和缸内喷水等方式。进气歧管喷水技术可以使汽油发动机在满负荷下以当量比运行, 还可以使发动机的平均有效压力提高 5%, 热效率提高 4%^[1]。吴志军等^[2-3]讨论了喷水发动机的理论循环热效率, 随着喷水质量及喷水温度的增加, 发动机的热效率增加。于潇等^[4-6]在内燃金循环发动机上研究了喷水时刻和喷水温度对燃烧特性的影响, 实验结果表明, 在燃烧过程中喷入的水可控制燃烧速率, 喷水时刻对 HC 和 NO_x 排放特性有较大影响, 喷水温度的升高可以提高循环热效率。De Bellis 等^[7]使用仿真的方法研究了进气道喷水对燃油经济性的影响, 结果表明, 喷水技术可以

收稿日期: 2019-02-26

基金项目: 国家自然科学基金(51076118, 51006075)

第一作者: 吴静涛(1993—), 男, 博士生, 主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制。E-mail: wujt@tongji.edu.cn

通信作者: 邓俊(1978—), 男, 副教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制。E-mail: eagledeng@tongji.edu.cn

有效降低发动机中高负荷的燃油消耗率. Tauzia 等^[8]在一台柴油机上研究了进气歧管喷水的冷却作用,实验结果发现无论是在大负荷还是小负荷,喷水均可以降低 50% 的 NO_x 排放. Bozza 等^[9]对比研究了喷水和废气再循环(EGR)对热力学和燃烧热性的影响,研究表明与 EGR 类似,喷水对层流火焰速度影响显著,可以有效抑制发动机的爆震. 此外, Hoppe 等^[10-11]在一台配有废气再循环的汽油机上研究了当量比下缸内喷水对发动机油耗和性能的影响,实验结果表明在低油耗区可以将发动机效率提高 3.3%~3.8%,在大负荷区域可以将发动机效率提高 16%. Iwashiro 等^[12]研究了喷水对均质压缩燃烧发动机(HCCD)的影响,研究发现 HCCI 发动机的热效率提高了 2%,工作范围从 460 KPa 拓宽至 700 KPa.

天然气因其具有资源丰富、成本低、排放低等特点成为具有前景的替代燃料^[13-14]. 目前,天然气发动机广泛采用稀薄燃烧技术、涡轮增压、高压压缩等技术^[15-16]. 由于排放限值的进一步严格,天然气发动机向当量比燃烧发展,这进一步了天然气发动机的热负荷. 面对这些挑战,喷水技术被认为是一种潜在的解决方案. 综上所述,目前关于喷水技术的实验与仿真研究主要应用于汽油机和柴油机. 因此,本文结合

详细的化学反应动力学,运用数值模拟的方法,分别从喷水质量和喷水位置两方面入手,研究分析了喷水对重型天然气发动机燃烧特性和排放的影响.

1 计算模型

1.1 仿真模型

本文研究对象是一台四冲程点燃式涡轮增压天然气发动机,其主要参数见表 1. 仿真采用三维计算流体力学(CFD)软件 CONVERGE 对天然气发动机的工作过程进行模拟. 利用有限体积法对质量、动量和能量守恒方程离散求解,湍流模型为 RNG k -epsilon 双方程模型. 使用 Kelvin-Helmholtz 和 Rayleigh-Taylor 混合破碎模型以及 O'Rourke 液膜模型模拟喷雾过程. 采用详细化学反应动力学模型(SAGE)计算燃烧反应过程,其中甲烷的反应机理为 GRI-mech 3.0,共包含 53 种组分和 325 种基元反应. 该机理适用于当量比 0.1~5 下的化学反应. 此外,使用扩展的 Zeldovich 模型预测氮氧化物的生成. 此外,仿真所用的天然气燃料的主要成分为: CH_4 、 C_2H_6 和 C_3H_8 ,其体积分数分别为 88%、6%和 6%.

表 1 发动机参数

Tab.1 Engine Specifications

参数值	参数					
	排量/L	压缩比	气缸直径/mm	活塞行程/mm	转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	喷水温度/K
参数值	13	11	129	165	1 100	298

1.2 计算网格

为了兼顾计算效率和计算结果的精确性,体网格基本尺寸为 4 mm. 仿真过程中采用了速度及温度自适应加密体网格(AMR),加密等级是 3,即最小网格尺寸为 0.5 mm. 同时,在燃烧室、火花塞、活塞顶面、气门封闭面等关键位置采用了不同等级的嵌入式固定加密. 计算过程中,每个时间步长都会重建网格,因此在不同时刻,缸内网格数目与分布也不相同,最大网格数为 300 万. 图 1 为上止点前 320° 曲轴转角时生成的计算网格.

1.3 边界条件

为了研究天然气发动机的进气、压缩及做功过程,本文的数值模拟计算区域选定为进、排气道和燃烧室三部分. 进、排气道部分分为气门座、气门体和气道体区域,燃烧室部分分为气缸盖、缸壁和活塞顶. 借助 GT-Power 软件,完成天然气发动机的热力循环计算,获取三维数值模拟的瞬态边界条件. 如进

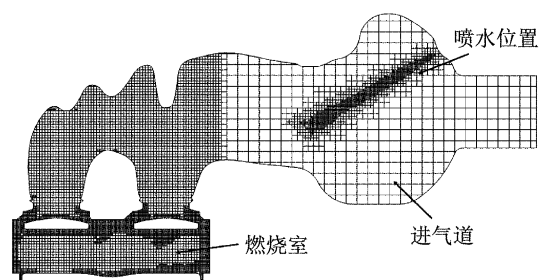


图 1 计算网格

Fig.1 Computational grid

口、出口的温度和压力等,其他边界条件的设置见表 2.

1.4 模型标定

为了验证本文模型的准确性,保证计算结果可靠性,选取当量比为 1.21, $1\ 100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 全负荷工况下的台架试验结果与仿真结果进行对比. 图 2 为实验测得的缸压曲线与仿真结果的对比. 从图中可

表 2 边界条件

Tab.2 Boundary conditions

边界范围	边界范围					
	进气道	排气道	进气门座	排气门座	气缸盖	活塞顶缸壁
设定温度/K	450	550	500	550	650	650 450

可以看出,两条曲线拟合程度良好,误差范围在 5% 以内,说明模型的选择、边界条件和初始条件的设置能够满足计算的要求。

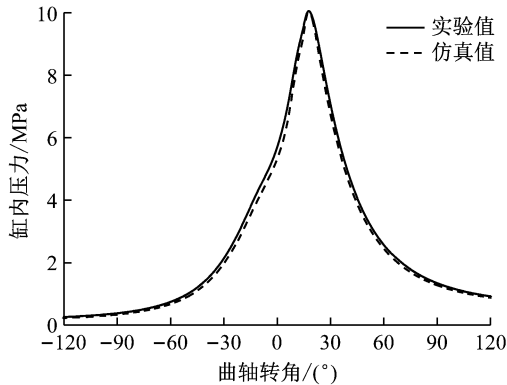


图 2 计算模型标定
Fig.2 Model validation

为了研究不同喷水位置对天然气发动机燃烧和排放特性的影响,选取当量比为 1.21, 喷水和燃气质量比为 0.5, 1 100 r · min⁻¹ 全负荷工况下对进气总管及进气歧管两个喷水位置的仿真结果进行对比研究. 对于进气总管喷水,在低速大负荷条件下,喷入进气系统的水以水蒸气的形式从进气边界进入. 对于进气歧管喷水,喷嘴位置如图 1 所示. 为了排除水喷雾蒸发过程对发动机性能的影响,选取在总管喷水条件下研究喷水质量对天然气发动机燃烧过程的影响. 由于当喷水与燃气质量比大于 1:1 时易发生失火现象,因而在当量比为 1.21, 1 100 r · min⁻¹ 全负荷工况下对质量比为 0:1、0.5:1 和 1:1 三种工况下的仿真结果进行对比研究,分析喷水质量对天然气发动机缸内流动和燃烧过程的影响。

2 计算结果与讨论

2.1 喷水位置对天然气发动机的影响

图 3 为不同喷水位置下燃烧室内的平均压力及平均放热率曲线的变化曲线. 从图中可以看出,当采用进气总管喷水时,燃烧室内的峰值压力为 8.964 MPa,而采用进气歧管喷水时,燃烧室内的峰值压力为 9.196 MPa. 当采用进气总管喷水时,燃烧室内的峰值放热率为 546 J · (°)⁻¹,而采用进气歧管喷水时,燃烧室内的峰值放热率为 524 J · (°)⁻¹. 从两图

可以得到,与不喷水的工况相比,进气歧管喷水方案的缸内压力和放热率的下降较小,表明在相同水油比下,进气歧管喷水形成的水雾对发动机输出性能及缸内燃烧过程的负面影响更小. 分析认为,造成上述现象的原因主要在于进气歧管喷水对天然气发动机进气过程充量系数的影响。

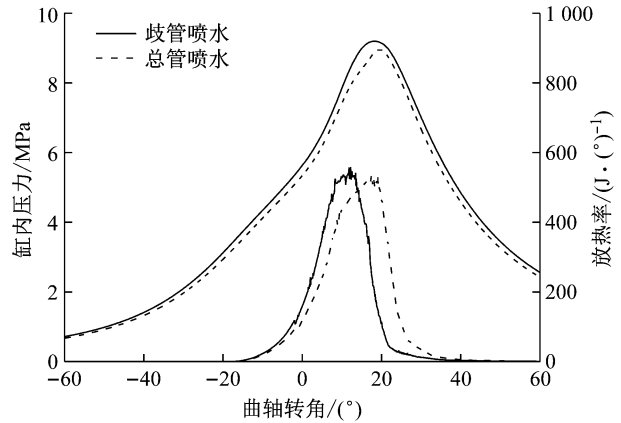


图 3 不同喷水位置的缸压及放热率对比图
Fig.3 Comparison of cylinder pressure and heat released rate in different water injection positions

图 4 为不同喷水位置下进气质量对比图. 当采用进气总管喷水方案时,进气质量为 4 436 mg,当采用进气歧管喷水方案时,进气质量增加至 4 513 mg. 在相同水油比下,喷水位置对进气质量的影响十分显著,进气歧管喷水的进气质量比进气总管喷水进气质量大 5%. 此外,从图 5 进气至压缩过程的温度分布图可以看出,在进气及压缩过程中,进气歧管喷水的燃烧室内的温度低于进气总管喷水的燃烧室内温度,在上止点前 20° 曲轴转角的时候,采用进气歧管喷水方案的燃烧室内平均温度为 700 K,而采用进气总管喷水方案的燃烧室内的平均温度为 750 K. 这表明,在低转速大负荷工况下,发动机的热负荷较

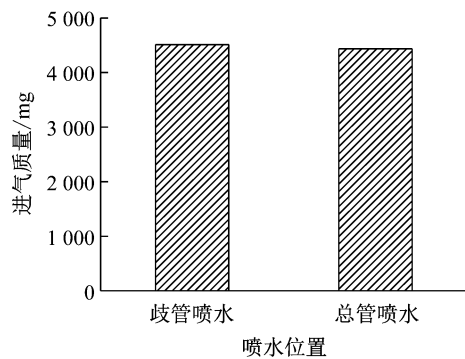


图 4 不同喷水位置进气质量对比图
Fig.4 Comparison of intake mass in different water injection positions

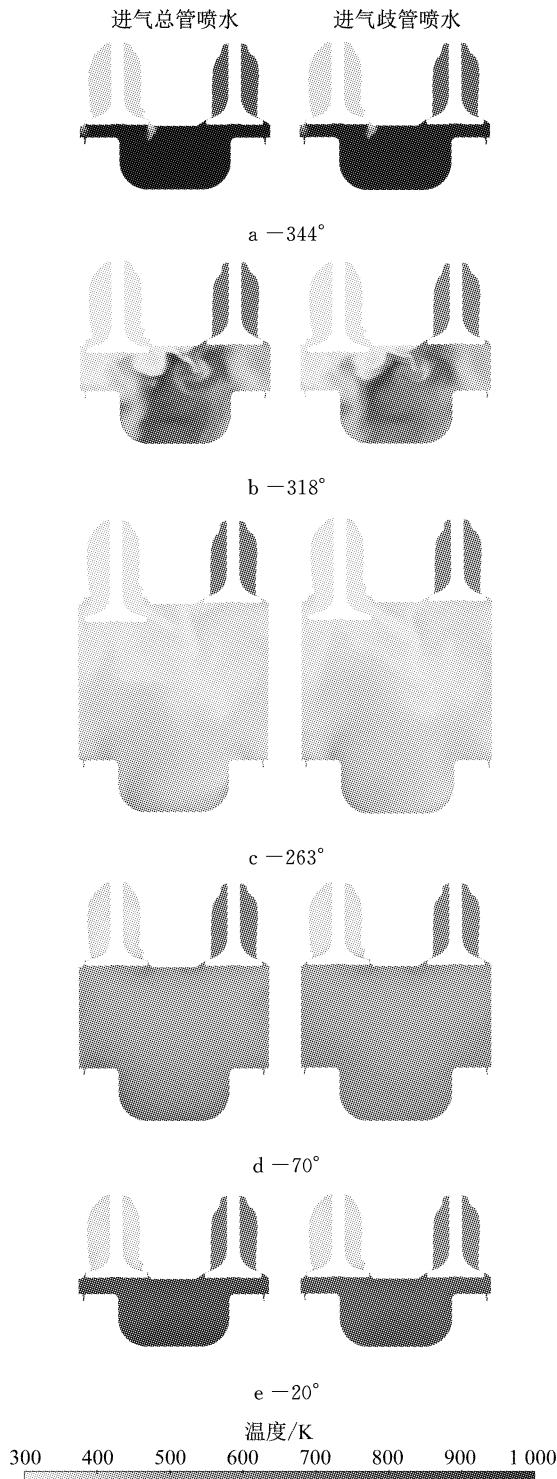


图 5 进气压缩过程的温度分布

Fig.5 Distribution of the temperature in intake and compression strokes

高,对与进气道喷水而言,喷水位置距离燃烧室距离越近,水雾蒸发吸热降低燃烧室温度的作用越明显,从而增加进气过程的缸内充量密度。

2.2 喷水质量对天然气发动机的影响

图 6 为进气行程在不同喷水质量时湍动能及流场分布。进气行程初期,混合气被挤入燃烧室内,在

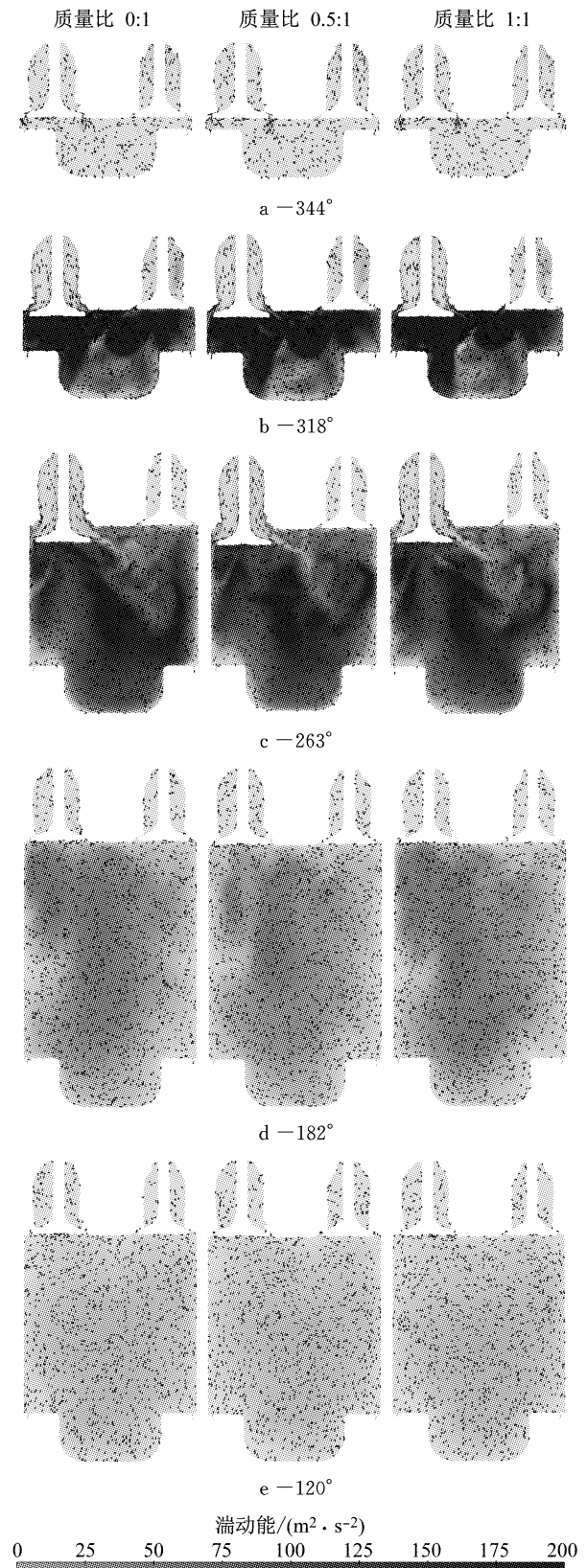


图 6 进气行程湍动能分布

Fig.6 Distribution of turbulence kinetic energy in the intake stroke

上止点前 344°曲轴转角时,受到气门节流作用的影响,在气门间隙处的最大湍动能仅为 $50 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$;活

塞下行到上止点前 318°曲轴转角时,活塞运动加快,缸内产生负压,同时气门处的节流损失减小,空气经螺旋气道后沿进气门面流入缸内.从图中可以看出,此时随着喷水质量的增加,进气质量增加,使得气流在进气门下方的两个滚流的湍动能增加,这有利于组织更加均匀的混合气;在上止点前 263°曲轴转角时,不同滚流区之间相互影响,缸内滚流的结构发生改变.随着喷水质量的增加,右侧的滚流逐渐变大,但由于进气过程的不对称性,进气门下方的滚流区逐渐变小;随着活塞继续运动,喷水质量对湍动能的影响逐渐减弱,但是缸内仍然存在多个较小尺度的滚流区域,各个滚流区之间互相交换能量,湍动能逐渐减弱至 $25 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ 以下,形成均匀的混合气.

图 7 为在不同喷水质量下温度场分布图,从图中可以看出,在火花塞点火之前,缸内温度分布均匀,为 800 K;由于天然气的着火延迟期较长,火花塞点火后,在上止点前 8°曲轴转角时,火焰在火花塞附近形成明显的火核;在燃烧上止点时,火焰处于明显发展期,以球形向外扩展,从图中可以看出,在压缩过程中缸内滚流的作用下,使得缸内已燃混合气团向进气门侧(左侧)偏移.随着燃烧过程的进行,火焰从燃烧室中心的火花塞迅速传播至燃烧室边缘的挤流区,图中温度梯度较大的分界面可以看作火焰前封面,相同时刻火焰前封面距离燃烧室中心火花塞的距离可以用来衡量火焰传播速度.从上止点后 8°曲轴转角时的对比图可以看出,随着喷水质量的增加,火焰传播速度明显减慢,从而推迟了燃烧相位.在上止点后 24°曲轴转角时,火焰前封面继续传播至燃烧室的凹坑及挤流区域,随着喷水质量的增加,火焰传播速度减慢,这容易使气缸壁缝隙处残余的混合气增加,燃烧不充分,HC 和 CO 的排放量增加.

图 8 为燃烧室内的平均温度及放热率曲线,从图中可以看出,随着喷水质量的增加,燃料的放热率减缓,燃烧持续期延长,燃烧室内的最高温度降低,最高温度的相位也被推迟.当没有水喷入的时候,燃烧室内的最高温度为 2 490 K(上止点后 15°曲轴转角);当喷水质量与天然气质量相同时,燃烧室内的最高温度为 2 200 K(上止点后 30°曲轴转角).

图 9 为不同喷水质量下燃烧室内的平均压力的变化曲线,从图中可以看出,随着喷水质量的增加,燃烧室内的峰值压力从 10 MPa 下降到 8 MPa,峰值压力出现的相位从上止点后 19°曲轴转角推迟到上止点后 23.5°曲轴转角.这意味着天然气发动机采用

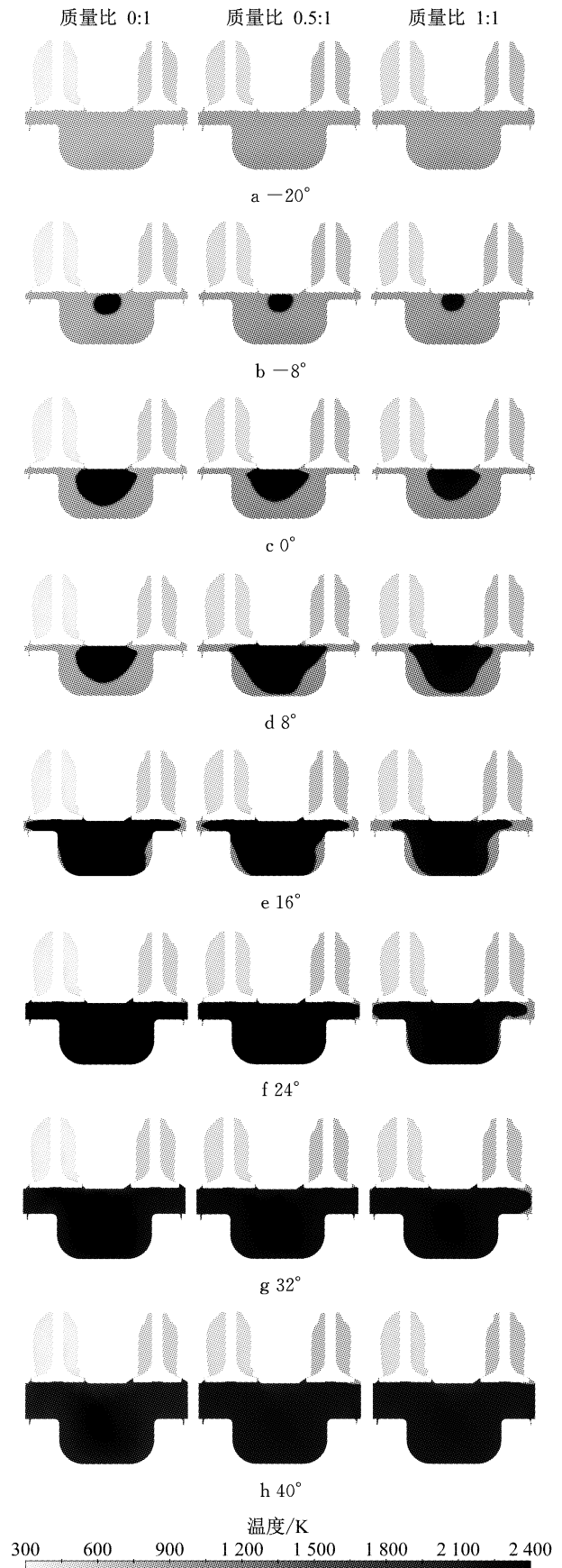


图 7 燃烧过程温度分布

Fig. 7 Distribution of the temperature in the combustion strokes

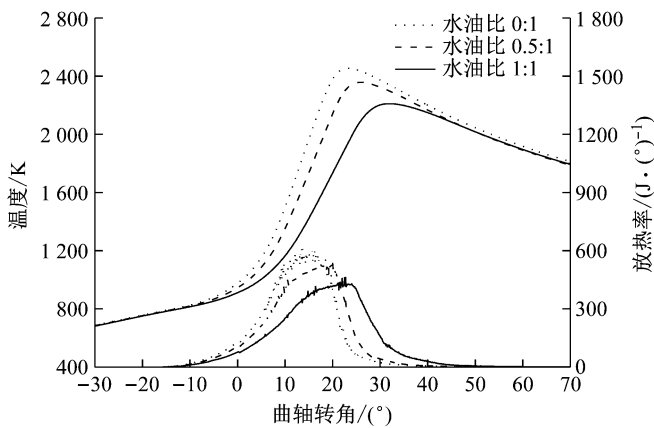


图 8 不同喷水质量下缸内温度及放热率对比图
Fig.8 Comparison of in-cylinder temperature and heat released rate

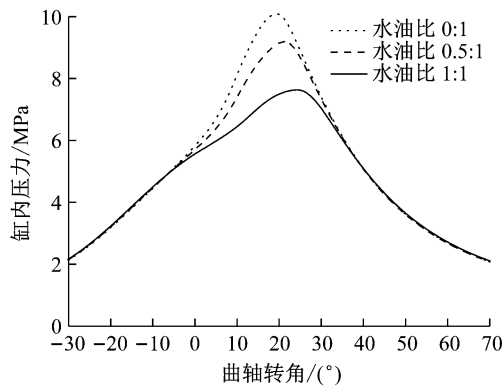


图 9 不同喷水质量下缸内压力对比图
Fig.9 Comparison of in-cylinder pressure

喷水技术后,在相同的点火提前角下,发动机的做功能力会略微下降.但是,随着喷水质量的增加,火焰传播速度减慢,燃烧持续期延长,爆震倾向也会减弱,这为天然气发动机的当量比燃烧提供了可能性.

高温、富氧以及及在高温富氧区的停留时间是氮氧化物生成的 3 个条件.图 10 为仿真不同喷水质量的氮氧化物的分布.从温度场分布可以看出,高温区域主要存在于已燃区和火焰前峰面处,而氮氧化物的形成区与温度场的高温区分布一致.在上止点附近的快速燃烧期,火焰传播速度急剧加快,燃烧室内火花塞附近温度达到 2 400 K 以上,有明显的氮氧化物生成迹象;在上止点后 24°曲轴转角时,火焰前封面继续传播至燃烧室的凹坑及挤流区域,在温度很高的已燃区域生成了大量的氮氧化物,在没有喷水的工况下,局部最高的氮氧化物质量分数高达 0.012;随着活塞的继续下行,燃烧进入后燃期,氮氧化物的生成速率降低,并总生成量维持稳定.与没有喷水的工况相比,随着喷水质量的增加,燃烧室内的

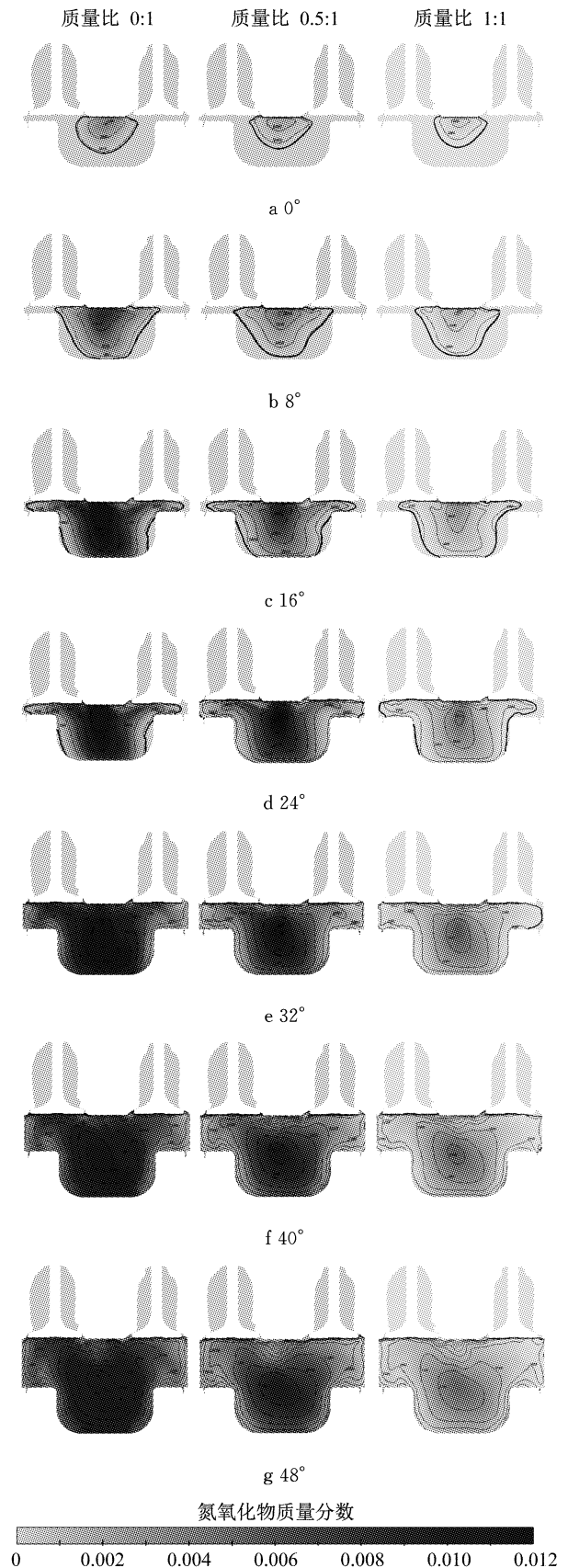


图 10 氮氧化物生成分布
Fig.10 Distribution of NO_x emissions

高温区域明显减少,使得缸内氮氧化物的生成面积

和峰值显著减小。

图 11 为不同喷水质量下氮氧化物的生成量。在不改变点火时刻和空燃比的情况下,不喷水的原机工况下,单缸氮氧化物的生成量为 805×10^{-6} ;当喷水质量为天然气质量的一半时,氮氧化物的生成质量下降至原机的 59.94%;而喷水质量等于天然气质量时,氮氧化物的生成质量下降至原机的 23.08%。通过上述仿真结果可以发现,随着喷水质量的增加,氮氧化物的生成量明显降低。因此,进气总管喷水可以显著抑制燃烧室内氮氧化物的生成,从而大幅缓解稀燃工况下天然气发动机对后处理装置的依赖。

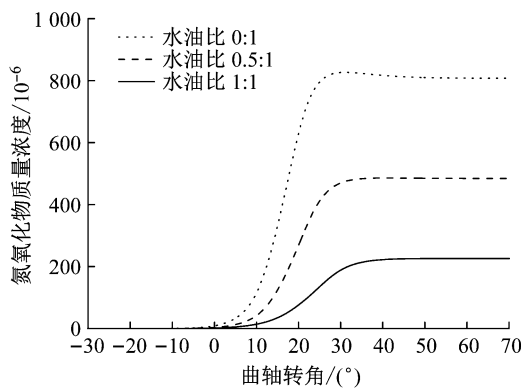


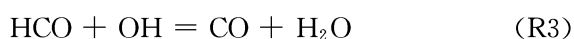
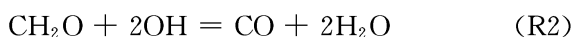
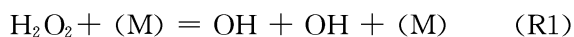
图 11 不同喷水质量下氮氧化物的生成量

Fig.11 Comparison of production of NO_x emissions

2.3 喷水对反应过程的影响

为了进一步研究喷水对天然气发动机化学反应过程的影响,在当量比为 1.21,喷水和燃气质量比为 0.5, $1100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 全负荷工况下,对比了喷水和未喷水情况下几种物质浓度和温度曲线的关系。在火焰前锋之前的末端气体中产生 CH_2O 和 OH 自由基可以作为燃烧反应和已燃区的标记^[17]。如图 12 所示,在温度低于 1500 K 的低温反应阶段,随着燃料的消耗,在两种情况下的温度均缓慢升高, CH_2O 和 H_2O_2 中间自由基在此阶段都显著上升,且无明显差别。在低温反应阶段主要是脱氢反应,即 CH_4 被自由基(H , O 和 OH 等)氧化成 CH_3 , CH_3 与氧原子结合并被氧化成 CH_2O 。仿真结果表明,喷水对低温反应阶段 CH_2O 和 H_2O_2 的生成没有显著影响。

在温度高于 1500 K 的高温反应阶段,喷水工况的 OH 和 HO_2 自由基浓度明显低于未喷水工况的浓度,这些变化主要涉及以下反应:



如图 12 所示,当燃烧室内的温度高达 1500 K 时, CH_2O 和 H_2O_2 的浓度上升到相对较高的水平。此时 H_2O_2 开始分解产生大量 OH 自由基,这也是高温反应的开始指标。同时, R2 反应消耗 OH 和 CH_2O 形成 CO , 而 CO 进一步被氧化成 CO_2 放出大量的热量。当喷水以后, R1 反应被 H_2O 抑制,导致生成的 OH 浓度降低,因此燃烧持续期被延长。而 R3 反应速率(指前因子 $A = 50 \times 10^{13}$)比 R4 反应速率快得多(指前因子 $A = 4.76 \times 10^7$),这导致没有足够的 OH 来进行 R4 反应,因此喷水以后的最高温度明显降低。因此,在高温反应阶段,喷水以后, OH 自由基的生成速率被抑制,致使没有足够的氧化剂氧化 CO , 放热持续期延长,反应温度降低。

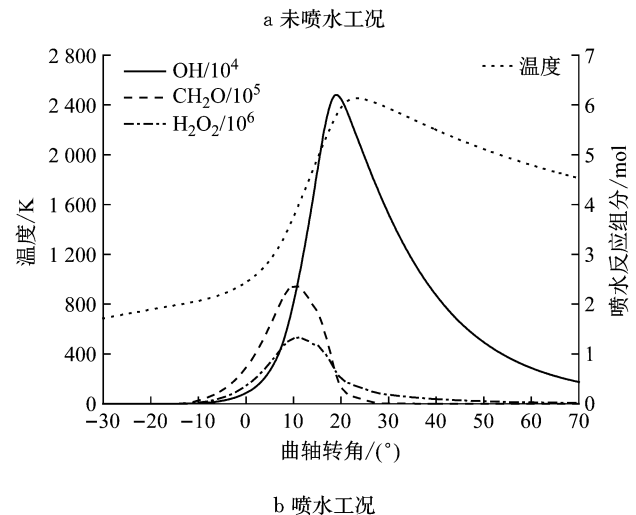
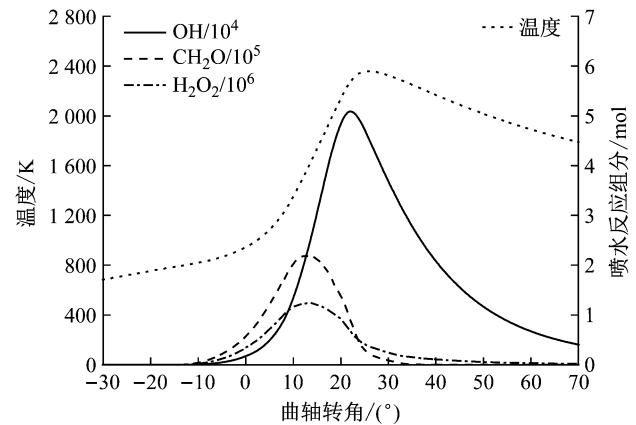


图 12 未喷水及喷水工况下的组分浓度对比

Fig.12 Comparison of specie concentrations in dry and water cases

3 结论

(1) 喷水对天然气的低温反应阶段无显著影响,但是在高温反应阶段, OH 自由基的生成速率被

抑制,致使没有足够的氧化剂氧化 CO,燃烧持续期延长,反应温度降低。

(2) 喷水质量的增加会使得燃烧过程的火焰传播速度明显减慢,燃料放热速率减缓,燃烧的持续期延长,最高温度降低,相位推迟。这显著降低了发动机的热负荷,抑制氮氧化物的生成。

(3) 喷水位置距离燃烧室越近,水雾蒸发吸热降低燃烧室温度的作用越明显,这有利于增加进气过程的缸内充量密度。

参考文献:

- [1] WORM J, NABER J, DUNCAN J, *et al.* Water injection as an enabler for increased efficiency at high-load in a direct injected, boosted, SI engine[J]. SAE International Journal of Engines, 2017, 10(3): 951.
- [2] WU Z, FU L, GAO Y, *et al.* Thermal efficiency boundary analysis of an internal combustion Rankine cycle engine[J]. Energy, 2016, 94: 38.
- [3] WU Z J, YU X, FU L Z, *et al.* A high efficiency oxyfuel internal combustion engine cycle with water direct injection for waste heat recovery[J]. Energy, 2014, 70(3): 110.
- [4] 于潇,付乐中,邓俊,等. 喷水时刻对内燃郎肯循环燃烧及排放特性影响[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2014, 42(4): 582.
YU Xiao, FU Lezhong, DENG Jun, *et al.* Effect of water injection phasing on combustion process in ICRC engine[J]. Journal of Tongji University(Natural Science), 2014, 42(4): 582.
- [5] 于潇,付乐中,邓俊,等. 喷水温度对内燃兰金循环燃烧过程影响的试验研究[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(1): 200.
YU Xiao, FU Lunzhong, DENG Jun, *et al.* Experimental study of the effect of water injection temperature on the combustion process of ICRC cycle [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(1): 200.
- [6] WU Z J, YU X, FU L Z, *et al.* Experimental study of the effect of water injection on the cycle performance of an internal-combustion rankine cycle engine[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D—Journal of Automobile Engineering, 2014, 228(5): 580.
- [7] DE Bellis V, BOZZA F, TEODOSIO L, *et al.* Experimental and numerical study of the water injection to improve the fuel economy of a small size turbocharged SI engine[J]. SAE International Journal of Engines, 2017, 10(2): 550.
- [8] TAUZIA X, MAIBOOM A, SHAH S R. Experimental study of inlet manifold water injection on combustion and emissions of an automotive direct injection Diesel engine[J]. Energy, 2010, 35(9): 3628.
- [9] BOZZA F, DE BELLIS V, TEODOSIO L. Potentials of cooled EGR and water injection for knock resistance and fuel consumption improvements of gasoline engines[J]. Applied Energy, 2016, 169: 112.
- [10] HOPPE F, THEWES M, BAUMGARTEN H, *et al.* Water injection for gasoline engines: potentials, challenges, and solutions[J]. International Journal of Engine Research, 2016, 17(1):86.
- [11] HOPPE F, THEWES M, SEIBEL J, *et al.* Evaluation of the potential of water injection for gasoline engines [J]. SAE International Journal of Engines, 2017, 10(5): 2500.
- [12] IWASHIRO Y, TSURUSHIMA T, ASAUMI Y, *et al.* Fuel consumption improvement and operation range expansion in hcci with direct water injection[J]. Transactions of the Society of Automotive Engineers of Japan, 2002, 33: 103.
- [13] CHO H M, HE B Q. Spark ignition natural gas engines—a review[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(2): 608.
- [14] LI W, LIU Z, WANG Z, *et al.* Experimental investigation of the thermal and diluent effects of EGR components on combustion and NOx emissions of a turbocharged natural gas SI engine[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 88: 1041.
- [15] LIU C, WANG Z, SONG H, *et al.* Experimental and numerical investigation on H₂/CO formation and their effects on combustion characteristics in a natural gas SI engine [J]. Energy, 2018, 143: 597.
- [16] LIU C, LI F, SONG H, *et al.* Effects of H₂/CO addition on knock tendency and lean limit in a natural gas SI engine[J]. Fuel, 2018, 233: 582.
- [17] ZHOU D Z, YANG W M, AN H, *et al.* Application of CFD-chemical kinetics approach in detecting RCCI engine knocking fuelled with biodiesel/methanol[J]. Applied Energy, 2015, 145: 255.