

# 端面和周边进气转子机混合气形成与燃烧特性的对比研究

雷健, 史程

(燕山大学 车辆与能源学院, 秦皇岛 066004)

## Comparative study of mixture formation and combustion characteristics of end-face and peripheral intake rotary engine

LEI Jian, SHI Cheng

(School of Vehicle and Energy, Yanshan University, 066004, China)

**Abstract:** Based on CONVERGE, a three-dimensional model of gasoline/hydrogen dual-fuel rotary engine verified by experiments was constructed to compare and analyze the effects of end-face intake and peripheral intake on the in-cylinder flow field, combustion process, and the formation and distribution of emissions of the hydrogen-doped rotor machine. The results show that: the variation rules of in-cylinder flow field are similar between the two types of air intake; the swirl volume of end-face air intake has a larger variation amplitude; the in-cylinder flow velocity of end-face air intake is 7 m/s faster than that of peripheral air intake at the time of ignition; the combustion process of end-face air intake has a higher generation of OH, H, O, and a faster flame propagation process than that of peripheral air intake; the peak cylinder pressure and the maximal temperature of both types of cylinder pressure and the maximal temperature of the two types of cylinder pressure and flame propagation process are both higher with the increase of the doping amount; the peripheral air intake is smaller than the peripheral air intake under the same working condition. The peripheral air intake is smaller under the same working condition. When the exhaust valve is open, the NO emissions of end-face intake and peripheral intake are 0.148 mg and 0.146 mg, respectively, and the CO emission of end-face intake is 6.6% lower than that of peripheral intake.

**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模型, 对比分析端面进气和周边进气对掺氢转子机缸内流场、燃烧过程以及排放物形成与分布的影响。结果表明: 两种进气方式缸内流场的变化规律类似; 端面进气涡量变化幅度较大; 点火时刻端面进气缸内流速比周边进气快 7 m/s。相比于周边进气燃烧过程, 端面进气的 OH、H、O 生成量更多, 速率更快, 火焰传播过程也较快; 两种方式缸压峰值和温度最大值均随掺氢量增加而升高, 相同工况下周边进气较小。排气门打开时端面进气和周边进气的 NO 排放量分别为 0.148 mg 和 0.146mg, 端面进气 CO 排放比周边进气降低 6.6%。

**关键词:** 掺氢; 双燃料转子机; 燃烧; 端面进气; 周边进气

**Key words:** hydrogen-doped; dual-fuel rotary engine; combustibility; end-face air intake; peripheral air intake

中图分类号: TK411+.2 文献标识码: A

## 0 概述

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<sup>[1]</sup>。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

收稿日期: xxxx-xx-xx

基金项目: 教育部“春晖计划”合作科研项目(HZKY20220239); 河北省高等学校科学技术研究项目(QN2023224)

作者简介: 雷健(2001-), 男, 硕士生, 主要研究方向为低碳、零碳燃料发动机燃烧与排放控制, E-mail: 215227121@qq.com; 史程(联系人), 男, 博士, 讲师, 硕士生导师, 主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制, E-mail: shicheng@ysu.edu.cn。

了发动机领域的广泛关注。转子发动机相比于传统往复活塞式内燃机，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<sup>[2]</sup>。当前转子发动机在无人机、小型船舶和电动增程器等领域已得到广泛应用<sup>[3]</sup>。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<sup>[4]</sup>突出优势引起普遍关注。研究表明<sup>[5-7]</sup>，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<sup>[8,9]</sup>。

目前，国内外学者们对掺混氢气在转子发动机上使用的研究较少。Cichanowicz 等<sup>[10]</sup>试验了掺氢对于汽油转子机的影响，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<sub>x</sub>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左右。Amrouche 等<sup>[11,12]</sup>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：掺混氢气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。进而提高了发动机的燃烧效率及排放特性。Fan 等<sup>[13]</sup>通过对天然气转子机中掺入氢气进行数值模拟，采用氢气缸内直喷耦合天然气气道喷射实现混合气燃烧，结果表明：氢气的低压早喷会引起发动机缸内峰值压力升高29%，从而提高发动机燃烧效率。另外，本课题组基于掺氢转子发动机，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<sup>[5,9,14-16]</sup>，证明了混氢对于改善转子发动机燃烧和排放性能具有明显效果。综上所述，当前相关研究主要集中在掺混氢气对转子机燃烧过程和排放特性的影响因素方面，而对于掺氢转子机进气方式的研究还鲜有报道。

进气过程直接影响发动机燃油的雾化蒸发和混

合气质量，从而对发动机的燃烧品质与碳烟生成起到重要作用。与往复活塞式内燃机单一的进气方式相比，转子发动机的进气方式主要有端面进气和周边进气。进气方式的不同，不仅直接导致发动机的充气效率变化迥异，而且内部流场及缸内湍动能均会随之改变，进而影响燃烧过程和排放物形成过程。所以对于转子发动机进气方式研究的必要性是不言而喻的<sup>[17]</sup>。鉴于此，本文以获取掺氢转子机理想进气方式来优化其燃烧为目的，利用CHEMKIN耦合化学反应动力学机理，通过CONVERGE建立经试验验证的三维动态数值模型，计算获得了不同进气方式条件下缸内三维流场、温度梯度和燃烧反应中重要的中间产物形成过程，从而较为全面的对比分析端面进气和周边进气对掺氢汽油转子发动机燃烧过程的影响，以期混氢转子发动机的进气方式的选择提供理论指导和参考依据。

## 1 三维数值模型的建立与验证

### 1.1 几何模型建立

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三维软件分别建立端面进气和周边进气的转子发动机几何模型。周边进气的气道布置是以保证与端面进气方式的进气相位相同为设计原则。两种进气方式转子发动机的结构示意图如图1所示。图中三角转子所处位置定义为转子机工作的上止点(Top Dead Center, TDC)，即当三角转子的某一燃烧室凹坑中心点处于0°/1080°径向位置，此时该燃烧室容积最小<sup>[18]</sup>。表1为转子发动机主要技术参数。

表1 中文表名转子发动机技术参数

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/(° CA)	75 ATDC, 61 ABDC
排气相位/(° CA)	62 BBDC, 70 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<sup>[19]</sup>，并结合本课题组前期研究成果，所选择的网格类型、网格大

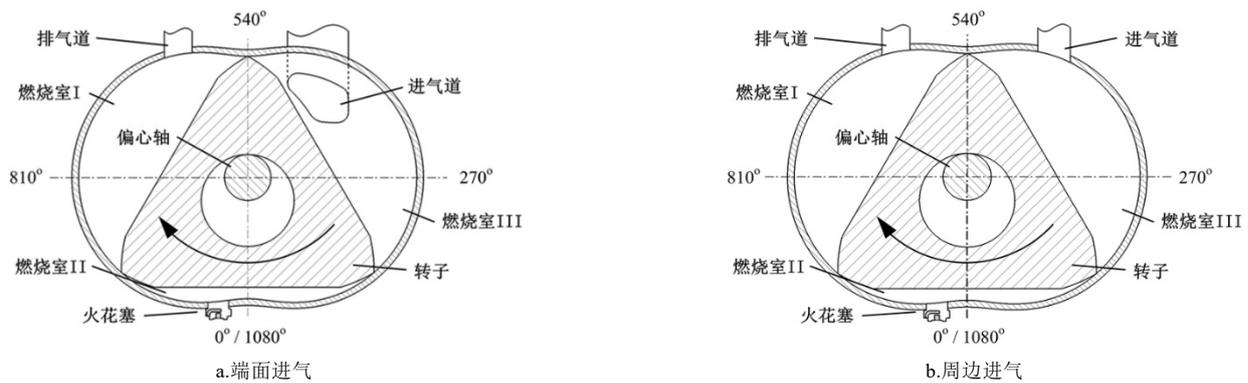


图1 转子发动机结构示意图

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<sup>[20]</sup>。端面进气转子机初始时刻的计算区域网格模型如图2所示，定义的计算区域分别为：三个燃烧室、进气道、排气道以及火花塞；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面。周边进气与端面进气定义的计算区域和燃烧室上下端面相同。

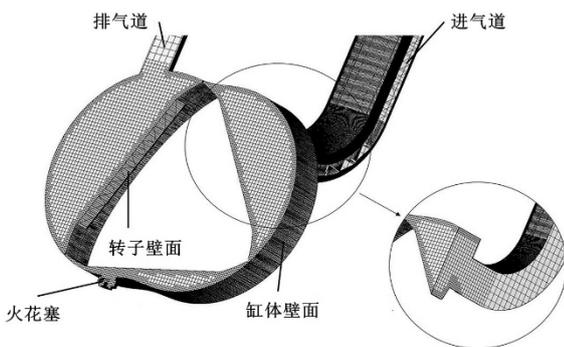


图2 转子发动机三维网格模型

## 1.2 计算模型

为了较为全面的获得转子发动机缸内燃烧过程的准确信息，必须选择合适的湍流模型、燃烧模型、壁面传热模型等数值计算子模型，还需耦合化学动力学机理计算燃烧过程中各组分的分布及浓度，选取的计算模型及反应机理见表2。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。另外，由于本文研究中汽油和氢气是进气道喷射，喷嘴位置距离缸内燃烧室较远，所以假定进入燃烧室的汽油/空气/氢气混合气为均质的。掺氢体积分数( $\alpha_{H_2}$ )的计算公式为

$$\alpha_{H_2} = V_{H_2} / (V_{H_2} + V_{air}) \quad (1)$$

式中 $V_{H_2}$ 和 $V_{air}$ 分别表示进入燃烧室中氢气体积和空气体积。

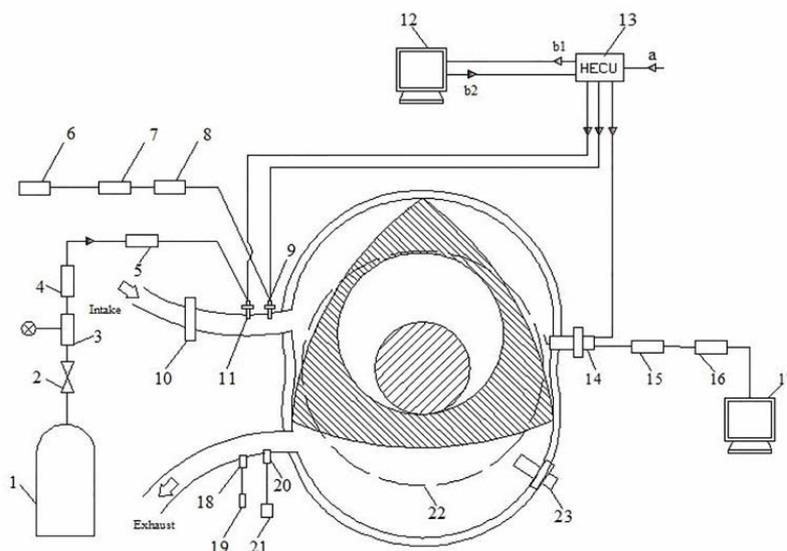
表2 计算模型与反应机理

参数	类型
湍流模型	RNG $\kappa$ - $\epsilon$ <sup>[13,21]</sup>
燃烧模型	SAGE <sup>[15,22]</sup>
壁面传热模型	Wall-function <sup>[23]</sup>
反应机理	PRF <sup>[24]</sup>

## 1.3 可行性验证

端面进气掺氢转子机验证试验装置如图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见<sup>[14, 18]</sup>。数值计算模型的验证模拟工况：发动机转速4500r/min，进气道压力(MAP)0.35 bar，点火时刻25°CA BTDC，当量比 $\Phi=1.0$ 。燃料采用分别掺混 $\alpha_{H_2}=2\%$ 和 $\alpha_{H_2}=4\%$ 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。

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



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 掺氢转子发动机试验装置示意

的边界条件和参数设置均与端面进气方式相同。

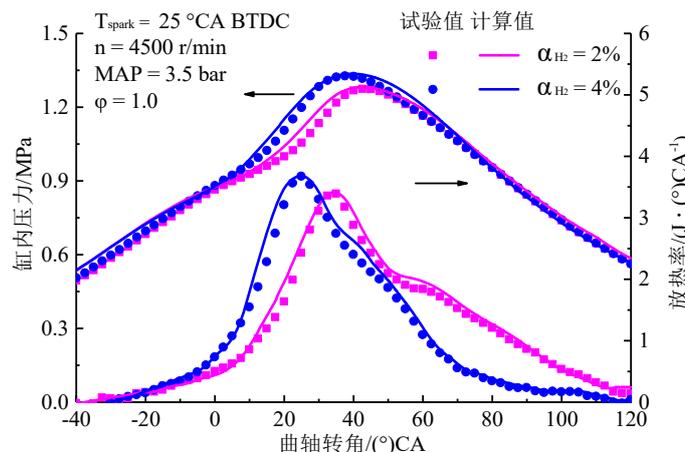


图 4 缸内压力和放热率模拟值与试验值对比

## 2 计算结果与分析

### 2.1 进气方式对缸内流场的影响

掺氢转子发动机在两种进气方式下缸内流线和涡度场变化情况如表 3 所示。进气初期(450 °CA BTDC)，两种进气方式下气流经气道进入燃烧室并撞击燃烧室/转子壁面后均会形成双涡团；周边进气的涡团 A 明显大于涡团 B，这是因为转子运动使燃烧室后部气流向前运动，但又受制于气道射入的高速气流阻碍，造成了空间本就狭小的燃烧室后部形成大尺度的涡团 A，仅有少量气流绕行至进气道两

侧而进入燃烧室前部<sup>[25]</sup>；相比于周边进气，端面进气的两个涡团形状相近，尺度也较大，此转角时刻缸内平均涡量是周边进气的 1.7 倍。进气中后期(350 °CA BTDC)，端面进气两个涡团的半径随着燃烧室容积变大而增大，缸内平均涡量依然大于周边进气但差距缩小；而周边进气涡团 B 增大的同时位于燃烧室尾部的涡团 A 已消失，这表明尾部气流逐渐在燃烧室中前部聚集并随涡团 B 运动。压缩中前期(150 °CA BTDC)，随着燃烧室容积迅速降低，端面进气方式下的涡团 A 耗散不见，涡团 B 被挤入到燃烧室前部；周边进气的大尺度涡流逐渐破碎成小涡团，缸内平均涡量略大于端面进气的涡量。压缩后期(50 °CA BTDC)，转子运动接近上止点，端面进气和周边进气的涡团 B 仍然存在但尺度明显变小；两种进气方式的缸内平均涡量均有小幅度的增加；缸内逐渐形成与转子运动方向一致的单向流。

图 5 为曲轴转角在 30 °CA BTDC 时刻，不同进气方式下  $\alpha_{H_2} = 4\%$  转子机某一燃烧室和火花塞中心剖面区域的速度分布情况。对比两种进气方式的缸内平均流速可以看出，两种进气方式下缸内速度分布大致相同，高流速区域均主要集中在火花塞位置附近的燃烧室中前部，低流速区域位于燃烧室前端和尾部；在相同掺氢转子发动机运行工况下，端面进气的气流平均速度比周边进气的快 7 m/s 左右，这可能会对后续点火时刻的着火稳定性、火焰发展及传播过程造成一定程度的影响。

表 3 两种进气方式缸内流线和涡度场

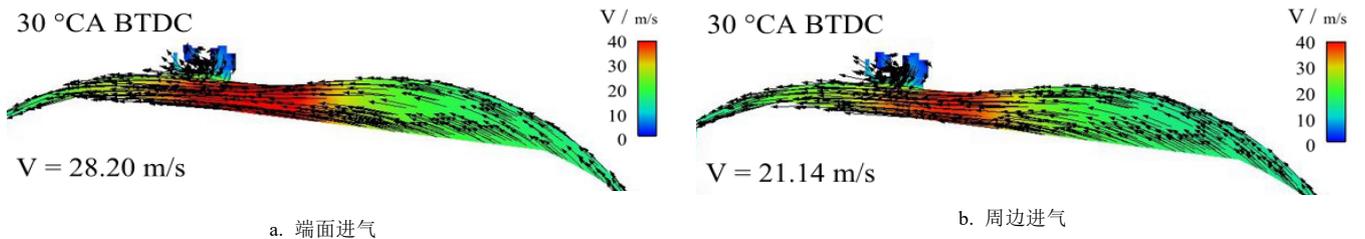
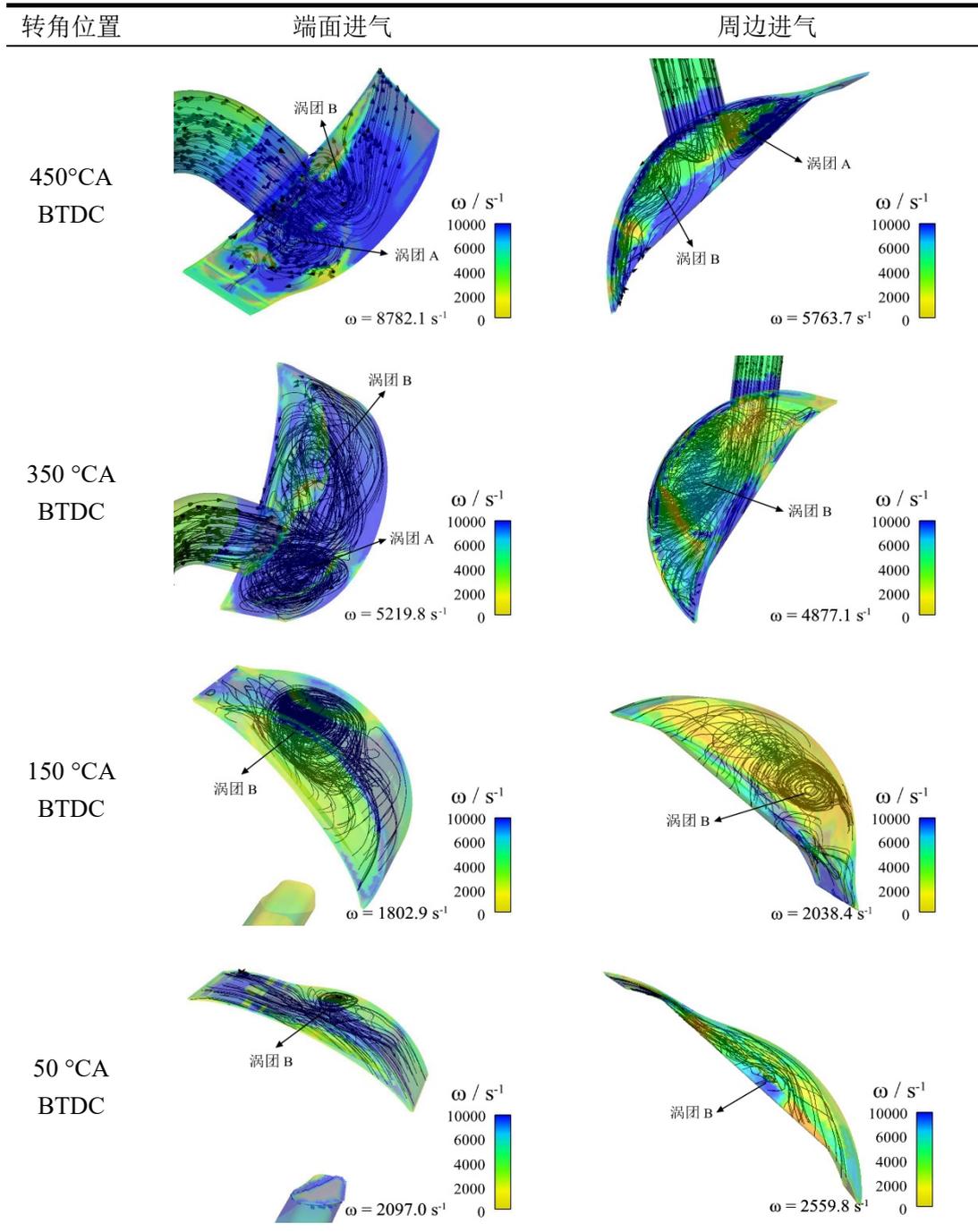


图 5 两种进气方式缸内速度分布

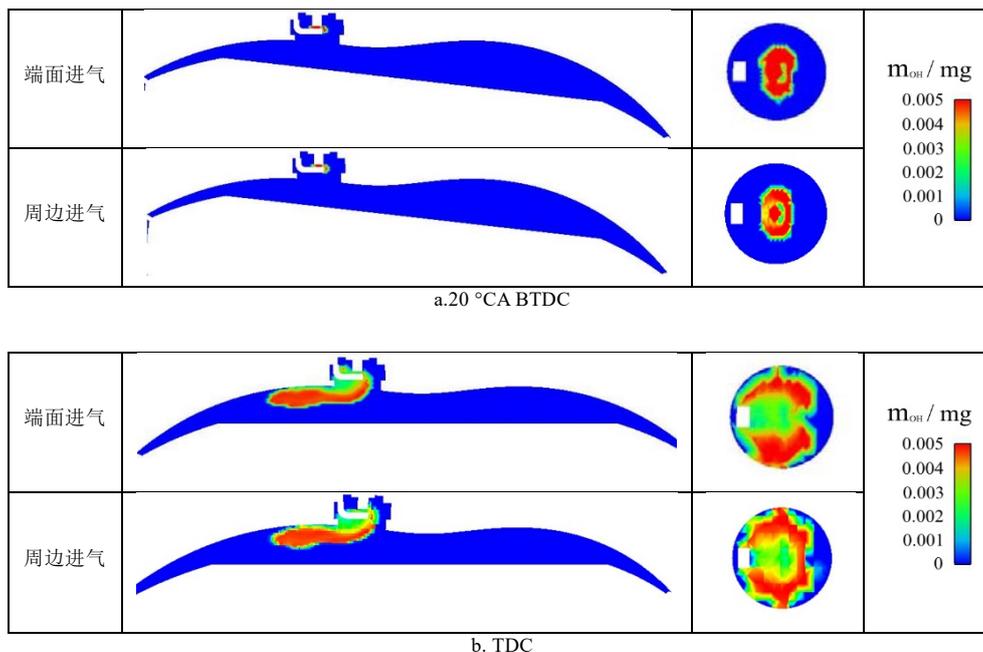


图6 两种进气方式 OH 浓度分布

## 2.2 进气方式对燃烧过程的影响

在相同工况下,不同进气方式下掺氢转子机燃烧差异主要取决于缸内流场分布和混合气流速。自由基(OH基)的浓度分布通常是表征燃烧位置和剧烈程度的重要参数。图6表示在20 °CA BTDC和上止点时刻,不同进气方式下 $\alpha_{H_2} = 4\%$ 转子发动机中OH在某一燃烧室和火花塞中心剖面区域的浓度分布情况。在20 °CA BTDC,端面进气和周边进气下火花塞区域的OH分布面积相差很小,只是端面进气的高浓度范围略大于周边进气的。这主要是由于点火初始阶段的燃烧强度主要由点火能量决定,所以此刻没有明显差异;端面进气缸内的高流速致使火焰发展加快,故端面进气OH高浓度区域略大。

另外,从图6b看出,由于缸内主流流场的作用,燃烧火焰发展方向与转子转动方向一致。上止点时刻两种进气方式下OH的浓度分布大致相同,但从云图中无法进行定量的对比分析,这就需要深入了解直接影响OH生成的化学反应机理。汽油转子机掺混氢气会发生 $OH + H_2 \rightleftharpoons H + H_2O$ 和 $H + O_2 \rightleftharpoons O + OH$ 化学反应,这两个反应不仅是HC燃烧过程中重要的支链组成,而且在极大程度上也决定了混合燃料的燃烧速度<sup>[26]</sup>。这是由于拥有不成对电子且反应强度高的自由基(OH、O和H)在燃烧过程中具有关键作用;燃料中大分子分解主要起始于这些活性自由基的置换反应,并且这些活性自由基也是链式反应的重要驱动力,所以OH、O和H的生成量直接反应了燃料的燃烧速率。图7给出不同进气方式

下某一燃烧室中OH、O和H的质量随曲轴转角的变化趋势。总体上看,两种进气方式下三种活性自由基的生成质量和产生速率基本相同。相比于周边进气条件下,端面进气方式下的OH、O和H质量最大值分别增大3.9%、3.3%和3.5%,所对应的曲轴转角分别提前1.4 °CA、1.0 °CA和2.4 °CA,因此端面进气的活性自由基生成量和生成速度略大于周边进气方式下的生成量和生成速度。这说明在相同工况条件下,掺氢转子机在端面进气方式下的燃烧程度及速率较好一些。

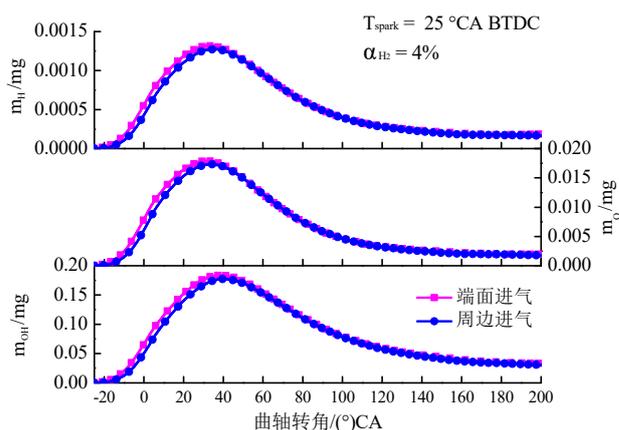


图7 两种进气方式 OH、O、H 的质量

不同进气方式下, $\alpha_{H_2} = 2\%$ 和 $\alpha_{H_2} = 4\%$ 的缸内平均燃烧压力峰值( $P_{peak}$ )及平均燃烧温度最大值( $T_{peak}$ )如图8所示。对比图中 $P_{peak}$ 值可以看出,随着掺混氢气比例的增大,无论是端面进气还是周边进气,缸内燃烧 $P_{peak}$ 均有不同程度地提升;两种进气方式下缸内燃烧 $P_{peak}$ 基本相同,与周边进气方式

相比,端面进气方式下  $\alpha_{H_2} = 2\%$  和  $\alpha_{H_2} = 4\%$  转子发动机中缸内燃烧  $P_{peak}$  仅分别提高了 0.12% 和 0.17%。另外,由图中  $T_{peak}$  值可知,掺氢比例从 2% 增加到 4%, 两种进气方式下缸内燃烧  $T_{peak}$  均有所增大,这是因为虽然混氢比例增加挤占了进气道内一部分空气量,导致进入缸内的混合气总质量和总能量随之降低,但是掺氢量增加后加快的燃烧进程使得混合气燃烧放热更加集中,所以平均温度峰值随掺氢量增加而升高;周边进气的  $P_{peak}$  小于端面进气的,

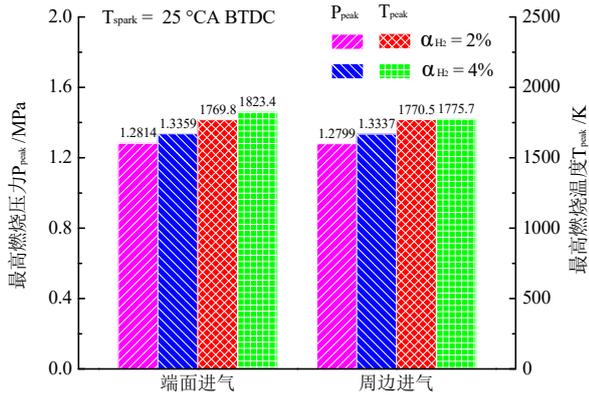


图 8 两种进气方式缸内最高燃烧压力和温度

尤其是  $\alpha_{H_2} = 4\%$  条件下,两者相差约 48K。因此,

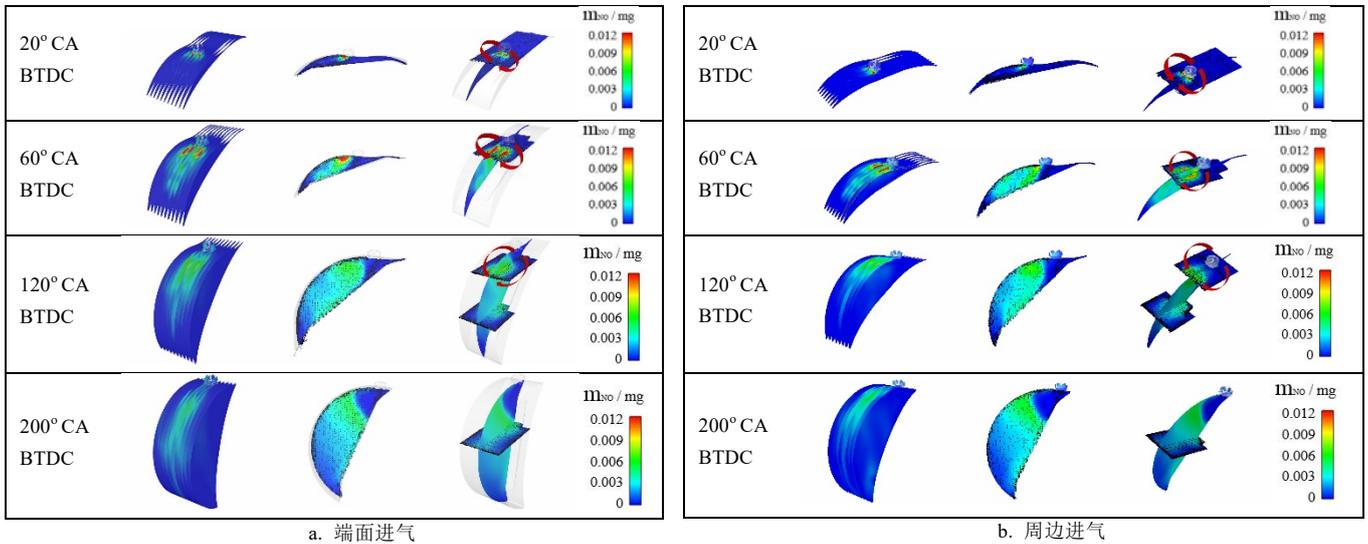


图 9 两种进气方式缸内 NO 排放分布

比较不同进气方式下,  $\alpha_{H_2} = 4\%$  的掺氢转子发动机缸内 NO 排放随曲轴转角变化的曲线见图 10。由图发现,相比于端面进气,周边进气方式下转子机缸内 NO 的生成质量的峰值较小,生成速率也较慢。分析原因是端面进气方式下较高的燃烧温度增加了缸内的平均温度,较高的缸内温度会加快燃烧反应速率,促进热 NO 的生成,故此种进气方式下形成 NO 的质量较多,生成速率更快。排气门打开

相比于周边进气方式,端面进气的燃烧压力及温度较高。

### 2. 3 进气方式对排放物形成与分布的影响

图 9 为两种进气方式下,  $\alpha_{H_2} = 4\%$  的缸内 NO 排放在不同曲轴转角时刻的分布特性。从图中看出, NO 主要分布在火花塞附近的已燃区域,并形成轴向方向上的两个 NO 浓区。这主要是由于 NO 的形成主要受缸内温度变化影响,火花塞附近的已燃区温度较高,加之燃烧室后部的火焰传播被主流流场抑制,持续的燃烧使得燃烧室中前部的温度快速升高,NO 的浓度较高;单向流场撞击燃烧室上下端面后,会形成两个方向相反的涡团,在高温已燃区涡团内的气体与  $N_2$  继续反应生成 NO,故形成两个 NO 浓区。当曲轴转角增加至  $120^\circ$  CA ATDC 时刻之后,NO 高浓度范围逐渐变小。究其原因是由于缸内容积增大,相向的涡团逐渐耗散消失且缸内平均温度下降,抑制了 NO 的继续生成,NO 被主流流场推向容积较大的燃烧室前部,所以 NO 浓度逐渐下降。

时刻(208 °CA),端面进气和周边进气方式下,NO 的排放量分别为 0.148 mg 和 0.146mg,可见进气方式的改变对掺氢转子机的 NO 排放略有影响。

图 11 为不同进气方式下,  $\alpha_{H_2} = 4\%$  的掺氢转子发动机缸内 CO 排放随曲轴转角的变化趋势。对比图中的变化曲线,端面进气方式下的燃烧前期 CO 生成量较多,而在燃烧后期 CO 生成量明显低于周边进气方式的 CO 生成量。出现这样的变化一方面

是由于 CO 是 HC 燃料燃烧过程中的中间产物, 其主要分布在反应剧烈的火焰面上, 而端面进气方式下燃烧速率要快于周边进气方式下的, 所以在燃烧前期的同一曲轴转角下, 端面进气的 CO 质量较高; 另一方面, CO 的主导氧化反应路径为  $\text{CO} + \text{OH} \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{H}$ , 因为端面进气方式下自由基 OH 生成质量较高(见图 7), 所以此种进气方式下较高的 OH 浓度会加剧 CO 的进一步氧化, 故在燃烧后期 CO 质量较小。此外, 在排气门打开时刻, 与周边进气相比, 端面进气方式下 CO 排放量降低了 6.6%。

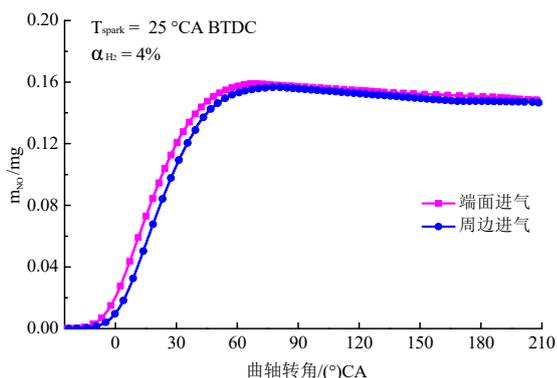


图 10 两种进气方式缸内 NO 的质量

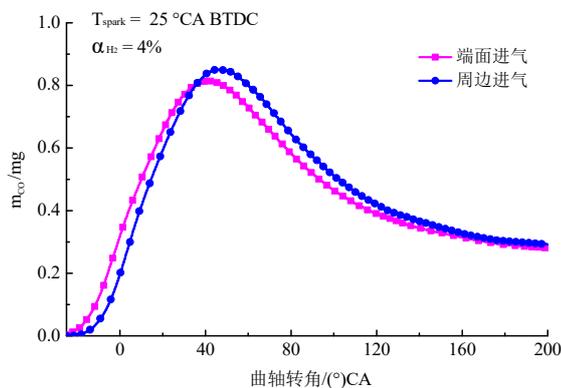


图 11 两种进气方式缸内 CO 的质量

### 3 结论

(1) 应用 CONVERGE 软件, 分别建立端面进气和周边进气方式下掺氢转子发动机工作过程的计算模型, 并将仿真结果与试验数据进行比较验证, 构建了符合两种进气方式下汽油/氢气双燃料转子机燃烧过程的三维模拟动态模型。

(2) 进气阶段, 两种进气方式的气流撞击燃烧室/转子壁面后形成双涡团, 端面进气的涡团尺度较大, 缸内平均涡量是周边进气的 1.7 倍; 随着燃烧室容积的变大, 两种进气方式的涡团尺度均有不同

程度地增加, 但周边进气逐渐变成单涡团 B。压缩阶段, 端面进气的涡团 A 耗散, 涡团 B 被挤入到燃烧室前端; 随着燃烧室容积变小, 两种进气方式的涡团 B 尺度变小, 但平均涡量有小幅度增加, 周边进气涡量略大; 缸内逐渐形成与转子运动方向一致的单向流。点火时刻前后, 两种进气方式的速度场分布类似, 端面进气的平均流速比周边进气快 7 m/s。

(3) 两种进气方式的火焰在主流流场作用下, 传播方向与转子运动方向相同的燃烧被促进, 反之则被抑制。相比于周边进气, 端面进气的 OH、O 和 H 生成量峰值分别增大 3.9%、3.3% 和 3.5%, 所对应的曲轴位置分别提前 1.4、1.0 和 2.4 °CA。两种进气方式下缸压最大值和温度峰值随掺氢量增加而升高, 由于端面进气的燃烧速率更快, 混合气发热更集中, 其缸压和温度峰值均大于周边进气方式。

(4) 两种进气方式的 NO 分布在火花塞附近的已燃区域, 并形成轴向上的两个 NO 浓区; 随着曲轴转角增加及燃烧室容积增大, NO 高浓度范围呈现先增大后减小趋势; 周边进气的 NO 生成量峰值较小, 生成速率也较慢; 排气门打开时端面进气和周边进气的 NO 排放量分别为 0.148 mg 和 0.146 mg。端面进气的燃烧前期 CO 排放较多, 而在燃烧后期 CO 排放低于周边进气的 CO 排放; 排气门打开时刻, 与周边进气相比, 端面进气方式下 CO 排放量降低了 6.6%。

### 参考文献:

- [1] Huang H, Wang Q, Shi C, et al. Comparative Study of Effects of Pilot Injection and Fuel Properties on Low Temperature Combustion in Diesel Engine under a Medium EGR Rate[J]. Applied Energy, 2016, 179: 1194--1208.
- [2] Fedyanov E A, Levin Y V, Itkis E M, et al. Gaseous hydrogen addition to the basic fuel as the way for improvement of Wankel rotary engine ecological characteristics[C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2019, 537(6): 062031.
- [3] Su T, Ji C, Wang S, et al. Idle performance of a hydrogen rotary engine at different excess air ratios[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2018, 43(4): 2443-2451.
- [4] Shi C, Ji C, Ge Y, et al. Effects of split direct-injected hydrogen strategies on combustion and emissions performance of a small-scale

- rotary engine[J]. *Energy*, 2021, 215: 119124.
- [5] 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.
- [6] Amrouche F, Erickson P A, 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.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] Su T, Ji C, Wang S, et al. Reducing the Idle Speed of a Gasoline Rotary Engine with Hydrogen Addition[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, 42: 23218--23226.
- [10] Cichanowicz J E, Sawyer R F. Rotary Engine Combustion with Hydrogen Addition[J]. *SAE Paper NO. 760611*, 1976.
- [11] Amrouche F, Erickson P, Park J, et al. An Experimental Evaluation of Ultra-lean Burn Capability of a Hydrogen-enriched Ethanol-fueled Wankel Engine at Full Load Condition[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016, 41(42): 19231--19242.
- [12] 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.
- [13] Fan B, Pan J, Liu Y, et al. Effect of Hydrogen Injection Strategies on Mixture Formation and Combustion Process in a Hydrogen Direct Injection Plus Natural Gas Port Injection Rotary Engine[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 180: 150--164.
- [14] 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.
- [15] Shi C, Chai S, Di L, et al. Combined experimental-numerical analysis of hydrogen as a combustion enhancer applied to Wankel engine[J]. *Energy*, 2023, 263: 125896.
- [16] Shi C, Ji C, Ge Y, et al. Parametric analysis of hydrogen two-stage direct-injection on combustion characteristics, knock propensity, and emissions formation in a rotary engine[J]. *Fuel*, 2021, 287: 119418.
- [17] Fan B, Pan J, Tang A, et al. Experimental and Numerical Investigation of the Fluid Flow in a Side-ported Rotary Engine[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 95: 385--397.
- [18] Su T, Ji C, Wang S, et al. Improving Idle Performance of a Hydrogen-gasoline Rotary Engine at Stoichiometric Condition[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, 42: 11893--11901.
- [19] Convergent Science Corp. *CONVERGE Theory Manual*; 2014.
- [20] Yang J, Ji C, Wang S, et al. A Comparative Study of Mixture Formation and Combustion Processes in a Gasoline Wankel Rotary Engine with hydrogen port and direct injection[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 168: 21--31.
- [21] 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.
- [22] 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.
- [23] 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.
- [24] Liu Y, Jia M, Xie M, et al. Enhancement on a Skeletal Kinetic Model for Primary Reference Fuel Oxidation by Using a Semidecoupling Methodolo-

gy[J]. Energy&Fuels, 2012, 26: 7069--7083.

- [25] Fan B, Pan J, Yang W, et al. Effects of Different Parameters on the Flow Field of Peripheral Ported Rotary Engines[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2015, 9(1): 445--457.
- [26] Wang J, Huang Z, Tang Z, et al. Effect of Hydrogen Addition on Early Flame Growth of Lean Burn Natural Gas-air Mixtures[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2010, 35: 7246--7252.