

## 二冲程自由活塞发动机扫气与排放仿真研究

张宇<sup>1</sup>, 肖进<sup>1\*</sup>, 张宸<sup>2</sup>

1. 上海交通大学 动力机械与工程教育部重点实验室, 上海 200240;

2. 上海交通大学 智慧能源创新学院, 上海 200240

**摘要:**利用 CONVERGE 软件建立二冲程自由活塞发动机的三维计算流体力学 (computational fluid dynamics, CFD) 仿真模型, 研究扫气压力、点火时刻对缸内扫气、燃烧和 CO<sub>2</sub>、NO<sub>x</sub>、CO 废气排放的影响。仿真研究结果表明: 随着扫气压力增大, 缸内扫气效果变好, 更多新鲜气体进入缸内, CO<sub>2</sub> 和 NO<sub>x</sub> 的生成和排放增加, CO 减少; 点火时刻影响缸内燃烧, 随着点火时刻推迟, 缸压峰值和缸内平均温度降低, CO 的生成及排放增加, NO<sub>x</sub> 的生成及排放减少。自由活塞发动机试验过程时, 应当综合选取工况条件, 使得燃烧、扫气、排放等达到综合最优效果。

**关键词:**自由活塞发动机; 二冲程; 扫气; 换气; 燃烧; 排放; 三维 CFD 仿真

**中图分类号:** TK401

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1673-6397(2023)01-0001-08

**引用格式:** 张宇, 肖进, 张宸. 二冲程自由活塞发动机扫气与排放仿真研究[J]. 内燃机与动力装置, 2023, 40(1): 1-8.

ZHANG Yu, XIAO Jin, ZHANG Chen. Simulation study on scavenging and emission of two stroke free piston engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023, 40(1): 1-8.

### 0 引言

具有曲柄连杆机构的回转式内燃机存在结构复杂、机械传递链长、摩擦损失大、能量转换效率低等明显缺点<sup>[1]</sup>。曲轴系统产生的活塞侧向力导致摩擦损失较高, 对回转式内燃机的性能和机械传动效率影响显著<sup>[2]</sup>。自由活塞式内燃机不受曲轴系统限制, 具有结构简单、能量转换率高、摩擦损失低、压缩比可变、多燃料可行性等诸多优点<sup>[3-5]</sup>。目前应用最广泛的是将自由活塞式内燃机与直线电机结合起来, 构成自由活塞直线发电机, 未来应用于增程式新能源汽车用作增程器。

单活塞式自由活塞直线发电机结构简单, 且有回复装置, 系统运行时更加稳定、易于控制<sup>[6]</sup>。单活塞式自由活塞直线发电机通常由 1 台二冲程自由活塞式内燃机、1 台直线电机和 1 套回复装置构成。燃料在自由活塞式内燃机中燃烧推动活塞移动, 将与活塞连接的直线电机动子的动能通过电磁感应作用转化成定子线圈电能进行存储和利用; 回复装置使活塞部件顺利地由下止点回到上止点并进行下一循环<sup>[7]</sup>。二冲程发动机的换气过程与四冲程发动机相比主要有 3 个特点。1) 换气时间短。四冲程发动机的进气冲程和排气冲程的总时间对应的曲轴转角约为 380°~435°, 二冲程发动机的换气过程约为 120°~200°。2) 换气重叠期长。四冲程发动机仅在上止点附近出现气门叠开期, 对应的曲轴转角仅为 20°~60°, 二冲程发动机只有进气口和排气口同时打开时才能完成换气, 整个换气过程都为重叠期。3) 非强制换气。四

**收稿日期:** 2022-11-14

**基金项目:** 上海市科委高新技术领域项目 (19511108500)

**第一作者简介:** 张宇 (1998—), 男, 重庆奉节人, 硕士研究生, 主要研究方向为自由活塞内燃直线发电系统, E-mail: zhangyida1314520@sju.edu.cn。

**\*通信作者简介:** 肖进 (1973—), 男, 湖南安化人, 工学博士, 副教授, 主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制、自由活塞式内燃机直线发电混合动力系统、无人机动力系统, E-mail: xiaojin@sju.edu.cn。

冲程发动机可以在排气冲程中利用活塞推动废气强制排出气缸,二冲程发动机利用新鲜空气进入进气口时将废气排出。

扫气及换气过程对二冲程自由活塞发动机的正常燃烧以及活塞做功至关重要,国内外对扫气和换气过程的研究较多。Sigurdsson 等<sup>[8]</sup>通过对不同结构参数下扫气模型速度场、压力场及温度场的模拟和预测,优化了相应扫气过程; Franke 等<sup>[9]</sup>采用计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)进行仿真研究,表明发动机的转速和进、排气压力在扫气过程中及结束后对缸内的废气分布影响显著,并且指出残余废气分布于气缸轴线附近;Liu 等<sup>[10]</sup>从扫气模型角度研究了对置活塞式自由活塞发动机的换气过程,通过 CFD 仿真计算得出了换气过程中的废气分布,但并未详细探讨废气分布规律;姜国栋等<sup>[11]</sup>采用 ICE-ALE 数值计算方法研究了直流扫气二冲程柴油机的气体流动过程,获得了与试验结果拟合度较高的数据结果及不同进气口几何参数下内燃机的性能预测结果;裴玉姣<sup>[12]</sup>基于 AVL-Boost 建立了自由活塞柴油机的一维仿真模型,研究了不同工况下进、排气口高度等结构参数对换气过程以及内燃机性能的影响,得出了最佳的参数组合;Wu 等<sup>[13]</sup>为提高内燃机燃烧热效率以及降低废气排放,基于自由活塞式内燃机换气过程进行三维 CFD 仿真,分析了进气口倾角和高度对换气效率的影响,并对结构进行了优化,扫气效率提高了 11%。

传统二冲程发动机由于扫气时间较短,往往燃烧和排放性能较差<sup>[14]</sup>,二冲程自由活塞发动机的燃烧、排放及扫气对整个自由活塞直线发电机系统影响较大,需要对其扫气以及燃烧后排放进行研究。本文中主要对采用缓冲罐提供稳定扫气压力的自由活塞式内燃机在不同扫气压力和点火时刻的燃烧、排放以及扫气情况进行分析,为后续开展样机试验提供参考。

## 1 模型建立与验证

### 1.1 三维仿真模型建立

自由活塞汽油发动机的主要技术参数如表 1 所示,其中进气口和排气口的位置指缸壁处进、排气口上端中心距活塞运动上止点的垂直高度。

表 1 自由活塞发动机主要技术参数

缸径/mm	行程/mm	进气口数量	进气口位置/mm	进气口高度/mm	排气口数量	排气口位置/mm	排气口高度/mm
70	90	5	68.25	10.3	2	49.53	33.3

本文中采用缓冲罐作为新鲜空气进入进气口的中间装置,可以使进气口的扫气压力维持相对恒定,并能改变进气压力大小;选择 CONVERGE 仿真软件进行特定结构自由活塞式内燃机的燃烧排放及扫气特性研究,CONVERGE 软件在发动机三维仿真计算时可以自动划分网格,节省大量计算时间,提高计算效率。利用 CONVERGE 三维数值仿真计算前,在 SOLIDWORKS 软件中建立自由活塞发动机三维模型,模型如图 1 所示,发动机的扫气系统由 2 个排气口和 5 个进气口构成,建立自由活塞发动机三维模型后,由于 CONVERGE 软件所需要的三维模型为流体接触域,因此提取三维模型的内部气体接触部分并导入到 CONVERGE 软件中,添加活塞部分并划分各区域,CONVERGE 中自由活塞发动机初步网格划分模型如图 2 所示。

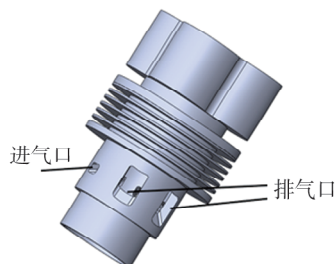


图 1 自由活塞发动机缸体三维模型

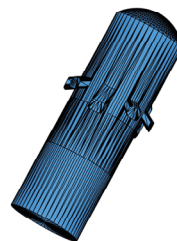


图 2 自由活塞发动机网格模型

由于 CONVERGE 中没有针对自由活塞发动机运动的模块,因此采用等效曲轴连杆方式对活塞运动进行设置,在曲轴半径与连杆长度的比即连杆比较小时,曲轴连杆发动机和自由活塞发动机在进、排气口开启区域的扫气过程以及燃烧过程更接近<sup>[15]</sup>。本文中主要研究扫气换气以及排放过程,因此选择连杆比为 1/4 的发动机模型进行仿真计算,即设置等效连杆长度为 180 mm。

在进行三维数值仿真过程中,CONVERGE 软件可以随活塞移动自动生成运动体网格。在设定基础网格尺寸过程中,应考虑网格尺寸对计算精度的影响,在正式计算前进行网格无关性的分析与验证<sup>[16]</sup>。自由活塞发动机的几何形状较简单,因此选取基础网格尺寸分别为 3.5、3.0、2.5 mm 的立方体网格进行对比计算。以缸内压力作为参考变量,活塞到达上止点时设定为 0°,向下止点运动为正方向,计算的起点为 -180°,由于前 2 个循环的仿真计算结果波动较大,从第 3 个循环开始趋于稳定,因此选取第 3 个循环即曲轴转角 540°~900°的计算结果进行对比,同时将横坐标等效转换成曲轴转角 -180°~180°,不同网格尺寸的缸压计算结果对比如图 3 所示。由图 3 可知:3 种网格尺寸计算时缸内压力的差别不大,仅缸压峰值周围有较小的差异;将该区域放大后可以发现网格尺寸为 3.0 mm 和 2.5 mm 时缸压差异很小。综合考虑准确性和计算速度,计算过程中采用基础网格尺寸为 3.0 mm 进行计算,在计算的过程中网格数量随着活塞的移动变化,最大约为 13 万左右;同时在计算时还应对关键部位进行加密处理,其中对燃烧的气缸部分、气缸盖、进气口及排气口进行 2 倍加密处理,对火花塞点火位置、喷油嘴喷孔处进行 3 倍嵌入式加密处理,对燃烧以及扫气过程进行温度和速度的自适应加密处理。

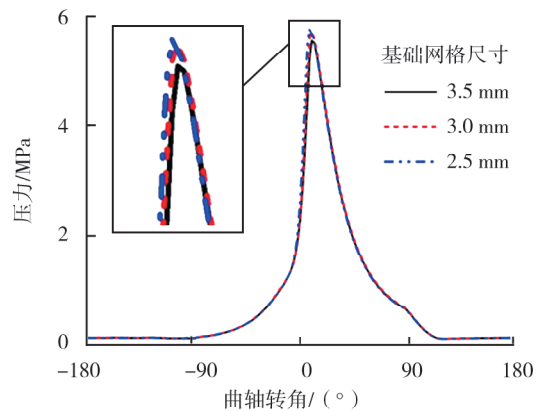


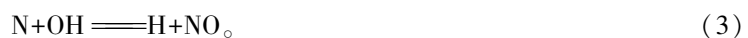
图 3 基础网格尺寸对缸压计算结果的影响

仿真过程中采用的主要边界条件如表 2 所示,物理模型按照常规汽油机缸内直喷燃烧的方式进行设定。

表 2 边界条件

缸盖温度/K	缸壁温度/K	进气温度/K	活塞温度/K	扫气压力/MPa
500	450	300	450	0.11~0.16

化学反应机理采用包含 C、H、O、N 4 种化学元素共 48 种组分以及 152 种可能的化学反应的基础燃料(primary reference fuel, PRF)简化机理;湍流模型采用雷诺平均纳维-斯托克斯方程(Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS)模型中的重整化群(renormalization group, RNG)  $k-\varepsilon$  模型,该模型在内燃机流场结构、传热以及燃烧排放物预测方面比标准的  $k-\varepsilon$  模型更接近实测结果<sup>[17]</sup>;燃烧模型采用 SAGE 化学求解模型,该模型允许将输入文件与详细化学动力学原理运用到发动机的燃烧模拟中,并且与自适应网格相结合,可以较好地预测燃烧;点火采用赋予对应点火位置点火能量的形式进行点火; $\text{NO}_x$  生成模型采用燃烧时常用的 Extended Zeldovich 模型,该模型主要用 3 个化学反应方程进行描述:



为模拟喷射压力为 9 MPa 的缸内直喷喷油器,采用适用于喷射速度较高的 KH(Kelvin-Holmholtz)模型;液滴碰撞模型采用 O'Rourke 模型,该模型采用简化 Brazier-Smith 水滴碰撞结果且只考虑聚合与摩擦分离 2 种可能的统计模型。仿真时的边界条件按照试验条件进行设置,为了探究不同扫气压力对扫气结果以及排放结果的影响,结合实验室缓冲罐能够提供的扫气压力,将扫气压力设置为 0.11、0.12、0.13、

0.14、0.15、0.16 MPa 进行仿真计算。

## 1.2 仿真模型验证

为了验证三维仿真模型的准确性,将仿真计算缸压数据与试验台架缸压传感器测得缸压数据进行对比。工况条件为:转速为 2000 r/min,每循环喷油量为 20.06 mg,扫气压力 0.15 MPa,采用大气压力自然排气方式。

由于发动机冷起动时数据与稳定运行时数据差别较大,因此选取自由活塞发动机稳定运行后的某循环缸内压力进行对比,并将自变量转化为曲轴转角为  $-180^{\circ} \sim 180^{\circ}$ ,仿真与试验结果对比如图 4 所示。由图 4 可知:试验与仿真结果在大多数位置一致,只在上止点附近有较大的差异;曲轴转角为  $15^{\circ}$  时缸压最大,试验测得缸压为 5.277 MPa,仿真计算缸压为 4.961 MPa,此时差别最大,约为 6% 左右,小于 10%,在可接受的误差范围内;在进气口和排气口开启的区域缸压几乎一致,可认为该仿真模型与实测结果基本一致,说明该仿真模型具有一定的可靠性,可进行仿真计算。

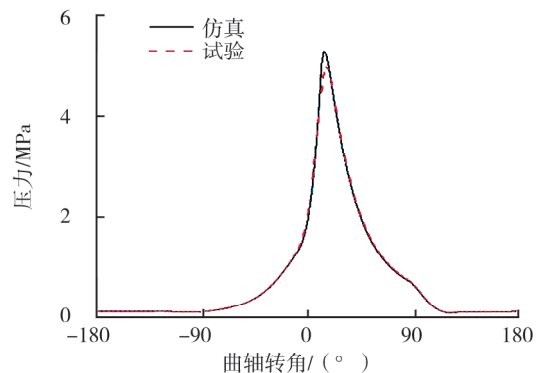


图4 三维仿真缸压与试验测试结果对比

## 2 仿真结果分析

### 2.1 评价指标

$O_2$  是新鲜空气的主要成分,可以用来表征缸内的燃烧程度及换气情况; $CO_2$  是燃烧产生的典型产物,可以用来表征缸内的换气程度和扫气情况; $NO_x$  和  $CO$  是燃烧产生的主要污染物,可以用来表征自由活塞发动机的废气排放情况。为了研究扫气压力和点火时刻对发动机扫气效果和排放性能的影响,采用缸内  $O_2$ 、 $CO_2$ 、 $CO$  以及  $NO_x$  质量作为燃烧及排放的相关参数;对缸内压力、温度以及放热率进行分析,研究不同点火时刻对于燃烧以及排放的影响。为量化缸内换气程度,采用残余废气系数  $\Phi_r$  表征换气程度:

$$\Phi_r = m_r / m_1, \quad (4)$$

式中: $m_r$  为缸内残留的前一循环的废气质量,mg; $m_1$  为进入气缸的新鲜空气质量,mg。

### 2.2 扫气压力对缸内换气及排放的影响

为研究扫气压力对缸内换气以及燃烧排放的影响,分别设置扫气压力为 0.11、0.12、0.13、0.14、0.15、0.16 MPa,设置发动机等效转速为 2000 r/min,设置点火时刻为上止点前曲轴转角  $20^{\circ}$ ,每循环喷油量固定为 20.06 mg(后续仿真均为 20.06 mg)。由于仿真时前 2 个循环的波动较大,因此选取后面具有循环性的周期进行分析,各工况选取同一周期即  $360^{\circ}$  内的数据进行比较分析,并将曲轴转角等效转化为  $-60^{\circ} \sim 300^{\circ}$ 。不同扫气压力下缸内  $O_2$ 、 $CO_2$ 、 $CO$ 、 $NO_x$  质量随活塞位置即等效曲轴转角变化如图 5 所示,扫气压力为 0.15 MPa 时缸内温度变化曲线如图 6 所示,不同扫气压力对残余废气系数的影响如图 7 所示。

由图 5a)可知:曲轴转角为  $-20^{\circ}$  附近,由于点火进行燃烧,消耗大量  $O_2$ , $O_2$  质量迅速降低并且保持在一个较低的水平;曲轴转角为  $115^{\circ}$  时进气口打开,大量新鲜气体进入缸内,因此  $O_2$  质量迅速增大,同时新鲜气体对缸内进行扫气,随着  $O_2$  浓度的增加,在  $205^{\circ}$  时, $O_2$  质量达到最大,进气口和排气口进出  $O_2$  的速率达到平衡;随着活塞上移, $O_2$  质量逐渐降低,当曲轴转角为  $270^{\circ}$  左右时,进、排气口都处于关闭状态,缸内  $O_2$  质量保持恒定直至发生燃烧。

由图 5b)可知:曲轴转角为  $-20^{\circ}$  时燃烧,产生大量  $CO_2$ ,之后活塞继续向下止点移动,在排气口开启前缸内仍在发生燃烧,气体保持高温高压状态,因此  $CO_2$  质量持续增加,但由于缸内  $O_2$  质量逐步下降,因此  $CO_2$  的生成速率降低,直至  $90^{\circ}$  左右排气口打开,但此时进气口未打开,缸内进入纯排气阶段, $CO_2$  质量

迅速大量减少;曲轴转角为 115°时扫气口打开,CO<sub>2</sub> 质量减少的速率有所降低,这是因为一方面缸内近 2/3 的 CO<sub>2</sub> 已经排出,残余 CO<sub>2</sub> 浓度降低,同时由于缸内压力下降,使排气口排出的 CO<sub>2</sub> 减少;另一方面是因为进气口开启使得缸内气体流场发生改变,此后直至发生燃烧前缸内 CO<sub>2</sub> 质量都保持在较低的水平。

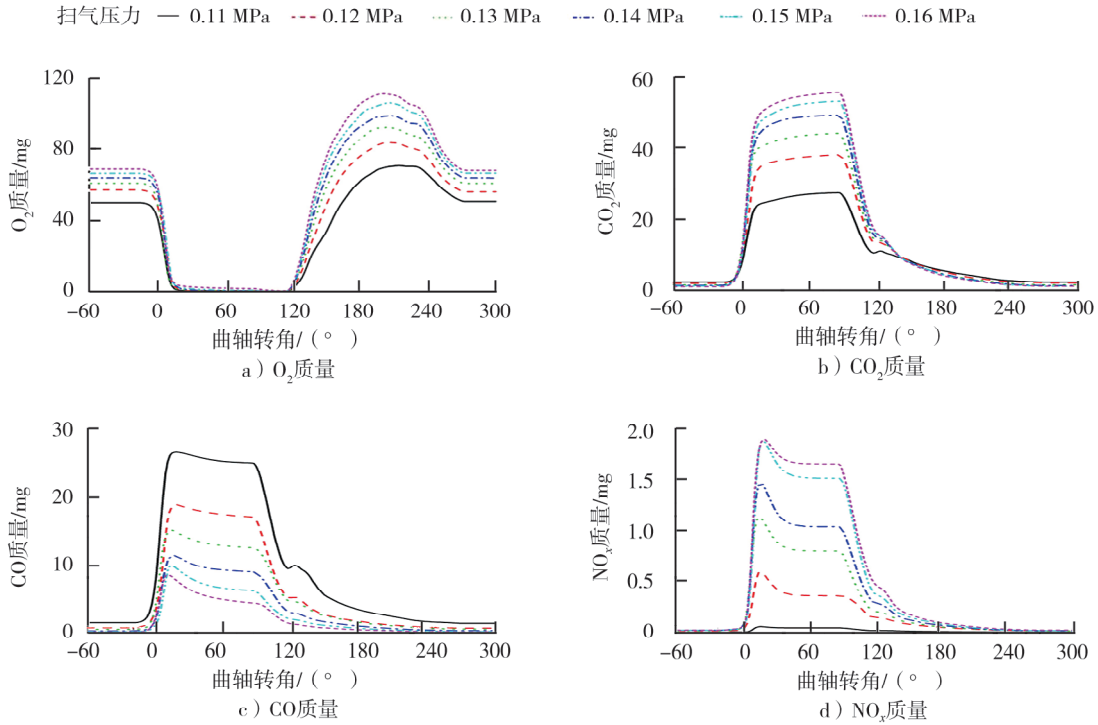


图 5 不同扫气压力下缸内 O<sub>2</sub>、CO<sub>2</sub>、CO、NO<sub>x</sub> 质量随曲轴转角的变化曲线

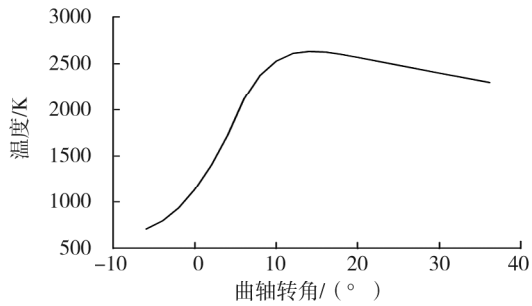


图 6 扫气压力为 0.15 MPa 时缸内温度变化曲线

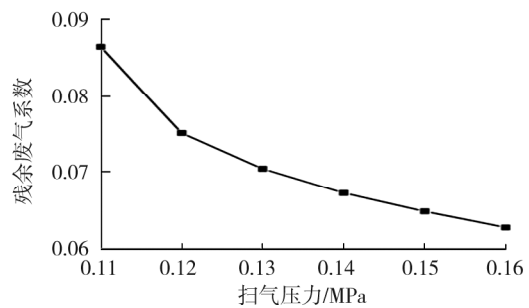


图 7 扫气压力对残余废气系数的影响

由图 5c)可知:CO 和 CO<sub>2</sub> 的质量变化曲线大致相似,均随发动机燃烧以及进、排气口的打开质量发生变化,但 CO 在燃烧后至进、排气口打开前部分区域的质量变化趋势与 CO<sub>2</sub> 相反,主要由于燃烧后,缸内气体保持高压高温状态,促使部分 CO 转化成 CO<sub>2</sub>,因此 CO 质量有所降低。

由图 5d)及图 6 可知:缸内 NO<sub>x</sub> 产生的峰值是在上止点后曲轴转角 15°左右,扫气压力 0.15 MPa 时缸内最高温度也是出现在曲轴转角为 15°时,这是因为高温促进 NO<sub>x</sub> 的生成,因此 NO<sub>x</sub> 变化趋势与缸内温度密切相关,而且随着进、排气口开启逐步被排至缸外。

随着扫气压力增加,缸内 O<sub>2</sub> 在扫气结束后质量也会增加,这主要是因为扫气压力较大时,进气过程中缸内保持较大压力。根据气体状态方程可知,相同体积的气体在压力较大时质量也较大,这表明在扫气压力较高时扫气过程能够维持较高的缸压和较多的新鲜气体;随着扫气压力增大,缸内 CO<sub>2</sub> 质量在扫气结束后减小,这主要是由于在进气口和排气口开启后的扫气阶段,更高的扫气压力能够加剧缸内气体

流动,同时也能够更加有效地推动缸内废气排出;缸内燃烧后的  $\text{CO}_2$  峰值随着扫气压力的增加而增加,这主要是由于缸内进行的是富燃料燃烧,扫气结束后缸内  $\text{O}_2$  质量增加使得燃烧时生成更多  $\text{CO}_2$ ;在扫气结束后缸内  $\text{CO}$  含量随着扫气压力的增加而减少,原因与  $\text{CO}_2$  的变化类似,但  $\text{CO}$  的峰值变化与  $\text{CO}_2$  相反,主要是因为缸内  $\text{O}_2$  增多会抑制  $\text{CO}$  生成,使得  $\text{CO}$  和  $\text{CO}_2$  的相互转化朝有利于  $\text{CO}_2$  生成的方向进行;扫气过程结束时,缸内  $\text{NO}_x$  含量随着扫气压力的增大而增加,但差异不大,主要原因是扫气压力较大时,缸内燃料燃烧更完全,释放出更多热量,使得缸内温度较高,高温导致生成较多的  $\text{NO}_x$ ,因此在扫气阶段结束后缸内  $\text{NO}_x$  含量更高,但会维持在相对较低的水平。

由图7可知:随着扫气压力增加,残余废气系数降低,这主要是因为扫气压力增大后对废气的扫除更为彻底。

$\text{CO}_2$  在扫气结束的含量随着扫气压力的增加有所减小,但当扫气压力到达一定值后,废气残余系数的下降幅度相比扫气压力较小时减小,主要是因为扫气压力到达一定值后,缸内废气已基本被扫除干净,扫气压力为 0.15、0.16 MPa 时,扫气结束后  $\text{CO}_2$  含量基本一致,此时影响废气残余系数的主要因素为进入缸内的  $\text{O}_2$ ,扫气压力更大时缸内  $\text{O}_2$  少量增加,因此残余废气系数少量减少,但此时对于缸内的实际扫气效果已无明显提升,同时扫气压力更大时对于活塞实际对外做出有效功也有负面影响,因此在选择扫气压力时应充分考虑各种因素,选择合适的扫气压力。

### 2.3 点火时刻对缸内燃烧及排放的影响

由于点火时刻设置在进、排气口均关闭之后,点火时刻的改变对扫气过程并不会产生较大影响,本文中对扫气效果不作重点分析。改变点火时刻对缸内的燃烧及排放产生较大的影响,为研究不同点火时刻对缸内燃烧以及排放的影响,分别设置点火时刻为上止点前曲轴转角  $25^\circ$ 、 $20^\circ$ 、 $15^\circ$ 、 $10^\circ$ ,设置扫气压力为 0.15 MPa,等效转速设置为 2000 r/min。不同点火时刻下缸内压力、放热率、缸内平均温度、 $\text{CO}$  质量和  $\text{NO}_x$  质量随活塞位置即等效曲轴角变化关系如图8所示,由于放热率主要集中在上止点附近,选取上止点前曲轴转角  $50^\circ$  至上止点后曲轴转角  $50^\circ$  进行分析,其他变量则选取稳定运行后一个周期进行讨论。

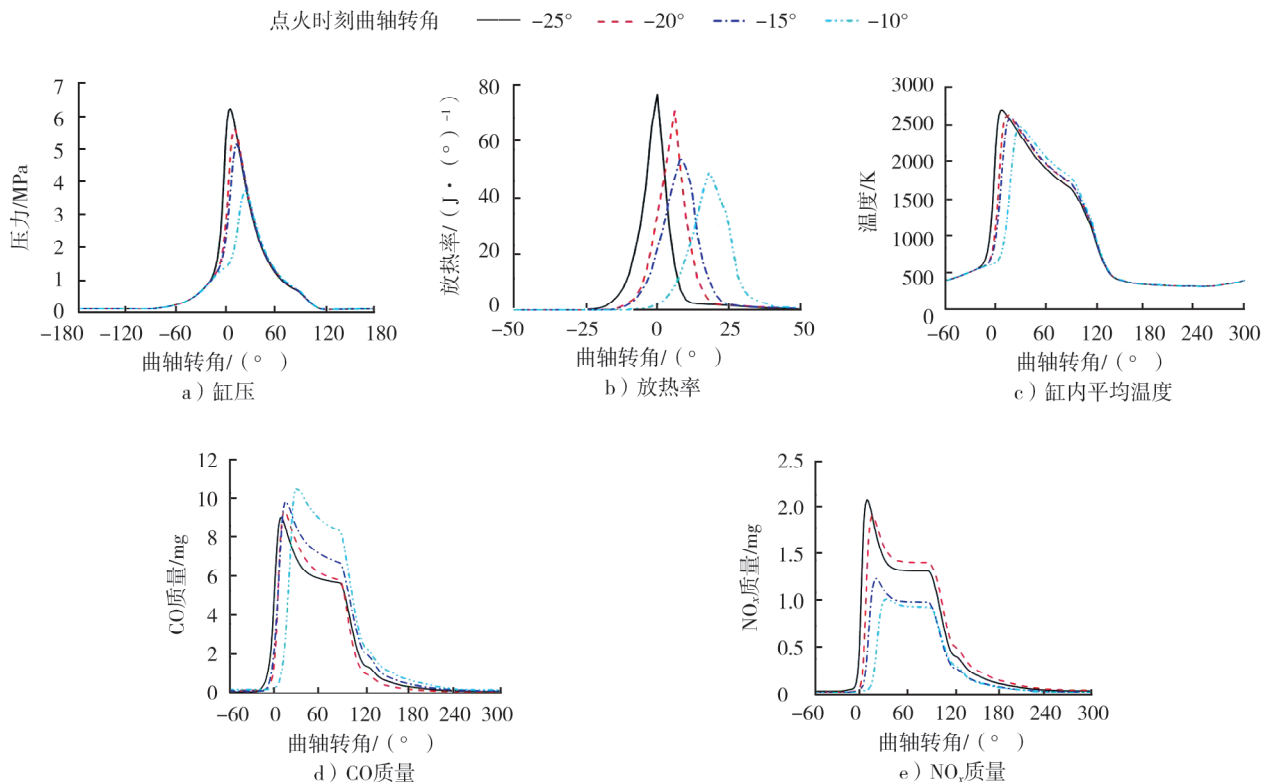


图8 不同点火时刻下缸压、放热率、缸内平均温度、 $\text{CO}$  质量、 $\text{NO}_x$  质量随曲轴转角变化曲线

由图 8a)b)c)可知:随着点火时刻推迟,缸内发生燃烧也推迟,放热率峰值为燃烧反应最激烈的时刻,其中点火时刻为 $-25^{\circ}$ 时峰值放热率为  $76 \text{ J}/(^{\circ})$ ,刚好出现在上止点即曲轴转角为  $0^{\circ}$ 的位置;随着点火推迟,峰值放热率降低,对应的时刻后移,点火时刻曲轴转角由 $-20^{\circ}$ 降低为 $-15^{\circ}$ 时,峰值放热率下降较大;随着缸内燃烧放热率下降,缸内平均温度和缸压峰值随之降低且出现的时刻后移,其中缸压峰值在点火时刻为 $-25^{\circ}$ 时可以达到  $6.22 \text{ MPa}$ ,出现的时刻为上止点后曲轴转角  $6^{\circ}$ ;点火时刻为曲轴转角 $-10^{\circ}$ 时缸压峰值则仅为  $3.72 \text{ MPa}$ ,出现的时刻为上止点后曲轴转角  $24^{\circ}$ ,两者差距较大。主要原因是点火时刻为 $-25^{\circ}$ 时,燃烧最剧烈的时刻发生在上止点附近,此时缸内释放出大量热量,由于活塞此时位于上止点附近,燃烧室的体积最小,气体在极小的体积内迅速受热膨胀,根据气体状态方程,此时的压强较大,且缸内平均温度较高;点火推迟到 $-10^{\circ}$ 时,放热率大大降低,此时活塞已经移动到距离上止点曲轴转角约  $20^{\circ}$ 的位置,缸内体积较大,缸压峰值和缸内平均温度也有所降低。

由图 8d)可知:随着点火时刻推迟,缸内  $\text{CO}$  质量峰值上升,且峰值时刻后移。主要原因是点火推迟时,燃烧剧烈反应的时间推迟,缸压和缸内温度降低,燃烧反应程度降低,不完全燃烧的燃料增多,因此未完全反应产物  $\text{CO}$  的质量也增多,且随着点火推迟范围增大, $\text{CO}$  质量增加的速率也大幅度提高。

由图 8e)可知:随着点火时刻推迟,缸内产生的  $\text{NO}_x$  峰值降低,且峰值出现的时间推迟;缸内  $\text{NO}_x$  大部分产生于燃烧后高温区, $\text{NO}_x$  的产生与温度相关,当点火推迟时,燃烧放热率下降,缸内燃烧最高温度下降, $\text{NO}_x$  的最高生成量也会下降,由于点火时刻曲轴转角为 $-20^{\circ}$ 与 $-15^{\circ}$ 时燃烧放热率峰值差别较大,缸内  $\text{NO}_x$  的峰值相比点火时刻为 $-15^{\circ}$ 时有较大幅度地下降;缸内  $\text{NO}_x$  质量达到最大后,由于温度逐渐降低, $\text{NO}_x$  质量降低,从缸内平均温度变化可以发现,点火时刻为 $-25^{\circ}$ 比其他 3 个点火时刻的温度下降更快,因此其  $\text{NO}_x$  质量下降最多;活塞位于曲轴转角  $50^{\circ}$ 时, $\text{NO}_x$  质量低于点火时刻为 $-20^{\circ}$ 的工况。

### 3 结论

对二冲程自由活塞发动机进行了 CFD 仿真,采用 CONVERGE 软件进行仿真可以自动划分网格,提升计算速度;研究了不同扫气压力以及点火时刻对发动机的燃烧、排放以及扫气效果的影响。

1) 扫气压力对缸内扫气以及燃烧排放影响明显,扫气压力较大时能扫除更多废气,使得更多新鲜气体进入缸内,缸内  $\text{CO}_2$  以及  $\text{NO}_x$  的排放增多, $\text{CO}$  的排放减少。

2) 点火时刻主要影响缸内的燃烧以及排放,点火推迟时缸压峰值以及缸内平均温度都降低, $\text{CO}$  排放增加, $\text{NO}_x$  排放降低。

3) 在后续进行样机试验时,应当综合考虑扫气压力、点火时刻等因素,使发动机缸内燃烧更加充分和稳定。

#### 参考文献:

- [1] KALGHATGI G. Is it really the end of internal combustion engines and petroleum in transport? [J]. Applied Energy, 2018, 225: 965-974.
- [2] RAZALI-HANIPAH M, MIKALSEN R, ROSKILLY A P. Recent commercial free-piston engine developments for automotive applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 75: 493-503.
- [3] JIA B R, MIKALSEN R, SMALLBONE A, et al. A study and comparison of frictional losses in free-piston engine and crankshaft engines[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 140: 217-224.
- [4] ZHANG C, LI K, SUN Z X. Modeling of piston trajectory-based HCCI combustion enabled by a free piston engine [J]. Applied Energy, 2015, 139: 313-326.
- [5] XU Z P, CHANG S Q. Prototype testing and analysis of a novel internal combustion linear generator integrated power system [J]. Applied Energy, 2010, 87(4): 1342-1348.
- [6] KOSAKA H, AKITA T, GOTO S, et al. Development of free piston engine linear generator system and a resonant pendulum type control method[J]. International Journal of Engine Research, 2021, 22(7): 2254-2266.

- [7] MIKALSEN R, JONES J, ROSKILLY A P. Predictive piston motion control in a free-piston internal combustion engine[J]. *Applied Energy*, 2010, 87(5): 1722–1728.
- [8] SIGURDSSON E, INGVORSEN K M, JENSEN M V, et al. Numerical analysis of the scavenge flow and convective heat transfer in large two-stroke marine diesel engines[J]. *Applied Energy*, 2014, 123: 37–46.
- [9] FRANKE M, HUANG H, LIU J P, et al. Opposed piston opposed cylinder(opoc™)450 hp engine:performance development by CAE simulations and testing [C]//Proceedings of SAE World Congress & Exhibition. Detroit, USA: SAE International, 2006.
- [10] LIU Y H, ZHANG F J, ZHAO Z F, et al. Study on the synthetic scavenging model validation method of opposed-piston two-stroke diesel engine[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 104: 184–192.
- [11] 姜国栋, 缪实之, 倪汉宁, 等. 直流扫气二冲程内燃机的扫气流动数值模拟和性能预测[J]. *内燃机学报*, 1990, 8(3): 269–278.
- [12] 裴玉娇. 对置活塞式二冲程柴油机直流扫气过程仿真分析及优化[D]. 太原: 中北大学, 2013.
- [13] WU Y N, WANG Y, ZHEN X D, et al. Three-dimensional CFD (computational fluid dynamics) analysis of scavenging process in a two-stroke free-piston engine[J]. *Energy*, 2014, 68: 167–173.
- [14] HEYHOOD J B. *Internal combustion engine fundamentals*[M]. New York, USA: McGraw-Hill, 1988: 235–240.
- [15] 石天翔. 自由活塞直线发电机集成扫气与优化研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2020.
- [16] 董翔宇, 汪洋, 徐帅卿, 等. 二冲程液压自由活塞发动机半直接喷射的仿真研究[J]. *内燃机工程*, 2021, 42(3): 8–15.
- [17] 林煜. 基于 CONVERGE 软件的发动机燃烧室模型构建[J]. *汽车实用技术*, 2019(20): 40–43.

## Simulation study on scavenging and emission of two stroke free piston engine

ZHANG Yu<sup>1</sup>, XIAO Jin<sup>1\*</sup>, ZHANG Chen<sup>2</sup>

1. Key laboratory for Power Machinery and Engineering of the Ministry of Education, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;
2. College of smart energy, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China

**Abstract:** A CFD simulation model of a two-stroke free piston engine is established by CONVERGE software. The effects of scavenging pressure, ignition time on in-cylinder scavenging, combustion and exhaust emissions ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ , CO) are studied. The results show that with the increase of scavenging pressure, the scavenging effect in the cylinder becomes better, more fresh gas enters the cylinder, the emission of  $\text{CO}_2$  and  $\text{NO}_x$  increase, and CO decreases. The ignition time affects the combustion in the cylinder, with the delay of ignition time, the peak cylinder pressure and the average temperature in the cylinder decrease, the emission of CO increases, and  $\text{NO}_x$  decreases. In the process of free piston engine test, the operating conditions should be comprehensively selected to achieve the comprehensive optimal effect of combustion, scavenging, emissions, etc.

**Keywords:** free piston engine; two stroke; scavenging; ventilation; combustion; emission; 3D CFD simulation

(责任编辑: 刘丽君)