

气缸镜像对置汽油机缸内燃烧特性仿真分析

刘春涛¹, 杨林², 马巡医², 邓中圆², 秦静¹, 王膺博¹, 裴毅强¹

(1. 天津大学机械工程学院, 天津 300072; 2. 赛德动力科技(广东)有限公司, 广州 510000)

Simulation Analysis of In-Cylinder Combustion Characteristics of a Mirror-Opposed Gasoline Engine

LIU Chuntao¹, YANG Lin², MA Xunyi², DENG Zhongyuan², QIN Jing¹, WANG Yingbo¹, PEI Yiqiang¹

(1. College of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China; 2. SYTECH Powertrain Technologies Co., Ltd., Guangzhou 510000, China)

Abstract: The Scotch yoke mechanism was utilized to replace the crank mechanism, and the mirroring and opposition arrangement of cylinders in a gasoline engine was achieved. To analyze the combustion characteristics within the cylinder, 1-dimensional and 3-dimensional simulation models were constructed based on the mirror-opposed gasoline engine that meets the China 6b emission standard. Based on these models, a comparative analysis was conducted to examine the impact of the Scotch yoke mechanism and the crank mechanism on the in-cylinder combustion process of gasoline engine. The results show that the Scotch yoke mechanism exhibits superior piston dynamics, with balanced fluctuations in piston acceleration, leading to smoother operation and enhanced volumetric efficiency near top dead center (TDC). During the intake phase, the higher degree of in-cylinder gas compression in the Scotch yoke mechanism results in a reduced intake driving pressure difference, causing the intake air mass at the calibration point to decrease by approximately 5% compared to the crank mechanism, underscoring the necessity of technological advancements to compensate for the intake air mass loss. When the intake air mass is the same, the Scotch yoke mechanism significantly accelerates the mid-to-late stages of the mixture combustion process through its enhanced volumetric efficiency near TDC, shortening the combustion duration at the calibration point by 25%. In contrast, the crank length of the crank mechanism has a limited impact on the gas exchange and combustion processes, although a short crank length design exhibits certain advantages under specific conditions.

摘要: 利用苏格兰轭机构代替曲柄连杆机构实现了汽油机的气缸镜像对置布置,为了分析缸内燃烧特性,基于一台符合国六 b 排放标准的气缸镜像对置汽油机构建了一维和三维仿真模型,并以此为基础对比分析了苏格兰轭机构与曲柄机构对汽油机缸内燃烧过程的影响。研究发现,苏格兰轭机构在活塞动力学上更具优势,其活塞运动加速度呈现平衡波动特性,运行更为平稳,且上止点附近等容度提升。在进气阶段,苏格兰轭机构由于缸内气体压缩程度更高,导致进气驱动压差减小,使得标定点的进气量相比曲柄机构减少了约 5%,证实了通过技术改进以弥补进气量损失的必要性。在相同进气量的条件下,苏格兰轭机构凭借其压缩上止点等容度的提升,显著加速了混合气燃烧的中后期进程,使标定点的燃烧持续期缩短了 25%。相比之下,曲柄机构连杆长度对换气及燃烧过程影响有限,短连杆设计在特定条件下表现出一定优势。

关键词: 镜像对置气缸; 苏格兰轭; 汽油机; 燃烧; 仿真

Key words: mirror-opposed cylinder; Scotch yoke; gasoline engine; combustion; simulation

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2025.02.007

中图分类号: TK413.3

0 概述

随着全球工业化步伐的加速,能源需求急剧增长,同时环境问题也日益突出。在这一背景下,内燃机,尤其是汽油机,作为交通运输领域的主要动力源,其效率提升与排放控制的重要性不言而喻^[1-2]。提高汽油机的热效率不仅能够有效节省燃油资源,减少对外部能源的依赖,还能显著降低污染物排放,对于改善空气质量,缓解全球变暖具有深远意义^[3]。

传统的往复式汽油机采用曲柄连杆机构,其工作原理是将燃料燃烧产生的高温高压气体直接作用在活塞顶部,推动活塞沿气缸作直线往复运动,通过连杆和曲柄将活塞的直线运动转化为曲轴的旋转运动,驱动外部负载工作^[4]。在曲柄连杆机构运动过程中,由于活塞组件对缸套有侧向推力,会产生显著的摩擦损耗。为了降低活塞组件与缸套之间的摩擦损失,赛德动力科技(广东)有限公司提出了气缸镜像对置的汽油机布置方案,在其新开发的车用增程式汽油机中利用苏格兰轭机构代替了曲柄连杆机构^[5],实现了传动机构的左右同轴对置。苏格兰轭机构基于杠杆原理和斜面原理,通过一系列杠杆组合实现动力的传递^[6-7]。在恒定旋转速度下,苏格兰轭机构能够实现活塞纯正弦运动,理论上可达到完美动平衡设计^[8-10],这对于改善发动机的振动和噪声性能具有显著优势。由于活塞运动轨迹的优化,气缸承受的侧向力大幅减小,摩擦损耗显著降低^[11-14],这有助于提升燃烧效率、降低污染物排放。此外,苏格兰轭机构简化了传动链,有助于降低发动机的质量、体积和重心,提高整体结构的紧凑性^[6],并降低加工制造及仓储成本。

尽管苏格兰轭机构在理论上具有诸多优势,但目前大多数内燃机仍采用曲柄机构,这主要是因为苏格兰轭机构在实际应用中面临一些挑战,如滑动摩擦和高接触压力导致的快速磨损问题^[13]。然而,这一技术瓶颈正在被逐步突破^[15-16]。

随着全球对高效、低排放发动机需求的增加,苏格兰轭发动机的市场潜力逐渐显现,特别是在新能源汽车和无人机等领域,苏格兰轭机构展现出独特的优势。减少能量损失、优化燃烧过程是提高发动机性能的关键^[15]。然而,关于苏格兰轭机构的发动

机缸内燃烧特性的研究鲜有报道。因此,本研究通过仿真手段对比分析了苏格兰轭机构与曲柄机构对汽油机缸内燃烧过程的影响,为苏格兰轭机构的发动机的设计和优化提供了重要参考。

1 研究方法

针对一台符合国六 b 排放标准的苏格兰轭机构的汽油机开展仿真分析。首先进行一维和三维仿真模型标定,然后利用标定好的仿真模型对比分析苏格兰轭机构与传统的曲柄机构的缸内燃烧特性。为了避免特定曲柄连杆比给计算结果带来的偶然性,对曲柄机构采用长连杆和短连杆两种方案。通常情况下,汽油机的曲柄半径与连杆长度之比在 0.25~0.31 范围内^[16-17],本研究中选用 0.25 和 0.31 这两个极值以扩大分辨率。此外,为了比较仅机构差异引起的燃烧特性变化,还增加了相同缸内气体状态下苏格兰轭机构和曲柄机构对缸内混合气压缩和燃烧过程的影响分析。

1.1 发动机参数

在本研究中,仿真模型标定采用的数据来源于赛德动力科技(广东)有限公司开发的气缸镜像对置汽油机的台架试验。发动机性能参数如表 1 所示。为了降低油耗率,发动机采用了较高的压缩比,并采用了米勒循环和推迟点火提前角的方式来抑制高压压缩比带来的爆震问题。

表 1 发动机参数

Table 1 Engine parameters

项目	参数
缸径/mm	74.9
行程/mm	85
压缩比	11.5
标定功率/kW	110(4 500 r/min)
气门数量	4
冲程数目	4
进气形式	增压中冷
汽油喷射形式	缸内直喷
汽油标号	95

1.2 模型标定

模型标定的基准工况选择发动机标定点。利用

GT-Power 软件标定了一维仿真模型,其中燃烧模型采用了 Wiebe 模型,并利用标定 50% 放热量时刻和燃烧持续期来控制燃烧放热过程。缸压标定结果如图 1 所示,定义活塞压缩上止点为 0°,在压缩上止点前曲轴转角为负数,在压缩上止点后曲轴转角为正数。主要性能参数的标定结果见表 2。可以看出,仿真值与试验值吻合程度较高,最大误差不超过 2.6%。

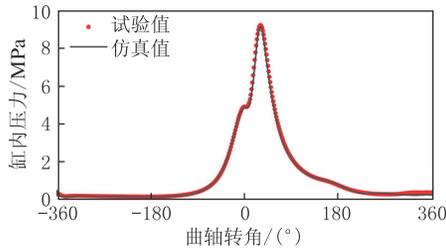


图 1 一维仿真模型缸压标定

Figure 1 Cylinder pressure calibration of 1-dimension simulation model

表 2 台架试验主要性能数据及模型标定结果

Table 2 Main performance data and model calibration results of bench test

项目	试验值	仿真值
最高燃烧压力/MPa	9.09	9.11
空气流量/(kg·h ⁻¹)	392.6	391.9
燃油流量/(kg·h ⁻¹)	31.18	31.97
功率/kW	110	108
转矩/(N·m)	235	229
制动平均有效压力/MPa	1.97	1.92

燃油选用异辛烷、正庚烷、乙醇和甲苯等四组分模拟 95#汽油^[18],4 种组分的质量占比见表 3,燃油主要性能参数标定结果如图 2 所示。

表 3 三维仿真模型中燃油组分

Table 3 Fuel components in 3D simulation model

组分	质量分数/%
异辛烷	49.80
正庚烷	9.05
甲苯	35.99
乙醇	5.16

三维仿真模型使用 CONVERGE 软件构建,从一维仿真模型的计算结果获取初始和边界条件。湍流模型采用 RNG $k-\epsilon$,喷雾模型采用 KH-RT,燃烧模型采用 SAGE。三维仿真过程从排气门开启时刻(146°)开始,到下一次排气门开启结束,涵盖一个完整工作循环。三维仿真模型缸压标定结果如图 3 所示,仿真值与试验值吻合较好。

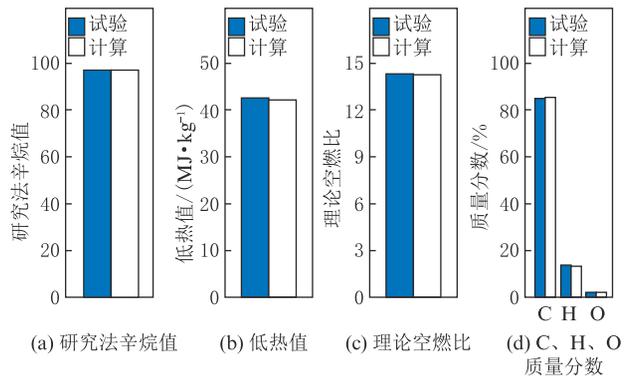


图 2 燃油主要性能参数标定

Figure 2 Calibration of main performance parameters of fuel

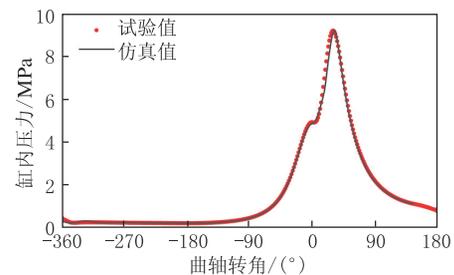


图 3 三维仿真模型缸压标定

Figure 3 Cylinder pressure calibration of 3-dimension simulation model

2 活塞动力学分析

曲柄机构和苏格兰轭机构都可以将活塞的直线运动转变成曲轴的旋转运动,二者的结构对比如图 4 所示,图中 l 为连杆长度, r 为曲柄半径, φ 为曲轴转角。不同的是,曲柄机构中涉及的运动形式主要包括活塞的平移、连杆的旋转及平移和曲轴的旋转,而在苏格兰轭机构中则主要包括活塞的平移、连杆的平移、滑块的平移和曲轴的旋转。

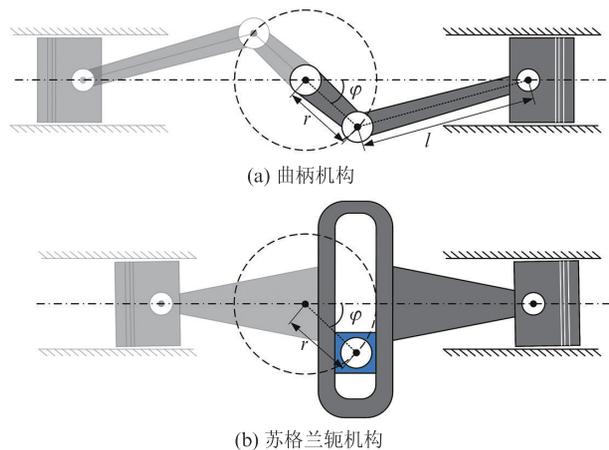


图 4 曲柄机构和苏格兰轭机构结构示意图

Figure 4 Structural schematic diagrams of crank mechanism and Scotch yoke mechanism

假设以活塞位于上止点作为曲轴转角的 0° ,对于曲柄机构来说,活塞位移量的计算公式见式(1)。

$$s = l - \sqrt{l^2 - (r \sin \varphi)^2} + r(1 - \cos \varphi) \quad (1)$$

式中, s 为活塞位移量,mm。

由式(1)可以看出,活塞位移量除了与曲轴转角有关系外,还与连杆长度和曲柄半径有关。

对于苏格兰轭机构来说,活塞位移量的计算公式见式(2)。

$$s = r(1 - \cos \varphi) \quad (2)$$

可以看出,苏格兰轭机构活塞位移量只与曲轴转角和曲柄半径有关,与连杆长度无关,活塞运动型线遵循正弦或余弦曲线。

活塞位移量及活塞运动速度(设从下止点向上止点运动时速度为正,活塞从上止点向下止点运动时速度为负)随曲轴转角的变化如图5所示。同一曲轴转角下的苏格兰轭机构活塞位移量始终不会超过曲柄机构的活塞位移量,表明苏格兰轭机构在工作过程中活塞距离上止点更近,即缸内容积更小,有利于提高定容燃烧循环的理论发动机效率。当活塞从上止点向下止点运动时,活塞运动速度都是先增大后减小(不考虑符号),曲柄机构的活塞加速过程要比减速过程时间更短,说明活塞在加速过程中的加速度要高于减速过程中加速度(符号相反);由于苏格兰轭机构的活塞运动遵循正弦或余弦曲线,活塞的加速和减速过程中的加速度数值上是相等的(符号相反),这种特点更有利于系统的平稳运行。在活塞从上止点向下止点运动到中段之前,曲柄机构的活塞运动速度高于苏格兰轭机构的活塞运动速度;之后苏格兰轭机构的活塞运动速度超过曲柄连杆机构的活塞运动速度,活塞到达下止点时运动速度都变为0。当活塞从下止点向上止点运动时,与曲柄机构相比,苏格兰轭机构的活塞运动速度先高后低,活塞达到上止点时活塞运动速度都变为0。即,与曲柄机构相比,苏格兰轭机构的活塞在上止点附近的运动速度更低,而在下止点附近的运动速度更高。从活塞运动加速度可以看出,曲柄机构的活塞加速度存在不平衡波动。这是因为主轴侧的控制杆角度产生了一个额外的角度项(等于转速的两倍)^[7],因此需要增加一个外部装置来平衡曲柄机构的运行。而苏格兰轭机构的活塞运动加速度呈平衡波动,其角变化与发动机转速的角变化相同。综上,苏格兰轭机构更容易实现平衡,在活塞动力学方面更具优势。

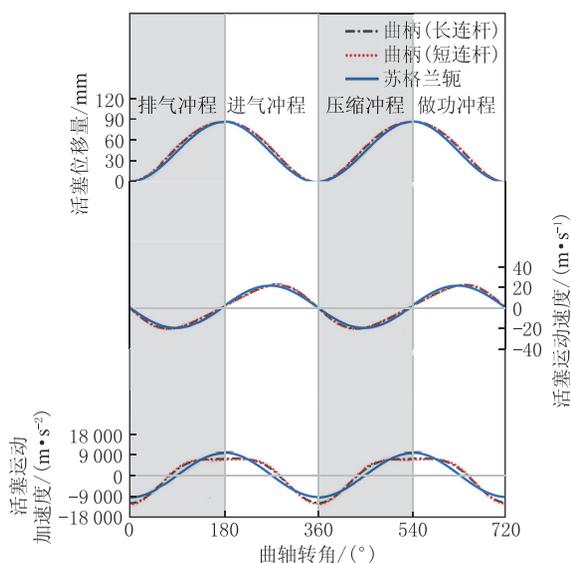


图5 曲柄机构和苏格兰轭机构的活塞动力学对比

Figure 5 Comparison of piston dynamics between crank mechanism and Scotch yoke mechanism

此外,从图5中还可以看出,曲柄机构的连杆长度对活塞动力学影响较小。相比而言,短连杆的活塞位移量与苏格兰轭机构活塞位移量差异更大,活塞加速和减速的不对称性更显著。

3 燃烧特性分析

3.1 相同初始和边界条件

图6展示了相同初始和边界条件下缸内气体质量对比。如前文所述,在相同的曲轴转角下,苏格兰轭机构的缸内容积不大于曲柄机构的缸内容积。因此,在相同的缸内温度和压力下,苏格兰轭机构的缸内初始质量较小。在排气过程的前期,曲柄机构的排气速度更快;而在排气过程的中后期,苏格兰轭机构的活塞运动速度加快,导致排气速度也相应加快。当活塞到达上止点时,两种机构的缸内气体质量相当。进入进气过程后,由于苏格兰轭机构的缸内容积更小,缸内压力降低的速度较慢,进气的驱动压差也相应较小。因此,进气结束时,苏格兰轭机构的进气质量比曲柄机构的进气质量低,在标定点进气量低约5%。为了改善这一问题,需要对苏格兰轭机构的压缩比、气门正时及气门升程等参数进行优化,以提高驱动压差。两种曲柄机构的进气质量相当,其中短连杆的进气质量略高一些。

图7为相同初始和边界条件下缸内压力对比。在压缩冲程的中前期,由于苏格兰轭机构的缸内容积更小,气体压缩程度更高,因此缸内压力略高于曲柄机构。到达压缩冲程的末期时,由于曲柄机构的

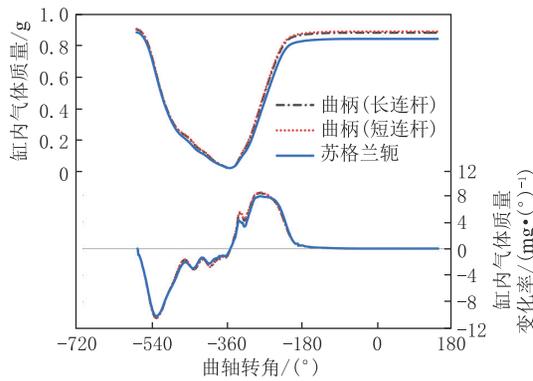


图6 相同初始和边界条件下缸内气体质量对比

Figure 6 Comparison of in-cylinder gas mass under the same initial and boundary conditions

缸内气体较多,使得压缩压力较高。得益于更高的压缩压力和温度,短连杆的曲柄机构在压缩上止点时的缸内压力最高,长连杆的曲柄机构次之,苏格兰轭机构的缸内压力最低。从缸内燃烧的最高燃烧压力来看,短连杆的曲柄机构最高。然而,由于苏格兰轭机构在上止点附近的缸内容积等容度更高,缸内燃烧速度更快,因此其最高燃烧压力高于长连杆的曲柄机构。

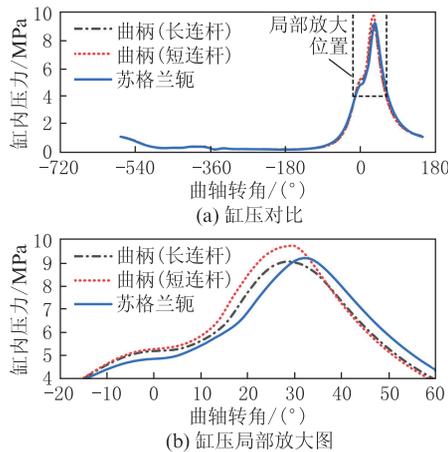


图7 相同初始和边界条件下缸内压力对比

Figure 7 Comparison of in-cylinder pressure under the same initial and boundary conditions

图8给出了相同初始和边界条件下缸内放热量对比。由于苏格兰轭机构的缸内进气量较少,燃料燃烧的总放热量也低于曲柄机构,如图8(a)所示。由于短连杆的曲柄机构缸内进气量最多,缸内混合气燃烧放热速度最快,因此总放热量也最多。长连杆的曲柄机构与苏格兰轭机构的缸内混合气燃烧持续期接近,但相比之下,苏格兰轭机构的缸内燃烧呈现出明显的先慢后快的趋势。这是因为活塞经过上止点后,苏格兰轭机构的活塞远离上止点的速度更

慢,缸内容积变化幅度更小,从而更有利于保持高温高压的氛围。

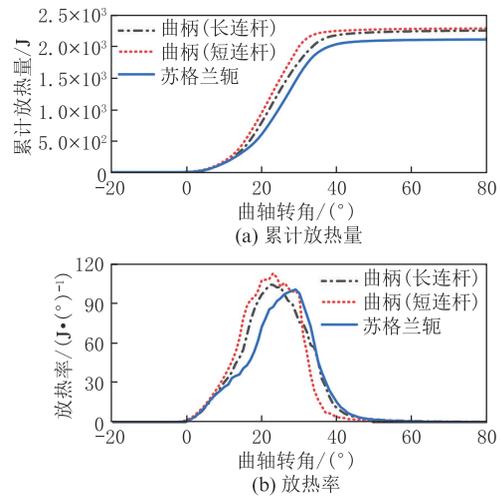


图8 相同初始和边界条件下缸内放热量对比

Figure 8 Comparison of in-cylinder heat release under the same initial and boundary conditions

3.2 相同进气量

当使用相同的初始和边界条件时,曲柄机构和苏格兰轭机构产生的缸内进气量是不一致的,这种差异可能导致缸内混合气燃烧过程的差异性。因此,为了对比分析因机构差异引起的燃烧特性差异,以苏格兰轭机构的汽油机模型为基础,对三维仿真模型进行了修改。当活塞运动到进气下止点时,苏格兰轭机构和曲柄机构的活塞位置是一致的,而此时进气门刚刚关闭(进气门开启和关闭时刻分别为 -385° 和 -180°)。此后,将苏格兰轭机构的活塞运动更改为曲柄机构的活塞运动,从而实现了以相同的进气量进行压缩和燃烧的过程。

图9给出了相同进气量条件下缸内压力对比。可以看出,在相同进气量条件下,由于苏格兰轭机构在压缩上止点附近的等容度更高,缸内压力和温度也更高,混合气燃烧速度更快,缸内压力升高的速度更快,且最高燃烧压力也更高。

图10为相同进气量条件下缸内放热量对比。当采用相同的进气量边界条件后,苏格兰轭机构和曲柄机构的缸内燃烧的总放热量十分接近。这说明两者具有相近的燃烧效率。在燃烧的中前期,苏格兰轭机构和曲柄机构的缸内燃烧放热率差异不大。但在燃烧后期,苏格兰轭机构的缸内燃烧速度更快,使燃烧持续期缩短了约25%,燃烧过程的等容度更高,有利于提高发动机热效率。一方面,等容度提升带来的高压效应能够更有效地将热能转化为机械能;另一方面,较短的燃烧持续期减少了热量损失到

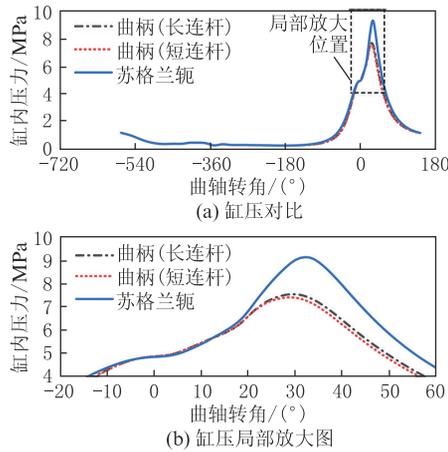


图9 相同进气量条件下缸内压力对比

Figure 9 Comparison of in-cylinder pressures under the same intake air mass conditions

气缸壁和冷却系统的机会。

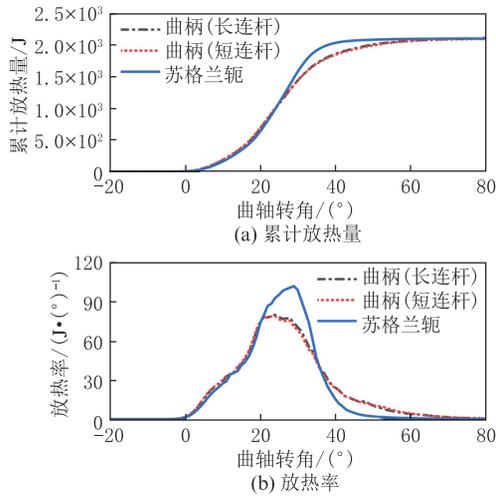


图10 相同进气量条件下缸内放热量对比

Figure 10 Comparison of in-cylinder heat release under the same intake air mass conditions

为了更深入地分析缸内混合气在燃烧室空间内的燃烧过程,对三维仿真结果分别从两个方向进行了温度场切片处理。切片的位置如图11所示。火花塞位于燃烧室顶部中心位置,两个切片均穿过火花塞。

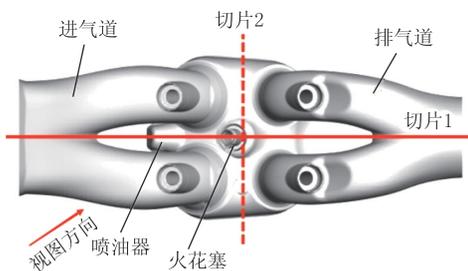


图11 三维仿真结果切片位置

Figure 11 Slicing position of 3D simulation results

图12展示了火花塞点火后缸内温度场的变化过程。长连杆和短连杆的曲柄结构缸内混合气燃烧过程相近,因此这里仅展示了短行程曲柄结构的缸内温度场变化情况。火焰最初从气缸中心火花塞附近形成并逐渐向外层传播。受燃烧室形状和缸内气流运动的影响,火焰到达进气侧喷油器附近的时间较晚。可以看出,在燃烧的中前期阶段,高温区域在燃烧室内的分布相对均匀。但进入燃烧后期阶段后,苏格兰轭结构的缸内混合气燃烧速度明显加快,使得缸内高温区域面积更大,温度更高。

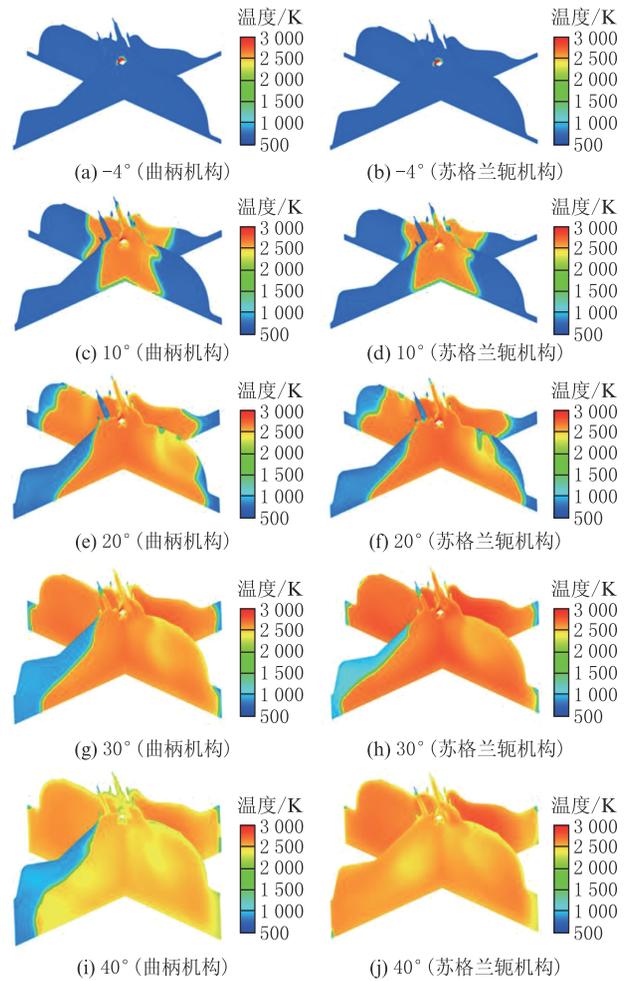


图12 缸内温度场随曲轴转角的变化

Figure 12 Changes of temperature fields in cylinder with crank angles

4 结论

(1) 与曲柄机构相比,苏格兰轭机构在活塞动力学方面更具优越性,具体表现为平衡波动小,运行过程更加平稳。在上止点附近,苏格兰轭机构的活塞运动速度更低,这一特性使得缸内容积随曲轴转角变化的等容度有所提升。

(2) 在进气过程中,由于苏格兰铰机构缸内容积更小,气体压缩程度更高,带来了进气驱动压差减小的挑战。这一现象在相同边界条件下尤为明显,导致标定点进气结束时缸内进气量相比曲柄机构减少了约5%。因此,针对苏格兰铰机构的汽油机,如何有效提升进气量是一个值得关注的问题。

(3) 在控制进气量相等的条件下,苏格兰铰机构在燃烧过程方面展现出了一定优势。特别是在压缩上止点附近,其等容度的提升促进了燃烧过程中缸内压力和温度的上升。这一效应尤为显著地加快了混合气燃烧中后期的速度,使得标定点的燃烧持续期缩短了约25%。

(4) 针对曲柄机构而言,虽然连杆长度的变化对活塞动力学产生了一定程度的影响,但在发动机换气过程及混合气燃烧过程中,这一因素的影响相对有限。在相同的边界条件下,短连杆曲柄机构在提升缸内进气量和加速混合气燃烧放热方面有一定的优势。

参考文献:

- [1] 黄晓冬,袁银男,谢天驰,等. 气道和燃烧室形状对汽油机缸内流场影响的计算研究[J]. 内燃机工程,2019,40(1):42-49.
HUANG X D, YUAN Y N, XIE T C, et al. Computational investigation into effects of intake port and combustion chamber on in-cylinder flow field of gasoline engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2019,40(1):42-49.
- [2] 尹黛霖,艾力力,温溢. 国六轻型汽油车温室气体排放特征[J]. 中国环境科学,2024,44(2):679-685.
YIN D L, AI L L, WEN Y. Greenhouse gas emissions characteristics of China VI light-duty gasoline vehicles [J]. China Environmental Science, 2024,44(2):679-685.
- [3] 张振东,屈卓桑,王博,等. 米勒循环和废气再循环对涡轮增压汽油机燃烧性能的影响和优化[J]. 内燃机工程,2020,41(5):48-53,61.
ZHANG Z D, QU Z S, WANG B, et al. Influence and optimization of Miller cycle and exhaust gas recirculation on combustion performance of a turbocharged gasoline engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2020,41(5):48-53,61.
- [4] 李国兴,刘东,魏健龙,等. 重型柴油机湿式缸套穴蚀损伤差异的数值模拟研究[J]. 内燃机工程,2021,42(6):103-112.
LI G X, LIU D, WEI J L, et al. Numerical investigation into the difference of cavitation damage in the wet cylinder liner of heavy-duty diesel engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2021,42(6):103-112.
- [5] G·H·方丹,R·T·坦巴,D·普索尼斯,等. 具有苏格兰铰式活塞连杆和曲轴引导件的内燃发动机:ZL201911036982.9[P]. 2021-05-04.
- [6] HIRATA K, IWAMOTO S. Study on design and performance prediction methods for miniaturized Stirling engine [C/OL]//SAE Technical Papers, 1999: 1999-01-3308 (1999-09-28) [2024-07-26]. DOI:10.4271/1999-01-3308.
- [7] LING J, CAO Y D, WANG Q. Critical working frequency of reciprocating heat-transfer devices in axially reciprocating mechanisms [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998,41(1):73-80.
- [8] WANG X, SUBIC A, WATSON H. Two-dimensional lubrication analysis and design optimization of a Scotch yoke engine linear bearing [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2006,220(10):1575-1587.
- [9] IPCI D. Thermodynamic analysis of a gamma-type Stirling engine driven by Scotch yoke mechanism [J]. International Journal of Green Energy, 2021,18(2):144-155.
- [10] YANG H S, ZHU H Q, XIAO X Z. Comparison of the dynamic characteristics and performance of beta-type Stirling engines operating with different driving mechanisms [J/OL]. Energy, 2023,275:127535(2023-04-16) [2024-07-26]. DOI:10.1016/j.energy.2023.127535.
- [11] ARAKELIAN V, LE BARON J P, MKRTCHYAN M. Design of Scotch yoke mechanisms with improved driving dynamics [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2016, 230(4):379-386.
- [12] KARABULUT H, OKUR M, HALIS S, et al. Thermodynamic, dynamic and flow friction analysis of a Stirling engine with Scotch yoke piston driving mechanism [J]. Energy, 2019,168:169-181.
- [13] ALTIN M, OKUR M, IPCI D, et al. Thermodynamic and dynamic analysis of an alpha type Stirling engine with Scotch yoke mechanism [J]. Energy, 2018,148:855-865.
- [14] IPCI D, KARABULUT H. Thermodynamic and dynamic analysis of an alpha type Stirling engine and numerical treatment [J]. Energy Conversion and Management, 2018,169:34-44.
- [15] 谭丕强,王梓桐,楼狄明,等. 压缩比对混合动力发动机燃烧与排放特性的影响研究[J]. 工程热物理学报,2022,43(8):2152-2162.
TAN P Q, WANG Z T, LOU D M, et al. Effect of compression ratio on combustion and emission characteristics of hybrid engine[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2022, 43(8):2152-2162.
- [16] 韩建鑫,张琪昌,王伟,等. 考虑连杆比影响的往复式曲轴系统变惯量特性分析[J]. 机械强度,2018,40(2):268-273.
HAN J X, ZHANG Q C, WANG W, et al. Research on variable inertia characteristics of reciprocating crankshaft system taken connecting rod ratio into consideration [J]. Journal of Mechanical Strength, 2018,40(2):268-273.
- [17] 汪杰强,黄勇,姚博炜,等. 汽油机活塞组件的摩擦损失研究[J]. 内燃机与配件,2020(10):19-22.
WANG J Q, HUANG Y, YAO B W, et al. The study on friction loss of piston in gasoline engine [J]. Internal Combustion Engine & Parts, 2020(10):19-22.
- [18] LI Y, ALFAZAZI A, MOHAN B, et al. Development of a reduced four-component (toluene/n-heptane/iso-octane/ethanol) gasoline surrogate model[J]. Fuel, 2019,247:164-178.