

压缩比与点火正时对氢燃料椭圆转子发动机综合性能的影响

杨正浩¹, 耿琪², 贾光宇³, 杜洋³, 何光宇^{1,3}

(1. 空军工程大学航空动力系统及等离子体技术全国重点实验室, 710038, 西安; 2. 中国人民解放军 95655 部队, 611500, 成都; 3. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为解决转子发动机狭长结构与偏心运动导致的燃烧性能差这一难题,提出了一种采用氢燃料的椭圆转子发动机,探索压缩比与点火正时对转子发动机动力学与热力学特性影响机制,提高发动机综合性能与能量转化效率。基于时序法建立椭圆转子发动机 0 维模型,将燃烧室系统内的热力学参数与物质组分视为均匀分布,依次建立层流火焰燃烧、漏气、传热、NO 排放子模型;在此基础上,探究了压缩比(7、9、11)与点火正时(320°、330°、340°、350°)对稀燃条件下氢燃料椭圆转子发动机燃烧放热特性的影响。结果表明:提前点火会增加缸内高压持续期,增大工质泄漏;在低压缩比下,过晚的点火会使得缸内压力严重偏离等容燃烧曲线,降低发动机热功转换效率;压缩比为 9 的参考工况下,随着点火正时从 320°升高至 350°,峰值缸内压力下降了 1.30 MPa,延后了 13.86°;当压缩比升高至 11 时,发动机于较晚的 340°点火可获得最高的指示功率 12.67 kW 与最低的指示油耗 76.03 g/(kW·h),此时热效率达到 0.338,较参考工况(压缩比为 9、点火正时为 330°)提高了 1.65%。

关键词: 椭圆转子发动机;氢燃料;压缩比;点火正时;动力性能

中图分类号: TK45 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202506004 **文章编号:** 0253-987X(2025)06-0032-10

Effects of Compression Ratio and Ignition Timing on the Overall Performance of Hydrogen-Fueled Elliptical Rotary Engine

YANG Zhenghao¹, GENG Qi², JIA Guangyu³, DU Yang³, HE Guangyu^{1,3}

(1. National Key Lab of Aerospace Power System and Plasma Technology, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China; 2. Unit 95655 of PLA, Chengdu 611500, China; 3. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To address the problem of poor combustion performance caused by the narrow and long structure and eccentric motion of the rotary engine, a hydrogen-fueled elliptical rotary engine is proposed to explore the effect mechanisms of compression ratio and ignition timing on the dynamic and thermodynamic characteristics of the rotary engine, with the goal of improving overall engine performance and energy conversion efficiency. Therefore, a zero-dimensional model of the elliptical rotary engine is established based on the temporal method, treating the thermodynamic parameters and material components within the combustion chamber system as uniformly distributed. Sub-models for laminar flame combustion, air leakage, heat transfer, NO

emission, and other factors are developed sequentially. Furthermore, the effects of compression ratios (7, 9, 11) and ignition timings (320° , 330° , 340° , 350°) on the heat release characteristics of the hydrogen-fueled elliptical rotary engine under lean burn conditions are investigated. The results showed that advanced ignition increased the duration of high pressure within the cylinder and raised working fluid leakage. However, at low compression ratios, overly delayed ignition caused the cylinder pressure to deviate significantly from the constant-volume combustion curve, reducing the heat-work conversion efficiency of the engine. Under a reference condition with a compression ratio of 9, as the ignition timing increased from 320° to 350° , the peak in-cylinder pressure dropped by 1.30 MPa and was delayed by 13.86° . When the compression ratio was increased to 11, the engine could achieve the highest indicated power and the lowest indicated fuel consumption, 12.67 kW and 76.03 g/(kW·h), respectively, with the later ignition timing of 340° . In this case, the thermal efficiency reached 0.338, an improvement of 1.65% over the reference condition (compression ratio: 9, ignition timing: 330°).

Keywords: elliptical rotary engine; hydrogen fuel; compression ratio; ignition timing; power performance

转子发动机凭借体积小、结构简单、传动平稳、功率质量比高的优点^[1],在无人机、汽车等所需的小型内燃机动力系统方面发挥着独特的优势^[2]。但是,其狭长的燃烧室形状也导致了热效率低与排放高的缺陷^[3]。在能源危机与环境污染日益严重的今天,这些缺点限制了转子发动机进一步的普及应用。

由于节能减排的迫切需求,同时兼顾发动机性能,Liquid Piston 公司提出了一种新型椭圆转子发动机^[4]。椭圆转子发动机一改传统三角转子发动机运动的燃烧室结构,将燃烧室周向布置在缸体周围,通过外置的球形腔室有效提高了发动机压缩比,改善了发动机燃烧性能^[5]。Shkolnik 等^[6]基于 XMv3 型椭圆转子发动机研究发现,该型发动机的热力循环结合了高压压缩比、等容燃烧与过度膨胀的特点,潜在的发动机指示热效率可达到 60%,而制动热效率大于 50%。随后,Littera 等^[7]对 XMv3 发动机进一步改进,使得发动机质量降至 1.7 kg,在 $10\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 转速下可达到 2.4 kW 的功率。Nickerson 等^[8]研发了一款 30 kW 量级的 X4 型椭圆转子发动机,主要应用于无人机、发电与推进领域。葡萄牙米尼奥大学的 Leboeuf 等^[9]针对高速运行下的椭圆转子发动机密封结构建立了动力学模型并进行了实验研究。研究发现,椭圆转子发动机的当量漏气面积约为同尺寸传统三角转子发动机漏气面积的 65%左右,更接近活塞式发动机,具有良好的密封性能。

除了燃烧室结构改善之外,低碳燃料的应用是改善燃烧性能、降低排放的有效方法,成为最近的研究热点。氢作为一种绿色能源,与传统能源相比,氢

活化能低、化学反应速度快^[10],同质量氢燃烧释放的热量是汽油的 2.8 倍,可以改善传统燃料慢的燃烧速度,使燃烧更加充分^[11]。氢燃料用于转子发动机,可以在维持输出功率的同时改善转子发动机能量利用率低、排放严重的缺点^[12]。Sadiq 等^[13]提出燃料掺氢可以用于改善发动机燃烧特性。Amrouche 等^[14]研究了掺氢浓度对汽油转子发动机在节气门开启和稀薄燃烧状态下燃烧特性的影响,结果表明富氢可以缩短火焰发展和火焰传播周期,提前中心放热。此外,增加进气中的氢含量可以通过减少冷却损失来改善发动机的经济性。然而,当前的大多研究是基于传统燃料掺氢来开展的。2006 年以来,氢燃料转子发动机被首次应用于汽车,实现了零碳排放,对动力系统的发展具有标志意义。Wakayama 等^[15]通过实验研究发现,氢燃料转子发动机允许更低的工作当量比,其燃油效率比汽油机提高了约 23%。进一步,Nizar 等^[16]通过优化氢燃料转子发动机的点火位置来改善发动机热效率,最终能实现指示平均有效压力 10%的提升。Morimoto 等^[17]指出,氢燃料转子发动机具有更宽的稀燃边界,其输出功率可达汽油规格的 63%~75%。在新型结构与氢燃料的基础上,椭圆转子发动机的燃烧调控更加复杂,合适的点火策略变得尤为重要。Shi 等^[18]通过建立与动力学机制耦合的三维计算流体动力学模型研究了点火源数量、双火花塞位置、异步点火和能量分配在燃烧改善中的作用。结果表明,较早的火花点火使得火焰传播更快,有助于更高的压力输出和更好的热释放。得到的最佳燃烧策略为点火正时 325° ,放电能量 0.03 J。Chen 等^[19]分析了火花塞数

量、辅助点火位置和辅助点火正时对柴油转子发动机燃烧性能的影响,并进一步对天然气混合柴油燃料的三角转子发动机点火策略开展研究,结果发现双火花塞布置与上止点前 35°点火有利于提高缸内压力和燃烧速度。

以上研究表明,燃烧室结构与燃料的改进可以有效改善转子发动机的动力性能与热力学性能。然而,以往的研究大多集中于传统三角转子发动机与活塞发动机。对于新型结构的椭圆转子发动机研究较少。此外,氢作为代替燃料大多被掺入少量用于引燃,而如何实现纯氢燃料转子发动机的燃烧优化调控仍需进一步探究。

为解决以上问题,本文参考先前研究^[4,15,17]提出了一款低当量比、纯氢燃料的椭圆转子发动机,并建立了发动机 0 维性能预测模型。此基础上,研究了压缩比与点火正时(A)对发动机燃烧特性的影响,并进一步对比了不同工况下发动机的动力性能、热力学性能与经济性能。本研究为微小型氢燃料椭圆转子发动机研制与应用提供了研究经验。

1 研究目标及建模方法

1.1 研究目标

本文的研究目标为一款单转子、风冷、氢燃料椭圆转子发动机,其详细结构参数如表 1 所示。发动机额定转速为 $7\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,工作周期为 720° ,3 个燃烧室周向排布,相位间隔为 240° 。火花塞布置于外置燃烧室顶部,点火能量为 20 mJ。椭圆转子发动机的工作原理如图 1 所示。

表 1 椭圆转子发动机详细参数

Table 1 Detailed parameters of elliptical rotary engine

参数	数值或项目
燃料	氢气
当量比	0.5
形状参数	6.67
缸体宽度/mm	40
转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	7 000
排量/ cm^3	330
外置凹坑容积/ cm^3	26

本文中不同工况对应的参数如表 2 所示。发动机压缩比分别选择为 7、9、11。在每种结构下,对比不同点火正时(320° 、 330° 、 340° 、 350°)下发动机的综合性能,以探究最佳点火方案。

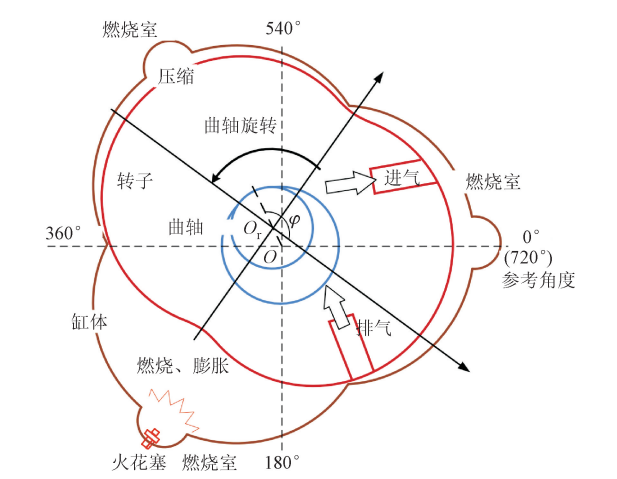


图 1 椭圆转子发动机工作原理

Fig. 1 Operating principle of elliptical rotary engine

表 2 不同研究工况的参数设置

Table 2 Parameter settings of different research conditions

工况	压缩比	外置燃烧室容积/ cm^3	点火正时/ $^\circ$
C7-A320	7	16.01	320
C7-A330			330
C7-A340			340
C7-A350			350
C9-A320	9	12.30	320
C9-A330			330
C9-A340			340
C9-A350			350
C11-A320	11	10.15	320
C11-A330			330
C11-A340			340
C11-A350			350

1.2 模型建立

椭圆转子发动机的 0 维模型采用时序法建模,通过转速将时间的积分转化为曲轴角度的积分,积分最小步长为 0.01 ms。模型根据发动机工作过程,被分为吸气、压缩、做功(燃烧膨胀)、排气等过程模型^[20]。在循环结束后,输出工质热力学参数并计算发动机综合性能参数。0 维模型建立流程如图 2 所示。

将椭圆转子发动机单个燃烧室视为一个系统,系统内工质遵守能量守恒方程与质量守恒方程

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{in}}{d\varphi} + \frac{dm_f}{d\varphi} - \frac{dm_l}{d\varphi} - \frac{dm_{exh}}{d\varphi} \quad (1)$$

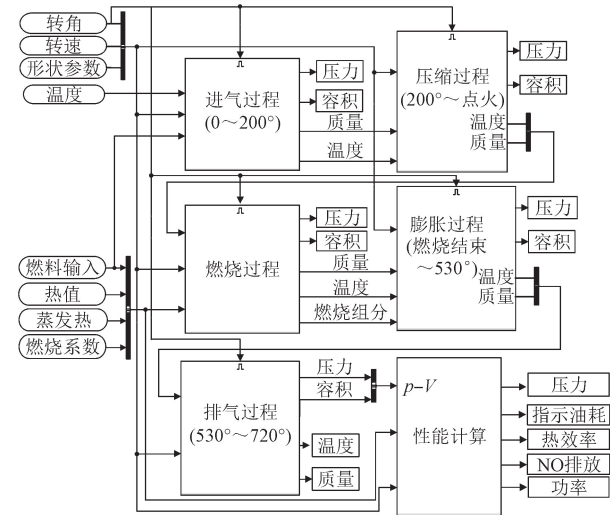


图 2 椭圆转子发动机 0 维模型计算流程

Fig. 2 Calculation flow of zero-dimensional model of elliptical rotary engine

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{dQ}{d\varphi} + \frac{dm_{in}}{d\varphi}h_{in} + \frac{dm_f}{d\varphi}h_f - \frac{dm_l}{d\varphi}h_l - \frac{dm_{exh}}{d\varphi}h_{exh} - p \frac{dV}{d\varphi} \quad (2)$$

式中： m 、 m_{in} 、 m_f 、 m_l 、 m_{exh} 分别表示整个工质、进气、燃料、漏气以及排气过程的质量； φ 为偏心轴转角； u 表示工质的内能； Q 为燃料燃烧产生的热量； h_{in} 、 h_f 、 h_l 、 h_{exh} 分别为进入工作室的气体、燃料、泄漏气体、排出气体的比焓； p 为缸内工质压力； V 为气缸容积； $p dV/d\varphi$ 为气体对转子所做的体积功。

采取模块化建模方法，建立发动机瞬态热力学模型。模型包括体积功子模型、传热子模型、泄漏子模型、燃烧放热子模型、NO 排放子模型，并通过反馈调节将缸内温度、缸内压力参数重新输入子系统以获取实时动态输出，如图 3 所示。

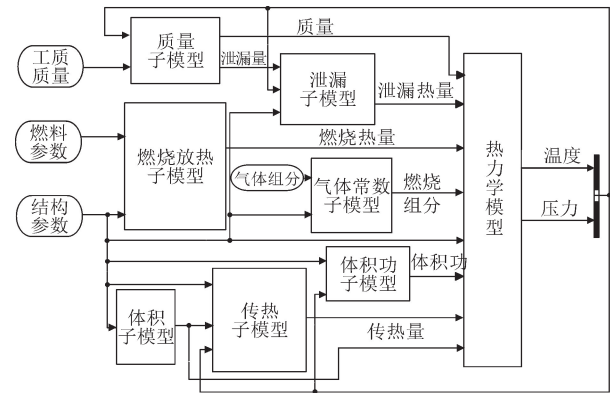


图 3 燃烧室系统的 0 维热力学子模型

Fig. 3 0-dimensional thermodynamic sub-models of combustion chamber system

(1) 体积功子模型。受独特结构与偏心运动的影响，椭圆转子发动机的转子与缸体的型线分别为外旋轮线及其包络线^[21]，不同偏心轴转角下气缸容积表示为

$$V = \left[-\frac{\pi}{3} + 2\sqrt{K^2 - 9} - \frac{3\sqrt{3}}{2}K\cos\varphi + \left(\frac{2}{9}K^2 + 4 \right) \sin^{-1}\left(\frac{3}{K} \right) \right] e^2 B + V_p \quad (3)$$

式中： V 为气缸容积； K 为形状系数； e 为偏心距； B 为缸体宽度； V_p 为外置凹坑容积。

(2) 泄漏子模型。椭圆转子发动机泄漏截面视为面积为 A_{leak} 的矩形孔，模型推导时忽略其因摩擦损失和惯性引起的界面收缩所带来的影响。采用伯努利方程推导泄漏质量，对于一维可压缩气流，当缸内工质压力与相邻腔室压力满足 $p/p_{ad} < [2/(\gamma + 1)]^{(\gamma - 1)/\gamma}$ 时，缝隙处气体呈亚临界流动状态，泄漏速率为

$$m_l = C_d p A_{leak} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \frac{M}{RT} \left[\left(\frac{p_{ad}}{p} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{ad}}{p} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right]} \quad (4)$$

式中： m_l 为泄漏速率； C_d 为泄漏系数，对于漏气孔形状一般取 0.9； p_{ad} 为外界压力； γ 为绝热指数； M 为气体摩尔质量； R 为气体常数； T 为工质温度。

当缸内工质压力升高， $p/p_{ad} \geq [2/(\gamma + 1)]^{(\gamma - 1)/\gamma}$ 时，缝隙处气体达到临界流动状态，泄漏速率为

$$m_l = C_d p A_{leak} \sqrt{\frac{\gamma M}{RT} \left(\frac{2\gamma}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}}} \quad (5)$$

(3) 传热子模型。转子发动机燃烧室的传热损失主要分为端盖、转子与缸体 3 个途径。传热量可以通过 Woschni 经验模型^[22] 计算。假设发动机内工质与外界之间为强制对流换热，同时引入弯管修正系数来考虑复杂的燃烧室形状。换热速率表示为

$$\frac{dQ_t}{d\varphi} = \frac{\alpha}{6n} [S_r(T - T_r) + S_c(T - T_c) + 2S_e(T - T_e)] \quad (6)$$

式中： $dQ_t/d\varphi$ 为换热速率；下标 r 、 c 、 e 分别表示转子、端盖与缸体； T_r 、 T_c 、 T_e 为相应部件的壁面温度； α 是燃烧室与相关部件之间的传热系数； S 为换热面积，与曲轴相位有关，表示为

$$\begin{cases} S_e = 2(V - V_p)/B \\ S_r = B \int_{\frac{\varphi}{2} - \frac{\pi}{3}}^{\frac{\varphi}{2} + \frac{\pi}{3}} f_{Profile_r}(\varphi) d\varphi \\ S_c = B \int_{-\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{4}} f_{Profile_c}(\varphi) d\varphi + 3\pi r_p^2 \end{cases} \quad (7)$$

其中, $f_{\text{profile}_r}(\varphi)$ 与 $f_{\text{profile}_c}(\varphi)$ 分别代表转子与缸体型线。

(4)燃烧放热子模型。在建模过程中,使用韦伯模型计算氢燃烧过程的放热率,其基本形式为

$$\frac{dQ}{d\varphi} = H_u m_f \eta_b \frac{dx}{d\varphi} \tag{8}$$

式中: $dQ/d\varphi$ 为燃烧放热速率; H_u 为燃料热值; m_f 为每个循环的耗油量; η_b 为燃烧效率; $dx/d\varphi$ 为燃料消耗速率, x 为燃烧过程中烧掉的燃料百分数, 表示为

$$x = 1 - e^{c\left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_s}\right)^{m_0+1}} \tag{9}$$

其中, m_0 为燃烧品质系数, c 为韦伯系数, 取 -6.908 , φ_0 为燃烧起始角, φ_s 为燃烧持续期, 由氢燃料层流火焰传播速度确定

$$\begin{cases} \varphi_s = \frac{30}{\pi} \frac{D}{n S_L} \\ S_L = S_{L_{re}} \left(\frac{T}{T_{re}}\right)^\omega \left(\frac{p}{p_{re}}\right)^\nu \end{cases} \tag{10}$$

其中, D 为燃烧室的当量长度, n 为转速, S_L 为层流火焰传播速度, 下标 re 代表标准大气参考环境, ω 和 ν 为等效比系数。图 4 显示了标准大气环境下氢燃料的层流火焰速度与当量比的关系。

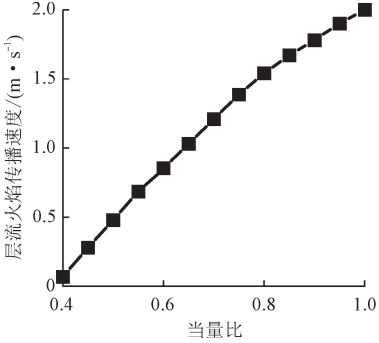
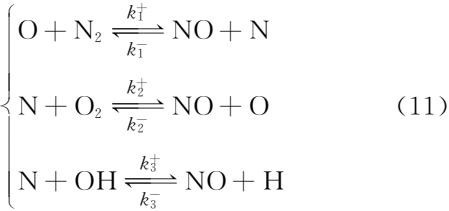


图 4 标准大气环境下层流火焰速度与当量比的关系
Fig. 4 Relationship between laminar flame velocity of hydrogen and equivalence ratio in standard atmospheric condition

(5)NO 排放子模型。在 0 维模型的基础上,采用拓展 Zeldovich-Lavoie 经验模型来预测 NO 排放性能^[23]。该项研究工作可参考作者先前的研究^[11]。

NO 主要产生于高温燃烧期间,通过以下中间级化学反应过程进行



式中: k_1^+ 、 k_2^+ 、 k_3^+ 、 k_{-1} 、 k_{-2} 、 k_{-3} 分别为不同反应的前向、后向反应速率常数,通过 Arrhenius 方程计算

$$k = A' T^{m'} \exp\left(\frac{-E}{R'T}\right) \tag{12}$$

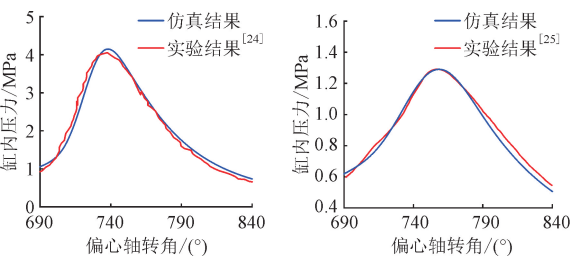
其中, A' 是 Arrhenius 常数, m' 是反应系数, E 是反应活化能。NO 反应的生成速度表示为

$$\begin{aligned} \frac{d\rho(\text{NO})}{dt} = & k_1^+ \rho(\text{O}) \rho(\text{N}_2) + k_2^+ \rho(\text{N}) \rho(\text{O}_2) + \\ & k_3^+ \rho(\text{N}) \rho(\text{OH}) - k_{-1} \rho(\text{NO}) \rho(\text{N}) - \\ & k_{-2} \rho(\text{NO}) \rho(\text{O}) - k_{-3} \rho(\text{NO}) \rho(\text{H}) \end{aligned} \tag{13}$$

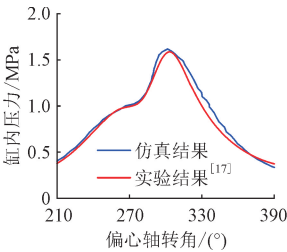
式中: ρ 为括号内组分的物质的量浓度。

1.3 模型验证

缸内压力是表征发动机工况的关键参数。为了确保所提出的 0 维建模方法的准确性,本文将现有研究文献[17, 24-25]中的 3 款转子发动机的结构、操作参数分别输入 0 维模型,获得 0 维仿真的缸内压力曲线,并将其与文献[17, 24-25]中对应的实验结果进行对比,结果如图 5 所示。可以看出,仿真与实验曲线吻合良好。值得注意的是,近似的壁面传热与泄漏模型依赖经验公式,导致膨胀阶段缸内压力存在误差。此外,转子的旋转运动加速了缸内湍流与火焰传播速度,而韦伯模型存在无法反映出缸内复杂气体运动的局限性。因此,模型误差主要集中于膨胀阶段,表现为缸内压力下降较快。总体来说,缸内压力平均误差均小于 7%,模型预测精度较高。



(a)汽油燃料转子发动机 (b)掺氢燃料转子发动机



(c)纯氢燃料转子发动机

图 5 转子发动机缸内压力的实验结果与仿真结果对比
Fig. 5 Comparison of experimental and simulated results of in-cylinder pressure of rotary engine

2 结果与讨论

2.1 燃烧特性分析

图 6 为不同工况下,椭圆转子发动机放热率的变化规律。图 6(a)对比了标准点火时刻(330°)下放热率随压缩比的变化。可以看出,随着压缩比增大,缸内压力升高更迅速,提高了层流火焰传播速度,导致放热率加快,同时峰值也相应提高。压缩比从 7 升至 11 时,放热率峰值提前了 5.54°,且相对提升 14.43%。值得注意的是,虽然延迟点火会使放热延后,但大的初始燃烧压力反而会缩短燃烧进程。如图 6(b)~(d)所示,在同一压缩比下,缸内初始压力随着点火的延后而升高,且延迟点火缩短了点火响应时间,有利于集中放热。并且,这一现象随着压缩比增大而更加明显。在保持相同当量比情况下,压缩比为 11、A 为 350°时,燃料放热率达到最高 10.44 J/(°),比 320°点火提升了 51.97%。

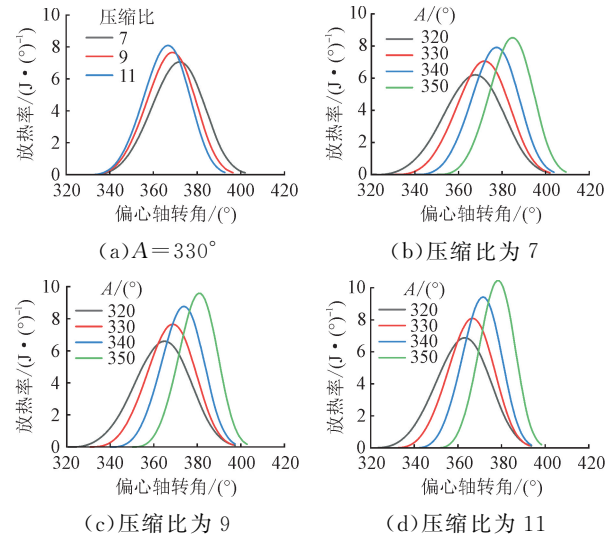


图 6 不同工况下的燃烧放热率变化规律
Fig. 6 Variation of combustion heat release rate under different operating conditions

在放热率的基础上,图 7 更直观地展示了不同工况下椭圆转子发动机的燃烧持续角变化规律。可以看出,对于氢燃料来说,即使是稀燃工况,燃烧持续期仍然保持在 100°以内。高压压缩缸体可以进一步缩短发动机的燃烧周期,当点火正时为 330°时,提高压缩比可以使得燃烧持续角降低 9.32°。相比较下,点火正时对燃烧持续角的影响更显著。当压缩比保持为 11 时,点火正时每延后 10°,燃烧持续角下降 10%以上。因此,延迟点火并不意味着延迟做功,延迟点火对椭圆转子发动机动力输出的影响有待进一步研究。

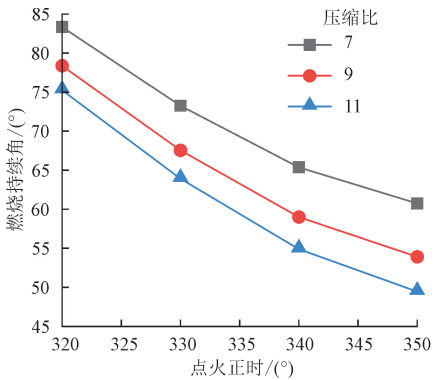


图 7 点火正时与压缩比对燃烧持续角的影响
Fig. 7 Effect of ignition timing and compression ratio on combustion duration angle

除了放热进程外,压缩比与点火时刻对发动机漏气的影响也是显著的,这间接影响了发动机做功能力。从图 8(a)可以看出,随着压缩比增大,发动机在上止点附近缸内压力升高,直接导致燃烧室内工质向相邻缸体的泄漏速率增加。压缩比每增大 2,泄漏速率增加约 0.003 g/s。同理,在发动机膨胀后期与排气阶段,相邻燃烧室压力升高。此时,工质泄漏率变为负值,意味着目标燃烧室内的工质质量增加。另一方面,点火延迟有利于降低发动机的工质泄漏损失。可以明显看到,随着点火正时延迟到 350°,工质泄漏速率变得更加平缓,更多地保留了缸内工质,有利于提高发动机的热功转换效率。这是因为延迟点火缩短了发动机的高压持续期,降低了燃烧室之间的压差。当压缩比为 9 时,延迟点火能够使得发动机燃烧持续期内的泄漏速率维持在 0.01 g/s 左右,较 320°工况下降了约 25.38%。

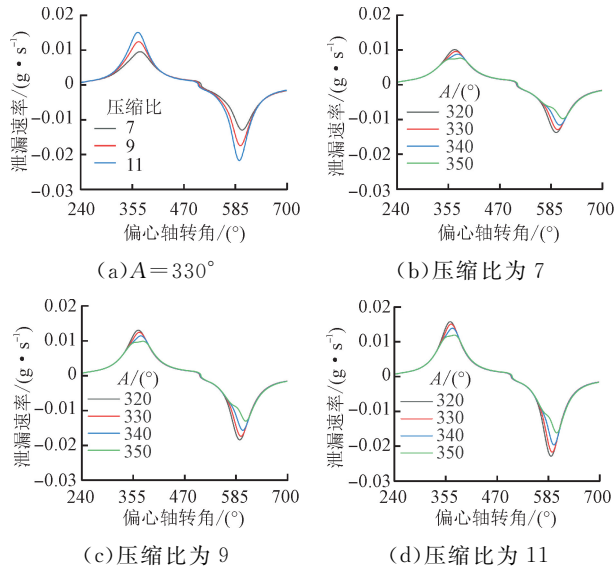


图 8 不同工况下的泄漏率变化规律
Fig. 8 Variation of leakage rate under different operating conditions

2.2 热力学参数分析

在燃烧特性分析的基础上,图 9 进一步分析了压缩比与点火时刻对缸内压力的影响。如上所述,高压压缩比 11 工况下,缸内压力受放热进程的影响,峰值缸内压力由 377.91° 的 3.23 MPa 升至 371.45° 的 5.36 MPa。如图 9(b)~(d)所示,在相同压缩比下,峰值缸内压力随着点火正时的延后而显著降低。当压缩比为 7 时,延迟点火使得缸内压力上升过于延后,峰值远离上止点,这意味着发动机边燃烧边膨胀,对热功转换是不利的。压缩比为 9 的参考工况下,随着点火正时从 320° 升高至 350° ,峰值缸内压力下降了 1.30 MPa,延后了 13.86° 。这说明虽然延迟点火会缩短燃烧周期,但对低压压缩比工况的燃烧特性的改善是微弱的。

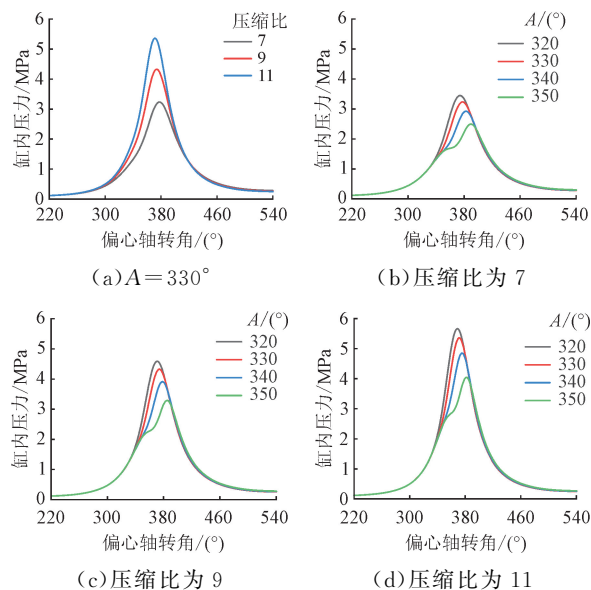


图 9 不同工况下的缸内压力变化规律

Fig. 9 Variation of in-cylinder pressure under different operating conditions

图 10 为不同工况下燃烧室缸内温度的变化规律。可以看出,由于缸内压力随着压缩比增大而增大,所以发动机在压缩与燃烧初期阶段的体积功增加,直接导致缸内温度的上升。在相同偏心轴转角下,提前点火获得了更多的燃烧热,提高了燃烧室缸内温度。如图 10(c)所示,在参考压缩比为 9 的工况下,随着点火正时从 350° 提前至 320° ,缸内温度峰值由 1 645.67 K 升高到 1 680.37 K。然而,值得注意的是,提前点火使得燃烧后期缸内温度下降更加迅速。这是因为持续的高压增大了燃烧室内工质的泄漏,使得系统总的内能损失,导致缸内温度降低。

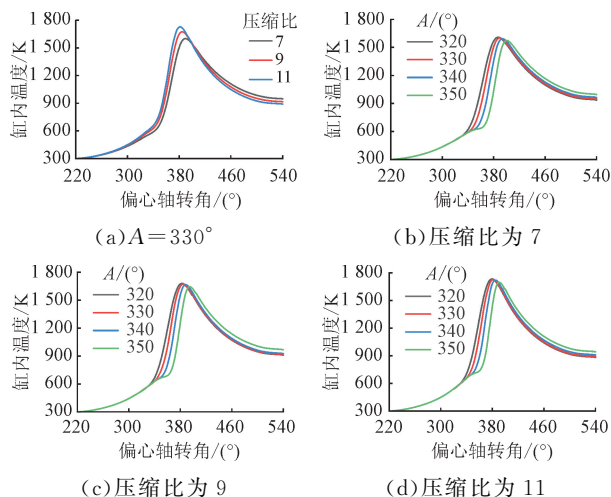


图 10 不同工况下的缸内温度变化规律

Fig. 10 Variation of in-cylinder temperature under different operating conditions

2.3 发动机性能对比

发动机指示功率由循环缸内压力与体积计算,表示为

$$W = \frac{nV_d p_M}{30I} \quad (14)$$

$$p_M = \frac{\int_V p dV}{V_d} \quad (15)$$

式中: W 为指示功率; n 为转速; V_d 为排量; I 为当量冲程; p_M 代表指示平均有效压力; $\int_V p dV$ 代表循环功,为 p - V 图的积分。

在此基础上,获得不同工况下椭圆转子发动机的指示功率,如图 11 所示。可以看出,在压缩比保持不变时,随着点火延后,指示功率呈抛物线型变化。这是因为过早地点火会导致更高的峰值压力,使得泄漏压差增大。这造成更大的工质泄漏,影响

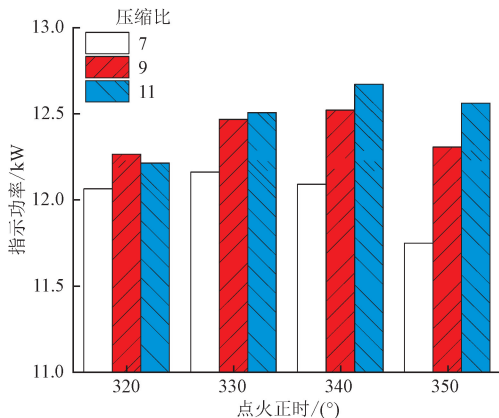


图 11 不同工况下的指示功率对比

Fig. 11 Comparison of indicated power under different operating conditions

做功能力,而延迟点火则推迟了发动机热功转化,降低了指示平均有效压力。这一现象在高压压缩比下更加明显。当压缩比为 7 时,发动机的指示功率在 330°点火正时工况下达到最高,约为 12.16 kW,较 350°延迟点火提高了 3.49%。随着压缩比增高,燃烧前期缸内压力相应速度加快,为了使缸内压力趋近于理想做功曲线,最优指示功率对应的点火正时后移。当压缩比升至 11 时,发动机于较晚的 340°时点火可获得最高的功率 12.67 kW。

图 12 对比了不同压缩比与点火正时下椭圆转子发动机的指示热效率。较明显的是,对于小压缩比发动机来说,较早的点火有利于缓解点火延迟时间长的缺陷,有利于循环功。若点火较晚,缸内压力升高延迟,峰值显著下降并远离上止点,导致发动机燃烧与膨胀同时发生(如图 9(b)所示),热效率会显著降低。随着压缩比增大,发动机压缩行程做功更多,冷机状态下,上止点处缸内压力升高。在此工况下,提前点火带来的高压与泄漏会降低发动机热效率,甚至阻碍正向做功。因此,在压缩比 11 工况下,点火正时 320°对应的指示热效率急剧降低,仅为 0.326。随着点火延后,高压压缩比设计的优势开始展现出来,且这一趋势越来越明显。350°点火正时下,压缩比 11 对应的指示热效率为 0.335,较压缩比 7 提高了 6.69%。

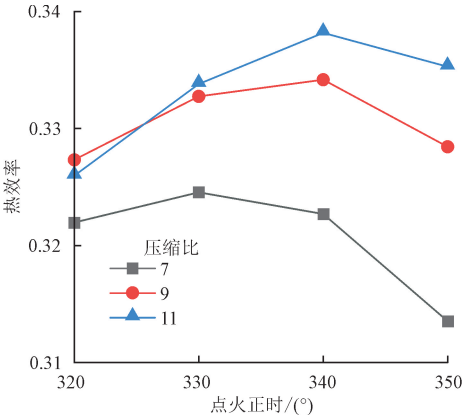


图 12 点火正时与压缩比对指示热效率的影响
Fig. 12 Effect of ignition timing and compression ratio on indicated thermal efficiency

为评估氢燃料椭圆转子发动机的经济性能,本文对比了不同工况下的发动机指示油耗,如图 13 所示。可以看出,当点火较早时,压缩比对指示油耗的影响不明显。然而,随着点火正时的推迟,压缩比为 11 工况下的指示油耗显著下降。这是因为循环功的增加使得发动机做功能力增强。相同的氢燃料量下,

发动机达到更高的功率。因此,在当量比不变的前提下,340°点火正时可以获得最低的指示油耗,约为 76.03 g/(kW·h)。当点火正时增大至 350°时,指示油耗由于指示功率的下降而出现轻微的上升。这一趋势随着压缩比减小而提前。当压缩比为 7 时,指示油耗基本随着点火延后而升高。这一现象可由图 11 中指示功率的变化规律得出。低压压缩比下,延迟点火不利于发动机的热功转换效率。因此,350°点火正时下,发动机指示油耗达到最高 82.01 g/(kW·h),较 330°的参考工况提升了 3.52%。

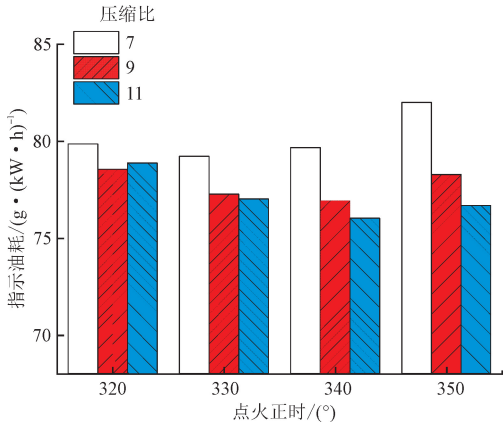


图 13 不同工况下的指示油耗对比
Fig. 13 Comparison of indicated fuel consumption under different operating conditions

图 14 为不同压缩比与点火正时的 NO 排放量的对比。可以看出,与点火正时相比,压缩比对 NO 排放的影响更加明显。压缩比每增加 2,NO 排放质量分数升高约 8×10^{-8} ,这与高压压缩比下快速升高的缸内温度有关。然而,随着点火正时的延后,

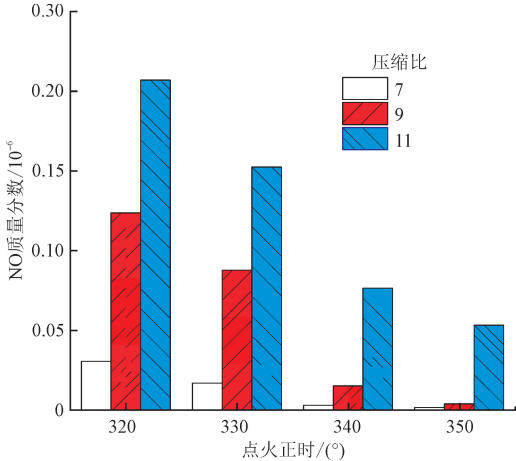


图 14 不同工况下的 NO 排放量的对比
Fig. 14 Comparison of NO emission under different operating conditions

发动机放热推迟,高温持续期缩短,可以缓解 NO 的排放。对于压缩比为 9 的工况下,350°点火正时下的 NO 排放质量分数仅为 3.72×10^{-6} ,较 320°工况下降了 90% 以上。这是因为 NO 生成反应的温度边界为 1 600~1 800 °C。当燃烧室温度低于这一条件,NO 生成速度显著下降。

3 结 论

本文以一台氢燃料椭圆转子发动机为研究对象,建立了稀燃工况下考虑氢燃料层流火焰传播的 0 维模型。在此基础上,分析了压缩比与点火正时对发动机燃烧特性的影响,并对比分析了不同工况下发动机动力性能、热力学性能与经济性能的影响。得到主要结论如下。

(1) 压缩比越高,缸内初始压力越高,点火响应时间越短,有利于集中放热。延迟点火使得点火正时更加接近上止点,初始压力、温度升高,进一步提高放热率。压缩比为 11 时,点火正时为 350°对应的的燃料放热率达到最高 10.44 J/(°),比提前于 320°点火相对提升 51.97%。

(2) 发动机工质泄漏质量随着压缩比增大而增大。延迟点火能够缩短缸内高压持续期,降低燃烧室间的压差,有利于降低发动机的工质泄漏损失。在压缩比为 9 时,延迟点火能够使得发动机燃烧持续期内的泄漏速率维持在 0.01 g/s 左右,较 320°提前点火工况下降了约 25.38%,有利于提高发动机的热功转换效率。

(3) 在压缩比保持不变时,受泄漏与压力变化的影响,指示功率随着点火延后呈抛物线型变化。随着压缩比增高,燃烧前期缸内压力相应速度加快,最优指示功率对应的点火正时后移。当压缩比升至 11 时,发动机于较晚的 340°点火可获得最高的功率 12.67 kW。

(4) 随着点火正时的推迟,高压压缩比工况下的指示油耗显著下降。此时,更高的压缩比增强了发动机的做功能力。因此,在当量比不变的前提下,340°点火正时可以获得最低的指示油耗,约为 76.03 g/(kW·h)。但同时,更高的压缩比也会延长高温持续期,增大 NO 排放,而迟点火可以延后放热进程,缓解 NO 排放。

参考文献:

[1] BORETTI A. CAD/CFD/CAE modelling of wankel engines for UAV [C]//SAE 2015 AeroTech Congress &

Exhibition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2015: 2015-01-2466.

- [2] WANG Wei, ZUO Zhengxing, LIU Jinxiang. Miniaturation limitations of rotary internal combustion engines [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 112: 101-114.
- [3] CHEN Wei, PAN Jianfeng, ZUO Qingsong, et al. Combustion performance improvement of a diesel fueled Wankel stratified-charge combustion engine by optimizing assisted ignition strategy [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 205: 112324.
- [4] SHKOLNIK N, SHKOLNIK A. Rotary high efficiency hybrid cycle engine [C]//Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2008: 2008-01-2448.
- [5] YANG Zhenghao, DU Yang, GENG Qi, et al. Performance analysis of a hydrogen-doped high-efficiency hybrid cycle rotary engine in high-altitude environments based on a single-zone model [J]. *Energies*, 2022, 15(21): 7948.
- [6] SHKOLNIK A, LITTERA D, NICKERSON M, et al. Development of a small rotary SI/CI combustion engine [C]//SAE/JSAE 2014 Small Engine Technology Conference & Exhibition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2014: 2014-32-0104.
- [7] LITTERA D, NICKERSON M, KOPACHE A, et al. Development of the XMv3 high efficiency cycloidal engine [C]//JSAE/SAE 2015 Small Engine Technologies Conference & Exhibition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2015: 2015-32-0719.
- [8] NICKERSON M, KOPACHE A, SHKOLNIK A, et al. Preliminary development of a 30 kW heavy fueled compression ignition rotary 'X' engine with target 45% brake thermal efficiency [C]//WCX World Congress Experience. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2018: 2018-01-0885.
- [9] LEBOEUF M, DUFAULT J F, NICKERSON M, et al. Performance of a low-blowby sealing system for a high efficiency rotary engine [C]//WCX World Congress Experience. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2018: 2018-01-0372.
- [10] 吴志海,涂宇,罗斐,等.内燃机节能减排技术及未来发展趋势研究 [J]. *邵阳学院学报(自然科学版)*, 2021, 18(6): 61-70.

WU Zhihai, TU Yu, LUO Fei, et al. Research on energy saving and emission reduction technology of an internal combustion engine and its future development trend [J]. *Journal of Shaoyang University (Natural*

- Science Edition), 2021, 18(6): 61-70.
- [11] YANG Zhenghao, DU Yang, GENG Qi, et al. Energy loss and comprehensive performance analysis of a novel high-efficiency hybrid cycle hydrogen-gasoline rotary engine under off-design conditions [J]. Energy Conversion and Management, 2022, 267: 115942.
- [12] SHI Cheng, CHAI Sen, DI Liming, et al. Combined experimental-numerical analysis of hydrogen as a combustion enhancer applied to Wankel engine [J]. Energy, 2023, 263(Part C): 125896.
- [13] SADIQ G A, AL-DADAH R, MAHMOUD S. Development of rotary Wankel devices for hybrid automotive applications [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 202: 112159.
- [14] AMROUCHE F, ERICKSON P A, VARNHAGEN S, et al. An experimental analysis of hydrogen enrichment on combustion characteristics of a gasoline Wankel engine at full load and lean burn regime [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2018, 43(41): 19250-19259.
- [15] WAKAYAMA N, MORIMOTO K, KASHIWAGI A, et al. Development of hydrogen rotary engine vehicle [C/OL]//Proceedings of the 16th World Hydrogen Energy Conference [2024-10-01]. <https://www.cder.dz/A2H2/Medias/Download/Proc%20PDF/PARALLEL%20SESSIONS/%5bS22%5d%20Internal%20Combustion%20Engines/13-06-06/169.pdf>.
- [16] NIZAR J, MUKAI M, KAGAWA R, et al. Amelioration of combustion of hydrogen rotary engine [J]. International Journal of Automotive Engineering, 2012, 3(3): 81-88.
- [17] MORIMOTO K, TERAMOTO T, TAKAMORI Y. Combustion characteristics in hydrogen fueled rotary engine [C]//International Congress & Exposition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 1992: 920302.
- [18] SHI Cheng, JI Changwei, GE Yunshan, et al. Numerical study on ignition amelioration of a hydrogen-enriched Wankel engine under lean-burn condition [J]. Applied Energy, 2019, 255: 113800.
- [19] CHEN Wei, PAN Jianfeng, YANG Wenming, et al. Stratified combustion characteristics analysis and assisted-ignition strategy optimization in a natural gas blended diesel Wankel engine [J]. Fuel, 2021, 292: 120192.
- [20] 崔宇. 转子发动机的结构和工作原理 [J]. 黑龙江交通科技, 2011, 34(9): 270.
- [21] YANG Jinxin, JI Changwei, WANG Shuofeng, et al. Numerical study of compound intake on mixture formation and combustion process in a hydrogen-enriched gasoline Wankel rotary engine [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 185: 66-74.
- [22] WOSCHNI G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine [C]//National Fuels and Lubricants, Powerplants, Transportation Meetings. Warrendale, PA, USA: SAE International, 1967: 670931.
- [23] YANG Zhenghao, GAO Xingyu, GENG Qi, et al. Investigation of comprehensive performance and optimal control strategy of hydrogen-doping X-type rotary engine under part-load conditions [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 83: 133-147.
- [24] COSTA T J, NICKERSON M, LITTERA D, et al. Measurement and prediction of heat transfer losses on the XMv3 rotary engine [J]. SAE International Journal of Engines, 2016, 9(4): 2368-2380.
- [25] SHI Cheng, JI Changwei, WANG Shuofeng, et al. Assessment of spark-energy allocation and ignition environment on lean combustion in a twin-plug Wankel engine [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 209: 112597.

(编辑 陶晴)