低压天然气喷射的船用二冲程低速双燃料 发动机爆震研究^{*}

吴越¹,刘龙¹,刘腾²

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院,黑龙江 哈尔滨 150001;2. 中船动力研究院有限公司,上海 201206)

摘 要:为了解决大缸径船用预混天然气双燃料发动机的爆震问题,并拓展天然气的稀燃边界,基于三维数值模拟的方法对大缸径船机进行了仿真模拟。分析了大缸径双燃料发动机爆震的特点,并对缸内涡流强度和废气再循环(EGR)率对爆震的影响进行了研究。研究结果表明:大缸径预混天然气发动机的爆震位置往往发生在气缸边缘,火焰面的传播过程是引起缸内爆震的主要因素。随着缸内涡流从无 到有的增强,缸内的爆震强度随之增强;当涡流到达一定程度后,随着涡流的增强,缸内的爆震强度反 而降低;缸内加入EGR可以提高天然气当量比的同时减少爆震的强度,可以拓展天然气的稀燃边界。

关键词:低速柴油-天然气双燃料发动机;预混合燃烧;涡流;爆震;三维CFD数值模拟;废气再循环

中图分类号: U664.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2021) 11-2522-09 **DOI**: 10.13675/j.enki. tjjs. 200348

Knock of Low-Speed Two-Stroke Marine Dual-Fuel Engine with Low Injection Pressure of Natural Gas

WU Yue¹, LIU Long¹, LIU Teng²

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;2. China Shipbuilding Power Engineering Institute Co. Ltd., Shanghai 201206, China)

Abstract: In order to solve the knock problem of large-bore marine dual-fuel engines with premixed natural gas and expand the lean burn boundary of natural gas, based on the engine's three-dimensional numerical simulation, the knock characteristics in the large-bore dual-fuel engine were analyzed, and the effects of swirl intensity in-cylinder and EGR (Exhaust Gas Recirculation) rate on knock were studied. The results show that the knock positions of large-bore premixed natural gas engines often occur at the edge of cylinder. The propagation process of flame surface is the main factor causing the knock in-cylinder. The knock intensity increases with the increase of the swirl intensity in the cylinder. When the swirl intensity reaches a certain value, the knock intensity decreases with the increase of the swirl intensity. Adding EGR in the cylinder can increase the equivalence ratio of natural gas but reduce the knock intensity at the same time, additionally it can expand the lean burn boundary of natural gas.

^{*} 收稿日期: 2020-05-21;修订日期: 2020-08-07。

基金项目: 高技术船舶科研计划 (MC-201501-D01-03)。

作者简介: 吴 越, 博士生, 研究领域为船用双燃料发动机燃烧技术。

通讯作者:刘 龙,博士,教授,研究领域为内燃机燃烧技术。

引用格式: 吴 越, 刘 龙, 刘 腾. 低压天然气喷射的船用二冲程低速双燃料发动机爆震研究[J]. 推进技术, 2021, 42 (11):2522-2530. (WU Yue, LIU Long, LIU Teng. Knock of Low-Speed Two-Stroke Marine Dual-Fuel Engine with Low Injection Pressure of Natural Gas[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(11):2522-2530.)

Key words: Low-speed diesel-natural gas dual-fuel engine; Premixed combustion; Swirl; Knock; 3D CFD numerical simulation; Exhaust gas recirculation

1 引 言

随着国际海事组织颁布的越来越严格的海上排 放法规^[1],柴油机越来越难以满足海上的排放标准。 严格的法规要求柴油机具有更先进的减排技术,虽 然改变柴油机的燃烧策略可以实现氮氧化物排放的 降低,如带有涡轮增压或先进喷射策略的米勒循环, 但是如果不发展新的技术和操作策略或者使用废气 后处理,通常无法实现较为显著的减排,而这些新技 术也不可避免会对整个系统的效率造成影响[2-3]。天 然气以其较高的经济性、排放物低、低热值高和国内 储量丰富等特点,成为一种很有发展前景的替代燃 料。柴油-天然气双燃料发动机的氮氧化物、硫化物 和颗粒物的排放都远远低于柴油机^[4]。在船用双燃 料天然气发动机中,一种在压缩冲程低压喷入天然 气从而获得天然气和空气的预混合气,并在预燃室 中喷射柴油来引燃预混合气的双燃料发动机,因为 具有不需要任何后处理装置或者废气再循环(Exhaust Gas Recirculation, EGR) 就可满足 IMO Tier III 排放法规的优点而被广泛应用^[5]。

在预混燃烧中,Otto循环中的燃烧放热不能通过 控制喷射速率来控制。天然气的燃烧在一定程度上 受压缩比和燃烧过程中的湍流和涡流的水平控制。 但在给定的发动机设计中,这些参数已经固定,因此 燃烧控制的基础是混合气的空燃比。通过调整混合 物的空燃比和正确的点火正时,可以获得最佳的燃 烧速度,从而获得具有最佳效率和最低NO_x排放的工 况。但是天然气具有狭窄的空燃比工作区域。容易 发生失火和爆震等非正常燃烧现象^[6]。同时,低压喷 射天然气双燃料发动机爆震的发生严重阻碍了发动 机压缩比的提高,进而影响了发动机功率的提高,并 且增加了通过控制空燃比来控制工况的难度^[7]。因 此,了解双燃料发动机爆震的发生机理以减少爆震 的发生和扩展天然气的稀燃边界来提高双燃料发动 机的压缩比,进而提高发动机的功率极其具有意义。

近年来,国内外科研工作者针对双燃料发动机的爆震问题也进行了相关研究。Selim^[8]在柴油-天然气双燃料机上进行了研究,发现了提高发动机转速或负荷、减少气体燃料的质量、滞后引燃油喷油正时和增加引燃油量可提高双燃料发动机的热效率从 而降低双燃料发动机的爆震倾向。Lounici等^[9]提出 增加引燃油喷射量是延缓柴油-天然气双燃料发动 机爆震的有效技术。Abdelaal等^[10]用柴油机改造的 柴油-天然气双燃料发动机研究了在空气中加入过 量氧气对爆震的影响。研究结果表明在空气中增氧 是消除爆震的一种有效途径。Berenjestanaki等^[11]对 未发生明显压力振荡且没有缸压急速上升的爆震燃 烧,使用远端混合气的自燃作为爆震发生的指标。 Tanoue等^[12]的研究表明,火焰的传播速度对发动机 的爆震具有显著的影响。Li等^[13]研究了EGR率对甲 醇的爆震影响,研究结果表明,在燃烧室中引入EGR 可以降低爆震强度,并延缓爆震的开始时间。

以上的研究工作都是在小缸径、四冲程双燃料 发动机上进行。而船用发动机通常具有大缸径、长冲 程的特点,因此其缸内爆震发生的机理和特点与小缸 径的发动机尤为不同。大缸径船机的实验较为复杂, 昂贵,周期较长。大型船机的三维仿真模拟可以节省 大量的实验费用,并且可以深入分析发动机缸内的流 动和燃烧细节而被广泛使用在科研工作中。

对于爆震的研究很多都是基于增大发动机的空 燃比,进而减少爆震的发生,如在空气中加入氧气, 增加柴油的掺挠比例或者减少天然气的添加比例, 以达到调整空燃比的目的。大缸径船机的扫气过程 和火焰射流会引起较大的缸内涡流(绕发动机气缸 轴线的气流运动),这点也不同于小缸径发动机。这 些缸内涡流对火焰的传播会产生较大的影响,从而 引起燃烧过程的变化。而改变缸内涡流强度不会改 变缸内的空燃比。

EGR 中含有大量的 CO₂,由于 CO₂具有更大的比 热容,可以很好地起到降温作用,从而进一步降低 NO_x的排放,所以被广泛用于扩散燃烧的船用柴油机 上来减少氮氧化物的排放。设想预混天然气缸内引 入 EGR 会相对地提高缸内的天然气当量比,利用高比 热容的 CO₂吸收过高的缸内热量,使缸内温度不至于 提升太快,从而减少远端天然气的自燃趋势,来减少 爆震发生的趋势,这样可以扩展天然气的爆燃界限。

本文使用三维仿真软件 CONVERGE 模拟发动机 的工作过程,进行发动机缸内爆震的研究。通过对 缸内不同空间分布的压力监控点进行分析,研究了 大缸径双燃料发动机的爆震特征,并通过设置不同 的缸内涡流强度和不同 EGR 率来研究缸内涡流和 EGR 对双燃料发动机的爆震影响。

2 数值模型和研究方法

2.1 模型构建

本文以船用低压喷射天然气双燃料发动机为研 究对象,发动机的几何模型和基本参数见图1和表1。 工作方式为在压缩行程,对称分布在缸套中部的天 然气喷气阀向缸内喷入天然气,天然气通过缸内的 气流运动与空气进行预混合。缸盖上对称分布一对 预燃室,临近压缩终点向预燃室内喷入引燃柴油,之 后预燃室内燃烧的柴油和天然气混合物喷入主燃室 点燃预混合气。本文使用三维仿真软件CONVERGE 对发动机的工作过程进行仿真模拟。



Fig. 1 Dual fuel engine model with prechambers and gas ports

AD 1 1 4	DI	e 1		• • • • •
Table I	Dual	tuel	engine	specifications

Parameters	Value
Bore /mm	500
Stroke/mm	2050
Connecting rod length/mm	2050
Compression ratio	12
Engine speed/(r/min)	124
Equivalence ratio	0.4
Mass ratio of diesel and natural gas	0.007

由于船用发动机具有较大的体积,小网格会带 来巨大的计算量。为了保持较高模拟精度的同时节 约计算时间,采用了较大尺寸的基础网格,并对重要 的流动区域进行网格局部加密和全局速度、温度梯 度自适应加密的方法。基础网格为20mm;在流动和 燃烧剧烈的区域设置圆柱形加密,如扫气区域、喷气 阀区域和缸套上部的燃烧区等,网格为5mm;预燃室 内的气体流动对柴油的喷雾、混合和着火过程的影 响较为重要,对预燃室区域和喷油器进行了进一步 加密,网格为1.25mm;同时全局设置了自适应加密, 在速度和温度梯度剧烈变化的区域自动进行网格加 密,网格为2.5mm。图2是加密区域指示图。保持加 密策略不变,对基础网格的不同尺寸进行了无关性 分析。基础网格尺寸分别为0.02m,0.03m和0.05m, 图 3 是无关性分析的缸压曲线。计算了扫气过程和 燃烧过程,定义曲轴转角0°为上止点TDC(Top Dead Center), 上止点后为 ATDC(After Top Dead Center)。 从图中可以看出,基础网格尺寸对扫气阶段的缸压 影响较小,0.02m和0.03m案例缸压的误差为0.03%。 在燃烧阶段随着基础网格尺寸的变小,计算精度随 之提高,但是随之而带来了巨大的计算量。0.02m和 0.03m案例缸压的误差为1%,这说明0.02m的基础网 格尺寸已经可以较为准确地描述仿真过程。从无关 性的分析中可以看出物理量变化剧烈、梯度大的区 域进行局部加密和自适应加密的方法对计算精度具 有很大提升。



Fig. 2 Mesh refinement regions in the model



Fig. 3 Effects of base grid size on pressure

柴油喷射使用喷雾模型,其中喷雾模型中的 KH-RT模型系数进行了ECN相关喷雾实验的校核。 天然气喷射使用一个固定质量流来模拟,天然气和 空气的混合过程使用湍流模型来描述。在SAGE燃 烧模型中使用正庚烷替代柴油的燃烧过程,甲烷替 代天然气的燃烧过程。使用的反应机理为自主构建的 73 种组分和 249 个基元反应的双燃料反应机理^[14]。表2是模型中的流动、喷雾和燃烧过程的数值 计算子模型。

Table 2	Models	used	in	this	paper
---------	--------	------	----	------	-------

Models	Name		
Turbulence model	RNG $k-\varepsilon$		
Drop breakup model	KH-RT		
Combustion model	SAGE		
NO_x model	Extended Zeldovich model		
Soot model	Hiroyasu model		

使用一维仿真结果来获取三维模型的边界条件,详见表3。为了保证计算稳定性的同时最大限度 地提高计算速度,在100µs和0.01µs之间自动变化时 间步长。图4是100%载荷下三维模型和实验的缸压 和放热率(*HRR*)对比图。

Table 3Boundary conditions

Parameters	Value	
	, uruo	
Head temperature/K	563	
Cylinder temperature/K	506	
Piston temperature/K	606	
Intake temperature/K	305	
Exhaust temperature/K	612	
Intake pressure/MPa	0.322	
Exhaust pressure/MPa	0.309	



experiment and simulation

2.2 爆震表示方法

为了更好地表示缸内的爆震情况,得到较好的 表示爆震的指标,在气缸的中心到四周径向不同位 置分别设置了压力监控点(Monitor Point, MP),如图 5 所示。通过提升缸内天然气的当量比 0.6 来获得爆 震工况。通过监控点的压力变化分析爆震的特征。



通常使用 MAPO 法^[15](压力振荡的最大振幅)来 表示爆震的程度。具体方法为对监控点的压力曲线 进行傅里叶变换和带通滤波,带通滤波频率为 5~ 30kHz。从而得到压力震荡幅值图,取绝对值最大的 幅值来表示爆震程度的大小。根据文献[16],一般 MAPO 值大于 0.03MPa 为轻度爆震,大于 0.1MPa 为严 重爆震。

3 结果与讨论

3.1 大缸径双燃料发动机的爆震特点

图 6 是某工况下气缸径向和最大缸径周向上的 压力监控点的压力曲线。压力监控点位置详见图 5。 从图 6(a)中可以看出,同一径向监控点的压力波动 相位一致,压力震荡程度只与监控点与中心点的距 离有关。离中心点越近,则压力波动越小,爆震越 小;反之,越远则压力波动越大,爆震越剧烈。气缸 外围的压力震荡会导致活塞与气缸间的剧烈摩擦, 从而引起拉缸等现象。而图 6(b)中同一直径不同方 向上压力监控点的压力震荡程度大致相同,只是相 位有所差别。为了更好地表示爆震情况,后文的爆 震分析皆选取最大直径监控点7的压力曲线。

图 7 是一个爆震工况的缸压、放热率和带通滤波 的压力震荡图。压力振荡幅值接近 1MPa,按照前文 的标准,已经发生了严重爆震。从图中可以看出,压 力剧烈波动开始发生在放热率峰值处,放热峰值后 随着放热变缓,压力的波动变大。图 8 是 900K 的温 度等值面,可以看到火焰面的发展过程。结合图 7, 放热率峰值时刻火焰面几乎已经扩展至整个燃烧 室,此后放热率骤减,缸内发生压力的急剧震荡。在 火焰射流的传播早期,缸内的压力温度尚小,没有发 生远端天然气的早燃。随着缸内压力温度升高,在 图 8(c),(d)中的黑圈部位可以看到局部的一些早燃 现象。但由于此时火焰面几乎已经扩展至整个燃烧 室,可以发生早燃的部位并不多。在未发生爆震的



Fig. 6 Cylinder pressure curves of different monitoring points in radial direction and circumferential direction



Fig. 7 Pressure, *HRR* and band-passed pressure in cylinder of a knock case

案例下也有这种早燃现象的发生,因此认为在大缸 径天然气双燃料发动机中天然气早燃对发动机的爆 震贡献不大。

图9是燃烧室内Z方向和X方向的压力切片图, 其中X方向为Z方向切片的竖直方向。从这些压力 分布图可以看出图7中压力震荡最严重时刻的压力 变化情况,这些压力震荡在图8中的火焰面扩散至整 个缸内后发生。从这些压力分布图可以看出,缸内 压力是不均匀分布的,压力分布随时间变化且遵循



Fig. 8 900K temperature isosurfaces

着一定的运动规律:每0.6°CA一个循环,最大压力位 置沿逆时针方向变化,与涡流同方向运动。在竖直 方向也可以发现这样的规律。可以推定从预燃室喷 射出来的火焰射流和顺涡流传播的火焰面燃烧导致 了压力的不均匀分布,并且最大压力沿涡流方向变 化。因为火焰射流和火焰面与涡流方向相同,并相 互影响,所以涡流对缸内的压力分布会产生较大的 影响。涡流强度将是影响爆震的一项重要因素。

3.2 缸内涡流对爆震的影响

通过 3.1节的分析,大缸径天然气双燃料发动机 缸内爆震可能和缸内涡流具有一定关系。因此本小 节研究了涡流强度对爆震的影响。这里使用了涡流 比的概念来衡量缸内涡流的强度大小,即涡流的角速 度与发动机转速的比值,是一个无量纲值。使用 CONVERGE中的 Map 功能,只改变临近上止点(-10° ATDC)时刻缸内的涡流强度,而不改变其他的参数, 如缸压、温度、组分等,以保证除了涡流以外其他参 数对仿真结果没有影响。在原本涡流的基础上,将 初始时刻(-10° ATDC)的涡流强度设置为正常涡流 水平的0倍、0.5倍、1倍和1.5倍等案例。

首先研究稀薄燃烧中涡流的作用。图10是稀薄 燃烧(当量比0.4)中不同涡流强度下的缸内压力和放 热率曲线图。从缸压曲线中可以看出,随着涡流的 增强,缸内压力曲线显著升高。由于具有相同的体 积变化规律,所以指示功也随着涡流的增强而增加。 同时从放热率曲线可以看出,缸内涡流越强,天然气 的燃烧速度越快,火焰传播速度也越快,从而燃烧持 续期越短。而涡流为0时,缸内火焰传播速度极慢, 没有出现天然气的急燃期,最高爆压只有11MPa左







Fig. 10 Comparison of pressure and *HRR* curves in cylinder with different cases of initial swirl ratio

右,且放热时间太长导致热效率极大地减少。这说明稀薄当量比的天然气具有较低的层流火焰燃烧速度,没有涡流的帮助火焰很难进行传播,缸内的涡流

对于稀薄燃烧是必不可少的。

图 11 是不同涡流强度下的 1200K 温度等值面来 表示火焰面的传播过程。三种案例的图 11(a) 几乎 完全一样,这说明在火焰束的喷射过程中,涡流对火 焰束的影响较小,这是因为火焰束的喷射速度远大 于涡流的速度。从图 11(b)中可以看出,在涡流的 作用下,1.5 倍涡流案例中火焰束的头部已经开始 进行顺涡流的传播,而较小涡流下的火焰面很难进 行传播。图 11(d)中 1.5 倍涡流案例火焰面已经传 播至整个缸内,0.5 倍涡流案例火焰面开始顺着涡流 进行缓慢传播,而 0 倍涡流案例火焰面因为没有涡 流的作用,完全以层流火焰速度进行传播,火焰面 几乎没有移动,导致燃烧不充分。这也说明了在天 然气的稀薄燃烧中,涡流对火焰面的传播是不可或 缺的。

图 12分别描述了不同初始涡流强度下的涡流比 和湍动能变化情况。从图 12(a)中可以分析得到,火 焰射流进入缸内后涡流比会得到约 0.8 的提升。这 个涡流强度的提升不会使初始涡流为 0 的工况燃烧 很好。除了初始涡流不同,不同涡流强度工况下的 涡流变化规律大致相同。而对于图 12(b)中的湍动 能,由于船机的缸径较大,在压缩终点缸内具有较小 的初始湍动能。随着火焰射流射入缸内,引起了一 定的流体紊乱,湍动能得到显著增强。但几种涡流 强度下的湍动能强度和发展趋势几乎相同,因此可 以说明在火焰传播过程中起主要作用的是缸内涡流 强度,而不是火焰锋面的湍能。

将缸内的当量比提高到0.6,获得爆震工况。仍 然使用 Map 功能进行缸内涡流的调整,并保持其他参 数不变,设置涡流分别为0倍、0.25倍、0.5倍、1倍、1.5 倍和2倍涡流等案例。图13是压力曲线和压力波动 图,图14是各工况的MAPO图。可以得到,随着缸内 涡流从无到有的增强,缸内的爆震强度随之增强;当 涡流到达一定程度后,随着涡流的增强,缸内的爆震 强度反而降低。缸内涡流很低时,火焰面的传播主 要依靠天然气的层流火焰速度进行传播,层流火焰 速度与当量比密切相关,尽管随着当量比的提高,传 播速度较稀薄燃烧快,可以达到较大的缸压,但传播 速度仍较小,因此由火焰面相互碰撞引起的压力震 荡很小,尽管缸内的压力温度很高也没有发生爆震。 随着缸内涡流的增大,火焰面的传播速度变快,由火 焰射流引起的多个火焰面相互剧烈碰撞,引起压力 激荡变强,爆震变强;但是当涡流增大到一定程度 时,涡流在火焰面的传播中占主导地位,此时的火焰







Fig. 12 Change of swirl ratio and turbulent kinetic energy in the cylinder with different cases of initial swirl ratio

面传播极快,避免了火焰射流形成的多个火焰面,可 以形成一个火焰面进行传播,因此压力激荡变小。

3.3 EGR 率对爆震的影响

改变引入缸内的 EGR 率分别为 30%,40% 和 50%。为了保证总的燃料能量不变,保持天然气的含量相同,这样引入的 EGR 势必会导致缸内的天然气



Fig. 13 Pressure and band-passed pressure in cylinder with different cases of initial swirl ratio



Fig. 14 MAPO values with different cases of initial swirl ratio

当量比上升。通过计算,引入0%EGR的天然气当量 比为0.6,引入30%EGR的天然气当量比为0.87,引入 40%EGR的天然气当量比为1,引入50%EGR的天然 气当量比为1.24。通过加入EGR提高了天然气的当 量比,以此研究引入EGR对拓展爆燃界限的作用。 图 15 是压力曲线和压力波动图,图 16 是各工况 的 MAPO 图。从图中可以看出,尽管加入 EGR 后天 然气的当量比得到提高(从 0.6 到 1.24),但随着引入 EGR 量的增加,爆震程度反而减小。当引入 50% EGR 时,爆震消失。这是因为由于引入了 EGR,导致缸内 的天然气燃烧更为稳定,且 CO₂会吸收一部分热量, 使缸 内温度降低,这些都导致了火焰面的传播速度 变慢,并降低了远端天然气发生早燃的趋势。图 17 是不同 EGR 率的火焰面传播过程,可以看出随着引 入 EGR 增加,火焰面传播过程和传播速度关系密 切。因此,通过加入 EGR 可以相对提高发动机的当 量比,且可以做到在较高当量比的环境中不发生爆 震,从而提高了天然气的空燃比界限和爆燃界限。



Fig. 15 Pressure and band-passed pressure in cylinder with different cases of EGR



Fig. 16 MAPO values in cylinder with different cases of EGR

结合上一节,可以通过缸内引入EGR和合适的 较大缸内涡流配合使用,这样既可以保证天然气火 焰的传播速度,极大减少缸内爆震且保证发动机稳 定的功率,又不至于缸压过高导致过高的机械损失, 降低发动机的爆震趋势和NO₄排放量。因此,设置了 2倍涡流和引入40%EGR的案例。

图 18 是监控点 7 压力曲线和压力波动图,图 19 是 MAPO 值。可以看出,分别提高缸内涡流和 EGR 率都会降低缸内的爆震强度,提高涡流会提前爆震 的开始时刻,加入 EGR 会滞后爆震开始的时刻,同时 提高缸内涡流强度和加入 EGR 会极大地降低缸内的 爆震强度,甚至不发生爆震。提高缸内涡流会提高 缸内的压力,导致较大的机械摩擦损失;加入 EGR 会 导致发动机的功率降低。但是提高缸内涡流的同时





Fig. 18 Pressure and band-passed pressure in cylinder



加入 EGR 会保持发动机的功率,保证较低的摩擦损失,更重要的是可以极大地降低爆震强度。

4 结 论

通过本文研究,得到如下结论:

(1)大缸径预混天然气发动机的爆震位置往往 发生在气缸边缘。离中心点越近,则压力波动越小, 爆震越小;反之,越远则压力波动越大,爆震越剧烈。 缸内的火焰射流引发的多个火焰面着火和火焰面的 传播过程是引起缸内压力波动的主要因素。

(2)随着缸内涡流从无到有的增强,缸内的爆震 强度随之增强;当涡流到达一定程度后,随着涡流的 增强,缸内的爆震强度反而降低。

(3)缸内加入EGR可以提高天然气当量比,同时 减少爆震发生的倾向,拓展天然气的爆燃界限。

(4)提高缸内涡流的同时加入EGR,可以保持发动机的功率不变,减少摩擦损失,还可以极大地降低 缸内的爆震强度。

致 谢:感谢高技术船舶科研计划的资助。

参考文献

- [1] 邹 宪.采用缸内净化满足船用柴油机 Tier Ⅱ、Tier Ⅲ 法规的数值模拟研究[D].天津:天津大学,2017.
- [2] Raptotasios S I, Sakellaridis N F, Papagiannakis R G, et al. Application of a Multi-Zone Combustion Model to Investigate the NO_x Reduction Potential of Two-Stroke Marine Diesel Engines Using EGR [J]. Applied Energy, 2015, 157: 814-823.
- [3] Chryssakis C, Kaiktsis L, Frangopoulos A. Computational Investigation of In-Cylinder NO_x Emissions Reduction in a Large Marine Diesel Engine Using Water Addition Strategies[R]. SAE T P 01-1257, 2010.
- [4] Černík F. Phenomenological Combustion Modeling for Optimization of Large 2-Stroke Marine Engines under Both Diesel and Dual Fuel Operating Conditions [D]. Prague: Czech Technical University, 2018.
- [5] 周俊杰,魏 鹏,肖广飞,等.预燃室式LPG发动机的试验研究[J].内燃机工程,2003,24(6):4-6.

- [6] Ott T, Zurbriggen F, Onder C, et al. Cylinder Individual Feedback Control of Combustion in a Dual Fuel Engine
 [J]. IFAC Proceedings Volumes, 2013, 46(21): 600-605.
- [7] Ott M, Nylund I, Alder R, et al. The 2-Stroke Low-Pressure Dual-Fuel Technology: from Concept to Reality
 [C]. Helsinki: 28th CIMAC World Congress on Combustion Engine, 2016.
- [8] Selim M Y E. Sensitivity of Dual Fuel Engine Combustion and Knocking Limits to Gaseous Fuel Composition
 [J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45

 (3): 411-425.
- [9] Lounici M S, Benbellil M A, Loubar K, et al. Knock Characterization and Development of a New Knock Indicator for Dual-Fuel Engines [J]. Energy, 2017, 141: 2351-2361.
- [10] Abdelaal M M, Rabee B A, Hegab A H. Effect of Adding Oxygen to the Intake Air on a Dual-Fuel Engine Performance, Emissions, and Knock Tendency [J]. Energy, 2013, 61: 612-620.
- [11] Berenjestanaki A V, Kawahara N, Tsuboi K, et al. End-Gas Autoignition Characteristics of PREMIER Combustion in a Pilot Fuel-Ignited Dual-Fuel Biogas Engine[J]. Fuel, 2019, 254(11).
- [12] Tanoue K, Jimoto T, Kimura T, et al. Effect of Initial Temperature and Fuel Properties on Knock Characteristics in a Rapid Compression and Expansion Machine [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2017, 36(3): 3523-3531.
- [13] Li X, Zhen X, Wang Y, et al. The Knock Study of High Compression Ratio SI Engine Fueled with Ethanol in Combination with Different EGR Rates[J]. Fuel, 2019, 257(11).
- [14] 吴 越. 低压喷射天然气低速双燃料发动机反应机理 和爆震研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2020.
- [15] Millo F, Ferraro C V. Knock in SI Engines: A Comparison Between Different Techniques for Detection and Control[J]. SAE Transactions, 1998, 107: 1091–1112.
- [16] Chen Z, Ai Y, Qin T, et al. Quantitative Evaluation of N-Butane Concentration on Knock Severity of a Natural Gas Heavy-Duty SI Engine[J]. Energy, 2019, 189(11).

(编辑:朱立影)