

喷油速率匹配喷油提前角对超高压共轨柴油机性能影响的仿真研究

周磊¹, 杨昆¹, 刘振明¹, 王银¹, 迟森²

(1.海军工程大学 动力工程学院, 湖北 武汉 430033; 2.陆军军事交通学院 汽车士官学校, 安徽 蚌埠 233011)

摘要:在介绍可变喷油速率实现方法的基础上,建立了单缸超高压共轨柴油机的计算模型,并利用试验验证了模型的准确性,而后通过模型分析了不同喷油速率和喷油提前角对超高压共轨柴油机性能的影响。结果表明:通过调整超高压共轨系统中电控增压器和喷油器电磁阀的开启时间,可以实现喷油速率的柔性可调;随着增压时间的滞后,柴油机缸压、缸温、放热率以及 NO_x 排放均下降,而 soot 排放上升。超高压矩形喷油速率可使柴油机获得最好的动力性和经济性。随着喷油提前角的增加,柴油机缸压、缸温、放热率以及 NO_x 排放均上升,而 soot 排放先下降后上升,太小或太大的喷油提前角都会降低柴油机的动力性和经济性。高喷油速率方案匹配较小的喷油提前角能提升柴油机的动力输出并降低燃油消耗,且每种喷油速率都存在一个最优的喷油提前角,使柴油机性能达到最佳。

关键词:超高压共轨柴油机;喷油速率;喷油提前角;燃烧

中图分类号:TK421.8

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2019)02-0417-07

柴油机高压共轨电控燃油喷射技术是现代先进柴油机标志性技术之一^[1-3]。随着排放法规的日益严格,对喷油特性提出了更高的要求,如喷油率可调、多次喷射以及超高压喷射等^[4-5],以实现柴油机不同工况下更灵活的喷射控制。但现行常规高压共轨系统存在喷油速率无法灵活改变以及超高压喷射实现困难等问题^[6-7]。为克服上述缺点,国内外研究机构通常有2种方法:①利用超高压油泵产生超高压^[8-9],但该方法对高压油泵性能和系统中各部件(高压油泵、共轨管和喷油器等)强度的要求很高。②在喷油器中集成液压放大机构^[10]。但该方法对喷油器自身的加工工艺水平的要求更高。本文提出的超高压共轨系统,通过电控增压器能够将燃油压力放大至超高压状态,并且能够产生灵活可变的喷油速率形态。

燃油喷射压力和喷射方式的变化对柴油机燃烧以及污染物生成都有着十分重要的影响^[11]。Hossam 等^[12]研究了喷射压力对柴油机燃烧特性的

影响,得出喷射压力的升高明显缩短了滞燃期的结论;Cheng 等^[13]研究了柴油机燃烧性能随喷射压力的变化规律,结果表明:喷油压力在一定范围内,能提高缸内爆发压力;Liu 等^[14]研究了柴油喷射压力对燃烧和排放的影响,结果表明柴油喷射压力提高后,最大缸压、放热率以及 NO_x 排放增加,CO 和 THC 排放减少。但上述研究主要集中在喷射压力对柴油机性能的影响,对变喷油速率下的柴油机性能变化规律的研究鲜有报道。为此,本文在介绍可变喷油速率实现方法的基础上,建立了单缸超高压共轨柴油机的计算模型,并利用试验验证了模型的准确性,而后通过模型分析了不同喷油速率和喷油提前角对超高压共轨柴油机性能的影响。

1 可变喷油速率的实现方法

可变喷油速率是通过超高压共轨系统实现的,其结构如图1所示。作为系统的核心部件,电控增

压器对系统实现两级压力喷射和可变喷油速率喷射起着关键性作用,其具体工作原理为:在部分负荷时,共轨腔燃油经增压室进油单向阀及增压活塞中心油道向喷油器供油。在高负荷时,电控增压器电磁阀通电,控制室压力降低,导致增压活塞受力失衡向增压室方向运动,此时增压室内压力受到压缩而升高,即向喷油器供给增压后的高压燃油。电控增压器电磁阀断电后,由于共轨腔的燃油使得控制室内压力得到回升,同复位弹簧一起使增压活塞复位。同时,通过调整电控增压器和喷油器电磁阀的开启时间,系统还可以实现单次喷射过程中喷油速率的变化,从而得到不同形态的喷油速率。图 2 所示为利用 AMESim 软件建立的超高压共轨系统仿真模型,其中高压油泵和共轨腔用理想的高压源替代。

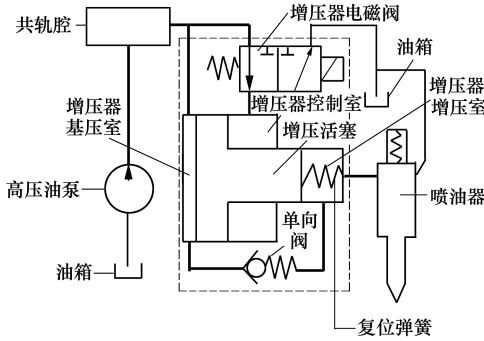


图 1 超高压共轨系统结构图

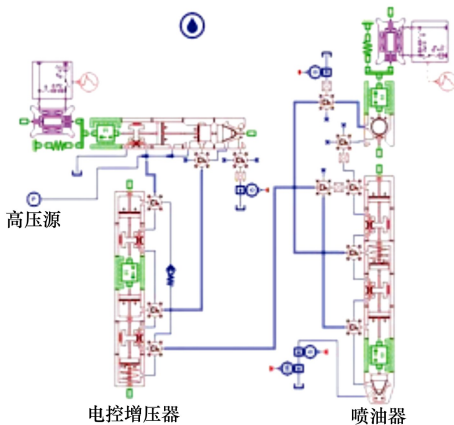


图 2 超高压共轨系统仿真模型

2 超高压共轨柴油机计算模型建立及验证

考虑到研究重点是喷油速率匹配喷油提前角对

超高压共轨柴油机性能的影响,为了方便分析柴油机匹配超高压共轨系统后的性能变化,通过 GT-Power 建立了单缸超高压共轨柴油机的计算模型(见图 3)。柴油机的主要参数如表 1 所示。

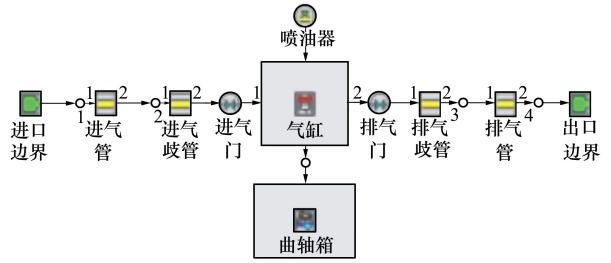


图 3 单缸超高压共轨柴油机的计算模型

表 1 柴油机的主要参数

参数	数值
柴油机转速/($r \cdot \min^{-1}$)	1 500
缸径/mm	130
冲程/mm	120
连杆长度/mm	170
压缩比	18.5
喷孔直径/mm	0.2
喷孔数量	6

在模型建立过程中,燃烧和传热模型的选择直接影响到整个模型的计算精度。为准确预测柴油机整体性能,本文选取了 EngCylCombDIJet 准维燃烧模型^[15],在使用该模型时,由于其对喷射型线和时间非常敏感,因此要保证喷油型线和时间跟实际喷油器一致。传热模型采用了 Woschni 模型^[16]。

为验证所建立的超高压共轨柴油机计算模型的准确性,进行了超高压共轨柴油机试验,图 4 为缸压仿真值与试验值的对比图,由图可知,缸压的仿真值和试验值一致性较好,可以用来模拟实际情况。

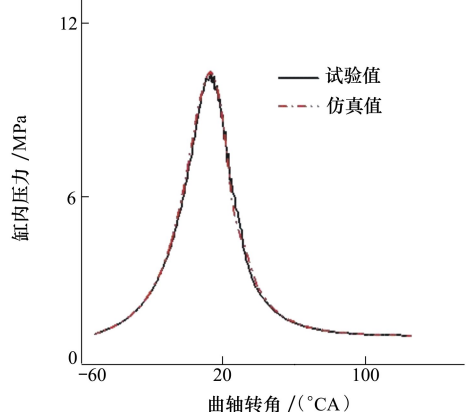


图 4 缸压仿真值与试验值对比图

3 仿真结果与分析

3.1 喷油速率对超高压共轨柴油机性能的影响

利用超高压共轨系统仿真模型(见图 2),通过更改模型中电控增压器和喷油器电磁阀的开启时间,得到如图 5 所示的 7 种喷油速率方案。

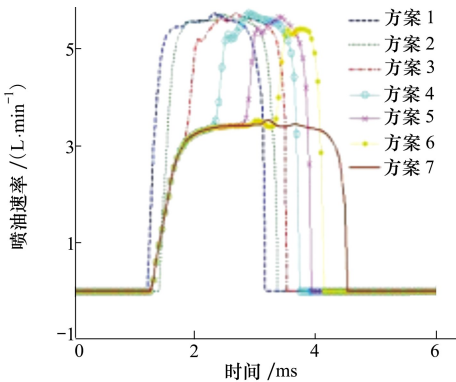


图 5 喷油速率方案

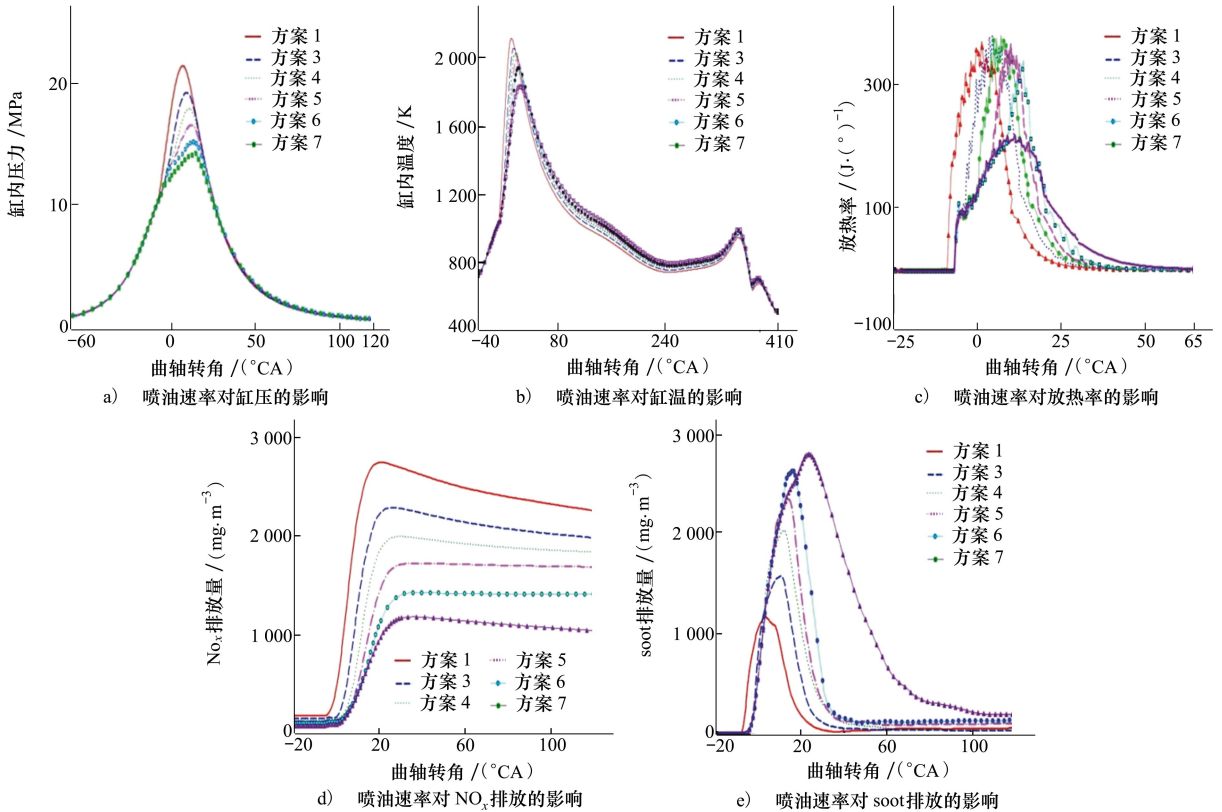


图 6 喷油速率对柴油机燃烧排放特性的影响

方案 1 喷油时刻相对增压时刻滞后 0.5 ms,近似于全超高压喷射;方案 7 电控增压器电磁阀不动作,近似于常规高压喷射;方案 2 喷油时刻与增压时刻同步,方案 3~6 喷油时刻相对增压时刻提前时间依次递增 0.5 ms。

保持喷油提前角恒定(上止点前 12°CA),将以上 7 种方案的喷油速率数据导入到柴油机喷油器模型中,得到的喷油速率对柴油机燃烧排放特性的影响如图 6 所示。考虑到方案 2 相对其他方案有较大的喷油延迟,相当于喷油提前角变小,且其喷油压力变化与方案 1 类似,因此在分析过程中不与其他方案进行对比。

由图 6 可知,随着增压时刻的滞后,缸压、缸温以及放热率均下降,且达到各自峰值的时间均有所滞后。这是由于增压时刻越早,缸内形成的可燃混合气越多,且混合速率越大,造成燃烧过程的加剧和燃烧始点的提前导致的。在排放物生成方面,随着增压时刻的滞后,NO_x 排放下降,而 soot 排放上升。

这是由于增压时刻的滞后导致了缸温的下降,故 NO_x 排放下降。soot 主要由其生成和氧化过程决

定,随着增压时刻的滞后,一方面使得缸内油气混合不充分,soot 生成量增加;另一方面使得缸温下降,

soot 氧化量减少,在二者的共同作用下,soot 排放上升。

喷油速率对柴油机动力和经济性的影响如表 2 所示。

表 2 喷油速率对柴油机动力和经济性的影响

方案	功率/kW	油耗率/(g · (kW · h) ⁻¹)
1	29.7	206.1
3	29.2	209.6
4	28.6	214.0
5	28.5	214.7
6	28.4	215.5
7	27.5	222.5

由表可知,方案 1 采用超高压矩形喷射获得了最好的动力性和经济性。与方案 7 相比,功率增大了 7.41%,油耗率减小了 7.96%。

3.2 喷油提前角对超高压共轨柴油机性能的影响

为了分析喷油提前角对柴油机性能的影响,选取喷油方案 4,在 -22°CA ~ 0°CA (每 2°CA 取一个值) 范围下,得到喷油提前角对柴油机燃烧排放特性的影响如图 7 所示。

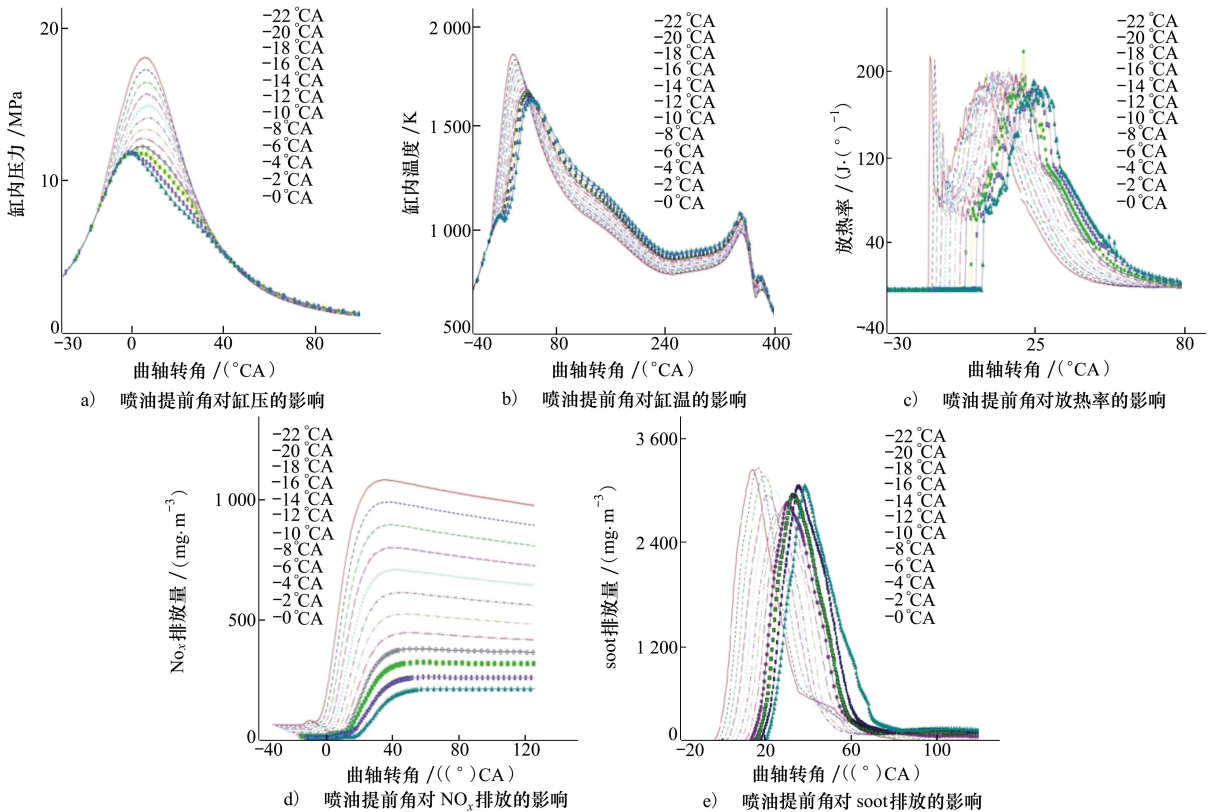


图 7 喷油提前角对柴油机燃烧排放特性的影响

由图 7 可知,随着喷油提前角的增加,缸压、缸温以及放热率均上升。这是由于随着喷油提前角的增加,滞燃期内喷入的燃油增多,形成的可燃混合气增多,即燃烧过程进行地更加剧烈,最终导致了缸压、缸温以及放热率的上升。在排放物生成方面,随着喷油提前角的增加,NO_x 排放上升,而 soot 排放先下降后上升。这是由于缸温随着喷油提前而上升,导致 NO_x 排放持续上升。soot 排放的变化则是由于喷油提前角在一定范围内时,因缸内温度升高所氧

化的 soot 量大于因扩散期燃油比例减少所生成的 soot 量,造成了 soot 排放量的下降,但当主喷提前角过大时,soot 氧化量小于 soot 生成量,故 soot 排放量又随之上升。

喷油提前角对柴油机动力和经济性的影响如表 3 所示。由表可知,随着喷油提前角的增加,功率先增大后减小,而油耗率先减小后增大。在喷油提前角为 -10°CA 时,柴油机的动力性与经济性达到最佳。与 0°CA 相比,功率增大了 3.60%,油耗率减

小了 3.45%;与-22°CA 相比,功率增加了 5.11%,油耗率减小了 4.88%。

表 3 喷油提前角对柴油机动力性和经济性的影响

喷油提前角/(°CA)	功率/kW	油耗率/(g·(kW·h) ⁻¹)
-22	27.4	223.4
-20	27.6	221.7
-18	27.8	220.1
-16	28.1	217.8
-14	28.4	215.5
-12	28.6	214.0
-10	28.8	212.5
-8	28.5	214.7
-6	28.3	216.3
-4	28.1	217.8
-2	27.9	219.4
0	27.8	220.1

3.3 喷油速率匹配喷油提前角对超高压共轨柴油机性能的影响

根据前文分析结果可知,不同喷油速率和喷油提前角对超高压共轨柴油机的性能存在较大的影响,为了更加准确地获得不同喷油速率改善柴油机性能的特点和规律,以柴油机的动力性和经济性为指标,针对不同喷油速率匹配不同喷油提前角进行了功率和油耗率的计算分析,结果如图 8 所示。

由图 8 可知,每种喷油速率均有对应的最优喷油提前角,使得柴油机达到最佳的动力性和经济性(方案 1 在-6°CA 获得;方案 3 在-10°CA 获得;方案 4 在-12°CA 获得;方案 5 在-14°CA 获得;方案 6

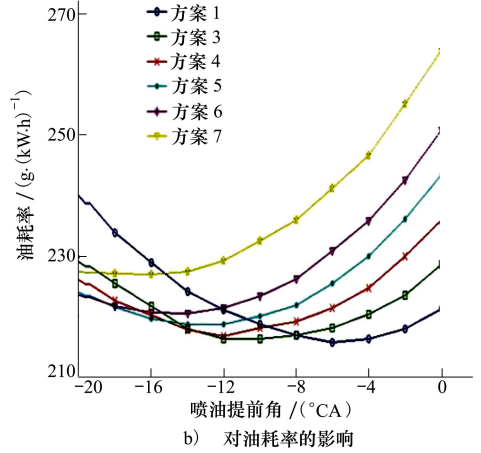
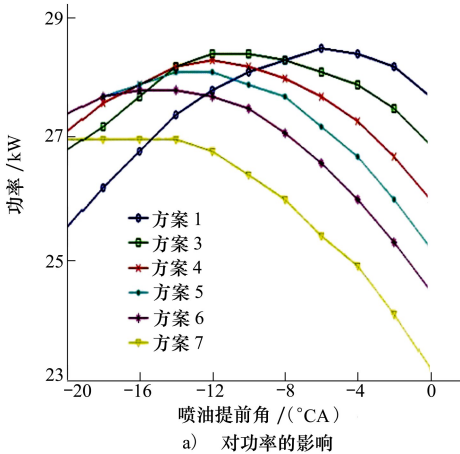


图 8 不同喷油速率匹配不同喷油提前角对柴油机性能的影响

在-16°CA 获得;方案 7 在-18°CA 获得)。高喷油速率方案匹配较小的喷油提前角能提升柴油机的动力输出并降低燃油消耗,即随着增压时刻的滞后,喷油持续期延长,因此需要更长时间的油气混合时间,以保证燃烧过程更加合理。

4 结 论

1) 通过调整超高压共轨系统中电控增压器和喷油器电磁阀的开启时间,可以实现单次喷射过程中喷油速率的变化,从而得到不同形态的喷油速率。

2) 随着增压时间的滞后,柴油机缸压、缸温、放热率以及 NO_x 排放均下降,而 soot 排放上升。同时,超高压矩形喷油速率可使柴油机获得最好的动力性和经济性。

3) 随着喷油提前角的增加,柴油机缸压、缸温、放热率以及 NO_x 排放均上升,而 soot 排放先下降后上升。同时,太小或太大的喷油提前角都会降低柴油机的动力性和经济性。

4) 高喷油速率方案匹配较小的喷油提前角能提升柴油机的动力输出并降低燃油消耗,且每种喷油速率都存在一个最优的喷油提前角,使柴油机性能达到最佳。

参考文献:

[1] ALLOCCA L, ANDREASSI L. Enhanced Splash Models for High Pressure Diesel Spray[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129: 609-622

- [2] LIU Y, ZHANG Y T, QIU T, et al. Optimization Research for a High Pressure Common Rail Diesel Engine Based on Simulation [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2010, 11(5): 625-636
- [3] 何超,汪勇,李加强,等. 高压共轨柴油机燃烧与二氧化氮排放特性研究[J]. *内燃机工程*, 2013, 34(1): 13-17
HE Chao, WANG Yong, LI Jiaqiang, et al. Combustion and NO₂ Emission Characteristic of High Pressure Common Rail Diesel Engine[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2013, 34(1): 13-17 (in Chinese)
- [4] LEE T W, REIZT R D. The Effects of Split Injection and Swirl on a HSDL Diesel Engine Equipped with a Common Rail Injection System[J]. *SAE Transactions*, 2003, 112(3): 508-521
- [5] 李煜辉,崔可润,朱国伟. 柴油机超高增压的电控技术[J]. *内燃机学报*, 2002, 20(6): 541-545
LI Yuhui, CUI Kerun, ZHU Guowei. The Electronic Control Technology on Ultra-High Supercharged Diesel Engine[J]. *Trans of CSICE*, 2002, 20(6): 541-545 (in Chinese)
- [6] HAVDREM J, QIAN D H, JIN Y J, et al. Effect of Injection Parameters on the Combustion and Emission Characteristics in a Common-Rail Direct Injection Diesel Engine Fueled with Waste Cooking Oil Biodiesel[J]. *Renewable Energy*, 2014, 63: 9-17
- [7] YAN J W. Common Rail Injection System Iterative Learning Control Based Parameter Calibration for Accurate Fuel Injection Quantity Control[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2011, 12(2): 149-157
- [8] SHINOHARA Y, TAKEUCHI K, HERRMANN O E, et al. 3000 Bar Common Rail System[J]. *Journal of Technology and Materials Mechanics*, 2011, 72(1): 4-9
- [9] Ghsemi A, Barron R M, Balavhandar R, et al. Spray-Induced Air Motion in Single and Twin Ultra-High Injection Diesel Sprays [J]. *Fuel*, 2014, 121: 284-297
- [10] LEINHARD R, PARCHE M, ALVARE H, et al. Pressure-Amplified Common Rail System for Commercial Vehicles[J]. *MTZ*, 2009, 70(5): 10-15
- [11] PARK S H, SUH H K, LEE C S. Nozzle Flow and Atomization Characteristics of Ethanol Blended Biodiesel Fuel[J]. *Renewable Energy*, 2010, 35(4): 144-150
- [12] HOSSAM L, ASRAG E, YIGUANG Ju. Direct Numerical Simulations of NO_x Effect on Multistage Auto Ignition of DME/Air Mixture in the Negative Temperature Coefficient Regime for Stratified HCCI Engine Conditions[C]//51st AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, 2013
- [13] CHENG W L, HAN F Y, LIU Q N, et al. Experimental and Theoretical Investigation of Surface Temperature Non-Uniformity of Spray Cooling[J]. *Energy*, 2011, 36: 24-57
- [14] LIU J H, YAO A R, YAO C D. Effects of Diesel Injection Pressure on the Performance and Emissions of a HD Common-Rail Diesel Engine Fueled with Diesel/Methanol Dual Fuel[J]. *Fuel*, 2015, 140(15): 192-200
- [15] RAJ K, GRAHAM T. A Preliminary Study of Ignition Consistency and Heat Release Analysis for a Common-Rail Diesel Engine [R]. SAE Paper, 2004-01-0932, 2004
- [16] HEYWOODE J B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*[M]. New York, McGraw-Hill Inc, 1988

Simulation of the Effect of Fuel Injection Rate that Matches Fuel Injection Advanced Angle on the Performance of Ultra High Pressure Common Rail Diesel Engine

ZHOU Lei¹, YANG Kun¹, LIU Zhenming¹, WANG Yin¹, CHI Miao²

(1.College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;
2.Automobile NCO Academy, Army Military Transportation University, Bengbu 233011,China)

Abstract: On the basis of introducing the implementation method of variable fuel injection rate, the calculation model of a single-cylinder ultra high pressure common rail diesel engine was built, and the accuracy of this model was verified with experiments; then the effects of different fuel injection rates and fuel injection advanced angles on the performance of the ultra high pressure common rail diesel engine were analyzed with this model. The results show that the variable fuel injection rate can be realized by adjusting the opening time of electric-controlled pressure amplifier and injector solenoid valve in the ultra high pressure common rail system. With the lagging of pressurization time, the cylinder pressure, cylinder temperature, heat release rate and NO_x emissions of the diesel engine decrease, while the soot emission rises. The ultra high pressure rectangle injection rate can make the diesel engine acquire best power and economy performance. With the increasing of fuel injection advanced angle, the cylinder pressure, cylinder temperature, heat release rate and NO_x emission of the diesel engine rise, while the soot emission decreases first and then rises, the too small or too large fuel injection advanced angle can both reduce the power and economy performance of the diesel engine. The high fuel injection rate that matches small fuel injection advanced angle can improve power output and reduce fuel consumption of the diesel engine, and there is an optimal fuel injection advanced angle for each fuel injection rate to make the diesel engine performance achieve the best.

Keywords: ultra high pressure common rail diesel engine; fuel injection rate; fuel injection advanced angle; combustion