

柴油温度对燃油系统影响的研究

方晓敏, 李孝禄, 王 君, 李 迎, 赵雪菲
(中国计量学院 机电工程学院, 杭州 310018)

摘要:通过模拟计算和试验研究相结合的方式研究了柴油温度对燃油系统性能的影响。试验表明,在相同转速下,随着柴油温度的升高,高压油管喷油器端的残余压力基本不变,压力到达峰值的时刻略延迟,最大压力值减小;在相同温度下,随着转速的增加,残余压力基本不变,压力到达峰值的时刻略有延迟,最大压力值增大;相同转速下,随着温度的升高,每循环喷油量减少;相同温度下,随着转速的增加,每循环喷油量增加。模拟结果与试验结果符合较好。

关键词:柴油; 温度; 燃油系统; 数值模拟

中图分类号: TK438.9 **文献标识码:** B **文章编号:** 1006-0006(2010)04-0031-03

Study on Fuel System Performance under
Different Diesel Temperature

FANG Xiaomin, LIXiaolu, WANG Jun, LIYing, ZHAO Xue-fei
(School of Mechatronics Engineering, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: This paper studied on the fuel system performance of diesel engine under different diesel temperature through simulation and experiment. The test results showed that at the same rotational speed of fuel pump with the fuel temperature increasing, the initial pressure of oil tube was almost similar, the time of pressure peak of oil tube injector end delayed, and its largest value of pressure decreased. Meanwhile, at the same temperature with the rotational speed increasing, the initial pressure of oil tube was also the same essentially, the time of its peak delayed, and its largest value of pressure increased. At the same rotational speed with the temperature increasing, the injection quantity through nozzle orifices decreased. At the same temperature with the rotational speed increasing, the injection quantity through nozzle orifices increased. These results were consistent by simulation and experiment.

Key words: Diesel Temperature; Fuel system; Numerical simulation

随着经济的发展,世界各国对汽车排放的限制更加严格。按照美国联邦测试规程 FTP-75进行测试计算,结果表明,汽油机的 80% 的碳氢化合物和一氧化碳是在冷启动阶段产生的^[1],故世界各国均增加了一7℃环境下冷启动的总碳氢和一氧化碳限值标准^[2]。对柴油机冷启动阶段和暖机阶段而言,不仅要降低其排放,而且还要改善其冷启动性能。

提高燃油温度可以降低燃油黏度和表面张力,改善其雾化性能,进而改善发动机的燃烧和排放。当燃油加热到一定的温度,其喷雾会发生闪急沸腾。Oza等在总结前人研究的基础上对过热柴油的喷雾进行了详细研究^[3]。Yamazaki等研究了多种燃料的过热燃油喷雾特性,认为燃油温度升高,雾化效果更好,预混燃烧增加,可缩短燃烧期,对发动机性能产生明显的影响^[4]。许峰等研究了在不同温度和背压下 4 种燃料喷雾的宏观特性,研究表明,轻柴油达到 160℃时发生闪急沸腾现象;不同燃料发生闪急沸腾的临界温度不同;闪急沸腾喷雾能改善柴油机高负荷时的经济性和烟度^[5]。张煜盛等在一台涡流室柴油机上研究了过热燃油闪急沸腾喷雾对燃烧和排放等的影响,表明在一定燃油温度范围内,柴油机油耗和排放会降低^[6]。

燃油温度不仅对改善柴油机燃烧和排放有着明显的影响,而且对燃油系统的性能也有较大的影响。本文采用模拟计算和试验研究

结合的方法,揭示柴油温度对燃油系统性能的影响。

1 试验设备

本试验台架主要由以下部分组成:温度显示仪、油箱、加热装置、油泵试验台、喷油器、数据采集仪。图 1 为台架及测试系统示意图。油泵选用山东康达喷油泵有限公司生产的 BH4QT85R9 四缸高压泵。采用电磁炉对油箱加热,油箱和连接块内温度传感器读取的信号由温度显示仪显示;霍尔传感器安装在支架上测量油泵转角位置;压力传感器、温度传感器、高压油管分别安装在连接块上;由温度传感器产生的温度信号、霍尔传感器产生的位置信号、压力传感器产生的压力信号通过放大器输入到数据采集仪进行采集,采集到的数据通过 PC 机进行处理。试验用到的主要仪器设备如表 1 所示。

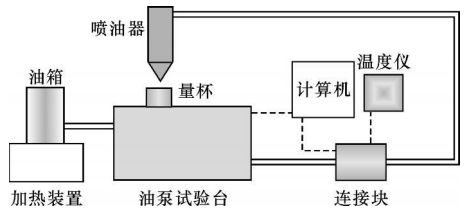


图 1 台架及测试系统示意图
Fig 1 Bench and Testing System

表 1 主要仪器和设备
Tab 1 Key Instruments and Devices

设备名称	型号	产地
油泵试验台	LBD-D	中意拉宝地
霍尔传感器	FJ2E-D10NK	上海成辉工控
压力传感器	4067A2000	瑞士奇石乐
温度传感器	PT100	北京赛亿凌
电荷放大器	4681A	瑞士奇石乐
数据采集仪	HR-DAQ-USB-5	上海好耐

研究表明,由于柴油的压缩性和燃油系统的热动力过程,致使柴油在燃油系统的温度是变化的,而且从油泵到喷油器有几度的温升^[7]。本研究在连接块处用温度传感器 PT100测量燃油温度。温度传感器 PT100是一种稳定性和线性都比较好的铂丝热电阻传感器,具有抗振动、稳定性好、准确度高、耐高压等优点。其测量范围为-200~+850℃,允许偏差值为±0.1℃,热响应时间小于30s。

2 模拟模型

通过建立模型计算柴油温度对高压油管喷油器端压力和每循环喷油量的影响。模拟模型结构图如图2所示。

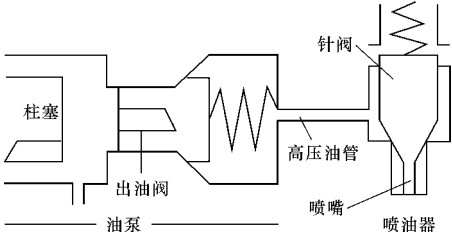


图 2 模拟模型结构图
Fig 2 Schematic of Simulation Model

将流动视为一维、有摩擦、可压缩的不稳定流动,并有如下假设:
1)考虑到与液体的弹性模量相比,本系统结构的容积在受液体压力作用时变形极小,可视为刚性容积;
2)不计较运动件之间的摩擦阻力、弹簧自振和精密偶件处的燃油泄露;
3)由于燃油的喷射压力高,压力变化大,按可压缩流体进行模拟计算。当系统中燃油温度较低且稳定时,密度为压力的函数。

计算模型主要运用的方程有:
1)高压油管内连续流动方程和运动方程
连续方程 $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0$ (1)
运动方程 $\left(\rho \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x}\right) + \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{8\pi \mu u}{A_0}$ (2)

式中,u为沿流动方向的速度;p为流体压力;ρ为流体密度;A₀为油管内截面积;μ为燃油粘性系数。
以上方程组的求解取决于喷射过程的定解条件,即初始条件与边界条件。边界条件由喷油泵和喷油器的结构决定。

2)喷油泵边界方程组
柱塞腔燃油连续方程

$$\alpha V_p \frac{dp_b}{dt} = A_p \frac{dy_p}{dt} - \eta A_{Dp} u_D - \delta \mu_D A_D \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_b - p_D|} - \gamma \mu_i A_i \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_b - p_i|} \quad (3)$$

式中,α为燃油压缩系数;V_p为柱塞腔容积;p_b为出油阀腔燃油压力;p_D为出油阀处的压力;p_i为进(回)油腔内燃油压力;A_p为柱塞截面积;y_p为柱塞行程;A_{Dp}为出油阀泄压凸缘截面积;u_D为出油阀速度;A_D为出油阀处截面积;A_i为进(回)油孔截面积;μ_D为出油阀处燃油粘性系数;μ_i为进(回)油孔燃油粘性系数。η可为1或0,δ、γ可为1或-1,其选择条件如下:η=1(出油阀运动时)或η=0(出油阀落座时);δ=1(p_b≥p_D)或δ=-1(p_b≤p_D);γ=1(p_b≥p_i)或γ=-1(p_b≤p_i)。

-1(p_b≤p_i)。

出油阀连续方程

$$\alpha V_D \frac{dp_D}{dt} = \eta A_D u_D + \delta \mu_D A_D \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_b - p_D|} - A_{p_o} u_o \quad (4)$$

出油阀运动方程

$$M_D \frac{du_D}{dt} = A_{Dp} (p_b - p_D) - C_D (y_D + y_{D_o}) \quad (5)$$

式中,V_D为出油阀腔容积;A_{p_o}为泵端高压油管流通截面积;u_o为高压油管进口处燃油流速;M_D为出油阀运动部件质量;C_D为出油阀弹簧刚度;y_D为出油阀行程;y_{D_o}为出油阀弹簧预压缩长度。

3)喷油器边界方程组
针阀腔连续方程

$$\alpha V_N \frac{dp_N}{dt} = A_{N_L} u_L - \beta A_{N_g} u_N - \xi \mu_{N_o} A_{N_o} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_N - p_B|} \quad (6)$$

针阀运动方程

$$m_N \frac{du_N}{dt} = A_{N_g} p_N - C_N (y_{N_o} + y_N) \quad (7)$$

式中,V_N为柴油针阀腔容积;p_N为柴油针阀腔内燃油压力;A_{N_L}为柴油蓄压腔端高压油管流通截面积;u_L为柴油蓄压腔端高压油管出口处燃油流速;A_{N_g}为柴油针阀导向部分截面积;A_{N_o}为柴油喷孔处截面积;μ_{N_o}为柴油喷孔处燃油粘性系数;p_B为喷油器外环境压力;y_N为柴油针阀行程;u_N为柴油针阀速度;m_N为柴油针阀运动部件质量;C_N为柴油针阀弹簧刚度;y_{N_o}为柴油针阀弹簧预压缩长度。β可为1或0,ξ可为1或-1,其选择条件如下:β=1(针阀运动)或β=0(针阀静止);ξ=1(p_N>p_B)或ξ=-1(p_N<p_B)。

针对高压油管内流动偏微分方程组,首先采用一阶偏微分方程组的特征线法求出高压油管内连续方程和运动方程的特征关系式,然后利用有限差分法转化成计算程序中的差分方程组进行求解;而喷油泵边界方程组和喷油器边界方程组则采用有限差分法求出相应的差分方程,然后进行迭代计算求出方程组的解。

表2为模拟和试验参数。计算步长设置为0.0015°CA(油泵转角),喷射持续角度为25°CA,共输出250个数据。

表 2 模拟和试验参数
Tab 2 Parameters of Simulation and Experiment

项 目	数 值	项 目	数 值
凸轮升程 /mm	9	出油阀减压容积 /mm ³	41
凸轮基圆半径 /mm	14	高压油管内径 /mm	1.5
滚轮半径 /mm	7.5	高压油管长度 /mm	60
柱塞直径 /mm	9	针阀移动部件质量 /kg	0.02
进回油孔直径 /mm	2.5	针阀最大升程 /mm	0.4
进回油孔数	1	针阀弹簧刚度 /(N·m ⁻¹)	250 000
柱塞腔初始容积 /mm ³	363	针阀弹簧预紧力 /N	777.54
出油阀开启压力 /MPa	1.1	喷孔直径 /mm	0.24
止回阀开启压力 /MPa	0.1~0.15	喷孔数量	5

3 试验结果与分析

试验中,油泵试验台转速分别为500、750、1 000和1 250 r/min,由于温度过高会大大减小柴油的粘度,摩擦力过大也会对油泵机体损耗严重,因此柴油温度选为20℃和50℃。

3.1 高压油管喷油器端压力分析

柴油温度为20℃时,在不同转速下高压油管喷油器端压力如图3所示。从图3可以看出,随着转速的增加,起始压力基本不变,到达峰值的时刻略有延迟,最大压力值增大;当转速分别500、750、1 000和1 250 r/min时,高压油管喷油器端的压力峰值分别为27.55、35.50、43.43、49.48 MPa,最大压力分别较前一转速增加了28.9%、22.3%、13.9%。

柴油温度为50℃时,在不同转速下高压油管喷油器端压力如图4所示。从图4可以看出,随着转速的增加,起始压力到达峰值的时

刻略有延迟,最大压力值增大;当转速分别为 500、750、1 000 和 1 250 r/min 时,高压油管喷油器端的压力峰值分别为 24.82、33.90、40.84、42.11 MPa,最大压力分别较前一转速增加了 36.58%、20.5%、3.1%。

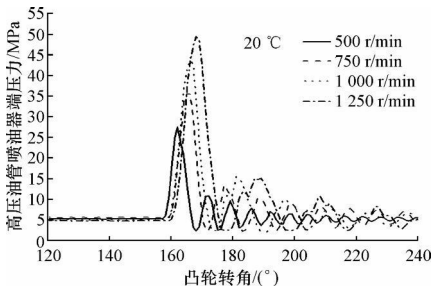


图 3 20 °C、不同转速下高压油管喷油器端压力
Fig 3 Pressure of Oil Tube Injector End in Different Speed at 20 °C

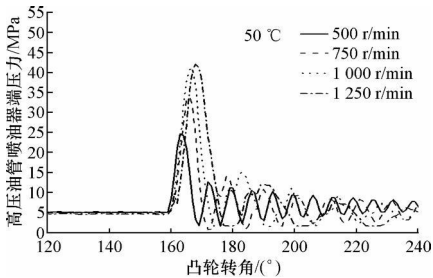


图 4 50 °C、不同转速下高压油管喷油器端压力
Fig 4 Pressure of Oil Tube Injector End in Different Speed at 50 °C

油泵试验台转速为 500 r/min 时,在不同温度下高压油管喷油器端压力如图 5 所示。从图 5 可以看出,随着柴油温度的升高,起始压力基本不变,到达峰值的时刻略有延迟,最大压力值减小;当柴油温度分别为 20、50 °C 时,高压油管喷油器端的压力峰值分别为 27.55、24.82 MPa,最大压力减少了 9.9%。

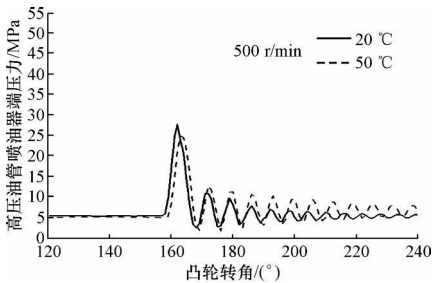


图 5 500 r/min 不同温度下高压油管喷油器端压力
Fig 5 Pressure of Oil Tube Injector End at 500 r/min & Different Temperature

油泵试验台转速为 750 r/min 时,在不同温度下高压油管喷油器端压力如图 6 所示。从图 6 可以看出,随着柴油温度的升高,起始压力基本不变,到达峰值的时刻略有延迟,最大压力值减小;当柴油温度分别为 20、50 °C 时,高压油管喷油器端的压力峰值分别为 35.5、33.9 MPa,最大压力减少了 4.5%。

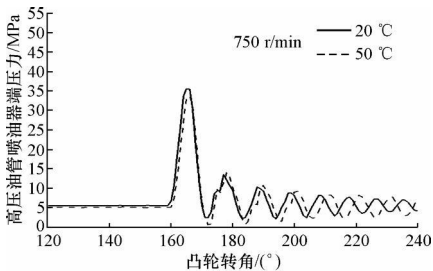


图 6 750 r/min 不同温度下高压油管喷油器端压力
Fig 6 Pressure of Oil Tube Injector End at 750 r/min & Different Temperature

油泵试验台转速为 1 000 r/min 时,在不同温度下高压油管喷油器端压力如图 7 所示。从图 7 可以看出,随着柴油温度的升高,起始压力基本不变,到达峰值的时刻略有延迟,最大压力值减小;当柴油温度分别为 20、50 °C 时,高压油管喷油器端的压力峰值分别为 43.47、40.84 MPa,最大压力减少了 6.1%。

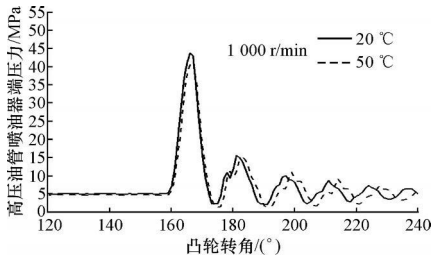


图 7 1 000 r/min 不同温度下高压油管喷油器端压力
Fig 7 Pressure of Oil Tube Injector End at 1 000 r/min & Different Temperature

油泵试验台转速 500 r/min,柴油温度 20 °C 时,高压油管喷油器端压力的试验结果与模拟计算结果对比如图 8 所示。从图 8 可以看出,模拟计算结果较试验结果的起始压力略高,到达峰值的时刻略有延迟,最大压力值略高;试验结果的最大压力值为 27.55 MPa,模拟计算值为 28.55 MPa。这可能是由于在试验中存在摩擦等因素导致压力峰值下降;模拟值没有压力波动的情况,主要是由于针阀关闭以后有压力波在高压油管内震荡,而模拟计算没有考虑此情况。

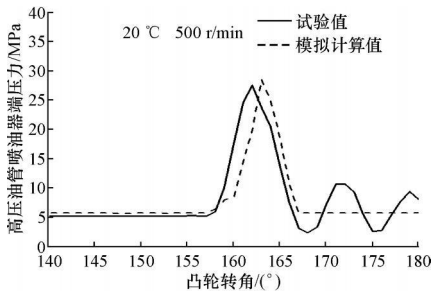


图 8 500 r/min 20 °C 下高压油管喷油器端压力试验值与模拟计算值的对比
Fig 8 Fuel Pressure Comparison of Testing and Simulation

油泵试验台转速 500 r/min,柴油温度 50 °C 时,高压油管喷油器端压力的试验结果与模拟计算结果对比如图 9 所示。从图 9 可以看出,模拟计算结果较试验结果的起始压力略高,到达峰值的时刻略有延迟,最大压力值略高;试验结果的最大压力值为 24.82 MPa,模拟计算值为 26.35 MPa。模拟值没有压力波动的情况。实际上,针阀关闭以后有压力的回波传向高压油管,而模拟计算没有考虑此情况。

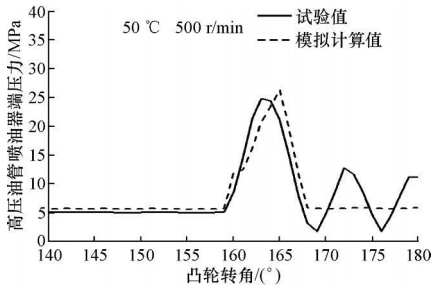


图 9 500 r/min 50 °C 下高压油管喷油器端压力试验值与模拟计算值的对比
Fig 9 Fuel Pressure Comparison of Testing and Simulation

3.2 喷油器单次喷油量分析

油泵试验台转速分别为 500、750、1 000 和 1 250 r/min,柴油温度分别为 20、50 °C 下,每循环喷油量测量结果如图 10 所示。相同温度下,随着转速的增加,每循环喷油量明显增加;相同转速下,随着温度的升高,每循环喷油量减少。这是因为随着柴油温度的升高,喷射速度减小,单位时间内的喷油量就减小。

(下转第 36 页)

在发动机转速的测量中,由于转速本身的波动、随机干扰的存在,滤波环节是必不可少的。除了在硬件电路中对传感器输入的信号进行硬件滤波外,在软件部分还可进行数字滤波。

本系统采用的是一阶惯性滤波的方法来抑制干扰。一阶惯性滤波算法对周期性干扰具有良好的抑制作用,适用于对波动频率较高的参数进行的滤波。其不足之处是:它会使相位滞后,灵敏度降低。

一阶惯性滤波算法为

$$Y(n) = (1 - \alpha) \cdot X(n) + \alpha \cdot Y(n-1)$$
$$\alpha = T_i / (T + T_i)$$

式中, X(n)为本次采样值; Y(n), Y(n-1)为本次、上次滤波输出值; T_i为滤波时间常数; T为采样周期; α为滤波平滑系数, α值与采样参数和干扰成有关,一般由试验确定,只要不使被测信号产生明显的失真即可 [5]。

3 误差分析

采用 MC9S12DP256 单片机的输入捕捉模块测量发动机转速的方法可以达到很高的测量精度,其误差仅存在于捕捉脉宽的过程中定时时钟上升沿与转速脉冲信号上升沿不同时到达所产生的小于一个定时时钟的时间误差。经试验测得,在 30~2 400 r/min 范围内测量误差均小于 0.1%。测量结果如表 1 所示。

4 结束语

基于霍尔式转速传感器和 MC9S12DP256 输入捕捉模块而设计的发动机转速测量系统,其硬件设计简单、实用,测量精度高,在试验测量中取得了良好的效果。该系统能满足发动机状态监测、过渡过程研究、故障诊断和闭环反馈调速控制等方面的要求,具有较高的实用价值。

表 1 测量结果及误差

Tab 1 Measurement Results and Error		
预设转速值 / (r · min ⁻¹)	测量转速值 / (r · min ⁻¹)	误差 / %
50	50	0.000
100	100	0.000
500	500	0.000
850	850	0.000
1 000	1 000	0.000
1 285	1 284	0.078
1 655	1 656	0.060
2 000	2 000	0.000
2 350	2 351	0.043
2 400	2 401	0.042

参考文献:

[1] 曲金玉,任贵周,侯树展,等.基于 C8051F 单片机的发动机转速测量[J].拖拉机与农用运输车,2007,34(6):66-67.
[2] 闫宏亮,严苏利.基于 TMS320F2812 DSP 捕获单元的柴油发电机组的转速测量系统[J].电子设计工程,2009,17(3):7-8.
[3] 刘晓红,王孝,王大明.基于 MC9S12DP256 的柴油机电子调速器的开发[J].小型内燃机与摩托车,2008,37(6):36-38.
[4] 王宜环,刘晓升.嵌入式系统——使用 HCS12 微控制器的设计与应用[M].北京:北京航空航天大学出版社,2008.
[5] 向红军,雷彬.基于单片机系统的数字滤波方法的研究[J].电测与仪表,2005,42(477):53-55.

(编辑 刘红云)

作者简介:李俊(1984—),男,山西大同人,在读硕士研究生,主要研究方向为发动机测试与控制;王孝(1956—),男,山西浑源人,高级工程师,外聘导师;苏铁熊(1963—),男,山西原平人,教授,博士生导师。

(上接第 33 页)

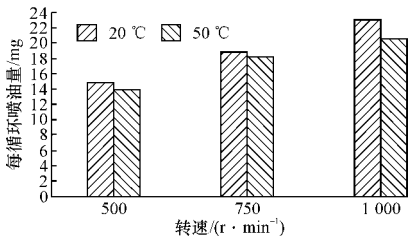


图 10 不同转速和温度下每循环喷油量的对比

Fig 10 Comparison of Injection Fuel Mass Per Cycle

油泵试验台转速为 500 r/min,柴油温度分别为 20、50℃下,每循环喷油量测量结果和模拟计算结果对比如图 11 所示。相同温度下,计算结果较测量结果略大,这是因为模拟计算的高压油管喷油器端压力稍大。

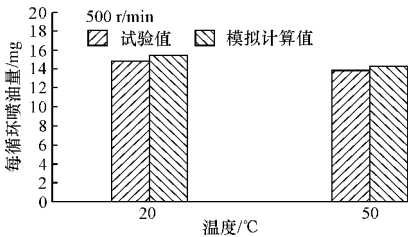


图 11 500 r/min 不同温度下每循环喷油量试验值与模拟计算值的对比

4 结论

- 1)在相同转速下,随着柴油温度的升高,高压油管喷油器端起始压力基本不变,到达峰值的时刻略有延迟,最大压力值减小。
- 2)在相同温度下,随着转速的增加,起始压力基本不变,高压油管喷油器端压力到达峰值的时刻略有延迟,最大压力值增大;在给定的

的试验条件下(20℃),压力峰值分别为 27.55、35.50、43.43、49.48 MPa,最大压力分别较前一转速增加了 28.9%、22.3%、13.9%。

3)相同温度下,随着转速的增加,每循环喷油量增加;相同转速下,随着温度的升高,每循环喷油量减少。

4)相同温度、转速下,模拟计算结果与试验结果相比,起始压力基本不变,达到高压油管喷油器端压力峰值的时刻略有延迟,最大压力值略高。

本文已在中国内燃机学会 2009 年学术年会上交流。

参考文献:

[1] CARTER R N, PFEFFERLE W C, MENACHERY P. Laboratory Evaluation of Ultra-short Metal Monolith Catalysts[C]. SAE Paper 980672, 1998.
[2] HENEN N A, TAGOMORIM K. Cold-start Hydrocarbon Emissions in Port-injected Gasoline Engines[J]. Prog Energy Combust Sci 1999, 25(6):563-593.
[3] OZA R D, SINNAMON J F. An Experimental and Analytical Study of Flash-boiling Fuel Injection[C]. SAE Paper 830590, 1983.
[4] NOBUYUKI Y, NOBORU M, TADASHIM. The Effects of Flash Boiling Fuel Injection on Spray Characteristics, Combustion, and Engine Performance in DI and IDI Diesel Engines[C]. SAE Paper 850071, 1985.
[5] 许峰,朱国朝,孙民,等.闪急沸腾喷雾规律的试验研究[J].柴油机,1990(2):18-22.
[6] 张煜盛,张培荣.燃油热强化在涡流室柴油机上的应用研究及其机理探讨[J].小型内燃机,1993(6):25-28.
[7] CATANIA A E, FERRARIA, SPSSA E. Temperature Variations in the Simulation of High-pressure Injection-system Transient Flows under Cavitation[J]. Int J Heat Mass Tran 2008, 51(7/8):2 090-2 107.

(编辑 刘红云)