DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.03.004

# 柴油机燃用小桐子油的燃烧过程三维模拟*

王子玉[1]　程秀围[1]　梁　昱[2]　罗福强[3]

(1. 中国北方发动机研究所, 大同 037036; 2. 贵阳学院机电系, 贵阳 550003;
3. 江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

【摘要】 小桐子油在常温下的黏度比柴油大 10 倍以上,因此研究柴油机燃用小桐子油的燃烧过程,对于小桐子油作为燃料的实际应用有重要的意义。建立了柴油机三维燃烧模型,对柴油机燃用小桐子油的燃烧过程进行了模拟。模拟所得的气缸压力与试验测试结果较为吻合。通过三维燃烧模拟对缸内的流场、温度场及平均温度的变化进行了分析,发现燃用小桐子油时柴油机的喷油时刻比燃用柴油时略有提前。燃烧始点较早,预混燃烧峰值提前,燃烧持续期较大。

**关键词**: 直喷柴油机　小桐子油　燃烧　三维模拟

**中图分类号**: TK421+.2; S216.2　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2012)03-0016-06

# 3-D Simulation of Combustion Process in a Diesel Engine Fueled with *Jatropha curcas* Oil

Wang Ziyu[1]　Cheng Xiuwei[1]　Liang Yu[2]　Luo Fuqiang[3]

(1. *China North Engine Research Institute*, *Datong* 037036, *China*
2. *Department of Mechanical and Electronic Engineering*, *Guiyang University*, *Guiyang* 550003, *China*
3. *School of Automobile and Traffic Engineering*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*)

**Abstract**

A 3-D combustion model considered the characteristics of *Jatropha curcas* oil was established, the combustion process of diesel engine fueled with *Jatropha curcas* oil was simulated. Simulation results of the cylinder pressure fitted well with the results of test. The flow field, temperature field, and mean temperature in cylinder were analyzed by the simulation. It is found that the injection timing is advanced when the engine fueled with *Jatropha curcas* oil. The timing of combustion is advanced, the peak premixed combustion is also advanced, and the combustion duration is longer than the engine fueled with diesel fuel.

**Key words**　Direct injection diesel engine, *Jatropha curcas* oil, Combustion, 3-D simulation

## 引言

目前,内燃机领域对柴油机代用燃料通过试验加以研究的较多[1~7],但试验研究的周期长、成本高。通过数值模拟可以对小桐子油在柴油机中的燃烧过程进行仿真,弥补试验研究的不足。

生物柴油受原料缺乏和制备成本较高的限制,若能直接使用植物油或植物油与柴油的掺混燃料,可免去或减少将其酯化的过程,降低成本和生产时间。但由于小桐子油的理化特性与柴油有所不同,通常具有密度大、黏度大、热值低等特点,因此燃烧过程与燃用柴油时有所不同,而且针对小桐子油燃烧过程的数值模拟研究还很少见报道。一般地,柴油机燃烧过程的多维模拟主要由 3 部分组成:应用

收稿日期: 2011-05-22　修回日期: 2011-07-22

* 贵州省科学技术基金资助项目(黔科合 J 字[2008]2036)、贵州省教育厅自然科学基金资助项目(黔科教 2010064)和江苏省动力机械清洁能源与应用重点实验室对外开放基金资助项目(QK08001)

作者简介: 王子玉,助理研究员,博士,主要从事发动机工作过程与排放控制研究,E-mail: zealyouth2002@126.com

单相流体力学对缸内空气运动进行模拟；应用两相流体力学对缸内的喷雾混合过程进行模拟；应用燃烧化学对缸内的燃烧过程进行模拟。本文利用奥地利 AVL 公司开发的 FIRE 软件对燃用小桐子油的柴油机工作过程进行三维数值模拟。

## 1　燃烧模型的建立

### 1.1　计算模型

假设进入气缸的空气组分恒定，由 79% 的氮气和 21% 的氧气组成，运用连续性方程、动量守恒方程和标准 $k-\varepsilon$ 模型建立气体流动的 CFD 模型；设置的数值求解方法为：二阶迎风差分格式离散对流项，中心差分格式离散扩散项，全隐式格式离散非稳态项。表 1 为采用的计算模型。

**表 1　计算模型**

**Tab. 1　Simulation models**

| 模型类型 | 模型名称 |
|---|---|
| 湍流模型 | $k-\varepsilon$ 模型 |
| 着火模型 | shell 模型 |
| 蒸发模型 | Dukowicz 模型 |
| 破碎模型 | Wave 模型 |
| 液滴湍流扩散模型 | Enable 模型 |
| 碰壁模型 | walljet 1 模型 |

其中，$k-\varepsilon$ 模型通过分别求解湍动能 $k$ 和耗散率 $\varepsilon$ 来获得湍流运动的特征，是在湍流的工程计算中应用最为广泛的湍流模型[8]。包括湍流能量输运方程与湍流能量耗散方程

$$\rho\frac{\partial k}{\partial t}+\rho U_j\frac{\partial k}{\partial x_j}=P+G-\varepsilon+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right) \tag{1}$$

$$\rho\frac{\mathrm{D}\varepsilon}{\mathrm{D}t}=\left(C_{\varepsilon 1}P+C_{\varepsilon 3}+C_{\varepsilon 4}k\frac{\partial U_k}{\partial x_k}-C_{\varepsilon 2}\varepsilon\right)\frac{\varepsilon}{k}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) \tag{2}$$

其中　$P=-\overline{u_iu_j}\dfrac{\partial U_i}{\partial x_j}$　$G=-g_i\dfrac{\mu_t}{\sigma_P}\dfrac{\partial \rho}{\partial x_i}$　$\mu_t=C_\mu\rho\dfrac{k^2}{\varepsilon}$

但以上给出的为高 $Re$ 数 $k-\varepsilon$ 模型，适用于离开壁面一定距离的湍流区域。而在燃烧室中与壁面相邻接的黏性支层中，湍流的雷诺数很低，必须考虑分子黏性的影响，所以 $k-\varepsilon$ 方程要做相应的修改。适合黏性支层的 $k-\varepsilon$ 模型称为低 $Re$ 数模型。在采用高 $Re$ 数的 $k-\varepsilon$ 模型计算流体与固体表面间的换热时，壁面附近区域可采用壁面函数法[9]，此时模型中各系数分别为：$C_\mu=0.09$，$C_{\varepsilon 1}=1.44$，$C_{\varepsilon 2}=1.92$，$C_{\varepsilon 3}=0.8$，$C_{\varepsilon 4}=0.33$。

燃烧方程中的着火模型选用 shell 模型，shell 模型既能描述大多数燃料的着火机制，又能适应较宽的工况[10]。在 shell 模型中，燃料的着火可分成 4 个过程：链引发反应、链传播反应、支链反应和链终止反应。它们代表着燃料着火过程中的各个阶段。在 shell 模型中，化学反应速率系数 $k_p$ 为[11]

$$k_p=\frac{1}{\dfrac{1}{k_{p_1}[\mathrm{O_2}]}+\dfrac{1}{k_{p_2}}+\dfrac{1}{k_{p_3}[\mathrm{Fu}]}} \tag{3}$$

式中　$[\cdot]$——组分浓度，$\mathrm{kmol/m^3}$

$k_{p_1}$、$k_{p_2}$、$k_{p_3}$——描述起决定性作用的链传播步骤的系数，分别是氧分子浓度$[\mathrm{O_2}]$、单一分子浓度和燃料分子浓度$[\mathrm{Fu}]$

燃油进入燃烧室后经历了破碎、湍流扰动、变形、碰撞聚合和碰壁等一系列物理化学变化过程。

理论上，油滴发生破碎的顺序是先初次破碎而后发生二次破碎，其转换的标准是液滴的韦伯数和液滴直径。破碎模型选用 Wave 模型，需调整的参数不多，结果可靠，适用于多喷孔的柴油机。应用标准的 Wave 模型进行液滴模拟，由于液滴在开始喷射时仍很大，因此几乎没有蒸发，可假设在喷嘴附近没有燃油蒸汽，喷射后缸内具有两种模式的油滴，即 90% 为大液滴，10% 为很小的液滴。这些小液滴产生于剥离过程中。此模型还可对液体与气体界面上沿流动方向扰动波的不稳定性进行分析，认定当不稳定波的振幅大于临界值的时候，液滴发生分裂。且由于小桐子油为黏性流体，相关参数设定为黏性流体。

由于传热传质模拟不需要迭代，计算时间短，所以在此燃烧模型中选用热传质模拟发动机的燃油蒸发过程。传热传质过程通过由 Dukowicz 导出的一个基本模型来描述。主要基于如下假设[12]：液滴为球对称形状；液滴周围为准稳态气膜；沿液滴直径具有统一的液滴温度；周围流体的物理属性一致；液滴表面的液-气热力平衡。

依据以上液滴温度相同的假设，液滴温度变化率可由能量守恒方程来确定，表明传给液滴的能量或者加热液滴，或者为蒸发提供能量。能量守恒方程为

$$m_dc_{pd}\frac{\mathrm{d}T_d}{\mathrm{d}t}=L\frac{\mathrm{d}m_d}{\mathrm{d}t}+\dot{Q} \tag{4}$$

式中　$m_d$——液滴质量　　$c_{pd}$——比热容

$T_d$——液滴温度　　$L$——汽化潜热

$\dot{Q}$——从气体到液滴表面的对流热通量

在 Dukowicz 蒸发模型中，假设液滴是在不可压缩的气体中蒸发的，因此在由蒸汽和不可压缩气体

组成的气相中,即使每部分都是由不同组分的混合物构成,蒸发模型仍然应用两部分系统。而且认定传热和传质过程是完全相似的过程,并假定热扩散系数等于质扩散系数。

在假设液滴表面状况相同的情况下,引入局部表面热通量 $\dot{q}_s$ 与蒸汽质量流通量 $\dot{f}_{Vs}$,作适当假设后,则流通率的最终形式可表示为

$$\frac{\dot{f}_{Vs}}{\dot{q}_s}=\frac{-B_y}{h_\infty-h_s-(h_{Vs}-h_{gs})(\mu_{V\infty}-\mu_{Vs})} \tag{5}$$

其中

$$B_y=\frac{\mu_{R\infty}-\mu_{Vs}}{1-\mu_{Vs}} \tag{6}$$

式中 $B_y$——质量转换数

$h_\infty$——远离液滴表面的焓

$h_s$——液滴表面的焓

$h_{Vs}$——液滴表面蒸汽的焓

$h_{gs}$——液滴表面气相的焓

$\mu_{Vs}$——液滴表面蒸汽状态的质量分数

$\mu_{R\infty}$——远离液滴表面蒸汽的质量分数

湍流扩散模型则选用 Enable 模型,喷雾子循环的时间步长取决于湍流的时间尺度和液滴通过网格单元的最小值。

假定湍流各向同性,则液滴脉动速度 $u_i'$ 的分量由标准偏移为 $\sigma=\sqrt{2k/3}$ 的高斯分布任意决定,这里 $k$ 是在液滴位置的气体湍流动能。

$$u_i'=\left(\frac{2}{3}k\right)^{\frac{1}{2}}\mathrm{sign}(2R_i-1)\,\mathrm{erf}^{-1}(2R_i-1) \tag{7}$$

对每一个矢量分量,$R_i$ 是一个 0 ~ 1 范围内的随机数,$\mathrm{erf}^{-1}$为反高斯函数。

选择脉动速度 $u_i'$ 作为时间分段常函数,并且在湍流相关时间 $t_{\mathrm{turb}}$过后刷新。湍流相关时间 $t_{\mathrm{turb}}$是涡团破碎时间和液滴穿过涡团时间的最小值,其计算公式为

$$t_{\mathrm{turb}}=\min\left(C_\tau\frac{k}{\varepsilon},C_l\frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon}\frac{1}{|u_g+u'-u_d|}\right) \tag{8}$$

式中,$C_\tau=1$,$C_l=0.16432$,均为模型常数。

常用的碰壁模型有壁面射流模型 walljet 0/1/2,其中walljet 1 适用于热壁面,特别适合柴油机的模拟计算,故在研究中选用 walljet 1 作为液滴碰壁模型。

## 1.2 计算网格

内燃机气缸内的燃烧是一个瞬变的过程,随着活塞的往复运动,缸内的体积也在不断地变化,所以要模拟缸内燃烧过程,必须在每一个时刻均获得新的计算网格,因此在模拟过程中采用动态网格技术[12]。

根据燃烧室的平面图,利用三维 CAD 软件对柴油机的燃烧室进行几何建模。在模拟过程中,为了保证网格质量和缩短计算时间,忽略了气门关闭时伸入燃烧室部分、喷油器伸入燃烧室部分以及一些倒角和圆角。再将获得的燃烧室三维几何模型导入专业软件进行网格划分,合理设置网格大小和数量,保证表面模型不失真。在此基础上,通过冲程和连杆长度,将活塞顶的面网格拉伸至下止点,生成沿气缸轴向的网格,根据需要对燃烧过程中的若干典型网格进行再分区,最终得到活塞在下止点时燃烧室的网格,并生成动网格。图 1 为燃烧室在上、下止点的网格。

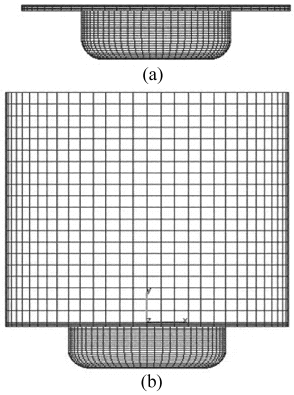


图 1 燃烧室网格

Fig. 1 Combustion chamber mesh

(a) 上止点 (b) 下止点

## 1.3 化学反应机理

由于尚未有针对小桐子油详细化学动力学机理的试验研究,因此要确定小桐子油燃烧的化学反应机理,首先要确定化学反应平衡体系中的组元。在工程应用中,一般都采用估计的方法,通过将物系中存在的元素进行组合,取其中所有的已知化学组元,而后把在柴油机运行工况的热力学范围内包含热力学数据的有关化学组元作为整个燃烧体系中有可能存在的组元,再根据指定条件下的标准化学势数据,剔除所属条件下其平衡含量肯定低于所需计算精度的组元。在本文模型中,借鉴软件中自带的反应机理,自定义了小桐子油的反应机理,将小桐子油的燃烧过程视为单步反应,通过调节燃料的 C/H/O 的比值,实现对其燃烧过程的模拟。

## 1.4 初始条件与边界条件

模拟过程的计算从进气门关闭时开始,到排气门打开时结束,计算过程以曲轴转角作为时间步,计算步长为 0.5°CA。计算中假设缸内的初始压力和温度均匀,初始压力和温度通过试验得到。初始涡流比按试验机型取值,为 2.0。

经过燃料理化特性分析[13],小桐子油的分子式可换算成 $C_{58}H_{100}O_6$,密度为 0.912 g/cm$^3$(20℃),

运动黏度为 33.49 $mm^2/s$(40℃),质量低热值为 37.55 MJ/kg。

进气门关闭时的湍动能 TKE(turbulent kinetic energy)和湍流长度尺度 TLS(turbulent length scale)计算式为[11]

$$E=\frac{3}{2}u^2 \quad S=\frac{h_v}{2}$$

其中

$$u=\frac{1.4hn}{60}$$

式中　$h$——冲程　　$n$——发动机转速

$h_v$——气门最大升程

边界条件则包括速度边界和温度边界。温度边界采用恒温边界,分别取缸盖底部温度 556 K、活塞凹坑温度 593 K、气缸壁温度 403 K。速度边界设定:气缸盖、气缸壁为静止壁面,速度为零。活塞顶的速度等于活塞运动速度。

喷油过程的相关计算参数如表 2 所示。

**表 2　喷油过程的相关计算参数**

**Tab. 2　Calculation parameters of injection process**

| 参数 | 喷孔直径/mm | 喷孔数 | 喷射量/kg | 燃油温度/K | 环境温度/K | 环境压力/MPa | 喷油持续期/°CA |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 数值 | 0.32 | 4 | $5.62\times10^{-5}$ | 353 | 298 | 0.1 | 15 |

## 2　计算模型的验证

试验样机为 ZH1115 型直喷式柴油机,其主要技术参数见文献[13]。试验中采用自行开发设计的柴油机工作过程测量分析系统[13~14]测量气缸压力。

为了验证所选计算模型的模拟精度,选取标定点的缸内压力模拟值与试验数据进行对比。

图 2 为标定工况下,燃用小桐子油时柴油机缸内压力模拟值与试验值的对比。从图中可以看出,除了压力峰值部分略有差距外,燃烧的模拟结果与试验值吻合良好。模拟值的燃烧始点、最大燃烧压力所对应的曲轴转角与试验值相差不大。模拟值的最大燃烧压力略高于试验值,而且在后燃阶段缸内压力比试验值稍高,说明模拟的燃烧过程比试验中的燃烧过程要稍慢。造成这些差别的因素包括:试验测量的误差,模型未考虑发动机的泄漏等。另外,此模型计算所用的初始条件和边界条件有些是经验值,这也会给模拟的效果造成一些影响。但总体来看,模拟计算的缸内压力结果与试验值基本一致,两者的误差值在 5% 以内。

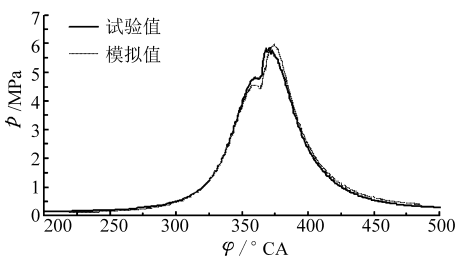


图 2　燃用小桐子油时气缸压力试验值与模拟值对比

Fig. 2　Comparison of measured and simulated cylinder pressures fueled with *Jatropha curcas* oil

## 3　模拟结果分析

### 3.1　流场分析

燃料喷雾质量的好坏,直接影响着柴油机的性能。柴油机喷雾特性包括喷雾贯穿距离、喷雾锥角、破裂长度和雾化液滴的尺寸分布,对柴油机的经济性和排放性能有重要的影响[15~16]。

图 3 为标定工况下,柴油机燃用小桐子油时气缸内流场分布情况。从图中可以看出,在整个模拟过程中,缸内气体的流速不断发生变化:在压缩过程后期,气流运动主要集中在燃烧室边缘。这是因为进气过程中形成的进气涡流使缸内的气体绕气缸轴线流动的同时,受到了活塞上行的推动作用,气体随活塞一起向上运动,气缸中心的压力增大,将气流挤到了燃烧室边缘,并在燃烧室喉口附近形成了横向的挤流。

燃油开始喷射后,由于燃油喷射速度快,油束带动周围气流向喷注方向运动,同时先前形成的挤流和旋流从油束的上、下两个方向分别冲击油束,在油束上部形成明显的漩涡,增强了液滴颗粒与空气的混合。燃烧开始后,缸内气流基本保持油束带动的漩涡流动,有利于火焰向油束喷注方向传播,也带走了已蒸发的燃油组分,便于油束内部的燃油颗粒的混合与蒸发。到了膨胀行程,因活塞下行,燃烧室中的气体快速向外流到环形空间,形成逆挤流,有助于燃烧室内的混合气流出,使其进一步和气缸内的空气混合燃烧[17]。

### 3.2　温度场分析

图 4 分别为标定工况柴油机燃用不同燃料时气缸内的温度场分布,其中左侧为柴油,右侧为小桐子

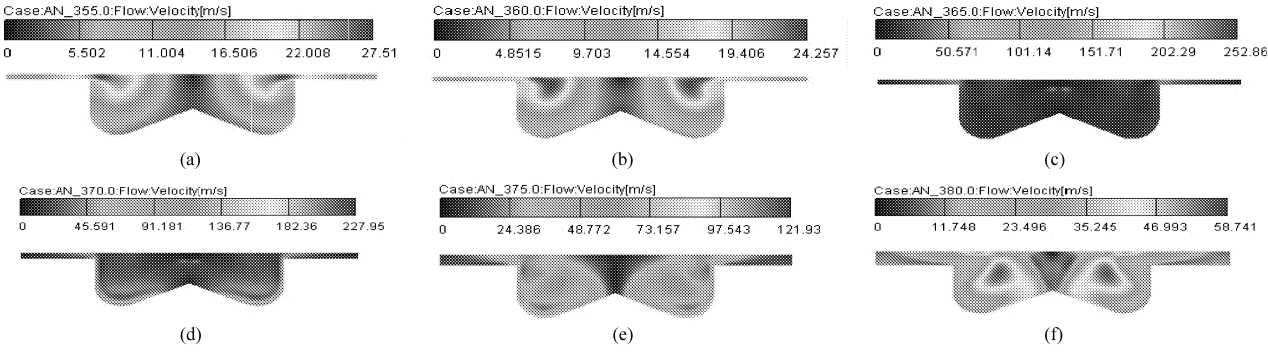


图 3 标定工况燃烧室纵截面的流场分布图

Fig. 3 Longitudinal sections of the flow field distribution in combustion chamber at rated condition

(a) 5°CA BTDC (b) TDC (c) 5°CA ATDC (d) 10°CA ATDC (e) 15°CA ATDC (f) 20°CA ATDC

油。从图中可以看出,当活塞运动到上止点时,除了壁面处有较大的温度梯度外,其余部分温度分布较均匀。而且由于燃油的蒸发吸热使得燃油区的温度低于平均温度,缸内的低温区分布范围较广。在上止点后 5°CA,局部温度较高,则是由于小桐子油的滞燃期短,使得预混燃烧峰值提前。从图中还可以看出,柴油机燃用小桐子油时在燃烧后期,其高温区域仍然很广。这是由于小桐子油的黏度大,雾化性能较差,混合气形成较慢,进而导致燃烧持续期较长。

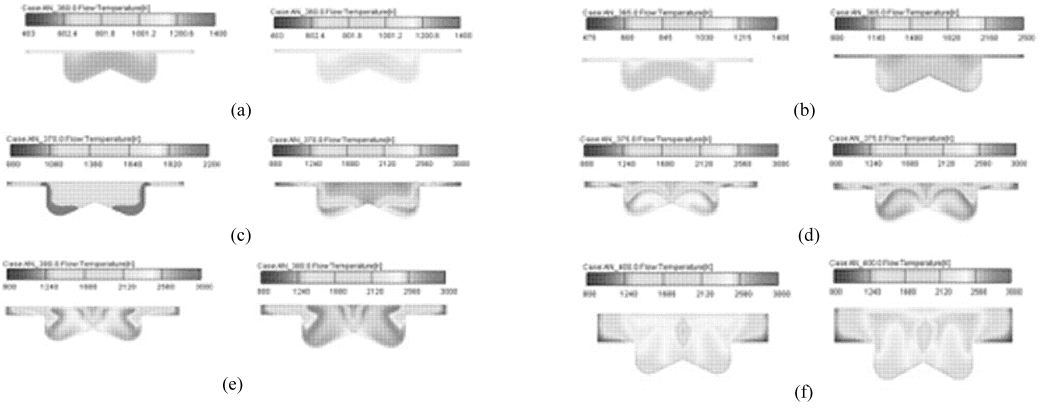


图 4 标定工况燃用不同燃料时气缸温度场

Fig. 4 Cylinder temperature distribution at rated condition fueled with different oils

(a) TDC (b) 5°CA ATDC (c) 10°CA ATDC (d) 15°CA ATDC (e) 20°CA ATDC (f) 40°CA ATDC

图 5 为标定工况柴油机燃用不同燃料时气缸内平均温度的变化曲线。由于喷入气缸的小桐子油量较多,缸内所形成的可燃混合气相对更多。燃烧开始后,已经混合好的大量可燃混合气迅速燃烧,一旦着火便释放出大量的热量,因而在速燃期达到的最大燃烧放热率就越高,燃烧气体达到的燃气温度升高很快。从图中还可以看出,在缸内温度峰值后,气缸内的平均温度在较长时间内处于温度较高的状态(大于 1 600 K),这主要是由于小桐子油黏度较大,表面张力较大,导致喷油压力的增大,喷射时压力升高和传输更快,喷雾油滴的索特平均直径较大,油滴更难以破碎,会在局部形成“过浓”或“过稀”的混合气。在“过浓区”会由于不完全燃烧产生 CO,再进行第 2 次燃烧,或是小桐子油内的不饱和脂肪酸发生分解,形成多步反应,导致化学反应时间延长。而在“过稀区”则是混合气浓度较稀,温度较低,燃烧不稳定,燃烧速度较缓,导致燃烧持续期增大。

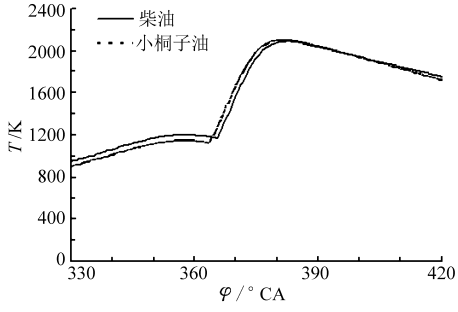


图 5 标定工况燃用不同燃料时缸内平均温度变化曲线

Fig. 5 Cylinder mean temperature at rated condition fueled with different oils

## 4 结论

(1) 建立了柴油机燃用小桐子油的三维燃烧模型,通过试验验证,气缸压力模拟结果与试验结果吻合较好,能够为进一步研究提供理论指导和分析手

段，简化试验工作。

（2）通过对模拟结果的缸内速度场、温度场及平均温度变化进行分析，可知小桐子油由于物理化学性质的原因，燃用小桐子油时柴油机的喷油时刻比燃用柴油时略有提前，燃烧始点较早，预混燃烧峰值提前，燃烧持续期较长。

## 参 考 文 献


1 袁银南，江清阳，孙平，等. 柴油机燃用生物柴油的排放特性研究[J]. 内燃机学报，2003，21(6)：423～427.
Yuan Yinnan，Jiang Qingyang，Sun Ping，et al. Study of emission characteristics of dieselengine fueled with biodiesel [J]. Transactions of CSICE，2003，21(6)：423～427.（in Chinese）

2 高宗英，袁银男，刘胜吉，等. 植物油燃料及其在发动机上的应用[J]. 农业工程学报，1994(9)：56～61.
Gao Zongying，Yuan Yinnan，Liu Shengji，et al. Vegetable oils and their application to engine [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering，1994 (9)：56～61.（in Chinese）

3 周林森. 植物油用作柴油机燃料的试验研究[J]. 农业机械学报，1997，28(2)：24～28.
Zhou Linsen. An experimental investigation on application of vegetable oils as fuels for diesel engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，1997，28(2)：24～28.（in Chinese）

4 訾琨，涂先库，黄永青，等. 柴油和碳酸二甲脂混合燃料对柴油机性能的影响[J]. 内燃机工程，2007，28(3)：63～70.
Zi Kun，Tu Xianku，Huang Yongqing，et al. Effects of diesel oil-DMC blend fuel on performances of diesel engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering，2007，28(3)：63～70.（in Chinese）

5 Nabi Md Nurun，Shahadat Mhia Md Zaqlul，Akhter Md Shamin. Making of biodiesel from castor oil and performance test of a diesel engine with neat diesel and diesel-biodiesel blends [J]. International Energy Journal，2004，5(1)：19～32.

6 Mohamed Arifin Y，Tsuruta Y，Furuhata T，et al. Substitute procedure for engine deposition test to investigate diesel and biodiesel fuel deposits [J]. Journal of the Energy Institute，2010，83(3)：160～170.

7 Beshouri Greq，Lam Henry. Field test of a Cooper Lsvb-20GDT engine operating on biodiesel[C]// ASME 3rd International Conference on Energy Sustainability，2009.

8 Lee M J. Distortion of homogeneous turblence by axisymmetric strain and dilatation [J]. Physics of Fluids，1989，1(9)：1 541～1 557.

9 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安：西安交通大学出版社，2001.

10 Sazhin S S，Sazhina E M，Heikal M R，et al. The shell auto-ignition condition：a new mathematical formulation [J]. Combustion and Flame，1999，117(3)：529～540.

11 焦运景. 车用直喷式柴油机燃烧过程的多维数值模拟研究[D]. 天津：天津大学，2006.

12 罗福强，梁昱，刘玉峰，等. 生物制气-柴油双燃料发动机三维燃烧模拟[J]. 农业机械学报，2008，39(1)：19～24.
Luo Fuqiang，Liang Yu，Liu Yufeng，et al. Three-dimension simulation on combustion process in a biogas diesel dual-fuel engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2008，39(1)：19～24.（in Chinese）

13 罗福强，王子玉，梁昱，等. 直喷式柴油机燃用加热小桐子油的性能与排放[J]. 内燃机学报，2010，28(5)：414～419.
Luo Fuqiang，Wang Ziyu，Liang Yu，et al. Investigations on the performance and emissions of a direct injection diesel engine using preheated *Jatropha curcas* oil as fuel [J]. Transactions of CSICE，2010，28 (5)：414～419.（in Chinese）

14 罗福强，高宗英. 柴油机瞬变工况瞬时转速及工作过程测量分析系统[J]. 内燃机工程，1996，17(1)：13～17.
Luo Fuqiang，Gao Zongying. A measurement and analysis system for instantaneous speed and working processes of diesel engine under transient conditions [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering，1996，17(1)：13～17.（in Chinese）

15 刘斌，欧阳光耀. 影响柴油机喷雾数值模拟精度的若干因素分析[J]. 海军工程大学学报，2006，18(1)：108～112.
Liu Bin，Ouyang Guangyao. Analysis of some factors effecting on numerical simulation precision of a diesel spray [J]. Journal of Naval University of Engineering，2006，18 (1)：108～112.（in Chinese）

16 许广举，王忠，毛功平，等. 改性生物柴油碳烟与 $NO_x$ 排放试验[J]. 农业机械学报，2011，42(1)：8～11.
Xu Guangju，Wang Zhong，Mao Gongping，et al. Experiment on the smoke and $NO_x$ emissions of modified biodiesel [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2011，42(1)：8～11.（in Chinese）

17 梁昱. 生物制气-柴油双燃料发动机燃烧试验与模拟[D]. 镇江：江苏大学，2007.