

## 柴油/甲醇组合发动机燃烧压力特性研究\*

夏琦<sup>1</sup> 姚春德<sup>2</sup> 魏立江<sup>2</sup> 刘军恒<sup>2</sup>

(1.温州大学瓯江学院,温州 325035; 2.天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室,天津 300072)

**摘要:**采用柴油/甲醇组合燃烧(DMCC)方式对增压共轨发动机进行缸内燃烧压力特性研究。对比分析了DMCC模式和纯柴油模式下的缸内燃烧压力、压力升高率、最高燃烧压力和燃烧放热率。结果表明:DMCC模式大大改变了放热率的形式,使得着火始点较原机推迟很多;并且燃烧过程中的预混燃烧比例明显加大,扩散燃烧的比例减少。该研究结果为大幅度提高柴油机效率、减少有害气体排放提供了理论依据。

**关键词:**柴油/甲醇 组合燃烧 燃烧压力 特性

**中图分类号:**TK421 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-1298(2014)02-0006-05

## 引言

在目前技术条件及资源、经济条件下,改善汽车尾气排放和提高柴油机的燃料效率是发动机技术发展的原动力。通过对柴油/甲醇组合燃烧压力特性的分析,可为这种燃烧方式能大幅度提高柴油机燃料效率的机理研究提供数据支持和理论依据,同时证明柴油/甲醇组合燃烧是一条切实可行的途径。

柴油/甲醇组合燃烧方法<sup>[1-4]</sup>(Diesel/methanol compound combustion mode, DMCC)是将甲醇喷射系统安装在柴油机进气歧管上,采用ECU系统对甲醇的喷射量和喷射时刻进行精准控制,在进气歧管内形成混合气,被吸入气缸后由柴油引燃,即甲醇通过喷射系统在进气歧管与空气形成甲醇混合气进入气缸,与缸内直喷的柴油在气缸内实现柴油甲醇双燃料的共同燃烧<sup>[5-9]</sup>。本文采用柴油/甲醇组合燃烧方式对增压共轨发动机进行缸内燃烧压力特性研究。

## 1 实验装置和实验方法

## 1.1 实验装置

研究是在一台六缸高压共轨增压中冷发动机进行的,对第6缸进行改造,将其进、排气系统独立出来,并在进气歧管上安装一套甲醇喷射系统,通过在进气歧管内喷射甲醇,实现柴油/甲醇组合燃烧方式,其余5缸保持不变,发动机参数如表1所示。

图1为实验系统示意图。甲醇泵工作后,将甲醇加压至0.35 MPa,经甲醇喷射系统将甲醇喷入进

表1 实验用发动机参数

Tab.1 Experimental engine parameters

参数	数值
缸径/mm	105
行程/mm	125
连杆长度/mm	210
压缩比	17.5
排量/cm <sup>3</sup>	1 081.8
进气门关闭时刻/°CA	223
喷孔数	7
喷束夹角/(°)	155
喷射系统	共轨
轨压/MPa	160

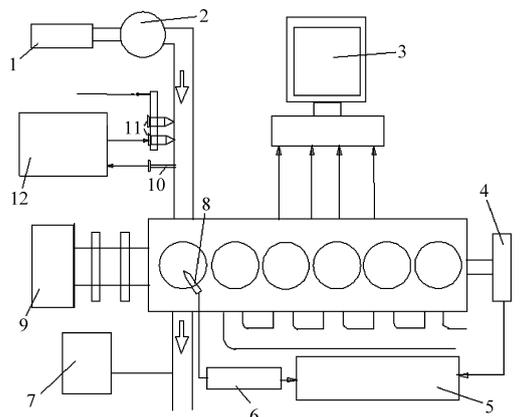


图1 实验系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of experimental systems

1.空压机 2.调压阀 3.控制柜 4.角标仪 5.燃烧信号处理系统 6.信号放大器 7. FTIR 8.缸压传感器 9.测功机 10.温度传感器 11.醇喷嘴 12. ECU

气歧管,形成混合较均匀的甲醇混合气。实验缸的

进气使用外源增压,将进气压力保持在 0.15 MPa,温度为 28℃。甲醇的喷射时刻和喷射量根据发动机转速、油门踏板位置和发动机水温等参数来决定,并由专门开发的电控单元系统控制。

实验所用主要仪器设备:KISTLER 公司生产的 6115AFD36Q04 型 M12 × 1.25 规格的缸压传感器,经 YE5850 型电荷放大器与角标仪产生的上止点信号和等角差信号一同送入采集卡,利用实验室研发的缸内压力采集及放热率实时数据处理软件对缸压信号进行处理后,送到计算机进行计算处理分析。

## 1.2 实验方法

实验中选择的发动机转速  $n$  分别为 1 285、1 698 和 2 112 r/min,负荷分别为 25%、50%、75% 和

100%。在各工况下,首先采用原机纯柴油模式,记录该时刻的气缸平均有效压力,恒定保持此转速不变,减少柴油喷射量(即降低负荷),再采用 DMCC 方式向进气歧管喷射甲醇,实现柴油/甲醇双燃料燃烧,使其达到原先纯柴油模式下的气缸平均有效压力。通过对各模式下燃烧时第 6 缸内压力信号的采集,分析其缸内压力、缸内压力升高率、缸内最高燃烧压力和燃烧放热率的变化。

## 2 实验结果分析

### 2.1 缸内压力

图 2 所示为转速 1 285 r/min 和 2 112 r/min,负荷 25% 和 100% 下 4 个工况点的 DMCC 模式和原机纯柴油模式的缸内压力变化。

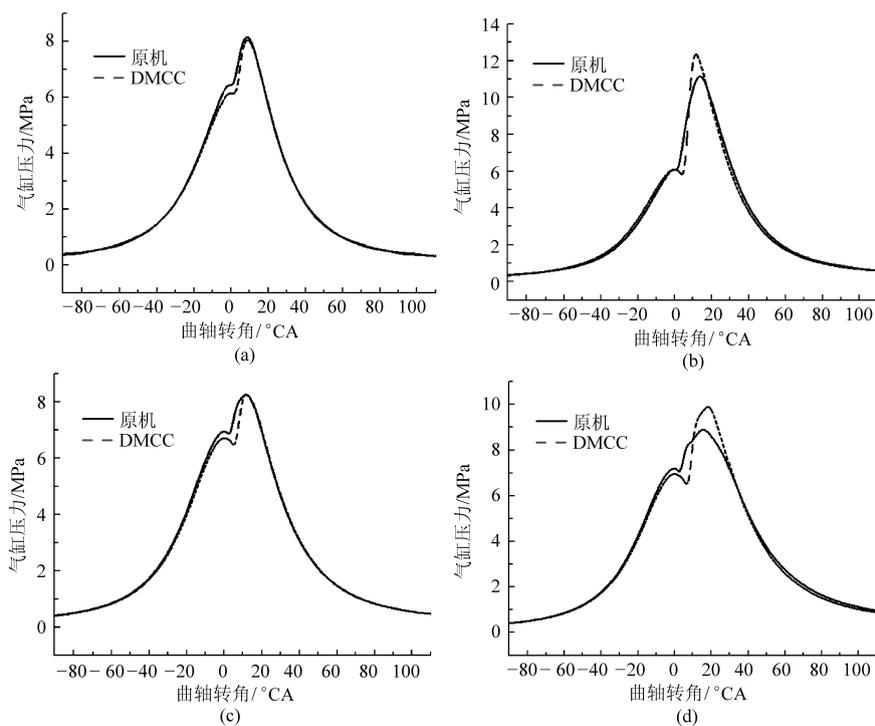


图2 缸内燃烧压力

Fig.2 Combustion pressure

(a)  $n = 1\ 285\ \text{r/min}$ , 负荷 25% (b)  $n = 1\ 285\ \text{r/min}$ , 负荷 100% (c)  $n = 2\ 112\ \text{r/min}$ , 负荷 25% (d)  $n = 2\ 112\ \text{r/min}$ , 负荷 100%

由图 2 所示,甲醇通过喷射系统在进气歧管与空气形成甲醇混合气进入气缸,在发动机压缩行程中,DMCC 模式的气缸平均压力相对于原机纯柴油模式要低,其主要原因为压缩行程时,甲醇汽化吸热使进气温度和缸内压力都有所降低;但缸内燃烧时 DMCC 模式下的最大压力升高率和最高压力较原机纯柴油模式大得多,其主要原因为作为准均质的甲醇混合气进入气缸后,大幅度增长了预混燃烧阶段,提高了燃料燃烧热效率,增强了混合气均质压燃的趋势。

在低转速低负荷工况 ( $n = 1\ 285\ \text{r/min}$ , 负荷 25%) 与高转速低负荷工况 ( $n = 2\ 112\ \text{r/min}$ , 负荷

25%) 时,虽然提高了放热率,但在 DMCC 模式下最高燃烧压力比原机纯柴油模式要低,其主要原因为低负荷工况下,发动机缸内温度相对较低,但甲醇的汽化潜热较高,使得燃烧温度进一步降低,因此燃烧情况会出现恶化。放热率峰值相对于原机纯柴油模式有所增加,但是喷醇起点的放热率较原机纯柴油模式有所降低,并且推迟了放热率峰值的出现。因此在低负荷工况下,甲醇的喷射量应该严格控制,避免在低速低负荷工况时缸内压力降低过大导致失火现象的发生。

低转速高负荷工况 ( $n = 1\ 285\ \text{r/min}$ , 负荷 100%) 和高转速高负荷工况 ( $n = 2\ 112\ \text{r/min}$ , 负荷

100%)时,采用柴油/甲醇组合燃烧方式向进气歧管喷射甲醇,实现柴油/甲醇双燃料燃烧,使得放热率急剧升高,缩短了整个缸内燃烧持续期,增加了放热集中度,因此 DMCC 模式下最高燃烧压力相对于原机纯柴油模式要高,同时使得燃烧的热效率有所提高,但过高的燃烧压力容易导致爆震和爆燃现象的出现。所以,DMCC 模式高负荷工况下,应严格控制甲醇的喷射量,避免爆震和爆燃现象的出现。

## 2.2 压力升高率

图3所示为4个工况点的原机纯柴油模式和柴

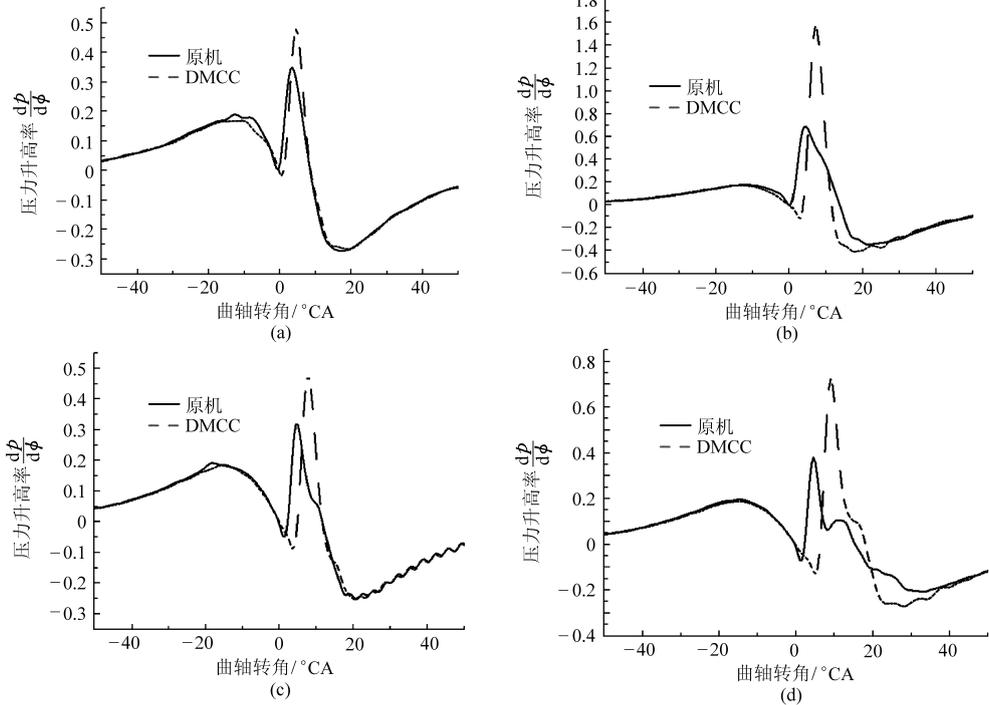


图3 压力升高率

Fig.3 Rate of pressure rise

(a)  $n = 1285 \text{ r/min}$ , 负荷 25% (b)  $n = 1285 \text{ r/min}$ , 负荷 100% (c)  $n = 2112 \text{ r/min}$ , 负荷 25% (d)  $n = 2112 \text{ r/min}$ , 负荷 100%

## 2.3 最高燃烧压力

图4所示为转速1285 r/min和2112 r/min,不同负荷工况下DMCC模式和原机纯柴油模式的最大爆发压力对比图。在低转速高负荷、高转速低负荷和高转速高负荷工况时,喷入的甲醇使得最大爆

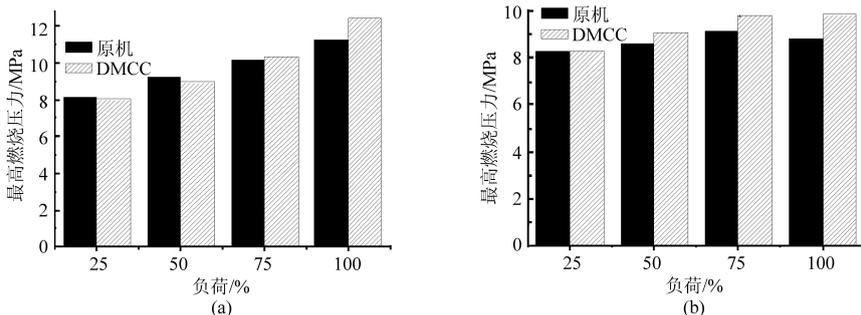


图4 最高燃烧压力

Fig.4 Maximum combustion pressure

(a)  $n = 1285 \text{ r/min}$  (b)  $n = 2112 \text{ r/min}$

油/甲醇组合燃烧模式的缸内压力升高率的变化。

低转速低负荷( $n = 1285 \text{ r/min}$ , 负荷 25%)与高转速低负荷( $n = 2112 \text{ r/min}$ , 负荷 25%)时,在DMCC模式下的压力升高率相对于原机纯柴油模式略高,当保持转速不变,随着负荷升高,压力升高率逐渐变得明显起来。在低转速高负荷( $n = 1285 \text{ r/min}$ , 负荷 100%)与高转速高负荷( $n = 2112 \text{ r/min}$ , 负荷 100%)时,在DMCC模式下的压力升高率相对于原机纯柴油模式有大幅度地提高,但随着转速的升高两模式的压力升高率差别逐渐变小。

发压力有所提高;但低转速低负荷工况时,喷入的甲醇却使最高燃烧压力略有降低,其主要原因为喷入的甲醇使得缸内燃烧温度过低,燃烧不是很完全,燃烧压力和热效率也有所下降。同时也表明在低转速低负荷时,不宜大比例提高甲醇的喷射量,这为柴

油/甲醇双燃料发动机的标定实验提供了依据。

## 2.4 放热率

图5所示为4个工况点的原机纯柴油模式和

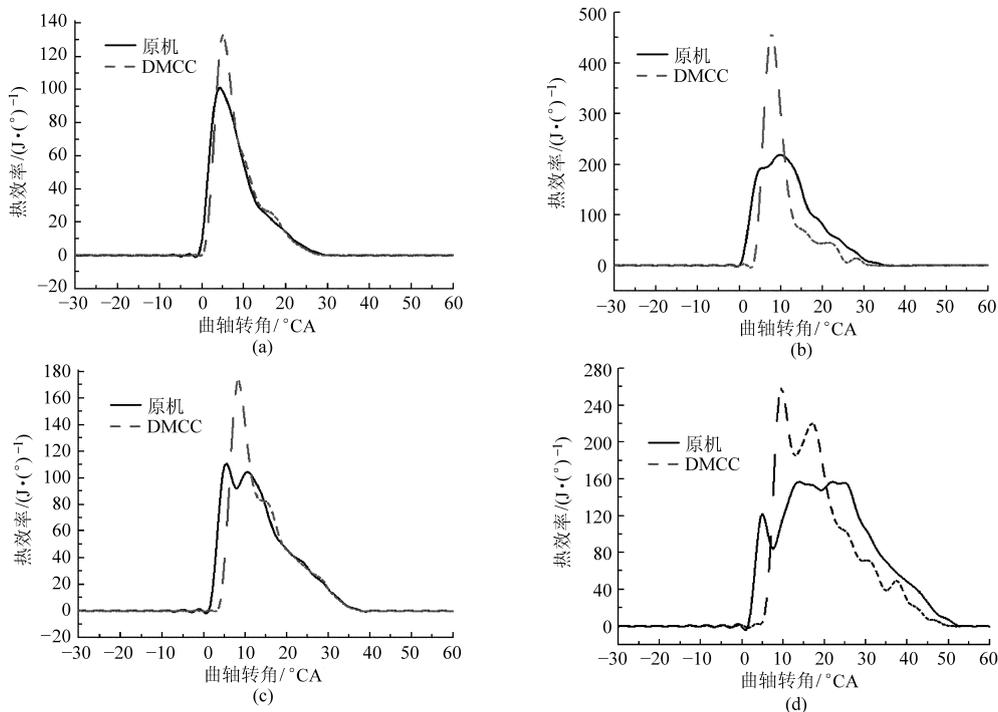


图5 放热率

Fig. 5 Combustion heat release rate

(a)  $n = 1\ 285\ \text{r/min}$ , 负荷 25% (b)  $n = 1\ 285\ \text{r/min}$ , 负荷 100% (c)  $n = 2\ 112\ \text{r/min}$ , 负荷 25% (d)  $n = 2\ 112\ \text{r/min}$ , 负荷 100%

在低转速低负荷( $n = 1\ 285\ \text{r/min}$ , 负荷 25%)工况下,原机纯柴油模式和 DMCC 模式的放热率均出现单峰形式,在原机纯柴油模式下,低转速低负荷工况对外做功相对较小,柴油喷射量少,较好的雾化效果使得预混燃烧阶段增长;在 DMCC 模式下,甲醇的喷入使得着火时刻较原机模式有所推迟,但放热率的形式基本相同,放热率峰值相对于原机纯柴油模式有所提高,但喷醇起点的放热率较原机纯柴油模式有所下降,并使得放热率峰值的出现比原机晚。

在高转速低负荷( $n = 2\ 112\ \text{r/min}$ , 负荷 25%)和低转速高负荷( $n = 1\ 285\ \text{r/min}$ , 负荷 100%)工况下,DMCC 模式的放热率呈现出在预混燃烧阶段占据大部分比例,使得在 DMCC 模式下放热率急剧升高,均呈单峰放热的形式,均质压燃趋势明显,扩散燃烧阶段占据小部分比例,这对降低扩散燃烧阶段的微粒的生成很有帮助。

高转速高负荷( $n = 2\ 112\ \text{r/min}$ , 负荷 100%)工况时,原机纯柴油模式下预混燃烧阶段只占小部分比例,扩散燃烧放热阶段占大部分比例。但在 DMCC 模式下,从进气歧管喷射的甲醇形成准均质混合气氛围,由于甲醇的十六烷值比较低,使得燃烧滞燃期增长,从而柴油在甲醇混合气氛围里混合更

DMCC 模式的放热率对比。DMCC 模式下的初始放热率都较原机纯柴油模式要高,并且燃烧起始点都往后推迟。

加均匀,甲醇与柴油双燃料一起共同燃烧,缩短了整个燃烧持续期,使得放热率急剧升高,放热也更加集中<sup>[10-15]</sup>。因此在 DMCC 模式下,初始预混燃烧放热占据大部分比例,其主要原因为较长的滞燃期导致较多预混燃烧形成了放热率的第 1 个峰,而随后的扩散燃烧使放热率形成了第 2 个峰。由此可见,达到相同平均有效压力,DMCC 的放热率与原机纯柴油模式的放热率有明显的变化,这也是甲醇能够提高发动机燃烧热效率的主要原因。

## 2.5 各工况下甲醇耗量、替代率和替换比

替代率  $S_p$  表示采用 DMCC 模式后在相同的平均有效压力下所减少的柴油量与原机纯柴油模式下所需柴油量的比值,即

$$S_p = \frac{G_{d\text{-baseline}} - G_{d\text{-DMCC}}}{G_{d\text{-baseline}}} \times 100\%$$

式中  $G_{d\text{-baseline}}$  ——原机纯柴油模式下的柴油消耗率

$G_{d\text{-DMCC}}$  ——DMCC 模式下的柴油消耗率

替换比

$$S_R = G_E / (G_{d\text{-baseline}} - G_{d\text{-DMCC}})$$

式中  $G_E$  ——DMCC 模式下的甲醇消耗率

表2所示为发动机转速分别为 1 285、1 698 和 2 112 r/min,负荷分别为 25%、50%、75% 和 100% 的甲醇耗量、替代率和替换比。

表2 甲醇耗量、替代率和替代比

Tab.2 Quantity of methanol, substitute percentage and substitute ratio

转速/ ( $r \cdot \min^{-1}$ )	负荷 /%	甲醇耗量/ ( $kg \cdot h^{-1}$ )	柴油耗量/ ( $kg \cdot h^{-1}$ )	替代率 /%	替代比
1 285	100	2.08	2.96	34	2.07
1 285	75	1.14	2.22	37	1.41
1 285	50	1.07	1.57	35	1.95
1 285	25	0.50	0.96	21	2.5
1 698	100	2.36	4.14	34	1.67
1 698	75	1.50	3.15	31	1.52
1 698	50	0.89	2.24	20	2.01
1 698	25	0.32	1.41	15	1.52
2 112	100	2.52	4.98	24	2.09
2 112	75	1.97	4.17	29	1.66
2 112	50	1.32	3.06	26	1.69
2 112	25	0.56	1.97	14	2.07

甲醇的低热值是 19.92 kJ/kg, 柴油的低热值是 42.5 kJ/kg, 因此按照等热值角度考虑, 应该是 2.26 份的甲醇能等热值的替换一份柴油。当某工况的替换比小于 2.26 时, 说明还不到 2.26 的甲醇就能替换

一份柴油, 即此工况下组合燃烧模式的燃烧效率相对纯柴油模式是提高了, 是省油的; 反之, 若替换比大于 2.26, 则说明组合燃烧模式的燃烧效率是下降的, 是费油的。从表 2 中可明显看出除了低转速低负荷这一工况点以外, 其他所有工况点的经济性都比较好。其主要原因为低负荷工况时, 发动机缸内燃烧温度较低, 喷入的甲醇降低了燃烧温度, 使得柴油甲醇替换比高于理论替换比。

### 3 结论

(1) DMCC 模式大大改变了放热率的形式, 使着火始点较原机推迟很多。

(2) 采用 DMCC 模式后, 放热速率明显加快, 放热率峰值增大, 初始放热率急剧升高, 燃烧过程中的预混燃烧比例明显加大, 扩散燃烧的比例减少。

(3) 通过对 DMCC 模式燃烧压力的分析, 为这种燃烧方式能大幅度提高柴油机燃料效率提供了理论依据, 同时证明柴油/甲醇组合燃烧是一条切实可行的途径。

### 参 考 文 献

- 姚春德, 徐元利, 杨建军, 等. 应用柴油/甲醇组合燃烧降低增压中冷发动机排放[J]. 内燃机学报, 2008, 26(6): 487-492. Yao Chunde, Xu Yuanli, Yang Jianjun, et al. Investigations of exhaust emissions from a DMCC turbocharged inter-cooled diesel engine [J]. Transactions of CSICE, 2008, 26(6): 487-492. (in Chinese)
- 姚春德, 陈绪平, 杨建军, 等. 柴油/乙醇组合燃烧降低增压中冷发动机排放的研究[J]. 内燃机学报, 2009, 27(4): 314-320. Yao Chunde, Chen Xuping, Yang Jianjun, et al. Investigations of exhaust emissions of diesel/ethanol compound combustion in a turbocharged inter-cooled diesel engine [J]. Transactions of CSICE, 2009, 27(4): 314-320. (in Chinese)
- Yao Chunde, Cheung C S, Cheng Chuanhui, et al. Reduction of smoke and  $NO_x$  from diesel engines using a diesel/methanol compound combustion system [J]. Energy & Fuels, 2007, 21(2): 686-691.
- Yao Chunde, Cheung C S, Cheng Chuanhui, et al. Effect of diesel/methanol compound combustion on diesel engine combustion and emissions [J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(6): 1696-1704.
- Boyer R L. Status of dual fuel engine development [C]. SAE Paper 490018, 1949.
- Elliott M A, Davis R F. Dual-fuel combustion in diesel engines [J]. Industrial & Engineering Chemistry, 1951, 43(12): 2854-2864.
- Sahin Z, Durgun O. Prediction of the effects of ethanol-diesel fuel blends on diesel engine performance characteristics, combustion, exhaust emissions, and cost [J]. Energy & Fuels, 2009, 23(2): 1707-1717.
- Lu Xingcai, Yang Jianguang, Zhang Wugao, et al. Improving the combustion and emissions of direct injection compression ignition engines using oxygenated fuel additives combined with a cetane number improver [J]. Energy & Fuels, 2005, 19(5): 1879-1888.
- Kowalewicz Andrzej, Pajaczek Zbigniew. Dual fuel engine fueled with ethanol and diesel fuel [J]. Journal of KONES Internal Combustion Engines, 2003, 10(1-2): 1-9.
- He B Q, Wang J X, Yan X G, et al. Study on combustion and emission characteristics of diesel engines using ethanol blended diesel fuels [C]. SAE Paper 2003-01-0762, 2003.
- Song Ruizhi, Liu Jie, Wang Lijun, et al. Performance and emissions of a diesel engine fuelled with methanol [J]. Energy & Fuels, 2008, 22(6): 3883-3888.
- Popa M G, Negurescu N, Pana C, et al. Results obtained by methanol-fueling diesel engine [C]. SAE Paper 2001-01-3748, 2001.
- Udayakumar R, Sivakumar K, Sundaram S, et al. Engine performance and exhaust characteristics of dual fuel operation in DI diesel engine with methanol [C]. SAE Paper 2004-01-0096, 2004.
- Toshiyuki Seko, Eiji Kuroda. Methanol lean burn in an auto-ignition DI engine [C]. SAE Paper 980531, 1998.
- Huang Zuohua, Lu Hongbing, Jiang Deming, et al. Performance and emissions of a DI diesel engine operating on diesel/methanol blends [J]. Transactions of CSICE, 2004, 22(1): 7-16.

the experiment data, the pyrolysis process, ignition point temperature and burnout characteristic index were calculated. The results showed that the volatile components of diesel/methanol combustion particulate were decreased and the quality of the fixed carbon particles were increased. The peak of pyrolysis rate in the first temperature interval was decreased and increased in the second temperature interval. The activation energy of the particles was reduced, and the pyrolysis performance was enhanced. The ignition point temperature was reduced, and the burning characteristic index and burnout characteristic index were increased. The combustion efficiency of particles were improved with the increase of methanol mixing proportion.

**Key words:** Diesel Methanol Particulate Thermogravimetry analysis Pyrolysis

---

(上接第 10 页)

## Investigation of Combustion Pressure Characteristics from Diesel Engine with DMCC Mode

Xia Qi<sup>1</sup> Yao Chunde<sup>2</sup> Wei Lijiang<sup>2</sup> Liu Junheng<sup>2</sup>

(1. *Oujiang College, Wenzhou University, Wenzhou 325035, China*

2. *State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China*)

**Abstract:** The combustion pressure characteristics of a turbocharged common-rail diesel engine were experimentally investigated when using diesel/methanol compound combustion mode (DMCC). The combustion pressure characteristics were compared with the baseline engine, which including the related parameters such as the combustion pressure, the rate of pressure rise, maximum combustion pressure and combustion heat release rate. The results showed that, compared with the baseline engine, the form of heat release rate was changed significantly with DMCC mode, and the ignition point was simultaneously delayed a lot. Besides, the proportion of premixed combustion increased, and the proportion of diffusion combustion decreased. The results provided the theoretical basis for improving the efficiency and reducing the exhaust emissions of diesel engine by the DMCC mode.

**Key words:** Diesel/methanol Compound combustion Combustion pressure Characteristics