

柴油/掺水乙醇二元燃料燃烧特性研究*

姚春德 王建云 刘军恒 耿鹏

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室,天津 300072)

摘要: 在一台6缸重载车用增压中冷柴油机上,进行进气管改装,采用向内喷入掺水乙醇(水的体积分数为30%)的方式,实现柴油/掺水乙醇二元燃料组合燃烧(DECCE)。研究了稳定工况下,掺水乙醇不同比例替代柴油(替代率分别为0%、30%、40%、50%、60%)对发动机燃烧特性和经济性的影响。研究表明:与纯柴油相比,随着替代率的增加,二元燃料燃烧的滞燃期延长,最大放热率增加,缸内压力峰值升高,燃烧持续期缩短。低转速时,当量比油耗最高降幅达13%,热效率最大升幅为8.3%;高转速时,当量比油耗变化不大,乙醇替代率超过30%时,发动机燃油经济性甚至会出现轻微恶化。

关键词: 柴油 掺水乙醇 燃烧特性

中图分类号: TK421+.28; TK46+.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0044-07

引言

乙醇作为一种含氧、无硫的可再生替代燃料在内燃机上的应用已经成为热点^[1-2],主要研究有柴油-乙醇、汽油-乙醇混合后对发动机排放和燃烧的影响^[3-9]。

针对柴油-乙醇混合喷入气缸的燃烧方式无法灵活控制掺醇比例以及燃料混合存在困难^[10],本课题组提出了柴油/乙醇二元燃料燃烧模式(Diesel/ethanol compound combustion,简称DECCE),即将乙醇(或掺水乙醇)经进气道喷入与空气混合,在缸内形成均质混合气,压缩至上止点附近由缸内直喷的柴油引燃,实现柴油/乙醇组合燃烧。

前期在单缸机上的研究表明柴油/乙醇组合燃烧延长了滞燃期,并使燃烧等容度增加,放热率峰值升高,热效率提高^[11];也可大幅改善柴油机的排放性能^[12-13]。同时也发现,无水乙醇的加入会使爆压增加过于剧烈^[11],为避免给发动机带来过大的机械负荷以致引发爆震,研究中向乙醇中掺入一定比例的蒸馏水,一方面降低乙醇的热值抑制燃烧爆压过分增大,另一方面提高乙醇的汽化潜热有助于减少NO_x的生成。掺水乙醇的理化性质及其对燃烧的化学反应动力学过程的影响与纯乙醇不尽相同;同时也为了深入了解柴油/掺水乙醇二元燃料在多缸机上实际燃烧的性能及特点,本文对该组合燃烧方式的特性、经济性加以研究。

1 试验装置和方法

1.1 试验装置

对一台6缸增压中冷柴油机进行改造,在其6缸的进气歧管上分别安装独立的喷醇器,其他技术参数保持不变,柴油/掺水乙醇组合燃烧试验在改装后的发动机上进行。柴油机的主要技术参数如表1所示,实物如图1所示。

表1 柴油机主要技术参数

Tab.1 Main parameters of diesel engine

参数	数值
型式	直列6缸
进气方式	增压中冷
喷射系统	电控单体泵
缸径×冲程/(mm×mm)	108×130
排量/L	7.14
压缩比	18.1
最大扭矩(转速)/(N·m)(r·min ⁻¹)	950(1400)
标定功率(转速)/kW(r·min ⁻¹)	192(2200)

掺水乙醇经乙醇泵加压至0.35 MPa,由安装在各缸进气歧管上独立的喷嘴喷入进气道与进气一同进入缸内形成均质混合气,在压缩上止点附近通过喷入柴油引燃,实现柴油/掺水乙醇二元燃料燃烧。试验所用的其他设备主要有:杭州奕科机电技术公司的CW5-5000/15000型测功机和FST2E发动机测控系统,控制发动机扭矩和转速;柴油和掺水乙醇

收稿日期:2013-06-04 修回日期:2013-07-11

*国家自然科学基金资助项目(51176135)和国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2012AA111719)

作者简介:姚春德,教授,博士生导师,主要从事发动机代用燃料研究,E-mail: arcdyao@tju.edu.cn



图1 柴油机实物图

Fig. 1 Figure of diesel engine

的消耗量分别由奕科生产的两台 FCMM-2 型智能油耗仪进行测量;缸内燃烧过程由 AVL 公司生产的燃烧分析仪连接 KISTLER 公司生产的 6052CU20 型缸内压力传感器进行监测;掺水乙醇喷射量及其喷射时刻由自主开发的 ECU 进行控制。试验所用柴油为市售的 0 号轻柴油;掺水乙醇是由无水乙醇掺入 30% 体积的蒸馏水兑制而成。试验装置原理如图 2 所示。

1.2 试验方法

选用柴油与掺水乙醇进行组合燃烧,研究其不同工况下的燃烧特性。由于低速大负荷工况的

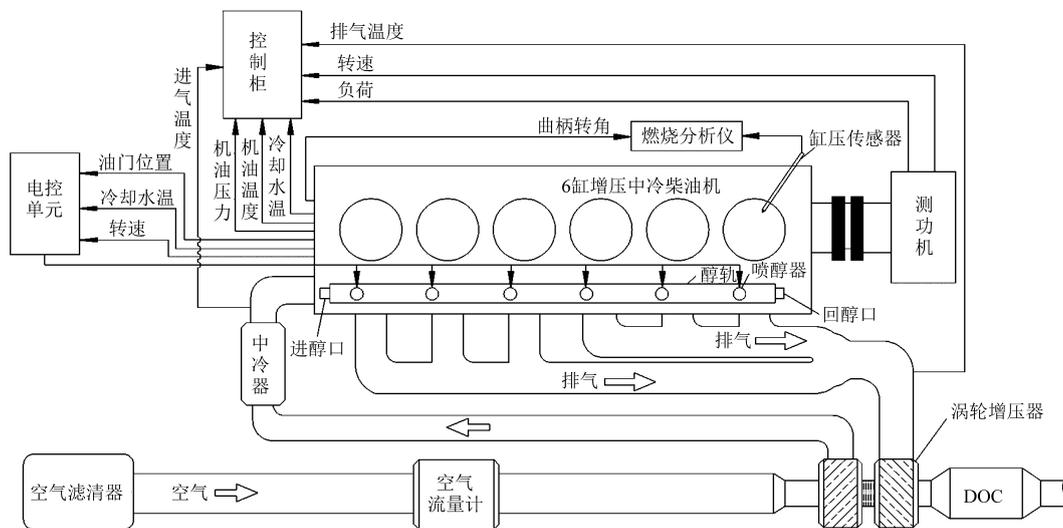


图2 试验装置系统原理图

Fig. 2 Schematic of the experimental apparatus system

DECC 模式容易导致发动机机械负荷过大,因此,本次试验选取该发动机最大扭矩转速 1 400 r/min 对应的 300 N·m 低负荷、600 N·m 中高负荷以及实际工作中具有代表性的常用工况 1 800 r/min 下 600 N·m 中高负荷作为试验工况。

引入替代率这一概念,替代率 R_s 表示采用 DECC 模式后所减少的柴油消耗量与纯柴油模式下的柴油油耗量之比,即

$$R_s = (G_D - G_{DE}) / G_D \quad (1)$$

式中 G_D ——纯柴油模式的柴油油耗, kg/h

G_{DE} ——DECC 模式的柴油油耗, kg/h

油耗均可从油耗仪上读取。试验过程中,对于每个试验工况点,首先燃用柴油使发动机稳定运行,再由人工给定喷醇 Map 值控制合适的喷醇量以达到设定的替代率,保持转速、扭矩不变,稳定运行后,通过燃烧分析仪采集 100 个工作循环的缸压信号,得到燃烧特性数据。考虑到高转速、大负荷工况下大比例替代柴油时会引起发动机工作粗暴或燃烧恶化,因此本试验在 1 800 r/min、600 N·m 工况下替代率分别取 0% (原机)、30%、40%;在 1 400 r/min、

600 N·m 工况下替代率分别取 0%、30%、40%、50%;在 1 400 r/min、300 N·m 工况下替代率分别取 0%、30%、40%、50%、60%。

2 试验结果与分析

2.1 放热率分析

图 3 所示为发动机 1 800 r/min、600 N·m 时不同替代率下的放热率对比。从图中可知,随着替代率的加大,燃烧始点向后推迟,其主要原因有:①混合物的汽化潜热发生改变,乙醇的汽化潜热大,约为柴油的 3.6 倍,而水的汽化潜热约为柴油的 8 倍^[14],所以混合燃料的汽化潜热随掺水乙醇比例的增加而变大,导致替代率越高时进气终了温度越低,着火延迟,燃烧后移。②十六烷值降低,因乙醇的十六烷值较低,使得混合物不易着火,导致滞燃期延长。③化学反应动力学因素,乙醇的加入会使燃烧反应初始阶段中自由基(OH)的增长得到抑制,抑制了低温反应的进行,从而延长滞燃期。

此外,相比于纯柴油工作下的原机,二元燃料燃烧随着替代率的加大,最大放热率明显升高;并且,

曲线第一个高峰段与其对应的曲轴转角区间所围成的面积占整个曲线与横坐标轴所围面积的比例大幅提高;放热率曲线的最大值出现时刻提前,整个燃烧的重心向前移动。主要原因有:①喷入的乙醇与空气形成均质混合气延长了滞燃期,使得点火后参与预混燃烧的可燃混合气增多,一旦着火便燃烧迅速,放热率快速升高,最高放热率值增大。②乙醇是含氧燃料,能加快燃烧速度;同时乙醇能在高温反应中促进自由基生成,加快高温反应速度,使得燃烧重心前移。③水虽然不能独立燃烧,但在气缸的高温与触媒作用下,能分解成 H、O 及 OH,它们是能参与燃烧的活泼原子与自由基,能促进燃烧反应的进行^[14]。

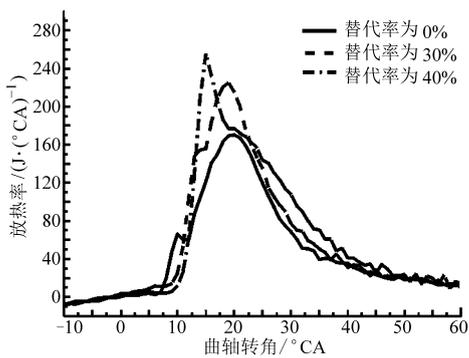


图3 1800 r/min、600 N·m 时不同替代率的放热率曲线

Fig.3 Heat release rates comparison figure at 1800 r/min, 600 N·m with different substitution rates

其它两个工况下的放热率曲线随替代率的变化规律与1800 r/min 下 600 N·m 一致,故不再赘述,但最大放热率有所不同。

图4为3个工况不同替代率下最高放热率的对比。首先,在同一工况下,最高放热率随替代率的增加而升高,分析其原因为:乙醇与水的喷入会降低进气温度,提高充量系数,利于燃烧;形成的均质混合气能增加预混燃烧比例,提高燃烧等容度;乙醇本身可提高燃烧速度,着火后火焰传播迅速,使放热率快速上升。

其次,不同工况对应的最高放热率及其随替代率增大的增速均有不同,从图中可以看出这主要与负荷相关,其中负荷为 300 N·m 时对应的最高放热率较低,并且随替代率增大的增幅较小;而负荷为 600 N·m 工况的最高放热率较高,且随替代率增大而显著升高,其主要原因为:放热率主要受燃烧的放热量与放热速率二者影响,在负荷相对较低的工况下,乙醇与柴油的喷入量均较小,使得放热量相对较小;另外,低负荷时发动机排气温度较低、排气量较小使得增压器效率较低,导致进气量也相对较小;然而,相同替代率对应不同转速下的燃烧放热速率

(以曲轴转角计)差异并不大。以上几个因素共同造成负荷越大,最高放热率及其随替代率变化的幅度就越大,且主要与负荷有关。

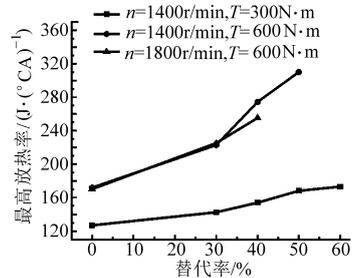


图4 3种工况的最高放热率曲线

Fig.4 Maximum heat release rates comparison figure of three working conditions

2.2 压力升高率分析

图5为1800 r/min 下 600 N·m 时不同替代率的压力升高率变化曲线。首先,与原机相比,二元燃料燃烧的压力升高率上升始点随替代率的增大向后移动,即出现着火延迟,这一变化及其原因与放热率分析中的燃烧始点后移相同。

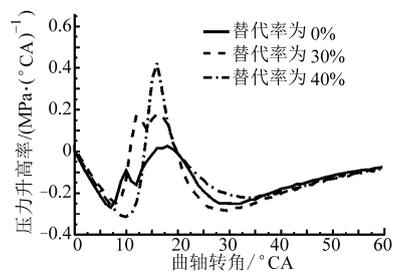


图5 1800 r/min、600 N·m 时

不同替代率的压力升高率曲线

Fig.5 Pressure rise rate comparison figure at 1800 r/min, 600 N·m with different substitution rates

其次,随着替代率的增大,压力升高率的峰值增大,且曲线第一个高峰段与其对应的曲轴转角区间所围成的面积占整个曲线与横坐标轴所围面积的比例逐渐增加,在替代率为 40% 时几乎占据整个压力升高率曲线。这是由于:掺水乙醇与空气在缸内形成均质混合气,可增加预混燃烧比例;并且乙醇可加快火焰传播速度,促进燃烧反应进行,加快缸内压力上升速度;水可分解成 H、O 及 OH,以活泼原子与自由基形式促进燃烧反应的进行。

图6为3种工况不同替代率的最大压力升高率对比。首先,每个工况下的最大压力升高率随替代率的增大而升高,其原因与图5中压力升高率峰值变化相同。

其次,在最大负荷转速 1400 r/min 时,相同替代率下中高负荷 600 N·m 所对应的最大压力升高率大于低负荷 300 N·m 时的相应值,其最大值为

0.84 MPa/°CA,未超出发动机的限值1.2 MPa/°CA。其主要原因是:①相同替代率下负荷越大喷入缸内的燃料量越多,一方面,参与燃烧的燃料增多使得单位时间的放热量增加;另一方面,缸内掺水乙醇浓度增大,加大了预混燃烧的比例,二者共同作用使得负荷增加时最大压力升高率增大。②水的掺入降低了乙醇的热值,同时水蒸气参与燃烧可使混合气均匀化,平抑燃烧室内各部分温差,防止预混燃烧阶段出现局部爆燃,可避免压力升高率过分增大。

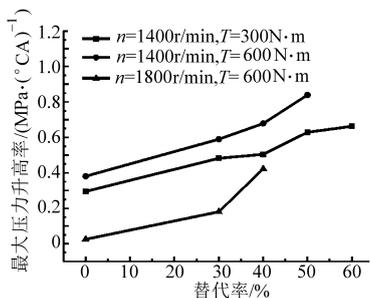


图6 3种工况的最大压力升高率曲线

Fig. 6 Maximum pressure rise rate comparison figure of three working conditions with different substitution rates

最后,1800 r/min、600 N·m的高速大负荷工况下不同替代率的最大压力升高率较低,其主要原因有:①大负荷时,喷入缸内的掺水乙醇量增多,在喷射压力保持0.35 MPa不变时会导致其雾化质量下降,不利于均质混合气的形成。②高转速时,喷入进气道的掺水乙醇与空气的混合时间较短,对均质混合气的形成造成不利影响;并且,此时的可燃混合气燃烧前的化学准备时间也相对不足。③大负荷时,缸内的掺水乙醇浓度较大,延长滞燃期的作用更加显著,但受限于掺水乙醇雾化质量的下降,滞燃期内形成的可燃混合气量并未大量增加;较长的滞燃期反而使得燃烧发生在活塞快速下行阶段,燃烧室容积增大,缸内压力上升趋于缓慢。

2.3 缸压分析

图7为1800 r/min下600 N·m时不同替代率的缸内压力变化曲线。首先,在上止点处,可燃混合气的压力随替代率增加而下降。分析其原因:乙醇与水的汽化潜热大,降低了混合气在压缩上止点的温度,而不同替代率下的进气量几乎没有变化,故压缩上止点的压力随着替代率的增大而下降。

其次,随着替代率的增大,压力曲线离开纯压缩线的时刻出现后移,即燃烧始点后移,这与放热率分析中滞燃期的变化及其原因保持一致。

最后,上止点后的最高燃烧压力随替代率增大先上升后下降,影响爆压变化的主要因素有:①可燃混合气的放热时刻,乙醇与水的加入会推迟燃烧放热的始点。②可燃混合气的放热速率,

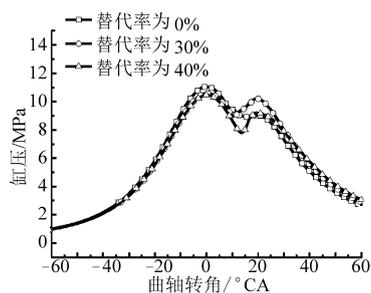


图7 1800 r/min、600 N·m时缸压变化曲线

Fig. 7 In-cylinder pressure at 1800 r/min, 600 N·m

乙醇会加快火焰传播速度,增大预混燃烧比例,加快燃烧放热速率;同时,水蒸气参与燃烧,会使混合气均匀化,加快扩散燃烧阶段的火焰传播速度。与原机相比,该工况在替代率为30%时,水蒸气与乙醇加快火焰传播速度、增大预混燃烧比例的作用更加明显,即因素②起主要作用,使得最高燃烧压力增大;在替代率为40%时,由于是高速大负荷,每循环的燃料喷入量较多,加之替代率较高,故此时缸内乙醇浓度大,雾化质量变差,混合气空燃比下降,使得掺水乙醇加快火焰传播的作用得到削弱,导致因素①占主导地位,即此时出现滞燃期过分延长,燃烧条件恶化、燃烧速度下降、燃烧持续期延长、散热损失增大,因此缸内燃烧压力维持在较低水平,爆压下降。

图8为3种工况不同替代率下的爆发压力对比,其中1800 r/min下600 N·m的爆压变化与图7缸压曲线中燃烧压力峰值的变化及其原因相同。

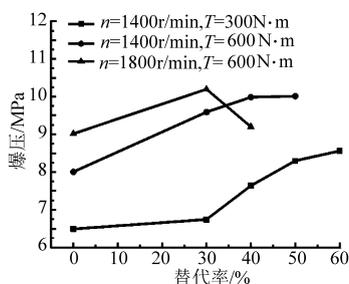


图8 3种工况不同替代率的爆压曲线

Fig. 8 Maximum in-cylinder pressure comparison figure of three working conditions with different substitution rates

此外,1400 r/min下300 N·m及600 N·m工况下,发动机的爆发压力随替代率的增大而升高,但其增幅逐渐减小。其原因如图7分析中所述,影响爆压的因素主要有:①可燃混合气的放热时刻。②可燃混合气放热的速度。在替代率相对较低时(如30%、40%),掺水乙醇加快可燃混合气燃烧速度占主导地位,使得燃烧压力明显升高,爆压增加显著;当替代率进一步增大时,喷入的掺水乙醇使可燃混合气的放热始点后移,削弱其增加预混反应比例及加快火焰传播速度的作用,使得压力升高幅度下降,

爆压增加也相应变缓。

2.4 燃烧持续期分析

发动机工作过程中,每循环的燃烧持续期对热效率以及排放等参数有着重要影响,定义燃烧持续期 φ_b ($^{\circ}\text{CA}$) 为

$$\varphi_b = \varphi_2 - \varphi_1 \quad (2)$$

式中 φ_1 ——燃烧始点,即燃烧放热量为燃料总放热量 5% 时所对应的曲轴转角, $^{\circ}\text{CA}$

φ_2 ——燃烧终点,即燃烧放热量为燃料总放热量 90% 时所对应的曲轴转角, $^{\circ}\text{CA}$

图 9 所示是 3 个工况下不同替代率时的燃烧持续期对比。图中的燃烧持续期是测取 100 个工作循环取其均值所得,由图可知,在 1400 r/min 下 300 N·m 和 600 N·m 工况时,燃烧持续期随替代率的增加逐渐缩短,最大减少幅度分别为 6.09 $^{\circ}\text{CA}$ 及 3.2 $^{\circ}\text{CA}$ 。分析其原因:①喷入的掺水乙醇与空气形成均质混合气,增加预混燃烧比重。②乙醇能加快火焰传播速度,进而加速了燃烧反应的进行。③水蒸气的参与会使燃烧过程中缸内混合气及温度场更加均匀,加快火焰传播速度,促进扩散燃烧,使燃烧快速完成。替代率越大缩短燃烧持续期的作用越明显,因此燃烧持续期越短,有利于活塞在上止点附近燃烧放热,提高热效率。

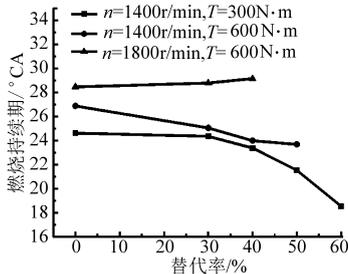


图 9 3 种工况不同替代率的燃烧持续期曲线

Fig. 9 Combustion duration comparison figure of three working conditions with different substitution rates

在 1800 r/min 下 600 N·m 工况时,燃烧持续期随替代率升高而小幅延长,最大增幅为 0.7 $^{\circ}\text{CA}$ 。主要原因有:①大负荷下油耗增多,柴油的低热值约为掺水乙醇的 2.45 倍,即要替代一份柴油理论上需要喷入 2.45 份掺水乙醇,因此实际喷入缸内的乙醇量大幅增加,导致实际空燃比下降,不利于整个燃烧过程快速完成。②掺水乙醇喷入量增加,虽然可增大预混燃烧比例,但其延长滞燃期的效果也得到加强,推迟燃烧作用明显导致发生在活塞快速下行阶段的燃烧比例也增大,整个燃烧的持续期延长。③此时,掺水乙醇雾化质量降低,预混燃烧之后缸内仍滞留较多乙醇蒸汽需要参与扩散燃烧,故延长了整个燃烧持续期。

2.5 燃油经济性分析

掺水之后,乙醇的低热值发生变化。掺水乙醇的低热值为

$$H_L = \frac{(100 - E)\rho_w H_{Lw} + E\rho_e H_{Le}}{(100 - E)\rho_d + E\rho_e} \quad (3)$$

式中 E ——掺水乙醇中乙醇的体积分数,取 70%

ρ_w ——水的密度,1.0 kg/L

ρ_e ——乙醇的密度,0.789 kg/L

H_{Lw} ——水的低热值,0 MJ/kg

H_{Le} ——乙醇的低热值,26.778 MJ/kg

由该式计算得到 $H_L = 17.35$ MJ/kg。

当量比油耗 b_{eq} ($\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$) 与有效热效率 η (%) 计算公式为

$$b_{eq} = \frac{G_{DE}H_{Ld} + G_E H_L}{H_{Ld}P_e} \quad (4)$$

$$\eta = \frac{3.6P_e}{H_{Ld}b_{eq}} \times 100\% \quad (5)$$

式中 H_{Ld} ——柴油的低热值,42.5 MJ/kg

G_E ——DECC 模式时乙醇的消耗量,kg/h

P_e ——功率,kW

图 10a 给出了 3 种工况下当量燃油消耗率随替代率的变化关系。发动机工作在 1400 r/min 时当量比油耗都随着替代率的增加而大幅减小,扭矩为 300 N·m 时油耗由纯柴油模式的 250.8 $\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 下降至替代率为 60% 时的 218.1 $\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,下降 13.0%;在 600 N·m 时由原机的 228.3 $\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 下降至替代率为 50% 时的 206.7 $\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,降幅达 9.5%。其原因有:掺水乙醇增加了预混燃烧比例,使燃烧重心前移;乙醇和水能加快火焰传播速度,缩

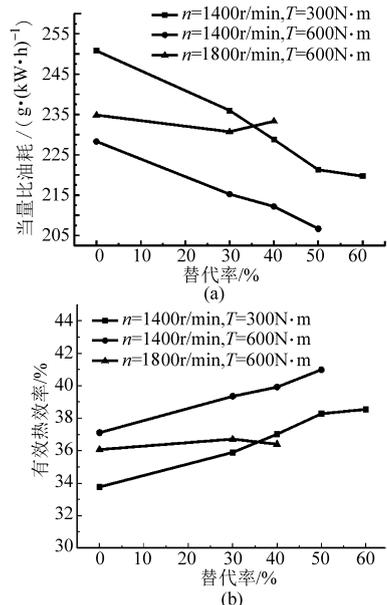


图 10 3 种工况不同替代率的经济性能曲线

Fig. 10 Economic efficiency comparison figure of three working conditions with different substitution rates

短燃烧持续期,提高等容度、减少散热损失;掺水乙醇汽化潜热大,降低缸内进气终了温度,减少发动机压缩冲程的散热损失;水蒸气热容较大,进入缸内会吸收燃烧室周围部件余热而汽化成为过热蒸汽,增加自己的焓值,并在缸内参与膨胀对外做功;同时,燃烧过程中工质里的三原子水分子比例增加,增大了工质的热容,可以抑制缸内燃烧温度升高,减少散热损失。

但在 1 800 r/min 下 600 N·m 工况时,当量比油耗随替代率的增加下降不明显,甚至在 40% 替代率时出现少量回升。其原因是:燃烧恶化,燃烧持续期延长,发生在活塞快速下行阶段的燃烧比例增加,向缸外散热损失增多,导致热效率下降,当量燃油消耗率升高。

图 10b 给出了 3 种工况下有效热效率随替代率变化关系。它与油耗呈负相关关系,在 1 400 r/min 时有效热效率随替代率增大而明显升高,其中扭矩为 300 N·m 时从原机的 33.8% 增至替代率为 60% 时的 38.8%,上升 14.8%;扭矩为 600 N·m 时从原机的 37.1% 增至 50% 替代率下的 41.0%,上升 10.5%。在 1 800 r/min、600 N·m 时,随着替代率的增加热效率先上升后下降。

这也说明,对于 1 400 r/min 的低负荷及中高负荷工况,其 DECC 模式在大替代率时可明显降低油耗,且最高替代率受限于爆压与压力升高率;而对于

1 800 r/min 大负荷工况,其替代率不宜过高,适合保持在 30% 左右,最高替代率受限于燃烧状况。

3 结论

通过对柴油/掺水乙醇二元燃料模式下放热率、压力升高率、缸内压力、燃烧持续期及燃油经济性的分析,并与原机纯柴油进行对比,发现在 DECC 模式下,发动机具有如下的特点:

(1) 在 1 400 r/min、300 N·m 低负荷及 600 N·m 中高负荷工况时,放热始点推迟,预混燃烧比例增大,燃烧重心前移,最大放热率升高,压力升高率增大,爆压上升,燃烧持续期显著缩短,最大降幅为 6.09°C.A。

(2) 在 1 800 r/min、600 N·m 的高速大负荷工况时,替代率不高于 30% 时,也出现与结论(1)相同的 DECC 模式燃烧特点;当替代率为 40% 时,则燃烧压力回落,爆压下降,燃烧恶化,燃烧持续期延长,增幅为 0.70°C.A。

(3) 在 1 400 r/min 的低转速时当量比油耗显著下降,最大降幅达 13%,热效率提高,最大增幅为 14.8%,最高替代率可达 60% 左右;而在 1 800 r/min、600 N·m 时,油耗与热效率没有明显改善,不同替代率时出现小幅波动,大比例替代柴油时甚至出现当量比油耗上升,热效率下降,显示其最高替代率不宜超过 30%。

参 考 文 献

- 1 杜宝国. 乙醇-柴油-汽油混合燃料在柴油机上的应用研究[D]. 大连:大连理工大学, 2003.
- 2 姚春德,李云强. 醇燃料-未来汽车的石油替代燃料[J]. 柴油机, 2004, 26(1): 5-9.
Yao Chunde, Li Yunqiang. Alcoholic fuel-the future alternative fuel for vehicles[J]. Diesel Engine, 2004, 26(1): 5-9. (in Chinese)
- 3 谭满志,郭英男,刘金山,等. 增压中冷压燃式发动机燃用柴油醇的燃烧和排放[J]. 内燃机学报, 2005, 23(5): 417-422.
Tan Manzhi, Guo Yingnan, Liu Jinshan, et al. Combustion and emissions from a turbocharged inter-cooled CI engine fuelled with Diesohol[J]. Transactions of CSICE, 2005, 23(5): 417-422. (in Chinese)
- 4 Can Ö, çelikten İ, Usta N. Effects of ethanol addition on performance and emissions of a turbocharged indirect injection Diesel engine running at different injection pressures[J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(15-16): 2429-2440.
- 5 Torres-Jimenez E, Jerman M S, Gregorc A, et al. Physical and chemical properties of ethanol-diesel fuel blends[J]. Fuel, 2011, 90(2): 795-802.
- 6 Kwanchareon P, Luengnaruemitchai A, Jai-In S. Solubility of a diesel - biodiesel - ethanol blend, its fuel properties, and its emission characteristics from diesel engine[J]. Fuel, 2007, 86(7-8): 1053-1061.
- 7 邢元,尧命发,张福根,等. 乙醇与柴油混合燃料燃烧特性及排放特性的试验研究[J]. 内燃机学报, 2007, 25(1): 24-29.
Xing Yuan, Yao Mingfa, Zhang Fugen, et al. Experimental investigation on combustion and emission characteristics of engine fuelled with ethanol-diesel blends[J]. Transactions of CSICE, 2007, 25(1): 24-29. (in Chinese)
- 8 雷基林,申立中,毕玉华,等. 乙醇-生物柴油-柴油混合燃料对柴油机性能和排放的影响[J]. 农业机械学报, 2012, 43(11): 21-25.
Lei Jilin, Shen Lizhong, Bi Yuhua, et al. Impact of combustion of BED blend fuel on diesel engine performance and emissions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(11): 21-25. (in Chinese)
- 9 宋金瓯,姚春德,李菁,等. MTBE 和乙醇对汽油燃烧特性的影响[J]. 天津大学学报, 2007, 40(9): 1085-1088.
Song Jinou, Yao Chunde, Li Jing, et al. Effect of MTBE and ethanol on combustion of gasoline[J]. Journal of Tianjin University, 2007, 40(9): 1085-1088. (in Chinese)

- 10 Hansen A C, Zhang Q, Lyne P W L. Ethanol-diesel fuel blends-a review[J]. *Bioresource Technology*, 2005, 96(3): 277 - 285.
- 11 姚春德,魏立江,阳向兰,等. 柴油引燃乙醇均质混合气的二元燃料燃烧特性[J]. *内燃机学报*, 2012, 30(3): 207 - 213.
Yao Chunde, Wei Lijiang, Yang Xianglan, et al. Combustion characteristics of dual fuel-homogenous ethanol charge ignited by diesel fuel[J]. *Transactions of CSICE*, 2012, 30(3): 207 - 213. (in Chinese)
- 12 姚春德,刘军恒,阳向兰,等. 电控共轨柴油机应用柴油/乙醇组合燃烧的气体排放及燃料经济性[J]. *内燃机学报*, 2011, 29(2): 105 - 111.
Yao Chunde, Liu Junheng, Yang Xianglan et al. Emissions and fuel economy of a common rail engine using diesel/ethanol blended with water compound combustion mode[J]. *Transactions of CSICE*, 2011, 29(2): 105 - 111. (in Chinese)
- 13 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)
- 14 何学良,詹永厚,李疏松. *内燃机燃料*[M]. 北京:中国石化出版社, 1999.
- 15 许汉君,姚春德,杨广峰,等. 柴油在乙醇高温热氛围中着火和燃烧的特性[J]. *内燃机学报*, 2010, 28(3): 207 - 213.
Xu Hanjun, Yao Chunde, Yang Guangfeng, et al. Ignition and combustion of diesel spray in premixed ethanol mixture with high temperature[J]. *Transactions of CSICE*, 2010, 28(3): 207 - 213. (in Chinese)

Investigations of Combustion Characteristics of Diesel/Ethanol-water Compound Combustion

Yao Chunde Wang Jianyun Liu Junheng Geng Peng

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

Abstract: Experiments were carried out on a turbo-charged, inter-cooled, heavy duty truck's 6 cylinder diesel engine; ethanol-water blends (the volume fraction of water is 30%) were injected to the retrofitted intake pipe to realize diesel/ethanol-water blends compound combustion. The combustion characteristics and economic efficiency at several kinds of speeds and loads with different high diesel substitution rates (0%, 30%, 40%, 50% and 60%) were investigated in steady working condition. The results show that, compared with normal combustion mode, the diesel/ethanol-water blends compound combustion lead to the ignition timing delay, maximum rate of heat release and in-cylinder pressure peak rise, combustion duration shorten. When the engine work in low speed, the equivalent specific fuel consumption most decreases by 13%, and the effective thermal efficiency most increases by 8.3%; in high speed, the equivalent specific fuel consumption remains approximately constant, and the fuel economy can even be deteriorated slightly when the diesel substitution rates are more than 30%. The results can be used to guide the application of diesel/ethanol compound combustion in engine.

Key words: Diesel Ethanol-water blends Combustion characteristics