喷油助燃再生DPF过滤体入口废气温度条件研究*

伏　军[1,2]　龚金科[1]　吴　钢[1]　余明果[1]　吁　璇[1]　张文强[1]

(1. 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室,长沙 410082;
2. 邵阳学院机械与能源工程系,邵阳 422004)

【摘要】 阐述了DPF喷油助燃再生的工作原理,在考虑过滤体内沉积微粒氧化反应次模型的基础上,以壁流式蜂窝陶瓷过滤体为研究对象,建立柴油机稳态工况下过滤体入口孔道的再生简化模型。考虑到柴油机中小负荷排气富氧条件,通过无量纲化,结合DPF的排气背压模型,得到了喷油助燃再生DPF时过滤体入口端所需的温度条件。试验表明,以该条件获得的理论过滤体入口废气温度所对应的喷油率来调节燃烧器功率可顺利实现DPF的再生过程,为DPF喷油助燃再生系统的设计提供了一定的理论依据。

关键词: 柴油机　微粒捕集器　再生　入口废气温度

中图分类号: TK411+5　　**文献标识码:** A　　**文章编号:** 1000-1298(2011)03-0001-05

Inlet Exhaust Gas Temperature Condition for a Burner-type DPF at the Low and Moderate Load Steady State

Fu Jun[1,2]　Gong Jinke[1]　Wu Gang[1]　Yu Mingguo[1]　Yu Xuan[1]　Zhang Wenqiang[1]

(1. *State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body*, *Hunan University*, *Changsha* 410082, *China*
2. *Department of Mechanical and Energy Engineering*, *Shaoyang University*, *Shaoyang* 422004, *China*)

Abstract

The operation principle of a burner-type diesel particulate filter was presented. Taking the subordinate oxidation reaction model into consideration, and taking the honeycomb wall-flow ceramic monolith filter as a research object, the simplified regeneration model in the single inlet channel of the filter was built at the steady state of the diesel engine. Based on the non-dimensionalization and the exhaust back-pressure model of DPF, the required temperature condition of the inlet exhaust for the burner-type DPF was obtained. The tests showed that the DPF regeneration could be smoothly completed by the burner power adjustment according to the oil spray rate correspond to the theoretical inlet exhaust temperature. It provided a definite theory basis to the design of the burner-type DPF.

Key words　Diesel engine, Diesel particulate filter (DPF), Regeneration, Inlet exhaust temperature

引言

微粒捕集器(DPF)被认为是解决柴油机微粒排放问题最有效的手段,与其他技术相比,其捕集效率高、操作使用方便可靠,且使用寿命问题已基本解决,然而,DPF仍受其再生问题的困绕,使得该产品商品化仍存在一定困难。

DPF在工作过程中,随着捕集微粒逐渐增多,柴油机排气背压相应增高,微粒积累到一定程度,将影响发动机的动力性和经济性。DPF清除微粒的过程即再生过程,方法很多,国外主要集中在催化再生、微波再生、红外再生、电加热再生、反吹再生等技术上,而国内由于受油品硫、砷、铅等有毒成分含量高的限制,催化再生研究较少,一般是采用加热等方法

收稿日期: 2010-04-20　修回日期: 2010-09-03

* 国家自然科学基金资助项目(50876027)和湖南省教育厅资助项目(08C797)

作者简介: 伏军,博士生,邵阳学院讲师,主要从事动力机械技术研究,E-mail: huabeifujun@163.com

通讯作者: 龚金科,教授,博士生导师,主要从事汽车排放控制与节能技术研究,E-mail: gongjinke@126.com

定期或连续将微粒烧尽,以维持 DPF 的捕集效率[1]。由于喷油助燃再生技术不受油品质量限制,燃烧器采用与柴油机相同的燃料,且各部件成熟件多,装车使用时不需对发动机原结构作很大的改动[2~3],因此,本文基于喷油助燃再生方式研究 DPF 过滤体入口端所需的温度条件。

1 喷油助燃再生系统工作原理

DPF 工作过程中,由于 DPF 捕集的微粒越来越多,壁流式蜂窝陶瓷过滤体前后压力传感器 1、2 所测压降增加(图 1),并反馈到 ECU,与储存在 ECU 达到再生条件时排气背压随发动机负荷和转速变化的三维 MAP 图进行比较,当压降超过在该工况下 ECU 所设定的极限值时,燃烧器立即工作,即喷油系统和供气系统分别通过喷油器 3 和进气阀 4 按照 ECU 所发出的指令定时定量进行喷油和进气,迅速地完成雾化和混合过程。混合气形成后则由安装在燃烧器出口处的电热塞 5(或高能火花塞)点火燃烧后形成高温燃气,排气温度大幅提高,当使进入 DPF 的入口端的排气流温度达到再生时刻的温度(由传感器 6、7 测定)且排气中含氧充分时(ECU 可根据发动机负荷-氧浓度关系控制进气阀 4 来保证再生过程的氧含量),则沉积在 DPF 中的微粒得以迅速燃烧实现整个再生过程。

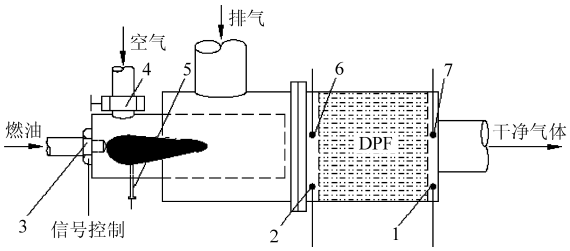

图 1 DPF 喷油助燃再生示意图

Fig. 1 Burner-type diesel particulate filter

1、2. 压力传感器 3. 喷油器 4. 进气阀 5. 电热塞 6、7. 温度传感器

再生过程受诸多参数(如排气特征、DPF 结构特征、微粒沉积特性等)影响,采用喷油助燃再生方式时,如果能使发动机排气流经微粒层,且微粒周围有足够的氧浓度,并使其能达到起燃温度,则微粒便可氧化燃烧。在较小负荷下柴油机排气均处于富氧状态,因此,在稳定的中小负荷工况下能否开始 DPF 的再生主要取决于喷油助燃装置能否使 DPF 过滤体入口端的排气温度满足一定的条件,此条件要求在考虑众多因素影响时燃烧器所产生的高温气体与排气经混合后在到达 DPF 入口前能保证在较短时间内通过传热过程达到微粒的起燃温度,进而使 DPF 在规定的再生时间内(如设定为 5 ~ 10 min)满足再生要求,即排气背压能降低到设定的阈值;而在大负荷工况下,因柴油机排气温度高,适当加大补气量就可使 DPF 自动再生。

2 过滤体再生入口端温度条件

2.1 过滤体入口单孔道再生简化模型

壁流式蜂窝陶瓷过滤体的结构如图 2 所示,过滤体端面相邻孔道交替堵封,且同一孔道也一端堵封另一端开口,排气进入过滤体入口端后只能从开口孔道壁面通过,并从相邻孔道排出去,这样排气中所含的微粒沉积在孔道壁面上。

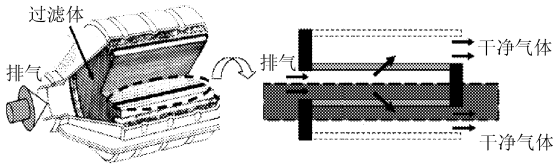

图 2 DPF 结构及工作原理图

Fig. 2 Structure and working principle of DPF

根据 Bissett 模型若干假设,即不考虑水平方向的变化,假定过滤体截面流场分布均匀且绝热,且由于几何结构的重复性,以单孔道的 1/4 代替所有孔道,如图 3 所示,排气流经两层即微粒沉积层(滤饼)和多孔壁面层,再生过程中忽略内部沉积结构的变化及沉积层微粒的增加,稳态工况时,不考虑排气氧浓度随时间变化的非定常性,则氧浓度的变化主要是由微粒沉积层和多孔壁面微粒氧化消耗所引起,而相对于微粒沉积层,陶瓷过滤体壁面层内微粒的氧化反应可予以忽略。

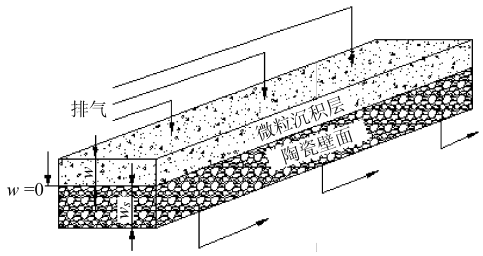

图 3 过滤体单孔道及排气流动简化模型

Fig. 3 Simple model of single channel and exhaust flow

考虑到微粒捕集器再生过程中,其反应产物存在一定的一氧化碳,且其不完全反应对再生过程有重要影响(其反应过程为放热反应),因此,基于微粒氧化反应模型,引入碳完全氧化系数 α($\alpha = 0.5 \sim 1$)以考虑碳不完全氧化反应[5],其反应式为

$$C + \alpha O_2 \longrightarrow 2(1-\alpha)CO + 2(\alpha - 0.5)CO_2$$

则 O_2 平衡方程为

$$\frac{\partial}{\partial w}(\rho v y) = -sk\rho y\alpha \tag{1}$$

式中 ρ——排气密度,kg/m^3 v——排气速度,m/s

y——排气中 O_2 摩尔浓度，mol/m^3

w——微粒沉积层厚度，m

s——微粒层沉积系数

k——微粒沉积区反应系数

为使问题进一步简化，将排气视为理想气体，忽略排气与反应产物之间的质量交换，借助于 k 的 Arrhenius 方程描述和单孔排气质量流量[4]，即

$$\begin{cases}\rho T = M_a p/R \\ k = k_0 T e^{-E/(RT)} \\ q_m = 2\rho v/\rho_k\end{cases} \tag{2}$$

式中　T——温度，K　　p——排气压力，Pa

M_a——排气分子量，kg/mol

R——气体常数，为 8.31 m^3·kPa/(kg·mol·K)

k_0——频率反应因子，为 6.0 m/(s·K)

E——表面活化能，为(80～160)×10^3 J/mol

q_m——单孔道入口排气的质量流量，kg/s

ρ_k——过滤体孔密度，孔/m^2

由式(1)、式(2)可得到氧气通过微粒沉积层的浓度变化，即

$$y = y_i e^{-\frac{2spM_a\alpha k_0 w}{R\rho_k q_m} e^{-\frac{E}{RT}}} \tag{3}$$

式中　y_i——入口孔道 O_2 摩尔浓度，mol/m^3

微粒沉积层厚度变化率满足

$$\rho_1 \frac{dw}{dt} = \frac{M_C}{M_{O_2}} \frac{q_m}{4aL}(y_i - y)\frac{1}{\alpha} \tag{4}$$

式中　ρ_1——微粒滤饼密度，kg/m^3

M_C、M_{O_2}——碳、氧气分子量，kg/mol

a——孔道宽度，m　　L——过滤体长度，m

由式(3)、式(4)简化得

$$\frac{dw}{dt} \approx \frac{M_C y_i s k_0 p w}{2R\rho_1\rho_k aL} e^{-E/(RT)} \tag{5}$$

按 Bissett 的假设，不考虑气体质量与热量的轴向扩散与传播，忽略周围环境的热损失，相对传导过程忽略辐射传热，以及除微粒沉积层入口界面外，忽略气固两相间的温度梯度，且气固两相均匀反应，忽略微粒层沿厚度方向的温度梯度[5～6]，则从能量守恒角度，单孔道内再生过程中温度变化率可描述为

$$\begin{cases}(\rho_1 C_{p1} w + \rho_2 C_{p2} w_s) aL \dfrac{dT}{dt} = q_r + \Delta h \\ q_r = \dfrac{-sk\rho y\alpha w}{M_{O_2}} aL[2(\alpha - 0.5)\Delta H_{CO_2} + \\ \qquad 2(1-\alpha)\Delta H_{CO}] \\ \Delta h = \dfrac{q_m C_{pg}}{4}(T_i - T)\end{cases} \tag{6}$$

式中　C_{p1}——微粒滤饼比热容，J/(kg·K)

ρ_2——过滤体多孔壁面材料密度，kg/m^3

C_{p2}——陶瓷过滤体比热容，J/(kg·K)

w_s——过滤体壁面厚度，m

C_{pg}——排气比热容，J/(kg·K)

ΔH_{CO}、ΔH_{CO_2}——CO、CO_2 反应焓，J/(kg·mol)

T_i——过滤体入口废气温度，K

式(3)、(5)、(6)组成 DPF 过滤体单孔道简化再生模型，其控制方程初始及边界条件为

$$T(w, t=0) = T_b \quad w(t=0) = w_b \quad y_w = y_i|_{-w}$$

$$T_w = \rho v C_{pg}(T - T_i)\lambda^{-1} w|_{-w} \quad T_w = T|_{w_s}$$

式中　T_b——初始排气温度，K

w_b——微粒沉积层的初始厚度，m

λ——过滤体壁面热导率，W/(m·K)

2.2　过滤体入口废气温度条件

基于 Zheng Haishan、Jason M Keith 提供的无量纲化方法减少上述再生控制方程的变量数，利用谢苗诺夫(Semenov)稳态理论，不考虑 t_0 即微粒起燃前时间内反应物消耗，即

$$\begin{cases}w(t) = w_b|_{t \leqslant t_0} \\ y_i(t) = (y_i|_{-w})|_{t \leqslant t_0}\end{cases}$$

则无量纲化后便可忽略无量纲微粒厚度 $\bar{w}$(即 $\bar{w} = w/w_b = 1$)随无量纲时间 $\bar{t}$ 的变化率，当微粒无量纲温度 $\bar{T}(\bar{t})$ 单调上升到某极限值即认为微粒开始燃烧，则微粒稳态无量纲温度 $\bar{T}$ 在临界点处有

$$\begin{cases}d\bar{T}/d\bar{t} = 0 \\ d^2\bar{T}/d\bar{t}^2 < 0\end{cases}$$

整理并按原量纲转化得到

$$\frac{4\rho v C_{pg} R^2 T_i^2 e^{E/(RT_i)}}{\pi D^2 \rho_k s p y_i \alpha w_b aL[(0.5-\alpha)\Delta H_{CO_2} + (\alpha - 1)\Delta H_{CO}]} > e \tag{7}$$

为便于实际应用，对于微粒起始沉积厚度 w_b，可以利用在稳态工况下由压力传感器测得的排气背压(Δp)来对其加以确定，Δp 可表述为

$$\Delta p = \frac{\mu\rho v}{2L}(a + w_s)^2 \left\{\frac{w_s}{k_w a} + \frac{1}{2k_s}\ln\left(\frac{a}{a - 2w_b}\right) + \frac{4FL^2}{3}\left[\frac{1}{(a-2w_b)^4} + \frac{1}{a^4}\right]\right\} + \frac{2\zeta\rho^3 v^2 (a + w_s)^4}{a^4}$$

式中　μ——气流动力黏度，取 2.946×10^{-5} N·s/m^2

k_w——干净过滤体小孔壁面渗透率

k_s——小孔壁面上滤饼层的渗透率

F——动量传递系数，一般取 28.454

ζ——局部压力损失系数，一般取 0.82

则

$$w_b = f^{-1}(\Delta p) \tag{8}$$

由式(7)、式(8)可以定量计算出中小负荷排气富氧环境下一定氧浓度时 DPF 再生所需的入口临界温度 T_{cr}，理论上，为保证再生过程的顺利，应满足

$T_i \geqslant T_{cr}$。同时,为保证过滤体的使用寿命,防止过滤体烧熔等现象,受过滤体最大耐热温度或安全温度 T_{safe}(一般为 1 200 ~ 1 400℃)的限制,过滤体入口温度 T_i 同时应满足

$$T_{cr} \leqslant T_i \leqslant T_{safe} \tag{9}$$

结合式(7) ~ (9)可看出,为实现过滤体再生过程,其过滤体入口温度 T_i 的确定受 DPF 结构、流动特性、微粒滤饼特性及热力反应过程等诸多参数的影响,对其进行定性分析相当复杂。但通过定量计算,可确定 DPF 再生过滤体入口温度应满足式(9)的范围,结合过滤体入口端温度传感装置获取的信号,反馈至 ECU 并对燃烧器的喷油量加以精确控制,使燃烧器产生的高温气体与排气混合后流入过滤体前端时其温度满足式(9)条件。

3 试验研究

按上述理论模型式(7) ~ (9)得到的入口废气温度能否使喷油助燃系统顺利实现 DPF 的再生过程,还需要加以试验验证,为此,本文基于文献[7]试验台架及其设备(图 4),针对 495G28 型柴油机及其匹配的微粒捕集器进行试验,DPF 的再生均在中小负荷稳态工况下进行,每完成一个再生试验,通过控制平台使发动机处于满载运转,人为地加大柴油机微粒排放量以使 DPF 较快地获得一定的微粒沉积量,然后进入下一轮的再生试验。

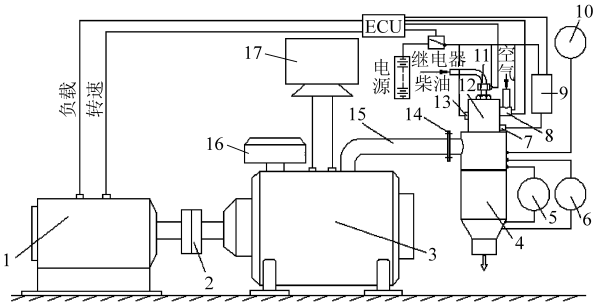

图 4 柴油机微粒捕集器喷油助燃再生试验台

Fig. 4 Burner-type DPF regeneration test-bed

1. 电涡流测功机 2. 联轴器 3. 柴油机 4. DPF 5. 温度仪 6. 压力表 7. 火花塞 8. 流量阀 9. 点火线圈 10. 流量计 11. 喷油器 12. 燃烧器 13. 电热塞 14. 连接法兰 15. 排气管 16. 空气滤清器 17. 控制平台

入口废气温度通过调节燃烧器喷油量来决定,其温度由温度传感器测定,并将信号反馈至 ECU 来控制喷嘴流量,压力传感器则将背压信号反馈至 ECU 以控制燃烧器的开闭状态或修正喷油量等参数(油气配比参见文献[8])。每次试验均以理论计算的过滤体入口废气温度来控制燃烧器功率,并观察 DPF 排气背压变化。

随机选取几种工况,如表 1 所示。

表 1 试验工况及 DPF 排气初始背压

Tab. 1 Working condition and initial back-pressure of DPF

参数	工况 A	工况 B	工况 C	工况 D	工况 E
负荷/%	25	25	50	50	0(空载)
转速/r·min^{-1}	1 400	1 500	1 400	1 200	600
排气流量/m^3·h^{-1}	548.7	586.4	546.5	467.8	232.6
DPF 初始排气背压/kPa	18.8	25.5	23.6	16.5	21.3
排气中含氧量/%	14.8	15.5	16.6	18.2	19.0

根据试验所用 DPF 结构参数及试验工况等按式(7)、(8)可计算出理论入口废气临界温度 T_{cr},如表 2 所示。

表 2 过滤体入口理论废气临界温度 T_{cr}

Tab. 2 Inlet exhaust theoretical critical temperature T_{cr}

参数	工况 A	工况 B	工况 C	工况 D	工况 E
T_{cr}/K	795	873	857	815	778

根据自行设计燃烧器的燃烧特性及其各工况高温燃气与排气混合后过滤体入口端温度特性建立喷油率与过滤体入口废气温度(设定为均匀温场)的 MAP 图,试验过程燃烧器按对应于 T_{cr} 的喷油率即临界喷油率 q_{cr}(表 3)加以控制。

表 3 T_{cr} 对应的临界喷油率 q_{cr}

Tab. 3 Critical oil-spray rate q_{cr} with corresponding T_{cr}

参数	工况 A	工况 B	工况 C	工况 D	工况 E
q_{cr}/g·min^{-1}	46.2	52.1	52.3	47.1	65.5

试验结果如图 5 所示,从图中可看出,当按理论计算过滤体入口废气临界温度来控制燃烧器功率再生 DPF 的过程中,均能在较短时间内(5 ~ 10 min)使 DPF 排气背压显著下降,说明该入口温度能保证过滤体顺利起燃并实现整个再生过程。其次,不难发现,各再生过程前期排气背压均变化平稳,经一定时间后排气背压出现一定幅度上升,然后才会急剧下降,而后期下降趋势减缓并延至某一水平位置。

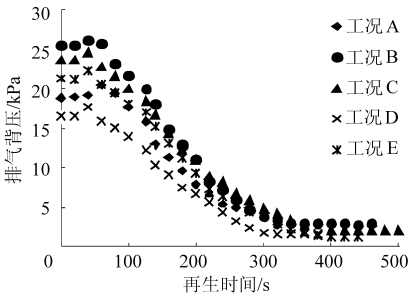

图 5 以理论温度喷油助燃再生 DPF 排气背压变化

Fig. 5 Exhaust back-pressure changes with theoretical temperature for burner-type DPF

结合过滤体入口单孔道微粒燃烧氧化模型定性分析不难得出，在喷油助燃系统按理论入口废气温度所对应的功率对 DPF 进行热再生时，微粒开始并不立即氧化燃烧，而是在该阶段微粒层与高温废气迅速进行传热过程，期间，在高温燃气的作用下废气的黏性系数变化导致排气背压有较大幅度的提高，经过该缓燃期后，微粒起燃快速氧化，由于反应放热，除高温入口废气对其加热外，微粒层自身也进一步加热，使氧化反应更为剧烈，微粒消耗加快，在宏观上表现为排气背压急剧下降，当微粒层消耗到一定程度，放热趋势减小，氧化反应变缓，排气背压下降趋势随之变缓，直至微粒全部氧化掉，此后排气背压不再发生变化。

试验还以不同工况及不同过滤体入口废气温度（亦即不同喷油率）研究 DPF 再生过程（表 4），均能获得类似的曲线。对低于或高于临界温度 T_{cr} 的燃烧器工作前后过滤体入口端排气实测温度进行对比，结果如图 6 所示。

表 4　不同喷油率各工况燃烧器喷油工作前后过滤体入口端废气温度对比

Tab. 4　Contrast of inlet exhaust temperature with different oil-spray rate under every working condition

参数	工况 A			工况 B			工况 C			工况 D		
	方案 1	方案 2	方案 3	方案 1	方案 2	方案 3	方案 1	方案 2	方案 3	方案 1	方案 2	方案 3
喷油率 q/g·min^{-1}	35.6	42.2	50.6	40.0	49.8	57.8	41.6	50.0	65.0	32.0	44.5	66.0
再生前入口排气温度/K		483.4			498.6			581.7			565.2	
再生时入口排气实测温度/K	554.7	586.8	845.2	524.3	865.7	915.2	618.0	793.2	1 249.2	589.1	786.5	1 327.5

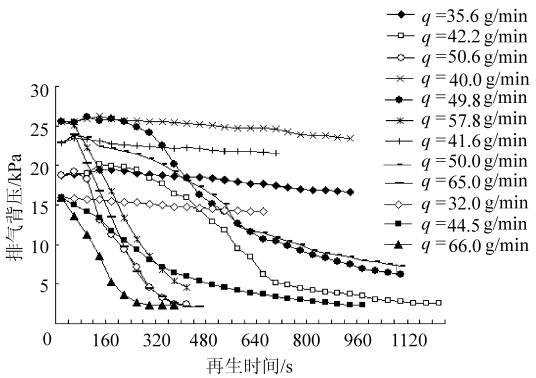

图 6　DPF 喷油助燃再生排气背压随时间变化曲线

Fig. 6　Exhaust back-pressure curves with regeneration time of burner-type DPF

可看出各工况下当喷油率过小时，虽然能提高排气温度但不能达到再生温度要求，再生过程极其缓慢，而当较接近最小喷油率时，燃烧器能使排气温度达到微粒的起燃温度，此时在限定的时间内（5 ~ 10 min）不能及时完成再生。当喷油率超过临界喷油率如图 6 中 $q = 50.6$ g/min 及 $q = 57.8$ g/min 时，与图 5 相比，再生速度加快，再生时间缩短，但当喷油率过大如图 6 中 $q = 65.0$ g/min 及 $q = 66.0$ g/min 时，再生过程迅速，但此时温度急剧上升，易使过滤体超出其耐热温度或产生较大的热应力，造成过滤体易出现烧熔或裂缝现象，因此，对过滤体入口端废气温度范围应严格加以控制，并实时反馈至 ECU 以对喷油助燃再生装置精确控制。

4　结论

（1）基于 Bissett 和 Shadman 模型及其相关假设，从过滤体单孔道模型入手，建立了柴油机微粒捕集器的再生数学模型，并对其进行了简化，试验结果表明，由该简化模型得到的过滤体入口废气温度条件能保证 DPF 的顺利再生。

（2）再生 DPF 入口废气温度的确定受诸多参数的影响，如结构参数、流动特性、微粒滤饼及其分布特性以及热力反应性质等，各参数相互制约，定性分析较为复杂，但可定量计算出 DPF 再生过滤体时所需入口废气温度范围。

（3）结合过滤体入口单孔道微粒氧化燃烧模型定性分析，DPF 再生试验中，按理论计算入口废气温度再生 DPF 时，微粒存在一缓燃期，DPF 排气背压在一定时间内基本不发生变化甚至略有提高，考虑到废气黏性系数变化等因素可能导致排气背压有所增加，之后微粒氧化剧烈，排气背压急剧下降，但各工况下降速率不同，主要是与排气中氧含量、微粒沉积厚度及其分布特性等不同有关。

（4）入口废气温度数学模型是基于流场分布均匀等条件下获得的，实际情况中很多流场不具均匀性，且在简化再生模型时未考虑反应物的消耗，q_r 计算偏小，理论入口废气温度计算较实际所需入口温度偏大，但仍不失其意义。

（5）在中小负荷稳定工况下，按理论计算入口废气温度条件来调节燃烧器功率实现 DPF 的再生，可指导燃烧器及其控制系统等的合理设计。

（下转第 10 页）

导数有相似的变化趋势,可利用振动加速度在压缩冲程中的过零点判断燃烧始点。

(2) 台架实验结果表明,不同工况下,以压力二次导数识别的燃烧始点为基准,则利用缸盖表面振动加速度识别的燃烧始点偏差在 ±1.5°CA 之内。

(3) 模拟计算和实测结果均表明,利用缸盖表面振动加速度识别柴油机燃烧始点是可行的。

参 考 文 献

1 沈希忠, 史习智, 杜海平,等. 柴油发动机气缸压力和燃烧始点的辨识[J]. 数据采集与处理, 2002, 17(3): 317 ~ 320.

2 Schiefer D, Maennel R, Nardoni W. Advantages of diesel engine control using in-cylinder pressure information for closed loop control [C]. SAE Paper 2003 - 01 - 0364, 2003.

3 Leonhardt S, Müller N, Isermann R. Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 1999, 4(3): 235 ~ 245.

4 Ball A D, Gu F, Li W. The condition monitoring of diesel engines using acoustic measurements part 2: fault detection and diagnosis [C]. SAE Paper 2000 - 01 - 0368, 2000.

5 白佳宾, 罗维东, 刘立, 等. 基于 Hilbert-数学形态变换的柴油机燃烧始点辨识[J]. 农业装备与车辆工程,2007(2): 20 ~ 23.

6 Olivier Grondin, Jonathan Chauvin, Fabrice Guillemin. Combustion parameters estimation and control using vibration signal: application to the diesel HCCI engine [C]// IEEE Conference on Decision and Control, 2008:5 621 ~ 5 627.

7 Lomas N S, Hayek S I. Vibration and acoustic radiation of elastically supported rectangular plates [J]. Journal of Sound and Vibration, 1977, 52(1):1 ~ 25.

8 何学良, 李疏松. 内燃机燃烧学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.

9 程勇, 吴亚兰, 纪少波, 等. 基于振动信号的柴油机缸内燃烧状态估计方法[J]. 农业机械学报, 2008, 39(9): 10 ~ 14.
Cheng Yong, Wu Yalan, Ji Shaobo, et al. Estimation of combustion status in diesel engine based on vibration signal [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(9): 10 ~ 14. (in Chinese)

(上接第 5 页)

参 考 文 献

1 Zelenka P, Telford C. 采用辅助燃烧再生的载重汽车用颗粒过滤系统的开发[J]. 国外内燃机,2003(3):50 ~ 54.
Zelenka P, Telford C. Development of the particulate filter system with combustion-supporting regeneration for motorlorry[J]. Foreign Diesel Locomotive, 2003(3) :50 ~ 54. (in Chinese)

2 Paul Zelenka, Clive Telford, Dave Pye, et al. Development of a full-flow burner DPF system for heavy-duty diesel engines[C]. SAE Paper 2002 - 01 - 2787, 2002.

3 Magdi K Khair. A review of diesel particulate filter technologies[C]. SAE Paper 2003 - 01 - 2303, 2003.

4 Zheng Haishan, Jason M Keith. Ignition analysis of wall-flow monolith diesel particulate filters[J]. Catalysis Today, 2004, 98(3):403 ~ 412.

5 龚金科,梅本付,王劲,等. 车用柴油机微粒捕集器热再生的一维数值模拟[J]. 车用发动机,2005(5): 45 ~ 47,60.

6 Timo Deuschle, Uwe Janoske, Manfred Piesche. A CFD-model describing filtration, regeneration and deposit rearrangement effects in gas filter systems[J]. Chemical Engineering Journal, 2008,135(1 ~ 2):49 ~ 55.

7 龚金科,伏军,王曙辉,等. 柴油机微粒捕集器背压信号采集系统动态响应特性的研究[J]. 内燃机工程,2008,29(5): 62 ~ 66.

8 龚金科,吁璇,伏军,等. 柴油机喷油助燃再生系统微粒捕集器油气匹配研究[J]. 农业机械学报,2010,41(4):1 ~ 5.
Gong Jinke, Yu Xuan, Fu Jun, et al. Study on fuel-air matching forms in burner-type diesel particulate filter [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(4): 1 ~ 5. (in Chinese)

9 Evdoxia Kladopoulou, Athanasios G Konstandopoulos. A virtual sensor for soot load estimation in diesel particulate filters [C]. CPERI Paper, Thermi, Thessaloniki, 2004.

10 龚金科,余明果,王曙辉,等. 柴油机单元块旋转式过滤体 DPF 微波再生研究[J]. 农业机械学报,2011,42(1):2 ~ 7.
Gong Jinke, Yu Mingguo, Wang Shuhui, et al. Study on rotary unit-block diesel particulate filter regeneration with microwave[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(1):2 ~ 7. (in Chinese)