

重型柴油机预热器结构改进分析

刘 研^{1,2}, 段希庆², 邵元征²

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130022; 2. 吉林大学 汽车工程学院, 吉林 长春 1300022)

摘要: 通过对两款预热器进行台架试验和对比分析, 提出了燃油预热器结构对其工作效率提高具有重要影响, 同时提出了燃油预热器结构改进的方向, 即在燃烧室内加装扰流板. 利用 CFD 软件对加装了扰流板的燃烧室进行仿真分析, 分别得到了不同的扰流板位置 and 不同扰流板尺寸下燃烧室的温度分布云图、CO 分布云图以及 O₂ 分布云图. 通过对比分析发现: 扰流板的最佳直径为 70 mm, 与无扰流板的设计相比, 燃油预热器效率提高了 17%; 扰流板的最佳位置为距离底部 80 mm, 与原扰流板距离底部 60 mm 的旧设计结构相比, 燃油预热器的效率提高了 11.4%.

关键词: 柴油机; 燃油预热器; 优化; 结构改进

中图分类号: TK172

文献标志码: A

Structure Improvement Analysis of Heavy Duty Diesel Engine Preheater

LIU Yan^{1,2}, DUAN Xiqing², SHAO Yuanzheng²

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: The vehicle fuel preheater is an important and effective means to improve operating condition during cold engine starting. A conclusion is reached that the fuel preheater improves operating efficiency of the engine effectively through a series of tests and analyses. A more efficient way to improve operating efficiency of fuel preheater is to install spoiler in the combustion chamber. In this paper, the CFD software is used to simulate the preheater combustion chamber installed spoiler. The temperature distribution, CO distribution, and O₂ distribution of the combustion chamber are obtained at different spoiler locations and different spoiler sizes. The comparative analysis indicate that the optimal spoiler diameter is 70 mm, compared with the non-spoiler design, and the fuel preheater efficiency is increased by 17%. The optimal position of the spoiler is 80 mm from the bottom, and the efficiency of the fuel preheater is 11.4% higher than

the original design in which the spoiler is 60 mm from the bottom spoiler.

Key words: diesel engine; fuel preheater; optimization; structural improvement

柴油发动机温度在 -5 °C 时即难以启动, 当环境温度下降到 -20 °C 时, 启动可靠性大大降低^[1], 特别是在我国西部高原地区以及北方地区, 温度过低对发动机冷启动带来了巨大的挑战, 甚至启动不了^[2]. 车用发动机冷启动是一个常用工况, 在车用发动机排放控制中占有重要地位, 据资料显示, 在发动机冷启动的过程中, 其污染物排放可达整个阶段的 60%~80%^[3-4], 由于燃油雾化不良, 以及三元催化剂及 SCR(选择性催化还原)系统催化剂活性降低, 低温环境下污染物的排放将大大增加^[5-7]. 对于大型重型汽车而言, 针对上述问题, 最常用的解决方式为车用预热器预热, 在发动机启动之前, 通过智能控制将冷却液加热到预定温度. 燃油预热器是以燃油为燃料, 以空气或者液体为换热介质, 为车厢内空气升温、风挡玻璃除霜和发动机预热提供热源的装置^[8].

Short 等^[9]进行了车用预热器的热模拟研究, 通过发动机冷启动试验证明了仿真结果的准确性, 并得到该预热器具有降低排放的作用. 潘世艳等^[10]通过对车用燃油加热器燃烧室进气孔直径、孔的分布和孔的方向等几何参数以及进气压力对燃油加热器燃烧性能的影响进行了分析. 毛华永等^[11]通过试验探究了燃烧器外筒至热交换器壁面不同距离、燃气回流罩至导流体不同距离、燃气回流罩缩口直径、轴向进气孔孔径、喇叭筒前段进气面积以及单内筒和双筒等对燃烧器热效率、热功率和排放方面的影响, 得出了相应的最优参数设置.

但是在燃油预热器的设计与开发上, 依然存在

收稿日期: 2017-07-05

基金项目: 国家自然科学基金(51376079)

第一作者: 刘 研(1976—), 女, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为能源利用与高效传热. E-mail: liyan66@jlu.edu.cn

着很大的缺陷,就 CFD (computational fluid dynamics) 仿真而言,以往的模拟并不完全,只考虑了燃烧特性,并没有与换热筒里冷却液作为一个整体进行分析.而且在模拟燃烧过程中,很多也不添加重力模块,而在实际过程中,燃油加热器一般是沿着轴向安装,重力作用影响很大,会使燃油分布出现一定的偏差,造成模拟结果的变化.

针对以往车用燃油加热器研究上存在的缺陷,在将预热器与冷却液看成整体并考虑重力作用的条件下,本文做了如下研究:搭建燃油预热器试验台架,通过对新、原两款燃油预热器的尾气成分以及预热器进、出口水温进行分析,计算其燃烧效率以及换热效率,同时进行一定的结构对比分析,并提出结构改进方向;改进燃油预热器结构,通过在燃油预热器燃烧室添加扰流板,来提高燃油预热器效率,并提出决定扰流板作用的 2 个参数,通过仿真确定最佳的参数值^[12].

1 预热器燃烧与传热特性分析

原重型车辆原燃油预热器为国产预热器,在工作过程中存在很多问题.为了解决这些问题,试验重型车辆安装了新燃油预热器.通过试验分析新、原燃油预热器的燃烧特性、换热特性,以及综合特性,同时对两款预热器的结构进行对比分析,指出影响预热器综合特性的原因,为结构优化指出方向.

1.1 预热器台架试验

本文试验过程通过 KM9106 烟气分析仪来测量烟气成分,通过烟气成分以及燃烧学相关知识来计算燃烧效率.搭建的新、原燃油预热器试验台架如图 1 所示,试验是在实验室外进行,平均环境温度为 -4.9 ℃.通过计算得出,原燃油预热器相对新燃油预热器燃烧效率以及换热效率对比分析如表 1 所示.由表可知,原燃油预热器相对于新燃油预热器,未燃烧的燃料损失相对较大,而且其换热效率相对新燃油预热器效果较差.

1.2 原和新燃油预热器结构分析

为了分析新、原燃油预热器效率不同的原因,对它们的结构进行对比分析,分析不同结构对燃油预热器性能的影响,原燃油预热器和新燃油预热器的结构分别如图 2 和 3 所示.

通过对比原燃油预热器和新燃油预热器结构可以发现,新燃油预热器增加了入口风扇装置,进气孔数量相对于原燃油预热器也较多,同时增加了换热

肋片结构,冷却水道采用了螺旋肋片的形式,排烟口布置在中间位置,新燃油预热器的燃烧筒和换热筒之间形成了一定的换热空间,但新燃油预热器燃烧室内没有扰流板.

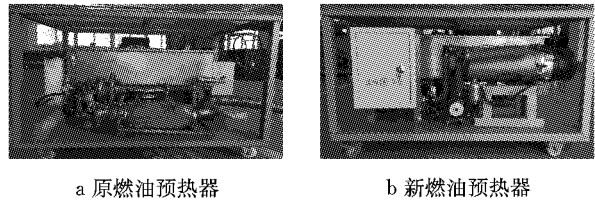
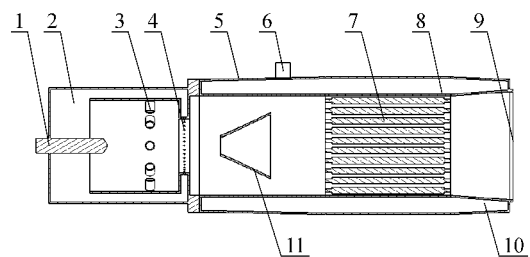


图 1 原燃油预热器和新燃油预热器燃烧特性试验台架
Fig. 1 Experimental bench of combustion characteristics of new and original fuel preheater

表 1 新、原燃油预热器燃烧效率与换热效率对比分析
Tab. 1 Comparison analysis of combustion efficiency and heat transfer efficiency of new and original fuel preheater

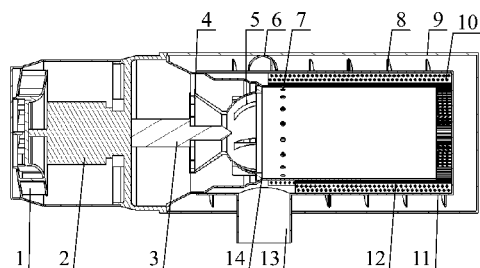
燃油预热器	干烟气损失	湿烟气损失	未燃烧料损失	换热效率
原燃油预热器	25.00	5.7	12.010	71.29
新燃油预热器	24.65	5.7	1.162	88.93



1—喷油嘴;2—进气道;3—1 级进气孔;4—2 级进气孔;5—冷却液外壁面;6—进水口;7—隔火板;8—换热筒;9—出水口;10—冷却液循环水道;11—扰流板

图 2 原燃油预热器结构简图

Fig. 2 Schematic diagram of original fuel preheater



1—入口风扇;2—电机;3—喷油嘴;4—一级进气孔;5—二级进气孔;6—三级进气孔;7—冷却液进水口;8—水道螺旋肋片;9—冷却液外筒;10—换热肋片;11—换热筒;12—燃烧筒;13—排烟口;14—四级进气孔

图 3 新燃油预热器结构简图

Fig. 3 Schematic diagram of new fuel preheater

根据 2 种预热器的不同结构分析,原燃油预热器混合气经过燃烧之后,直接经过扰流板与冷却液换热之后就排出燃油预热器,使得燃气在燃油预热器内部停留时间过短,易使燃油的燃烧效率降低,同时由于燃烧后高温气体在燃油预热器停留时间较新燃油预热器短,故换热效率也将下降.新燃油预热器风扇在给预热器提供进气增加了进气紊流的同时,通过 3 级进气孔和 4 级进气口增加进气量,使得燃烧更加充分;通过换热肋片在增加燃烧烟气湍流的同时增加换热面积,使得换热量增加,通过螺旋水道增加冷却液流通的紊流作用,同时将混合烟气经过燃烧之后折返回排烟口的方式,使得燃烧热量能够充分的与冷却液换热,提高换热效率.同时,新燃油预热器在进气紊流以及冷却水道紊流方面较好,使燃油与空气混合更加充分,而且冷却水道侧的换热系数也相对升高,使其换热效率以及燃烧效率都有所提升.最后在进气孔的布置上,新燃油预热器包含 4 级进气孔,在空气量增加的同时加强与燃油的混合,使得燃油的燃烧更加充分,燃烧效率更高.

2 燃油预热器结构优化与设计

通过上文分析可知,预热器结构对预热器效率的影响非常大.新燃油预热器燃烧性能以及换热性能都相对较好,但是其在结构上仍有优化改造的空间,特别是在燃烧室.

基于 CFD 的数值模拟方法作为一种低成本、高效率的研究手段,近年来不断应用于各种优化研究工作中.本节即通过对燃烧室进行优化,来研究燃烧室结构对燃油预热器效率的影响,通过 CFD 仿真分析来探究新燃油预热器的最优结构形式. STAR-CCM+ 是采用最先进的连续介质力学数值技术的新一代 CFD 求解软件,它倡导采用多面体网格,相比于四面体网格在保持相同计算精度的情况下,可以实现计算性能约 3~10 倍的提高,同时该软件还具有操作简便、集成度高、可视化程度好等优点,因此本文采用 STAR-CCM+ 进行 CFD 计算.

2.1 CFD 仿真条件

燃油预热器的燃料为柴油,由于柴油的成分非常复杂,对柴油燃烧进行 CFD 仿真时一般选择正庚烷 C_7H_{16} 来代替,因为它是大分子烷烃燃料,而且其十六烷值和热值与柴油接近.

为了对比正庚烷燃烧和柴油燃烧的差别,本文分别对新预热器的排烟口烟气组分以及排烟温度进

行了试验测试以及仿真分析,通过试验和仿真之间的误差分析来判定正庚烷一步反应和两步反应哪个更接近真实情况.仿真分析结果以及与试验的对比分析如表 2 所示.通过表 2 可知,对新燃油预热器进行模拟仿真分析中,两步反应在排烟口的温度、 CO_2 百分含量、 C_xH_y 百分含量、 O_2 百分含量以及进出水口水温升上误差较小,因此可认为正庚烷的燃烧与柴油的燃烧相近.

表 2 新燃油预热器试验数据与仿真数据对比
Tab. 2 Comparison of experimental data and simulation data of new fuel preheater

对比	O_2 / %	CO_2 / 10^{-6}	C_xH_y / 10^{-6}	CO / 10^{-6}	水的温度 / $^{\circ}C$	排烟温度 / $^{\circ}C$
试验数据	6.80	11.80	30.00	27	8.50	430.00
一步 仿真数据	6.12	13.89	43.29	0	9.31	565.26
反应 绝对误差	-0.68	2.09	13.29	-27	0.81	135.26
二步 仿真数据	6.90	13.34	26.00	30	8.59	490.00
反应 绝对误差	0.10	1.54	-4.00	3	0.09	60.00

由于燃油预热器内柴油燃烧方式为边与空气混合边燃烧,燃料和空气混合速率直接影响化学反应速率,因此燃烧模型选用非预混燃烧中的标准 EBU (Eddy Break-up) 模型.湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 模型,燃烧时内部和壁面存在辐射换热,辐射模型采用 P1 辐射模型.

2.1.1 初始条件

在燃油预热器的仿真模拟分析中,主要包含 4 种物质:正庚烷、铸铝、空气、冷却水.在 CFD 仿真分析中,需要输入这 4 种物质的物性参数,本节模拟为在环境温度 $6^{\circ}C$ 时燃油预热器的工作状态,所以这 4 种物性参数均为在 $6^{\circ}C$ 状态下的值,其参数如表 3、4、5 所示.其中,空气组分的初始条件为组分质量分数条件,本文选取 O_2 的质量分数为 23.3%, N_2 的质量分数为 76.7%,压力选取为相对大气压 0 Pa,温度为大气环境温度 $6^{\circ}C$.

表 3 正庚烷 $6^{\circ}C$ 时物性参数

Tab. 3 Physical parameters of n-heptane at $6^{\circ}C$			
密度 / $(kg \cdot m^{-3})$	比热容 / $(kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1})$	导热系数 / $(W \cdot (m \cdot K)^{-1})$	发热量 / $(kJ \cdot kg^{-1})$
0.684	2.233	12.23×10^{-2}	48 066

表 4 空气、冷却水 $6^{\circ}C$ 时物性参数

Tab. 4 Physical parameters of air and cooling water at $6^{\circ}C$				
物质	密度 / $(kg \cdot m^{-3})$	比热 / $(kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1})$	导热系数 / $(W \cdot (m \cdot K)^{-1})$	动力黏度 / $(Pa \cdot s^{-1})$
空气	1.2654	1.005	2.482×10^{-2}	17.440×10^{-6}
水	9.998×10^2	4.199	0.565	1.499×10^{-6}

表 5 铸铝 6 °C 时物性参数

Tab. 5 Physical parameters of cast aluminum at 6 °C

密度/ (kg · m ⁻³)	比热/ (kJ · (kg · K) ⁻¹)	导热系数/ (W · (m · K) ⁻¹)
2.65 × 10 ³	8.8 × 10 ²	27.2

2.1.2 边界条件

新燃油预热器的边界条件主要有以下几个部位:进水口、出水口、燃料入口以及进风口. 燃料本文用正庚烷来代替,通过试验测试出柴油的燃油消耗率为 $V=4.2 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$,已知柴油的密度 $\rho=0.86 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,通过公式 $m=\rho V$ 可以计算出柴油的质量消耗率为 $1.0033 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$. 本文利用相同发热量的正庚烷消耗来等同于 $1.0033 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ 的柴油消耗所产生的发热量,通过计算可知,正庚烷的质量消耗率为 $0.88063 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$. 通过正庚烷燃烧的当量方程 $\text{C}_7\text{H}_{16}+11\text{O}_2 \rightarrow 7\text{CO}_2+8\text{H}_2\text{O}$,可以计算出理论空气消耗量, $V_0=2.99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,通过经验选择过量空气系数 $\phi=1.5$,可以计算实际空气流速为 $4.485 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. 本文的进水口流量通过台架试验实际测得,利用涡轮流量计进行测量,其流量变化如图 4 所示. 根据曲线图,本文取其在 5~15 min 之内得稳定流量 $2592 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$,则其质量流量为 $0.72 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

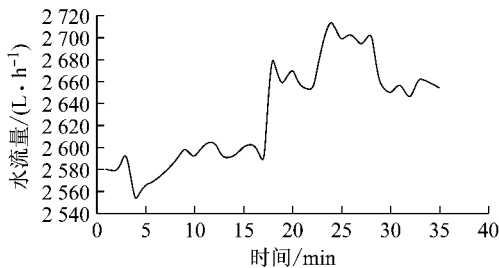


图 4 水流量随时间的变化
Fig. 4 Water flow versus time

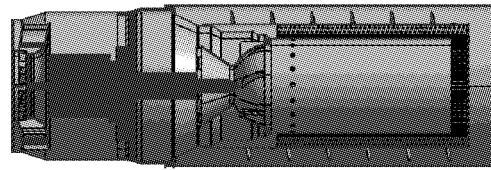
2.2 燃烧室结构改进

为了增加燃烧室燃油与空气的混合均匀性,在燃烧室内增加扰流板,同时通过在扰流板上钻出一定数量的圆孔,使经过扰流板的燃气能够发生充分的扰动,提高燃油与空气混合的均匀程度. 图 5 为燃油预热器燃烧室改进前、后燃油预热器结构图,改进后燃烧室中部增加的零部件即为扰流板. 扰流板的俯视图如图 6 所示. 扰流板的轴向高度取 50 mm,同时在扰流板圆周上钻 20 个圆孔,圆孔直径为 6 mm.

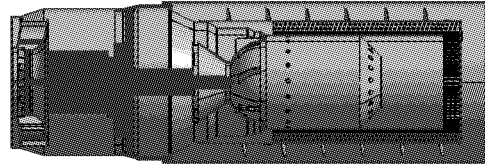
为了取得扰流板的最佳安装位置以及最佳尺寸,本节通过改变扰流板距离换热筒底端长度以及扰流板缩口直径进行探讨和研究.

2.2.1 扰流板缩口直径对预热器效率的影响

扰流板缩口直径对扰流板的扰流作用以及燃烧



a 改进前燃烧室结构图



b 改进后燃烧室结构图

图 5 改进前、后燃烧室结构对比图

Fig. 5 Comparison of combustion chamber structure before and after improvement

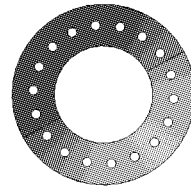


图 6 扰流板俯视图

Fig. 6 Top view of spoiler

室内气体的流动有很大影响. 为了分析不同扰流板缩口直径对预热器效率的影响,本节通过分析在相同初始条件和边界条件下,不同扰流板缩口直径对预热器燃烧特性和总效率的影响.

本文选取 5 个不同的扰流板的缩口直径进行探讨和研究,如表 6 所示. 其中,换热筒直径为 116 mm,扰流板距离换热筒底端的长度为 60 mm,将新燃油预热器的效率取为 1. 则不同缩口直径下的扰流板效率为:改进后燃油预热器冷却水温升与改进前燃油预热器冷却水温升之差除以改进前燃油预热器冷却水温升.

表 6 扰流板缩口直径

Tab. 6 Top view of spoiler

mm				
D_1	D_2	D_3	D_4	D_5
50	60	70	80	90

(1)不同扰流板直径对预热器燃烧特性的影响. 通过 CFD 仿真软件,可得到不同结构下,燃油预热器燃烧室内温度分布,如图 7 所示. 从图中可以看出,在不同扰流板直径下,燃烧室内最高温度基本相当,其中当扰流板直径为 50 mm 时,燃烧室内温度最高. 其次,当扰流板直径为 70 mm 和 50 mm 时,燃烧室内温度分布较为均匀,温度可达 900 °C 左右,有利于混合气在燃烧室内形成多处点火,使燃油在有

限时间内燃烧更充分,所以从燃烧室温度分布上可得,当扰流板直径为 70 mm 或 50 mm 时,对燃油预热器燃烧更有利。

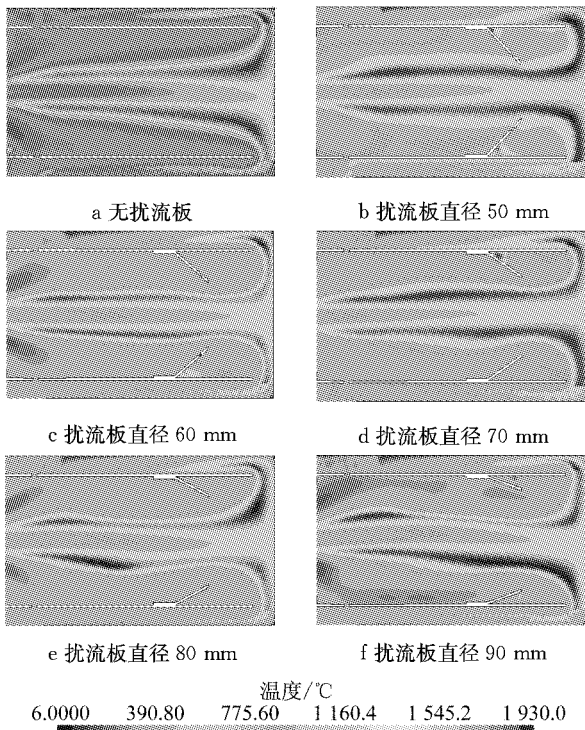


图 7 不同扰流板直径下燃烧室温度分布图

Fig. 7 Temperature distribution of combustion chamber at different spoiler diameters

利用 CFD 后处理软件,可得到不同结构下,燃油预热器燃烧室内 O_2 和 CO 分布,如图 8 和图 9 所示.从图中可以看出,增加扰流板之后,使得换热区域 CO 增多, O_2 量减小,这说明增加扰流板之后,柴油和空气在燃烧内混合更加均匀.当扰流板直径为 50 mm 和 70 mm 时,燃烧室内 O_2 分布更为均匀,说明柴油和空气混合的更加均匀.分析可知,当扰流板直径为 70 mm 时,更有利于混合燃气的燃烧。

(2)不同扰流板直径对预热器效率的影响.通过 CFD 仿真分析,可以得出在不同的扰流板直径下,燃油预热器冷却液出口的温升变化,如图 10 所示.进而比较不同结构下,燃油预热器扰流板的效率,如图 11 所示.由图可知,当扰流板直径为 70 mm 时,燃油预热器效率最高,相对于无扰流板燃油预热器,其效率提高了 17%。

2.2.2 扰流板距换热筒底部距离对预热器效率影响

扰流板距换热筒底部距离大小也会影响燃油预热器的燃烧特性以及总效率.为了分析影响大小,本文取 5 个不同的距离(L_1, L_2, \dots, L_5)进行 CFD 仿真

分析,如表 7 所示.扰流板直径取计算得到的最优直径 70 mm,其初始条件和边界条件的设置和试验测得的相同.将原、新燃油预热器的效率取为 1,则改进

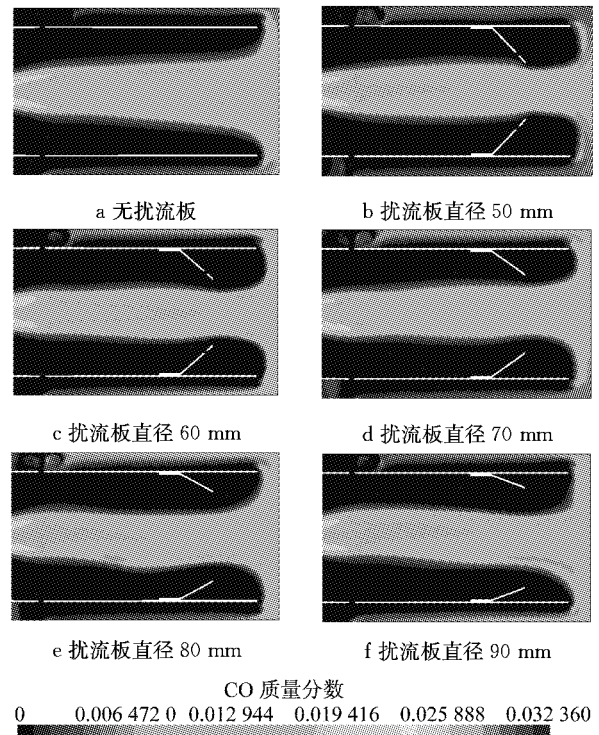


图 8 不同扰流板直径燃烧室内 CO 分布图

Fig. 8 CO distributions in combustion chamber at different spoiler diameters

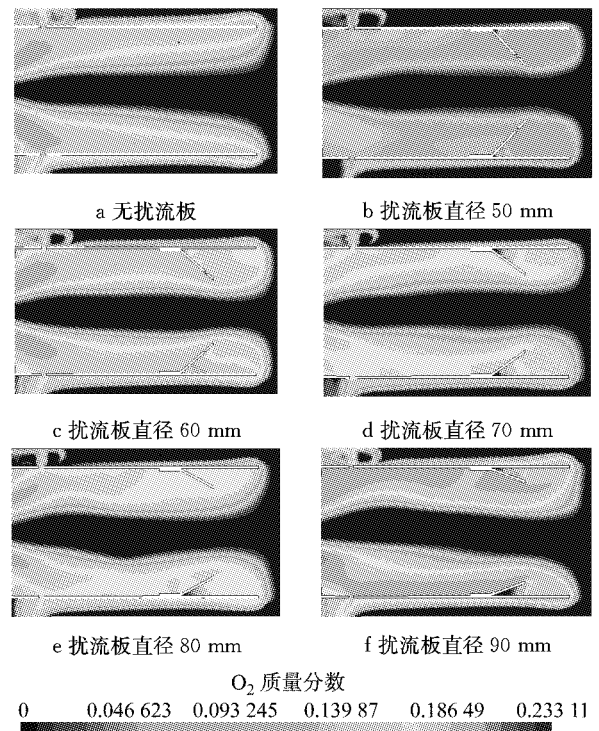


图 9 不同扰流板直径下燃烧室 O_2 分布图

Fig. 9 O_2 distributions in combustion chamber at different spoiler diameters

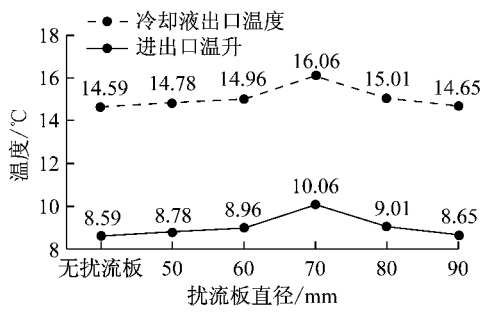


图 10 不同扰流板直径下冷却液进出口温度
Fig. 10 Coolant inlet and outlet temperature at different spoiler diameters

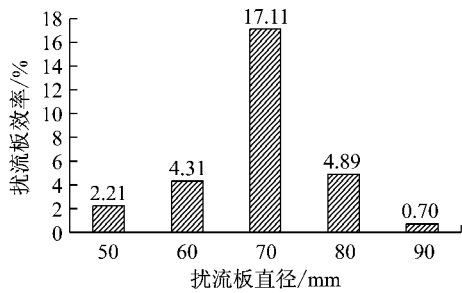


图 11 不同扰流板直径下扰流板效率值
Fig. 11 Spoiler efficiency at different spoiler diameters

表 7 扰流板距换热筒底部距离

Tab. 7 Spoiler distance from the bottom of the heat transfer tube

	mm				
改进前	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5
60	40	80	100	120	140

后的燃油预热器扰流板效率为:改进后燃油预热器冷却水温升与改进前燃油预热器冷却水温升之差除以改进前燃油预热器冷却水温升。

(1) 扰流板距换热筒底部距离对预热器燃烧特性的影响. 通过 CFD 仿真软件,可以得到不同结构下,燃油预热器燃烧室内温度分布云图,如图 12 所示。

从图中可以看出,不同扰流板距换热筒底部距离,其燃烧室最高温度基本相当,当距离为 60 mm 和 80 mm 时,燃烧室内温度分布较为均匀,高温区域分布较多,对于燃油预热器扩散燃烧来说,更加有利于燃烧向周围扩展. 所以,从燃烧室温度分布上可知,当扰流板距换热筒底部距离为 60 mm 或 80 mm 时,对燃油预热器燃烧更为有利。

不同结构下,燃油预热器燃烧室内 O_2 和 CO 分布,如图 13、14 所示. 从图中可以看出,当距离为 80 mm 时, O_2 在燃烧室内的分布更加均匀,这说明此距离下,燃烧室内燃油与空气混合的更加均匀,燃油燃

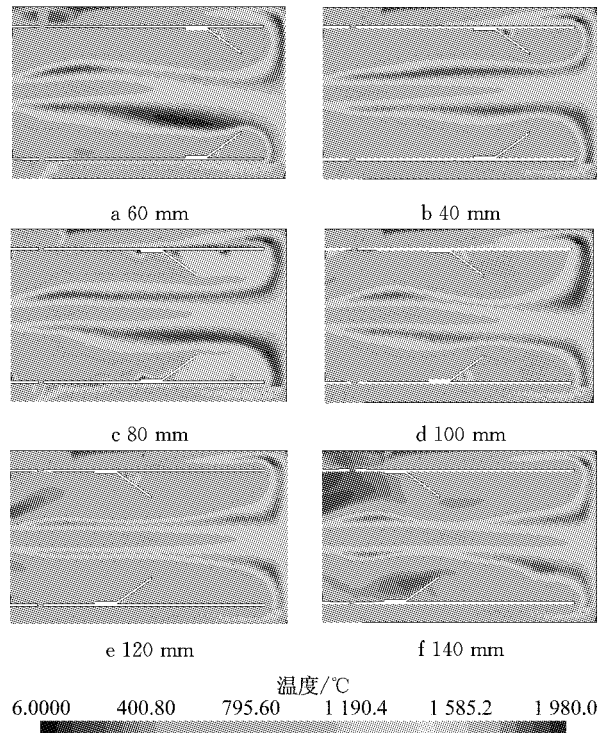


图 12 不同扰流板距换热筒底部距离燃烧室温度分布云图
Fig. 12 Temperature distribution of combustion chamber at different distances between spoiler and the bottom of the heat exchanger

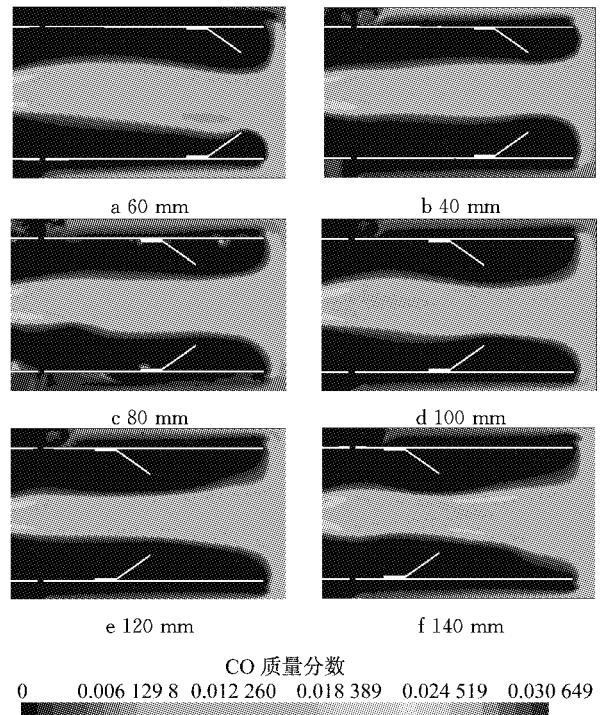


图 13 不同扰流板距换热筒底部距离燃烧室 CO 分布云图
Fig. 13 CO distribution in combustion chamber at different distances between spoiler and the bottom of the heat exchanger

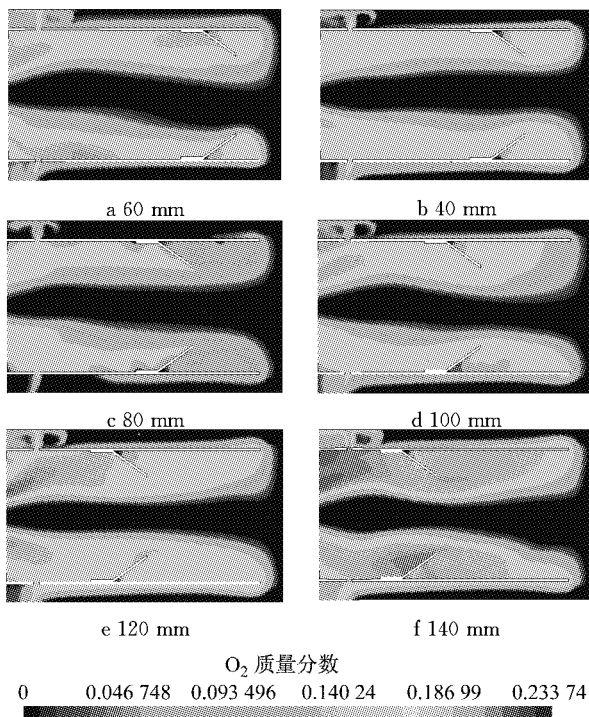


图 14 不同扰流板距换热筒底部距离燃烧室 O_2 分布云图

Fig. 14 O_2 distribution in combustion chamber at different distances between spoiler and the bottom of the heat exchanger

烧的也更为充分. 这更说明了当距离为 80 mm 时, 燃烧室的燃油与空气混合均匀程度远远大于其他情况.

(2) 扰流板距换热筒底部距离对预热器总效率的影响. 通过以上分析, 当扰流板距换热筒底部距离为 80 mm 时, 扰流板后部能够形成一定强度的湍流, 而且燃油也能够燃烧, 从而使得进入换热区域的燃油得到充分的燃烧, 使得燃烧热量得到充分的利用. 通过 CFD 仿真分析, 可以得出在不同扰流板与换热筒底部距离下, 燃油预热器冷却液出口的温升变化, 如图 15 所示. 进而比较不同结构下, 燃油预热器扰流板的效率, 如图 16 所示. 由图可知, 当距离为 80 mm 时, 其燃油预热器效率最高, 相对于原型扰流板距换热筒底部距离为 60 mm 时, 其效率提高了 11.4%.

3 结语

通过新、原预热器性能和结构的对比分析可知, 预热器不同的结构设计对于其燃烧特性、换热特性以及其综合性能有很大影响. 在车用预热器优化方面, 对其进行结构优化是一条重要的途径.

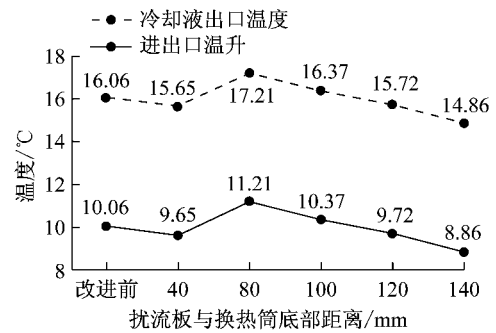


图 15 不同扰流板与换热筒底部距离下冷却液出口温度
Fig. 15 Coolant outlet temperature at different distances between spoiler and the bottom of the heat exchanger

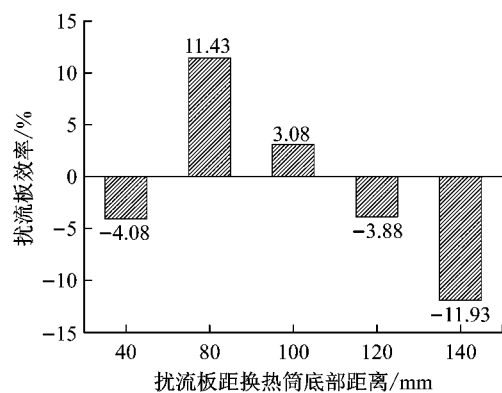


图 16 不同扰流板距换热筒底部距离下扰流板效率
Fig. 16 Spoiler efficiency at different distances between spoiler and the bottom of the heat exchanger

通过在预热器燃烧室加装扰流板的方式优化设计车用预热器结构能有效地提高其性能. 当扰流板直径为 70 mm 时, 其燃油预热器效率最高, 相对于无扰流板燃油预热器, 其效率值提高了 17%. 当扰流板到底部距离为 80 mm 时, 其燃油预热器效率最高, 相对于原型扰流板距换热筒底部距离为 60 mm 时, 其效率提高了 11.4%.

参考文献:

- [1] 王伟. 小型液暖燃油加热器的设计与开发[D]. 济南: 山东大学, 2007.
WANG Wei. Design and development of small water-warmed fuel heater[D]. Ji'nan: Shandong University, 2007.
- [2] 莫玮, 鄂加强, 赵延明. 严寒条件下车辆柴油机冷启动性能研究[J]. 内燃机工程, 2002, 23(5):65.
MO Wei, E Jiaqiang, ZHAO Yanming. Research on capability of cold starting for diesel vehicle engines in extremely cold zone [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2002, 23(5):65.
- [3] 朱彬. 自适应控制点火正时降低汽油机冷启动污染物排放[D]. 长沙: 长沙理工大学, 2012.

- ZHU Bin. Adaptive control spark timing for gasoline engine to reduce pollutant emission during cold start[D]. Changsha: Changsha University of Science & Technology, 2012.
- [4] 鄂加强, 彭亮, 龚金科, 等. 一种改进的柴油机冷启动热力参数计算模型[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2008, 35(3):32.
- E Jiaqiang, PENG liang, GONG Jinke, *et al.* An improved calculating model for thermodynamic parameters of diesel engines under cold starting conditions[J]. Journal of Hunan University(Natural Sciences), 2008, 35(3):32.
- [5] SHAYLER P J, BELTON C. In-cylinder fuel behaviour and exhaust emissions during the cold operation of a spark ignition engine[J]. Automobile Engineering, 1998, 213(2):161.
- [6] 国家环境保护总局. 车用压燃式、气体燃料点燃式发动机与汽车冷启动排气污染物排放限值及测量方法(中国Ⅲ、Ⅳ、Ⅴ阶段);GB 17691—2005[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.
- The State Environmental Protection Administration. Limits and measurement methods for exhaust pollutants from compression ignition and gas fueled positive ignition engines of vehicles (Ⅲ Ⅳ Ⅴ); GB 17691—2005[S]. Beijing: Standards Press of China, 2005.
- [7] GOLOVITCHEV V I, CALIK A T, MONTORSI L. Analysis of combustion regimes in compression ignited engines using parametric φ - T dynamic maps[C]// SAE 2007 Transactions Journal of Fuels and Lubricants. Kyoto: SAE International, 2007: 781-793.
- [8] 程晓青. 高原低温环境对工程机械的影响及对策措施[J]. 青海科技, 2002, 9(4):30.
- CHENG Xiaoqing. The influence of plateau low temperature environment on construction machinery and the corresponding measures[J]. Qinghai Science and Technology, 2002, 9(4):30.
- [9] SHORT J C, JOSEPH Y, CAVOTTA M. Thermal modeling for heated tip injectors [C] // SAE 2010 World Congress & Exhibition. Detroit: SAE International, 2010: 17-29.
- [10] 毛永华, 潘世艳, 王伟. 车用燃油加热器燃烧性能的实验研究[J]. 汽车工程, 2006, 28(12):1136.
- MAO Huayong, PAN Shiyan, WANG Wei. An experimental study on combustion performance of vehicle fuel heater[J]. Automotive Engineering, 2006, 28(12): 1136.
- [11] 毛华永, 王大鹏, 王大海, 等. 提高车用 YJP-Q 系列加热器用燃烧器性能的研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 2010, 37(6):86.
- MAO Yonghua, WANG Dapeng, WANG Dahai, *et al.* Research on enhancing burner performance for YJP-Q series vehicle heaters[J]. Tractor & Farm Transporter, 2010, 37(6):86.
- [12] 工业和信息化部. 内燃机 燃油加热器:JB/T 8127—2011[S]. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- Ministry of Industry and Information. Internal combustion engines—Fuel heaters; JB/T 8127—2011 [S]. Beijing: China Machine Press, 1996.
- [8] 戴帅, 刘金广, 朱建安, 等. 中国城市机动化发展情况及政策分析[J]. 城市交通, 2015(2):42.
- DAI Shuai, LIU Jinguang, ZHU Jian'an, *et al.* Urban motorization development and policy in China [J]. Urban Transport of China, 2015(2):42.
- [9] 中华人民共和国国家统计局. 中国统计年鉴(2016)[M]. 北京: 中国统计出版社, 2016.
- National Bureau of Statistics of the People's Republic of China. China statistical yearbook (2016) [M]. Beijing: China Statistics Press, 2016.
- [10] MARTIN E, SHAHEEN S. The impact of carsharing on public transit and non-motorized travel: an exploration of North American carsharing survey data [J]. Energies, 2011, 4(11): 2094.
- [11] SIOUI L, MORENCY C, TRÉPANIÉ M. How carsharing affects the travel behavior of households: a case study of Montréal, Canada [J]. International Journal of Sustainable Transportation, 2013, 7(1): 52.
- [12] WALB C, LOUDON W. Evaluation of the short-term auto rental (STAR) service in San Francisco, CA [R]. San Francisco: Cambridge Systematics and Urban Mass Transportation Administration, 1986.
- [13] COOPER G, HOWE D A, MYE P. The missing link: an evaluation of carsharing portland inc. portland, oregon[R]. Portland: Portland State University, 2000.
- [14] VINE S L, LEE-GOSSELIN M, SIVAKUMAR A, *et al.* A new approach to predict the market and impacts of round-trip and point-to-point carsharing systems: case study of london[J]. Transportation Research Part D, 2014, 32:218.

~~~~~

(上接第 803 页)