

基于热管技术的柴油机燃油加热系统性能分析

任杰锬^{1,2}, 董小瑞¹, 张鹏程^{1,2}, 汪 辉¹, 毛虎平¹, 李书奇³

(1. 中北大学 机械与动力工程学院, 太原 030051; 2. 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室
苏州研究中心, 苏州 215200; 3. 柴油机高增压技术国防科技重点实验室, 天津 300400)

Performance Analysis of a Diesel Fuel Heating System Based on Heat Pipe Technology

REN Jiesi^{1,2}, DONG Xiaorui¹, ZHANG Pengcheng^{1,2}, WANG Hui¹, MAO Huping¹, LI Shuqi³

(1. School of Mechanical and Power Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China;
2. Suzhou Research Center of State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua
University, Suzhou 215200; 3. Key Laboratory of National Defense Technology for High
Pressure Technology of Diesel Engine, Tianjin 300400)

Abstract: In order to take full advantage of an engine's exhaust waste heat and to solve the difficult problem of starting a diesel engine during the winter, a set of diesel fuel heating and quick start system was designed. After using the low-grade diesel fuel in the secondary fuel tank to start the engine. The exhaust gas was directed into the main fuel tank from the exhaust pipe through a stainless steel heat pipe to heat the high-grade diesel fuel. The exhaust waste heat characteristics of a six-cylinder diesel engine and its recovery potential were analyzed respectively through the engine bench test. On this basis the working performances of the heat pipe and its system were also tested and analyzed. Results show that at least 1/3 of the diesel engine exhaust waste heat can be where the engine is running in the whole operating range and the exhaust gas temperature range is between 440 K and 800 K. This system's start-up time is only 275 seconds and available heating temperature is within the range of 350 K to 600 K. Finally, the relationship between BSFC brake specific fuel consumption (BSFC) and fuel temperature at the specified engine speed was obtained through the experiment. Results prove that the diesel fuel heating and quick start system used in winter has a significant effect on the fuel economy of the engine.

摘要: 为了充分利用发动机尾气余热能量,并解决冬季柴油机难以起动的问题,设计了一套冬季柴油机燃油加热快速起动系统。在利用副油箱低标号燃油起动后,将柴油机尾气余热热量通过不锈钢-钠钾合金热管由排气管引至燃油,以实现油箱中高标号燃油加热。通过台架试验,讨论了某 6 缸柴油机的余热特性及柴油机可利用尾气余热回收潜力,并在此基础上对热管工作特性进行了试验分析。研究结果表明:在柴油机全工况范围内,排气温度范围为 440 K~800 K,柴油机尾气中至少有 1/3 的余热能可以利用;热管起动时间仅需 275 s,可以提供的加热温度范围为 350 K~600 K。试验获取了在限定转速下的有效燃油消耗率与燃油温度变化情况,证明了冬季柴油机燃油加热快速起动系统对发动机的经济性有明显的提升。

关键词: 车用柴油机;余热回收;燃油加热;热管;钠钾合金

收稿日期: 2017-02-07

修回日期: 2017-03-13

基金项目: 国防科技重点实验室基金资助项目(9140C330109150C33001);国家自然科学基金项目(51275489)

Found Project: National Defense Science and Technology Key Laboratory Foundation of China(9140C330109150C33001); National Natural Science Foundation of China(51275489)

作者简介: 任杰锬(1990—),男,硕士生,主要研究方向为内燃机余热回收, E-mail: ren1990vehicle@outlook.com。

Key words: vehicle diesel engine; waste heat recovery; fuel heating; heat pipe;
4K-Na alloy

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2018.01.009

中图分类号: TK421.5

文献标识码: A

0 概述

随着汽车工业的迅速发展,中国国内的汽车生产和销售逐年增长。据国家统计局不完全统计,2015年中国汽车销售量在2 400万辆以上。汽车所消耗的能源和资源不断增加,使节能减排成为中国环境政策的首要目标。内燃机燃烧产生的能量中只有1/3能够被有效利用,因而对内燃机尾气余热的回收利用、提高柴油机的燃油效率、减少污染物排放和节能研究成为目前的重点研究方向。

利用热管技术回收工业排气余热成为国内外专家学者研究的热点,展开了大量的试验研究。文献[1]利用分离式热管换热器将钢铁厂废水余热回收应用,并且确定了最优结构的热管换热器,结果表明热管技术可节约大量成本且投资回收期短。文献[2]采用热管式换热器回收燃气发电机高温烟气的余热,结果满足集气站对热能的需求。文献[3]利用热管式空气换热器对注汽锅炉尾部烟气的余热进行回收,效果显著。文献[4]介绍了国内外热管技术在工业技术上的应用空间和前景,在业内引起强烈反响。文献[5]采用了一种简单的双管热转换器进行尾气能量回收,该研究使某柴油机在不同转速和负载工况下的有效燃油消耗率提升了近10%。文献[6]设计了一种翅片管换热器及热量储存装置,该装置可将10%~15%的燃料燃烧剩余热量储存起来。国内外学者虽然对热管技术和余热回收利用技术进行了大量的相关研究,但是将热管技术应用于柴油机尾气余热回收的研究还处于空白。将热管技术应用于汽车尾气余热能量回收并达到工程利用价值,具有重要意义。

目前针对柴油机冬季启动困难的问题,国内相关研究主要包括两类:一是利用电加热塞对燃油箱、粗滤、细滤及整个油路进行加热,系统所有电能均由蓄电池提供,电池需要输出的功率大,对电池有较大的损伤,并且在电池的有限电量内不一定能够达到预定的预热温度^[7];另一类是目前在产的一种加热装置,同样是以电加热装置为基础实现燃油加热,但是在启动前需要长时间等待加热,并且加热时间会随外界气温的降低而增加^[8]。

本文根据试验要求和某型号柴油机恒低温发动

机性能试验台架上测试的数据,分析得出该型号柴油机在低温环境不同工况下的余热特性及排放情况;基于此特性,分别对热管低温加热燃油速率、启动速度、燃油温度对燃油效率和排放的影响及冬季柴油机燃油加热系统性能进行了研究。

1 冬季柴油机燃油加热快速启动系统

1.1 系统描述

针对当柴油车或使用柴油机的重型机械在温度较低的环境条件下难以起动的现象及汽车尾气余热浪费严重的现状,设计了如图1所示的利用尾气余热加热燃油的冬季柴油机燃油加热快速启动系统。该系统主要解决现有柴油车在冬季启动运转采用电加热存在电池损耗较大、主副油箱无法合理切换、加热时间长且不能达到预热温度的问题。利用热管技术合理地吸收了柴油机尾气的部分余热量,并结合单片机控制,能够保证油箱内油温稳定在一定范围内,从而保证燃油雾化良好,提高燃油利用率,降低污染物排放^[9]。

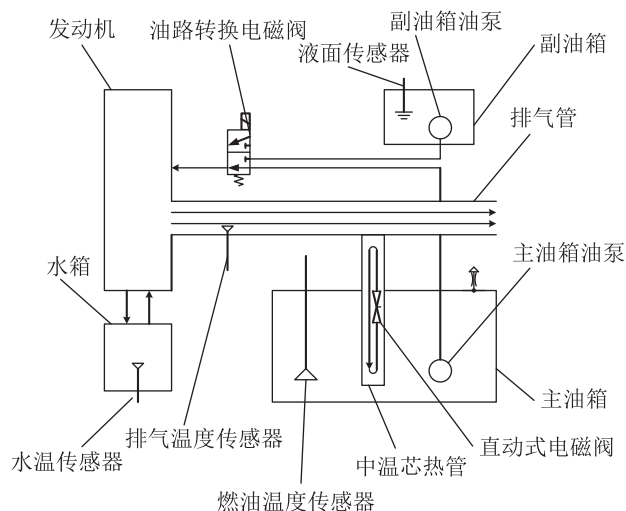


图1 冬季柴油机燃油加热系统原理

系统连接方式说明如下:油路转换电磁阀,主油箱和副油箱的出油口与油路转换电磁阀的两个输入端连通;油路转换电磁阀的输出端与发动机的输入端连通;发动机与水箱连通;水箱内设置有水温传感器,排气管上设置有排气温度传感器,主油箱内设置有燃油温度传感器;主油箱油泵和与排气管连通的

中温芯热管,副油箱内设置有副油箱油泵和液面传感器;中温芯热管内设置有直动式电磁阀、水温传感器、排气温度传感器、燃油温度传感器、液面传感器,液面传感器的输出端与单片机的输入端连接,单片机的输出端与显示器、油路转换电磁阀、直动式电磁阀的输入端连接;主油箱内装有高标号燃油,副油箱内装有低标号燃油^[9]。

当柴油机在冬季冷机起动,排气温度 $T_{ex} < 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、水温 $T_w < 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 及燃油温度 $T_f < 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,系统使用蓄电池供电。此时,在油路转换电磁阀的作用下,副油箱与发动机的油路接通,发动机起动依靠副油箱供油。起动后,直动式电磁阀打开,排气管的尾气温度经中温芯热管传热至主油箱,对主油箱内的燃油加热,待排气温度与燃油温度分别达到 $T_{ex} \leq 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $T_f \leq 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,单片机控制油路转换电磁阀动作至主油箱与发动机油路接通,由主油箱对发动机供油;当 $T_f = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,电磁阀关闭,热管停止加热燃油。此时发动机起动、燃油加热及油路转换整个过程完成。

1.2 建立热力学模型

由于系统热管在传热过程中径向传热量远远小于其轴向传热量,因此可归纳为一维导热问题,采用离散型计算方法计算顺流与逆流情况下的换热器总换热量,热力学模型公式如下。

尾气放出的热量可由式(1)计算得出。

$$Q^h = \dot{m}^h \bar{c}_p^h (t_1^h - t_2^h) = X^h (t_1^h - t_2^h) \quad (1)$$

式中, Q^h 为忽略排气管热阻余热热量; $\dot{m}^h$ 为热流体质量流量, kg/h ; $\bar{c}_p^h$ 为热流体比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$; X^h 为热流体当量。

通过式(2)计算冷流体接收的热量。

$$Q^c = \dot{m}^c \bar{c}_p^c (t_1^c - t_2^c) = X^c (t_1^c - t_2^c) \quad (2)$$

式中, X^c 为冷流体当量。不计传热损失时,应当存在 $Q^h = Q^c$ 。

热管热侧和冷侧的热阻分别由式(3)、式(4)计算。

$$S^h = \lambda^h A_h \quad (3)$$

$$S^c = \lambda^c A_c \quad (4)$$

式中, S^h 、 S^c 分别为热侧热阻、冷侧热阻, K/W ; λ^h 、 λ^c 分别为热侧、冷侧的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; A_h 、 A_c 分别为热侧和冷侧的传热面积, m^2 。

由式(5)求得传热系数 λ 。

$$\lambda = \frac{1}{\frac{A}{h_o \eta (A_h + A_c)} + \frac{\delta_{HP}}{\mu_{HP}} \times \frac{A}{A_o} + \frac{A}{\lambda_{HP} A_i}} \quad (5)$$

式中, A 为以管子中径为直径的标准圆管面积, m^2 ; A_o 为外热管面积, m^2 ; A_i 为内热管面积, m^2 ; h_o 为排气管尾气的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; δ_{HP} 为热管壁厚, m ; μ_{HP} 为热管材料的热导率, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; λ_{HP} 为热管内工质传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; η 为热管管壁传热效率^[10-11]。

多排热管传输的总热量由式(6)求得。

$$Q = \frac{(t_1^h - t_1^c) \Omega}{\left(\frac{1}{S^h} + \frac{1}{S^c}\right) + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{X^h} + \frac{1}{X^c}\right)} \quad (6)$$

式中, $\Omega = [1 - (1 - p)^n] / p$ 。

在本文的研究中,对冬季柴油机燃油加热快速起动系统约定如下:该系统用于冬季或环境温度极低的情况,夏季可用手动开关关闭系统;系统工作过程由单片机自动控制实现,具体控制方案如表 1 所示;热管高温段取样范围为 $473.15\text{ K} \sim 800.00\text{ K}$,冷凝段油箱取样冷凝温度范围为 $273.15\text{ K} \sim 308.15\text{ K}$;热管管壁传热效率取值 $\eta \approx 92.5\%$ 。

表 1 系统控制方案

状态	燃油温度/K	冷却水温度/K	排气温度/K	热管电磁阀	油路转换电磁阀	主油箱	副油箱
停车	$T_f \leq 273.15$	$T_w \leq 273.16$	无	关	关	关	开
冷机 起动	$T_f \leq 273.16$	$T_w \leq 273.17$	$T_{ex} \leq 473.15$	开	开	关	开
	$273.15 < T_f \leq 283.15$	$273.15 < T_w \leq 318.15$	$473.15 < T_{ex} \leq 800.00$	开	关	开	关
	$283.15 < T_f \leq 308.15$	$318.15 < T_w \leq 358.15$	$473.15 < T_{ex} \leq 800.00$	开	关	开	关
	$T_f > 308.16$	$T_w > 358.16$	800.00 ± 10.00	关	关	开	关
热机 起动	$283.15 < T_f \leq 308.15$	$T_w > 358.16$	无	开	关	开	关
	$273.15 < T_f \leq 283.15$	$273.15 < T_w \leq 318.15$	无	开	关	关	开

2 柴油机余热特性

为了能够设计出更符合实际且更合理的冬季柴

油机燃油加热系统,以实现该系统的高效广泛利用,必须对柴油机在一定环境条件下的余热特性进行分析研究。本文以某直列 6 缸柴油机为试验对象^[12-14],

发动机参数如表 2 所示。

表 2 试验柴油机参数

项目	参数
排量/L	7.79
冷却方式	中冷
进气方式	高压共轨涡轮增压
缸数	6
缸径/mm×行程/mm	115×125
气缸排列形式	直列
标定功率/kW	217(2 400 r/min)
最大扭矩/(N·m)	981±10(1 450 r/min)
最大功率/kW	221±4
怠速/(r·min ⁻¹)	525±25
容积压缩比	16.5
燃烧室型式	ω 型
发动机点火方式	压燃
缸体构造	铸铁

在低温发动机性能试验台架测得的万有特性图如图 2 所示。图中描绘了试验柴油机在环境条件下的有效燃油消耗率与有效功率随发动机转速和矩的变化情况,虚线代表柴油机的平均有效功率变化情况,实线代表柴油机有效燃油消耗率曲线。

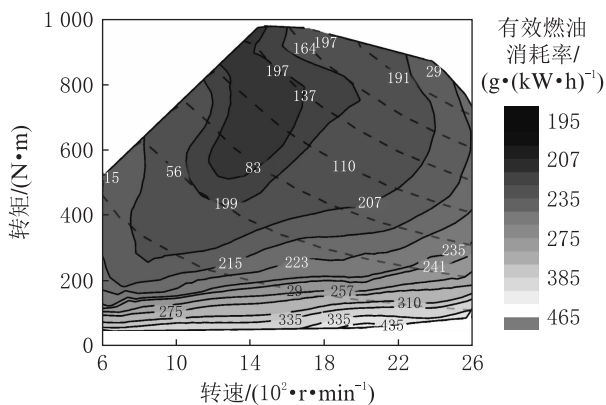


图 2 试验柴油机万有特性

柴油机在全负荷工况下输出的平均有效功率为 217 kW,柴油机在 1 200~1 600 r/min 的工况区间时具有最佳燃油经济性,其有效燃油消耗率为 197 g/(kW·h)。

由于冬季柴油机燃油加热快速起动系统的加热循环是依靠发动机尾气温度控制工作的,排气温度的变化特性直接决定系统的工作效率,所以需要分析柴油机排气温度。系统是将热管与催化器前的排气管相接,因此在试验时应获取催化器前的温度(忽略配备两级催化器的发动机,只考虑具备一级催化器排放方式),排气温度随转矩和转速变化情况如图 3 所示。

由图 3 可看出:排气温度随发动机的转速和转

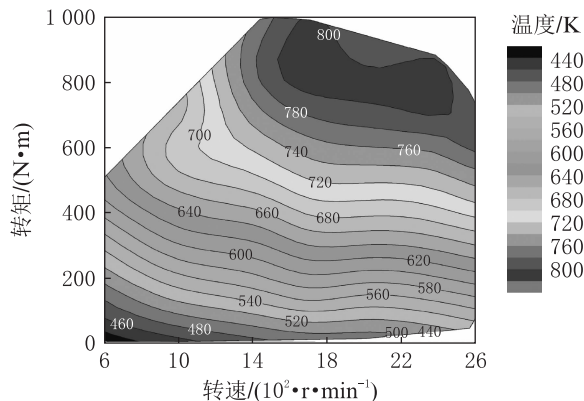


图 3 柴油机排气温度变化

矩的增加而增加,转速在 1 600~2 400 r/min、转矩在 800 N·m 左右的排气温度达到最大值 814 K。较高的排气温度常发生在中等转速高负荷区域。在系统起动运行时往往环境温度很低或发动机处于冷机状态,所以需要分析怠速及低转速范围内的排气温度变化。图 3 显示,在 600~1 200 r/min 的转速区间内,排气温度最低为 440 K,最高可以达到 680 K。

图 4 为试验柴油机的可回收排气功率图。从图 4 中可以看出,可回收排气功率随转速和转矩的增大而增大,并在 2 400 r/min 左右的高负荷区域达到了最大值 55 kW。发动机在标定功率下约有 55 kW 的功率可用来回收利用。同时,由于在低负荷时排气质量流量、排气压力极低,因此在低转速低负荷的情况下可利用功率较小,此区域不利于热能回收利用。

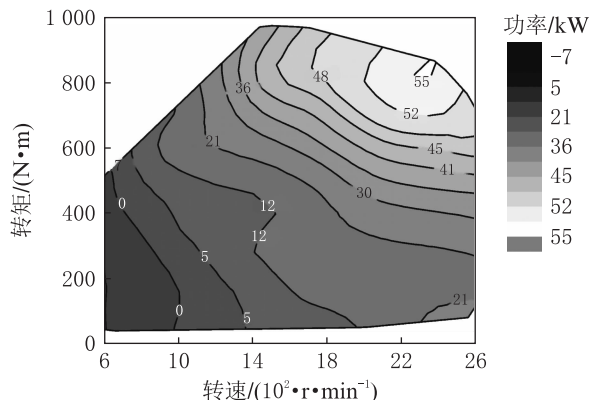


图 4 柴油机可利用排气功率

图 5 为试验用柴油机低温有效功率与可以利用排气功率的对比结果。由图 5 可知:在低温环境下,可利用排气功率约占发动机有效功率的 1/3,所占比例较大,其余热量均被发动机冷却系统消耗;随着转速的增大,有效功率与可利用排气功率均相应增大,并在 2 500 r/min 左右达到最大值。

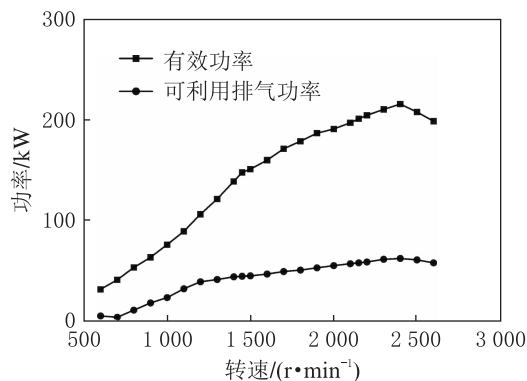


图 5 功率对比

3 热管工作特性分析

热管具有可超越任何一种已知金属的导热性,是冬季柴油机燃油加热快速起动系统中传热关键技术。热管工作原理如图 6 所示。利用热管传热损失少、启动快、传热迅速的优点,将发动机尾气余热能量传递给燃油,可使燃油温度升高到设定值。对系统采用的热管材料、传热工质特性及热管在系统中的工作效率进行分析研究十分必要^[15-16]。

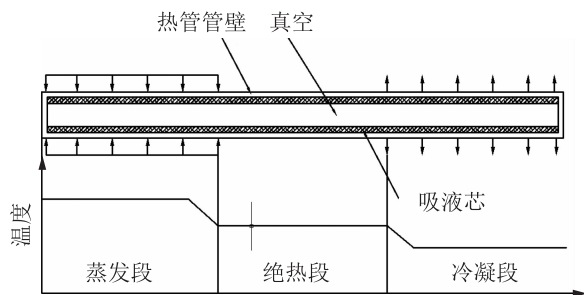


图 6 热管工作原理

3.1 试验用工质选择

热管依靠工质的相变进行传热,工质特性对热管的工作具有决定性影响。由上面的讨论可知,系统热管正常工作要求温度范围应在 440 K~800 K 之间,处于此温度区间且满足工作要求的主要工质有汞金属、联苯和苯醚的混合物、钠钾合金、纯钠、纯钾,其中钠钾合金是使用成本最低且传热效果极佳的工质。文献[17]通过对钠钾热管的启动特性、等温性和传热性能进行了试验,证明了该热管工质的可行性和实用性。本文系统采用钠钾合金作为热管的传热工质,钠钾合金参数特性如表 3 所示^[17-19]。

钠钾合金的导热系数受配比成分影响很大,不同配比情况下导热系数不同,但不同配比的钠钾合金所对应的熔化潜热及汽化潜热值一致。在 77.2%K、22.8%Na 的配比比例情况下,导热系数与比定压热容分别可由式(7)、式(8)求得。

表 3 钠钾合金参数特征

项目	参数	
化学式	4K-Na	
熔点/K	260.85 (77.2%K, 22.8%Na)	292.15 (56%K, 44%Na)
常温物理状态	银色液态	
密度/(g·cm ⁻³)	0.847	
沸点/K	784 (77.2%K, 22.8%Na)	825 (56%K, 44%Na)
工作温度区间/K	473.15~713.15	
熔化潜热/(kJ·kg ⁻¹)	79.534	
汽化潜热/(kJ·kg ⁻¹)	3 453.45	

$$\lambda = 21.4 + 2.07 \times 10^{-2}t - 2.2 \times 10^{-5}t^2 \quad (7)$$

$$c_p = 0.971 - 3.692 \times 10^{-4}t + 3.433 \times 10^{-7}t^2 \quad (8)$$

3.2 试验用热管参数特性

热管的确定主要在于依据热管工作的温度范围选择壳体材料和吸液芯材料。在选择壳体材料时应当考虑以下几种因素:与工质和外界环境的相容性、强度与质量之比、导热率、易加工、多孔性、润湿性。其中相容性是最重要的,也是影响最大的因素。文献[18]采用 316 不锈钢作为钠钾合金热管外壳材料,但 316 材料在高温差、高化学腐蚀环境下工作并不可靠。考虑到冬季柴油燃油加热快速起动系统热管的工作特点和材料的特性后,因 316 L 不锈钢具有超低碳能力,在相同条件下具有更强的防护能力、机械性能和化学性能,所以选择 316 L 不锈钢作为热管的壳体和吸液芯材料。系统热管壳体材料参数特性具体如表 4 所示^[17]。

表 4 316 L 不锈钢物理特性

项目	参数
牌号	022Cr17Ni12Mo2
质量密度/(g·cm ⁻³)	7.93
碳质量含量/%	≤0.030
比定容热容/(J·(g·K) ⁻¹)	0.502
热导率/(W·(m·K) ⁻¹)	16.3~21.4 (区间 380~780 K)
熔点/K	1 671.15~1 693.15
硬度	HB≤187, HRC≤90, HV≤200

4 试验结果分析

4.1 热管传热特性分析

热管在低温环境下的传热性能是影响系统工作效率的关键,因此有必要在恒低温环境下对热管的启动时间及系统热管的加热速率进行研究分析^[19-20]。为了简化试验且便于实施,本文中采用单根钠钾热管作为试验对象,在恒低温环境仓温度稳定在 $(-20 \pm 2)^\circ\text{C}$ 时,对单位体积的柴油进行加热,

研究其低温传热性能。试验中将热管蒸发段有效长度控制在 400 mm, 绝热段控制在 250 mm, 冷凝段控制在 350 mm, 放入单位体积的柴油中, 蒸发段分别由电加热提供 573.15 K 和 800.00 K 的恒定热源, 绝热段采用保温材料以保温隔热, 冷凝段全部浸没, 由柴油冷却。在热管的蒸发段、绝热段及冷凝段的进口处、出口处及中部分别布置 9 根热电偶传感器, 通过分析监测在不同热源温度下各阶段壁面温度分布情况推断热管的启动规律。

图 7 为蒸发段在 573.15 K 和 800.00 K 热源温度下, 热管 0° 倾角位置的外壁面温度变化趋势。可以看到: 低温热源可代表在发动机冷机启动及怠速工况, 蒸发段测点 1 和测点 3 温差小于 100 K, 绝热段测点 4 和测点 6 基本等温, 冷凝段测点 7 和测点 9 温差不到 100 K; 而高温热源可代表发动机在功率转速运行工况, 蒸发段与冷凝段温差均不大于 100 K, 绝热段基本等温。试验结果表明: 在不同热源温度输入下, 热管内工质完成由自由分子向连续流的转变, 系统正常工作可向燃油提供 350 K~600 K 的加热温度。

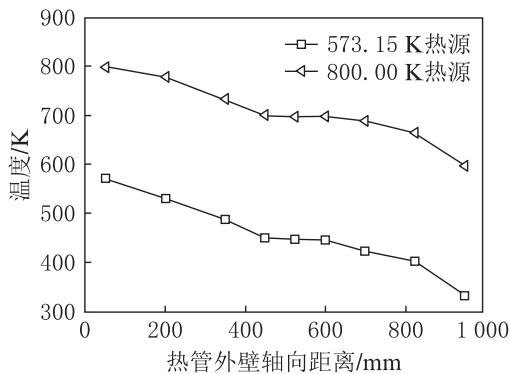


图7 不同热源下的热管壁面温度变化趋势

图 8 是试验热管在 0° 倾角位置时, 启动时刻壁面测点 1、3、4、6、7、9 处的温度变化曲线。由图 8 可看出: 在低温环境仓内, 测量点 1 在第 118 s 时热管蒸发段启动, 温度保持在 800 K 左右波动。测量点 4 在第 138 s 时温度增加变缓, 内部工质成连续流, 测量点 6 温度趋势渐近测量点 4, 基本无温差现象出现, 绝热段达到等温, 绝热段启动。因燃油温度与环境温度一致, 所以冷凝段测试点 9 的温度增长较前两段平缓, 在第 275 s 时温度在 600 K 后维持不变, 冷凝段启动成功。试验结果表明: 在低温环境下, 单只不锈钢-钠钾合金热管可在 275 s 左右启动对单位体积的燃油进行加热。

4.2 系统台架试验结果分析

在相同的低温试验环境条件下, 将转速设定在发动机的最大转矩转速, 以 2 K 的温升作为采样间隔, 针

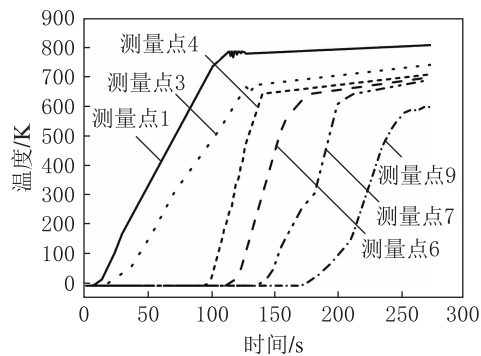


图8 试验热管各阶段启动时刻温度变化曲线

对系统在不同进油温度下的有效燃油消耗率进行了区别试验。试验结果如图 9 所示: 燃油温度从 273.15 K~313.15 K 变化时, 有效燃油消耗(BSFC)率降低了约 2.5 g/(kW·h), 燃油经济性提高了 1.276%。在转速为 1400 r/min 的工况点时, 最小 BSFC 产生在 295 K~315 K 之间, 为 195.858 g/(kW·h)。由此可得出, 在该试验工况下, 该系统可以提高该发动机的燃油经济性。

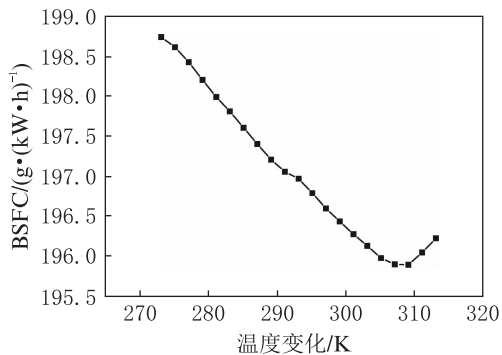


图9 BSFC随燃油温度变化情况

试验表明, 采用冬季柴油机燃油加热系统不仅能够保证柴油机在极度低温环境下的正常工作, 而且能够在一定程度上降低燃油消耗率, 提高燃油经济性。分析其原因, 主要有: (1) 经过系统控制进油温度, 能够保证在多种工况环境下的供油温度一致, 燃油的运动黏度降低, 由公式(9)可知, 温度与分子动能为反比例关系, 将温度控制在分子动能较大时对燃油雾化非常有利, 因而会改善燃油消耗率。

$$T_{cr} = \sqrt{1 - \frac{4(\rho_{293} - 293\xi)R}{\xi E}} - 1 \quad (9)$$

式中, E 为每克燃油分子内能; R 为通用气体常数; ρ_{293} 为燃油温度 293 K 时的燃油密度; ξ 为燃油密度的温度修正系数。(2) 由牛顿液体蒸发速度理论可知, 燃油温度对于燃油蒸发速度有重要作用。将温度控制在一定范围内, 燃油油滴的蒸发细微, 表面积

会增加,气缸内燃油与空气混合速度加快。单位质量的燃油会释放更多膨胀功,因而油耗会相应降低。

5 结论

(1) 试验证明,试验柴油机在低温环境全负荷工况下所输出的平均有效功率为 217 kW,其中约有 1/3 的排气余热可利用。柴油机在 1 200~1 600 r/min 的工况区间时具有最佳燃油经济性,其有效燃油消耗率为 197 g/(kW·h)。试验柴油发动机在最大功率转速时排气温度达到 814 K,而在 600~1 200 r/min 转速区间内排气温度最低为 440 K,即在发动机整个工作区间内,系统热管蒸发段的热源为 440 K~800 K 的排气温度。

(2) 在低温环境不同热源温度输入下,经热管内工质完成由自由分子向连续流的转变,单只不锈钢-钠钾合金热管可经过约 275 s 启动成功,且热管可以提供的加热温度范围为 350 K~600 K,系统可实现快速加热燃油的目的。

(3) 在试验工况下,当燃油温度从 273.15 K~313.15 K 变化时,最小燃油消耗率发生在 300 K 附近,BSFC 值为 195.858 g/(kW·h),有效燃油消耗率降低了 2.5 g/(kW·h),燃油经济性提高了 1.276%。可见,该系统可提高试验用柴油机的燃油经济性。

参考文献:

- [1] 王芹,黄兴意,孙艳,等. 热管技术在低温废水余热回收中的应用[J]. 广东化工,2014,23(41):86-87.
WANG Q, HUANG X Y, SUN Y, et al. Application of heat pipe technology in low temperature wastewater heat recovery [J]. Guangdong Chemical Industry, 2014, 23(41): 86-87.
- [2] 王红涛,李正茂,时振堂. 热管技术在烟气余热利用上的应用研究[J]. 当代化工,2015,44(6):1324-1326.
WANG H T, LI Z M, SHI Z T. Application of the heat pipe technology in waste heat recovery of flue gas[J]. Contemporary Chemical Industry, 2015, 44(6): 1324-1326.
- [3] 张伟. 热管式空气换热器在注汽锅炉上的应用[J]. 石化技术, 2015(4):34-35.
ZHANG W. Application of heat pipe air heat exchanger in steam injection boiler[J]. Petrochemical Industry Technology, 2015(4): 34-35.
- [4] 庄俊,张红. 2010 年热管技术展望[J]. 化工机械,1998(1):44-49.
ZHUANG J, ZHANG H. Prospect of heat pipe technology for year 2010[J]. Chemical Engineering & Machinery, 1998(1): 44-49.
- [5] GHAZIKHANI M, HATAMI M, GANJI D D, et al. Exergy recovery from the exhaust cooling in a DI diesel engine for BSFC reduction purposes[J]. Energy, 2014, 65: 44-51.
- [6] PANDIYARAJAN V, CHINNA P M, MALAN E, et al. Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system[J]. Appl Energy, 2011, 88: 77-87.
- [7] 俞继仙,卢松林,李侠,等. 一种柴油机燃油加热辅助装置: CN103939247A[P]. 2014-07-23.
- [8] 周水杉,姜海波,赵玲,等. 一种柴油机柴油电加热器: CN202970963U[P]. 2013-06-05.
- [9] 任杰镡,董小瑞,马维金,等. 冬季柴油机燃油加热快速启动装置: CN104912698A[P]. 2015-09-16.
- [10] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001: 483-486.
- [11] 张红,杨峻,庄俊. 热管节能技术[M]. 北京:化学工业出版社, 2009:30-53.
- [12] 李广华,黄宇,高文志,等. 基于斯特林循环的汽油机尾气余热回收系统设计与试验研究[J]. 内燃机工程,2016,37(3):55-59.
LI G H, HUANG Y, GAO W Z, et al. Gasoline waste heat recovery system design and experimental research based on Stirling cycle [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2016, 37(3): 55-59.
- [13] NIKHIL A, BRIAN J E, SCOTT A M. Nucleate boiling identification and utilization for improved internal combustion engine efficiency[C]. Proceedings of the ASME 2010 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, San Antonio: [s. n.], 2010:949-958.
- [14] 李向荣,薛继业,万远亮,等. 高温高压下柴油的雾化蒸发特性[J]. 车用发动机,2016,233(2):23-27.
LI X R, XUE J Y, WAN Y L, et al. Atomization and evaporation characteristics of diesel fuel under high temperature and pressure[J]. Vehicle Engine, 2016, 233(2): 23-27.
- [15] XU J Y, ZHANG L, XU H, et al. Experimental investigation and visual observation of loop heat pipes with two-layer composite wicks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 72: 378-387.
- [16] 王野,纪献兵,郑晓欢,等. 多尺度复合毛细芯环路热管的传热特性[J]. 化工学报,2015,66(6):2055-2061.
WANG Y, JI X B, ZHENG X H, et al. Heat transfer characteristics of loop heat pipe with modulated composite porous wick[J]. CIESC Journal, 2015, 66(6): 2055-2061.
- [17] 捷曼尔 M G, 胡亚才,冯踏青,等. 钠钾合金高温热管性能试验研究[J]. 浙江大学学报(工学版),1999,33(4):414-417.
JAMAL M G, HU Y C, FENG T Q, et al. Analysis on the properties of Na-K alloy high temperature heat pipe and its experimental study [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 1999, 33(4): 414-417.
- [18] 王伟. 钠钾合金中温热管试验研究[D]. 北京:北京工业大学, 2012:6-15.
- [19] 郭青,郭航,闫小克,等. 钠钾合金热管启动性能试验研究[J]. 工程热物理学报,2014,35(12):2508-2512.
GUO Q, GUO H, YAN X K, et al. Experimental study of start-up performance of sodium-potassium heat pipe [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35 (12): 2508-2512.
- [20] BAI T, ZHANG H, XU H. Application of high temperature heat pipe in hypersonic vehicles thermal protection[J]. Journal of Central South University of Technology, 2011, 18(4): 1278-1284.