

电磁阀控制单柱塞直列分配式喷油泵的设计与应用

李 勇, 张大升, 刘声和, 万常岭, 李维峰
(山东康达精密机械制造有限公司, 龙口 265701)

Design and Application of In-Line Distributor Injection Pump with Single Plunger Controlled by Solenoid Valve

LI Yong, ZHANG Dasheng, LIU Shenghe, WAN Changling, LI Weifeng
(Shandong KangDa Precision Machinery Manufacturing Co., Ltd., Longkou 265701, China)

Abstract: In order to improve the fuel injection evenness of an electronic unit pump, an in-line distributor injection pump with single plunger controlled by solenoid valve was designed and developed. With electromagnetic fuel control structure, free adjustment of fuel injection quantity and injection timing angle was realized. And the distributor enabled the single plunger to deliver injected fuel to each cylinder, solving the issue of unevenness of fuel injection to each cylinder caused by multiple electromagnetic valves, multiple plungers and multiple fuel control valves. The effects of valve body stroke, fuel pressure in low pressure cavity, rotating speed, fuel delivery rate, electric current and fuel temperature on fuel injection characteristics were experimentally analyzed. The pump was tested for emissions with a 498 non-road diesel engine. The results show that the pump can make the engine meet the requirement of China III emissions regulation for non-road engines.

摘要: 为了改善电控单体泵存在的各缸喷油量不一致的问题,设计开发了电磁阀控制单柱塞直列分配式喷油泵,通过电磁阀油量控制结构,实现喷油量和喷油正时角度自由调整;通过油量分配机构,实现了单柱塞向柴油机各缸喷射燃油的功能,解决了因为多个电磁阀、柱塞偶件及油量控制阀造成的每个缸喷油量不一致的问题。通过试验分析了阀杆行程、低压油腔的压力、转速、供油速率、电流及燃油温度对喷油泵喷油特性的影响,并通过某非道路 498 柴油机进行了排放测试,结果表明可满足国 III 排放法规的要求。

关键词: 非道路柴油机;电磁阀;分配式;喷油泵;排放

Key words: non-road diesel engine; solenoid valve; distributive type; fuel injection pump; emissions

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2017.06.016

中图分类号: TK423.8

文献标识码: A

0 概述

随着 2015 年 10 月 1 日非道路移动机械用柴油机中国第三、四阶段排放法规(GB 20891—2014)的正式实施,对柴油机燃油系统的要求越来越严格,传统机械式燃油系统已经无法满足需要。

为了达到柴油机的尾气排放指标,喷油系统在具备高的喷油压力的同时还应具有精确控制喷油定时和喷油量的能力,因此必须采用电子控制式柴油机喷油系统。电控单体泵燃油喷射系统采用时间控制式喷射系统^[1-2],是一种喷油量和喷油正时角度均可以控制的高压燃油喷射系统,具有良好的稳定性

收稿日期: 2016-10-24

作者简介: 李 勇(1973—),男,高级工程师,硕士,主要研究方向为柴油机燃油系统设计, E-mail: kdliyong@126.com。

和响应性,满足柴油机的性能要求^[3-4]。

电控单体泵虽然已经量产,但关键零部件的技术及工艺问题尚未完全解决,零部件加工精度的一致性尚未达到性能要求,电控单体泵的多个柱塞偶件、电磁阀(包括电磁铁、衔铁和弹簧)及油量控制阀之间存在差异,在相同脉宽和正时角度的情况下喷油时正时角度和喷油量很难保证一致,这将影响柴油机的经济指标和排放指标^[5-6]。

图1为检测18个电控单体泵的油量数据,可以看出其差异较大。为了消除上述油量差异,装配前需要将单体泵进行油量检测和修正,选择满足要求的装机使用。同时,为了解决单体泵存在的上述问题,将柱塞偶件、电磁阀及油量控制阀简化成一个,设计开发电磁阀控制单柱塞直列分配式喷油泵,简称ELV喷油泵。

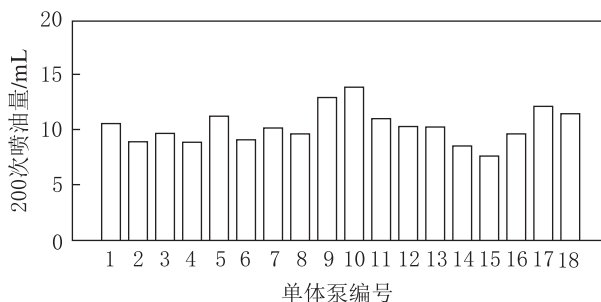


图1 单体泵油量检测数据

1 ELV喷油泵的基本原理及结构设计

1.1 ELV喷油泵的基本工作原理

ELV喷油泵结构如图2所示,基本工作原理如下:发动机运转时,凸轮轴上端的转速传感器采集凸轮轴的信号传递给电控单元(ECU),ECU通过电磁阀控制喷油量。柱塞向上运动时,开始电磁铁没有通电,油量控制阀中的阀杆在弹簧力的作用下使阀杆处于开启状态,在阀杆与阀座之间形成流通通道,此时柱塞头部上方产生的高压燃油经该通道流向低压油腔泄压,无法形成高压燃油进而开启喷油器,发动机无法工作;在柱塞向上运动至某一时间时,电磁铁通电后产生电磁力拉动衔铁运动,当电磁力可以克服弹簧力后带动内部的阀杆向上运动,行走约 h mm的距离后在阀杆与阀座之间形成密封环带,切断了高压燃油流向低压油腔的通道,高压燃油经高压通道只能流向油量分配机构,油量分配轴在传动齿轮的带动下按顺序分配给出油阀,进而进入高压油管及喷油器喷入发动机气缸内,供发动机燃烧使用;电磁铁断电后电磁力消失,阀杆在弹簧力的作用

下向下运动,阀杆与阀座之间形成流通通道,高压燃油经该通道流向低压油腔开始泄压,喷油器停止工作,完成一个工作循环。

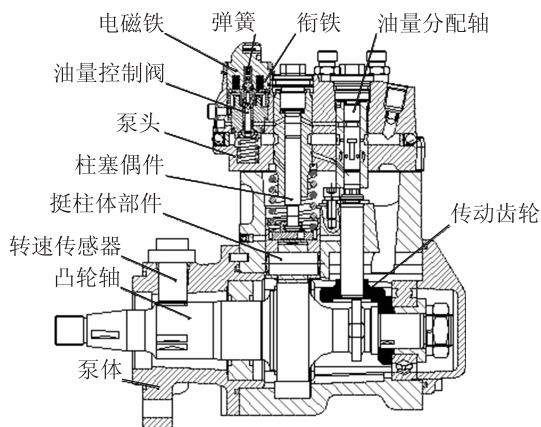


图2 ELV喷油泵结构图

电磁铁开始通电的时刻,ELV喷油泵开始向柴油机供油,该时刻即为喷油正时角度。通电持续时间的长短决定了喷油量的大小,通电持续时间长,喷油量大,反之喷油量小。可见,可以根据柴油机的需要调整喷油正时角度和喷油量的大小。

整体设计主要包括凸轮轴与挺柱体部分、油量控制部分和油量分配部分。

1.2 ELV喷油泵的结构设计

1.2.1 凸轮与挺柱体部分的结构设计

电控单体泵可以满足非道路柴油机第三阶段排放的需要,参照电控单体泵的基本设计参数设计ELV喷油泵的基本设计参数,如表1所示。

表1 ELV喷油泵的基本设计参数

项目	参数	
	ELV喷油泵	电控单体泵
凸轮升程/mm	12(凹弧)	14(切线)
柱塞直径/mm	10	10
凸轮轴基圆半径/mm	30	18
滚轮半径/mm	12	12
工作段包含角度/(°)	16~17	16~17
工作段供油速率/(mm·(°) ⁻¹)	0.40	0.36
最高转速/(r·min ⁻¹)	1 700	1 850
许用泵端压力/MPa	120	120

凸轮轴采用方型的设计方法,外型如图3所示。凸轮轴360°内每间隔90°设计一个45°对称的凸轮I-II-III-IV,凸轮轴每旋转1周就带动柱塞产生4次高压燃油,满足4缸发动机的燃烧需要。

凸轮轴轮廓设计的形状决定了柱塞的供油速率,相同升程的条件下凹弧凸轮有更高的最大供油速率,更有利于喷射压力的提高,可改善柴油机的燃

烧性能,因此采用凹弧凸轮设计方案。凸轮轴轮廓在设计时为了保证挺柱体运动时加速度的连续性,采用多段函数的设计方法,即:加速段+过渡段+工作段+过渡段+减速段。

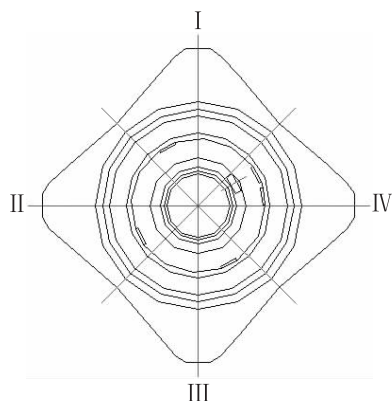


图 3 方型凸轮轴的外形图

等速段约为 17° 凸轮转角,为了保证调整喷油正时角度时 ELV 喷油泵的喷射压力基本不变,要在等速段内进行喷射高压燃油。考虑到喷油器喷油延迟和柴油机燃烧的问题,将 10° 凸轮转角设定为最大喷油持续角(即对应最大喷油量),这样在调整喷油正时角度时,喷油泵基本能保证在等速段内工作。

高的泵端喷射压力会导致凸轮轴表面与滚轮表面之间的磨损,为了提高二者之间的可靠性,降低接触应力,采用鼓型滚轮以延长使用寿命。滚轮外型如图 4 所示,可满足 120 MPa 泵端压力的可靠性需要。同时采用光整加工稳定和改善表面质量,改善零件表面层应力状态和显微硬度,提高凸轮轴表面和滚轮表面的耐磨性^[7],在滚轮外表面镀类金刚石(DLC)层,提高耐磨性,降低摩擦系数^[8],喷油泵经 750 h 可靠性后未见凸轮轴表面与滚轮表面出现异常的磨损。

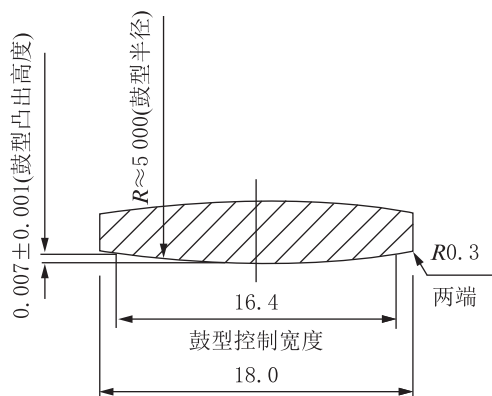


图 4 鼓型滚轮外型图

1.2.2 油量控制部分的结构设计

油量控制部分的结构如图 5 所示,主要由油量控制阀、电磁铁、衔铁、弹簧和柱塞偶件组成。将其安装在泵头内,油量控制阀内的阀杆在电磁铁产生的电磁力和弹簧力的合力作用下往复运动,行程为 h mm,实现了油量控制阀的闭合和开启,而柱塞偶件则在凸轮轴的带动下产生高压燃油。凸轮轴带动柱塞向上运动产生高压燃油时,因为此时电磁铁没有通电,油量控制阀内的阀杆在弹簧力的作用下处于开启状态,阀杆与阀体有间隙 h mm,二者之间形成流通通道,高压燃油经流通通道流入低压油腔进行泄压,高压燃油无法喷入柴油机气缸内;根据需要,某一时刻电磁铁通电,电磁铁产生的电磁力拉动衔铁,当电磁力克服弹簧力后带动阀杆向上运动 h mm,阀杆与阀体之间处于锥面密封状态,高压燃油无法泄压喷入气缸内。

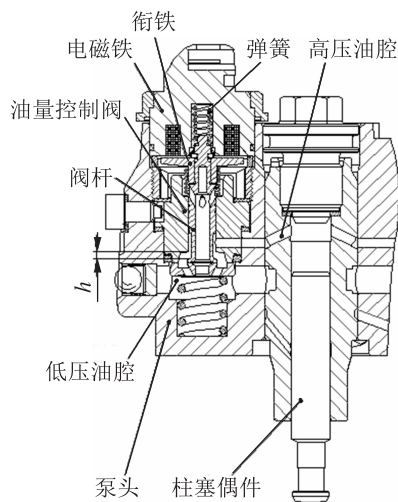


图 5 油量控制结构图

采用电磁铁控制油量控制阀的闭合和开启,从而实现了喷油泵的喷油正时角度和喷油量的任意调整,电磁铁的基本参数如表 2 所示。

表 2 电磁铁的基本参数

工作电压/V	峰值电流/A	电感 $L/\mu\text{H}$	直流电阻 DCR/ Ω	工作环境温度/ $^\circ\text{C}$
24	15~16	285±15	0.400±0.035	$-35 \leq T \leq 120$

1.2.3 油量分配部分的结构设计

为了实现单柱塞偶件向 4 缸柴油机供油的目的,设计了一个油量分配机构,主要由分配轴与分配套、齿轮传动结构组成。分配轴上设置有高压油道,分配套上设置有油孔,分配轴安装在分配套内,分配轴在齿轮传动机构的带动下在分配套内做旋转运动。高压燃油经分配轴内的高压油道流

入分配套下端均布的4个油孔,按1-2-3-4的顺序流出出油阀,出油阀上端的高压油管按1-3-4-2的顺序安装,这样就实现了按柴油机燃烧顺序喷射高压燃油的目的。分配轴及分配套的结构、齿轮传动机构如图6、图7所示,齿形的设计参数如表3所示。其中分配轴与分配套二者为精密偶件,参考柱塞偶件的配合间隙,将二者的间隙选为 $0.002\sim 0.004\ \mu\text{m}$ 。在低压腔燃油的压力保持在 $5\sim 7\ \text{MPa}$ 时,该机构可以实现稳定的燃油分配功能,1 200 r/min转速时4个缸的喷油量偏差率为 $-1.0\%\sim 0.5\%$,根据与柴油机的匹配结果可知能够满足柴油机的性能需要。

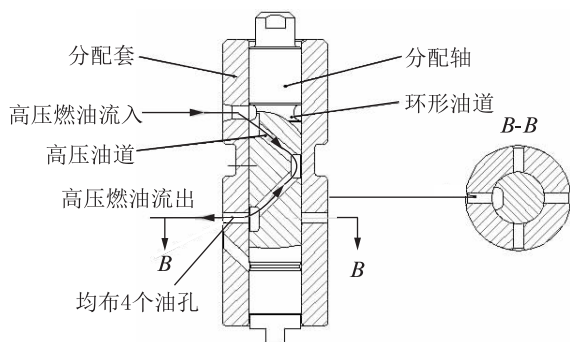


图6 分配轴与分配套结构图

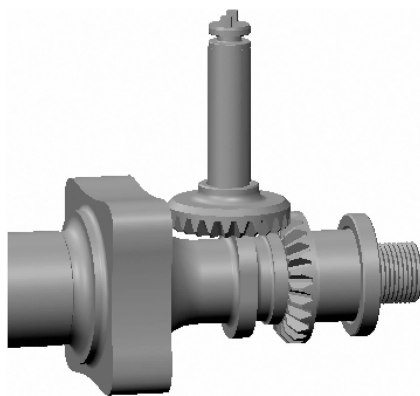


图7 齿轮传动机构图

表3 齿型的设计参数

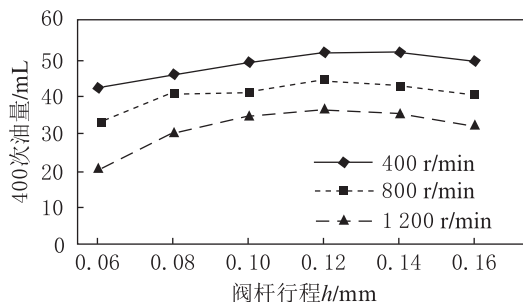
项目	参数
模数	2
齿数	30
法向齿形角	20°
分度圆直径	60 mm
分锥角	45°
根锥角	$41^\circ 45' 44''$
锥距	42.426 mm
全齿高	4.4 mm
配对齿轮齿数	30

2 ELV 喷油泵喷油特性的研究

2.1 阀杆行程 h 对喷油特性的影响

作为油量控制的主要因素之一,阀杆的行程 h 影响电控喷油泵每循环喷油量的大小。从理论上讲,阀杆的行程 h 越小,则阀杆的响应速度就越快,对喷油泵的性能就越有利。但是阀杆行程 h 越小,则阀杆与阀体之间的燃油流通截面积就越小,高压燃油流过过小的截面时会产生节流问题,容易导致喷油泵吸油不及时和柱塞头部高压腔泄油不及时,影响喷油泵每循环油量的均匀度及油量的一致性;而如果阀杆行程 h 过大,则阀杆的响应速度会降低,柴油机的性能及排放指标会降低。最佳的阀杆行程 h 需要通过试验确定。

在设计初期,将阀杆的行程 h 设定为 $0.06\ \text{mm}\sim 0.16\ \text{mm}$,每 $0.02\ \text{mm}$ 分为1级,共分5个级别,测试了在低速400 r/min、中速800 r/min和高速1 200 r/min转速下 h 对油量变化的影响,如图8所示。

图8 阀杆行程 h 与转速之间的油量变化曲线

通过图8可见,随着阀杆行程 h 的增加,不同转速的油量都经历一个先增加后减小的过程。阀杆行程 h 在 $0.12\sim 0.14\ \text{mm}$ 范围内时油量基本处于最大状态。造成这种状态的原因是: $h<0.12\ \text{mm}$ 时,高压燃油节流造成柱塞充油不足;而当 $h>0.14\ \text{mm}$ 时,阀杆行程 h 过大,阀杆在合力的作用下响应速度不够,高压燃油泄油。根据上述的试验结果,最后将阀杆的行程 h 定为 $0.12\sim 0.14\ \text{mm}$ 。

2.2 低压油腔的压力对喷油特性的影响

在试验台上进行了喷油泵油量特性检测时,发现喷油量的均匀度与先前预期的结果不一致:采用一个电磁阀控制一个油量控制阀及柱塞后会大大改善喷油量的均匀性。如图9所示,在试验台上检测400 r/min、800 r/min、1 200 r/min转速时4个缸的喷油量,油量的偏差率分别为 $-7.5\%\sim 5.8\%$ 、 $-5.0\%\sim 7.4\%$ 、 $-8.5\%\sim 7.2\%$,3个工况的油量均匀度均大于国家标准规定的数据(标定工况和最大转矩工况应在 $\pm 3\%$ 范围内,怠速工况应在 $\pm 7\%$ 范围内)。

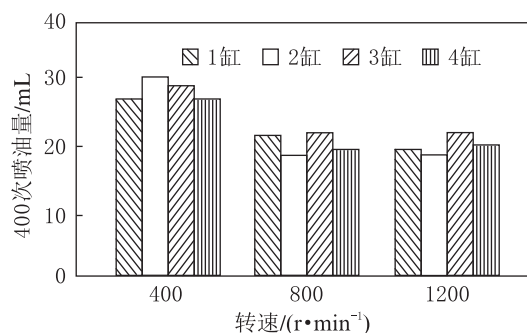


图9 不同转速时4个缸的喷油量

造成该问题的原因是:低压油腔的压力偏低(0.2~0.4 MPa),造成柱塞充油不及时,进而导致4缸喷出的油量相差较大。为了提高低压油腔的压力,在油腔和回油油道之间安装低压油腔压力增加装置,该装置主要由活塞和弹簧组成,结构如图10所示。通过对喷油泵油量的检测发现对喷油泵的均匀度有很大的改善,多次试验最终确定了低压油量的压力为5~7 MPa。

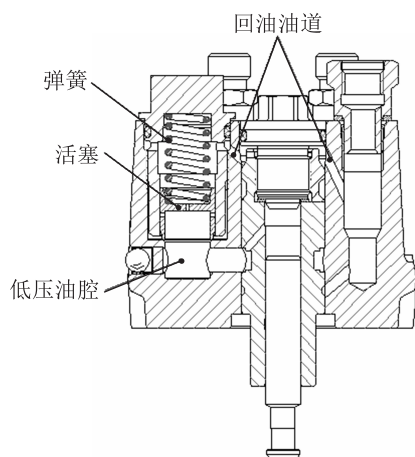


图10 压力增加装置结构图

在此基础上检测了喷油泵在400 r/min、800 r/min和1200 r/min转速时4个缸的喷油量,如图11所示。油量的偏差率分别为-0.4%~0.6%、-0.8%~0.6%,和-1.0%~0.5%,油量一致性有较大的提高,满足国家标准的规定。

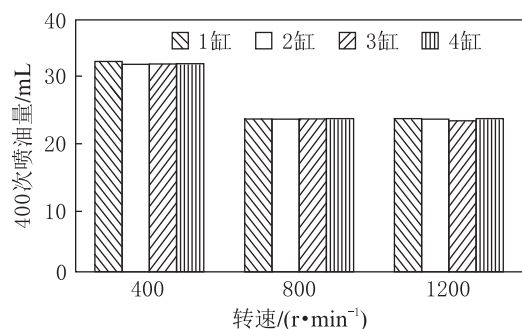


图11 油腔压力增加后不同转速时4个缸的喷油量

2.3 ELV 喷油泵转速对喷油特性的影响

对于4缸柴油机而言,采用方型设计的凸轮轴在1周360°内需要供油4次,要求喷油泵在90°的凸轮转角内完成1次供油和充油。在相同脉宽和喷油正时角度的前提下,转速越高则其充油时间越短,这将导致喷油泵的充油不充分,影响喷油量的大小及均匀性。为此检测了ELV喷油泵在喷油持续角度和喷油正时角度保持不变的情况下900 r/min、1000 r/min、1100 r/min、1200 r/min、1300 r/min、1400 r/min时的喷油特性,油量变化曲线如图12所示。从图12中可以看出,当转速超过约1200 r/min后,相比电控单体泵,ELV喷油泵的喷油量开始减少,这说明当转速较高时,其减小的充油时间开始影响其充油效率。因此将ELV喷油泵的最大标定工作转速定为1200 r/min,即配试柴油机的最大标定转速为2400 r/min。

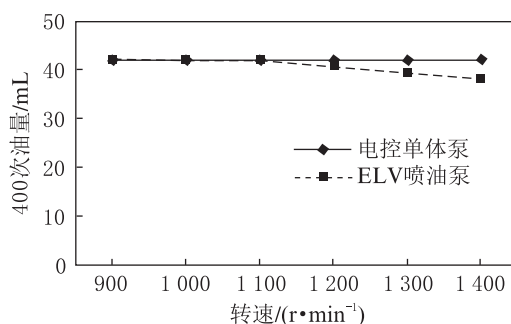


图12 不同转速对喷油量影响的曲线

2.4 供油速率对喷油特性的影响

影响喷油泵供油速率和供油规律的因素很多。柱塞及凸轮轴是对喷油泵供油速率影响最明显的两种零件,其中柱塞的直径大小和运动规律(凸轮的轮廓形状决定)是主要的影响因素。

ELV喷油泵样件试制完成后,安装在试验台上进行了喷油泵泵端压力检测试验,为了衡量ELV喷油泵的工作能力,将ELV喷油泵和电控单体泵之间在相同正时角度、相同喷油脉宽和相同转速的前提下进行了泵端压力检测,其试验条件如表4所示。

表4 泵端压力检测试验条件

柱塞直径/mm	转速/(r·min ⁻¹)	喷油脉宽/(°)	喷油正时角度/(°)	喷油器P621/MPa
9	1200	8	5	25~26
10				

Φ9 mm和Φ10 mm直径柱塞的泵端压力对比波形如图13和图14所示。通过试验可知:对于ELV喷油泵而言,在相同状态下柱塞直径越大,泵端压力就越高。ELV喷油泵与电控单体泵相比:相同柱塞

条件下前者的泵端压力高于后者;通过波形曲线可以看出,在相同曲轴转角的情况下,ELV 喷油泵的压力上升得更快,这是因为 ELV 喷油泵凸轮轴采用了凹弧轮廓设计。这将更加有利于改善柴油机的燃烧,改善柴油机的经济指标和排放指标。

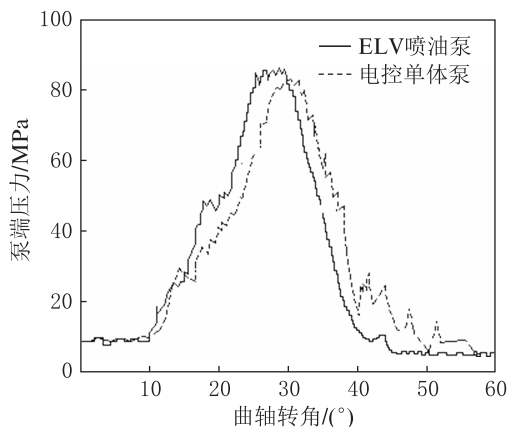


图 13 $\Phi 9$ mm 柱塞直径的泵端压力波形图

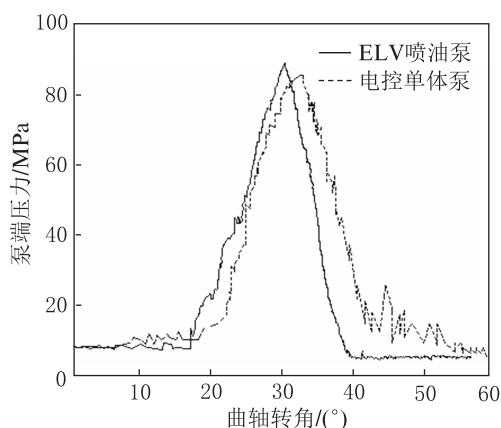


图 14 $\Phi 10$ mm 柱塞直径的泵端压力波形图

2.5 电流对喷油特性的影响

电磁铁和衔铁产生的磁力和弹簧力的合力拉动阀杆运动,其电流的大小决定了电磁铁产生磁力的大小。在满足要求的前提下,应尽量采用较低的电流。

采用电流钳检测的电流的波形,如图 15 所示,该波形的电流值分为拉升电流和维持电流两部分。拉升电流是将阀杆瞬间闭合的电流,而维持电流是保持阀杆持续密封时的电流。

拉升电流设定为 15 A~16 A,检测了维持电流对喷油泵喷油量的影响,结果如图 16 所示。从图 16 中可知:当维持电流小于 4 A 时,喷油泵的喷油量明显减少;当维持电流大于 5 A 时,喷油泵的喷油量基本不变。考虑到电路中电气元件及线路的差异,将维持电流设定为 7 A,可以保证喷油泵喷油量的稳定性。

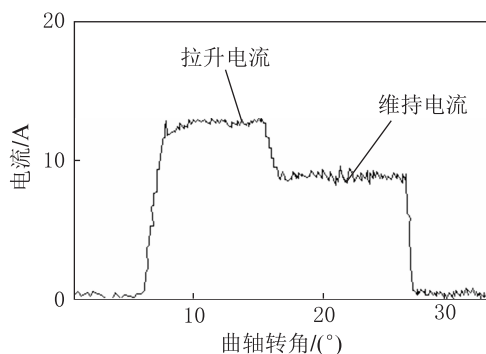


图 15 电流波形图

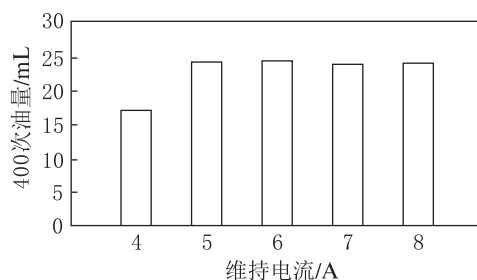


图 16 喷油量随电流变化图

2.6 温度对喷油特性的影响

喷油泵工作时,来自柴油机和喷油泵内部的热量使燃油温度升至 $70^{\circ}\text{C}\sim 90^{\circ}\text{C}$ 。燃油温度的升高将引起燃油密度降低,温度的持续变化将导致喷油量随温度的变化而发生变化。在试验台上 $1\,200\text{ r/min}$ 工况下检测了温度由 25°C 升高到 75°C 时喷油量的变化趋势,如图 17 所示,可知燃油温度升高 50°C 后,油量下降了约 $10\%\sim 11\%$,且随着温度的持续升高喷油量持续下降。

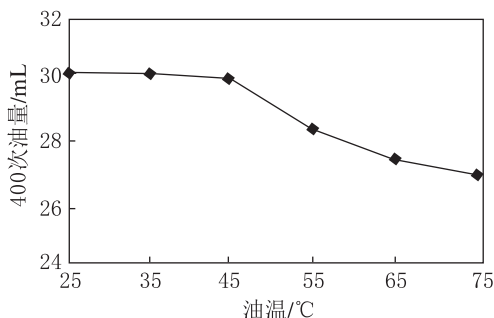


图 17 油量变化趋势曲线图

造成油量减小的原因主要有:温度增加导致柴油密度降低,同样脉宽下喷油量减小;温度的增加造成柱塞偶件、分配轴与分配套、阀体与阀杆之间的间隙增大,燃油的泄露量增加。

为了解决这一问题,在喷油泵上安装油温传感器,油温传感器采集油温后传递给控制系统,控制系统通过预先设定的油量补偿系数进行油量修正,以

保证喷油泵喷油量的稳定性。

2.7 ELV 喷油泵对喷油器喷油延迟的影响

ELV 喷油泵工作时,高压燃油经过柱塞、油量控制阀、分配轴、泵头内部的油道及高压油管后流入喷油器,然后燃油喷入到柴油机气缸内雾化燃烧。由于高压油道较长,当高压燃油压力波传到到喷油器时,将有一定的喷油延迟。如果喷油正时设定不合理,将导致喷油器错过最佳的喷油正时,影响发动机的排放指标。为此,检测了在 800 r/min 和 1 200 r/min 时从电磁铁接通电源的瞬间到喷油器开始喷油的瞬间的延迟角度,二者波形如图 18、图 19 所示。可以看出,电磁铁接通电源的瞬间到喷油器开始喷油(开启压力约 28 MPa)的瞬间存在着约 8.1° 和 10.8° 曲轴转角的喷油延迟,即喷油泵凸轮有 4.1° 和 5.4° 的喷油延迟,那么在设定喷油正时角度时应注意喷油延迟的角度,使喷油器在柴油机活塞处于最佳位置时喷射燃油,以优化柴油机排放。

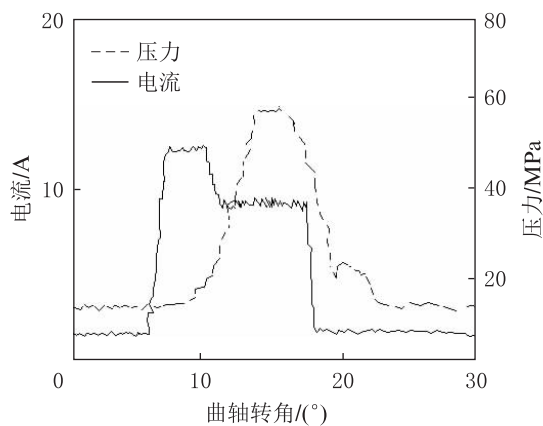


图 18 800 r/min 时喷油器喷油延迟角度图

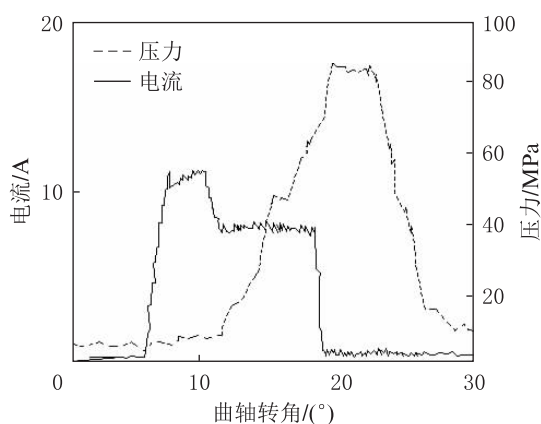


图 19 1 200 r/min 时喷油器喷油延迟角度图

ELV 喷油泵内部高压燃油油道的形状一致并且长度一样,油管的长度和孔径也基本一样,所以 4 个喷油器的喷油延迟角度也基本一致,如表 5 所示。

表 5 4 个喷油器的喷油延迟角度

转速/(r·min ⁻¹)	喷油器喷油延迟角度/(°)			
800	4.3	4.1	4.4	4.4
1 200	5.6	5.4	5.7	5.8

3 ELV 喷油泵的可靠性试验

ELV 喷油泵开发完成后进行了 1 000 h 可靠性试验,将最大喷油持续期设定为 10° 凸轮转角,转速为 1 200 r/min,此时泵端压力约为 95 MPa。试验发现在可靠性试验过程中,当时间超过约 200 h 后,与电控单体泵相比 ELV 喷油泵的喷油量开始下降,并且趋势越来越明显。经拆解发现这是油量控制阀中阀杆与阀体、柱塞与柱塞套和分配轴与分配套之间的磨损造成间隙增大,导致高压燃油泄漏造成的。电控单体泵每循环一个柱塞偶件和油量控制阀工作一次,而 ELV 喷油泵每循环柱塞偶件和油量控制阀工作 4 次,分配套一直旋转运动,即同等条件下 ELV 喷油泵的柱塞偶件及油量控制阀的运动量是电控单体泵的 4 倍,加快了其磨损。

为了降低其磨损量,在柱塞、阀杆和分配轴的表面镀 DLC 涂层,可在提高耐磨性的同时降低摩擦系数。镀 DLC 层后的柱塞及分配轴再进行可靠性试验,在 95 MPa 压力下经过 1 000 h 的可靠性试验,如图 20 所示。ELV 喷油泵镀 DLC 层油量变化基本和电控单体泵一致,可以满足柴油机性能的需要。

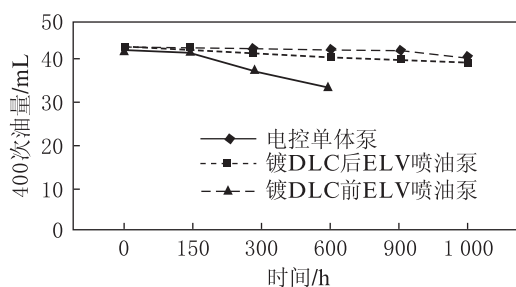


图 20 ELV 喷油泵可靠性油量变化曲线图

4 ELV 喷油泵与非道路 498 柴油机的排放试验

ELV 喷油泵与非道路 498 柴油机进行了第三阶段的排放检测试验,喷油泵的基本参数为:凸轮升程 12 mm,柱塞直径 9 mm,采用了阻尼阀。发动机的基本参数如表 6 所示,主要试验设备如表 7 所示。

表 6 发动机的基本参数

项目	参数
发动机型号	增压,水冷,直喷
缸径/mm×行程/mm	98×105
功率/kW	40.4
标定转速/(r·min ⁻¹)	2 200

表 7 主要试验设备

仪器名称	仪器型号	生产厂家
电力测功机型号	AVL204/8SL	奥地利 AVL 公司
气体分析仪型号	MEXA-7100D	日本 HORIBA 公司
颗粒采集系统型号	AVL SPC472	奥地利 AVL 公司

按照《GB 20891—2014 非道路移动机械用柴油机排气污染物排放限值及测量方法(中国第三、第四阶段)》中的规定^[9],采用 8 工况法的检测方法进行测试,每个工况均优化喷油正时角度,以获得柴油机最佳的排放数值。排放数据检测时采用 P621 型号的无压力室喷油器,其尾气排放值如表 8 所示,均可以达到国家法规要求。

表 8 发动机排放检测数值

项目	检测值	法规限值
CO 排放值/(g·(kW·h) ⁻¹)	1.325	≤5.0
HC+NO _x 排放值/(g·(kW·h) ⁻¹)	4.416	≤4.7
PM 排放值/(g·(kW·h) ⁻¹)	0.304	≤0.4

5 结论

(1) 通过结构设计,将原有采用 4 个柱塞偶件、4 个电磁阀、4 个油量控制阀的电控单体组合泵的结构简化成 1 个柱塞偶件、1 个电磁阀、1 个油量控制阀结构的 ELV 喷油泵,在实现喷油量和喷油正时角度可调的前提下,采用油量分配装置实现单个柱塞向多缸柴油机供油,可满足柴油机的燃烧需要。

(2) 通过在 ELV 喷油泵低压油腔内增设压力增加装置改善了喷油量的均匀度,将 400 r/min、800 r/min、1 200 r/min 转速的油量偏差率由原来的 -7.5%~5.8%、-5.0%~7.4%、-8.5%~7.2% 分别减小为 -0.4%~0.6%、-0.8%~0.6%,和 -1.0%~0.5%,满足国家标准要求。

(3) 分析了阀体行程、低压油腔压力、喷油泵转速、供油速率、电流及燃油温度对喷油特性的影响:阀杆行程为 0.12~0.14 mm 时不会影响喷油量的大小;低压油腔压力为 5~7 MPa 时,可以改善油量的偏差率;当喷油泵转超过 1 200 r/min 时,因为充油不及时会造成喷油量的减少,在配试柴油机时应该注意;增加供油速率可以提高喷油泵的泵端压力;电磁铁的维持电流小于 4 A 时将影响喷油量,最终设定为 7 A;燃油温度的升高将影响喷油量,根据试验结果可以依靠温度传感器测量油温并进行油量补偿。同时也分析了 ELV 喷油泵对喷油器喷油延迟角度的影响,在 800 r/min 和 1 200 r/min 时喷油器

有约 4.05°和 5.40°凸轮转角的喷油延迟,在与柴油机进行性能匹配时,应该根据上述角度合理调整喷油正时。

(4) ELV 喷油泵在 1 000 h 可靠性中出现了喷油量减小的情况,经分析是由于柱塞与柱塞套、油量控制中阀杆与阀体和分配轴与分配套三者之间的磨损造成的,为此在柱塞、阀杆和分配轴的外表面镀 DLC 涂层,解决了上述的问题。

(5) 在某非道路用 498 增压中冷的柴油机上进行排放检测,采用了 P621 型号的喷油器,其 CO、HC+NO_x 和 PM 排放值分别为 1.325 g/(kW·h)、4.416 g/(kW·h)和 0.304 g/(kW·h),满足国家标准的要求。

参考文献:

- [1] YANG M G, SORENSON S C. Survey of the electronic injection and control of diesel engine[C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 1994, 940378.
- [2] OUYANG M G, LU Q, LI J Q, et al. Study of the injection control valve in a new electronic diesel fuel system[C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 1998, 980813.
- [3] 王启航,王永红,苏庆运,等.现代车用柴油机实用技术[M].大连:大连理工大学出版社,2012:63-64.
- [4] 刘波澜,黄英,张付军,等.电控单体泵柴油机面向欧Ⅲ排放的调整方法[J].车用发动机,2004(6):26-29.
LIU B L, HUANG Y, ZHANG F J, et al. Research of calibration method to meet Euro III emission standard of electronic unit pump diesel engine[J]. Vehicle Engine, 2004 (6):26-29.
- [5] 李建秋,欧阳明高,周明,等.柴油机各缸工作不均匀程度对性能的影响分析[J].交通运输工程学报,2001,1(3):50-53.
LI J Q, OUYANG M G, ZHOU M, et al. Influence analysis of the cylinder-by-cylinder variations upon the performance of diesel engines [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2001, 1(3):50-53.
- [6] 高青秀,姜伟,张明峰,等.电控单体泵油量一致性影响因素研究[J].车用发动机,2009(6):59-62.
GAO Q X, JIANG W, ZHANG M F, et al. Research on influencing factors of fuel supply uniformity for electronic unit pump[J]. Vehicle Engine, 2009(6):59-62.
- [7] 悉爱军.凸轮轴表面粗超度光整工艺研究[J].现代车用动力,2012(2):53-56.
XI A J. Research on camshaft surface roughness polishing technology [J]. Modern Vehicle Power, 2012(2):53-56.
- [8] 蔡言凯.泵体柱塞表面涂层技术研究[D].长春:长春理工大学,2009:4-8.
- [9] 环境保护部科技标准司.非道路移动机械用柴油机排气污染物排放限值及测量方法(中国第三、四阶段):GB 20891—2014[S].北京:中国标准出版社,2014.