

防爆柴油机喷雾降温系统及其性能研究

张顺凯, 顾文钰, 邬斌扬, 苏万华

(天津大学 内燃机国家重点实验室, 天津 300072)

Research on Structure and Performance of a Mine Diesel Engine with Spray Cooling System

ZHANG Shunkai, GU Wenyu, WU Binyang, SU Wanhua

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

Abstract: In order to solve the problem of increased exhaust caused by the installation of an exhaust water washing tank assembly in an explosion-proof diesel exhaust cooling system, an exhaust spray cooling system consisting of water jacket cooling, heat exchange tube cooling and two-stage spray cooling was designed, and then the key factors affecting the cooling effect, such as the spray flow rate, spray particle size, injection method and two-stage spray ratio were tested at 1 500 r/min and a torque of 700 N · m. Results show that the smaller the spray particle size, the better the spray evaporation in the high-temperature exhaust. Use of counter-current spraying with appropriate increase in the proportion of the second-stage spray flow allows to improve spray cooling effect. Moreover, the heat exchange tubes added to the system can increase the cooling of exhaust gas by circulating cooling water and reduce the amount of water used for spraying. As observed, using a spray cooling system with heat exchange tubes can reduce the exhaust temperature to 67 °C under the above mentioned operating conditions, thus meeting the requirements that the exhaust outlet operating temperature of explosion-proof diesel shouldn't exceed 70 °C as specified in the MT 990—2006.

摘要: 针对防爆柴油机排气降温系统加装废气水洗箱装置极大增加发动机排气系统阻力的问题,自行设计和搭建了排气喷雾降温系统,并对降温效果的影响因素如喷雾流量、雾滴粒径、喷射方式、两级喷雾比例等在 1 500 r/min、700 N · m 工况点进行了试验研究。结果表明:雾滴粒径越小越有利于雾滴在高温排气中的蒸发;采用逆流喷射方式和适当增加第二级喷雾流量比例增加了喷雾降温效果;系统中加入换热管增加了循环冷却水对排气的降温,减少了喷雾的用水量。在 1 500 r/min、700 N · m 工况下采用带有换热管的喷雾降温系统可以把排气温度降低到 67 °C,满足防爆要求。

关键词: 防爆柴油机;高温排气;喷雾降温系统;防爆要求

Key words: explosion-proof diesel engine; high temperature exhaust gas; spray cooling system; explosion-proof requirements

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2019.01.013

中图分类号: TK421.1

文献标识码: A

收稿日期: 2018-04-15

修回日期: 2018-05-10

基金项目: 国家自然科学基金项目(51236005)

Fund Project: National Natural Science Foundation of China(51236005)

作者简介: 张顺凯(1992—),男,硕士,主要研究方向为内燃机燃烧, E-mail: zsktjdx@163.com;

苏万华(通信作者),男,教授,院士, E-mail: whsu@tju.edu.cn。

0 概述

以柴油机作为动力的防爆无轨胶轮车,因具有灵活高效、安全可靠、适用性广等优点而被广泛应用于煤炭生产行业^[1-3]。防爆无轨胶轮车在具有甲烷气体和粉尘等潜在爆炸危险的矿井环境中工作,柴油机的高温排气如果直接排放到环境中可能会引起爆炸,所以需要柴油机排气进行降温处理和防爆改造^[4-7]。防爆柴油机排气温度必须符合MT990—2006《矿用防爆柴油机通用技术条件》中的相关规定:防爆柴油机排气出口温度不得超过70℃^[8]。

目前,对于防爆柴油机排气降温的研究主要集中在湿式排气降温系统上^[9-10]。湿式排气降温系统主要由水套式排气歧管、水套式涡轮、水套式排气管、废气处理净化水洗箱和防爆格栅组成,其主要特点是高温排气与废气处理净化水洗箱中的冷却水直接接触通过热交换来降低排气温度^[11-12]。湿式排气降温系统降低了排气温度,但加装废气水洗箱装置极大地增加了排气系统阻力,增加了柴油机的泵气损失,恶化了柴油机的动力性、经济性和排放性^[10,13]。

为了解决加装废气水洗箱装置带来排气阻力增大的问题,本文创新性地设计了排气喷雾降温系统,采用水套冷却、换热管冷却和双级喷雾冷却的复合冷却方式对排气进行降温。针对排气中喷雾降温的关键影响因素(如喷雾流量、雾滴粒径、喷射方式、雾滴粒径等)进行了试验分析,根据试验结果对喷雾降温系统进行了优化,在1500 r/min、700 N·m工况点进行了试验验证并取得了较好的效果。高温排气喷雾降温系统与目前主要采用的湿式排气降温系统相比,减小了排气系统阻力和泵气损失,提高了防爆柴油机的进气量,从而改善了燃烧过程,提升了防爆柴油机的性能,填补了防爆柴油机领域新型排气降温系统研究的空白。

1 试验系统介绍

1.1 排气喷雾降温试验系统

图1为自行设计搭建的柴油机排气喷雾降温系统示意图。试验在一台康明斯8.9 L ISLe340-40重型6缸发动机的基础上进行,整个系统安装在选择性催化还原(SCR)系统后。系统主要包括两级喷雾装置、高压喷雾供水装置、换热管、防爆格栅、双层排气管、温度传感器及部件之间连接的法兰。排气管均采用水套式双层管结构,中间流通高温排气,水套

中流通的冷却循环水由外界提供,循环冷却水利用管壁的热传递作用带走一部分排气热量。

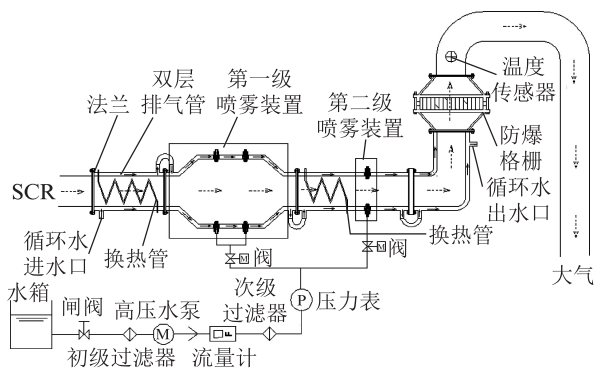


图1 高温排气喷雾降温系统示意图

第一级喷雾降温装置采用扩张式双层管结构,在中间位置管壁上环形对称布置两层共12个喷嘴,两层喷嘴相距0.2 m。在第一级喷雾降温装置后1 m处布置第二级喷雾降温装置,第二级喷雾降温装置采用与排气管直径相同的双层管结构,在中间位置的管壁上环形对称布置4个喷嘴,每个喷嘴都通过高压软管与供水系统相连,可以通过阀门来控制开启。高压喷雾供水装置包括水箱、高压水泵、两级过滤器、流量计和压力表及控制每个喷嘴的阀门。高压水泵采用电动方式,可通过调压阀来灵活调节喷雾压力。两级过滤器采用精细滤网结构过滤水中的杂质避免堵塞喷嘴。在高温排气中直接喷入由高压水泵加压后的冷却水雾,细小雾滴在高温排气中蒸发相变吸收热量,从而降低高温排气的温度。

为了增加在相同排气管长度下的排气温降,在第一级喷雾降温装置前后的排气管中嵌入螺旋形布置的翅片式换热管,翅片增加了换热管与高温排气的接触面积,在换热管的两端分别设置冷却循环水进、出水口,管内流通的冷却循环水通过管壁与高温排气进行对流换热来降低高温排气的部分温度。

图1中虚线箭头为高温排气流通方向,从SCR系统排出的高温气体经过换热管冷却、水套冷却和喷雾冷却后降低了温度,再经过防爆格栅的消焰作用后排出到大气中。

1.2 喷嘴雾化特性

试验用喷嘴均为DANFOSS系统公司生产的LN型单路压力微细雾化喷嘴,雾化形状为60°实心锥形,所选取的3种喷嘴的孔径 d 。分别为0.22 mm、0.29 mm和0.35 mm,除喷嘴孔径不同外其他部件尺寸均相同。喷嘴的雾化特性(雾滴直径和喷

雾流量)直接影响高温排气中喷雾降温的效果^[14-16]。根据喷嘴厂家提供的数据得到选取的 3 种喷嘴在不同喷雾压力下的雾滴体积平均直径(SMD)和喷嘴流量特性分别如图 2 和图 3 所示。

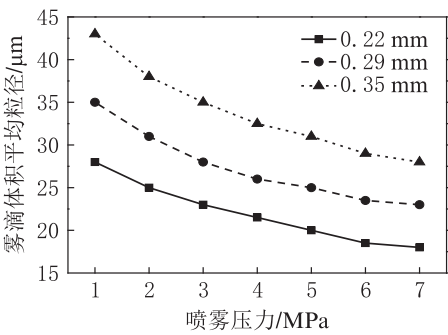


图 2 不同喷雾压力下不同孔径的喷嘴的雾滴体积平均粒径

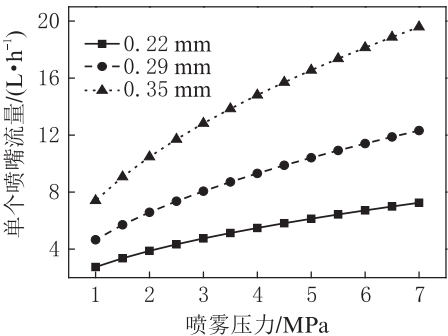


图 3 不同孔径的喷嘴(单个喷嘴)对应的流量特性

由图 2 可见:3 种喷嘴的雾滴粒径都小于 100 μm , 属于细雾类型^[17];在相同的喷雾压力下,喷嘴孔径越小则喷雾粒径越小;在同一孔径的喷嘴下,雾滴粒径随着喷雾压力的升高而减小^[16]。由图 3 中可以看出:3 种喷嘴的流量差别较大,在同一喷雾压力下,喷嘴孔径越小对应的喷雾流量就越小;同一个喷嘴下,喷雾流量随着喷雾压力的升高而增大。

1.3 工况点选择

根据车辆在矿井下运行时采集的数据得出原车发动机大部分时间都运行在常用工况点 1 500 r/min、700 N·m 附近,所以在 1 500 r/min、700 N·m 常用工况点进行喷雾降温试验来确定车上安装的提供喷雾所需水箱体积的大小。

双层管的水套中通入冷却循环水后,将发动机转速稳定在 1 500 r/min,转矩稳定在 700 N·m 进行试验,得出 1 500 r/min、700 N·m 工况点下喷雾前的基本参数如表 1 所示,喷雾降温系统入口 330 $^{\circ}\text{C}$ 的高温排气经过水套冷却作用在系统出口处的温度降低到 215 $^{\circ}\text{C}$,水套冷却降低了 115 $^{\circ}\text{C}$ 的排气温度。

表 1 发动机及喷雾降温系统状态参数(喷雾前)

项目	参数
转速/(r·min ⁻¹)	1 500
转矩/(N·m)	700
排气流量/(kg·h ⁻¹)	694
喷雾降温系统入口排气温度/ $^{\circ}\text{C}$	330
喷雾降温系统出口排气温度/ $^{\circ}\text{C}$	215
喷雾降温系统压降/kPa	1.7

2 高温排气中喷雾降温试验结果及分析

2.1 喷雾流量对高温排气中喷雾降温的影响

只在第一级喷雾降温装置开启 10 个喷嘴时,在不同喷雾压力下进行横流喷射方式喷雾降温试验,得到 3 种不同孔径喷嘴的喷雾降温试验结果,如图 4 所示。

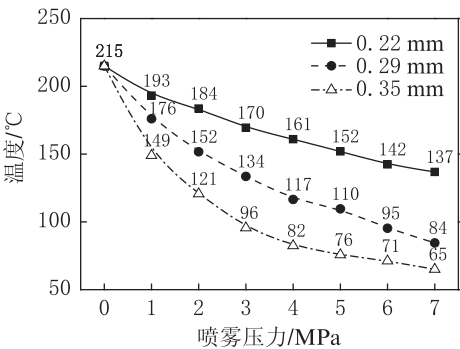


图 4 开启 10 个喷嘴时系统出口排气温度随喷雾压力的变化

试验发现,在系统中喷入冷却水雾后高温排气的温度有明显的下降,其下降的幅度随着喷嘴孔径和喷雾压力的变化而变化。由图 4 可以看出:系统出口排气温度随着喷嘴孔径的增大和喷雾压力的升高而降低,且温度降低的幅度随着喷雾压力的升高而逐渐减小;在 0.35 mm 孔径喷嘴下,喷雾压力增大到 4 MPa 后,随着喷雾压力下降,排气温度下降得非常缓慢。

根据喷嘴雾化特性可知喷雾流量会随着喷雾压力和喷雾喷嘴孔径的增大而增大,喷雾流量越大,在高温排气中蒸发的雾滴越多,系统的排气温度越低。但随着喷雾流量的增加,高温排气中水蒸气分压不断增大,排气温度不断降低,高温排气与雾滴之间的温度差和水蒸气浓度差不断减小,雾滴蒸发所需要的热交换和质交换驱动力减小,蒸发变得缓慢,所以温度降低的幅度随着喷雾压力的升高而逐渐减小。当高温排气中的水蒸气增加到一定程度时水蒸气达到饱和状态,此时排气中的水蒸气含量不再继续增加而是处于动态平衡

状态,排气温度的微降是由雾滴与高温排气之间的对流换热作用引起的,已经不能依靠雾滴蒸发所需要的汽化潜热来吸收排气的热量。

0.29 mm 孔径的喷嘴在 7 MPa 的喷雾压力下可以将高温排气的温度降低到 84 °C,而 0.22 mm 孔径的喷嘴在 7 MPa 的喷雾压力下仅将排气的温度降低到了 137 °C,说明增加喷雾流量可以增加排气的降温幅度。0.35 mm 喷嘴在 4 MPa 的喷雾压力下,排气温度随着喷雾压力增大而下降得非常缓慢,此时高温排气中的水蒸气已接近饱和状态。这说明存在一个饱和和喷雾流量值,在喷雾流量低于饱和和喷雾流量值时,增加喷雾流量可以迅速增加排气的降温幅度,而喷雾流量高于饱和和喷雾流量值时温降不再明显。

2.2 雾滴粒径对高温排气中喷雾降温的影响

试验发现,喷雾降温系统在相同的喷雾流量下采用较小孔径的喷嘴时排气温降更为明显。由图 5 可知,70 L/h 的喷雾流量下,0.22 mm、0.29 mm 和 0.35 mm 孔径的喷嘴分别可以将高温排气的温度降低到 137 °C、145 °C 和 152 °C。可以看出在相同的喷雾流量下,系统出口排气温度随着喷嘴孔径的减小而降低,也就是说降低至相同的排气温度下,所需的喷雾流量随喷嘴孔径的减小而减小。这是由两个因素造成的:(1) 相同的喷雾流量下,雾滴粒径越小则雾滴与高温排气之间的传热面积越大,雾滴的蒸发时间越短,有利于提高一定时间内的雾滴蒸发率;(2) 较大的雾滴在随排气流动的过程中更容易与壁面发生碰撞从而吸附到壁面上,在相同的喷雾流量下雾滴的附壁量随着雾滴粒径的增大而增多,雾滴蒸发率随着雾滴附壁量增多而减小。以上两种原因共同作用使雾滴的蒸发率和排气温降随着雾滴粒径的减小而增大。在相同的喷雾流量下,小孔径喷嘴需要较大的喷射压力以产生更小粒径的雾滴,所以在相同的喷雾流量下系统出口排气温度随着喷嘴孔径的减小而降低。

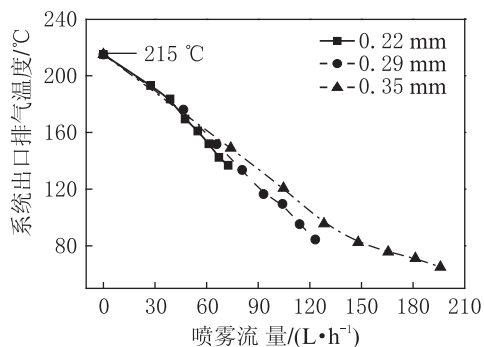


图5 第一级采用10个喷嘴时系统出口温度随喷雾流量的变化

较小孔径的喷嘴更有利于排气中喷雾降温,减少喷雾用水量;但喷嘴孔径限制了喷雾最大流量,从而限制了排气所能降低的最低温度。采用孔径较小的喷嘴时,为达到温降目标,需要增加喷嘴个数,增加了成本,所以应该综合两者因素来考虑。

2.3 喷射方式对高温排气中喷雾降温的影响

在第一级喷雾降温装置采用10个0.29 mm喷嘴分别在横流喷射和逆流喷射方式下进行了喷雾降温试验(横流喷射为喷射角度与气流方向为90°夹角,逆流喷射为喷射角度与气流方向呈135°夹角),试验结果如图6所示。

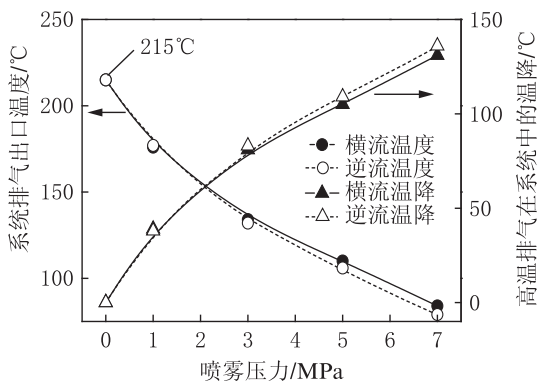


图6 不同喷射方式下系统出口排气温度随喷雾压力的变化

由图6可知,7 MPa 的喷雾压力下采用横流喷射方式时系统出口排气温度为 84 °C,排气在系统中降低了 131 °C;而横流喷射方式下系统出口排气温度降至 79 °C,排气在系统中降低了 135 °C。在试验过程中发现:采用逆流喷射与横流喷射相比,在第一级喷雾降温装置内的积水明显变少,而第一级喷雾降温装置后的管路中积水变多。说明在相同的喷雾压力下,采用逆流喷射方式时改善了在第一级喷雾装置内的雾滴液化情况,喷雾降温效果要略优于横流喷射。

与横流喷射方式相比,逆流喷射方式增大了雾滴与高温排气之间的相对速度,加强了对流换热作用,有利于提高一定时间内的雾滴蒸发率;且逆流喷射方式与横流喷射方式相比,雾滴喷射与排气流动方向的夹角减小使得喷射时撞壁液化的雾滴变少,所以采用逆流喷射时第一级喷雾降温装置内的积水变少,改善了第一级喷雾装置内的雾滴液化情况。但由于结构限制,采用逆流喷射方式第一级喷雾降温装置区域减少的液化雾滴的一部分在随排气流动的过程中也会撞壁液化,所以第一级喷雾降温装置后的管路中的积水变多。以上因素综合作用的结果是采用逆流喷射方式的喷雾降温效果只是略优于横

流喷射方式。

2.4 两级喷雾流量分布比例对喷雾降温的影响

选取 0.29 mm 孔径的喷嘴,在两级喷雾装置喷嘴个数总量为 10 个的前提下,分别改变两级喷雾装置的喷嘴分布个数比例,在逆流喷射方式进行喷雾降温试验。表 2 为试验方案,得出系统排气出口温度随第二级喷雾装置的喷雾流量比例变化关系如图 7 所示。

表 2 喷雾降温试验方案表

试验方案	第一级喷嘴个数	第二级喷嘴个数
1	10	0
2	9	1
3	8	2
4	7	3
5	6	4

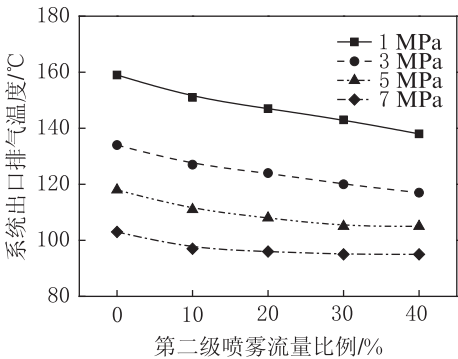


图 7 不同喷雾压力下系统出口排气温度随第二级喷雾流量比例的变化

由图 7 中可知在相同的喷雾流量下,系统出口排气温度随第二级喷雾流量比例的增加而减小,这种变化趋势随第二级喷雾流量比例的增加而变缓。

雾滴之间发生碰撞、聚合作用后会因失去动能下落而附到管壁上,且雾滴之间碰撞的几率和次数随喷射雾滴数量的增加而增大;雾滴在随排气流动的过程中也会碰撞到温度较低的壁面而液化,液化量随雾滴运动距离的增加而增大,且第一级喷雾降温内的雾滴随排气运动距离更长。综合以上两因素分析,在相同的喷雾流量下增加第二级喷雾装置的喷雾流量比例,减少了第一级喷雾装置喷射雾滴的附壁液化量,增加了雾滴的蒸发降温效果,所以系统出口温度随着第二级喷雾流量比例的增加而减小。

第二级喷雾的雾滴随排气运动的距离较短,雾滴逃逸量随着第二级喷雾比例增加而增加。随着第二级喷雾比例的增大,雾滴逃逸量增加对降低喷雾蒸发率的作用会逐渐抵消雾滴附壁量减小增加喷雾

蒸发率的影响,因此系统出口温度随着第二级喷雾比例增加而减小的趋势逐渐变缓。

2.5 喷雾降温对高温排气在系统中压降的影响

分别选取 10 个 0.22 mm 孔径、0.29 mm 孔径、0.35 mm 孔径的喷嘴在喷雾压力从 0 MPa(无喷雾)增大到 7 MPa 时进行喷雾试验,得出高温排气在系统中的相对压降如图 8 所示。由图 8 可以看出:喷雾前系统的初始压降为 1.70 kPa;喷雾压力逐渐增加到 7 MPa 的过程中,采用 0.22 mm、0.29 mm、0.35 mm 孔径喷嘴时排气压降分别逐渐降低至 1.35 kPa、1.16 kPa、1.06 kPa;与喷雾前系统初始压降相比,计算得出开启 10 个喷嘴在 7 MPa 的喷雾压力下三种孔径喷嘴的系统进、出口排气压力降幅分别为 20.6%,31.8%和 37.6%。由以上可知,在排气管内喷雾后,高温排气在系统内的压降会减小,且压降会随着喷雾流量的增加而减小。这是因为高温排气在系统内产生的阻力损失主要包括沿程阻力损失和局部阻力损失两部分,这两部分都与排气的流速有关。高温排气的温度随着喷雾量的增加而减小,导致排气流速降低,沿程阻力损失和局部阻力损失同时减小,所以高温排气在系统内的压降会随着喷雾流量的增大而减小。

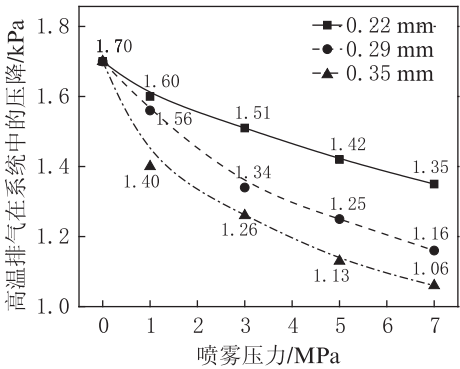


图 8 不同孔径喷嘴的系统压降随喷雾压力的变化

2.6 加入换热管对高温排气喷雾降温系统的影响

在第一级喷雾降温区域前后排气管内加入换热管,并在管中通入冷却循环水后得到发动机及喷雾降温系统的相关参数如表 3 所示。高温排气在喷雾降温系统中的压降从 1.7 kPa 升高到 6.8 kPa,发动机的油耗率由原来的 202.77 g/(kW·h)升高到 206.17 g/(kW·h)。这是因为加入换热管增加了排气系统的阻力,导致发动机泵气损失增加,所以增加了 1.7%的油耗率。而喷雾前系统出口的排气温度由原来的 215 ℃降低为 170 ℃,这是因为在加入换热管前只有冷却水套对排气进行降温,加入换热管后换热管内部冷却循环水与高温排气的对流换热

作用也可以降低一部分排气温度,所以系统出口排气温度会更低。

表 3 加入换热管后发动机和喷雾降温系统相关参数

项目	参数	
试验方案	无换热管	有换热管
系统压降/kPa	1.7	6.8
油耗率/(g·(kW·h) ⁻¹)	202.77	206.12
系统入口温度/℃	365	365
系统出口温度/℃	215	170
冷却水套温降/℃	150	150
换热管温降/℃	—	45
循环水温降/℃	150	195

高温排气在系统中降温主要依靠喷雾降温和循环冷却水降温。用于喷雾降温的雾滴随着排气进入到大气中,很难进行回收和循环利用,且车上用于供给喷雾的水箱体积是有限的,而用于循环冷却水降温的水可以循环利用。可循环利用的冷却水降温在加入换热管前只有冷却水套降温方式,加入换热管后增加了换热管冷却方式,可循环利用的冷却水降温幅度增加。

换热管会造成喷雾降温系统的排气阻力增加和发动机燃油消耗率升高,但可以增加循环冷却水对高温排气的降温,降低喷雾前的系统出口温度,从而减少喷雾降温的用水量。

2.7 试验工况点喷雾降温系统试验结果

由以上分析可知:在相同的喷雾压力下采用较小孔径的喷嘴所产生的雾滴粒径较小,雾滴蒸发率越高;但相同喷嘴个数下,孔径越小所对应的喷雾流量越小,会限制排气在喷雾降温系统中的最大温降,所以最终选取了 0.29 mm 的喷嘴。在相同的喷嘴孔径下,喷雾压力越大对应的雾滴粒径越小,在高温排气中水蒸气未饱和的情况下对应的雾滴的蒸发率会越高,所以最终选取了 7 MPa 的设备所能提供的最大喷雾压力。

为了满足防爆法规中排气温度值不超过 70 ℃的要求和尽可能地减少喷雾用水量,在 1 500 r/min、700 N·m 工况点采用带有换热管结构且喷嘴孔径为 0.29 mm 的喷雾降温系统在 7 MPa 的喷雾压力下进行试验,试验点的数据如表 4 所示。喷嘴数量从 1 逐渐增加,在开启 7 个 0.29 mm 孔径的喷嘴下排气的温度降低到 67 ℃,满足了防爆法规中对于排气温度的要求。说明利用水套冷却、换热管和喷雾冷却的复合冷却方式,可以把排气出口的温度值降到防爆法规的要求温度值 70 ℃以下,满足防爆要求。

表 4 采用喷雾降温系统试验结果

项目	参数
转速/(r·min ⁻¹)	1 500
转矩/(N·m)	700
油耗率/(g·(kW·h) ⁻¹)	206.12
进气流量/(kg·h ⁻¹)	655
降温方式	水套冷却+换热管冷却+喷雾冷却
系统入口排气温度/℃	365
系统出口排气温度/℃	67
高温排气在系统中温降/℃	298
换热管温降/℃	150
水套冷却温降/℃	45
喷雾降温/℃	103

3 结论

(1)防爆柴油机排气喷雾降温系统可显著降低排气温度,系统出口排气温度随喷雾流量增加而降低,且降低幅度随着喷雾流量增加而减小。系统存在一个饱和喷雾流量值,在喷雾流量低于饱和喷雾流量值时,增加喷雾量有助于迅速降低排气温度。

(2)雾滴粒径越小越有利于雾滴在高温排气中蒸发。在相同的喷雾流量下采用较小孔径的喷嘴更有利于排气中喷雾降温,减少喷雾用水量;但同样喷雾压力下,小孔径喷嘴限制了喷雾最大流量,从而限制了排气所能降低的温度。

(3)逆流喷射方式与横流喷射方式相比,改善了喷雾时的雾滴附壁液化情况,有助于提高雾滴蒸发率;在相同喷雾流量下采用两级喷雾方式,系统出口排气温度随第二级喷雾流量比例增加而减小,这种变化趋势随第二级喷雾流量比例增加而变缓,说明采用逆流喷射方式和适当增加第二级喷雾流量比例有助于喷雾降温效果。

(4)在喷雾降温系统中增加换热管,会造成系统排气阻力增加,但增加了循环冷却水对高温排气的降温,减少了喷雾降温的用水量。在 1 500 r/min、700 N·m 工况点采用带有换热管的喷雾降温系统进行试验,开启 7 个 0.29 mm 孔径喷嘴在 7 MPa 喷雾压力下(喷雾流量为 86 L/h),系统出口排气温度为 67 ℃,满足防爆要求。

参考文献:

[1] 李丹曦.防爆无轨胶轮车在现代煤矿的应用[J].山东煤炭科技, 2017(11):100-101.
LI D X. The application of explosion-proof non-rail rubber wheel in modern coal mine [J]. Shandong Coal Science & Technology, 2017(11):100-101.

[2] 彭帅,赵忠志,佟钢.浅谈防爆柴油机无轨胶轮运料车在国内的发展[J].科技与企业,2015(3):243.

[3] 惠磊磊,杨波.无轨胶轮车在现代化煤矿辅助运输中的应用[J].资源节约与环保,2013(5):114.

[4] 于海安,张树立,姜晓宝.固井设备发动机防爆系统研究[J].石油机械,2005,33(3):36-37.
YU H A, ZHANG S L, JIANG X B. Investigation in explosion proof system for engines on cementing unit [J]. China Petroleum Machinery, 2005,33(3):36-37.

[5] 王烁.防爆柴油机在煤矿井下的应用[J].河北煤炭,2012(1):47-48.
WANG S. Application of the explosion proof diesel engine in the underground mine[J]. Hebei Coal, 2012(1):47-48.

[6] WANG X. The harm and discussion on control technology of flameproof diesel engine exhaust emissions [J]. Applied Mechanics & Materials, 2017,865:224-229.

[7] 高吉,王铁,张瑞亮,等.阻火器型式对防爆柴油机性能影响的对比分析[J].内燃机工程,2018,39(3):66-71.
GAO J, WANG T, ZHANG R L, et al. Comparative study on effect of type of flame arrester on explosion-proof diesel engine performance [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2018,39(3):66-71.

[8] 中华人民共和国国家发展和改革委员会.矿用防爆柴油机通用技术条件:MT990—2006[S].北京:煤炭工业出版社,2006.

[9] MATSUMOTO H, ICHIHARA Y, NAGASAKI N. Development of the flameproof diesel vehicle applied new exhaust gas dry type treatment system[J]. Journal of Mmij, 2002,118(2):129-135.

[10] LONG R S, LIAN Z S, SUN S N, et al. Flow field simulation in water washing tank of explosion-proof diesel[J]. Advanced Materials Research, 2014,989:3456-3459.

[11] 李强强.防爆柴油机废气处理箱的优化设计[D].太原:太原理工大学,2017.

[12] 杨世文,邹润,苏铁熊,等.井下防爆柴油机废气处理箱的结构研究[J].煤矿安全,2017,48(4):95-98.
YANG S W, ZOU R, SU T X, et al. Structure study on waste gas treatment tank of underground explosion-proof diesel engine[J]. Safety in Coal Mines, 2017,48(4):95-98.

[13] 孙丹丹,王铁,张瑞亮,等.加装防爆组件对防爆柴油机性能的影响[J].科学技术与工程,2016,16(20):175-179.
SUN D D, WANG T, ZHANG R L, et al. Effect of the explosion-proof components on flameproof diesel engine performance[J]. Science Technology & Engineering, 2016,16(20):175-179.

[14] MATTHEW S, JOHN H, LIENHARD V. Evaporative cooling of continuously drawn glass fibers by water sprays[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000,43(5):689-703.

[15] HIDEKI Y. Study of cooling system with water mist sprayers: fundamental examination of particle size distribution and cooling effects[J]. Building Simulation, 2008,1(3):214-222.

[16] SIMAKOV N N. Numerical simulation of the two-phase flow produced by spraying a liquid by a nozzle [J]. Technical Physics, 2017,62(7):1006-1012.

[17] BEJI T, EBRAHIMZADEH S, MARAGKOS G, et al. Numerical modelling of the interaction between water sprays and hot air jets—part II: two-phase flow simulations[J]. Fire Safety Journal, 2018,96:143-152.

中国内燃机学会理事简介

李国祥,1965年7月生,山东蓬莱人。山东大学能源与动力工程学院教授、博士生导师,山东大学能源与动力工程学院内燃机研究所所长。中国内燃机学会常务理事、基础件分会主任委员,山东省内燃机学会副理事长兼秘书长。

主要从事内燃机排放控制与可靠性提升技术、混合动力新能源汽车技术方面的研究。率领团队共承担国家863项目子项8项,国家科技支撑计划项目课题2项,“十三五”以来参与国家重点研发计划项目5项,承担国家自然科学基金项目1项。并与企业开展了密切的技术合作,科研成果创造了显著的经济和社会效益,荣获国家科技进步一等奖1项(第五位),中国机械工业科技进步特等奖1项,山东省科技进步一等奖1项。发表SCI和EI收录论文八十余篇,授权国家发明专利12项。