

文章编号:1007-6735(2011)04-0397-04

内燃机车冷却系统技术改造与研究

马 龙, 余 敏, 刘 亚
(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 针对现有内燃机车冷却系统在特殊工况下散热能力不足的问题,在不改变原有冷却系统的基础上增加附加换热器,经计算分析得出满足换热能力和空间尺寸条件的最优参数.并针对主换热器的不同出水水温,分析了要保证内燃机进口水温相对稳定需进入附加换热器的水流量及该水温与水流量的关系曲线.新系统在具有线性特性的温控阀控制下,可实现根据附加换热器进水温度对其进水流量的自动调节,确保内燃机车的安全平稳运行.

关键词: 内燃机车; 冷却系统; 附加换热器; 进水温度; 水流量控制

中图分类号: TK 401 **文献标志码:** A

Technology for diesel locomotives cooling system

MA Long, YU Min, LIU Ya
(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Based on the original cooling system, an additional heat exchanger was added to solve the problem that the diesel locomotives cooling system cannot spread out enough heat amount under special conditions. By calculation and analysis, the optimal parameters of the additional heat exchanger satisfying the requirement of heat transfer ability and spatial sizes were provided. To ensure the stability of water inlet temperature of combustion engine, the needed water inlet flow of the additional heat exchanger was analyzed to match the water outlet temperature of the main heat exchanger. The new system can automatically control water flow according to the water inlet temperature of additional heat exchanger by using a thermostatic valve with linear characteristics to ensure diesel locomotive running safely and smoothly.

Key words: diesel locomotive; cooling system; additional heat exchanger; water inlet temperature; water flow control

冷却系统是内燃机车的重要组成部分,其作用是维持最佳工作温度.但当内燃机车处于温度较高的环境,如进入隧道及开始爬坡等特殊工况下时,现有内燃机车冷却系统经常散热不足,特别是在夏季

收稿日期: 2011-01-12
基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目(50636050);上海市重点学科建设资助项目(J50501)
作者简介: 马 龙(1985-),男,硕士研究生.研究方向:强化传热和高效换热器、热力系统优化. E-mail:mrma123456@126.com
余 敏(联系人),女,教授.研究方向:强化传热与节能技术、热力系统及设备优化. E-mail:usstyuminm@yahoo.com.cn

比较炎热的城市,最高温度甚至超过约 90°C 的警戒温度,严重影响了内燃机车运行的可靠性^[1-3].随着机车向高速、大功率方向的发展,提出新的冷却方式显得非常重要.根据内燃机车冷却系统的具体条件,在保证机车原冷却系统不变的情况下对其进行改造,研究一个新型方案,解决目前内燃机车出现的问题,以保证使用的安全性和可靠性.

1 方案设计

为满足特殊工况需求,在原内燃机车通过水冷却系统带走热量约 600 kW 的基础上,增加 25%~30% 的散热量,即约 180 kW,以确保内燃机出口水温不超出警戒温度.实践证明,内燃机工作水温在 $80\sim 90^{\circ}\text{C}$ 时内燃机技术性能将维持在最佳状态,且主换热器只可为系统降温 10°C ,故设定内燃机进口设计水温为 80°C .然而内燃机运行温度也不可过低,低于 40°C 时需采用预热装置对机油、燃油进行预热^[4],因此,当内燃机出水温度低于 80°C 时即不使用附加换热器.改造后的冷却系统增加了附加散热器,同时采用自动调节系统^[5]根据主换热器出水温度调节进入附加换热器的水流量,以有效地降低进入内燃机的循环水温.图 1 为改造后的内燃机车冷却系统.

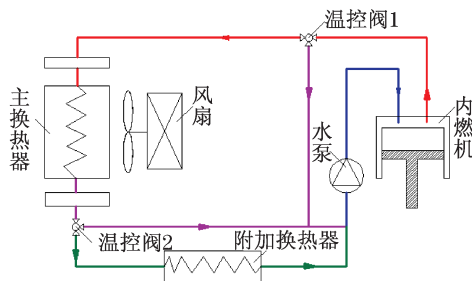


图 1 改造后的内燃机车冷却系统

Fig.1 Reformed diesel locomotive cooling system

该冷却系统流程为:从内燃机出来的高温水进入温控阀 1,当水温低于 70°C 时,温控阀 1 的副阀门打开,此时循环水全部流入水泵,再被水泵压入内燃机;当水温高于 80°C 时,温控阀 1 主阀门打开,水流过主换热器时,采用风冷冷却循环水,经一次冷却的循环水流经温控阀 2 时,由水温的高低来调节主阀门开启的大小.当主换热器出水温度低于 80°C 时,直接进入水泵;高于 80°C 时,在温控阀的控制下冷却水以一定流量流经附加换热器,通过风冷降温后再与旁通的冷却水混合,最后由水泵压至内燃机,至此完成一个新的冷却循环.

2 附加换热器设计

根据所研究的内燃机车技术运行条件,通过内燃机车主换热器的水流量 $m = 16.7 \text{ kg/s}$,经附加换热器带走的热量 $Q = 180 \text{ kW}$,附加换热器的设计进口水温 $t_1 = 82.6^{\circ}\text{C}$,内燃机进口设计水温 $t_2 = 80^{\circ}\text{C}$.机车在爬坡时车速一般为 55 km/h ,进入机车百叶窗的空气流速 v 大约为 15 m/s .附加散热器的迎风面积 $A = 0.7 \text{ m}^2$,空气的质量流量 $m_c = 10.5 \text{ kg/s}$,进口温度 $t_{c1} = 34^{\circ}\text{C}$,出口温度 $t_{c2} = 51.2^{\circ}\text{C}$.

2.1 附加换热器的选型

原内燃机车冷却系统的主体换热器为板翅式换热器,系统改造的任务是在该主体换热器的基础上进一步加强换热能力,由于内燃机车冷却系统的空间有限,所以,附加换热器的限制空间仅为 $1.4 \text{ m} \times 0.6 \text{ m} \times 1.4 \text{ m}$,考虑到换热器与管道阀门的衔接等,改造后冷却系统应更为紧凑,对换热器的体积提出了更为严格的要求.基于板翅式换热器^[6-7]高效及紧凑性等特点,选用板翅式换热器作为内燃机车冷却系统的附加换热器.

2.2 翅片的选择及设计

考虑到空间有限及需要强化传热等方面因素,采用具有高效换热能力的锯齿形翅片^[8].经过对比分析,选择较适合的几何参数,如表 1 所示.

表 1 附加换热器的参数

Tab.1 Parameters of the additional heat exchanger

几何参数	空气侧	水侧
翅片高度 H/mm	9.0	5.0
翅片厚度 δ/mm	0.4	0.4
翅片间距 S/mm	1.6	2.4
间壁厚度 δ'/mm	0.8	0.8
内距 x/mm	1.2	2.0
内高 y/mm	8.8	4.8
单元有效宽度 B/mm	300	300

2.3 确定通道数

设定空气通道数为 30 个,水通道数为 15 个,因此,按每两个空气通道间隔一个水通道.考虑到空气的传热性能比水差,应加大空气侧的传热面积.

2.4 换热计算及附加换热器尺寸确定

2.4.1 翅片效率和翅片壁面总效率^[8]

空气侧

$$\eta_1 = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\cosh(mb)} \right] =$$

$$\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\cosh(201.1 \times 0.009)} \right] = 0.849$$

$$\eta_2 = \frac{\tanh(mb)}{mb} = \frac{\tanh(201.1 \times 0.009)}{201.1 \times 0.009} = 0.791$$

$$\eta_0 = \frac{F_1 \eta_1 + F_2 \eta_2}{F} = \frac{x}{x+y} \eta_1 + \frac{y}{x+y} \eta_2 = 0.797$$

$$m = \sqrt{2\alpha/(\lambda_f \delta)}$$

同理,水侧

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_2}{F} (1 - \eta_f) = 1 - \frac{y}{x+y} (1 - \eta_f) =$$

$$1 - \frac{4.8}{2+4.8} (1 - 0.978) = 0.977$$

$$m = \sqrt{2\alpha/\lambda_f \delta}$$

式中, η_1 、 η_2 为一、二次传热面效率; η_0 为翅片壁面总效率; F_1 、 F_2 为一、二次传热面积, m^2 ; η_f 为水侧翅片效率; α 为翅片表面与流体间的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; λ_f 为翅片的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; b 为翅片定型尺寸, m .

2.4.2 传热系数

以空气侧传热面积为准, 传热系数

$$K_c = 1/[F_c/(\alpha_h \eta_{0h} F_h) + 1/(\alpha_c \eta_{0c})] =$$

$$1/[3.75/(419.7 \times 0.984 \times 1.7) +$$

$$1/(234.5 \times 0.798)] = 93.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

以水侧传热面积为准, 传热系数

$$K_h = 1/[F_h/(\alpha_c \eta_{0c} F_c) + 1/(\alpha_h \eta_{0h})] =$$

$$413.1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

式中, F_c 、 F_h 为空气和水通道的总传热面积, m^2 ; α_c 、 α_h 为空气和水与壁面间换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; η_{0c} 、 η_{0h} 为空气和水通道翅片壁面总效率.

2.4.3 传热面积及通道长度

对数平均温差

$$\Delta t_m = (\Delta t_1 - \Delta t_2)/\ln(\Delta t_1/\Delta t_2) = 38.4^\circ\text{C}$$

空气侧传热面积

$$F_c = \frac{Q}{K_c \Delta t_m} = 50.1 \text{ m}^2$$

通道长度

$$l'_c = \frac{F_c}{30 F_i} = 0.446 \text{ m}$$

水侧传热面积

$$F_h = \frac{Q}{K_h \Delta t_m} = 11.4 \text{ m}^2$$

通道长度

$$l'_h = \frac{F_h}{15 F_j} = 0.446 \text{ m}$$

式中, Δt_1 、 Δt_2 为空气和水的入口及出口段温差, $^\circ\text{C}$; F_i 、 F_j 为空气和水每层通道的传热面积, m^2 .

取板束的理论长度 $l' = 0.446 \text{ m}$, 考虑 30% 安全裕量, 板束的有效长度 $0.446 \times 1.3 = 0.580 \text{ m}$.

故附加换热器尺寸为 $0.580 \text{ m} \times 0.300 \text{ m} \times 0.392 \text{ m}$.

3 进水温度与流量的调控

内燃机工作需要较稳定的进口水温, 进口水温太低, 不但容易造成内燃机熄火 (低于 40°C), 而且会导致机油黏度增加, 使得汽缸润滑性差, 加速机械零件的磨损^[9]. 对于气水换热器, 热阻主要在空气侧, 水流量的变化对总传热系数影响不大. 因此, 在综合考虑各种因素之后, 设定通过冷却系统冷却后的内燃机进口水温为 80°C , 且在温度较低时, 冷却水不经过附加换热器, 直接经过旁通管道进入内燃机, 因此, 需对附加换热器进水流量进行调节. 工作时, 需视内燃机附加换热器进水温度 (即主换热器出水温度) 确定经过附加换热器的水流量. 附加换热器换热过程如图 2 所示.

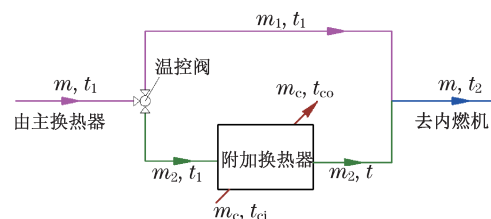


图2 附加换热器换热过程

Fig.2 Heat transfer process of the additional heat exchanger

热平衡方程^[10]

$$m_2 c_p (t_2 - t) = m_1 c_p (t_1 - t_2)$$

$$m_2 c_p (t_1 - t) = m_c c'_p (t_{ci} - t_{co})$$

$$m_2 c_p (t_1 - t) = kA \Delta t_m$$

式中, m_1 、 m_2 为经过和未经过附加换热器的水流量; m_c 为经过附加换热器的空气流量; c_p 、 c'_p 为水与空气的比定压热容; t 为附加换热器出水水温; k 为附加换热器传热系数.

经分析计算, 给出了在主换热器出水温度 (即附加换热器进水温度) 仍较高的情况下, 为使冷却水在进入内燃机之前至少降温至 80°C , 运行过程中附加换热器进水水温与应进入该换热器的水流量之间的调控曲线, 如图 3 所示. 由图 4 所示的附加换热器进水温度与内燃机进口水温的关系可知, 在附加换热

器进水温度与流量线性变化的情况下,当附加换热器进水温度等于或大于 82.6°C 时,冷却水全部经过附加换热器,换热量达到最大换热负荷,此时可使冷却水有 2.6°C 的降温效果,很大程度上降低了特殊工况下内燃机出口水温达到 90°C 警戒温度的几率。

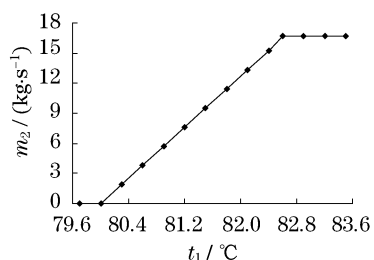


图3 附加换热器进水温度 t_1 与流量 m_2 的关系

Fig.3 Relationship between t_1 and m_2

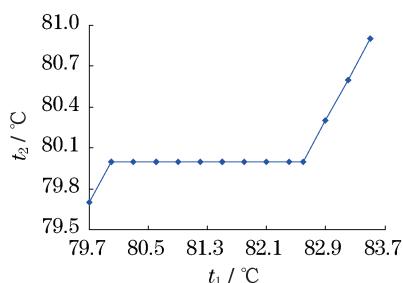


图4 附加换热器进水温度 t_1 与内燃机进口水温 t_2 的关系

Fig.4 Relationship between t_1 and t_2

该冷却系统采用电动温控阀控制水流量。调节阀^[11]的调节特性由流体特性、阀的流量特性和阀权度共同决定,常见的调节阀中有4种典型的流体特性:直线特性、对数特性、快开特性和抛物特性。调节阀的流量特性是指被调介质流过调节阀的相对流量与调节阀的相对开度之间的关系,其数学表达式为

$$\frac{R}{R_{\max}} = f \frac{L}{L_{\max}}$$

式中, R 、 $R_{\max}$ 分别为调节阀全开和某一开度时的流量; L 、 $L_{\max}$ 分别为调节阀全开和某一开度时的行程; f 为比例系数。

调节阀相对开度与相对流量的关系如图5所示。

由于附加换热器进水温度与进水流量呈线性对应关系,系统应选择具有直线特性的温控阀1。温控阀核心部件为传感器单元^[12],可感应周围温度的变化而改变自身体积,带动调节阀阀芯产生位移,实现依据主换热器出水温度(即附加换热器进水温度)对附加换热器进水流量的自动调节,以确保进入内燃机的冷却水温满足技术要求。

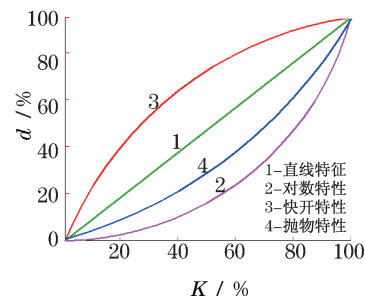


图5 调节阀相对开度 K 与相对流量 d 的对应关系

Fig.5 Relationship between K and d

4 结束语

针对现有内燃机车冷却系统在特殊工况下散热能力不足的问题,在内燃机车的有限空间内,对其冷却系统进行了改造和研究,改造后的内燃机车冷却系统有效增强了机车在特殊工况下的散热能力,确保了机车的安全运行,为现有内燃机车冷却系统的优化和改造提供了一条可行的途径,具有一定的参考价值。

参考文献:

- [1] 张宇,王利明.东风型内燃机车冷却系统故障分析及对策[J].内燃机工程,2007(3):41-42.
- [2] 吴榕.内燃机车冷却能力对机车重载的影响[J].铁道运营技术,2006,12(2):36-37.
- [3] 杨玲.机车散热器裂漏及散热效率低的原因与对策[J].机车车辆工艺,2002(4):35-36.
- [4] 董志忠.内燃机车预热和防寒系统的控制研究[D].大连:大连理工大学,2009.
- [5] 张九根,马小军,朱顺兵.建筑设备自动化系统设计[M].北京:人民邮电出版社,2003:55-67.
- [6] 王松汉.板翅式换热器[M].北京:化学工业出版社,1984:101-108.
- [7] PODOPROSVETOV A V. A new passenger diesel locomotive [J]. Passenger Road Locomotive, 1991, 9: 28-29.
- [8] 史美中.热交换器原理与设计[M].南京:东南大学出版社,2008:140-154.
- [9] BOMBEK G, HRIBERNIK A. Control of the cooling-water temperature for an combustion engine on a test stand [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2001 (47): 703-709.
- [10] 张熙民,任泽需,梅飞鸣.传热学[M].北京:中国建筑工业出版社,2007:40-47.
- [11] 李小华.自动控制系统中调节阀的设计[J].中氮肥,2002(1):43-46.
- [12] ANDERSON K O. Fluid amplifier control of a locomotive cooling system [J]. Fluidics Quarterly, 1974 (6): 9-16.