

文章编号: 1671-6612 (2020) 06-731-05

某乏风余热利用供热系统设计与测试分析

焦春玲¹ 白延斌² 霍海红³ 白亚娟⁴

(1.中国电建集团西北勘测设计研究院有限公司 西安 710065 ;

2.中煤能源研究院有限责任公司/中国科学技术大学 西安 710054;

3.陕西大唐新能电力设计股份有限公司 西安 710048;

4.陕西省煤炭科学研究所 西安 710054)

【摘要】 针对某矿井热源改造问题,介绍了矿井热源系统设计内容,给出了系统配置情况。结合系统设计对喷淋换热装置喷水系数、换热效率、喷淋换热阻力进行了分析计算,针对该系统的实际应用情况进行了现场测试分析,得知系统供热在室外环境温度-7.9℃,矿井排风温度11℃,井口送风温度11.5℃,系统较好的满足了供热目的,对指导矿井回风换热供热系统的设计及运行具有参考意义。

【关键词】 热泵;余热;设计;乏风

中图分类号 TU831.4 文献标识码 A

Design and Test Analysis of a Heating System for Ventilation Air Methane

Jiao Chunling¹ Bai Yanbin² Huo Haihong³ Bai Yajuan⁴

(1.Sccec Installation Group Co., Ltd, Xi'an, 710048; 2.China Coal Energy Research Institute Co., Ltd, Xi'an, 710054;

3.Shaanxi Datang New Energy Power Design Co., Ltd, Xi'an, 710048; 4.Shaanxi Coal Research Institute, Xi'an, 710054)

【Abstract】 This paper introduces the design and configuration of the heat source system for a mine. Combined with system design for coefficient of water jet spray heat exchange device, in thermal efficiency, spray heat resistance has carried on the analysis and calculation, for the practical application of this system has carried on the field test and analysis, the system heating in the outdoor environment temperature -7.9℃, the mine exhaust temperature of 11℃, wellhead supply air temperature is 11.5℃, system better meet the heating purpose, to guide the mine return air heat exchange has reference significance for the design and operation of the heating system.

【Keywords】 heat pump; waste heat; design; VAM

作者简介: 焦春玲 (1979-), 女, 本科, 高级工程师, E-mail: 76995356@qq.com

通讯作者: 白延斌 (1985-), 男, 在读博士研究生, 工程师, E-mail: BDL168168@163.com

收稿日期: 2020-02-13

0 引言

根据《BP世界能源统计年鉴》(2018年版)表明,2017年全球能源需求增长了2.2%,煤炭消

费量自2013年以来首次出现反弹^[1]。中国能源消费量增长了3.1%,连续第17年居能源增量之首。经历了2014年至2016年的低增长或零增长后,能

源消费所导致的碳排放量增长了 1.6%。煤炭在中国能源消费中的占比为 60.4%。可以看出煤炭资源依然在我国能源供给中占据举足轻重的地位,为了有效缓解资源开发与生态环境保护的矛盾,实现煤炭企业的清洁供热迫在眉睫。尤其是寒冷及严寒地区矿井热源大部分是低吨位小规模锅炉,已经与国家环保政策法规不符,污染物排放量不达标且属于国家及地方政府明确要求限期拆除淘汰范围之内。在锅炉面临淘汰拆除之际煤炭企业必须寻求切实可行的环保供热替代方案,为公司的持续健康发展及热用户提供有力保障。在矿井开采过程中,大部分矿井回风温度常年维持在 10℃ 以上,热害矿井常年维持在 25℃ 以上,因此合理利用该部分矿井乏风作为热源换热,设计水源热泵系统来满足矿区供热需求的项目近年来得到不断发展^[2-4]。笔者尝试从山西北部某矿井乏风余热利用系统设计及实际测试来分析该系统。

1 项目概况

该项目属于某集团公司下属矿井,矿井设计生产能力为 1.20Mt/a,地处偏远,冬季进风井井筒防冻依靠配套建设的 2x2t/h 锅炉+1x1t/h 热风炉供热。由于矿井锅炉供热高能耗、高污染问题,矿区采用乏风喷淋取热—热泵供热系统取代了原有锅炉供热系统,该供热系统主要服务于 307 盘区进风井井筒防冻,采用水源热泵技术回收矿井排风废热^[5,6]。主要研发采用了喷淋取热装置、水源热泵机组及高效末端散热设备。

2 系统设计

2.1 系统计算

依据《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》该地室外空气计算参数:冬季供暖室外计算温度: -16.3℃,冬季通风室外计算温度: -10.6℃,极端最低温度值: -27.2℃,历年极端最低温度平均值: -24.3℃,冬季平均风速: 2.8m/s。本系统中,采矿专业工艺设计矿井设计排风量 414000m³/h,矿井设计进风量 244800m³/h,其余进风量由另外一处工业场地进风井承担,不在本系统设计范围内。

根据《煤炭安全技术规程》采用历年极端最低温度平均值 -24.3℃ 计算矿井进风需热量,矿井进风井井口温度按照 2℃ 考虑,计算得进风需热量为

2540kW。

根据供热系统需热量,配置热泵机组供热能力需 $\geq 2540\text{kW}$,设计假定热泵机组能效为 4.0,计算得知热泵机组取热量为 1905kW。

因此设计系统取热器必须保证取热量 $\geq 1905\text{kW}$ 。根据工艺配置该系统矿井排风量为 414000m³/h,计算得知喷淋取热器前后空气焓差设计值为 16.5kJ/kg。其余附属配件设计计算不再赘述。

2.2 系统配置

系统中水源热泵机组采用 5 台 HE600 机组,涡旋式水源热泵机组,名义制热量 584.8kW,额定供回水温度 50/40℃,名义输入功率 121.47kW,制冷剂 R22,制冷剂充注量 120kg。

喷淋取热装置 2 套,一用一备,额定进风量 115m³/s,额定吸热量 1905kW。

5 台 50000m³/s 井口加热器,单台额定供热量 756kW,电机功率 15kW。

4 台供热循环水泵,4 台取热循环水泵,2 台加压补水泵,1 台污水潜污泵,1 台全自动过滤器,1 台全能水处理器,1 套软水装置配置 10 台控制柜,1 台变压器。系统原理示意图如图 1 所示,机房布置图实物图如图 2 所示。

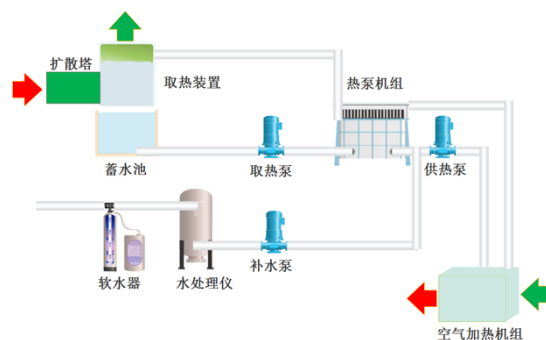


图 1 供热系统原理图

Fig.1 The principle diagram of the heating system



图 2 机房实物图

Fig.2 Physical picture of machine room

3 测试分析

3.1 喷淋取热装置测试

(1) 喷淋换热—喷水系数^[8,9]

$$\mu = \frac{W}{G}$$

式中, μ 为喷水系数, kg 水/kg 空气 ; W 为喷水量, kg/h ; G 为处理空气量, kg/h 。

喷水量根据测试记录数据流量为 $382.5\text{m}^3/\text{h}$ 。

处理空气量, 根据实测风速数据平均挡水板后侧空气流速为 2.58m/s , 测试喷淋换热设备面积为 45m^2 , 换算后处理乏风空气量为 $116.1\text{m}^3/\text{s}$ ($6966\text{m}^3/\text{min}$)。

计算喷水系数 (水气比):

$$\mu = \frac{W}{G} = \frac{382.5}{116.1 \times 3.6 \times 1.1} = 0.83$$

(2) 喷淋换热—热交换效率系数

$$\eta_1 = 1 - \frac{t_{s2} - t_{w2}}{t_{s1} - t_{w1}}$$

式中, η_1 为热交换效率; t_{s1} 、 t_{s2} 为处理前后空气湿球温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{w1} 、 t_{w2} 为喷水初温与终温, $^{\circ}\text{C}$ 。

$$\eta_1 = 1 - \frac{t_{s2} - t_{w2}}{t_{s1} - t_{w1}} = 1 - \frac{5.8 - 4.2}{10.2 - 1.6} = 81.4\%$$

(3) 喷淋换热—热接触系数

$$\eta_2 = 1 - \frac{t_2 - t_{s2}}{t_1 - t_{s1}}$$

式中, t_1 、 t_2 为处理前后空气干球温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

$$\eta_2 = 1 - \frac{t_2 - t_{s2}}{t_1 - t_{s1}} = 1 - \frac{6.1 - 5.8}{11.0 - 10.2} = 62.5\%$$

(4) 喷淋换热—空气质量流量

$$v = \frac{G}{3600S}$$

式中, v 为喷淋换热空气质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; S 为喷淋换热面积, m^2 。

$$v = \frac{G}{3600S} = \frac{116.1 \times 1.1}{45} = 2.84$$

(5) 喷淋换热—空气放热量

计算乏风空气放热量为:

$$Q_1 = G \times (h_2 - h_1) = 116.1 \times 1.1 \times (32.5 - 22.4) = 1289.87\text{kW}$$

(6) 喷淋换热—水吸收热量

计算水吸收热量为:

$$Q_2 = W \times (t_2 - t_1) = 382.5 \times 1.163 \times (4.2 - 1.6) = 1156.60\text{kW}$$

(7) 喷淋换热—热量有效利用率

$$\eta_3 = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{1156.60}{1289.87} = 89.7\%$$

(8) 喷淋换热—阻力计算^[10]

① 水苗阻力

$$H_w = 1180b\mu P$$

式中, μ 为喷水系数; P 为喷嘴前水压, MPa ;

b 为喷水运动和空气运动方向所决定的系数。

② 喷嘴管排阻力

$$H_p = 0.1Zv^2 \frac{\rho}{2}$$

式中, Z 为管排数; v 为喷水室断面风速, m/s 。

③ 挡水板阻力

$$H_d = \sum \zeta (v_d)^2 \frac{\rho}{2}$$

式中, $\sum \zeta$ 为挡水板阻力系数。

④ 计算结果

$$H = 1180b\mu P + 0.1Zv^2 \frac{\rho}{2} + \sum \zeta (v_d)^2 \frac{\rho}{2} = 1180 \times 0.075 \times 0.83 \times 0.1 + 1.2 \times 2.58^2 \times 1.2/2 + 10 \times 1.2 \times 2.58^2 \times 1.2/2 = 60.06\text{Pa}$$

现场根据压差记录仪器记录压差数据记录喷水换热段前后压差值为: $68 - 10 = 58\text{Pa}$, 系统压差测试为相对大气压差值因此采用两侧压差值计算校核, 设计阻力在要求范围内。



图3 余热回收装置实物图

Fig.3 Physical picture of waste heat recovery device



图4 阻力测试现场图

Fig.4 Resistance test field diagram

(9) 喷淋换热—噪音测试

根据现场噪音仪记录在喷淋换热周边 5m 范围内噪音数值为：65dB

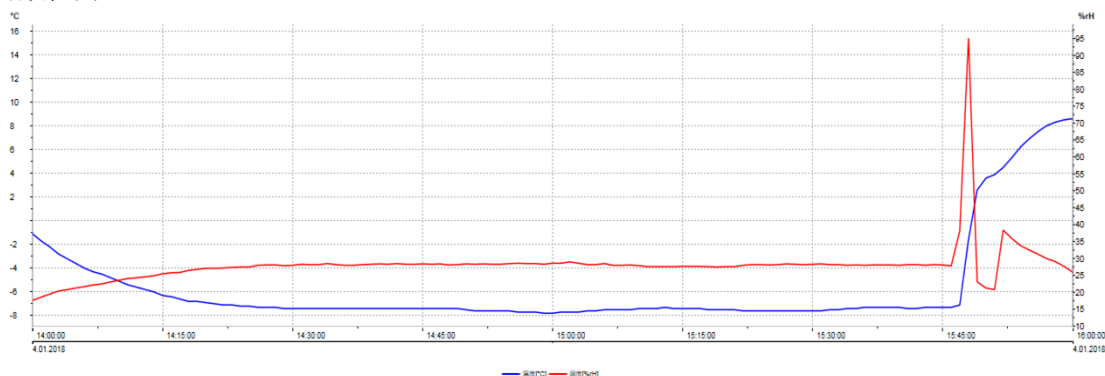


图5 室外参数记录数据图

Fig.5 Data graph of outdoor parameter record

空气加热机组送风温度采用图 6 所示 testo-605i 记录仪及结合 APP 数据记录，记录数据图见图 7。APP 显示数据记录为实时显示界面，图 7 为观测数据趋于稳定后截取界面，从数据记录中可以得知空气加热机组送风温度为 27.9℃，相对湿度为 3.7%。

图 8 为井口房进风温湿度记录数据，通过数据整理汇总后，井口房测试数据整理后如表 1 所示。



图6 testo-605i 记录仪

Fig.6 Testo-605i recorder

3.2 空气加热机组及井口房温湿度测试

图 5 为现场布置 testo174H 温湿度记录仪器记录的室外温湿度参数记录数据，图中蓝色曲线为温度记录曲线，红色曲线为相对湿度记录曲线。图中可以看出在时间段 14:00~14:20 及 15:45 之后曲线出现较大波动，分析其原因为 14:00~14:20 仪器开始启动记录受到仪器所处环境温度的影响，在 14:20 之后温湿度记录仪开始正常工作记录，15:45 之后测试人员将仪器收回开始观测，因此取 14:20~15:45 之间数据为测试分析数据，其余数据作为错误数据剔除。图中数据记录为 1 分钟一次，对图中数据进行分析整理取平均值得知，室外空气温度为 -7.4℃，相对湿度为 27.6%。

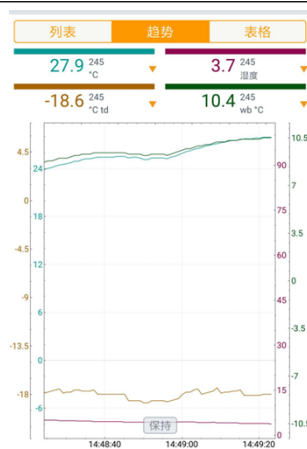


图7 APP端数据记录图

Fig.7 APP data record graph

表1 井口进风参数表

Table 1 Wellhead inlet parameters table

名称	干球 温度	相对 湿度	湿球 温度	露点 温度	含湿 量	焓值
单位	°C	%	°C	°C	g/kg	kJ/kg
数值	11.5	7.2	1.4	-20.5	0.7	13.3
备注	实测	实测	计算	计算	计算	计算

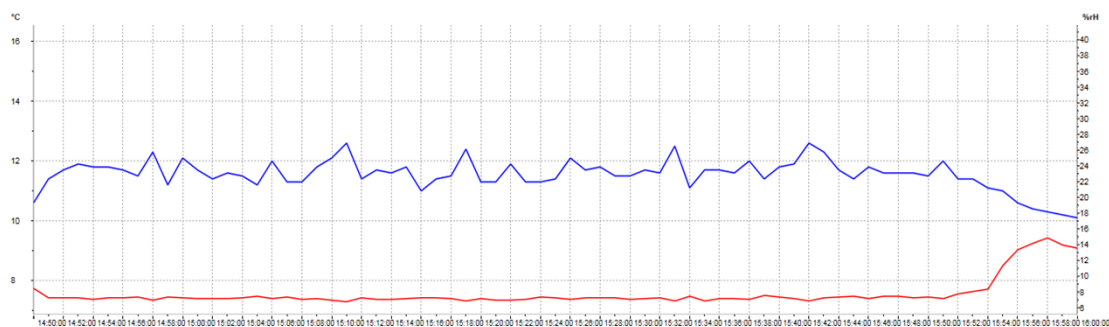


图8 井口房进风参数记录数据图

Fig.8 Data chart of inlet wind parameters in wellhead room

空气加热机组额定风量 $50000\text{m}^3/\text{h}$, 电机功率 15kW , 额定供热量 756kW 。井口房根据实际测试得知, 室外空气温度值为 -7.4°C , 空气加热机组出风温度值为 27.8°C , 室外空气与空气加热机组热风混合后进入送风井口温度值为 11.5°C 。实际测试得知每台空气加热机组实际出风量为 $45360\text{m}^3/\text{h}$, 校核计算后每台空气加热机组供热量为 487.8kW , 总计供热量 1463.4kW 。系统输送热量为 1473.7kW , 空气加热机组计算为 1463.4kW 。空气加热机组没有达到额定供热量主要原因是测试当天并非设计极限工况下对应室外空气进风参数, 热源供回水温度亦没有在额定工况运行。综合评估空气加热机组性能良好, 系统运行达到了设计目的, 确保了井口房在室外低温环境下出现结冰等不良影响, 井口房温度维持在设计温度以上, 满足了现场需求。

4 结论

通过测试分析可知, 该矿井回风量为 $6966\text{m}^3/\text{min}$, 矿井进风量为 $4000\text{m}^3/\text{min}$ 。系统设计 5 台 584.8kW 水源热泵机组, 5 台 $45360\text{m}^3/\text{h}$ 空气加热机组满足了现场实际用热需求。

喷淋换热系统在水气比 0.83 , 空气质量流速 $2.84\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 时达到以下性能: 第一效率: 热交换效率为 81.4% ; 第二效率: 热接触系数为 62.5% ; 热量有效利用率: 89.7% ; 喷淋换热 (乏风取热器) 系统阻力: 58Pa ; 喷淋换热设备噪音值: 65dB ; 水源热泵机组 COP: 4.6 。

参考文献:

- [1] <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/energy-outlook.html>
- [2] 王景刚, 张鑫. 矿井余热水源热泵技术的应用[J]. 能源与节能, 2012, 78(3): 46-47.
- [3] 白延斌, 焦春玲, 霍海红. 新形势下煤矿暖通设计的探讨[J]. 制冷与空调, 2017, 31(3): 281-285.
- [4] 杜春涛, 朱元忠, 孟国营, 等. 矿井回风喷淋换热器换热效率数学模型研究[J]. 煤炭工程, 2015, 47(10): 104-107.
- [5] 孙伟. 四台矿矿地质环境评价研究[D]. 河北: 河北工程大学, 2016.
- [6] 杜春涛, 张进治, 王若宾. 矿井回风换热器换热性能影响因素的仿真及实验研究[J]. 煤炭学报, 2014, 39(5): 897-902.

-
- [7] GB 50019-2015, 工业建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国计划出版社,2015.
- [8] 黄翔,李刚,颜苏芊.流体动力式空调喷水室理论及靶式撞击流喷嘴的实验研究[J].暖通空调,2004,34(12):55-58.
- [9] 马红利,刘智勇.空调喷淋室热湿交换过程实验研究[J].沈阳工程学院学报自然科学版,2007,3(3):232-233.
- [10] 魏学孟,张维功,焦磊.喷水室热工计算的研究[J].哈尔滨建筑大学学报,1996,29(2):73-78.