

建井期间矿井降温系统能耗分析与优化

岳丰田^{1,2} 刘存玉³ 魏京胜² 高 涛² 吴学慧²

(1. 深部岩土力学与地下工程国家重点实验室 江苏 徐州 221116; 2. 中国矿业大学 力学与建筑工程学院 江苏 徐州 221116;
3. 冀中能源峰峰集团有限公司 河北 邯郸 056107)

摘要: 针对山东郓城某煤矿建井期间降温系统消耗大, 冷量损失大等问题, 提出了改善冷空气输送风筒保温结构、优化空调器结构、改进空调的喷淋方式等措施, 改进后的空调器综合冷量损失降至原来的1.1%, 空调供回水温差提高了10℃左右, 水流量降低到原来的1/4, 水泵输入功率可降低到原来的41.7%, 同时制冷机组的理论性能系数提高了15%左右, 实现降温系统的高效节能运行。

关键词: 新建矿井; 矿井降温; 冷量损失; 隔汽防潮; 大焓差

中图分类号: TD727 文献标志码: A 文章编号: 0253-2336(2014)04-0057-04

Energy Consumption Analysis and Optimization of Mine Cooling System During Mine Construction

YUE Feng-tian^{1,2} LIU Cun-yu³, WEI Jing-sheng², GAO Tao², WU Xue-hui²

(1. National Key Lab of Deep Geomechanics and Underground Engineering Xuzhou 221116 China; 2. School of Mechanics and Civil Engineering, China University of Mining and Technology Xuzhou 221116 China; 3. Jizhong Energy Fengfeng Group Corporation Limited Handan 056201 China)

Abstract: According to the problem of high energy consumption and high refrigeration value lost existed in the cooling system during the mine construction period of new mine in Shandong Yuncheng, the paper provided measures to improve the insulation structure of cooling air transportation tube, to optimize the structure of air conditioner, to improve the spraying mode of air conditioner and others. After the improvement, the comprehensive refrigeration value lost of the air conditioner was reduced to the previous 1.1%, the supply and return water temperature difference of air conditioner was increased about 10℃, the water flow was reduced to 1/4 of the previous water flow and the input power of water pump could be reduced to 41.7% of the previous power. Meanwhile, the theoretical performance coefficient of the refrigeration unit could be increased about 15% and the high efficient and energy saving operation of the cooling system could be realized.

Key words: new construction mine; mine cooling; refrigeration value lost; vapor and moisture - proof; large enthalpy difference

0 引言

由于煤矿建井期间存在巷道新揭露围岩的原始岩温与渗水温度较高^[1-2]、散热机电设备布置较集中、通风系统尚未形成、气流组织不畅等问题, 致使井下工作面热环境较恶劣^[3]。因此, 在建井期间应采取制冷降温措施控制工作面热环境, 以提高工作环境舒适性、降低事故率^[4-5]。但由于新建矿井工作面具有降温冷负荷大、通风系统不完善、输冷与散热困难、井下空间狭小以及巷道开拓工作面不断延伸等特点^[6], 给降温措施的实施带来了巨大困难。

新建煤矿建井期间采取井上制冷、利用通风系统输送冷空气至工作面的降温方式是可行方案^[7]。该降温系统的制冷及空气处理与输送设备布置于井上, 具有设备布置不受井下狭小空间限制、制冷冷凝热排放容易、井下风筒可根据工作面开拓情况不断调整、适应性较强等特点。山东郓城某煤矿在建井期间的井下工作面降温采用了该措施, 但降温系统在运行中存在冷量损失大、能耗高等问题。基于此, 笔者首先对该矿的制冷降温系统运行监测, 对实测数据进行分析, 根据分析结果提出了系统优化措施, 并对优化后节能降耗效果进行了比较分析。

收稿日期: 2013-12-19; 责任编辑: 王晓珍 DOI: 10.13199/j.cnki.est.2014.04.016

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51008299); 煤矿安全开采技术湖南省重点实验室(湖南科技大学)开放基金资助项目(201202)

作者简介: 岳丰田(1964—), 男, 辽宁沈阳人, 教授, 博士生导师。通信作者: 魏京胜, E-mail: wjvictor@163.com

引用格式: 岳丰田, 刘存玉, 魏京胜. 等. 建井期间矿井降温系统能耗分析与优化[J]. 煤炭科学技术, 2014, 42(4): 57-60.

YUE Feng-tian, LIU Cun-yu, WEI Jing-sheng, et al. Energy Consumption Analysis and Optimization of Mine Cooling System During Mine Construction [J]. Coal Science and Technology, 2014, 42(4): 57-60.

1 矿井降温系统概况

山东郓城某煤矿位于巨野煤田中北部,平均地温梯度为2.78℃/hm,地温随深度增加而升高^[2,5]。首采区原始岩温为33~41℃,–750m以深原始岩温37~47℃,工作面温度高达32~35℃,井下工作面热环境较差,因此在井下巷道开拓掘进期间采取了如图1所示的制冷降温措施。由于井下巷道不断开拓延伸、工作面位置不断移动,井下通风系统也不断完善,因此建井期间的降温措施属于临时性降温措施。为了减少矿井降温投资,及时调整了降温制冷系统的运行工况,为矿井降温喷淋式空调器提供低温冷水,满足井下工作面降温要求。

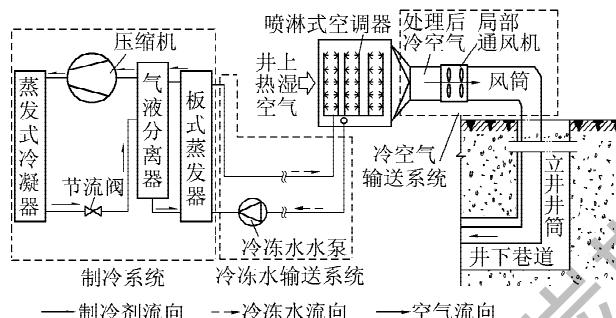


图1 矿井降温系统原理

2 降温能耗分析与计算

2.1 降温设备输入功率或消耗能量(能耗)计算

井上制冷降温设备的主要输入能量主要包括压缩机和冷冻水水泵的输入功率2个部分。按照电机输入功率计算方法^[8],压缩机和冷冻水泵的输入功率分别为1156.6、405.8kW。

2.2 空调器冷量利用计算

制冷系统的冷量被冷冻水输送至喷水式空调器内利用,空调器的耗冷量主要包括空气降温除湿用冷量、渗漏水分带走的冷量和空调器围护结构传热冷量损失等3个部分,空调器获得的冷量可通过喷水量与喷水、落水平均温度差计算,而其中热湿空气经过喷淋空调降温除湿获得的冷量即有效利用冷量,约为3698.6kW。

2.3 制冷降温系统冷量损失计算

制冷降温系统的冷量损失主要包括管道和空调器传热冷量损失2个部分,其中供回水管的传热冷量损失可根据管道两端的进出水温度差和流量进行估算,约为2679.2kW。而空调器传热冷量损失的影响因素较多,主要包括空调器传热和漏水冷量损

失2个部分,包括其他冷量损失在内统称为空调器综合冷量损失。空调器综合冷量损失可根据空调获得的总冷量与空气经处理后获得的冷量之差计算确定,计算结果约为1032.5kW。

2.4 通风机、风筒温升冷量损失计算

井上的矿井降温系统利用通风机和风筒将空调器处理后的低温洁净冷空气输送至井下工作面,满足降温需要。而冷空气输送过程中由于风筒内外温差传热作用和被通风机加压做功现象则会产生温升冷量损失,通常称之为风机、风筒温升冷量损失。空调器出口至风机后的温度差分别为4.2、4.0、5.9和2.1℃。根据风机后侧空气与空调器出口空气的焓值差及空气质量流量确定空气的冷量损失,即风机、风筒温升冷量损失。经计算4个空调器的风筒与风机温升造成冷量损失为192.2kW,占总制冷量的2.6%。

2.5 制冷降温系统能效分析

1) 制冷压缩机的能效比。制冷系统性能评价一般用制冷系统能效比 E 描述,可用式(1)计算。

$$E = Q_0/P \quad (1)$$

其中: Q_0 为制冷系统输出冷量,直接根据制冷蒸发器冷冻水进出水温度及流量计算,取7410.3kW; P 为制冷压缩机电动机输入功率,kW。经计算,该矿的制冷系统的能效比 $E=6.3$ 。

降温系统运行中,制冷机组蒸发温度为–2.8℃、过热温度为3℃、冷凝温度30℃、过冷温度25.5℃,则运行工况的理论制冷系数约为7.6。系统实际工况与理论工况相比其热力完善度为82%,如果考虑水泵功耗在内,则制冷降温系统综合能效比约为4.7,可见制冷系统运行良好。

2) 制冷降温系统的综合冷量利用效率。井上制冷降温系统输出的冷量有一部分传给空气被利用,另一部分损失掉形成了冷量损失。设被利用的冷量与总制冷量的比值为综合冷量利用效率 η ,则 η 计算式为

$$\eta = Q_p/Q_0 \quad (2)$$

式中 Q_p 喷水室利用的冷量,取3698.6kW。

则制冷降温系统的冷量利用率为 $\eta=50.0\%$ 。同样可计算冷量损失率约为50.0%。假设冷冻水供回水管道的冷量损失 $Q_g=2679.2\text{ kW}$ 与 Q_0 比值为供、回水管道冷量损失率 μ ,则 $\mu=Q_g/Q_0=36.1\%$ 。

2.6 能耗与冷量损失计算结果分析

对以上计算结果比较可见,制冷系统的能效比 E 在合理的范围内,制冷系统运行良好^[9]。但存在以下3个问题。

1) 系统冷量损失较大,制冷降温系统的总冷量利用效率仅为50.0%,扣除风机风筒温升冷量损失后平均利用效率约为47.4%,可见系统冷量损失较大。其中冷冻水输送管道冷量损失占36.1%、空调器综合冷量损失占13.9%、风机风筒温升冷量占2.6%。冷量损失中的72.2%是通过冷冻水输送管道传热损耗掉的,空调器综合冷量损失量占总损失量的27.8%,也是不容忽视的问题。

2) 由于冷负荷较大,冷冻水供回水温差较小、水流量大,使得水泵运行功耗较大。供水温度约为4.5℃,回水温度约为7.67℃,供回水温差约为3.17℃、冷冻水流量大,所以泵运行耗功率稳定在405 kW左右,占总耗功率的26%左右。另外冷水与环境温差大,传热冷量损失也增加。单制冷机组能效比约为6.3,而考虑水泵功耗时制冷降温系统的综合能效比约为4.7,系统能效比大幅降低。

3) 为了在井下获得较好的降温效果,将空调器出风温度处理得较低(<10 ℃),冷空气与环境的温差较大,使得风筒温升冷量损失增加。冷空气经风机与风筒后温升为2.1~5.9℃,冷量损失为192.2 kW,占总制冷量的2.6%。

3 降温系统优化措施及节冷量比较

3.1 降温系统优化改进措施

1) 根据文献[10~11],山东郓城某煤矿属于最小保冷计算厚度计算I类地区,室外管径200 mm以上的低支架敷设冷水管,保温层不应小于36 mm,可采用柔性泡沫橡塑保温,为保证严密性,必须增设隔汽防潮层,并做好防护,避免空气中水蒸气渗透至冷管道表面凝结成水润湿保温层,降低保温层保温性能或失效。保护层一般采用金属薄板,宜采用厚0.5~0.7 mm的镀锌钢板或厚0.3~0.5 mm防锈铝板制成外壳,外壳的接缝必须顺坡搭接,以防止雨水进入,并且冷管道与支架之间应采取防止“冷桥”措施。与现场实际情况相比,冷水输送管道的保温层为柔性泡沫橡塑,虽然厚度为50 mm,但无保护层和隔汽层,严密性较差,致使管道下侧有润湿或滴水现象,管道冷量损失较大。

在喷淋式空调器外侧也存在同样的问题,也应

按要求加强保温措施,处于I类地区^[11]室外设备保冷,采用柔性泡沫橡塑的厚度不应小于44 mm,并保证保温层与壁面黏贴紧密;设置隔汽层和防护层,以保证保温层的严密性。同时密封好空调器壳体及检查门等部位的缝隙,以减少漏水冷量损失。

2) 改善井上冷空气输送风筒保温结构,在保温层外侧增加防潮层结构以保证保温层的严密性,并在最外层设置吸热性能低的防水防护层,避免雨水淋湿保温层和太阳暴晒,并采取措施防止雨水沿缝隙渗入保温层。

3) 改进喷淋式空调器的喷淋方式,将空调器喷排并联喷淋换热改为双级串联喷淋逆流换热的方式,原理如图2所示。以实现冷冻水大温差喷淋、空气的大焓差降温目的,以提高喷水室的回水温度,增大供回水温差,充分利用冷冻水输送的冷量,有效减小冷冻水的流量,也相应降低了冷冻水输送水泵消耗的功率。

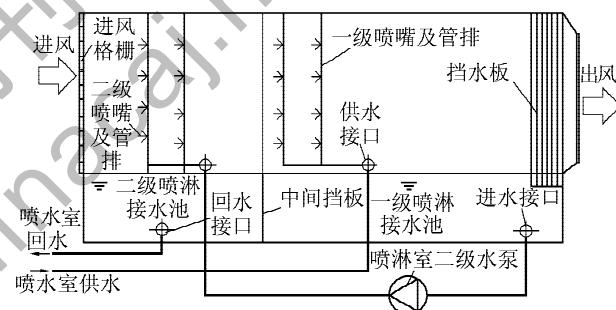


图2 双级串联喷淋式逆流换热原理

4) 通过改进空调器结构,实现了串联喷淋逆流换热,提高了回水温度,增大了供回水温差,也提高了板式蒸发器的蒸发温度。根据制冷热力学原理,蒸发温度升高,制冷系统的理论制冷系数增大。在完成相同制冷量的情况下,制冷压缩机需要的电功率也降低了。

3.2 降温系统改进前后节冷量损失比较

1) 传热损失的控制。采取改进措施后,根据节能措施的技术要求,管道内的温升不大于0.03℃/hm^[11],供回水管道总长约400 m,温升不超过0.12℃。冷冻水管道总流量约1 430 m³/h,传热冷量损失应不大于200 kW,而实际的管道冷量损失不小于1 200 kW。2008年,采取改进措施前后冷水管系统冷量损失变化曲线如图3a所示,可知在保温层外侧设置隔汽层并做好保护层后达到了规范要求,可以大幅降低管道的冷量损失。采取措施后平均管道冷量损失为253.8 kW,比采取措施前的冷量

损失2 679.2 kW 降低2 425.4 kW。可见管道加隔汽措施是解决管道冷量损失的最佳方式。

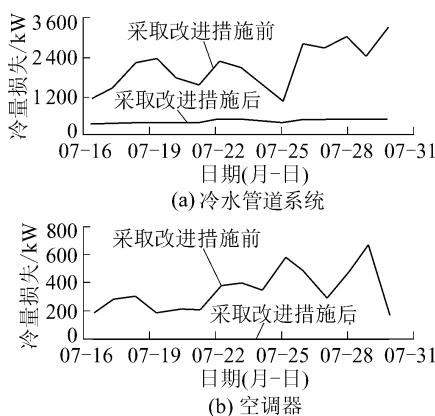


图3 采取改进措施前后冷水管道系统和空调器冷量损失

空调器外侧保温结构改善后,在内外温差约30℃情况下,根据相关规范^[12]计算单位面积冷量损失应不大于22 W/m²,则单台空调器外表面面积约为139.2 m²,传热冷量损失约为3.06 kW/台,而由监测数据计算的空调室综合冷量损失258.1 kW/台,可见空调室的综合冷量损失严重,加强保温并做好隔汽层和防护层、密封检查门等措施,可有效降低冷量损失(图3b)。

2) 双级串联喷淋逆流换热。根据文献[13],对双级串联喷淋空调器进行热工计算:当处理空气流量13.3 m³/s,入口空气干球温度35℃、相对湿度70%,处理终态空气干球温度8℃、相对湿度98%时,喷淋进水温度为5℃,而回水温度可达15.6℃左右,供回水温差增大至10℃左右,水流量约90.1 t/h,相对于原设计的387 t/h,冷冻水输送流量不到原来的1/4,则冷冻水水泵理论消耗功率^[14]为原来的1/4左右。考虑到同时增加了第二级喷淋水泵的功率消耗,则水泵综合节省的电机输入耗功率约为58.3%。

3) 冷冻水供回水温差增加,制冷机效率提高。制冷系统以氨为制冷剂,原设计的蒸发温度为-2℃、设计冷凝温度为35℃时,理论制冷系数为6.3。而空调器改进后,在满足获得较低温度冷空气的同时,机组出水温度可提高至5℃、进水温度为15℃。设计中蒸发温度低于供水温度2~3℃、蒸发温度为2℃。当冷凝温度仍为35℃,理论制冷系数为7.3^[15]。可见提高回水温度后,理论制冷系数提高约15%左右,压缩机实际能效比提高不小于12%,即在完成相同制冷量的同时输入功率约为原来的

89.3%。

4 结语

井上制冷、低温冷空气输冷、井下工作面降温方案较好地适应了新建煤矿建井期间工作面降温的特点,并获得了良好的降温效果。通过对现场监测数据的分析发现,系统运行中存在冷量损失较大、能耗大、运行费用高等问题。经调研分析发现主要问题是冷管道和设备保温层的隔汽防潮措施及保护措施不够、供回水温差过小及设备的密封性较差等。据此提出了相应的改进措施,通过与改进前的实测结果对比可见,空调器综合冷量损失是原来的1.1%、空调供回水温差提高了10℃左右、水流量降低到原来的1/4,水泵输入功率降低到原来的41.7%,同时制冷机组的理论制冷系数可提高了15%左右。实现了降温系统的高效节能运行。

参考文献:

- [1] 段忠丰,庞忠和,杨峰田.华北地区煤系地层岩石热导率特征及对热害的影响[J].煤炭科学技术,2013,41(8):15~17,21.
- [2] 王世东,虎维岳.深部矿井煤岩体温度场特征及其控制因素研究[J].煤炭科学技术,2013,41(8):18~21.
- [3] 兰贵枝,孟加拉国巴矿建井期间降温措施的探讨[J].煤炭科技,2001,20(4):13~15.
- [4] 袁亮.淮南矿区现代采矿关键技术[J].煤炭学报,2007,32(1):8~12.
- [5] 王文,桂祥友,王国君.矿井热害的治理[J].矿业安全与环保,2002,29(3):31~33.
- [6] 张明光,王伟,周明磊.基建矿井热害防治综合措施[J].煤炭科学技术,2012,40(6):54~57.
- [7] 何国家,阮国强,杨壮,赵楼煤矿高温热害防治研究与实践[J].煤炭学报,2011,36(1):101~104.
- [8] 刘润华.电工电子学[M].东营:中国石油大学出版社,2003.
- [9] 中国标准化研究院.中国用能产品能效状况白皮书(2012)[M].北京:中国标准出版社,2012:147~152.
- [10] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M].北京:中国建筑工业出版社,2008:187~215.
- [11] 住房和城乡建设部工程质量安全管理司,中国建筑标准设计研究院.全国民用建筑工程设计技术措施-节能专篇(2009)暖通空调·动力[M].北京:中国计划出版社出版,2007:84~93.
- [12] GB 50264—1997.工业设备及管道绝热工程设计规范[S].
- [13] 薛殿华.空气调节[M].北京:清华大学出版社,1991:139~156.
- [14] 蔡增基,龙天渝.流体力学泵与风机[M].4版.北京:中国建筑工业出版社,1999:288.
- [15] 彦启森,石文星,田长青.空气调节用制冷技术[M].4版.北京:中国建筑工业出版社,2010:1~30.