(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 104566424 A
(43)申请公布日 2015.04.29

(21)申请号 201510012291.0

(22)申请日 2015.01.12

(71)申请人 重庆中电节能技术服务有限公司
地址 401122 重庆市北碚区北部新区金渝大道 96 号 10 楼

(72)发明人 熊志成 罗先辉

(74)专利代理机构 上海光华专利事务所 31219
代理人 李强

(51)Int.Cl.
F23J 15/00(2006.01)
F23J 15/08(2006.01)

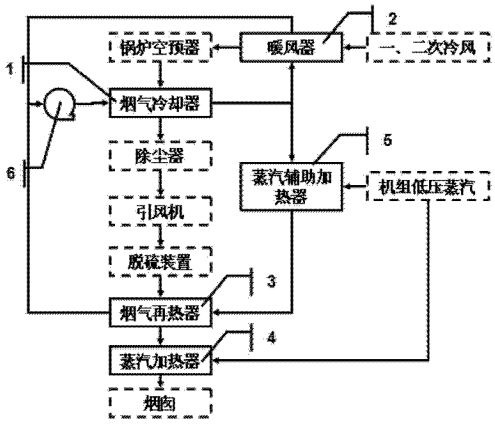
权利要求书1页 说明书6页 附图1页

(54)发明名称

一种组合型蒸汽烟气 MGGH 系统及烟气处理工艺

(57)摘要

本发明提供一种组合型蒸汽烟气 MGGH 系统，包括锅炉空预器，锅炉空预器连接烟气冷却器，烟气冷却器连接除尘器，除尘器连接引风机，引风机连接脱硫装置，脱硫装置连接烟气再热器，烟气再热器连接蒸汽加热器，蒸汽加热器连接烟囱，其特征在于，所述烟气再热器与烟囱之间设置蒸汽加热器，所述烟气冷却器与烟气再热器之间设置蒸汽辅助加热器，所述烟气再热器与烟气冷却器通过变频循环泵连接。该系统及其工艺主要解决现有 MGGH 系统因烟气温度不足而采用的蒸汽辅助加热事宜，可大幅度降低蒸汽消耗和工程造价投资。



CN 104566424 A

1. 一种组合型蒸汽烟气 MGGH 系统，包括锅炉空预器，锅炉空预器连接烟气冷却器，烟气冷却器连接除尘器，除尘器连接引风机，引风机连接脱硫装置，脱硫装置连接烟气再热器，烟气再热器连接蒸汽加热器，蒸汽加热器连接烟囱，其特征在于，所述烟气再热器与烟囱之间设置蒸汽加热器，所述烟气冷却器与烟气再热器之间设置设置蒸汽辅助加热器，所述烟气再热器与烟气冷却器通过变频循环泵连接。

2. 根据权利要求 1 所述的 MGGH 系统，其特征在于，所述锅炉空预器入口风道设有暖风器，所述烟气冷却器与暖风器连接，所述暖风器与烟气冷却器通过变频循环泵连接。

3. 根据权利要求 1 或 2 所述的 MGGH 系统，其特征在于，所述烟气冷却器、暖风器、烟气再热器、蒸汽辅助加热器和变频循环泵组通过循环水管道阀门调节系统，在蒸汽加热器和蒸汽辅助加热器上设置蒸汽管道和凝结水管道阀门调节系统。

4. 根据权利要求 3 所述的 MGGH 系统，其特征在于，所述蒸汽加热器和蒸汽辅助加热器与汽轮机低压缸抽取的低压蒸汽连接。

5. 一种采用上述任一权要的 MGGH 系统的烟气处理工艺，其特征在于，锅炉空预器出来的烟气温度在 130℃以下，进入烟气冷却器后的烟气温度设置在 95 ～ 100℃，其后依次进入除尘器、引风机、脱硫装置，脱硫后的低温饱和湿烟气经烟气再热器加热至干燥状态，再进入蒸汽加热器将烟气温度提升至 80 ～ 90℃，然后进入烟囱排放，所述蒸汽加热器从汽轮机低压缸抽取低压蒸汽，通过蒸汽加热器将烟气再热器出口烟气温度进一步提升。

6. 根据权利要求 5 所述的烟气处理工艺，其特征在于 ：在 MGGH 系统启动期间，蒸汽辅助加热器从汽轮机低压缸抽取稳定的低压蒸汽，通过蒸汽辅助加热器保证烟气冷却器入口水温度为 65 ～ 70℃。

7. 根据权利要求 5 或 6 所述的烟气处理工艺，其特征在于 ：蒸汽在蒸汽辅助加热器和蒸汽加热器冷却后，以凝结水的方式返回汽轮机凝结水系统。

8. 根据权利要求 7 所述的烟气处理工艺，其特征在于 ：汽轮机低压缸抽取的蒸汽温度高于烟气再热器出口烟气温度，温度差为 t，t ≤ 150℃。

9. 根据权利要求 5 或 6 所述的烟气处理工艺，其特征在于 ：冷空气经一、二次风机升压后进入暖风器内预热，再经锅炉空预器进一步回收锅炉烟气热能后送入炉膛内参与燃烧。

10. 根据权利要求 5 或 6 所述的烟气处理工艺，其特征在于 ：70℃左右的热媒水经变频循环泵组升压后进入烟气冷却器内被加热至规定温度，再分成两路，一路通过管道系统引至暖风器，将锅炉一、二次冷风加热至设定的温度，以提高锅炉空预器出口烟气温度，另一路通过管道系统引至烟气再热器，加热脱硫后的烟气，将脱硫装置出口烟气由饱和湿烟气状态变为过热干烟气状态，两路循环水再经管道系统重新接回变频循环泵组入口实现循环使用。

一种组合型蒸汽烟气 MGGH 系统及烟气处理工艺

技术领域

[0001] 本发明属于电力或相似行业中利用烟气余热加热脱硫后净烟气领域，尤其涉及一种组合型蒸汽烟气 MGGH 系统及烟气处理工艺。

背景技术

[0002] 为了保护大气质量，火电厂都采用了烟气脱硫技术。基本上都是采用湿法脱硫系统，将经脱硫吸收塔后的净烟气通过烟囱向大气排放。然而，脱硫后净烟气不经过加热直接排放，无论烟道和烟囱是否采取了防腐蚀措施，湿烟气中的酸性气体经过烟道和烟囱内壁上的冷凝液滴时被吸收，形成强酸性液体，腐蚀并损坏了烟道和烟囱内壁的防磨材料，对烟道和烟囱造成不可弥补的损伤，大大降低了机组运行可靠性，锅炉检修周期变短，烟道和烟囱的防腐和维修费用增加。另外，净烟气不经过加热直接排放，造成烟囱出口气流速度下降，湿烟气经过烟囱提升作用减弱，气流向大气中上升的动力不足，很容易在电厂周边形成石膏雨和酸性液滴沉降，电厂周边的环境遭受重大打击，难于满足电厂环境后评价要求。

[0003] 因此，国家节能环保政策鼓励或要求部分机组近零排放，并将环保处理后的烟气温度加热至 80 ～ 90℃。如按此排烟温度改造普通 MGGH 系统，设备庞大，工程造价过高，且受机组负荷变化限制，不能完全满足环保使用需求。

[0004] 并且，随着国家火电机组容量增大，排烟温度的进一步降低，部分 600MW 以上级机组锅炉排烟温度已降至 120℃左右，烟气余热利用效能大大降低。

发明内容

[0005] 为了满足排烟温度达到规定值，对 MGGH 系统进行改进，会导致设备庞大，工程造价过高，其处理工艺也不能完全满足环保需求，并且烟气余热利用率低的不足，本发明提供一种组合型蒸汽烟气 MGGH 系统及烟气处理工艺。

[0006] 本发明提供一种组合型蒸汽烟气 MGGH 系统，包括锅炉空预器，锅炉空预器连接烟气冷却器，烟气冷却器连接除尘器，除尘器连接引风机，引风机连接脱硫装置，脱硫装置连接烟气再热器，烟气再热器连接蒸汽加热器，蒸汽加热器连接烟囱，所述烟气再热器与烟囱之间设置蒸汽加热器，所述烟气冷却器与烟气再热器之间设置设置蒸汽辅助加热器，所述烟气再热器与烟气冷却器通过变频循环泵连接。

[0007] 所述锅炉空预器入口风道设有暖风器，所述烟气冷却器与暖风器连接，所述暖风器与烟气冷却器通过变频循环泵连接。

[0008] 所述烟气冷却器、暖风器、烟气再热器、蒸汽辅助加热器和变频循环泵组通过循环水管道阀门调节系统，在蒸汽加热器和蒸汽辅助加热器上设置蒸汽管道和凝结水管道阀门调节系统。

[0009] 所述蒸汽加热器和蒸汽辅助加热器与汽轮机低压缸抽取的低压蒸汽连接。

[0010] 本发明的组合型蒸汽烟气 MGGH 系统，充分利用电厂内各种品位的热能资源，具有较好的节能效果。系统调节性强，可不受机组运行负荷影响，各点参数运行稳定。提高了锅

炉空预器冷端的温度，进一步降低锅炉空预器腐蚀、结垢、堵塞的风险，机组运行安全性提高。采用组合技术，利用现有各种成熟技术的优势，扬长避短。

[0011] 一种采用上述 MGGH 系统的烟气处理工艺，锅炉空预器出来的烟气温度在 130℃以下，为保护设置在烟气冷却器后面的除尘设备不受低温腐蚀，进入烟气冷却器处理后的烟气温度设置在 95 ～ 100℃，其后依次进入除尘器、引风机、脱硫装置，脱硫后的低温饱和湿烟气经烟气再热器加热至干燥状态，再进入蒸汽加热器将烟气温度提升至 80 ～ 90℃，最后进入烟囱排放，所述蒸汽加热器从汽轮机低压缸抽取低压蒸汽，通过蒸汽加热器将烟气再热器出口烟气温度进一步提升。

[0012] 在系统启动期间，蒸汽辅助加热器从汽轮机低压缸抽取稳定的低压蒸汽，通过蒸汽辅助加热器保证烟气冷却器入口水温度为 65 ～ 70℃，以避免因水温太低造成烟气冷却器换热管发生低温腐蚀现象。

[0013] 蒸汽通过蒸汽辅助加热器和蒸汽加热器冷却后，以凝结水的方式返回汽轮机凝结水系统。

[0014] 汽轮机低压缸抽取的蒸汽温度高于烟气再热器出口烟气温度，温度差为 t，t ≤ 150℃。避免蒸汽温度过高造成蒸汽加热器换热温压太大，换热管道容易发生高温热应力拉裂现象。

[0015] 冷空气经一、二次风机升压后进入暖风器内预热，再经锅炉空预器进一步回收锅炉烟气热能后送入炉膛内参与燃烧。

[0016] 70℃左右的热媒水经变频循环泵组升压后进入烟气冷却器内被加热至规定温度，再分成两路，一路通过管道系统引至暖风器，将锅炉一、二次冷风加热至设定的温度，以提高锅炉空预器出口烟气温度，另一路通过管道系统引至烟气再热器，加热脱硫后的烟气，将脱硫装置出口烟气由饱和湿烟气状态变为过热干烟气状态，两路循环水再经管道系统重新接回变频循环泵组入口实现循环使用。

[0017] 通过设置暖风器提高并调节锅炉空预器出口排烟温度，可充分利用锅炉排烟余热，避免常规 MGGH 系统循环水量过大、烟气冷却器内换热温压过低的不利条件。同时，锅炉出口排烟温度过低也易导致锅炉空预器在冬季低温条件下的堵塞、腐蚀，通过暖风器提高烟气和空气温度后，锅炉空预器堵塞、腐蚀的风险大大降低，提高了机组运行的安全性。

[0018] 通过暖风器提升锅炉空预器入口冷风风温，将部分余热与空预器回收的热能一同送回锅炉循环使用，可降低机组供电煤耗。

[0019] 通过烟气再热器将脱硫后饱和烟气中的凝结水加热至过热干水蒸汽状态，再通过蒸汽加热器进一步提升烟气温度，并严格控制蒸汽加热器入口蒸汽温度，可避免现有脱硫蒸汽加热器 (SGH) 换热管产生裂纹、泄漏、腐蚀等情况。

[0020] 通过利用汽轮机低压缸抽汽，规避了低品位蒸汽发电量和汽轮机回热系统抽汽量有限的情况，充分利用低品位蒸汽余热加热脱硫后的烟气，减少了蒸汽在凝汽器的损耗。

[0021] 本发明通过总结现有 MGGH 和 SGH 的经验和不足，提出一种更加切实可靠的工艺技术发明方案，规避现有 MGGH 和 SGH 的不足，充分利用两种系统的优势，解决了火电厂脱硫后烟气升温的问题。

[0022] 本发明与普通 MGGH 系统相比，锅炉排烟温度从仪表测点上看是升高，但有部分余热回收送回锅炉循环使用，实际在烟气冷却器内进一步降低了锅炉排烟温度，实现了部分

余热循环再利用，具有较好的节能效果；锅炉排烟温度升高进一步提高了循环水温度，减少了循环水量，降低了循环水泵电耗；本发明利用蒸汽量增加，但所需蒸汽品位大大降低，降低了汽轮机乏汽在凝汽器内的损耗。综上所述，本 MGGH 系统具有良好的节能、环保综合效益。

[0023] 本发明特别针对现有 MGGH 系统在锅炉排烟温度较低的实际条件下无法满足将脱硫后湿烟气温度提升到需要的设计温度而产生的不足，提出的优化改进方案。该系统利用锅炉空气预热器排烟温度与入口冷风温度相互作用的原理，从表面上提升锅炉空气预热器排烟温度，进而提高各个换热器内的换热温压，减少换热面积降低 MGGH 系统工程造价；利用汽轮机抽汽回热原理和高低压蒸汽喷射匹配原理，向 MGGH 系统提供稳定、良好的蒸汽能源，并利用蒸汽汽化潜热大的特点，将蒸汽冷却为凝结水送回汽轮机凝结水系统；解决了现有 MGGH 系统将烟气温度降至 80 ～ 90℃而带来的换热面过大、工程造价过高，投资回收期过长的问题。

附图说明

[0024] 图 1 显示为本发明的组合型蒸汽烟气 MGGH 系统的结构示意图。

[0025] 零件标号说明

[0026] 1- 烟气冷却器，

[0027] 2- 暖风器，

[0028] 3- 烟气再热器，

[0029] 4- 蒸汽加热器，

[0030] 5- 蒸汽辅助加热器，

[0031] 6- 变频循环泵组。

具体实施方式

[0032] 以下通过特定的具体实例说明本发明的实施方式，本领域技术人员可由本说明书所揭露的内容轻易地了解本发明的其他优点与功效。本发明还可以通过另外不同的具体实施方式加以实施或应用，本说明书中的各项细节也可以基于不同观点与应用，在没有背离本发明的精神下进行各种修饰或改变。

[0033] 实施例 1

[0034] 根据附图 1 所示，本实施例提供一种组合型蒸汽烟气 MGGH 系统，在锅炉空预器与除尘器之间的连接烟道上设置烟气冷却器 1，在脱硫装置与烟囱之间的连接烟道上设置烟气再热器 3 和蒸汽加热器 4，在锅炉空预器入口风道上设置暖风器 2，在烟气冷却器 1 与烟气再热器 3 之间的热段循环水管道上设置蒸汽辅助加热器 5，在烟气冷却器 1 与烟气再热器 3 之间设置除尘器、引风机和脱硫装置，在烟气冷却器 1 与烟气再热器 3 之间的冷段循环水管道上设置变频循环泵组 6，按示意图示意的在烟气冷却器 1、暖风器 2、烟气再热器 3、蒸汽辅助加热器 5 和变频循环泵组 6 间设置连接的循环水管道阀门调节系统，在蒸汽加热器 4 和蒸汽辅助加热器 5 上设置蒸汽和凝结水管道阀门调节系统。

[0035] 在本发明组合型蒸汽烟气 MGGH 系统启动前，启动变频循环泵组 6，并向蒸汽辅助加热器 5 内供应蒸汽，待循环水系统温度均达到烟气冷却器 1 出口循环水设计温度后锅炉

点火启动，当机组负荷达到50～70％后，向蒸汽加热器4内供应蒸汽，同时停止向蒸汽辅助加热器5内供应蒸汽，调节各点温度参数后，系统启动完成。

[0036] 在本发明组合型蒸汽烟气MGGH系统停运前，首先向蒸汽辅助加热器5内供应蒸汽，并逐步减少向蒸汽加热器4的蒸汽供应量，待机组停止供煤后5分钟停止向蒸汽加热器4供应蒸汽，期间锅炉引风机、一次风机、二次风继续按降低后的负荷运行10分钟后，停止向蒸汽辅助加热器5供应蒸汽，其后停止变频循环泵组6，系统停止完成。若系统停运一周以上，向各换热器内补充联氨、氨水等湿法保护药剂。

[0037] 当系统正常工作的时候，蒸汽辅助加热器不工作。

[0038] 实施例2

[0039] 本实施例提供一种组合型蒸汽烟气MGGH系统，在锅炉空预器与除尘器之间的连接烟道上设置烟气冷却器1，在脱硫装置与烟囱之间的连接烟道上设置烟气再热器3和蒸汽加热器4，在烟气冷却器1与烟气再热器3之间的热段循环水管道上设置蒸汽辅助加热器5，在烟气冷却器1与烟气再热器3之间设置除尘器、引风机和脱硫装置，在烟气冷却器1与烟气再热器3之间的冷段循环水管道上设置变频循环泵组6，在烟气冷却器1、烟气再热器3、蒸汽辅助加热器5和变频循环泵组6间设置连接的循环水管道阀门调节系统，在蒸汽加热器4和蒸汽辅助加热器5上设置蒸汽和凝结水管道阀门调节系统。

[0040] 利用本实施例组合型蒸汽烟气MGGH系统，以锅炉烟气量$100\times10^4Nm^3/h$、空预器排烟温度120℃为例，系统中主要设计参数如下：烟气冷却器入口烟气流量为$100\times10^4Nm^3/h$，烟气冷却器入口烟气温度为120℃，排至烟囱的烟气温度为80℃，烟气冷却器入口热媒水温度为70℃。

[0041] 锅炉排烟通过除尘器、引风机、脱硫系统过程中产生少量漏风以及脱硫后的湿度增大，携带一定的水分，造成脱硫后烟气流量增加，锅炉烟气量$100\times10^4Nm^4/h$通过脱硫装置后的烟气量为$108\times10^4Nm^3/h$，烟气温度降低为48℃，因此本实施例烟气再热器入口烟气流量为$108\times10^4Nm^3/h$。烟气冷却器入口烟气温度为120℃，烟气冷却器出口烟气温度为100℃，烟气再热器入口（即脱硫装置出口）温度为48℃，烟气再热器出口温度为67.3℃，蒸汽加热器入口温度为67.3℃，蒸汽加热器出口温度为80℃，经烟囱排出。

[0042] 烟气冷却器出口热媒水温度为97.7℃，烟气再热器入口热媒水温度为97.7℃，烟气再热器出口热媒水温度为70℃。蒸汽加热器入口蒸汽温度为200℃，蒸汽加热器出口蒸汽温度为100℃。

[0043] 按照上述工艺，烟气冷却器热媒水流量350t/h，烟气再热器热媒水流量350t/h，循环水总流量350t/h，蒸汽加热器蒸汽流量8.5t/h。烟气冷却器总换热功率为8.3MW，烟气再热器总换热功率为8.3MW，蒸汽加热器总换热功率为5.4MW，单台机组换热总功率为13.7MW。烟气冷却器总换热面积为$10614m^2$，烟气再热器总换热面积为$10606m^2$，蒸汽加热器总换热面积为$2700m^2$，单台机组换热总面积为$23920m^2$。

[0044] 对比现有的MGGH系统，同样的烟气冷却器入口烟气流量为$100\times10^4Nm^3/h$，烟气冷却器入口烟气温度为120℃，排至烟囱温度为80℃，烟气冷却器入口热媒水温度为70℃。

[0045] 烟气再热器入口烟气流量为$108\times10^4Nm^3/h$。烟气冷却器入口烟气温度为120℃，烟气冷却器出口烟气温度为86.8℃，烟气再热器入口温度为48℃，烟气再热器出口温度为80℃，经烟囱排出。

[0046] 烟气冷却器出口热媒水温度为97.5℃，烟气再热器入口热媒水温度为97.5℃，烟气再热器出口热媒水温度为70℃。

[0047] 按照现有的MGGH系统的工艺，烟气冷却器热媒水流量424t/h，烟气再热器热媒水流量424t/h，循环水总流量424t/h。烟气冷却器总换热功率为13.7MW，烟气再热器总换热功率为13.7MW，单台机组换热总功率为13.7MW。烟气冷却器总换热面积为23387m^2，烟气再热器总换热面积为23227m^2，单台机组换热总面积为46614m^2。

[0048] 综上可得，使用本实施例的组合型蒸汽烟气MGGH系统与现有MGGH系统处理相同的烟气，同时达到排烟温度80℃，换热总功率相同的情况下，使用本实施例的组合型蒸汽烟气MGGH系统采用的热媒循环水量更少，换热总面积更少，从而成本造价更低。

[0049] 实施例3

[0050] 本实施例提供一种组合型蒸汽烟气MGGH系统，在锅炉空预器与除尘器之间的连接烟道上设置烟气冷却器1，在脱硫装置与烟囱之间的连接烟道上设置烟气再热器3和蒸汽加热器4，在锅炉空预器入口风道上设置暖风器2，在烟气冷却器1与烟气再热器3之间的热段循环水管道上设置蒸汽辅助加热器5，在烟气冷却器1与烟气再热器3之间设置除尘器、引风机和脱硫装置，在烟气冷却器1与烟气再热器3之间的冷段循环水管道上设置变频循环泵组6，在烟气冷却器1、暖风器2、烟气再热器3、蒸汽辅助加热器5和变频循环泵组6间设置连接的循环水管道阀门调节系统，在蒸汽加热器4和蒸汽辅助加热器5上设置蒸汽和凝结水管道阀门调节系统。

[0051] 利用本实施例组合型蒸汽烟气MGGH系统，，以锅炉烟气量$100\times10^4Nm^3/h$、空预器排烟温度120℃为例，系统中主要设计参数如下：烟气冷却器入口烟气流量为$100\times10^4Nm^3/h$，一次暖风器入口空气流量为$20\times10^4Nm^3/h$，二次暖风器入口空气流量$70\times10^4Nm^3/h$，烟气冷却器入口烟气温度为135℃，排至烟囱温度为80℃，烟气冷却器入口热媒水温度为70℃。

[0052] 锅炉排烟通过除尘器、引风机、脱硫系统过程中产生少量漏风以及脱硫后的湿度增大，携带一定的水分，造成脱硫后烟气流量增加，锅炉烟气量$100\times10^4Nm^4/h$通过脱硫装置后的烟气量为$108\times10^4Nm^3/h$，烟气温度降低为48℃，因此本实施例烟气再热器入口烟气流量为$108\times10^4Nm^3/h$。烟气冷却器入口烟气温度为135℃，烟气冷却器出口烟气温度为100℃，烟气再热器入口（即脱硫装置出口）温度为48℃，烟气再热器出口温度为64.3℃，蒸汽加热器入口温度为64.3℃，蒸汽加热器出口温度为80℃，经烟囱排出。并且一次暖风器入口温度为23℃，一次暖风器出口温度为40℃，二次暖风器入口温度为15℃，二次暖风器出口温度为40℃。

[0053] 烟气冷却器出口热媒水温度为104.8℃，烟气再热器入口热媒水温度为104.8℃，烟气再热器出口热媒水温度为70℃。蒸汽加热器入口蒸汽温度为200℃，蒸汽加热器出口蒸汽温度为100℃。一次暖风器入口热媒水温度为104.8℃，一次暖风器出口热媒水温度为70℃，二次暖风器入口热媒水温度为104.8℃，二次暖风器出口热媒水温度为70℃。

[0054] 按照上述工艺，烟气冷却器热媒水流量356t/h，烟气再热器热媒水流量170t/h，循环水总流量356t/h，蒸汽加热器蒸汽流量10.5t/h，一次暖风器热媒水流量30t/h，二次暖风器热媒水流量156t/h。烟气冷却器总换热功率为14.6MW，烟气再热器总换热功率为7.0MW，蒸汽加热器总换热功率为6.7MW，一次暖风器总换热功率为1.2MW，二次暖风器总换热功率为6.4MW，单台机组换热总功率为21.3MW。烟气冷却器总换热面积为16067m^2，烟气

再热器总换热面积为 7646m^2，蒸汽加热器总换热面积为 3231m^2，一次暖风器总换热面积为 381m^2，二次暖风器总换热面积为 1859m^2，单台机组换热总面积为 29184m^2。

[0055] 对比现有的 MGGH 系统，同样的烟气冷却器入口烟气流量为 100×10^{4}Nm^3/h，一次暖风器入口空气流量为 20×10^{4}Nm^3/h，二次暖风器入口空气流量 70×10^{4}Nm^3/h，烟气冷却器入口烟气温度为 135℃，排至烟囱温度为 80℃，烟气冷却器入口热媒水温度为 70℃。

[0056] 烟气再热器入口烟气流量为 108×10^{4}Nm^3/h。烟气冷却器入口烟气温度为 135℃，烟气冷却器出口烟气温度为 83.7℃，烟气再热器入口温度为 48℃，烟气再热器出口温度为 80℃，经烟囱排出。并且一次暖风器入口温度为 23℃，一次暖风器出口温度为 40℃，二次暖风器入口温度为 15℃，二次暖风器出口温度为 40℃。

[0057] 烟气冷却器出口热媒水温度为 102℃，烟气再热器入口热媒水温度为 102℃，烟气再热器出口热媒水温度为 70℃。一次暖风器入口热媒水温度为 102℃，一次暖风器出口热媒水温度为 70℃，二次暖风器入口热媒水温度为 102℃，二次暖风器出口热媒水温度为 70℃。

[0058] 按照上述工艺，烟气冷却器热媒水流量 566t/h，烟气再热器热媒水流量 364t/h，循环水总流量 566t/h，一次暖风器热媒水流量 32t/h，二次暖风器热媒水流量 170t/h。烟气冷却器总换热功率为 21.3MW，烟气再热器总换热功率为 13.7MW，一次暖风器总换热功率为 1.2MW，二次暖风器总换热功率为 6.4MW，单台机组换热总功率为 21.3MW。烟气冷却器总换热面积为 32226m^2，烟气再热器总换热面积为 20761m^2，一次暖风器总换热面积为 396m^2，二次暖风器总换热面积为 1932m^2，单台机组换热总面积为 55315m^2。

[0059] 综上可得，使用本实施例的组合型蒸汽烟气 MGGH 系统与现有 MGGH 系统处理相同的烟气，同时达到排烟温度 80℃，换热总功率相同的情况下，使用本实施例的组合型蒸汽烟气 MGGH 系统采用的热媒循环水量更少，换热总面积更少，从而成本造价更低。

[0060] 上述实施例仅例示性说明本发明的原理及其功效，而非用于限制本发明。任何熟悉此技术的人士皆可在不违背本发明的精神及范畴下，对上述实施例进行修饰或改变。因此，举凡所属技术领域中具有通常知识者在未脱离本发明所揭示的精神与技术思想下所完成的一切等效修饰或改变，仍应由本发明的权利要求所涵盖。

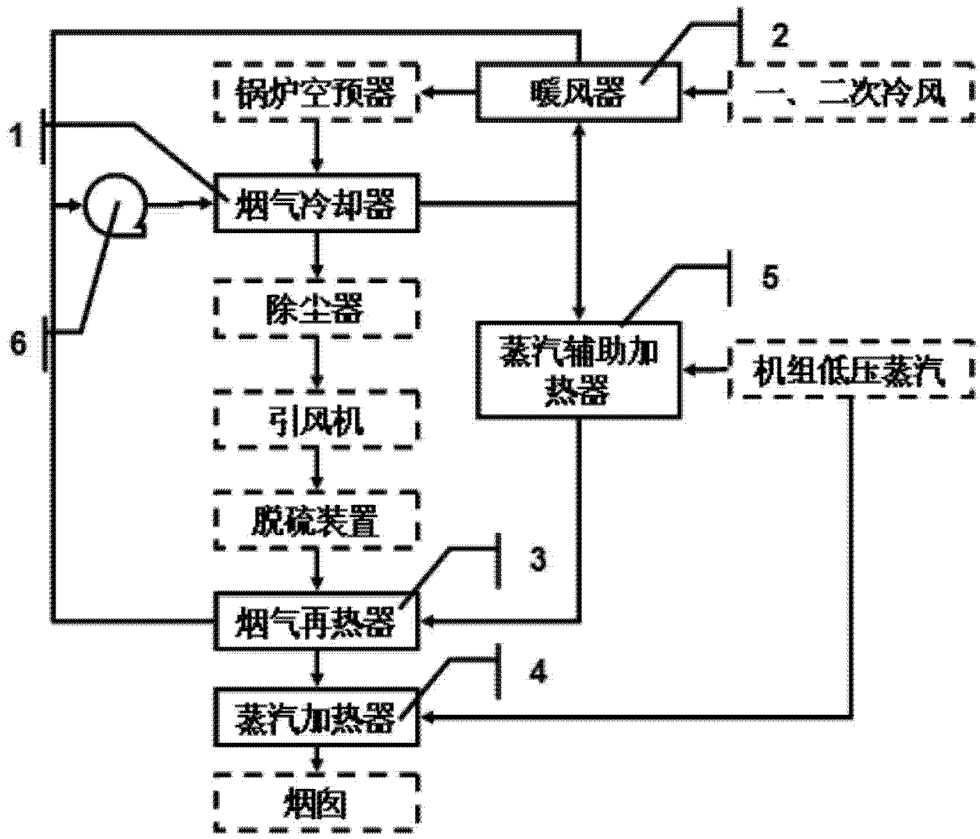

2
锅炉空预器
暖风器
一、二次冷风
1
烟气冷却器
5
除尘器
6
蒸汽辅助加热器
机组低压蒸汽
引风机
脱硫装置
3
烟气再热器
4
蒸汽加热器
烟囱

图 1