

直燃机排烟热回收技术研究<sup>\*</sup>

孙贺江 由世俊 王书中  
(天津大学环境科学与工程学院)

孙贺江等.直燃机排烟热回收技术研究.天然气工业,2007,27(2):122-124.

**摘 要** 直燃型溴化锂吸收式冷温水机组是以天然气等燃料为驱动能源的空调冷热源设备(简称直燃机)。直燃机排出的余热以热能的形式存在。对这部分不同温度的余热采用不同的技术进行回收,可以节省能源,提高能源总利用率。其中回收烟气中的部分热量,作为吸收式制冷机的热源,通过制冷循环达到制冷的目的,是利用余热的有效途径之一。为此,以带排烟热回收发生器的串联循环为例,对这种循环进行了热力计算,确定了高压发生器和排烟热回收发生器的结构形式和传热管尺寸。通过热回收,一次能源效率可提高 2.03%,取得了较好的余热回收效果。

**主题词** 热回收 天然气 循环 直燃机

与发达国家相比,中国的能源利用效率还很低,节能和提高能源效率还有较大空间。

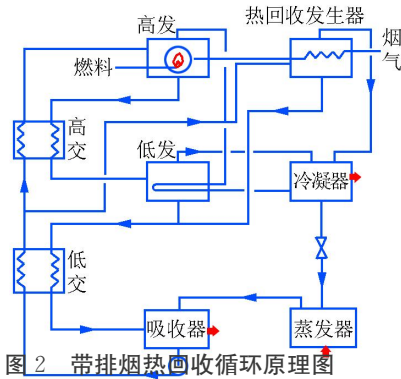
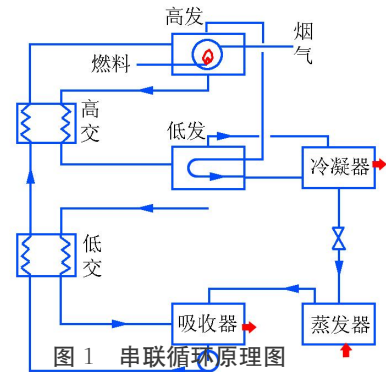
直燃型溴化锂吸收式冷温水机组是以天然气等燃料为驱动能源的空调冷热源设备,简称直燃机。直燃机的应用不仅有利于大气环境保护、减少温室气体排放量,也可有效减少由于电力空调引起电力供应的峰谷差,还可以减小用气的季节不平衡性,提高天然气输送管道的利用率,降低天然气输送成本<sup>[1]</sup>。

直燃机排出的余热是以热能的形式存在的。对这部分不同温度的余热采用不同的技术进行回收,可以节省能源,提高能源总利用率<sup>[2]</sup>。直燃机的排烟温度为 200℃左右,如果回收烟气中的部分热量作为吸收式制冷机的热源,通过制冷循环达到制冷的目的,将是利用余热的一条有效途径。此外,排烟温度过高不仅浪费能源,对环境也造成热污染。为此,笔者在双效溴化锂吸收式制冷循环的基础上,提出带排烟热回收的循环模型,并进行热力计算和部件设计。

一、带排烟热回收发生器  
制冷循环基本流程

根据稀溶液进入高、低压发生器的方式,直燃型双效溴化锂吸收式制冷循环分为串联和并联两种基本循环流程。将排烟热回收发生器与上述两种循环

结合起来并将其用于直燃型吸收式制冷机是余热利用的有效途径。在双效吸收循环(如图 1 所示)的基础上,利用排烟热回收的串联循环吸收式制冷系统,增加了一个排烟热回收发生器(见图 2)。其溶液循



<sup>\*</sup> 本成果得到国家自然科学基金项目(编号:50376044)的资助。

**作者简介:** 孙贺江,1975年生,工学博士;2005年毕业于天津大学,现在天津大学环境科学与工程学院博士后流动站工作,主要从事供热、供燃气通风与空调专业研究。地址:(300072)天津市天津大学。电话:(022)87401543,13502005349。E-mail:sunhe@tju.edu.cn

环的基本原理为:从吸收器出来的稀溶液经过低温溶液热交换器后分为两路,一路经过高温溶液热交换器顺序经过高压发生器和低压发生器;另一路进入排烟热回收发生器。溶液在高压发生器内受热浓缩,产生的蒸气进入低压发生器作为低温热源,加热其中的溶液后进入冷凝器冷凝,低压发生器产生的蒸气直接进入冷凝器冷凝。进入排烟热回收发生器的溶液受到烟气的加热后浓缩,产生的蒸气也进入冷凝器。最后,两路浓缩后的溶液在低温溶液热交换器前汇合后经热交换器进入吸收器,吸收来自蒸发器的制冷剂蒸气,被稀释后开始新一轮的循环。

带排烟热回收发生器循环的特点在于,在低温溶液热交换器后有一支路供给溶液至排烟热回收发生器,该溶液在那里受到排烟的加热后浓缩,并产生制冷剂蒸气。

## 二、循环模拟和排烟余热的确定

燃料采用天津石油伴生气,以表 1 给出的工况对图 1 和图 2 所示循环进行热力计算<sup>[3]</sup>,得到了各部件的负荷及整个循环的效率。主要换热部件负荷见表 2。

表 1 工况设计表

| 物理量                              | 单位 | 设计值      |
|----------------------------------|----|----------|
| 冷却水进/出口温度( $t_{w1}$ , $t_{w2}$ ) | ℃  | 32, 37.5 |
| 蒸发温度( $t_e$ )                    | ℃  | 5        |
| 冷凝温度( $t_c$ )                    | ℃  | 40       |
| 冷冻水进/出口温度( $t_l$ , $t_k$ )       | ℃  | 12, 7    |
| 制冷量( $Q_0$ )                     | kW | 1163     |
| 稀溶液浓度( $X_1$ )                   | %  | 58       |
| 浓溶液浓度( $X_2$ )                   | %  | 63.5     |

表 2 主要换热部件负荷表

| 部件负荷<br>(kW)  | 高压<br>发生器 | 低压<br>发生器 | 冷凝器 | 吸收器  | 蒸发器  |
|---------------|-----------|-----------|-----|------|------|
| 串联循环          | 887       | 657       | 613 | 1437 | 1163 |
| 串联循环<br>—带热回收 | 869       | 655       | 622 | 1437 | 1163 |

由表 2 可见,两种循环由于制冷量相同,蒸发器的负荷不变,产生的蒸气量也相同,从而吸收器的负荷也相同。通过热回收,产生了低压蒸气,冷凝器的负荷稍有增加;燃气消耗量有所减少,高压发生器和低压发生器负荷稍有减少。

## 三、高压发生器的结构及传热管束尺寸的确定

炉膛传热计算的已知条件包括燃料成分、炉膛结构、溶液温度和流量以及发生器的负荷。根据炉膛的几何布置等参数进行炉膛传热计算<sup>[4]</sup>,求得炉膛出口排烟温度。根据排烟温度和对流管束布置,计算高压发生器出口的排烟温度,确定高压发生器内的热量与设计负荷是否相同。如果不符合,则要改进炉膛或对流管束的形式,重新计算。

高压发生器的炉膛采用多节波纹管,对流管束的布置采用溶液在管外、烟气在管内的烟管式。为加强传热,对流管束采用螺纹管。

高压发生器结构为三回程,燃气在炉膛内燃烧后产生的烟气在两个回程内放热。炉膛采用波纹炉胆,以减小燃烧产生的热应力。烟管采用内螺纹管,主要是增加烟气侧的换热系数,计算结果见表 3。

表 3 高压发生器结构计算结果表

| 炉膛       | 直径<br>(mm) | 长度<br>(m) | 出口烟<br>气温度<br>(℃) | 理论燃<br>烧温度<br>(℃) | 烟气量<br>(m <sup>3</sup> /h) |
|----------|------------|-----------|-------------------|-------------------|----------------------------|
|          | 700        | 2.45      | 1319.2            | 1966.8            | 1082.29                    |
| 第二<br>管束 | 直径<br>(mm) | 长度<br>(m) | 管数<br>(根)         | 进口烟<br>气温度<br>(℃) | 出口烟<br>气温度<br>(℃)          |
|          | 51         | 3         | 39                | 1169.1            | 298.9                      |
| 第三<br>管束 | 直径<br>(mm) | 长度<br>(m) | 管数<br>(根)         | 进口烟<br>气温度<br>(℃) | 出口烟<br>气温度<br>(℃)          |
|          | 51         | 3         | 20                | 298.9             | 201.7                      |

炉膛的总吸热量为 872.5 kW,稍大于设计负荷 870 kW,计算有效。

## 四、排烟热回收发生器传热管束尺寸的确定

排烟热回收管束既要有效地吸收排烟中的余热,又要保证烟气的顺利排出,因此需合理设计管内烟气的流速。烟气流速高,管内侧换热系数会增大,但管束的阻力也会增加。排烟管束的计算结果见表 4。排烟热回收发生器布置在高压发生器的上方。

表 4 排烟热回收管束计算结果表

| 直径<br>(mm) | 长度<br>(m) | 管数<br>(根) | 进口烟气温度<br>(℃) | 出口烟气温度<br>(℃) |
|------------|-----------|-----------|---------------|---------------|
| 38         | 1.91      | 21        | 201.7         | 127.9         |

定义一次能源效率  $PER$  (Primary Engegy Rate)为收益与一次能源投入之比,即:

$$PER = \frac{Q_0}{GH_1}$$

式中: $Q_0$  为制冷量,kW; $G$  为燃料消耗量, $m^3/s$ ; $H_1$  为燃料低位发热量,kJ/ $m^3$ 。

对应于图 1 和图 2 两种循环,燃料消耗量分别为 82.26  $m^3/h$  和 80.62  $m^3/h$ 。本模拟所用燃料低位发热量为 43299 kJ/ $m^3$ ,制冷量为 1163 kW,由上式对应的  $PER$  分别为 1.175 和 1.199,带排烟热回收发生器的循环由于排烟回收热量,减少了排烟损失, $PER$  比原串联循环提高约 2.03%,排烟温度从 201.7  $^{\circ}C$  降到了 127.9  $^{\circ}C$ ,取得较好的余热回收效果。

### 五、结 论

在天然气充足的地区推广带排烟热回收发生器

的直燃机,有利于提高天然气利用效率,减少温室气体排放和余热对环境的热污染。通过排烟热回收发生器回收烟气中的部分余热(显热),结构上改动不大,成本较低,容易实现,是一项值得推广的技术。

### 参 考 文 献

[1] 王长庆,龙惟定,黄治钟,等. 燃气空调发展情况介绍[J].天然气工业,2002,22(4):83-87.  
[2] 汤学忠.热能转换与利用[M].北京:冶金工业出版社,2002.  
[3] 高田秋一.吸收式制冷机[M].北京:机械工业出版社,1987.  
[4] 赵钦新.燃油燃气锅炉[M].西安:西安交通大学出版社,2000.

(修改回稿日期 2006-12-28 编辑 赵 勤)