

文章编号:0253-4339(2014)02-0082-05
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2014.02.082

冷冻脱硅氧烷系统非稳态缓冲期对比实验研究

李雅清¹ 黄 虎¹ 张忠斌¹ 吴未立² 王 慧²

(1 南京师范大学能源与机械工程学院 南京 210042; 2 南京碳环生物质科技有限公司 南京 211162)

摘 要 冷冻脱硅氧烷系统从开机到进入稳定运行状态存在一个较长的非稳态缓冲时间段,这个过程降低了系统的脱硅氧烷处理效率和系统稳定性。这篇论文通过两组对比实验,拟合出在缓冲时间段内两组蒸发器进、出口温度随时间变化的函数,探讨了预冷器蒸发器之间的耦合关系和自身热惰性的影响因素,以及这两个问题对非稳态缓冲期的影响结果。

关键词 冷冻脱硅氧烷系统;非稳态;实验研究;耦合;热惰性

中图分类号:TQ051.5;TK124

文献标识码:A

Contrast Experiment Study on Cryogenic Siloxane Removal System Characteristics of Unsteady Buffering Time

Li Yaqing¹ Huang Hu¹ Zhang Zhongbin¹ Wu Weili² Wang Hui²

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing, 210042, China; 2. Nanjing Carbon Recycle Technology Co., Ltd., Nanjing, 211162, China)

Abstract Cryogenic siloxane removal system need a long unsteady buffering time from starting up state to stable operation state, this situation greatly reduced efficiency and stability of Cryogenic siloxane removal system. Two functions about evaporator temperature variation with time were got by the two groups of contrast test, which can be used in unsteady buffering time. It is concluded that the main reasons leading to a long unsteady buffering time were the thermal inertia of precooler and evaporator and the coupling relationship of them.

Keywords siloxane removal system; unsteady state; experimental research; coupling; thermal inertia

垃圾填埋气、沼气、石油伴生气等生物质气体中通常含有水蒸汽、硫化氢、硅氧烷等微量成分^[1]。在燃气轮机中,硅氧烷通常附着在喷嘴和叶片上,造成对涡轮叶片的腐蚀,降低了运行效率;燃烧过程后形成的一些有机硅化合物会使发动机润滑油中毒,因此需要更频繁地更换发动机润滑油^[2-4]。采用深冷技术脱除硅氧烷是一种高效、经济并可投入商业化的途径。文献[5]中,Albertsen 等人采用深冷装置在-30℃条件下得到沼气(1700 m³/h, 7~15 mg, Si/m³)中的硅氧烷脱除率为80%~90%^[5]。Wheless 和 Jeffrey 等人在压力为2.5 MPa,温度为-4℃时得到垃圾填埋气中硅氧烷脱除率为32%;-29℃时为95%^[5]。

虽然已有文献证明深冷脱硅氧烷技术的可行性,但在国内,对于这类系统装置的研究却很少。一种冷冻脱除硅氧烷的系统^[6],在开机启动和切换除霜的过程都有一个较长的非稳态缓冲期,在这个阶段内,不能将生物气处理到要求温度,硅氧烷脱除率低。为了分析在缓冲期内各因素对系统的影响,采用了两组实验进行对比研究。

1 实验系统原理及方案

1.1 实验系统原理介绍

如图1所示,冷冻脱硅氧烷系统由制冷剂循环系统和生物气循环系统组成。考虑到严重结霜温区为0~3℃^[7],生物气先进入预冷器被预冷至3℃左右,然后进入蒸发器被进一步冷却至-28℃,再回流至预冷器冷却来流生物气,最后排出收集。在开机和除霜的过程中(具体过程可参考文献[6]),系统开始运行到进入稳定运行状态(预冷器和蒸发器中生物气进出口温度不再随时间变化)需要一段较长的动态缓冲时间。

1.2 实验方案

考虑到实验处理后的生物质气不能回收,直接排入大气将对人员安全和环境造成影响,实验中采用相同温度和压力下的压缩空气来替代生物质气体。样机装置采用R22制冷剂,主要由压缩机、冷凝器、蒸发器、预冷器、干燥过滤器、膨胀阀等组成。

对系统初步分析知:1)预冷器的冷源由冷却后

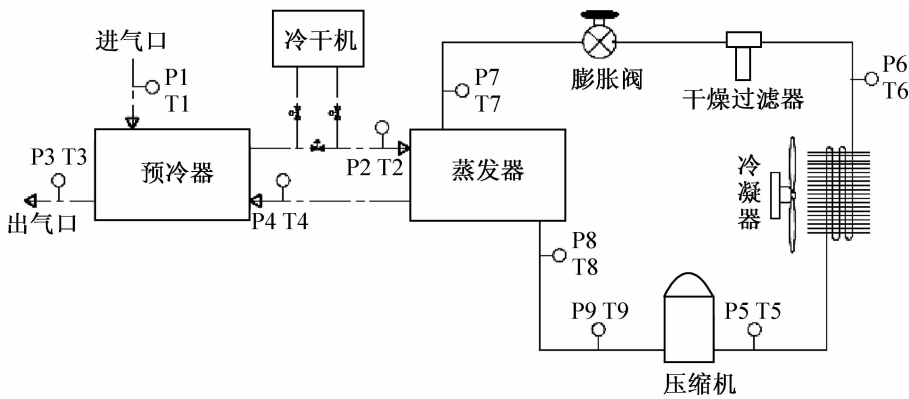


图 1 实验系统流程图

Fig. 1 The schematic diagram of the experiment system

回流的空气提供,同时预冷器对空气的处理效果直接影响蒸发器对空气的处理效果;因此,在开机过程中,预冷器和蒸发器之间存在一动态耦合关系。2) 开机过程中,由于制冷剂状态的变化和蒸发器、预冷器自身热惰性因素需要一个稳定过程。

为了探讨这两个因素对系统开机缓冲期时间的影响效果,分别采用了一个常规实验和一个对比实验进行研究。如图 1 所示的实验系统流程,常规实验中,制冷剂循环系统和空气循环系统正常开启,中间冷干机始终处于关闭状态;对比实验中,系统开启时,同时开启冷干机,辅助预冷运行 10 min 后,再将冷干机退出系统;测定两组实验中系统从启动到稳定运行所耗时间,并采用温度、压力传感器测定两组实验中预冷器和蒸发器中空气进出口温度随时间的变化数据。

1.3 测点分布

对应实验流程图中的标号,对预冷器和蒸发器的几个测点进行说明,如表 1 所示:

表 1 压力与温度测点分布说明

Tab. 1 Interpretation of measure point

序号	p/MPa	$t/^{\circ}\text{C}$
1	预冷器空气进口压力	预冷器空气进口温度
2	蒸发器空气进口压力	蒸发器空气进口温度
3	预冷器空气出口压力	预冷器空气出口温度
4	蒸发器空气出口压力	蒸发器空气出口温度
5	蒸发器制冷剂进口压力	蒸发器制冷剂进口温度
6	蒸发器制冷剂出口压力	蒸发器制冷剂出口温度

2 实验数据采集与处理

2.1 实验数据采集

常规实验:12:54 开机运行,13:28 系统进入稳定运行状态,整个数据采集过程持续 46 min(间隔采样

为 10 s);空气定质量流量(62 kg/h)。

对比实验:9:57 开机运行,10:07 冷干机退出系统,10:21 系统进入稳定运行状态,整个数据采集过程持续 1 h 18 min(间隔采样为 10 s);空气定质量流量(62 kg/h)。

2.2 实验数据处理

对两组实验中系统非稳态缓冲期内的实验数据进行整理。常规实验选取 12:54 到 13:34 这一时间段的实验数据,以每 1 min 时间间隔取一组数据,共 41 组;对比实验选取 9:57 到 10:25 这一时间段的实验数据,以每 1 min 时间间隔取一组数据,共 28 组。

根据两组实验中数据分别绘制了制冷剂各测点温度和空气各测点温度随时间的变化曲线图(图 2 ~ 图 5)。

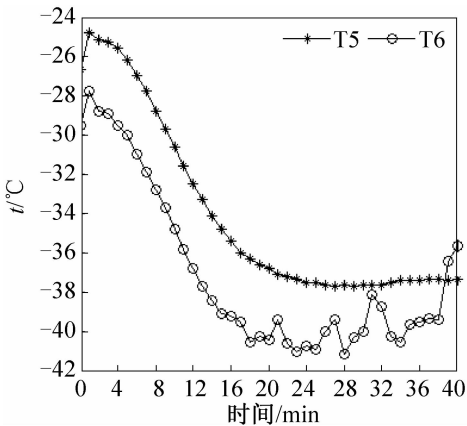


图 2 常规实验制冷剂温度随时间变化图

Fig. 2 Refrigerant temperature VS operating time in routine test

3 实验数据分析

常规实验中系统的非稳态缓冲时间为 40 min;对比实验加入冷干机的时段打破了预冷器和蒸发器的

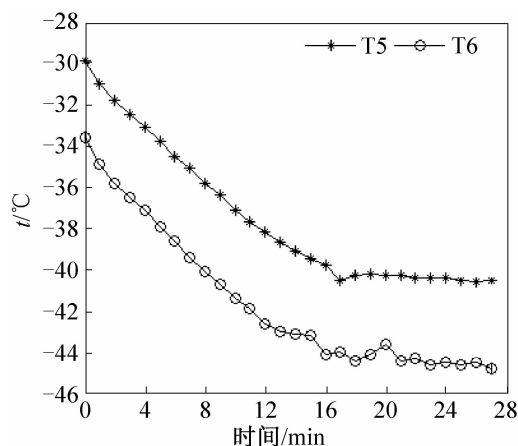


图3 对比实验制冷剂温度随时间变化图

Fig. 3 Refrigerant temperature VS operating time in contrast test

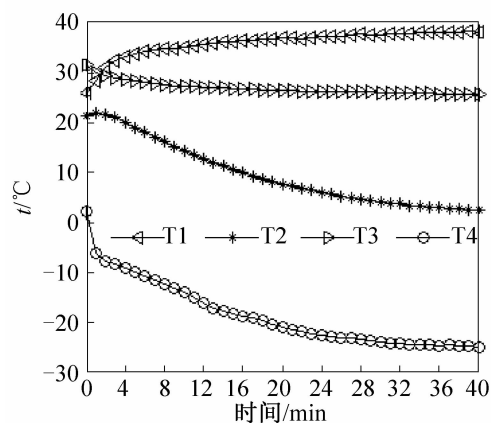


图4 常规实验空气温度随时间变化图

Fig. 4 Air temperature VS operating time in routine test

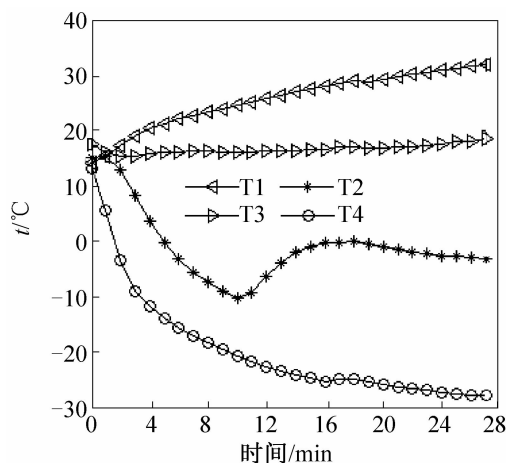


图5 对比实验空气温度随时间变化图

Fig. 5 Air temperature VS operating time in contrast test

动态耦合关系,系统的非稳态缓冲时间降为27 min,非稳态缓冲时间减少了32.5%;虽然来流空气温度略有差别,但对数据不会造成本质影响。

3.1 制冷剂状态变化及蒸发器热惰性因素

由于工质迁移和制冷剂的状态变化,制冷剂循环系统在启动时需要一个稳定时间段;这一阶段内,制冷剂在蒸发器内处于池状沸腾到正常沸腾的过渡阶段,蒸发吸收来自空气和自身温度下降放出的热量,制冷剂进出口温度逐渐降低,直至达到蒸发温度。

蒸发器内空气侧流动换热公式:

$$q_0 = m_0 [h(t_3) - h(t_4)] = \xi \alpha_0 A_0 \frac{t_3 - t_4}{\ln \frac{t_3 - t_w}{t_4 - t_w}} \quad (1)$$

蒸发器内制冷剂侧流动换热公式:

$$q_r = m_r [h_{out} - h_{in}] = \alpha_i A_i (t_w - t_r) \quad (2)$$

式中: m_0 为空气质量流量; t_w 为管壁温度; ξ 为析湿系数; α_0 为空气侧放热系数; A_0 空气侧传热面积; m_r 为制冷剂质量流量; α_i 为制冷剂侧放热系数; A_i 制冷剂侧传热面积。

在考虑蒸发器自身的热惰性时有:

$$\int \frac{dq_r}{d\tau} = \int \frac{dq_0}{d\tau} + c_w m_w \int \frac{dt_w}{d\tau} \quad (3)$$

由公式(1)、(2)、(3)知,若忽略放热系数随温度的变化,在非稳态缓冲段, t_r 、 t_w 、 t_3 、 t_4 在相互作用下形成一动态平衡过程;直至 t_w 达到最终的稳定温度,此时: $q_m = q_0$ 。

由图2和图3对比可知,常规实验中,制冷剂进口温度在启动22 min后基本达到稳定,对比实验中,制冷剂进口温度在启动18 min后基本达到稳定。常规实验中,空气进出口温度高,传热温差较高, q_0 较大;所以管壁温度变化速率 $\frac{dt_w}{d\tau}$ 较小,达到稳定温度的耗时更长。对比实验中,空气进口温度已快速降到了0℃以下,由于温差降低热流密度 q_0 下降,管壁温度变化速率 $\frac{dt_w}{d\tau}$ 相对较大,达到稳定温度的耗时相对较短。两组实验中,制冷剂循环系统自身稳定的时间相差为4 min左右。

采用 Matlab 软件对两组实验中 t_7 随时间变化数据进行了拟合:

常规实验:

$$t_7 = -26.2425 + 0.9817\tau - 0.2529\tau^2 + 0.0132\tau^3 \quad (4)$$

对比实验:

$$t_7 = -30.1111 - 0.7730\tau + 0.0036\tau^2 + 0.0004\tau^3 \quad (5)$$

在常规实验中, t_7 随时间 t 近似为三次多项式变化,而对比实验中, t_7 随时间 t 近似为线性变化。

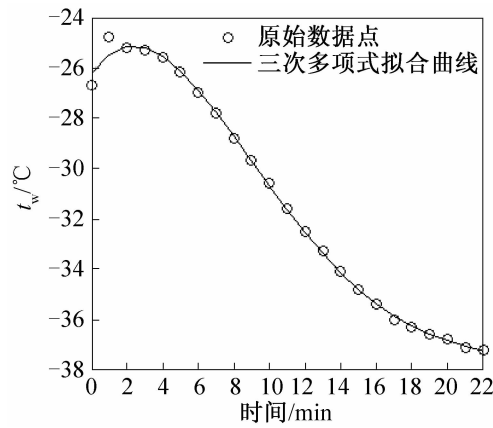


图 6 常规实验 t_w 随时间变化图

Fig. 6 t_w VS operating time in routine test

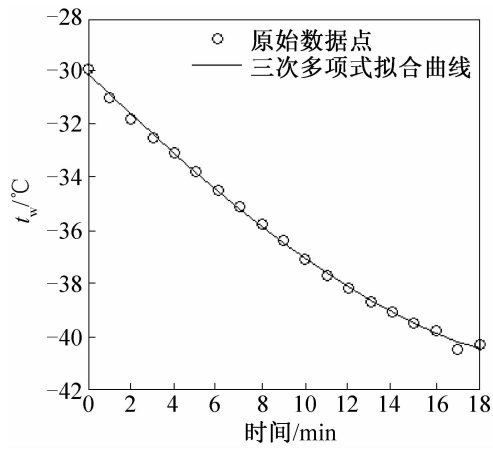


图 7 对比实验 t_w 随时间变化图

Fig. 7 t_w VS operating time in contrast test

3.2 蒸发器和预冷器的耦合关系因素

预冷器的冷负荷为来流空气进出口焓差,预冷器冷源为回流空气进出口焓差,在考虑冷量耗散 η 后,由能量守恒方程:

$$\eta m_0 [h(t_2) - h(t_4)] = m_0 [h(t_1) - h(t_3)] \quad (4)$$

预冷器内的传热方程:

$$Q = KA \frac{(t_3 - t_4) - (t_1 - t_2)}{\ln \frac{t_3 - t_4}{t_1 - t_2}} \quad (5)$$

随着 t_4 下降,温差升高,预冷器的换热能力提高,蒸发器空气进口温度 t_3 也会降低;而 t_3 又直接影响了蒸发器空气出口温度 t_4 ;在蒸发器和预冷器之间存在一个动态的耦合关系,直到 t_3 、 t_4 达到平衡点,系统各点温度不再随时间变化。

由图 4、图 5 知,常规实验中, t_4 随 t_3 呈线性变化,且变化速率近似为 1。对比实验中,开机 0 ~ 9 min 冷干机辅助预冷运行时段,蒸发器进口温度 t_3 迅

速从 15 °C 降至 -10 °C,这一过程 t_4 也迅速降到 -10 °C,与 t_3 基本成线性变化;9 ~ 15 min 时段,冷干机退出系统, t_3 快速回升到 0 °C, t_4 依然呈缓慢下降;15 ~ 27 min 时段, t_3 逐渐降低到 -3 °C,而 t_4 出现轻微回升再降低至 -28 °C。 t_4 与 t_3 的基本变化趋势是一致的,但在 9 ~ 15 min 时段,蒸发器的管壁温度逐渐降低,而空气进口温度 t_3 升高,由公式(1)知这一时段由于传热温差的增大而使得热流密度增加,所以 t_4 与 t_3 呈现出相反的变化趋势;而在之后 t_4 出现了回升现象,但回升幅度相对较小;说明 t_4 对 t_3 的热响应存在延迟和衰减,延迟时间约为 2 min。

常规实验中,冷冻脱硅氧烷系统非稳态缓冲时间为 40 min,制冷剂循环系统在 22 min 已达到稳定;对比实验中冷冻脱硅氧烷系统非稳态缓冲时间为 27 min,制冷剂循环系统在 18 min 达到稳定。两组实验中,由于空气温度的影响,制冷剂系统自身稳定时间仅相差 4 min;在对比实验中,由于冷干机破坏了蒸发器和预冷器的耦合作用,整个系统稳定时间减少了 13 min,非稳态缓冲时间减少了 32.5%;由此可见,蒸发器和预冷器的耦合作用对系统的稳定性有很大影响。

4 结论

通过对两组实验数据的对比分析,得出了以下几点结论:

1) 导致系统非稳态缓冲时间过长的两个主要原因:制冷剂状态变化及蒸发器自身的热惰性;预冷器和蒸发器之间的动态耦合关系;打破蒸发器和预冷器的耦合关系后,非稳态缓冲时间减少了 32.5%,因此,对系统进行改进以减小这种耦合作用对提高系统的稳定性具有显著意义。

2) 环境及被处理空气温度对制冷剂循环系统自身稳定时间有一定延迟影响,蒸发器出口温度 t_4 是管壁温度 t_w 和空气进口温度 t_3 的共同作用的结果,并且对 t_3 的热响应存在延迟和衰减。

本文受江苏省高校自然科学基金(12KJB470010)支持。
(The project was supported by Collegiate Natural Science Fund of Jiangsu Province(No. 12KJB470010).)

参考文献

[1] Ryckebosch E, Drouillon M, Vervaeren H. Techniques for transformation of biogas to biomethane[J]. Biomass And Bioenergy, 2011,35(5):1633-1645.
[2] Rasi Saija, Lehtinen Jenni, Rintala Jukka. Determination of organic silicon compounds in biogas from wastewater

- treatments plants, landfills, and co-digestion plants [J]. Renewable Energy, 2010, 35(12): 2666-2673.
- [3] Dewil Raf, Appels Lise, Baeyens Jan. Energy use of bio-gas hampered by the presence of siloxanes [J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47(13/14): 1711-1722.
- [4] Chen Zezhi, Gong Huijuan, Jiang Ru, et al. Overview on LFG projects in China [J]. Waste Management, 2010, 30(6): 1006-1010.
- [5] Ajhar M, Travesset M, Yüce S, et al. Siloxane removal from landfill and digester gas - A technology overview [J]. Bioresource Technology, 2010, 101(9): 2913-2923.
- [6] Sanjiv K Baseen, Rame Sulaiman. SILOXANE REMOVAL SYSTEM; United States, US 2004/0045440 A1 [P]. 2004-03-11.
- [7] 郭宪民, 陈轶光, 汪伟华, 等. 室外环境参数对空气源热泵翅片管蒸发器动态结霜特性的影响 [J]. 制冷学报,

2006, 27(6): 29-33. (Guo Xianmin, Chen Yiguang, Wang Weihua, et al. Effects of Outdoor Air Parameters on Frosting Characteristics of Fin-tube Evaporator for Air Source Heat Pump Unit [J]. Journal of Refrigeration, 2006, 27(6): 29-33.)

- [8] 谢仕宏. MATLAB 控制系统动态仿真实例教程 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.

通信作者简介

黄虎, 男 (1962 -), 教授, 能源与机械工程学院院长, 南京师范大学, (025) 85481033, E-mail: hulqf@163.com。研究方向: 制冷、热泵系统性能分析与改造。

About the corresponding author

Huang Hu (1962 -), male, lecturer, School of Power Engineering, Nanjing Normal University, (025) 85481033, E-mail: hulqf@163.com. Research fields: Refrigeration Technique; application research for heat pump system.

(上接第 53 页)

- [5] 刘颖, 王如竹, 李云飞, 等. 热泵工况下滚动转子式压缩机试验研究 [J]. 低温工程, 2001, 123(5): 53-57. (Liu Ying, Wang Ruzhu, Li Yunfei, et al. Experimental Study of Rotary Compressor Under Heat Pump Work Condition [J]. Cryogenics, 2001, 123(5): 53-57.)
- [6] 杨亮, 朱瑞琪. 以压缩机排气温度为控制参数的电子膨胀阀流量控制系统研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2000.
- [7] 矢岛龙三郎, 吉见敦史, 朴春成, 等. 降低 R32 压缩机排气温度的方法 [J]. 制冷与空调, 2011, 11(2): 60-64. (Ruzaburo Yajima, Atsushi Yoshimi, Chun-cheng Piao, et al. Measures to reduce the discharge temperature of R32 compressor [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2011, 11(2): 60-64.)
- [8] Kyungki Min, Insoo Hwang. Oil Circulation Rate in Rotary Compressor: Its Measurement and Factors Affecting the

Rate [C] // Fifteenth International Compressor Engineering Conference at Purdue University, 2000: 268-274.

- [9] Mohammed Youbi-Idrissi, Jocelyn Bonjour. The effect of oil in refrigeration: Current research issues and critical review of thermodynamic aspects [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(2): 165-179.

作者简介

杨丽辉, 女 (1977 -), 博士研究生, 上海理工大学, 13901829484, E-mail: Merry.yang@carrier.utc.com。研究方向: 制冷与低温。

About the author

Yang Lihui (1977 -), female, Ph. D. Candidates, University of Shanghai for Science and Technology, 13901829484, E-mail: Merry.yang@carrier.utc.com. Research fields: refrigeration and cryogenic engineering.