

燃气机热泵余热利用理论分析*

王明涛 杨 昭 陈轶光

(天津大学机械工程学院, 天津 300072)

【摘要】 对燃气机热泵余热利用方式进行了理论分析,从能量平衡角度分析了除霜的可行性,计算结果表明:除霜热量占余热回收总量的比值为 6.5% ~ 9.5%;在不同的除霜周内,制冷剂气化热量占回收余热总量的比值变化较大,最大不超过 45%,从能量角度利用余热除霜是可行的;燃气机热泵的 C_{op} 可以提高 30%,一次能源利用率在 1.3 ~ 1.8,可见利用余热供热对提高燃气机热泵的性能系数具有重要的意义。

关键词: 燃气机热泵 余热利用 除霜 一次能源利用率

中图分类号: TK11*5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)01-0035-04

Recovery of Waste Heat of Gas Engine Heat Pump

Wang Mingtao Yang Zhao Chen Yiguang

(School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract

The methods of waste heat recovery from gas engine heat pump (GEHP) were analyzed theoretically. From the aspect of energy balance, the feasibility of the waste heat defrosting method was discussed, the results showed that the waste heat for defrosting was small, accounting for 6.5% ~ 9.5% of the total waste heat, and the waste heat for refrigerant was less than 45% of the total waste heat, so the waste heat defrosting method was feasible. The waste heat can significantly improve the C_{op} and primary energy utilization rate of GEHP.

Key words Gas engine heat pump, Waste heat recovery, Defrost, Primary energy utilization rate

引言

燃气机热泵由发动机直接驱动,发动机燃料燃烧的能量除一部分转化为有用功驱动压缩机等运转外,其余 60% ~ 80% 热量均以余热的形式释放。发动机的余热中,可回收的余热包括缸套冷却水余热和排烟余热两部分。缸套余热以冷却水为介质,水温一般为 70 ~ 90℃。排烟余热以烟气为介质,为 450 ~ 700℃^[1]。发动机余热量较大,品位较高,合理地利用回收发动机余热,可进一步提高燃气机热泵的性能。

热泵在制热运行时,由于室外温度较低,其蒸发

器表面会逐渐结霜,当霜层达到一定程度必须进行除霜。目前常用的除霜方法是通过逆向循环来除霜,但除霜过程中需要从室内侧吸收热量;热气旁通除霜过程中不吸收室内侧热量,除霜能量主要来自压缩机耗功,因此除霜速度较慢,且容易造成除霜过程中压缩带液。文献[2 ~ 3]通过模型分析和实验研究,分析了逆向除霜、热气旁通和显热除霜的性能。但是这些方法在除霜过程中不能继续向空调环境供热。利用燃气机热泵的余热,使从房间流出的低温低压的制冷剂气化过热,将低压过热制冷剂引入室外空气换热器进行除霜,冷却后的低温制冷剂被吸入压缩机。这样就解决了传统四通阀换向除

收稿日期: 2010-03-01 修回日期: 2010-06-07

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2007AA05Z223)、国家自然科学基金资助项目(51076112)和教育部博士学科点专项科研基金资助项目(200800560041)

作者简介: 王明涛,博士生,主要从事燃气机热泵自动控制研究, E-mail: wmtwxw2002@yahoo.com.cn

通讯作者: 杨昭,教授,博士生导师,主要从事燃气机热泵研究, E-mail: zhaoyang@tju.edu.cn

霜、热气旁通和显热除霜的弊端。文献[4]利用沼气机的余热供暖,在低温地区具有明显的供暖优势。

1 燃气机的热平衡

通过分析燃气机的热平衡,研究燃气机输入总能量的分配情况,对于减少热损失、充分利用冷却余热和废气余热具有重要的意义。燃气机的热平衡可表示为^[5]

$$Q_b = Q_e + Q_w + Q_g + Q_s \tag{1}$$

冷却水余热为

$$Q_w = m_w C_p (T_2 - T_1) \tag{2}$$

烟气温余热为

$$Q_g = m_g C_p (T'_2 - T'_1) \tag{3}$$

式中 Q_b ——燃料燃烧放出的热量,kW
 Q_e ——有效轴功,kW
 Q_s ——余热损失,kW
 C_p ——冷却介质的比热容,kJ/(kg·K)
 m_w ——冷却介质的流量,kg/s
 m_g ——排烟换热器中冷却介质的流量,kg/s
 $T_1、T_2$ ——冷却介质在发动机缸套进、出口处的温度,K
 $T'_1、T'_2$ ——排烟换热器中冷却介质进、出口温度,K

燃气机在驱动热泵压缩机时,其转速和负荷均按系统制冷量的要求而变化,发动机轴功,冷却余热、排烟余热均发生变化。发动机轴功输出、冷却水余热、排气余热各占燃气燃烧热量的 1/3 左右^[5]。

2 燃气热泵的余热利用能量分析

燃气机的余热能量较大,品位较高,可为系统除霜提供热源或提高供水温度,使系统的总供热量增加,从而提高系统的一次能源利用率^[6]。

以图 1 所示的燃气机热泵机组为例,假定蒸发温度 -10℃,冷凝温度 44℃,室外风机入口温度 0℃,相对湿度 85%,过热度为 5℃,计算结果如表 1 所示。

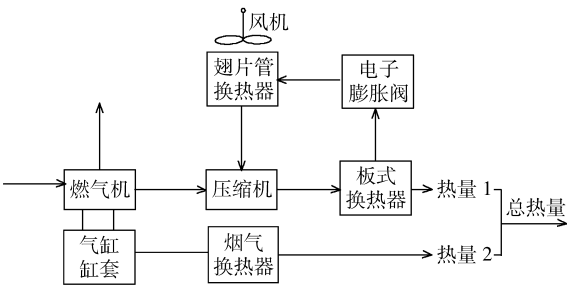


图 1 燃气机热泵余热利用原理图
Fig. 1 Schematic diagram of waste heat recovery

表 1 燃气机热泵计算结果
Tab. 1 Calculation results of GEHP

燃气机 转速	制热量 Q_k	制冷量 Q_0	制冷剂 流量	压缩机 轴功率	结霜率 m_f
$n/r \cdot \min^{-1}$	/kW	/kW	$m_r/g \cdot s^{-1}$	P_e/kW	$/g \cdot s^{-1}$
1 200	27. 4	23. 7	0. 122	6. 27	1. 21
1 400	31. 7	26. 6	0. 143	7. 82	1. 90
1 600	35. 8	28. 8	0. 163	9. 32	2. 40
1 800	38. 9	31. 9	0. 176	10. 8	2. 88
2 000	42. 3	33. 2	0. 196	12. 2	3. 20
2 200	45. 4	33. 4	0. 211	13. 6	3. 31
2 400	46. 7	33. 7	0. 220	15. 0	3. 54
2 600	48. 0	34. 2	0. 237	16. 3	3. 70
2 800	49. 3	34. 6	0. 252	17. 6	3. 92

2. 1 余热除霜

设定在一个热泵周期内,供热时间 t_h ,除霜时间 t_d ,供热时间的结霜量 m_h 、除霜时间的结霜量 m_d 和总结霜量 m 分别

$$m_h = m_f t_h / 1\,000 \tag{4}$$

$$m_d = m_f t_d / 1\,000 \tag{5}$$

$$m = (m_d + m_h) / 1\,000 \tag{6}$$

则化霜需要的热量

$$Q_1 = C_i m \Delta t_1 + m \gamma_i = 0. 342 m_f (t_h + t_d) \tag{7}$$

式中 C_i ——冰的比热容,2. 1 kJ/(kg·K)
 γ_i ——冰的溶解热,334 kJ/kg
 Δt_i ——霜层温度与 0℃ 之差

余热回收量包括缸套冷却水余热和排烟余热,引入燃气机余热回收率的概念, α 被定义为回收的余热量与总余热量之比,取经验值 $\alpha = 0. 7$ 。目前发动机效率 η_g 在 0. 2 ~ 0. 4 之间,取平均值 $\eta_g = 0. 30$,则一个热泵运行周期内回收的余热总量

$$Q_r = [\alpha (1 - \eta_g) / \eta_g] P_e (t_d + t_h) = 1. 63 P_e (t_d + t_h) \tag{8}$$

一个热泵运行周期内化霜过程热量 Q_d 与回收余热总量 Q_r 的比值为

$$\theta_1 = \frac{Q_d}{\alpha_2 Q_r} = \frac{\alpha_1 Q_1}{\alpha_2 Q_r} = \frac{0. 342 \alpha_1 m_f}{1. 63 \alpha_2 P_e} \tag{9}$$

式中 α_1 ——化霜过程总热量与化霜热量的比值,取 $\alpha_1 = 1. 5$
 α_2 ——回收余热利用率,取 $\alpha_2 = 0. 9$

不同除霜周期内制冷剂气化过热吸收的热量 Q_{re} 占回收余热总量 Q_r 的比值为

$$\theta_2 = \frac{Q_{re}}{\alpha_2 Q_r} = \frac{Q_0 t_d}{\alpha_2 Q_r} = \frac{Q_0 t_d}{1. 47 P_e (t_d + t_h)} \tag{10}$$

2. 2 余热供暖

燃气机热泵回收的余热总量

$$Q_r = m_w C_p \Delta t$$

(11)

由式(2)、(3)和(8)得,冷却水加热供热水后的温度变化

$$\Delta t = \frac{1.63 P_e}{m_w C_p}$$

(12)

回收余热可以提高燃气机热泵的整体性能,评价燃气机热泵制热工况的主要参数 C_{op} 、 C_{opt} 和 P_{ER} , 分别为^[7]

$$C_{op} = \frac{Q_k}{P_e}$$

(13)

$$C_{opt} = \frac{Q_k + Q_r}{P_e}$$

(14)

$$P_{ER} = \frac{Q_k + Q_r}{Q_b}$$

(15)

3 计算结果分析

图 2 是在燃气机热泵系统整个运行周期内,除霜所需热量占系统回收余热总量的比值。从图上可以看出除霜过程消耗的能量占系统回收总余热量比值较小,一般在 6.5% ~ 9.5%。

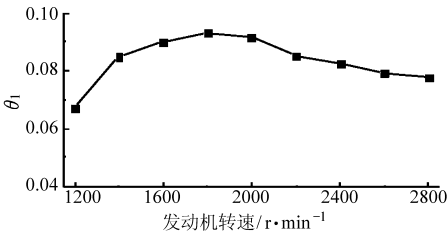


图 2 发动机转速与 θ_1 关系 ($\alpha_1 = 1.5$)

Fig.2 Relationship between the rotary speed of engine and θ_1

图 3 是在燃气机热泵系统整个运行周期内,制冷剂气化过热吸收热量占系统回收余热总量的比值。由图可知,除霜周期越短,制冷剂吸收热量占系统回收余热总量的比值越大,最大比值为 45% 左右,表明利用余热除霜从能量角度是可行的。

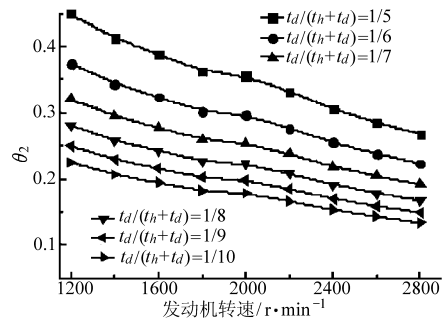


图 3 发动机转速与 θ_2 关系

Fig.3 Relationship between the rotary speed of engine and θ_2

下降较小,一般在 5 ~ 8℃ 之间,不会造成发动机的过冷运行。另外从冷凝器出来的热水在 40℃ 左右,大温差可以保证余热被完全吸收利用。

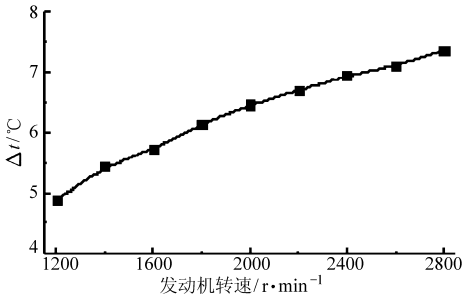


图 4 发动机转速与冷却水温度变化关系

Fig.4 Relationship between the rotary speed of engine and water temperature variation

回收的余热总量和燃气机热泵总的输出热量随着发动机转速变化如图 5 所示,可以发现余热回收量随发动机转速的变化,在 10 ~ 30 kW 内变动,余热回收的热量占总供热量的 30% 左右,可以看出余热回收可以提高机组的供热量。

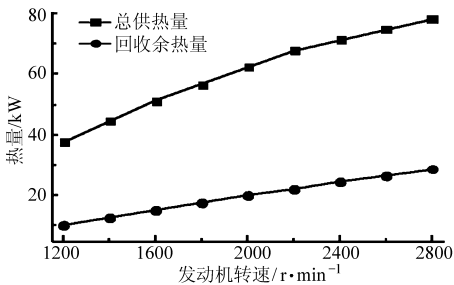


图 5 发动机转速与余热回收热量关系

Fig.5 Relationship between the rotary speed of engine and the recovery of total waste heat

从图 6 可以看出考虑了余热回收的 C_{opt} 显然比 C_{op} 要高,平均高 30% 以上。随着转速的升高,燃气机热泵的 C_{op} 和 C_{opt} 呈下降趋势。

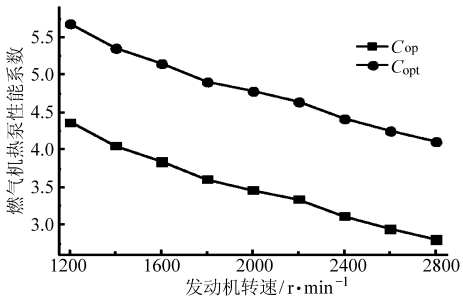


图 6 发动机转速与 C_{op} 、 C_{opt} 关系

Fig.6 Relationship between the rotary speed of engine and C_{op} 、 C_{opt}

从图 7 可以发现,燃气机热泵的一次能源利用率在 1.3 ~ 1.8 之间,随着发动机转速的增加而逐渐下降。燃气机热泵低转速时一次能源利用率更高,具有良好的部分负荷性能。

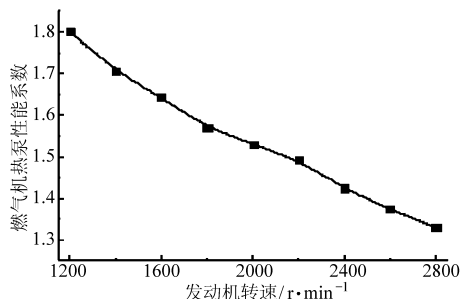


图7 发动机转速与 P_{ER} 关系

Fig.7 Relationship between the rotary speed of engine and P_{ER}

4 结论

(1) 燃气机发动机余热较大, 品位较高, 合理

充分利用发动机余热可以显著提高燃气机热泵的性能。

(2) 利用发动机余热进行除霜, 除霜热量占余热回收总量的比值为 6.5% ~ 9.5%; 不同除霜周期, 制冷剂气化热量占回收余热总量的比值变化较大, 但最大不超过 45%, 从能量平衡角度看是可行的, 并且可以克服传统四通阀换向除霜、热气旁通和显热除霜的弊端。

(3) 利用发动机余热供暖, 冷却水加热供热热水后, 温度下降 5 ~ 8℃, 在不影响发动机运行的前提下, 可以显著提高燃气机热泵的性能, C_{op} 可以提高 30%, 一次能源利用率在 1.3 ~ 1.8。

参 考 文 献

- 1 Yang Zhao, Zhao Haibo, Li Xihong. Characteristic analysis of water heater-chiller unit driven by natural-gas engine [J]. International Journal of Green Energy, 2005, 2(1): 79 ~ 89.
- 2 Payne V, O'Neal D L. Defrost cycle performance for an air-source heat pump with a scroll and a reciprocating compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(2): 107 ~ 112.
- 3 梁彩华, 张小松, 巢龙兆, 等. 显热除霜方式与逆向除霜方式的对比试验研究[J]. 制冷学报, 2005, 26(4): 20 ~ 24. Liang Caihua, Zhang Xiaosong, Chao Longzhao, et al. Experimental comparison of sensible heat defrost and the conventional reverse cycle defrost [J]. Journal of Refrigeration, 2005, 26(4): 20 ~ 24. (in Chinese)
- 4 徐振军, 杨昭. 沼气机热泵复合式空调系统数值计算与能耗分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(9): 118 ~ 121. Xu Zhenjun, Yang Zhao. Numerical calculation and energy consumption analysis for air condition system driven by biogas engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(9): 118 ~ 121. (in Chinese)
- 5 杨建华, 龚金科, 吴义虎. 内燃机性能提高技术[M]. 北京: 人民交通出版社, 2000.
- 6 向飞, 王立, 岳献芳. 柴油发电机驱动的热泵干燥系统开发与优化[J]. 农业机械学报, 2009, 40(10): 75 ~ 80. Xiang Fei, Wang Li, Yue Xianfang. Development and optimization of a heat pump drying system driven by a diesel generator [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(10): 75 ~ 80. (in Chinese)
- 7 Yang Zhao, Zhao Haibo, Fang Zheng. Modeling and dynamic control simulation of unitary gas engine heat pump [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(12): 3 146 ~ 3 153.

(上接第 34 页)

- 2 韩树, 蔡锋, 骆清国, 等. 车用发动机冷却系统控制仿真研究综述[J]. 内燃机, 2008(5): 1 ~ 4. Han Shu, Cai Feng, Luo Qingguo, et al. Summarization of research on the vehicle engine cooling system control simulation [J]. Internal Combustion Engines, 2008(5): 1 ~ 4. (in Chinese)
- 3 肖成永, 李健, 张建武. 发动机冷却系统的建模与仿真[J]. 计算机仿真, 2003, 20(9): 39 ~ 42. Xiao Chengyong, Li Jian, Zhang Jianwu. A numerical modeling and simulation for truck engine cooling system [J]. Computer Simulation, 2003, 20(9): 39 ~ 42. (in Chinese)
- 4 刘毅, 周大森, 张红光. 车用内燃机冷却系统动态传热模型[J]. 内燃机工程, 2007, 28(3): 49 ~ 51. Liu Yi, Zhou Dasen, Zhang Hongguang. A dynamic simulation model for cooling system of vehicle internal combustion engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2007, 28(3): 49 ~ 51. (in Chinese)
- 5 Salah M. Nonlinear control strategies for advanced vehicle thermal management strategies [D]. Clemson: Clemson Univ., 2007.
- 6 Setlur P, Wagner J R, Dawson D M, et al. An advanced engine thermal management system: nonlinear control and test [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2005, 10(2): 210 ~ 220.
- 7 Salah M H, Mitchell T H, Wagner J R, et al. Nonlinear-control strategy for advanced vehicle thermal management systems [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2008, 57(1): 127 ~ 137.