

DOI:10.7652/xjtuxb201308024

余热直接利用型燃气机热泵变转速特性实验研究

张薇¹, 彭学院¹, 尤利超², 王涛¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 丹佛斯天津有限公司, 301700, 天津)

摘要: 针对带有直接利用余热装置的燃气机热泵系统发动机的变转速特性,在搭建的余热直接利用型燃气机热泵系统实验台上,对发动机转速为 1 400~2 000 r/min 的燃气机热泵系统的特性进行了实验研究。结果表明:随转速的增加,一次能源利用率(PER)呈现先平缓增加后快速下降的趋势,当转速在 1 400~1 800 r/min 的范围内时,PER 值维持在 1.34 以上,变动幅度仅为 2.3%,说明在此转速范围内且满足负荷的情况下,系统运转更为高效;在实验参数范围内,系统平均余热利用率达到 83.5%,余热在制热量中的份额随转速的提高持续增加;低转速下余热份额减少,但此时较高的制热性能系数(COP)会补偿这一缺失,使得系统在 1 400 r/min 附近的 PER 最高。该结果可为研究发动机余热的有效回收、利用以提高能源利用效率提供参考。

关键词: 燃气机热泵;余热利用;变转速

中图分类号: TH38 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)08-0141-04

Experiment on Waste Heat Utilization Type Heat Pump Driven by Gas Engine at Varied Speeds

ZHANG Wei¹, PENG Xueyuan¹, YOU Lichao², WANG Tao¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Danfoss Tianjin Co., Ltd., Tianjin 301700, China)

Abstract: The experiment was conducted on an apparatus with the gas engine speeds of 1 400-2 000 r/min to obtain the performance of the waste heat utilization type heat pump driven by a gas engine at various speeds. The results show that the average primary energy ratio (PER) rose slowly first and then decreased rapidly as the engine speed increased. The system PER was higher than 1.34 in the test range and its maximum change amplitude was only 2.3% when the speed increased from 1 400 r/min to 1 800 r/min, indicating that the system was more efficient in this speed range provided the required load was met. The average waste heat recovery ratio of the system reached 83.5% and the ratio of waste heat to heating capacity increased with an increase in the speed in the test range. Although the proportion of waste heat dropped at the lower speeds, the increased coefficient of performance (COP) made compensation for the drop, resulting in the highest PER at about 1 400 r/min.

Keywords: gas engine heat pump; waste heat utilization; varied speed

燃气机热泵是燃气发动机驱动的蒸汽压缩式热泵(GEHP),在日本和欧美研究比较成熟^[1-3]。近十年间,高效节能的燃气机热泵技术受到了国内外研究者的重视,如研究了燃气机热泵发动机的转速为 1 300~2 000 r/min 时转速、水流量、水温对系统

性能参数的影响^[4],R134a 燃气机热泵系统在压缩机转速为 2 000~4 400 r/min 时的系统一次能源利用率(PER)^[5],转速及环境温度对燃气机热泵系统各性能参数的影响^[6],转速为 1 300、1 750 r/min 时冷凝器进水温度对系统性能参数的影响^[7],以及

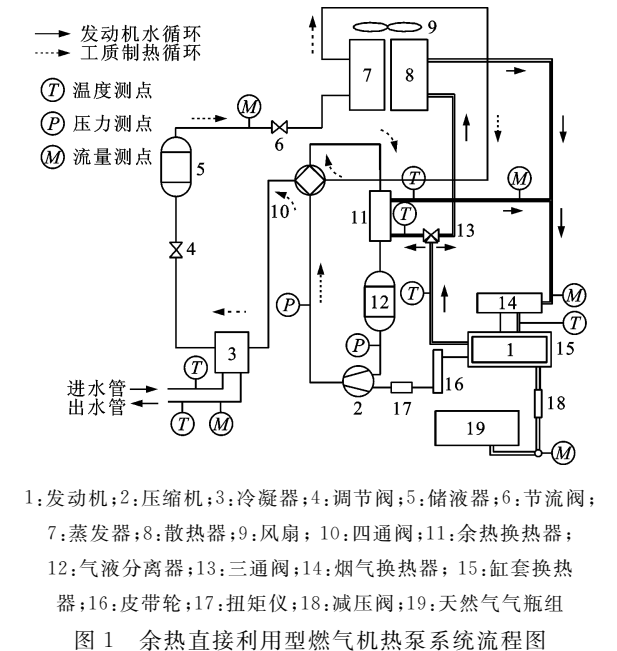
燃气机热泵系统的运行特性^[8]等。

现有的燃气机热泵的系统特性研究多侧重于系统的余热回收性能,对回收的余热直接作为低温热源的研究很少涉及,因此本文对带有余热直接利用装置的燃气机热泵系统开展发动机变转速实验研究,并为此搭建了以环保混合工质 R407C 为制冷剂的余热直接利用型燃气机热泵实验台。

1 测试系统

余热直接利用型燃气机热泵系统如图 1 所示。发动机采用日本尼桑的天然气发动机,发动机转速调节范围为 800~2 000 r/min,压缩机为滑片式压缩机,工质为非共沸环保工质 R407C。该系统主要由 3 部分组成:热泵系统、发动机冷却水循环系统、天然气供气系统。

热泵系统循环流程如图 1 所示。发动机冷却水循环系统的作用是冷却发动机气缸,将回收的发动机余热通过余热换热器交换给热泵系统。散热器的作用是辅助发动机散热。在发动机冷却水循环系统中,余热换热器、烟气换热器和缸套换热器的进、出水管上均加设了温度测点及流量测点,由此得到 3 个换热器的水流量及水的进出口温度差,进而得到烟气换热器和缸套换热器的余热回收量,以及热泵系统通过余热换热器的余热利用量。



天然气供气系统由高压天然气气瓶组、减压阀和质量流量计组成。由发动机稳定运行时的天然气耗气量可计算获得发动机的耗能。

2 实验方法

当室外温度保持在 3℃、蒸发器风机风量为 18 000 m³/h、冷凝器水流量为 8.5 m³/h、发动机冷却水循环流量为 2.95 m³/h、余热换热器水流量为 0.75 m³/h 时,调整发动机转速至设定转速,系统运行稳定后采集系统参数,主要参数如表 1 所示。

表 1 实验系统主要参数值表

实验系统参数	变化范围
蒸发压力/MPa	0.36~0.44
冷凝压力/MPa	2.04~2.13
冷凝器水侧进口温度/℃	40
蒸发器风侧进风温度/℃	3
余热换热器水侧进口温度/℃	71.7~72.9
缸套换热器燃气侧尾气出口温度/℃	165.8~185.9
烟气换热器尾气侧出口温度/℃	49.0~51.3

实验中系统的制热量

$$Q_h = q_w \rho_w C_{Pw} (T_{w,in} - T_{w,out}) / 3\,600 \quad (1)$$

式中: q_w 为载热水的体积流量; ρ_w 为载热水的密度; C_{Pw} 为载热水的比定压热容; $T_{w,in}$ 、 $T_{w,out}$ 分别为载热水进、出冷凝器的温度。

烟气余热回收量 Q_{gas} 、缸套余热回收量 Q_{cyl} 及通过余热回收换热器传递给热泵系统的余热利用量的计算式与式(1)相似,由测量获得的换热器的水流量及进出口温差得到。系统中发动机余热总回收量 Q_{tot} 为烟气余热回收量和缸套余热回收量之和。PER 表达式为

$$r_{PER} = Q_h / E_{ng} \quad (2)$$

式中: E_{ng} 为系统消耗的燃气热能。

热泵系统的效率由性能系数 C_{COP} 定义,即

$$C_{COP} = Q_h / N_{comp} \quad (3)$$

式中: N_{comp} 为压缩机的轴功率。

实验中测量仪器及测量精度如表 2 所示。

表 2 实验测量仪器与精度

测量仪器	测量范围	精度	型号
涡轮流量计	0.5~1.5 m ³ /h	±1.0%	LWGYC-10
热电偶	-40~125℃	±0.5℃	T 分度
	-200~1 300℃	±1.0℃	K 分度
质量流量计	0~15 kg/h	±0.2%	DMF-1
电磁流量计	0.3~12 m/s	±1.0%	LDBE-40S
热电阻	-200~650℃	±0.1℃	PT100
压力传感器	0~3.5 MPa	±0.2%	MPM480

3 实验结果及分析

本文中余热直接利用型燃气机热泵系统的发动

机转速在 800~2 000 r/min 范围内可调,压缩机由发动机通过皮带驱动,转速在 1 100~2 900 r/min 范围内变化。由于低转速时系统性能不太稳定,故取发动机转速在 1 400~2 000 r/min 范围内进行系统变转速实验。发动机转速对燃气耗量的影响如图 2 所示。由图 2 可见,随着发动机转速的升高,燃气耗量迅速增加,但增加的幅值逐渐减小。

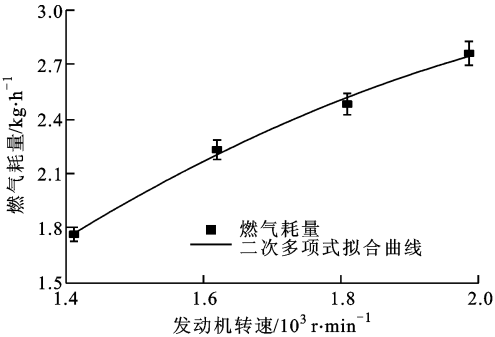


图 2 转速对燃气耗量的影响

发动机转速对燃气机热泵余热回收性能的影响如图 3 所示。由图 3 可见,在实验转速范围内, Q_{cyl} 和 Q_{gas} 均随着发动机转速的升高而增加, Q_{cyl} 增加了 37.6%, Q_{gas} 增加了 60.0%, Q_{tot} 增加了 43.2%。这是因为发动机转速升高强化了气缸内的燃烧过程,使得燃烧温度提升,烟气温度随之升高,导致发动机冷却水与气缸和烟气的换热温差增大,该结果有利于余热回收中的换热过程。发动机气缸内燃气温度高,换热温差大,虽然烟气余热回收量增加迅速,但增幅逐渐减小,所以 Q_{tot} 中 Q_{cyl} 仍占主导,平均占 67.5%。

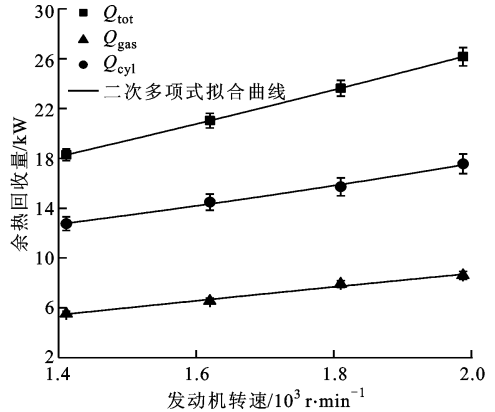


图 3 转速对燃气机热泵余热回收性能的影响

发动机转速对燃气机热泵余热利用性能的影响如图 4 所示。由图 4 可见,随着转速的升高,制热量和余热板换热热量明显增加,其中制热量增加了 28.4%,但增幅逐渐减小,而余热板换热热量增加了 56.8%,且增幅逐渐增大。

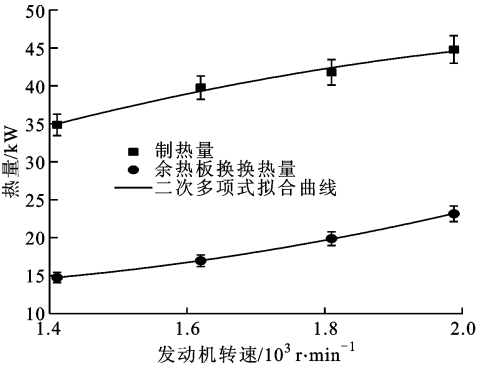


图 4 转速对燃气机热泵余热利用性能的影响

发动机转速对燃气机热泵余热回收和利用效率的影响如图 5 所示。由图 5 可见:燃气热能中总回收余热量占比 α_1 随转速的升高而增大,但增幅逐渐减小;总回收余热量中余热利用量占比(余热利用率) α_2 及制热量中余热占比 α_3 随转速的升高而增大,且增幅逐渐变大。实验范围内总回收余热量中余热利用量占比的平均值达到了 83.5%,最大值为 88.5%,说明系统能较为充分地利用余热制热。实验范围内余热占制热量的比值的平均值为 46%,最大值为 51.7%,显然余热对制热量贡献显著。

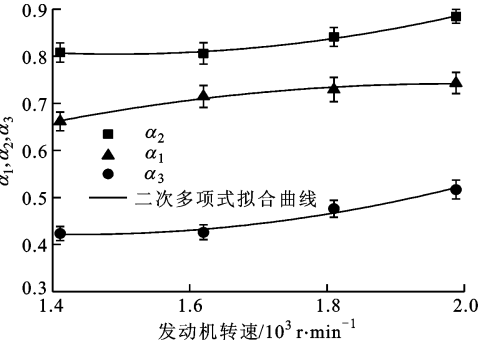


图 5 转速对燃气机热泵余热回收和利用效率的影响

发动机转速对发动机热效率及燃气机热泵系统效率的影响如图 6 所示。由图 6 可见,转速从 1 800 r/min 降到 1 400 r/min 时,发动机的热效率降低了 14.2%,转速在 1 800~2 000 r/min 之间,发动机的热效率变化很小。当发动机转速降低时,发动机余热回收利用率降低,但热泵从外界吸收了更多的热量,使得制热量中外界环境热量占比增大,增幅大于发动机余热回收利用率的降幅,由此压缩机功率相对降低,燃气机热泵系统的 C_{COP} 增大,实验工况范围内 C_{COP} 增加了 13.3%。

发动机转速对燃气机热泵的 PER 影响如图 7 所示。综合图 6、图 7 分析可知:在低转速下,虽然发动机的热效率较低,但燃气机热泵从外界吸收的热量较多且拥有较高的 C_{COP} ,使得燃气机热泵系统的 PER

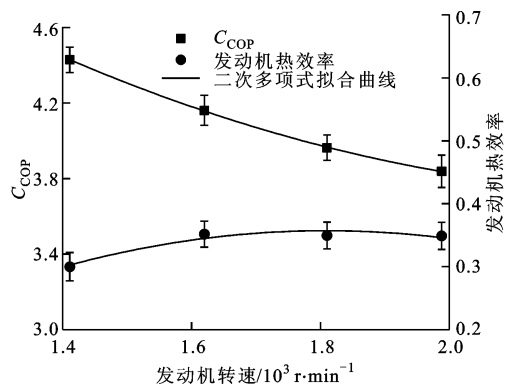


图6 转速对发动机及燃气机热泵系统效率的影响

值在 1 400 ~ 1 800 r/min 范围内较为平稳,平均变动值仅为 2.3%;在 1 800 ~ 2 000 r/min 之间,虽然余热增加,但热泵系统的 C_{COP} 降低,使得 PER 值随着转速的升高而减小,且减幅不断增大,达到 5.2%。

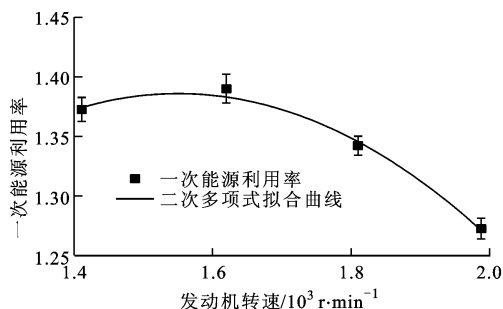


图7 转速对燃气机热泵的一次能源利用率影响

由图7还可见,在实验工况范围内,随着转速的降低,余热直接利用型燃气机热泵的 PER 值先增后减,当转速为 1 400 ~ 1 800 r/min 时,PER 值变化平缓,达到 1.34 以上,转速为 1 600 r/min 时达到最大值 1.39,说明燃气机热泵满足负荷要求且在 1 400 ~ 1 800 r/min 范围内运转时更为高效、节能。

4 结 论

(1) 在发动机热效率和热泵系统的 C_{COP} 的共同作用下,随着发动机转速的升高,PER 值呈现先平缓增加后快速下降的趋势。当转速在 1 400 ~ 1 800 r/min 范围内时,PER 值维持在 1.34 以上,变动幅度仅为 2.3%,说明系统在此状态下更为高效、节能。

(2) 系统余热利用率及制热量中余热占比随着转速的升高而增加,前者在实验范围内平均为 83.5%,后者平均为 46%,说明系统能较为充分地利用余热制热。低转速下余热份额减小,但系统制热的 C_{COP} 值增加了 13.3%,此时较高的 C_{COP} 会补偿降低的余热份额,使得系统在 1 400 r/min 附近 PER 值最高。

(3) 随着转速的升高,余热回收量持续增加,烟气余热回收量迅速增加,但在总余热回收量中发动机缸套余热回收量居主导,在实验工况范围内平均占 67.5%。

参考文献:

- [1] FUJITA T, MITA N, MORIYAMA T, et al. Gas engine-driven heat pump chiller for air-conditioning and hot water supply systems: I Analysis of performance characteristics of GHP chiller [J]. Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2001, 18(2): 51-58.
- [2] NOWAKOWSKI G, MERTEN G, BROGAN J. Field performance of a 3-ton natural gas engine-driven heating and cooling system [J]. ASHRAE Trans, 1995, 101: 1382-1388.
- [3] KANEKO T, OBITANI M, IMURA T. Performance of a four-ton gas-engine-driven heat pump [J]. ASHRAE Trans, 1992, 98: 989-993.
- [4] YANG Zhao, WANG Wenbin, WU Xi. Thermal modeling and operating tests for a gas-engine driven heat pump working as a water heater in winter [J]. Energy and Buildings, 2013, 58(3): 219-226.
- [5] 杨昭, 程珩, 张世钢, 等. 燃气压缩式热泵空调系统的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(6): 920-922.
- [6] YANG Zhao, CHENG Heng, ZHANG Shigang, et al. Experimental research of a compressive heat pump air-condition system driven by gas engine [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(6): 920-922.
- [7] ZHANG Rongrong, LU Xuesheng, LI Shuze, et al. Analysis on the heating performance of a gas engine driven air to water heat pump based on a steady-state model [J]. Energy Conversion & Management, 2005, 46(11/12): 1714-1730.
- [8] ELGENDY E, SCHMIDT J, KHALIL A, et al. Performance of a gas engine driven heat pump for hot water supply systems [J]. Energy, 2011, 36(5): 2883-2889.
- [8] 李应林, 张小松, 殷勇高, 等. 燃气驱动冷热水机组变转速运行实验研究 [J]. 东南大学学报, 2005, 35(2): 298-301.
- LI Yinglin, ZHANG Xiaosong, YIN Yonggao, et al. Experimental research on variable speed operation of cold-hot water unit driven by gas engine [J]. Journal of Southeast University, 2005, 35(2): 298-301.

(编辑 苗凌)