

文章编号:0253 - 4339(2018) 05 - 0121 - 08

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2018. 05. 121

# 低温环境下复叠式燃气机热泵的供热性能研究

刘凤国<sup>1</sup> 马振西<sup>1</sup> 张蕊<sup>1,2</sup> 董付江<sup>1</sup> 加磊磊<sup>1</sup>

(1 天津城建大学能源与安全工程学院 天津 300384; 2 北京建筑大学北京未来城市设计高精尖创新中心 北京 100044)

**摘要** 为了提高燃气机热泵在低环境温度下的制热性能,本文将燃气机热泵技术与复叠式热泵技术相结合,提出了应用于低环境温度下的复叠式燃气机热泵(CGEHP)系统。使用 MATLAB 软件,建立了 CGEHP 数学模型。分析了燃气发动机转速、环境温度和系统进水温度对系统供热性能(总供热量、制热性能系数(COP)及一次能源利用率(PER))的影响规律。结果表明:当环境温度分别为 -20、-15、-10 °C,以 NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> 作为吸收式热泵系统工质,发动机转速为 1 500 r/min 时,PER 分别为 1.0、1.02、1.04,比常规空气源电热泵系统分别提高了 24%、15%、5%。

**关键词** 燃气机热泵;复叠式热泵技术;低环境温度;一次能源利用率(PER)

**中图分类号**:TB61<sup>+</sup>1;TQ051.5

**文献标识码**:A

## Research on Heating Characteristics of Cascade Gas Engine-driven Heat Pump in Low-temperature Environment

Liu Fengguo<sup>1</sup> Ma Zhenxi<sup>1</sup> Zhang Rui<sup>1,2</sup> Dong Fujiang<sup>1</sup> Jia Leilei<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Safety Engineering, Tianjin Chengjian University, Tianjin, 300384, China; 2 Beijing Advanced Innovation Center for Future Urban Design, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing, 100044, China)

**Abstract** In order to improve the energy efficiency of gas engine-driven heat pump system in low-temperature environment, a cascade gas engine-driven heat pump (CGEHP) was designed based on the gas engine heat pump and the cascade heat pump technologies. The simulation model of the CGEHP was established and researched using MATLAB. The influencing rule of the coefficient of performance (COP) and primary energy ratio (PER) were analyzed under different conditions, such as gas engine speed, ambient air temperature, and cooling water inlet temperature. The results show that when the ambient air temperature is -20 °C, -15 °C, and -10 °C, with NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> solution as the working pair of absorption heat pump subsystem and the gas engine speed is 1 500 r/min, the PER of the CGEHP is 1.0, 1.02, and 1.04 respectively, which is improved by 24%, 15%, and 5% respectively, compared with the conventional air source electric heat pump system.

**Keywords** gas engine-driven heat pump; cascade heat pump technology; low temperature environment; primary energy ratio(PER)

燃气机热泵以天然气、沼气等清洁能源作为燃料,通过燃气发动机驱动蒸汽压缩式热泵实现热泵循环,因其能有效回收燃气发动机余热,并可充分利用低温热能,能源利用率较高。与传统电热泵相比,燃气机热泵具有两大显著优势:1)可回收发动机缸套和烟气的余热,冷却水温一般为 70~90 °C<sup>[1]</sup>;2)可通过控制发动机燃气输入量来调节发动机转速,使燃气机热泵具有较强的负荷适应能力<sup>[2-3]</sup>。Yang Zhao 等<sup>[4]</sup>实验研究了燃气机热泵系统的供热性能,当环境温度为 7 °C、系统出水温度为 55 °C、发动机转速为 2 000 r/min 时,所回收的发动机余热占系统总制热

量的 55%。

燃气机热泵系统废热量大、废热品质高,有学者提出燃气机压缩吸收复合热泵系统(GECAHP)来提高燃气机热泵的制冷制热能力<sup>[5-7]</sup>。在此系统中,燃气发动机驱动蒸汽压缩式热泵子系统,利用发动机余热驱动吸收式热泵子系统。采用 GECAHP 系统的制冷能力可比常规电热泵提高约 25%<sup>[8]</sup>。目前针对 GECAHP 的研究主要集中在制冷方面,为了探究 GECAHP 的制热性能,Liu Fengguo 等<sup>[9]</sup>提出了一种燃气机压缩吸收闭式并联供热系统,采用燃气发动机余热驱动吸收式热泵子系统,联合压缩式热泵子系统

基金项目:国家自然科学基金(51506141)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51506141).)

收稿日期:2017 年 12 月 1 日

从大气中提取热量共同向用户供热,结果表明在环境温度为  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  时,系统的 PER 可达 1.1。

改善空气源热泵系统的低温适应性、提高其低温制热性能是解决空气源热泵在寒冷地区应用的关键问题。针对空气源热泵系统在北方寒冷地区的应用性,陈镇凯等<sup>[10]</sup>提出单双级复叠式空气源热泵系统,在室外温度较高时,系统按单级制热模式运行;在室外温度较低时,系统按双级复叠制热模式运行。本文结合燃气机热泵技术与复叠式热泵技术,提出一种适合于低温环境的新型复叠式燃气机热泵供热系统(CGE-HP),研究了发动机转速、环境温度和系统进水温度与总供热量、制热性能系数(COP)及一次能源利用率(PER)的关系,分析了 CGEHP 系统在不同工况下的性能规律,并与常规的空气源热泵系统进行对比,有效提高了空气源热泵系统在低温环境的制热性能。

## 1 系统原理

复叠式燃气机热泵系统工作原理如图 1 所示,该

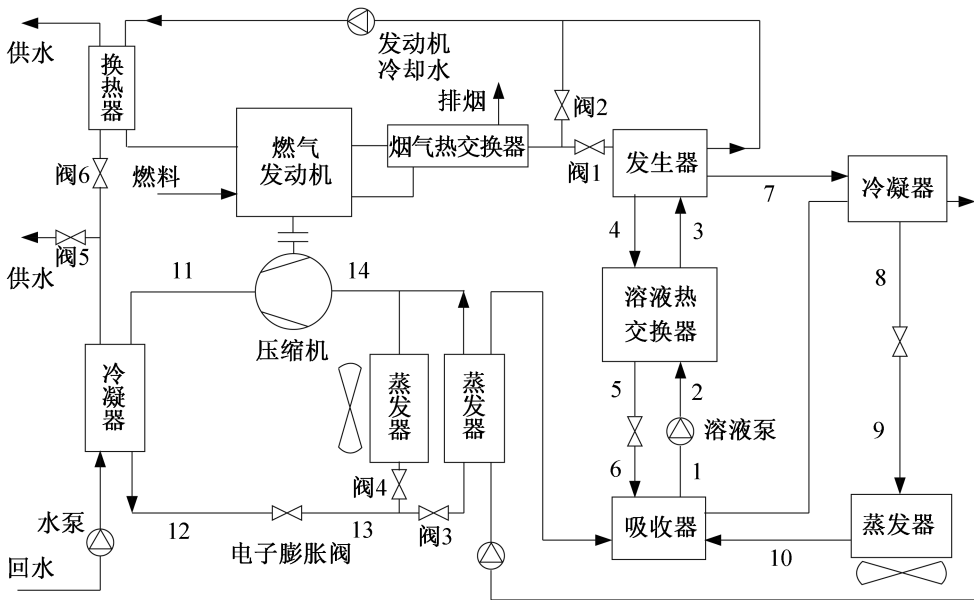


图 1 CGEHP 系统原理

Fig. 1 Principle of the CGEHP system

压缩式热泵系统采用环保型制冷剂 R134a,对于吸收式热泵系统,常规可采用  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  或  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  作为工质。由于  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  工质不适用于低环境温度<sup>[11]</sup>,而  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  工质的吸收剂和制冷剂沸点较为接近,系统需要加装精馏装置<sup>[12-13]</sup>。以氨-硝酸锂溶液( $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ )或氨-硫氰酸钠溶液( $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ )作为工质的吸收式热泵系统,不需要考虑真空问题,无需精馏装置,且制冷剂为氨,可以在蒸发温度很低的工况下工作。两种氨-盐工质的吸收式热泵系统在循环热力性能方面的特点较为接近, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  溶液具

系统包括燃气发动机系统、压缩式热泵系统和吸收式热泵系统。燃气发动机的输出功驱动压缩机运转从而实现压缩式热泵系统压缩过程,发动机冷却水回收发动机缸套和烟气的热量驱动吸收式热泵系统的溶液发生过程。其中吸收式热泵作为低温级热泵,压缩式热泵作为高温级热泵。当环境温度较低时,CGE-HP 系统中电磁阀 1、3、5 开启,电磁阀 2、4、6 关闭,此时系统按复叠式燃气机热泵系统模式运行,发动机冷却水驱动吸收式热泵,制取  $10\sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$  的低温热水并作为高温级压缩式热泵的低温热源,由压缩式热泵制取高温热水向用户供热。当室外温度较高时,电磁阀 2、4、6 开启,电磁阀 1、3、5 关闭,此时系统按常规燃气机热泵系统模式运行,吸收式热泵部分停止运行,压缩式热泵的低温热源从水源切换为空气源,压缩式热泵的冷凝器联合发动机余热共同向用户提供热水。本文针对低环境温度下的 CGEHP 系统制热性能展开研究。

有更低的发生温度和更低的饱和蒸气压,在吸收式热泵系统应用于低蒸发温度的场合更具优势,但从溶液的黏度及热导率来看, $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  溶液具有更低的黏度和更高的导热率。两种氨-盐工质各具优势。本文对这两种工质的吸收式热泵系统进行对比分析。

## 2 系统模型

### 2.1 燃气发动机

图 2 所示为燃气发动机在不同状态下的输出功率和热效率。应用数据拟合得出各转速  $n_{\text{Eng}}$  和负载率  $\varphi$

下发动机燃气消耗量和输出功率的表达式分别为式(1)和式(2),式中各系数  $a_{ij}$ 、 $b_{ij}$  的值如表 1 所示。

$$Q_{PE} = \sum_{i=0,j=0}^3 a_{ij} n_{Eng}^i \varphi^j \quad (1)$$

$$P_{Eng} = \sum_{i=0,j=0}^3 b_{ij} n_{Eng}^i \varphi^j \quad (2)$$

式中:  $Q_{PE}$  为燃气发动机的燃气消耗量, kW;  $P_{Eng}$  为燃气发动机的输出功率, kW。

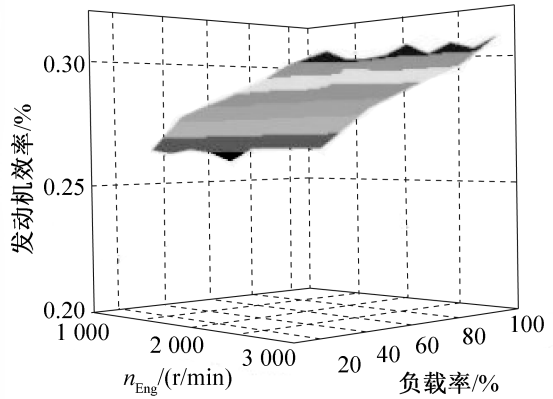
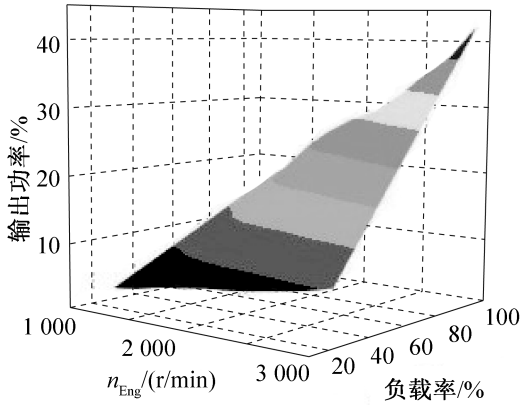


图 2 燃气发动机在不同转速和负载率下的输出功率和热效率

Fig. 2 The output power of gas engine in various engine rotation speed and load ratio

表 1 式(1) ~ 式(2) 中各系数的值

Tab. 1 Coefficients of equations (1) - (2)

$ij$	$a_{ij}$	$b_{ij}$
00	-16.15	-56.85
10	0.03	0.10
01	-2.63	-11.31
20	-1.49E-05	-5.24E-05
11	0.03	0.07
02	-0.63	1.71
30	2.60E-09	9.12E-09
21	-1.27E-06	-4.98E-06
12	0.18E-03	4.15E-03
03	0.52	-3.00

发动机余热包括发动机缸套余热和发动机烟气余热,结合笔者前期的实验数据<sup>[14]</sup>,燃气发动机缸套余热回收量  $Q_{cyl}$  可由式(3)计算得到:

$$Q_{cyl} = \xi Q_{PE} \quad (3)$$

式中:  $\xi$  为燃气发动机缸套余热回收量占燃气消耗量的比例,取  $\xi = 0.3$ 。

燃气发动机烟气余热回收量  $Q_{exh}$  可由式(4)计算:

$$Q_{exh} = m_{exh} c_{p,exh} (t_{exh,in} - t_{exh,out}) \quad (4)$$

式中:  $m_{exh}$  为烟气质量流量, kg/s;  $c_{p,exh}$  为烟气的定压比热容, kJ/(kg·°C);  $t_{exh,in}$ ,  $t_{exh,out}$  为分别为烟气流入、流出烟气换热器的温度, °C。对于烟气定压比热容,可按文献[15]中的方法计算,取发动机过量空气系数为 1.3,天然气低位热值为 36.75 MJ/m<sup>3</sup>,发动

机排烟温度设定为 580 °C。烟气换热器中,烟气出口温度比热水出口温度高 25 °C<sup>[16]</sup>。

## 2.2 压缩式热泵

压缩机数学模型的构建,可根据压缩机生产商提供的性能测试数据拟合出较为准确的压缩机模型。压缩机轴功率  $P_{Com}$  和制冷剂质量流量  $m_r$  的表达式分别为式(5)和式(6),式中各系数  $c_{ij}$ 、 $d_{ij}$  的值见表 2。

表 2 式(5) ~ 式(6) 中各系数的值

Tab. 2 Coefficients of equations (5) - (6)

$ij$	$c_{ij}$	$d_{ij}$
00	3.50	0.45
10	-0.13	0.01
01	0.26	-0.01
20	-4.78E-03	2.09E-04
11	8.03E-03	1.78E-05
02	-2.75E-03	2.51E-04
30	-3.52E-05	1.30E-06
21	5.88E-05	1.11E-06
12	-1.08E-05	2.36E-08
03	5.93E-06	-2.13E-06

$$P_{Com} = \sum_{i=0,j=0}^3 c_{ij} t_e^i t_c^j \quad (5)$$

$$m_r = \sum_{i=0,j=0}^3 d_{ij} t_e^i t_c^j \quad (6)$$

式中:  $t_e$ 、 $t_c$  分别为压缩式热泵的蒸发温度、冷凝

温度,℃。

蒸发器和冷凝器采用板式换热器,假设蒸发温度比蒸发器出水口温度低 5℃,过热度为 5℃,冷凝温度比系统出水温度( $T_{Wout}$ )高 5℃,工质在蒸发器和冷凝器中的压降各为 50 kPa。压缩式热泵系

统各部件的热平衡和性能系数  $COP_c$  计算公式如表 3 所示。

电子膨胀阀的制冷剂节流过程视为等焓过程( $h_{12} = h_{13}$ ),流经电子膨胀阀的制冷剂质量流量与压缩机的质量流量相同。

表 3 热负荷计算公式和评价参数

Tab. 3 Computational formulas of the heat loads and evaluation index

性能参数	计算公式	
热平衡方程	$Q_{Con.C} = m_r(h_{11} - h_{12})$	$Q_{Eva.C} = m_r(h_{14} - h_{13})$
	$Q_{PE} = m_{Gas}LHV$	$Q_{Gen} = m_7h_7 + m_4h_4 - m_3h_3$
	$Q_{Con.A} = m_7h_7 - m_8h_8$	$Q_{Abs} = m_{10}h_{10} + m_6h_6 - m_1h_1$
	$Q_{Eva.A} = m_{10}h_{10} - m_9h_9$	$Q_{AHP} = Q_{Con.A} + Q_{Abs}$
	$Q_H = Q_{Con.C} + Q_{AHP}$	
COP	$COP_c = \frac{Q_{Con.C}}{P_{Com}}$	$COP_A = \frac{Q_{AHP}}{Q_{Gen} + (W_{Fan.A} + W_{SP})/\eta}$
PER	$PER = \frac{Q_H}{Q_{PE} + (W_{Fan.C} + W_{Fan.A} + W_{SP})/\eta}$	

注: $Q_{Con.C}$ 为压缩式热泵系统的冷凝器制热量,kW; $Q_{Eva.C}$ 为压缩式热泵系统的蒸发器热负荷,kW; $Q_{PE}$ 为燃气发动机的燃气消耗量,kW; $Q_{Gen}$ 为发生器热负荷,kW; $Q_{Con.A}$ 为吸收式热泵系统的冷凝器制热量,kW; $Q_{Abs}$ 为吸收器制热量,kW; $Q_{Eva.A}$ 为吸收式热泵系统的蒸发器热负荷,kW; $Q_{AHP}$ 为吸收式热泵系统制热量,kW; $Q_H$ 为系统总制热量,kW; $m_1 \sim m_{14}$ 为工质的质量流量,kg/s; $h_1 \sim h_{14}$ 为工质的比焓,kJ/kg; $m_{Gas}$ 为天然气质量流量,kg/s;LHV为天然气低位热值,MJ/m<sup>3</sup>;  $W_{Fan.A}$ 为吸收式热泵系统的冷凝器风机功率,kW; $W_{Fan.C}$ 为压缩式热泵系统的冷凝器风机功率,kW; $W_{SP}$ 为溶液泵功率,kW; $\eta$ 为溶液热交换器效率,kW。

### 2.3 吸收式热泵

模型建立前,先对吸收式热泵系统作如下假设:

- 1) 系统在稳定状态下运行,忽略系统与环境间的热损失,忽略流体在管路的流动压降;
- 2) 存在气液两相的部件内溶液处于两相平衡状态,发生过程和吸收过程终了的溶液状态、冷凝过程和蒸发过程终了的制冷剂状态均为饱和状态;
- 3) 发生器出口的制冷剂蒸气为对应发生器压力下的过热状态蒸气,其温度为发生温度;
- 4) 发生器压力等于冷凝压力,吸收器压力等于蒸发压力;
- 5) 在吸收式热泵系统中,吸收器、蒸发器、冷凝器出口处的工质均为饱和状态。

吸收式热泵系统以大气作为低温热源,以发动机冷却水作为驱动热源。蒸发器采用翅片管换热器,假设蒸发温度比环境温度( $T_{Amb}$ )低 10℃,冷凝温度比冷凝器出水温度高 5℃。发生温度比发生器出水温度( $T_{Rw}$ )高 5℃。假设溶液热交换器效率  $\eta = 80\%$ ,溶液泵效率  $\eta_{sp} = 90\%$ <sup>[17-18]</sup>。吸收式热泵系统各部件的热平衡和性能系数  $COP_A$  计算公式如表 3 所示。

为了验证模型精度,设定吸收式热泵系统的标定工况为:发生温度 130℃,蒸发温度 -5℃,吸收温度 45℃,冷凝温度 50℃。表 4 所示为标定工况下  $NH_3-$

$LiNO_3$  吸收式热泵系统在各状态点的热力参数,得到  $COP = 1.4558$ 。通过与文献[18]( $COP = 1.455$ )中各对应状态点的对比可知,COP 误差为 0.060%,各状态点误差在 5% 以内,说明所建立的吸收式热泵系统数学模型可满足精度要求。

### 2.4 模型求解

基于以上拟合公式和基本假设,建立了 CGEHP 系统的数学模型,并使用 MATLAB 软件编制了相应的计算程序。该模型以压缩式热泵系统的蒸发器进出口平均水温为中间温度  $T_m$ ,作为压缩式热泵系统和吸收式热泵系统互相耦合的重要参数。CGEHP 系统模拟计算流程如图 3 所示。

## 3 性能分析

### 3.1 发动机转速

图 4 所示当环境温度为 -5℃,系统进水温度为 40℃,发生器热水出口温度为 85℃,不同燃气发动机转速对系统性能的影响。下标 1 表示 CGEHP 系统中吸收式热泵的工质采用  $NH_3-LiNO_3$  时的性能参数,下标 2 表示 CGEHP 系统中吸收式热泵的工质采用  $NH_3-NaSCN$  时的性能参数。随着燃气发动机转速



$n_{Eng}$  从 1 500 r/min 增至 2 500 r/min,  $Q_{H1}$ 、 $Q_{H2}$ 、 $Q_{PE1}$  和  $Q_{PE2}$  分别增大了 74.4%、70.2%、78.1% 和 76.6%。由于  $Q_{H1}$  和  $Q_{H2}$  的增长幅度小于  $Q_{PE1}$  和  $Q_{PE2}$  的减小幅度, 所以两个 CGEHP 系统的性能均减弱。就压缩式

热泵系统和吸收式热泵系统而言, 其性能系数  $COP_{C1}$ 、 $COP_{C2}$ 、 $COP_{A1}$ 、 $COP_{A2}$  分别降低了 3.2%、2.5%、4.4%、4.5%。就 CGEHP 系统整体而言,  $PER_1$  和  $PER_2$  分别降低了 1.9% 和 3.3%。

表 4 标定工况下  $NH_3$ - $LiNO_3$  吸收式热泵系统在各状态点的热力参数

Tab. 4 Thermodynamic parameters at various state points in  $NH_3$ - $LiNO_3$  absorption heat pump system under calibration conditions

状态点	$T/^\circ C$	$p/kPa$	$x$	$h/(kJ/kg)$	$h/(kJ/kg)^{[18]}$	误差/%
1	45	355	0.442 8	-75.003	-75.000	-0.003
3	10	2 034	0.442 8	111.740	112.700	-0.960
4	130	2 034	0.359 0	208.100	208.100	0
6	63	355	0.359 0	-4.662	-6.000	1.338
7	130	2 034	1.000 0	1 730.300	1 730.300	0
8	50	2 034	1.000 0	440.620	443.700	-3.080
10	-5	355	1.000 0	1 456.700	1 456.600	0.100

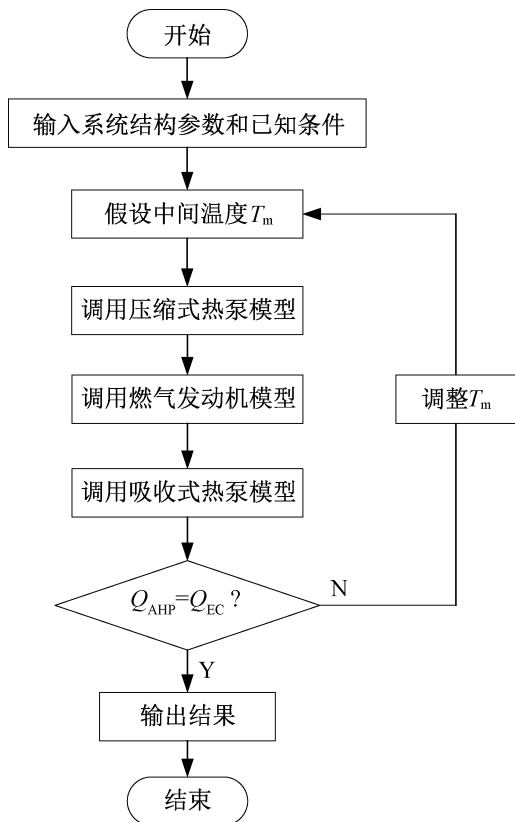


图 3 复叠式燃气机热泵系统仿真算法流程

Fig. 3 The calculation flow of the CGEHP system

$n_{Eng}$  的增加引起了燃气发动机输出功率和余热量的增加, 随之压缩式热泵系统压缩机输入功率和吸收式热泵系统发生器输入热量增加, 使压缩式热泵和吸收式热泵的制热量随之增加。  $n_{Eng}$  的提高增大了

CGEHP 的总制热量, 使其更能适应负荷多变的运行工况, 而此时, 系统 PER 仅略有降低。

### 3.2 环境温度

对于以室外空气作为热源的热泵系统, 外界环境温度的变化对系统运行性能的影响不容忽视。图 5 所示为当  $n_{Eng} = 1\ 500\ r/min$ 、系统进水温度为  $40\ ^\circ C$ 、发生器热水出口温度为  $85\ ^\circ C$ , 不同环境温度对系统性能的影响。随着环境温度从  $-20\ ^\circ C$  增至  $10\ ^\circ C$ ,  $Q_{H1}$ 、 $Q_{H2}$ 、 $Q_{PE1}$ 、 $Q_{PE2}$  分别增大了 16.5%、29.2%、6.3%、11.0%。就压缩式热泵系统和吸收式热泵系统而言, 性能系数  $COP_{C1}$ 、 $COP_{C2}$ 、 $COP_{A1}$ 、 $COP_{A2}$  分别增大 7.3%、12.4%、11.2%、19.7%。就 CGEHP 系统整体而言,  $PER_1$  和  $PER_2$  分别增大 7.8% 和 13.4%。因此以  $NH_3$ - $LiNO_3$  作为吸收式热泵系统工质比  $NH_3$ - $NaSCN$  工质在低环境温度下更具优势。

王守国<sup>[19]</sup>研究了空气源电热泵 (ASEHP) 在低环境温度下的性能, 实验对比了常规空气源热泵系统和带中间换热器的空气源热泵在  $-25\sim 0\ ^\circ C$  制热量和能效比的变化规律。当考虑燃气发电效率为 45% 时, 常规空气源热泵系统 PER 如图 5(c) 所示。可以看出, 当环境温度分别为  $-20$ 、 $-15$ 、 $-10\ ^\circ C$  时, 空气源电热泵的 PER 分别为 0.81、0.89、0.99。当采用 CGEHP 系统, 以  $NH_3$ - $LiNO_3$  作为吸收式热泵系统工质对时, 相比于 ASEHP 系统, PER 分别提高了 24%、15%、5%。CGEHP 不仅具有较好的制热能力, 还在低温环境下具有较高的 PER。由图 5(c) 可知, 当环

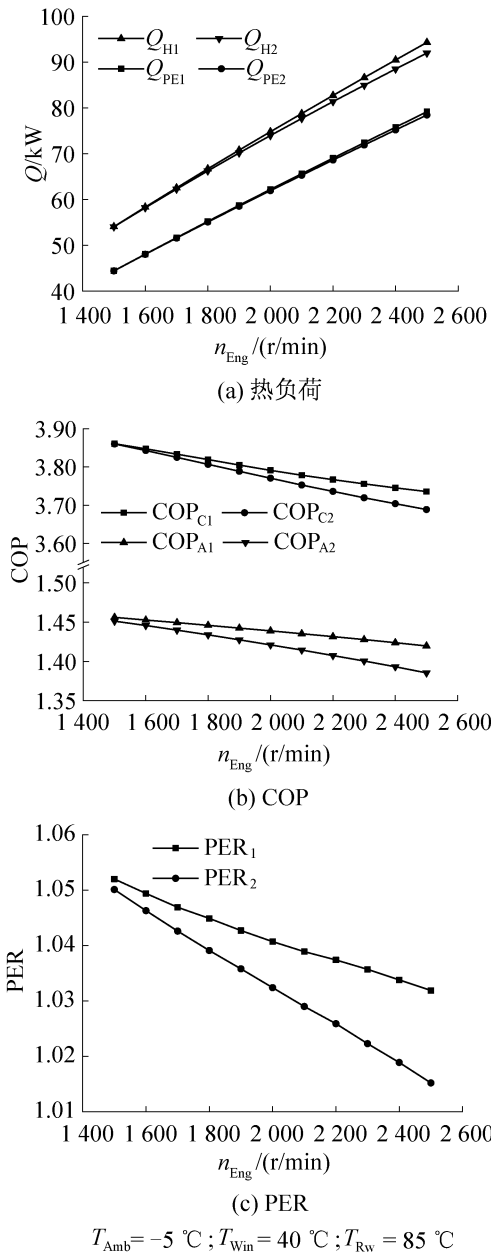


图 4 燃气发动机转速对 CGEHP 系统性能的影响  
Fig. 4 The effect of gas engine speed on the performance of CGEHP

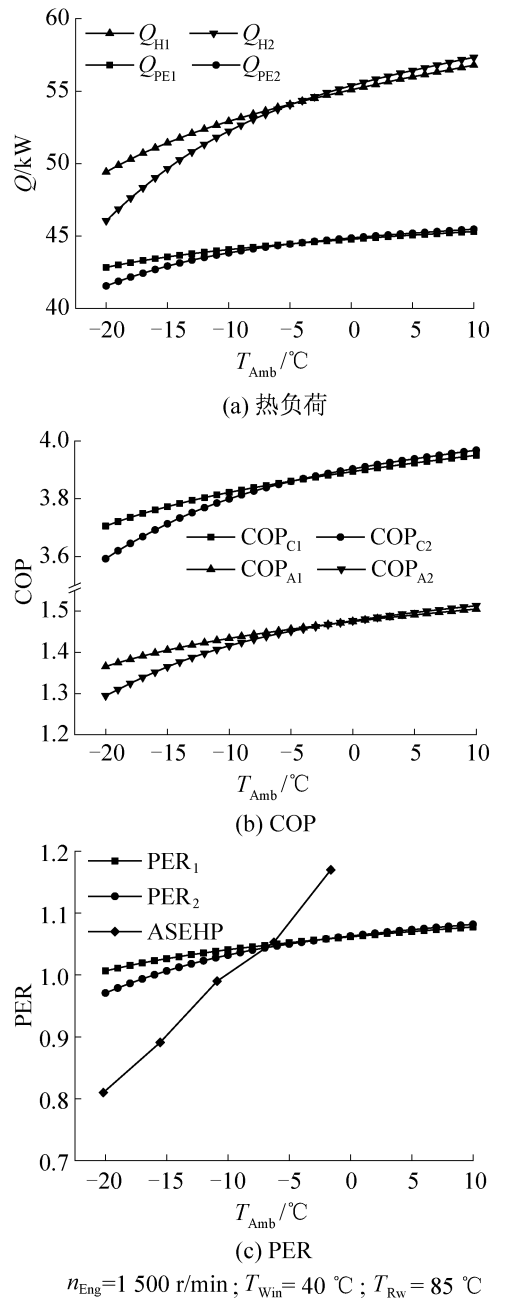


图 5 环境温度对 CGEHP 系统性能的影响  
Fig. 5 The effect of ambient air temperature on the performance of CGEHP

境温度高于  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  时,传统空气源热泵的 PER 将大于 CGEHP 系统。从系统一次能源利用角度出发,结合前期对燃气机热泵供热系统的实验研究,可将环境温度  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$  作为电磁阀的切换温度,即当环境温度低于  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$  时,燃气机热泵系统按复叠式热泵模式运行;当环境温度高于  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$  时,按常规燃气机热泵模式运行。

### 3.3 系统进水温度

图 6 所示为当  $n_{Eng} = 1\ 500\ \text{r/min}$ 、环境温度为  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、发生器热水出口温度为  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$  的工况下,不

同系统进水温度对系统性能的影响。随着系统进水温度由  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  升至  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $Q_{H1}$ 、 $Q_{H2}$ 、 $Q_{PE1}$ 、 $Q_{PE2}$  分别增大了 34.3%、25.3%、41.3%、37.4%。由于  $Q_{H1}$  和  $Q_{H2}$  的增长幅度小于  $Q_{PE1}$  和  $Q_{PE2}$ ,所以两个 CGEHP 系统的性能都将有所下降。就压缩式热泵系统和吸收式热泵系统而言,其性能系数  $COP_{C1}$ 、 $COP_{C2}$ 、 $COP_{A1}$ 、 $COP_{A2}$  分别降低 7.5%、10.4%、7.5%、12.5%。就 CGEHP 系统整体而言,PER<sub>1</sub> 和 PER<sub>2</sub> 分别减小 4.4% 和 8.0%。

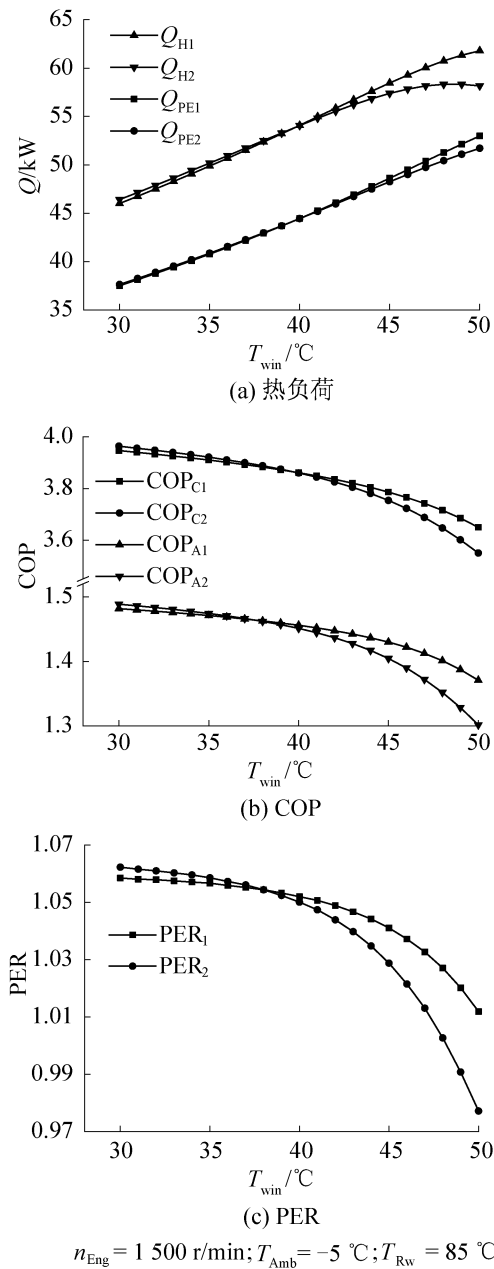


图 6 系统进水温度对 CGEHP 系统性能的影响  
Fig. 6 The effect of water inlet temperature on the performance of CGEHP

## 4 结论

1) 建立了适用于低环境温度的复叠式燃气机热泵 (CGEHP) 系统数学模型。由模拟分析可知, 系统总供热量随着燃气发动机转速、环境温度的增加而增加, 随着进水温度的升高而降低; 而 COP 和 PER 随着燃气机转速和进水温度的升高而降低。

2) 分别对  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  和  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  作为吸收式工质进行了分析。结果表明, 以  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  作为吸收式热泵系统工质比  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  工质在低温环境下更具优势。

3) 环境温度分别为  $-20$ 、 $-15$ 、 $-10 \text{ } ^\circ\text{C}$  时, 传统空气源电热泵的 PER 分别为  $0.81$ 、 $0.89$ 、 $0.99$ 。当采用 CGEHP 系统, 以  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  作为吸收式热泵系统工质对时, PER 可分别提高  $24\%$ 、 $15\%$ 、 $5\%$ 。

4) 从系统一次能源利用角度出发, 可将环境温度  $-7 \text{ } ^\circ\text{C}$  设定为电磁阀的切换温度, 即当环境温度低于  $-7 \text{ } ^\circ\text{C}$  时, 燃气机热泵系统按复叠式热泵模式运行; 当环境温度高于  $-7 \text{ } ^\circ\text{C}$  时, 按常规燃气机热泵模式运行。

本文受住房和城乡建设部科学技术计划 (UDC2017031012) 项目资助。(The project was supported by the Science and Technology Plans of Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China (No. UDC2017031012).)

## 参考文献

- [1] ZHANG Xin, YANG Zhao, WU Xi, et al. Evaluation method of gas engine-driven heat pump water heater under the working condition of summer [J]. Energy and Buildings, 2014, 77: 440–444.
- [2] ZHANG R R, LU X S, LI S Z, 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 and Management, 2005, 46(11/12): 1714–1730.
- [3] HEPBASLI A, ERBAY Z, ICIER F, et al. A review of gas engine driven heat pumps (GEHPs) for residential and industrial applications [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 13(1): 85–99.
- [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: 219–226.
- [5] SUN Z G, GUO K H. Cooling performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system driven by a gas engine [J]. International Journal of Energy Research, 2006, 30(13): 1109–1116.
- [6] 潘莹, 阮双琛, 徐刚, 等. 大中型客车发动机余热驱动的制冷空调的开发 [J]. 流体机械, 2012, 40(3): 76–79. (PAN Ying, RUAN Shuangchen, XU Gang, et al. Development of the refrigerant air-conditioner driven by exhaust heat from automotive engine in large and medium-sized bus [J]. Fluid Machinery, 2012, 40(3): 76–79.)
- [7] LI Jianbo, XU Shiming. The performance of absorption-compression hybrid refrigeration driven by waste heat and power from coach engine [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 61(2): 747–755.
- [8] SUN Zhigao. Experimental investigation of integrated refrigeration system (IRS) with gas engine, compression

- chiller and absorption chiller [J]. *Energy*, 2008, 33(3): 431 – 436.
- [9] LIU Fengguo, DONG Fujiang, YAN Aibin, et al. Heating performance of a parallel gas engine compression-absorption heat pump [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 123: 1308 – 1317.
- [10] 陈镇凯, 何雪强, 胡文举, 等. 复叠式空气源热泵低温适应性研究 [J]. *低温建筑技术*, 2011, 33(12): 107 – 109. (CHEN Zhenkai, HE Xueqiang, HU Wenju, et al. The adaptability research of cascade air source heat pump in low temperature environment [J]. *Low Temperature Architecture Technology*, 2011, 33(12): 107 – 109.)
- [11] KARAMANGIL M I, COSKUN S, KAYNAKLI O, et al. A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, 14(7): 1969 – 1978.
- [12] ANTONOPOULOS K A, ROGDAKIS E D. Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens [J]. *Applied Thermal Engineering*, 1996, 16(2): 127 – 147.
- [13] SUN Dawen. Comparison of the performances of  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  and  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  absorption refrigeration systems [J]. *Energy Conversion and Management*, 1998, 39(5/6): 357 – 368.
- [14] DONG Fujiang, LIU Fengguo, LI Xianting, et al. Exploring heating performance of gas engine heat pump with heat recovery [J]. *Journal of Central South University*, 2016, 23(8): 1931 – 1936.
- [15] XU Shenghua. Direct calculation of flue gas properties [J]. *Journal of Suzhou Institute of Silk Textile Technology*, 1999, 19(3): 32 – 36.
- [16] KONG Xiangqiang, WANG Ruzhu, LI Ying, et al. Experimental investigation of a micro-combined cooling, heating and power system driven by a gas engine [J]. *Energy Conversion and Management*, 2005, 28(7): 977 – 987.
- [17] LI Xianting, WU Wei, ZHANG Xiaoling, et al. Energy saving potential of low temperature hot water system based on air source absorption heat pump [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 48(26): 317 – 324.
- [18] WU Wei, ZHANG Xiaoling, LI Xianting, et al. Comparisons of different working pairs and cycles on the performance of absorption heat pump for heating and domestic hot water in cold regions [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 48(1): 349 – 358.
- [19] 王守国. 带中间换热器的低环温空气源热泵实验研究 [J]. *铁路节能环保与安全卫生*, 2017, 7(2): 81 – 86. (WANG Shouguo. Experimental research on low temperature air source heat pump with vapor injection [J]. *Railway Energy Saving & Environmental Protection & Occupational Safety and Health*, 2017, 7(2): 81 – 86.)

通信作者简介

刘凤国,男,博士后,副教授,天津城建大学能源与安全工程, 13702045181, E-mail: fgliu@tju.edu.cn。研究方向:燃气机热泵。

About the corresponding author

Liu Fengguo, male, postdoctor, associate professor, School of Energy and Safety Engineering, Tianjin Chengjian University, + 86 13702045181, E-mail: fgliu@tju.edu.cn. Research fields: gas engine-driven heat pump system.