

基于多元回归模型的燃气热泵系统制热性能分析

田佳垚¹, 冯自平², 胡亚飞¹, 宋文吉²

(1. 中国科学院大学 广州能源研究所, 广东 广州 510640; 2. 中国科学院 广州能源研究所, 广东 广州 510640)

摘要: 基于实测数据构建燃气热泵系统中天然气发动机的多元回归模型和开式涡旋压缩机的计算模型, 采用EES软件对燃气热泵系统进行性能计算, 分析出口水温(t_{out})、发动机转速(N_{eng})、环境温度(t_{amb})及余热回收量对系统制热性能系数COP与一次能源利用率PER的影响。模拟研究表明: 在同等条件下, 不开启余热回收系统时, COP与PER随 t_{out} 增加线性降低, 模拟值与实测值的最大误差分别为1.62%与3.06%; 同时, t_{amb} 对COP的影响较大, 当 N_{eng} 为1500 r/min时, 随着 t_{amb} 从-15℃变化到24℃时, COP上升了225.87%, PER上升了217.26%; 开启余热回收系统后, 同等条件下的COP与PER分别提升了24.65%和24.67%, 且COP, PER变化的趋势发生了明显变化。

关键词: 燃气热泵; 制热性能; 余热回收; 模拟计算

中图分类号: TK11 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2023.06.015

[引用本文格式] 田佳垚, 冯自平, 胡亚飞, 等. 基于多元回归模型的燃气热泵系统制热性能分析[J]. 热能动力工程, 2023, 38(6): 129-136. TIAN Jia-yao, FENG Zi-ping, HU Ya-fei, et al. Analysis of heating performance of gas engine-driven heat pump system based on multiple regression model[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(6): 129-136.

Analysis of Heating Performance of Gas Engine-driven Heat Pump System based on Multiple Regression Model

TIAN Jia-yao¹, FENG Zi-ping², HU Ya-fei¹, SONG Wen-ji²

(1. Guangzhou Institute of Energy Conversion, University of Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, China, Post Code: 510640;
2. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, China, Post Code: 510640)

Abstract: In this paper, based on the measured data, the multiple regression model of the natural gas engine and the calculation model of the open scroll compressor were constructed in the gas engine-driven heat pump system. The influence of outlet water temperature (t_{out}), engine speed (N_{eng}), ambient temperature (t_{amb}) and waste heat recovery amount on coefficient of performance (COP) and primary energy ratio (PER) was analyzed by using the engineering equation solver (EES) software. The simulation study shows that when the waste heat recovery system is not turned on under the same condition, COP and PER decrease linearly with the increase of t_{out} , and the maximum errors between simulated and measured values are 1.62% and 3.06% respectively; meanwhile, t_{amb} has a greater impact on COP, when N_{eng} is 1500 r/min, as t_{amb} changes from -15℃ to 24℃, COP increases by 225.87% and PER increases by 217.26%; after turning on the waste heat recovery system, the COP and PER under the same condition increase by 24.65% and 24.67% respectively, and the trend of COP and PER changes significantly.

Key words: gas engine-driven heat pump, heating performance, waste heat recovery, simulation calculation

引言

燃气热泵(Gas Engine-Driven Heat Pump, GHP)是在传统空调热泵系统基础上,以天然气发动机为核心,皮带轮驱动开启式压缩机,或者经由发动机共轴连接的发电装置驱动电压缩机,从而对制冷剂进行压缩蒸汽循环的系统。其燃料不止局限于天然气,也可以是液化石油气、沼气等。GHP 的一次能源利用率高,在冬季消耗一次能源相同的情况下,GHP 制热量是电热泵(EHP)的 1.4 倍,而且在极低温下制热量不衰减,并且能实现不停机化霜。在夏季,由于燃气的峰谷与电力的峰谷相反,正好起到“削峰填谷”的作用^[1-2]。

国内外学者围绕 GHP 的各部件建立了物理模型^[3-4]、数学模型^[5-9]和基于实验数据的半经验模型^[10-13]。天然气发动机是 GHP 中的核心部件,其内部结构复杂、理论建模比较繁琐。多元回归模型作为实验建模的一种方法在燃油内燃机中已有成熟应用^[14],文献[10]、文献[13]对不同的天然气发动机建立了多元回归模型,并以此为基础研究了 GHP 性能。但国内外对于 GHP 的研究中较多采用活塞式压缩机,冷媒较多选择 R134a、R22 或 R407C,且未考虑设备的集成。

由于缺少相关部件厂商数据,目前基于开启式涡旋压缩机搭载 R410A 冷媒的 GHP 研究较少。本文通过 1 台集成的 GHP 采集实验数据,结合厂商数据,建立天然气发动机的多元回归模型,并基于 EES(Engineering Equation Solver)软件分析了 GHP 的稳态制热性能。

1 系统描述

燃气热泵系统结构如图 1 所示。系统的动力源由压缩天然气(CNG)提供,经过燃气发动机燃烧后所得的轴功,牵引开启式涡旋压缩机进行压缩蒸汽循环。冷媒为 R410A。在制热模式时,压缩机排出的高温、高压气态冷媒经过油气分离器后,流经四通阀至水侧板式换热器,与冷却水换热。换热至过冷态的中温、中压液态冷媒,经过电子膨胀阀节流后,

在风侧管翅换热器吸收空气中的热量完成相变,变为低温、低压的气态冷媒,再流经气液分离器回到压缩机,进入下一个循环。本系统配有发动机余热回收系统,可回收缸套余热及烟气余热。

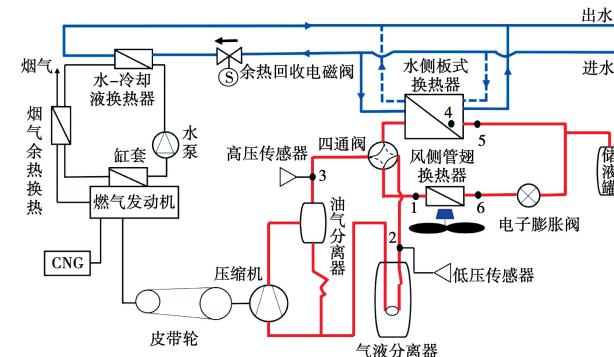


图 1 燃气热泵系统简图

Fig. 1 System diagram of gas engine-driven heat pump

系统 $p-h$ 图如图 2 所示。冷媒在热泵系统中的循环过程:1-2 为低温、低压的气体流经蒸发器后进入压缩机前的过热过程;2-3 为压缩过程;3-4-5 为冷凝过程;状态点 4 发生在冷凝器内,在冷凝器某处高温、高压气体达到饱和状态,随即经历 4-5 达到过冷态,流经电子膨胀阀完成 5-6 的过程;最后,在蒸发器内完成蒸发过程 6-1。

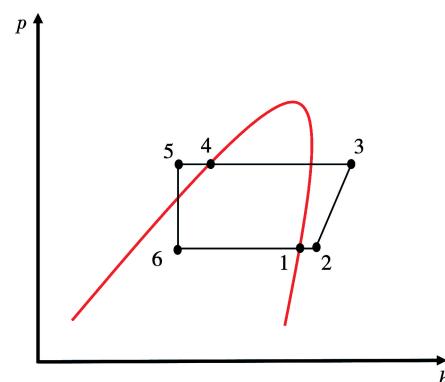


图 2 R410A 的蒸汽压缩循环 $p-h$ 示意图

Fig. 2 The $p-h$ schematic diagram of R410A's vapor compression cycle

2 模型建立

2.1 热力学分析

燃气热泵系统能流如图 3 所示。燃烧释放的内

能一部分转化为可利用的机械能 P_{eng} , 一部分转化为包含了发动机缸套余热及烟气余热的可回收热量 Q_{rec} , 还有一小部分损失的热量 Q_{loss} 。

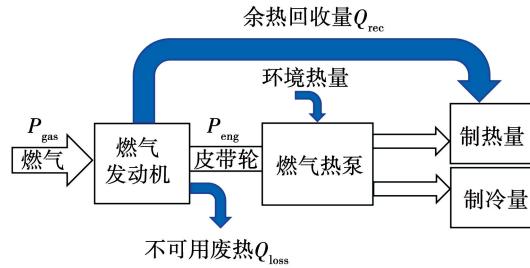


图3 燃气热泵系统能流图

Fig. 3 Energy flow diagram of gas engine-driven heat pump system

用 P_{gas} 表示燃气的耗气功率, 依据能量守恒, 对于燃气发动机:

$$P_{\text{gas}} = P_{\text{eng}} + Q_{\text{rec}} + Q_{\text{loss}} \quad (1)$$

式中: P_{gas} —耗气功率, kW; P_{eng} —发动机输出功率, kW; Q_{rec} —发动机可用余热量, kW; Q_{loss} —发动机损失热量, kW。

其中, 耗气功率由燃气的流量与其低位发热量所确定:

$$P_{\text{gas}} = V_{\text{gas}} \cdot \text{LHV} \quad (2)$$

式中: V_{gas} —燃气流量, m^3/h ; LHV—压缩天然气的低位发热量, 取 33.5 MJ/m^3 。

燃气发动机与涡旋压缩机由皮带轮传动, 可表示为:

$$P_{\text{com}} = \eta \cdot P_{\text{eng}} \quad (3)$$

式中: P_{com} —压缩机实际输出功率, kW; η —发动机与压缩机之间的传动效率, 取 0.95。

热泵系统中, 通过冷媒侧的计算制热能力为:

$$Q_{\text{h,cal}} = m_{\text{ref}} \cdot (h_3 - h_5) \quad (4)$$

式中: $Q_{\text{h,cal}}$ —冷媒计算制热量, kW; m_{ref} —冷媒质量流量, kg/s ; h_3, h_5 —冷凝器的入口和出口焓值, kJ/kg 。

压缩机的等熵效率可表示为:

$$\eta_s = (h_{3,s} - h_2) / (h_3 - h_2) \quad (5)$$

式中: η_s —等熵效率, %; $h_{3,s}$ —等熵条件下压缩机的排气焓值, kJ/kg ; h_2 —压缩机实际进气焓值, kJ/kg 。

冷媒的质量流量 \dot{m}_{ref} 可通过下式得出:

$$\dot{m}_{\text{ref}} = f \cdot L \rho_1 \quad (6)$$

式中: f —压缩机的频率, r/s ; L —两台压缩机串联后制冷剂排量, 取 172 mL/r ; ρ_1 —状态点 1 的密度, kg/m^3 。

其中, 压缩机的频率 f 由下式得出:

$$f = \frac{1}{60} N_{\text{eng}} R \quad (7)$$

式中: N_{eng} —燃气发动机的转速, r/min ; R —燃气发动机与涡旋压缩机的传动比, 经计算取 2.19。

水侧换热器中冷媒与水路的换热量为:

$$Q_w = c_{p,w} m_w (t_{w,out} - t_{w,in}) \quad (8)$$

式中: Q_w —水侧换热器中的换热量, kW; $c_{p,w}$ —水的比定压热容, $\text{kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$; m_w —水路中的质量流量, kg/s ; $t_{w,in}, t_{w,out}$ —水路的进、出水温度, $^\circ\text{C}$ 。

如此可以得到热泵系统在制热时烟气及缸套水的余热贡献:

$$Q_{\text{rec}} = Q_w - Q_{\text{h,cal}} \quad (9)$$

余热回收率是指燃料燃烧后可利用的热量占产热量的百分比, 用 n_{rec} 表示:

$$n_{\text{rec}} = Q_{\text{rec}} / (P_{\text{gas}} - P_{\text{eng}}) \quad (10)$$

燃气热泵系统的性能指标主要为能效系数 (Coefficient of Performance, COP) 和一次能源利用率 (Primary Energy Ratio, PER) :

$$\text{COP} = Q_w / P_{\text{com}} \quad (11)$$

$$\text{PER} = Q_w / P_{\text{gas}} \quad (12)$$

发动机的热效率 η_{eng} 和综合效率 η_{total} 表示如下:

$$\eta_{\text{eng}} = P_{\text{eng}} / P_{\text{gas}} \quad (13)$$

$$\eta_{\text{total}} = (P_{\text{eng}} + Q_{\text{rec}}) / P_{\text{gas}} \quad (14)$$

2.2 燃气发动机的多元回归模型

在系统运行时, 从发动机的 ECU 监控软件上, 可以直接得到燃气发动机的转速与扭矩, 通常以理论公式计算发动机的功率 P_{eng} :

$$P_{\text{eng}} = N_{\text{eng}} M_{\text{eng}} / 9550 \quad (15)$$

式中: M_{eng} —发动机的扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

然而, 发动机实际的输出功并不能由上式精确

得出。本文以燃气发动机厂家所提供的万有特性数据,根据多元线性回归理论,忽略随机误差,拟合得到实际功率 $P'_{\text{eng},i}$ 与转速 $N_{\text{eng},i}$ 和扭矩 $M_{\text{eng},i}$ 的关系:

$$P'_{\text{eng},i} = a_0 + a_1 N_{\text{eng},i} + a_2 M_{\text{eng},i} + \dots + a_{k-3} N_{\text{eng},i}^2 M_{\text{eng},i}^{m-2} + a_{k-2} N_{\text{eng},i} \cdot M_{\text{eng},i}^{m-1} + a_{k-1} M_{\text{eng},i}^m \quad (16)$$

式中: k —多项式的项数; m —多项式的最高次幂; $i = (1, 2, 3 \dots 90)$ —第 i 组数据; $a_0, a_1, a_2, \dots, a_{k-3}$, a_{k-2}, a_{k-1} —待定系数,其中 $k = \frac{1}{2}(m+1)(m+2)$ 。

在燃气发动机中天然气的消耗量也可视为与自身转速和扭矩相关的函数,从燃气热泵系统稳定运行后得出的实验数据中,根据多元线性回归理论,忽略随机误差,得到如下关系式:

$$V_{\text{gas}} = g(M_{\text{eng}}, N_{\text{eng}}) \quad (17)$$

在经过对比误差后,式(16)选用四阶多元回归多项式,式(17)选用二阶多元回归多项式,对应多项式的待定系数如表 1 所示。

表 1 拟合关系式的待定系数

Tab. 1 Undetermined coefficients of fitting relation

待定系数	功率函数对应项	燃气消耗量对应项
a_0	1.120101320E + 00	3.504398405E + 00
a_1	-2.692306833E - 03	-3.668037933E - 02
a_2	-2.876262900E - 03	-5.971397318E - 04
a_3	1.978812548E - 06	1.540755211E - 04
a_4	1.197549499E - 04	3.048230373E - 05
a_5	-8.938403423E - 05	2.873152305E - 07
a_6	-5.102392125E - 10	—
a_7	-8.384385649E - 09	—
a_8	-3.227971308E - 08	—
a_9	7.683563273E - 07	—
a_{10}	2.958046551E - 14	—
a_{11}	1.132549656E - 12	—
a_{12}	2.394590226E - 11	—
a_{13}	-2.106353015E - 10	—
a_{14}	-7.544251624E - 10	—

发动机功率和燃气消耗量的拟合与实际测量值的对比分别如图 4、图 5 所示。由图可知,多元回归

式(16)与(17)可以准确地描述实际情况,最大误差分别为 2.92% 和 1.6%。

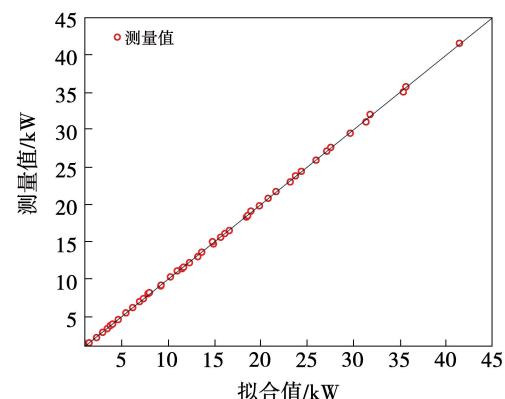


图 4 实际输出功率与拟合值的契合程度

Fig. 4 Matching of actual output power and fitted value

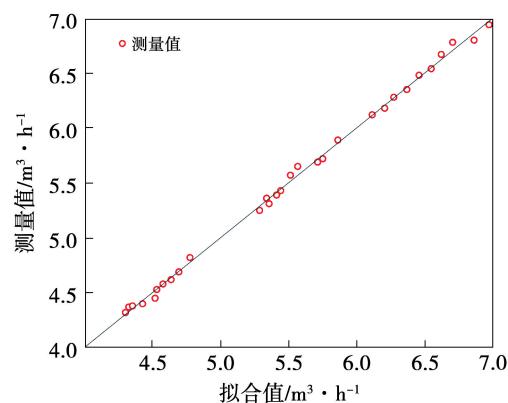


图 5 实际燃气消耗量与拟合值的契合程度

Fig. 5 Matching of actual gas consumption and fitted value

3 结果分析

在环境温度 t_{amb} 为 24 ℃时,基于模拟及实验结果分析了水路出口水温 t_{out} (41 ~ 50 ℃)、燃气发动机转速 N_{eng} (1 000 ~ 2 000 r/min) 及余热回收对燃气热泵系统制热性能的影响。

假设:(1) 忽略热量在管路中的传输损失;(2) 系统处于热平衡和稳定流动状态;(3) 在涡旋压缩机内的压缩过程假设为绝热过程,忽略经过两相区的压降损失;(4) 冷媒流经节流阀的过程为等焓过程;(5) 在水侧换热器中完全换热。参数设定如表 2 所示。

表2 相关参数的设定

Tab. 2 Setting of related parameters

参数	表达式
出口水温 $t_{\text{out}}/^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{out}} = t_4 - 5$
冷凝温度 $t_4/^{\circ}\text{C}$	t_4
蒸发温度 $t_1/^{\circ}\text{C}$	$t_1 = t_{\text{amb}} - 12$
吸气温度 $t_2/^{\circ}\text{C}$	$t_2 = t_1 + 3$
等熵效率 η_s	0.75

3.1 出口水温的影响

不开启余热回收系统 t_{amb} 为 24°C 、 N_{eng} 为 1 200 r/min 时, 不同 t_{out} 对压缩机排气压力 p_3 以及 COP 和 PER 的影响如图 6 所示。当 t_{out} 增加时, 对应的排气压力线性增加, 原因是冷凝温度受 t_{out} 不断增加影响而提升, 从而导致压缩机压比增大, 在蒸发温度不变的情况下, 系统高压升高。此时模拟值与实验值的最大误差为 41°C 时的 3.81%。误差原因可能源自两方面: 其一是, PT100 铂电阻测温传递误差最大可为 4.6%; 其二是, 实际过程中, 等熵效率发生了细微变化, 而且过冷度无法控制在一个既定值下。

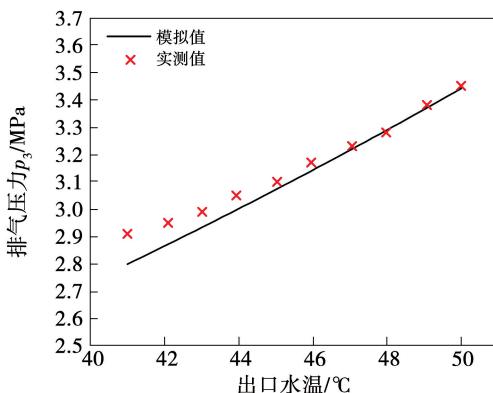


图6 出口水温与压缩机排气压力的关系

Fig. 6 The relationship between outlet water temperature and compressor discharge pressure

相同条件下、不同 M_{eng} 下的 COP 与 PER 变化情况分别如图 7 和图 8 所示。随着出口水温 t_{out} 不断增加, COP 与 PER 均下降。原因是: $Q_{\text{h,cal}}$ 不断减小但对应的 P_{com} 与 P_{gas} 却未发生变化; 随着 M_{eng} 增大 P_{eng} 也增加, 引起 P_{com} 与 P_{gas} 增加, $Q_{\text{h,cal}}$ 不变。因此, COP 和 PER 在同一出水温度时随着 M_{eng} 增大而下

降; 模拟得出的 COP 和 PER 值与实测值的最大误差分别是对应出水口温为 41°C 时的 1.62% 与 3.06%。

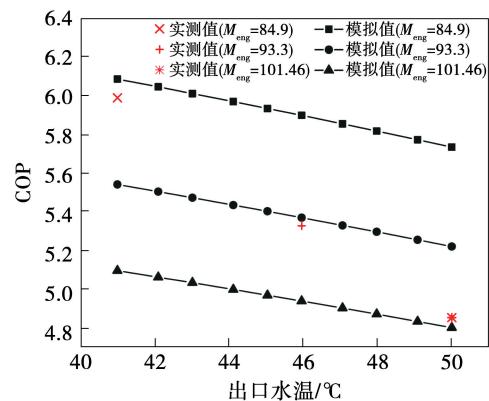


图7 出口水温与 COP 的变化关系

Fig. 7 The relationship between outlet water temperature and COP

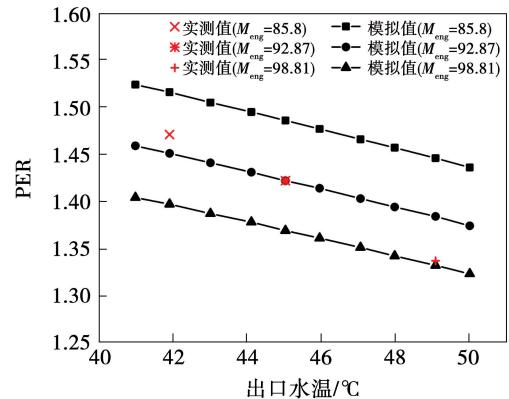


图8 出口水温与 PER 的变化关系

Fig. 8 The relationship between outlet water temperature and PER

3.2 发动机转速和环境温度的影响

不考虑余热回收, 当环境温度为 24°C 时, M_{eng} 为 $95 \text{ N} \cdot \text{m}$, t_{out} 为 45°C 。保持 M_{eng} 为 $95 \text{ N} \cdot \text{m}$, t_{out} 为 45°C 不变的情况下, 制热量和效率随发动机转速的变化如图 9 所示。随着 N_{eng} 增加, Q_{w} 和 η_{eng} 都增加。此时由式(6)和(7)可知, \dot{m}_{ref} 随着 N_{eng} 线性增加, 而冷凝温度和蒸发温度不变, 因此压缩机进出口焓差不变, Q_{w} 线性增加。与此同时, η_{eng} 增长的趋势变缓, 这表明燃气热泵系统在发动机高速运转时, P_{eng} 的增加速率从一开始大于 P_{gas} 的增加速率转变为两者接近, 说明燃气热泵系统在中速运行下热效率较高。

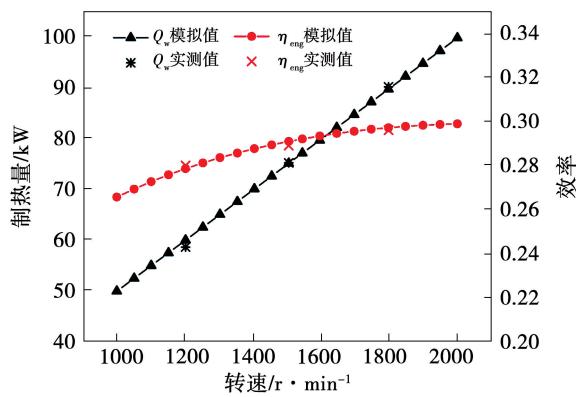


图 9 制热量和发动机效率随发动机转速的变化

Fig. 9 Changes of heating capacity and engine efficiency with engine speed

M_{eng} 为 95 N · m、 t_{out} 为 45 ℃的情况下, 燃气热泵系统的 COP 随环境温度及发动机转速的变化如图 10 所示。

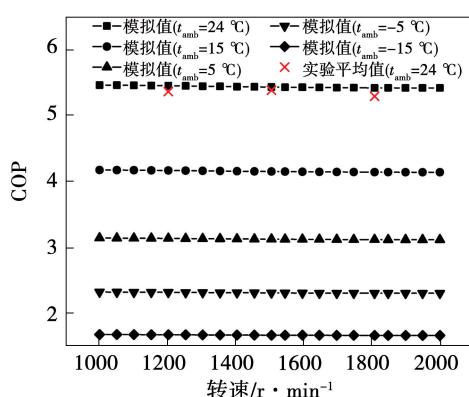


图 10 不同环境温度和发动机转速下 COP 变化

Fig. 10 Changes of COP under different ambient temperatures and engine speeds

相同环境温度 t_{amb} 下的 COP 随发动机转速 N_{eng} 变化较小, 在 t_{amb} 为 24 ℃下 1 200, 1 500 以及 1 800 r/min 对应的平均 COP 分别为 5.360, 5.379 和 5.287, 与模拟值契合。当环境温度逐渐升高时 COP 也逐渐增加, 因为环境温度的升高导致蒸发温度提升。当 t_{amb} 为 -15, -5, 5, 15 和 24 ℃时, 对应的平均 COP 为 1.67, 2.31, 3.12, 4.15 和 5.43。同时, t_{amb} 越高两个温区的平均 COP 提升幅度越小, 如 t_{amb} 分别从 -15 ℃到 -5 ℃、从 -5 ℃到 5 ℃、5 ℃到 15 ℃和从 15 ℃到 24 ℃时, COP 对应提升了 38.42%、

35.35%、32.87% 和 30.88%。

在 M_{eng} 为 95 N · m、 t_{out} 为 45 ℃的情况下, 燃气热泵系统的 PER 随环境温度及发动机转速的变化如图 11 所示。

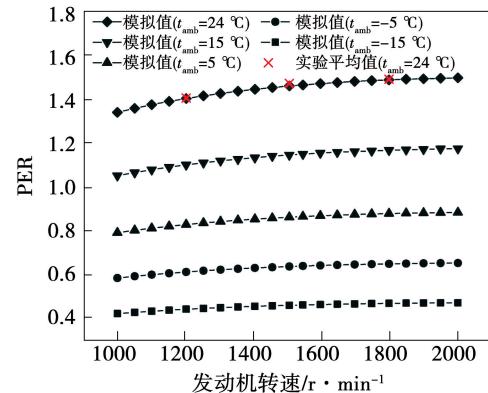


图 11 不同环境温度和发动机转速下 PER 变化

Fig. 11 Changes of PER under different ambient temperatures and engine speeds

同样, 由于 t_{amb} 影响蒸发温度, 因此燃气热泵系统在高温时的 PER 大于温度较低时。与 COP 变化规律有所不同的是, PER 的变化还受燃气发动机热效率 η_{eng} 的影响。随着 N_{eng} 增加, 冷媒产生制热量的速率从一开始超过耗气功率的增长速率, 到最后两者增长速率接近。在对应环境温度为 -15 ~ 24 ℃时, 最大 PER 分别为 0.472, 0.653, 0.884, 1.175 和 1.498。其中, 在 24 ℃时的模拟数据与实验数据相契合。

3.3 开启余热回收系统的影响

在环境温度 24 ℃的实验中开启了余热回收系统, 计算得到了 N_{eng} 分别在 1 200 和 1 500 r/min 时的余热回收量 Q_{rec} 、总余热量 Q_{total} 和冷媒计算制热量 $Q_{\text{h,cal}}$ 的变化情况, 如图 12 所示。当转速 1 200 r/min 时, 10 组数据的余热回收率 η_{rec} 从 66.07% 变化到 53.22%, 平均为 58.88%; 当转速 1 500 r/min 时, 10 组数据的 η_{rec} 从 52.63% 变化到 53.99%, 平均为 51.83%。

假定同等条件下 η_{rec} 与 N_{eng} 线性负相关, 基于实验数据, 得到如下关系式:

$$\eta_{\text{rec}} = -2.35 \times 10^{-4} N_{\text{eng}} + 0.8708 \quad (18)$$

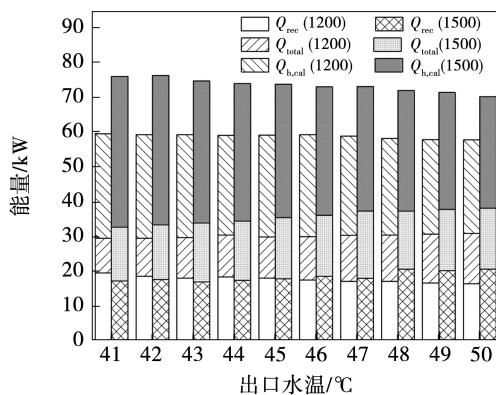


图 12 开启余热回收系统后 3 种热量的对比

Fig. 12 Comparison of three types of heat capacities after turning on the waste heat recovery system

通过计算,得到余热系统开启后 COP 与 PER 随发动机转速的变化情况如图 13 和图 14 所示。图 13 中, M_{eng} 为 87.84 N·m, t_{out} 为 45 ℃; 图 14 中 M_{eng} 为 91.15 N·m, t_{out} 为 45 ℃。模拟值和测量值的最大误差为 1.97%, 与文献[10]变化规律相似, 可以说明假设具有合理性。

在相同环境温度 t_{amb} 时, 随发动机转速 N_{eng} 增加, COP 缓慢减少; 而在不同 t_{amb} 、相同 N_{eng} 时, COP 越来越大, 余热回收系统对 COP 的提升效果十分显著。以 N_{eng} 在 1 500 r/min 为例, 同等条件下开启余热回收系统比不开启余热回收系统, 系统 COP 提升了 24.65%。

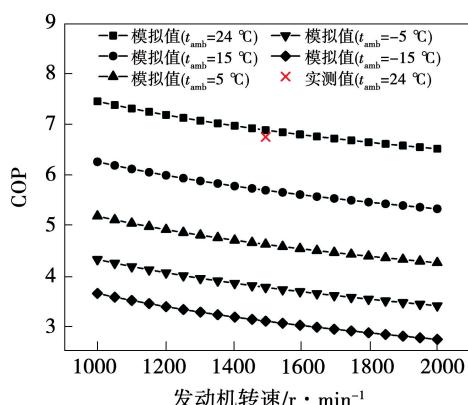


图 13 开启余热回收系统后 COP 随转速的变化

Fig. 13 Changes of COP with engine speed after turning on the waste heat recovery system

如图 14 所示, 当 t_{amb} 为 5~24 ℃时 PER 模拟值

随 N_{eng} 增加先提升后下降, 而 t_{amb} 为 -15~-5 ℃时 PER 随 N_{eng} 增加而下降, 与未开启余热回收系统对比发生了变化。这是由于 Q_{rec} 和 P_{gas} 共同决定了 PER 的变化。余热回收系统对 PER 提升依然显著, 在 N_{eng} 为 1 500 r/min 的同等条件下比不开启回收系统 PER 提升了 24.67%。

总体来说, 余热回收系统开启后, COP 和 PER 的提升源自于燃气发动机综合效率的 η_{total} 提升, 转速为 1 200 和 1 500 r/min 时发动机的综合效率 η_{total} 分别为 70% 和 65.76%。

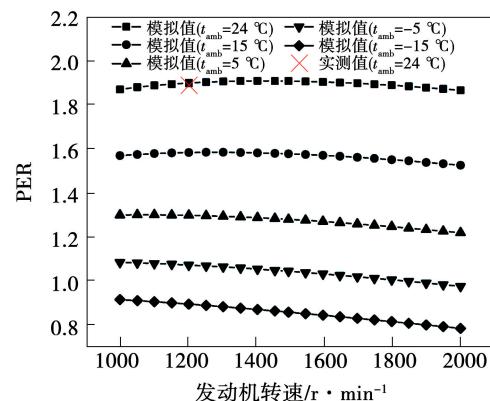


图 14 开启余热回收系统后 PER 随转速的变化

Fig. 14 Changes of PER with engine speed after turning on the waste heat recovery system

4 结 论

建立了燃气发动机的多元回归模型, 并以此为基础建立了空气源燃气热泵系统的稳态模型, 模型精度较高, 最大误差在 3.81%。分析出水温度 t_{out} 、发动机转速 N_{eng} 、环境温度 t_{amb} 和余热回收系统对空气源燃气热泵制热性能的影响, 并与实验数据进行了对比, 得出结论:

(1) 出口水温 t_{out} 通过影响冷媒在冷凝器中的压力来影响冷凝温度发生变化, 从而导致 COP 与 PER 发生变化。

(2) 发动机转速 N_{eng} 的变化对应着发动机热效率 η_{eng} 、功率 P_{eng} 和耗气功率 P_{gas} 的变化, 环境温度 t_{amb} 的变化对应蒸发温度的变化, 两者耦合对系统 COP 和 PER 产生着影响。燃气热泵系统在中速运

转下热效率最大值接近 0.3, 其他条件不变时 N_{eng} 对 COP 的影响不如 t_{amb} 显著; 同时, 在高温时系统的制热特性优于低温下的制热特性。

(3) 余热回收系统对系统制热性能的影响较大, 模拟和实验表明, 在对应条件下热回收率 η_{rec} 达 50% 时, COP 与 PER 分别提升 24.65% 和 24.67%; 但在其他条件不变时, 余热回收率 η_{rec} 与发动机转速 N_{eng} 负相关。

参考文献:

- [1] 李玉. 燃气热泵空调(GHP)数值模拟研究[D]. 北京: 中国科学院研究生院, 2008.
LI Yu. Simulation study on natural gas engine-driven heat pump [D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2008.
- [2] ROSELLI C, MARRASSO E, SASSO M. Gas engine-driven heat pumps for small-scale applications: state-of-the-art and future perspectives[J]. Energies, 2021, 14(16): 1–73.
- [3] YANG Z, ZHAO H, FANG Z. Modeling and dynamic control simulation of unitary gas engine heat pump[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(12): 3146–3153.
- [4] ZHANG Q, YANG Z, GAO Y D. The multi-goal optimal analysis of stand-alone gas engine heat pump system with energy storage(ES-GEHP) system[J]. Energy and Buildings, 2017, 139: 525–534.
- [5] CHEN Y, YANG Z, WU X, et al. Theoretical simulation and experimental research on the system of air source energy independence driven by internal-combustion engine[J]. Energy and Buildings, 2011, 43(6): 1351–1358.
- [6] RUSK R P, VAN GERPEN J H, et al. Development and use of a mathematical model of an engine-driven heat pump[J]. ASHRAE Transactions, 1990, 96: 282–290.
- [7] SHIN Y, YANG H, TAE C S, et al. Dynamics modeling of a gas engine-driven heat pump in cooling mode[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2006, 20(2): 278–285.
- [8] JIANG W, LIANG C, WANG J, et al. Simulation and validation of a hybrid-power gas engine heat pump[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 50: 114–126.
- [9] SANAYE S, CHAHARTAGHI M. Thermal modeling and operating tests for the gas engine-driven heat pump systems[J]. Energy, 2010, 35(1): 351–363.
- [10] 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.
- [11] SHEN B, MAHDEREKAL I, VINEYARD E A. System modeling and building energy simulations of gas engine driven heat pump[J]. HVAC & R Research, 2013, 19(7): 847–856.
- [12] RASMUSEN B P, ALLEYNE A G. Control-oriented modeling of transcritical vapor compression systems[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2004, 126(1): 54–64.
- [13] WANG J, CAI L, WANG Y, et al. Modeling and optimization matching on drive system of a coaxial parallel-type hybrid-power gas engine heat pump[J]. Energy, 2013, 55: 1196–1204.
- [14] 周广猛, 郝志刚, 刘瑞林, 等. 基于 MATLAB 的发动机万有特性曲线绘制方法[J]. 内燃机与动力装置, 2009(2): 34–36, 48.
ZHOU Guang-meng, HAO Zhi-gang, LIU Rui-lin, et al. Universal characteristics curve plotting method based on MATLAB[J]. Internal Combustion Engine and Power Plant, 2009 (2): 34–36, 48.

(丛敏 编辑)