研究论文

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20170903

# 基于内燃机余热回收联产系统变工况特性分析

田华, 井东湛, 王轩, 刘鹏, 喻志刚

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300350)

**摘要:** 回收天然气内燃机的排气余热是提高能源利用率的有效手段。提出一种回收排气余热的朗肯循环耦合吸收式制冷循环的联产系统, 并针对内燃机多变工况特点, 构建联产系统的变工况仿真模型开展变工况特性研究。结果表明, 当内燃机工况从 100% 下降到 40% 时, 联产系统的当量效率下降 2.14%, 系统总能效率增量仅下降 1.64%, 说明此联产系统具有很好的工况适应性。在 40% 工况下, 制冷循环由于溴化锂溶液的结晶而不能正常运行。研究结果为联产系统的实际运行提供理论指导。

**关键词:** 余热回收; 朗肯循环; 吸收式制冷循环; 数学模拟; 变工况; 结晶

中图分类号: TK 406

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2018) 02—0792—09

## Part-load performance analysis of cogeneration system for engine waste heat recovery

**TIAN Hua, JING Dongzhan, WANG Xuan, LIU Peng, YU Zhigang**

(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300350, China)

**Abstract:** Recovering exhaust waste heat of gas fuel engines is an effective way to improve energy utilization rate. A cogeneration system inclusive of a steam Rankine cycle and an absorption refrigeration cycle is proposed to recover exhaust waste heat of a gas fuel engine. An off-design simulation model is established to analyze part-load performance of the cogeneration system in connection with the characteristics of variable engine load. The results show that the equivalent efficiency of cogeneration system is reduced by 2.14% when the engine load drops from 100% to 40%. Moreover, the improvement of system's total efficiency reduces by only 1.64%. Therefore, the cogeneration system shows excellent part-load adaptability. It should be noted that the absorption refrigeration cycle cannot operate normally under 40% engine load due to the crystallization of  $H_2O$ -LiBr solution, which can provide the reference for the practical operation.

**Key words:** waste heat recovery; Rankine cycle; absorption refrigeration cycle; mathematical modeling; part-load; crystallization

### 引言

朗肯循环 (RC) 是一种适合回收内燃机排气余热的技术, 特别适应于大功率内燃机的余热回收<sup>[1-7]</sup>。MAN 公司提出用朗肯循环来回收船舶内燃机余热,

其功率可以提高 4%~7%<sup>[8]</sup>。Hossain 等<sup>[9]</sup>用朗肯循环来回收发电柴油机余热, 研究表明柴油机的发电效率可以提高 11%。Daniela 等<sup>[10]</sup>用朗肯循环来回收燃气发电内燃机余热, 结果显示内燃机的发电效率提高了 6%。然而, 排气经朗肯循环后的温度依

2017-07-13 收到初稿, 2017-09-27 收到修改稿。

联系人及第一作者: 田华 (1984—), 男, 博士, 副教授。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51676133)。

**Received date:** 2017-07-13.**Corresponding author:** TIAN Hua, thtju@tju.edu.cn**Foundation item:** supported by the National Natural Science Foundation of China (51676133).

然很高，这部分排气依然具有余热回收潜力<sup>[11]</sup>。吸收式制冷循环（ARC）是回收低品位热源的有效手段，同时可以满足分布式能源系统中的冷量需求<sup>[12-15]</sup>。

许多学者提出基于朗肯循环和吸收制冷循环的联产系统来回收内燃机余热。Liang 等<sup>[16]</sup>提出一个类似联产系统回收船舶内燃机的余热，相比朗肯循环联产系统的烟效率提高了 5%~12%。Shu 等<sup>[17]</sup>利用联产系统回收气体燃料内燃机的余热，并使其热效率提高了 17%。Sun 等<sup>[18]</sup>提出一个由中低温热源驱动的联产系统，结果表明联产系统的当量效率和烟效率可分别达到 18.6% 和 42.0%。Jiang 等<sup>[19]</sup>建立了一个基于有机朗肯循环和双级吸附式冰箱的实验台架，通过实验分析得出联产系统的热效率和烟效率非常可观。

以上的研究都是基于固定的工况条件，而在分布式能源系统中，内燃机工况随着用户电负荷呈线性变化<sup>[20-21]</sup>。当工况发生变化时，排气温度和质量流量的变化会对余热回收系统产生很大影响。

因此，许多学者展开对余热回收系统变工况特性的研究和分析。Hossain 等<sup>[9]</sup>分析了基于柴油发电机的朗肯循环变工况特性，分析表明，在 40% 工况时朗肯循环的发电量远低于 100% 工况时。Wang 等<sup>[22]</sup>对一台双效制冷机的变工况特性进行分析，并发现当工况下降到 25% 时，系统的运行已经没有余热回收潜力。郑剑娇等<sup>[23]</sup>建立一个由排气驱动的吸收式制冷机的数学模型，模拟结果表明，冷却水温度的下降有利于系统高效运行。

在前人的研究中，很少有对联产系统变工况特性进行分析和研究的。本文基于 Matlab 仿真软件，建立了基于朗肯循环和吸收制冷循环的联产系统变工况仿真模型，分析了内燃机工况对热效率、净输出功、制冷量和 COP 等参数的影响。分析结果可以为冷电联产系统的实际运行提供理论指导。

## 1 系统描述

以一台额定功率为 1000 kW 的发电天然气内燃机为研究对象，内燃机排气余热被联产系统回收和利用。通过热平衡实验得到内燃机转速在 600 r·min<sup>-1</sup> 条件下的参数，见表 1。可以发现内燃机工况从 100% 下降到 40% 时，排气温度和质量流量变化很大，将会对余热回收系统影响很大。

图 1 是系统原理，主要包括两个循环：朗肯循环和单效溴化锂吸收式制冷循环。高温排气首先用

表 1 内燃机不同工况下的主要参数

Table 1 Main parameters under different engine loads

Engine load/%	Effective power /kW	Exhaust temperature /K	Exhaust mass flow rate /kg·s <sup>-1</sup>	Engine thermal efficiency /%
40	400	751.15	0.7272	27.50
50	500	768.15	0.8020	30.60
60	600	782.15	0.9752	32.30
70	700	793.15	1.1112	34.00
80	800	803.15	1.1736	35.00
90	900	809.15	1.3194	35.30
100	1000	813.15	1.5625	36.50

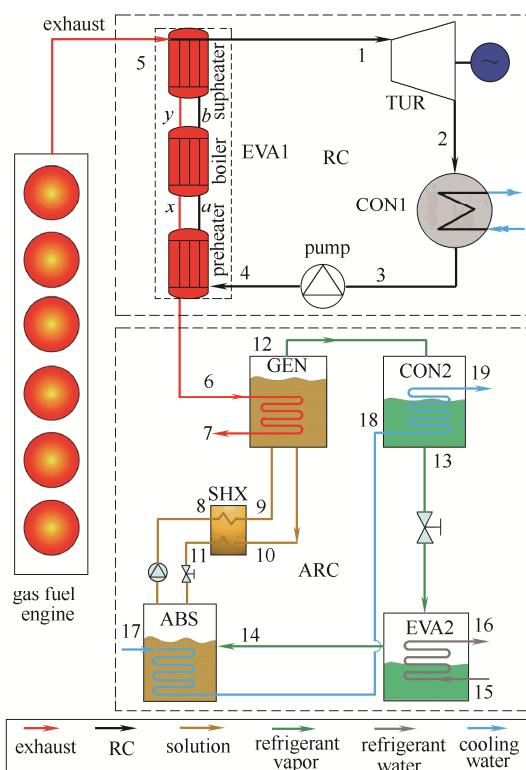


图 1 系统原理

Fig.1 Schematic diagram of system

来驱动朗肯循环，剩余排气余热用来驱动制冷循环。朗肯循环由蒸发器 1 (EVA1)、汽轮机 (TUR)、冷凝器 1 (CON1) 和泵组成，水在蒸发器 1 中被高温排气加热成高压过热水蒸气。然后在汽轮机中膨胀做功发电。制冷循环由发生器 (GEN)、冷凝器 2 (CON2)、蒸发器 2 (EVA2)、吸收器 (ABS) 和溶液交换器 (SHX) 组成，经过朗肯循环后的排气作为驱动发生器的热源，从吸收器中出来的稀溶液经过发生器后会变浓，通过溶液换热器返回到吸收器。来自发生器的制冷剂在冷凝器 2 中冷凝，经节流阀降压后进入蒸发器 2 中蒸发产生制冷效果。

## 2 数学模型

用 Matlab 建立了联产系统变工况仿真模型。首先建立主要部件模型，然后系统模型通过每两个部件之间物理关系而建立<sup>[24]</sup>，如图 2 所示。

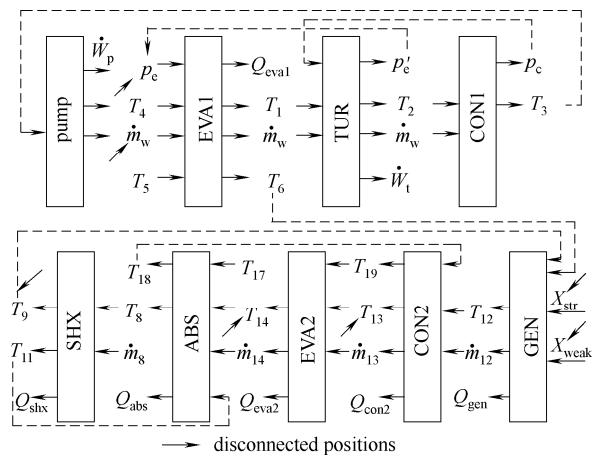


图 2 各部件之间的物理关系

Fig.2 Physical interrelations between each two components

### 2.1 朗肯循环

2.1.1 蒸发器 蒸发器的模型是基于内燃机额定工况时的热源参数设计的（分为预热段、沸腾段和过热段）。换热面积由式(1)、式(2)计算

$$A = Q / (K \Delta T) \quad (1)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_c} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{\lambda} \lg \frac{d_o}{d_i} \quad (2)$$

式中， $A$  为换热面积， $\text{m}^2$ ； $Q$  为换热量， $\text{kJ}$ ； $K$  为总传热系数， $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ； $\Delta T$  为冷、热流体间的对数平均温差； $\alpha_c$  和  $\alpha_h$  分别为冷、热流体的传热系数； $\lambda$  为换热管的热导率， $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ； $d_i$  和  $d_o$  分别为换热管的外径和内径， $\text{m}$ 。传热系数  $\alpha_c$  和  $\alpha_h$  通过文献[25]获得（两相区的传热系数见文献[26]）。

当蒸发器在变工况时，具体的计算过程如图 3 所示。首先，假设质量流量 ( $\dot{m}_{wf}$ ) 和蒸发压力 ( $p_e$ )，由 REFPROP 确定工质在  $a$  和  $b$  点（图 1）的热力学性质；然后，通过能量转换方程确定排气在  $x$  和  $y$  点的温度；最后，可以确定蒸发器的传热方程 ( $Q_{eval,t}$ ) 和能量方程 ( $Q_{eval,e}$ )。

2.1.2 汽轮机和泵 汽轮机的模型可以简化成一个喷嘴<sup>[27]</sup>

$$\dot{m}_{wf} = C_v \sqrt{\rho_{out} (p_e - p_c)} \quad (3)$$

式中， $C_v$  为设计系数； $\rho_{out}$  为工质在蒸发器出口的密度， $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ； $p_e$  为蒸发压力， $\text{kPa}$ ； $p_c$  为冷凝压力， $\text{kPa}$ 。

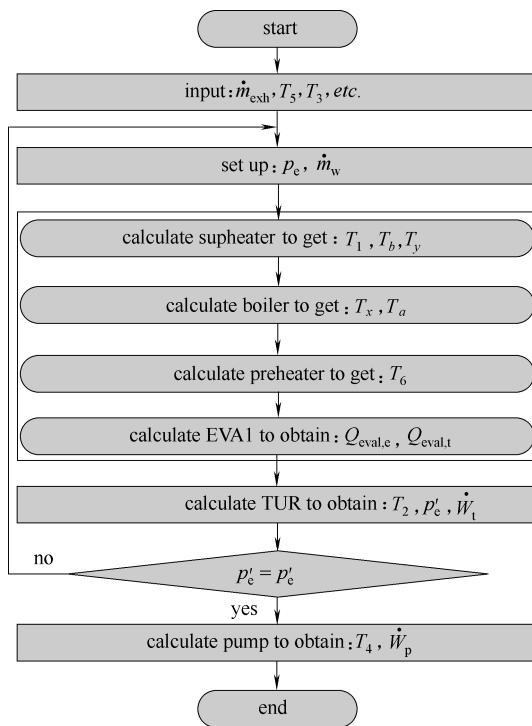


图 3 朗肯循环变工况计算过程

Fig.3 Calculation process of off-design RC model

工质在汽轮机中膨胀过程的功率表示为

$$\dot{W}_t = \dot{m}_w (h_1 - h_2) \eta_G \quad (4)$$

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2s}) \eta_{st} \quad (5)$$

式中， $h_1$  和  $h_2$  分别为工质在汽轮机的进、出口比焓， $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ； $h_{2s}$  为工质等熵膨胀后的理想比焓， $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ； $\eta_{st}$  为汽轮机的等熵效率； $\eta_G$  为发电机的效率。

泵所消耗的功率可以表示为

$$\dot{W}_p = \dot{m}_w (h_4 - h_3) \quad (6)$$

$$h_4 = h_3 + (h_{4s} - h_3) / \eta_{sp} \quad (7)$$

式中， $h_3$  和  $h_4$  分别为工质在泵的进、出口的比焓， $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ； $h_{4s}$  为工质在泵出口的理想比焓， $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

朗肯循环的净输出功率可以表示为

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (8)$$

由于冷凝器的模型和蒸发器的相似，本文在此不详细介绍。此外，冷凝温度对循环的变工况特性影响不大，冷凝温度设为 381.15 K，汽轮机和泵的等熵效率假设不变（分别取 0.7 和 0.8）<sup>[10]</sup>。工质质量流量由泵来调节，具体的计算过程如图 3 所示。

### 2.2 吸收式制冷循环

溴化锂吸收式制冷循环集总参数模型也是基于内燃机额定工况来设计，对每个部件有 3 类控制方程，即质量守恒方程、能量守恒方程、传热方程。

质量守恒方程为

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (9)$$

溴化锂溶液的质量守恒方程为

$$\sum \dot{m}_{in} X_{in} - \sum \dot{m}_{out} X_{out} = 0 \quad (10)$$

对于热流体，能量守恒方程为

$$Q_{i,e} = \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} \quad (11)$$

对于冷流体，能量守恒方程为

$$Q_{i,t} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (12)$$

传热方程为

$$Q_{i,f} = KA\Delta T \quad (13)$$

式中， $K$  为各部件总传热系数， $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^1$ ； $A$  为换热面积， $\text{m}^2$ ； $\Delta T$  为冷、热流体间的对数平均温差。相关换热关联式从文献[28]中获得。

当制冷循环变工况下运行时，控制冷却水流量 ( $\dot{m}_{17}$ )、冷冻水流量 ( $\dot{m}_{15}$ ) 和溶液泵的流量 ( $\dot{m}_8$ ) 为额定工况值，冷却水入口温度 ( $T_{17}$ ) 和冷冻水出口温度 ( $T_{16}$ ) 为额定工况温度<sup>[23]</sup>。变工况运行时各部件之间参数传递关系不做详细解释，传递过程如图 4 所示。

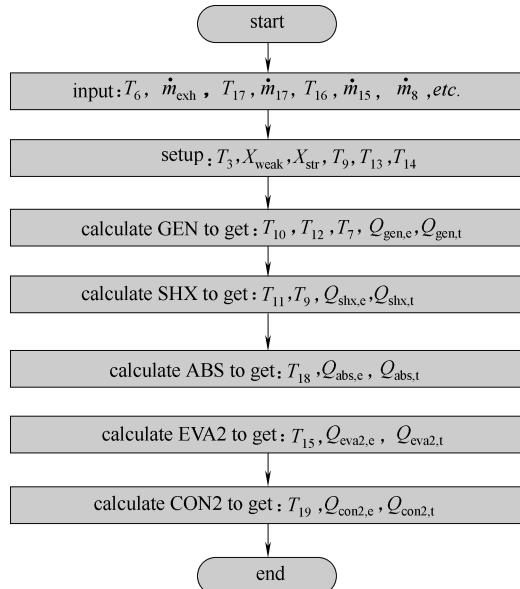


图 4 制冷循环变工况计算过程

Fig.4 Calculation process of off-design ARC model

### 2.3 模型求解策略

从数学角度上讲，求解联产系统模型，也就是要对整个系统所有部件的控制方程所形成的闭环方程组进行求解。但由于各部件间耦合关系比较复杂，方程组的求解难度非常大。为了解决这个难题，在适当位置（图 2）把闭环方程组断开变成开环方程组。开环方程组的求解可以通过优化求解的方法来

实现，用“遗传算法（GA）+单纯形算法（NM）”复合算法来对模型求解。

在算法实现过程中，设置优化变量为

$$X = [p_e, \dot{m}_w, X_{weak}, X_{str}, T_9, T_{13}, T_{14}] \quad (14)$$

式中， $X_{weak}$  为稀溶液的浓度，%； $X_{str}$  为浓溶液的浓度，%； $T_9$  为稀溶液在溶液换热器出口的温度，K； $T_{13}$  和  $T_{14}$  分别为制冷循环的冷凝温度和蒸发温度，K。

目标函数为

$$F = \sum_i^6 F_i \quad (15)$$

$$F_i = |Q_{i,e} - Q_{i,t}| / Q_{i,e} \quad (16)$$

式中， $Q_{i,e}$  和  $Q_{i,t}$  分别为联产系统中各换热器的能量方程和传热方程。

在算法每次迭代过程中，都会给优化变量（ $X$ ）赋值。当目标函数（ $F$ ）趋近于零时说明系统达到平衡，这组变量即为方程的解，详解的计算流程如图 5 所示。

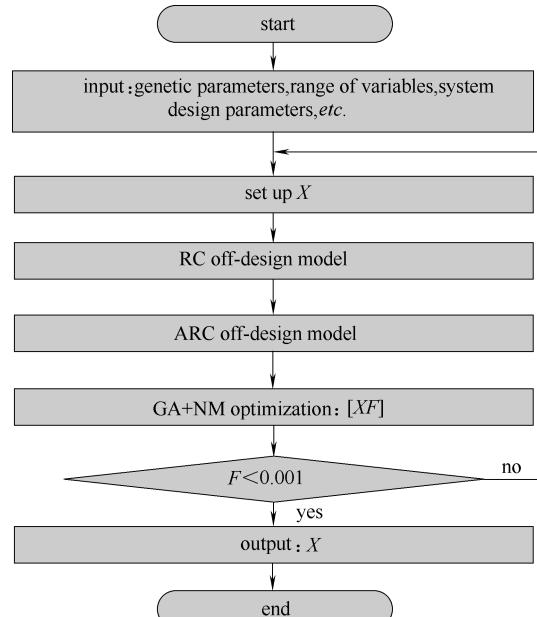


图 5 系统非设计工况模型求解策略

Fig.5 Computation procedure of system off-design model

### 2.4 评价指标

朗肯循环的热效率 ( $\eta_{RC}$ ) 是评价循环性能的重要参数，它可以表示为

$$\eta_{RC} = \dot{W}_{net} / Q_{eval} = \dot{W}_{net} / [\dot{m}_{exh} (h_5 - h_6)] \quad (17)$$

式中， $Q_{eval}$  为朗肯循环的吸热量，kJ； $\dot{m}_{exh}$  为排气质质量流量， $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ； $h_5$  和  $h_6$  分别为排气在朗肯循环进出口的比焓， $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ； $h_7$  为排气在制冷循环出口的比焓， $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ 。

COP 定义为制冷量 ( $Q_{\text{eva}2}$ ) 除以进入循环的能量 ( $Q_{\text{gen}}$ )

$$\text{COP} = Q_{\text{eva}2}/Q_{\text{gen}} = Q_{\text{eva}2}/[\dot{m}_{\text{exh}}(h_0 - h_r)] \quad (18)$$

放气范围 ( $\omega$ ) 和溶液的循环倍率 ( $\varepsilon$ ) 可以用来评价循环的运行状况

$$\omega = X_{\text{str}} - X_{\text{weak}} \quad (19)$$

$$\varepsilon = X_{\text{str}}/(X_{\text{str}} - X_{\text{weak}}) \quad (20)$$

用当量效率 ( $\eta_{\text{eq}}$ ) 来评价联产系统, 它兼顾了电能和制冷量之间不同的能量品位。制冷量通过除以一个可实现的压缩式制冷机的 COP<sub>c</sub> (取为 4.73) 转换成当量的功<sup>[17]</sup>。联产系统的当量效率为

$$\eta_{\text{eq}} = (\dot{W}_{\text{net}} + Q_{\text{eva}2} / \text{COP}_c) / (Q_{\text{eva}1} + Q_{\text{gen}}) \quad (21)$$

用总能效率 ( $\eta_{\text{overall}}$ ) 来评价系统,  $\dot{W}_{\text{e}}$  表示内燃机的输出功率,  $F$  表示内燃机所消耗燃料的能量, 系统总能效率为

$$\eta_{\text{overall}} = (\dot{W}_{\text{e}} + \dot{W}_{\text{net}} + Q_{\text{eva}2} / \text{COP}_c) / F \quad (22)$$

## 2.5 模型验证

朗肯循环和制冷循环的模型验证分别基于文献[29-30]。对于朗肯循环, 蒸发压力和冷凝压力分别为 1500、70 kPa; 汽轮机进口温度为 300°C; 工质的质量流量为 0.274 kg·s<sup>-1</sup>。对于制冷循环, 稀溶液的质量流量为 0.816 kg·s<sup>-1</sup>; 发生温度、冷凝温度和蒸发温度为 83.39、46.07 和 3.18°C。验证结果分别见表 2、表 3, 可以发现所有的误差都很小, 可以保证理论计算的准确性。

表 2 朗肯循环模型验证结果

Table 2 Validation results of RC

Parameter	Present work	Ref. [29]	Relative error /%
power /kW	130.20	135.30	3.80
efficiency of RC	0.19	0.185	2.70

表 3 制冷循环模型验证结果

Table 3 Validation results of ARC

Parameter	Present work	Ref. [30]	Relative error /%
$T_9/^\circ\text{C}$	80.31	81.82	1.88
$T_{10}/^\circ\text{C}$	90.51	90.08	0.47
$T_{12}/^\circ\text{C}$	87.20	83.39	4.35
$X_{\text{weak}}/\%$	56.00	56.50	0.81
$X_{\text{str}}/\%$	59.00	59.50	0.77
$Q_{\text{eva}2}/\text{kW}$	98.76	100.89	2.16
COP	0.76	0.78	2.63

## 3 结果与分析

联产系统各状态点的设计参数见表 4, 各换热器的设计参数见表 5。联产系统的变工况特性可以

通过一些主要参数来预测和分析。在朗肯循环中, 通过调节工质泵的转速来保持蒸发器的过热度不变从而保护汽轮机叶片不受到液击<sup>[31]</sup>。在制冷循环中, 冷却水、冷冻水和溶液的流量都保持不变。用当量输出功 (净输出功和制冷量的当量输出功) 和当量效率来评价系统的性能。下述分析将具体讨论内燃机工况对朗肯循环、制冷循环和整体系统的影响。

表 4 各状态点的设计参数

Table 4 Design parameters of each point

State point	Temperature /°C	Pressure /kPa	Mass flow /kg·s <sup>-1</sup>	Specific enthalpy /kJ·kg <sup>-1</sup>
1	312.38	2000	0.2294	3052.70
2	35	5.629	0.2294	2301.30
3	35	5.629	0.2294	1466.30
4	35.17	2000	0.2294	1491.40
5	540	101.325	1.5625	861.42
6	151.04	101.325	1.5625	440.75
7	100	101.325	1.5625	387.42
8	39	0.8726	0.3753	101.55
9	68.60	8.6508	0.3753	160.30
10	91.99	8.6508	0.3508	222.83
11	59	8.6508	0.3508	159.97
12	87.50	8.6508	0.0245	2663.80
13	43	8.6508	0.0245	2578.90
14	5	0.8726	0.0245	21.02
15	12	101.325	2.7208	50.51
16	7	101.325	2.7208	29.53
17	32	101.325	4.1979	134.18
18	36.53	101.325	4.1979	153.12
19	40	101.325	4.1979	167.62

表 5 各换热器设计参数

Table 5 Design parameters of heat exchangers

Component	Area/m <sup>2</sup>
EVA1	57.00
GEN	20.64
CON2	6.24
EVA2	8.05
ABS	7.83
SHX	7.23

图 6 是不同内燃机工况下朗肯循环蒸发压力和质量流量的变化情况, 可以看出工质质量流量随着内燃工况的下降而减小。这是因为排气温度和质量流量的下降会导致热源能量降低, 为了满足汽轮机的安全运行工质的质量流量必须减小, 基于式(3)蒸发压力也相应下降。图 7 是不同内燃机工况下热效率和净输出功率的变化情况。根据朗肯循环的基本

性质, 蒸发压力与热效率和净输出功率是正相关的关系, 它们会随着蒸发压力的下降而减少。此外, 工质质量流量的下降也会导致热效率和净输出功率的下降。因此, 朗肯循环的热效率和净输出功率随着内燃机工况的下降而减少。从热效率的角度考虑, 当内燃机工况从 100% 下降到 40% 时, 朗肯循环的热效率仅下降了 2.88%, 说明其变工况适应性很好。

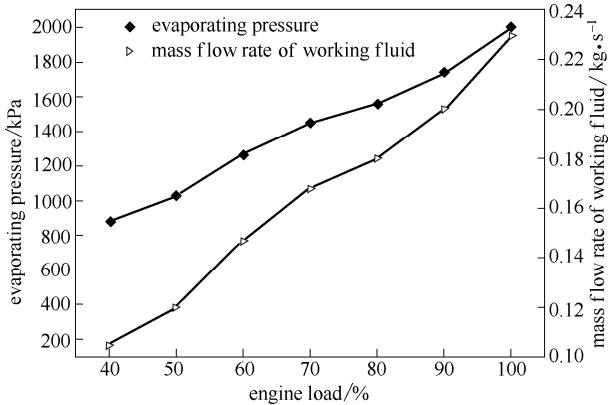


图 6 内燃机工况对蒸发压力和工质质量流量的影响

Fig.6 Effects of engine load on mass flow rate of working fluid and evaporating pressure

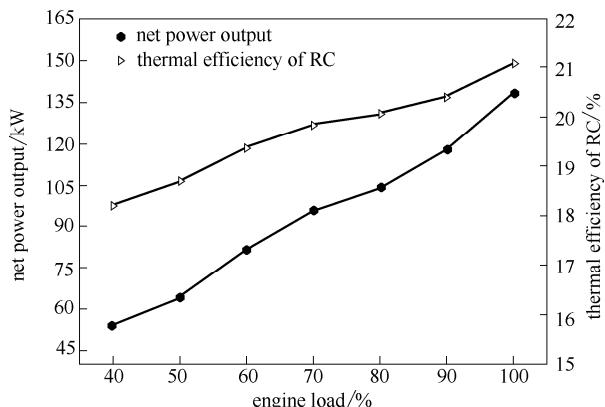


图 7 内燃机工况对净输出功率和热效率的影响

Fig.7 Effects of engine load on net power output and thermal efficiency

烟气经朗肯循环后的热量作为制冷循环的热源, 所以分析它的变化非常必要。图 8 反映的是朗肯循环烟气出口温度和吸热量随内燃机工况的变化情况。它们都随着内燃机工况下降而减少。这同样是由于内燃机工况降低时烟气余热量减少所致。然而, 朗肯循环的吸热量与烟气出口温度呈负相关关系。基于以上分析, 内燃机烟气热量的减少是导致朗肯循环烟气出口温度下降的主要原因。

图 9 给出了内燃机工况对制冷循环主要温度参

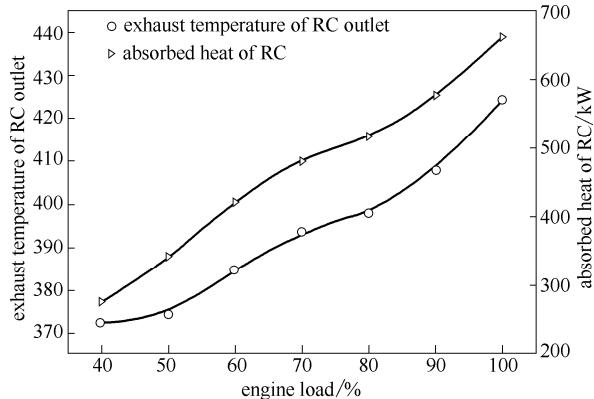


图 8 内燃机工况对朗肯循环烟气出口温度和吸热量的影响

Fig.8 Effects of engine load on exhaust temperature at outlet of RC and absorbed heat of RC

数的影响。可以看出随着工况下降冷凝温度和蒸发温度变化很小, 发生终温下降比较明显。烟气质量流量和在朗肯循环烟气的出口温度下降, 制冷循环发生终温一定会下降。如图 10 所示, 稀溶液和浓溶液的浓度都会减小, 并且浓溶液的浓度比稀溶液下降得较快导致放气范围变小, 根据式(20)溶液的循环倍率会变大。由上文可知, 稀溶液的质量流量保持不变, 所以从式(10)可知浓溶液的质量流量会增大, 所以基于式(9)制冷剂蒸汽的质量流量会变小。当内燃机工况下降到 50% 时, 放气范围变得很小, 溶液的循环倍率变得很大。根据文献[32]中的研究放气范围越小、溶液的循环倍率越大, 制冷循环运行变得越危险。所以, 制冷循环系统在 50% 内燃机工况以下运行变得很危险。特别是在 40% 工况下, 制冷循环由于溴化锂溶液的结晶而不能正常运行。因此, 在内燃机低工况时, 调节制冷循环的相关参数来防止溴化锂溶液的结晶是很有必要的。图 11

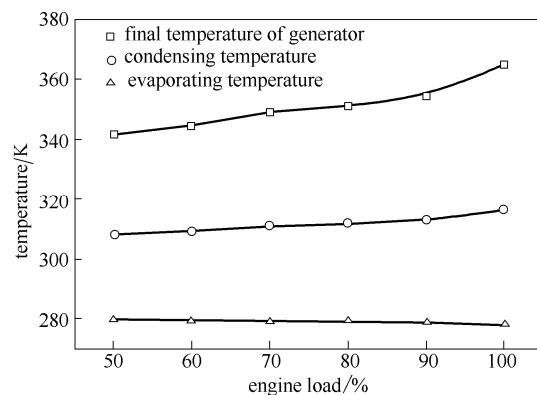


图 9 内燃机工况对制冷循环主要温度参数的影响

Fig.9 Effects of engine load on main temperature parameters of ARC

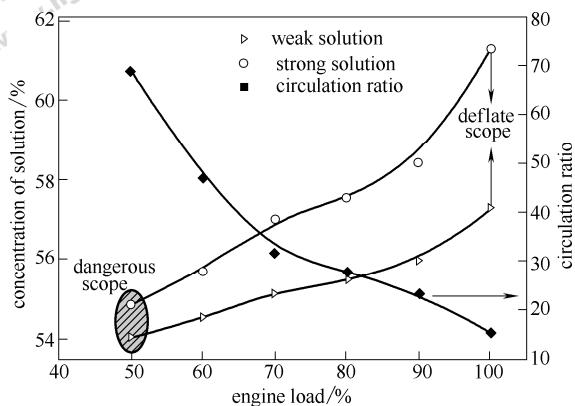


图 10 内燃机工况对制冷循环溶液浓度和循环倍率的影响

Fig.10 Effects of engine load on concentration of solution and circulation ratio

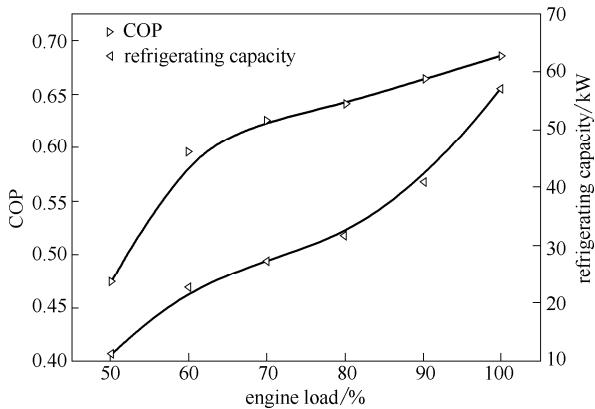


图 11 内燃机工况对 COP 和制冷量的影响

Fig.11 Effects of engine load on COP and refrigerating capacity

是制冷量和 COP 随内燃机工况的变化情况。当工况下降时发生终温会降低, 所以制冷量和 COP 会相应减少。当工况低于 60% 时, 由于烟气温度和质量流量下降得越来越快, COP 下降也就越来越快。

图 12 是系统的输出功率和联产系统的当量效率随着内燃机工况的变化情况, 在 100% 工况时, 朗肯循环的净输出功率是 138.40 kW, 制冷循环的当量输出功率是 12.07 kW, 联产系统的当量效率为 20.16%。在 40% 工况下, 联产系统的当量效率为 18.02%。图 13 是系统总能效率的变化情况。在 100% 工况时, 联合系统(内燃机和联产系统)的当量输出功率是 1150.47 kW(内燃机输出功率为 1000 kW), 联合系统的当量效率为 41.99%(内燃机热效率为 36.50%)。系统的输出功率和总能效率分别提升了 15.05% 和 15.04%。在 40% 工况下, 联合系统的当量输出功率和当量效率是 453.85 kW 和 31.20%(内燃机输出功率和热效率为 400 kW 和 27.50%),

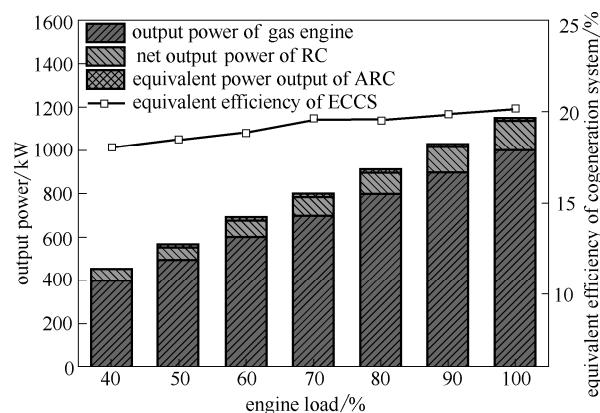


图 12 内燃机工况对输出功率和联产系统当量效率的影响

Fig.12 Effects of engine loads on output power and equivalent efficiency of cogeneration system

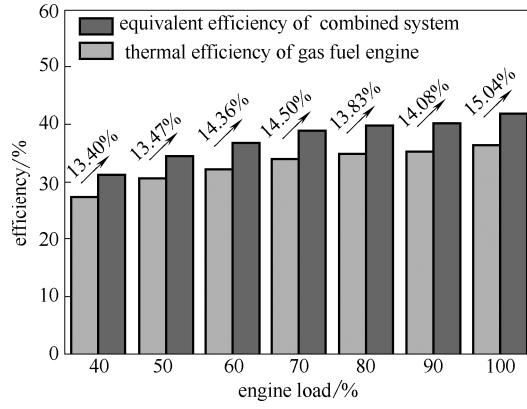


图 13 内燃机工况对系统总能效率的影响

Fig.13 Effects of engine loads on overall efficiency of system

系统的输出功率和总能效率分别提升了 13.46% 和 13.40%。因此, 当工况下降了 60%, 联产系统的当量效率下降 2.14%, 系统总能效率的增量仅下降 1.64%, 因此, 联产系统展现出很好的工况适应性。

#### 4 结 论

提出一种朗肯循环耦合吸收式制冷循环的联产系统来回收内燃机余热, 通过建立联产系统的变工况仿真模型, 分析了联产系统在不同内燃机工况下的性能。当工况从 100% 降低到 40% 时, 联产系统的当量效率由 20.16% 减小到 18.02%, 幅度为 2.14%, 系统总能效率提升幅度仅下降 1.64%。此联产系统展现很好的变工况适应性。然而, 当内燃机工况下降到 40% 时, 设计的吸收式制冷循环系统由于溴化锂溶液的结晶而不能正常运行, 很有必要通过调节相关参数来改善制冷循环的低工况运行。

## References

- [1] IMRAN S, EMBERSON D R. Natural gas fueled compression ignition engine performance and emissions maps with diesel and RME pilot fuels[J]. *Applied Energy*, 2014, **124**: 354-365.
- [2] 柴俊霖, 田瑞, 杨富斌, 等. 车用柴油机余热回收有机朗肯循环系统方案热经济性对比分析[J]. *化工学报*, 2017, **68**(8): 3258-3265.
- CHAI J L, TIAN R, YANG F B, et al. Thermo-economic comparative analysis of different organic Rankine cycle system schemes for vehicle diesel engine waste heat recovery[J]. *CIESC Journal*, 2017, **68**(8): 3258-3265.
- [3] ZHOU F, JOSHI S N, RHOTE-VANEY R, et al. A review and future application of Rankine cycle to passenger vehicles for waste heat recovery[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2016, **75**: 1008-1021.
- [4] 杨凯, 张红光, 宋松松, 等. 变工况下车用柴油机排气余热有机朗肯循环回收系统[J]. *化工学报*, 2015, **66**(3): 1097-1103.
- YANG K, ZHANG H G, SONG S S, et al. Waste heat organic Rankine cycle of vehicle diesel engine under variable working conditions[J]. *CIESC Journal*, 2015, **66**(3): 1097-1103.
- [5] 李晓宁. 柴油机余热回收底循环系统及排气换热器设计与性能优化[D]. 天津: 天津大学, 2014.
- LI X N. Research on design and performance optimization of diesel engine waste heat recovery bottoming system and key component[D]. Tianjin: Tianjin University, 2014.
- [6] YU G P, SHU G Q, TIAN H, et al. Experimental investigations on a cascaded steam- /organic- Rankine- cycle (RC/ORC) system for waste heat recovery (WHR) from diesel engine[J]. *Energy Conversion & Management*, 2016, **129**: 43-51.
- [7] WANG X, SHU G Q, TIAN H, et al. Dynamic analysis of the dual-loop organic Rankine cycle for waste heat recovery of a natural gas engine[J]. *Energy Conversion & Management*, 2017, **148**: 724-736.
- [8] MAN Diesel & Turbo Co. Waste heat recovery system (WHRS) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI[EB/OL]. [2012-12]. [http://www.mandieslтурbo.com/files/news/filesof16851/MDT\\_WHRS.pdf](http://www.mandieslтурbo.com/files/news/filesof16851/MDT_WHRS.pdf).
- [9] HOSSAIN S N, BARI S. Waste heat recovery from the exhaust of a diesel generator using Rankine cycle[J]. *Energy Conversion and Management*, 2013, **75**: 141-151.
- [10] DANIELA G, KONSTANTINOS S. Waste heat recovery from a landfill gas-fired power plant[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, **16**: 1779-1789.
- [11] SERRANO J R, DOLZ V, NOVELLA R, et al. HD diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, **36**: 279-287.
- [12] DENG J, WANG R Z, HAN G Y. A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems[J]. *Progress in Energy & Combustion Science*, 2011, **37**(2): 172-203.
- [13] JANNELLI E, MINUTILLO M, COZZOLINOR, et al. Thermodynamic performance assessment of a small size CCHP (combined cooling heating and power) system with numerical models[J]. *Energy*, 2014, **65**(1): 240-249.
- [14] LIU M X, SHI Y, FANG F. Combined cooling, heating and power systems: a survey[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2014, **35**: 1-22.
- [15] HAN J, OUYANG L X, XU Y Z, et al. Current status of distributed energy system in China[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2016, **55**: 288-297.
- [16] LIANG Y C, SHU G Q, TIAN H, et al. Theoretical analysis of a novel electricity-cooling cogeneration system (ECCS) based on cascade use of waste heat of marine engine[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, **85**: 888-894.
- [17] SHU G Q, WANG X, TIAN H, et al. Analysis of an electricity-cooling cogeneration system for waste heat recovery of gaseous fuel engines[J]. *Science China Technological Sciences*, 2015, **58**: 1674-1732.
- [18] SUN L L, HAN W, JING X Y, et al. A power and cooling cogeneration system using mid/low-temperature heat source[J]. *Applied Energy*, 2013, **112**: 886-897.
- [19] JIANG L, WANG L W, WANG R Z, et al. Investigation on cascading cogeneration system of ORC (organic Rankine cycle) and  $\text{CaCl}_2/\text{BaCl}_2$  two-stage adsorption freezer[J]. *Energy*, 2014, **71**: 377-387.
- [20] LI M, MU H L, LI N, et al. Optimal option of natural-gas district distributed energy systems for various buildings[J]. *Energy and Building*, 2014, **75**: 70-83.
- [21] LI M, MU H L, LI N, et al. Optimal design and operation strategy for integrated evaluation of CCHP (combined cooling heating and power) system[J]. *Energy*, 2016, **99**: 202-220.
- [22] WANG J L, WU J Y, WANG H B. Experimental investigation of a dual-source powered absorption chiller based on gas engine waste heat and solar thermal energy[J]. *Energy*, 2015, **88**: 680-689.
- [23] 郑剑娇, 郭培军, 隋军, 等. 烟气型吸收式制冷机的变工况特性研究[J]. *工程热物理学报*, 2012, **33**(8): 1275-1278.
- ZHENG J J, GUO P J, SUI J, et al. Variable condition research of gas absorption chillers[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2012, **33** (8): 1275-1278.
- [24] QUOILIN S, LEMORT V, LEBRUN J. Experimental study and modeling of an organic Rankine cycle using scroll expander[J]. *Applied Energy*, 2010, **87**(4): 1260-1268.
- [24] SHU G Q, LIU P, TIAN H, et al. Operational profile based thermal-economic analysis on an organic Rankine cycle using for harvesting marine engine's exhaust waste heat[J]. *Energy Conversion & Management*, 2017, **146**: 107-123.
- [25] HORST T A, ROTTENGRUBER H S, SEIFERTM, et al. Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems[J]. *Applied Energy*, 2013, **105**(1): 293-303.
- [26] WEI D, LU X S, LU Z, et al. Dynamic modeling and simulation of an organic Rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, **28**(10): 1216-1224.
- [27] 舒歌群, 车家强, 田华, 等. 气体机排气驱动吸收式制冷机变工况调节特性[J]. *天津大学学报(自然科学与工程技术版)*, 2017, **50**(7): 682-688.
- SHU G Q, CHE J Q, TIAN H, et al. Off-design regulation performance of absorption chiller driven by gas engine exhaust[J]. *Journal of Tianjin University (Science and Technology)*, 2017, **50**(7):

682-688.

- [28] SIDDIQI M, ATAKAN B. Alkanes as fluids in Rankine cycles in comparison to water, benzene and toluene[J]. Energy, 2012, **45**: 256-263.

- [29] XU Y J, ZHANG S J, CHI J L, *et al.* Steady-state off-design thermodynamic performance analysis of a SCCP system[J]. Applied Energy, 2017, 2015, **90**: 221-231.

- [30] WANG X, TIAN H, SHU G Q. Part-load performance prediction and

operation strategy design of organic Rankine cycles with a medium cycle used for recovering waste heat from gaseous fuel engines[J]. Energies, 2016, **9**: 527.

- [31] SHU G Q, CHE J Q, TIAN H, *et al.* A compressor-assisted triple-effect  $H_2O$ -LiBr absorption cooling cycle coupled with a Rankine cycle driven by high-temperature waste heat[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, **112**: 1626-1637.