

DOI: 10.7652/xjtuxb201803004

不同工质的有机朗肯循环系统 变工况特性对比研究

田华, 井东湛, 舒歌群, 王轩, 刘鹏

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 300350, 天津)

摘要: 针对分布式能源系统中内燃机负荷变化较大、传统的有机朗肯循环(ORC)工质优选未能关注变工况性能的问题,开展了基于变工况特性的 ORC 工质优选研究。首先,基于 MATLAB 平台构建了基于变工况特性的工质优选模型,涉及系统设计参数获取、变工况仿真和热经济性分析 3 个层面,具有较高的模型精度。然后,基于该模型,针对 8 种典型实用性工质,分析了变工况循环性能及典型全日电负荷下的热经济性能。研究表明:水在高负荷工况时的净输出功率较多,适合运行在高负荷工况条件下,而甲苯在低负荷工况时展现出较大的性能优势,适合运行在低负荷工况条件下;在考虑实际运行情况下,水的发电成本和折旧回收期为 $0.131 \text{ 美元} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ 和 8.08 a ,而甲苯的分别为 $0.127 \text{ 美元} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ 和 6.75 a 。这些规律进一步表明,水适用于电负荷稳定的建筑类型,而甲苯适用于电负荷瞬变的建筑类型。

关键词: 内燃机余热回收;有机朗肯循环;工质优选;变工况特性

中图分类号: TK11 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)03-0025-09

Comparative Analysis on the Off-Design Performance of Organic Rankine Cycle Systems with Different Working Fluids

TIAN Hua, JING Dongzhan, SHU Gequn, WANG Xuan, LIU Peng

(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Focusing on the problem that engine loads frequently vary in distributed energy system, and the traditional working fluid selection is only on the basis of the rated engine working condition, the working fluid selection based on off-design performance is investigated in this paper. A model of working fluid selection consisted of system design parameters, off-design simulation, thermal-economic analysis is established by MATLAB. Then, the effects of engine working conditions on the cycle performance are studied and the thermal-economic performance analysis of ORC using eight potentially applicable working fluids is conducted according to the all-day electricity demand of a hotel. The results show that water is more suitable for waste heat recovery under high engine working load, while toluene shows its advantage for the low loading conditions. Electricity production cost E^0 and depreciated payback period D^0 of water, taking into account changing operating conditions, are $0.131 \text{ \$} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ and 8.08 years E^0 and D^0 of toluene are $0.127 \text{ \$} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ and 6.75 years , respectively. These results indicate that water is suitable for the building types with steady electricity demand, while toluene is suggested for

the building types with transient electricity demand.

Keywords: engine waste heat recovery; organic Rankine cycle; working fluid selection; off-design performance

天然气内燃机由于具有节能环保的特点使其在分布式能源系统中得到了广泛应用,而有机朗肯循环(ORC)作为一种有效提高内燃机热效率的余热回收方式也在分布式能源系统中日益受到人们的重视^[1]。由于工质间的物性差异,采用不同工质的ORC余热回收系统的净输出功率、热效率和经济性存在着很大的差别^[2],因此ORC的工质优选对高效地利用内燃机余热有着非常重要的意义。

近些年,许多学者开展了关于ORC系统工质优选的研究。He等采用5种不同工质(C4F10、CF3I、R236ea、R236fa和RC318)的ORC对一台天然气内燃机的余热进行回收,并比较了它们的性能,研究结果表明R236fa的热效率最高可达到21.6%^[3]。Tian等比较了20种不同工质的ORC用于回收一台柴油机余热时的性能,研究表明R123和R245fa展现出较好的热力学性能和经济性^[4]。Yang等以最大净输出功率为评价指标,通过分析267种工质的循环性能与其临界温度、沸点等物性参数间的关系,总结出一个无量纲参数来预测循环性能^[5]。

在以上研究中,工质的优选都是基于在额定工况下的ORC性能分析,忽略了内燃机负荷变化对不同工质ORC系统性能的影响。然而,当内燃机应用在分布式能源系统中时,其负荷会随着用电需求不断变化^[6]。排气的温度会在400~650℃间波动,排气的质量流量也会发生较大的变化,这将会对系统的净输出功率和热效率造成很大影响。因此,在进行工质优选时,考察系统变工况特性对于全面评价不同工质性能具有重要意义和实际参考价值。

ORC系统的变工况特性已有学者开展研究。Kim等建立了一个由电厂余热驱动的ORC系统的非设计工况模型,通过输入热源的实际运行数据,可以优化出系统在全工况范围内的最佳设计条件^[7]。Wang等建立了一个气体燃料内燃机排气余热驱动的ORC系统非设计工况模型,分析了内燃机负荷对系统性能的影响,表明负荷下降严重影响ORC系统的输出功率和热效率,当内燃机负荷下降到40%的工况时ORC系统几乎没有余热回收潜力^[8]。

分析发现,现有的变工况特性研究更多的是关注系统的性能,缺少对不同工质的ORC系统的变工况性能对比研究。因此,本文重点关注不同工质

ORC系统的变工况特性,利用MATLAB平台构建了基于变工况特性的工质优选模型。利用所构建的模型,研究了基于内燃机高温排气余热的ORC典型适用工质的变工况特性,用以指导工质的优选。

1 基于变工况特性的工质优选模型

1.1 模型介绍

如图1所示,基于变工况特性的工质优选模型主要涵盖3个部分:系统的设计模型、非设计工况仿真模型和热经济性模型。ORC系统通常是基于内燃机的额定工况设计的,因此在系统的设计模型中,对系统的主要部件进行设计建模,以获得不同工质对应的实际系统;在非设计工况仿真模型中,以ORC系统的设计参数作为已知条件,并用它来研究变工况条件下系统实际参数输出;在热经济性模型中,建立ORC主要部件及整个系统的经济评估模型,来分析系统在内燃机实际运行工况下的热经济性。如图2所示,本文以简单的ORC系统为例开展工质优选模型的介绍。

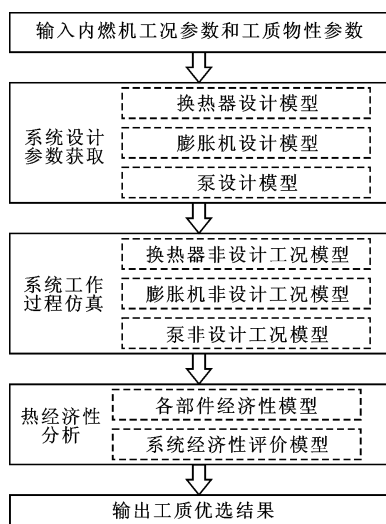


图1 基于变工况特性的工质优选模型

1.2 系统设计模型

1.2.1 换热器设计 换热器的设计和文献^[9]中的相似,都是管壳式换热器,其设计过程主要是计算换热面积。在蒸发器(预热段、沸腾段和过热段)和冷凝器(预冷段和冷凝段)中,工质都是在管侧流动,排气和冷却水在壳侧流动。工质和冷却水的流量都由

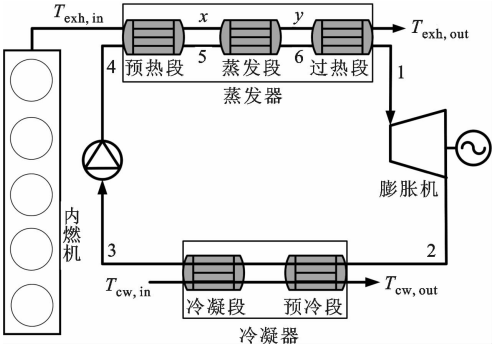


图2 ORC系统原理图

窄点温差确定^[10]。详细的设计参数^[11-13]如表1所示。换热系数由管侧和壳侧的换热关联式确定,可以表示为

$$1/U = 1/\alpha_s + (1/\alpha_t)(d_o/d_i) + (d_o/\lambda)\lg(d_o/d_i)$$

(1)

式中: d_o 和 d_i 表示换热管的外径和内径; λ 表示换热管的导热系数。

管侧(单相)换热系数为

$$\alpha_t = Nuk/d_i$$

(2)

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{0.6}-1)}$$

(3)

$$f = (0.782\lg Re - 1.15)^{-2}$$

(4)

管侧(两相)换热系数为

$$\alpha_t = \alpha'((0.5 + 0.46(p'/\rho'')^{0.37})^{-2.2} + (5.92(\alpha''/\alpha')x^{0.01}(p'/\rho'')^{0.67})^{-2})^{-0.5}$$

(5)

壳侧换热系数为

$$\alpha_t = Nuk/d_i$$

(6)

$$Nu = 0.683Re^{0.466}Pr^{0.333}$$

(7)

换热面积表示为

$$A = Q/(U\Delta T)$$

(8)

式中: ΔT 为冷、热流体间的对数平均温差。

1.2.2 泵和膨胀机设计 泵的模型可看成质量流体的简单表达形式^[11]

$$\dot{m}_p = \eta_v \rho_p V_c \omega$$

(9)

式中: η_v 表示体积效率; ρ_p 表示工质在泵进口的密度; V_c 表示气缸容积; ω 表示转速。

膨胀机的模型可简化成一个喷嘴模型^[14-17]

$$\dot{m}_{wf} = C_v \sqrt{\rho_o(P_e - P_c)}$$

(10)

式中: $\dot{m}_{wf}$ 表示工质的质量流量; C_v 表示系数; ρ_o 表示工质在蒸发器出口的密度; P_e 表示蒸发压力; P_c 表示冷凝压力。

1.3 系统非设计工况仿真模型

当系统设计完成后,系统本身的参数就可固定

表1 系统的设计参数^[11-13]

参数	数值
蒸发器的窄点温差/℃	10
冷凝器的窄点温差/℃	10
冷凝温度 T_c /℃	35
冷却水进口温度 $T_{cw,in}$ /℃	25
换热管外径 d_o /mm	10
换热管内径 d_i /mm	8
泵的等熵效率 $\eta_{p,d}$	0.8
膨胀机的等熵效率 $\eta_{e,d}$	0.8

下来。非设计工况模型主要用于计算当外界条件,如热源温度和质量流量变化时系统的性能变化。

1.3.1 换热器非设计工况模型 由于蒸发器被看成3段换热器,本研究用迭代的方法求解每段换热器的面积,计算流程如图3所示。首先,设定工质流量,工质在4、5、6和1点的热力学参数可通过 REFPROP 确定;然后,排气在 x 和 y 点的温度基于能量转化方程计算;最后,计算每段的换热面积,由此确定蒸发器的总换热面积。如果蒸发器的换热面积与设计面积 $A_{eva,d}$ 不等,重新设定工质流量,开始下一次迭代。冷凝器的计算过程和上述过程相似,在此不再赘述。

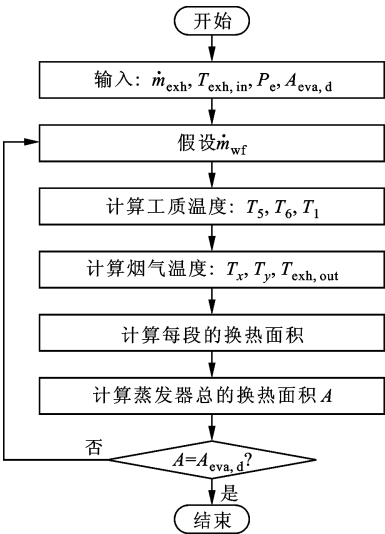


图3 蒸发器非设计工况计算过程

1.3.2 泵和膨胀机非设计工况模型 泵在非设计工况时的等熵效率 η_p 由与体积流量有关的多项式以经验公式的形式表达^[11]

$$\eta_p/\eta_{p,d} = -0.44(\dot{V}/\dot{V}_d)^3 + 0.47(\dot{V}/\dot{V}_d)^2 + 0.45(\dot{V}/\dot{V}_d) + 0.52$$

(11)

泵所耗功率为

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_3) \quad (12)$$

$$h_4 = h_3 + \frac{(h_{4s} - h_3)}{\eta_p} \quad (13)$$

式中: h_3 、 h_4 是工质在泵的进、出口的比焓; h_{4s} 是工质在泵出口的理想比焓。

膨胀机在非设计工况时的等熵效率 η_t 可通过两个系数来修正^[18]

$$F_1 = -2.31(u/c_s)^2 + 3.04(u/c_s) - 0.04 \quad (14)$$

$$F_2 = -0.78(\dot{m}/\dot{m}_d)^2 + 1.57(\dot{m}/\dot{m}_d) + 0.22 \quad (15)$$

$$\eta_t = F_1 F_2 \eta_{t,d} \quad (16)$$

第1个系数 F_1 和叶轮的切向速度与等熵气体速度比值 u/c_s 的变化有关, 取决于非设计工况时等熵焓降的变化; 第2个系数 F_2 和质量流量的变化有关。

膨胀机的输出功率为

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_2) \quad (17)$$

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2s})\eta_t \quad (18)$$

式中: h_1 、 h_2 是工质在膨胀机进、出口的比焓; h_{2s} 是工质等熵膨胀后的理想比焓。

作为性能指标的净输出功率和热效率可表示为

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_p \quad (19)$$

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{exh}(h_{in} - h_{out})} \quad (20)$$

式中: h_{in} 、 h_{out} 分别表示排气在 ORC 系统进、出口的比焓。

1.4 热经济性分析模型

基于系统的设计模型可以确定各部件的容量, 这样就可以计算出系统的总投资成本。综合各部件的投资成本可由下式计算系统总投资成本

$$C_{2001} = \sum C_{bm,c} \quad (21)$$

$$C_{2014} = C_{2001} I_{2014} / I_{2001} \quad (22)$$

式中: C_{2014} 表示基于 2014 年化工设备经济状况下的系统总建设投资成本; I 表示化工成本指数 ($I_{2001} = 382$, $I_{2014} = 586.77$)^[19-21]。

本文采用模块化成本模型来计算部件的投资成本, 该方法广泛应用于新建热力系统的初始投资估算阶段。各部件的投资模型依据文献[22-23]中的研究, 本文在此不做详细推导。

资本回收因子 R 的模型为

$$R = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (23)$$

式中: i 表示利率, 本文取 5%; n 表示经济使用寿命, 本文取 15 a。

年投资 A_n 的模型为

$$A_n = C_{2014} R \quad (24)$$

发电成本 E 的模型为

$$E = \frac{A_n + f_K C_{2014}}{\dot{W}_{net} h} \quad (25)$$

式中: f_K 表示一个与运行、维护和保险费用有关的系数, 本文取 1.65%; h 表示一年运行的时间, 本文取 7 500 h。

折旧回收期 D 的模型为

$$D = \frac{-\ln(1 - kC_{2014}/F_n)}{\ln(1 + k)} \quad (26)$$

$$F_n = E_p \dot{W}_{net} h - f_K C_{2014} \quad (27)$$

式中: k 表示折旧率, 本文取 5%; F_n 表示系统每年的净收益; E_p 表示系统发电的售出电价, 本文取 2 美元 · (kW · h)⁻¹。

1.5 模型验证

针对以甲苯为工质的系统开展非设计工况下的模型验证, 通过计算蒸发压力、质量流量、净输出功率和热效率等参数来与文献[24]相验证。文献中的 ORC 系统也是基于内燃机额定负荷下的热源参数设计的, 主要技术参数为: 蒸发压力 2 000 kPa; 冷凝压力 200 kPa; 冷却水质量流量 8 kg · s⁻¹。当内燃机负荷从 100% 下降到 60% 的工况时, 排气温度为 532、528、525、524、520 °C; 排气质量流量为 1.562、1.361、1.211、1.075、0.946 kg · s⁻¹。蒸发压力、工质质量流量、净输出功率和热效率的比较结果如图 4 所示。从图中可以看出, 本文的模型计算结果和文献[24]中的十分相近, 最大相对误差仅为 2.35%。

2 基于变工况特性的工质优选

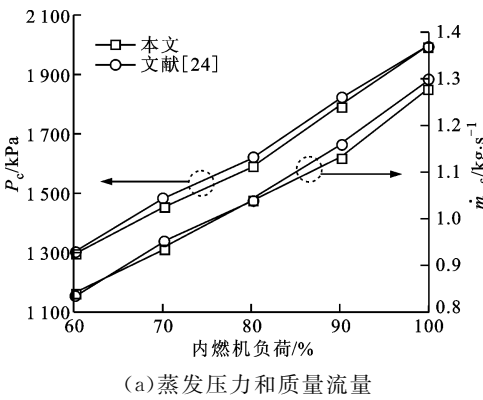
2.1 输入参数

本文以一台额定功率为 1 000 kW 的天然气内燃机的排气余热作为 ORC 系统的热源。由于是发电用内燃机, 其转速 (600 r · min⁻¹) 保持不变, 而负荷随着用户用电需求不断变化。为了避免负荷太小导致内燃机的热效率过低, 内燃机往往工作在 40% 负荷以上。因此, 我们做了 40% 负荷以上的内燃机热平衡实验, 其中 7 个典型负荷的实验数据如表 2 所示。

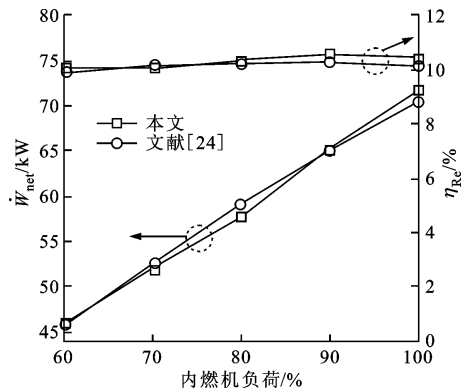
由于内燃机的排气温度很高, 传统制冷剂类工质会分解进而影响 ORC 系统的性能。根据文献[9]中的研究, 烷烃类工质的分解温度相对较高, 适合于高温余热回收系统。综上所述, 本研究选取戊烷、己烷、庚烷、辛烷、壬烷、环己烷、甲苯作为 ORC 系统的候选工质, 并与水工质朗肯循环进行比较分析。工质物性参数如表 3 所示。

表 2 内燃机在不同负荷下的实验数据

负荷 /%	有效功率 /kW	排气温度 /℃	排气流量 /kg·s ⁻¹	热效率 /%
40	400	478	0.727 2	27.50
50	500	495	0.802 0	30.60
60	600	509	0.975 2	32.30
70	700	520	1.111 2	34.00
80	800	530	1.173 6	35.00
90	900	536	1.319 4	35.30
100	1 000	540	1.562 5	36.50



(a)蒸发压力和质量流量



(b)净输出功率和热效率

图 4 系统主要参数的验证结果

表 3 工质的物性参数

工质	沸点/℃	临界压力/MPa	临界温度/℃
戊烷	36.06	3.36	196
己烷	68.71	3.06	235
庚烷	98.38	2.73	267
辛烷	125.62	2.50	296
壬烷	150.76	2.27	321
环己烷	80.74	4.07	280
甲苯	-42.11	4.13	319
水	99.97	22.06	374

2.2 不同工质系统设计

图 5 反映了采用 8 种不同工质的系统的净输出功率随蒸发压力的变化情况。本文所研究的系统都是亚临界循环,所以蒸发压力都低于其临界压力。此外,所有的系统都保证相同的余热回收量、相同的冷却水进口温度和冷凝温度。有机工质的过热度设计为 10℃,由于水是湿工质,需要选择一个比较大的过热度 150℃。可以发现,随着蒸发压力的升高,所有工质的净输出功率都先快速升高然后趋于稳定。其中,水和甲苯的净输出功率明显优于其他工质。然而,过高的蒸发压力意味着过大的膨胀比,这会给膨胀机的制造带来很大的困难和过高的成本^[18]。因此,所有系统的蒸发压力都设计成 2 000 kPa,受冷却水温度的限制冷凝温度都设计成 35℃。其他设计参数如表 1 所示。

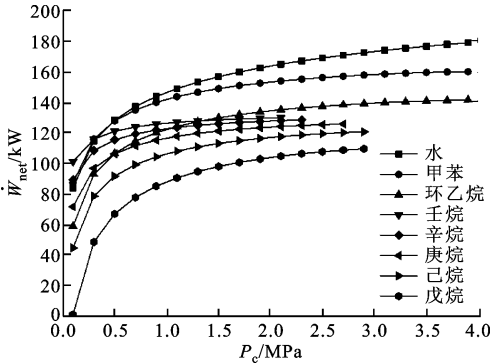


图 5 不同工质的净输出功率随蒸发压力的变化情况

2.3 变工况下系统性能

图 6 给出了不同内燃机负荷下采用不同工质的系统的净输出功率,可以清楚地看出在所有负荷下,水和甲苯的净输出功率总是明显优于其他工质。在 100%负荷工况时,净输出功率的大小顺序为:水>甲苯>环己烷>壬烷>辛烷>庚烷>己烷>戊烷。

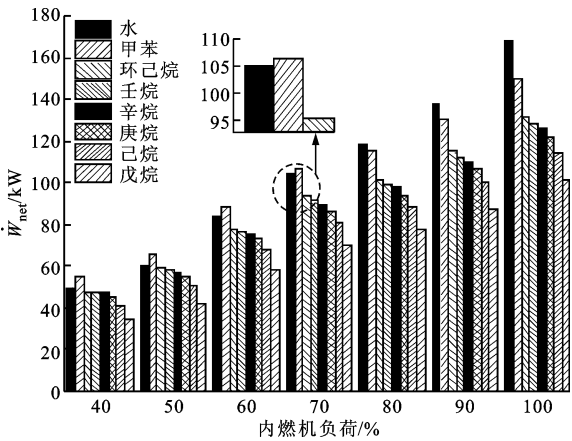


图 6 内燃机负荷对不同工质净输出功率的影响

随着负荷下降所有工质的净输出功率都相应地减少,甲苯的净输出功率和水的越来越接近,在 70% 负荷工况时甲苯的净输出功率已经高于水,并且当负荷低于 70% 时,甲苯的净输出功率明显高于水。为了更清晰地比较水和甲苯的变工况特性,从净输出功率与设计工况值的比值 $\dot{W}_{\text{net}}/\dot{W}_{\text{net,d}}$ 来分析其变工况特性。从式(17)可知,输出功率等于等熵焓降 dh 和质量流量 $\dot{m}$ 的乘积,提出了质量流量与设计值的比值 $\dot{m}/\dot{m}_d$ 和等熵焓降与设计值的比值 dh/dh_d 两个量纲为 1 的数,并从这两个数的变化来分析 $\dot{W}_{\text{net}}/\dot{W}_{\text{net,d}}$ 的变化情况。

图 7a 给出了不同工况下水和甲苯的 $\dot{W}_{\text{net}}/\dot{W}_{\text{net,d}}$ 变化情况。从图中可以看出,在非设计工况时水的 $\dot{W}_{\text{net}}/\dot{W}_{\text{net,d}}$ 均低于甲苯。其主要原因如图 7b 所示,在非设计工况时水的 $\dot{m}/\dot{m}_d$ 和 dh/dh_d 均低于甲苯。根据式(4)可知,工质质量流量与蒸发压力是正相关的,如图 7c 所示,非设计工况时甲苯的蒸发压力与设计蒸发压力的比值 $P_e/P_{e,d}$ 明显高于水,所以甲苯的 $\dot{m}/\dot{m}_d$ 也高于水。如图 7b 所示,在 40% 负荷工况时水的 dh/dh_d 明显低于甲苯,本研究从工质物性角度来分析 dh/dh_d 在不同工况下的变化情况。

图 7d 是水和甲苯在 $P-h$ 图中的等熵拟合曲线。等熵拟合曲线的斜率可以表示工质做功能力,斜率越小相同压降下的焓降越大,做功能力也就越强,相反斜率越大做功能力越弱。由图可以清楚地看出,当压力发生变化时甲苯的等熵拟合曲线斜率基本保持不变,但水的等熵拟合曲线斜率随着压力的升高明显变小。这表明水在高压端的净输出功率较多,更适合在压力较高的情况下运行。高负荷的内燃机工况对应着高的蒸发压力,根据 ORC 基本性质,蒸发压力越高,净输出功率越多。所以,以水为工质的 ORC 系统更合适回收内燃机高负荷工况下的烟气余热,以甲苯为工质的 ORC 系统在回收内燃机低负荷工况下的烟气余热方面有很大的优势。

2.4 全工况下热经济性能

依据以上两部分的研究结果,开展系统的热经济性分析。图 8 给出了在设计蒸发压力为 2 000 kPa 下的不同工质系统的总投资成本。由于水在设计工况时的净输出功率最多,投资成本也就最高。相反,戊烷在设计工况下的净输出功率最少,投资成本也就最低。此外,膨胀机的成本在所有部件中所占比例(皆超过 50%)最高,泵的成本所占比例(4.15%~14.78%)最小。

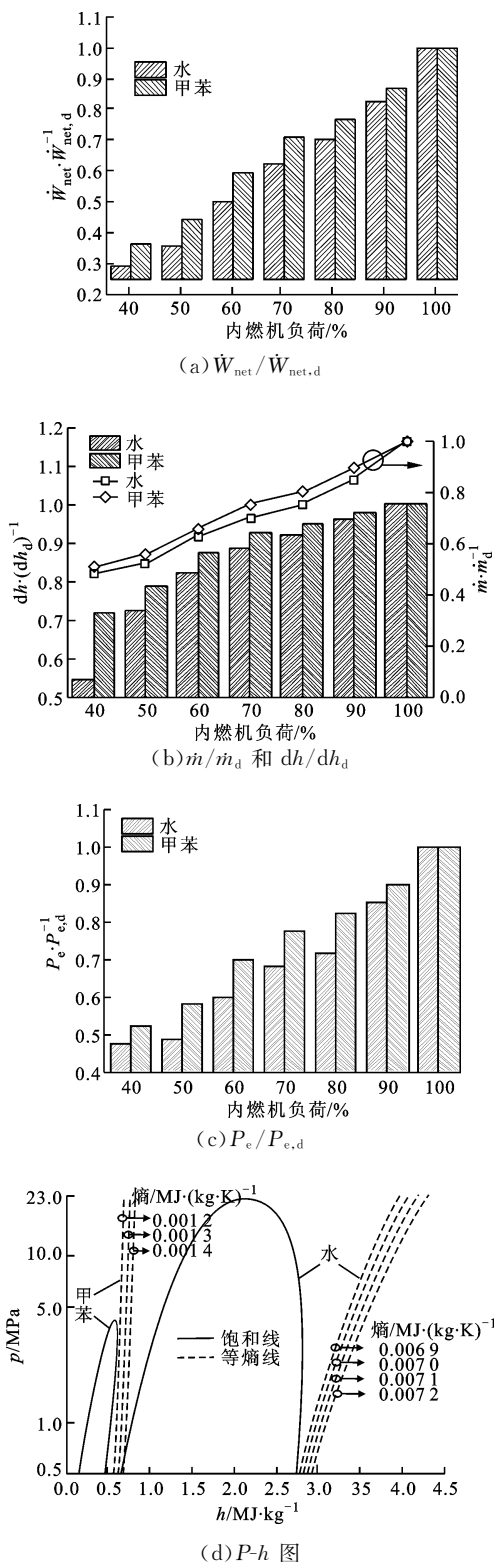


图 7 水和甲苯在不同内燃机负荷下的参数比较

本研究以某酒店为实际应用对象,通过内燃机发电为酒店提供电能,用 ORC 系统来高效回收内燃机烟气余热。典型日的电负荷和内燃机运行情况如图 9 所示。对于之前文献的研究^[21], E 和 D 的计算都是基于系统的设计工况而没有考虑实际运行情

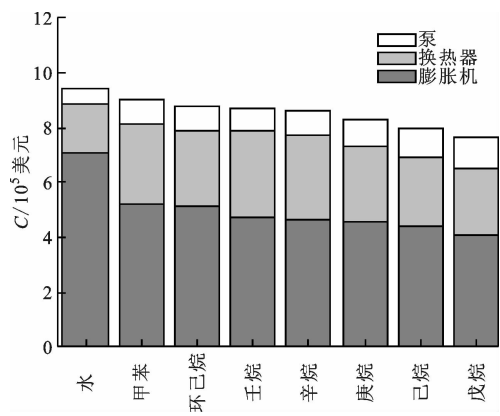
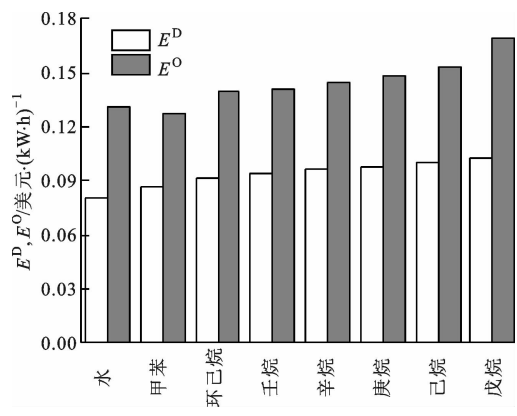
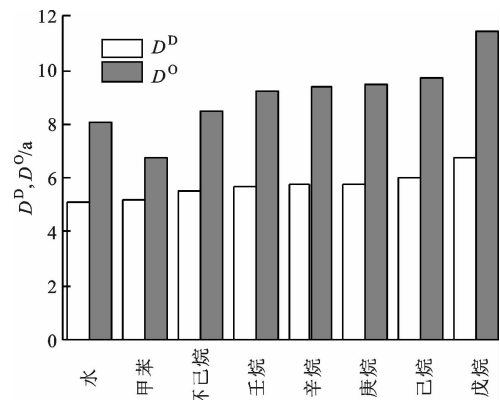


图 8 不同工质的总投资和各部件投资所占比例



(a)发电成本



(b)折旧回收期

图 10 不同工质的热经济性比较

况,它们被分别表示为 E^D 和 D^D 。 E^O 和 D^O 分别表示系统实际运行情况下的电力成本和折旧回收期,它们的计算也是基于系统的总投资和实际运行情况下的净输出功率,用典型日内平均净输出功率 $\dot{W}_{\text{net}}^m$ 来计算

$$\dot{W}_{\text{net},i}^m = \sum_i^n \dot{W}_{\text{net},i} x_i \quad (28)$$

式中: x_i 表示内燃机实际运行负荷的比例。

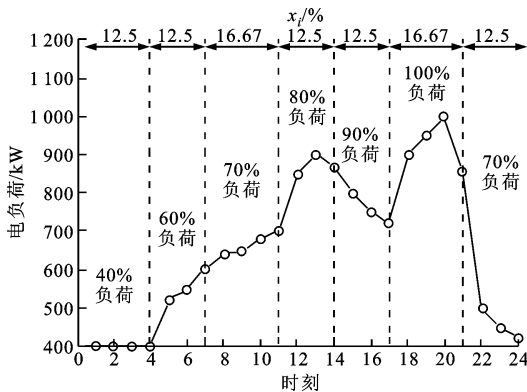


图 9 典型日的电负荷和内燃机运行情况

图 10 比较了采用不同工质的 ORC 系统的 E 和 D 。研究表明,水的 E^D 和 D^D 低于甲苯的相应值,然而在考虑实际运行情况下,由于甲苯在低负荷工况时的净输出功率比水的多,所以甲苯的 E^O 和 D^O 小于水的相应值。水的 E^D 和 D^D 分别为 0.08 美元 $\cdot$ (kW $\cdot$ h) $^{-1}$ 和 5.10 a,水的 E^O 和 D^O 分别为 0.131 美元 $\cdot$ (kW $\cdot$ h) $^{-1}$ 和 8.08 a。在考虑实际运行情况下,水的 E 和 D 分别提高了 0.051 美元 $\cdot$ (kW $\cdot$ h) $^{-1}$ 和 2.98 a。然而,甲苯的 E^D 和 D^D 分别为 0.86 美元 $\cdot$ (kW $\cdot$ h) $^{-1}$ 和 5.17 a, E^O 和 D^O 分别为 0.127 美元 $\cdot$ (kW $\cdot$ h) $^{-1}$ 和 6.75 a, E 和 D 分别提高了 0.041 美元 $\cdot$ (kW $\cdot$ h) $^{-1}$ 和 1.58 a。甲苯 E 和 D 的提高明显低于水,因此在考虑实际运行情

况下,甲苯的经济性优于水。

众所周知,建筑有很多种类型,例如酒店、社区、火车站和机场等,其中酒店和社区的电负荷会经常发生变化,根据文献[25]的研究也可看出酒店和社区典型日的电负荷是瞬变的。然而,火车站和机场等大型公共建筑的电负荷是相对稳定的[26]。就净输出功率和热经济性方面而言,以水为工质的 ORC 系统适合应用在电负荷稳定的建筑类型(火车站、机场等),甲苯更适合电负荷瞬变的建筑类型(酒店、社区等)。

3 结 论

本文针对天然气内燃机余热回收 ORC 系统,基于 MATLAB 平台构建了工质优选模型,利用所构建的模型,研究了 ORC 系统在不同工质下的变工况特性,用以指导工质的优选,主要结论如下。

(1)所建立的基于变工况特性的工质优选模型,可以准确地预测不同工质的变工况特性,从循环性能、工况特点、用能端的负荷模式等多个方面为工质的优选提供科学的指导依据。

(2)在有机工质中,甲苯在内燃机低负荷(40%~70%)工况时的净输出功率较多,适合运行在低负荷工况条件下。作为比较,水在内燃机高负荷(80%~100%)工况时的净输出功率较多,适合运行在高负荷工况条件下。总体而言,甲苯的变工况特性优于水。

(3)所有工质的 E^0 和 D^0 都高于 E^D 和 D^D ,考虑系统实际运行情况的经济性分析是很有必要的。其中,水的 E^0 和 D^0 为 $0.131 \text{ 美元} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ 和 8.08 a ,甲苯的 E^0 和 D^0 为 $0.127 \text{ 美元} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ 和 6.75 a ,水适用于电负荷稳定的建筑类型,而甲苯适用于电负荷瞬变的建筑类型。

参考文献:

- [1] III C S, DEPCIK C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 51(1): 711-722.
- [2] LARSEN U, PIEROBON L, HAGLIND F, et al. Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection [J]. *Energy*, 2013, 55(1): 803-812.
- [3] HE S, CHANG H, ZHANG X, et al. Working fluid selection for an organic Rankine cycle utilizing high and low temperature energy of an LNG engine [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 90: 579-589.
- [4] TIAN H, SHU G, WEI H, et al. Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of internal combustion engine (ICE) [J]. *Energy*, 2012, 47(1): 125-136.
- [5] YANG L, GONG M, GUO H, et al. Effects of critical and boiling temperatures on system performance and fluid selection indicator for low temperature organic Rankine cycles [J]. *Energy*, 2016, 109: 830-844.
- [6] LI M, MU H, LI N, et al. Optimal option of natural-gas district distributed energy systems for various buildings [J]. *Energy & Buildings*, 2014, 75(11): 70-83.
- [7] KIM I S, TONG S K, LEE J J. Off-design performance analysis of organic Rankine cycle using real operation data from a heat source plant [J]. *Energy Conversion & Management*, 2017, 133: 284-291.
- [8] WANG X, TIAN H, SHU G, et al. 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(7): 527.
- [9] SHU G, LI X, TIAN H, et al. Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle [J]. *Applied Energy*, 2014, 119(15): 204-217.
- [10] SHU G, SHI L, TIAN H, et al. An improved CO_2 based transcritical Rankine cycle (CTRC) used for engine waste heat recovery [J]. *Applied Energy*, 2016, 176: 171-182.
- [11] MONDEJARM E, AHLGREN F, THEM M, et al. Quasi-steady state simulation of an organic Rankine cycle for waste heat recovery in a passenger vessel [J]. *Applied Energy*, 2017, 185(2): 1324-1335.
- [12] WANG D, LING X, PENG H, et al. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation [J]. *Energy*, 2013, 50(50): 343-352.
- [13] WANG J, YAN Z, ZHAO P, et al. Off-design performance analysis of a solar-powered organic Rankine cycle [J]. *Energy Conversion & Management*, 2014, 80(4): 150-157.
- [14] JENSEN J M, TUMMESCHT H. Moving boundary models for dynamic simulation of two-phase flows [C]// The Second International Modelica Conference. Oberpfaffenhofen, Germany: Institut fur Robotik und Mechatronik, 2002: 235-244.
- [15] WEI D, LUA X, ZHEN L, 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.
- [16] QUOILIN S, AUMANN R, GRILL A, et al. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery organic Rankine cycles [J]. *Applied Energy*, 2011, 88(6): 2183-2190.
- [17] HORST T A, TEGETHOFF W, EILTS P, et al. Prediction of dynamic Rankine cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicles' energy management [J]. *Energy Conversion & Management*, 2014, 78: 438-451.
- [18] MANENTE G, TOFFOLO A, LAZZARETTO A, et al. An organic Rankine cycle off-design model for the search of the optimal control strategy [J]. *Energy*, 2013, 58(9): 97-106.
- [19] JENKINS S. Economic indicators: CEPICI [EB/OL]. [2015-03-19]. <http://www.chemengonline.com/economic-indicators-cepci/?printmode=1>.

- [20] 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 Junlin, TIAN Rui, YANG Fubin, 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.
- [21] YU G, SHU G, TIAN H, et al. Multi-approach evaluations of a cascade-organic Rankine cycle (C-ORC) system driven by diesel engine waste heat: Part B Techno-economic evaluations [J]. Energy Conversion & Management, 2016, 108: 596-608.
- [22] ULRICH G D. A guide to chemical engineering process design and economics [M]. New York, USA: John Wiley and Sons, 1984: 93-95.
- [23] TUO H. Thermaleconomic analysis of a transcritical Rankine power cycle with reheat enhancement for a lowgrade heat source [J]. International Journal of Energy Research, 2013, 37(8): 857-867.
- [24] WANG X, SHU G, 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.
- [25] LI M, MU H, LI N, et al. Optimal design and operation strategy for integrated evaluation of CCHP (com-

bined cooling heating and power) system [J]. Energy, 2016, 99: 202-220.

- [26] 高思静. 分布式能源系统适应条件及配置的研究 [D]. 山东: 山东建筑大学, 2013.

[本刊相关文献链接]

- 吴小华, 杨俊玲, 越云凯, 等. 一种新型热压缩机运行特性实验研究. 2017, 51(11): 144-149. [doi: 10. 7652/xjtuxb201711020]
- 吴毅, 王佳莹, 王明坤, 等. 基于超临界 CO₂ 布雷顿循环的塔式太阳能集热发电系统. 2016, 50(5): 108-113. [doi: 10. 7652/xjtuxb201605016]
- 姚尔人, 王焕然, 席光. 一种压缩空气储能与内燃机技术耦合的冷热电联产系统. 2016, 50(1): 22-40. [doi: 10. 7652/xjtuxb201601004]
- 乔亦圆, 杨东方, 曹锋, 等. R134a/R23 复叠制冷系统级间容量比的优化分析. 2016, 50(2): 104-110. [doi: 10. 7652/xjtuxb201602018]
- 范增华, 荣伟彬, 王乐锋, 等. 压电微喷辅助液滴的多物理场耦合与实验. 2016, 50(11): 56-61. [doi: 10. 7652/xjtuxb201611009]
- 李耀庭, 黄勇成, 孟凡胜, 等. 增压直喷汽油机中润滑油液滴诱发早燃机制的数值研究. 2016, 50(7): 51-57. [doi: 10. 7652/xjtuxb201607009]

(编辑 荆树蓉)

(上接第 24 页)

- DU Changhe, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Influences of jet angle and jet nozzle number on flow and heat transfer characteristics of swirl cooling [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(4): 76-80.
- [10] 范小军, 杜长河, 李亮, 等. 4 种冷却结构对叶片前缘流动换热影响的比较研究 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(7): 37-43.
- FAN Xiaojun, DU Changhe, LI Liang, et al. Comparative study of four cooling structures on flow and heat transfer behavior of blade leading edge [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(7): 37-43.

[本刊相关文献链接]

- 徐亮, 兰进, 高建民, 等. 一种类螺纹孔结构的旋转射流换热特性数值模拟. 2017, 51(9): 11-18. [doi: 10. 7652/xjtuxb201709002]
- 范小军, 杜长河, 李亮, 等. 4 种冷却结构对叶片前缘流动换热影响的比较研究. 2017, 51(7): 37-43. [doi: 10. 7652/xjtuxb201707006]

- 杜长河, 范小军, 李亮, 等. 旋转半径和叶片安装角对动叶旋流冷却流动和传热特性的影响. 2017, 51(5): 37-42. [doi: 10. 7652/xjtuxb201705006]
- 康蕊, 厉彦忠, 杨宇杰, 等. 轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响. 2017, 51(2): 140-148. [doi: 10. 7652/xjtuxb201702022]
- 杜长河, 范小军, 李亮, 等. 抽吸孔对旋流和冲击冷却流动传热特性的影响. 2017, 51(1): 19-24. [doi: 10. 7652/xjtuxb201701004]
- 张峰, 王新军, 李军. 球凹平板冲击冷却性能的数值研究及结构改进. 2016, 50(1): 124-130. [doi: 10. 7652/xjtuxb201601019]
- 潘辉, 冯松, 刘朝晖, 等. 航空煤油 RP-3 热裂解结焦流动换热特性实验研究. 2016, 50(7): 7-12. [doi: 10. 7652/xjtuxb201607002]
- 陈宇佳, 杜长河, 李亮. 蒸汽冷却带肋矩形通道流动和换热特性数值研究. 2016, 50(3): 62-67. [doi: 10. 7652/xjtuxb201603010]

(编辑 荆树蓉)