

基于双效吸收式冷热水机的冷热电联产系统3E研究

张亚飞¹, 王婧¹, 曹艺怀², 武立强¹

(1. 河北白沙烟草有限责任公司保定卷烟厂, 河北保定 071000;

2. 华北电力大学河北省低碳高效发电技术重点实验室, 河北保定 071003)

摘要:冷热电联产(CCHP)系统可提高能源利用率,满足用户冷热电负荷需求,是解决能源与环境问题的重要技术途径。本文提出一种通过双效吸收式冷热水机(AH/C)即可同时满足用户的冷热负荷需求的CCHP-AH/C系统,并以能源利用率和单位烟成本最优建立了目标函数,通过MATLAB软件调用Aspen Plus中的模型进行多目标优化。结果表明:CCHP-AH/C系统制热工况的能源利用率为119%,烟效率为56.4%,单位烟成本为0.562元/(kW·h);CCHP-AH/C系统制冷工况的能源利用率为88.6%,烟效率为49.7%,单位烟成本为0.639元/(kW·h)。

关键词:CCHP系统;双效吸收式冷热水机;Aspen Plus;MATLAB;3E优化

中图分类号:TQ051.5 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.02.007

[引用本文格式]张亚飞,王婧,曹艺怀,等.基于双效吸收式冷热水机的冷热电联产系统3E研究[J].热能动力工程,2025,40(2):58-66. ZHANG Yafei, WANG Jing, CAO Yihuai, et al. Research on 3E of CCHP system based on double-effect absorption heat pump/chiller[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(2): 58-66.

Research on 3E of CCHP System based on Double-effect Absorption Heat Pump/Chiller

ZHANG Yafei¹, WANG Jing¹, CAO Yihuai², WU Liqiang¹

(1. Baoding Cigarette Factory of Hebei Baisha Tobacco Co., Ltd., Baoding, China, Post Code: 071000; 2. Hebei Key Laboratory of Low Carbon and High Efficiency Power Generation Technology, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003)

Abstract: The combined cooling heating and power (CCHP) system can improve energy utilization rate and meet the needs of consumers' cooling, heating and power load. It's an important technical way to solve the energy and environment problem. In this paper, a CCHP-AH/C system based on double-effect absorption heat pump/chiller(AH/C) was proposed to meet the cooling and heating load requirements of consumers at the same time. The objective function was established based on energy utilization rate and unit exergy cost optimization, and the model in Aspen Plus was called by MATLAB software for multi-objective optimization. The results show that the energy utilization rate of CCHP-AH/C heating condition is 119%, exergy efficiency is 56.4%, and unit exergy cost is 0.562 yuan/(kW·h). The energy utilization rate of the CCHP-AH/C refrigeration condition is 88.6%, the exergy efficiency is 49.7%, and the unit exergy cost is 0.639 yuan/(kW·h).

Key words: combined cooling heating and power (CCHP) system, double-effect absorption heat pump/chiller, Aspen Plus, MATLAB, 3E optimization

温高压烟气进入涡轮机中做功,而后 600 °C 以上的高温烟气进入余热锅炉加热给水,余热得到充分利用后排出 140 °C 左右的烟气。

在蒸汽轮机中,经给水泵升压后,给水进入余热锅炉换热后相变为水蒸气,高温高压的水蒸气进入蒸汽轮机的高压缸做功,再返回余热锅炉提高温度并进入中压缸做功。水蒸气不再返回余热锅炉,直接进入低压缸做功之后进入冷凝器冷凝为液态,经过除氧器除氧完成一次蒸汽循环。

在夏季制冷工况时,AH/C 中的阀门 V1 ~ V3 全部关闭,阀门 V4 和 V5 开启,从中压缸中间级抽汽以驱动 AH/C,吸收器中的低浓度溴化锂溶液经溶液泵升压后依次进入低温换热器和高温换热器吸收热量。在进入高压发生器后低浓度溴化锂溶液被来自中压缸中间级的蒸汽加热,一部分水蒸气被蒸发出来进入低压发生器提供热量,中浓度溴化锂溶液进入高温换热器释放热量后进入低压发生器。在低压发生器中,中浓度溴化锂溶液吸收高温水蒸气的热量再次蒸发出水蒸气并变为高浓度溴化锂溶液。高浓度溴化锂溶液进入低温换热器释放热量后返回吸收器吸收水,变回低浓度溴化锂溶液。两次蒸发出的水蒸气从低压发生器进入冷凝器冷凝成水,而后经过减压减温阀变为水蒸气,进入蒸发器中吸收大量热量,满足用户的冷能需求。

冬季制热工况下,AH/C 工作流程与制冷工况相似,不同的是阀门 V1 ~ V3 全部开启,阀门 V4 和 V5 关闭,为用户供暖的热水首先进入吸收器中吸收浓溶液吸水时释放的热量,之后再进入冷凝器吸收水蒸气冷凝时释放的热量达到供暖温度,从而满足用户热负荷需求。

CCHP-AH/C 系统具有以下优点:

- (1) 遵循“温度对口,能量梯级利用”的原则构建了 CCHP 系统,实现了能量的高效利用;
- (2) 耦合 1 台 AH/C 即可满足用户的冷热能需求,提升了能源利用率,降低了系统投资。

2 优化模型

2.1 热力学模型

基于热力学第一和第二定律在 Aspen Plus 软件中构建 CCHP-AH/C 系统的热力学模型,该模型假设如下^[11]:

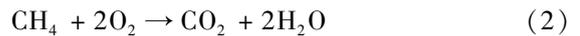
- (1) 天然气组分为 100% 的 CH₄;
- (2) 空气组分为 21% O₂ 和 79% N₂;
- (3) 模拟工况全部为稳态;
- (4) 忽略管路损失和换热器热损失;
- (5) 环境温度为 25 °C,环境压力为 1.01 × 10⁵ Pa;
- (6) 低压缸最小流量为主蒸汽流量的 10%。

GT 中压缩机的数学模型如下:

$$W_{AC} = q_{m2}(h_3 - h_2) \quad (1)$$

式中: W_{AC} —压缩机功率, MW; q_{m2} —空气质量流量, kg/s; h_2, h_3 —压缩机进、出口空气比焓, MJ/kg。

天然气的燃烧表达式如下:



GT 中涡轮机的等熵过程表达式如下:

$$W_{GT} = q_{m4}(h_4 - h_5) \quad (3)$$

式中: W_{GT} —涡轮机功率, MW; q_{m4} —燃气质量流量, kg/s; h_4, h_5 —涡轮机进、出口燃气比焓, MJ/kg。

蒸汽循环中给水泵的数学模型如下:

$$W_{\text{pump}} = q_{m7}(h_8 - h_7) \quad (4)$$

式中: W_{pump} —给水泵功率, MW; q_{m7} —给水质量流量, kg/s; h_7, h_8 —给水泵进、口水比焓, MJ/kg。

气缸的数学模型如下:

$$W_{\text{HPT}} + W_{\text{IPT}} + W_{\text{LPT}} = q_{m9}(h_9 + h_{11} - h_{10} - h_{13}) \quad (5)$$

式中: W_{HPT} —高压缸功率, MW; W_{IPT} —中压缸功率, MW; W_{LPT} —低压缸功率, MW; q_{m9} —蒸汽质量流量, kg/s; h_9, h_{10}, h_{11} 和 h_{13} —高压缸进/出口、中压缸进口和低压缸出口蒸汽比焓, MJ/kg。

AH/C 中各部件的数学模型为:

$$\sum (q_{m,\text{in}} h_{\text{in}}) = \sum (q_{m,\text{out}} h_{\text{out}}) \quad (6)$$

式中: $q_{m,\text{in}}, q_{m,\text{out}}$ —输入和输出流股的质量流量, kg; $h_{\text{in}}, h_{\text{out}}$ —输入和输出流股的比焓, MJ/kg。

2.2 热力学指标

基于热力学第一和第二定律定义了 CCHP-AH/C 系统的热力学指标,天然气燃烧所释放的热能为^[11]:

$$Q_{\text{NG}} = q_{m,\text{NG}} \cdot \text{LHV}_{\text{NG}} \quad (7)$$

式中: Q_{NG} —天然气燃烧所释放的热能, MJ/s; m_{NG} —天然气的质量流量, kg/s; LHV_{NG} —天然气的低位热值, MJ/kg。

天然气的化学焓 Ex_{NG} 定义为:

$$Ex_{NG} = 1.0308Q_{NG} \quad (8)$$

GT 的能源利用率 η_{en-GT} 和焓效率 η_{ex-GT} 分别定义为:

$$\eta_{en-GT} = \frac{W_{GT} - W_{AC} + q_{m5}h_5}{Q_{NG}} \quad (9)$$

$$\eta_{ex-GT} = \frac{W_{GT} - W_{AC} + Ex_5}{Ex_{NG}} \quad (10)$$

式中: q_{m5} —燃气轮机排气质量流量, kg/s; Ex_5 —燃气轮机排气焓, MJ/s。

ST 的能源利用率 η_{en-ST} 和焓效率 η_{ex-ST} 分别定义为:

$$\eta_{en-ST} = \frac{W_{ST} + q_{m15}(h_{15} - h_{16})}{m_5 \cdot h_5} \quad (11)$$

$$\eta_{ex-ST} = \frac{W_{ST} + Ex_{15} - Ex_{16}}{Ex_5} \quad (12)$$

式中: W_{ST} —ST 净功率, MW; q_{m15} —蒸汽轮机抽出蒸汽质量流量, kg/s; h_{15}, h_{16} —蒸汽轮机抽出蒸汽和返回蒸汽的比焓, MJ/kg; Ex_{15}, Ex_{16} —蒸汽轮机抽出蒸汽和返回蒸汽的焓, MJ/s。

AH/C 的制冷和制热工况的循环性能系数 COP 及焓效率分别定义为:

$$COP_{AH/C}^c = \frac{Q_c}{q_{m15}(h_{15} - h_{16})} \quad (13)$$

$$\eta_{ex-AH/C}^c = \frac{(t_0/t_c - 1)Q_c}{Ex_{15} - Ex_{16}} \quad (14)$$

$$COP_{AH/C}^h = \frac{Q_h}{m_{15}(h_{15} - h_{16})} \quad (15)$$

$$\eta_{ex-AH/C}^h = \frac{(1 - t_0/t_h)Q_h}{Ex_{15} - Ex_{16}} \quad (16)$$

式中: Q_c —供冷功率, MW; t_0 —环境温度, °C; t_c —供冷温度, °C; Q_h —供热功率, MW; t_h —供热温度, °C。

CCHP-AH/C 系统制冷和制热工况的能源利用率和焓效率分别定义为:

$$\eta_{en}^c = (W_{GT} - W_{AC} + W_{ST} + Q_c)/Q_{NG} \quad (17)$$

$$\eta_{ex}^c = [W_{GT} - W_{AC} + W_{ST} + (t_0/t_c - 1)Q_c]/Q_{NG} \quad (18)$$

$$\eta_{en}^h = (W_{GT} - W_{AC} + W_{ST} + Q_h)/Q_{NG} \quad (19)$$

$$\eta_{ex}^h = [W_{GT} - W_{AC} + W_{ST} + (1 - t_0/t_h)Q_h]/Q_{NG} \quad (20)$$

2.3 经济指标

基于热力学第二定律和经济学方法定义了

CCHP-AH/C 系统的焓成本平衡^[12]:

$$\sum(C_p) = \sum(C_f) + Z \quad (21)$$

式中: $\sum(C_p)$ —总产品焓成本, 元; $\sum(C_f)$ —总燃料焓成本, 元; Z —平准化投资成本, 元。

单位焓成本 c 为流股中综合了燃料成本和设备成本的每单位焓的产品成本, 定义为:

$$c = C/Ex \quad (22)$$

式中: C —焓成本, 元; Ex —焓, MJ/s。

Z 包括每小时投资成本 Z_{CI} 和运行维护成本 Z_{OM} :

$$Z = Z_{CI} + Z_{OM} \quad (23)$$

$$Z_{CI} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \cdot \frac{C_{CI}}{N} \quad (24)$$

$$Z_{OM} = \zeta Z_{CI} \quad (25)$$

式中: C_{CI} —初始投资成本, 元; i —年利率; n —设备寿命, a; N —年工作时长, 假定为 0.5 a; ζ —运行与维护转换系数。

2.4 优化方法

基于热力学和经济学指标提出 CCHP-AH/C 系统参数的最优化问题, 将能源利用率作为系统的热力学指标, 将焓成本作为系统的经济学指标。从热力学第二定律的角度考虑, 焓不仅考虑能量的数量, 还考虑能量的质量和可用性, 相较于简单的成本分析, 焓成本分析更聚焦于系统的潜在损失与改进潜力。相较于总成本, 焓成本结合了能量和经济因素, 能更准确地反映系统的整体经济性。以 CCHP-AH/C 系统热力学性能和经济学性能最优为目标, 目标函数定义如下:

$$f = f_1(\eta_{en}) + f_2(c) \quad (26)$$

$$f_1(\eta_{en}) = (\eta_{en} - \eta_{en,min})/(\eta_{en,max} - \eta_{en,min}) \quad (27)$$

$$f_2(c) = (c_{max} - c)/(c_{max} - c_{min}) \quad (28)$$

式中: $\eta_{en,max}$ —系统的最大能源利用率; $\eta_{en,min}$ —系统的最小能源利用率; c_{max} —最大单位焓成本, 元/(kW·h); c_{min} —最小单位焓成本, 元/(kW·h)。

将蒸燃联合循环的高压缸压力 ($p_1, 10 \sim 15$ MPa)、中压缸压力 ($p_2, 2 \sim 5$ MPa)、中压缸排汽压力 ($p_3, 1 \sim 2$ MPa)、分流比(中压缸抽汽占总蒸汽量比值 $sr, 0 \sim 0.9$) 和给水量 ($w, 15\,000 \sim 25\,000$ kmol/h) 作为优化变量, 以排烟温度 t_{exh} 大于 140 °C 为约束条

件进行优化,优化算法采用非支配遗传算法。优化流程如图 2 所示。

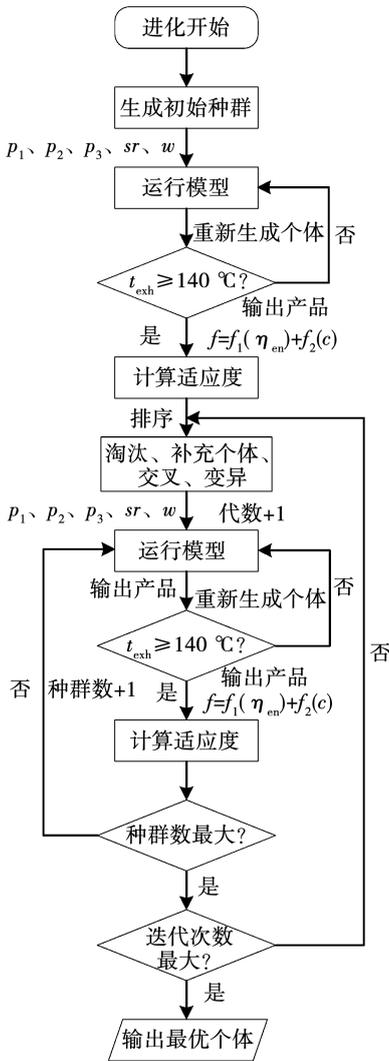


图 2 优化流程

Fig. 2 Optimized process

首先生成初始种群为父代,将父代 DNA(p_1, p_2, p_3, sr, w)逐一通过 MATLAB 软件输入 Aspen Plus 软件构建的 CCHP 模型,运行模型并输出排烟温度 t_{exh} 。当排烟温度小于 140 °C 时,则重新生成父代个体;而当排烟温度大于 140 °C 时,输出系统的冷热电产品计算适应度(目标函数的解)。在计算完所有父代的适应度后,将父代按适应度由高到低进行排序,淘汰较低适应度的个体并进行补充,而后经过交叉和变异产生子代个体。子代个体的迭代流程与父代个体相似,直到子代个体迭代次数最大,输出最优个体与对应优化变量。

3 结果与讨论

3.1 优化结果分析

适应度曲线如图 3 所示。由图 3 可知,自适应遗传算法在第 129 代收敛时,适应度达到最大值 1.297 3;对应的最优参数为高压缸压力 15 MPa、中压缸压力 5 MPa、排气压力 1 MPa、分流比 0.9 和给水量 18 259 kmol/h。

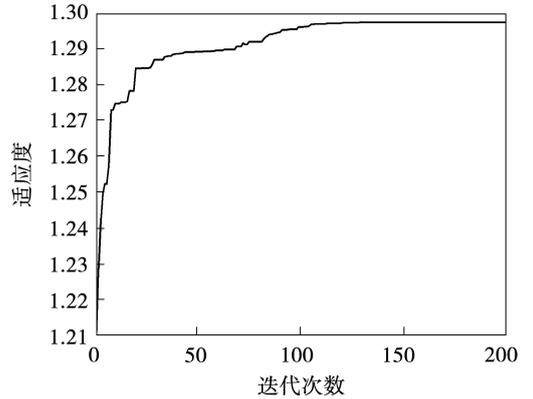


图 3 适应度曲线

Fig. 3 Fitness curve

CCHP-AH/C 系统的设计参数和优化后的性能参数分别如表 1 和表 2 所示。

表 1 CCHP 设计参数

Tab. 1 CCHP design parameters

设备	参 数	数值
GT ^[13]	天然气流量/kg·s ⁻¹	14.65
	空气流量/kg·s ⁻¹	651
	压缩机压比	17
	燃气温度/°C	1 426
	燃烧室效率/%	99.5
	压力损失/%	3.5
	排气温度/°C	586
	压缩机等熵效率/%	85
ST ^[14]	主蒸汽温度/°C	90
	高压缸等熵效率/%	87
	中压缸等熵效率/%	91
	排气温度/°C	140
AH/C ^[15-18]	高压发生器温度/°C	145
	夹点温度/°C	5
	供热温度/°C	60
	供冷温度/°C	7

表 2 CCHP 性能参数

Tab.2 CCHP performance parameters

设备	参数	数值
GT	电功率/MW	270
	能源利用率/%	36.9
	烟效率/%	64.4
	单位烟成本/元·(kW·h) ⁻¹	0.616
ST	高压缸压力/MPa	15
	中压缸压力/MPa	5
	电功率/MW	67.9
	能源利用率/%	37.2
AH/C	烟效率/%	41.1
	单位烟成本/元·(kW·h) ⁻¹	0.416
	热功率/MW	501
	COP _h	2.4
CCHP	单位烟成本/元·(kW·h) ⁻¹	0.617
	冷功率/MW	284
	COP _c	1.36
	单位烟成本/元·(kW·h) ⁻¹	2.28
CCHP 制热	能源利用率/%	119
	烟效率/%	56.4
CCHP 制冷	单位烟成本/元·(kW·h) ⁻¹	0.562
	能源利用率/%	88.6
CCHP 制冷	烟效率/%	49.7
	单位烟成本/元·(kW·h) ⁻¹	0.639

由表 2 可知, AH/C 制热时的 COP 大于制冷时的 COP, 从热力学循环角度来看, 这是由于制热循环时蒸发器和冷凝器之间的温差大导致的。同时, 制热工况的单位烟成本小于制冷工况, 除了 COP 的差异导致了这一结果外, 还与冷热烟的折算系数差异有关。CCHP 制热工况下的能源利用率达到 119%, 超过了 100%, 这是由于 AH/C 的制热 COP 为 2.40, 同时, 制热工况的烟效率也大于制冷工况的烟效率, 这也是由 AH/C 制冷和制热时 COP 的差异导致的。因此, 制热工况的单位烟成本小于制冷工况的单位烟成本。

CCHP-AH/C 系统的能流图如图 4 所示。由图 4 可知, GT 的能量损失为 28.8 MW, 主要为热量损失, 燃气轮机利用的能量较少, 排出的烟气能量仍有 411.4 MW。ST 利用烟气热量驱动朗肯循环, 在烟气温度降到 150 °C 后排出, 此时烟气中仍有 111.4 MW

热量, 成为系统损失中的最大项。AH/C 利用了 ST 中压缸抽汽热量和环境热量, 造成了 43.5 MW 的能量损失, 同时由于其制冷工况能利用的环境热量低, 导致 AH/C 功率低于制热工况。

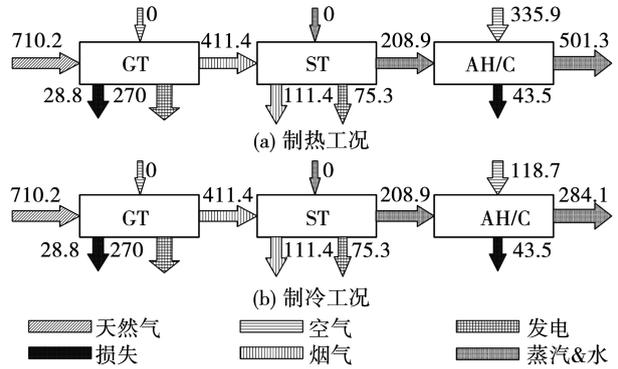


图 4 CCHP-AH/C 系统能流图 (MW)

Fig.4 Energy flow Sankey diagram of CCHP-AH/C system (MW)

CCHP-AH/C 系统烟流图如图 5 所示 (图例与图 4 中所示相同)。由图 5 可知, GT 烟损失达到 197.4 MW, 烟损占比最大, 这主要是燃烧过程中化学能向热能转变所导致的; ST 烟损失为 22.8 MW, 同时有 85.3 MW 的烟气烟无法利用; AH/C 在制热时烟损失仅有 13.7 MW, 在制冷时烟损失达到了 63.1 MW, 原因是制冷工况下冷水温度与环境温度差值小, 冷能折算成冷烟时系数较小。

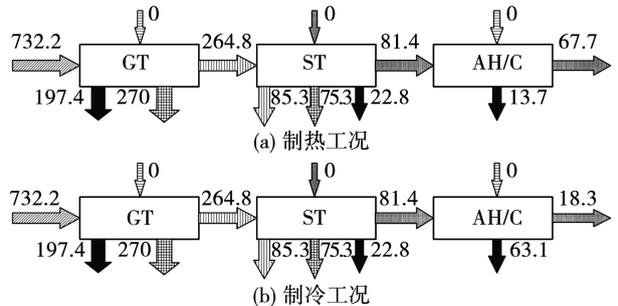


图 5 CCHP-AH/C 系统烟流图 (MW)

Fig.5 Exergy flow Sankey diagram of CCHP-AH/C system (MW)

根据产品 - 燃料原则, 按烟流进行成本分摊, 得到 CCHP-AH/C 系统的烟成本流图如图 6 所示 (图例与图 4 中相同)。由于 ST 排烟烟不被用户使用, 将其排出产品之外, 其烟成本为 0。可以看到, 天然气烟成本最高, 达到 58.2 元/s。在各产品

烟成本中,发电烟成本最高,达到 52.9 元/s;其中,由于 GT 利用的烟占比最高,GT 发电成本达到 44.2 元/s,占到总烟成本的 68.5%。

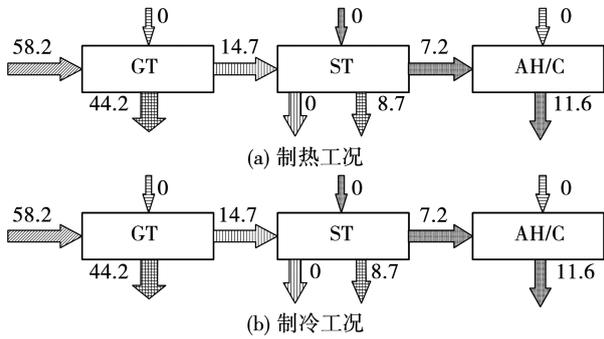


图 6 烟成本流图 (元/s)

Fig. 6 Exergy cost flow Sankey diagram (yuan/s)

3.2 敏感性分析

为探究各优化参数对系统性能的影响,对优化后的供能系统进行敏感性分析。图 7 为高压缸压力变化对系统能源利用率、烟效率和单位烟成本的影响。由图 7 可知,当高压缸压力由 10 MPa 提升到 15 MPa 时,系统的能源利用率从 120.2% 降低到了 119.5%,烟效率从 0.558 提升到了 0.564,单位烟成本从 0.57 元/(kW·h) 降到了 0.562 元/(kW·h)。当高压缸压力提升时,ST 发电增多,AH/C 功率降低,因 AH/C 的 COP 较高,能源利用率降低;又因电能品位高,而冷热物品位低,则烟效率提高,单位烟成本降低。

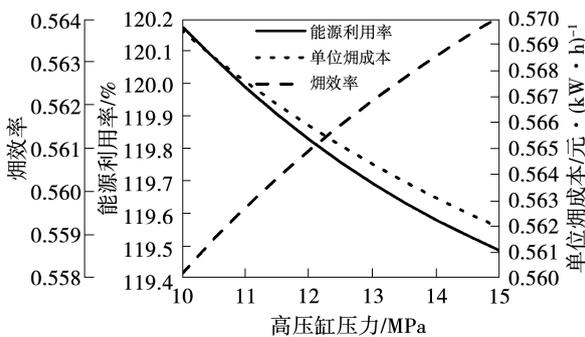


图 7 高压缸压力变化对系统性能的影响

Fig. 7 Influence of high pressure cylinder pressure change on system performance

图 8 为中压缸压力变化对系统能源利用率、烟效率和单位烟成本的影响。由图 8 可知,当中压缸压力由 2 MPa 提升到 5 MPa 时,系统的能源利用率从 119.5% 提升到了 122.2%,烟效率从 0.564 降低

从 121.3% 降低到了 119.5%,烟效率从 0.560 5 提升到了 0.564,单位烟成本从 0.568 元/(kW·h) 降到了 0.562 元/(kW·h)。中压缸压力与高压缸压力对系统性能的影响趋势相同,但前者对能源利用率的影响更大,对烟效率的影响更小。

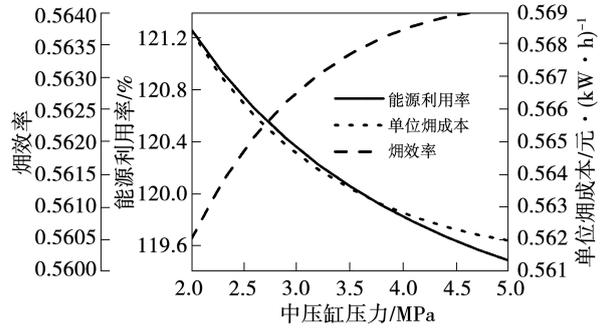


图 8 中压缸压力变化对系统性能的影响

Fig. 8 Influence of intermediate pressure cylinder pressure change on system performance

图 9 为分流比变化对系统能源利用率、烟效率和单位烟成本的影响。当分流比由 0 提升到 0.9 时,系统的能源利用率从 56.2% 提升到了 119.4%,烟效率从 0.524 提升到了 0.564,单位烟成本从 0.516 元/(kW·h) 提升到了 0.566 元/(kW·h)。分流比提升时,AH/C 功率提升,能源利用率提升;蒸汽在低压缸做功时效率较低,这部分蒸汽转而驱动 AH/C 提高了烟效率;由于 AH/C 价格较高,因此单位烟成本提升。

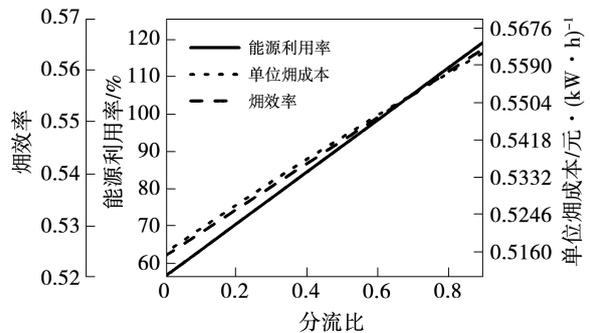


图 9 分流比变化对系统性能的影响

Fig. 9 Influence of split ratio change on system performance

图 10 为抽汽压力变化对系统能源利用率、烟效率和单位烟成本的影响。由图 10 可知,当抽汽压力由 1 MPa 提升到 2 MPa 时,系统的能源利用率从 119.5% 提升到了 122.2%,烟效率从 0.564 降低

到了 0.554,单位烟成本从 0.562 元/(kW·h) 提升了 0.577 元/(kW·h)。抽汽压力提升时,AH/C 功率提升,能源利用率提升;蒸汽在中压缸做功减少,烟效率降低;由于受到电功率的下降和 AH/C 功率提升的双重影响,因此单位烟成本提升。

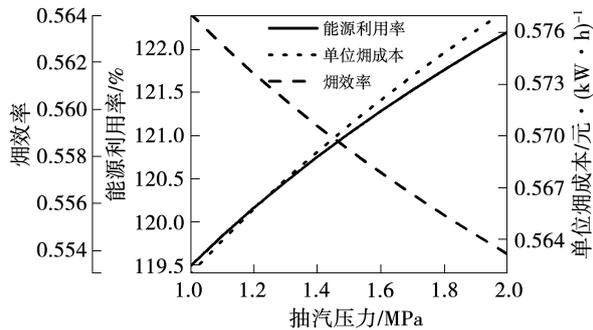


图 10 抽汽压力变化对系统性能的影响

Fig. 10 Influence of extraction steam pressure change on system performance

从上述敏感性分析中可以看出,能源利用率、烟效率和单位烟成本 3 个指标不能同时提升,往往只能有两个指标提升,而另一个指标下降,能源利用率和烟经济性变化趋势相反。在优化过程中,对 4 个参数的选择如下:高压缸压力为 15 MPa 时,单位烟成本最低,能源利用率最低;中压缸压力为 5 MPa 时,单位烟成本最低,能源利用率最低;分流比为 0.9 时,能源利用率最高,单位烟成本最高;抽汽压力为 1 MPa 时,单位烟成本最低,能源利用率最低。因此可以得出,高压缸、中压缸和抽汽压力对单位烟成本影响更大,分流比对能源利用率影响更大。

4 结论

本文提出了一种基于双效吸收式冷热水机的 CCHP-AH/C 系统,通过 Aspen Plus 软件建立了各部件的热力学模型,并利用 MATLAB 软件调用模型数据,通过遗传算法对系统参数进行了多目标优化,得到的主要结论如下:

(1) CCHP 制热工况的能源利用率为 119%,烟效率为 56.4%,单位烟成本为 0.562 元/(kW·h); CCHP 制冷工况的能源利用率为 88.6%,烟效率为 49.7%,单位烟成本为 0.639 元/(kW·h)。CCHP 制热工况下的能源利用率超过了 100%,这是由于

AH/C 的制热 COP 为 2.40;同时,制热工况的烟效率大于制冷工况,这是由于 AH/C 制冷和制热时 COP 的差异导致的。因此,制热工况的单位烟成本小于制冷工况的单位烟成本。

(2) 根据热力学第一和第二定律及产品-燃料原则,得到了系统的能流、烟流和成本流。能流分析中,排烟损失最大,达到 111.4 MW。烟流分析中,GT 烟损失达到 197.4 MW,烟损占比最大,其烟损主要是燃烧过程中化学能向热能转变所导致的。成本流分析中,天然气烟成本最高,达到 58.2 元/s。在产品成本中,发电成本最高,达到 52.4 元/s;由于 GT 利用的烟占比最高,GT 发电成本达到 44.2 元/s,占总成本的 68.5%。

(3) 高压缸压力、中压缸压力、分流比和抽汽压力等关键参数对系统性能的影响不一,能源利用率、烟效率和烟经济性无法同时提升,能源利用率和烟经济性变化趋势相反。其中,高压缸、中压缸和抽汽压力对单位烟成本影响更大,分流比对能源利用率影响更大。

参考文献:

- [1] 田磊,王江江,赵磊,等.级联型潜热储存耦合热泵系统性能研究[J].太阳能学报,2024,45(3):571-578.
TIAN Lei, WANG Jiangjiang, ZHAO Lei, et al. Performance study of cascaded latent heat storage coupled with heat pump[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2024, 45(3): 571-578.
- [2] 崔志恒,王江江,霍硕杰,等.生物质气化耦合固体氧化物燃料电池的冷热电联供系统的性能分析[J].中国电机工程学报,2023,43(23):9192-9204.
CUI Zhiheng, WANG Jiangjiang, HUO Shuojie, et al. Performance analysis of a CCHP system coupled with biomass gasification and solid oxide fuel cell[J]. Proceedings of the CSEE, 2023, 43(23): 9192-9204.
- [3] 王江江,陈海悦,韩泽鹏,等.菲涅尔太阳能集热器驱动的冷热电联供系统热力性能分析[J].热能动力工程,2023,38(4):55-63.
WANG Jiangjiang, CHEN Haiyue, HAN Zepeng, et al. Thermodynamic analysis of combined cooling, heating and power system driven by Fresnel solar collector[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(4): 55-63.
- [4] 任洪波,周奥林,吴琼,等.基于不同运行模式的 CCHP-ORC 系统运行仿真与性能评估[J].热能动力工程,2019,34(10):1-9.
REN Hongbo, ZHOU Aolin, WU Qiong, et al. Operation simulation

- and performance evaluation of CCHP-ORC system based on different operation modes[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(10): 1-9.
- [5] 王登亮, 舒雯, 张书凯, 等. 耦合天然气压力能的新型三联供系统构建及分析[J]. 材料与冶金学报, 2022, 21(4): 306-312.
- WANG Dengliang, SHU Wen, ZHANG Shukai, et al. Construction and analysis of a new type of CCHP system coupled with natural gas pressure energy[J]. Journal of Materials and Metallurgy, 2022, 21(4): 306-312.
- [6] 任天宇, 陈曦, 张华, 等. 基于斯特林发动机的冷热电联产系统分析[J]. 流体机械, 2012, 40(11): 71-74.
- REN Tianyu, CHEN Xi, ZHANG Hua, et al. Analysis of trigeneration system based on stirling engine[J]. Fluid Machinery, 2012, 40(11): 71-74.
- [7] 华惠莲, 王军, 陈玉柱, 等. 天然气冷热电联供系统热经济优化研究[J]. 热能动力工程, 2023, 38(2): 26-32.
- HUA Huilian, WANG Jun, CHEN Yuzhu, et al. Thermal-economic optimization of natural gas combined cooling heating and power system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(2): 26-32.
- [8] 梁健, 王蒙, 杨亚欣, 等. 基于压缩空气储能与增强型地热的三联产系统热力学分析[J]. 中国电力, 2024, 57(1): 209-218.
- LIANG Jian, WANG Meng, YANG Yaxin, et al. Thermodynamic analysis of CCHP with compressed air energy storage and enhanced geothermal technology[J]. Electric Power, 2024, 57(1): 209-218.
- [9] 郭媛媛, 魏鹤鸣, 潘振, 等. 基于LNG冷能的联合循环系统多目标性能[J]. 高校化学工程学报, 2022, 36(6): 870-878.
- GUO Yuanyuan, WEI Heming, PAN Zhen, et al. Multi-objective performance of combined cycle systems using LNG cold energy[J]. Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities, 2022, 36(6): 870-878.
- [10] 赵丹丹, 江代君, 徐今朝, 等. 基于NSGA-II光热光伏耦合冷热电联供系统优化[J]. 发电设备, 2022, 36(5): 333-338.
- ZHAO Dandan, JIANG Daijun, XU Jinzhao, et al. Multi-objective optimization of photo-thermal and photovoltaic utilization coupling CCHP based on NSGA-II[J]. Power Equipment, 2022, 36(5): 333-338.
- [11] CAO Y, WANG J, LI Y, et al. Thermodynamic analysis of biomass and liquefied natural gas complementary CCHP system with liquid air energy storage[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 283: 116925.
- [12] 李猛, 王江江. 基于能品位的生物质冷热电联供系统成本分摊研究[J]. 电力科学与工程, 2017, 33(10): 26-33.
- LI Meng, WANG Jiangjiang. Cost allocation of biomass combined cooling heating and power system based on energy level[J]. Electric Power Science and Engineering, 2017, 33(10): 26-33.
- [13] LAN W J, CHEN G Y, ZHU X L, et al. Biomass gasification-gas turbine combustion for power generation system model based on ASPEN PLUS[J]. Science of The Total Environment, 2018, 628/629: 1278-1286.
- [14] LIU Z M, KARIMI I A. Simulating combined cycle gas turbine power plants in Aspen HYSYS[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 171: 1213-1225.
- [15] SOMERS C M. Simulation of absorption cycles for integration into refining processes[D]. Park City: University of Maryland (College Park), 2009.
- [16] HAN Z P, WANG J J, CHEN H Y, et al. Thermodynamic performance analysis and optimization for a novel full-spectrum solar-driven trigeneration system integrated with organic Rankine cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 245: 114626.
- [17] FU C, WANG J J, SHEN Q F, et al. Determining the optimal biomass-gasification-based fuel cell trigeneration system in exergy-based cost and carbon footprint method considering energy level[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 299: 117802.
- [18] 付文锋, 陆家纬, 王蓝婧, 等. 吸收式热泵辅助的太阳能-地热多联产系统4E研究[J]. 动力工程学报, 2021, 41(11): 1010-1018.
- FU Wenfeng, LU Jiawei, WANG Lanjing, et al. 4E research on solar-geothermal poly-generation system assisted by absorption heat pump[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2021, 41(11): 1010-1018.

(刘颖编辑)