集成吸收-压缩复合热泵的微燃机热电联产系统

刘长春^{1,2}, 姜迎春², 韩巍^{1,2*}, 苏博生^{1,2}

1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学, 北京 100049

* 联系人, E-mail: hanwei@iet.cn

2017-10-15 收稿, 2018-03-13 修回, 2018-03-14 接受, 2018-06-06 网络版发表

国家重点研发计划(2016YFF0201503)和国家自然科学基金(51576191)资助

摘要 针对生产蒸汽的微燃机热电联产系统的排烟温度较高的问题, 本文提出集成吸收-压缩复合热泵的微燃机热电联产系统. 该系统以微燃机热电联产系统排烟为驱动热源, 可生产0.5 MPa的饱和蒸汽, 一次能源利用率为67.3%, 相对节能率为23.56%, 同典型的微燃机热电联产系统进行热力学性能对比分析, 一次能源利用率和相对节能率分别提高约11.2%和14.76%. 该系统中增加的吸收-压缩复合热泵系统, 使系统的排烟损失降低约78%. 此外, 还研究了发生压力、基础溶液浓度、精馏塔塔顶温度、精馏塔釜温度对吸收-压缩复合热泵系统性能的影响, 为系统的实验设计提供了理论依据. 本研究为微燃机热电联产系统的余热回收利用提供了新的思路和方法.

关键词 热电联产, 低温烟气, 吸收-压缩复合热泵, 热力学分析, 微燃机

微型燃气轮机是一种小型化、高效率的发电装置. 随着全球范围内的能源与动力需求结构的变化以及环境保护的需求日益强烈, 微型燃气轮机得到了高度重视, 特别是在发达国家发展迅猛. 微燃机由压缩机、透平、发电机、燃烧室以及回热器构成, 压缩机、透平和发电机共用一根轴, 减少了运动部件, 减小了机组尺寸; 此外, 还有燃料适应性强、燃料消耗率低、噪音低、污染排放低等优点^[1]. 微型燃气轮机可应用于建筑楼宇, 工业生产、农业设施以及边防基地等, 同分布式能源技术设备和冷热电联产设施结合, 可以有效提高能源利用率, 冷热电联产系统的能源利用率甚至可以超过大型燃气轮机^[2].

相比传统的热力系统, 分布式能源系统注重对低品位热能的利用, 提高系统能源利用率. 以微型燃气轮机为核心的分布式能源系统可以根据用户需求和当地的资源特点集成不同的余热回收技术, 得到国内外学者广泛关注^[3]. 现有的技术主要有同余热锅炉或余热型

溴化锂制冷机结合的冷热电联产系统, 以及同燃料电池联合的分布式发电系统^[4,5].

对于同换热器集成的微燃机热电联产系统, 存在换热器同烟气余热温度匹配情况较差的问题, 对烟气余热没有得到有效回收利用^[6]; 根据TSG G0002-2010锅炉节能技术监督管理规程中的规定^[7], 锅炉的排烟温度要低于170℃, 对于集成热锅炉的微燃机热电联产系统, 排烟温度在170℃左右^[8], 仍然具有一定的利用价值. 本文针对集成余热锅炉的微燃机热电联产系统排烟温度较高的问题, 提出的集成复合热泵的微燃机热电联产系统, 其中余热锅炉利用微燃机发电系统排烟生产0.5 MPa的饱和蒸汽, 吸收-压缩复合热泵系统利用余热锅炉排烟生产相同参数的蒸汽.

1 系统构思

针对余热锅炉排烟温度(170℃)高的问题, 本文提出利用吸收-压缩复合热泵系统回收该部分烟气的热

引用格式: 刘长春, 姜迎春, 韩巍, 等. 集成吸收-压缩复合热泵的微燃机热电联产系统. 科学通报, 2018, 63

Liu C C, Jiang Y C, Han W, et al. Thermodynamic analysis of a micro turbine CHP system integrated with absorption-compression heat pump (in Chinese). Chin Sci Bull, 2018, 63, doi: 10.1360/N972017-01091

量,一方面可以减轻低温烟气余热排放造成的能源浪费和环境热污染,另一方面提高微燃机热电联产系统的能源利用率.

以170℃的低温烟气为驱动热源,将低温烟气的热能转化为吸收-压缩复合热泵系统工质的化学能,利用热压缩和机械压缩相结合的方式提升工质的品位,以高温高压工质为热源制取0.5 MPa的饱和蒸汽.当系统升温要求较高时,气体压缩功耗较大,采用气体压缩和液体压缩相结合的方式代替单一气体压缩过程,可有效降低系统的压缩功耗.

2 集合复合热泵的微燃机热电联产系统

集成吸收-压缩复合热泵的微燃机热电联产系统由微燃机热电联产子系统和吸收-压缩复合热泵子系统两部分组成,此微燃机热电联产子系统即为典型的微燃机热电联产系统.微燃机热电联产子系统产生机械功和0.5 MPa的饱和工艺蒸汽,产生的机械功一部分功用于驱动微燃机系统中的压气机(COM1)和吸收-压缩复合热泵中的氨蒸汽压缩机(COM2),另一部分驱动电动机转动并转化为电能.吸收-压缩复合热泵子系统产生0.5 MPa的饱和工艺蒸汽.系统如图1所示,图中虚框

为微燃机热电联产子系统,实线框为吸收-压缩复合热泵子系统.

微燃机热电联产子系统包括压气机(COM1)、燃烧室(CC)、回热器(HX)和余热锅炉(WHRB).空气(A1)经压气机(COM1)压缩后,进入回热器(HX)加热,再进入燃烧室(CC),同燃料(fuel)混合后燃烧,产生的高温高压燃气(G1)依次通过透平(TUR)转动做功、回热器(HX)加热空气、余热锅炉产出0.5 MPa的饱和工艺蒸汽(P5).余热锅炉排烟(G4)依次进入吸收-压缩复合热泵子系统的换热器(GHEX)、精馏塔塔釜(REB)、蒸发器(EVA)进行热量回收.

在吸收-压缩复合热泵系统中,精馏塔(REC)生产的低压氨蒸气(1),依次经压缩机(COM2)压缩到冷凝压力、换热器(VHEX、AHEX)、冷凝器(CON)冷凝成饱和液体、液氨泵(AP)压缩至吸收压力,再进入换热器(AHEX)、蒸发器(EVA)产出高温高压氨蒸气(8),最后依次通过换热器(VHEX、GHEX)进一步过热后进入吸收器(ABS).精馏塔(REC)产生的稀溶液(11)经过溶液泵(SP)加压到吸收压力后进入换热器(SHEX)升温产生高温高压的稀溶液(13),稀溶液(13)在吸收器(ABS)中吸收高温高压蒸汽(10)产生高温高压的浓溶液(14)并

图1 (网络版彩色)微燃机-余热锅炉-吸收-压缩复合热泵系统流程图

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of micro-turbine, heat recovery steam generator, absorption-compression heat pump system

释放出大量热量,浓溶液(14)依次经过换热器(SHEX、WHEX)释放热量,然后通过降压阀(VAL)降压到发生压力后进入精馏塔(REC)产生低压氨蒸气(1)和稀溶液(11)进入下一个循环。进入吸收-压缩复合热泵系统和余热锅炉的水是0.5 MPa的过冷水,在复合热泵系统中水(P1)先经水回热器(WHEX)预热,再进入吸收器(ABS)完成蒸发过程产出饱和蒸汽(P3)。

3 系统模拟与性能特性

3.1 系统模拟流程及条件

本文采用Aspen Plus流程模拟软件对集成吸收-压缩复合热泵的微燃机热电联产系统和参比系统进行模拟,其中参比系统为典型的微燃机热电联产系统,其系统流程与复合热泵系统的微燃机热电联产子系统相同。系统模拟主要设计参数如表1所示,天然气的成分参考文献[9],天然气和空气的物性方程采用PENG-ROB物性方程,氨水和水的物性方程采用REFPROP物性方程。为模拟典型的微燃机热电联产系统^[8],系统中余热锅炉排烟温度限定为170℃。

3.2 Capstone C200微燃机模型

本文采用Capstone C200微燃机原理示意图如图2所示,主要包括空气压气机、回热器、燃烧室、透平、发电机等部分。参考Capstone C200微燃机技术手册^[12]得到标准工况下的技术参数列于表2中,利用Aspen Plus软件模拟标准工况运行过程。控制输入系统的燃料量、空气量相同,模拟结果同标准工况设计数据对比结果如表2所示,误差范围均在0.07%~1.75%,小于3%,模拟结果真实可靠。

3.3 评价方法及指标

集成复合热泵的微燃机热电联产系统,消耗一定量的天然气,输出电能并能制取0.5 MPa的饱和蒸汽,为了对系统进行较为全面的评价,采用一次能源利用率、相对节能率、余热制热性能系数和效率对系统进行评价。

(1) 一次能源利用率 η_u ,即各种形式的能源输出总量与输入系统的能源总量的比值,按照下式进行计算:

$$\eta_u = \frac{W + Q_{\text{WHRB}} + Q_{\text{ACHP}}}{m_{\text{NG}} \cdot H_u} \quad (1)$$

表 1 主要设计参数

Table 1 Main parameter specification for system simulations

项目	单位	数值
环境温度	℃	15
环境压力	Pa	101325
换热温差		
气-气	℃	30
气-汽	℃	20 ^[10]
气-液	℃	15 ^[10]
液-液	℃	10 ^[10]
氨水工质浓度	%	30
透平等熵效率	%	83 ^[9]
透平机械效率	%	99 ^[9]
泵的等熵效率	%	80 ^[11]
压缩机等熵效率	%	81 ^[9]
发电机效率	%	95 ^[9]

图 2 Capstone C200涡轮式发电机示意图

Figure 2 Diagram of the Capstone C200 micro turbine

表 2 Capstone C200模拟数据与标准工况设计数据对比

Table 2 Comparison of the simulation results of the Capstone C200 with standard condition

参数	标准工况	Aspen Plus 模拟	相对误差(%)
输入热量(kW)	606.06	598.30	1.28
发电量(kW)	200	197.30	1.35
排烟温度(℃)	280	275.10	1.75
发电效率(%)	33	32.98	0.07

式中, W 为系统输出的电功(kW), Q_{WHRB} 为余热锅炉制得的蒸汽热量(kW), Q_{ACHP} 为吸收-压缩复合热泵制得的蒸汽热量(kW), m_{NG} 为单位时间系统消耗的天然气量(kg/s), H_u 为天然气的低位热值(kJ/kg)。

(2) 相对节能率ESR,即热电联产系统的能耗减少

值与典型分产系统的能耗的比值, 计算公式如下:

$$ESR = \frac{F_{sp} - m_{NG} \cdot H_u}{F_{sp}}, \quad (2)$$

式中, F_{sp} 为典型的热电分产系统的能量消耗量(kW), 其表达式如下:

$$F_{sp} = \frac{W}{\eta_t \times \eta_g} + \frac{Q_{WHRB} + Q_{ACHP}}{\eta_b}, \quad (3)$$

式中, η_t 、 η_g 和 η_b 分别为输电效率、热电效率和锅炉效率(%).

(3) 余热制热性能系数 COP , 即纯余热制热量与输入系统的热量之比.

$$COP = \frac{Q_{ACHP} - \frac{(W_{Comp} + W_{pump})}{\eta_t \times \eta_g} \times \eta_b}{Q_{rec} + Q_{eva} + Q_{ghe}}, \quad (4)$$

其中, Q_{rec} 为精馏塔塔釜吸热量(kW), Q_{eva} 为蒸发器吸热量(kW), Q_{ghe} 为烟气回热器的吸热量(kW), W_{Comp} 为压缩复合热泵系统输出的值(kW), W_{pump} 为泵耗功量(kW).

(4) 效率 η_{ex} , 即各种形式能源输出的值同输入系统的总值的比值, 其表达式如下:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{WHRB} + E_{ACHP} + W}{E_{NG}}, \quad (5)$$

式中, E_{WHRB} 为余热锅炉输出的值(kW), E_{ACHP} 为吸收-压缩复合热泵系统输出的值(kW), W 为集合复合热泵的微燃机热电联产系统输出的电(kW), E_{NG} 为输入系统的天然气的热(kW).

3.4 设计工况下系统的热力学性能

在系统设计工况下, 设置氨水浓溶液浓度为30%, 发生压力取0.55 MPa, 精馏塔塔顶温度为60℃, 塔釜温度为105℃, 压缩机出口压力为1.32 MPa, 吸收压力为3.061 MPa. 模拟设计工况下集成吸收-压缩复合热泵的微燃机热电联产系统的热力学性能, 主要状态点的热力学参数如表3所示. 表4列出了集成复合热泵的微燃机热电联产系统的热力学性能参数, 以及典型的微燃机热电联产系统的热力学性能参数. 在输入系统的燃料热量相同的条件下, 集成复合热泵的热电联产系统的发电量比参比系统低约4.4%, 但制热量比参比系统高34%. 主要原因是新系统中的吸收-压缩复合热泵系统在制热过程中消耗了一部分电能, 回收了参比系统排烟中的热量, 使系统的热电比升高. 新系统一次能源

利用率为67.3%, 比参比系统提高11.2%, 新系统的相对节能率为23.56%, 比参比系统高约14.76%. 因而新系统虽然少输出了电能, 但回收了更多低温烟气中的热量, 增加了系统对微燃机烟气热量的回收能力, 所以新系统相比参比系统的节能效果更加明显.

3.5 设计工况下的平衡分析

为了更加全面地分析集成复合热泵的微燃机热电联产系统的性能, 在流程模拟的基础上对该系统以及参比系统进行了平衡分析, 分析结果如表5所示.

新系统仅对低温烟气余热的回收过程进行了改进, 微燃机发电系统和余热锅炉部分保持不变, 因此新系统和参比系统中输入的值相同. 损失最大的过程在燃烧室, 其损失占输入的32.56%. 新系统中增加的吸收-压缩复合热泵系统, 使系统的排烟损失降低约78%, 各部件的损失所占的比例和为3.93%, 各部件损失都较小, 对低温烟气余热的利用情况较好, 有利于系统对低温余热的回收. 通过比较可以看出, 集成复合热泵的微燃机热电联产系统与参比系统相比, 大幅降低了排烟损失, 新系统输出的蒸汽比参比系统高50.13%, 发电量比参比系统低约4.4%, 新系统的效率比参比系统高约1.79%.

4 参数分析与讨论

由于精馏塔塔釜同烟气的换热温差为20℃, 因而塔釜出口温度 T_{11} 会影响进入蒸发器的烟气温度, 从而影响烟气余热在精馏塔和蒸发器中的分配.

由于制得蒸汽参数确定, 考虑到最小换热温差, 吸收器出口温度将为定值, 吸收器出口工质处于饱和液态, 吸收压力 P_{14} 会随着浓溶液浓度 ω_r 的增加而增大, 因而工质浓度影响着吸收器的热力学性能.

由于进入压缩机的氨蒸气为饱和态, 因而精馏塔的发生压力 P_1 和精馏塔塔顶温度 T_1 影响进入压缩机的氨蒸气浓度 ω_{vap} , 而要求冷凝器工质侧出口在35℃时为饱和液态, 因而发生压力 P_1 和精馏塔塔顶温度 T_1 会进一步影响冷凝压力(也即压缩机出口压力). 另外, 蒸发器工质侧出口为饱和气态, 蒸发压力同吸收压力相同, 氨蒸气浓度 ω_{vap} 的变化会影响蒸发器出口的工质温度, 进而影响系统的排烟温度, 即发生压力 P_1 和精馏塔塔顶温度 T_1 会影响系统的排烟温度.

综上所述, 精馏塔塔釜温度 T_{11} 、浓溶液浓度 ω_r 、精馏塔塔顶温度 T_1 、发生压力 P_1 对系统的热力学性能

表 3 集成复合热泵的微燃机电联产系统主要状态点热力学参数

Table 3 States of main streams in micro turbine CHP system integrated with ACHP

状态点	温度(℃)	压力(MPa)	质量流量(kg h ⁻¹)	氨水质量分数(%)	气相百分数(%)
1	60	0.55	160	0.98	100
2	147.25	1.32	160	0.98	100
5	34.89	1.32	160	0.98	0
6	35.52	3.06	160	0.98	0
7	67.67	3.06	160	0.98	10.74
8	104.38	3.06	160	0.98	100
9	114.55	3.06	160	0.98	100
10	140	3.06	160	0.98	100
11	104.82	0.55	939	0.18	0
12	105.23	3.06	939	0.18	0
13	147	3.06	939	0.18	0
14	157	3.06	1099	0.30	0
17	90.39	0.55	1099	0.30	8.53
A1	15	0.10	4745	—	100
A2	195.97	0.43	4745	—	100
A3	592.75	0.42	4745	—	100
fuel	15	0.62	43	—	100
G5	167.59	0.10	4788	—	100
G6	124.91	0.10	4788	—	100
G7	92	0.10	4788	—	100
P5	151.83	0.50	69	—	100
P3	151.83	0.50	201	—	100

表 4 集成复合热泵的微燃机电联产系统与参比系统热力学性能对比

Table 4 Thermodynamic performance comparison of the proposed system and the reference system

参数	符号	新系统	参比系统
燃料热量(kW)	Q_{ng}	598.3	598.3
发电量(kW)	W_{gt}	204.95	214.4
制热量(kW)	Q_{pr}	197.86	147.6
一次能源利用率(%)	η_u	67.3	60.5
相对节能率(%)	ESR	23.56	20.53
排烟损失(kW)	Q_{wh}	128.76	236.45

影响较大, 本文的参数分析与讨论将主要针对此四项参数.

4.1 精馏塔塔釜温度 T_{11} 对系统性能的影响

当精馏塔塔顶温度 T_1 为60℃、发生压力 P_1 为

0.55 MPa、基础溶液浓度 ω 为30%时, 塔釜温度 T_{11} 对系统性能的影响如图3所示. 从图中可以看出, 当塔釜温度从90℃增加到115℃时, 余热制热性能系数COP从0.028增加到0.293, 系统效率 η_{ex} 先增加后降低, 且在塔釜温度为110℃时达到最大值41.37%. 对于精馏塔塔釜, 当塔釜温度升高、发生压力 P_1 不变时, 塔釜稀溶液浓度降低; 对于精馏塔塔顶, 当塔釜稀溶液浓度降低时, 由于发生压力和塔顶温度不变, 塔顶采出氨蒸汽浓度将保持不变, 而进入系统的浓氨水流量一定, 塔顶采出的氨蒸汽流量将增大, 系统输出的热量增大, 生产单位质量饱和蒸汽所需的热量减少, 所以制热性能系数COP随塔釜温度的升高而增大. 当塔釜温度从90℃增加到105℃时, 精馏塔塔釜同烟气的最小换热温差从43.6℃降低到21.8℃, 蒸发器的最小换热温差保持20℃, 排烟温度变化很小, 因而精馏塔塔釜换热性能提升是系统效率 η_{ex} 提高的主要原因; 当塔釜温度从105℃升高到115℃时, 精馏塔塔釜换热温差降低并保

表5 集成复合热泵的微燃机电联产系统与参比系统分析结果对比

Table 5 Exergy analysis results comparison of the proposed system and the reference system

项目	部件	新型系统		参比系统	
		值(kW)	比例(%)	值(kW)	比例(%)
输入	燃料	595.53	100.00	595.53	100.00
损失	空气压缩机	30.44	5.11	30.44	5.11
	回热器	31.46	5.28	31.46	5.28
	透平	31.12	5.23	31.12	5.23
	燃烧室	193.90	32.56	193.90	32.56
	余热锅炉	31.00	5.21	31.00	5.21
	吸收-压缩复合热泵	23.45	3.93	—	—
	排烟损失	7.66	1.29	35.72	6.00
输出	电	204.95	34.41	214.4	36.00
	蒸汽	41.30	6.94	27.51	4.62
效率		41.35	—	40.62	—

图3 (网络版彩色)精馏塔塔釜温度 T_{11} 对系统性能的影响

Figure 3 (Color online) Performance of the system for varying outlet temperature of reboiler T_{11}

持为20℃，而蒸发器最小换热温差从20℃增加到30.5℃，且排烟温度从91.9℃升高到112.3℃，蒸发器内的不可逆损失和排烟损失增大抵消了精馏塔塔釜带来的性能提升，使系统效率 η_{ex} 升幅降低直到下降。

4.2 浓溶液浓度 ω 对系统性能的影响

当精馏塔塔釜温度 T_{11} 为105℃、塔顶温度 T_1 为60℃、发生压力 P_1 为0.55 MPa时，浓溶液浓度 ω 对系统性能的影响如图4所示。从图中可以看出，当基础溶液浓度 ω 从25%增加到45%时，余热制热性能系数COP先增大后略有降低，系统效率 η_{ex} 先增加后降低，且在浓溶液浓度为32.5%时达到最大值41.39%。对于精馏塔塔釜，当塔釜温度和发生压力维持设计工况不变，塔釜稀

溶液浓度将保持18.3%不变；对于精馏塔塔顶，当浓溶液浓度变大时，由于发生压力和塔顶温度不变，塔顶采出的氨蒸汽浓度将保持不变，而进入系统的浓氨水流量一定，塔顶采出的氨蒸汽流量将增大。从而使通过精馏塔、蒸发器和烟气回热器输入的余热热量增大、系统输出的热量增大，另外压缩机功耗增大、由于排烟温度升高，系统有效利用的热量占输入系统的总热量的比例下降，因而COP先增大后略有降低；当浓溶液浓度从25%增加到30%，精馏塔塔釜同烟气的最小换热温差保持不变，而蒸发器最小换热温差从26.7℃降低到20℃，系统在蒸发器内的损失降低，系统效率 η_{ex} 提高，当浓溶液浓度从30%继续增大到45%，蒸发器的最小换热温差保持不变，而精馏塔塔釜的最小换热温差从20.5℃增加到35.5℃，换热效果明显变差，使得系统效率 η_{ex} 提升变缓直至迅速降低。

4.3 精馏塔塔顶温度 T_1 对系统性能的影响

当浓溶液浓度 ω 为30%、精馏塔塔釜温度 T_{11} 为105℃、发生压力 P_1 为0.55 MPa时，精馏塔塔顶温度 T_1 对系统性能的影响如图5所示。从图中可以看出，相比精馏塔塔釜温度 T_{11} 和浓溶液浓度 ω 对制热性能系数COP的影响，精馏塔塔顶温度 T_1 对系统COP的影响较小，当精馏塔塔顶温度 T_1 从45℃增加到75℃时，COP从0.245增加到0.283，增加了仅13.4%；系统效率 η_{ex} 先增大后减少，在塔顶温度 T_1 为60℃时，达到最大值41.34%。对于精馏塔塔釜，当塔釜温度和发生压力维持设计工况不变，塔釜稀溶液浓度将保持18.3%不变；对于精馏

 图4 (网络版彩色) 浓溶液浓度 ω 为系统性能的影响

Figure 4 (Color online) Performance of system for varying mass fraction of ammonia water ω

塔塔顶, 发生压力不变, 当塔顶温度 T_1 增大, 精馏塔塔顶采出的氨蒸汽浓度降低, 由于进入系统的浓氨水流量一定, 氨蒸汽浓度降低将会使塔顶采出的氨蒸汽流量增大, 从而使通过精馏塔、蒸发器和烟气回热器输入的余热热量增大、压缩机功耗增大、系统输出的热量增大, 但是氨蒸汽浓度变化量相对较小(从99.4%降低到95.5%), 由氨蒸汽浓度变小引起的氨蒸汽流量增加较小(仅增加了5%), 因而COP增加幅度较小. 当精馏塔塔顶温度 T_1 从45℃增加到60℃时, 精馏塔塔釜最小换热温差保持20℃不变, 而蒸发器最小换热温差从26.6℃降低到21.7℃, 蒸发器排烟温度从93.5℃降低到91.9℃, 因而蒸发器内的损失以及排烟损失降低, 系统效率 η_{ex} 升高; 当精馏塔塔顶温度 T_1 继续增加到75℃时, 蒸发器最小换热温差保持20℃, 精馏塔塔釜最小换热温差从20℃增加到38.1℃, 排烟温度从91.9℃增加到122.3℃, 因而精馏塔塔釜内的损失升高、排烟损失升高, 故系统效率 η_{ex} 迅速降低.

4.4 发生压力 P_i 对系统性能的影响

当浓溶液浓度 ω 为30%、精馏塔塔釜温度 T_{11} 为105℃、精馏塔塔顶温度 T_1 为60℃时, 发生压力 P_i 对系统性能的影响如图6所示. 从图中可以看出, 发生压力 P_i 对系统性能系数COP的影响也较小, 当发生压力 P_i 从0.35 MPa增加到0.75 MPa时, 系统效率先增加后降低, 且在发生压力 P_i 为0.65 MPa时达到最大值41.36%. 当发生压力 P_i 从0.35 MPa增加到0.75 MPa时, 由于浓溶液浓度 ω 不变, 故吸收压力不变, 压缩机压比随发生压力 P_i 的增大而线性降低; 对于精馏塔塔顶, 精馏塔顶部采出的蒸汽浓度将略有增加(从96.5%增加到99%, 增加仅

 图5 (网络版彩色) 精馏塔塔顶温度 T_1 对系统性能的影响

Figure 5 (Color online) Performance of the system for varying temperature of the ammonia vapor T_1

 图6 (网络版彩色) 发生压力 P_i 对系统热力学性能的影响

Figure 6 (Color online) Performance of the system for varying generation pressure P_i

2.5%), 从而使冷凝压力也即压缩机出口压力略有升高; 对于精馏塔塔釜, 发生压力增大, 稀溶液浓度增大, 由于输入系统的浓氨水流量不变, 塔顶采出的氨蒸汽的流量将会降低, 从而使通过精馏塔、蒸发器和烟气回热器输入的余热热量减小、压缩机功耗降低、系统输出的热量减少; 由于蒸发器出口工质为饱和气态, 蒸发压力不变时, 氨蒸汽浓度的增加会使蒸发器出口工质的温度降低, 从而使系统排烟温度降低, 系统有效利用的热量占输入系统的热量的比例降低, 因而COP略有降低. 当发生压力 P_i 从0.35 MPa增加到0.55 MPa时, 蒸发器最小换热温差保持20℃不变, 而精馏塔塔釜最小换热温差从32.5℃降低到20℃, 排烟温度从115.1℃降低到92℃, 因而蒸发器内的损失以及排烟损失降低, 系统效率 η_{ex} 升高; 发生压力 P_i 继续增加到0.75 MPa时, 精馏塔塔釜最小换热温差保持20℃不变, 从蒸发器最小换热温差增加, 蒸发器内的损失增加, 故系统效率 η_{ex} 升

幅变缓直到降低。

5 结论

本文针对典型的微燃机热电联产系统的排烟温度较高, 基于“温度对口, 梯级利用”集成原则, 提出了集成吸收-压缩复合热泵的微燃机热电联产系统。燃料燃烧产生的高温高压烟气先进入微型燃气轮机系统驱动系统发电, 温度较高的排烟先进入余热锅炉生产0.5 MPa的工艺蒸汽, 余热锅炉排烟再进入吸收-压缩复合热泵系统, 该系统消耗少量电能就能利用该部分余热锅炉无法利用的低温烟气制取相同参数的工艺蒸汽。本文还研究了发生压力、基础溶液浓度、精馏塔塔顶温度、精馏塔釜温度对系统性能的影响。具体结论如下:

(1) 通过对新系统和常规微燃机热电联产参比系统做热力学性能分析发现, 在输入系统的燃料热量相同的条件下, 新系统一次能源利用率为67.3%, 比参比系

统高约11.2%, 相对节能率为23.56%, 比参比系统高约14.76%, 新系统的发电量比参比系统低约4.4%, 而制热量比参比系统高约34%。

(2) 精馏塔塔釜温度和浓溶液浓度对余热制热性能系数COP的影响较大, 而精馏塔塔顶温度、发生压力对余热制热性能系数COP的影响相对较小。COP随精馏塔塔釜温度升高而增大, 随浓溶液浓度的升高先增大后略有减小; 当塔顶温度从45℃增加到75℃时, COP先平缓变化后有缓慢提升; 而发生压力从0.35 MPa增加到0.75 MPa时, COP先平缓变化后略有下降。

(3) 系统效率 η_{ex} 受精馏塔塔釜温度、浓溶液浓度、精馏塔塔顶温度以及发生压力的影响都较为明显, 且精馏塔塔釜、蒸发器的最小换热温差和排烟温差是影响系统效率变化的主要因素, 系统效率 η_{ex} 一般在精馏塔塔釜和蒸发器的最小换热温差接近20℃且排烟温度较低时达到最大值。

参考文献

- 1 Carnö J, Cavani A, Liinanki L. Micro gas turbine for combined heat and power in distributed generation. ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. 1998: V002T04A004
- 2 Weng Y W, Su M, Weng S L. Specific features of advanced micro gas turbines and their application prospects (in Chinese). J Eng Thermal Energy Power, 2003, 18: 111–116 [翁一武, 苏明, 翁史烈. 先进微型燃气轮机的特点与应用前景. 热能动力工程, 2003, 18: 111–116]
- 3 Deng J, Wang R Z, Han G Y. A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems. Progress Energy Comb Sci, 2011, 37: 172–203
- 4 Wang K, Huang B H, Tian Y F. Feasibility study of micro gas turbine in distributed energy supply (in Chinese). North China Electric Power, 2011, (5): 1–5 [王凯, 黄葆华, 田云峰. 微型燃气轮机在分布式供能中应用的可行性研究. 华北电力技术, 2011, (5): 1–5]
- 5 Sun Z G, Xie N L. Experimental studying of a small combined cold and power system driven by a micro gas turbine. Appl Thermal Eng, 2010, 30: 1242–1246
- 6 Gopisetty S, Treffinger P. Generic combined heat and power (CHP) model for the concept phase of energy planning process. Energies, 2016, 10: 11
- 7 General Administration of Quality Supervision Inspection and Quarantine of P.R.C. TSG G0002-2010 Energy Efficiency Test and Evaluation Regulation for Industrial Boiler (in Chinese). Beijing: Xinhua Publishing House, 2010 [中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. TSG G0002-2010工业锅炉能效测试与评价规则. 北京: 新华出版社, 2010]
- 8 Akkaya A, Sahin B, Huseyinerdem H. An analysis of SOFC/GT CHP system based on exergetic performance criteria. Int J Hydr Energy, 2008, 33: 2566–2577
- 9 Kalina J. Complex thermal energy conversion systems for efficient use of locally available biomass. Energy, 2016, 110: 105–115
- 10 Luo C, Zhao F, Zhou J, et al. Thermodynamic analysis of high temperature gas-cooled reactor he/ammonia combined cycle (in Chinese). Nucl Power Eng, 2014, 35: 165–169 [罗尘丁, 赵福强, 周杰, 等. 高温气冷堆氦气/氨水联合循环热力性能分析. 核动力工程, 2014, 35: 165–169]
- 11 Yağlı H, Koç Y ı, Koç A, et al. Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat. Energy, 2016, 111: 923–932
- 12 Capstone Turbine Corporation. Capstone Model C200 Technical Reference. (2009) [accessed in October 2017], <https://www.capstoneturbine.com/products/c200>

Summary for “集成吸收-压缩复合热泵的微燃机热电联产系统”

Thermodynamic analysis of a micro turbine CHP system integrated with absorption-compression heat pump

Changchun Liu^{1,2}, Yingchun Jiang^{1,2}, Wei Han^{1,2*} & Bosheng Su^{1,2}

¹ Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

² University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China

* Corresponding author, E-mail: hanwei@iet.cn

Micro gas turbine is a high-efficiency power generation device, which is easy to realize miniaturization. Included compressor, turbine and generator share only one shaft, thus reducing the required moving parts and the unit size. It is widely used in civilian use, industrial and agricultural sectors due to its low fuel consumption, noise and emissions. Meanwhile, steam is widely used in industrial processes such as iron and steel. Steam is generally generated by coal-fired boiler or heat recover steam generator. It is estimated that industrial boilers take up to 30% of the manufacturing industry energy consumption. Micro gas turbine combined with waste heat boiler is a common way to produce heat and electric power simultaneously. However, large amount of waste flue gas with a high temperature above 170°C is rejected to ambient, causing large energy waste and heat island effect. To solve this problem, a micro turbine CHP system integrated with absorption-compression heat pump (ACHP) is proposed. The waste flue gas of the Micro turbine CHP system is adopted as the heat resource, which could produce 0.5 MPa saturated steam in the proposed system. As a result, the energy and environmental performance of the proposed system can be improved significantly.

The thermodynamic performances of the proposed system are mathematically investigated. The results show that the primary energy ratio and energy saving ratio of the new system reach 67.3% and 23.56%, respectively, which are 11.2% and 14.76% higher than those of a traditional micro turbine CHP system. An exergy analysis is carried out to determine the distribution of exergy destruction for further optimizing the system performance. The exergy analysis shows that the irreversible loss in the waste flue gas could be lowered by 78% in the proposed system, and the exergy efficiency is 1.79% higher than that of the reference system.

Moreover, parametric analysis is conducted to study the effect of the reboiler outlet temperature, partial condenser outlet temperature, the rectifier inlet ammonia-water concentration and the generation pressure on the system performance. Meanwhile, the coefficient of the performance (COP) is selected to evaluate the performance of the system. The outlet temperature of reboiler and the rectifier inlet ammonia-water concentration have a great influence on the COP, while the effect of the generation pressure and the outlet temperature of the partial condenser is relatively small. The COP increase as the outlet temperature of reboiler rises, while there is a peak value (0.29) with the increase of the inlet ammonia-water concentration. The COP changes slowly as the outlet temperature of the partial condenser increases from 45°C to 75°C. The COP almost keeps constant before generation pressure reaches 0.6 MPa, and then decreases slightly afterwards.

combined heat and power, low temperature flue gas, absorption-compression heat pump, thermodynamic analysis, micro turbine

doi: [10.1360/N972017-01091](https://doi.org/10.1360/N972017-01091)