

混合工质功冷联产循环与吸收式制冷循环的热力性能分析与比较

陈宜¹, 韩巍¹, 孙流莉²

(1. 中国科学院大学, 北京 100190; 2. 国家核电技术研发中心, 北京 102209)

摘要:与传统单一吸收式制冷循环相比,混合工质功冷联产循环更有利于提高中温工业余热的利用效率,但能效提高的机理研究仍然不够深入。本研究构建了简化的氨水功冷联产循环系统和氨水吸收式制冷循环系统模型,提出了公平的比较基准,通过流程结构与热力学特性的分析和比较,揭示了混合工质功冷联产循环与吸收式制冷循环在能量转换与利用方面的差异,分析了功冷联产循环的性能提升机理。指出透平膨胀程度是影响热能在动力子循环与制冷子循环间分配比例和梯级利用程度的关键因素,并研究了其对系统性能的影响。

关键词:功冷联产;混合工质;吸收式制冷;热力学分析;热能梯级利用

中图分类号:TB657;TK115 文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.11.001

引言

我国工业生产过程以化石燃料为主,存在能源利用效率偏低的问题。消耗的化石能源中有50%以上以中低温废热的形式排放到环境中,不仅造成了严重的能源浪费,还带来环境污染的问题^[1]。高效利用中低温余热资源成为提高能源利用效率的最关键途径之一。

吸收式制冷循环长期以来一直是中低温热能利用的主要方式之一^[2],将工业余热转化成冷能用于工艺生产过程。如在天然气冷热电联产系统中,经常采用吸收式制冷循环对内燃机或微型燃气轮机的排烟(一般为300~500℃)加以利用。由于吸收式制冷循环需要的余热温度一般为100~200℃,当工业余热为显热余热时,余热利用过程存在较大温差,导致了较大的不可逆损失。Khaliq为了减小常规燃气

轮机排烟与LiBr/H₂O吸收式制冷系统之间的换热温差^[3],在其间增设了一台余热蒸汽锅炉。然而,研究表明余热蒸汽锅炉中烟气加热蒸汽过程仍存在着较大的焓损失。基于工质和循环流程结构的改进,针对较高温度的热源衍生出了多种新型吸收式制冷循环,如双效、三效、GAX等吸收式制冷循环。陈强等人对一个由小型燃气轮机、双效吸收式制冷机和换热器构成的冷热电联产系统进行了变工况研究^[4]。能量品位分析结果显示,双效吸收式制冷机的高压发生器是系统中品位差第二大的部件。由此可见,双效吸收式制冷循环虽然可以减少余热利用过程不可逆损失,但受到制冷工质物性制约,发生温度的提高仍然十分有限。随着分布式供能技术的发展,对中低温热能的利用形式不再局限于吸收循环,而是向做功正循环与制冷逆循环耦合的方向发展。

功冷联产系统实际为做功正循环与制冷逆循环的耦合,逐渐引起了国内外的广泛关注。Goswami等人以膨胀机代替氨水吸收式制冷循环中的冷凝器和节流阀^[5],提出一种能在同一循环中产生功和冷的联产系统,被称为Goswami循环。郑丹星等人在Kalina循环的基础上提出了一种新型吸收式动力/制冷复合循环^[6],新流程在原流程的闪蒸器和第二吸收器之间增设了一台冷凝器和一台蒸发器,将原流程中的闪蒸器用精馏塔替代提高气相组分中的氨浓度,利用循环中富氨蒸汽经过冷凝节流后低温蒸发吸热,达到系统可以同时做功和制冷的目的。张娜等人在氨水吸收式制冷循环的稀溶液支路中引入蒸汽透平代替节流阀^[7],并充分利用中温余热加热稀溶液产生蒸汽,同时实现了做功和制冷,该系统被

收稿日期:2015-12-29; 修订日期:2016-01-20

基金项目:国家自然科学基金研究项目(51576191);国家重点基础研究发展计划(973)(2013CB228302)

作者简介:陈宜(1990-),男,湖北宜昌人,中国科学院工程热物理研究所博士研究生。

通讯作者:胡巍(1976-),男,中国科学院工程热物理所博士研究生。

称为并联循环。韩巍等人研究了动力循环与制冷循环之间的耦合关系^[8]，提出了开式和闭式供冷联产循环，余热利用效率得到了提高。

目前，针对功冷联产循环系统的研究主要集中在系统集成方面，功冷联产系统节能机理研究还不够深入。本文在相同的热边界条件和基准下，构建了简化的闭式功冷联产循环系统模型，模拟计算并评价其热力学特性，通过与传统单级吸收式制冷循环的比较，揭示了功冷联产循环的性能提升机理和节能优势。

1 循环流程与评价方法

1.1 循环流程描述

简化的氨水功冷联产系统本质上由氨水 Ran-

kine 循环与吸收式子循环耦合而成，系统流程如图 1 所示。热源为工业烟气，一定浓度的氨水溶液经加压后吸收热源所含热能形成高温高压过热蒸气，进入透平膨胀做功，透平排气作为吸收式制冷子循环的发生器热源。通过主动提高透平排气压力和温度，将部分原本用于做功的能量用来驱动吸收式制冷子循环。物流 G1 - G2 为热源烟气，S1 - S5 为氨水 Rankine(朗肯)子循环，S6 - S17 为单级氨水吸收式制冷循环。氨水 Rankine 子循环透平排气冷凝是变温过程，将冷凝热用于制冷子循环中发生器溶液的加热过程，由于发生器中的蒸发过程也是变温过程，换热匹配较好。透平排气温度是正逆子循环间的耦合温度，直接影响到能量在两个子循环之间的分配。

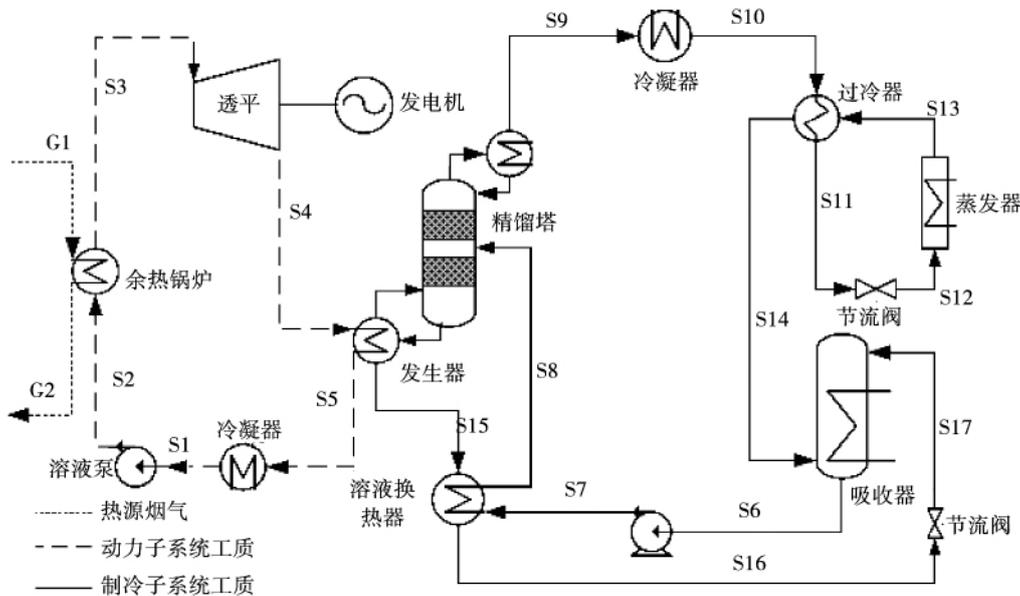


图 1 氨水功冷联产循环系统流程图

Fig. 1 Chart showing the flow path of an ammonia-water power/cooling cogeneration cyclic system

传统单级氨水吸收式制冷循环系统流程如图 2 所示。

从循环流程上来看，氨水功冷联产循环系统在热源与氨水吸收式制冷循环系统之间增设了氨水 Rankine 动力子循环，热源驱动动力子循环，动力子循环中的透平排气冷凝热驱动吸收式子循环。其中，透平膨胀程度的不同，将决定能量在氨水 Rankine 子循环与吸收式制冷子循环之间的分配，从而影响系统性能。

1.2 评价方法及指标

在传统单级吸收式制冷循环系统中，输入为发生器的热负荷 Q_{GEN} ，输出为制冷量 Q_{EVA} ，可用系统性能系数 COP 来表征系统性能：

$$COP = \frac{Q_{EVA}}{Q_{GEN}} \tag{1}$$

在氨水功冷联产循环系统中，将产出的功按照相同热边界条件下的压缩制冷性能系数折合成等效的冷量，再用整个系统的等效制冷量（透平做功量

的等效冷量与蒸发器中的制冷量之和)来作为系统的产出,定义等效 COP 为:

$$COP_{eq} = \frac{W_{TUR} \cdot COP_C + Q_{EVA}}{Q_{HRVG}} \quad (2)$$

式中: Q_{HRVG} —余热锅炉中的换热量; COP_C —在该蒸发和冷凝温度下的压缩制冷性能系数。

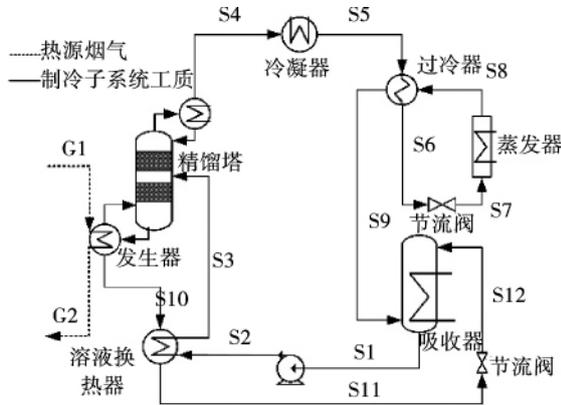


图 2 传统单级氨水吸收式制冷循环系统流程图

Fig. 2 Chart showing the flow path of a traditional single-stage ammonia-water absorption type refrigeration cyclic system

另外,为了将氨水功冷联产循环系统与传统单级氨水吸收式制冷循环系统进行比较,还定义了氨水联产循环系统的相对收益率 X :

$$X = \frac{COP_{eq} - COP}{COP} \quad (3)$$

当两系统的输入热量相同时,相对收益率实际为氨水功冷联产循环系统的等效制冷量相对于传统单级氨水吸收式制冷循环系统制冷量的增加率。

2 循环模拟计算

在本研究中,基于质量平衡、组分平衡和能量平衡等基本关系对该系统进行了模拟计算。对烟气采用 Peng-Robinson 方程 [9] (PR 方程) 进行计算,对氨水采用 PSRK 方程 [10] 进行计算。参照相关研究 [11 ~ 12], 确定模拟计算时的主要基本假设如表 1 所示,其它假设条件如下:

- (1) 系统循环处于稳定工况条件,各关键点的状态维持不变;
- (2) 系统中管路和换热器的压力损失忽略

不计;

- (3) 部件和管路的热损失忽略不计;
- (4) 溶液泵耗电忽略不计;
- (5) 吸收器热端出口处的工质处于饱和状态,除了氨水功冷联产动力循环中的冷凝器外,其它冷凝器热端出口处的工质也处于饱和状态;
- (6) 蒸发器氨制冷剂中氨的质量分数为 0.998,制冷剂出口干度为 0.99,温升低于 10 °C;
- (7) 热源烟气采用热空气代替,组成(体积分数)为:79% 氮气 21% 氧气。

表 1 模拟假设条件

Tab. 1 Conditions assumed for the purpose of simulation

参数	数值
泵效率 / %	75
透平等熵效率 / %	85
透平排气最小干度 / %	90
余热锅炉节点温差 / °C	15
发生器最小温差 / °C	10
其它换热器最小温差 / °C	5
动力子循环中氨质量分数	0.375

3 系统性能分析

3.1 基本工况性能分析

两系统均采用 350 °C 的烟气作为热源,流量为 2 000 kg/h,排烟温度为 130.18 °C;冷却水温度为 30 °C;制冷循环中的蒸发温度为 -15 °C。对于两循环系统的吸收式制冷子循环,根据模拟假设,发生器中溶液的发生过程均处于最佳状态,发生温度均为 127 °C;基础溶液的氨水浓度(氨的质量分数)为 0.375。氨水功冷联产循环系统中,基本工况下,透平排气温度为 137 °C,此时排气压力为 0.528 MPa。相同热边界条件下,压缩式制冷循环的性能系数 COP_C 为 3.14。通过模拟计算得到氨水功冷联产循环系统中各关键物流状态参数如表 2 所示。

基本工况下,氨水功冷联产循环系统与传统单级氨水吸收式制冷循环系统的关键部件负荷和热力性能如表 3 所示。在输入热量均为 127.0 kW 的情况下,虽然氨水功冷联产循环系统蒸发器冷量输出负荷比传统单级氨水吸收式制冷循环系统低 39.36

kW, 但通过动力子循环多输出了 18.72 kW 的功。根据式(2)和式(3)可知, 氨水功冷联产循环系统的等效 COP 为 0.762, 联产系统相对收益率为 24.92%。这说明, 在热源与传统单级吸收式制冷循环之间增设氨水 Rankine 动力子循环, 构成的氨水功冷联产循环系统提高了热能转换效率, 可以起到减少能源消耗的作用。

表 2 系统中关键物流参数

Tab. 2 Key material circulation parameters in the systems

状态点	温度/°C	压力/MPa	氨水浓度	质量流量/kg·h ⁻¹
S1	35.0	0.528	0.375	170.73
S2	36.0	5.000	0.375	170.73
S3	320.0	5.000	0.375	170.73
S4	137.0	0.528	0.375	170.73
S5	110.4	0.528	0.375	170.73
S6	35.0	0.236	0.375	608.79
S7	35.2	1.346	0.375	608.79
S8	99.1	1.346	0.375	608.79
S9	54.9	1.346	0.998	113.91
S10	35.0	1.346	0.998	113.91
S11	14.9	1.346	0.998	113.91
S12	-15.0	0.236	0.998	113.91
S13	-5.5	0.236	0.998	113.91
S14	32.5	0.236	0.998	113.91
S15	127.0	1.346	0.231	494.88
S16	38.9	1.346	0.231	494.88
S17	39.1	0.236	0.231	494.88
G1	350.0	0.101	-	2 000.00
G2	130.2	0.101	-	2 000.00

表 3 系统关键部件负荷及系统热力性能

Tab. 3 Loads of the key components and thermodynamic performance of the systems

参数	功冷联产系统	传统制冷机
余热锅炉热负荷 Q_{HRVG}/kW	127.06	127.06
透平做功量 W_{TUR}/kW	18.72	-
蒸发器负荷 Q_{EVA}/kW	38.09	77.45
等效制冷量 $Q_{C,eq}/kW$	96.87	-
等效 COP	0.762	-
COP	-	0.610
相对收益率 $X/\%$	24.92	-

为了分析氨水功冷联产循环系统性能的提升潜力, 对两循环系统的主要能量转换过程进行了深入分析, 如图 3 和图 4 所示。图中的横坐标为焓值 H , 表示能量的转移或转化; 纵坐标为能量转换过程中的物流温度 t 。从图 4 中可以看出, 传统氨水吸收式制冷循环中, 为了保证发生过程处于最佳状态, 热源烟气与氨水溶液换热过程存在巨大的换热温差, 最大可达 223 °C, 不可逆损失大。图 3 是氨水功冷联产循环系统中主要能量转换过程中的 $t-H$ 图, 热源烟气通过余热锅炉加热动力子循环中的氨水溶液, 产生高温高压的过热氨水蒸气 S3, 该过程换热匹配良好。在透平中膨胀做功后的氨水蒸气 S4 进入发生器驱动吸收式制冷子循环, 放热过程为 S4-S5, 进入发生器的氨水溶液 S8a 吸热部分蒸发, 该过程冷、热流均为氨水溶液, 换热温差很小。

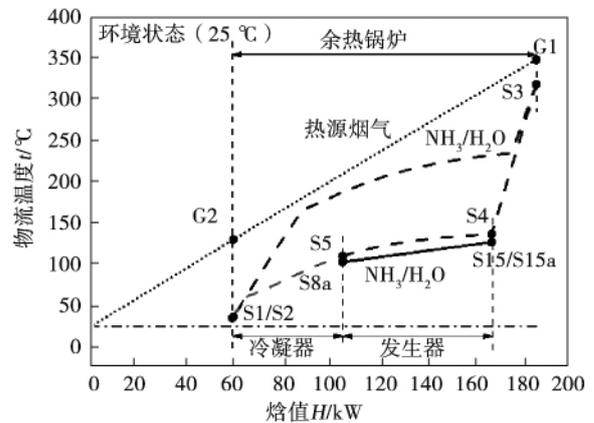


图 3 氨水功冷联产循环系统主要能量转换过程

Fig. 3 Main energy transformation process of the ammonia-water power/cooling cogeneration cyclic system

由此可见, 功冷联产循环系统通过在热源烟气与传统吸收式制冷循环之间增设氨水 Rankine 动力子循环, 利用氨水的变温蒸发和变温冷凝特性, 减小了换热温差和能量转换过程中的不可逆损失; 另外, 还通过主动提高透平排气压力和温度, 将透平排气冷凝热用于驱动吸收式制冷子循环, 实现了热能的梯级利用, 从而使氨水功冷联产循环系统热力性能相对于传统单级吸收式制冷循环显著提升。

上述分析中可以发现, 透平排气压力和温度是决定能量在氨水 Rankine 动力子循环与吸收式制冷

子循环间分配的关键影响因素,决定了热能的梯级利用程度,不同的耦合温度和压力会使系统的总体性能发生较大变化。

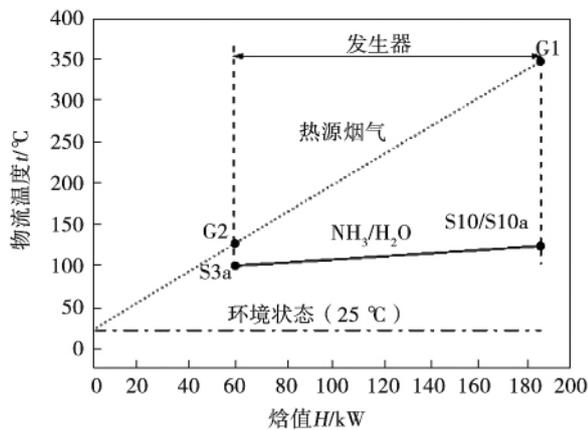


图 4 氨水吸收式制冷循环系统主要能量转换过程

Fig. 4 Main energy transformation process of the ammonia-water absorption type refrigeration cyclic system

3.2 膨胀程度对系统性能的影响

氨水功冷联产循环系统中,在透平进口参数一定且透平效率确定时,采用不同的排气压力即膨胀程度,可实现热量在做功和制冷子循环之间的不同分配,进而达到不同的系统产出和性能。

在基本工况下,透平进气压力为 5 MPa;为了保证透平排气能够完全冷凝,透平最低排气压力为 0.236 MPa,此时排气压力与进气压力之比为 0.05,实现完全膨胀。部分膨胀时,能量在做功和制冷之间的分配根据压力比值的不同而不同。

当透平效率分别为 0.75、0.85 和 0.95 时,氨水功冷联产循环系统部分膨胀过程的相对收益率 X 在不同透平效率时随膨胀程度的变化关系如图 6 所示,水平虚线表示传统氨水吸收式制冷循环基准。图中横坐标为排气压力与进气压力的比值,纵坐标为氨水功冷联产循环系统相对收益率。以透平效率为 0.85 时为例,当压力比值在 0.05 ~ 0.11 之间时,收益率 X 由 0 迅速增大到最大值 25.10%,说明当排气压力水平较低时,适当提高排气压力可大幅提高排热的品位,使排气冷凝热中可用于制冷的部分增加,热能在两子循环间的分配更合理,增加了等效

制冷量,即在牺牲小部分做功潜力的同时,提升了热能的梯级利用程度,使系统总体热力性能提高;当压力比值在 0.11 ~ 0.67 之间时,收益率 X 由最大值缓慢降低至 0,说明当排气压力提高到一定程度后,对做功过程的不利影响较大,而对制冷过程的改善较小,因此改善程度逐渐降低;当压力比值在 0.67 ~ 1 之间时,收益率 X 由 0 继续降低至最低值 -12.78%,说明提高排气压力对做功过程的不利影响大于对制冷过程的改善,因此总效果是不利的。当该比值为 1 时,相对收益率为负,这主要是由于此时动力子循环变成了单纯的氨水导热循环,且损失了部分冷凝热,热力性能显然比热源烟气直接驱动的传统单级吸收式制冷循环系统差。对于确定的排气压力,在透平效率较高时,采用部分膨胀可使系统得到更明显的收益,即在透平效率更高时,部分膨胀的等效 COP 更大,采用部分膨胀的氨水功冷联产循环系统比传统单级吸收式制冷循环系统在热力学性能方面的优势越大。

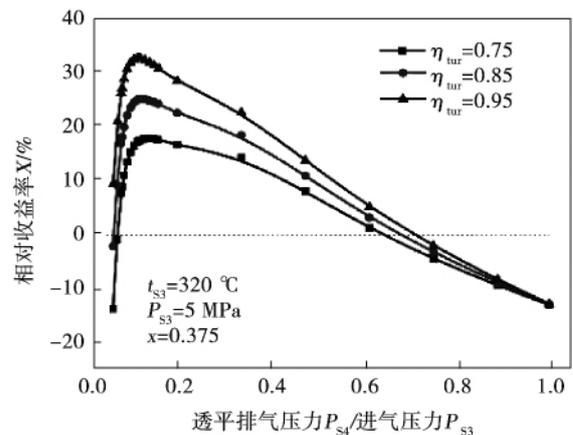


图 5 膨胀比例和透平效率对系统收益率的影响
Fig. 5 Effects of the expansion proportion and turbine efficiency on the profit rate of the system

由以上分析可知,适当提高排气压力以使工质在透平中只做部分膨胀,虽然牺牲了工质的部分做功能力,减少了透平中的膨胀做功量,但却可以有效提高透平排热的品位,使能量在动力子循环与吸收式子循环间的分配更合理。由此可见,氨水功冷联产循环系统中的部分膨胀实现了工质的焓根据品位在正逆子循环中的合理分配,将热能的梯级利用从对外热源的梯级利用拓展到对循环内部热能的梯级

利用,从而提高了系统整体性能。

4 结 论

本文构建了简化的氨水功冷联产循环系统和传统单级氨水吸收式制冷循环系统模型,在相同热边界条件下对两循环系统进行了循环结构的比较,并通过热力特性的分析,得出了以下结论:

(1) 在热源与吸收式制冷循环之间增设混合工质 Rankine 循环,将热源的较高品位热能用于驱动动力子循环,较低品位热能用于驱动吸收式制冷子循环,实现了热能的梯级利用,使循环系统的等效 COP 达到 0.762,比传统单级吸收式制冷循环(0.610)提高了 24.92%,提高了热能转换效率。

(2) 通过对氨水功冷联产循环系统与传统氨水吸收式制冷循环系统进行能量转换过程分析,发现混合工质功冷联产循环与传统吸收式制冷循环相比,显著提高了换热过程的匹配程度,减小了系统的不可逆损失。

(3) 透平排气压力,即膨胀程度是决定能量在动力和制冷两个子循环间分配比例的关键因素,在透平效率一定的情况下,随着透平膨胀程度降低,系统相对收益率呈现出先急剧增大,后逐渐降低的趋势;且透平效率越高,氨水功冷联产循环系统相对于传统氨水吸收式制冷循环系统的相对收益率越大;在本文研究条件下,对于不同的透平效率,均在压力比为 0.11 左右时,系统相对收益率达到最大值,即系统节能特性最好。

氨水功冷联产循环系统与氨水吸收式制冷循环相比,对热能的梯级利用程度更高,能减少能源消耗,为中低温热能资源得到合理、高效利用提供了有效的技术支持。

参考文献:

[1] FANG Hao ,XIA Jianjun ,ZHU Kan ,et al. Industrial waste heat utilization for low temperature district heating [J]. Energy Policy , 2013 ,62:236 - 246.

[2] 徐震原,王如竹,夏再忠. 一种根据热源温度品位自动调节效能的溴化锂吸收式制冷循环 [J]. 制冷学报, 2014 ,35(1): 1 - 7.

XU Zhen-yuan ,WANG Ru-zhu ,XIA Zai-zhong. A LiBr absorption type refrigeration cycle of which the efficiency can be automatically regulated according to the temperature quality of the heat source [J]. Journal of Refrigeration. 2014 ,35(1): 1 - 7.

[3] KHALIQ A. Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration [J]. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid , 2009 ,32(3):534 - 545.

[4] CHEN Qiang ,HAN Wei ,ZHENG JianJiao ,et al. The exergy and energy level analysis of a combined cooling ,heating and power system driven by a small scale gas turbine at off design condition [J]. Applied Thermal Engineering 2014 ,66(1 - 2):590 - 602.

[5] GOSWAMI DY ,XU Feng. Analysis of a new thermodynamic cycle for combined power and cooling using low and mid temperature solar collectors [J]. Journal of Solar Energy Engineering ,1999 ,121(2): 91 - 97.

[6] 郑丹星,陈斌,齐云,等. 新型氨吸收式动力/制冷复合循环的热力学分析 [J]. 工程热物理学报, 2002 ,23(5): 539 - 542.

ZHENG Dan-xing ,CHEN Bin ,QI Yun ,et al. A thermodynamic analysis of a novel ammonia absorption type power/refrigeration compound cycle [J]. Journal of Engineering Thermophysics , 2002 , 23(5):539 - 542.

[7] ZHANG Na ,CAI Ruixian ,LIOR Nior. A novel ammonia-water cycle for power and refrigeration cogeneration ,F[R]. IMECE2004 - 60692 Anaheim ,California ,USA: 2004ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition 2004.

[8] SUN Liuli ,HAN Wei ,JING Xuye ,et al. A power and cooling cogeneration system using mid/low-temperature heat source [J]. Applied Energy 2013 ,112: 886 - 897.

[9] DARWISH N ,AL-HASHIMI S ,AL-MANSOORI A. Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system [J]. International Journal of Refrigeration 2008 ,31(7):1214 - 1223.

[10] Demirkaya G ,Vasquez Padilla R ,Goswami DY ,et al. Analysis of a combined power and cooling cycle for low-grade heat sources [J]. International Journal of Energy Research. 2011 (35):1145 - 1157.

[11] WANG J F ,DAI Y P ,ZHANG T Y ,et al. Parametric analysis for a new combined power and ejector-absorption refrigeration cycle [J]. Energy 2009 ,34(10):1587 - 1593.

[12] ZHANG N ,LIOR N. Methodology for thermal design of novel combined refrigeration/power binary fluid systems [J]. International Journal of Refrigeration 2007 ,30(6):1072 - 1085.

(刘瑶 编辑)

混合工质功冷联产循环与吸收式制冷循环的热力性能分析与比较 = **Analysis of the Thermal Performance of a Hybrid Working Medium Power and Cooling Cogeneration Cycle and an Absorption Type Refrigeration Cycle and Their Comparison** [刊, 汉] CHEN Yi, HAN Wei (Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190), SUN Liu-li (State Nuclear Power Technology R&D Centre, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(11). - 1 ~ 6

Compared with a traditional single absorption type refrigeration cycle, a hybrid working medium power and cooling cogeneration cycle will be favorable to enhancing the utilization efficiency of the intermediate temperature waste heat from an industry, however, the study of the mechanism governing the enhancement of the performance and efficiency is still not going deep into enough. Models for a simplified ammonia-water power and cooling cogeneration cycle system and an ammonia-water absorption type refrigeration cycle system were established and a fair bench mark for comparison was proposed. Through an analysis and comparison of the flow path, structure and thermodynamic characteristics, the difference between the hybrid working medium power and cooling cogeneration cycle and absorption type refrigeration cycle in the energy conversion and utilization was revealed and the mechanism governing the enhancement in the performance of the power and cooling cogeneration cycle was also analyzed. It has been noted that the expansion extent in the turbine is a key factor influencing the proportion of the thermal energy distributed in the power sub-cycle and the refrigeration sub-cycle and the thermal energy stepped utilization extent and the influence of the thermal energy on the performance of the system was also studied. **Key words:** power and cooling cogeneration, hybrid working medium, absorption type refrigeration, thermodynamic analysis, thermal energy stepped utilization

湿工况下低气压对翅片管换热器换热特性的影响 = **Influence of the Low Atmospheric Pressure on the Heat Exchange Characteristics of a Finned Tube Heat Exchanger** [刊, 汉] LIU Qi, LIU Jian-hua, QI Liang-kui (College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), LIU Jian-hua (Shanghai City Key Laboratory on Multi-phase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, Shanghai, China, Post Code: 200093), XU Xiao-jin (CSIC No. 704 Research Institute, Shanghai, China, Post Code: 200031) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(11). - 7 ~ 13

In a high altitude low atmospheric pressure environment imitation chamber, tested were the heat exchange characteristics of a slotted type finned tube heat exchanger under the wet operating condition and analyzed was the influence of various ambient pressures on the heat exchange characteristics of the air side, including the law governing changes of the sensible heat exchange, latent heat exchange and Nu number. The test results show that when the dry bulb temperature and relative humidity are kept constant, the amount of sensible heat and latent heat exchanged