

# 太阳能热泵沼气工程供能系统焓分析与优化\*

石惠娴 吕涛 朱洪光 范旻 徐凯 马洁琼

(同济大学国家设施农业工程技术研究中心, 上海 200092)

**摘要:** 通过对太阳能热泵沼气工程供能系统进行焓分析, 找到能量利用薄弱环节; 利用 Matlab 软件对系统状态参数进行变量非线性最优化问题求解, 得出提升系统焓效率的具体措施与方法, 并进行了验证性实验, 同时研究了个别状态参数和设备性能参数对系统焓效率的影响。结果表明: 优化后可将系统焓效率从 18.44% 提升至 28.99%。状态参数(蓄热水箱温度  $t_w$ ) 以及性能参数(热泵系统  $C_{COP(year)}$  和集热器效率  $\eta_{col}$ ) 对系统的焓效率影响很大, 其中蓄热水箱水温提高 1℃, 系统焓效率将提高 0.58%;  $C_{COP(year)}$  值每提高一个单位值, 系统焓效率将提高 5.94%; 集热器效率  $\eta_{col}$  值提高一个百分点, 焓效率将提高 0.045%。

**关键词:** 太阳能 热泵 沼气工程 焓分析 优化

**中图分类号:** S216.4; TK529 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0143-07

## 引言

为提高用能设备和系统的能量利用效率, 常采用能量分析法和焓分析法对其进行热力学分析。其中焓分析法可以从本质上给出装置或设备在用能过程中有效能转换、传递及利用情况的评价, 并能对系统的节能潜力和进一步优化做出判断并指明方向<sup>[1]</sup>。

目前, 太阳能热泵供能系统重点应用领域为建筑节能, 研究主要集中在技术经济性、运行特性、数值模拟及系统优化等方面<sup>[2-8]</sup>。通过查阅文献<sup>[9-14]</sup>发现, 太阳能热泵供能系统在沼气工程领域的应用与研究相对较少, 系统优化方面的文献主要针对热泵装置设计参数、蓄热水箱体积、太阳能集热器面积等设备设计参数, 从系统整体角度出发对能量利用过程中状态点的优化分析并不多见。

本文将对太阳能热泵沼气工程供能系统<sup>[15]</sup>各个设备以及整个系统建立焓平衡数学模型并进行焓分析, 得到系统实际运行过程中的焓损失分布, 然后建立符合热力学原理的约束条件, 利用 Matlab 软件对系统状态参数进行变量非线性最优化问题求解, 得到使系统焓效率最大时的最优参数, 与实际工程运行参数进行对比分析, 得到提高系统焓效率的措施与方法, 并进行验证性实验; 最后再对影响系统焓效率的蓄热水箱温度  $t_w$ 、热泵系统年均性能系数  $C_{COP(year)}$  (Coefficient of performance, COP) 以及集热器效率  $\eta_{col}$  3 个因素进行分析。

## 1 研究对象和实验方法

以上海市崇明县港沿镇合兴村沼气集中供气示范工程为研究对象。该工程主要是由太阳能集热系统、蓄热水箱、池内换热盘管系统、热泵机组、沼气池、办公区、水泵、管道、阀门、压力表、温度传感器等组成<sup>[16]</sup>, 如图 1 所示。

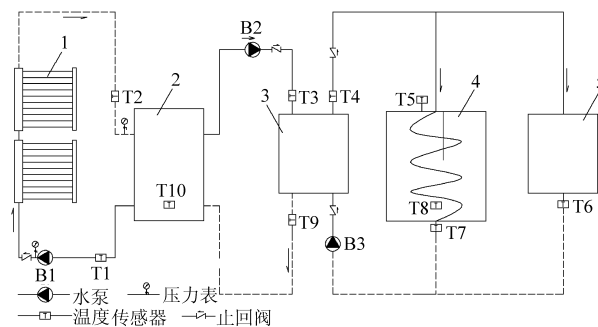


图 1 太阳能热泵沼气工程供能系统简图

Fig. 1 Solar assisted heat pump based heating system of biogas project

1. 太阳能集热器 2. 蓄热水箱 3. 热泵机组 4. 沼气池 5. 办公区

太阳能热泵沼气工程供能系统包括 3 个子系统, 分别为太阳能集热系统、热泵工质循环系统和用户末端系统。其中太阳能集热系统主要由太阳能集热器、蓄热水箱、水泵等组成。在该系统中, 太阳能集热器通过循环水收集太阳辐射能, 将热量存储在蓄热水箱; 热泵工质循环系统主要由热泵机组、循环

工质、换热盘管、水泵等组成。在该系统中,对热泵机组输入少量的高品位电能,实现将蓄热水箱中的低温位热能向高温位转移。用户末端系统主要包括沼气池、办公区。在该系统中,热泵系统负载侧循环工质以辐射和对流的方式与沼气池发酵原料和办公区空气进行热交换。

在 2011 ~ 2012 年寒冷的季节进行了实验研究,对系统的相关参数进行了监测。温度测量均选用 PT100 型铂电阻温度传感器,采集系统为 MCS - 51 单片机,可以实时监测采集温度参数。流量测量采用型号为 AFU - H 型手持式超声波流量计。太阳能辐射强度采用太阳能辐射功率表 TES - 1333R 测

试。系统设备主要设计参数:发酵池有效容积  $V$  为  $69 \text{ m}^3$ ,蓄热水箱表面积  $A$  为  $7.3 \text{ m}^2$ ,集热器有效采光面积  $A_c$  为  $26 \text{ m}^2$ ,热泵机组额定功率  $W$  为  $5.3 \text{ kW}$ ,蓄热水箱容量为  $2 \text{ m}^3$ 。

## 2 太阳能热泵沼气工程供能系统焓分析模型及应用计算结果

### 2.1 太阳能热泵沼气工程供能系统各部分焓分析模型

为了便于分析和比较,依据热力学分析方法,可以建立太阳能热泵沼气工程供能系统各部分焓分析模型,如图 2 所示。

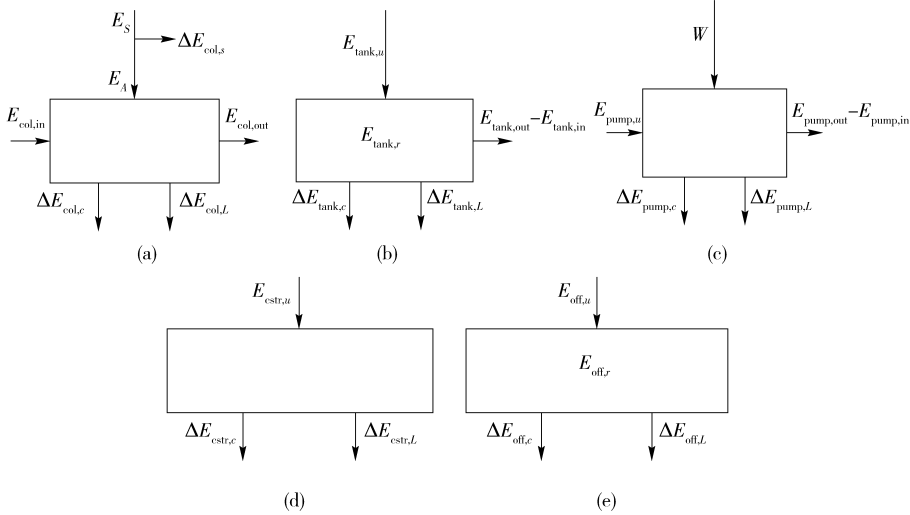


图 2 太阳能热泵沼气工程供能系统各部分焓分析模型

Fig. 2 Exergy analysis models of solar assisted heat pump based heating system of biogas project

(a) 太阳能集热器 (b) 蓄热水箱 (c) 热泵机组 (d) 沼气池 (e) 办公区

图 2 中,  $E_s$  为太阳辐射焓;  $\Delta E_{col,s}$  为太阳辐射的焓损失;  $E_A$  为太阳能集热器吸收的焓;  $E_{col,in}$  和  $E_{col,out}$  分别为介质水流入太阳能集热器联箱的入口焓、出口焓;  $E_{tank,out}$  和  $E_{tank,in}$  分别为蓄热水箱介质水输出焓和输入焓;  $W$  为热泵机组的输入功率;  $E_{pump,out}$  和  $E_{pump,in}$  分别为热泵机组负载侧介质水的输出焓和输入焓;  $\Delta E_{i,c}$  为各部件向周围环境散失的热量焓(下标 col 表示太阳能集热器; tank 表示蓄热水箱; pump 表示热泵机组; cstr 表示沼气池; off 表示办公区);  $\Delta E_{i,c}$  为各部件热传递过程中不可逆引起的焓损失;  $E_{i,u}$  为系统传递给各部件的输入焓;  $E_{i,r}$  为各部件由于自身内部能量变化引起的变化焓; 以上参数的单位均为 W。

在图 2 基础上,建立太阳能热泵沼气工程供能系统焓分析数学模型<sup>[10-11,17-19]</sup>:

#### (1) 太阳能集热器

$$E_s = E_A + \Delta E_{col,s} = E_{col,out} - E_{col,in} + \Delta E_{col,L} + \Delta E_{col,c} + \Delta E_{col,s} \quad (1)$$

$$E_s = A_c I_c \eta_{col} \left( 1 + \frac{T_0}{T_p} \right) \quad (2)$$

$$\eta_{col} = 0.614 - 2.06 \left( \frac{T_p - T_0}{I_c} \right) \quad (3)$$

$$E_{col,out} - E_{col,in} = m_1 [h_{col,out} - h_{col,in} - T_0 (S_{col,out} - S_{col,in})] \quad (4)$$

$$\eta_{col,e} = \frac{E_{col,out} - E_{col,in}}{E_s} \quad (5)$$

#### (2) 蓄热水箱

$$E_{tank,u} = E_{tank,out} - E_{tank,in} + \Delta E_{tank,L} + E_{tank,r} + \Delta E_{tank,c} \quad (6)$$

$$E_{tank,u} = E_{col,out} - E_{col,in} \quad (7)$$

$$E_{tank,r} = Q_{tank,r} \left( 1 - \frac{T_0}{T_v} \right) \quad (8)$$

$$E_{tank,out} - E_{tank,in} = m_2 [h_{pump,in1} - h_{pump,out1} - T_0 (S_{pump,in1} - S_{pump,out1})] \quad (9)$$

$$\Delta E_{tank,L} = Q_{tank,L} \left( 1 - \frac{T_0}{T_v} \right) \quad (10)$$

$$\eta_{\text{tank},e} = \frac{E_{\text{tank},\text{out}} - E_{\text{tank},\text{in}}}{E_{\text{tank},u} - E_{\text{tank},r}} \quad (11)$$

## (3) 热泵机组

$$E_{\text{pump},u} + W = E_{\text{pump},\text{out}} - E_{\text{pump},\text{in}} + \Delta E_{\text{pump},L} + \Delta E_{\text{pump},c} \quad (12)$$

$$E_{\text{pump},u} = E_{\text{tank},\text{out}} - E_{\text{tank},\text{in}} \quad (13)$$

$$E_{\text{pump},\text{out}} - E_{\text{pump},\text{in}} = E_{\text{cstr},u} + E_{\text{off},u} \quad (14)$$

$$\eta_{\text{pump},e} = \frac{E_{\text{pump},\text{out}} - E_{\text{pump},\text{in}}}{W + E_{\text{pump},u}} \quad (15)$$

## (4) 沼气池

$$E_{\text{cstr},u} = \Delta E_{\text{cstr},L} + E_{\text{cstr},r} + \Delta E_{\text{cstr},c} \quad (16)$$

$$E_{\text{cstr},u} = m_3 [h_{\text{pump},\text{out}2} - h_{\text{pump},\text{in}3} - T_0 (S_{\text{pump},\text{out}2} - S_{\text{pump},\text{in}3})] \quad (17)$$

$$E_{\text{cstr},r} = Q_{\text{cstr},r} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{cstr}}}\right) \quad (18)$$

$$\eta_{\text{cstr},e} = \frac{E_{\text{cstr},r}}{E_{\text{cstr},u}} \quad (19)$$

## (5) 办公区

$$E_{\text{off},u} = \Delta E_{\text{off},L} + E_{\text{off},r} + \Delta E_{\text{off},c} \quad (20)$$

$$E_{\text{off},u} = m_4 [h_{\text{pump},\text{out}2} - h_{\text{pump},\text{in}2} - T_0 (S_{\text{pump},\text{out}2} - S_{\text{pump},\text{in}2})] \quad (21)$$

$$E_{\text{off},r} = Q_{\text{off},r} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{off}}}\right) \quad (22)$$

$$\eta_{\text{off},e} = \frac{E_{\text{off},r}}{E_{\text{off},u}} \quad (23)$$

式中  $A_c$ ——集热器有效集热面积,  $\text{m}^2$

$I_c$ ——总面积平均太阳辐射强度,  $\text{W}/\text{m}^2$

$T_0$ ——外界环境温度,  $\text{K}$

$T_p$ ——集热器表面温度,  $\text{K}$

$T_v$ ——蓄热水箱温度,  $\text{K}$

$T_{\text{cstr}}$ ——沼气池内平均温度,  $\text{K}$

$T_{\text{off}}$ ——办公区的室温,  $\text{K}$

$\eta_{\text{col}}$ ——太阳能集热器平均效率

$\eta_{i,e}$ ——各部件的焓效率

$m_1$ ——集热器联箱内介质水的循环流量,  $\text{kg}/\text{s}$

$m_2$ ——热泵机组-蓄热水箱侧介质水的循环流量,  $\text{kg}/\text{s}$

$m_3$ ——热泵机组-沼气池侧介质水的循环流量,  $\text{kg}/\text{s}$

$m_4$ ——热泵机组-办公区侧介质水的循环流量,  $\text{kg}/\text{s}$

$h_{\text{col},\text{in}}$ ——太阳能集热器联箱进口处介质水的焓值,  $\text{J}/\text{kg}$

$h_{\text{col},\text{out}}$ ——太阳能集热器联箱出口处介质水的焓值,  $\text{J}/\text{kg}$

$h_{\text{pump},\text{in}1}$ ——热泵机组-蓄热水箱侧进口处介质水的焓值,  $\text{J}/\text{kg}$

$h_{\text{pump},\text{out}1}$ ——热泵机组-蓄热水箱侧出口处介质水的焓值,  $\text{J}/\text{kg}$

$h_{\text{pump},\text{in}3}$ ——热泵机组-沼气池侧进口处介质水的焓值,  $\text{J}/\text{kg}$

$h_{\text{pump},\text{out}2}$ ——热泵机组-沼气池侧出口处介质水的焓值,  $\text{J}/\text{kg}$

$h_{\text{pump},\text{in}2}$ ——热泵机组-办公区侧进口处介质水的焓值,  $\text{J}/\text{kg}$

$S_{\text{col},\text{in}}$ ——太阳能集热器联箱进口处介质水的熵值,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$S_{\text{col},\text{out}}$ ——太阳能集热器联箱出口处介质水的熵值,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$S_{\text{pump},\text{in}1}$ ——热泵机组-蓄热水箱侧进口处介质水的熵值,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$S_{\text{pump},\text{out}1}$ ——热泵机组-蓄热水箱侧出口处介质水的熵值,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$S_{\text{pump},\text{in}3}$ ——热泵机组-沼气池侧进口处介质水的熵值,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$S_{\text{pump},\text{out}2}$ ——热泵机组-沼气池侧出口处介质水的熵值,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$S_{\text{pump},\text{in}2}$ ——热泵机组-办公区侧进口处介质水的熵值,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$Q_{\text{tank},r}, Q_{\text{tank},L}$ ——蓄热水箱吸收和散热损失的热量,  $\text{J}$

$Q_{\text{cstr},r}$ ——沼气池自身吸收的热量,  $\text{J}$

$Q_{\text{off},r}$ ——办公区吸收的热量,  $\text{J}$

## 2.2 应用模型计算结果

在冬季阶段的实验数据中,选取部分数据用于焓分析,对大量的测试数据取平均值:环境温度  $T_0$  为 277.3 K;集热器罩玻璃管的温度  $T_p$  为 300 K;总面积平均太阳辐射强度  $I_c$  为 1 576  $\text{W}/\text{m}^2$ ;沼气池内平均温度  $T_{\text{cstr}}$  为 303 K;办公区的室温  $T_{\text{off}}$  为 298 K;蓄热水箱对于外界的综合传热系数<sup>[20-22]</sup>  $K$  为 0.487  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;太阳能集热器联箱的进水温度为 286.5 K,出水温度为 289.3 K;集热器联箱内介质水的循环流量  $m_1$  为 0.82  $\text{m}^3/\text{h}$ ;热泵机组-蓄热水箱侧出水温度为 278.5 K;热泵机组-办公区侧介质水的循环流量  $m_4$  为 2.46  $\text{m}^3/\text{h}$ ;热泵机组-沼气池侧介质水的循环流量  $m_3$  为 0.83  $\text{m}^3/\text{h}$ ;热泵机组-沼气池侧出水温度为 317.3 K;热泵机组-沼气池侧进水温度为 304.9 K;热泵机组-办公区侧进水温度为 315.2 K;热泵机组-蓄热水箱侧介质水的循环流量  $m_2$  为 1.7  $\text{m}^3/\text{h}$ 。通过数学模型进行分析计算,结果如表 1 所示。

表1 系统焓损失应用模型计算结果

Tab.1 Results of system exergy loss obtained by using the models

各部件名称	焓损失 $I_i/W$	焓损失系数 $\eta_i/\%$
太阳能集热器	887	13.25
蓄热水箱	157	2.34
热泵机组	3 694	55.17
沼气池	423	6.32
办公区	301	4.49
系统总的焓损失	5 462	81.56
系统焓效率/ $\%$	18.44	

由表1数据可知,热泵机组以及太阳能集热器的焓损失很大,通过对系统状态参数以及焓损失的计算分析可知,热泵机组-蓄热水箱侧的流量设计过小,导致热泵机组源侧进出口温差过大。办公区和沼气池的流量分配不合理,导致两者的回水温度差距很大。太阳能集热器联箱内介质水的循环流量过大,导致联箱内介质水的进出口温差太小。这些是造成系统焓损失的重要原因;蓄热水箱、沼气池、办公区的焓损失所占比例很小,其主要是由于热量传递过程中的散热和传热温差引起的。

针对造成系统焓损失的原因,可以通过改变部件型号和盘管设计长度进而调整系统状态参数来克服,所以本文将建立符合热力学原理的约束条件,通过调整系统内相应的状态点参数,实现系统焓效率的最大化。

### 3 太阳能热泵沼气工程供能系统焓效率优化

太阳能热泵沼气工程供能系统的焓优化,主要是在系统焓损失计算和分析的基础上,找到能量利用的薄弱环节,确定目标函数和约束条件,建立符合热力学规律的数学模型,通过 Matlab 的优化工具箱对模型进行变量非线性最优化问题求解,寻求使目标值最小的最优参数,同时分析系统状态参数、性能参数同目标值的关系,寻求系统优化途径。

#### 3.1 数学模型的程序化

根据 Matlab 工具箱求解最优化问题的特殊性,在寻求系统最大焓效率的过程中,应建立以系统焓损失系数为最小的目标函数,然后进一步求解系统最大焓效率。

系统焓优化数学模型目标函数为

$$\min \sum \eta_i = \min \left\{ \frac{\sum I_i}{W + E_s} \right\}$$

式中  $\eta_i$ ——系统各部件的焓损失系数

$I_i$ ——工质流经各部件的焓损失, W

设计变量选取太阳能集热器联箱的进水温度,

太阳能集热器联箱的出水温度,集热器联箱内介质水的循环流量,热泵机组-蓄热水箱侧出水温度,热泵机组-办公区侧介质水的循环流量,热泵机组-沼气池侧介质水的循环流量,热泵机组-沼气池侧出水温度,热泵机组-沼气池侧进水温度,热泵机组-办公区侧进水温度,热泵机组-蓄热水箱侧介质水的循环流量,分别设为  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}$ , 建立名为 system 的目标函数 M 文件和名为 systemyuesu 的约束条件 M 文件,实现了有约束条件下太阳能热泵沼气工程供能系统重要参数的优化问题。

由于 Matlab 在寻优的过程中所涉及的焓值与熵值是连续变化的,而通常工质水的焓值与熵值是通过表格或图形的形式描述的。本文运用 SAS 软件的曲线回归方法拟合未饱和水焓值与熵值的函数表达式,由于未饱和水的焓值与熵值主要与温度相关<sup>[23]</sup>,回归后表达式分别为:  $h = 134.527 17 + 4 189.198 44t - 0.053 62t^2, S = 0.791 13 + 15.162 55t - 0.021 73t^2$ 。

通过目标函数的确定,设计变量的选取,约束条件的建立,调用 fmincon 函数,主要程序如下:

```
x0 = [ 13.5, 16.3, 0.82, 5.5, 2.46, 0.83, 44.3, 31.9, 42.2, 1.7 ];
```

```
options = optimset('Algorithm', 'active-set');
```

```
[ x, fval ] = fmincon( @ system, x0, [ ], [ ], [ ], [ ], [ ], [ ], @ systemyuesu, options)
```

#### 3.2 优化结果对比分析

在优化过程中, Matlab 共迭代计算了 232 次,最后得到了优化后各个系统状态参数值以及最小焓损失系数,状态参数值分别为  $x_1 = 8.399 7^\circ\text{C}, x_2 = 15.999 4^\circ\text{C}, x_3 = 0.302 0 \text{ m}^3/\text{h}, x_4 = 5.502 1^\circ\text{C}, x_5 = 0.842 6 \text{ m}^3/\text{h}, x_6 = 5.000 0 \text{ m}^3/\text{h}, x_7 = 54.937 4^\circ\text{C}, x_8 = 52.879 0^\circ\text{C}, x_9 = 48.806^\circ\text{C}, x_{10} = 4.637 6 \text{ m}^3/\text{h}, \min(\eta_i) = 0.723 0$ ,通过对优化后各个状态参数值的进一步分析,可以得到各部件以及系统的焓损失系数与焓效率,如表2所示。

表2 优化后系统焓损失分析

Tab.2 Exergy loss analysis of the optimized system

各部件名称	优化后焓损失 $I_i/W$	优化后焓损失系数 $\eta_i/\%$
太阳能集热器	714	10.53
蓄热水箱	19	0.28
热泵机组	3 150	46.48
沼气池	627	9.24
办公区	304	4.48
系统总的焓损失	4 814	71.01
系统焓效率/ $\%$	28.99	

由表1和表2的数据对比分析可知:优化前后热泵机组以及太阳能集热器的焓损失占了整个供能系统输入的57%以上,这是造成系统焓损失的主要部件。通过对优化前后这2个部件所涉及的状态参数对比分析看出:对于太阳能集热器,在满足系统要求的情况下,应该尽量降低联箱出口处的水温,这样一方面可以提高集热器效率,进而提高集热器输出焓,另一方面可以降低集热器的平均温度,从而减少集热器向外界散失的热量焓,优化后联箱内介质水的流量为 $0.3020\text{ m}^3/\text{h}$ ,进出口水温相差 $7.5997^\circ\text{C}$ ;对于热泵系统,负载侧的出水温度越高越好,因为这样能量在转移过程中焓效率更高,所以在系统设计时,应选定一台高效节能的热泵机组。在负载侧具有相同的加温需求下,应该增大负载侧介质水的循环流量,减小负载侧介质水进出口温差,这样可以有效减少传热温差引起的焓损失。

蓄热水箱、沼气池、办公区的焓损失所占比例很小,其主要是由于热量传递过程中的散热和传热温差引起的,减小这部分焓损失可采取以下措施:加强蓄热水箱、沼气池、办公区的保温隔热;沼气池加温时停止搅拌,减小盘管介质水与池内物料的传热温差;缩短沼气池加温周期,避免由于长时间散热损失导致传热温差过大;降低办公区内换热器表面风速,减小换热温差。

### 3.3 优化分析结果实验验证

本文通过实验验证了理论优化结果的可靠性。优化结果中系统状态参数的调整主要是通过改变部件型号以及换热盘管设计长度来实现的,由于整个实验是在实际运行的沼气工程项目上完成的,实际可操作的是调节管道内循环水流量,将实际运行工况最大限度地接近于优化结果。将实际循环水流量与优化结果相比较,4个循环水流量中,2个流量需要减小,2个流量需要增大。循环水流量需要减小和增大的环路可以通过调节环路中的球阀和更换水泵来实现,更换水泵仍然选取上海奥特泵阀制造有限公司SG型管道泵。

在环境温度与太阳辐射强度类似的情况下进行了验证性实验,选取部分数据取平均值:环境温度 $T_0$ 为 $279.6\text{ K}$ ;集热器罩玻璃管温度 $T_p$ 为 $297.9\text{ K}$ ;总面积平均太阳辐射强度 $I_c$ 为 $2364\text{ W}/\text{m}^2$ ;沼气池内平均温度 $T_{\text{est}}$ 为 $305\text{ K}$ ;办公区室温 $T_{\text{off}}$ 为 $299\text{ K}$ ;太阳能集热器联箱的进水温度为 $282.6\text{ K}$ ;太阳能集热器联箱的出水温度为 $288.9\text{ K}$ ;集热器联箱内介质水的循环流量 $m_1$ 为 $0.82\text{ m}^3/\text{h}$ ;热泵机组-蓄热水箱侧出水温度为 $279.45\text{ K}$ ;热泵机组-办公区侧介质水的循环流量 $m_4$ 为 $1.26\text{ m}^3/\text{h}$ ;热泵机组-沼气池

侧介质水的循环流量 $m_3$ 为 $4.2\text{ m}^3/\text{h}$ ;热泵机组-沼气池侧出水温度为 $318.4\text{ K}$ ;热泵机组-沼气池侧进水温度为 $315.97\text{ K}$ ;热泵机组-办公区侧进水温度为 $312.54\text{ K}$ ;热泵机组-蓄热水箱侧介质水的循环流量 $m_2$ 为 $3.89\text{ m}^3/\text{h}$ ,应用数学模型分析计算,结果如表3所示。

表3 验证性实验焓损失分析

Tab.3 Exergy loss analysis of validation experiments

各部件名称	焓损失 $I_i/\text{W}$	焓损失系数 $\eta_i/\%$
太阳能集热器	794.58	11.47
蓄热水箱	77.63	1.12
热泵机组	3112.50	44.93
沼气池	625.50	9.03
办公区	410.51	5.93
系统总的焓损失	5020.72	72.47
系统焓效率/ $\%$	27.53	

由表中数据看出,通过改变管道中循环水流量大小,热泵机组与太阳能集热器的焓损失明显下降,系统焓效率明显增大,采取3.2节所述的具体措施都达到了预期的效果,实验结果符合理论优化分析的结果,这说明本文建立的数学模型并在此基础上进行焓优化分析的正确性。这里需要特殊说明的是,在验证性实验结果中对太阳能集热器进行能量分析与焓分析发现,由于降低了太阳能集热器联箱的进出口水温,其联箱内介质水吸收的热量显著增加,集热器的输出焓从 $202.6\text{ W}$ 增加到 $410\text{ W}$ ,但热量传递过程中太阳能集热器的焓损失却没有增加,原因是集热器罩玻璃管温度 $T_p$ 降低,使得集热器的效率增大,不仅提高了集热器的输出焓,而且减少了向外界散热损失的热量焓。优化后的系统由于集热器具有更高的效率,外界给系统输入了更多的能量。

沼气工程供能系统合理的流量分配与换热盘管设计计算对于提高系统焓效率显得十分重要。如果在以后的沼气工程供能系统设计中,能够选择高效的热泵机组与太阳能集热器,蓄热水箱和沼气池能够选取合理经济的保温层厚度,将使沼气工程运行更加高效节能、经济环保,经济保温层厚度的确定方法可以参阅文献[24]。

### 3.4 蓄热水箱温度 $t_v$ 对系统最大焓效率的影响

由于太阳能热泵沼气工程供能系统中热泵机组与太阳能集热器存在相互匹配的问题,2个主要的焓损失部件是否匹配最直接影响的是系统状态参数是蓄热水箱温度 $t_v$ ,所以研究不同蓄热水箱温度 $t_v$ 下整个系统的最大焓效率具有重要意义,具体的结果如图3所示。

由图3可以看出,在不同的环境温度下,系统最

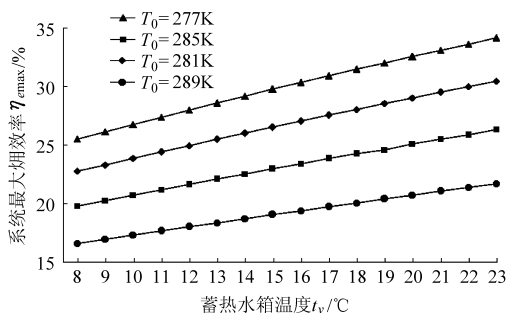


图3 系统在不同蓄热水箱温度下的最大焓效率

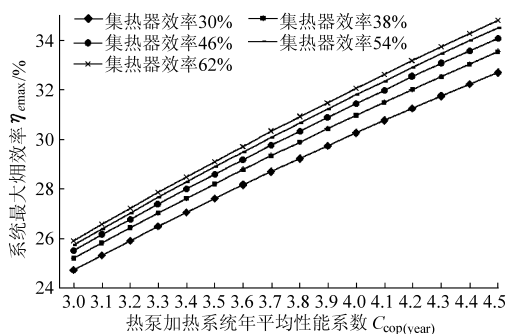
Fig.3 Maximum exergy efficiency at different storage tank temperatures

大焓效率会随着蓄热水箱升温而增大。蓄热水箱水温提高  $1^{\circ}\text{C}$ , 系统最大焓效率也将提高  $0.58\%$ , 系统焓损失可减少  $39\text{ W}$ 。这是由于水箱升温可以提高热泵系统  $C_{\text{COP}(\text{year})}$  值, 这提高了热量在传递过程中的焓效率。对于实际工程, 系统在运行前需要将太阳能集热系统先运行起来, 将蓄热水箱提升至合适温度, 然后再开启整个加温系统; 同时系统设计时太阳能集热器应该与热泵系统相匹配, 防止集热器难以满足负荷致使水箱降温, 增大系统焓损失。

### 3.5 热泵系统 $C_{\text{COP}(\text{year})}$ 和集热器效率 $\eta_{\text{col}}$ 对系统最大焓效率的影响

考虑到热泵机组和太阳能集热器中的热传递是造成系统焓损失的主要环节, 本文将研究在不同热泵系统  $C_{\text{COP}(\text{year})}$  和集热器效率  $\eta_{\text{col}}$  下整个系统的最大焓效率, 以探寻这 2 个性能参数与焓效率的关系, 这将为工程设备选型提供理论依据。本文将热泵系统  $C_{\text{COP}(\text{year})}$  从 3 变化到 4.5, 集热器效率从  $30\%$  变化到  $62\%$ , 具体的分析结果如图 4 所示。

由图 4 可看出, 热泵系统  $C_{\text{COP}(\text{year})}$  和集热器效率  $\eta_{\text{col}}$  的增大可以提高系统最大焓效率。 $C_{\text{COP}(\text{year})}$  每提高一个单位值, 系统焓效率将提高  $5.94\%$ , 对于本例实际工程系统焓损失可减少  $398\text{ W}$ , 约节省总消耗焓的  $8.13\%$ ; 集热器效率  $\eta_{\text{col}}$  值提高一个百分点, 系统的焓效率将提高  $0.045\%$ 。热泵系统  $C_{\text{COP}(\text{year})}$  和集热器效率  $\eta_{\text{col}}$  对于系统最大焓效率影响很大, 尤其是热泵系统  $C_{\text{COP}(\text{year})}$ , 这说明改善热泵系

图4 热泵系统  $C_{\text{COP}(\text{year})}$  和集热器效率  $\eta_{\text{col}}$  对系统最大焓效率的影响Fig.4 Effects of pump system  $C_{\text{COP}(\text{year})}$  and collector efficiency  $\eta_{\text{col}}$  on the maximum exergy efficiency

统本身的技术指标是提高系统焓效率的重要突破口。

## 4 结论

(1) 热泵机组以及太阳能集热器的焓损失占了整个供能系统的  $57\%$  以上, 是系统焓损失的主要部件。系统优化可将焓效率从  $18.44\%$  提升至  $28.99\%$ 。提升系统焓效率可以从以下几个角度考虑: 尽量降低联箱出口水温。增大热泵机组负载侧介质水的循环流量, 减小负载侧介质水进出口温差, 以上目的可以通过改变循环水流量与换热盘管设计长度来实现; 蓄热水箱、沼气池、办公区的焓损失可以采取完善工程保温, 加温时停止搅拌, 降低办公区内换热器表面风速, 缩短加温周期等措施。

(2) 状态参数(蓄热水箱温度  $t_v$ ) 以及性能参数(热泵系统  $C_{\text{COP}(\text{year})}$  和集热器效率  $\eta_{\text{col}}$ ) 对系统的焓效率影响很大,  $C_{\text{COP}(\text{year})}$  提高一个单位值, 系统焓效率将提高  $5.94\%$ , 说明一台高效节能的热泵机组是提高系统焓效率的关键; 蓄热水箱水温提高  $1^{\circ}\text{C}$ , 系统焓效率将提高  $0.58\%$ 。在实际运行中, 启动时应先运行太阳能集热系统, 将蓄热水箱提升至合适温度, 同时保证集热器与热泵系统相匹配, 使系统稳定运行; 集热器效率  $\eta_{\text{col}}$  值提高一个百分点, 系统焓效率将提高  $0.045\%$ 。

## 参考文献

- 郭进军, 何雅玲, 陶文铨. 空气源制冷/热泵系统的焓分析[J]. 制冷与空调, 2002, 2(5): 17~22.  
Guo Jinjun, He Yaling, Tao Wenquan. Energy analysis on air source refrigeration and heat pump system[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2002, 2(5): 17~22. (in Chinese)
- Petela R. Exergy of heat radiation[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1964, 86(2): 187~192.
- 田琦. U型管式全玻璃真空管太阳集热器的热性能[J]. 建筑热能通风空调, 2007, 26(3): 51~54, 59.  
Tian Qi. Thermal performance of the U-type evacuated glass tubular solar collector[J]. Building Energy&Environment, 2007, 26(3): 51~54, 59. (in Chinese)
- 郭长城, 石惠娴, 朱洪光, 等. 太阳能-地源热泵联合供能系统研究现状[J]. 农业工程学报, 2011, 27(增刊2): 356~362.

- Guo Changcheng, Shi Huixian, Zhu Hongguang, et al. Review of the solar-assisted ground-source heat pump system [J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(Supp. 2): 356 ~ 362. (in Chinese)
- 5 裴晓梅, 张迪, 石惠娴, 等. 太阳能-地源热泵沼气池加热系统集成集热面积优化[J]. 农业机械学报, 2011, 42(1): 122 ~ 128.  
Pei Xiaomei, Zhang Di, Shi Huixian, et al. Collector area optimization of integrated solar and ground source heat pump system for heating biogas digester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(1): 122 ~ 128. (in Chinese)
- 6 Torres R E, Cervantes G J. Optimal performance of an irreversible solar-assisted heat pump[J]. Energy, 2001, 1(2): 107 ~ 111.
- 7 Badescu V. First and second law analysis of a solar-assisted heat pump based heating system [J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43(18): 2 539 ~ 2 552.
- 8 Ozgener O, Hepbasli A. Exergoeconomic analysis of a solar-assisted ground-source heat pump greenhouse heating system [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(10): 1 459 ~ 1 471.
- 9 Huseyin Gunerhan, Arif Hepbasli. Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications [J]. Energy and Buildings, 2007, 39(5): 509 ~ 516.
- 10 孟繁晋, 戎卫国, 涂庆童, 等. 基于供暖系统玻璃真空管式太阳能集热器的热力学分析 [C] // 中国建筑学会建筑热能与传动分会第十六届学术交流大会论文集, 2009: 164 ~ 167.
- 11 Ucar A, Inalli M. Exergoeconomic analysis and optimization of a solar-assisted heating system for residential buildings [J]. Building and Environment, 2006, 41(11): 1 551 ~ 1 556.
- 12 Li Yuwu, Wang Ruzhu, Wang Taihua. Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar assisted heat pump water heater [J]. Energy, 2007, 32(8): 1 361 ~ 1 374.
- 13 Sepehr Sanaye, Behzad Niroomand. Thermal-economic modeling and optimization of vertical ground-coupled heat pump [J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50(4): 1 136 ~ 1 147.
- 14 朱培根. 风冷热泵空调器节能(焓)分析与优化 [J]. 解放军理工大学学报: 自然科学版, 2001, 2(1): 66 ~ 69.  
Zhu Peigen. Exergy analysis and optimization about air cooled heat pump conditioner [J]. Journal of PLA University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2001, 2(1): 66 ~ 69. (in Chinese)
- 15 同济大学. 太阳能-地源热泵耦合式沼气池供能系统及运行控制方法: 中国, CN201010272846.2 [P]. 2011-02-16.
- 16 石惠娴, 王韬, 朱洪光, 等. 地源热泵式沼气池加温系统 [J]. 农业工程学报, 2010, 26(2): 268 ~ 273.  
Shi Huixian, Wang Tao, Zhu Hongguang, et al. Heating system of biogas digester by ground-source heat pump [J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(2): 268 ~ 273. (in Chinese)
- 17 杨前明, 赵芳. 太阳能热泵多功能复合机实验系统(焓)分析 [C] // 中国制冷学会 2007 年学术年会论文汇编, 2007: 708 ~ 712.
- 18 赵海波, 杨昭. 水源热泵系统的热力学分析 [J]. 节能技术, 2004, 22(3): 29 ~ 32.  
Zhao Haibo, Yang Zhao. Thermodynamic analysis of the water source heat pump [J]. Energy Conservation Technology, 2004, 22(3): 29 ~ 32. (in Chinese)
- 19 张鹤飞. 太阳能热利用原理与计算机模拟 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2004: 111 ~ 112.
- 20 章熙民, 任泽霖, 梅飞鸣, 等. 传热学 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007: 3 ~ 7.
- 21 刘猛, 龙惟定. 外循环式 DSF 综合传热系数的影响因素研究(I)-夏热冬冷地区夏季工况 [J]. 太阳能学报, 2011, 32(5): 639 ~ 644.  
Liu Meng, Long Weiding. Influence factors research on comprehensive coefficient of heat transfer of external respiration double-skin facade(I)-summer working condition in summer hot and winter cold areas [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2011, 32(5): 639 ~ 644. (in Chinese)
- 22 刘猛, 龙惟定. 夏季工况双层皮玻璃幕墙综合传热系数计算模型 [J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2009, 37(10): 1 403 ~ 1 408.  
Liu Meng, Long Weiding. Calculation model of comprehensive heat transfer coefficient of glazing double-skin facade in summer working condition [J]. Journal of Tongji University: Natural Sciences, 2009, 37(10): 1 403 ~ 1 408. (in Chinese)
- 23 廉明乐, 谭羽非, 吴家正, 等. 工程热力学 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007: 130 ~ 131.
- 24 石惠娴, 黄超, 朱洪光, 等. 基于热泵加温系统的沼气池经济保温层厚度确定 [J]. 农业工程学报, 2012, 28(22): 215 ~ 221.  
Shi Huixian, Huang Chao, Zhu Hongguang, et al. Determination of economical insulation thickness for fordigester based on heat pump heating system [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(22): 215 ~ 221. (in Chinese)

**Abstract:** The energy conversion device with flexible blades was taken as the research object; in the closed experimentation section of the low speed wind tunnel, velocity field of curved blade boundary layer was tested by PIV measure technology; when camber of the blades was changed, the rule of flow separation and vortex motion on the boundary layer were obtained. The experimental results showed that the bending deformation of blades in the front layer can reduce accumulation and diffusion low-energy fluid on the boundary layer, and it is helpful to reduce the lift loss of the blades due to flow separation; but for the rear layer, flow instability will increase because the dynamic stall vortex near boundary layer extends due to the bending deformation of blades. The flow field analysis of the curved blades can guide material selection and the design of flexible blades, and provide experimental reference for improvement of the energy conversion efficiency and working stability.

**Key words:** Wind turbine Curved blade Boundary layer Flow separation Camber

---

(上接第 149 页)

## Optimization Based on Exergy Analysis of Solar Assisted Heat Pump Based Heating System of Biogas Project

Shi Huixian Lü Tao Zhu Hongguang Fan Min Xu Kai Ma Jieqiong

(National Engineering Research Center of Protected Agriculture, Tongji University, Shanghai 200092, China)

**Abstract:** In recent years, solar assisted heat pump based heating system has been widely applied in the buildings and greenhouses, but it is little applied and researched in biogas projects. Exergy analysis of solar assisted heat pump based heating system of biogas project was conducted, and the weak links were found in the energy-using process; system status parameters were obtained by solving variable nonlinear optimization problem with Matlab; specific measures and methods of improving system exergy efficiency were proposed and validation experiments were done; the effect of individual status parameters and equipment performance parameters on system exergy efficiency was also studied. The results showed that optimized system exergy efficiency can increase from 18.44% to 28.99%. The status parameter (storage tank temperature  $t_v$ ) and performance parameters (pump system  $C_{COP(year)}$  and collector efficiency  $\eta_{col}$ ) have a great influence on system exergy efficiency. The system exergy efficiency can increase by 0.58% with the temperature increasing by 1°C, increase by 5.94% with the  $C_{COP(year)}$  increasing by one unit of value, increase by 0.045% with the collector efficiency  $\eta_{col}$  increasing by one percentage point.

**Key words:** Solar energy Heat pump Biogas project Exergy analysis Optimization