

文章编号:0253 – 4339(2018) 02 – 0031 – 09
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2018. 02. 031

直膨式太阳能热泵柔性设计

邢琳 闫金州 汪坤海 关欣

(上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093)

摘 要 本文引入柔性理论,提出了一种直膨式太阳能热泵系统的柔性设计方案。由于柔性空间内存在一个虚拟工况点,使柔性空间内工况点都能实现稳定的换热效果。实验验证模拟的可靠性,再利用控制环境变量得到影响系统 COP 的环境因素权重:辐照强度占 52.2 %,环境温度占 34.7 %,风速占 13.1 %。根据权重构建柔性空间,并对落入柔性区间内工况点进行验证。通过对 25 套系统分别在全年具有代表性天气工况下的运行模拟,得到虚拟工况点最优组合:辐照强度、环境温度、风速分别为 559.97 W/m²、21.6 ℃、2.89 m/s。模拟结果表明以虚拟工况点最优组合作为依据设计稳定性优于传统静态设计。

关键词 太阳能热泵;直膨式;数学模型;柔性设计;COP

中图分类号:TB61⁺1;TQ051.5;TK519 **文献标识码**:A

Flexible Design of Direct Expansion Solar-assisted Heat Pump

Xing Lin Yan Jinzhou Wang Kunhai Guan Xin

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract A flexible design scheme for a direct expansion solar-assisted heat pump system is presented. Based on the flexible theory for the virtual operating point of the basis design, which was stored in the flexible space, all of the operating points within the flexible space could achieve almost the same heat transfer effect. The weights of the environmental factors for the system's coefficient of performance (COP) were obtained in a simulation and verified in an experiment, including the irradiation intensity (52.2 %), temperature (34.7 %), and wind speed (13.1 %). A total of 25 sets of systems were simulated under typical weather conditions. The purpose was to verify the operating points that fell in the flexible space based on the weights for the optimal combination of virtual operating points obtained. The values of the irradiation intensity (I_t), ambient temperature (T_0), and wind velocity (u_w) were 559.97 W/m², 21.6 ℃, and 2.89 m/s respectively. The simulation results showed that the variance in the system's COP was 0.156, which was superior to the traditional static design result.

Keywords solar assisted heat pump water heater (DX-SAHPWH); direct expansion; mathematical model; flexible design; COP

直膨式太阳能热泵系统兼顾了太阳能和热泵的优点,具有较高集热效率和系统供热性能,存在很大的商品化发展潜力,备受关注。1955 年 P. Sporn 等^[1-2]提出了“太阳能热泵”的概念。M. N. A. Hawlader 等^[3]建立直膨式太阳能热泵系统模型,分析了热泵热力性能及影响因素,并通过实验验证了仿真结果。李郁武等^[4-5]搭建直膨式太阳能热泵热水系统实验台,分析运行特性,指出压缩机选型、集热器优化设计是提高系统性能的关键。赵军等^[6]通过理论计算表明采用 R134a 作为工质,热泵系统的性能系数可达到 4.0~6.5,与 R12 相比,R134a 的适用性更强。解苗苗等^[7]总结了内部参数和外部参数对直膨式太阳能热泵系统性能的影响,针对不同的影响因

素给出了多种提高直膨式太阳能热泵系统性能的策略。国内外学者^[8-11]在系统结构、运行控制、经济性能等方面也取得了积极成果。

目前直膨式太阳能热泵系统均为传统静态设计方法。系统实际运行中,外部环境时时变化,实际工况长期偏离设计工况且无规律。针对特定工况的静态设计应用于变工况运行的直膨式太阳能热泵系统时,会出现系统兼顾变工况能力差,缺乏稳定性且无法达到较高的性能指标。

基于直膨式太阳能热泵系统自身变工况的特点和保证高效、提高运行稳定性的优化目的,本文从运行角度提供一种直膨式太阳能热泵柔性设计方案并进行验证。

1 柔性设计系统与工作原理

传统静态设计是指,直膨式太阳能热泵系统设计过程中,通常对于影响系统性能的环境因素选用孤立的单点作为设计工况的一种基于静态参数的设计方法。通过这种方法得到的系统在设计工况处会达到高性能,但是当偏离设计工况运行后,系统性能参数降低过快、不稳定,表明系统兼顾变工况能力差。这反映了静态设计的本质问题,选取单一设计工况时,没有考虑偏离设计工况点处的信息,不能完全兼顾所有工况,造成系统性能恶化^[12]。对于结构参数不同的系统而言偏离设计工况运行后,系统性能参数的变化也不同。基于这一特点,引入柔性理论。在保证满足工艺要求的前提下,直膨式太阳能热泵系统发生偏离设计工况运行后,能够维持原设计工况下系统性能的能力称为系统柔性^[13]。“工艺要求”即用户需求,用户需要的水温,加热时间等。分析系统柔性的目的是,当系统偏离设计工况运行后,可以减缓系统性能参数的降低,提高直膨式太阳能热泵系统自身适应工况变化的能力,可以使系统在面临所有工况时的性能整体达到较优水平。实际运行中,涉及设计的环境参数都是四季更迭的,工况点存在季节性,采集工况以一年为周期,必须要涵盖四季工况。针对直膨式太阳能热泵系统,建立一个虚拟工况点,以此点作为依据设计的系统,在实际运行中存在一个工况点出现概率密集的工况空间,如图1所示,落在此空间中的所有工况点都能符合工艺要求,并且实现基本稳定的换热效果。那么越多的工况点包括在空间内部,说明系统越稳定,柔性越强,虚拟工况点选取最优。不同的环境因素变化对于系统性能造成的变动程度不同,即各项环境因素具有不同权重。这种情况下,对于柔性空间的覆盖范围需要通过环境因素对系统性能的影响权重确定,权重越大的环境因素,相应的柔性空间宽度更宽,反之,相应的柔性空间宽度窄。同时,落在柔性空间内的工况点已经去除了极端天气情况。再从落在柔性空间中的众多工况中,选取虚拟工况点,利用模拟出系统运行结果对其进行验证,得到最佳虚拟工况点。柔性设计的本质是,偏离工况点处的信息在设计过程中得到体现,运用模拟的结果指导设计过程。这是与传统静态设计最大的区别。

2 系统数学模型及实验对比

本文的研究对象是环境因素对于系统整体性能的影响,可不深入考虑内部结构参数的影响,忽略散热损失和蒸发器、冷凝器压降,固定过热度为5℃,简

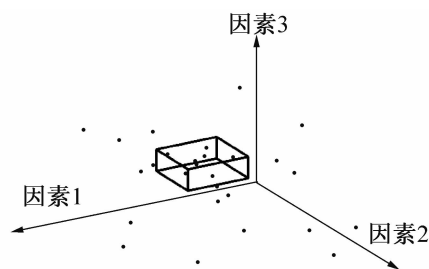


图1 四季工况点和柔性空间

Fig. 1 The working condition for the whole year and flexible space

化蒸发器、冷凝器数学模型,采用集中参数法建立系统各部件数学模型,利用能量平衡结合四大件。

2.1 系统数学模型

1) 集热/蒸发器

集热/蒸发器的有效集热功率 Q_e :

$$Q_e = A_e F [S - K_L (T_e - T_0)] \quad (1)$$

式中: A_e 为集热/蒸发器集热面积, m^2 ; F 为集热/蒸发器效率因子,无因次; K_L 为集热/蒸发器热损失系数, $W/(m^2 \cdot K)$; T_e 为蒸发温度, K ; T_0 为环境温度, K ; S 为集热板吸收的有效太阳辐射能量, W/m^2 。

集热板吸收的有效太阳辐射能量 S :

$$S = \alpha I_1 - \beta q_0 \quad (2)$$

式中: α 为集热/蒸发器的吸收率,取0.9; β 为集热/蒸发器的发射率,取0.1; I_1 为投射到集热/蒸发器表面上的太阳辐照强度, W/m^2 ; q_0 为集热/蒸发器辐射量, W/m^2 。

垂直投射到集热/蒸发器表面的太阳辐射强度 I_1 :

$$I_1 = I_H / \cos \varphi \quad (3)$$

式中: φ 为集热/蒸发器与水平面的夹角, $(^\circ)$; I_H 为水平面上的太阳辐射强度, W/m^2 。

$$I_H = \frac{\pi Q_{Solar}}{2\tau_{Solar}} \cos \frac{\pi}{\tau_{Solar}} (\tau_h - 12) \quad (4)$$

式中: Q_{Solar} 为总太阳辐射量, MJ/m^2 ; τ_{Solar} 为日照时间, h ; τ_h 为时刻(太阳时)。

集热/蒸发器辐射量 q_0 :

$$q_0 = \sigma T_0^4 - q_\infty \quad (5)$$

式中: q_∞ 为天空辐射,取 $9.284 \times 10^6 T_0^6 \sigma$ 。

集热/蒸发器的集热量又可以表示为:

$$Q_e = m_r (h_1 - h_4) \quad (6)$$

式中: h_1 、 h_4 分别为集热集热/蒸发器进出口焓值, J/kg ; m_r 为制冷剂质量流量, kg/s 。

得到集热/蒸发器能量平衡方程:

$$m_r (h_1 - h_4) = A_e F [S - K_L (T_e - T_0)] \quad (7)$$

2) 压缩机
压缩机实际功率 W_c :
$$W_c = \frac{W_i}{\eta_e} \tag{8}$$

式中: η_e 为压缩机电效率, 利用生产厂家所提供的相关技术参数可求; W_i 为压缩机指示功率, kW。
将在压缩机运行的气态工质视为理想气体, 忽略压缩因子。压缩机指示功率 W_i 可表示为^[14] :

$$W_i = \eta_v p_1 V_h \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right) (1 + \delta_0)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \tag{9}$$

式中: V_h 为压缩机的理论容积输气量, 根据电机原理和已知压缩机型号、运行频率可求。

对于空调用制冷压缩机, 其容积效率 η_v 可采用如下经验公式进行计算:

$$\eta_v = 0.94 - 0.085 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/m} - 1 \right] \tag{10}$$

式中: p_1 、 p_2 分别为压缩机吸、排气压力; m 为多变指数, 取 1.12。

吸、排气过程中平均相对压力损失之和 δ_0 :
$$\delta_0 = \frac{\Delta p_1}{p_1} + \frac{\Delta p_2}{p_2} \tag{11}$$

式中: Δp_1 为吸气压力损失, 取 $\Delta p_1 = (0.05 \sim 0.07) p_1$; Δp_2 为排气压力损失, 取 $\Delta p_2 = (0.10 \sim 0.12) p_2$ 。

制冷剂质量流量 m_r :

$$m_r = \frac{V_h}{v_1 \eta_v} \tag{12}$$

式中: v_1 为压缩机进口气体比容, m^3/kg 。

3) 冷凝器

冷凝器为板式换热器, 换热系数较高。储热水箱保温性能良好, 近似忽略其对外界环境的散热, 在整个加热过程中, 热水功率可近似于冷凝功率, 如下式:
$$Q_w = M_w c_w dt_w/d\tau \approx Q_c \tag{13}$$

式中: M_w 为水箱中水的质量, kg; c_w 为水的热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; t_w 为水温, $^\circ\text{C}$; $dt_w/d\tau$ 为水的温升速率, $^\circ\text{C}/\text{s}$; Q_w 为单位时间的制热量, J。

冷凝功率又可以表示为:

$$Q_c = m_r (h_2 - h_3) \tag{14}$$

式中: h_2 、 h_3 分别为冷凝器进出口焓值, J/kg 。

4) 热力膨胀阀

$$h_3 = h_4 \tag{15}$$

式中: h_3 、 h_4 分别为膨胀阀进出口焓值, J/kg 。

依据系统热力循环过程, 选用赛德尔迭代法, 集热/蒸发器能量平衡方程, 冷凝器能量平衡方程可以作为是否结束迭代的判定条件, 得到系统运行参数真

值。以 MATLAB 为平台, 通过输入各部件结构参数、气象参数、时间步长等来模拟热泵系统的运行过程, 预测不同工况下热泵系统的性能。

2.2 模拟与实验结果对比

柔性设计需要建立在模拟结果可以代表实验结果的前提下。
实验设备基本参数见表 1。将实验结果与对应的实验工况下模拟结果进行对比, 表 2 为对比结果。分析表 2 可知, 在相同的外部环境参数和内部结构参数下, 模拟结果与实验结果相近。压缩机总耗功的平均误差为 5.34%, COP 平均误差为 5.12%, 运行加热时间的平均误差为 4.96%。可以认为模拟程序是可靠、可信的。

表 1 设备基本参数 Tab.1 Equipment basic parameters	
设备参数	数值
压缩机理论输气量 $V_h/(\text{cm}^3/\text{r})$	34.38
压缩机频率 f/Hz	50
集热器集热面积 A_c/m^2	3.74
冷凝器换热面积 A_c/m^2	0.252
水箱容积 V_w/L	150

3 柔性空间选定

3.1 影响 COP 的环境因素权重分析

根据热力学第一定律分析法, 直膨式太阳能热泵系统的主要性能评价标准是供热性能参数 COP 及集热板的集热效率, 因主要考虑整个系统, 故只考虑 COP^[15]。根据已有的数学模型分析, 系统 COP 是太阳辐照强度 I_t 、环境温度 T_0 及风速 u_w 的函数。那么在系统各部件结构已固定的情况下, 直膨式太阳能热泵在实际运行中, 只有环境因素会影响其运行。采用控制变量法, 进行模拟, 设备基本参数与表 1 相同。分析出 COP 随各因素的变化趋势关系。

对于辐照强度而言, 当环境温度为 15 $^\circ\text{C}$, 风速为 1.5 m/s, 初始水温为 17 $^\circ\text{C}$ 时, 改变辐照强度, 由 200 W/m^2 开始, 50 W/m^2 为步长, 800 W/m^2 截止, 图 2 所示为模拟结果。

由图 2 可知, 保持环境温度、初始水温、风速不变, 单独分析辐照强度对 COP 的影响时, COP 随辐照强度的增大而增大, 曲线可以近似于一条直线。

对于环境温度而言, 当辐照强度为 450 W/m^2 风速为 1.5 m/s, 初始水温为 17 $^\circ\text{C}$, 环境温度由 3 $^\circ\text{C}$ 以

表 2 模拟结果与实验结果比较
Tab.2 Comparison between simulation results and experimental results

编号		平均太阳辐照	平均气	初始水	有效加热	压缩机总功	COP	运行时
		强度/(W/m ²)	温/℃	温/℃	量/(kW·h)	耗/(kW·h)		间/min
1	实验值	951. 75	19. 98	13. 0	5. 618	1. 09	5. 15	86
	模拟值				5. 740	1. 03	5. 57	82
2	实验值	748. 15	30. 09	23. 2	4. 025	0. 76	5. 54	76
	模拟值				3. 955	0. 72	5. 49	72
3	实验值	295. 30	32. 10	24. 2	3. 745	1. 26	2. 97	118
	模拟值				3. 693	1. 20	3. 08	110
4	实验值	645. 20	31. 20	23. 1	3. 955	0. 84	4. 71	78
	模拟值				3. 903	0. 81	4. 82	74
5	实验值	404. 00	15. 67	16. 8	4. 970	1. 11	4. 47	114
	模拟值				5. 023	1. 03	4. 88	108
6	实验值	819. 20	23. 40	23. 0	3. 885	0. 78	4. 98	72
	模拟值				3. 903	0. 75	5. 20	70
7	实验值	579. 32	25. 63	23. 3	3. 885	0. 89	4. 37	70
	模拟值				3. 868	0. 82	4. 72	68
8	实验值	602. 35	22. 48	23. 8	3. 745	0. 86	4. 35	72
	模拟值				3. 798	0. 83	4. 58	66
9	实验值	665. 19	22. 56	24. 1	3. 745	0. 81	4. 62	68
	模拟值				3. 710	0. 79	4. 70	64
10	实验值	261. 41	18. 62	12. 7	5. 705	2. 03	2. 81	148
	模拟值				5. 688	1. 91	2. 98	142
11	实验值	587. 13	34. 51	22. 3	4. 095	0. 91	4. 50	78
	模拟值				4. 008	0. 83	4. 83	76
平均误差/%						5. 34	5. 12	4. 96

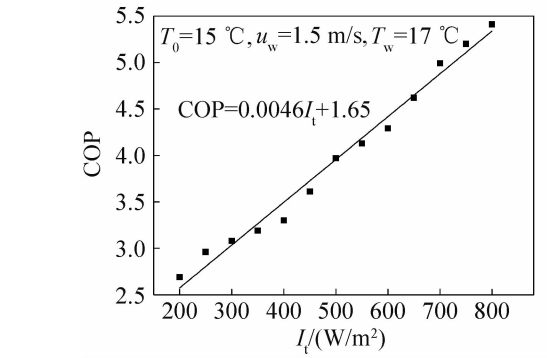


图 2 COP 随 I_t 的变化规律

Fig.2 The changing law of COP with I_t

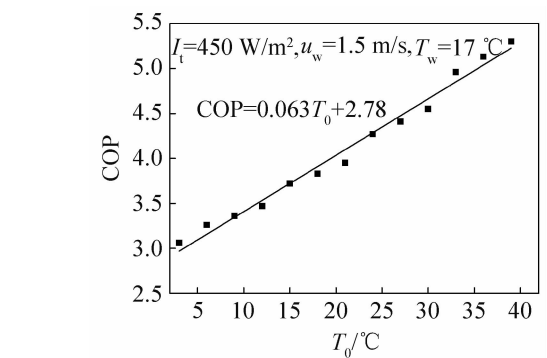


图 3 COP 随 T_0 的变化规律

Fig.3 The changing law of COP with the T_0

3℃为步长递增到39℃,图3所示为模拟结果。
由图3可知,当辐照强度、风速及初始水温保

持不变,单独分析环境温度对COP的影响时,可知COP随环境温度的升高而增大。但在现实生活中,

初始水温是随着环境温度变化而变化的,若考虑初始水温的变化因素,仿真结果不能反映环境温度的影响效果。

对于风速而言,辐照强度为 450 W/m^2 ,环境温度为 $15\text{ }^\circ\text{C}$,初始水温为 $17\text{ }^\circ\text{C}$,风速由 1 m/s 开始以 0.5 m/s 为步长递增到 7 m/s ,图 4 所示为模拟结果。

由图 4 可知,保持环境温度、初始水温、辐照强度不变,单独考虑风速对 COP 的影响时,COP 会随风速的升高而增大,曲线可以近似为一次递增函数。

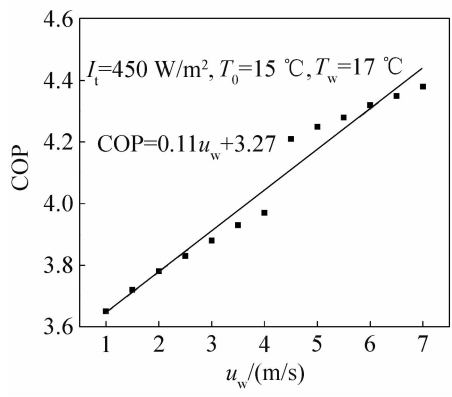


图 4 COP 随 u_w 的变化关系

Fig. 4 The changing law of COP with u_w

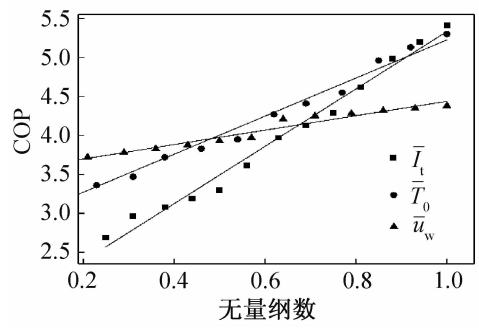


图 5 无量纲化结果

Fig. 5 The results of nondimensionalization

将辐照强度、环境温度、风速的数据进行无量纲化,忽视了各因素之间度量单位不统一且四季变化程度上的差异,目的是能够让各环境因素反映对于 COP 影响的权重。通过图 2 ~ 图 4,可以看出 COP 分别与太阳辐照强度、环境温度及风速的变化关系都近似为一次递增函数,所以无量纲化选用极差化处理方法。将各因素原始值带入下式进行无量纲化。无量纲化后的结果记录如图 5 所示。

$$X' = \frac{X_i - X_{\min}}{X_{\max} - X_{\min}} \quad (16)$$

辐照强度 I_t 、环境温度 T_0 、风速 u_w 3 个环境因素

共同影响 COP,调整得到无量纲的辐照强度、环境温度、风速的单值函数的 k 值,得 $k_{I_t} : k_{T_0} : k_{u_w} = 0.522 : 0.347 : 0.131$,故根据此理论依据可得到在该系统下辐照强度占影响效果的 52.2%,环境温度占 34.7%,风速占 13.1%。辐照强度对于 COP 的影响最大、环境温度次之、风速再次。

3.2 划分柔性空间

选取全年不同地区典型天气作为环境参量,太阳辐照强度、环境温度、风速都是作为单独量分别取值。其中太阳辐照强度的取值范围: $35.3 \sim 899.4\text{ W/m}^2$ 、环境温度的取值范围: $1.0 \sim 35.0\text{ }^\circ\text{C}$ 、风速的取值范围: $1.26 \sim 6.40\text{ m/s}$,变化范围较大,数据基本按照正态分布辐照强度、风速及环境温度,得到平均值分别为 $\bar{I}_t = 430.75\text{ W/m}^2$, $\bar{T}_0 = 18\text{ }^\circ\text{C}$, $\bar{u}_w = 3.31\text{ m/s}$ 。

柔性区间宽度范围以平均值为中心向左右取值,根据上文所述,按照设计要求在固定供热量等条件下,两器面积存在匹配关系,改变结构参数,虽然 k 值存在变化,此变化对于柔性设计工况点的影响规律是一致的,本文中权重关系近似为 3:2:1,故辐照强度的取值范围为 $(\bar{I}_t - 30\% \bar{I}_t, \bar{I}_t + 30\% \bar{I}_t)$,环境温度的取值范围为 $(\bar{T}_0 - 20\% \bar{T}_0, \bar{T}_0 + 20\% \bar{T}_0)$,风速的取值范围为 $(\bar{u}_w - 10\% \bar{u}_w, \bar{u}_w + 10\% \bar{u}_w)$ 。得到柔性空间如图 6。

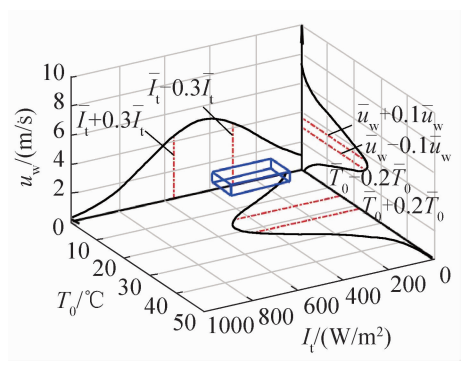


图 6 柔性空间

Fig. 6 The flexible space

4 虚拟工况点验证

落入柔性空间的工况点众多,需要从中确定最佳虚拟工况点。但将所有落入柔性空间的工况点全部进行验证并不现实,所以利用少数实验得到较优的虚拟工况点,根据具体情况,选用 $L_{25}(3^5)$ 正交试验^[16]。分别对 3 个因素的宽度范围进行 5 等分,等分点作为正交试验中的水平数,如表 3 所示。

表 3 正交因素表
Tab.3 The orthogonal factors table

$I_t/(W/m^2)$	$T_0/^\circ C$	$u_w/(m/s)$
1(559.97)	1(21.6)	1(3.64)
2(495.36)	2(19.8)	2(3.48)
3(430.75)	3(18.0)	3(3.31)
4(366.14)	4(16.2)	4(3.15)
5(301.53)	5(14.4)	5(2.98)

根据 $L_{25}(3^5)$ 正交表可以设计出 25 套系统,将每套系统分别在表 4 全年工况中具有代表性的 20 组天气工况下进行运行模拟,需要进行 25×20 模拟实验。

将直膨式太阳能热泵系统的柔性具体化,选取系统 COP 方差作为柔性强弱的量化值。将每套系统在 20 d 典型工况下模拟运行,将 COP 进行分析得到方差,再将 25 套系统方差进行比较,方差最小则为该柔性空间下的最优组合。表 5 表示模拟结果,其中 K_i 为任意列上水平号为 i 时所对应的 COP 方差值之和, k_i 为任意列上水平号为 i 时所对应的 COP 方差值的平均数。

根据正交试验结果,设计工况的最优组合为 $I_t = 559.97 W/m^2$ 、 $T_0 = 21.6\text{ }^\circ C$ 、 $u_w = 2.89 m/s$ 。将经过柔性设计后得到的最优组合与传统静态设计选用的设计工况(即 $I_t = 430.75 W/m^2$ 、 $T_0 = 18\text{ }^\circ C$ 、 $u_w = 3.31 m/s$) ,再分别在 20 d 典型工况下模拟运行,得到 σ_{COP}^2 分别为:0.156、0.702。

表 4 一年四季 20 种典型天气工况
Tab.4 The typical working condition of 20 days

组数	$I_t/(W/m^2)$	$T_0/^\circ C$	$u_w/(m/s)$
1	117.1	6.9	1.8
2	607.3	5.8	2.8
3	352.3	18.3	4.1
4	195.7	19.6	5.3
5	438.0	25.4	1.9
6	784.2	28.2	2.6
7	108.2	25.0	1.4
8	386.0	24.1	2.4
9	679.9	5.0	4.5
10	649.7	9.6	2.8
11	352.3	2.8	2.8
12	233.8	12.7	2.1
13	471.0	18.1	3.8
14	899.4	35.0	3.4
15	405.7	29.0	1.4
16	125.3	26.7	3.5
17	279.1	21.5	1.8
18	72.2	16.0	2.2
19	679.9	5.0	4.4
20	88.2	1.0	2.7

表 5 正交试验表
Tab.5 The orthogonal experiment list

实验编号	$I_t/(W/m^2)$	$T_0/^\circ C$	$u_w/(m/s)$	σ_{COP}^2
1	1	3	3	0.358
2	1	2	2	0.466
3	2	1	3	0.434
4	3	2	1	0.891
5	4	2	3	0.701
6	3	1	5	0.261
7	3	4	3	0.569
8	4	3	4	0.488
9	5	1	4	0.561
10	2	2	4	0.317
11	3	5	4	0.398
12	4	5	1	1.262

续表 5

实验编号	$I_t/(W/m^2)$	$T_0/^\circ C$	$u_w/(m/s)$	σ_{COP}^2
13	5	4	2	1.198
14	5	5	3	0.979
15	2	3	5	0.235
16	5	2	5	0.402
17	1	4	4	0.254
18	1	5	5	0.202
19	1	1	1	0.551
20	4	4	5	0.326
21	5	3	1	1.510
22	2	5	2	0.600
23	3	3	2	0.668
24	4	1	2	0.837
25	2	4	1	0.706
K_1/k_1	1.831/0.366	2.644/0.529	4.029/0.806	—
K_2/k_2	2.292/0.458	2.777/0.555	3.769/0.754	—
K_3/k_3	2.787/0.557	3.259/0.652	3.041/0.608	—
K_4/k_4	3.614/0.723	3.053/0.611	2.018/0.404	—
K_5/k_5	4.089/0.818	3.441/0.688	1.426/0.285	—
极差 R	0.452	0.159	0.521	—
最优组合		$I_t = 559.97 W/m^2$ 、 $T_0 = 21.6\text{ }^\circ C$ 、 $u_w = 2.89 m/s$		

柔性设计是在满足用户的工艺要求和保证供热性能的基础上,保证系统稳定,是在满足高效的基础上追求稳定性的。通过上述比较,表明经过柔性设计后得到的系统稳定性优于传统静态设计,可以得到稳定的热泵系统。

5 结论

- 1) 首次将柔性理论引入直膨式太阳能热泵系统的设计过程,将系统柔性作为系统稳定性的评价指标。
- 2) 建立了太阳能集热/蒸发器、压缩机、热力膨胀阀、冷凝器的数学模型,以 MATLAB 为平台进行热泵系统运行过程的模拟,预测在不同工况条件下系统 COP 的变化。
- 3) 利用模拟,以控制变量为原则改变环境工况,得到影响系统 COP 的环境因素的权重: I_t 占 52.2%, T_0 占 34.7%, u_w 占 13.1%,按照设计要求在固定供热量等条件下,两器面积存在匹配关系,改变结构参

数,虽然 k 值存在变化,但此变化对于柔性设计工况点的影响规律是一致的。

4) 运用正交试验,设计 25 套系统分别在全年具有代表性 20 组工况下模拟,得到虚拟工况点最优组合,即 $I_t = 559.97 W/m^2$ 、 $T_0 = 21.6\text{ }^\circ C$ 、 $u_w = 2.89 m/s$,模拟结果稳定性优于传统静态设计方法。

参考文献

[1] SPORN P,AMBROSE E R. The heat pump and solar energy[J]. Proceedings of the World Symposium on Appiled Solar Energy,1956,168(2):42.

[2] JORDAN R C,THRELKELD J L. Design and economics of solar energy heat pump systems[J]. ASME Journal Section, Heating,Piping,and Air Conditioning,1954(26):122-130.

[3] HAWLADER M N A,CHOU S K,ULLAH M Z. The performance of a solar assisted heat pump water heating system [J]. Applied Thermal Engineering,2001,21(10):1049-1065.

[4] LI Y W,WANG R Z,WU J H,et al. Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion so-

- lar-assisted heat pump water heater[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 32(8):1361-1374.
- [5] 李郁武,王如竹,王泰华,等. 直膨式太阳能热泵热水器热力性能分析及优化设计[J]. *太阳能学报*, 2007, 28(5):464-471. (LI Yuwu, WANG Ruzhu, WANG Taihua, et al. Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar assisted heat pump water heater[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2007, 28(5):464-471.)
- [6] 赵军,刘立平,李丽新,等. R134a 应用于直接膨胀式太阳能热泵系统[J]. *天津大学学报*, 2000, 33(3):302-305. (ZHAO Jun, LIU Liping, LI Lixin, et al. Investigation into the use of R134a in a direct expansion solar assisted heat pump[J]. *Journal of Tianjin University*, 2000, 33(3):302-305.)
- [7] 解苗苗,党相兵,关欣. 直膨式太阳能热泵系统性能分析及优化[J]. *能源研究与信息*, 2014, 30(2):73-78. (XIE Miaomiao, DANG Xiangbing, GUAN Xin. Performance analysis and optimization of the direct-expansion solar-assisted heat pump system[J]. *Energy Research and Information*, 2014, 30(2):73-78.)
- [8] CHATURVEDI K, CHIANG Y F, ROBERTS A S J. Analysis of two-phase flow solar collectors with application to heat pumps[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 1982, 104(4):354-365.
- [9] 陈剑波,孙坤,聂琳杰,等. 基于太阳能光伏光热组件的双热源热泵机组的实验研究[J]. *制冷学报*, 2015, 36(5):49-54. (CHEN Jianbo, SUN Kun, NIE Linjie, et al. Experimental research of dual-source heat pump unit based on solar photovoltaic and photothermal component[J]. *Journal of Refrigeration*, 2015, 36(5):49-54.)
- [10] 张东,王春龙,周晓东,等. 寒冷地区直膨式太阳能热泵热水器性能分析[J]. *太阳能学报*, 2013, 34(12):2121-2127. (ZHANG Dong, WANG Chunlong, ZHOU Xiaodong, et al. Performance analysis of a direct expansion solar assisted heat pump water heater in cold area[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2013, 34(12):2121-2127.)
- [11] 孙振华,王如竹,李郁武. 基于仿真与实验的直膨式太阳能热泵热水器变频策略[J]. *太阳能学报*, 2008, 29(10):1235-1241. (SUN Zhenhua, WANG Ruzhu, LI Yuwu. Variable frequency operation control strategy for DX-SAHPWH based on simulation and experiments[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2008, 29(10):1235-1241.)
- [12] 崔国民,卢洪波,李美玲. 兼顾变工况性能的换热器柔性设计研究[C]//中国工程热物理学会 2004 年传热传质学术会议论文集. 吉林:中国工程热物理学会, 2004:1297-1300. (CUI Guomin, LU Hongbo, LI Meiling. The flexible design considering the performance of heat exchanger under the changing working conditions[C]//Proceedings of Chinese Society of Engineering Thermophysics Heat Transfer and Mass Transfer Academic Conference. Jilin: Chinese Society of Engineering Thermophysics, 2004:1297-1300.)
- [13] 崔国民,卢洪波,李美玲. 换热器的柔性特性及柔性空间分析[C]//中国工程热物理学会传热传质学术会议论文集. 吉林:中国工程热物理学会, 2004:1301-1305. (CUI Guomin, LU Hongbo, LI Meiling. The flexible characteristic of the heat exchanger and the flexible space analysis[C]//Proceedings of Chinese Society of Engineering Thermophysics Heat Transfer and Mass Transfer Academic Conference. Jilin: Chinese Society of Engineering Thermophysics, 2004:1301-1305.)
- [14] 刘昊俊,吕吉锋,夏国青,等. 直膨式太阳能热泵系统集热器模块化综合控制策略[J]. *建筑节能*, 2016, 44(4):41-44, 52. (LIU Haojun, LYU Jifeng, XIA Guoqing, et al. Comprehensive control strategy for DX-SAHP based on modularization of heat collector[J]. *Building Energy Efficiency*, 2016, 44(4):41-44, 52.)
- [15] 杨婷婷,方贤德. 直膨式太阳能热泵热水器及其热经济性分析[J]. *可再生能源*, 2008, 26(4):78-81. (YANG Tingting, FANG Xiande. Direct-expansion solar-assisted heat pump water heater and the thermal economical analysis[J]. *Renewable Energy Resources*, 2008, 26(4):78-81.)
- [16] 刘瑞江,张业旺,闻崇炜,等. 正交试验设计和分析方法研究[J]. *实验技术与管理*, 2010, 27(9):52-55. (LIU Ruijiang, ZHANG Yewang, WEN Chongwei, et al. Study on the design and analysis methods of orthogonal experiment[J]. *Experimental Technology and Management*, 2010, 27(9):52-55.)

通信作者简介

关欣,女,副教授,上海理工大学能源与动力工程学院,15900722038, E-mail: 15900722038@163.com. 研究方向:换热器及强化传热。

About the corresponding author

Guan Xin, female, associate professor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, + 86 15900722038, E-mail: 15900722038@163.com. Research fields: heat exchange and heat transfer enhancement.