

国内图书分类号:	TS254.4	密 级:	
国际图书分类号:	664.8/9	保密期间:	

全日制硕士学位论文

太阳能-热泵联合干燥装置研制及罗非鱼 干燥实验研究

硕 士 研 究 生: 郭胜兰
 指 导 教 师: 关志强 教授
 学 位 类 别: 工学
 学 科: 水产品加工及贮藏工程
 研 究 方 向: 水产品深加工
 培 养 单 位: 食品科技学院
 授予学位单位: 广东海洋大学
 论文提交日期: 2010年4月20日



Classified Index:	TS254.4	Security Classification:	
U.D.C.:	664.8/9	Security Period:	

Dissertation for the Master's Degree

**DESIGN OF SOLAR ENERGY-HEAT PUMP
COMBINED DRYING DEVICES AND
EXPERIMENTAL STUDIES ON DRYING
TILAPIA**

Candidate:	Guo Shenglan
Supervisor:	Prof. Guan Zhiqiang
Speciality:	Aquatic Process And Storage Engineer
Research field:	Aquatic Further Process.
University:	Guangdong Ocean University
Submission date:	April 2010

广东海洋大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的论文是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的成果。除了文中特别加以标注引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

作者签名：郭胜兰

2010年6月16日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权广东海洋大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于 1、保密口，在_____年解密后适用本授权书。

2、不保密口。

(请在以上相应方框内打“√”)

作者签名：郭胜兰 2010年6月16日

导师签名：关志强 2010年6月16日

太阳能-热泵联合干燥装置研制及罗非鱼干燥实验研究

摘 要

为了合理利用新能源,有效降低食品干燥过程中的能耗,本课题在分析了太阳能干燥、热泵干燥和热风干燥的各自优势和不足之后,设计并搭建了可以与多种食品材料干燥性能相匹配的太阳能-热泵联合干燥装置,并从装置的性能指标出发,对其干燥方式的独立和联合运行的模式进行了相应的性能测试。为了考察装置的干燥特性,以广东省湛江市所产的罗非鱼为原料,进行了干燥材料与装置的匹配实验,研究了过程参数的调节和变化对物料干燥特性的影响,最后对太阳能集热装置的经济性进行了分析。并完成了以下工作:

1. 完成了太阳能-热泵联合干燥装置的设计研究。以定量干燥为条件,依据当地的地理位置和太阳能辐射情况,对太阳能集热和空气源热泵的联合装置的耦合性能进行了理论分析和设计,确定了系统的运行流程,根据太阳能集热器的负荷的计算确定了集热器的面积和辅助设备的选型。在定工况条件下对热泵干燥装置负荷进行计算,确定了系统设备的配置和相应的选型,分析了装置可实现的功能。此装置是多功能变工况的可联合或独立的太阳能-热泵干燥装置,装置能根据天气情况的变化调节以实现太阳能独立干燥,热泵独立干燥,太阳能-热泵联合干燥以及相应的开式、半开式和封闭式的循环方式,干燥过程中能根据干燥物料的特点和要求变换不同的运行模式和工况。

2. 搭建了太阳能-热泵联合干燥装置,并对搭建好的太阳能热泵联合干燥装置进行了性能测试和分析,测试结果显示:热泵干燥系统的除湿能耗比随着冷凝温度的升高而下降,随着蒸发温度的升高而增加;热泵的制热系数为 3.1,在热泵蒸发器入口风温分别为 40℃、45℃、50℃时,太阳能-热泵联合干燥系统的制热系数分别为 5.0、6.7、8.0,明显高于热泵单独运行时的制热系数;太阳能热泵联合干燥装置具备良好的调温和控温能力,能满足多种工况变化的要求。

3. 以罗非鱼为实验原料对水产品太阳能-热泵联合干燥装置中的干燥过程和特性进行了初步试验研究,进行了罗非鱼片在热泵干燥单独运行和太阳能干燥单独运行的干燥实验,对其干燥曲线和干燥速率进行对比分析,实验样品的干燥时间和能耗与干燥条件密切相关,且干燥温越高,干燥速率越快,原料厚度越小,其相同干燥时间内能获得含水率更低的干品。这为太阳能热泵联合干燥装置的研发和生产工艺提供了理论依据。

4. 在实验基础上对太阳能集热系统进行了技术经济评价,得出太阳能装置投资回收期 2-3 年,经济上是可行的。

关键字: 太阳能, 热泵, 联合干燥, 制热系数, 除湿能效比, 干燥实验

Design of Solar Energy-Heat Pump Combined Drying Device and Experimental Studies on Drying Tilapia

Abstract

In order to use new energy sources rationally, reduce the energy consumption in the process of drying food, after analyzing the advantage and disadvantage of solar drying, heat pump drying and hot air drying, this study designed and built a solar energy-heat pump combined drying device which could match with the drying performance of kinds of food, tested the relative parameter of independent and combined drying basing on the performance indexes of device, and obtained relevant results. To investigate drying characteristics of device, the matching experiment with drying materials (tilapia) which produced at Zhanjiang city Guangdong province was carried out. This paper also studied the effect of the changes in process parameters on drying characteristic, and made an economic assessment on the solar collector system finally. The following work was finished:

1. On the condition of quantitative drying, according to the geographical position and solar radiation of Zhanjiang, this paper designed a solar energy-heat pump combined drying device, analyzed the coupling of it, determined running process of the system, calculated the thermal load of the solar collector, the area of absorber plate, and the size of other assistant equipment. Under the immovable operating condition, this paper calculated the thermal load of heat pump drier, determined configuration of device and relevant size, and analyzed the functions of the device. This device is a solar energy- heat pump combined drier with multi-function, which could operate independently or jointly at variable condition. According to the change of weather, operator could choice solar drying, heat pump drying, or the combined drying with drying medium cycled by open, Semi-open, or closed type, and operator also could change the operation mode to adjust the different conditions for the characteristics of drying materials during the process.

2. After building a solar energy-heat pump combined drying device, we tested and analyzed the performance of it, results showed that: The SEMR of heat pump decreases with the increase of condensing temperature, and increases with the increase of evaporating temperature. The heating efficiency of heat pump system is 2.5, while that of the combined drying system is 5.0, 6.7, 8.0 respectively when air temperature at inlet of heat pump evaporator was 40°C, 45°C, 50°C, which is higher than heat pump drying system obviously. The device could regulate and control temperature well, and satisfy the requirement of operating conditions.

3. The paper made the drying experiment of Tilapia while heat pump and solar drying system operated alone, compared and analyzed drying curves and drying rate curves of them. The

drying time and power consumption is closely related with the drying conditions, and the higher the drying temperature is, the faster the drying rate is. The lighter the material is, the lower water content can be obtained at the same drying time. All of those provide a theoretical basis for production process and the research of solar energy-heat pump combined drying device.

4. A technological and economic assessment on the solar collector system was also made and presented in this study. Result of the analysis showed that the repayment period of the device was 2.3 years, and thus solar collector is economically feasible matter

Key words: solar energy; heat pump; combined drying; heating efficiency; drying experiment

目录

1 绪论	1
1.1 课题背景	1
1.2 太阳能干燥简介	2
1.2.1 我国太阳能资源分布	2
1.2.2 太阳能干燥的特点	3
1.3 热泵干燥简介	3
1.3.1 热泵干燥原理	3
1.3.2 热泵干燥的特点	5
1.4 太阳能-热泵联合干燥国内外研究概况	7
1.4.2 国外研究概况	7
1.4.2 国内研究概况	8
1.5 本论文研究的主要内容	9
2 太阳能热泵联合干燥系统的设计	10
2.1 设计要求	10
2.2 太阳能热泵干燥装置的结构及运行模式	10
2.2.1 装置的结构组成	10
2.2.2 装置的运行模式	10
2.3 太阳能系统的设计	11
2.3.1 干燥过程中需要除去的水分	11
2.3.2 干燥过程中消耗的热量	12
2.3.3 太阳能单独运行需要的空气量	12
2.3.4 换热器的热计算	13
2.3.5 水箱的设计计算	13
2.3.6 集热器的面积	13
2.4 太阳能集热系统部件选型	14
2.4.1 太阳能集热板的选型	14
2.4.2 蓄热装置的配置和选型	15
2.4.3 水泵	15
2.4.4 空气-水换热器的配置和选型	15
2.5 热泵干燥系统的设计	16
2.5.1 蒸发器的除湿负荷	17
2.5.2 需要的空气量	18
2.5.3 蒸发器从空气中吸收的热量	18
2.5.4 蒸发器面积的确定	18
2.5.5 压缩机的功率	18
2.5.6 冷凝器面积的计算	19
2.5.7 壳管式冷凝器面积的计算	19
2.6 热泵系统各部件的配置	19
2.6.1 压缩机	19
2.6.2 蒸发器的选型	19
2.6.3 冷凝器的选型	20
2.6.4 储液器的选型	20

2.6.5 干燥过滤器	20
2.6.6 电磁阀的选型	20
2.6.7 膨胀阀的选型	20
2.7 太阳能热泵干燥系统热效率分析	20
2.7.1 热泵系统制热系数分析	20
2.7.2 太阳能热泵联合干燥制热系数分析	23
2.8 辅助加热设备	24
3 实验装置的搭建	25
3.1 装置的简介	25
3.1.1 太阳能集热系统	25
3.1.2 换热系统	25
3.1.3 热泵机组	26
3.2 测试系统	27
3.3 装置的特点	28
4 太阳能热泵联合干燥机组运行性能测试及分析	29
4.1 引言	29
4.2 太阳能系统性能测试	29
4.2.1 集热器集热能力测试	29
4.2.2 换热器性能测试	30
4.3 热泵系统性能测试	31
4.3.1 变工况下压缩比变化	31
4.3.2 热泵干燥系统的制热系数测试	33
4.3.3 热泵干燥系统的除湿能耗比 SMER	34
4.4 太阳能-热泵联合干燥系统的制热系数分析	36
4.5 结论	37
5 太阳能热泵联合干燥罗非鱼的实验研究	38
5.1 前言	38
5.2 太阳能干燥罗非鱼的实验研究	38
5.2.1 材料与设备	38
5.2.2 实验方法	38
5.2.3 测试指标	38
5.2.4 实验结果与分析	39
5.3 热泵干燥罗非鱼的实验研究	41
5.3.1 实验方法	41
5.3.2 实验结果分析	41
5.4 太阳能热泵联合干燥的可行性分析	44
5.4.1 干燥速率分析	44
5.4.2 复水率比较	46
5.4.3 能耗分析	46
5.5 本章小结	46
6 太阳能干燥系统的经济性分析	48
6.1 太阳能系统经济性评价方法	48
6.2 太阳能系统的初投资	48
6.3 太阳能集热系统成本回收年限	49
7 结论	50

参考文献.....	51
致谢.....	54
作者简介.....	55
导师简介.....	56

1 绪论

1.1 课题背景

干燥作业涉及国民经济的广泛领域,它不仅是大批工农业产品不可或缺的基本生产环节,也是我国的耗能大户,所用能源占国民经济总能耗的 12% 左右^[1]。随着我国经济的快速发展和人民生活水平的不断提高,对能源的需求日益增大,年增长率约为 5%。我国自然资源总量排世界第七,能源资源总量居世界第三位,但由于人口众多,人均占有量仅为世界平均水平的 50%。能源需求的持续增长对能源供给形成了很大压力,而且这种供求矛盾将长期存在,会带来巨大的环境压力。同时我国能源利用效率低,浪费惊人,能源利用率比国际水平低 10%,而干燥行业用能效率又低于全国平均水平。面对如此严峻的能源现状和利用情况,我国干燥行业必须走节约能源和开发应用可再生能源的道路^[2~4]。

传统的干燥方法,如风干和太阳直接晒干等,虽然不需要消耗能源,但是干燥周期长,消耗的劳动力大,易受蚊虫和微生物污染,产品的质量不佳^[5];热风干燥的产品皱缩度较大、色泽褐变严重、复水性差、营养成分破坏严重,而且能耗相对较高^[6]。太阳能与自然晒干相比主要优势是能大幅度的缩短干燥的时间和提高干燥产品的质量,与热风干燥相比又节省了能耗。但是由于太阳能干燥存在一些缺点,如:能源密度低、不连续、不稳定;单独使用时,干燥温度低,波动大,干燥周期长等^[7]。近年来,人们对品质质量要求的越来越高,这些传统的干燥方法都逐步或者已经被淘汰。

随着科学的发展,一些新的干燥技术已经发展成熟,并得到广泛应用。过热蒸汽干燥是过热蒸汽直接与干燥物料表面接触而除去水分的方式,这种干燥方式传热效率高,节能效果明显,但是由于其温度太高,在与食品直接接触时,容易破坏食品的品质^[8~9]。红外干燥是从物质内部加热,加热均匀,提供的能流密度大,但是使用不当会造成能源浪费且干燥品质差的后果^[10]。和红外干燥一样,微波干燥也是从物体内部加热,且电磁能直接与物料耦合,不需要加热周围的空气和干燥箱体,也不向外泄漏能量。但是微波干燥加热迅速,容易出现过度加热,局部温度超过 100℃,从而导致食品、药品等热敏性物料的品质下降,营养风味损失,因此近年来微波干燥在实践中并没有得到很好的推广^[11]。

真空冷冻干燥技术因为有其不可替代的优点,被广泛应用于药品、生物制品、高附加值食品等的干燥。这种干燥方法能保留物料中的热敏成分,营养成分和风味损失少,可以最大限度的保留食品原有成分、味道、色泽和芳香。但是传热速度慢,干燥时间较长,运行费用高,初投资大,让普通食品生产企业望而却步^[14~15]。

由于各种干燥方法的优缺点,目前很多学者已经致力于联合干燥的研究。基于以上

背景，找到既能改善干制产品品质又节能的干燥方法具有重要意义。

1.2 太阳能干燥简介

太阳能干燥是以太阳能代替常规能源来加热干燥介质的一种干燥方式，通过干燥介质与湿物料接触并把热量传递给湿物料，使其水分汽化并被带走，从而实现物料的干燥。我国太阳能干燥总采光面积已达 1.5 万平方米左右，主要用来干燥谷物、水果、肉制品、木材、中草药、皮革、化肥、染料等，均取得了较好的社会及经济效益。

1.2.1 我国太阳能资源分布

我国太阳能资源丰富，约有 2/3 的国土年辐射时间超过 2200h，年辐射总量超过 5000MJ/m²。按接受太阳能辐射量的大小，全国大致上可分为五类地区^[18]：

一类地区 全年日照时数为 3200~3300h，射量在 $670\sim 837\times 10^4\text{kJ}/\text{cm}^2\cdot\text{a}$ 。相当于 225~285kg 标准煤燃烧所发出的热量。

二类地区 全年日照时数为 3000~3200 小时，辐射量在 $586\sim 670\times 10^4\text{kJ}/\text{cm}^2\cdot\text{a}$ ，相当于 200~225kg 标准煤燃烧所发出的热量。

三类地区 全年日照时数为 2200~3000 小时，辐射量在 $502\sim 586\times 10^4\text{kJ}/\text{cm}^2\cdot\text{a}$ ，相当于 170~200kg 标准煤燃烧所发出的热量。

四类地区 全年日照时数为 1400~2200 小时，辐射量在 $419\sim 502\times 10^4\text{kJ}/\text{cm}^2\cdot\text{a}$ ，相当于 140~170kg 标准煤燃烧所发出的热量。

五类地区 全年日照时数约 1000~1400 小时，辐射量在 $335\sim 419\times 10^4\text{kJ}/\text{cm}^2\cdot\text{a}$ ，相当于 115~140kg 标准煤燃烧所发出的热量。

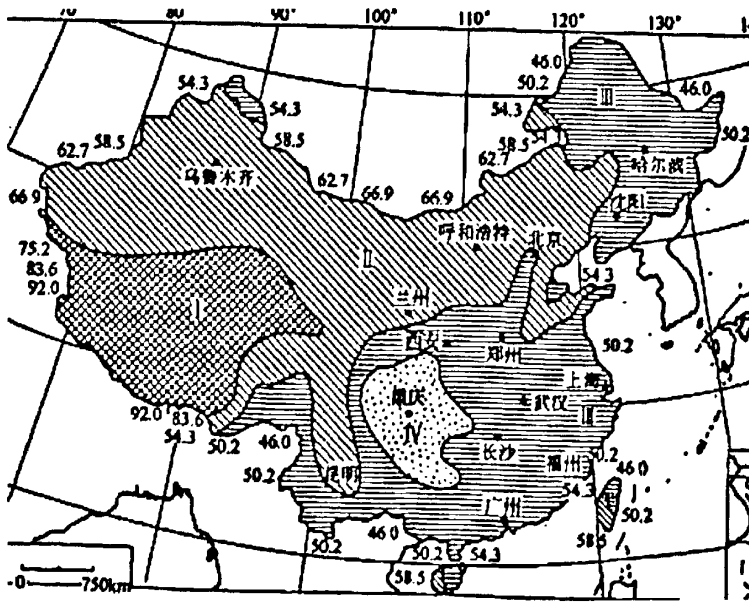


图 1-1 我国太阳能资源分布图

Figure 1-1 the distributions of the solar energy in china

一、二、三类地区,年日照时数大于 2000h,辐射总量高于 $586\text{kJ}/\text{cm}^2\cdot\text{a}$,是我国太阳能资源丰富或较丰富的地区,面积较大,约占全国总面积的 $2/3$ 以上,具有利用太阳能的良好条件。四、五类地区虽然太阳能资源条件较差,但仍有一定的利用价值。

1.2.2 太阳能干燥的特点

太阳能干燥是利用太阳能辐射进行干燥的一种方式,与直接的太阳晒干的本质区别是其利用太阳能干燥装置,且都有专门的干燥房,避免了灰尘、昆虫等的污染。另外提高了干燥温度,能大幅度的缩短干燥时间,提高产品品质^[12~13]。

太阳能干燥与常规能源干燥方式相比既有优势也有不足。优势体现在^[16~17]:

(1) 节煤省电。据估算,干燥一吨农副产品,要消耗 1 吨以上的原煤,若是烟叶则需耗煤 2.5 吨。太阳能与常规能源联合供热的干燥器,一般可节能 20%~30% 以上。

(2) 运行费用低。就初投资而言,太阳能与常规能源干燥二者相差不大,但是在系统运行时,采用常规能源的干燥设备燃料的费用是很高的。

(3) 减少环境污染。采用太阳能干燥时,不需要燃烧燃料,因此不存在废气和烟尘的排放,在节约能源的同时,也减少了环境污染。

由于太阳能具有分散性、随机性和间歇性等特点,太阳能干燥也存在着不足。由于太阳能辐射受纬度、季节、气候及时间的影响大,冬季及阴雨季节太阳能辐射强度很弱,在一天中的不同时间,太阳能辐射强度不断变化,因此造成干燥介质的不稳定,为干燥工艺的控制带来了不少困难。另外太阳能能量密度低,太阳能收集设备面积大。完全依靠太阳能,干燥介质的温升高,仅能使空气的温度上升到 40°C ~ 70°C ^[16]。目前,为了解决这一问题可采取太阳能干燥与其他干燥相结合的方式,添加辅助能源或采取贮热措施。

1.3 热泵干燥简介

1.3.1 热泵干燥原理

热泵从低温热源吸取热量,使低品位热能转化为高品位热能,可以从自然环境或余热资源吸热从而获得比输入能更多的输出热能。如图 1-2 所示,热泵干燥装置由两部分组成,热泵子系统与干燥子系统。热泵子系统中,热泵工质沿 1-2-3-4-1 循环;干燥子系统中,干燥介质沿 5-6-7-5 循环。热泵子系统和干燥子系统通过干燥介质有机的耦合为一个总体。

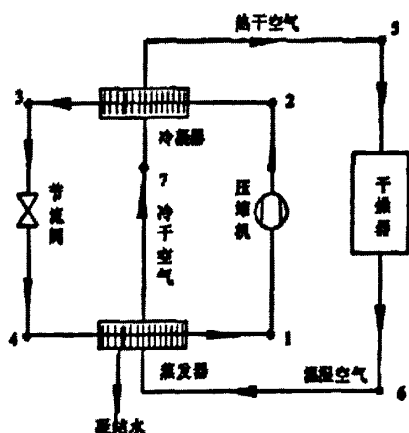


图 1-2 热泵干燥装置的工作原理图

Figure 1-2 the functional diagram of heat pump dryer

热泵子系统的主要部件压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器组成回路，热泵工质在其中循环流动。按理论循环工作时，工质在热泵中的状态变化如图 1-3 所示。1-2 为等熵压缩过程，2-3 为等压冷凝放热过程，3-4 为节流过程，4-1 为等压蒸发吸热过程。低压低温的饱和气进入压缩机，在压缩机中被压缩为高温高压的过热气进入冷凝器，在冷凝器中工质放热给冷干空气而自身温度降低变为高压中温饱和液并进入节流阀，经节流阀后变为低温低压的饱和气与饱和液的混合物，并进入蒸发器，在蒸发器中，工质吸收温湿空气的热量而自身变为低温低压的饱和气，再进入压缩机开始下一个循环，从而实现了热泵的连续工作。

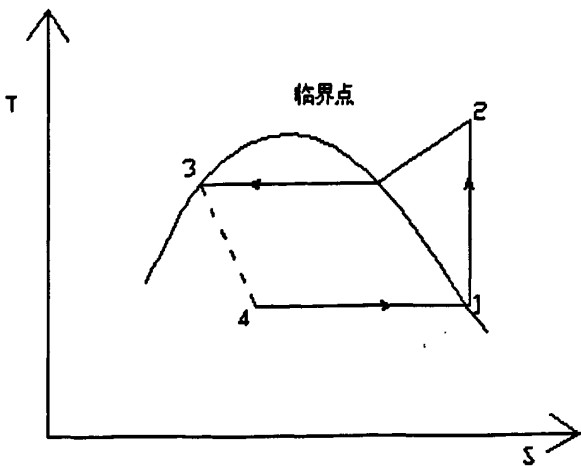


图 1-3 工质在热泵中的状态变化

Figure1-3 the state change of refrigerant in heat pump

干燥子系统由干燥器、蒸发器、冷凝器组成封闭回路，干燥介质在其中循环流动。理论循环时，空气的状态变化如图 1-4 所示。5-6 为热干空气在干燥器中的等焓吸收物料水分过程；6-7 为温湿空气在流经蒸发器时的水分凝结除湿过程，其中 6-6' 是先变为饱和湿空气，6'-7 是饱和湿空气状态下的再降温除湿；7-5 为冷却除湿后的冷干空气在流经冷凝器时的等湿加热过程。在干燥子系统中，热干空气进入干燥箱加热物料并吸收物料中的汽化水分，空气自身等焓降温加湿，出干燥器时变为湿湿空气。出干燥器的湿湿空气进入蒸发器，在蒸发器中，首先被等湿冷却至饱和湿空气 6' 状态，再沿饱和湿空气线进一步被降温除湿，空气中的水蒸汽被不断凝结为液态水析出并除去，直到变为 7 点温度较低、含水量极少的冷干空气状态，进入冷凝器；在冷凝器中，冷干空气被加热为满足干燥要求的热干空气，再进入干燥器开始下一循环。如此空气在干燥器中不断把湿物料中的水分汽化带走，在蒸发器中不断把水蒸气凝结派出，从而实现对湿物料的连续干燥。

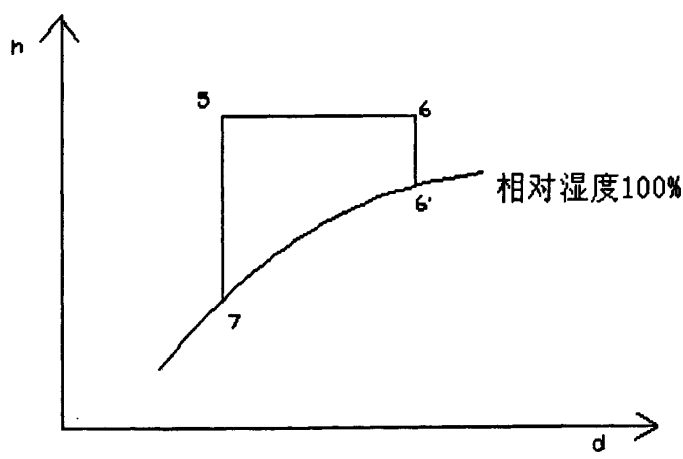


图 1-4 空气在热泵干燥装置中的状态变化

Figure 1-4 the state change of air in heat pump

因此应用热泵技术，可以从干燥室排出的高温高湿空气中回收部分显热和潜热来加热新的干燥用空气，或者将湿空气除湿后供干燥系统循环使用，避免了由于湿热空气排放所造成的热量损失，较常规干燥器节能 40%—70%，也减小了环境污染，特别适用于食品、药品等物料的干燥。

1.3.2 热泵干燥的特点

从热泵干燥的原理中，我们可以看出，热泵的蒸发器可以吸收干燥箱出口空气中的显热和潜热，将原本要排入环境中的热量进行回收，另外，热泵蒸发器可以采用并联的形式，吸收外界的热量，因此，这是一种相对节能的干燥方式。在热泵干燥过程中，空气中的湿度相对较低，内部水蒸气与表面水蒸气压差大，水分传递相对快，不

容易引起由于表面干燥过快导致的表面硬化等,干燥产品的品质好。对于含有挥发性成分的物料,挥发性成分和水蒸气一起在被蒸发器冷却后凝结成液体,收集这些液体就可以回收挥发性成分^[3]。除此之外,与电热热风干燥相比具有以下优点^[4-15]:

(1) 干燥条件可调节范围宽:热泵干燥的温度调节范围在-20~100℃(加辅助加热装置),相对湿度调节范围在15%~80%,较宽的调节范围使热泵能适合于多种物料的干燥加工。

(2) 干燥参数易于控制:热泵干燥过程中,循环空气的温度、湿度及循环流量可精确和有效地控制,因此热泵干燥适合于热敏性物料的干燥,干燥成品的质量比一般对流干燥高。同时,由于热泵干燥装置使用的是电能,便于控制,无污染。

(3) 热泵干燥温度低、工作环境卫生:热泵干燥技术生产工艺可比传统干燥工艺降低温度38~52℃,热泵干燥工艺的加热温度范围约为0~100℃,特别适用于热敏性物料的干燥,用于超细粉末干燥时,可避免由于高温造成的物料板结。同时,热泵在封闭的状态下工作,干燥过程中除了冷凝水,没有任何废气、废液排放,有利于环境保护同时也不易受环境因素的影响;

(4) 易于采用惰性干燥介质:当物料中含有对空其中的氧气敏感的成分(如物料中含有易氧化成分,或物料具有可燃性或可爆炸性等)或需改进干燥过程的传热传至速率时,可采用惰性介质代替空气作为干燥介质,实现无氧干燥。由于热泵干燥装置的干燥介质可在干燥子系统中封闭循环,干燥介质采用惰性介质极为方便。

(5) 生产效率高,运行费用低:热泵干燥机与其它低温干燥设备(如真空干燥)相比,具有设备投资费用少、功率消耗低的优点;

(6) 结构形式多样:热泵干燥装置可根据无物料的特性设计成各种各样的结构形式,也可与各种导热性能良好的干燥器组合形成热泵式导热干燥装置,还可与真空、微波、红外等干燥技术相结合形成各种组合式干燥装置。

(7) 易于实现干燥装置的多功能化:热泵干燥装置中的热泵同时具有制冷与制热功能,可方便地开发以干燥为主的多功能装置,使干燥任务较少时设备也可得多充分利用。既可以利用其制冷功能进行物料的低温加工,又可以利用制热功能为一些场所供热。这一特点使热泵干燥装置在城郊区域及农副产品加工中具有突出的优势。

(8) 市场广阔:热泵干燥装置适用的物料广泛,如木材、谷物、种子、水产品、菌类、饲料、生物活性物质、饮用品、水果类等。

同时,热泵干燥也存在一定的局限性。在热泵干燥的中后期,由于物料中的水分含量低,且大多数为难以去除的结合水,因此流出干燥箱的空气水含量低,蒸发器吸收的热量主要来自于空气的显热,因此,基本起不到除湿的作用。另外,对于只有单一热源(回收排气废热)的封闭式热泵干燥器来说,全部的热量实际上来自于压缩机的做功,因此在热泵独自提供热量时,有时候不能满足干燥的热量要求^[13]。

1.3.2 热泵干燥在水产品干燥中的应用

水产品多为热敏性物质,干燥温度过高会破坏产品的品质,对干燥介质温度的要求很严格,由于真空冷冻干燥一次性投资大,且运行费用高,对于一些普通的水产干制品来说,并不实用。热泵干燥方式可以采用低温干燥,运行费用低,干燥品质与真空冷冻干燥品质接近,因此近年来,很多学者都致力于热泵干燥的研究。

1994年挪威的Strommen和Krammer等研究了鱼的热泵干燥,结果表明热泵干燥能很好的保持鱼体的多孔性、韧性、质地和色泽,且复水性能好。Zhang guochen等人利用热泵干燥北极虾,结果表明在 -2°C - 20°C 之间,干燥温度对干燥虾的色泽影响不显著,所有热泵干燥虾均具有高的复水能力和持水力,与热风干燥相比,热泵干燥可以获得高品质的干燥产品。Zhang等人还进行了热泵干燥鱼块的研究,并得出了干燥的扩散模型。结果表明鱼片的厚度对干燥速度影响显著,鱼片越薄,干燥速度越快^{[11][12]}。

我国学者也进行了很多热泵干燥水产品的工艺研究,吴耀森等人研究了低盐鱿鱼干的热泵干燥工艺,对比了低盐腌制由于和高盐腌制对热泵干燥鱿鱼干的干燥速率和品质的影响^[16]。石启龙等研究了热泵恒温、升温,降温干燥对竹荚鱼干燥特性及色泽的影响,结果表明变温干燥能缩短干燥时间,并找出了较佳的变温干燥条件^[13]。母刚等将海参的传统干燥与热泵干燥进行了比较,结果显示,热泵干燥工艺操作相对简单,且自动化程度高,传统干燥严重影响海参的口感,热泵干燥能完好的保存其色泽、外形和营养成分,具有良好的感官品质^[11]。另外,宋杨等人采用热泵与微波真空联合干燥海参,大大缩短了干燥时间,且海参色泽黑亮,无焦糊现象,外形完好^[15]。

1.4 太阳能-热泵联合干燥国内外研究概况

热泵干燥装置的低温热源可以来自干燥箱体外部,当这种低温热源的热量全部或部分来自于太阳能时,就形成了太阳能热泵联合干燥。在单热源封闭式热泵干燥装置中,蒸发器都是吸收来自干燥箱体的热量,排出水分,这样热泵只能回收来自干燥室内湿空气的热量,干燥室的升温全部依靠压缩机消耗的热量,当干燥室需要升温而不必除湿时,就需要启动辅助加热器,故增加了电耗。

太阳能热泵联合干燥装置,既解决了太阳能热泵窑昼夜温差较大和阴雨天无法供热等问题,也利用了太阳能作为热泵的辅助热源,使装置更节能。

1.4.2 国外研究概况

20世纪50年代初,日本、美国、瑞典、澳大利亚等发达国家就开始对太阳能热泵进行研究与开发,实施了多项太阳能热泵示范工程,取得了一定的经济效益和社会效益^[22]。近年来,太阳能热泵系统在热水,海水淡化,给温室提供热量等方面得到了广泛的应用。在太阳能热泵联合干燥的研究上也取得了一定的成果。

1955年,Spom通过初步试验验证了太阳能热泵的制热系数COP值比普通热泵高,

并提出了直膨式太阳能热泵的概念。20 世纪 60 年代初期, Yanagimachi 在日本的 Tokyo, Bliss 在美国的 Arizona 都曾利用无盖板的平板集热器与热泵系统结合, 设计了可以向建筑供热的直膨式太阳能热泵系统^[24]。澳大利亚的 Morrison 等人对一种太阳能热泵热水器进行了 24 小时运行测试, 结果表明, 热泵的性能系数在 2.4-3 之间变化^[25]。美国学者 Chen 和 Rosen 将太阳能干燥与除湿干燥组合起来, 发现干燥木材时, 提高了经济效益, 缩短了干燥时间, 减少了干燥工况对气候的依赖性等优点^[28-29]。M.Y.H. Othman 等人二十年前组建了一个团队, 研究了四种太阳能辅助的干燥系统, 其中一种是太阳能热泵联合干燥系统, 这几种干燥系统有热存储性能好, 能源利用率高, 系统便于控制, 可以广泛用于农业生产^[31]。V.Trillat-Berdal 等人分析了气候条件对热泵运行及其性能的影响, 并建立了太阳能热泵联合干燥淤泥的模型^[38]。Mustafa Aktaş 等人利用太阳能和热泵干燥系统分别干燥了 4mm 厚的苹果片, 并对二者进行了比较。利用半经验模型得出的含水率与实验所得数据进行了比较。在文章中, 他们提到了利用太阳能热泵联合干燥将提高干燥效率, 缩短干燥时间^[39]。新加坡大学机械工程的 M.N.A. Hawlader 和 S.M.A. Rahman 等研究了直膨式太阳能热泵联合干燥系统中蒸发器-集热器和空气集热器的热效率, 研究结果表明, 蒸发器-集热器的热效率比空气集热器的热效率高; 在进入空气集热器之前先将空气进行除湿会大大提高空气集热器的效率; 蒸发器内制冷剂流量增加也可以增大蒸发器-集热器的热效率^[40]。

1.4.2 国内研究概况

我国对太阳能热泵的研究起步较晚, 天津大学、东南大学、青岛建筑工程学院、上海交通大学等先后对太阳能热泵进行了理论和实验研究, 取得了一定的成果。李舒宏、张雪梅、张喜明等人对太阳能热泵热水装置进行了试验与应用分析, 郑宗和对太阳能热泵供暖系统应用于西藏地区进行了研究, 张喜明设计了太阳能热泵地板辐射供暖系统, 周恩泽进行了太阳能热泵地板辐射供暖系统的实验研究, 崔俊奎、赵军等人对中高温热泵辅助太阳能三联供系统进行了实验研究。这些研究成果充实了太阳能热泵理论, 为太阳能热泵系统的设计和研究提供了有益的指导经验。

在太阳能热泵联合干燥方面, 1986 年研究人员在广州市建成一套木材烘干用的太阳能-热泵干燥系统, 研究表明干燥效果较好。1988 年, 北京林业大学学者赵忠信等人研究了太阳能加热, 热泵除湿的联合干燥法, 结果表明这是一种有效的方法^[32]。1991 年, TRCW 课题组研制了 RCG 系列热泵除湿干燥机, 木材干燥室的供热与湿空气的排湿, 由太阳能供热系统和热泵除湿机两者配合起来完成, 进一步减少干燥机能耗并降低成本并获得了国家专利^[33]。2000 年, 李海燕, 刘祖明研究了太阳能热泵干燥系统, 结果表明与常规的蒸汽干燥相比每干燥 1m³ 的木材节省标准煤 130Kg, 干燥质量好、成本低、操作方便可靠、无污染^[21]。北京林业大学张璧光教授对太阳能热泵联合干燥木材做了研究, 得出结论, 太阳能热泵联合干燥木材节能率在 70%左右, 联合干燥的投资比太阳能干燥的投资多 50%左右^[36]。中国科学院广州能源研究所的邵维进

等人将太阳能热泵联合干燥用到肉制品中,并计算了能耗,讨论了肉制品干燥的较好条件。除此之外邵维进等对太阳能热泵系统对肉制品干燥进行了研究,进行了能量计算,对电加热,热泵加热机组的热效率进行了比较。结果显示,与热管供热相比,热泵供热节省 75%以上的电能,与燃料锅炉相比节能 80%以上的能源^[47]。康跃宾设计并讨论了太阳能热泵干燥系统,结果显示,太阳能单独干燥木材的正品率比蒸汽干燥高 7.2%,干燥成本降低 42.7%^[48] 本课题组已经完成了对罗非鱼片热泵干燥时间及品质的初步研究,比较了恒温 and 变温干燥对罗非鱼片的影响,并找出了最佳的工艺条件^[37]。

1.5 本论文研究的主要内容

- (1) 设计干燥容量为 20kg/次的罗非鱼的太阳能热泵联合干燥装置,通过计算干燥 20kg/次的罗非鱼所需要提供的热量确定太阳能集热器的面积及进行太阳能系统的各部件的选型、热泵系统各主要部件及辅配件的选型和设计
- (2) 按设计方案搭建太阳能热泵联合干燥系统,并对该系统的性能指标进行测试。
- (3) 以现有装置为基础,进行了以罗非鱼为实验原料的太阳能和热泵不同工况条件下的干燥实验,并对实验结果进行分析和讨论。
- (4) 对太阳能热泵联合干燥装置的投资回收期进行计算分析。

2 太阳能热泵联合干燥系统的设计

2.1 设计要求

本文设计的装置将搭建于广东省湛江市,该地区位于北纬 $21^{\circ}11'$,东经 $110^{\circ}23'$ 。太阳能月总平均辐射为 $388.4\text{MJ}/\text{M}^2$,其中最大辐射集中在 5-10 月,晴天日照时间超过十小时,太阳能资源丰富。但是同时相对湿度高,月平均相对湿度为 78.8%,因此自然干燥法干燥出来的产品最终含水率会很高,且干燥后容易回湿。

节能和提高产品品质已经成为了现代干燥装置的改进方向,本论文将朝着这两个目标,设计出合理的干燥装置。同时为了寻找较优的干燥工艺,应尽量扩大温度、风速和湿度的调节范围。

2.2 太阳能热泵干燥装置的结构及运行模式

2.2.1 装置的结构组成

太阳能热泵联合干燥装置的结构组成如图 2-1 所示,由两大部分组成:太阳能集热系统和热泵干燥系统,并在干燥箱前配有电辅助加热装置。

太阳能集热系统由平板型太阳能集热器、蓄水箱、空气-水换热器及必要的循环水泵、水管和水阀组成;热泵干燥系统主要由压缩机、蒸发器、冷凝器、贮液器、热力膨胀阀、干燥过滤器、干燥箱及电磁阀等组成;太阳能集热系统与热泵干燥系统通过空气-水换热器联系起来,实现单独和联合运行。辅助电加热装置主要用于扩大温度的调节范围,也可单独进行红外干燥,扩大干燥工艺组合。

2.2.2 装置的运行模式

太阳能热泵联合干燥简易图如图所示,该装置可以有以下几种运行方式:

1、太阳能单独供热

在太阳能辐射强度很大,蓄水箱中的水温足够高,经换热器加热后的空气可以直接用于干燥时,采用太阳能单独供热。开启水泵 18,储水箱中相对低温的水进入平板集热器,吸收热量,升温后回到水箱,水温到达一定程度后,开启水泵 17,水箱中的水进入空气-水热交换器,开启热交换器 10 内的风机,冷风经空气-水热交换器加热后进入干燥箱。通过调节水阀 16 来调节集热板的串并联方式,在水温很高的情况下采用串联模式,这样有利于进一步升温。

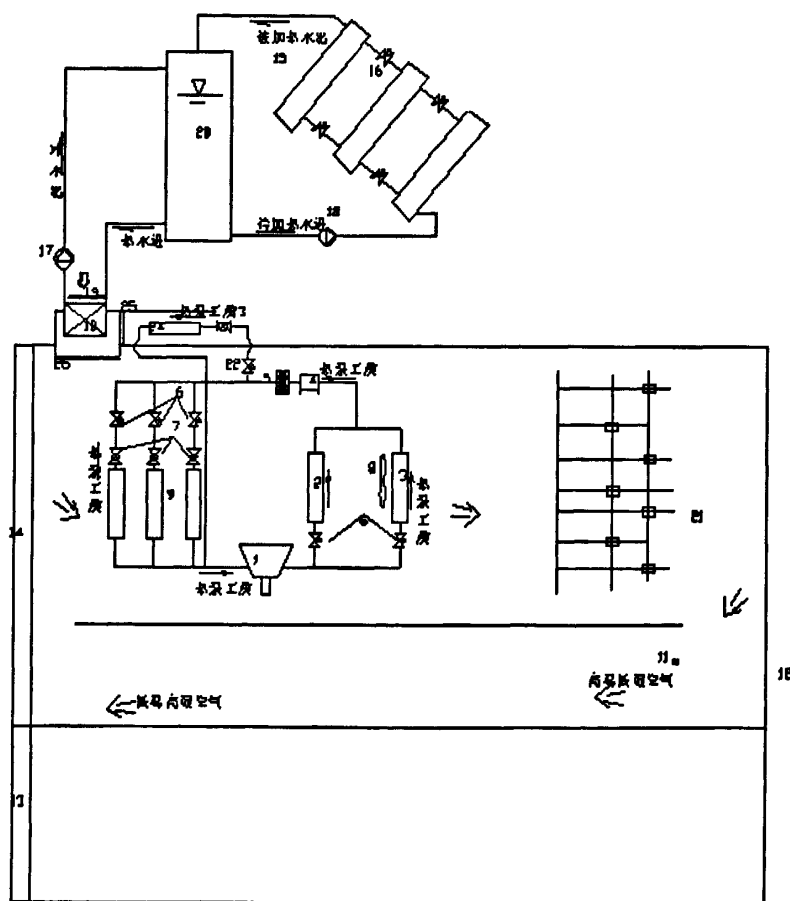
2、热泵单独运行

在夜晚或阴雨天,热泵单独运行。通过改变蒸发器开启的个数来调节蒸发器的面积,从而控制干燥箱内的湿度;在箱体温度过高时,开启水冷冷凝器,通过排水量的

大小来调节干燥箱内的温度。同时调节风门 12、13、14 可以改变热泵干燥系统的运行方式，当风门全部开启时，实现开式循环；风门全部关闭实现闭式循环；只开启风门 12，实现半闭式循环。

3、太阳能热泵联合干燥

在太阳能辐射强度不大，或蓄水箱中水温偏低，导致空气-水换热器出口处空气温度达不到干燥所需温度时，可以采用太阳能热泵联合干燥。在开启热泵干燥系统的同时，打开电磁阀 22。开启风门 25 和风机 19，打开蓄水箱与换热器之间的水循环，蓄水箱中的水经空气-水换热器加热空气后，经风门 25，到达蒸发器 24 的表面，被蒸发器吸收热量后排出，通过增加系统的热源，提高了系统的制热效率。



1-压缩机 2-水冷式冷凝器 3-风冷式冷凝器 4-贮液箱 5-干燥过滤器 6、22-电磁阀 7、23-膨胀阀 8、19-风机 9-除湿蒸发器 10-空气-水热交换器 11-风速、温度、湿度检测仪 12、13、14、25、26-风门 15-集热器 16-水阀 17、18-水泵 20-储水箱 21-辅助加热器 24-热泵蒸发器

2-1 太阳能热泵联合干燥装置简图

Figure 2-1 the combination system of solar energy and heat pump drying

2.3 太阳能系统的设计

2.3.1 干燥过程中需要除去的水分

罗非鱼的平均含水率为 81.2%，假设干燥的最终含水率为 30%，则总共所需要除去的水分：

$$\begin{aligned} W_p &= m_1 \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2} \\ &= 20\text{kg} * \frac{81.2 - 30}{100 - 30} \\ &= 14.63\text{kg} \end{aligned} \quad (2-1)$$

其中 W_p 为除去的水分的质量， m_1 为干燥前的鱼体质量， W_1 为干燥前的鱼体湿基含水率， W_2 为干燥后的鱼体湿基含水率。

2.3.2 干燥过程中消耗的热量

干燥过程中热量的消耗主要可以分为三个部分，即预热鱼体本身所需要的热量、蒸发鱼体中的水分所消耗的热量、及由干燥过程中开关门和箱体的热损失等。

(1) 鱼体水分蒸发所需要的热量

$$\begin{aligned} Q_1 &= m_1 c * 81.2\% - m_2 c * 30\% \\ Q_1 &= 20\text{kg} * 2263.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * 81.2\% - 5.37\text{kg} * 2263.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * 30\% \\ &= 33114.88\text{kJ} \end{aligned} \quad (2-2)$$

(2) 预热鱼体所需要的热量

由于罗非鱼本身含水率比较大，用水的比热替代罗非鱼的比热进行预热阶段鱼体温度升高的热量计算。假设干燥前罗非鱼的温度为 25℃，鱼体最终被加热到 40℃，则预热鱼体所需要的热量为

$$\begin{aligned} Q_2 &= mc\Delta T \\ &= 20\text{kg} * 4.2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} * (40^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) \\ &= 1260\text{kJ} \end{aligned} \quad (2-3)$$

(3) 能耗的损失

假设整个干燥过程中的热损失为干燥热能的 10%，则总的能耗损失为：

$$Q_3 = (Q_2 + Q_1) * 10\% = (33114.88\text{kJ} + 1260\text{kJ}) * 10\% = 3437.49\text{kJ}$$

所以鱼体干燥所需要的热量 Q 为：

$$\begin{aligned} Q &= Q_1 + Q_2 + Q_3 \\ &= 33114.88\text{kJ} + 1260\text{kJ} + 3437.49\text{kJ} = 37812.37\text{kJ} \end{aligned} \quad (2-4)$$

2.3.3 太阳能单独运行需要的空气量

太阳能系统单独运行时，干燥箱外的空气经换热器加热后进入干燥箱干燥物料，

湿度到一定程度后排出。取干燥箱入口空气湿含量为湛江市全年平均湿含量 15.24g/kg, 干燥箱出口空气温度为 30℃, 湿度为 70%, 查湿空气的焓湿图可知, 干燥箱出口空气湿含量为 19.12 g/kg, 所以 1kg 干空气带出的水分:

$$\begin{aligned} m' &= (d_2 - d_1) * 1kg \\ &= (19.12g / kg - 15.24g / kg) * 1kg \\ &= 3.88g \end{aligned} \quad (2-5)$$

其中 d_1 为干燥箱入口空气的湿含量, d_2 为干燥箱出口空气湿含量

将 20kg 罗非鱼干燥到含水率为 30%所除去的水分为 14.63kg, 计算得需要干空气 3770.6kg, 太阳能单独干燥罗非鱼片需 30 小时, 平均每小时需要加热的空气量为 125.7kg。干燥所需环境下, 空气的比重为 0.85m³/kg, 所以每小时需要空气的体积为 106.84 m³。

2.3.4 换热器的热计算

取干燥箱入口温度为 25℃, 在 45℃下开始进行干燥, 所以加热空气所需要的热量为:

$$Q_k = m_k c \Delta t = 3770.6kg * 1.005KJ / kg.k * (45 - 25)k = 75789.1kJ \quad (2-6)$$

其中 Q_k 为干燥空气所需的热量, m_k 为干燥所需的空气的量

根据换热器中水和空气的进出口温差, 计算得平均传热温差 Δt_m 为 17℃, 取换热器效能为 0.8, 根据经验取换热器的传热系数为 40 w / m².k

$$\begin{aligned} q_k &= \omega k A \Delta t_m \\ 75789.1kJ / 30h &= 40w / m^2.k * A * 17k \end{aligned} \quad (2-7)$$

其中 ω 为换热器的效能, k 为换热器的换热系数, A 为换热器的面积, Δt_m 为换热器进出口平均温差

因此换热器的面积为 13.3 m²。

2.3.5 水箱的设计计算

在水-空气换热器中, 热量从高温的水经换热器壁面传递给相对低温的空气, 不计热损失, 水失去的热量与空气获得的热量相等。换热器进口水温为 55℃, 出口水温为 53℃, 太阳能单独干燥时, 室外空气被加热到 45℃, 换热器入口空气温度取 25℃。

$$m_a \times c_a \times \Delta t_a = m_w \times c_w \times \Delta t_w \quad (2-8)$$

则:

$$125.7kg \times 1.005kJ / (kg.k) \times (45 - 25)k = m_w \times 4.2kJ / (kg.k) \times (55 - 50)k \quad (2-9)$$

计算得, 每小时需要的水量为 120.8kg。

其中 m_a 为每小时需要加热的空气质量, c_a 为空气的热容, Δt_a 为换热器进出口空气的温差; m_w 为每小

时需要的水量， c_w 为水的比容， Δt_w 为换热器进出口水的温差。

2.3.5 集热器的面积

根据气象数据，湛江市平均每天太阳辐射时间为 10 小时，计算知太阳能平均每小时总辐射强度为 I 为 $1.11 \text{ MJ}/\text{m}^2$ 。不考虑集热器上的热损失，取透明盖板上太阳透过率 τ 为 0.85，集热器吸收率 θ 为 0.9，热转移因子 γ 为 0.7，所以平板集热器单位面积上平均每小时获得的热量为

$$\begin{aligned} I\tau\alpha\gamma &= 1.11 \text{ MJ}/\text{m}^2 * 0.85 * 0.9 * 0.7 \\ &= 0.59 \text{ MJ}/\text{m}^2 \end{aligned} \quad (2-10)$$

所以集热器的面积为

$$\begin{aligned} \frac{Q_k}{30h} &= 0.59 * 1000 \text{ kJ}/\text{m}^2 * A * 0.8 \\ A &= 5.35 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (2-11)$$

2.4 太阳能集热系统部件选型

2.4.1 太阳能集热板的选型

太阳能集热器是吸收太阳辐射并将产生的热能传递到传热工质的装置。目前太阳能集热器的形式很多，主要有平板型、闷晒式、热管真空管和真空集热管四种类型。平板型集热器对太阳的直接辐射及被大气层反射和散射的漫辐射都能利用。这种集热器的结构比较简单，不需要太阳跟踪装置，故障少，维护管理方便。如选用合适的材料，制造工艺又比较先进，与其它类型的集热器相比，具有造价低和性能可靠等优点。

平板型太阳能集热器由吸热板、流体管道，玻璃盖板及保温外壳组成，其结构如图 2-2 所示：

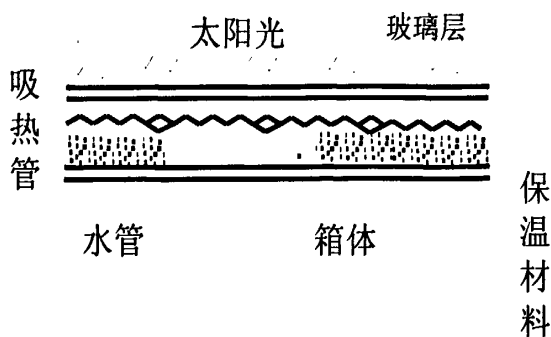


图 2-2 太阳能集热器的构造

Figure 2-2 the structure of collector

本试验台所用的平板型太阳能集热板是采用东莞万江湘江太阳能厂生产的规格为 2m (长) × 1m (宽) 的集热板。该集热板采用普通平板玻璃作为透光材料, 太阳透射率为 0.83, 长波透射率为 0.12, 以短波为主的太阳辐射可以穿透罩盖到达吸热板, 也可以很好的阻止集热器发出的长波辐射穿透罩盖造成热量的损失。吸热板采用在铝板上电镀烙黑的方法, 这种方法制得的吸热材料的吸收率达 0.96, 发射率仅 0.1, 能很强的吸收太阳能辐射, 采用 V 型肋片, 射入的太阳光必须经过几次反射后离开集热器, 增大了集热效率。本系统根据计算的集热器面积, 选用 4 块这种 2m² 规格的集热板组装而成。

2.4.2 蓄热装置的配置和选型

1、蓄热方式的选配

蓄热方式一般可以分为显热储存、潜热储存及化学能储存三大类。而显热储存一般采用水、土壤、岩石作为蓄热材料。蓄热装置的性能和整个系统的性能紧密相连, 如一个负荷较大的集中太阳能供暖装置, 用一个保温较差的小水箱作为储存装置, 自然不可能有好的效果。在蓄热装置容积一定的情况下, 可以通过增大传热温差和提高存储介质的比热来实现, 对于太阳能集热系统来说, 传热温差受到集热器性能的限制, 因此选择合适的蓄热介质是提高蓄热装置的热存储量更可靠的途径。

由于水是一种比热容较大的液体, 向集热器和蓄水箱输送过程中能耗小, 因此可以同时做传热介质和蓄热材料使用。水箱内相对低温的水, 进入太阳能集热器, 吸收太阳能, 水温升高后再回到水箱, 将热量存储在水箱中。同时蓄水箱也是太阳能集热器与干燥箱的一个桥梁, 水箱中的水通过水泵被输送到换热器中, 加热流经空气-水换热器的空气后回到水箱, 温度降低。在这两个循环的不断进行中, 将太阳能的热量转移到干燥箱中或传递给热泵蒸发器。

在不计损耗的情况下需在空气-水换热器中的循环水量为 120.8kg/h, 为了保证蓄热和一定时间内循环水的需要选用了 1 吨容量的水箱。

本实验台的 1 吨蓄水箱是由江阳电器设备厂生产的卧式水箱改装而成, 为了完成集热板与水箱的水循环、水箱与空气-水换热器的水循环、进水和排水等, 共配置了六个进出水口, 并加装隔热保温材料。

2.4.3 水泵

为了实现集热系统与蓄水箱之间和蓄水箱与空气-水换热器之间的循环, 本装置按照循环水量的要求, 选用了两台扬程为 5~25m, 吸程为 6~8m, 流量为 0.5~3.5 m³/h 的 IDB45 型清水泵, 分别供两个回路使用。

2.4.4 空气-水换热器的配置和选型

空气-水换热器是太阳能干燥系统单独运行及其与热泵联合干燥系统必要装置, 空气-水换热器传热性能的好坏直接影响着太阳能单独干燥和联合干燥的效率。换热器

的种类有很多, 本实验装置选用广州高村空调制造有限公司生产的带肋片的 5 m^2 规格的吊挂箱式风机盘管, 将蓄水箱与带有风机的换热器连接。如图 2-3 所示, 来自水箱中的水由进水管进入, 相对低温的冷风进入换热器, 由于水温与冷风存在温差, 引起了由盘管中的水到冷空气的热量传递, 使得空气温度升高。经加热后的空气, 如果温度达到了加热干燥所需要的程度, 就直接打开风门 26, 进入干燥箱进行加热, 如果没有达到干燥所需程度, 则可以关闭风门 26, 同时开启风门 25, 热风经干燥箱外的热泵蒸发器, 将热量传递给制冷剂, 实现双热源吸热, 增大制冷系数。

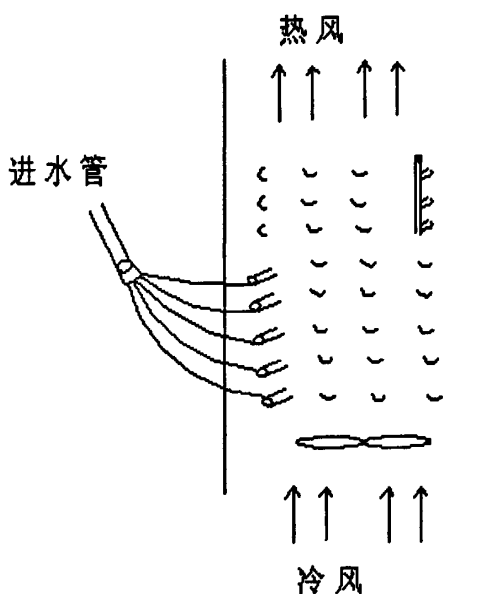


图 2-3 风机盘管的结构

Figure 2-3 the structure of fan Coil

2.5 热泵干燥系统的设计

在热泵单独运行时, 忽略冷凝器和蒸发器中的微小压力损失, 将压缩机出口压力作为冷凝压力, 以压缩机入口处压力作为蒸发压力, 同时认为冷凝温度和蒸发温度均为定值, 将压缩机内部过程简化为等熵压缩, 节流过程简化为等焓过程, 则热泵机组内的理论循环工况如图 2-4 所示。

制冷剂在蒸发器中吸收干燥介质中空气的显热和潜热, 在低压下蒸发为气态, 由于本装置中采用的是活塞式压缩机, 且采用热力膨胀阀作为节流装置, 因此蒸发器出口处的介质为有一定过热度的过热蒸汽。进入压缩机的过热蒸汽经压缩机压缩后变为高压高温蒸汽, 经冷凝器放出热量给干燥介质 (空气) 同时冷凝为液体, 高压液体经膨胀阀节流降压后成为低压的气液混合物进入蒸发器实现循环。在这个过程中, 存在蒸发器出口制冷剂过热和冷凝器出口制冷剂过冷。

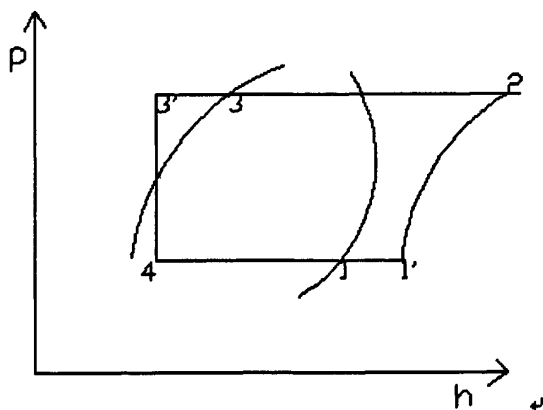


图 2-4 热泵单独运行压焓图

Figure 2-4 the p-h figure of heat pump

由于本实验装置为小型干燥装置，采用的制冷剂为 R22，在吸气过热的情况下会导致蒸汽比容增大，从而导致单位容积制冷量减小，因此在设计时，假设过热度为 5℃。而在一定的冷凝温度和蒸发温度下，节流前的过冷可以达到减少节流后干度的目的。

假设蒸发温度为 0℃，过热度为 5℃，冷凝温度为 70℃，过冷度为 5℃。则热泵循环的工况参数如下表 2-1 所示：

表 2-1 各状态点参数

Table 2-1 the parameters under each point

状态点	压力 (kpa)	焓值 (kJ · Kg ⁻¹)	比容 (m ³ · kg ⁻¹)
1 (0℃)	497.7	405.4	0.047
1' (5℃)	497.7	408.9	
2	2995.9	459.0	
3 (70℃)	2995.9	293.0	1.029
3' (65℃)	2995.9	285.0	

2.5.1 蒸发器的除湿负荷

最大除湿量

根据本实验室前期做的实验，在一定得干燥条件下，热泵干燥罗非鱼速率最快时，干基含水率 3 小时降低 1.2^[1]。罗非鱼的初始含水率为 81.2%，因此有干物质为 0.18kg/kg(鱼)，假设一次性干燥 20kg 罗非鱼，则在干燥速率最大时，每小时需要除去的水分分为：

$$\begin{aligned} M_{*} &= 20\text{kg} \times (x_1 - x_2) \times m / 3h \\ &= 20 \times 1.2 \times 0.18 / 3 \end{aligned} \tag{2-12}$$

$$=1.44\text{kg/h}$$

平均除湿量

假设干燥在 12 小时内完成, 则每小时需要出去的水分为:

$$m_p = 14.63\text{kg}/12\text{h} = 1.22\text{kg/h}$$

2.5.2 需要的空气量

假设蒸发器出口处空气温度为 15°C , 空气湿度为 100%, 空气湿含量为 11.98g/kg , 蒸发器入口处空气温度为 30°C , 饱和湿空气的湿含量为 27.32g/kg , 湿度为 70% 的空气其湿含量为 19.11g/kg , 则每小时需要的空气量为

$$m_h = m_p / (d_k - d_z) = 1.22\text{kg/h} / (19.11\text{g/kg} - 11.98\text{g/kg}) = 171.11\text{kg/h} \quad (2-13)$$

其中 m_h 为干燥过程中每小时需要的空气质量

m_p 为干燥过程中平均每小时需要除去的水分

d_k 为空气中的含湿量

d_z 为蒸发器出口含湿量

2.5.3 蒸发器从空气中吸收的热量

以闭式循环为例,

$$Q_{z1} = m_{\text{空}} \cdot c_p (t_{\text{进}} - t_{\text{出}}) + m_{\text{平}} c \quad (2-14)$$

$$= 171.11\text{kg/h} \cdot 1.005\text{kJ/kg} \cdot (303\text{K} - 288\text{K}) + 1.22\text{kg/h} \cdot 2263.8\text{kJ/kg}$$

$$= 5315.72\text{kJ/h}$$

2.5.4 蒸发器面积的确定

(1) 取 K_1 为 $30\text{W/m}^2\cdot\text{K}$, 蒸发器入口空气温度为 30°C , 出口温度为 15°C , 制冷剂的蒸发温度 t_{k1} 为 0°C , 所以平均温差为 21.64°C 。

平均传热温差 $\Delta t_m = (t_2 - t_1) / \ln(t_1 - t_{k1} / t_2 - t_{k1})$ 其中 t_1 , t_2 分别表示经过蒸发器的空气进出口温度。

$$\text{由 } A_1 = Q_{z1} / K_1 \Delta t_m = 2.29\text{m}^2$$

(2) 在不改变传热温差的情况下增大蒸发器的面积可以增强热量的吸收, 同理, 对于一定的温度的冷却介质, 增加蒸发器的传热面积, 在吸收等量的热量时, 可以提高蒸发温度, 从而降低制冷剂的蒸发压力, 压缩机的吸气比容减小, 压力比减小, 制冷系数提高。

因此选取蒸发器的面积为 3m^2 , 并定制成型, 且为了调节工况需要, 另选配了两个面积相同的蒸发器并联使用。通过电磁阀的开关, 控制蒸发器的开关, 来改变传热面积, 同时也可以起到控制干燥箱内湿度的作用。

2.5.5 压缩机的功率

制冷剂流量

$$\text{单位制冷量: } q = I_1 - I_4 = 115.9\text{kJ/kg}$$

制冷剂质量流量: $G=Q_{2,1}/q=45.86\text{kg/h}=12.7\text{g/s}$

压缩机功率的计算

理论功率: $W_1=G(I_2-I_1)=12.7\text{g/s}\times(459\text{kJ}\cdot\text{Kg}^{-1}-405.4\text{kJ}\cdot\text{Kg}^{-1})=636.3\text{w}$

按指标效率和电效率的综合指标效率取 0.9, 则压缩机的实际功率为 707W。

2.5.6 冷凝器面积的计算

空气进出冷凝器的温度分别为 15°C 和 60°C , 取冷凝温度 t_{k2} 为 70°C , 则 $\Delta t_{m2}=26.4^\circ\text{C}$, 取风冷冷凝器的换热系数为 $30\text{w}/\text{m}^2\text{k}$, 则

$$A_2=Q/K_2\Delta t_{m2}t=37812.37\text{kJ}/30\text{w}/\text{m}^2\text{k}\cdot 26.4\text{k}\cdot 12\text{h}=3.98\text{m}^2$$

其中 Q 为干燥总共需要的热量, t 干燥时间 12 小时, 则冷凝器的面积为 3.98m^2 。

考虑到实际的偏差, 冷凝器的面积可为 5m^2 。

2.5.7 壳管式冷凝器面积的计算

壳管式水冷冷凝器的作用是为了调节干燥箱内干燥空气的温度, 在干燥水产品或者一些热敏性物质的时候, 要求温度很低, 因此设计壳管式水冷冷凝器时, 按单独使用时来选配面积, 并用调节冷却水水量的多少来进行控温调节。

假设经过冷凝器的水能带走全部的热量, 即压缩机做功与蒸发器吸收外界的热量, 取传热系数为 $700\text{w}/\text{m}^2\text{k}$, 假设水的平均温度为 30°C , 冷凝器出口处水的温度为 35°C , 冷凝器的平均传热温差为 27.4°C , 假设水冷冷凝器带走压缩机和蒸发器吸收的全部能量, 则 $A_3=0.12\text{m}^2$ 。考虑到实验研究的需要, 配置冷却水冷冷凝器的面积为 0.5m^2 的水冷冷凝器, 这样还可以使机组达到制冷的目的, 以实现干冷工艺的互换。

2.6 热泵系统各部件的配置

2.6.1 压缩机

根据以上计算可知热泵系统所配压缩实际功率为 707W, 在实际配置时, 选配功率为 735W (即 1 匹) 的全封闭式活塞式压缩机。这种压缩机虽然有存在余隙容积, 排气输气产生阻力损失等缺点, 但是其热效率高, 单位耗电量小, 排气范围较广, 且不受压力高低影响, 能适应较广阔的压力范围和制冷量要求, 有利于工况的调节。

2.6.2 蒸发器的选型

热泵干燥系统中, 干燥箱内的三组蒸发器的作用是除湿和热回收, 干燥箱外的热泵蒸发器 24 是为了吸收太阳能换热器中相对低温空气的热量, 从而提高制热效率。因此装置中的所有蒸发器都采用冷却空气型干式蒸发器中的整体套片式肋片管式蒸发器, 这种蒸发器在专业生产厂家订制, 面积为 3m^2 , 在光滑管上套金属片, 增加了外侧的传热效果。

2.6.3 冷凝器的选型

在热泵干燥系统中使用的冷凝器是强制通风空气冷却冷凝器，由几组蛇形盘管组成，和肋片式蒸发器一样，管外设置了套片式肋片。另外，为了充分利用每条管路的传热面积，在盘管的入口处安装有一个分配器，使得制冷剂均匀的分配到各条管路中区。按热泵子系统所需冷凝器面积的计算结果，并考虑到热泵蒸发器投入使用时的换热量的增加，选用面积为 5 m^2 的翅片式冷凝器，并找专业厂家订制。辅助冷凝器选择冷却面积为 0.5 m^2 卧式壳管式水冷冷凝器，这种冷凝器的进水管安装在在同一个端盖上，冷却水在管内流，制冷剂在管壳流动，流动绕流交叉，因此传热系数相对高，冷却水耗量少。

2.6.4 储液器的选型

根据系统贮液的需要，采用小型储液器并安装在冷凝器之后，用来储存来自冷凝器的高压液体制冷剂，适应工况变化时制冷系统中所需制冷剂量的变化，因此选用小型立式高压储液器。

2.6.5 干燥过滤器

由于本装置中采用的制冷剂是 R22，水在其中的溶解性很小，但是当有水溶解时，会引起冰堵现象和对金属的腐蚀作用，因此节流阀之前，安装一个干燥器，以避免这种情况。过滤器的作用是清除制冷剂中的机械杂质，在本装置中将过滤器和干燥器合为一体，实现了干燥和过滤的作用。

2.6.6 电磁阀的选型

电磁阀分为直接式电磁阀和间接式电磁阀，直接式电磁阀结构简单，但它依靠磁力开启阀门，在进出口压力差较大的情况下，会使电磁阀开启困难，并且速度不快。因此我们选用间接式电磁阀，并与系统的制冷量相匹配。

2.6.7 膨胀阀的选型

根据设计中采用的制冷剂，冷凝器、蒸发器的进出口温差，及蒸发器温度及膨胀阀前后压降，确定出采用 N 系列 TX2TEX2-0.7 型电子膨胀阀。

2.7 太阳能热泵干燥系统热效率分析

2.7.1 热泵系统制热系数分析

本节主要结合湛江地区的气候特点及罗非鱼干燥工艺参数要求，分别对开式热泵干燥系统、闭式热泵干燥系统和太阳能—热泵联合干燥系统的热效率进行分析。根据参考文献，干燥系统热效率定义如下：

$$\eta = \frac{Q_h}{W} \times 100\% \quad (2-16)$$

其中， η 为热效率， Q_h 为单位时间物料水分蒸发所需要的热量， W 为单位时间投入干燥器的有用能量。

2.7.1.1 开式热泵系统的制热系数分析

开式热泵干燥装置的特点是：干燥介质（空气）从环境中吸入，经热泵冷凝器升温后进入干燥箱体，干燥物料后再将干燥介质排回环境中。

开式热泵干燥系统又可分为低温型、较高温型和高温型三类。根据气象资料，湛江地区全年气温平均温度约为 20℃，干燥器排气温度将高于环境温度，为节省能耗，干燥排气先进入热泵蒸发器后放出部分热量后，再排入至大气中。故宜采用较高温型热泵干燥装置，工作流程图见图 2-5。

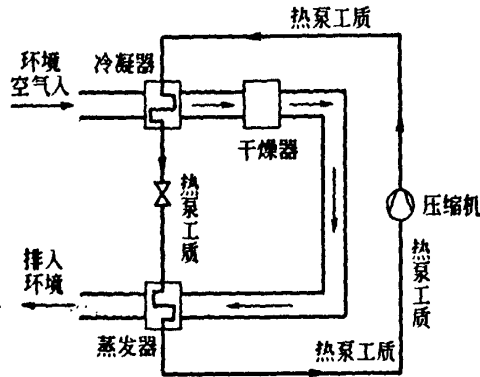


图 2-5 开式热泵干燥装置示意图

Figure2-1 the schematic diagram open type heat pump drying device

为便于比较分析，假设环境空气温度为 20℃，在冷凝器中被加热至 50℃，此即为干燥介质温度，出干燥箱体的排气温度为 30℃。同时作如下假设：

- 1) 忽略空气在循环通道中（对环境）的热损失；
- 2) 忽略热泵子系统对（环境）的热损失；

根据该空气源热泵机组在蒸发侧进气温度为 30℃左右、冷凝侧进气温度为 20℃、出气温度为 50℃等工况，利用比泽尔公司提供的压缩机性能的软件 Bitzer Software V5.2，按照 ENI 2900/ARI 540 可以确定计算压缩机性能的数据多项式（2-13）的各项系数。

热泵压缩机能耗及冷热量的多项式表达式：

$$W(Q_h, Q_c) = A_0 + A_1 T_{ev} + A_2 T_{cd} + A_3 T_{ev}^2 + A_4 T_{ev} T_{cd} + A_5 T_{cd}^2 + A_6 T_{ev}^3 + A_7 T_{ev}^2 T_{cd} + A_8 T_{ev} T_{cd}^2 + A_9 T_{cd}^3 \quad (2-17)$$

表 2-2 压缩机 100%负载时能耗及冷热量计算模型系数

Table 2-2 the coefficient of energy consumption or cool and heat calculation model
while compressor operated with full load

	A ₀	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈	A ₉
W	365.53	-12.93	28.86	-0.23	0.48	-0.04	0.00	0.00	0.00	0.00
Q _c	8342.05	302.21	-108.76	3.91	-2.88	0.69	0.02	-0.03	0.01	0.00
Q _h	8707.59	289.29	-79.90	3.68	-2.40	0.66	0.02	-0.03	0.01	0.00

为了得到表 2-13 中的系数时，制冷剂为 R22，根据干燥介质进出冷凝器的温度，确定制冷剂冷凝温度为 60℃，蒸发温度为 5℃，压缩机型号为 2HC-2.2，液体过冷温度和蒸发过热度均为 5℃。从而可以算出消耗功率为 2119.48W，制热量为 6522.07W.，根据式 (2-12)，可以算出开式热泵干燥系统的制热系数为 3.08。

2.7.1.2 闭式热泵干燥系统的制热系数分析

闭式热泵干燥系统的特点是：干燥介质（空气）完全在封闭的循环通道中循环。最为简单的封闭式热泵干燥装置见图 2-6。

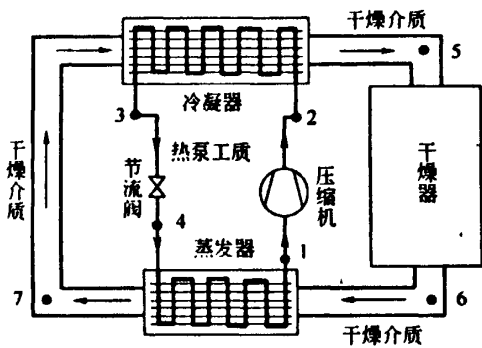


图 2-6 闭式热泵干燥装置示意图

Figure 2-6 the schematic diagram closed type heat pump drying device

同样，假设干燥介质经过冷凝器加热后的温度为 50℃，回风温度为 30℃，干燥介质在经过蒸发器冷却除湿后为 25℃，然后再进入冷凝器中。一般而言，由于经过蒸发器冷却后的干燥介质温度高过环境温度，就提供相同热量的前提下，闭式热泵系统相对开式热泵干燥系统要节能。

同样采用 2.7.2 中的压缩机型号，此时蒸发温度仍取 5℃；由于进入冷凝器的干燥介质温度升高了 5℃，所需热负荷减小，故冷凝温度可以适当降低，取为 58℃。压缩机能耗及冷热量计算系数采用表 2-2 中的数据。

通过计算，闭式热泵干燥系统压缩机能耗为 2059W，制热量为 6608.85W。不难算出，闭式热泵干燥系统的制热系数为 3.21，略大于开式热泵干燥系统。

2.7.2 太阳能热泵联合干燥制热系数分析

在换热器出口处空气温度低于 45℃，基本不能用于太阳能单独干燥，这时采用太阳能热泵联合干燥。这里理论上讨论太阳能热泵联合运行和热泵单独运行的制热效率，在装置搭建完成后，同进行实际的性能测试实验。

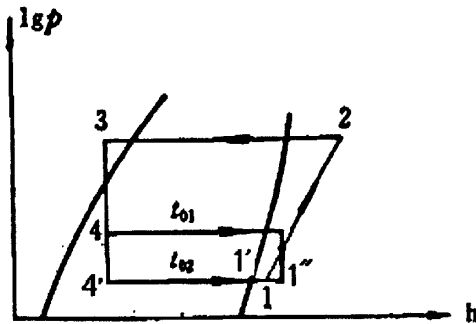


图 2-7 太阳能热泵联合运行压焓图

Figure 2-7 the p-h figure of solar energy- heat pump combined operating system

只开启面积为 3m² 的蒸发器，且膨胀阀到蒸发器的压力损失相当，制冷剂在蒸发器表面均匀的分布。如图 2-7，从冷凝器出来的高温高压制冷剂进入了两个不同的蒸发器，由于热泵干燥箱中的空气温度与换热器出口的空气温度不一致，因此蒸发压力不一样。在蒸发器中充分换热的制冷剂蒸发经吸气压力调节阀节流后与低压制冷剂蒸汽混合后进入压缩机，在理论计算时，假设两个蒸发器中分布的制冷剂流量相等，干燥箱中的干燥温度为 60℃，干燥器出口处温度为 35℃，制冷剂的蒸发温度为 10℃，冷凝温度为 70℃，过冷度为 5℃，过热度为 15℃，热泵蒸发器出口空气温度为 45℃，蒸发温度为 15℃，过热度为 5℃，则太阳能热泵联合运行的理论制热系数为：

$$\eta_1 = (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1) = (459 - 285) / (459 - 410) = 3.55$$

表 2-3 热泵单独运行各状态点参数表

Table 2-3 the parameters under each point of heat pump

状态点	压力/kpa	焓 (kJ · Kg ⁻¹)
1'	497.6	410.0
1''	497.6	414.0
2	2995.9	459.0
3	2995.9	285.0

根据计算和分析表明，联合干燥的制热系数比热泵单独运行的制热系数大，即联合干燥更节能。

2.8 辅助加热设备

远红外干燥是利用远红外辐射元件发出的远红外线被物料吸收直接转变成热能而达到的加热干燥目的的一种干燥方法。远红外干燥是从物质内部加热，加热均匀，提供的能流密度大。本装置中采用乳白石英管红外辐射加热器作为辅助加热设备。采用四组加热器并联安装的形式，根据热量的需求选择加热器的开启的数量。

本章小结：

1、以每次干燥20kg的罗非鱼为标准，设计了太阳能-热泵干燥系统。根据湛江市的天气情况，通过计算干燥所需的热量，得出了太阳能集热器的面积；在确定的热泵系统运行工况下，计算出了压缩机的功率，蒸发器、冷凝器面积，选择了相应的辅助设备。

2、根据设计情况，提出了太阳能-热泵联合运行的几种运行模式，可根据需要做相应调整。

3、计算分析了热泵开式循环、闭式循环及太阳能-热泵联合运行的制热系数，结果显示，太阳能-热泵联合运行制热系数最大，说明太阳能-热泵联合运行更节能。

3 实验装置的搭建

根据以上设计及分析,参考本实验室地理位置,搭建了太阳能热泵联合干燥装置。

3.1 装置的简介

本实验装置搭建于广东海洋大学霞山校区第三实验楼,实验楼共七层,太阳能装置搭建于楼顶,周围没有遮挡物,根据湛江市的地理条件,集热器按倾角 30 度朝南安装。热泵系统和干燥箱体搭建于五楼实验室内,中间的水管全部用保温材料包裹。

3.1.1 太阳能集热系统

如图 3-1 为太阳能热泵集热系统中的集热器和蓄水箱,每块集热板分别有两个进和两个出口,根据进出口的大小,选择相应的铜管,通过集热器下端安装的阀门来控制集热器的串并联方式。水箱内安装一个浮球,箱体内水位下降时,自动打开水闸,添加自来水量。集热器到蓄水箱中的水循环通过一个水泵完成,水泵的控制阀装在热泵干燥箱外,方便控制。

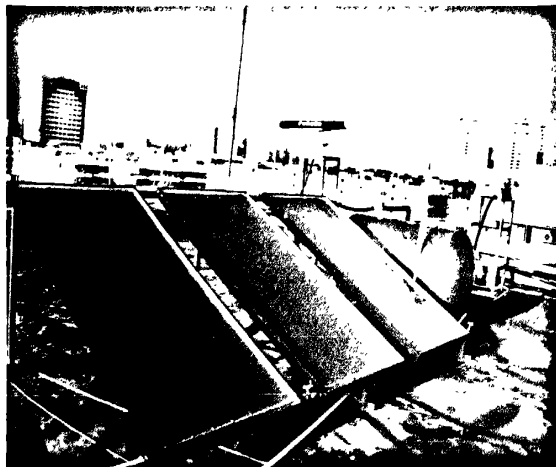


图 3-1 太阳能集热系统实物图

Figure 3-1 the system of solar collector

3.1.2 换热系统

吊挂箱式风机盘管换热器直接安装在干燥箱体外部,换热器本身只有一个进风口、一个出风口和一个功率固定的风机,经过改装才可满足本实验装置的需要。在箱体两侧和换热器底部各开一个风口,通过有保温效果的管道连接到箱体底部,开启风机时,将箱体内部的风导入到换热器中,经换热器加热后的风可以直接进入干燥箱,满足了太阳能单独运行时对箱体内部空气加热。箱体内部的两个风口都配有一个风门,在

不使用太阳能单独干燥时，关闭风门，防止箱体内的热量外泄。

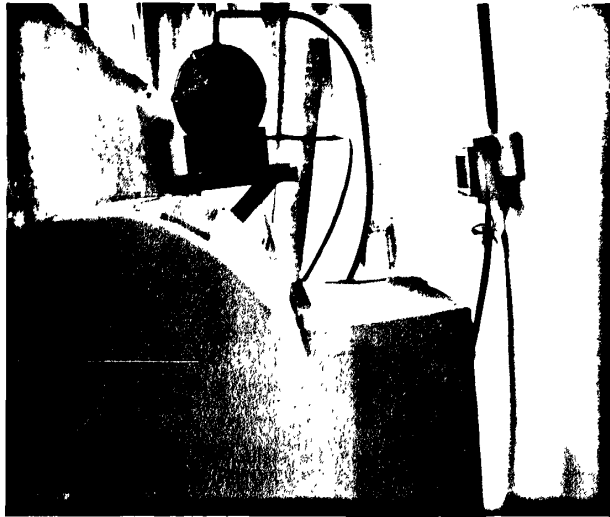


图 3-2 换热器及水冷式冷凝器

Figure 3-2 heat exchanger and water-cooling condenser

在太阳能热泵联合运行时，热泵系统通过热泵蒸发器吸收太阳能，实现双热源吸热。将热泵蒸发器安装在干燥箱的外部，在换热器底部重新开一个带风门的风口，通过风道将此蒸发器和换热器连接起来，在太阳能热泵联合运行时，箱体外的新风经换热器加热后进入热泵蒸发器，经热泵蒸发器吸热后直接排入环境。

另外，将卧式壳管式冷凝器装在箱体外部，这种冷凝器适用于大、中、小型的氟利昂制冷装置，在安装过程中要注意制冷剂蒸汽是从冷凝器的壳体上部进入冷凝器，制冷剂蒸汽在换热管外表面冷凝后从壳体底部进入储液器，冷却水从下面进入冷凝器，换热后从壳体上部流出。因此在安装时要注意冷凝器安放的位置，及水管和铜管进出口的位置。

3.1.3 热泵机组

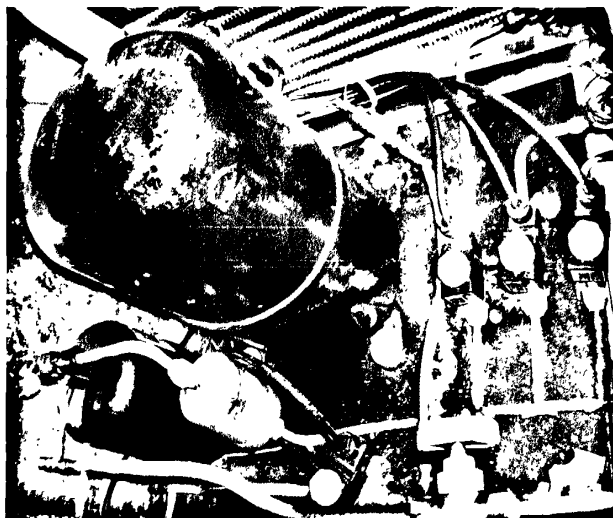


图 3-3 热泵机组

Figure 3-3 heat pump unit

图 3-3 显示了热泵机组的核心部件压缩机及其与几组蒸发器的连接方式。如图，储液罐、壳管式冷凝器和风冷式冷凝器三者之间采用三通连接，在壳管式冷凝器和风冷冷凝器入口前都加一个阀门，以调节进入的制冷剂流量，在手动阀门后均安装电磁阀，以控制水冷和风冷的开启和关闭情况。热泵系统的三组蒸发器和机组外的热泵蒸发器都采用并联形式，在膨胀阀前安装一个电磁阀，控制蒸发器的开闭，根据工况的需要适时调节蒸发器是否投入使用。

3.2 测试系统

为了方便了解系统的运行情况，以便于在干燥工艺中控制各参数值，在装置搭建过程中，安装了各参数的测试仪器。

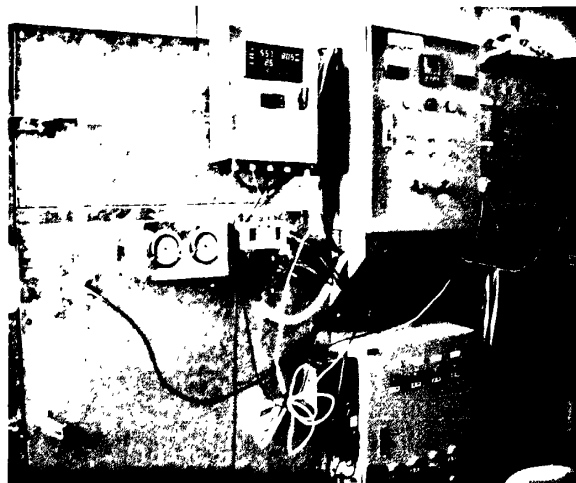


图 3-4 控制系统

Figure 3-4 control system

(1) 测量压缩机的吸气和排气压力

在蒸发器出口至压缩机入口前和压缩机出口处分别安装量程为 $8\text{kg}/\text{cm}^2$ 和 $35\text{kg}/\text{cm}^2$ 的压力表，分别测量压缩机的吸气压力和排气压力。

(2) 干燥箱进出口温湿度

温度和湿度是影响干燥速率和干燥品质的两个重要因素，干燥箱的进出口温差也能间接的反应干燥物料所消耗的热量。因此，本实验装置中干燥箱的出口处都安装了误差为 0.1°C 的温度计，在干燥箱入口处安装了温湿度测量仪。

(3) 干燥箱体内风速

在干燥箱体内安装了风速测量仪，可同时测量箱体内部的风速和温度并显示在箱体表面的小屏幕上，操作人员可以通过变频器调节风速。

(4) LTM8000 温控自动记录系统

LTM8000 温控自动记录系统可以将测量出的温度湿度和风速等数据连续的记录并保存在电脑上。

(5) 换热器进出口水温

在换热器进水管和出水管处分别安装了温度计，测量换热器进出口温度。

(6) 能耗测试

整个系统的耗电量由电度表读出。

3.3 装置的特点

(1) 节能

热泵干燥系统单独运行时，蒸发器吸收干燥箱出口空气中的显热和潜热，将原本要排入环境中的热量进行回收；太阳能热泵联合干燥时，蒸发器 24 吸收来自换热器的空气的热量；太阳能单独干燥时，所有的干燥热量全部由太阳能集热系统提供，因此不管哪种干燥形式，都相对节能。

(2) 除湿能力可调节

本装置中，三个蒸发器的面积分别为 3m^2 , 5m^2 , 5m^2 ，且前两者的蒸发压力较低，后者蒸发压力较高。在干燥前期，干燥箱内湿度大，蒸发器内的制冷剂吸收空气中的潜热，除湿能力可以满足要求时，开启第三个蒸发器。在干燥后期，箱体湿度小，开蒸发器 3 表面温度不够低，不能达到露点温度，需要更小的蒸发压力，使得制冷剂的蒸发温度更低，空气降温后能析出水分，因此采用蒸发器 1、2 来增强除湿能力。

(3) 干燥条件可调节范围宽

在本装置中，水冷冷凝器安装在箱体外部，避免了通过水冷冷凝器中的热量通过壳体传递给空气。通过调节水量可以稳定箱体温度，由于本装置的压缩机内存在高温保护，一般只适合中温干燥，因此热泵单独运行时本装置的调节范围为 $-10^{\circ}\text{C}\sim 60^{\circ}\text{C}$ 。由于添加了电辅助加热装置，因此可以扩大高温干燥的范围。

(4) 工艺参数便于调节

热泵干燥系统中，几组蒸发器采用并联的形式，且都靠电磁阀控制开关。通过蒸发器可以调节热泵系统的除湿能力，也可以通过只开启蒸发器 24 来停止除湿，这是湿度的控制并不稳定，需要人工控制。通过调节水冷冷凝器的水量，可以稳定的控制干燥箱体温度。另外，本系统中的风机，由变频器控制，调节变频器的频率可以控制风速在 $0\sim 4\text{m/s}$ 的范围内。

4 太阳能热泵联合干燥机组运行性能测试及分析

4.1 引言

太阳能热泵联合干燥系统由太阳能集热系统、热泵干燥系统组成,每一个部件的性能都影响着整个系统的性能。本章同时以能耗和除湿能力为指标,对热泵干燥系统中不同干燥方式下的制热系数和除湿能力进行了分析,分别测试了太阳能集热器性能,换热器性能,换热器与干燥系统的匹配情况;最后在不同热泵蒸发器入口温度下,比较了太阳能-热泵联合干燥系统的制热效率,得出了太阳能-热泵联合干燥系统的节能优势。

4.2 太阳能系统性能测试

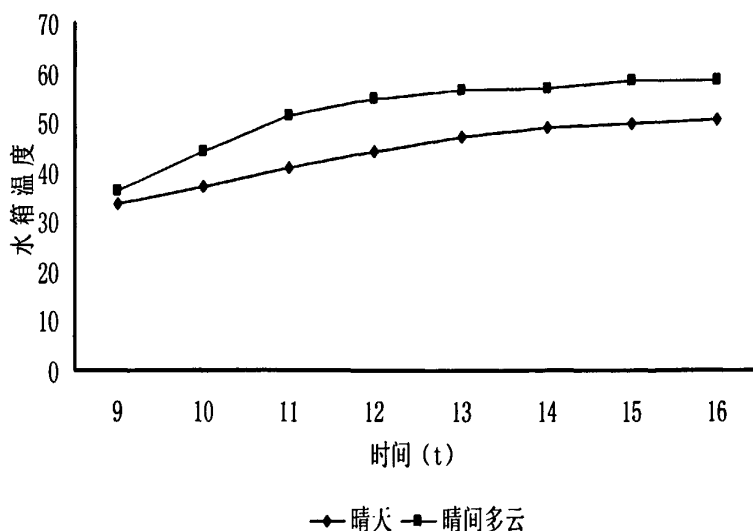
4.2.1 集热器集热能力测试

集热器是太阳能干燥系统的主要设备,太阳能系统性能的好坏与集热器性能有直接的关系。本装置中水泵的功率不可调,集热器中水的流速一定,集热器进出口水的温差反映了集热器的集热能力,这里主要考察了不同的天气和水温对集热器性能的影响。

测试方法:选择不同的天气,充分搅拌水箱内的水,用误差为 0.1 的防水中心温度计测量水箱内及集热器进出口水温,从 9:00-16:00 每隔一个小时取一次数据,测试结果如图 4-1。

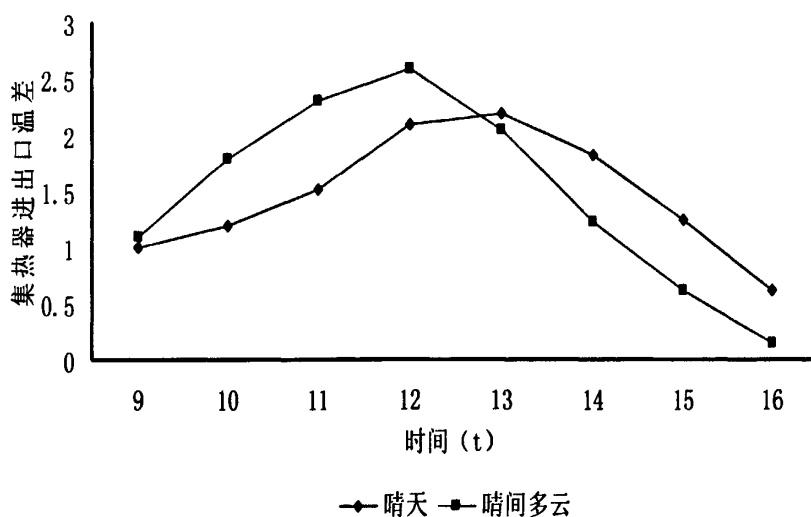
- (1) 在晴天,从早上 10 点至 12 点,集热器进出口水温温差大,水箱内水温上升快,13 点以后,集热器进出口温差减小,水箱内水温上升变慢。
- (2) 在晴转多云的天气,水箱内水温上升很慢,但 14 点以后集热器进出口温差比晴天日大。

水箱内的温度变化反映出一段时间内集热器所收集的热量,集热器进出口温差反映出一定的时间点集热器所吸收的热量。从本次实验中可以看出,晴天太阳能辐射强度大,集热器吸收的热量多。下午 14 点以后,水箱内水温升高到一定程度,且太阳能辐射强度逐渐降低,与太阳能集热板之间的温差小,水温上升变慢,集热器进出口温差变小。太阳能集热器的集热能力与太阳能辐射情况和水箱内水温都有关系,太阳能辐射强度大,水箱内水温低时,集热能力强。



4-1 (a) 水箱内水温

4-1 (a) the temperature of water at water tank



4-1 (b) 集热器进出口温差

Figure 4-1 (b) water temperature difference between inlet and outlet of collector

4.2.2 换热器性能测试

本实验装置换热器内装有一个小型风机，风机的风速基本保持 0.4m/s ，换热器入口出口风道的大小固定，换热器出口空气温度仅与入口空气温度和水箱内水温有关，换热器进出口空气的温度变化间接的反映出换热器的换热性能。

太阳能单独干燥时，干燥箱体内部的风被鼓入换热器，经加热后回到干燥箱体，形成一个循环。每小时测一次数据，分别测试出干燥箱体温度、换热器入口水温 and 换热

器出口风温，如表 4-1。

表 4-1 太阳能单独运行各点温度

干燥箱体温度℃	29.1	32.6	36	37.3	37.9
入口水温℃	42.4	45.4	51.5	52.6	53.4
出口风温℃	38.1	42.2	47.8	49.5	50.2

假设箱体内空气的质量为 m_1 ，换热器内风道面积为 s_2 ，则换热器表面的空气流量为 $0.4s_2 m^3/s$ ，通过换热器加热的空气质量 m_2 为 $0.4s_2 \rho$ ，根据能量守恒：

$$cm_1\Delta t_1 = cm_2\Delta t_2 \tag{4-1}$$

如表 4-1，换热器出口空气温度与换热器入口水温相差不大，证明换热器内水-空气换热充分；在联合干燥时，干燥箱内温度为换热器入口温度，比较干燥箱内温度变化和换热器进出口温差知， Δt_2 明显大于 Δt_1 ，且干燥箱内空气温升慢，换热器入口温度对换热器出口温度影响不显著，说明太阳能单独干燥时，有必要增大风速，提高通过换热器的风量，以满足干燥需求。

在太阳能热泵联合干燥时，进入换热器的空气为室内新风（温度基本保持 26℃）。测试出水箱内水温和换热器出口风温的关系如表 4-2 所示：

表 4-2 太阳能热泵联合运行各点温度变化

水箱水温	40.8	45.7	46.9	47.6	48.3	50.9
换热器出口风温	36.1	41.4	42.7	43.4	44.1	46.2

在晴天，水箱内水温最高可以达到 55 度，在晴转多云的天气，水箱内温度可以达到 45 度。根据水箱内水温与风温的关系知，在水箱内的水温保持 45 度以上时，换热器出口风温基本可是达到 42℃，联合运行时需要的空气量不大，换热器风速能满足需求。

以上测试表明，换热器的换热性能好，在太阳能热泵联合运行时，能满足系统运行需求，但在太阳能单独运行时，由于干燥箱体大，需要的热量多，换热器内风机风速偏小，需要更换风速较大的风机，以保证实验需求。

4.3 热泵系统性能测试

4.3.1 变工况下压缩比变化

从干燥装置的测试系统中，可以直接读取蒸发压力和冷凝压力。压缩比即为蒸发压力和冷凝压力之比，可以反应出热泵压缩机的能耗。压缩比越小，压缩机所消耗的能耗越低，反之越高。

$$\varepsilon = \frac{p_k}{p_0} \quad (4-1)$$

其中 p_k ---- 冷凝压力; p_0 ---- 蒸发压力; ε ---- 压缩比。

蒸发器不同的组合方式反映出不同的蒸发面积, 通过蒸发器并联扩大热泵系统的蒸发面积。由图 4-2 可以看出, 单开蒸发器 3 压缩比最大, 蒸发器 1、2、3 全部并联压缩比最小。说明蒸发面积直接影响压缩比, 蒸发面积的增大, 压缩比降低, 压缩机消耗的能量降低。同时在相同的蒸发面积下, 蒸发器入口空气的温度升高压缩比降低, 即在一定范围内温度的升高, 压缩机耗能减小。

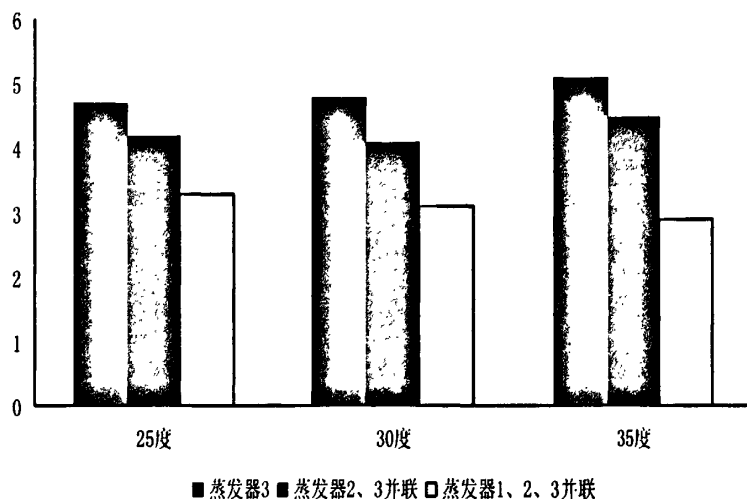


图 4-2 不同蒸发器入口温度与不同蒸发器组合的压缩比

Figure4-2 the compression ratio with different inlet temperature and different combination mode of evaporator

图 4-3 显示了蒸发器进出口温差, 蒸发器入口温度为 35℃ 时, 蒸发器进出口温差最高, 从低温热源吸收的热量最多。随着蒸发器入口温度的降低, 温差减小, 说明外界温度越高, 从低温热源吸收的热量越多。蒸发面积增大, 制冷剂工质过热, 蒸发面积越大, 过热度越高。因此随着蒸发面积的增大, 蒸发器进出口温差减小。

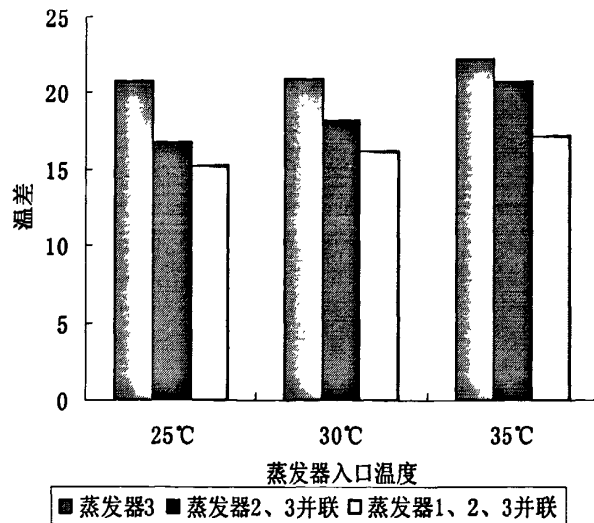


图 4-3 蒸发器进出口温差

Figure4-3 the temperature difference between the inlet and outlet of evaporator

4.3.2. 热泵干燥系统的制热系数测试

在热泵运行过程中，经过蒸发器的空气的量和蒸发器前后空气温差决定蒸发器吸收的热量。在风速一定的情况下，风量一定，蒸发器进出口空气的温差可以间接反应热泵系统从低热源处吸收的热量。

本装置中，没有在蒸发器和冷凝器铜管内部安装温度计，无法真正测量热泵系统实际运行的蒸发温度和冷凝温度，取热泵系统的能源效率 $\eta' = 0.45$ ，则不同蒸发器入口温度和不同组合的制热系数对比如表 4-4。

表 4-4 不同工况下的制热系数

Table 4-4 the thermal efficiency at different operating condition

t_1	蒸发器	t_2	ΔT_1	t_3	ΔT_2	Q_1/m	Q_2/m	Cop
25°C	III	4.2	20.8	42.8	38.6	20.904	38.793	3.0
	III+II	8.2	16.8	43.5	35.3	16.884	35.4765	3.1
	I+II+III	9.8	15.2	43.6	33.8	15.276	33.969	3.2
30°C	III	10.1	20.9	49.4	39.2	19.899	39.396	2.9
	III+II	11.8	18.2	50	38.2	18.291	38.391	3.0
	I+II+III	14.8	16.2	51.3	35.5	14.271	35.6775	3.1
35°C	III	12.8	22.2	51.4	38.6	22.311	38.793	3.0
	III+II	14.2	20.8	52.5	38.3	20.904	38.4915	3.0
	I+II+III	17.9	17.1	52.7	34.8	17.1855	34.974	3.1

t_1 为蒸发器入口风温， t_2 为蒸发器出口风温， t_3 为冷凝器出口风温；III表示单开蒸发器 3，

III+II表示2、3蒸发器并联，I+II+III表示蒸发器1、2、3并联； ΔT_1 表示蒸发器进出口温差， ΔT_2 表示冷凝器进出口温差。

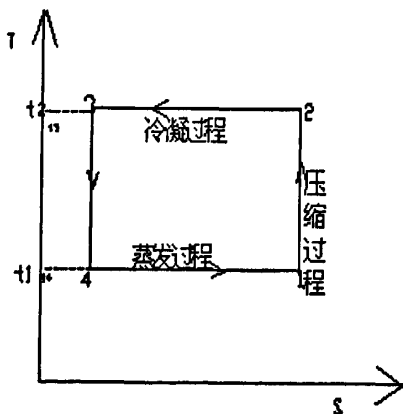
由表4-4知，制热系数受蒸发器入口温度影响不显著，其随着蒸发器面积的增大而增大。在蒸发器面积小，循环工质在蒸发器内不能完全蒸发时，增大蒸发器面积工质从外界吸收的热量增大，制热系数增大。

4.3.3 热泵干燥系统的除湿能耗比 SMER

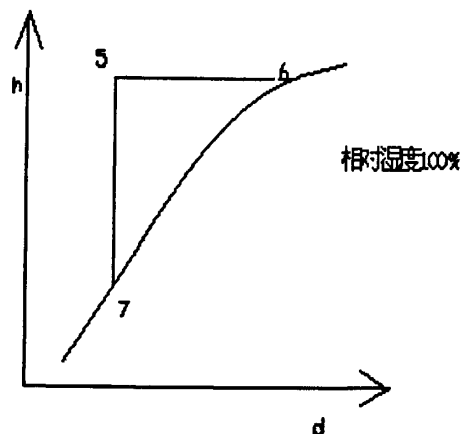
干燥系统最终关注的是消耗一定的能耗后除去物料中的水分量，这一指标可以用除湿能耗比 SMER 来表示，SMER 的计算表达式如下：

$$SMER = \frac{M_{de}}{W_{tot}\tau} = \frac{W_{de}}{W_{tot}} \quad (4-2)$$

其中，SMER 是除湿能耗比， $\text{kg}/(\text{kWh})$ ； M_{de} 为从物料中除去的水分质量， kg ； τ 为干燥时间， h ； W_{de} 为热泵干燥装置的水分蒸发速率， kg/h ； W_{tot} 为总耗能功率， kW 。



(a) 热泵工质的状态变化



(b) 干燥介质的状态变化

图 4-4 热泵工质理想循环过程在温-熵和焓-湿图上的表示

Figure 4-4 Heat pump drying cycle expressed at T-S and h-d figure

对于带辅助冷凝器的闭式热泵干燥装置的理想循环性能进行分析，除湿能耗比的表达式可写为式 (4-3)：

$$SMER = \frac{3600(t_1 + 273.15)(d_6 - d_5)}{(t_2 - t_1)[r(d_6 - d_7) + C_p(t_6 - t_7)]} \quad (4-3)$$

其中， t_1 是蒸发温度， t_2 是冷凝温度； d_5 、 d_6 和 d_7 分别为干燥介质在冷凝器出口、蒸发器进口和蒸发器出口的湿含量； t_6 和 t_7 分别是干燥介质在蒸发器进口和出口的温度。为了简化分析，认为干燥介质在蒸发器出口的湿含量等于冷凝器进出口的湿含量。

4.3.3.1 热泵工质冷凝温度对除湿能耗比的影响

当热泵制冷剂的蒸发温度一定时,冷凝温度变化将对带辅助冷凝器的热泵干燥装置产生一定的影响。设干燥介质为空气,蒸发温度为 $t_i=0^{\circ}\text{C}$,则空气蒸发器温度为 $t_i=0^{\circ}\text{C}$,其对应的饱和湿空气的湿含量 $d_i=0.004\text{kg(水蒸气)}/\text{kg(干空气)}$ 。设制冷剂初时冷凝温度为 $t_2=50^{\circ}\text{C}$,则空气出冷凝器的温度 $t_5=50^{\circ}\text{C}$,其湿含量 $d_5=d_i=0.004\text{kg(水蒸气)}/\text{kg(干空气)}$ 。该参数的空气进入干燥器等焓吸收物料中的水分,在干燥器出口处,其温度约为 $t_6=21^{\circ}\text{C}$,其对应的饱和湿空气的湿含量约为 $d_6=0.016\text{kg(水蒸气)}/\text{kg(干空气)}$ 。计算中近似取水的汽化潜热为 $r=2400\text{kJ}/\text{kg}$,空气的定压比热容 $C_p=1.0\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。

将上述数据代入 (4-3),可算出此时的 SMER 为 $4.836\text{ kg}/(\text{kWh})$ 。

同样,保持蒸发温度为 0°C 不变,分别计算冷凝温度为 40°C 、 60°C 和 70°C 及其对应空气参数下的 SMER 值,可得到图 4-5。

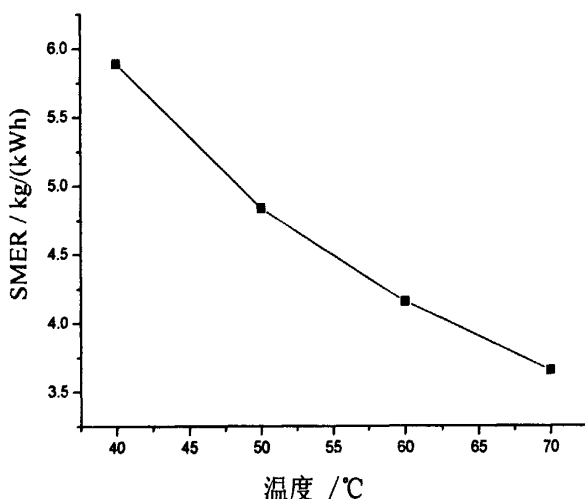


图 4-5 冷凝温度变化对 SMER 值的影响

Figure 4-7 the effect of condensing temperature on SMER

从图 4-7 中可以看出,当热泵工质蒸发温度不变时,冷凝温度升高,SMER 值显著减小。当蒸发温度从 40°C 升高至 70°C 时,SMER 值下降 37.95%。冷凝温度升高,冷凝器出口空气温度升高,单位质量干燥介质在干燥器中的吸收水分能力增加,对蒸发器中的冷量需求也增加,但热泵主机的制冷系数和制热系数均下降,从而导致 SMER 值下降。

4.3.3.2 蒸发温度变化对 SMER 值的影响

为了找到蒸发温度变化对热泵干燥系统 SMER 值的影响规律,在假定冷凝温度为 60°C 不变时,对蒸发温度分别为 -2°C 、 0°C 、 2°C 、 4°C 及其相应空气参数下的 SMER 值进行了计算,结果见图 4-6。

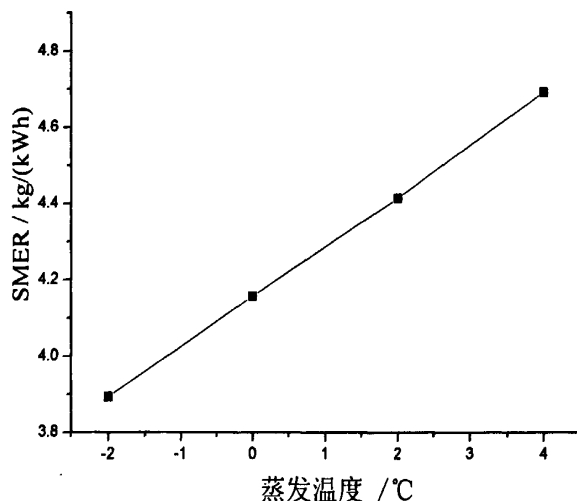


图 4-6 蒸发温度对 SMER 值的影响

Figure 4-8 the effect of evaporation temperature on SMER

从图 4-8 中可以看出, 当制冷剂冷凝温度不变时, 蒸发温度升高, SMER 值随之近似线性增加。当蒸发温度从 -2°C 升高至 4°C 时, SMER 值增加了 20.52%。蒸发温度升高后, 尽管单位质量干燥介质在干燥器中吸收的水分量减少, 从物料除去单位质量水分的冷量消耗小, 热泵制热系数的增加, 从而导致装置的 SMER 升高。

4.4 太阳能-热泵联合干燥系统的制热系数分析

为了找到太阳能-热泵干燥系统的运行情况, 将分别对相关参数进行测量。通过测量集热器进出口水温情况确定了集热器的集热能力, 见图 4-3; 通过测量换热器进口水温 (单太阳能干燥情况下) 和换热器干燥介质出口温度, 确定了太阳能为热泵干燥装置提供的热量大小。

太阳能热泵联合运行时, 低温热源为双热源, 因此 $Q_{12} = Q_1 + Q_2$ 。本装置中, 换热器内部自带的风机风速不能测量, 热泵换热器的有效换热面积没有确定, 因此 Q_1 没办法准确计算。本实验中, 箱体内空气的量 m 不变, 箱体内空气获得的热量 Q 为:

$$\begin{aligned}
 Q &= cm\Delta t \\
 &= W + Q_{12} \\
 &= W + Q_1 + Q_2
 \end{aligned}
 \tag{4-4}$$

其中 Δt 为一定时间内箱体温度的上升, Q_1 为除湿蒸发器吸收的热量, Q_2 为热泵蒸发器吸收的热量。

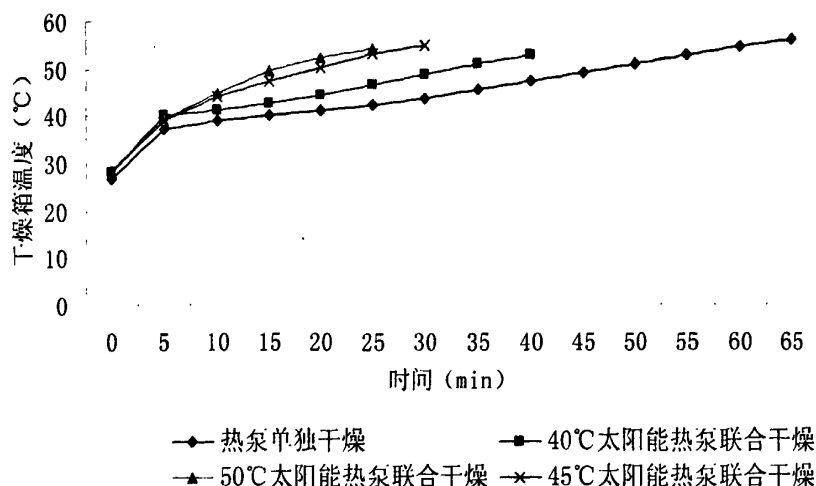


图 4-7 太阳能热泵联合干燥箱体内温度的变化

如图 4-7，换热器出口温度不同时，将箱体內的空气加热到一定的温度所需的时间也不一样。热泵单独运行时，箱体内空气获得的热量 $Q = \text{cop}_1 * W$ ，其中 $\text{cop}_1 = 2.5$ ， W 为消耗的电能，在蒸发器面积一致的情况下，与时间 t 有关。在确定的联合干燥条件下，箱体内温度上升的速率一致，因此 $Q = q * t$ ，其中 q 表示每分钟箱体内空气获得的热量， t 表示时间。

由于干燥箱內空气的量不变，因此，几种联合方式下，干燥箱內空气最终获得的热量一样。经计算，换热器出口温度为 40℃，45℃ 和 50℃ 下，太阳能热泵联合运行系统的制热系数分别为 5.0，6.7 和 8.0，远比热泵单独运行的制热系数大。

4.5 结论

1. 根据热泵干燥系统在不同工况下的测试结果，表明该系统热泵系统热效率在 2.4~2.6 之间变化，这与理论值较为接近；

2. 热泵蒸发器入口风温分别为 40℃、45℃、50℃ 时，太阳能-热泵联合干燥系统的制热效率分别为 5.0、6.7、8.0，远大于热泵独立运行的制热效率，因此太阳能热泵联合干燥系统更节能。

3、对热泵蒸发压力和冷凝压力的测试结果表明，热泵系统的压缩比随着蒸发面积的改变而改变，在一定范围内，蒸发面积增大，压缩比减小，从而耗能更少；

4、通过对带辅助冷凝器的热泵干燥系统的除湿能耗比 SMER 进行分析，可以发现 SMER 值随冷凝温度的升高而下降；随蒸发温度的升高而增加。为了提高干燥系统的 SMER 值，应在条件允许的前提下提高蒸发温度，降低冷凝温度。在降低冷凝温度时，必须考虑对干燥生产率的影响。

5 太阳能热泵联合干燥罗非鱼的实验研究

5.1 前言

为了进一步探索本实验装置的性能,本文以罗非鱼片为原料进行了太阳能系统和热泵系统独立干燥时的干燥特性和干燥能耗的实验研究,并根据实验结果得出了罗非鱼片在两种干燥形式下的干燥曲线和能耗,经过对比分析,提出了联合干燥的可行性及其与太阳能单独干燥相比存在的优势。

5.2 太阳能干燥罗非鱼的实验研究

5.2.1 材料与设备

原料:本实验中的罗非鱼购于霞山水产品市场,经去头、去内脏、去皮等处理后,取鱼肉并切成相应厚度的鱼片。

设备:太阳能热泵联合干燥装置;电子分析天平;DZF-6050型真空干燥箱。

5.2.2 实验方法

在太阳能辐射强度大,水箱内水温高,单独开启太阳能干燥系统时,干燥箱内温度可以满足干燥条件的情况下进行的,将处理好的鱼片放入干燥箱中进行干燥。在实验过程中,每小时取一次样品,进行复水率和湿基含水量率的测定,实验完成后记录整个干燥过程所消耗的能量。

5.2.3 测试指标

5.2.3.1 水分含量的测定

采用烘箱常压干燥法,设定烘箱内温度为105℃,定时取样迅速测定直到恒重。记录称得的质量 M_i ,换算成湿基含水量率 R_H 。

$$R_H = \frac{(M_{\text{物料}} - M_{\text{恒重}}) \times 100\%}{M_{\text{恒重}}} \quad (5-1)$$

5.2.3.2 能耗的测定

干燥过程中能耗的测定采用电表的前后读数差值。假设电能表的初始读数为 E_0 ,终了读数为 E_i ,则0-i时间段内干燥所消耗的能耗 $W_i = E_0 - E_i$ 。

5.2.3.3 复水率的测定

将质量为 M_1 的干制品放在恒定温度的水浴锅中浸泡一定时间,取出吸取表面水分后的质量为 M_2 ,则复水率 R 为:

$$R = \frac{M_2 - M_1}{M_2} \times 100\% \quad (5-2)$$

在本实验中, 取一定质量的罗非鱼片, 浸入温度为 40℃ 的恒温水浸泡 40 分钟后取出, 除去表面的水分, 迅速称重。每次在相同鱼片上取两个样品, 称重后算得的复水率取平均值。

5.2.4 实验结果与分析

5.2.4.1 太阳能干燥罗非鱼的干燥曲线

装置搭建好后, 在 10 月的晴天进行了太阳能干燥罗非鱼的相关实验, 对不同厚度的鱼片进行干燥实验, 得出干燥曲线并进行比较。实验结果整理后如图 5-1 和图 5-2 所示, 图 5-1 图中示出了厚度分别为 4mm 和 7mm 罗非鱼片的太阳能干燥曲线, 图 5-2 示出了相应时刻干燥箱的温度, 从图中可以看出:

1) 在风速和箱体内湿度相当的情况下, 影响干燥速率的主要因素为干燥介质的温度和原料的厚度。罗非鱼片厚度小时, 物料内部水分扩散的距离小, 水分扩散的内阻力小, 鱼片内部水分渗透容易, 因此在太阳能干燥的前两个小时 7mm 的罗非鱼片干燥曲线较平坦, 预示其干燥速率较慢。在相同的时间内, 4mm 厚的罗非鱼片的含水率明显比 7mm 厚的罗非鱼片的含水率低, 干燥速率较快。在干燥后期, 内部和表面的湿度梯度是影响干燥速率的主要因素, 含水率低湿度梯度小, 结合空气温度和鱼片厚度的影响, 二者干燥速率相当。

2) 在太阳能辐射强度很小后, 关闭了太阳能系统的水循环, 干燥中所消耗的热量全部来自蓄水箱中存储的热量。每次实验放入的鱼片数量一样, 4mm 厚的鱼片总的质量小, 需要消耗的热量少, 在太阳能集热系统关闭后, 仍可继续干燥两小时。

3) 本实验中, 受太阳能辐射强度的影响, 水箱内温度不稳定, 以致干燥箱内温度不稳定。如图 5-2, 早上十点到下午 2 点之间水箱温度呈上升趋势, 且整个干燥过程中开始的两个小时干燥温度最低, 因此并不能明显看出整个干燥过程中干燥速率的不同。

4) 单独使用太阳能干燥很难达到完全干燥的目的。

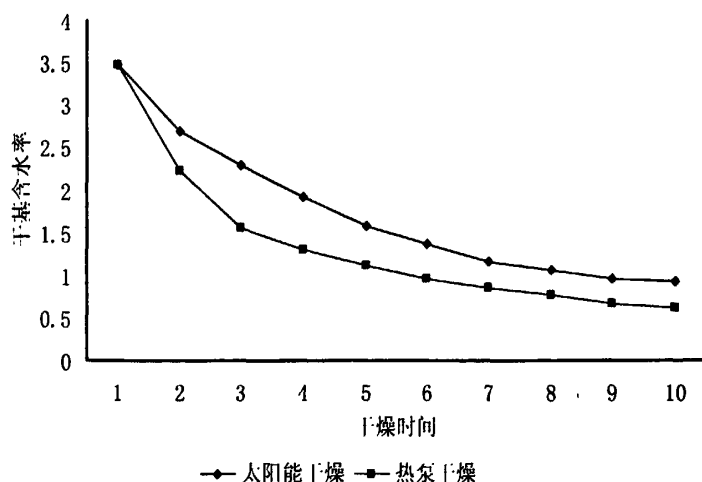


图 5-1 罗非鱼太阳能干燥曲线

Figure 5-1 the solar drying curves of tilapia nilotica

5.4.4.2 干燥箱内温度变化的讨论

干燥箱内空气温度是干燥作业中的一项重要参数，在一定范围内增加温度，可以通过加快水分的蒸发，加快干燥速率。这里给出了两次太阳能干燥实验的干燥箱内温度变化，如图 5-2。

早上 10 点，太阳能辐射强度较小，水箱内的水吸收的热量少，且干燥前期，表面的自由水蒸发快，需要的热量多，因此水箱内水温上升的速率最慢。随着太阳能辐射强度的增大，水箱内水温升高，下午五点以后，关闭集热系统的水循环，干燥所消耗的热量全部来自蓄水箱中蓄存的热量，因此水箱内水温下降，干燥箱内空气温度也下降。

两次干燥过程中，箱体温度均可超过 45°C ，比室外空气温度高出 13°C ，可以预计，在太阳能辐射强度相对较大的几个月，干燥箱体温度与室外空气温度的差值更大，太阳能干燥与直接晒干相比可以较大的缩短干燥周期。

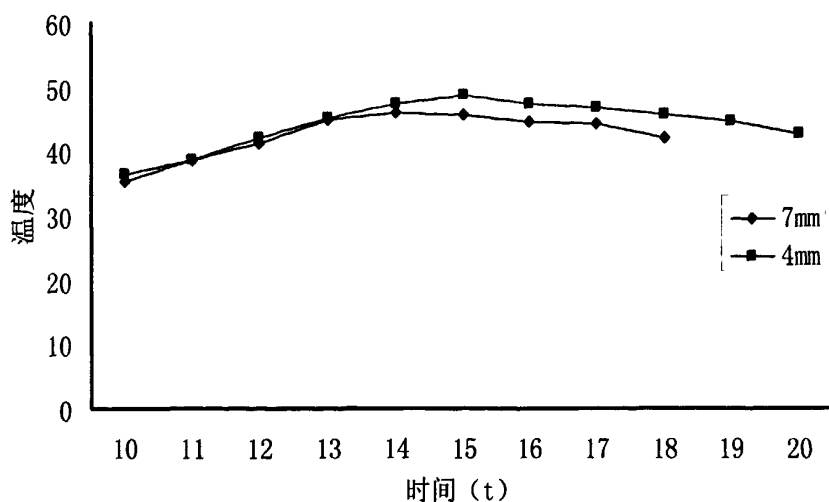


图 5-2 干燥箱内温度变化

Figure 5-2 the change of temperature in dry chamber

5.3 热泵干燥罗非鱼的实验研究

从前面的太阳能干燥实验中可以看出，太阳能单独干燥罗非鱼的最终含水率较高，不能一次性达到生产要求。由于天气和季节等的影响，太阳能单独干燥不能实现连续性，且一次性干燥的时间过长会影响干制品品质，因此必须添加辅助加热设备或联合其它干燥方式来满足生产的需要。热泵干燥不仅可以作为太阳能干燥的辅助干燥形式，且独立干燥原料时其干燥品质较好，若将两者合理的联合可以实现优势互补，提高干燥原料品质的目的。为了分析联合干燥装置的性能，测试热泵系统对干燥温度的可调性，本节进行了热泵独立干燥罗非鱼的实验，为下一节中分析联合干燥的可行性提供理论依据。

5.3.1 实验方法

鱼片的处理方法与太阳能单独干燥的处理方法一致，在相同的风速下，将处理好的鱼片置于热泵干燥箱中（湿度基本一致），分别在 30℃、45℃、60℃下进行干燥，比较在不同温度和厚度下干燥速率曲线及干燥速率曲线。

5.3.2 实验结果分析

5.3.2.1 不同温度下干燥曲线比较

干燥箱体内温度对罗非鱼片含水率和干燥时间的影响如图 5-3. 从图 5-3 中可以看出：

箱体内空气的温度变化对罗非鱼片含水率和干燥时间影响显著。空气温度为 60℃ 时，干燥 9 小时左右，罗非鱼片湿基含水率为 43%；空气温度为 45℃ 时，干燥 12 个小时，湿基含水率为 44%；空气温度为 30 度时，干燥 19 个小时，湿基含水率为 45%。

当干燥介质温度较低时,由于传递给物料的热量较小,物料的界面温度和表面温度都很低,传质推动力较小,使干燥时间延长。随着干燥介质温度的升高,物料界面温度有所上升,传质推动力提高,加快了水蒸气从界面逸出的速率,因此罗非鱼片含水率下降得较快,干燥时间缩短。

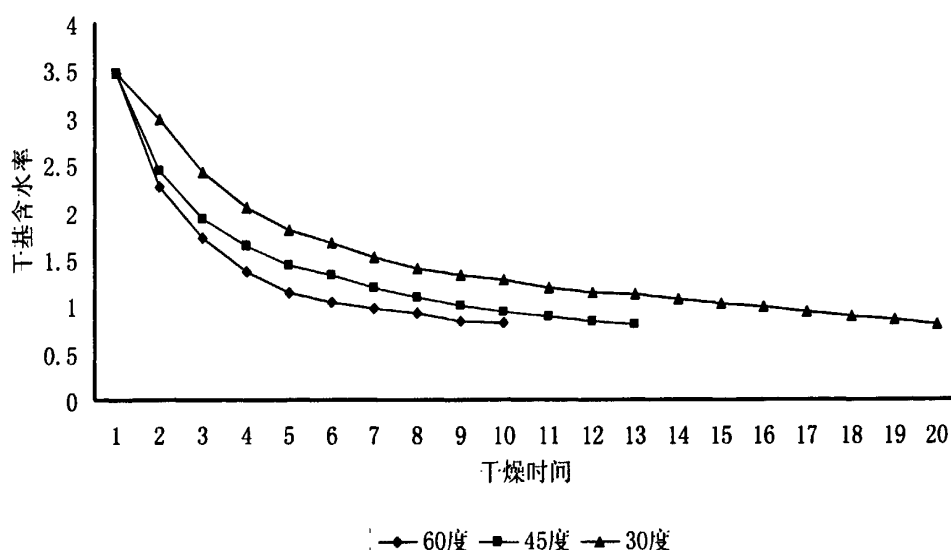


图 5-3 不同温度下罗非鱼的干燥曲线

Figure 5-3 drying curve of tilapia nilotica at different temperature

干燥速率定义为单位时间内在单位面积上汽化的水分的质量。但实际上,由于实验中采用的罗非鱼均来自一个季节一个市场,密度没有明显差异,因此用单位时间内单位质量内汽化的水分的质量来计算干燥速率。

罗非鱼的不同温度下的热泵干燥速率曲线如图 5-4,从图中可见,预热干燥阶段不明显,干燥前期干燥速率最大且恒定,样品处于恒速度干燥阶段,干基含水率为 2.4 时,干燥速率开始下降,干基含水率超过 1 时,干燥速率很小几乎为零。干燥初期,鱼片表面湿润,且水蒸气气压大于箱体内水蒸气气压,水分蒸发,干燥过程中,鱼片表面水蒸汽压降低,与鱼片内部形成蒸汽压差,内部游离水向表面输送,并保持表面的湿润,因此干燥速率恒定。随着干燥的进行,鱼片内部迁移出的水分不能弥补表面水分的汽化,鱼片表面不能再维持湿润,干燥速率下降,干燥进入降速阶段,且干基含水率 2.4 是其临界湿含量。

从图 5-4 中也可以看出,温度越高,干燥速率越大。干燥介质温度为 60°C 的干燥速率大于干燥介质温度为 45°C 的干燥速率,而干燥介质为 30°C 的干燥速率比前两者都小,且差别很大。说明干燥前期,45°C 和 60°C 的干燥介质提供的热量基本可以满足水分传递的需求,而 30°C 的干燥介质则不能提供足够的热量。干燥后期,由于

游离水已基本除去，干燥过程主要由水分的传递控制，因此干燥速率都很小。

从图中曲线中还可以看出，60℃时样品的干基临界湿含量 2.4，45℃时样品的干基临界湿含量 2.3，30℃时样品的干基临界湿含量 2.5,说明在其它条件一致的情况下，临界湿含量的大小与温度有关系，且有一个最适温度可使其临界湿含量达到最小，恒速干燥阶段最长，但在本实验的三种情况下相差不是太大。

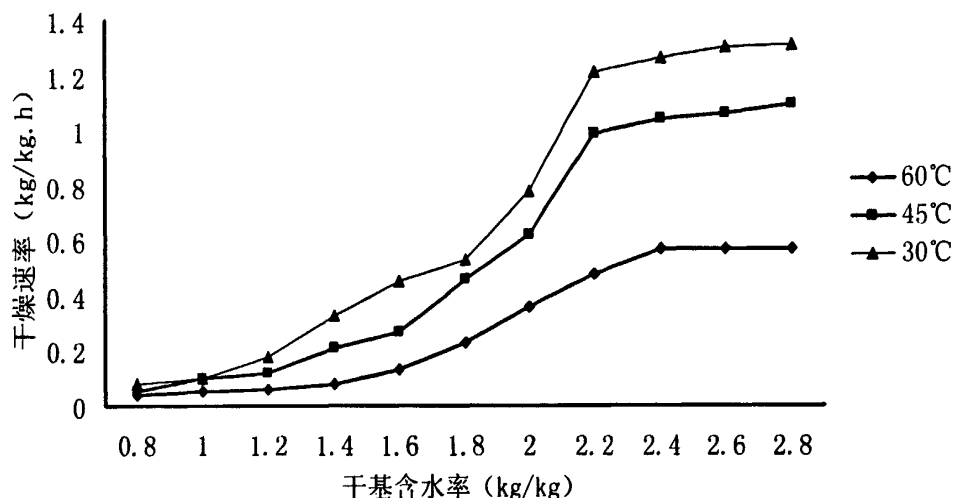


图 5-4 不同温度下干燥速率曲线

Figure5-4 drying rate curve of tilapia nilotica at different temperature

5.3.2.2 不同厚度下干燥曲线比较

图 5-5 显示了在相同的干燥条件下不同厚度的罗非鱼片的干燥曲线。如图 5-5 (a)，在初始含水率一样的情况下，干燥 7mm 厚的罗非鱼片比干燥 4mm 厚的罗非鱼片多花三个小时。物料在干燥过程中，热量的传递靠温度梯度，而水分的传递靠水蒸气气压差，厚度越大，水蒸气传递的阻力越大。在干燥介质提供的热量基本满足干燥要求时，水分的传递控制着干燥过程。如图 5-5 (b)，干燥进行的第一个小时，干燥 4mm 厚的罗非鱼片的干燥速率明显比干燥 7mm 厚的罗非鱼片快。随着干燥的进行，剩下较难除去的结合水和少部分游离水，因此干燥速率都减小，且两者差别不大。

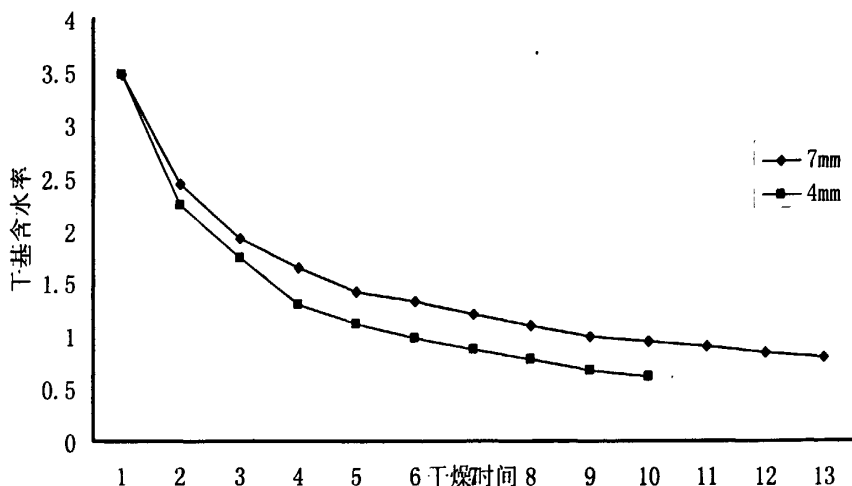


图 5-5 (a) 45°C 下干燥曲线比较

Figure 5-5 the different drying curve at 45°C

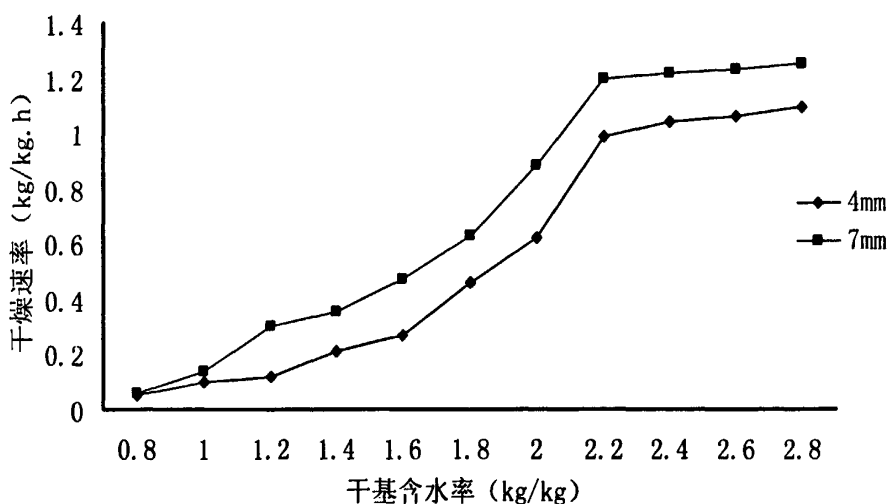


图 5-5 (b) 45°C 下干燥速率比较

Figure 5-5 the different of drying rate at 45°C

5.4 太阳能热泵联合干燥的可行性分析

太阳能是一种清洁廉价的可再生能源，但是其受气候等因素影响严重。从太阳能单独干燥的实验可知，即使在 10 月的晴天，都不可能单独利用太阳能实现干燥。本章将结合太阳能与热泵单独干燥的特点和湛江市的气候条件分析太阳能热泵联合干燥的可行性及联合的趋势。

5.4.1 干燥速率分析

如图 5-7 所示是两种干燥方式对相同干燥原料的干燥曲线的比较，从图中可以看

出,干燥相同的时间,热泵干燥的最终含水率比太阳能干燥低,热泵干燥速率比太阳能干燥速率大,但干燥前期两者速率之差比干燥后期大。热泵干燥箱内湿度较低,与鱼体表面水蒸汽压差大,水分传递速率快,因此干燥速率大。干燥前期,干燥箱内空气的湿度对干燥速率的影响较大,随着干燥的进行,鱼体表层被干燥,汽化表层内移,水分向空气中传递的阻力增大,游离水大部分被除去,干燥介质的湿度对干燥速率的影响减弱,因此干燥前期,热泵干燥罗非鱼与太阳能干燥罗非鱼的干燥速率之差比干燥后期大。

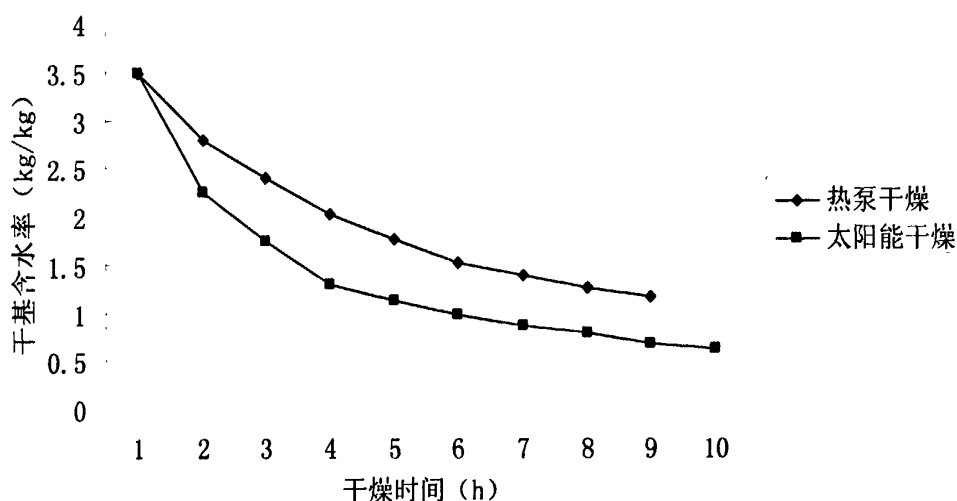


图 5-7(a) 太阳能与热泵干燥曲线比较

Figure5-7(a) the different drying curve between solar drying and heat pump drying

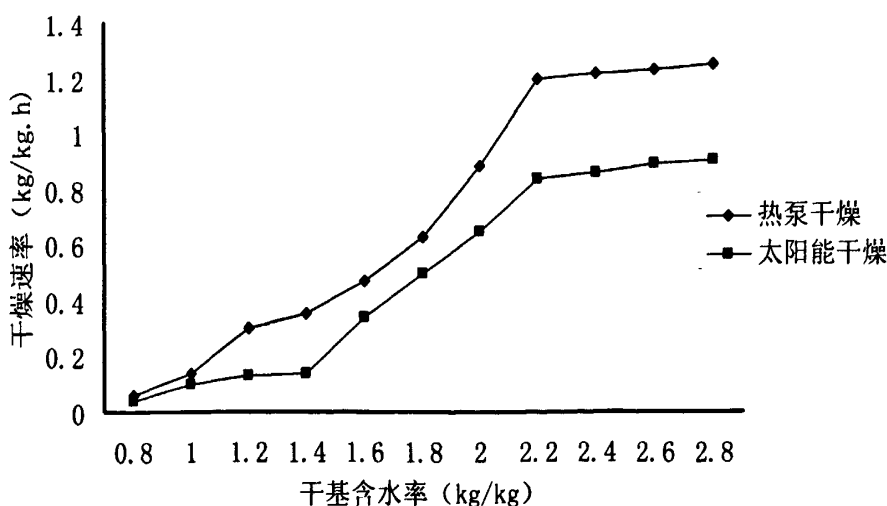


图 5-7(b) 太阳能与热泵干燥速率比较

Figure5-7(a) the different of drying rate between solar drying and heat pump drying

5.4.2 复水率比较

复水率可以部分反应干燥产品的品质，通过比较不同含水率下太阳能与热泵干燥的复水率，可以获得不同干燥阶段太阳能与热泵干燥对品质的影响。如表 5-1（a），太阳能干燥 7mm 罗非鱼片的复水率明显低于热泵 45℃干燥罗非鱼片的复水率，特别是在含水率为 70%时，说明干燥前期，太阳能干燥罗非鱼片的品质比热泵干燥罗非鱼片差。同样如表 5-1（b），太阳能干燥罗非鱼片的复水率低于热泵干燥，但后期差距不明显。比较表 5-1（a）和表 5-1（b）7mm 的鱼片的复水率比 4mm 小，即 4mm 的鱼片品质更佳。

表 5-1（a） 7mm 罗非鱼干燥复水率比较

Table 5-1(a) rehydration rate of tilapia(7mm)

含水率	复水率	
	太阳能干燥	热泵 45℃干燥
70%	3.7	13.8
60%	6	15.7
50%	19.4	23.2

表 5-1（b） 4mm 罗非鱼干燥复水率比较

Table 5-1(b) rehydration rate of tilapia(4mm)

含水率	复水率	
	太阳能干燥	热泵 45 度干燥
70%	15.4	21.6
60%	18.3	23.7
50%	28.3	39.4

5.4.3 能耗分析

由于实验条件的限制，本装置中太阳能集热系统与换热系统和干燥箱体距离较远，浪费了一部分能量。但从电表读数知，干燥相同质量相同厚度的罗非鱼片到含水率为 45%，热泵干燥所用能耗为 16 度，太阳能干燥所用能耗为 7 度。因此太阳能干燥可以很大程度上减少运行费用。

5.5 本章小结

- 1、利用太阳能热泵干燥装置进行了罗非鱼片的干燥实验，实验过程能良好的控制温度条件，说明装置的控温调温性能良好；
- 2、进行太阳能系统单独运行罗非鱼片干燥的实验，10 月的晴天箱体内温度可达到 45

℃, 且对不同厚度的鱼片进行实验表明, 其厚度越大, 其干燥速度越小, 且相差不大, 从干燥曲线上其干燥速率均很小, 独立采用太阳能干燥很难达到最终干燥含水率的要求。

2、通过热泵干燥系统的独立干燥实验表明, 在不同的温度条件下干燥罗非鱼片时, 其干燥速度随着温度的增加而增大, 且有明显的恒速阶段和降速阶段, 其临界湿含量随着温度的变化应该有一个使其恒速阶段延长, 临界湿含量最小的温度。

3、温度相当时, 太阳能干燥比热泵干燥速率小, 且太阳能干燥的罗非鱼片复水率较热泵干燥小。且干燥前期二者差距较大, 但后期逐步缩小, 说明干燥前期的干燥方式对干燥速率和产品品质影响较大, 在工艺条件允许的情况下, 建议干燥的前两个小时开启热泵系统干燥。

4、将相同质量相同厚度的罗非鱼片干燥到含水率为 45% 的能耗测度数据, 太阳能干燥单位数量的干品节省能耗 9 度, 节能率达到 56% 以上, 明显减少了运行费用。

6 太阳能干燥系统的经济性分析

6.1 太阳能系统经济性评价方法

经济学分析的方法有很多,但考虑到太阳能系统初投资与整个干燥系统相比并不大,采用静态经济评价法。

① 太阳能系统的初投资

初期投资。指所评价系统各部分投资之和,包括土建费、设备购置费、安装费及其它费用(设计费、监理费和不可预见费等)。

太阳能系统初投资可以按以下公式得到:

$$I = I_1 + I_2 + I_3$$

其中 I_1 ----- 太阳能集热系统投资

I_2 ----- 蓄水系统投资

I_3 ----- 换热系统投资

② 太阳能系统节省的运行电费

太阳能系统节省的电费可按下式计算:

$$\Delta P = P_s - P_H$$

式中 ΔP ----- 为太阳能系统全年节省的电费

P_H ----- 为热泵干燥系统运行一年所获得的净热量

P_s ----- 为太阳能系统运行一年所获得的净热量

③ 计算投资回收期

$$n = \frac{\Delta I}{\Delta P}$$

以上部分没有考虑银行利率因素,因为在整个干燥系统中,太阳能系统所需要的投资相对较小,且太阳能系统运行费用低,预计投资回收期不会超过五年,因此不考虑银行利率等因素。

6.2 太阳能系统的初投资

太阳能系统主要由集热系统、蓄热系统、换热系统及相应的管道和循环水泵组成,主要投资见表 6-1。

表 6-1 太阳能系统投资

Table 6-1 initial investment of solar system

名称	规格	单价	投资
太阳能集热板	6 m ²	210 RMB/m ²	1260 RMB
蓄水箱	1 个	570 RMB/个	570 RMB
换热器	1 台	1000RMB/台	1000 RMB
IDB4B 型清水泵	2 台	250 RMB/台	500 RMB
水管	20m	17 RMB/m	340 RMB
安装费等			2000RMB
共计 5670RMB			

6.3 太阳能集热系统成本回收年限

本装置中用水从太阳能集热板中吸收热量，获得的热量的多少与投射到集热板上的太阳能辐射强度和水箱内温度均有关系，因此，太阳能系统运行的热量并不等于太阳能投射到集热板上的热量。

10 月份水箱内温度最高可达 55℃，假设在太阳能辐射强度更强的 5-9 月，水箱内温度可达 70℃，早上十点到下午五点可使箱体内温度保持 60℃，五点到八点集热器出口温度保持 45℃以上。在太阳能辐射强度相当的 11-4 月，获得的能量可以使换热器出口温度保持 45℃以上持续 10 小时。

热泵干燥系统运行 1 小时消耗的热量为 3.6 度，太阳能系统运行 1 小时消耗的热量为 1.2 度，则单独使用太阳能干燥每小时节省电量 2.4 度。由第四章太阳能热泵联合干燥性能测试知，换热器出口处空气温度为 45℃时，制热系数为 6.7，热泵单独运行时，制热系数为 3.1，联合干燥每小时制取的热量为热泵单独干燥的两倍，太阳能集热系统消耗的能量为 0.7 度，因此节省电量 1.1 度。

假设 5-9 月中 110 天为晴天，10-4 月中有 150 天为晴天，则太阳能热泵联合干燥一年节省的电量为：

$$110*7*2.4+110*3*1.1+150*8*1.1=3531度$$

按每度电 0.7 元计算，每年节省电费 2471.7 元。

根据 6.1 中的公式，2.3 年可回收太阳能集热系统初投资。

7 结论

在设计和实验过程中,得出以下结论:

- 1、对太阳能热泵联合干燥系统进行了设计计算,确定了热泵系统的部件和集热器的面积,并进行了各部件的选型和非标准件的结构设计。计算结果表明一次性干燥 20kg 的罗非鱼所需要的太阳能集热板的面积为 6m^2 ,热泵蒸发器和冷凝器面积分别为 3m^2 和 5m^2 。并对热泵单独运行和太阳能热泵联合运行的制热系数进行了理论计算分析,热泵开式循环制热系数为 3.08,热泵闭式循环制热系数为 3.21,太阳能-热泵联合运行制热系数为 3.55。
- 2、热泵系统的性能测试表明,在一定的范围内增大蒸发器面积,压缩机的压缩比减小,能耗降低;在不同蒸发器入口空气温度和不同蒸发面积的情况下,测得热泵系统的制热系数为 3.1,且受蒸发温度和蒸发面积影响不大;热泵-蒸发器入口温度不同,太阳能-热泵联合干燥系统的制热系数不同,但都远大于热泵单独运行系统的制热系数,即太阳能热泵联合干燥节能效果明显。
- 3、通过对带辅助冷凝器的热泵干燥系统的除湿能耗比 SMER 进行计算分析表明,SMER 值随冷凝温度的升高而下降,随蒸发温度的升高而增加,在满足一定干燥量的情况下,降低冷凝温度和升高蒸发温度均有利于提高装置的能源效率。
- 4、以罗非鱼为原料,利用本装置分别进行了太阳能单独干燥和热泵单独干燥的实验研究,获得了相应干燥条件下的干燥曲线和干燥速率曲线,干燥前期,热泵干燥的速率比太阳能干燥的快,并分析得临界湿含量为 2.4 左右,且随着干燥介质的温度和物料厚度的变化而变化。研究同时表明,采用太阳能单独干燥时,最终含水率只能控制在 45%左右,不能满足生产需求,采用热泵辅助太阳能干燥可实现优势互补。
- 5、进行了罗非鱼干制品的复水率实验,采用热泵干燥的复水率比太阳能干燥的复水率大,且干燥前期差别更明显。若在干燥前期开启热泵干燥,可使产品品质更好。
- 6、将相同质量相同厚度的罗非鱼片干燥到含水率为 45%,太阳能干燥单位能耗比热泵干燥省电,节能率达到 56%以上,明显减少了运行费用。
- 7、太阳能干燥系统的成本回收年限为 2.3 年,在经济上是可行的。

参考文献

- [1]刘登瀛,曹崇文.探索我国干燥技术的新型发展道路[J].通用机械,2006.7:83-87.
- [2]Wang J, Xi Y S. Drying characteristics and drying quality of carrot using a two stage microwave process[J]. Journal of Food Engineering, 2005, 68 :505-511.
- [3]史勇春,柴本银.中国干燥技术现状及发展趋势[J].干燥技术与设备,2006.4:65-68
- [4]张静,袁惠新.几种食品干燥新技术的进展与应用[J].包装与食品机械,2003,21(1):29
- [5]张国琛,毛志怀.水产品干燥技术的研究进展[J].农业工程学报,2004,4(20):297-301.
- [6]徐艳阳,张愁,屠定玉.真空冷冻与热风联合干燥毛竹笋[J].无锡轻工大学学报,2004,23(6):27-29.
- [7]张璧光,刘志军,谢拥群.太阳能干燥技术[M].化学工业出版社,2007:15-17
- [8]Elustondo Diego. Drying foodstuff with superheated steam. Drying Techonlogy. 2002.20(1):258-263
- [9]Wimmerstedt R. steam drying-history and future.Drying 94.1994:19-22
- [10]Sanchez S. infarared thermal radiation drying of coffec beans.Drying.1986(1):379
- [11]董铁友,朱学文等.均匀平铺载荷下微波干燥室内的能原分布.食品机械,2002,88(2):24-25
- [12]刘伟涛,杨姗姗等.太阳能干燥设备在食品干燥中的应用[J],食品工业科技,2008,10(29):203-205
- [13]陈东,谢继红等.热泵干燥装置[M].北京:化学工业出版社,2007:7-25
- [14]张鹏等.食品干燥新技术及其应用[J].食品与生物技术学报,2005,3(25):115-119
- [15]徐艳阳,张愁,屠定玉.真空冷冻与热风联合干燥毛竹笋[J].无锡轻工大学学报,2004,23(6):27-29.
- [16]刘森元,李立敦.太阳能干燥利用研究及其在工农业生产中的应用[J].新能源2002:22
- [17]罗运俊等.太阳能利用技术[M].化学工业出版社,2005:29-31.
- [18]潘永康、王喜忠、刘相东.现代干燥技术[M].2007:415-417.
- [19]陈东,周红,谢继红等.热泵干燥装置的应用和发展分析[J].2007,5(2):74-75

- [20] 矫洪涛, 王学生, 魏国. 太阳能热泵技术研究进展[J], 2007, 28 (5): 270-275
- [21] 张璧光 太阳能与热泵节能干燥技术[J]. 通用机械, 2006: 18-20.
- [22] 尹茜, 刘存芳. 太阳能热泵的研究及应用[J]. 节能技术, 2006, 137 (3): 236-239
- [23] 赵宏伟, 胡明辅, 李勇等. 太阳能热泵技术及其研究进展[J]. 能源与环境, 2008(2): 83-84
- [24] Chaturvedi S K, Abazeri M. Transient Simulation of a Capacity-Modulated Direct-Expansion Solar-Assisted Heat Pump[J]. Solar Energy, 1987(39):421-428.
- [25] Morrison G L. Simulation of Packaged Solar Heat-Pump Water Heaters[J]. Solar Energy, 1994(53):249-257.
- [26] 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):1049-1065.
- [27] Duffie J A, Beckman W A. Solar Engineering of Thermal Process[M]. Second Editon, New York: John Willy & Sons, Inc 1991.
- [28] Chen P Y S, et al. computer simulation of a new method to dry lumber using solar and absorption refrigeration. Wood and Fiber Science, 1985, 17(4):464-476.
- [29] M.N.A. Hawlader, Performance of evaporator-collector and air collector in solar assisted heat pump dryer]. Energy Conversion and Management, 2008, 49: 1612-1619
- [30] M.Y.H. Othman. Development of advanced solar assisted drying systems. Renewable Energy, 2006, 31: 703-709.
- [31] 赵忠信, 一种值得推荐的物料干燥方法 太阳能加热热泵除湿联合干燥法[J]. 中国能源.
- [32] TRCW 课题组, 太阳能-热泵除湿机-微计算机监控联合干燥系统的研究[J]. 北京林业大学学报, 1991.
- [33] 李海燕, 刘祖明. 太阳能-热泵木材干燥系统[J]. 太阳能, 2000, 01.
- [34] 邵维进, 陈慧娟. 太阳能和热泵联合供热在肉制品干燥中的应用[J]. 太阳能学报, 2008:30-33
- [35] 许彩霞, 张璧光, 伊松林. 太阳能与热泵联合干燥木材特性的实验研究[J]. 干燥技术与设备, 2008, 6 (4): 184-189.
- [36] 刘兰, 关志强, 李敏. 罗非鱼片热泵干燥时间及品质影响因素的初步研究[J]. 食品科学, 2008, 09 (39): 307-310.
- [37] V, Trillat-Berdal, B, Souyri, G. Fraisse. Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors[J]. Energy and Buildings, 2006:1477-1482.
- [38] Mustafa Aktaş, İlhan Ceylanb, Sezay Yılmazb. Determination of drying characteristics of apples in a heat pump and solar dryer[J]. Desalination, 2009:266-271

- [39]M.N.A.Hawladar,S.M.A.Rahman,K.A. Jahangeer. Performance of evaporator-collector and air collector in solar assisted heat pump dryer[J]. Energy Conversion and Management, 2008: 1612-1619.
- [40]Zhang GC, Sigurjón Arason, Sv einn Víkingur Árnason. Physical and sensory properties of heat pump dried shrimp (*Pandalus borealis*) [J]. Transactions of the CSAE,2008,24(5):235-237
- [41] Zhang Guochen, Sigurjón Arason, Sv einn Víkingur Árnason. Drying characteristics of heat pump dried shrimp(*Panda lusborea lis*) and fish cake [J]. Transactions of the CSAE, 2006,22(9):189-191
- [42]吴耀森,陈永春,龚丽. 低盐鱿鱼干的热泵干燥工艺研究[J]. 干燥技术与设备, 2009, 7 (1): 29-31
- [43]石启龙,薛长湖,赵亚等. 热泵变温干燥对竹荚鱼干燥特性和色泽的影响[J]. 农业机械学报, 2008, 39 (4): 83-85
- [44]母刚,张国琛,邵亮. 热泵干燥海参的初步研究[J]渔业现代化, 2007, 34 (5) :47-49
- [45]宋杨,王彩霞,王念. 热泵与微波真空联合干燥海参的初步研究[J]. 现代渔业, 2009, 36 (1): 47-51
- [46]邵维进,陈慧娟. 太阳能热泵联合供热在肉制品干燥中的应用[J]. 太阳能, 2008: 32-36.
- [47]康跃宾. 太阳能-热泵除湿干燥系统的应用研究[J]. 林业勘察设计, 2002:73~76
- [48]ZHAN G Biguang, XIE Yongqun, Progress of Research and Development of Drying Technology in the World[J]. CHINA WOOD INDUSTRY, March 2008 ,Vol.22 (12):5-7.
- [49]L IHongyin, L I Zhiming, ZHANG Yue etc. The technology of solar drying for agricultural by products: the study and development,Journal of Yunnan Normal University. Jan. 2004,Vol. 24(1):37-40.

致谢

本论文是在导师关志强教授的悉心指导下,李敏和蒋小强老师及各位同学的大力帮助下完成的。在此,我向他们表达真挚的谢意。

自入学以来,我的导师关志强教授为培养我花费了大量的时间和精力,论文方向确定后,他为我收集了大量的国内外文献,为我的研究奠定了坚实的理论基础。当我在装置设计和论文的撰写中遇到困难时,他以丰富的经验和广博的知识指导了我,使我能够顺利的完成研究生期间的学习。在此,我谨对关志强教授对我的指导、关心和帮助表示衷心的感谢。

在研究生的学习和生活中,我还要特别感谢李敏老师的热情指导和帮助,他严谨的科学态度,精益求精的工作作风,深深地感染和激励着我。在生活上李老师也给予了我无微不至的关怀,在我遇到困难和经历挫折的时候,她像最好的朋友和最亲的亲人一样帮助和关心我,让我快乐的渡过了研究生的三年时光。

同时,也要感谢贾明生、凌长明、戴午子、赖学江等老师的热情指导和帮助,感谢蒋小强师兄在学习和生活中给我提的若干宝贵建议,谢谢郑立静同学、王秀芝师妹的支持和帮助。

作者简介

姓名：郭胜兰

性别：女

出生年月：1985.2

籍贯：四川资阳

毕业院校：中国计量学院

攻读硕士期间发表的研究成果有：

1. 郭胜兰, 关志强, 李敏. 小型太阳能热泵联合干燥系统的设计与分析[J]. 制冷(已发表).
2. 郭胜兰, 关志强, 李敏, 等. 热泵干燥技术及其与太阳能联合干燥的研究进展[J]. 广东省化工学会生物化工专业委员会年会论文(已发表).

导师简介

关志强 (1956-), 男, 广东阳江人, 茂名学院党委书记, 教授, 硕士, 主要从事食品冷冻冷藏工程的研究。

1984 年 7 月湛江水产学院加工系《制冷与冷藏技术》专业本科毕业, 2003 年 8 月获华中科技大学动力工程专业硕士学位, 教授, 硕士研究生导师, 2000 年 5 月担任广东海洋大学副校长, 现任茂名学院党委书记。

关志强教授长期从事食品冷冻冷藏工程和制冷技术应用研究, 近年来主持省科技计划项目 1 项和市厅级科技项目 3 项, 主持自选科研项目 1 项, 参与各类科研项目多项, 主持或参与多项食品冷冻冷藏设施的设计和施工指导, 在《水产学报》、《制冷学报》等核心期刊发表学术论文 20 多篇, 主持项目获市级科学技术奖三等奖, 参与项目获市级科学技术奖二等奖, 获市级自然科学优秀学术论文奖 3 篇次, 国家实用新型专利授权 1 项, 通过省级科技计划项目验收和省级科学技术成果鉴定 1 项。担任广东省制冷学会理事。

