J. Kor. Soc. Fish. Tech., 42(4), 259 - 266, 2006 韓國漁業技術學會誌, 42(4), 259 - 266, 2006

2방식 응축을 이용한 수산물 건조 장치 개발

황 재 호*
강원도립대학 동력기계시스템과

Development of drying apparatus using 2-way condensation for marine products

Jea-Ho HWANG*
Dept. of power system engineering, Gangwon Provincial College, Gangneung 210-804, Korea

In this study, the 2-way condensation system was designed applying air-to-air heat pump to dry a marine product such as squid in the winter. And to be made the drying apparatuses by this system, there are two kinds of type, A type, was set a compressor outside of the drying apparatus, B type, was set a compressor in the drying room. And then the variations of temperature in drying room were measured to compare the heating performance of the drying apparatuses between A type and B type at −6.5°C, outdoor temperature. The temperature of the drying room for B type was increased to 36°C but the temperature of the drying room for A type was not increased to 36°C, to be increased to 20°C.

Key words : Heat pump, Coefficient of performance(COP), Drying apparatus, 2-way condensation, Dehumidification weight

서 론

식품 건조 방법으로는 자연 상태에서 대량으로 건조시키는 천일 건조와 보일러 열원이나 전기 가열을 이용한 열풍 건조가 대부분 사용되어져 왔다. 특히, 수산물을 건조시킬 때, 날씨 등의 자연 환경에 구애받지 않고 신속하고 지속적으로 건조시키기 위하여 건조실을 갖추고 건조실 내에 냉풍 또는 열풍을 순환시켜 강제로 건조시키는 건조장치가 선호되고 있다. 그리고 건조물의 품질을 높이기 위한 방법으로 진공건조, 진공동결건조 등을 이용한 방식이 사용되고 있으나, 이 방식들은 건조시간이 많이 걸리고 초기 투자비용이 높아서 건조 비용이 높다는 단점을 가지고 있다.

오징어, 명태 등과 같이 수분이 많은 수산물 건조에는 열풍 건조장치가 많이 이용되고 있지만 이 방법은 건조물의 품질이 고온의 열에 의하여 피건조물이 변질되기 쉬어 균일하고 우수한 제품을 얻기가 어렵다.

냉풍건조법은 보일러를 사용하는 열풍건조법

*Corresponding author: hangjh@hanmail.net Tel: 82-33-660-3411 Fax: 82-33-660-3415

과는 달리 연소를 수반하지 않으므로 대기 오염 물질의 배출이 없고, 자연 건조 시 먼지나 파리 등의 벌레로 인한 비위생적인 요소를 방지할 수 있어 환경친화적이며 위생적으로 건조할 수 있는 방법이다. 냉풍건조법에 있어서 히트펌프의 이용은 초보 단계로서 기존의 냉풍건조기에는 2대의 냉동시스템을 설치하여 가열과 제습을 각각 실시하면서 피건조물을 건조한다.

히트펌프 방식을 이용한 가열운전시에는 실외열교환기가 증발기 역할을 하여, 외기의 열원을 이용하여 냉매 액을 증발시키게 되는데, 이때 외기의 온도가 낮은 경우(5°C 이하)에는 냉매의 증발효율이 저하되어 히트펌프의 가열 능력이 현저하게 떨어진다(Healy, 1962). 이러한 문제점을 개선하기 위한 연구는 많이 진행되고 있으나 주로 공조장치에 국한되어 있고(Kim and Jeong, 2000; Lim et al, 2004), 이를 수산물 건조 시스템에 응용한 연구 및 건조 장치의 개발은 미진한 상태이다.

따라서 본 연구에서는 히트펌프의 원리를 응용한 2방식 응축 사이클을 설계하고, 이를 이용하여 영하권에서도 건조 작업이 가능한 수산물 건조 장치를 개발하고 그 성능을 분석 하고자 하였다.

장치 및 방법

기본 원리 및 2방식 응축시스템 개발

히트펌프의 기본원리

히트펌프는 에너지 절약의 수단으로서 효과가 아주 뛰어나 다양한 분야에 적용되고 있다.

냉동은 물체를 차게 하는 것이 주 목적이지만 히트펌프는 냉매 흐름의 방향을 바꾸어 응축기에서의 방열량을 가열에 이용하는 것이다. 즉, 온도가 낮은 열원에서 열을 얻어, 온도를 높게 하는 열펌프로서의 역할을 이용하는 것이다 (Christian, 1977; Harry and JR. Ronald, 1989).

Fig. 1에 나타낸 히트펌프에서는 어떤 열량을 저온 측에서 고온 측으로 이동하는데 필요한 단

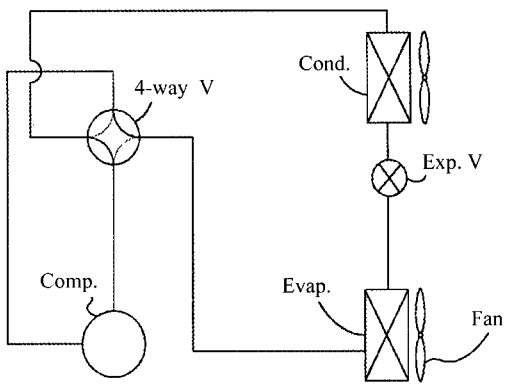

Fig. 1. Air-to-air heat pump.

위 시간당 일량(압축기에 필요한 동력)은 냉매의 증발온도에 따라 틀리지만 냉매에 의해 이동한 열량의 1/2 – 1/3정도의 비교적 적은 에너지양이다. 지금 전열기를 사용하여 전기를 열로 변화시킨다고 하면 1kW의 용량의 전열기는 860kcal/h의 열로 만들어진다. 그러나 이 값은 전기에너지를 열로 환산한 이론적인값이고, 실제로 시스템에 적용시에는 일반적으로 다소의 손실이 생기므로 효율은 90 – 95%의 값으로 된다. 또 석유를 연료로 하는 보일러에서 온수를 만들 때에는 등유의 발열량은 대체로 10,500kcal/kg의 열량이 얻어진다. 그래서 보일러의 연소 손실이나 관체에서의 방열 손실에 의해 이용할 수 있는 것은 80% 정도로 된다. 그러나 히트펌프는 압축기용 전동기에 전력을 사용하고는 있지만 이 전력은 냉매를 압축하는 일에만 소비되고 냉매는 그 일에 상당하는 열량을 받게 된다. 그래서 응축기에서 냉매가 방출하는 냉매의 응축열은 증발기에서 빼앗은 열(냉동작용)과 압축기에서 냉매에 가해진 일량에 상당하는 열량의 합이다 (Hong and Gang, 1992).

여기서 냉동 사이클의 성적계수 cop_c는

$$COP_C = \frac{\text{증발기에서 빼앗은 열량}}{\text{압축기에 가해진 열량}} \qquad (1)$$

이지만 이것에 대해 응축기에서의 방열량을 이

용한 히트펌프의 사이클의 성적계수 coph는

$$cop_h = \frac{\text{응축기에서 버려진 열량}}{\text{압축기에 가해진 열량}}$$
$$= \frac{\text{증발기에서 빼앗은 열량} + \text{압축기에 가해진 열량}}{\text{압축기에 가해진 열량}}$$
$$= COP_C + 1 \quad (2)$$

cop_h는 당연히 1 이상 2.5 – 4 정도의 값으로 된다. 즉, 압축기에 가해진 에너지의 2.5 – 4배 정도의 에너지 이용효율이 얻어진다.

2방식 응축 시스템의 설계

히트펌프 시스템은 Fig. 1에서와 같이 압축기, 4 – way 밸브, 증발기, 팽창기구 및 응축기를 포함하도록 구성되어 있으며, 냉매의 압축 – 응축 – 감압 – 증발로 이루어지는 열에 대한 운반 메커니즘을 사용하거나 또는 이의 가역적 운반 메커니즘을 사용하여 냉방과 난방을 겸하도록 하는 장치이다.

히트펌프에서 가열 운전시 실외열교환기(증발기)에서는 일반적으로 외기를 열원으로 하여 냉매 액을 증발시키게 되는데, 추운 겨울의 경우 냉매의 증발 효율이 떨어져 히트펌프의 성능이 저하된다.

Fig. 2 (a)는 본 연구에서 개발한 추운 겨울에 농수산물 건조가 가능한 2방식 응축 히트펌프 사이클을 나타낸 것이다.

냉각 운전시에는 압축기(Comp.)에서 압축된 고온고압의 냉매가스가 전자 제어 밸브(Solenoid V2)를 통과한 후 실외에 설치된 No. 2 응축기(Cond.)로 흐르도록 조작하여 압축기에서 압축된 고온고압의 냉매가스가 No. 2 응축기에서 응축되도록 하고, 상기 No. 2 응축기에서 응축된 고온 고압의 냉매 액은 감압기구(Exp.)에서 팽창된 후 증발기(Evap.)에서 증발되도록 하여 실내공기를 냉각시키고, 증발기에서 증발된 저온 저압의 냉매가스는 압축기에서 다시 고온고압의 냉매가스로 압축되는 사이클을 반복하는 것이다. 이러한 과정을 통해 건조실내의 온도가 설정온도 이상으로 올라가지 못하도록 하는 냉각 기능을 수행한다.

반대로 가열 운전시에는 압축기에서 압축된 고온고압의 냉매가 전자 제어 밸브(Solenoid V1)를 통과한 후 실내에 설치된 No. 1 응축기로 흐르도록 조작하여 압축기에서 압축된 고온고압

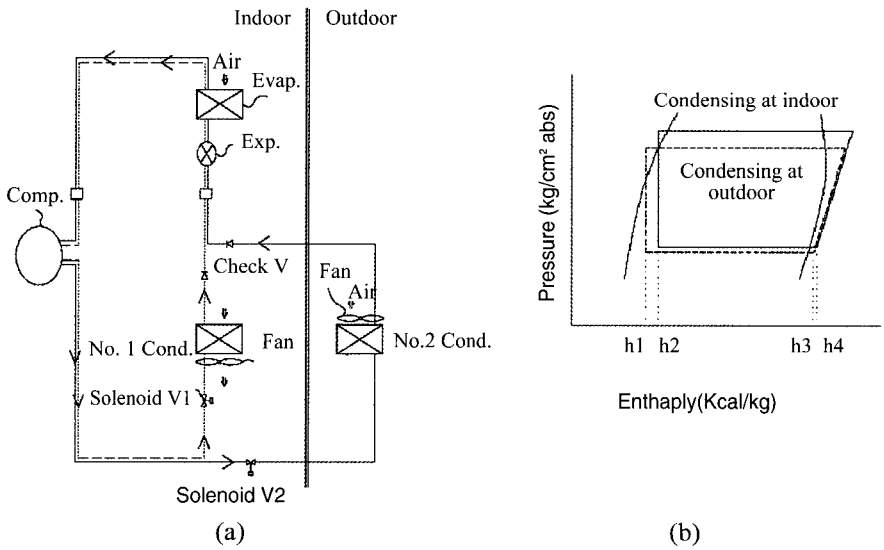

Fig. 2. Schemetic diagram and pressure – enthalpy diagram for 2 – way condensation

의 냉매가스가 응축기로 작용하는 No. 1 응축기에서 응축되도록 하여 실내공기를 가열시키고, No. 1 응축기에서 응축된 고온 고압의 냉매 액은 감압가구에서 팽창된 후 증발기에서 증발되도록 하고, 증발된 저온 저압의 냉매가스는 압축기에서 다시 고온고압의 냉매가스로 압축되는 사이클을 반복하는 것이다. 이러한 과정을 통해 건조실내의 온도가 설정온도 이하로 내려가지 않도록 하는 가열 기능을 수행한다.

본 연구에서는 대기 온도가 낮아지는 추운 겨울에 별도의 외부 가열원을 갖추지 않고 건조 장치에 설치되는 각종 기계들에서 발생되는 열을 증발기의 가열원으로 활용하도록 시스템을 설계하였다. 압축기 발생열, 냉매 이송 도관에서 생기는 열, 그리고 순환 공기 팬의 모터에서 생기는 열 등을 재활용하여 증발기에 유입되는 냉매 가스를 증발시켜 그 냉매의 증발 효율이 증대되어 혹한기에도 별도의 열원에 의하지 않고도 건조 또는 가열 열량을 양호하게 유지할 수 있도록 했다.

본 연구에서 개발한 2방식 응축 사이클을 적용하여 설정 온도를 유지하면서 피건조물을 건조하는 과정은 아래와 같다.

건조실 내부 온도를 설정 범위 내에서 유지될 수 있도록 2개의 응축기를 설치하고, 고온고압의 토출가스를 실 내 응축기로 보내는 제어방식이다. 압축기를 통과해서 나온 고온 고압의 기체 냉매가 실내 응축기로 들어가면 응축기 코일의 바깥을 지나가는 순환 공기의 온도가 상승하여 건조실의 온도도 상승한다. 건조실의 온도가 설정범위보다 높을 경우 실내 응축기로 흐르던 냉매는 전자밸브(Solenoid V2)의 작동에 의해 실외 응축기로 흐르게 된다. 이와 동시에 순환 공기는 증발기의 제습 작용에 의해 공기온도가 낮아지면서 건조실의 온도도 내려가고, 제습이 이루어지면서 건조가 이루어진다. 건조실의 온도가 설정범위 보다 낮아지게 되면 실외 응축기로 흐르던 냉매가 전자밸브(Solenoid V1)의 작동에 의해 다시 실내 응축기로 흐르게 된다. 이와 동시에 순환공기의 온도는 상승하고 건조실의 온도도 상승하며 가열에 의해 상대습도도 증가한다. 이러한 과정을 반복하면서 건조실 내부의 온도를 설정 범위 내에서 일정하게 유지하면서 제습에 의한 건조가 이루어지도록 설계하였다.

Fig. 2 (b)는 2방식 응축에 대한 압력(P) – 엔탈피(h) 선도를 나타낸 것이다. 선도에서 실선으로 나타낸 사이클은 건조장치 내부에 있는 No. 1 응축기로 고온 고압의 냉매 가스가 흘러 응축(Condensing at indoor)되면서 건조실내 온도가 높아지는 가열 운전을 나타낸 것이고, 점선으로 나타낸 사이클은 건조장치 외부에 있는 No. 2 응축기로 고온 고압의 냉매 가스가 흘러 응축(Condensing at outdoor)되면서 건조실내 온도는 내려가는 냉각 운전을 나타내고 있다. 본 연구는 외기온도 −6.5 에서 실시하였으므로 건조실내 설정 온도인 36 – 33 에 비해 29.5 – 26.5 의 온도차가 난다. 따라서 No. 2 응축기로 냉매 가스가 흘러가는 냉각 운전의 경우 No. 1 응축기로 냉매 가스가 흘러가는 가열 운전에 비해 압축기로의 흡입 압력과 토출 압력이 낮게 된다.

P – h 선도 상에서 2방식 응축에서 냉매의 증발 잠열을 비교해 보면 가열 운전시의 증발 잠열은 h4 – h2이고, 냉각 운전시의 증발 잠열은 h3 – h1이므로 h3 – h1 〉 h4 – h2가 된다. 이것은 건조실내와 외부 온도의 차이가 크게 나면 냉각 운전이 진행될 때 과냉각이 크게 일어나 증발 잠열도 크게 되어 성적계수도 높게 됨을 나타낸다.

2방식 응축 시스템을 적용한 건조장치의 설계 및 제작

Fig. 3은 본 연구에서 사용된 B type 건조장치의 설계도를 간단히 나타낸 것으로 왼쪽은 정면도이고, 오른쪽은 측면도이다. 건조장치의 구성은 No. 1 응축기, 증발기, 공기 순환팬 2대 및 압축기 등으로 되어 있고, 건조장치의 외부에 있는 No. 2 응축기는 도시하지 않았다.

A type의 경우도 기본적인 설계는 B type과 같

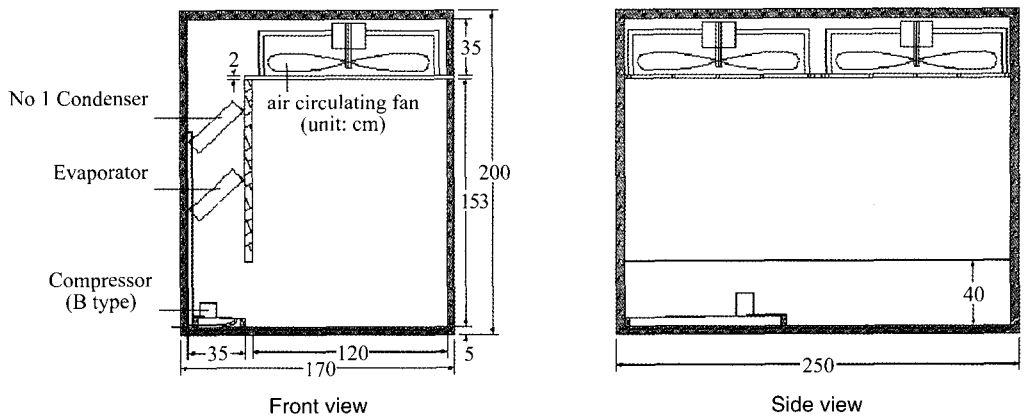

Fig. 3. Schematic view of the drying apparatus.

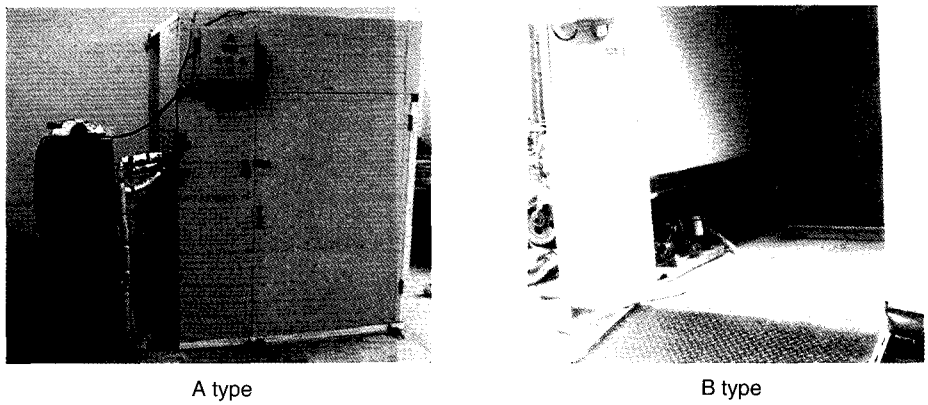

Fig. 4. Appearance of setting up the compressors and auxiliary apparatuses.

으나, 압축기와 No. 2 응축기 그리고 수액기, 필터 드라이어, 유분리기 등의 각종 부속기기가 건조장치의 외부에 설치되는 형태이다. B Type 건조장치는 No. 2 응축기만 건조장치의 외부에 설치되어 있고, 압축기와 수액기, 필터 드라이어, 유분리기 등의 각종 부속기기가 건조장치의 내부에 있는 것으로 Fig. 4에 나타내었다.

건조장치의 외형은 2500mm × 1700mm × 2000mm 이고, 건조실 내의 크기는 2400mm × 1200mm × 1530mm 이다.

건조장치의 작동원리는 2방식 응축시스템의 설계에서 설명한 바와 같으며, 피건조물을 건조시키는 순환 공기는 증발기를 지나면서 공기 중의 수분이 제습되고, No. 1 응축기를 지나면서 가열과 동시에 상대습도가 떨어져 건조한 공기가 된다. 이렇게 만들어진 순환 공기는 순환팬에 의해서 건조실 내를 순환하면서 피건조물을 건조시킨다.

Fig. 4는 2방식 응축시스템을 적용하여 제작한 건조장치로써 압축기와 부속기기가 건조실 외부에 있는 A Type과 압축기와 부속기기가 건조실 내부에 있는 B Type을 나타낸 것이다.

압축기는 밀폐형 스크롤식 3마력을 사용하였고, 실내 응축기 및 증발기는 공냉식을 사용하였고 응축기의 용량은 10,500 Kcal/h이고, 증발기의 용량은 7,890 Kcal/h이다. 팽창밸브는 온도조절식 팽창밸브(TEV, Thermostatic Expansion Valve)를 사용하였고, 냉매는 R－22이다. 그리

고 건조장치의 벽은 단열을 위하여 50mm 샌드위치 판넬을 이용하여 제작하였다.

실험방법

일반적으로 냉풍건조와 열풍건조를 구분하는 기준온도는 40°C(Park, 1999)이며, 본 연구에서는 구성 장치들의 정상운전에 지장이 없고 냉풍건조를 할 수 있는 36°C를 최고 설정 온도로 정하고 겨울에도 온도 36°C를 얻을 수 있는지 여부를 알기 위하여 압축기 및 보조 장치가 건조실 외부에 있는 A Type과 압축기 및 보조 장치가 건조실 내부에 있는 B Type의 건조장치를 이용하여 비교 실험하였다.

실험 시기는 영하의 기온이 나타난 겨울철에 행하였으며, 본 연구의 주 목적은 영하의 기온에서도 히트펌프를 응용한 장치에서 보조 열원 없이도 실내온도를 36°C까지 올릴 수 있느냐 하는 것이 관심의 대상이었다. 건조실 내부의 온도 설정은 34.5°C로 하였으며, 상한 온도차 1.5°C, 하한 온도차 1.5°C로 설정하여 건조실 내부의 온도가 36°C가 되면 고온 고압의 냉매가스가 실외 응축기로 흐르게 되고, 건조실 온도가 33°C가 되면 냉매의 흐름이 실내로 흐르도록 제어방식을 선택하였다.

그리고 2방식 응축시스템이 한랭시에 제대로 기능을 발휘하는지 여부를 알아보기 위해 영상, 영하의 기준 온도인 0°C와 오징어 건조작업을 할 수 있는 최저 온도라 생각되는 −6.5°C에서 실험을 실시하였다.

온도는 Fig. 3에서 나타낸 건조실 내의 바닥에서 높이 200mm, 750mm, 1300mm의 중간 부분에 온도 센서를 설치하고, 데이터 로거 (TLOG−1000, Carvolab)를 이용하여 측정하였다.

결과 및 고찰

무부하 상태에서 압축기의 설치 위치에 따른 건조실의 온도변화

Fig. 5와 Fig. 6은 대기온도 0°C, −6.5°C에서 피건조물을 설치하지 않았을 때의 운전 시간에 따른 건조실의 온도 변화를 나타낸 것이다

외기온도가 0°C인 Fig. 5의 경우 압축기가 건조실 외부에 있는 A Type과 압축기가 건조실 내부에 있는 B Type을 비교한 결과 B Type의 압축기가 건조실의 내부에 있는 경우 실험시간 55분 경과 후 건조실 내 온도가 설정 온도인 36°C까지 올라간 후부터는 2방식 응축 사이클에서 전자 밸브 제어에 의해 No. 1 응축기와 No. 2 응축기가 교차로 운전되어 건조실 내의 온도가 설정치의 범위 내에서 유지되고 있다. A Type의 압축기가 건조실 외부에 있는 경우 85분 경과 후 건조실 내 온도가 24 까지 올라간 후 더 이상 온도의 상승이 없이 No. 1 응축기가 계속 가동되고 있다.

외기온도가 −6.5 인 Fig. 6의 경우 B Type은 실험시간 70분 경과 후 건조실 내 온도가 설정 온도인 36 까지 올라간 후부터는 2방식 응축 사이클에서 전자 밸브 제어에 의해 No. 1 응축기와

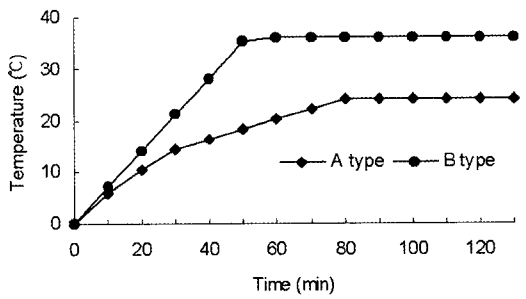

Fig. 5. Variation of temperature in the drying room by operating time (outdoor temp. 0°C)

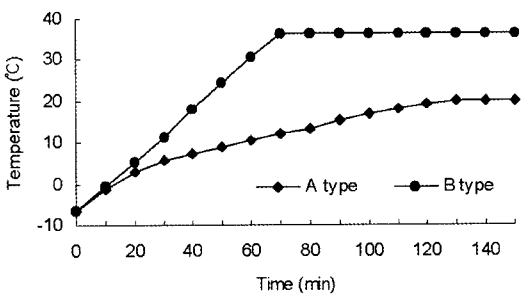

Fig. 6. Variation of temperature in the drying room by operating time (outdoor temp. −6.5°C)

No. 2 응축기가 교차로 운전되어 건조실 내의 온도가 설정치의 범위 내에서 유지되고 있다. A Type은 실험시간 120분 경과 후 건조실 내 온도가 20°C까지 올라간 후 더 이상 온도의 상승이 없이 No. 1 응축기가 계속 가동되고 있다.

이는 B Type의 경우 실내에 설치된 압축기 및 각종 보조 장치 등의 작동에 의해 발생하는 발열량이 증발기의 가열 열원으로 작용하여 액체 냉매를 증발시키고 증발된 가스 냉매가 압축기에서 압축될 때 발생하는 압축 열량이 증대되어 건조실 내의 온도를 높이는 열원으로 작용하는 냉매 순환 사이클이 형성되어 대기 온도가 0°C이하의 낮은 온도에서도 건조실 내 온도를 36°C까지 올라갈 수 있으나 A Type의 경우는 압축기 및 각종 보조 장치들이 실외에 있어 증발기의 가열 열원의 부족으로 인해 건조실 내 온도가 설정 온도까지 올라가지 못하는 것으로 사료된다.

대기온도가 건조실 내 온도의 상승에 미치는 영향

Fig. 7은 대기온도가 건조실 내 온도의 상승에 미치는 영향을 쉽게 이해할 수 있도록 B Type에서의 매 10분 마다의 온도 상승폭을 나타낸 것이다.

대기 온도 0°C에서 실험시간 10분 경과 후 약 7 상승하였고, 이 후에는 온도 상승 폭이 감소하였으며 실험시간 약 55분 경과 후부터는 건조실 내 온도가 설정치에 도달하여 온도 상승이 없었다. 대기온도 −6.5°C에서는 실험시간 10분 경과 후 약 6 증가하였으며, 실험시간 75분 경과 후부터는 건조실 내 온도가 설정치에 도달하여 온도의 상승이 없었다. −6.5°C정도의 겨울철에도 2방식 응축 사이클을 이용하면 건조실 내 온도가 설정치에 도달할 때까지 지속적으로 10분에 약 6°C의 온도상승을 나타내고 있다. 이것은 건조실내에 설치되어 있는 보조 장치들에서 나오는 열이 실내 증발기의 가열원으로 사용되고 있기 때문으로 사료된다. 그리고 대기 온도가 낮을수록 설정온도에 도달하는 시간이 더 많이 걸리는데 이것은 대기온도가 낮을수록 많은 열량을 대기 중으로 빼앗기기 때문으로 생각된다.

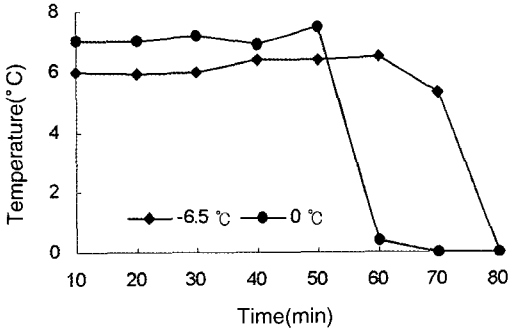

Fig. 7. Variation of temperature in the drying room by variation of outdoor temperature.

부하운전 시 제습량의 변화

Fig. 8은 건조실 내 온도를 34.5±1.5°C로 설정한 후 무부하 상태에서 실내 온도를 36°C까지 올린 후 생물 오징어 120kg(20축)을 건조실에 거치한 후 매 1시간 마다 배출되는 제습량의 변화를 나타낸 것이다.

오징어 건조의 초기 단계인 건조시작 5시간까지는 매 1 시간 마다 5kg의 응결수가 배출되었으며, 이 후에는 피건조물인 생물 오징어의 수분 함유량이 줄어들면서 배출 제습량도 감소하고 있다.

오징어의 완전 건조 수준인 수율 15%까지 걸리는 시간은 24±5hrs이며, 시간의 편차는 피건조물인 생물 오징어의 크기 및 두께에 따라 건조에 걸리는 시간에 차이가 나기 때문으로 사료된다.

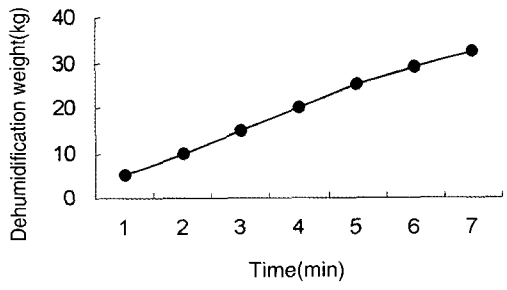

Fig. 8. Dehumidification weight vs operating time at the drying room(Atype, setting temp. 34.5°C, squid: 120kg (20bundles)).

2방식 응축 시스템을 적용한 냉풍건조기의 운전 성능

Table 1은 2방식 응축시스템을 적용한 냉풍건조기의 운전 성능을 나타낸 것이다.

Table 1. Specification of drying apparatus using 2 – way condensation

Compressor (kW)	Fan & blower (kW)	Dehumidification weight (kg/h)	Rate of dehumidification per 1kW(kg/kW)
2.2	0.8	5	1.7

압축기 2.2kW, No. 2 응축기 팬 및 공기순환팬 0.8kW 등 소비 전력 3.0kW이고, 흡입공기 조건이 DT22°C, RH70%일 때 제습량은 각각 1.7kg/kW로써 기존의 냉풍건조시스템은 약1.3kg/kW(Park, 1999)정도의 제습량을 나타내는 것에 비하여 제습 효과가 뛰어남을 알 수 있다. 기존의 냉풍건조기 시스템은 제습 전용 및 가열 전용 장치, 2대의 기계 장치를 이용하여 피 건조물을 건조시키고 있다. 그러나 본 연구에서 개발된 2방식 응축 시스템을 이용하면 1대의 히트펌프만으로 냉풍건조를 실현할 수 있다.

그리고 냉풍으로 건조한 수산물의 품질이 우수함(Park, 1999)이 알려져 있지만 농어가에서 사용할 수 있는 소형 냉풍건조기의 개발은 미흡하므로 본 연구에서 개발한 2방식 응축시스템을 적용한 소형 냉풍건조기를 활용한다면 농어가에서 소량 고품질의 건조 농수산물을 생산할 수 있을 것으로 기대된다.

결 론

본 연구에서 개발한 2방식 응축 시스템은 외기온도가 영하권인 0°C, −6.5°C에서도 냉풍 건조에 필요한 충분한 온도를 얻을 수 있어 기존의 히트펌프가 갖고 있던 문제점인 낮은 외기온도에서 난방열이 부족한 현상을 완전히 개선하였으며, 2방식 응축시스템을 이용한 건조장치는 kW당 제습량이 기존의 냉풍건조 방식에 비해 많아 그 성능이 우수하였다. 히트펌프 방식을 개선한 2방식 응축 시스템을 기존의 냉풍건조 방식을 대체하여 건조장치에 적용하면 건조 장치를 단순화하고 운전비용을 절감할 수 있을 것으로 기대된다. 또한 이 기술로 개발된 소형 냉풍건조기를 농어가에 보급하게 된다면 냉풍건조를 통한 양질의 건조 농수산물을 생산할 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

Christian, J.E., 1977. Unitary air – to – air heat pumps. ICES technol. evaluations, Report ANL/CES/TE, Argonne national laboratory, pp. 126 – 134.

Harry, J.S. and JR. Ronald, H.H., 1989. Heat pump systems. Wiley interscience, New york, pp. 131 – 135.

Healy, J.H., 1962. The heat pump in a cold climate. 49th annual convention of the national warm air heating and air conditioning association, Jacksonville, Florida, pp. 41 – 44.

Hong, H.G. and Y.T. Gang, 1992. Heat pump and air conditioning system. Sung an dang, Seoul, pp. 13 – 20.

Kim, J.R. and K.C. Jeong, 2000. A study on the utilization of exhausted heat from subway for energy source of heat pump. Journal of the Korean Institute of Gas, 4(4), 13 – 21.

Lim, H.J., Y.S. Song, H.J. Kong and S.K. Park, 2004. Performance evaluation and economic estimation of ground source heat pump cooling and heating system. Energy Engg. Journal, 13(4), 296 – 300.

Park, Y.B., 1999. Development fisheries dryer using the refrigerator of idle energy. Report of small business innovation research of GWPU, pp. 127 – 141.

2006년 6월 7일 접수
2006년 9월 1일 수리