

## 해수냉각시스템 성능에 미치는 냉매배관길이의 영향

윤 정 인 · 조 영 제\*

부경대학교 공과대학 냉동공조공학과,

\*부경대학교 수산과학대학 식품공학과

(1998년 6월 20일 접수)

### Effect of Refrigerant Pipe Length on Sea Water Cooling System Performance

J. I. Yoon and Y. J. Cho\*

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University,

\*Department of Food Science and Technology, Pukyong National University

(Received June 20, 1998)

#### Abstract

The purpose of this study is analyzing the performance of sea water cooling system under various refrigerant pipe length. In sea water cooling system, the increase of refrigerant pipe length cause increases of pressure drops. These pressure drops cause fresh gas in liquid pipe and increase specific volume in gas pipe outlet, so sea water cooling system capacity is decreased by decrease of refrigerant mass flow rate. Sea water cooling system capacity in refrigerant pipe length 70m is decreased more than 30% when compared with pipe length 10m and the decrease of the coefficient of performance is nearly 20%.

**Key-words** : Sea water cooling system(해수냉각시스템), Refrigerating capacity(냉동능력), Pressure drop(압력강하), System coefficient of performance(시스템 성능계수)

#### 서 론

최근 들어 연근해 어장의 황폐화로 일시다획성 어종의 어획량이 줄어들고 있을 뿐만 아니라, EEZ(배타적 경제수역) 선포로 연근해 어장의 상실에 따른 어획량의 감소가 예상되고 있다. 현행의 해수와 육상빙을 50 : 50으로 하여 어획물을 저장 운반하는 방법인 수빙식은 선도 유지가 잘 되지 않으므로 정어리, 갈고등어, 소매가리 등의 일시다획성 어종은 선도저하 때문에 대부분이 사료로 이

용되고 있는 실정이다. 고등어, 정어리 등 등푸른 생선은 기능성(DHA 및 EPA)때문에 그 수요가 증가하고 있으므로 단백질 자원의 고도이용 및 국민 건강 증진을 위해서는 어획된 생선을 운반시에, 운반선에 적절한 선도관리 장치를 설치하여 선도저하를 억제시켜서 사료로 이용되고 있는 기능성을 갖는 등푸른 생선을 단백질 자원으로 이용해야 할 것이다. 따라서 선망 운반선 어창용 해수냉각시스템의 개발은 어민의 생산성 향상뿐만 아니라 경제, 사회적인 파급효과가 크리라 생각한다.

이러한 선망 운반선 어창용 해수냉각시스템의 개발을 위해서는 에로기술인 냉매배관길이 변화에 따른 성능변화가 우선적으로 규명되어야 하며, 이를 바탕으로 최적설계자료가 확보되어야 한다. 냉매배관은 증발기 출구부분에서 압축기 입구까지의 가스관과 응축기 출구에서 팽창밸브 입구까지의 액관으로 분류할 수 있으며 사용용도나 설치장소에 따라 그 길이는 다양하게 변화된다. 냉매배관의 길이는 마찰저항으로 인한 압력손실을 줄이기 위하여 짧을수록 유리하겠지만, 특히 어선용 냉동장치에서는 냉매배관의 길이가 길어지게 된다. 이와 같이 냉매배관이 길어짐에 따라 배관 내에서의 마찰저항의 증가로 인해 압력강하가 커져 액관에서는 플래쉬가스가 발생하여 냉동능력의 감소를 초래하게 된다. 가스관에서는 과열도가 커져 압축기 토출가스 온도의 상승으로 실린더가 과열되고, 압축기 흡입압력의 저하로 흡입가스의 밀도가 작아져 냉매순환량의 감소를 초래하게 되어 결국 냉동능력이 감소하게 된다. 이때 요구 냉동능력을 얻기 위해서는 압축기의 소요동력이 증가되어 결국은 시스템의 성능계수(COP)의 감소를 초래하게 된다<sup>(1~5)</sup>. 따라서 본 연구에서는 냉매배관 중 설치장소에 따라 그 길이가 다양하게 변화되는 응축기 출구부분에서 팽창밸브 입구까지의 액관과 증발기 출구부분에서 압축기 입구까지의 가스관의 길이를 10m~70m까지 변화시켜가며 실험을 수행하여 냉매배관의 길이변화가 해수냉각시스템의 성능에 미치는 영향을 실험적으로 규명하였다.

## 실험장치 및 실험방법

### 1. 실험장치

본 연구에 사용된 해수냉각 실험장치의 전체적인 개략적인 구성을 Fig. 1에 나타내었다. 본 실험장치는 압축기, 응축기, 팽창밸브 및 증발기 겸 어창과 액분리기(accumulator), 수액기(receiver), 관찰창(sight glass), 건조여과기(filter-drier) 등의 부속기기, 그리고 온도·압력측정부로 구성되어 있으며 각 기기들은 동관으로 연결되어 있다. 어창에서 응축기와 압축기까지의 거리는 어창의

규모와 선박의 실정에 따라 다양하게 변할 수 있으므로 증발기 출구에서 액분리기 입구까지의 가스관과 응축기를 지나 수액기 출구에서 팽창밸브 입구까지의 액관의 관경과 길이를 변화시킬 수 있도록 하였다. 액관은 9.52mm, 12.7mm, 가스관은 12.7mm, 15.88mm의 관경으로 설치하여 관경별로 10m~70m까지 10m별로 실험이 가능하도록 구성하였다. 본 연구에서는 우선 액관 9.52mm, 가스관 12.7mm로 하여 실험을 수행하였다. 응축기 입출구, 팽창밸브 입구, 증발기 입출구, 압축기 입출구, 가스관과 액관 입출구의 압력과 온도를 측정하기 위해 압력계와 T형열전대를 설치하여 측정된 온도는 다점 온도측정장치를 통해 PC로 전송하였다. 응축기에서 응축된 냉매의 유량을 측정하기 위해 수액기와 액관 사이에 체적식 유량계 [0.8~8 l/min]를 설치하였다. 압축기는 2실린더, 실린더의 내경 45mm, 피스톤 행정 38mm, 회전수 범위 500~1800rpm이며, 회전수가 1450rpm 일 때 토출량이 10.53m<sup>3</sup>/h인 HCFC-22용 왕복동식 압축기를 사용하였다. 압축기의 구동은 출력 3.7kW[5HP], 회전수 150~1500rpm인 가변모터와 벨트로 연결하여 회전수를 조절할 수 있도록 구성하였다.

응축기에서의 열교환은 물을 사용하였으며, 냉각수의 입출구에 열전대를 설치하여 수온을 측정할 수 있도록 하였다. 그리고 냉각수의 유량을 측정하기 위해 수유량계를 설치하였다. 실험장치에

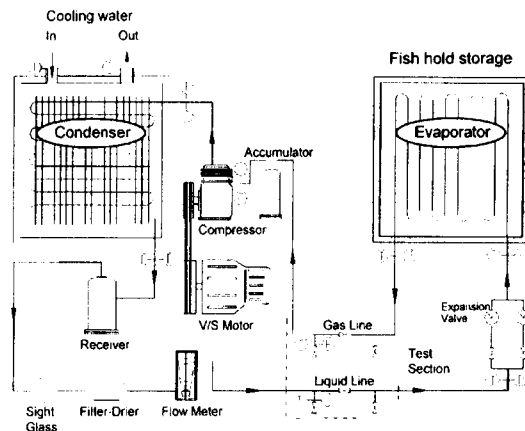


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

충분한 진공작업을 실시한 후 냉매(HCFC-22)를 충전하였다. 그리고 장치내 연결배관, 가스관과 액관 모두 단열하였다.

## 2. 실험방법

증발기 겸 어창과 응축기에 2차 유체인 해수와 냉각수를 적절하게 공급한 후 냉매배관 길이는 10m로 하여 실험장치를 운전하였다. 2차유체와 충분한 열교환이 이루어지도록 하여 정상상태가 되었을 때 각 측정부에서 운전상태를 측정하였다. 배관길이 10m의 실험을 종료한 후 배관측 밸브를 조작하여 배관길이 20m에서 70m까지의 실험을 수행하였다. 배관길이 10m일때에는 어창내의 설계 운전조건으로 증발온도와 증발압력을 고정하여 실험을 실시하였으며 배관길이 10m내에서는 능력저하가 적은 점을 고려하여 배관길이 10m일때를 기준으로 하여 배관길이 변화에 따른 성능변화를 비교·분석하였다. 본 연구에서는 Test - A, B의 2가지 실험을 수행하였다. 배관길이 10m일때를 기준으로 한 실험조건은 Table 1과 같다. Test - A에서는 팽창밸브의 개도를 조절하여 배관길이 10~70m까지 증발온도와 증발압력을 일정하게 유지하였으며 압축기 회전수는 1100rpm으로 고정하여 실험을 수행하였다. Test - B에서는 팽창밸브의 개도를 10~70m까지 동일하게 유지하면서 압축기 회전수는 1875rpm으로 고정하였다.

## 실험결과 및 고찰

### 1. 열평형

본 실험장치의 열평형은 배관길이 10m일 경우에 대해 검증하였으며, 해수·냉각수의 온도와 유량, 냉매온도와 유량을 시간의 흐름에 따라 변동이 없도록 일정하게 유지시켜 정상상태에서 데이터를 측정하였다. Fig. 2는 증발기에서 냉매가 얻은 열량과 해수가 잃은 열량을 비교하여 평형관계를 나타낸 것으로 최대 약 16.4% 정도까지의 오차를 보였다.

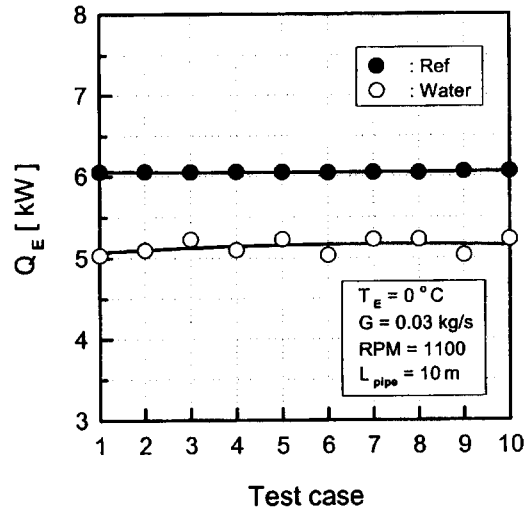


Fig. 2. Heat balance of evaporator.

Table 1 Experimental conditions

Parameters		Pipe length = 10 m	
		Test - A	Test - B
Refrigerant		HCFC-22	HCFC-22
Evaporating temperature [ $^{\circ}$ C]		0	0
Evaporating pressure [kPa]		498	498
Compressor speed [RPM]		1100	1875
Flow rate [kg/s]	Refrigerant	0.02977	0.03340
	Cooling water	0.175	0.175
	Heat source water	0.133	0.133
Inlet temperature [ $^{\circ}$ C]	Cooling water	24.5 $\pm$ 0.1	27.8 $\pm$ 0.1
	Heat source water (sea water)	24.5 $\pm$ 0.1	27.8 $\pm$ 0.1

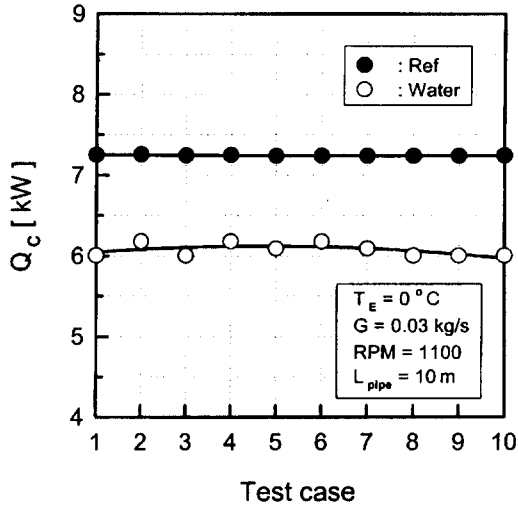


Fig. 3. Heat balance of condenser.

Fig. 3에는 응축기에서 냉매가 잃은 열량과 냉각수가 얻은 열량의 평형관계를 나타낸 것으로 오차범위는 약 17%정도였다. 이와 같이 오차가 발생한 원인은 냉매유량계가 체적식-아날로그 타입이라 냉매 순환량의 계측에서 약간의 편차가 있었던 것으로 판단된다. 이상과 같이 열평형의 결과로부터 실험장치의 타당성을 확인할 수 있었다.

2. 압축기 운전특성

실험에 앞서 압축기 회전수의 변화에 따른 압축

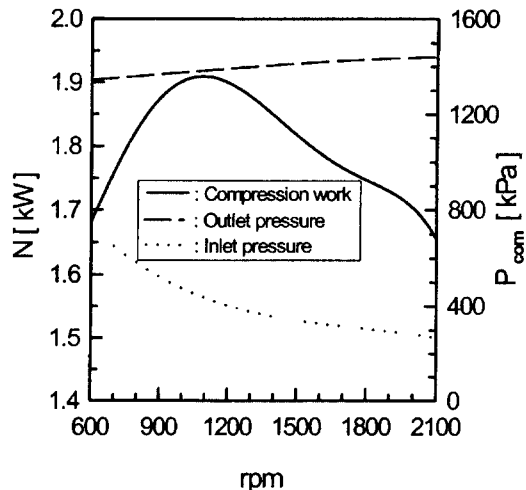


Fig. 4. Driving characteristics of compressor.

기 소요동력의 변화를 파악하여 Fig. 4에 나타내었다. 압축기 회전수가 1050rpm 정도까지는 회전수의 증가에 따라 소요동력이 증가하는 일반적인 경향을 보였지만, 1050rpm 이상에서는 회전수가 증가할수록 소요동력이 감소하는 특이한 경향을 보였다. 본 연구에서는 실험기간 중 높은 외기 온도의 영향으로 냉각수 온도가 높아졌으며, 이러한 상태에서 증발온도를 실험조건으로 유지하려다 보니 Test - A, B의 2경우 모두 압축기 회전수가 1050rpm 이상인 범위에서 실험이 수행되었다.

3. 증발온도와 냉매순환량의 변화

냉매배관 길이변화에 따른 증발온도의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. Test - A는 냉매배관 길이를 변화시킬 때마다 팽창밸브의 개도를 조절하여 증발온도를 실험조건으로 일정하게 유지한 경우이다. 그러나 Test - B의 경우는 팽창밸브의 개도를 배관길이 10m일때와 동일하게 유지하면서 실험을 실시한 것으로 증발온도는 배관이 길어질수록 낮아졌다. Test - B에서는 배관길이 변화시 팽창밸브 개도의 조절이 없었기 때문에 액관에서의 플래쉬가스의 발생량이 커지고 냉매순환량의 감소가 현저하여 증발온도가 낮아진 것으로 판단된다.

Fig. 6은 냉매배관이 길어짐에 따른 냉매순환량의 변화를 나타낸 것이다. Test - A, B 모두 배관

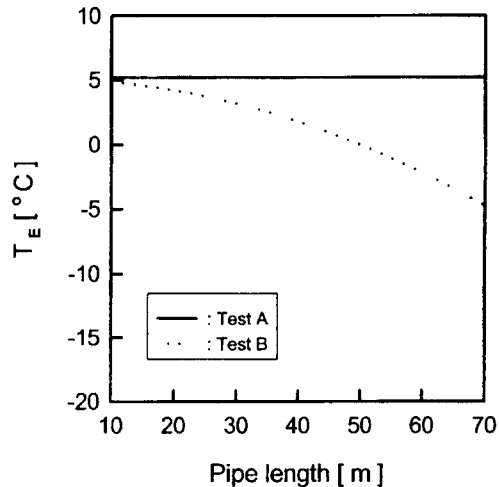


Fig. 5. Evaporating temperature along pipe length.

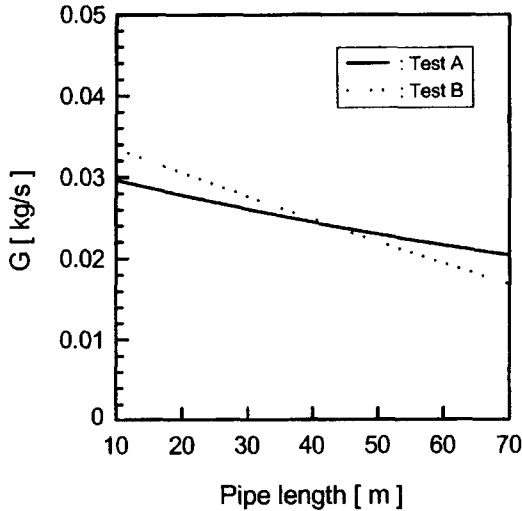


Fig. 6. Evaporating mass flow rate along pipe length.

이 길어질수록 냉매순환량의 감소가 크게 나타났다. 이것은 배관길이 증가에 대한 냉매의 보충이 없었기 때문에 배관이 길어질수록 냉매부족 현상이 현저하여 냉매순환량이 감소한 것으로 판단된다. 그리고 Test-A에서는 배관길이 변화시 증발온도를 일정하게 유지하기 위해 팽창밸브의 개도를 크게 해 주었기 때문에 Test-B에 비해 냉매순환량의 감소폭이 작게 나타났다.

#### 4. 냉동능력의 변화

냉매배관의 길이가 10~70m까지 변하는 경우에 대한 해수냉각시스템 성능의 변화를 Fig. 7에 나타내었으며, 배관이 길어질수록 해수냉각시스템의 능력이 감소하였다. 이는 냉매배관이 길어질수록 관내에서 압력강하가 커져 액관에서는 플래쉬가스의 발생이 증가하고 가스관에서는 냉매 비체적의 증대로 인해 냉매순환량이 감소하였기 때문이라 판단된다. 배관길이 70m에서 냉동능력은 Test-A, B에서 각각 30, 45%의 감소비율을 보여 냉매순환량의 감소비율이 클수록 능력저하가 현저함을 알 수 있다.

이상의 결과로 배관길이 변화시 냉매순환량의 감소가 냉동능력에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있으며 능력저하에 대응하기 위해서는 배관길이 증가된 만큼의 적절한 냉매보충이 우선적으로

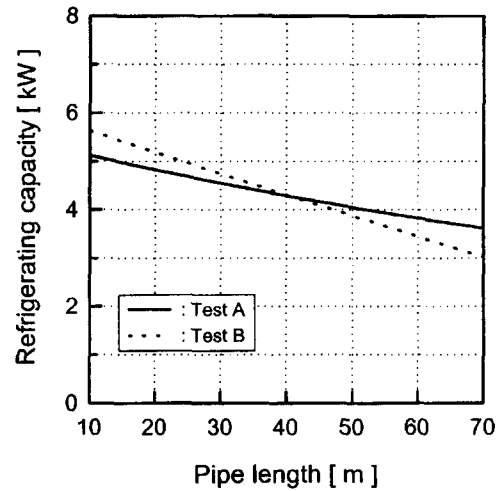


Fig. 7. Refrigerating capacity along pipe length.

이루어져야 할 것이다. 배관길이 변화시 요구되는 냉매의 추가충전량은 앞으로 실험을 통해 규명할 예정이다.

#### 5. 소요동력의 변화

Fig. 8은 냉매배관 길이변화에 대한 압축기 소요동력의 변화를 실험별로 나타낸 것으로 배관이 길어질수록 소요동력은 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 결과는 배관이 길어질수록 냉매순환량이 감소하기 때문에 압축기 흡입측에서 저항이 줄

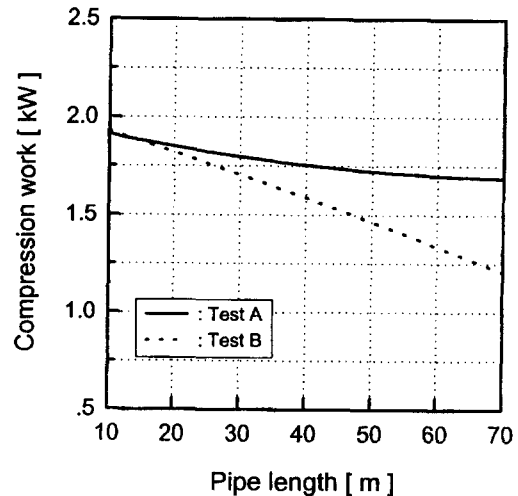


Fig. 8. Compression work along pipe length.

어들어 소요동력이 감소한 것으로 판단된다. 따라서 냉매순환량의 변화는 냉동장치의 냉동능력뿐만 아니라 압축기의 소요동력에도 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 배관길이 70m일 경우 Test - A에서는 배관길이 변화시 증발온도를 유지하기 위해 팽창밸브의 개도를 조절하였기 때문에 팽창밸브의 개도를 조절하지 않은 Test - B에 비해 냉매순환량의 감소폭이 작아 소요동력의 감소폭이 작았다. Test - B에서 소요동력은 44% 정도로 크게 감소하였으며, Test - A에서는 약 12% 정도 감소하였다.

### 6. 성능계수의 변화

이상의 결과에서 각 실험별로 배관길이 변화에 대한 시스템의 성능계수(COP)를 파악하여 Fig. 9에 나타내었다. Test - A, B의 2경우 모두 배관길이 늘어질수록 냉동능력과 압축기 소요동력이 모두 감소하였지만, 압축기 소요동력의 감소비율보다 냉동능력의 감소비율이 크기 때문에 COP가 감소하는 경향을 보였으며, Test - A, B는 각각 20%, 16% 정도 감소하였다. Test - B가 Test - A에 비해 COP는 높지만, 배관길이 변화시 냉동능력의 감소는 Test - B의 경우가 Test - A에 비해 현저하게 크므로 COP가 높다하여 시스템의 성능이 양호하다고는 볼 수 없다고 하겠다.

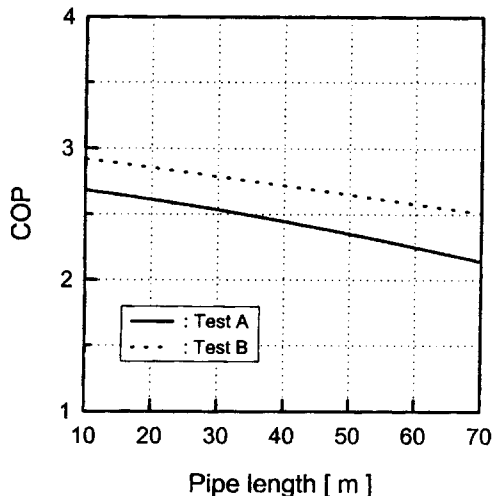


Fig. 9. COP along pipe length.

## 결 론

냉매배관의 관경을 액관 9.52mm, 가스관 12.7mm로 하여 배관길이가 해수냉각시스템의 성능에 미치는 영향을 파악하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 압축기 회전수 변화에 따른 해수냉각시스템의 소요동력 변화를 확인하여 압축기의 운전특성을 파악하였다.
2. 냉매배관 길이를 10m~70m까지 변화시키면서 Test - A, B의 실험을 수행하여 배관길이 변화에 따른 해수냉각시스템의 능력변화를 파악하였다.
3. 각 실험별로 압축기의 운전특성을 파악하여 냉매배관 길이변화에 따른 해수냉각시스템의 성능변화를 파악하였다.
4. 본 연구에서는 압축기 회전수가 1050rpm 이상인 범위에서 실험이 수행되었지만, 그 이하의 회전수 범위에서 실험을 수행하여 성능변화를 규명한다면 해수냉각시스템 설계시 매우 유용한 자료가 되리라 판단된다.

## 사 사

본 연구는 한국학술진흥재단 '96~'97학계간 연구과제 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Frank M. White(1995) : Fluid Mechanics, McGraw Hill 3th Edition, pp. 361~410.
2. ASHRAE(1990) : ASHRAE HANDBOOK Refri - geration Systems and Applications, pp. 3.1~3.25.
3. 윤정인 외(1997) : 냉동설비공학, 태훈출판사, pp. 53~222.
4. 池元眞佐美, 山本泰司, 黒河通匡, 名迫賢二, 片岡久典(1996) : HFC冷媒・冷凍サイクル シミュレーション, 第30回空氣調和・冷凍聯合講演會講演論文集, pp. 173~176.
5. 日本冷凍協會(1993) : 冷凍空調便覽, 2卷, pp. 63~68.