

참치 어선 냉동장치의 개발에 관한 연구*

오·후규** · 정재천*** · 김성규*** · 구학근***

Development of Refrigeration Equipment for Tuna Long Liner

H.K.Oh, J.C.Jung, S.G.Kim, H.G.Ku

Abstract

The experimental study and theoretical analysis are made in order to investigate a new refrigeration system. R-22 and R-502 or R-22 and R-13 cascade compressor with panel type cooler, for tuna long liner. The experimental apparatus consists with the cascade unit, 1.5 HP R-502 compressor in the first stage and 1 HP R-22 compressor in the second stage, and 3 m² cold storage room with a direct expansion panel type cooler.

The main result are as follows :

1. The energy saving and C.O.P. of the R-22 and R-502 or R-22 and R-13 cascade are improved much higher than two stage compressor.
2. For the point of simplicity of design, installation, and running cost, the panel type cooler is much better than traditional hair pin coil type cooler.
3. From the experimental data and analysis, the R-22 and R-502, or R-22 and R-13 cascade compressor with panel type cooler is recommended for a new refrigeration equipment of the tuna long liner.

1. 서 론

참치 어선의 냉동장치 설비는 선상 어획물의 품질향상을 위하여 가장 중요한 설비요소의 하나이다. 참치 조업계획에 있어서 냉동장치의 효율적인 설비는 전 조업 코스트에 비해 차지하는 비율이 대단히 크므로 냉동장치 각 요소

의 효율이 좋아야 하며, 경제적이고 실용적이어야 하므로 어업 경영상 극히 중대하게 다루고 있는 분야이다.

참치 어선 냉동장치 설비의 주 요소는 냉동기, 압력용기류 및 보조기기, 전기설비, 방열설비 등이며, 이러한 각 요소들의 효율적인 설비 및 운전이 참치 어선의 가장 중요한 요소중

* 이 논문은 1990~1991년도 교육부 학술 연구 조설비에 의하여 연구되었음.

** 정회원, 부산수산대학교 냉동공학과

*** 부산수산대학교 대학원 냉동공학과

의 하나라 할 수 있다. 사실, 이러한 냉동장치의 설비는 총 건조비의 약 1/3에 해당하는 비중이다. 앞으로, 우리나라의 참치 어선의 건조실적이 증가할 것임을 고려해 볼 때, 일본에서 도입되어 개조되고 있는 참치 어선의 냉동장치 설비보다 효율적이고 경제적인 냉동장치의 개발이 국가경제적인 측면과 이 분야의 기술축적 및 조선 선진국을 지향하고 있는 우리나라에서는 대단히 필요하다고 생각된다.

참치 어선은 대상 어획물이 참치(tuna)로서 가장 일반적인 G/T 409톤급 참치 어선의 경우 1일 동결량 8톤을 -55°C 까지 급속 동결 하여야 참치의 어가 및 특성을 유지할 수 있는 특징이 있다. 선어를 급속, 초저온으로 동결하는 것은 식품의 품질유지에 대단히 중요한 것이므로 최근에는 -60°C 까지 동결·보냉하려는 경향이 있다. 참치 어선 냉동장치의 시스템은 이러한 급속동결이 가장 중요하며, 급속 동결이 본선의 특징이라고 할 수 있으므로 종래의 2단 압축식 냉동장치보다 개량된 냉동장치의 개발이 필요하다¹⁾.

따라서, 본고에서는 국내에서 건조되고 있는 G/T 409톤급 참치 연승어선(tuna long liner)을 표준으로 하여 냉동장치의 시스템 개발에 관해 검토·분석하고자 한다.

2. 이론해석

2-1. 2단압축 1단팽창 냉동장치²⁾

2단압축 1단팽창식 냉동기는 암모니아 및 프레온 냉매를 사용한 실마용 2단압축 1단 팽창식 컴파운드형 냉동기를 사용하고 있다. 2단압축 1단팽창식 냉동장치를 P-i 선도도에 나타내면 Fig. 1과 같다. 즉 그림에서와 같이 $A_1 \rightarrow B_{21} \rightarrow A_2 \rightarrow B_{22} \rightarrow G \rightarrow H \rightarrow A_1$ 으로 표시되는 주 냉동사이클과 $A_2 \rightarrow B_{22} \rightarrow E \rightarrow F \rightarrow A_2$ 로 표시되는 부 냉동사이클로 구성된 전 2개의 냉동사이클로 되어있는데, 이러한 냉동사이클을 2단압축 1단팽창 사이클이라 한다.

Fig. 1에서 냉동장치의 냉동열량을 Q_1

(kcal/h)이라고 하면, 저압축 압축기의 냉매 순환량 G_1 (kcal/h)은 다음과 같이 된다.

$$G_1 = \frac{Q_1}{i_1 - i_{1'}} \dots\dots\dots (1)$$

중간냉각기에 필요한 냉각열량을 Q_m (kcal/h)이라 하면 중간냉각기의 냉동량은

$$Q_m = G_1 [(i_U - i_{U'}) + (i_{21} - i_m)] \dots\dots\dots (2)$$

이다. 또 중간냉각기에서 증발하는 냉매량을 G_m (kg/h)이라고 하면,

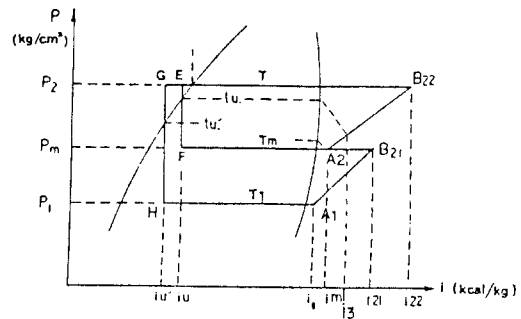


Fig. 1 P-i diagram of 2-compression and 1-expansion refrigeration system.

$$G_m = \frac{G_1 [(i_U - i_{U'}) + (i_{21} - i_m)]}{i_m - i_U} \dots\dots\dots (3)$$

이 되고, 식(1)을 식(3)에 대입하면 중간냉각기의 냉매 증발량은

$$G_m = \frac{Q_1 [(i_U - i_{U'}) + (i_{21} - i_m)]}{(i_1 - i_{1'}) \cdot (i_m - i_U)} \dots\dots\dots (4)$$

로 된다. 이때 고압축의 흡입 가스량을 G (kcal/h)라 하면,

$$\begin{aligned} G &= G_1 + G_m \\ &= \frac{Q_1 (i_U - i_{U'} + i_{21} - i_m + i_m + i_m - i_U)}{(i_1 - i_{1'}) \cdot (i_m - i_U)} \\ &= \frac{Q_1 (i_{21} - i_{U'})}{(i_1 - i_{1'}) \cdot (i_m - i_U)} \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

로 된다. 냉매가스를 압축하는데 필요한 일량의 열당량을 A_w (kcal/h)라 하면 다음과 같다. 즉, 저단축에 필요한 일량의 열당량을 A_{w1}

kcal/h, 고단축에 필요한 일량의 일당량을 A_{WH} (kcal/h)라 하면,

$$A_{mL} = G_1(i_{21} - i_C) \dots\dots\dots(6)$$

$$A_{mH} = G_2(i_{22} - i_m) \dots\dots\dots(7)$$

식(1)을 식(6)에, 식(5)를 식(7)에 대입하면, 저단압축기의 일당량은

$$A_{mL} = \frac{Q_1(i_{21} - i_C)}{(i_1 - i_C')} \dots\dots\dots(8)$$

고단 압축기의 일당량은

$$A_{mH} = \frac{Q_1(i_{21} - i_C')(i_{22} - i_m)}{(i_1 - i_C')(i_m - i_C')} \dots\dots\dots(9)$$

이다. 따라서 냉동장치 전체의 압축 일량의 일당량 A_{WT} 은 저단축 압축 일량과 고단축 압축 일량의 일당량의 합이므로 다음과 같다.

$$A_{WT} = A_{mL} + A_{mH} = \frac{Q_1[(i_{21} - i_m)(i_m - i_C') + (i_{21} - i_C')(i_{22} - i_m)]}{(i_1 - i_C')(i_m - i_C')} \dots\dots\dots(10)$$

따라서, 냉동사이클의 성적계수 ϵ 는 식(11)과 같은 전체의 압축 일량의 일당량과 저단축의 냉동능력과의 비이므로, 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\epsilon = \frac{(i_1 - i_C')(i_m - i_C')}{(i_m - i_C')(i_{21} - i_1) + (i_{21} - i_C')(i_{22} - i_m)} \dots\dots\dots(11)$$

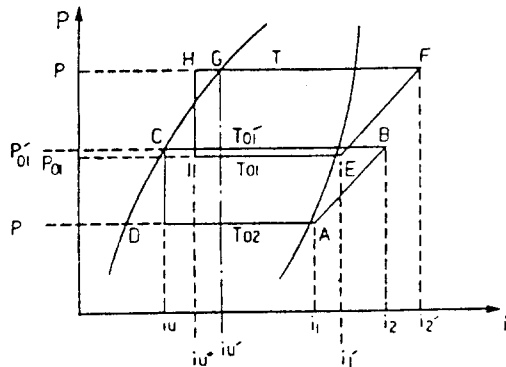


Fig. 2 P-i diagram of cascade refrigeration system.

2.2 2원냉동장치³⁾

2원 냉동은 2대의 압축기와 2종류의 냉매를 사용하는 냉동 사이클이다. 이 사이클은 서로 독립되어 있지만, 열의 흐름은 하나의 사이클과 같이 연속되어 있다. 이와 같이 2개의 냉동 사이클을 접속한 냉동장치가 2원 냉동장치이다. 저단축 냉동사이클에 R-13을 사용한 2원 냉동은 -50℃의 어창을 냉각할 경우 흡입압력이 2.5 kg/cm²~3.0 kg/cm²정도이고 R-22 냉매를 사용한 2단압축인 경우는 0.38 kg/cm²이므로 R-13의 경우가 6.58배 정도 압력이 높으므로 장치의 심비나 운전에 이득이 되고 있다.

Fig. 2는 2원 냉동장치를 p-i선도상에 편의상 개략적으로 나타낸 것이다. Q₁(kcal/h)을 저온부의 냉동량이라 하고, 저온부 냉동기의 냉매 흡입량을 G₁(kg/h)이라 하면, 다음과 같이 표시된다.

$$G_1 = \frac{Q_1}{i_1 - i_C} \dots\dots\dots(12)$$

여기서 i₁은 저온용 증발기 출구의 냉매 가스 수, 저온용 압축기 흡입증기의 엔탈피(kcal/kg), i_C는 저온용 증발기 입구의 액화냉매 수, 저온용 수액기 출구 냉매의 엔탈피(kcal/kg)를 나타낸다.

또한 Q₂(kcal/h)를 고온용 냉동장치의 소요 냉동량이라 하고, 고온용 압축기의 흡입 냉매량을 G₂(kg/h)라 하면, 이들은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_2 = \frac{Q_1(i_2 - i_C)}{i_1 - i_C} \dots\dots\dots(13)$$

$$G_2 = \frac{Q_1(i_2 - i_C)}{(i_1 - i_C)(i_1' - i_C')} \dots\dots\dots(14)$$

여기서, i₂는 저압 압축기의 포출 증기의 엔탈피(kcal/kg), i_{1'}는 고압용 수액기 출구 액화 냉매의 엔탈피(kcal/kg), i_{1'}는 고압 압축기 흡입 가스의 엔탈피(kcal/kg)를 각각 나타낸다.

또 저압용 압축기 일량의 일당량을 A_{WL}

(kcal/h), 고압용 압축기 일량의 열량을 A_{wH} (kcal/h)라 하면, 각각

$$A_{wL} = \frac{Q_1(i_2 - i_1)}{(i_1 - i_{1'})} \dots\dots\dots (15)$$

$$A_{wH} = \frac{Q_1(i_2 - i_{1'})}{(i_1 - i_{1'})} \dots\dots\dots (16)$$

와 같이 된다.

여기서, i_2 는 고압용 압축기 토출 증기의 엔탈피(kcal/kg)를 나타낸다.

따라서 냉동장치 전체 압축 일량은 저온용 압축기의 압축 일량과 고온용 압축일량의 합이므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} A_{wH} &= A_{wL} + A_{wH} \\ &= \frac{Q_1[(i_2 - i_1)(i_1' - i_{1''}) + (i_2 - i_{1'}) (i_2' - i_1')]}{(i_1 - i_{1'}) (i_1' - i_{1''})} \dots\dots\dots (17) \end{aligned}$$

이와같은 결과로부터 성적계수는 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{Q_1}{A_{wT}} \\ &= \frac{(i_1 - i_{1'}) (i_1' - i_{1''})}{(i_2 - i_1)(i_1' - i_{1''}) + (i_2 - i_{1'}) (i_2' - i_1')} \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

3. 실험장치 및 방법

3-1 실험장치

본 실험에서는 2원 냉동기의 실험적 운전상태를 검토 분석하기 위하여 소형 2원 냉동기와 관냉식 쿨러를 사용했을 때의 온도 강하 및 시스템의 흐름을 조사할 수 있는 실험용 냉동장치를 만들어 실험하였다. Fig. 3은 본 실험장치에 사용한 2원 냉동기의 장치도를 나타낸 것으로, 고단측에는 R-22 냉매를 사용하였고, 저단측에는 R-502 냉매를 사용하였다.

또한 어선내의 온도 강하 및 관냉식 쿨러의 특성을 검토 분석하기 위하여 Fig. 4와 같은

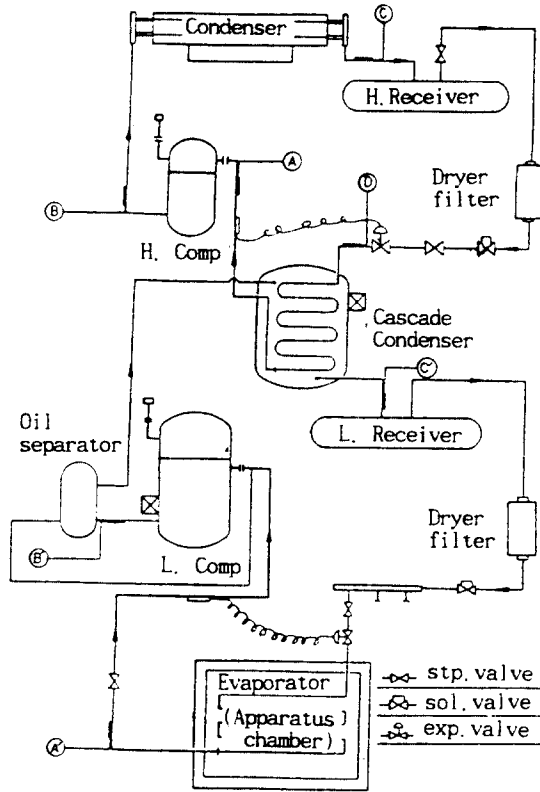


Fig. 3 Schematic Diagram of Cascade Refrigeration System.

제 원(2 500 mmW×1 600 mmB×1 800 mmH)의 냉장고(cold storage)를 제작하였다. 냉장고에 사용한 방열재는 열전도율이 0.020 kcal/mh°C, 밀도가 0.020 g/m³인 isopink 방열재를 사용하였으며, 방열재의 두께는 천정, 바닥, 동, 서, 남, 북 모두 250 mm로 시공하였다. 냉장고에는 냉매의 입구측과 출구측의 온도를 측정하기 위하여 온도 감지기를 설치하였다. 또한 Fig. 3에서 보는 바와 같이 저단측과 고단측의 압축기 입출구, 응축기 입출구 및 팽창밸브 입출구, 증발기 입출구 등에 적당 0.32 mm인 C-C(copper-constantan) 열전대를 설치하여 각 상태의 온도를 측정할 수 있게 하였다. Table 1은 본 실험장치에 사용한 중요기기들의 규격을 나타낸 것이다.

Table 1. Specification of cascade refrigeration equipment

Component	Description
High side compressor	Thermally protected type compressor Bristoll (1 HP)
Condenser	GB 305 Ji nam (56 W)
Dryer-filter	JSD 23456, Danfoss
Solenoid valve	MEV 503B, MP 20 kg cm ² , MOPD 21 kg cm ² Pacific control
Expansion valve	Danfoss TX 2
Low side compressor	Thermally protected type compressor Bristoll (1.5 HP)
Oil separator	OUB 1, Max. 220 bar SWP 315 PS Danfoss
Cascade condenser	Area 0.66 m ²
Receiver	JRT R series, Max. WP 450 psi, Joil eng.
Cold chamber	2,500 ^{mm} W × 1,600 ^{mm} B × 1,800 ^{mm} H Insulation spec.: 200mmT, Iso pink

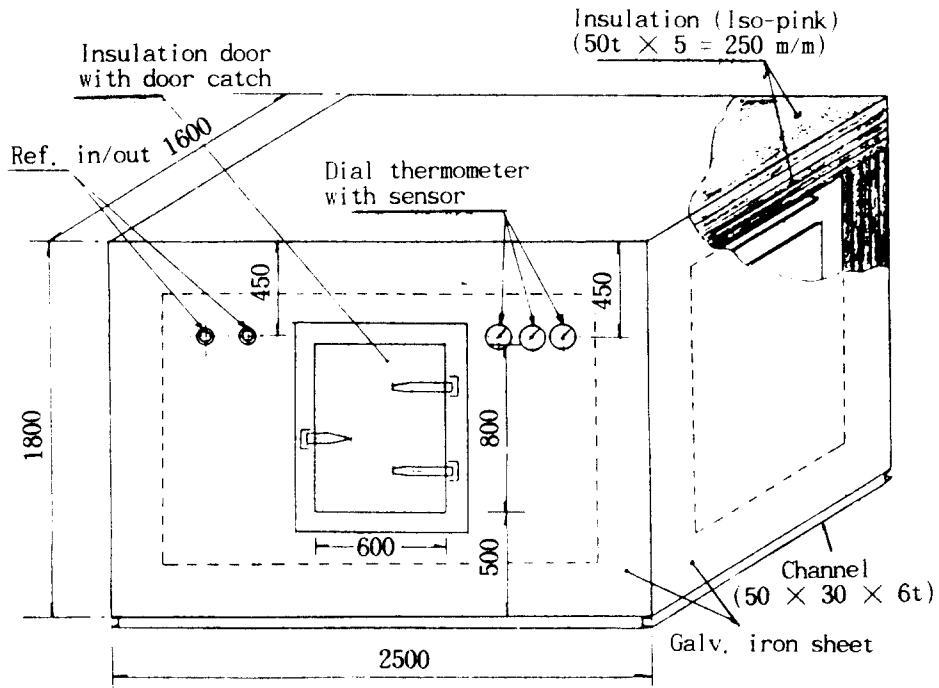


Fig. 4 Cubic View of Apparatus Experimental Cold Storage.

3-2. 실험방법

Fig. 4와 같은 2원 냉동기를 운전하여 R-22 냉매를 사용한 고단축과 R-502 냉매를 사용한 저단축의 압축기 흡입과 토출의 온도, 고단축

증발부와 저단축 응축기의 열교환기 입구와 출구의 온도, 냉장고(cold storage)의 입구와 출구, 고내의 온도 등은 사이클이 정상상태에 도달한 것을 확인한 후 측정하였다. 이들 데이터

로부터 냉매 순환량 및 일량, 효율 등을 이론식에 대입하여 2단 압축식 냉동장치와 2원 냉동장치의 성능을 비교·검토하였다. 온도 강하시험은 -68°C 까지 강하시켜 10분 간격으로 각 상태치를 기록한 후 분석하였다.

4. 결과 및 고찰

2원 냉동기(cascade refrigerator)를 이용한 냉동장치를 참치 어선에 적용할 경우의 각종 성능을 검토하기 위해서는 표준 모델 선형을 선정하여, 본 실험장치에 의한 실험치를 표준 모델의 냉동 부하에 적절한 열당량으로 환산하여 선정해야 한다. 따라서 본 연구에서는 표준 모델 선형을 G/T 409톤급 참치 연승 어선(tuna long liner)으로 선정하여 실험에 의한 2원 냉동장치의 기본 데이터로서 냉매 순환량 및 일량을 G/T 409톤급 참치 어선의 실제 사용치로 선정하였다. 현재 G/T 409톤급 참치 어선에 설치되고 있는 2단 압축식 냉동장치는 응축 온도 35°C , 증발 온도 -60°C 조건에서 11.1 RT의 냉동능력을 가진 2단압축 1단팽창식 컴파운드형 냉동기 4대 및 용기류, 기타 보

조기기로 되어 있다. 본 연구에서는 표준 모델 선형으로 선정한 G/T 409톤급 참치 연승 어선(tuna long liner)의 총 냉동부하 및 어창부하를 산정한후 본 실험의 조건과 비교·검토하였다.

4.1 2단 압축 1단 팽창식 냉동기와 2원 냉동기의 이론 냉동량 비교

Table 2는 기존 참치 연승 어선에서 사용하고 있는 R-22 2단압축 1단팽창식 냉동장치와 본 연구에서 개발하고자 하는 2원 냉동장치와의 냉동량을 비교한 것이다. 냉매순환량은 식(5), (12), 압축일량은 식(10), (17), 그리고 정적계수는 식(11), (18), 등의 계산방법으로 하였다. 운전조건은 2단압축 1단팽창사이클의 경우는 응축온도 35°C , 고단압축기 흡입증기온도 -22°C (중간 냉각기온도: -27°C), 증발온도 -60°C 로 하였으며, 2원 냉동사이클의 경우는 응축온도 35°C , 고원 냉동사이클의 증발온도 -30°C , 저원 냉동사이클의 응축온도 -25°C , 그리고 증발온도는 -60°C 로 하였다. 2단압축 1단팽창식 냉동사이클과 2원 냉동사이클의 압축기 흡입증기의 과열 및 팽창밸브 직전 냉매의 과냉각도는 각각 5°C 로 동일하다고

Table 2. Performance Characteristics of two stage compressor and cascade refrigerator for G T 409 ton tuna long liner

	R 22 2 stage comp,	R-22 & R-502 cascade ref,	R-22 & R-13 cascade ref,
G'' (kg/h)	772.4	1 049.1	1 484.2
G_m (kg/h) & G' (kg/h)	414.2	1 091.2	1 090.4
G (kg/h)	1 186.6	2 140.4	2 574.6
A_{wl} (kcal/h)	8 805.4	4 291.0	4 259.5
	(10.24 kW)	4.99 kW)	(4.95 kW)
A_{wh} (kcal/h)	19 816.2	15 026.0	15 014.4
	(23.04 kW)	(17.47 kW)	(17.46 kW)
$A_{wl} + A_{wh}$ (kcal/h)	28 621.6	19 317.0	19 273.9
	(33.28 kW)	(22.46 kW)	(22.41 kW)
ϵ	1.55	1.91	1.92

- 주) G'' : low side refrigerant flow rate
 G_m : medium side refrigerant flow rate
 G' : high side refrigerant flow rate
 G : amount of refrigerant flow rate
 A_{wl} : low side compressor power
 A_{wh} : high side compressor power
 $A_{wl} + A_{wh}$: total compressor power
 ϵ : coefficient of performance

가상하였다. 이와 같은 냉동 사이클의 운전조건하에서 통상 참치어선의 1항해(8개월)를 기준 조건으로 계산했을 때 표 2에서 알 수 있듯이 바와 같이 냉매량은 저원주에 R 502를 사용한 냉동기는 80.4%, R 13을 사용한 냉동기는 약 41.2% 정도의 냉매량이 증가된다. 그러나 압축 일량에서는 R-13 및 R-502를 사용한 2원 냉동기는 고원주 냉동장치의 증발기온 냉지에 저원주 냉동장치의 응축기이므로 고원주 사이클의 증발기온에 의하여 저원주 사이클의 고온가스를 응축하게 된다. 일반적으로 고원주와 저원주에서는 서로 다른 냉매가 사용되는데, 분출물에서는 고원주에서 응축압력이 낮은 R-502, 저원주에는 비점이 낮으면서 저온에서 우수한 특성을 가지는 R-13 등이 사용되므로 R 22 2단 압축식보다 약 48% 정도의 효율이 상승된다. 성적계수는 저단주에 R 13을 사용한 냉동기가 1.92로서 가장 효율이 좋다고 볼 수 있다.

4-2 2원 냉동기 적용시 예상되는 효과

2원 냉동기 적용시 2단 압축식 냉동기와 비교하여 볼 때 예상되는 효과는 다음과 같다.

1) 연료 소비량과 전력 소비량

Table 3은 열대 구역을 항해하는 G/T 409 톤급 참치 어선을 동결 온도 -60°C의 상태에서 1일 동결량 8톤의 능력으로 운전할 경우, 2

단 압축식 냉동기를 사용했을 때와 2원 냉동기를 사용했을 때, 이선의 소비 전력량 및 연료 소비량을 나타낸 것이다. Table 3에서 알 수 있는 바와 같이 다른 영향을 고려하지 않을 경우 전라 소비량은 R-502 냉매를 사용한 2원 냉동기는 2단 압축식 냉동기와 비교하여 1 항해당(8개월 기준) 5 475 kW, R 13 냉매를 사용한 2원 냉동기는 5 508 kW정도가 절감될 수 있다는 것을 알 수 있다.

2) 냉매 사용량

열대 구역을 항해하는 G/T 409 톤급 참치 어선을 동결 온도 -60°C의 상태에서 1일 동결량 8톤의 능력으로 운전할 경우 냉동기의 종류에 따른 냉매의 사용량은 Table 4와 같다.

3) 2단 압축냉동기와 2원 냉동기와의 경제성 비교

앞 항에서 살펴본 바와 같이 G/T 409 톤급 참치 어선에 2원 냉동기를 적용할 경우, 전력 소비량 및 연료 소비율은 2단 압축기에 비해 현저하게 감소됨을 알 수 있다. 그리고 2원 냉동의 경우가 냉매 사용량을 적으나 R 502 냉매의 단가가 상당히 고가이므로 냉매 가격은 R 22 2단 압축식인 경우보다 약 1.8배의 비용이 소요된다.

Table 5는 각 냉동방식을 토대로 1991년 1월 현재 2단 압축기와 2원 냉동기 사용시의 절

Table 3. Energy efficiency by the various refrigeration systems

	Days	No. of Comp.	Power Consumption (kW)			Fuel Consumption (kl)		
			R 22	R 22 & R 502	R 22 & R 13	R 22	R 22 & R 502	R 22 & R 13
			2 stage comp.	cascade comp.	cascade comp.	2 stage comp.	cascade comp.	cascade comp.
Departure	30	1	19 920	13 500	13 440	95.7	64.8	64.2
Movement	30	1	19 920	13 500	13 440	95.7	64.8	64.2
Work	60	2	79 680	54 000	53 760	382.8	259.2	256.8
Movement	30	2	39 840	27 000	26 880	191.4	129.6	128.4
Work	60	3	119 520	81 000	80 640	574.2	388.8	385.2
Return	30	3	59 760	40 500	40 320	287.1	194.4	192.6
Total	240		338 640	229 500	228 480	1 626.9	1 101.6	1 091.4

- 주: 1) Movement: 조업지에서 어장을 갖가지지의 거점을 밟임.
- 2) 상기로는 1 항해 동안의 거점 거임.
- 3) 1 항해 기준은 8개월 기준으로 함 것임.
- 4) 전력 소비량 합계 = 운전일수 × 냉동기 운전 대수 × 20 h/day × Brake kW
- 5) 연료 소비량 합계 = k/day × 운전 일수

Table 4. Comparison of the amount of refrigerant requirement with refrigerators

R-22 2 stage compressor	R-22 & R-502 cascade refrigerator	R-22 & R-13 cascade refrigerator
R-22=3,000 kg	R-22=200 kg R-502=2,000 kg	R-22=200 kg R-13=400 kg

Table 5. Comparison of energy efficiency

(Unit = W)

comp. item	R-22 2 stage compressor	R-22 & R-502 cascade ref.	R-22 & R-13 cascade ref.
Compressor	120 000 000	52 000 000	52 000 000
Power	14 832 000	10 052 000	10 007 000
Fuel	242 423 000	164 198 000	162 559 000
Refrigerant	R-22=8 100 000	R-22=540 000 R-502=14 000 000	R-22=540 000 R-13=24 000 000
Total	385 355 000	240 790 000	249 106 000

- 주) 1) 냉동기 원가=해당 원가/set×4 sets
 냉동기는 모타 귀부형으로 (주) 한국 MYCOM 제품을 기준으로 하였음.
 단, 냉동기 원가는 압축기와 모타의 원가만 산정하였음.
 2) 소비 전력비=0.294 l/kW·h×W149. l×소비전력량(kW)
 3) 소비 연료비=149/l×소비 연료량(kl)×1,000
 4) 냉매 원가=R-22 : ₩60,000/kg(1989년 12월 30일 현재 가격)을 기준으로 하였음.

비 원가 및 운전경비를 개략적으로 비교한 것이다.

경제적인 면에서는 냉동기 설치비, 소비 전력비, 소요 연료비 및 기타 조건 등에서 볼 때 상당히 경제적이다 냉매의 선정시 R-502 냉매가 고가이므로 저단축에 R-502 냉매 선정시에는 R-22 냉매 사용시 보다 약 1.8배 정도의 비용이 더 추가(₩6,440,000)됨으로 다소 불리하나 참치 어선용 냉동장치에 주입되는 냉매는 배관 및 용기류의 파손이 없는 이상, 반영구적으로 사용되기 때문에 전체적인 설비 비용은 현재의 2 단 압축식 냉동방식 보다 더욱 경제적이라 할 수 있다.

4) 판넬식 쿨라(panel type cooler)의 적용성

현재 G/T 409 톤급 참치 어선에 사용되고 있는 헤어핀 코일 시스템은 32A G·S·P pipe를 사용하므로 제작 과정이나 중량면에서 볼 때 소형어선 건조 과정에서 상당한 비중을 차지하고 있다. 즉, 제작 과정에서는 절단—뿔뚫—용접—설치의 4공정을 거쳐야 하고 중량면에서는 약 15분 정도가 되므로 소형어선의

중량 조절(weight control)면에서 재고되어야 할 부분이다. 따라서 A1제 판넬식 쿨라(panel type cooler)를 사용할 경우 제작 과정이 용접—설치의 2 공정으로서 완료됨으로 설치 공정이 약 1/10로 경감하고 선박 중량 조절면에서도 약 1/2 정도의 중량 감소가 예상되므로 국내 건조 선박에 효율적인 작업성과 상당한 이윤을 기대할 수 있다고 사료된다.

본 실험장치에서는 제작비의 증대 및 과다한 제작 경비로 인하여 A1제 판넬식 쿨라를 제작하지 못하고 3.2 mm 두께의 강제 철관 위에 5/8" 강관을 설치하는 방법에 의한 판넬식 증발기를 실험하였다. Fig. 5는 본 연구에서 제안한 2원 냉동장치의 판넬식 냉각기(참치 동결용 저온 냉장고)의 온도 강하와, 냉동기를 운전 정지 했을 때의 보냉 상태를 나타낸 것이다. Fig. 5와 같은 결과는 본 실험에 사용한 냉동장치의 여러가지 사정과 2단압축 1단 팽창식 냉동장치를 사용하는 실제 선박어창의 온도 강하 특성을 고려해 볼 때 대단히 양호한 결과라 생각된다. 또한 이 증발기를 사용한 본 실험에서 냉장고의 제작 기감이 종래의 헤어핀

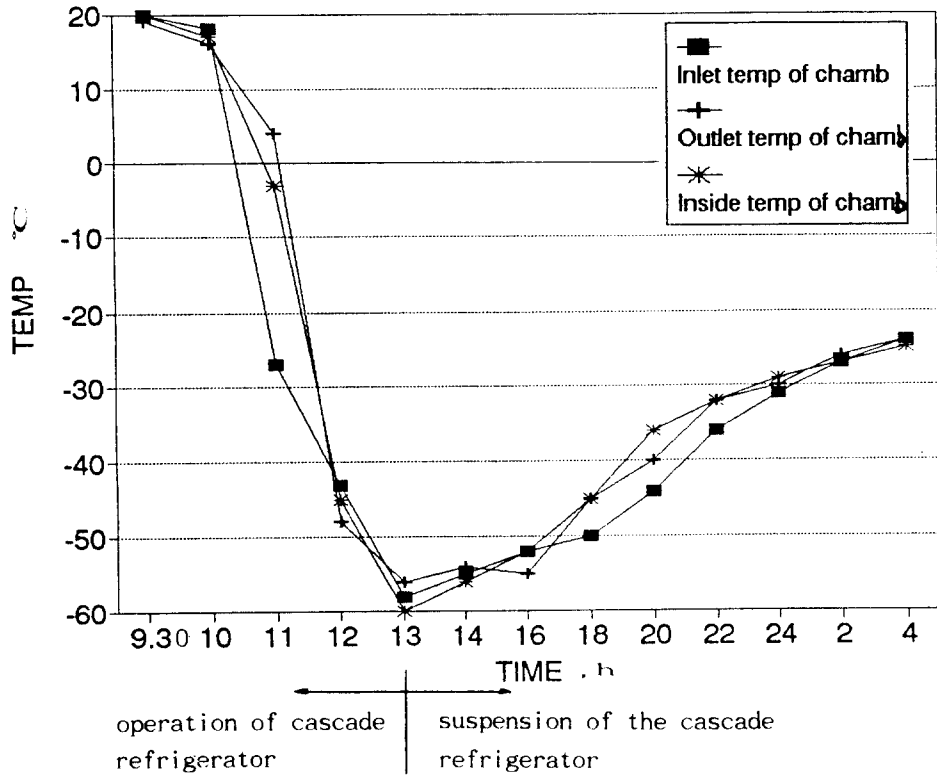


Fig. 5 Temperature variations of panel type cooler-cold storage room.

코일식 냉각기보다 대단히 단축될 수 있음을 확인하였으며, AI판넬에 의한 가격제고를 대량 생산할 경우 현상 조립반으로 가능하게 때문에 설치기간은 더욱 단축되며 중량면에서도 재래식보다 계산상 약 50%의 중량절감 효과가 있을 것으로 예상 되었다.

5. 결 론

새로운 참치 연승 어선의 냉동장치를 개발하기 위해 어선 온도 -60°C 를 기준으로 한 실험 및 이론적 분석을 행한 결과 다음과 같은 결론으로 얻었다.

1. 참치 어선 냉동장치의 압축 일량은 지금까지 사용되고 있는 R-22 2단 압축 1단 팽창식 냉동장치를 사용하는 것보다 저단축에 R-502 냉매를 사용한 2원 냉동장치를 사용할 경

우에는 약 32.3% 정도, 저단축에 R-13 냉매를 사용하는 2원 냉동장치는 약 32.6% 정도의 압축 일량이 감소한다.

2. 1 항해(8개월)를 기준으로 하여 전력 소비량 및 연료 소비량을 비교해 보면 2원 냉동장치의 압축 일량이 R-22 2단 압축 1단 팽창식 냉동장치의 압축일량보다 감소함으로써 인해 고단축에 R-22, 저단축에 R-502 냉매를 사용할 경우 총래의 방식보다 각각 5 475 kW, 525.3 kW, 2원 냉동장치의 저단축에 R-13 냉매를 사용할 경우에는 각각 5 508 kW, 535.5 kW를 절감할 수 있다.

3. 실험 데이터 및 분석 결과로부터 2원 냉동장치와 판넬식 냉각기를 참치 연승 어선에 적용할 경우 설계, 시공 및 운전 경비면에서 총래의 2단 압축 헤어핀 코일식 증발기를 사용했을 때 보다 대단히 우수할 것이라는 것이 예

상되었다.

4. 건조 공정면에서는 A1제 판넬식 냉각기를 적용하면 현재 설치되고 있는 헤이퀸 코일 냉각기에 소요되는 설치 기간보다 대폭공정을 절약할 수 있으며, 중량면에서는 약 50% 정도 (기존 중량의 1/2)로 절감할 수 있고, 절감된 중량만큼의 참치를 더 적재할 수 있으므로 기존 장치보다 더욱 경제적이라 할 수 있다.

plant의 최근 동향,

1990년도 한·일 냉동 기술 세미나

- 2) 오후규, 조권욱, “냉동공학의 기초와 응용 (7)”, 냉동공조공학, 7(4), 221~230, 1988.
- 3) 오후규, 조권욱, “냉동공학의 기초와 응용 (8)”, 냉동공조공학, 8(1), 283~290, 1989.

참 고 문 헌

- 1) 대한냉동협회, 어선 냉동설비와 육상 냉동