

水袋モデル凍結時の電子式膨張弁と 温度式膨張弁による冷媒制御の比較について

山路 光徽, 野口 英雄, 桐 博昭
山下 徹, 半澤 良一*

Comparison of refrigerant control with electronic and thermostatic expansion valve during freezing water bag model

Mitsuyoshi YAMAJI, Hideo NOGUCHI, Hiroaki KIRI
Toru YAMASHITA and Ryouichi HANZAWA*

The Freezing efficiency of the evaporator for quick freezing was compared between one equipped with electronic control expansion valves (EEV) and one with thermostatic expansion valves (TEV) through the experiment of freezing water bag model. For experimental freezing, the quick freezer was stocked with 40 vinyl bags containing 8ℓ of water following usual procedure taken by tuna fishing boats, and then the refrigerator was operated until the central temperature of the vinyl bags reached -55°C . A low temperature flow meter for refrigerant and a large-sized vacuum gauge (JIS # 0.5) were newly installed for the experiment.

As a result of this experiment, whereas TEV took 14.8 h to get the desired temperature (-55°C), EEV needed 12.3 h, shortening the time by 17%. We conclude that we can give full play to the efficiency of a refrigerating compressor by a narrow room and a small cost to install EEV.

key word : 電子式膨張弁 electronic expansion valve (EEV)
温度式膨張弁 thermostatic expansion valve (TEV)
冷媒流量 refrigerant flow
過熱度 superheat
冷媒制御 refrigerant control

遠洋マグロ漁船の漁獲物の冷却温度は、漁場の遠隔化、航海日数の長期化、漁獲物の高品質化等の理由により急激に低温化が進み、冷凍装置の技術改良は目覚ましく向上した。日本の超低温冷蔵の歴史は、全てマグロのためにあると言っても過言ではないだろう¹⁾。

マグロは長期に保蔵する時、往々にして肉色の褐変を見る。これは漁業者や流通関係者にとって、鮮度の保持とともに、肉色の保持は最大の感心ごとであり、マグロ取引価格は肉色の如何によって定まる。

マグロの凍結製品を作るときは、通常、2昼夜ほど凍結室におかれ、魚体の中心温度が -55°C から -60°C になるまで急速凍結され凍結終了となる。その後、魚倉へ移送され -55°C 以下の一定温度で冷蔵される²⁾。この凍結所要時間と凍結終了温度、および一定温度での冷蔵が冷凍マグロの品質を大きく左右する^{2,3)}。マグロ類など大形魚の冷凍温度が -50°C 以下で深温凍結貯蔵されるようになった頃から、冷却温度が限界にきたアンモニア冷媒から、冷却温度が低く、しかも自動化し易いフロン冷媒に変わった⁴⁾。しかし、最近ではフロン(R-22)などは、オゾン層破壊や地球温暖化などに関わり問題化

していることから、アンモニア冷媒の見直しや膨張弁などの電子化も進展しつつある⁴⁾。

また我が国の各種漁船では、乗組員の不足、熟練した機関部員の減少から、省人省力化の要求が急速に高まり、冷媒流量制御の精度など技術的問題の大きな要因から、電氣的に流路抵抗を変化でき冷却効果に顕著な効果のある電子式膨張弁の使用が広がってきた。

練習船長崎丸でも、急速凍結装置について、冷凍サイクルを構成する圧縮機、蒸発器、凝縮器などの構成機器の容量を変更することなく、減圧機構の膨張弁のみを、既存の温度式膨張弁(TEV)から、採用実績が着実に増えてきた電子式膨張弁(EEV)を採用し、以下に示す改良点を報告した。すなわち、電子式膨張弁を用いた冷媒制御では、マイクロコンピュータの指令によって任意に弁開度の設定が行われる。そのため、前報⁵⁾では、装置の運転効率と信頼性を向上するための冷媒流量制御の実用的な運転手法を確立しておく必要性より、電子式膨張弁の各設定値を模索し決定した。さらに、無負荷時の温度式膨張弁と電子式膨張弁での冷却を比較し報告した。また従来型温度式膨張弁より電子式膨張弁を使用した

方が, 蒸発器冷却管の総括伝熱係数が25%増加するとの報告⁹⁾もある。

そこで本報では, 冷凍におけるマグロ製品の技術的な知見が見られないことから, マグロ漁船を想定し, 実際の被冷却物として水袋モデルを使用した。そしてその中心温度を肉色維持に必要な限界温度である -55°C まで冷却するために必要な時間的効果, その過程での運転の安定性など冷媒制御について従来型温度式膨張弁と電子式膨張弁で比較したので報告する。

材料および方法

1. 冷凍装置と計測

実験に供した冷凍装置は, 1987年建造の練習船長崎丸(842 GT)の付属設備である。

冷凍装置の基本的な冷凍サイクルは, 4つの要素すなわち圧縮機, 蒸発器, 凝縮機及び減圧機構から構成されている。実験装置の凍結室(蒸発器)はファン2台を左右に段差をつけて設置し, 風を系統だてて流れるようにした5段の乾式直接膨張冷却管棚方式である。なお凍結室を形成する蒸発器は,

従来までの冷却鋼管に鉄板を敷いたものから, 鉄板をなくし熱伝導に優れたフィン付きアルミの冷却管板(押し出し成形品)で形成されている。また本冷凍装置には, 電子式膨張弁(前川製作所製給液制御システム, YOSAKU)を温度式膨張弁と平行に併設した。これにより同一条件下で手動で切替え, それぞれの相対性能比較を行った。本船の冷凍装置の主要目を Table 1 に, また電子式膨張弁(EEV)と, 従来型温度式膨張弁(TEV)の性能を比較するために行った各機器の配置及び配管系統図並びに設置した電子式膨張弁の位置を Fig. 1 に示した。

計測用温度記録計には, ハイブリッドレコーダーHR-3200, 横河電機株式会社製を使用し, 測温部にはシース熱電対TMAを, そして今回は新たに冷媒の流れの状態を見るため冷媒液の流れに流量計を設置した(Fig. 1)。さらに低圧側にJIS規格検定0.5級の大型真空計を取り付け, 低圧部の示度の読みに正確を期した。また採取データの信頼性を高めるため, 予冷(プレクーリングダウン)開始の凍結室温や床面, 壁面の防熱材の温度状況, 水袋モデル入庫作業の所要時間, および進入熱を同一にし, 近接した日時で行うなど条件統一に努めた。冷凍装置中の温度計測箇所は, 液冷却器入口(凝

Table 1. Principal specifications of refrigeration equipment of T/S Nagasaki-maru.

Refrigerating compressor	
Type	High speed multi cylinder 2 stage compressor. MYCOM-F62A MAYEKAWA MARINE ENG. CO., LTD.
Number of cylinder	2 cylinders in high stage, 4 cylinders low stage.
Diameter of cylinder	95 mm
Length of stroke	76 mm
Revolution per minute	1200 rpm
Refrigeration capacity	3.5 RT(AT TC35 °C/TE60°C)
Brake horse power	15.6 BKW
Motor	30 KW
Manufacturer	MAYEKAWA MARINE ENG. CO., LTD
Quick freezer (Semi-air blast)	
Refrigeration capacity	1.2 ton / 36 h
Effective measurement of tube rack	2400 L×1200 W×5 Stage
Cooling tube	(a) Tube rack: Aluminum (b) Wall: STPG-38 SCH40 32A (c) Ceiling: Aluminum fin coil
Fan	1.5 KW×2 stage
Volume	29 m ³
Cooling temperature	-55 °C ~ 0°C
Refrigerant	CHCLF ₂ -22
Fish hold	
Cooling tube	(a) Ceiling: Aluminum coil (b) Floor, Wall: STPG-38 SCH-40 38A
Cooling temperatur	-50°C
Volume	29 m ³
Working space	
Cooling tube	(a) Ceiling: Aluminum coil (b) Floor, Wall: STPG-38 SCH-40 25A
Volume	38 m ³
Cooling temperature	-10°C

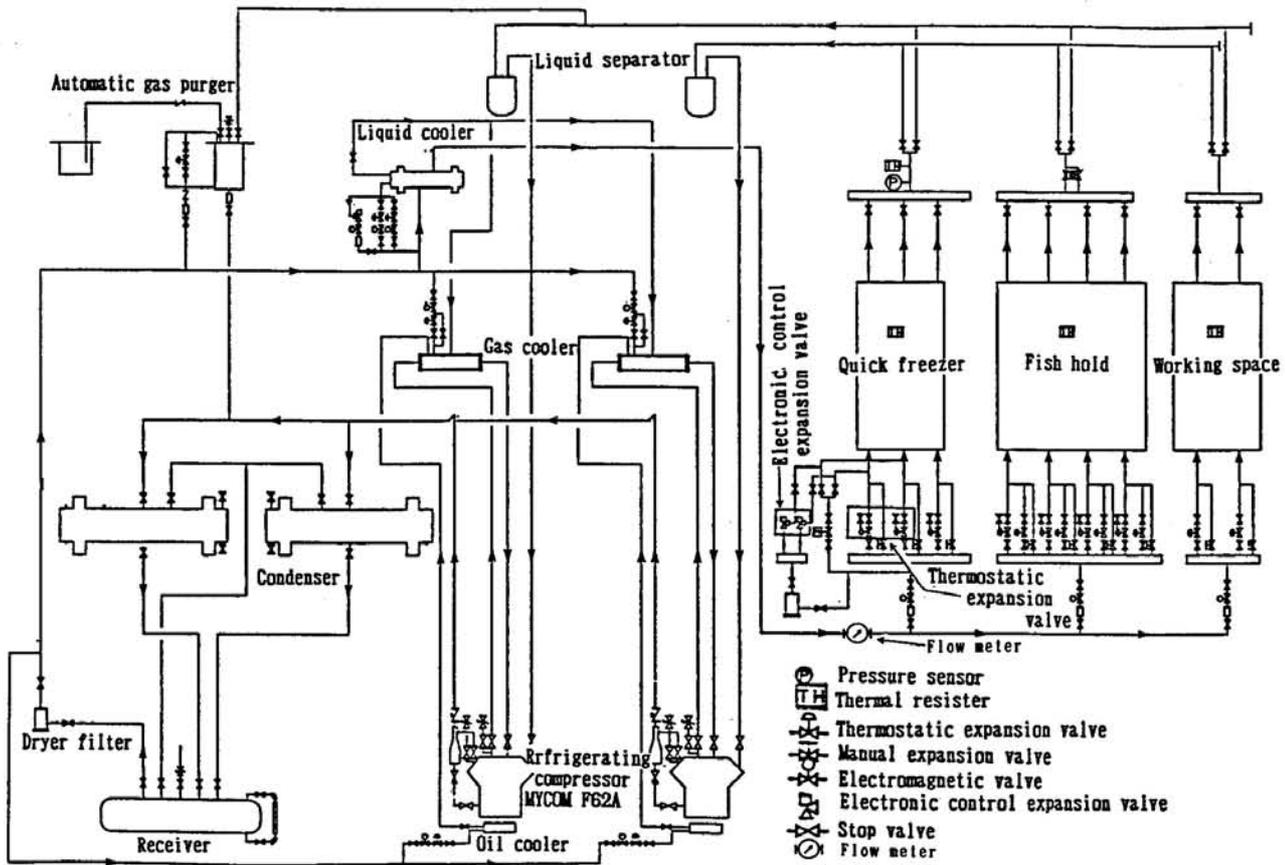


Fig 1. Plan to show the arrangement of refrigeration system in T/S Nagasaki maru, with arrows indicating flow of refrigerant.

縮液), 液冷却器出口, 蒸発器冷却管入口液及び出口, 凍結室, そして冷凍機運転上の安定性の指標として, 圧縮機の吸入ガスの7点とした。温度はシース熱電対の測温センサーで計測し温度記録計で連続記録した。

2. 実験の方法

2.1 負荷による凍結室温と中心温度の測定

マグロの凍結のための管棚用電子式膨張弁システムは, 他のシステムと大きく異なり, 冷却する温度に下限がなく, 他の機器の制限のない限り, 可能な限り低い温度での運転が要求される¹⁾。そこで, 実際に被冷却物として, 大型ビニール袋に水を入れ, 魚に見立てた8kgの水袋モデルを40個用いた。そしてマグロ漁船の通常の方法に準じた, 入庫作業時の熱負荷変動も考慮に入れて, 水袋モデル負荷を凍結室に投入した。その後, 温度式膨張弁と電子式膨張弁を装備した冷凍装置で冷却し, 凍結室温が -55°C まで低下する過程を計測し, 液の流れ具合, 凍結に及ぼす時間効果, 並びに運転の安定性について比較検討した。

さらに次の負荷試験では, マグロの体幅を考慮して, 細い帯鉄で水袋の高さが30cmになるように形をととのえ, 水袋の中心部に測温センサーを取り付けた。そして中心温度が -55°C まで到達する過程を計測し, 温度記録計により連続記録し, マグロ凍結製品の出来るまでを比較した。水袋モデルを使用したのは, マグロ類とモデルの水袋の熱物性は異なるが, 同一種類で同形のマグロの検体が得がたいため, 同負荷とな

る水袋を用いた。

水袋モデルの中心温度を -55°C としたのは, 本船の凍結装置の冷凍能力は1.2ton/36hで冷却温度が -55°C である。そのため, マグロ船の操業サイクルの中で36時間の限定された時間内で, 中心温度が -55°C まで下がれば, 緩慢凍結のように肉色保持に影響を及ぼすことはない。また冷凍マグロの保管温度が -55°C であれば, 1年半の長期貯蔵でも生のマグロの肉色を保持出来るとの報告による²⁾。

2.2 電子式膨張弁

本船の蒸発器の過熱度制御系において, 制御パラメータは H:95%, L:5%, P:3, S:5 $^{\circ}\text{C}$, t:10秒と設定可能³⁾であったので, 以後の電子式膨張弁での冷却は, 制御設定値を調整することなく上記のパラメータで行い Table 2 に示した。電子式膨張弁は, 原理的には全開全閉の時間比率を変化させる二位置動作の比例積分微分制御(PID)である^{6,7)}。従ってパルスサイクルの時間幅の制御による。すなわち, 実験装置の制御周期は10秒に設定してあり1時間では360回膨張弁が開閉することになる。その360回のパルスサイクルの中で, 比例ゲイン3, 過熱度設定値5 $^{\circ}\text{C}$ の関係から過熱度測定値に見合った周期中の開度幅により冷媒流量制御が行われる。

冷却効果と運転の安定性に与える影響については, 特に今回設置した流量計と低圧真空計により, 液の流れ具合と, 低圧部の蒸発圧力に注視した。さらに, 蒸発器冷却管入口液温

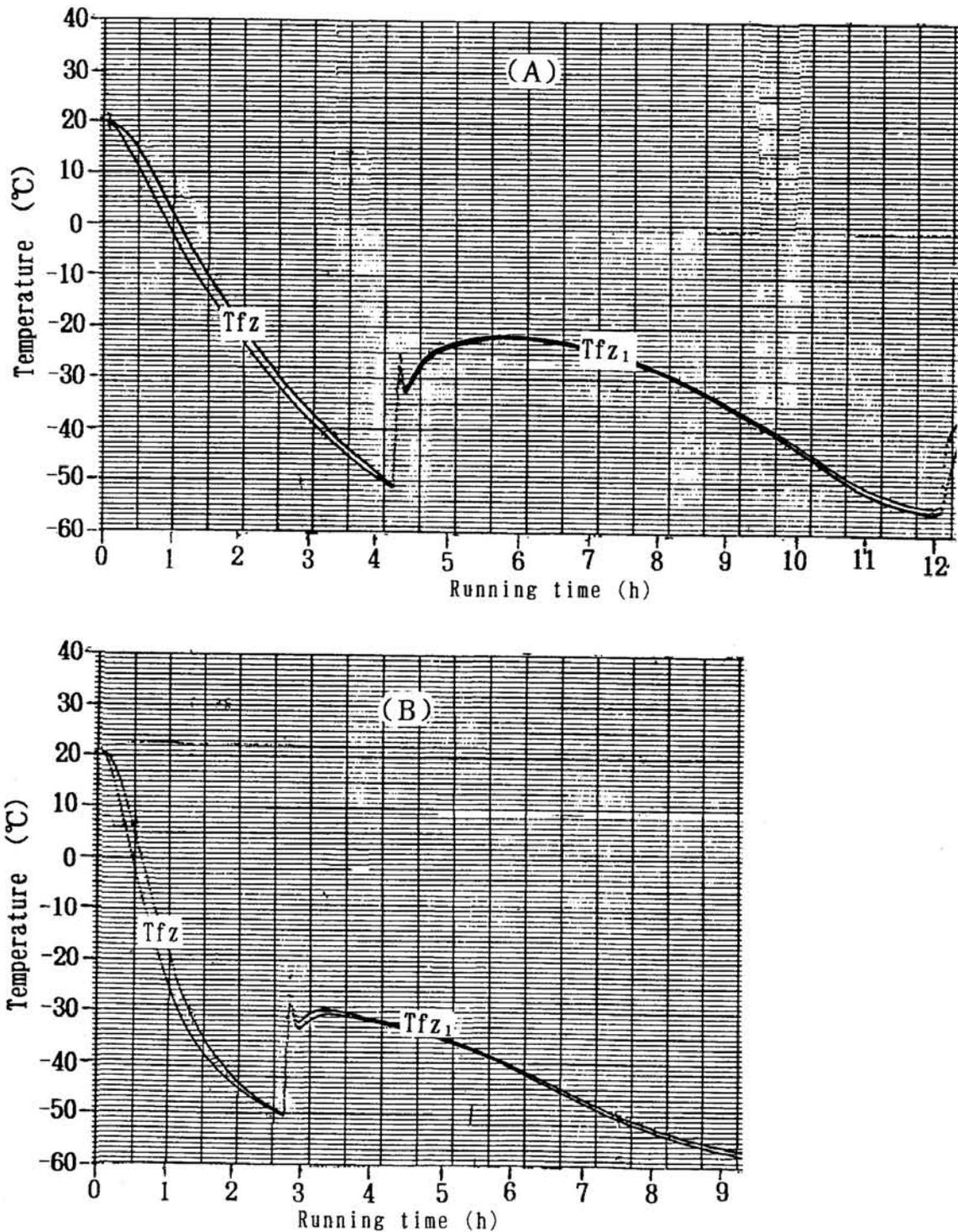


Fig 2. Temperature and refrigerant flow records as measured on the evaporator with the lapse of running time in the quick freezer equipped with a thermostatic expansion valve (A) and an electronic control expansion valve (B).
 Tfz: temperature during the precooling; Tfz₁: temperature after stocking with water bags.

度, 及び出口温度, 並びに圧縮機の吸入ガス温度に注目し, 低温域の -50°C 以下での入庫作業時, 電子式膨張弁での制御に関心をもって実験を行った。

2.3 温度式膨張弁

温度式膨張弁では機構上, 蒸発器冷却管出口温度を感温筒

により検知しキャピラリーチューブを介して膨張弁内蔵の動作スプリングと平衡する機構によって冷媒量を制御する比例制御のため, 外乱に対するフィードバック系に遅れが生じやすい⁸⁾。特に低温域での負荷変動に即応した制御量を保つためには, 人為的な調整を必要とし, そのため常に最良の冷却

Table 2. Parameter of Electronic Control Expansion Valve.

Indicator contents		Indicator scope	
S	Superheat setting value	5 °C	-10~+60
P	Proportional gain	3 °C	0.1~99.9
t	Contorol period	10 sec	0.1~99.9
h	Superheat measurement value	°C	-10~+60
O	Valve opening	%	
H	Highest opening value	95 %	5~100
L	Lowest opening value	5 %	5~10

効果が得られるよう監視しながら計測実験した。また温度式では、データの表示装置がないので、電子式の表示装置を兼用した。なお計測箇所は電子式膨張弁との対比のため同一とした。

結果及び考察

1. 負荷時の凍結室温の下がり方

電子式膨張弁を取り付けた当初の冷却実験では、魚に見立てた水袋モデル40個を凍結室に入庫し、既設の温度式膨張弁と比較した。

まず凍結室を21°Cの室温より-50°Cに冷却（プレクーリングダウン）後、外気進入による熱負荷を考慮にいれて、マグロを凍結室に入庫する場合と同じ方法で、水袋モデルを収納した。さらに継続冷却しながら凍結室温の下がり方を温度記録計により連続記録して Fig. 2 (A)および(B)に示した。

経験的に外気進入による熱負荷を伴った入庫作業では、圧縮機にリキッドバック現象⁹⁾を起こすことがあり、両者の冷媒制御に注視して実験を行った。

同図にみられるように、いずれの実験も21°Cの凍結室温がTfzに沿ってプレクーリングダウンされて-50°Cまで下がり、さらにTfzが水袋モデル入庫による熱負荷と外気進入による熱負荷のため上昇するが、その後、水袋モデル入庫後の凍結室温Tfz₁に沿って-55°Cまで降下していることを示している。Fig. 2 (A)に示された温度式膨張弁による冷却では、21°Cの凍結室温Tfzが-50°Cまでのプレクーリングダウンに4時間かかり、水袋モデルを入庫後の凍結室温Tfz₁を-55°Cまで冷却するのに、8時間かかった。冷凍機を運転開始してから停止するまでの所要冷却時間は12時間を要した。また温度式膨張弁では、水袋モデルを入庫した直後の外乱に際し、冷媒制御の即応性が悪く、水袋モデルによる熱負荷のため、凍結室温が一時上昇をきたしていることがわかる。Fig. 2 (B)に示された電子式膨張弁では、-50°Cまでのプレクーリングダウンには2時間30分かかり、水袋モデルを入庫してから凍結室温を-55°Cまで低下させるのに、6時間30分を要した。そして冷凍機を運転開始してから停止するまでの所要冷却時間は9時間10分であった。電子式膨張弁では外乱によるスーパーヒートに対し、電氣的に弁を開閉するので冷媒の流れ込みが良く⁹⁾、温度式膨張弁のような一時的な凍結室温の上昇はみられず即応性の良さを示している。

両者の膨張弁による負荷時の凍結室温の下がり方を比較し

てみると、電子式膨張弁での冷却がプレクーリングダウンで1.5時間、全冷却を通して凍結室温を2.8時間速く下げることができ、温度式膨張弁によるときより、それぞれ37%と23%速く冷却できた。

安定性の面では、外気進入による熱負荷を伴った入庫作業における、圧縮機へのリキッドバック現象⁹⁾は、両者とも起こらなかった。また温度式では、過熱度の設定値を、小さく調整して冷却時間の短縮を図る必要があると思われた。

2. 水袋モデルの中心温度の下がり方

前回と同様に凍結室を26°Cの室温から-50°Cまでプレクーリングダウンした後、水袋モデルを入庫し、さらに今回は水袋モデルの中心に測温センサーを取り付けた。そして中心温度の下がり方を計測し Fig. 3 (A)および(B)に示した。前回は、凍結室温の測定が-55°Cまで下がったとき実験は終了した。今回の実験で異なるところは、凍結室温が下がっても水袋モデルの中心温度を-55°Cまで下げる必要と、蒸発器冷却管は低温域の-50°C以下での冷却が長く続くことである。

また前回の負荷時の凍結室温の下がり方に、時間差が大きすぎたように思われ、今回は経験値を加味して温度式膨張弁の過熱度の設定値を少し小さく（開度を大きく）調整して行った。

実験は-50°Cにクーリングダウンして予冷した凍結室温Tfzに、26°Cの温度Twcの水袋モデルを入庫した。26°Cの水袋モデルは比熱1 kcal/kg°Cの水の顕熱を奪われ温度降下し0°Cの水になる。水の凍結開始温度は0°C、凍結終了温度も0°Cであるから、0°Cの水から79.68kcal/kgの水の潜熱を奪い0°Cの水に変わり凍結を完了する。この潜熱を奪う間は温度降下は全くなく、一定温度の時間の経過は、水袋モデルを-55°Cまで冷却する全冷却時間の約1/2を要していることがわかる。

当然マグロの場合も、凍結前の比熱0.83kcal/kg°C凍結後の比熱0.83kcal/kg°C凍結の潜熱56.8kcal/kgと熱物性¹⁰⁾は異なるが、潜熱を取り去るのに温度降下のない時間を要する。水袋モデルの凍結終了後は水の比熱0.5kcal/kg°Cの顕熱を奪い-55°Cの予定温度まで水袋モデルの中心温度Twcが下がっていることを示している。

両図とも水袋モデルが0°Cで凍結を完了し、さらに温度降下を始める頃は、すでに凍結室温Tfzは低温域の-50°Cに達し、以後は低温域の状態が長く続いていることになる。Fig. 3 (A)に示されるように、温度式膨張弁では凍結室を26°Cの室温からプレクーリングダウンに4.5時間かかり、さらに水袋モデ

ルの中心温度が -55°C に達するまで14.8時間かかった。Fig. 3(B)に示された電子式膨張弁ではプレクーリングダウンに3.6時間かかり全冷却を通しては12.3時間で終了した。この実験では後者がそれぞれ20%と17%速く冷却を終えることが出来た。プレクーリングダウンを前回の実験と比較すると、温度式の過熱度を小さく調整したので冷却時間を短縮できていたことが判る。

また Fig. 3(A)および(B)から、温度式では凍結室温が低温域の -50°C 以下の温度で、 T_{ei} と T_{eo} の差の過熱度は、マイナスの過熱度が多くあらわれ、不規則な過熱度の変化を示し危険をはらんでいることが窺える。このようにマイナスの過熱度を制御し変化はしているが、給液量の減少が伴もなわず、

プラスに回復することなく過剰給液となる、冷媒の“寝込み現象”¹¹⁾をあらわしているものと思われる。その結果、実験の終盤でリキッドバック現象を起こし不安定な運転状態が続いたことがわかる。この理由は水袋モデルの中心温度が -55°C に達するまで、蒸発器冷却管が -50°C 以下の低温域の状態である時間が長く続いたことである。すなわち水袋モデルの熱負荷が少なくなり、凍結室温との温度差が小さく、さらに T_{ei} と T_{eo} の温度差の過熱度が小さくなったことに起因する。このような状況下では、温度式の比例制御ではオフセットが残り蒸発器の冷媒制御を満足することが出来ないことが判った。しかし電子式では過熱度が、 T_{ei} を中心に T_{eo} がプラスからマイナスを規則的に繰り返して経過し、過熱度による冷

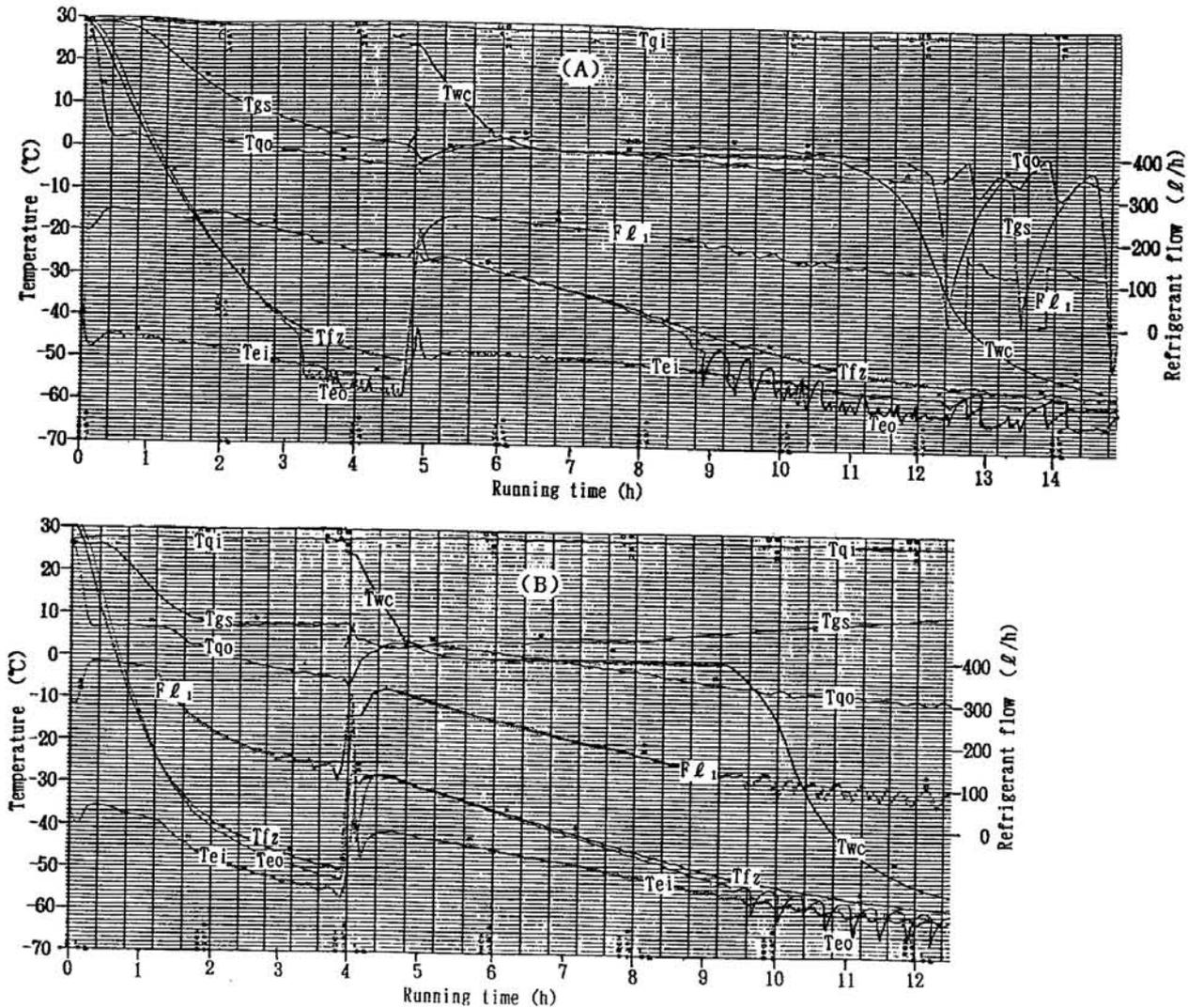


Fig. 3. Temperature and refrigerant flow records as measured on the evaporator with the lapse of running time in the quick freezer equipped with a thermostatic expansion valve (A) and an electronic control expansion valve (B).

- T_{wc} Temperature at center of water bag.
- T_{fz} Temperature of evaporator (quick freezer).
- T_{qi} Temperature at inlet of liquid cooler.
- T_{qo} Temperature at outlet of liquid cooler.
- T_{ei} Temperature at inlet of evaporator cooler tube.
- T_{eo} Temperature at outlet of evaporator cooler tube.
- T_{gs} Suction gas temperature of compressor.
- Fl_1 Refrigerant flow.

媒制御がハンチングしているが安定していることがわかった。

また両者とも、低温域での限界の制御をしているが、プレクーリングダウン時のように、同じ低温域でも短時間である時は、リキッドバックは起こらないことが判った。しかし、リキッドバックの経験から、実験の終盤のような状況で負荷投入を繰り返せば、温度式膨張弁では、冷媒の沸騰現象⁸⁾によるリキッドバックが起こることは判然としている。そこでさらに各膨張弁による冷却の違いを以下に考察した。

2. 1 給液量と蒸発圧力及び凍結室温について

Fig. 3 に示した実験結果をもとに、給液量による蒸発圧力

の変化と凍結室温の相関関係を30分間隔で記録し、Fig. 4 に示した。

本実験における最大の熱負荷は、プレクーリングダウンの初期と、水袋モデルを入庫した時の2回である。プレクーリングダウンの初期は、凍結室温が高く熱負荷も多い。その時の最大熱負荷に対しての瞬間の最大給液量は、温度式では250 l/hであるのに比し、電子式では380 l/hと著しく多い。この時の凍結室温の上がり方は最大給液量の違いから電子式が速いことが示されている。凍結室温が下がりだし給液量が減少を始めると、最大給液量の多い電子式が、逆に減少量が大きくなり給液量は少なくなっている。しかし、給液量の少な

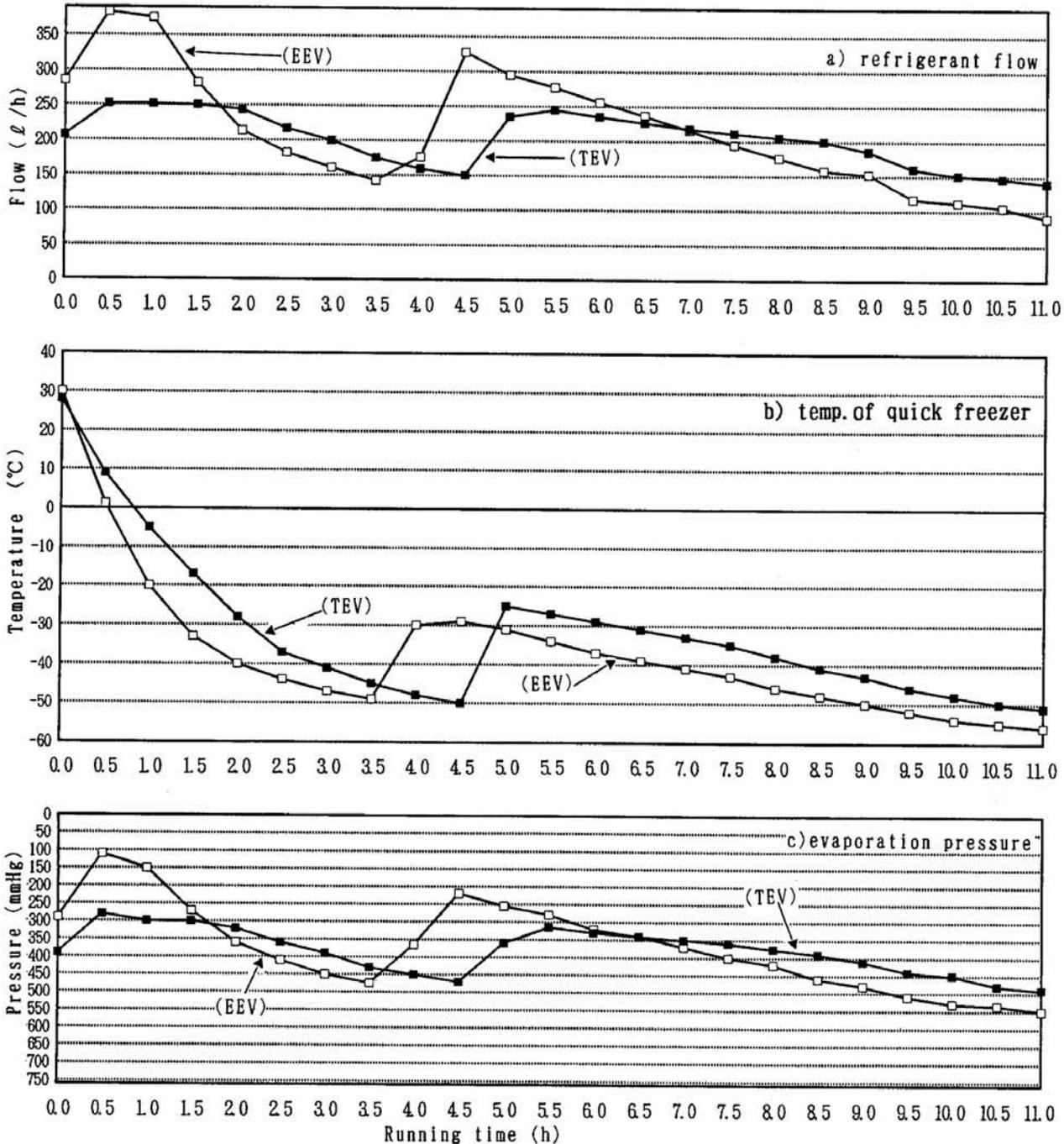


Fig 4. Comparison between an electronic control expansion valve (EEV) and a thermostatic expansion valve (TEV) of refrigerant flow, evaporator temperature and evaporation pressure with the lapse of running time.

くなった電子式の温度は温度式のそれより低いことがわかる。この理由は温度式では最大冷却負荷時の、瞬時の最大給液量が250 l/hと少なく、その最大給液量での給液の時間が長く続いていることを示すものである。すなわち蒸発温度が低くなると蒸発器応答の位相の遅れが大きくなる¹¹⁾。この間の蒸発圧力は低圧に保持されているが、これは膨張弁の絞りによる給液不足での圧力低下であり、冷媒不足のため凍結室温は電子式に比し下がり難いものと思われる。

電子式では最大給液量が380 l/hと多く、その時の蒸発圧力は高くあらわれているが、冷媒が冷却管の末端まで行き届き冷却管の濡れ面積が増加した⁶⁾ことで、その後は給液量を電氣的に絞ることにより、絞りにより蒸発圧力が温度式のそれより低下し、従って蒸発温度も下がり凍結室温が降下していることを示している。またこれらのデータからも判るように流量の制御範囲が、温度式では約145 l/hから250 l/hで1.7倍であるのに比し、電子式では95 l/hから380 l/hで4倍であることから、流量の制御範囲が広いことが確認された。

2回目の負荷投入である水袋モデル入庫後の給液も、最大給液量の違いから、プレクーリングダウン時と全く同じ給液

パターンを繰り返した結果、温度差が大きくなって最終温度に達し冷却時間の差となって表れた。Fig. 4から両者の膨張弁の冷却を比較すると負荷投入回数が増えるほど、給液パターンの繰り返しから最終到達温度および時間に開きが出るということが判った。このことは、マグロ漁船では獲れたマグロを入庫する回数が多いことから冷却温度と時間に開きができるものと思われる。

2. 2 過熱度と圧縮機の吸入ガス温度について

2回目の熱負荷である水袋モデル入庫後からの、各膨張弁による過熱度と圧縮機の吸入ガス温度の関係を1時間おきに記録し Fig. 5 に示した。

水袋モデル入庫後は凍結室温が上昇するため、過熱度の値も大きい。しかし予冷してあるのでプレクーリングダウン時より負荷が軽く、給液量は温度式が240 l/h、電子式は330 l/hと少なめである (Fig. 4)。また両者の給液量の差から過熱度の値は、電子式が小さくあらわれている。さらに過熱度が小さくなると給液量は過熱度を感知して、膨張弁の絞りにより減少してくる。電子式の過熱度設定値は5°C⁵⁾に設定されているため、図から実際の過熱度は設定値より下がってきて

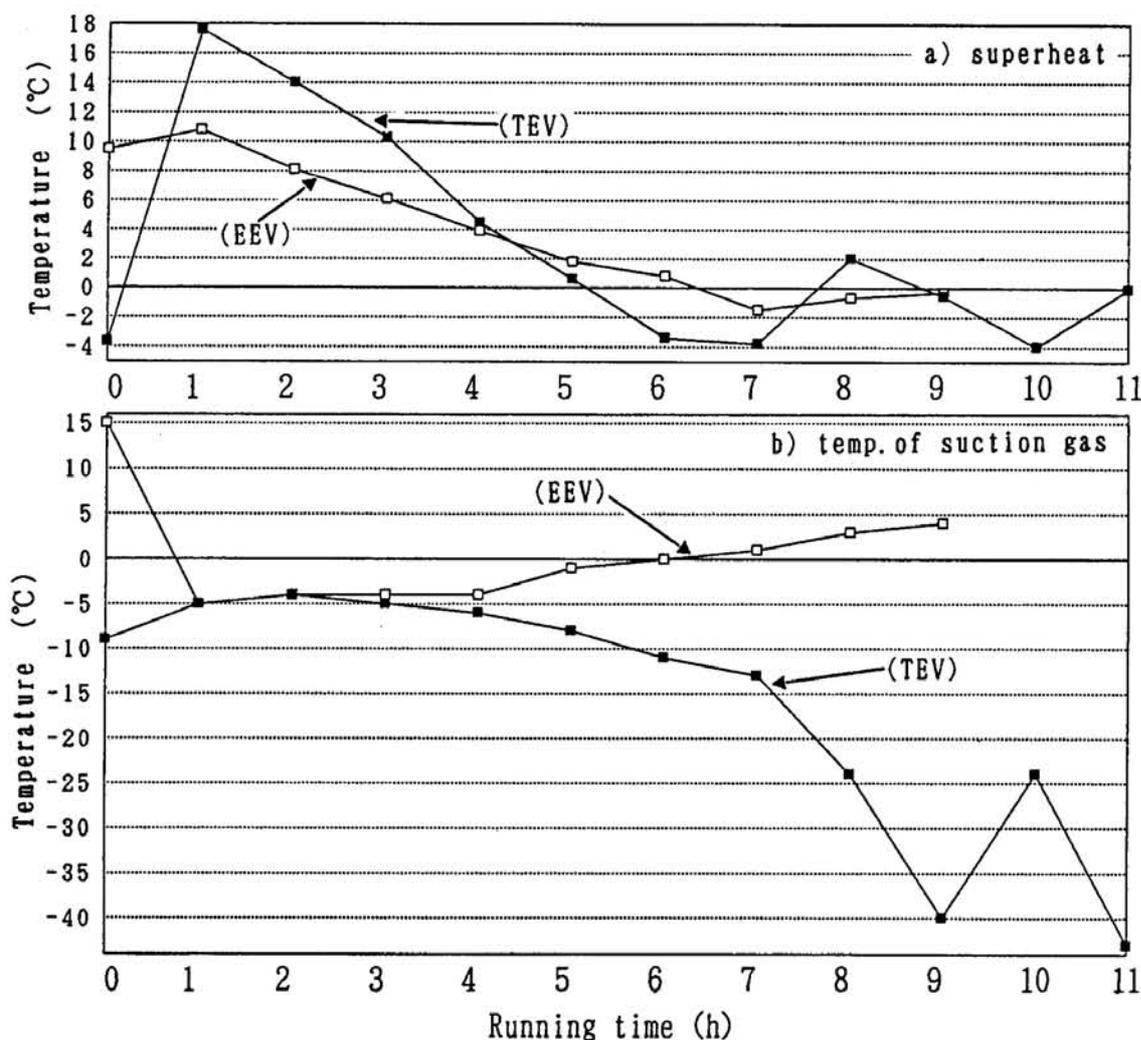


Fig 5. Comparison between an electronic control expansion valve (EEV) and a thermostatic expansion valve (TEV) of superheat and suction gas temperature with the lapse of running time.

はいるが、PID 制御のため回復し、より限界に近い状態で過熱度が制御されていることが示されている。またこの設定値付近より、圧縮機の吸入ガス温度の上昇が始まっている。これは吸入ガス温度の上昇から判断して、冷却管の末端まで行き届いていた冷媒量が蒸発によって減少を始めていることを意味している。その結果蒸発圧力が低圧に維持され、蒸発温度および凍結室温の下がり方が速かった。過熱度も一時、冷却管の液の入口より出口温度の低いマイナスを表示したが、 -1.8°C を境に上昇に転じて過熱度の限界で運転されたことがわかり、その後は安定した運転を継続した。しかし吸入ガス温度は上昇し始めたのに、過熱度は下がっている、すなわちオフセットは少し残るが、センサーの取り付け位置によりオフセットの範囲を小さくすることも可能と思われる。

電子式では過熱度設定値を 1°C ずつ下げて行くと、ある設定値以下では過熱度がハンチングする現象があらわれる。この制御可能な限界の過熱度は最小過熱度といわれ $4\sim 5^{\circ}\text{C}$ の最小過熱度が存在するとの報告¹²⁾もあり、前報⁹⁾の実験では、 3°C の設定値でリキッドバックが発生したため、以後は 5°C の設定で安定したので、この設定値で実験を行った。

運転の安定性の指標である吸入ガス温度は、温度式では、圧縮機の直前で -44°C を示すという異常低下を起し、リキッドバックとなり不安定な状態が発生したことが窺える。これは水袋モデル入庫後の最大給液量が 240 l/h で、電子式に比し少ないため最大給液量での時間が長く続き、過熱度の大きさに対する給液量が不足し、過熱度の小さくなるのが遅れる。このことの繰り返しから、最終的には低温域で過熱度が低下しても冷媒流量が減少していないことを示している。

温度式膨張弁は比例制御であり、過熱度調整は出口側の感温筒だけで行うので、平均過熱度のオフセット値であることから、電子式のように過熱度の変化量に対する冷媒流量変化の比例ゲインの調整は出来ない⁹⁾。

そのため低温域の -50°C 付近から、冷媒液が管棚の冷却管中に滞留して冷媒が“寝込み”現象を起す。そして、そのまま給液を続けた結果、未蒸発の冷媒液が圧縮機の直前まで蒸発できず、圧縮機の吸入ガス温度が異常低下を起している。この“寝込み現象”は、Fig. 3にも示されているように、 -50°C 前後から現れてくることが判った。このことから、リキッドバックによる圧縮機保護のため、人為的に給液を絞り回避操作を行なわざるを得なかったことが読み取れる。液の“寝込み”現象の結果、温度降下は停滞し、さらに圧縮機への吸入ガス温度の異常低下により、著しく圧縮機の安全運転を妨げる。そのため、緩急な操作をさけながら給液を絞るなど温度降下を図りながらの回避操作、および正常運転までの時間的なロスも相まって、さらに温度降下は停滞し、電子式より水袋モデルの温度の下がり方に差がでて、冷却時間の差となることが判った。このように凍結管棚の温度式膨張弁の調整は、過熱度を小さくすればプレクーリングダウンの時間は短縮できるが、蒸発器応答の遅れが増大し、より制御系が不安定になると報告¹⁰⁾されている。すなわち、マグロの入庫時に時間短縮を急ぐあまりに調整すると、凍結率が進んでくると再度調整を要求されることが多い。そこで低温域での“寝

込み”を考慮に入れなければならないため、経験によるところが大きい。

電子式では吸入ガス温度が $-5^{\circ}\text{C}\sim +5^{\circ}\text{C}$ であり、圧縮機の直前で給液量の殆どが蒸発を終える良好な流量制御の状態を示し、安定した運転の継続ができた。

また実験を通しての、平均過熱度は別の実験報告によると、温度式が 19.55°C 、電子式が 8.3°C とある⁹⁾。

本実験では、温度式が 9.3°C で電子式が 8.3°C である。このことは電子式膨張弁の方が蒸発器出口冷媒温度 (T_{eo}) が低く、蒸発器を低い過熱度で運転し、吸入ガスの比容積も小さく冷凍機の吐出ガス量が増加し、蒸発器の効率が上昇していることである。

3. 冷媒流量について

Fig. 3に示した実験結果の中で、冷媒流量を比較してみると、温度式では、プレクーリングダウン時に 989 l を給液し1時間当たりでは 220 l の給液となる。冷却開始から実験終了までの全給液量は 2633.3 l 給液し1時間当たりでは 177.9 l となる。

電子式ではプレクーリングダウン時に 969 l 給液し1時間当たりでは 269 l の給液となる。全給液量は 2543.6 l 給液し、1時間当たり 206.8 l であった。従って1時間当たりではプレクーリングダウン時 49 l 、冷却開始から実験終了まででは 29 l 、後者の方がそれぞれ多く給液していることになり、圧縮機の吸入ガスの比容積が小さく吐出ガス量が増加したことと相まって、その冷媒量だけ蒸発による熱の吸収が多く温度低下となったことが判った。

温度式では、給液量は少なかったが、過剰給液した状態のように、圧縮機に未蒸発液の戻りを起す。すなわち過熱度の変化に対する給液の追従が遅れる位相遅れとなって冷媒の“寝込み”につながることを判った。また膨張弁の能力が、電子式では、最大給液量が 390 l/h であり、温度式は 250 l/h であることがわかり、最大給液量の差は 140 l/h であった。

しかし冷却所要時間の差は、単位時間内の給液量だけの影響ではなく、電子式では制御周期の関係から、1時間中に360回の給液液を冷却管に与えていることになり、給液液の伝播により蒸発器との熱伝達が良くなり凍結室温の下がり方が良くなったと考えられる。この事より制御周期も影響している事が判った。そのため温度制御範囲の広い用途には電子式の方が有利である。このように温度式膨張弁では膨張弁の給液の方法に問題があることが判った。

要 約

本船(練習船長崎丸)の冷凍装置の減圧機構に、従来までの温度式膨張弁(TEV)を用いた場合と、電子式膨張弁(EEV)を用いた場合の蒸発器の冷媒制御について、制御対象である蒸発器からの応答特性の差異が冷却の所要時間及び制御の安定性に及ぼす影響を検討し、次のような結果を得た。

1) 本船の冷凍装置に設置した電子式膨張弁では、最大負荷時の給液量が 380 l/h であるのに対し、温度式膨張弁では 250 l/h の給液であった。このため、冷却負荷の大き

い時には温度降下に差異がでることがわかり, 最大給液量を必要とする場合は, 温度式膨張弁では人為的に給液を補い温度降下を図る必要があることが判った。

- 2) 電子式では, 比例積分微分制御 (PID 制御) で制御のオフセットをなくしているため, 低温域での小さい過熱度での運転が可能であった。また熱負荷が大きく過熱度の大きい場合の給液量が著しく多いため, その時の蒸発圧力は高いが, その後は速い応答速度の制御で, 給液量が絞られ蒸発圧力が低くなり, 蒸発温度も下がる。したがって, 凍結室温が下がっている。この制御の繰り返しから負荷投入回数が多くなるほど冷却時間に差がでることが判った。また電子式は制御定数の選択が容易且つ適性で, 制御範囲の広い運転状態の変化に対しても適応していることが判った。
- 3) マグロ漁船のように, 熱負荷の大きい大型マグロの入庫回数が多いため, 両膨張弁の特性から冷却温度に違いが現れ, 最終的には, マグロの中心温度の差となり, 冷却時間の相違が認められた。
- 4) 温度式膨張弁では, 入庫時に過熱度の設定値を小さく調整し過ぎると低温域でリキッドバックを起こす。凍結率が進行した段階で過熱度設定値を大きくし過ぎると, 冷却負荷の大きい場合に, 過熱度過大となり, 給液不足により冷却時間が長くなる。従って, 電子式膨張弁では, 冷却温度範囲の広い用途に有利であり, 温度式膨張弁は一定温度の保冷船など制御範囲の小さい目的に使用されることが望ましい。
- 5) 運転の安定性の面では, 温度式膨張弁は低温域での未蒸発液による圧縮機へのリキッドバックを考慮する必要から習熟を要す。電子式膨張弁は, 特に低温域において信頼性, 制御性に優れ, 省力化省人化に適している。
- 6) 給液量を多くし, 蒸発圧力は低く維持して蒸発温度を下げるという冷凍装置の操作基本を, 電子式では過熱度を的確に感知し給液量の最適化が図られているが, 温度式は膨張弁の機構上反応が遅れている。
- 7) 給液の安定化が図られた結果, 凍結室温を従来より低下させることができ, リキッドバックもなくなった。そして圧縮機の持つ能力を今まで以上に引き出すことができた。

以上のことより, 本船の冷凍装置に電子式膨張弁を設置したことで, 取り付け機器の据え付けスペースは僅かであり, 取り付けコストも僅かであった。

マグロ漁船では操業サイクルの関係で, 時間的制約内で冷却を終える必要があり, 豊漁が継続するときなどは, いか

に冷凍能力を引き出せるかが重要である。このため, 業界においても, その船の既存の冷凍装置の減圧機構のみを取り替えることにより, 今まで以上に冷凍マグロ製品の品質向上が図られ魚価にも反映できると思われる。

謝 辞

終わりに臨み, 本研究の長期にわたる, 数次の実験に協力を頂いた長崎丸機関部の各位, および資料を快く提供して頂き助言を頂いた, 榊前川製作所の各位に謝意を表します。

引用文献

- 1) 半澤良一: 産業用電子式膨張弁の実施例, 日本冷凍協会誌「冷凍」, 61, 270-273 (1986).
- 2) 尾藤方通: 冷凍マグロ肉の肉色保持に関する研究, 東海水研報, 84, 27-89 (1975).
- 3) 田中和夫: マグロの冷蔵・冷凍技術 (東京水産大学第7回公開講座編集委員会編) マグロ—その生産から消費まで一, 成山堂, 東京, PP.217-247 (1989).
- 4) 山口繁: 漁船用冷凍設備, 日本冷凍協会誌「冷凍」, 70, 25-30 (1995).
- 5) 山路光徹, 野口英雄, 桐 博昭, 山下 徹, 半澤良一: 電子式膨張弁と温度式膨張弁による蒸発器冷媒制御の比較について, 長崎大学水産学部研究報告, 77, 73-82 (1996).
- 6) 小俣精一, 岡本恭平, 植田嗣郎: 産業用電子膨張弁, 日本冷凍空調学会誌「冷凍」, 72, 660-665 (1997).
- 7) 安田弘: 蒸発器の過熱度制御, 日本冷凍協会誌「冷凍」, 61, 244-248 (1986).
- 8) 樋口金次郎, 早野誠: 温度膨張弁の動特性 第1報解析的研究・第2報実験的研究, 日本冷凍協会誌「冷凍」, 55, 859-874 (1980).
- 9) 安田 弘, 石羽根久平, 中山 進: 電子膨張弁による蒸発器加熱度制御, 日本冷凍協会論文集, 9, 147-156 (1992).
- 10) 小川豊, 宇野光世: 氷柱モデルとマグロ類の凍結時の破壊, 日本冷凍協会論文集, 10, 35-44 (1993).
- 11) 樋口金次郎: 温度膨張弁—蒸発器の冷媒制御回路の安定性, 日本冷凍協会誌「冷凍」, 59, 359-370 (1984).
- 12) 矢口 稔, 半澤良一: 恒温恒湿の実際 (日本冷凍協会編), 他目的冷蔵運搬船の温度制御, PP.246-252 (1987).