

HFC410Aを用いた乾式冷凍機のパフォーマンス試験

Performance test of the dry type refrigerator using HFC410A

中岡 勉* 西田 哲也* 福田 喜伸*
Tsutomu NAKAOKA Tetsuya NISHIDA Yoshinobu FUKUDA
池上 康之** 上原 春男**
Yasuyuki IKEGAMI Haruo UEHARA

* 水産大学校 海洋機械工学科 (759-6595 山口県下関市永田本町 2-7-1)

Department of Ocean Mechanical Engineering,
National Fisheries University

(2-7-1 Nagatahon-machi, Shimonoseki-city, Yamaguchi 759-6595)

** 佐賀大学理工学部附属海洋温度差エネルギー実験施設

(840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1)

Faculty of Science and Engineering, Saga University

(1 Honjo-machi, Saga-city, Saga 840-8502)

Summary

This paper reports the performance test of the dry type refrigerator using HFC410A of the near azeotropic binary mixture. In this refrigerator, plate type evaporator and condenser are used. The performance test is carried out on the stability of a dry type refrigerator for about 72 hours in case that the inlet temperature of cooling water is 24°C and the inlet temperature of brine is -22°C. The COP of the dry type refrigerator are measured for steady states that refrigerant inlet temperatures into a plate type condenser are 51.2 ~ 87.6°C and brine outlet temperatures from a plate type evaporator are -23.3 ~ 4.2°C.

Key words : Refrigerator, Plate Type Heat Exchanger, Near Azeotropic Binary Mixture

1. 緒言

近年、化石燃料による地球温暖化や酸性雨、特定フロンによるオゾン層の破壊などによる地球環境問題の解決が重要な課題となっている。

現在、圧縮式冷凍機の冷媒には、HCFC22とHCFC502が主に使用されている。しかし、これらの冷媒は地球温暖化係数やオゾン層破壊係数が高いために、2020年で使用禁止になることが決定されている。そこで、現在、HCFC22とHCFC502の代替冷媒として、フロン系冷媒としてHFC404A、HFC410A、HFC407A、HFC507Aが候補に挙げられている¹⁾。また、自然冷媒として、アンモニア(NH₃)、二酸化炭素(CO₂)が代替冷媒として候補に挙げられている。

代替冷媒を用いた圧縮式冷凍機では、熱交換器として多管円筒型を用いた満液式冷凍機が多く研究されている。しかし、現在検討されているフロン系の代替冷媒も地球温暖化係数が零ではないので、冷媒の1冷凍トン当たりの使用量を極力少なくすることが重要な課題である。この問題を解決する一つの方法として、プレート式熱交換器を用いた乾式冷凍機が考えられる。しかし、プレート式熱交換器を用いた乾式冷凍機の安定性、成績係数、構成機器のパフォーマンスなどについては、ほとんど研究が行われていない。

そこで、著者らは、冷媒として、代替冷媒の一つであるHFC410Aを用い、プレート式熱交換器には、従来用いられている液-液プレート式熱交換器を使用した乾式冷凍機を製作した。

この乾式冷凍機を用いて連続運転を行い、システム全体の安定性、各構成機器の安定性を見るとともに乾式冷凍機の成績係数を測定した。

本報は、これらの結果について述べるとともに乾式冷凍機の問題点を明らかにした。

主な記号

c_p	: 定圧比熱 [kJ/(kg・K)]
COP	: 成績係数 [-]
h	: エンタルピー [kJ/kg]
m	: 質量流量 [kg/h]
n	: 回転数 [rpm]
P	: 圧力 [Pa] , 動力 [kW]
Q	: 熱流量 [kW]
s	: エントロピー [kJ/(kg・K)]
t	: 時間 [h]
T	: 温度 [°C]
T_{aq}	: トルク [N・m]
ω	: 角速度 [rad/s]

添字

B	: ブライン (エチレングリコール)
C	: 冷却水, 凝縮器
CP	: 圧縮機

E	: 蒸発器
G	: ガス
I	: 入口
L	: 液体
LG	: プレート式液-ガス熱交換器 (再生器)
O	: 出口
R	: 冷媒

2. 実験装置及び実験方法

2.1 実験装置

図1は、乾式冷凍機のフロー線図を示す。このシステムの主な構成機器は、圧縮機、セパレータ、プレート式凝縮器、レシーバータンク、ドライヤー、プレート式液-ガス熱交換器(再生器)、膨張弁、プレート式蒸発器である。図中には、温度計、圧力計、差圧計の取付け位置をそれぞれの記号で示した。図中に示した数字は、測定器の番号である。

冷熱源として冷凍機で冷却した冷却水を使用した。温熱源としては温水ボイラーで加熱したブラインを使用した。

冷媒の液は、プレート式蒸発器でブライン(エチレングリコール)で加熱され蒸発し蒸気とな

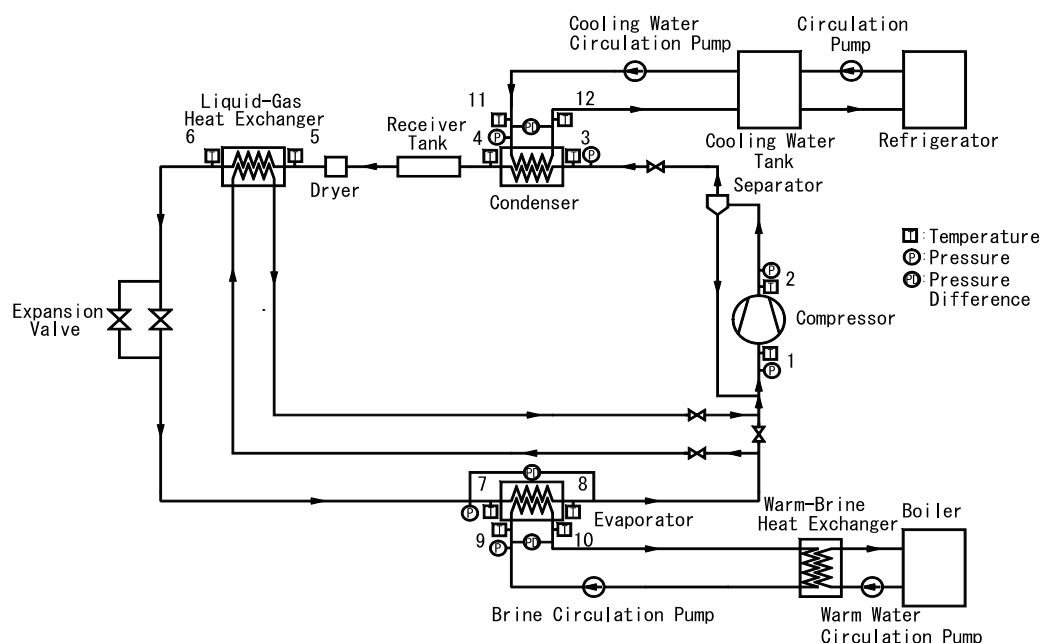


Fig.1 Flow chart of test apparatus

り圧縮機に入る。一方、ブラインは、冷媒で熱を奪われて温度が下がる。ブラインは、温水ボイラーによって加熱した温水を用いて温水－ブライン熱交換器で加熱されて再びプレート式蒸発器へ戻る。

圧縮機に入った蒸気は、電動機で動かされた圧縮機で圧縮され温度が上がり、過熱蒸気となる。

この過熱蒸気は、プレート式凝縮器で冷却水により冷やされて凝縮し、レシーバータンクへ入る。一方、冷却水は、冷媒蒸気で加熱されて温度が上がるので、冷凍機で冷却された冷水によって冷却される。

2.2 実験方法

まず、実験は、乾式冷凍機全体の安定性、各構成機器の安定性、各状態点の変化を調べるために、プレート式凝縮器の冷却水入口温度を24℃、プレート式蒸発器のブライン入口温度を-22℃、ブライン流量を12.7m³/h、冷媒流量を217kg/h、冷却水流量を13.6m³/hとほぼ一定にして、約72時間の連続運転を行った。

次に、ブライン入口温度、流量、冷却水入口温度、流量が成績係数に及ぼす影響を調べるために、種々の条件で行った。成績係数の値は、定常状態が約30分以上のもののみを示す。

実験は、まず熱源の冷却水ポンプ、クーリングタワー循環水ポンプ、冷凍機を運転する。そして、温水ボイラーを起動する。次に乾式冷凍機の順に運転する。

乾式冷凍機は、初めに冷却水、ブラインが循環し、その後、圧縮機が運転され膨脹弁が開き冷媒が循環する。

乾式冷凍機の冷却水入口温度とブライン入口温度の設定は、制御盤の温度設定器で行った。

定常状態の場合の実験データの測定は、冷却水入口温度とブライン入口温度及び各所の定常状態を確認後行った。

実験データの測定は、乾式冷凍機、熱源の圧力、温度、流量、圧縮機の回転数、トルクである。この各測定機器の形式、精度については以下に示す。

圧力測定は、乾式冷凍機側では、歪みゲージ式圧力変換器(PGS-10KA、圧力：9.8x10⁵Pa用、

精度：±0.5%以内)、(PGS-50KA、圧力：4.9x10⁶Pa用、精度：±0.5%以内))で行った。

プレート式蒸発器の冷媒側の差圧測定は、差圧変換器(PD-1KA、圧力：9.8x10⁴Pa用、精度：±0.5%以内)で行った。

温度測定は、ステンレス製サーミスタ(JPt 100Ω(JIS-C1604-1989))を用い、乾式冷凍機側では8箇所、熱源側では、それぞれ4箇所で行った。

流量測定は、電磁流量計(精度：±0.5%以内)を用い、冷却水流量、ブライン流量を行った。冷媒流量の測定は、冷媒用流量計(精度：±0.08%以内)を用いて行った。

圧縮機の回転数、トルクの測定は、それぞれ、パルス/アナログ変換器(MQ1、精度：スパンの±0.3%)、トルク変換器(TP-20KMCB、非直線性：0.07% R0)を用いて行った。

各測定値は、データロガー(UCAM-10B)で集録し、温度は抵抗電圧変換器を介し、プログラマブルペンレコーダ(HR-3324)で集録し、GP-IBインターフェースを通してパーソナルコンピュータで処理を行った。

実験で使用した冷媒HFC410Aの充填量は、約40kgである。

冷媒のHFC410Aの物性値は、文献[2]を使用した。また、冷却水、ブラインの物性値は、それぞれ、文献[3, 4]を使用した。

3. 実験結果及び考察

3.1 連続運転による運転特性

3.1.1 温度変化

図2は、連続運転の場合の各所の温度変化を示す。図中のT_{CP1}(1)、T_{CP0}(2)は圧縮機の入口、出口温度、T_{CR1}(3)、T_{CR0}(4)はプレート式凝縮器の冷媒側の入口、出口温度、T_{LGL1}(5)、T_{LGL0}(6)はプレート式液－ガス熱交換器(再生器)の液側の入口、出口温度、T_{ERI}(7)、T_{ERO}(8)はプレート式蒸発器の冷媒側の入口、出口温度、T_{EB1}(9)、T_{EB0}(10)はプレート式蒸発器のブライン側の入口、出口温度、T_{CI}(11)、T_{CO}(12)はプレート式凝縮器の冷却水側の入口、出口温度である。()内の数字は、図1中の各点を示す。

図2より、冷却水入口温度を24℃、ブライン入口温度を-22℃に一定とした場合、各所のT_{LGL1}、

T_{CRO} , T_{CO} , T_{CI} , T_{LGO} , T_{CPI} , T_{EBI} , T_{ERO} , T_{EBO} , T_{ERI} の温度は運転開始からほぼ10分で一定となり、その後は安定した温度となる。しかし、 T_{CPO} , T_{CRI} の温度は、他の各所より遅れて、ほぼ30分で一定となり、その後は安定した値となる。また、 T_{CRI} の温度は、およそ25時間目と50時間目のところで若干変化している。これは、外気温度の変化に影響されているものと考えられる。

図2よりわかるように、温度は、圧縮機出口、プレート式凝縮器入口、出口、冷却水出口、入口、ブライン入口、出口、プレート式蒸発器出口、入口の順に低くなっている。

3.1.2 圧力変化

図3は、連続運転の場合の各所の圧力変化を示す。

図3よりわかるように、圧力変化は、温度変化と同様に、ほぼ10分で安定した一定な値となっている。

圧力は、冷媒側の圧縮機出口、プレート式凝縮器入口、プレート式蒸発器入口、出口、ブライン入口、冷却水入口、出口、ブライン出口の順に低くなっている。

プレート式凝縮器の入口圧力は、約1.6MPaとなる。また、プレート式蒸発器の入口圧力は、約0.2MPaとなる。

3.1.3 流量変化

図4は、連続運転の場合の冷却水流量 m_{CC} 、ブライン流量 m_{EB} 、冷媒流量 m_R の変化を示す。

図4より、冷却水流量は、ほぼ5分で安定し、約13.6m³/hで一定な値となる。

ブライン流量は、ほぼ10分で安定し、約12.7m³/hで一定な値となる。

冷媒流量は、ほぼ20分までは変動し、その後、約200~230kg/hの範囲で変動している。

この原因は、膨張弁がPID制御となっているためと考えられる。そのために、この変動を小さく抑えるためには、膨張弁は高精度な制御が必要である。このことは、この乾式冷凍機の圧力変動を極力抑え、システムの安定を考えるうえで最も重要なことである。

3.1.4 圧縮機の回転数、トルクの変化

図5は、圧縮機の回転数とトルクの変化を示す。図5より、回転数は、ほぼ2分で安定し、約1000rpmで一定となっている。

トルクは、ほぼ10分までは変動し、その後、約50~60 N・mの範囲で変動している。この原因は、図4からわかるように、冷媒流量の変化に関係しているものと考えられる。

この変動を少なくするためには、前にも述べたように、膨張弁の制御方法についての検討が必要である。

また、圧縮機の動力は、回転数とトルクより算出し、6.2~8.4kWの範囲となる。

3.2 成績係数

3.2.1 交換熱量、圧縮機動力、成績係数

表1は、冷媒がHFC410Aの場合の定常状態の場合の実験範囲を示す。

実験範囲は、冷却水入口温度は21.0~29.5℃、ブライン入口温度は-22.1~6.6℃、冷却水流量は0.65x10⁴~1.38x10⁴kg/h、ブライン流量は0.68x10⁴~1.61x10⁴kg/hである。

この乾式冷凍機の系が断熱されている場合には、以下の関係になる。

$$Q_{EB} + P_{CP} = Q_{CC} \quad (1)$$

ここで、 Q_{EB} はプレート式蒸発器のブライン側交換熱量、 P_{CP} は圧縮機動力、 Q_{CC} はプレート式凝縮器の冷却水側交換熱量で、それぞれ以下の式で算出した。

プレート式蒸発器のブライン側交換熱量は、次式より求めた。

$$Q_{EB} = m_{EB} c_{PEB} (T_{EBI} - T_{EBO}) \quad (2)$$

ここで、 m_{EB} はブラインの質量流量、 c_{PEB} はブラインの定圧比熱、 T_{EBI} , T_{EBO} はブラインの入口、出口温度である。

圧縮機動力 P_{CP} は、次式より求めた。

$$P_{CP} = T_{orq} \omega \quad (3)$$

ここで、 T_{orq} はトルクである。このトルクは、トルク変換器の測定値である。 ω は、次式に示す角速度である。

$$\omega = 2\pi n / 60.0 \quad (4)$$

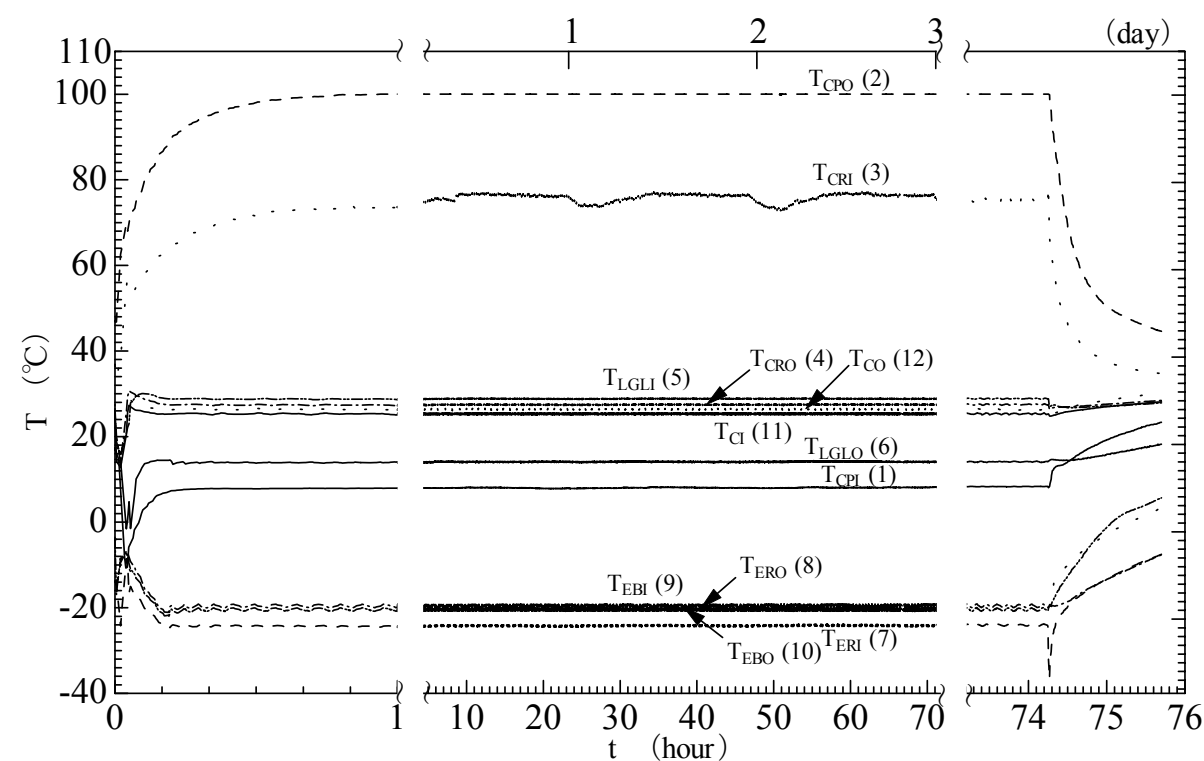


Fig.2 Temperature change

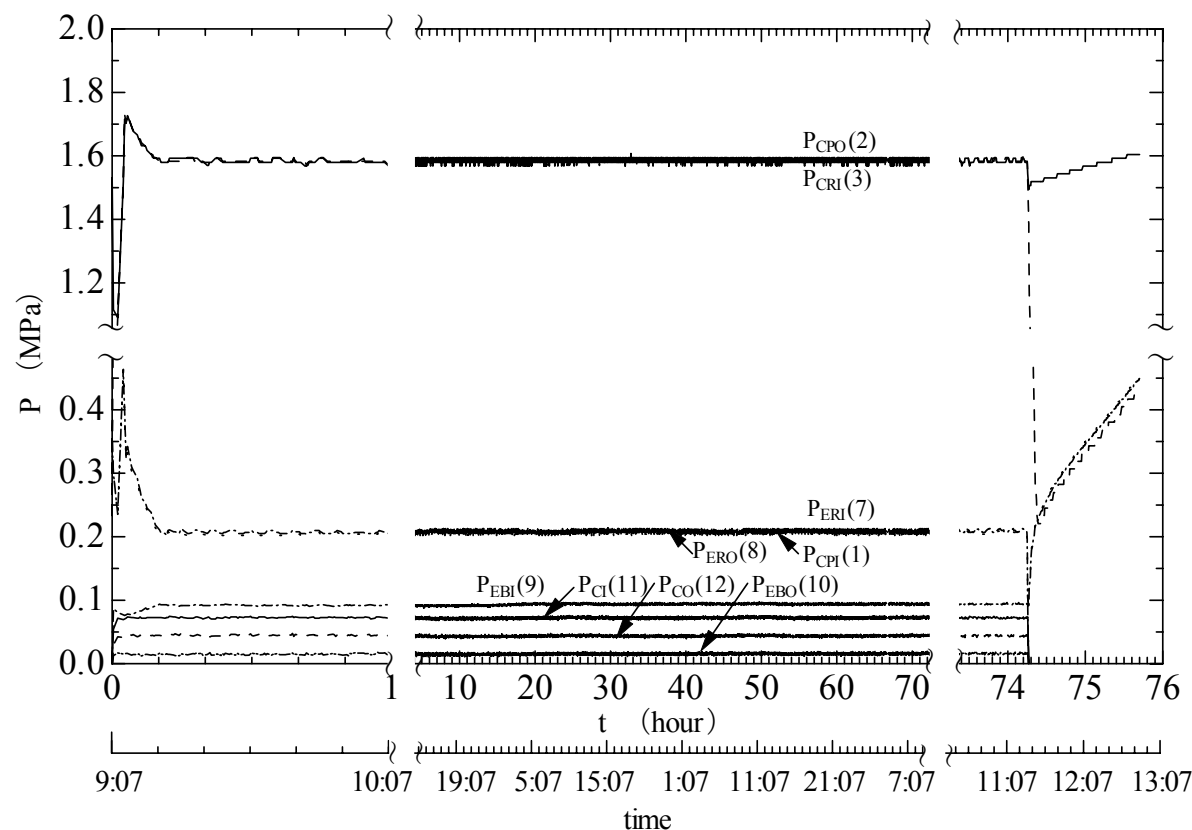


Fig.3 Pressure change

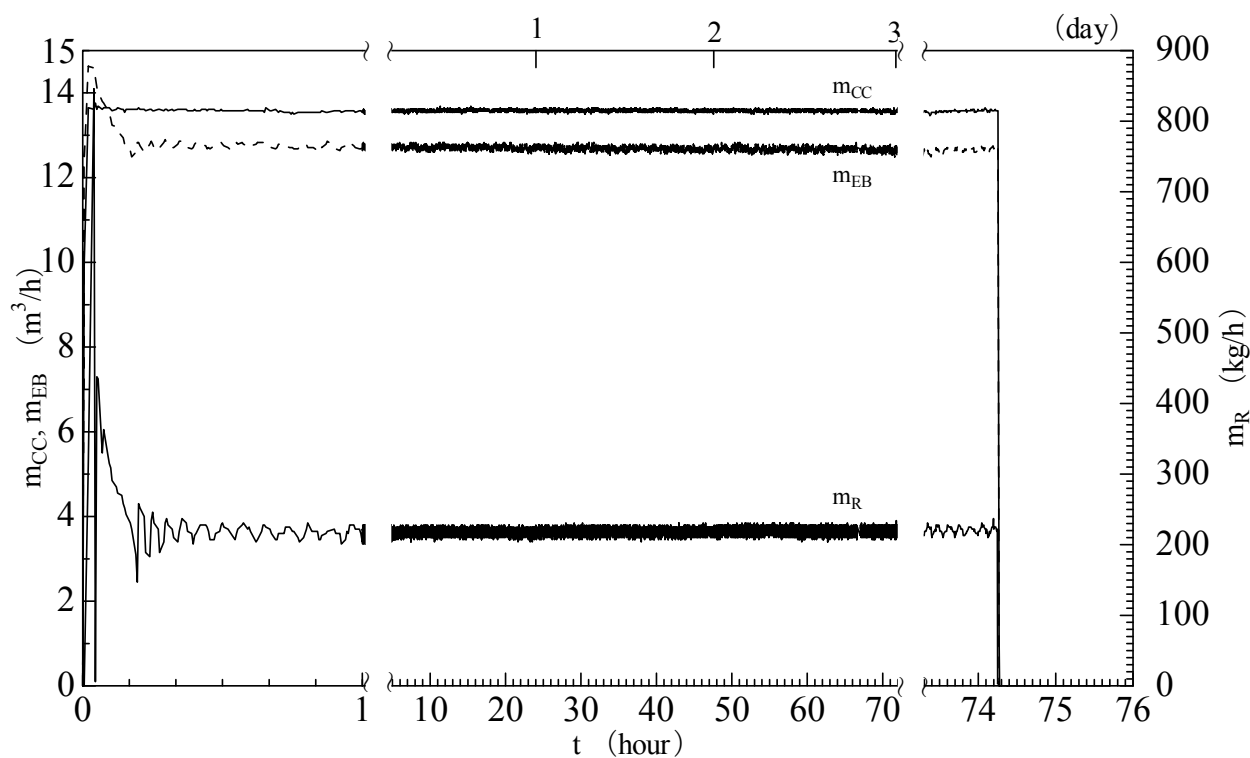


Fig.4 Flow rate change

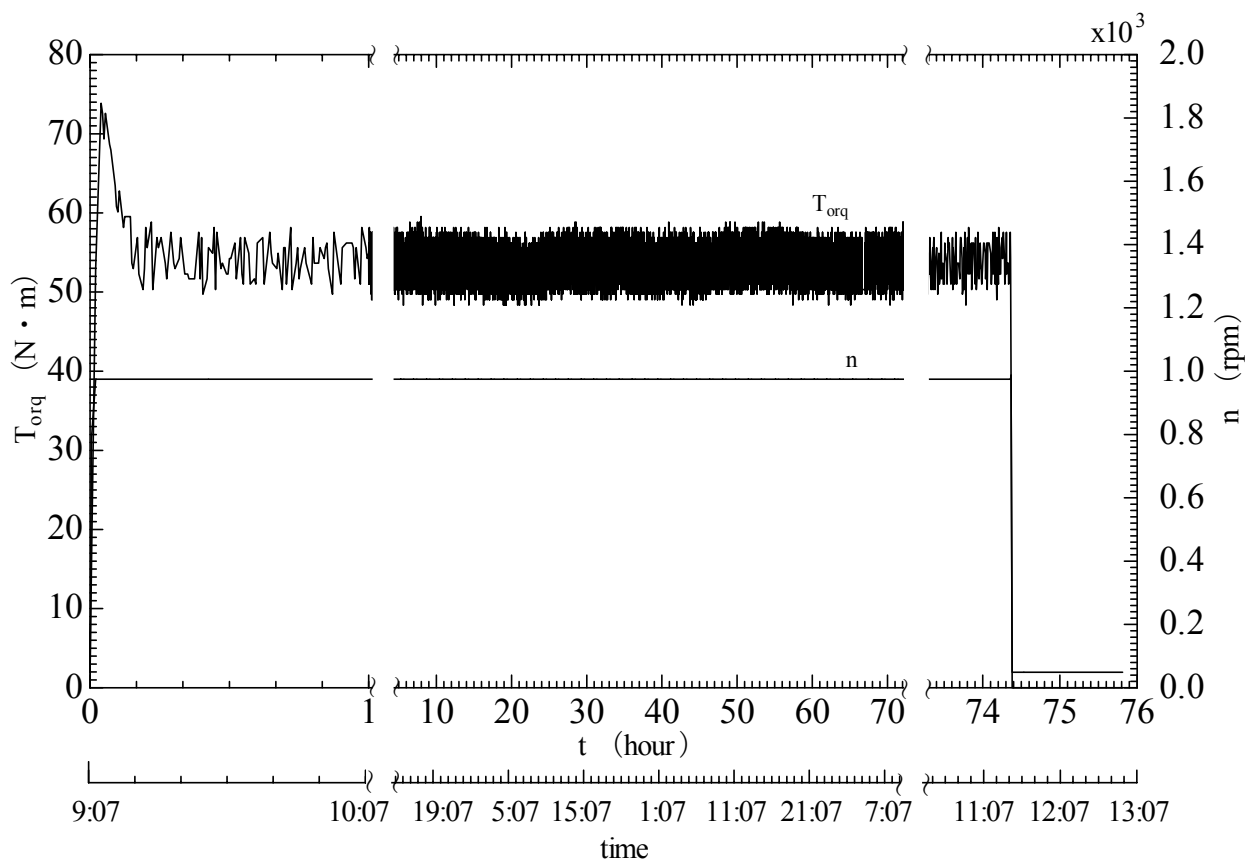


Fig.5 Number of revolution and torque of the compressor

Table 1 Experimental condition

	Refrigerant			HFC410A
Condenser	Inlet temperature (cooling water)	T_{CI}	($^{\circ}C$)	21.0~29.5
	Outlet temperature (")	T_{CO}	($^{\circ}C$)	22.4~33.2
	Inlet temperature (refrigerant)	T_{CRI}	($^{\circ}C$)	51.2~87.6
	Outlet temperature (")	T_{CRO}	($^{\circ}C$)	23.2~35.2
	Inlet pressure (")	P_{CRI}	(MPa)	1.50~2.10
	Mass flow rate (cooling water)	m_{CC}	(kg/h)	$0.65 \times 10^4 \sim 1.38 \times 10^4$
Evaporator	Inlet temperature (brine)	T_{EBI}	($^{\circ}C$)	-22.1~6.6
	Outlet temperature (")	T_{EBO}	($^{\circ}C$)	-23.3~4.2
	Inlet temperature (refrigerant)	T_{ERI}	($^{\circ}C$)	-27.8~-2.6
	Outlet temperature (")	T_{ERO}	($^{\circ}C$)	-23.4~3.7
	Inlet pressure (")	P_{ERI}	(MPa)	0.26~0.69
	Outlet pressure (")	P_{ERO}	(MPa)	0.27~0.70
	Mass flow rate (brine)	m_{EB}	(kg/h)	$0.68 \times 10^4 \sim 1.61 \times 10^4$
	Concentration (")	y_B	(wt%)	68.0~71.0
Compressor	Inlet temperature (refrigerant)	T_{CPI}	($^{\circ}C$)	-20.0~24.6
	Outlet temperature (")	T_{CPO}	($^{\circ}C$)	61.0~100
	Inlet pressure (")	P_{CPI}	(MPa)	0.27~0.69
	Outlet pressure (")	P_{CPO}	(MPa)	1.51~2.11
	Mass flow rate (")	m_R	(kg/h)	168.0~660.0
	Number of revolution	n	(rpm)	963~975
	Torque	T_{orq}	(N · m)	45.8~87.6
Liquid-gas Heat Exchanger	Inlet temperature (liquid side)	T_{LGLI}	($^{\circ}C$)	25.0~37.0
	Outlet temperature (")	T_{LGLO}	($^{\circ}C$)	11.3~35.5
	Inlet temperature (gas side)	T_{ERO}	($^{\circ}C$)	-23.4~3.7
	Outlet temperature (")	T_{CPI}	($^{\circ}C$)	-20.0~24.6
	Inlet pressure (liquid side)	P_{CRI}	(MPa)	1.50~2.10
	Outlet pressure (")	P_{ERI}	(MPa)	0.26~0.69
	Inlet pressure (gas side)	P_{ERO}	(MPa)	0.26~0.70
	Outlet pressure (")	P_{CPI}	(MPa)	0.27~0.69

ここで、 n は回転数である。この回転数は、パルス/アナログ変換器の測定値である。

プレート式凝縮器の冷却水側交換熱量は、次式より求めた。

$$Q_{CC} = m_{cc} c_{pcc} (T_{CO} - T_{CI}) \quad (5)$$

ここで、 m_{cc} は冷却水の質量流量、 c_{pcc} は冷却水の定圧比熱、 T_{CI} 、 T_{CO} は冷却水の入口、出口温度である。

乾式冷凍機の成績係数 COP_E は、次式で求めた。

$$COP_E = Q_{EB} / P_{CP} \quad (6)$$

ここで、 Q_{EB} はプレート式蒸発器のブライン側交換熱量(式(2))である。 P_{CP} は圧縮機動力(式(3))である。

図6は、縦軸にプレート式凝縮器の冷却水側交換熱量 Q_{CC} 、横軸にプレート式蒸発器のブライン側交換熱量 Q_{EB} と圧縮機動力 P_{CP} を加算したものである。図6より、この乾式冷凍機のヒートバランスは±10%以内でよい相関を示している。

3.2.2 プレート式液－ガス熱交換器（再生器）がない場合の成績係数

図7は、乾式冷凍機の成績係数 COP_E とプレート式蒸発器のブライン入口、出口の温度差($T_{EBI} - T_{EBO}$)の関係を示す。図7よりわかるように、ブライン入口、出口温度差が大きくなるほど COP_E は大きくなる。温度差($T_{EBI} - T_{EBO}$)が1.5 $^{\circ}C$ 以下では、 COP_E はブライン流量にそれ程影響されないが、温度差が1.5 $^{\circ}C$ を越えると、ブライン流量が多くなると COP_E は大きくなる。これは、プレート式蒸発器の熱通過係数が大きくなるためと考えられる。

図8は、成績係数 COP_E とブライン出口温度 T_{EBO} との関係を示す。図8よりわかるように、ブライン出口温度が高いほど COP_E は高くなっている。また、ブライン入口温度が高いほど、冷媒流量も大きくなり COP_E も大きい。

図8より、ブラインの出口温度が約0 $^{\circ}C$ と-20 $^{\circ}C$ の時、成績係数は3~4と1~2である。このように、ブラインの出口温度が低くなると、成績係数は約1/2になり悪くなる。これは、ブラインの

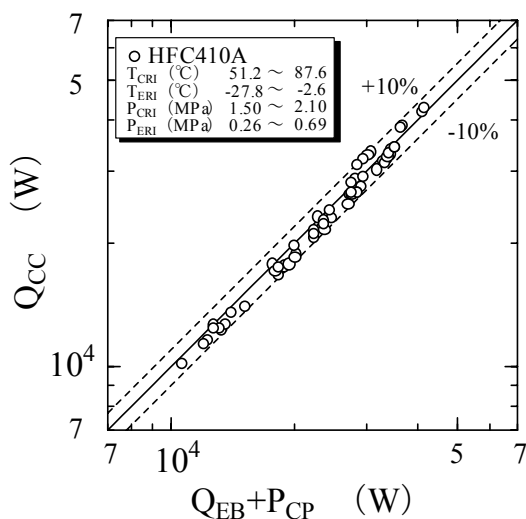


Fig.6 Heat balance (HFC410A)

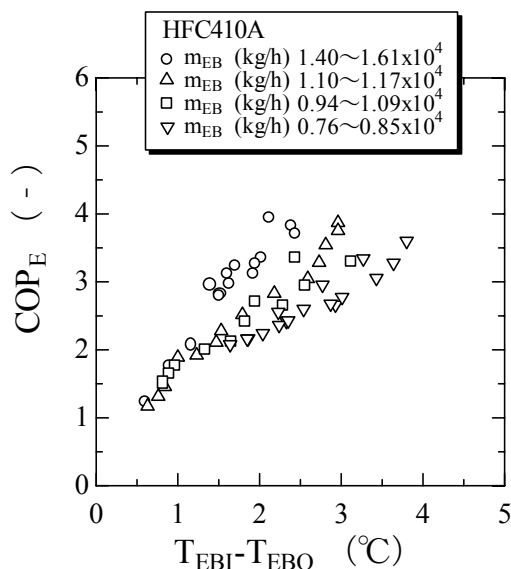


Fig.7 Coefficient of performance

温度が低くなるとプレート式熱交換器の性能が悪くなるためと考えられる。

このことから、乾式冷凍機のCOP_Eを高くするためには、ブライン側と蒸発側の熱伝達係数を高める工夫が必要がある。これらの点については、次報以下で更に詳細に報告する。

3.2.3 プレート式液－ガス熱交換器（再生器）が成績係数に及ぼす影響

著者らは、プレート式液－ガス熱交換器（再生器）が、この乾式冷凍機の成績係数に及ぼす影響

をみるために、再生器を設置した場合の実験も行った。

図9(a), (b)は、それぞれ、この乾式冷凍機のP-h, T-s線図を示す。冷却水入口温度 T_{CI} が24℃、ブライン入口温度 T_{EBI} が-24℃の場合の一例を示す。図9中の○印は再生器を使用した場合（実線）、△印は再生器を使用しない場合（破線）である。

図9(a), (b)よりわかるように、再生器を使用した場合、プレート式凝縮器を出た冷媒は、再生器で約15℃冷却されて膨張弁に入り、プレート式蒸発器の入口は、乾き度が小さくなる。そのために、プレート式蒸発器の入口、出口のエントルピー差は、再生器を使用しない場合より大きくなり、プレート式蒸発器の交換熱量が大きくなる。

図10は、乾式冷凍機の成績係数COP_Eとのブライン入口、出口温度差($T_{EBI} - T_{EBO}$)の関係を示す。

図中の○, △印は再生器を使用した場合で、ブライン流量 m_{EB} が1.40~1.61x10⁴, 0.76~0.85x10⁴kg/hである。●, ▲印は、再生器を使用しない場合で、 m_{EB} が1.52~1.58x10⁴, 0.71~0.78x10⁴kg/hである。

図10より、ブライン流量が少なく、温度差が大きい場合には、再生器を使用した場合の成績係数が大きくなる。この原因は、プレート式凝縮器の冷却水側交換熱量が大きくなり、また、

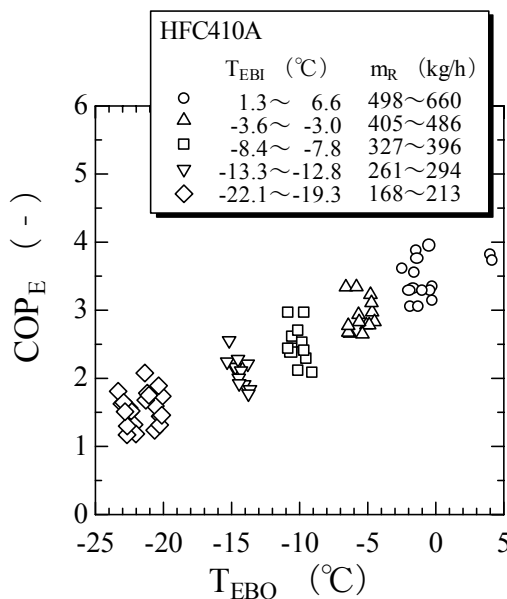


Fig.8 Coefficient of performance (Effect of inlet temperature of the brine)

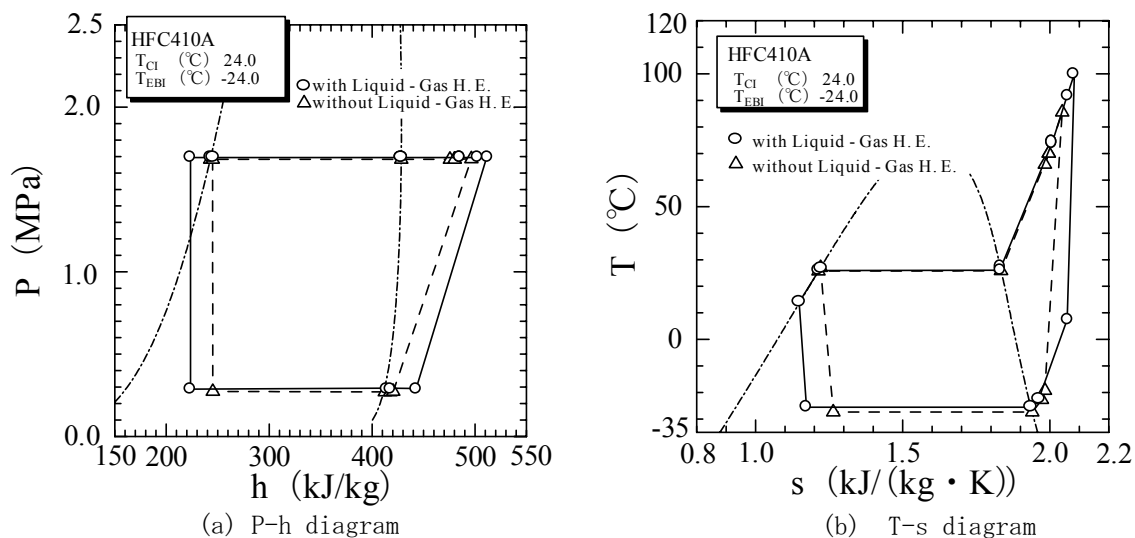


Fig.9 State point (Effect of the regenerator)

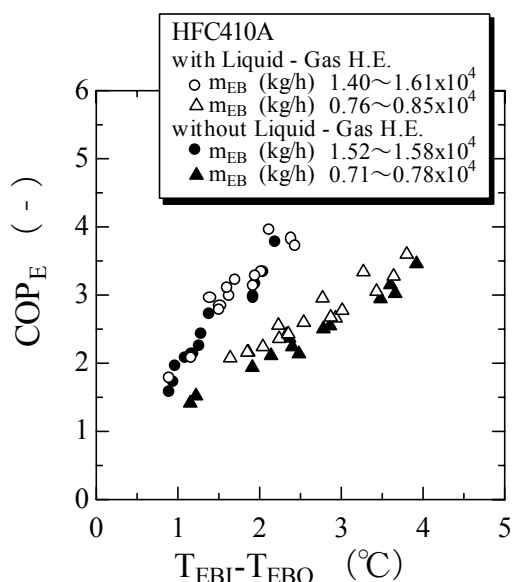


Fig.10 Comparison of coefficient of performance (Effect of the regenerator)

プレート式蒸発器入口の乾き度が小さくなり、交換熱量が増加するために、成績係数は大きくなると考えられる。しかし、ブライン流量が多い場合は、成績係数はほとんど変わらない。

そのために、乾式冷凍機の再生器の役割については、今後更に研究を行う必要がある。

4. 結 論

本報は、擬似共沸混合冷媒HFC410Aを用い、

プレート式熱交換器を使用した乾式冷凍機について性能試験を行った。この乾式冷凍機を用いて、まず連続運転を行い、システム全体の安定性、各構成機器の安定性について実験を行った。さらに、定常状態での乾式冷凍機の成績係数を種々の条件で測定した。これらの結果について述べるとともに問題点を明らかにした。以下に結果を示す。

- 1) 乾式冷凍機の各所の温度変化は、運転開始からほぼ10分で一定な値になった。しかし、乾式冷凍機の圧縮機出口、プレート式凝縮器の冷媒入口温度は、他の箇所より遅れてほぼ30分で一定な値になった。
- 2) 圧力変化は、温度と同様にほぼ10分で安定した値となった。
- 3) 冷却水流量は、ほぼ5分で安定し、ブライン流量は、ほぼ10分で安定した。冷媒流量は、ほぼ20分まで変動し、その後、約200~230 kg/hの範囲で変動した。
- 4) プレート式液-ガス熱交換器（再生器）を使用しない場合の乾式冷凍機の成績係数は、ブライン入口、出口温度差が大きくなると大きくなった。また、ブライン流量が多くなると大きくなった。
- 5) 再生器を使用した場合の成績係数は、ブライン流量が少なくなった場合、影響が若干見られるが、ブライン流量が多い場合は、成績係数への影響は小さい。

乾式冷凍機での再生器の役割については、
更に研究する必要がある。

文 献

- 1) 渡部康一：伝熱研究, 36, (141), 16(1997).
- 2) National Institute of Standards and Technology(NIST)：Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures NIST Standard Reference Database 23-Ver. 6, (1998).
- 3) 日本機械学会編：伝熱工学資料(改訂第4版), 1(1986).
- 4) 日曹丸善ケミカル(株)：ナイブライン技術資料, (1994).

付表1は、連続運転の実験データを示す。

実験データは、実験開始から30分間は30秒毎を示し、その後、2時間おきに、10分間は1分毎を示す。そして、実験終了前30分間は30秒毎を示す。

付表1中の〵は、実験データを省略した。

付表2は、定常運転の実験データを示す。

実験データは、プレート式蒸発器、凝縮器を示す。