

表 5. 2. 3 試験用試作機の仕様表

項目		値	備考	
本体		チラーユニット		
外形寸法	幅 x 奥行き x 高さ	1960mm x 1530mm x 1980mm		
質量		約860kg		
冷媒		R404A 10kg		
塗装色		7. 5BG7/2		
電源		440V 60Hz 3Ph		
冷却能力		12. 5kW		
圧縮機	種類	半密閉型レシプロ式 インバータ搭載	Bock製	
	型式	HGX22e/125-4S		
	電動機	呼称出力	2. 2kW	
		定格電流	6. 2A	
冷媒 液ポンプ	種類	キャンドモータポンプ インバータ搭載	日機装製	
	型式	KQ55D-T0		
	電動機	呼称出力	0. 4kW	
		定格電流	3. 0A	
凝縮器	種類	シェルアンドチューブ式	潮冷熱製	
	伝熱管	種類	ローフィンチューブ	
		材質	アルミブラス	
		有効長 / 本数	1080mm / 44本	4本は過冷却用
		伝熱面積	6. 1m <sup>2</sup>	
膨張弁	種類	電子膨張弁	アルコ製	
蒸発器	種類	プレート式	アルファラバル製	
	型式	CB30-70H-F		
	プレート	材質	SUS316	
		伝熱面積	2. 0m <sup>2</sup>	
安全装置		高低圧圧カスイッチ		
		油圧保護スイッチ		
		凍結防止温度センサ		
		圧縮機保護装置		
		オイルサンプルヒータ		
		溶栓		
		冷媒液レベルスイッチ		

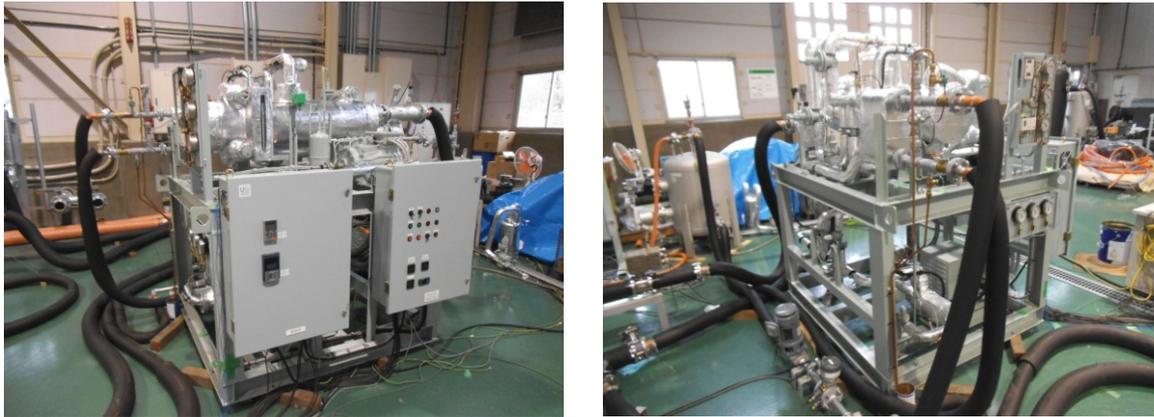


図 5. 2. 2 試験用試作機

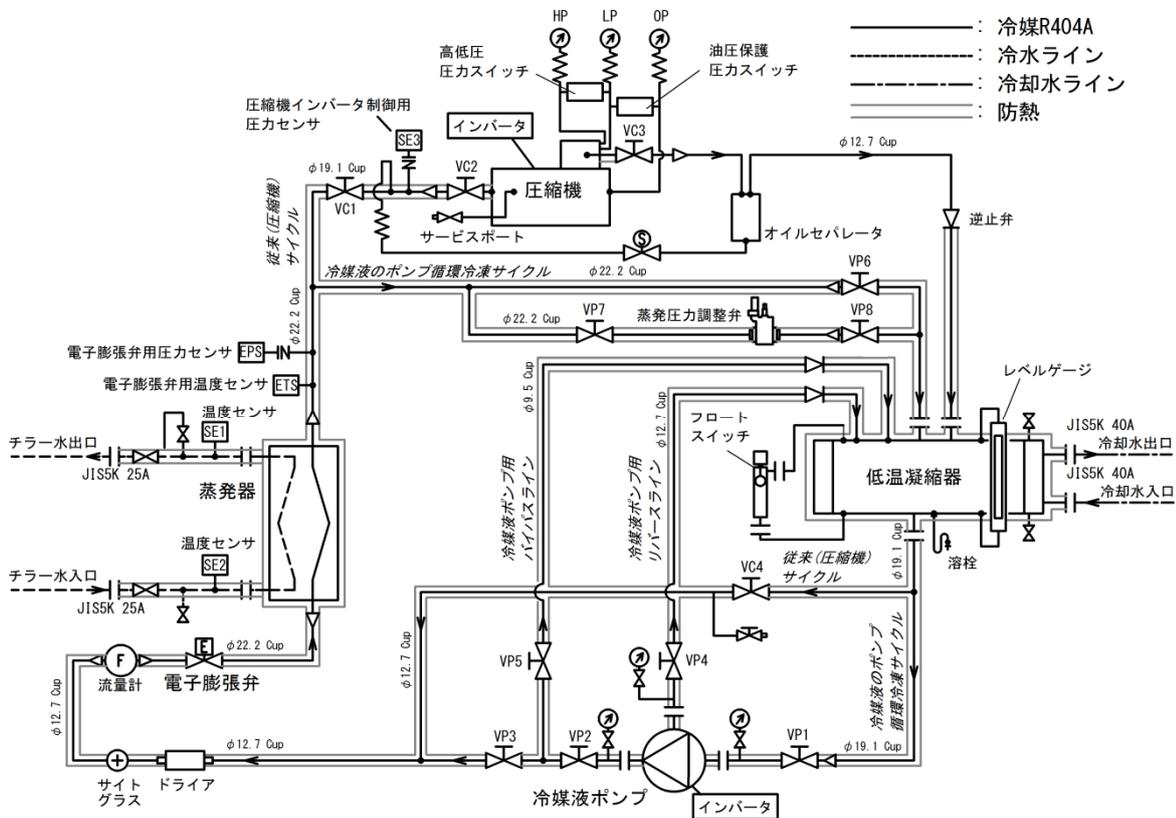


図 5. 2. 3 試験用試作機の系統図

試作機は、各手動バルブの切り替えにより、従来(圧縮機)サイクルと冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの両方の運転がおこなえるように設計をおこなった。各サイクルにおける手動バルブの状態を表 5. 2. 4 に示し、従来(圧縮機)サイクルの冷媒の流れを図 5. 2. 4 に、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの冷媒の流れを図 5. 2. 5 に示す。冷媒液ポンプは、モータ部分とポンプ部分が一体化した完全無漏洩構造のキャンドポンプを採用し、凝縮器には、器内の伝熱管の一部が冷媒液に浸っていることを確認できるようにレベルゲージを装備した。

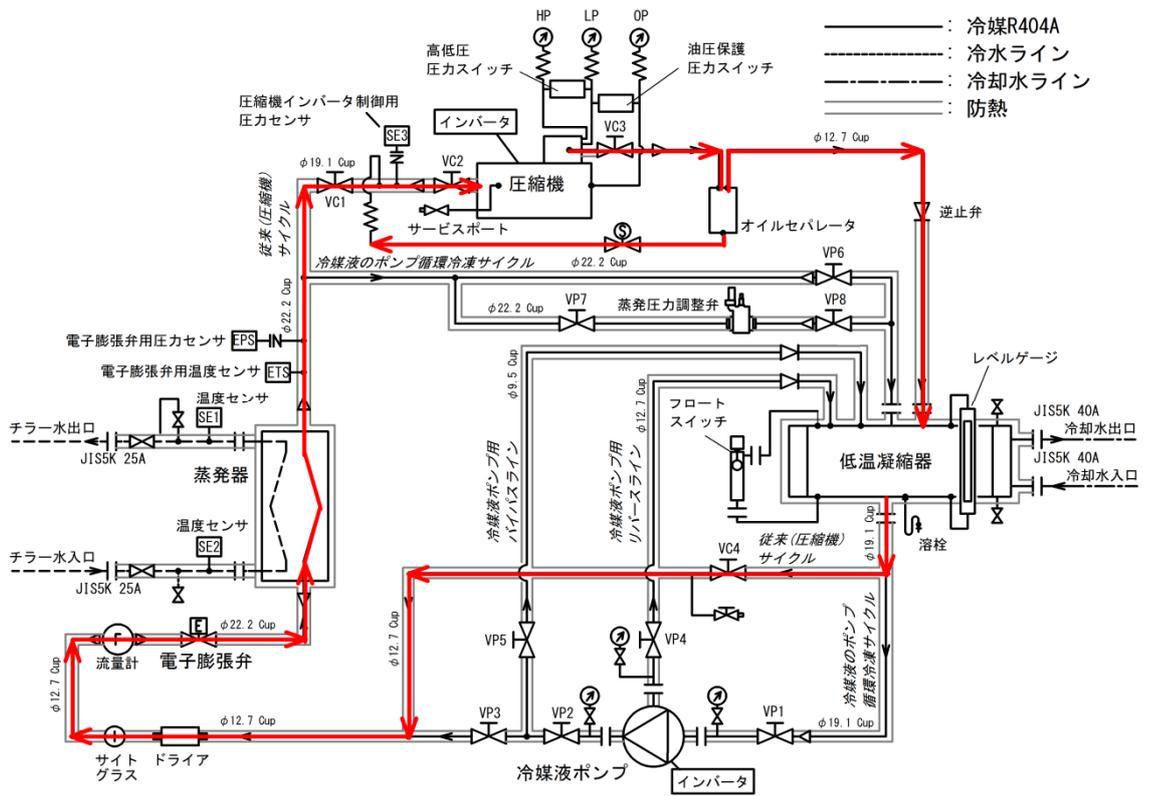


図 5.2.4 従来(圧縮機)サイクルの冷媒の流れ

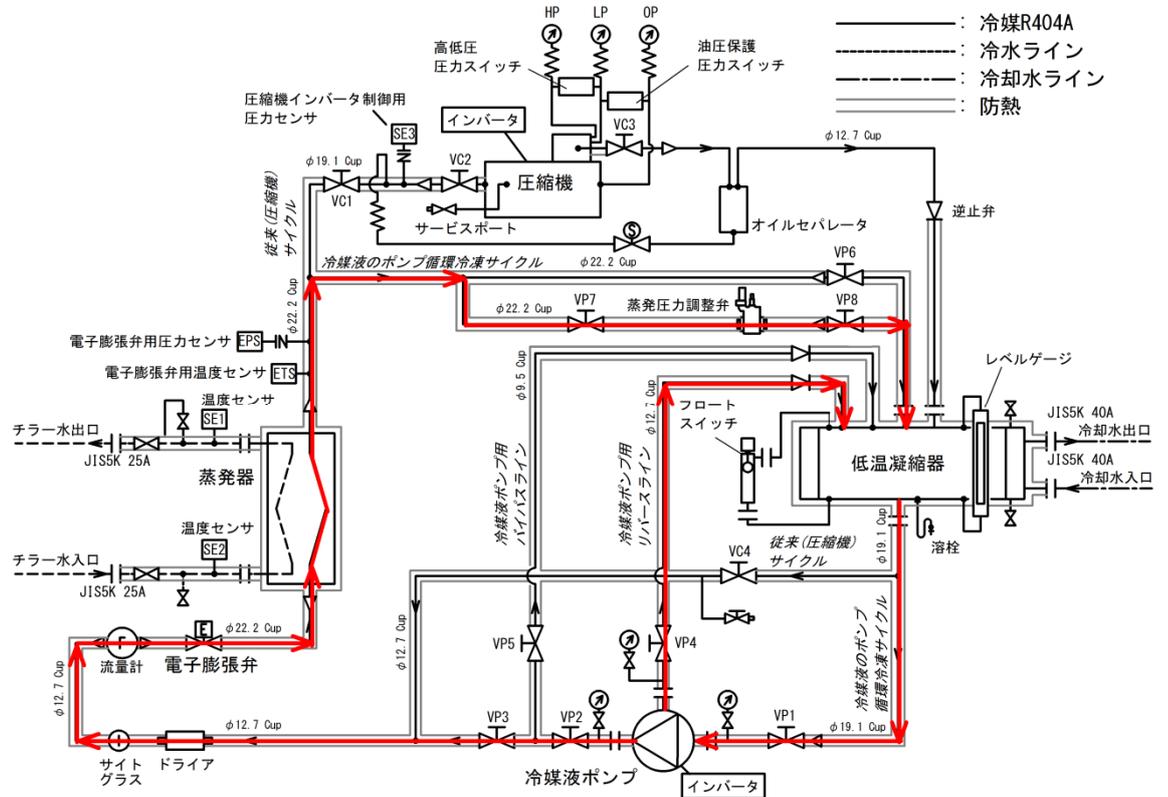


図 5.2.5 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの冷媒の流れ

表 5.2.4 各サイクルにおけるバルブの開閉状態

手動バルブ	設置個所	運転モード	
		従来(圧縮機)サイクル	冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル
VC1	蒸発器出口(圧縮機サイクル)	開	閉
VC2	圧縮機吸込	開	閉
VC3	圧縮機吐出	開	閉
VC4	凝縮器出口(圧縮機サイクル)	開	閉
VP1	冷媒液ポンプ吸込	閉	開
VP2	冷媒液ポンプ吐出1	開	開
VP3	冷媒液ポンプ吐出2	閉	開
VP4	冷媒液ポンプリバース	開	開
VP5	冷媒液ポンプバイパス	閉	閉
VP6	凝縮器入口1	閉	閉
VP7	蒸発器出口(冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル)	閉	開
VP8	凝縮器入口2	閉	開

### 5.2.3 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの性能評価試験

#### (1) 試験設備

冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの試験設備の系統図を図 5.2.6、全体図を図 5.2.7、試験設備の構成要素を表 5.2.5 に示す。また、計測に使用した機器を表 5.2.6 に示す。

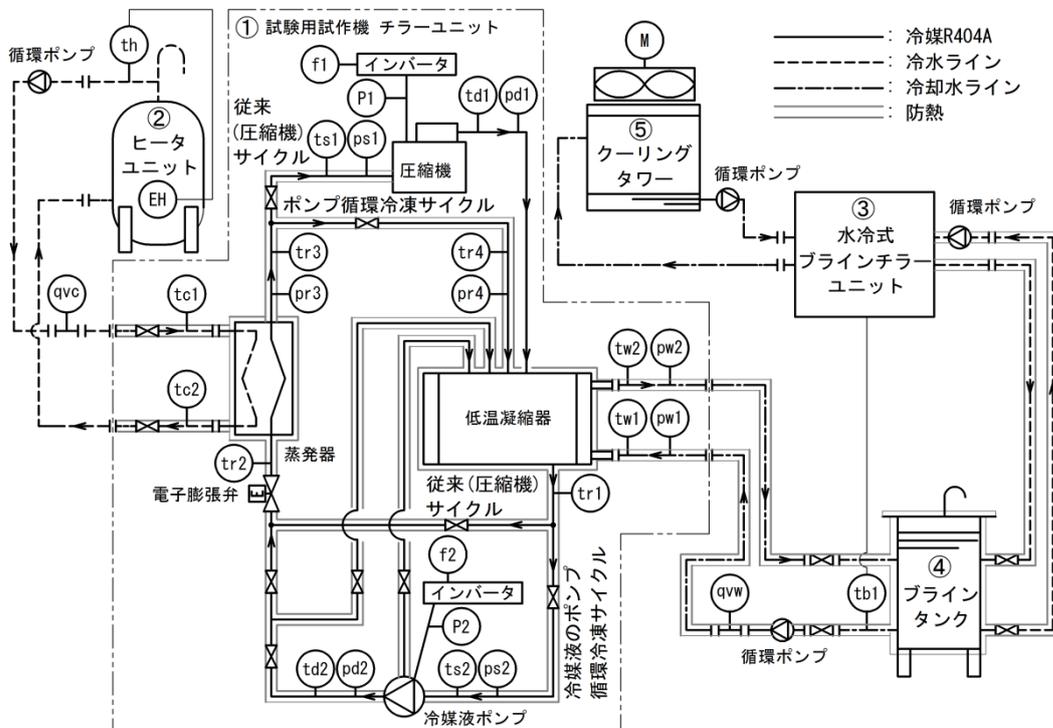


図 5.2.6 試験設備の系統図

表 5.2.5 試験設備の構成要素

番号	名 称	機 能
①	チラーユニット	試験用試作機
②	ヒータユニット	試験用試作機の蒸発器へ冷水（負荷）供給源 およびバッファタンク 容量：300L 電気ヒータ容量：20kW
③	水冷式 ブラインチラーユニット	試験用試作機への冷却水供給源 チラー水が清水の場合…冷却能力：約40kW チラー水がブラインの場合…冷却能力：約25kW
④	ブラインタンク	バッファタンク 容量：500L
⑤	クーリングタワー	試験用試作機とブラインチラーへの冷却水供給源

①の試験用試作機の蒸発器側のチラー水ラインに②ヒータユニットを接続し、蒸発器へ一定の温度の水を負荷として供給する。①の試験用試作機の凝縮器の冷却水ラインには、バッファタンクとして、④のブラインタンクを装備し、ブラインタンク内の水温を、③のブラインチラーユニットにより温度制御し、一定温度のブラインを①の試験用試作機の凝縮器へ供給する。それぞれの流量調整は、配管ラインにある循環ポンプの回転数をインバータ制御しておこなう。



図 5.2.7 試験設備の全体図

表 5.2.6 計測器一覧

記号	測定項目	種類	メーカー	型式
ps1	圧縮機吸込ガス圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
ts1	圧縮機吸込ガス温度	K型熱電対	-	-
pd1	圧縮機吐出ガス圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
td1	圧縮機吐出ガス温度	K型熱電対	-	-
f1	圧縮機周波数	インバータ	富士電機	FRN3.7G1S-4J
P1	圧縮機入力電力=消費電力	インバータ	富士電機	FRN3.7G1S-4J
tr1	凝縮器液出口温度	K型熱電対	-	-
ps2	冷媒液ポンプ吸込液圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
ts2	冷媒液ポンプ吸込液温度	K型熱電対	-	-
pd2	冷媒液ポンプ吐出液圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
td2	冷媒液ポンプ吐出液温度	K型熱電対	-	-
f2	冷媒液ポンプ周波数	インバータ	安川電機	CIMR-AA2A0006FAA
P2	冷媒液ポンプ入力電力=消費電力	インバータ	安川電機	CIMR-AA2A0006FAA
tr2	蒸発器冷媒 入口温度	K型熱電対	-	-
pr3	蒸発器出口ガス圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
tr3	蒸発器出口ガス温度	K型熱電対	-	-
pr4	凝縮器入口ガス圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
tr4	凝縮器入口ガス温度	K型熱電対	-	-
tc1	蒸発器チラー水入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
tc2	蒸発器チラー水出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
qvc	蒸発器チラー水流量	電磁流量計	東京計装	EGS
tw1	低温凝縮器冷却水入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
tw2	低温凝縮器冷却水出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
pw1	低温凝縮器冷却水入口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
pw2	低温凝縮器冷却水出口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
qvw	凝縮器冷却水流量	電磁流量計	アズビル	MGG11D

(2) 試験結果と評価

各運転サイクルの設計条件と測定結果を表 5.2.7 に示す。冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルについては、冷却水入口温度を設計条件である  $-5^{\circ}\text{C}$  から運転を開始し、冷却水量を固定したまま温度を上げていき、運転確認および限界を探る運転をおこなった（測定値ロ～ニ）。従来サイクルについては、試験機に海水用凝縮器を搭載していないため、冷却水流量を冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルと同様とし、冷却水温度を上げていくことで疑似的に設計条件を再現した（測定値イ）。また、測定結果から描ける冷凍サイクルを、p-h 線図上に示す(図 5.2.8)。

表 5.2.7 測定結果

項目	記号	単位	設計条件		測定値				備考	
			従来 サイクル	冷媒液の ポンプ 循環 サイクル	従来 サイクル	冷媒液のポンプ 循環冷凍サイクル				
			A	B	イ	ロ	ハ	ニ		
凝縮器 冷却水側	冷却水	-	-	清水		ブライン				
	入口温度	tw1	°C	32.0	-5.0	33.7	-5.0	0.5	2.0	
	出口温度	tw2	°C	35.4	-3.5	35.6	-2.8	2.2	3.4	
	冷却水量	qvw	m <sup>3</sup> /h	4.24	8.46	8.39	8.39	8.39	8.39	
冷媒側	凝縮圧力	pk	MPa (abs)	1.82	0.66	1.82	0.65	0.71	0.72	
	凝縮温度	tk	°C	40.0	3.0	39.8	2.5	5.3	5.6	
	蒸発圧力	po	MPa (abs)	0.70	0.70	0.69	0.69	0.74	0.74	
	蒸発温度	to	°C	5.0	5.0	3.9	4.5	6.6	6.6	
	過冷却度	SC	K	1.0	1.0	3.9	1.8	1.6	1.8	式(4.2.3)
	過熱度	SH	K	8.0	0.5	8.8	0.4	0.4	7.4	式(4.2.5)
	圧縮機吸込 ガス圧力	ps1	MPa (abs)	0.70	-	0.69	-	-	-	=蒸発圧力
	圧縮機吸込 ガス温度	ts1	°C	13.0	-	12.6	-	-	-	
	圧縮機吐出 ガス圧力	pd1	MPa (abs)	1.82	-	1.82	-	-	-	=凝縮圧力
	圧縮機吐出 ガス温度	td1	°C	60.4	-	58.6	-	-	-	
	凝縮器出口 液温度	tr1	°C	39.0	2.0	35.7	1.6	4.7	4.9	
	冷媒液ポンプ 吸込液圧力	ps2	MPa (abs)	-	0.67	-	0.68	0.74	0.75	
	冷媒液ポンプ 吸込液温度	ts2	°C	-	2.0	-	1.7	4.7	4.8	
	冷媒液ポンプ 吐出液圧力	pd2	MPa (abs)	-	1.05	-	1.02	1.07	1.08	
	冷媒液ポンプ 吐出液温度	td2	°C	-	2.0	-	2.9	6.0	6.2	
	蒸発器出口 ガス圧力	pr3	MPa (abs)	-	0.70	-	0.69	0.74	0.74	=蒸発圧力
	蒸発器出口 ガス温度	tr3	°C	13.0	5.5	13.2	4.9	6.6	6.6	
	凝縮器入口 ガス圧力	pr4	MPa (abs)	-	0.66	-	0.65	0.71	0.72	=凝縮圧力
	凝縮器入口 ガス温度	tr4	°C	-	4.7	-	3.5	6.1	13.5	
	周波数	f	Hz	60.0	90.0	60.0	90.0	90.0	90.0	
消費電力	P	kW	3.32	0.36	3.26	0.41	0.40	0.39		
成績係数	COP	-	3.8	34.7	3.9	41.2	32.0	27.2	式(4.2.7)	
蒸発器 チラー水側	チラー水	-	-	清水						
	入口温度	tc1	°C	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.1	
	出口温度	tc2	°C	10.0	10.0	9.9	8.3	9.9	10.9	
	チラー水量	qvc	m <sup>3</sup> /h	2.15	2.15	2.16	2.17	2.16	2.17	
	冷却能力	Φo	kW	12.5	12.5	12.8	16.9	12.8	10.6	式(4.2.9)

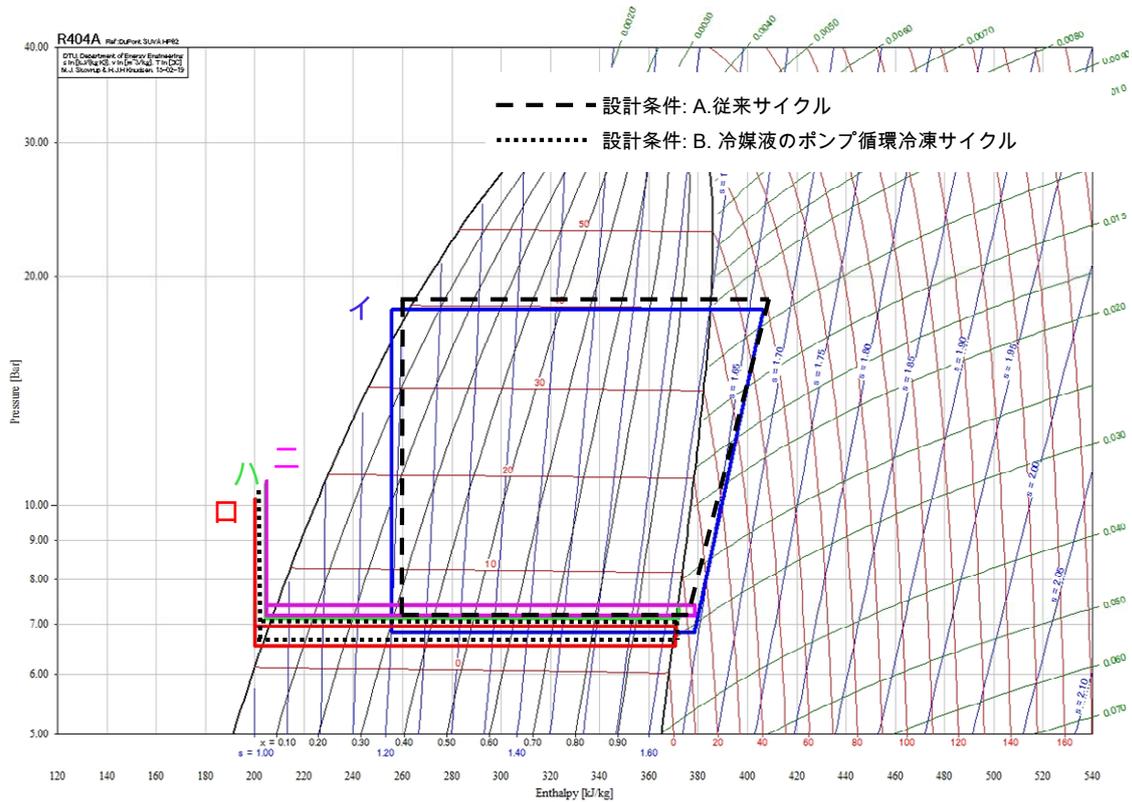


図 5. 2. 8 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの測定結果

表中の冷却能力  $\Phi_0$  [kW] は、チラー水側で計算した交換熱量であり式(4. 2. 9)で求められる。

冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルでは冷媒液ポンプの吸込、吐出のエンタルピ差がわずかであるため、読取り値から動力を算出することは困難である。そのため、圧縮機、冷媒液ポンプの動力は、それぞれの電動機の入力電力の測定値とし、式(4. 2. 7)を用いて成績係数を算出した。

測定結果より、横軸に冷却水入口温度、縦軸に冷却能力、消費電力、成績係数をとったグラフをそれぞれ図 5. 2. 9～図 5. 2. 11 に示す。

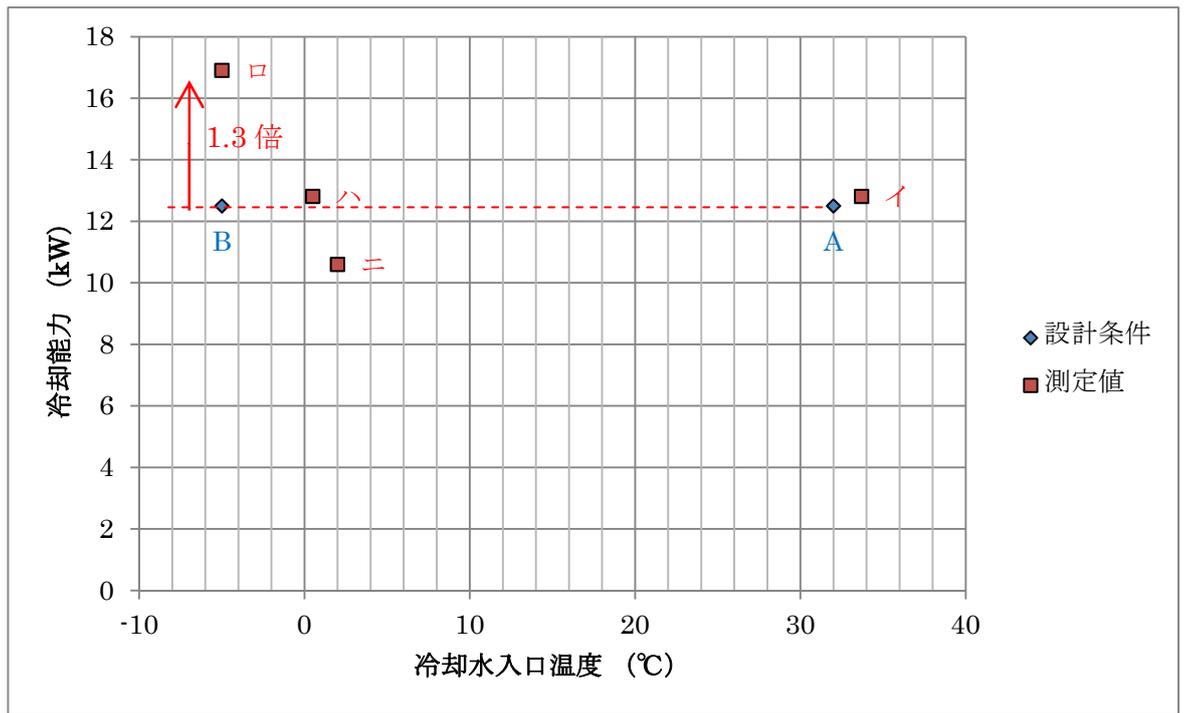


図 5.2.9 冷却水温度と冷却能力の関係

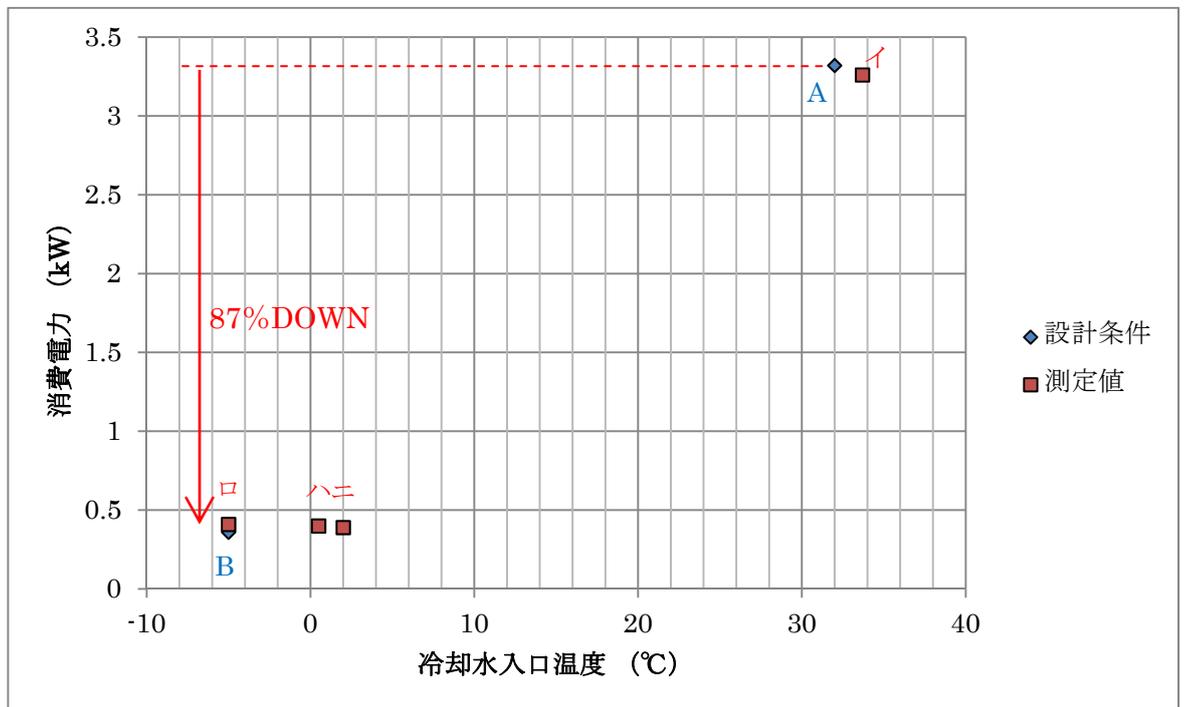


図 5.2.10 冷却水温度と消費動力の関係

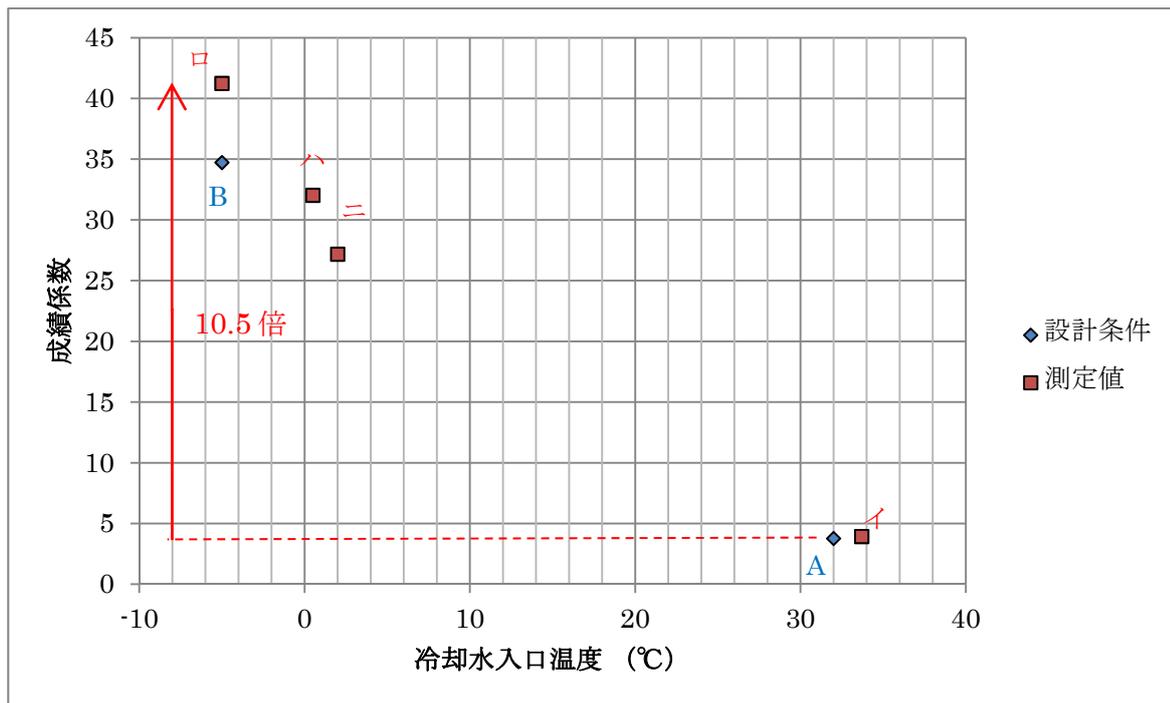


図 5.2.11 冷却水温度と成績係数の関係

設計条件の運転において、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの冷却能力は従来サイクルの約 1.3 倍となった。これは各サイクルで共通の蒸発器を使用しているため、図 5.2.1 で示した通り、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルにおける冷却能力増加分が測定結果に現れたと考えられる。動力は従来比で約 87% 削減されたが、いずれの測定値も設計条件よりわずかに大きくなった。これは設計条件の動力は冷媒液ポンプの軸動力を示しているのに対し、測定値は電動機の入力を示しているためであり、電動機の効率が加味される分、わずかに大きくなる。冷媒液ポンプの動力を試算する場合は、軸動力にこの効率分を補正する必要がある。装置の効率を表す成績係数 COP は、設計条件（測定値口）で従来比の約 10.5 倍まで向上した。

測定値ニ（冷却水入口温度 2.0°C）では、冷却能力が設計条件の冷却能力を下回った。これは、測定結果より、過熱度が増加していることから、膨張弁による過熱度制御（設定値 0.5K）が調整範囲を超えて、冷媒循環量が不足したことにより、冷却能力が低下したと考えられる。よって、測定値ニ（冷却水入口温度 0.5°C）が冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの運転限界である。

#### 5.2.4 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルのまとめ

試験用空調装置の試作機として、チラーユニットを製作し、冷媒液のポンプ循環サイクルでの運転状態の確認、および従来サイクルに対する動力の削減率を検証した。低温のラインを利用することで、凝縮温度と蒸発温度が従来サイクルと逆転した冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルを実現し、理想的な運転となった。冷却能力は、電子膨張弁の過熱度制御により、冷媒循環量は調整され、設計条件の冷却能力を満足する

ことができた。冷却水温度が $-5^{\circ}\text{C}$  の場合、冷却能力は 1.3 倍、冷媒循環のための動力は87% の削減、装置の効率を表す成績係数 COP は 10.5 倍となった。

### 5.3 要素技術を組み合わせた空調装置の試作

これまで試作検討してきた、冷熱回収熱交換器、低温凝縮器、低圧縮比冷凍サイクル、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル、冷媒過冷却器の、これらの要素技術を組み合わせた空調装置全体の設計・試作を行った後、試験運転を行う。試験運転の結果、必要な場合は個々の要素技術に戻っての修正を行い、全体としての所要機能が発揮されるのか、システム全体としての性能確認を行う。試作機が空調装置として成り立つか、従来空調装置と比較してのエネルギー効率の向上を検証する。

#### (1) 記号と添字

本節で記載している記号、および添字について以下に説明する。

記号一覧

COP	成績係数	—	qv	体積流量	$\text{m}^3/\text{h}$
CR	圧縮比	—	SC	過冷却度	K
f	周波数	Hz	SH	過熱度	K
P	動力	kW	t	温度	$^{\circ}\text{C}$
p	圧力	MPa(abs)	tk	凝縮温度	$^{\circ}\text{C}$
pk	凝縮圧力	MPa(abs)	to	蒸発温度	$^{\circ}\text{C}$
po	蒸発圧力	MPa(abs)	$\Phi_o$	冷却能力	kW
qmr	冷媒循環量	kg/s	$\Phi_k$	凝縮熱量	kW
			$\Phi_k$	ブライントank内温度	$^{\circ}\text{C}$

添字

c	冷水	s	吸込側
d	吐出側	w	冷却水
r	冷媒	n	窒素

#### 5.3.1 要素技術を組み合わせた空調装置の設計

##### (1) 要素技術を組み合わせた空調装置の狙い

これまで空調装置の動力削減を目的とし、冷熱回収熱交換器により得られる低温の冷熱源を利用した、低温凝縮器による低圧縮比冷凍サイクルと冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル、冷媒過冷却器による高過冷却冷凍サイクルを検討してきた。得られる低

温の冷熱量により、これらの冷凍サイクルを切り替えて運転することで、無駄なく冷熱量の利用が可能な空調装置を設計する。

(2) 要素技術を組み合わせた空調装置に必要な機能

各サイクルの動力削減効果は、低圧縮比冷凍サイクル 75%、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル 87%、高過冷却冷凍サイクル 30%であった。今回は、その中でも、動力削減効果の高い低圧縮比冷凍サイクルと冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルを組み合わせた空調装置の設計をおこなう。これまでの検証結果から、低圧縮比冷凍サイクルの場合は、圧縮機のインバータによる回転数制御（4.2.1節を参照）、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの場合は、冷媒液ポンプへの十分な吸込ヘッドの確保と圧力調整弁（5.2.1節を参照）が必要な機能であった。今回は、それらの機能に加え、得られる低温の冷熱量により、最適なサイクルへスムーズな切り替えをおこない、安定した運転ができる制御方法が必要な機能となる。

5.3.2 要素技術を組み合わせた空調装置の試作

(1) 設計条件

試験用空調装置の試作機には、蒸発器の負荷側の条件を安定させて、正確なデータが計測できるように、チラーユニットを採用した。試作機の設計条件を表 5.3.2 に示す。評価基準となる従来サイクルの条件として、凝縮器の冷却水は清水 32℃、凝縮温度 40℃ とし、船舶の一般的な条件とした。冷却能力については、船舶の小型のパッケージ型エアコンと同容量の 10kW 程度とした。低温凝縮器の設計（4.4.1節を参照）は、液ポンプ循環冷凍サイクルの条件を基準とし、冷却水にブライン-5℃を使用し、凝縮温度が 3℃ になるように計画をおこなった。今回使用したブラインの物性値を表 5.3.1 に示す。

表 5.3.1 ブラインの物性値

項目	値	備考
名称	ナイブラインZ1	
主成分	エチレングリコール系	
濃度	46wt%	
凍結温度	-20℃	
密度	1060kg/m <sup>3</sup>	46wt%, -5℃の値
比熱	3.52kJ/(kg・K)	46wt%, -5℃の値
熱伝導率	0.45W/(m・K)	46wt%, -5℃の値
粘性率	0.007Pa・s	46wt%, -5℃の値

表 5.3.2 設計条件

機器	要目	記号	単位	A. 従来 サイクル	B. 冷媒液のポンプ 循環冷凍サイクル
共通	冷媒	-	-	R404A	R404A
圧縮機	蒸発温度	to	℃	5	-
	蒸発圧力	po	MPa(abs)	0.704	-
	凝縮温度	tk	℃	40	-
	凝縮圧力	pk	MPa(abs)	1.82	-
	過熱度	SH	K	8	-
	過冷却度	SC	K	1	-
	周波数	f	Hz	60	-
	動力	P	kW	3.32	-
	成績係数	COP	-	3.80	-
冷媒 液ポンプ	蒸発温度	to	℃	-	5
	蒸発圧力	po	MPa(abs)	-	0.704
	凝縮温度	tk	℃	-	3
	凝縮圧力	pk	MPa(abs)	-	0.662
	過熱度	SH	K	-	0.5
	過冷却度	SC	K	-	1
	周波数	f	Hz	-	90
	動力	P	kW	-	0.36
	成績係数	COP	-	-	35.3
凝縮器	冷却水	-	-	清水	ブライン
	冷却水 入口温度	tw1	℃	32	-5
	冷却水 出口温度	tw2	℃	35.4	-3.4
	冷却水流量	qvw	m <sup>3</sup> /h	4.24	7.90
	凝縮熱量 <sup>※1</sup>	Φk	kW	16.7	13.2
蒸発器	チラー水	-	-	清水	清水
	チラー水 入口温度	tc1	℃	15	15
	チラー水 出口温度	tc2	℃	10	10
	チラー水流量	qvc	m <sup>3</sup> /h	2.15	2.15
	冷却能力	Φo	kW	12.5	12.5

※1. 凝縮熱量 Φk [kW] の設計条件は、必要凝縮熱量の 5% の余裕を含める

(2) 要素技術を組み合わせた空調装置の試作機

試験用試作機の仕様表を表 5.3.3 に、写真を図 5.3.1 に示す。また、試作機の系統図を図 5.3.2 に示す。

表 5.3.3 試験用試作機の仕様表

項目		値	備考	
本体		チラーユニット		
外形寸法	幅 x 奥行き x 高さ	2180mm x 1530mm x 1980mm		
質量		約1150kg		
冷媒		R404A 20kg		
塗装色		7.5BG7/2		
電源		440V 60Hz 3Ph		
冷却能力		12.5kW		
圧縮機	種類	半密閉型レシプロ式 インバータ搭載	Bock製	
	型式	HGX22e/125-4S		
	電動機	呼称出力	2.2kW	
		定格電流	6.2A	
冷媒液ポンプ	種類	キャンドモータポンプ インバータ搭載	日機装製	
	型式	KQ55D-T0		
	電動機	呼称出力	0.4kW	
		定格電流	3.0A	
海水凝縮器	種類	シェルアンドチューブ式	潮冷熱製	
	伝熱管	種類	ローフィンチューブ	
		材質	アルミプラス	
		有効長 / 本数	1080mm / 20本	
		伝熱面積	3.0m <sup>2</sup>	
低温凝縮器	種類	シェルアンドチューブ式	潮冷熱製	
	伝熱管	種類	ローフィンチューブ	
		材質	アルミプラス	
		有効長 / 本数	1080mm / 48本	4本は過冷却用
		伝熱面積	6.7m <sup>2</sup>	
膨張弁	種類	圧縮機運転用 電子膨張弁	アルコ製	
		冷媒液ポンプ運転用 電子膨張弁	アルコ製	
蒸発器	種類	プレート式	アルファラバル製	
	型式	CB30-70H-F		
	プレート	材質	SUS316	
		伝熱面積	2.0m <sup>2</sup>	
安全装置		高低圧圧力スイッチ, 油圧保護スイッチ		
		圧縮機保護装置, オイルサンプヒータ, 安全弁		
		凍結防止温度センサ, 冷媒液レベルスイッチ		
		過冷却アラーム		

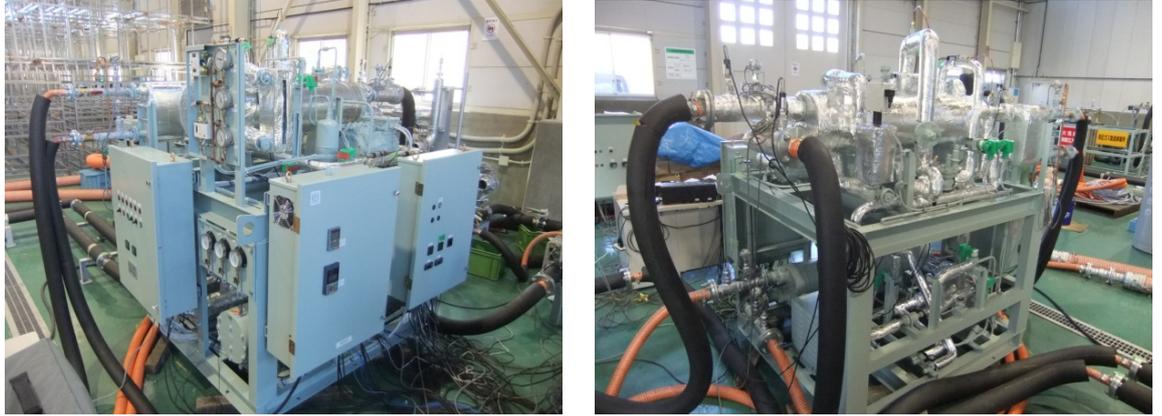


図 5.3.1 試験用試作機

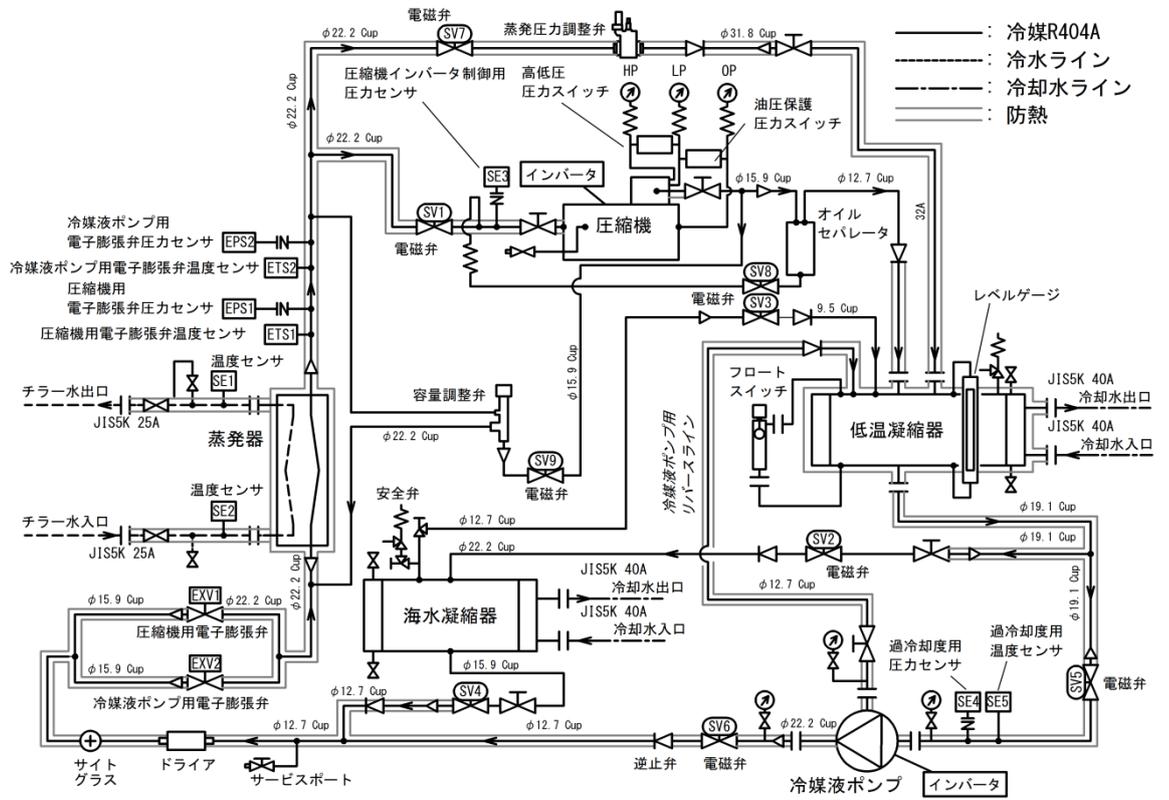


図 5.3.2 試験用試作機の系統図

試作機は、電磁弁の切り替えにより、低圧縮比冷凍サイクルと冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの自動切り替え運転がおこなえるように設計をおこなった。各サイクルにおける電磁弁の状態は、次の 5.3.3 節で述べる。電子膨張弁は圧縮機と冷媒液ポンプで適正過熱度が異なるため、圧縮機用の膨張弁と冷媒液ポンプ用の膨張弁をそれぞれ装備した。また、低負荷時でも運転できるように、容量調整弁も新たに追加した。尚、本試作機は、5.4 節で述べる冷熱切り替え運転試験装置と共通のものであり、図中の海水凝縮器はその時に使用する。

### 5.3.3 要素技術を組み合わせた空調装置の性能評価試験

#### (1) 試験設備

要素技術を組み合わせた空調装置の試験設備の系統図を図 5.3.3、全体図を図 5.3.4、試験設備の構成要素を表 5.3.4 に示す。また、計測に使用した機器を表 5.3.5 に示す。性能評価試験では他の試験同様、冷熱回収熱交換器による低温冷熱を③水冷式ブラインチャユニットで代用した。

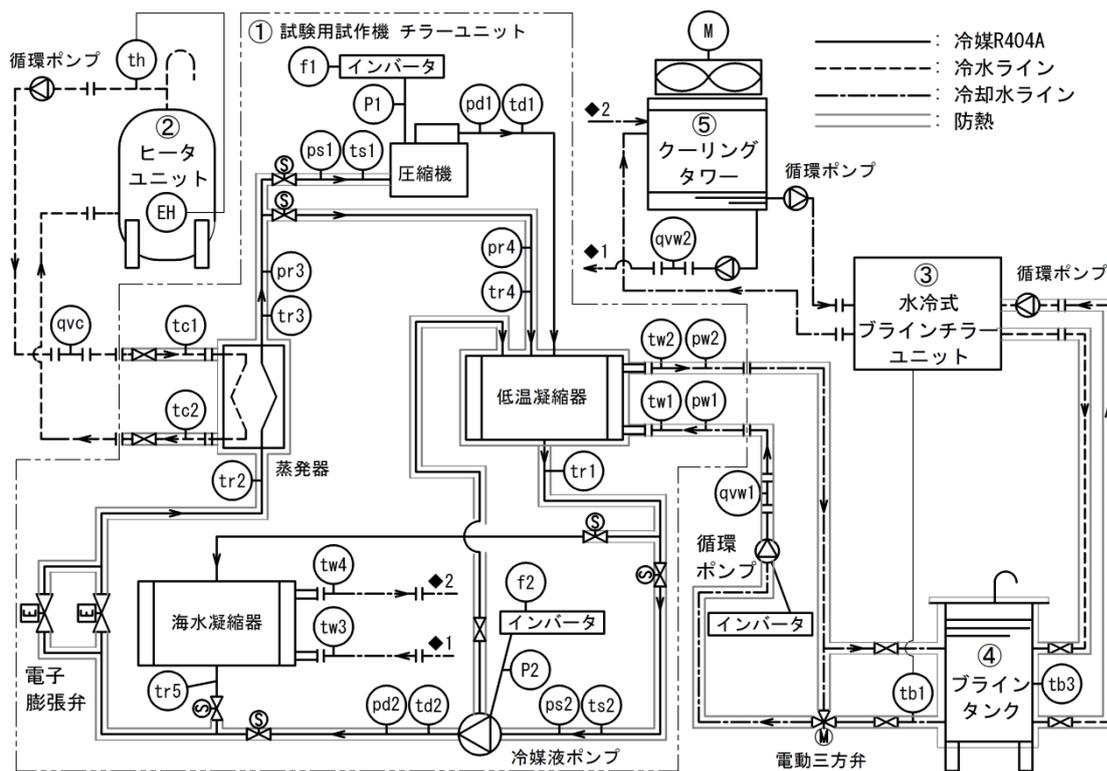


図 5.3.3 試験設備の系統図



図 5.3.4 試験設備の全体図

表 5.3.4 試験設備の構成要素

番号	名 称	機 能
①	チラーユニット	試験用試作機
②	ヒータユニット	試験用試作機の蒸発器へ冷水（負荷）供給源 およびバッファタンク 容量：300L 電気ヒータ容量：20kW
③	水冷式 ブラインチラーユニット	試験用試作機への冷却水供給源 チラー水が清水の場合…冷却能力：約40kW チラー水がブラインの場合…冷却能力：約25kW
④	ブラインタンク	バッファタンク 容量：500L
⑤	クーリングタワー	試験用試作機とブラインチラーへの冷却水供給源

①の試験用試作機の蒸発器側のチラー水ラインに②ヒータユニットを接続し、蒸発器へ一定の温度の水を負荷として供給する。①の試験用試作機の低温凝縮器の冷却水ラインには、バッファタンクとして、④のブラインタンクを装備し、ブラインタンク内の水温を、③のブラインチラーユニットにより一定の温度に制御する。④のブラインタンクから①の試験用試作機の低温凝縮器へ冷却水を供給する。冷却水ラインには三方弁を装備し、低温凝縮器の冷却水入口の温度制御をおこなう。水ライン、冷却水ラインの流量調整は、配管ラインにある循環ポンプの回転数をインバータ制御しておこなう。

表 5.3.5 計測器一覧

記号	測定項目	種類	メーカー	型式
ps1	圧縮機吸込ガス圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
ts1	圧縮機吸込ガス温度	K型熱電対	-	-
pd1	圧縮機吐出ガス圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
td1	圧縮機吐出ガス温度	K型熱電対	-	-
f1	圧縮機周波数	インバータ	富士電機	FRN3.7G1S-4J
P1	圧縮機入力電力=消費電力	インバータ	富士電機	FRN3.7G1S-4J
tr1	低温凝縮器液出口温度	K型熱電対	-	-
tr5	海水凝縮器液出口温度	K型熱電対	-	-
ps2	冷媒液ポンプ吸込液圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
ts2	冷媒液ポンプ吸込液温度	K型熱電対	-	-
pd2	冷媒液ポンプ吐出液圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
td2	冷媒液ポンプ吐出液温度	K型熱電対	-	-
f2	冷媒液ポンプ周波数	インバータ	安川電機	CIMR-AA2A0006FAA
P2	冷媒液ポンプ入力電力=消費電力	インバータ	安川電機	CIMR-AA2A0006FAA
tr2	蒸発器冷媒 入口温度	K型熱電対	-	-
pr3	蒸発器出口ガス圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
tr3	蒸発器出口ガス温度	K型熱電対	-	-
pr4	低温凝縮器入口ガス圧力	圧力センサ	バルコム	VPRT
tr4	低温凝縮器入口ガス温度	K型熱電対	-	-
tc1	蒸発器チラー水入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
tc2	蒸発器チラー水出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
qvc	蒸発器チラー水流量	電磁流量計	東京計装	EGS
tb3	ブライントank内温度	Pt100	東邦電子	KS3
tw1	低温凝縮器冷却水入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
tw2	低温凝縮器冷却水出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
pw1	低温凝縮器冷却水入口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ
pw2	低温凝縮器冷却水出口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ
qvw1	低温凝縮器冷却水流量	電磁流量計	アズビル	MGG11D
tw3	海水凝縮器冷却水入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
tw4	海水凝縮器冷却水出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
qvw2	海水凝縮器冷却水流量	電磁流量計	東京計装	EGS

(2) 低圧縮比(圧縮機)冷凍サイクルと冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの運転切り替え条件

5.2節の冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの試験結果より、冷媒液ポンプを正常に運転するためには、低温凝縮器の冷却水入口温度が一定温度以下であることが条件となる。よって、冷却水温度を運転切り替えの条件とし、圧縮機運転中に冷却水温度が $-3^{\circ}\text{C}$ 以下になった場合、冷媒液ポンプ運転に切り替え、 $0^{\circ}\text{C}$ 以上になった場合、圧縮機運転に切り替える。ただし、運転起動時は $-3^{\circ}\text{C}$ 以下の場合のみ、冷媒液ポンプ運転となり、 $-3^{\circ}\text{C}$ より高い温度では圧縮機運転となる。試作機の運転切り替えの温度条件を図 5.3.5 に示す。制御に使用する冷却水温度はブライントank内温度  $tb_3$  を使用する。

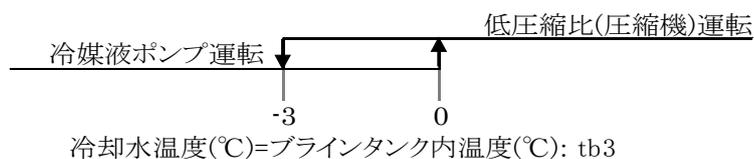


図 5.3.5 運転切り替えの温度条件

(3) 低圧縮比(圧縮機)冷凍サイクルの圧縮比の確保

4.2節の低圧縮比冷凍サイクルの試験結果より、圧縮比が小さくなりすぎると冷媒循環量が不足し、冷却能力が低下する。そのため、圧縮比を適正に保つための制御が必要となる。今回の試験機では、冷却水配管に三方弁を装備し、低温凝縮器の冷却水入口温度  $tw_1$  の温度制御をおこなった。制御条件としては、低温凝縮器の冷却水ラインにあるブライントank内温度  $tb_3$  が  $10^{\circ}\text{C}$ 以下かつ低圧縮比運転をおこなう場合、三方弁は低温凝縮器の冷却水入口温度  $tw_1$  を  $10^{\circ}\text{C}$ となるよう制御する。ブライントank内温度  $tb_3$  が  $10^{\circ}\text{C}$ より高い、もしくは冷媒液ポンプ運転中は三方弁による制御はおこなわない。図 5.3.6 に三方弁制御の条件を示す。

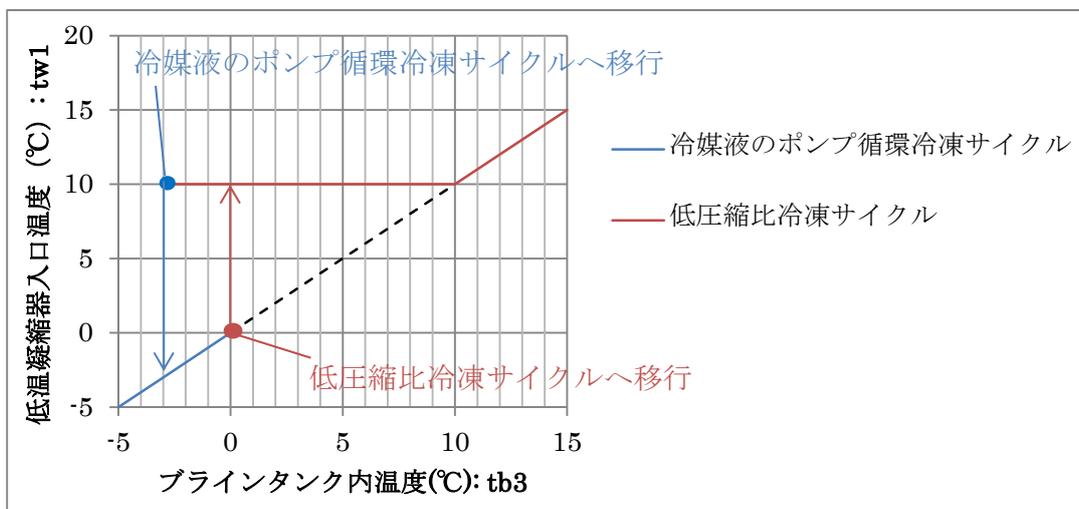


図 5.3.6 三方弁制御の条件

また、圧縮機起動時は一定時間周波数を上げて（試験機の設定値は 60Hz、30 秒）運転した後、インバータによる回転数制御を始めることとする。これは起動時の圧縮比を確保するだけでなく、運転中に圧縮機から持ち出される潤滑用の冷凍機油の回収にも有効である。

#### (4) 冷媒液ポンプの起動方法

冷媒液ポンプを正常に起動させるため、冷媒液ポンプの吸込側の冷媒が 100%液の状態であればならず、十分な過冷却度を取る必要がある。低温凝縮器は伝熱管の一部を冷媒液に浸して過冷却を取る構造としているが、圧力変化に対して温度変化は応答が遅れるため、冷媒が十分過冷却されるまでに時間がかかる。これを解決するため、冷媒液ポンプの起動方法は圧縮機冷媒と冷媒液ポンプの同時運転とする。すなわち、圧縮機により高圧の液冷媒を冷媒液ポンプの吸込側に送り込むことにより過冷却度を確保する。ただし、冷媒液ポンプを運転する冷却水温度域（ $-3^{\circ}\text{C}$ ）のインバータによる回転数制御では、圧縮機は十分な圧縮比が取れず、冷媒循環量が不足してしまうため、同時運転時は圧縮機の周波数を強制的に 60Hz 運転とする。これらの起動方法を図 5.3.7 に示す。圧縮機の強制 60Hz 運転は、低温凝縮器の冷却水入口温度  $t_{w1}$  がブライントank内温度  $t_{b3}$  と同じ設定温度まで冷却されたとき開始し、冷媒液ポンプの運転を開始する過冷却度は、0.5K とする。

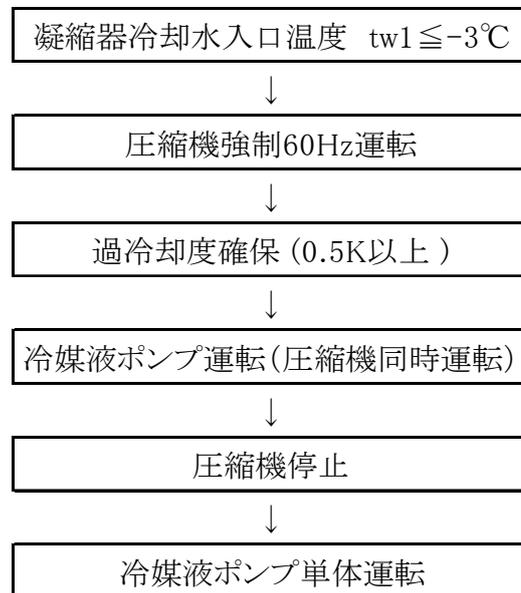


図 5.3.7 冷媒液ポンプの起動方法

#### (5) 低圧縮比(圧縮機)冷凍サイクルと冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの冷媒の流れ

各サイクルにおける電磁弁の状態を表 5.3.6 に示し、低圧縮比冷凍サイクルの系統内の冷媒の流れを図 5.3.8、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの系統内の流れを図 5.3.10

に示す。電磁弁 SV2、SV3、SV4 については冷熱の切り替え運転で使用するため、5.4 節で説明する。電磁弁 SV9 については、次項の容量制御方法で説明する。

表 5.3.6 各運転状態の電磁弁の状態

電磁弁	設置箇所	運転モード	
		低圧縮比 冷凍サイクル	冷媒液のポンプ 循環冷凍サイクル
SV1	圧縮機吸込	開	閉
SV2	海水凝縮器入口	閉	閉
SV3	均圧管	閉	閉
SV4	海水凝縮器出口	閉	閉
SV5	冷媒液ポンプ吸込	開	開
SV6	冷媒液ポンプ吐出	開	開
SV7	低温凝縮器入口	閉	開
SV8	油戻り管	開	閉
SV9	容量調整弁入口	開 or 閉	閉

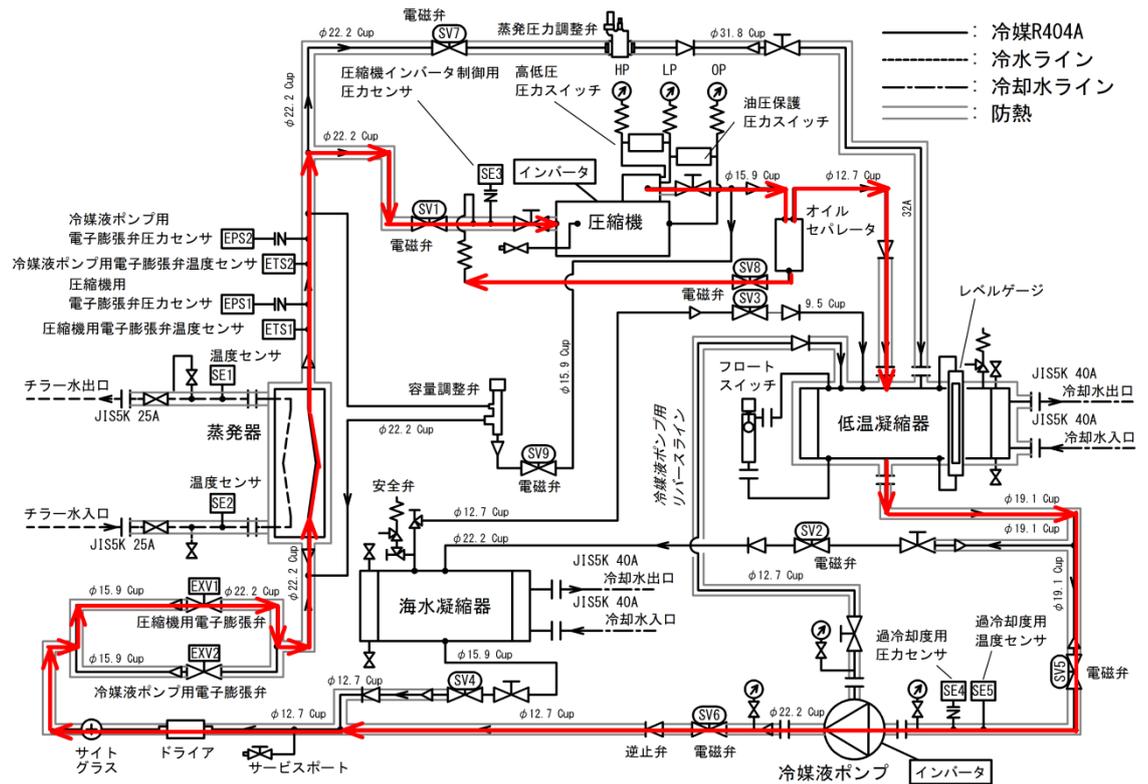


図 5.3.8 低圧縮比冷凍サイクルの冷媒の流れ

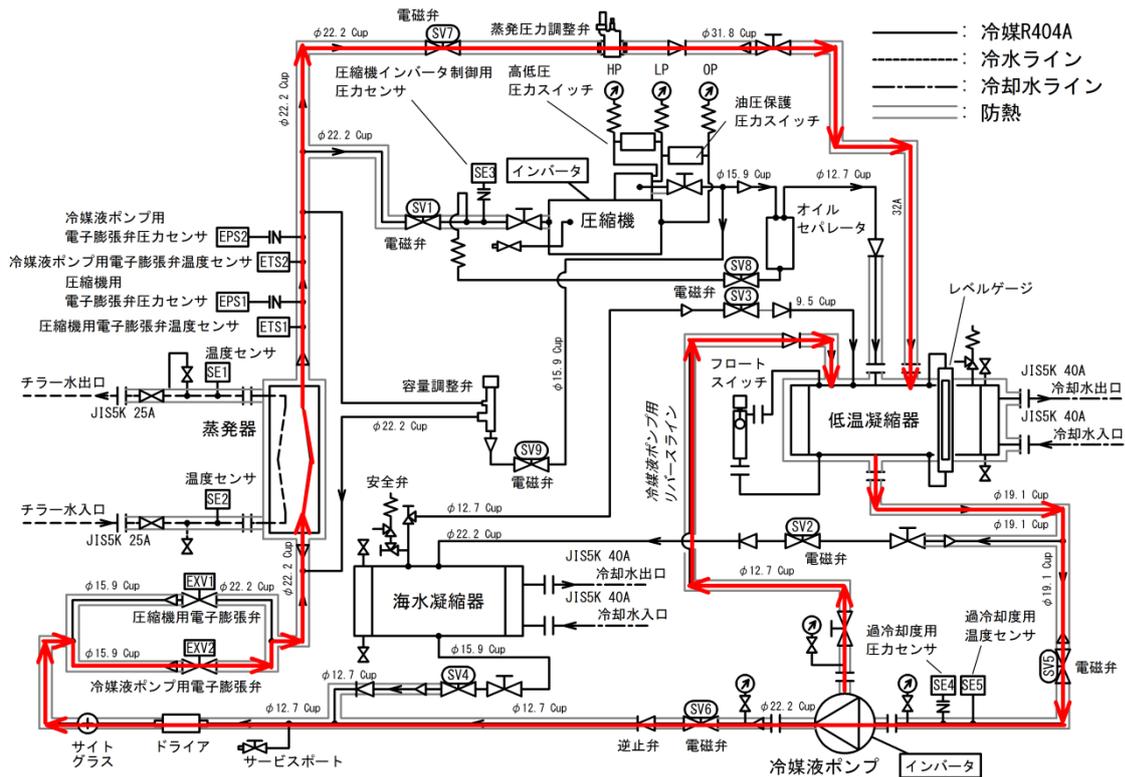


図 5. 3. 9 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの冷媒の流れ

### (6) 容量制御方法

各低負荷時の容量制御については、圧縮機はインバータによる回転数制御、冷媒液ポンプは電子膨張弁の過熱度制御により、それぞれ冷媒循環量が制御される。ただし、圧縮機は起動時に一定時間強制的に周波数を上げて運転する制御としているため、一時的に冷却能力が増大する。低負荷時に能力が過大となると、蒸発器内が凍結する恐れがあるため、低負荷時の強制運転中のみ電磁弁 SV9 を開け、容量調整弁によって能力の過大を防止する。

### (7) 試験結果と評価

試験装置を運転しながら、ブラインチラーユニットでブラインタンク内温度  $t_{b3}$  を冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの設計条件である  $-5^{\circ}\text{C}$  まで冷却した後、ブラインチラーユニットを停止し、ブラインタンク内温度  $t_{b3}$  を試験装置の負荷で昇温させていった。冷却水温度以外は冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの条件とし、冷却水温度の変化による運転状態の遷移を確認した。

横軸を時間変化とし、縦軸にブラインタンク内温度  $t_{b3}$  の値と並べて、圧縮機の動力、冷媒液ポンプの動力をとったグラフを図 5. 3. 10 に示す。

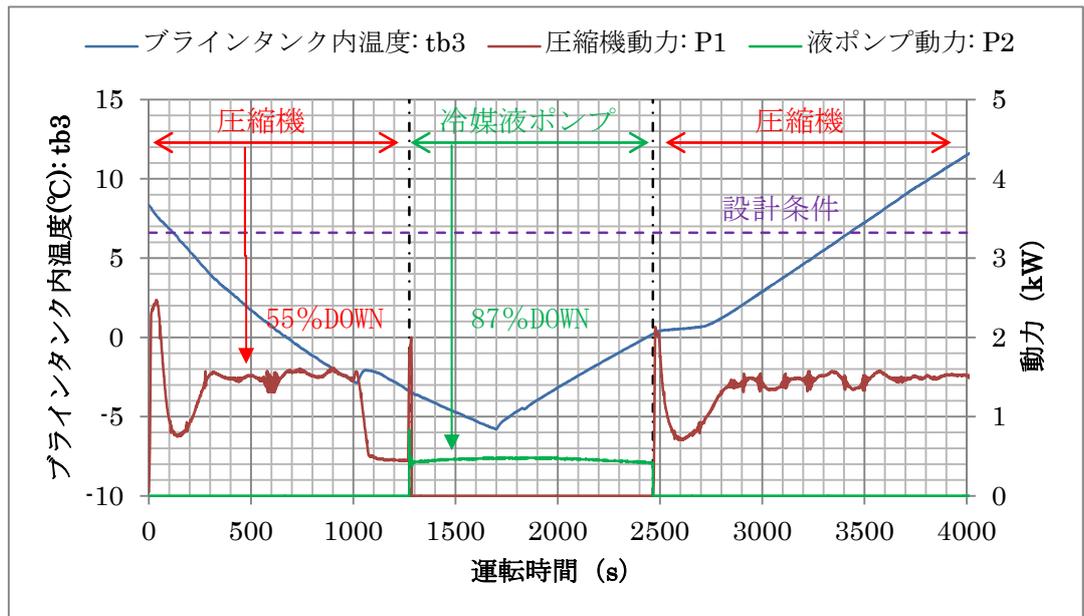


図 5.3.10 時間経過と冷却水温度変化に伴う動力の変化

図中に示す設計条件は従来サイクルにおける設計条件の圧縮機動力である。運転状態から、圧縮機で起動後、ブライントタンク内温度(冷却水温度)の低下により、正常に冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルに移行し、ブライントタンク内温度(冷却水温度)の昇温により再び圧縮機サイクルに移行していることが確認できる。また、各運転サイクルの定常状態での動力の削減率は従来比で、圧縮機運転で約 55%、冷媒液ポンプ運転で約 87%であった。さらに冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルへの移行前に一時的な圧縮機動力の低減が確認できるが、これは冷却水温度  $tw_1$  の低下により、一時的に圧縮比が低下し、冷媒循環量の低下したためである。

次に、冷却能力を並べたものを図 5.3.11 に示す。

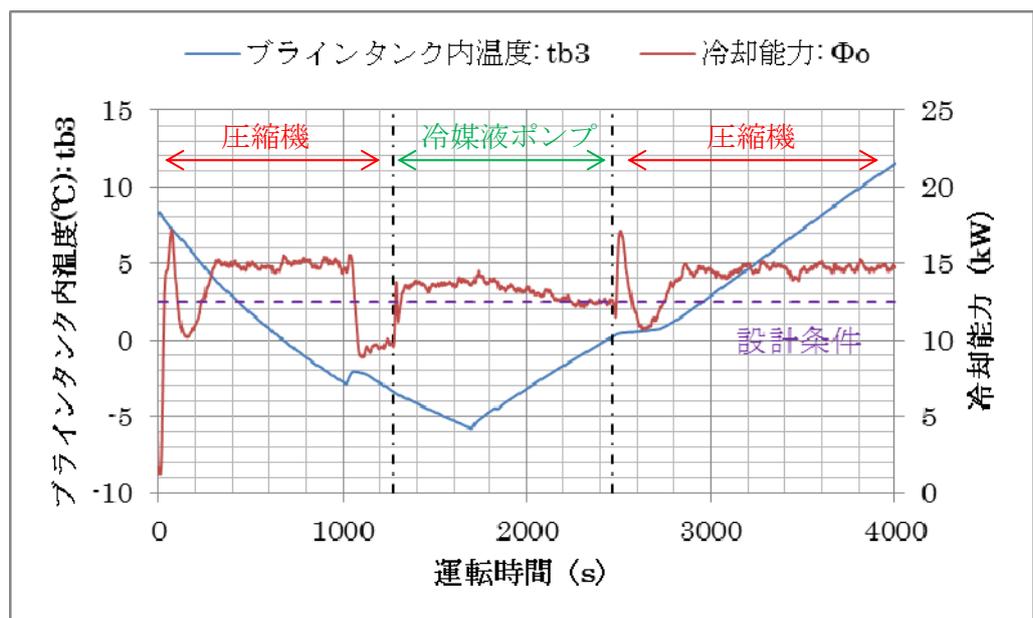


図 5.3.11 時間経過と冷却水温度変化に伴う冷却能力の変化

図中に示す設計条件は、試験装置の設計条件における冷却能力である。各運転サイクルにおいて定常状態では設計条件の冷却能力を満足していることが確認できる。圧縮機の起動後 250 秒ほど冷却能力が増減しているが、これはインバータによる回転数制御が安定するまでの時間である。図 5.3.10 で冷媒液ポンプの起動前に圧縮機の動力が低減していたが、同じように冷却能力についても低下がみられる。これは同じく圧縮比の低下により、冷媒循環量が低下しているためである。

次に成績係数を並べたものを図 5.3.12 に示す。

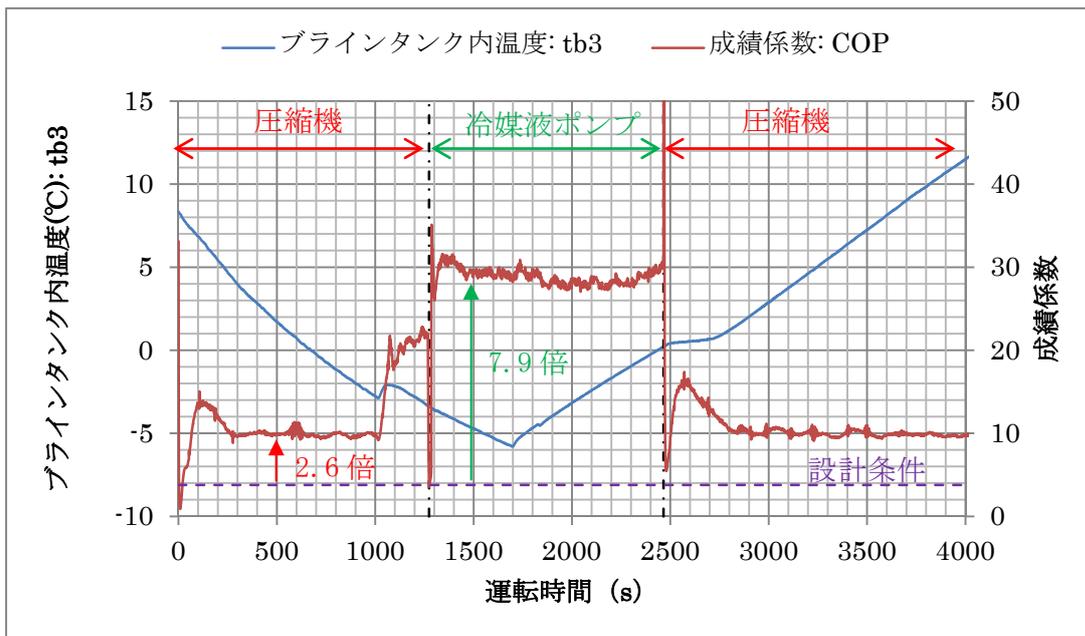


図 5.3.12 時間経過と冷却水温度変化に伴う成績係数の変化

図中に示す設計条件は、従来サイクルにおける設計条件の成績係数である。各運転サイクルの定常状態での成績係数は従来比で、圧縮機運転で約 2.6 倍、冷媒液ポンプ運転で約 7.9 倍となった。各運転開始時に一時的な低下はみられるが、全体を通して設計条件の成績係数よりも向上していることが確認できる。

次に圧縮機の圧縮比を並べたものを図 5.3.13 に示す。

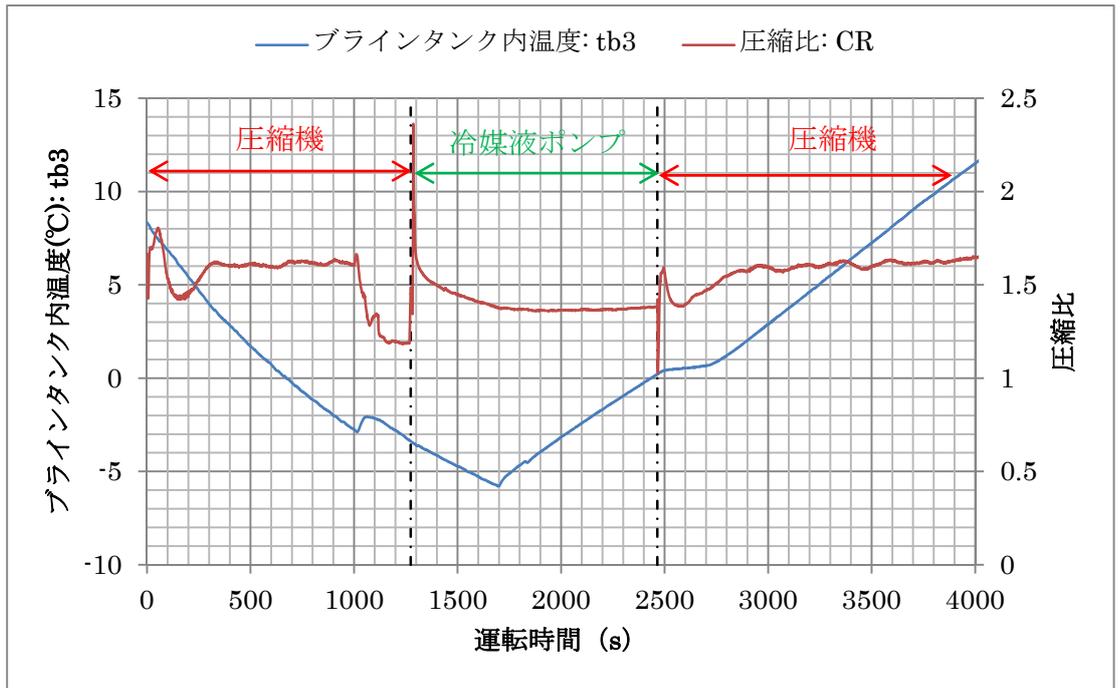


図 5.3.13 時間経過と冷却水温度変化に伴う圧縮比の変化

冷媒液ポンプの起動前に圧縮比の低下があるが、それ以外については、ブライントタンク内温度(冷却水温度)にかかわらず、ほぼ一定の圧縮比を保持していることが確認できる。これは低温凝縮器の冷却水入口温度  $tw1$  を三方弁により一定の温度になるように制御をしているためである。

次に、低温凝縮器の冷却水入口温度  $tw1$  を並べたもの図 5.3.14 に示す。

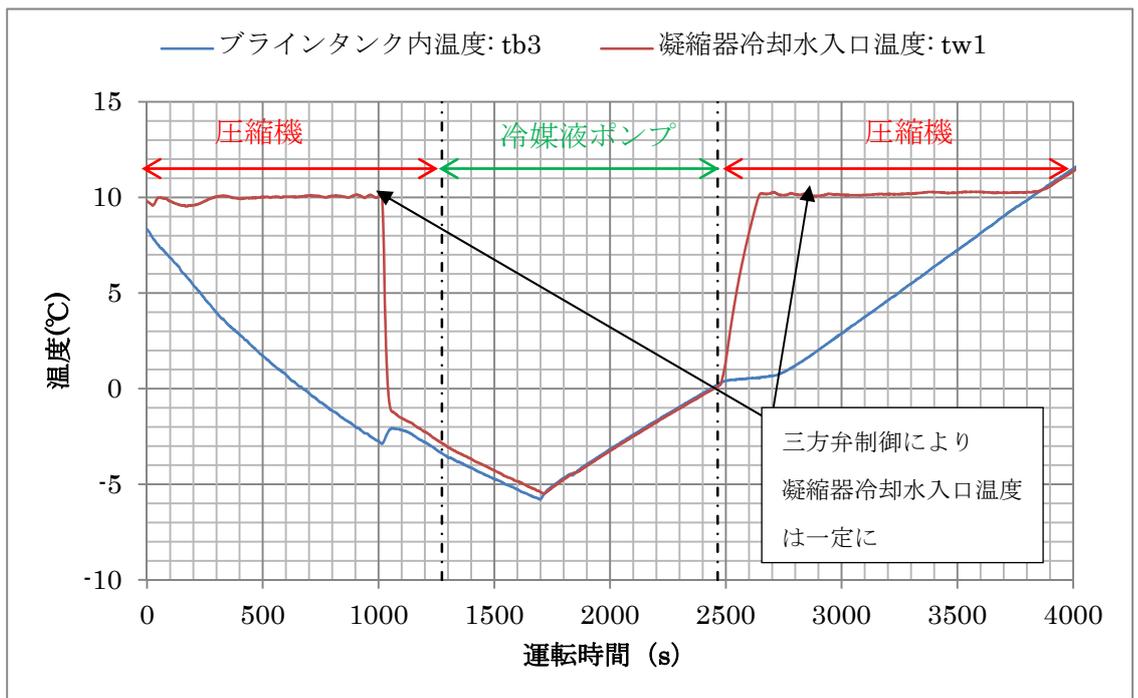


図 5.3.14 時間経過と冷却水温度変化に伴う凝縮器冷却水入口温度の変化

低温凝縮器の冷却水入口温度  $tw_1$  は、三方弁により一定の温度に制御されていることが確認できるが、冷媒液ポンプ運転前に冷却水入口温度が低下している。これはブライントank内温度  $tb_3$  が設定温度である $-3^{\circ}\text{C}$ まで低下した場合、三方弁による温度制御を終了するためである。三方弁の制御が終了してから低温凝縮器入口の冷却水温度が低下するまで一定の時間がかかっており、これが圧縮比の低下に伴う冷媒循環量の低下を引き起こす原因である。ブライントankと低温凝縮器との位置が離れるなどすると、この時間は長くなるため、空調システム全体の設計をおこなう場合には注意が必要である。これに伴う冷却能力の低下の影響が、空調装置として無視できない場合は、圧縮機の周波数を強制的に上げて圧縮比を維持するなどの対策が必要である。

次に冷媒液ポンプ吸込側の過冷却度、圧縮機の運転周波数を並べたものをそれぞれ図 5.3.15、図 5.3.16 に示す。

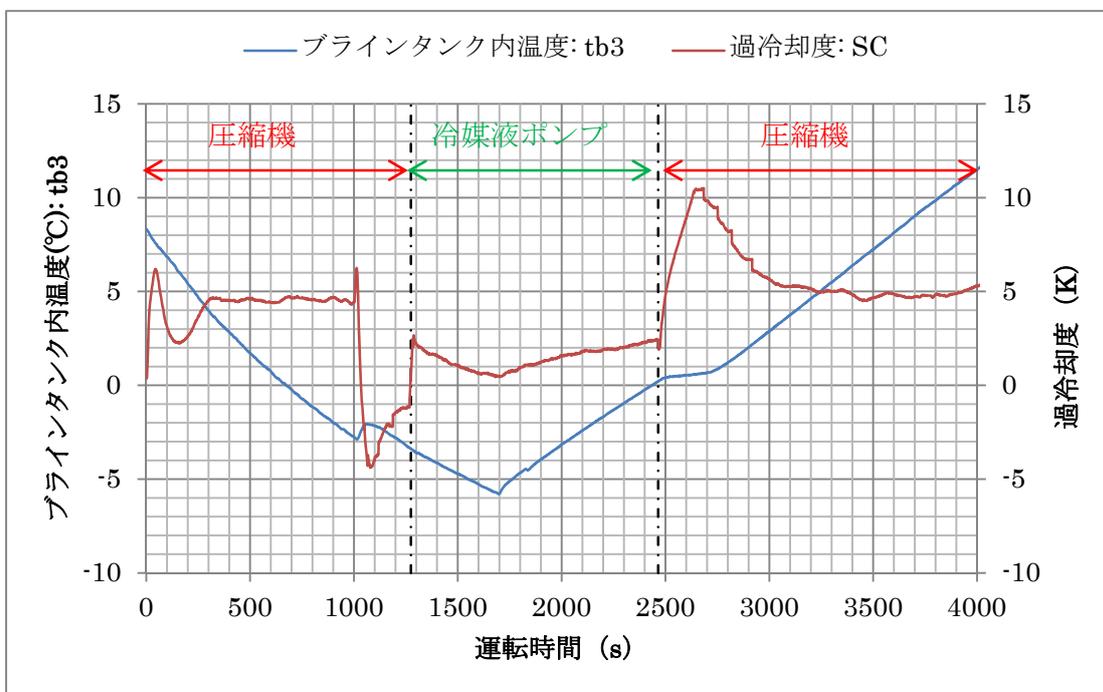


図 5.3.15 時間経過と冷媒液ポンプ吸込側過冷却度の変化

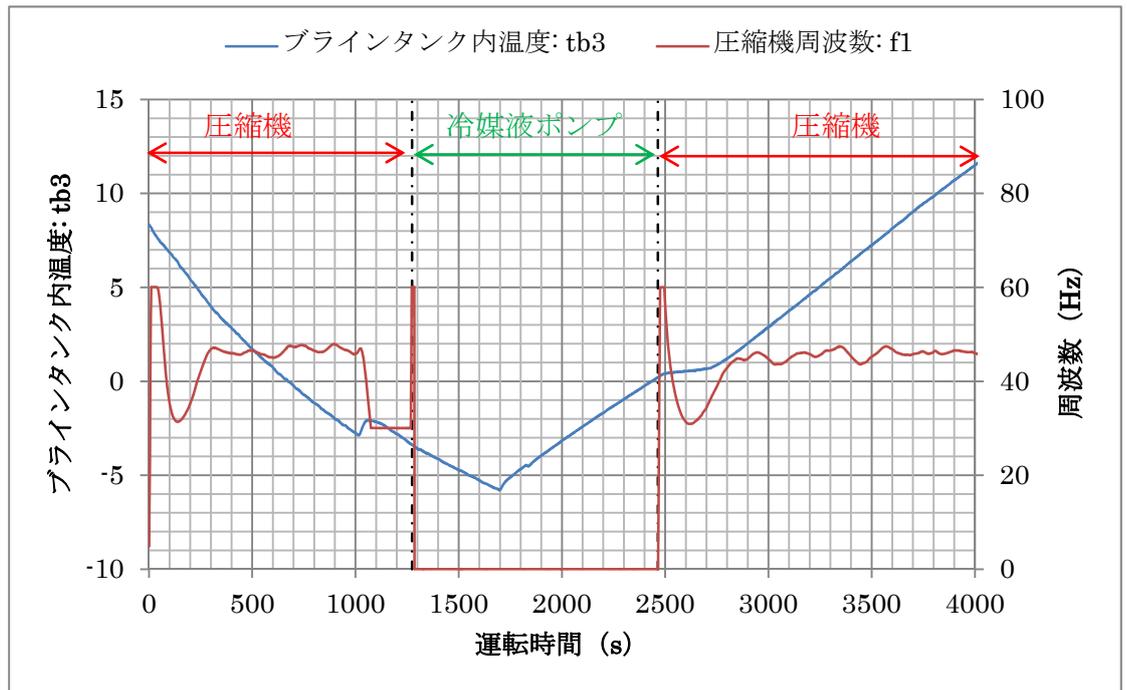


図 5.3.16 時間経過と圧縮機運転周波数の変化

冷媒液ポンプ起動前には、圧縮機の圧縮比が低下することで、冷媒循環量が不足し、過冷却度が低下してしまうため、冷媒液ポンプの起動前には、圧縮機の周波数を強制的に上げて冷媒循環量と過冷却度を確保してから、冷媒液ポンプを起動する方法とした。結果的に、冷媒液ポンプの起動時には十分な過冷却度がとれていることが確認できる。

#### 5.3.4 要素技術を組み合わせた空調装置と冷熱回収熱交換器の同時運転

これまで要素技術を組み合わせた空調装置の動作確認、性能評価試験における低温冷熱源は、試験設備のブラインチラーで代用してきた。ここでは、5.1.4節で試作した冷熱回収熱交換器を使用して、要素技術を組み合わせた空調装置の運転をおこない、システム全体としての性能確認をおこなう。

##### (1) 各機器の試作機

冷熱回収熱交換器および要素技術を組み合わせた空調装置の試作機についてはそれぞれの試験で用いたものと同じものを使用する。冷熱回収熱交換器の試作機は、5.1.4節を参照、空調装置の試作機は、5.3.2節を参照とする。

##### (2) 試験設備

要素技術を組み合わせた空調装置と冷熱回収熱交換器の同時運転の試験設備の系統図を図 5.3.17 に示す。また、試験設備の構成要素は表 5.3.7、計測に使用した機器については、空調装置側は表 5.3.5、冷熱回収熱交換器側は表 5.3.8 に示す。

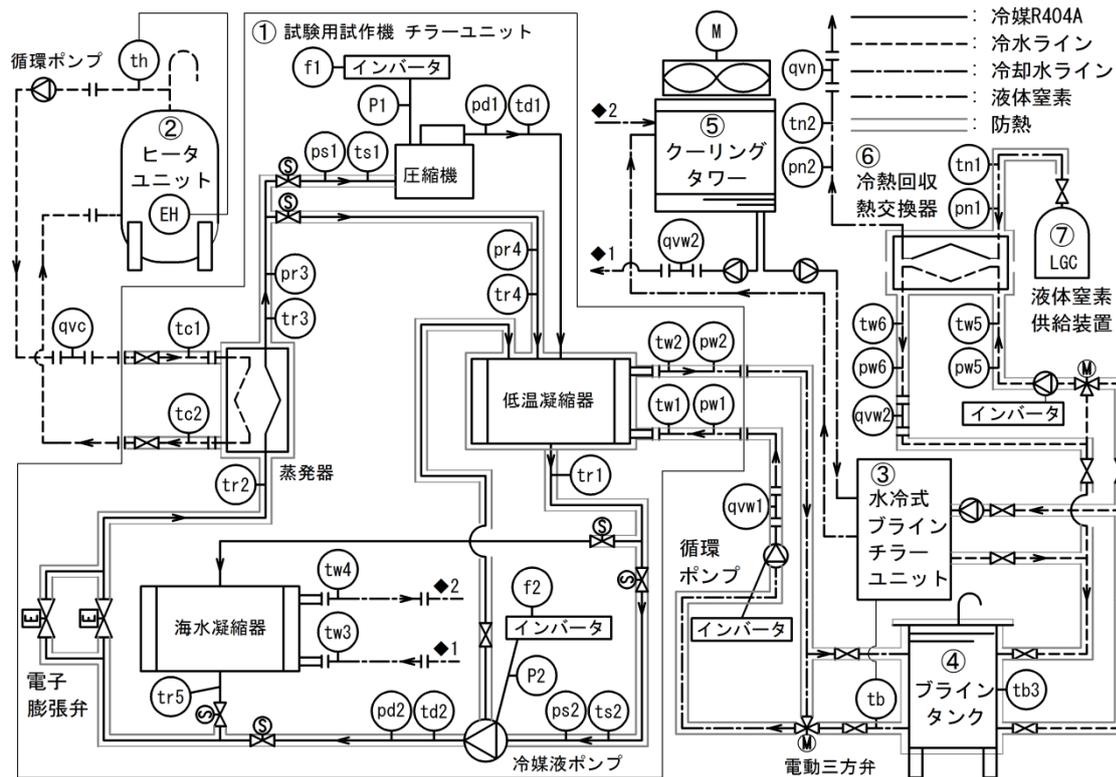


図 5.3.17 試験設備の系統図

表 5.3.7 試験設備の構成要素

番号	名称	機能
①	チラーユニット	試験用試作機
②	ヒータユニット	試験用試作機の蒸発器へ冷水（負荷）供給源 およびバッファタンク 容量：300L 電気ヒータ容量：20kW
③	水冷式 ブラインチラーユニット	試験用試作機への冷却水供給源 チラー水が清水の場合…冷却能力：約40kW チラー水がブラインの場合…冷却能力：約25kW
④	ブラインタンク	バッファタンク 容量：500L
⑤	クーリングタワー	試験用試作機とブラインチラーへの冷却水供給源
⑥	冷熱回収熱交換器	供試品
⑦	液化窒素供給装置	冷熱回収熱交換器に液化窒素を供給する

表 5.3.8 計測機器一覧

記号	測定項目	種類	メーカー	型式
tn1	窒素の入口温度	Pt100	岡崎製作所	R96
pn1	窒素の入口圧力	デジタル圧力計	長野計器	GC61
tn2	窒素の出口温度	Pt100	岡崎製作所	R96
pn2	窒素の出口圧力	デジタル圧力計	長野計器	GC61
qvn	窒素の流量	マスフローメータ	アズビル	CML050
tw5	冷熱回収器冷水入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
pw5	冷熱回収器冷水入口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ
tw6	冷熱回収器冷水出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
pw6	冷熱回収器冷水出口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ
qvw3	冷熱回収器冷水流量	電磁流量計	アズビル	MGG11D

5.3.3 節の試験系統(図 5.3.3)から、ブライントankのブラインチラーユニットの配管ラインに冷熱回収熱交換器の冷水ラインを並列に接続して、ブラインチラーユニットと冷熱回収熱交換器を切り替えて利用できるようにした。低温凝縮器の冷却水量と冷熱回収熱交換器の冷却水量の流量差を吸収するため、ブライントankはそのまま利用し、冷熱回収器の冷却源は、単体試験同様に、液体窒素を使用した。

### (3) 運転条件の検討

現状の設備、冷熱回収熱交換器において、液体窒素の供給時間は約 70 分が限界である。液体窒素供給中、つまり、冷熱回収中に試験用空調装置の運転をおこない、空調装置の運転モード切り替え(低圧縮比冷凍サイクル→冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル→低圧縮比冷凍サイクル)が正常におこなわれているか確認するためには、低温凝縮器の冷却水入口温度(ブライン温度)を $-5^{\circ}\text{C}$ まで冷却する必要がある。冷熱回収熱交換器と低温凝縮器の設計条件を比較したものを表 5.3.9 に示す。ブラインの物性値は前節の表 5.3.1 に示す。

表 5.3.9 冷熱回収熱交換器と低温凝縮器の設計条件の比較

項目	単位	冷熱回収熱交換器		低温凝縮器		
		伝熱管側	シェル側	伝熱管側	シェル側	
運転条件	流体	液体窒素	ブライン	ブライン	R404A	
	圧力	MPa(abs)	0.4	-	-	0.66
	凝縮温度	$^{\circ}\text{C}$	-	-	-	3
	流量	kg/h	150	3100	8970	270
	入口温度	$^{\circ}\text{C}$	-182	-5	-5	-
	出口温度	$^{\circ}\text{C}$	-20	-10	-3.5	-
	交換熱量	kW	15		13.2	
内容積	m <sup>3</sup>	-	0.045	0.015	-	

次に、低温凝縮器とブライントankと冷熱回収熱交換器のブラインの内容積と熱容量を表 5.3.10 に示す。

表 5.3.10 試験設備のブラインの熱容量

項目	単位	低温凝縮器	ブライントank	冷熱回収熱交換器	合計
内容積	m <sup>3</sup>	0.015	0.5	0.045	0.56
熱容量	kJ/°C	56.0	1865.6	167.9	2089.5

実際には、配管や機器部材の熱容量、侵入熱等も影響するため、10%の余裕率を乗じて、総熱容量は、約2300kJ/kg とする。

冷熱回収熱交換器側の条件は、設計条件とし、上記の総熱容量2300kJ/kg を用いて、試験用空調装置の運転と冷熱回収の同時運転をおこなった場合の運転時間とブライントank内温度  $t_{b3}$  の関係を図 5.3.18 に示す。運転開始温度は 0°C とし、空調装置の低温凝縮器の交換熱量（凝縮熱量）は 13.2kW（設計条件）と 10kW の 2 パターンとする。

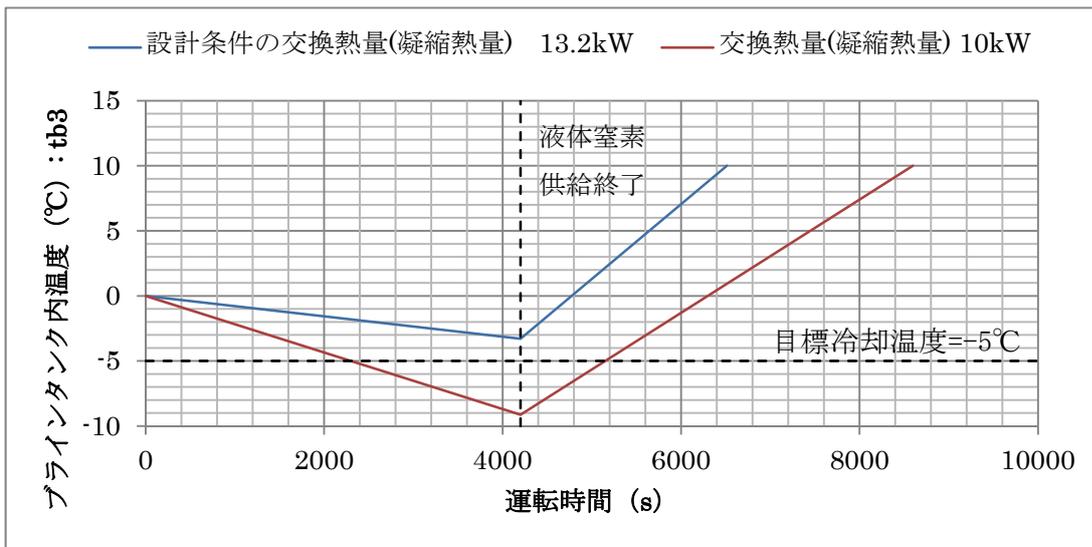


図 5.3.18 低温凝縮器の交換熱量における運転時間とブラインの温度変化

試験用空調装置を設計条件で運転する場合、現状の設備では、ブライントank内温度が-5°Cまで冷却できないため、試験用空調装置の交換熱量を 10kW まで下げた状態（空調装置の負荷を下げた状態）で同時運転をおこなうこととする。

#### (4) 試験結果と評価

運転の手順として、まず、ブラインチラーユニットで冷却したブラインを冷却水として、試験用空調装置を運転する（予冷運転）。運転開始からブラインの温度が約 0°C となったところでブラインチラーユニットの運転を終了し、冷却水の配管ラインを冷熱回収熱交換器側へ切り替える。その後、液体窒素の供給を開始し、冷熱回収熱交換器で、

ブラインと液体窒素の熱交換をおこない、冷熱回収したブラインを冷却水として、空調装置の運転を継続する（同時運転）。液体窒素の供給が終了した後も、空調装置は継続して運転をおこなう（昇温運転）。

冷熱回収熱交換器側の運転状態を図 5.3.19 に、低温凝縮器側の運転状態を図 5.3.20 に、各熱交換器の交換熱量を図 5.3.21 に示す。

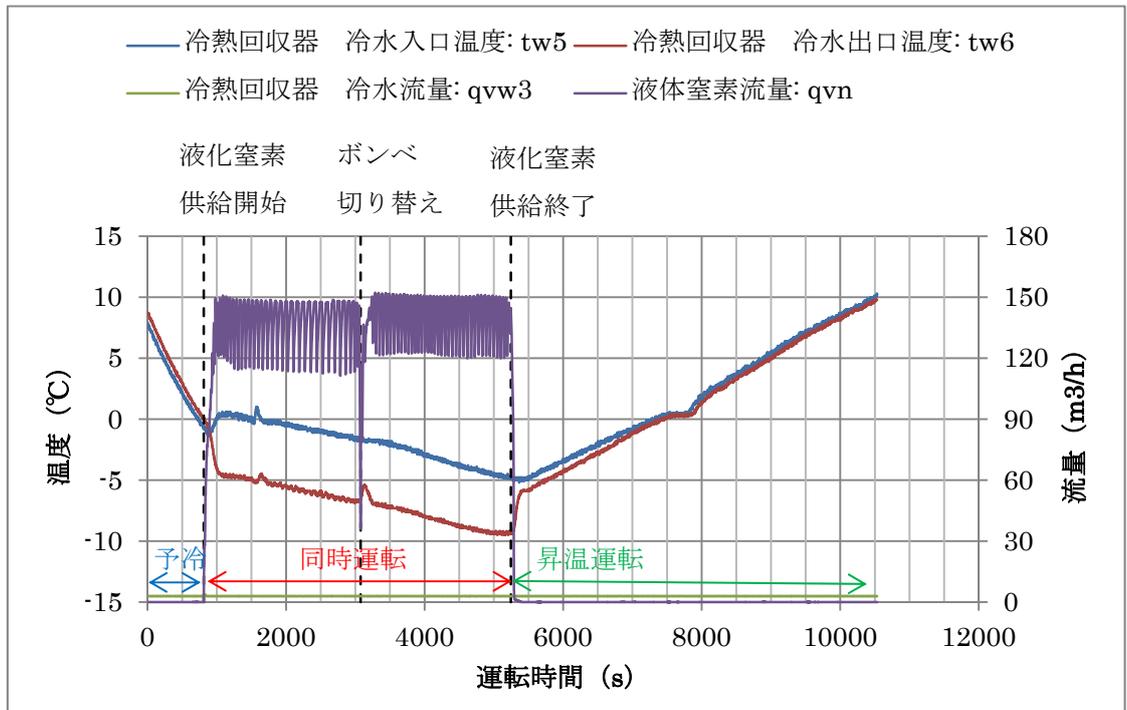


図 5.3.19 冷熱回収熱交換器側の運転状態

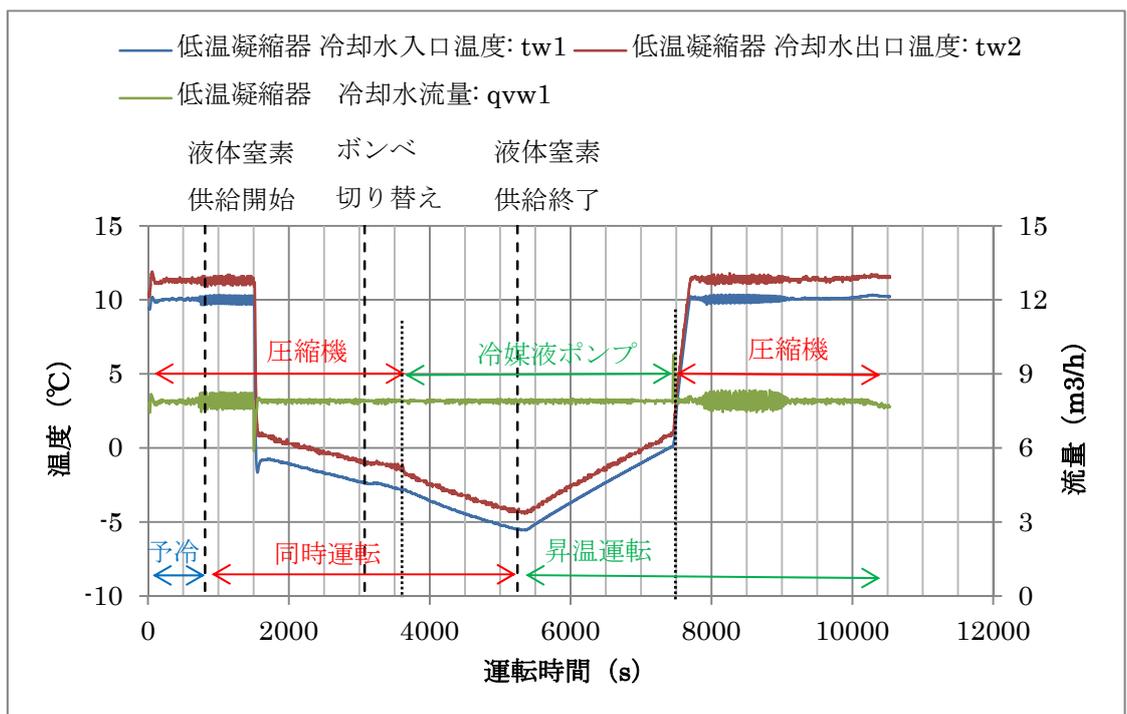


図 5.3.20 低温凝縮器側の運転状態

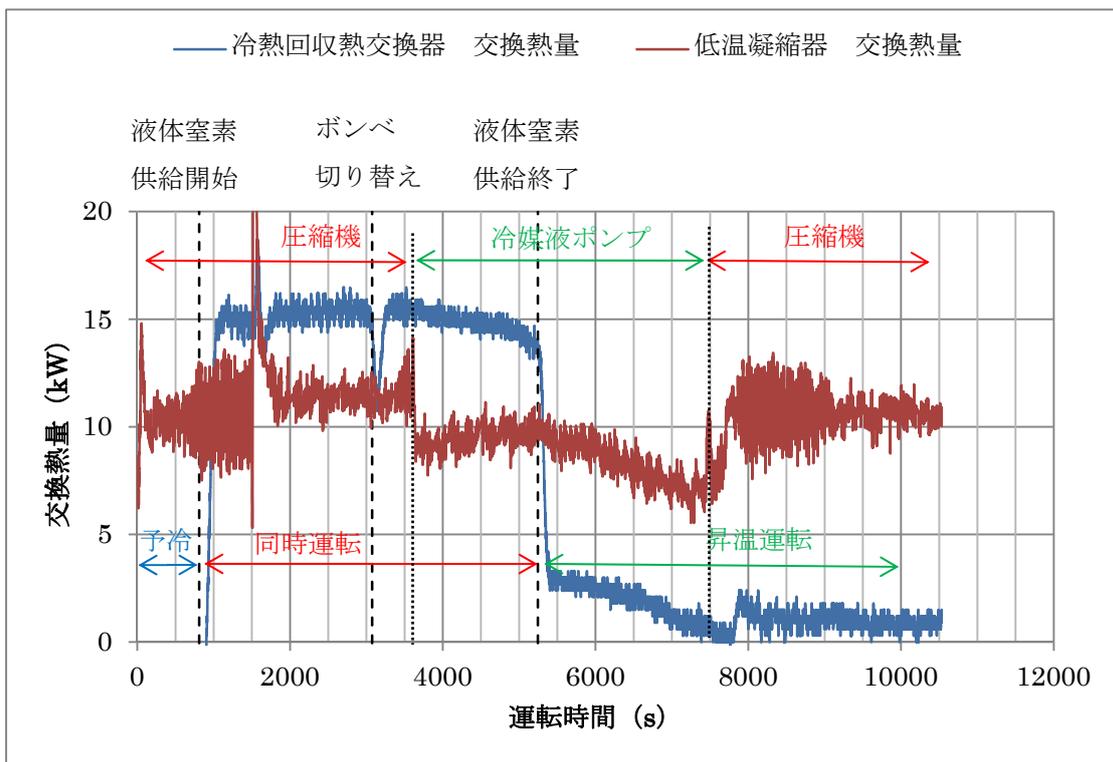


図 5.3.21 低温凝縮器側の運転状態

まず、試験用空調装置は、低温凝縮器の冷却水（ブライン）温度が三方弁により  $10^{\circ}\text{C}$  に制御された状態で圧縮機運転をおこない、その後、液体窒素供給後、徐々に、冷却水（ブライン）温度が低下し、 $-3^{\circ}\text{C}$  で冷媒液ポンプ運転に移行している。液体窒素供給終了後も、冷媒液ポンプ運転を継続し、冷却水温度が  $0^{\circ}\text{C}$  まで上昇した後、再び圧縮機運転に移行している。空調装置の運転切り替えおよび、制御については、5.3.3 を参照のこと。圧縮機運転中に、交換熱量が一時的に大きく増加しているのは、冷媒液ポンプ起動前に三方弁の制御が終了し、ブライン温度が急激に低下している影響だと考えられる。次に、ブライントank内の温度変化を図 5.3.22 に示す。

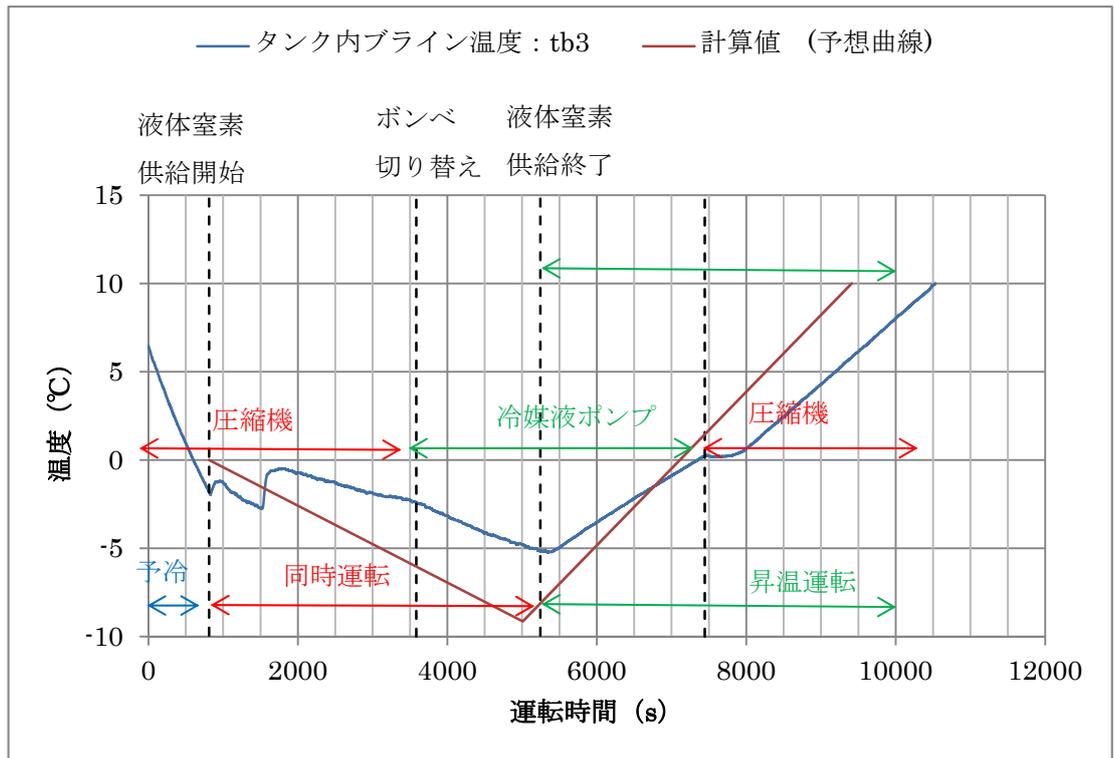


図 5.3.22 ブラインタンク内の温度変化

運転状態の変化により、冷熱回収熱交換器や低温凝縮器の交換熱量の増減があるため、運転状態の変更直後にはタンク内の温度の変化がみられる。特に、冷媒液ポンプ運転前の三方弁による温度制御終了に伴う、タンク内の温度上昇は、圧縮機から冷媒液ポンプへ運転切り替えまでの時間が長くなるため、注意が必要である。

計算値(予想曲線)との比較では、運転状態の変更に伴う温度上昇や、計画値との交換熱量のずれなどが影響するため、計算値よりもラインの冷却、昇温ともにやや時間がかかったが、ほぼ予測通りの結果となった。この結果より、冷熱回収熱交換器を使用し、空調装置全体として冷熱による切り替え運転が可能であることを確認した。また、冷熱回収熱交換器、低温凝縮器の熱容量と交換熱量、タンクの熱容量から、運転切り替えに必要な時間や昇温運転時間の見積もりが可能であることも確認できた。

### 5.3.5 要素技術を組み合わせた空調装置のまとめ

要素技術を組み合わせた空調装置として、得られる低温冷熱の温度によって圧縮機サイクルと冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルを切り替える試験用空調装置を試作して、運転状態の確認をおこなった。ブラインチラーを使用した試験結果より、起動時や切り替え時に一時的な冷却能力の低下や、効率の低下がみられたが、十分に許容できる範囲であり、各サイクルへの切り替え運転は問題なくおこなうことができた。また、動力の削減、エネルギー効率の向上も確認できた。さらに、冷熱回収熱交換器を使用した試験結果より、タンクを使用し、各機器へのブライン流量差を吸収することで、ブラインチラーと同様に、問題のない切り替え運転をおこなうことができた。各機器の交換熱量とタ

ンク容量から、ブラインの温度変化をある程度予測することができることを確認し、全体設計のための知見を得ることができた。

#### 5.4 冷熱の切り替え運転試験装置の試作

ハイブリッド空調装置として、LNG 燃料を使わない場合、或いは停泊中等における海水冷却の場合に凝縮器の冷却源を LNG 回収冷熱から海水に、或いは逆にスムーズに切り替えるための配管系統、制御方法を明確にし、切り替え運転試験装置の設計・試作を行った後、評価試験を行う。評価試験の結果をもとに、冷熱の切り替え装置の設計技術を確立する。

##### (1) 記号と添字

本節で記載している記号、および添字について以下に説明する。

記号一覧

COP	成績係数	—	qv	体積流量	m <sup>3</sup> /h
CR	圧縮比	—	SC	過冷却度	K
f	周波数	Hz	SH	過熱度	K
h	エンタルピー	kJ/kg	t	温度	°C
P	動力	kW	tk	凝縮温度	°C
p	圧力	MPa(abs)	to	蒸発温度	°C
pk	凝縮圧力	MPa(abs)	Φo	冷却能力	kW
po	蒸発圧力	MPa(abs)	Φk	凝縮熱量	kW
qmr	冷媒循環量	kg/s	tb	ブラインタンク内温度	°C

添字

c	冷水	s	吸込側
d	吐出側	w	冷却水
r	冷媒		

##### 5.4.1 冷熱の切り替え運転試験装置の設計

###### (1) 冷熱の切り替え運転試験装置の狙い

ハイブリッド空調装置は、船舶での LNG 燃料の運用状態により、回収される冷熱量が不足、もしくは冷熱が得られない場合には、従来の船舶の一般的な冷却源である海水冷却での運転に切り替えて、空調装置としての運転を維持することとしている。冷却源の切り替えをスムーズにおこない、LNG 燃料の運用状態によらず安定した運転が可能な空調装置を設計する。

## (2) 冷熱の切り替え運転試験装置に必要な機能

これまで検討をおこなってきた低温冷熱利用時の低圧縮比冷凍サイクル、冷媒液ポンプ循環冷凍サイクルの機能に加え、海水と低温冷熱の2つの異なった冷却源による運転を可能とするために、それぞれの冷却源用の凝縮器が必要となる。さらに、それらの凝縮器を、LNG燃料の運用状況、空調装置の運転状態に合わせて、スムーズに切り替えをおこない、安定した運転のできる配管系統、制御方法が必要となる。

### 5.4.2 冷熱の切り替え運転試験装置の試作

#### (1) 設計条件

試験用空調装置の試作機は、要素技術を組み合わせた空調装置で製作した試作機(チラーユニット)と共通としたため、設計条件は要素技術を組み合わせた空調装置と同様である。試験装置の設計条件は、5.3.2節の表5.3.2を参照のこと。

#### (2) 試験用空調装置の試作機

試験用空調装置の試作機は、要素技術を組み合わせた空調装置で製作した試作機(チラーユニット)と共通としたため、試作機の仕様と系統図は、5.3.2節の表5.3.3と図5.3.2を参照のこと。試験機は、電磁弁の切り替えにより、海水凝縮器と低温凝縮器の切り替え運転がおこなえるように設計をおこなった。

### 5.4.3 冷熱の切り替え運転試験装置の性能評価試験

#### (1) 試験設備

試験設備は要素技術を組み合わせた空調装置と同様である(5.3.3節を参照)。低温凝縮器の低温冷熱源として、ブラインチラーユニットで冷却したブライン水を使用し、海水凝縮器の冷却源として、クーリングタワーからの清水を使用する。

#### (2) 海水凝縮器と低温凝縮器の切り替え温度条件

海水温度(本試験では海水の代わりにクーリングタワーからの清水を使用)がブライン温度より低い場合は海水凝縮器を、ブライン温度が海水温度より低い場合は低温凝縮器を使用する。ただし、境界温度付近での切り替えが頻繁に発生する可能性があるため、温度差をつけ、ブライン温度が海水温度より1℃以上低くなった場合に切り替えることとした。

#### (3) 凝縮器の切り替え方法と冷媒の流れ

海水冷却運転時と凝縮器の切り替え(海水凝縮器→低温凝縮器)運転時の電磁弁の状態を表5.4.1に示す。表5.4.1の電磁弁SV9の働きについては、5.3.3節の(6)を参照のこと。海水冷却運転時の系統内の冷媒の流れを図5.4.1に、凝縮器の切り替え運転時の系統内の冷媒の流れを図5.4.2に示す。

表 5. 4. 1 海水冷却運転時と凝縮器の切り替え運転時の電磁弁の状態

電磁弁	設置個所	運転モード	
		海水冷却運転 (海水凝縮器を使用)	凝縮器の切り替え運転 (海水凝縮器→低温凝縮器)
SV1	圧縮機吸込	開	開
SV2	海水凝縮器入口	開	閉
SV3	均圧管	開	閉
SV4	海水凝縮器出口	開	開
SV5	液ポンプ吸込	閉	開
SV6	液ポンプ吐出	閉	閉
SV7	低温凝縮器入口	閉	閉
SV8	油戻り管	開	開
SV9	容量調整弁入口	開 or 閉	閉

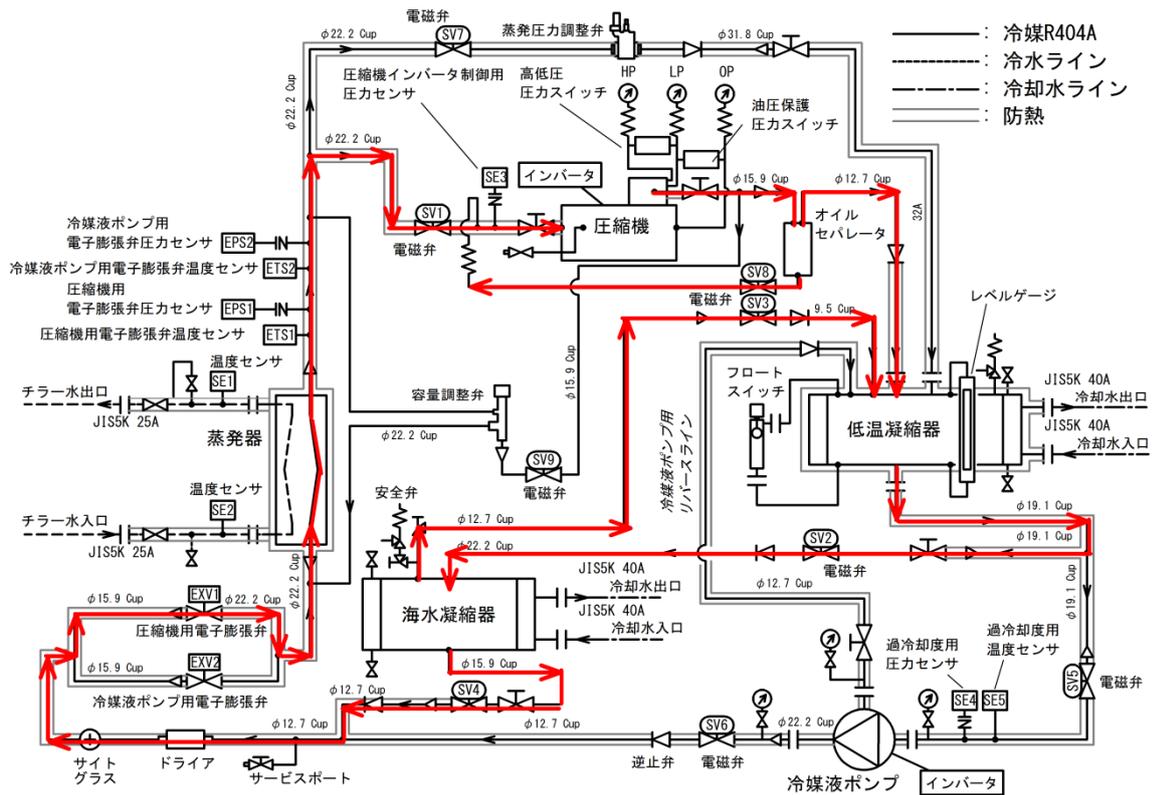


図 5. 4. 1 海水冷却運転の冷媒の流れ

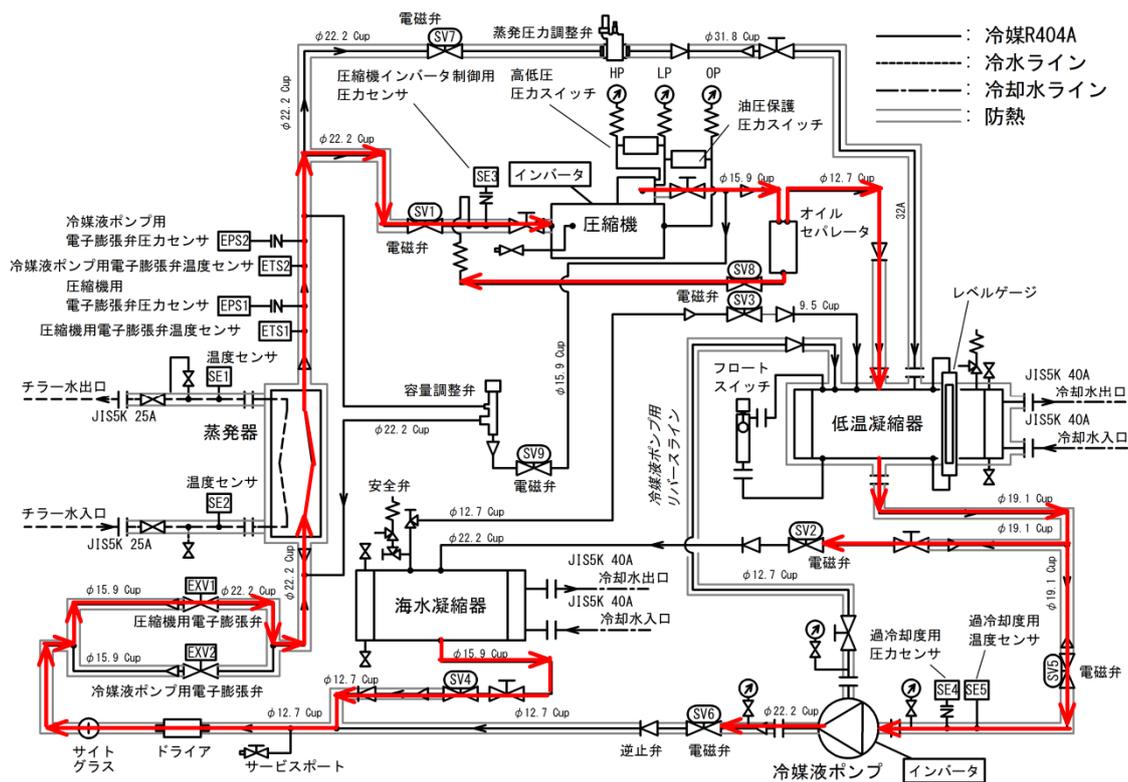


図 5.4.2 凝縮器切り替え運転時の冷媒の流れ

低温凝縮器は、圧縮機と海水凝縮器の間に直列に配置し、各凝縮器間を均圧管で接続した。直列に配置することで、一方への凝縮器へ冷媒の偏りを防ぐことができ、どのような状態からでも海水冷却運転が可能となり、さらに、海水凝縮器から低温凝縮器の切り替え、またその逆の移行もスムーズにおこなうことができる。

また、海水冷却運転中は、低温凝縮器の冷却水ラインのポンプを停止し、低温凝縮器の冷却水の供給を停止する方式とした。理由としては、運転状態によっては冷熱回収した冷水温度が海水温度よりも低い状態での海水冷却運転も想定されるため、海水冷却運転中に低温凝縮器内で冷媒が凝縮した場合は、海水凝縮器で冷媒がガス化し、冷却能力の低下の可能性があるためである。

凝縮器の切り替え運転は、各運転モード(低圧縮比冷凍サイクル、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル)へスムーズに移行できるように、配管系統内の冷媒を一度、低温凝縮器に回収することを目的としている。切り替え運転時は圧縮機を運転し、図 5.4.2 に示したような冷媒の流れで海水凝縮器内を含む配管系統内の冷媒を、徐々に、低温凝縮器側に回収していく。十分に冷媒が回収されると、圧縮機の吸込圧力が低下し、低圧圧力スイッチが作動し、圧縮機は自動停止する(正常停止)。圧縮機停止後は、図 5.3.5 で示したように低温凝縮器の冷却水の温度条件により各運転モードでの運転を開始する。凝縮器の切り替えにおけるフローチャートを図 5.4.3 に示す。

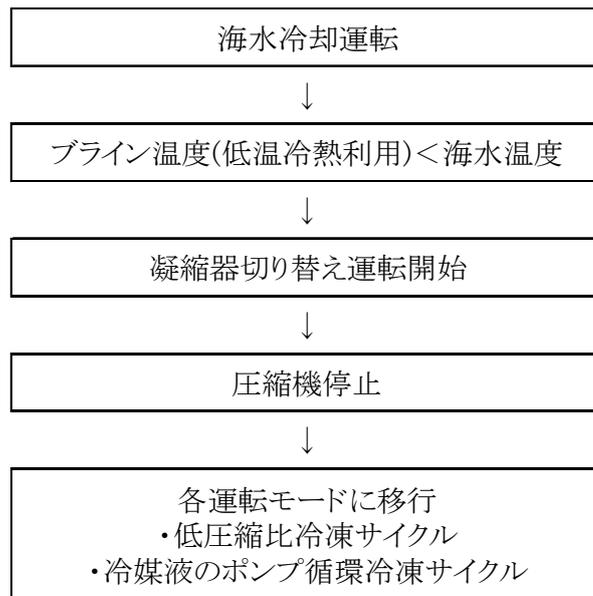


図 5.4.3 凝縮器の切り替えにおけるフローチャート

#### (4) 起動と停止

ハイブリッド空調装置では海水と低温の冷熱の切り替え運転をおこなうが、起動時や停止時の冷熱の状態はLNG燃料の運用や船舶の状態によって様々である。どのような状態であっても安定した運転が可能となるように、起動と停止は必ず自動的に海水冷却運転に切り替えておこなうこととした。つまり、海水冷却運転で起動後、低温冷熱の状態によって、凝縮器の切り替え運転をおこない、その後、各運転モードに移行する。停止時はどのような運転状態であっても海水冷却運転へ移行し、海水凝縮器でポンプダウン（系統内の冷媒を凝縮器に回収する作業）停止する。停止時の電磁弁の状態を表 5.4.2 に示し、系統内の冷媒の流れを図 5.4.4 に示す。また、空調装置には、自動で運転の切り替えをおこなうハイブリッドモードと、海水冷却運転のみをおこなう海水冷却運転モードの2つの運転モードを装備した。

表 5.4.2 停止時の電磁弁の状態

電磁弁	設置個所	運転モード
		停止
SV1	圧縮機吸込	開
SV2	海水凝縮器入口	開
SV3	均圧管	開
SV4	海水凝縮器出口	閉
SV5	冷媒液ポンプ吸込	閉
SV6	冷媒液ポンプ吐出	閉
SV7	低温凝縮器入口	閉
SV8	油戻り管	開
SV9	容量調整弁入口	閉

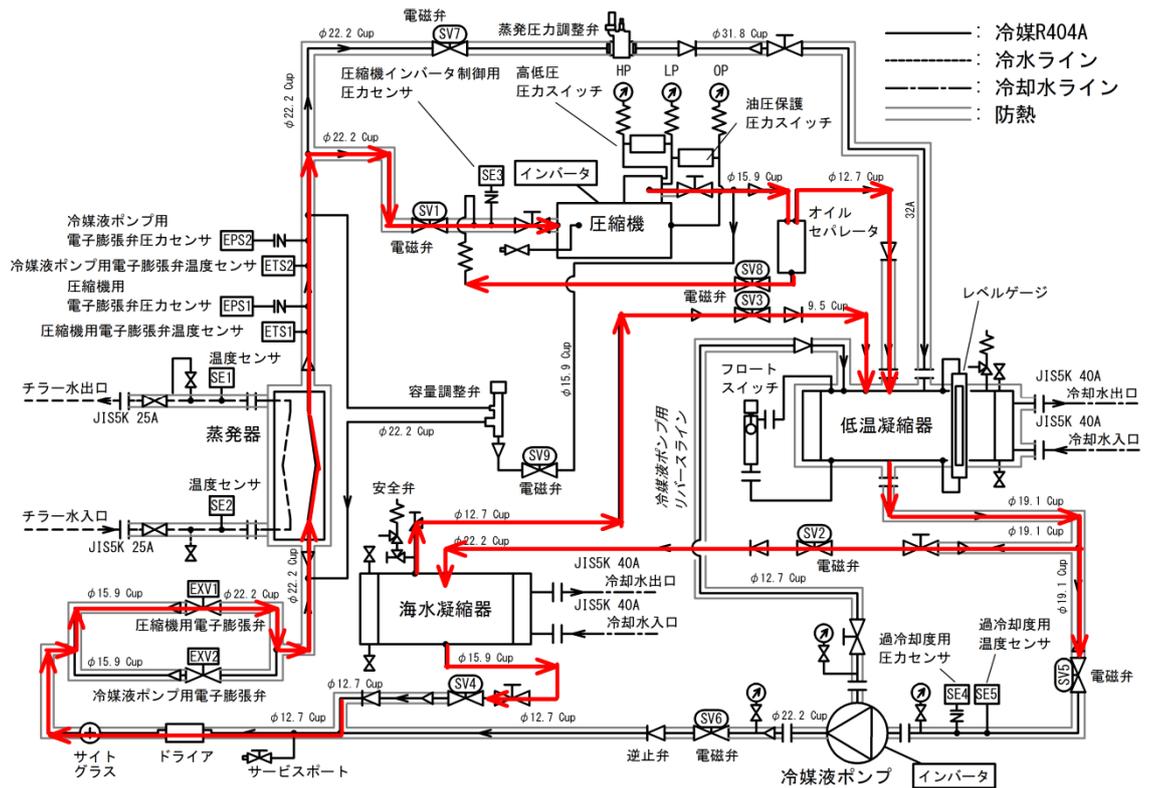


図 5. 4. 4 停止(ポンプダウン)時の冷媒の流れ

(5) 試験結果と評価

海水冷却運転中に低温凝縮器の冷却水(ブライン)温度を下げて、海水冷却運転から凝縮器の切り替え運転時の運転状態の確認をおこなった。各冷却水温度の変化における運転状態を図 5. 4. 5 に示す。

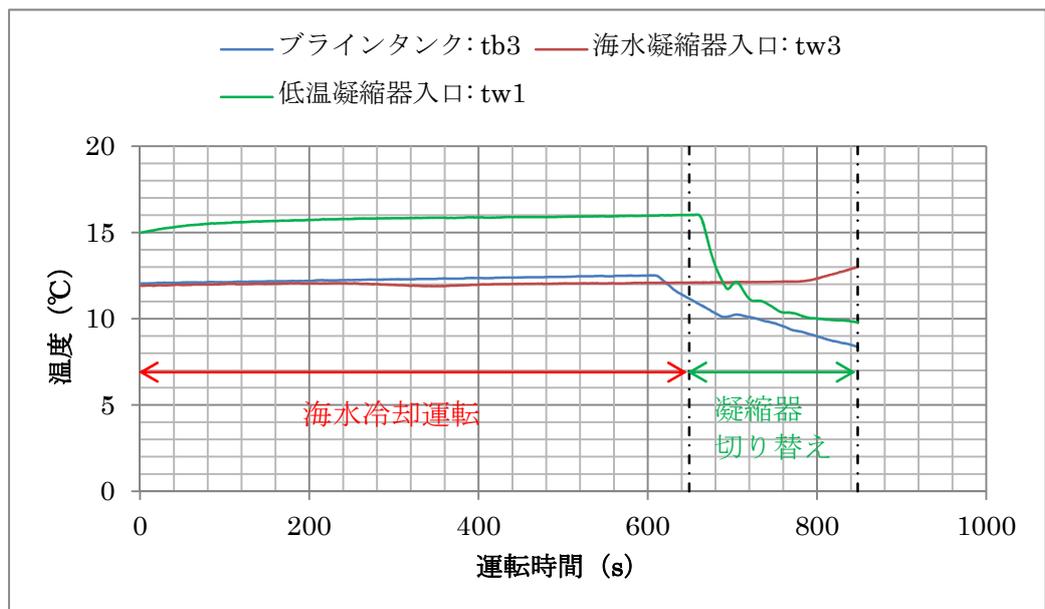


図 5. 4. 5 冷却水温度の変化における運転状態

海水凝縮器の冷却水入口温度  $tw_3$  よりブライントank内温度  $tb_3$  が  $1^\circ\text{C}$  以上低くなったときに運転が切り替わり、タンク内のブライン水が低温凝縮器へ供給を始めたことが確認できる。海水運転中に低温凝縮器入口の冷却水温度がタンクよりも高いのは、高温の圧縮機の吐出ガスが低温凝縮器を通過するためである。このときの空調装置の冷却能力を図 5. 4. 6 に示す。

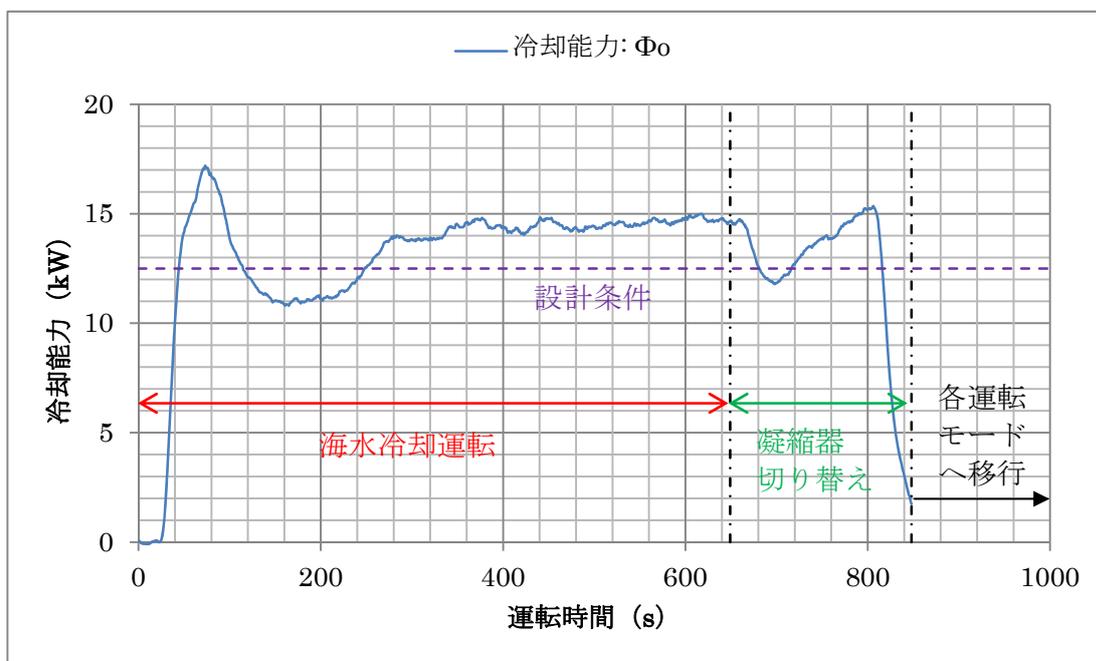


図 5. 4. 6 冷却能力と運転状態の関係

凝縮器の切り替え運転時も一定の冷却能力を維持できていることが確認できる。切り替え運転終了時に冷却能力が低下するのは圧縮機が各運転モードに移行する前に一度停止するためである。停止後の低温冷熱による各種運転モードにおける運転状態は、要素技術を組み合わせた空調装置の 5. 3 節を参照のこと。

次に低圧縮比運転中に低温凝縮器の冷却水(ブライン)の温度を上げて、低温凝縮器による運転から海水凝縮器による運転への切り替え時の確認をおこなった。各冷却水温度の変化における運転状態を図 5. 4. 7 に示す。

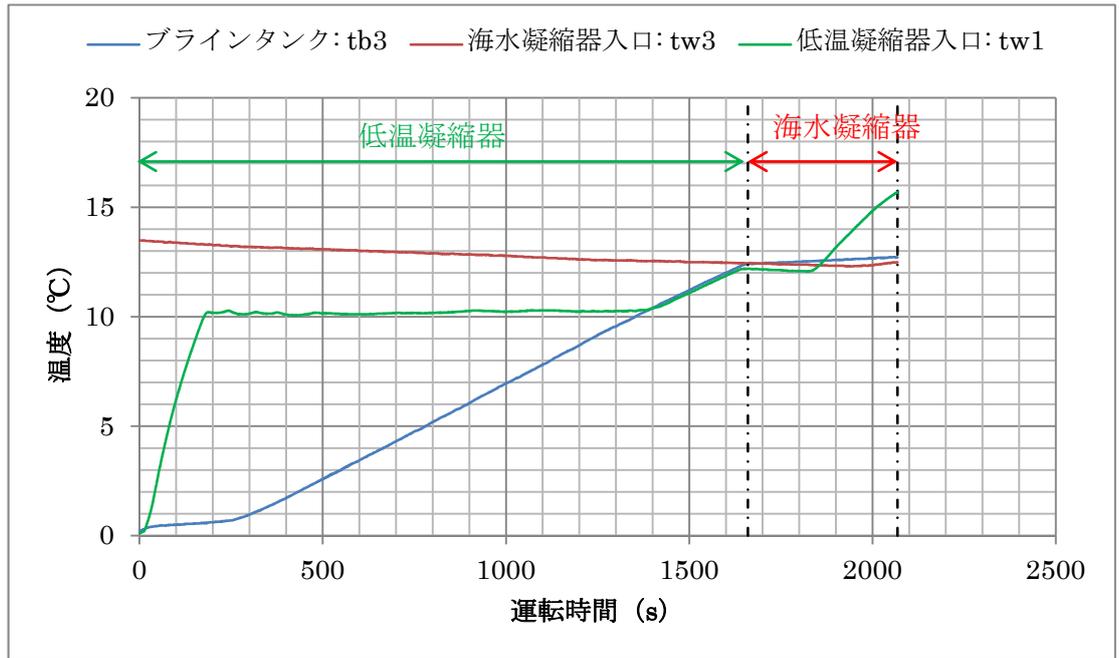


図 5. 4. 7 冷却水温度の変化における運転状態

ブラインタンク内の温度  $tb3$  が上昇し、海水凝縮器入口温度  $tw3$  より高くなると海水冷却運転への移行が確認できる。低圧縮比冷凍サイクルにおいてタンク内の温度が  $0^{\circ}\text{C}$  から  $10^{\circ}\text{C}$  の間、低温凝縮器入口温度  $tw1$  が  $10^{\circ}\text{C}$  となっているのは三方弁による温度制御をおこなっているためである (5.3.3 節の図 5.3.6 を参照)。海水冷却運転中に低温凝縮器入口の冷却水 (ブライン) 温度が徐々に増加しているのは、圧縮機の吐出ガスによって昇温されるためである。このときの空調装置の冷却能力を図 5.4.8 に示す。

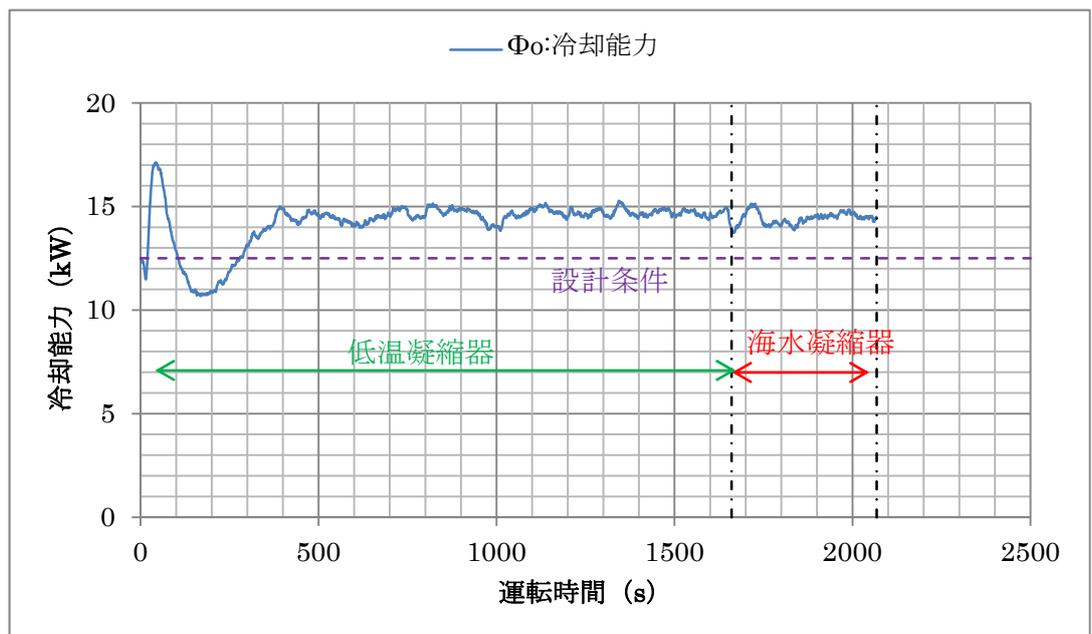


図 5. 4. 8 冷却能力と運転状態の関係

低圧縮比冷凍サイクルから海水冷却運転への切り替えは、お互いの冷却水温度がほとんど同じとなるため、圧縮機の運転状態の変化が少なく安定していることが確認できる。

#### 5.4.4 冷熱の切り替え運転試験装置のまとめ

海水を冷却源とする海水凝縮器と低温冷熱を冷却源とする低温凝縮器を切り替えて利用する試験用空調装置を試作して、運転状態の確認をおこなった。試験運転の結果、それぞれの凝縮器へ問題無く切り替えができており、切り替え時も一定の冷却能力を維持していた。運転の起動と停止を海水冷却運転でおこなうことにより、低温冷熱の状態によらない安定した運転が可能となった。結果的に、低温冷熱を利用した各サイクル(低圧縮比冷凍サイクル、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル)への移行をスムーズにおこなうことができ、従来型と比べて空調装置としてのエネルギー効率の向上が可能となる。

#### 5.5 ブラインによる冷熱回収・蓄冷試験用装置の試作

LNGの余剰冷熱をブラインにより回収・蓄冷し、再利用するシステムを構築するため、ブラインの冷却方式、伝熱特性、必要温度と流量制御、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルおよび断熱タンク等について明確にし、冷熱回収・蓄冷試験用装置を設計・試作した後、性能試験を行い、実用時の装置構成や、蓄冷タンク容量、ブライン流量の設計ができる技術を確立する。

##### (1) 記号と添字

本節で記載している記号および添字について以下に説明する。

記号一覧

$V$	蓄冷槽の体積	$m^3$	$c_p$	比熱	$J/kg \cdot K$
$L$	蓄冷槽の高さ	$m$	$A$	表面積	$m^2$
$D$	直径	$m$	$K$	熱通過率	$W/m^2 \cdot K$
$\theta$	温度	$^{\circ}C$	$C$	熱容量	$J/K$
$z$	高さ方向の位置	$m$	$E$	蓄冷量	$J$
$t$	時間	$s$	$Ar$	アルキメデス数	—
$\kappa$	温度拡散率	$m^2/s$	$\theta^*$	無次元温度	—
$u$	速度	$m/s$	$z^*$	無次元高さ	—
$Q$	体積流量	$m^3/s$	$t^*$	無次元時間	—
$g$	重力加速度	$m/s^2$	$R$	無次元完全混合域	—
$\rho$	密度	$kg/m^3$		深さ	—

0	初期状態	loss	損失
in	入口	nom	名目
a	周囲環境	ave	利用可能
lim	限界		

### 5.5.1 蓄冷システムの設計

#### (1) 蓄冷システムの狙い

冷熱回収熱交換器の冷熱源は燃料として消費される LNG であり、回収可能な冷熱量は船舶の運行状態に左右される。停泊しているときはほとんど冷熱を得ることができないが、航行しているときは空調装置が必要とする量を上回る冷熱が得られることも考えられる。しかし、本事業における冷熱回収システムだけでは、空調装置で必要とされる冷熱量に相当する LNG のみを冷熱回収器に供給し、その他は本来の気化器あるいはガスヒータにバイパスさせる必要があるため、このような余剰の低温エネルギーは捨てることになる。この余剰冷熱をブラインの冷却に利用して蓄冷し、冷熱が不足する停泊時に取り出すことができれば、空調システム全体のエネルギー効率をより改善することができる。

#### (2) 蓄冷システムの評価基準

蓄冷システムは陸上の建築物において多数の前例があり、その設計手法は広く知られている（参考文献 11）。陸上の建築物で採用されている媒体は水であるが、本事業で採用しているブラインの場合においても同じ手法が適用できると考えられる。本項では、蓄冷システムの一般的な評価基準である容積効率について簡単に説明する。

蓄冷システムのモデルを図 5.5.1、蓄冷槽の温度変化を図 5.5.2 に示す。

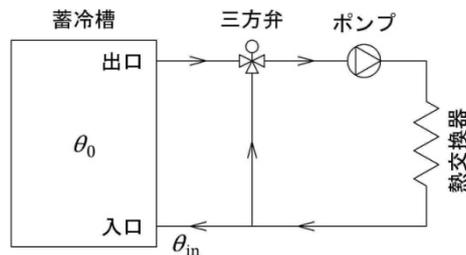


図 5.5.1 蓄冷システムのモデル

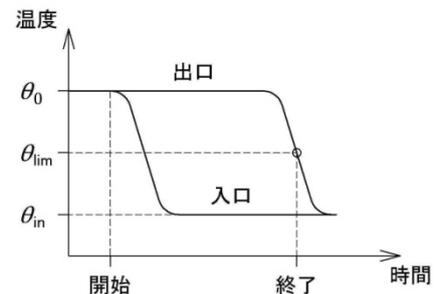


図 5.5.2 蓄冷槽の温度変化

蓄冷槽はブラインで満たされており、蓄冷を開始する直前は温度  $\theta_0$  で一様である。蓄冷を開始すると、ブラインが蓄冷槽上部の出口から熱交換器に供給され、 $\theta_{in}$  まで冷却されたブラインが蓄冷槽下部の入口から流入する。蓄冷槽の入口から流入した温度  $\theta_{in}$  のブラインは、蓄冷槽内に初めから存在していた温度  $\theta_0$  のブラインよりも密度が

大きいため、適切な設計を行えば、ほとんど拡散することなく蓄冷槽の下部に層を成して蓄えられる。そのため、このような蓄冷方式は温度成層型と呼ばれている。

熱交換器に供給するブラインの温度が低下すると、冷却能力の低下やブラインの凍結が生じるため、蓄冷槽の出口温度が予め設定した温度  $\theta_{lim}$  になった時点で蓄冷は終了する。 $\theta_{lim}$  は、送水限界温度と呼ばれている。

蓄冷槽の温度分布を、横軸を温度、縦軸を高さとしてプロットすると、図 5.5.3 のようになる。赤色の線が蓄冷開始時、青色の線が蓄冷終了時の温度分布を表しており、この2つの線に挟まれた部分(斜線部)の面積が、蓄冷槽に蓄えられた冷熱量に相当する。

バッファタンク等と同じように完全混合を仮定した場合、タンクの温度は一様となるため、 $\theta_{lim}$  よりも低い温度のブラインを貯めることはできない。しかし、温度成層させた場合は  $\theta_{lim}$  よりも低い温度のブラインを貯めることが可能となり、容積あたりの蓄冷量を増やすことができる。

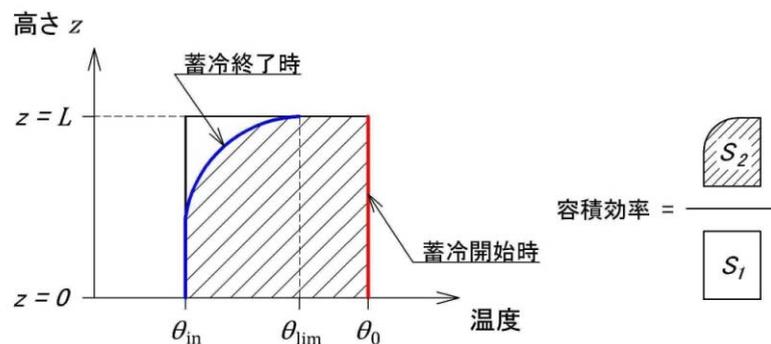


図 5.5.3 蓄冷槽の温度分布と容積効率

蓄冷槽内のすべてのブラインが温度  $\theta_{in}$  まで冷却されたと仮定した名目的な蓄冷量  $E_{nom}$  は同図の  $S_1$ 、実際の蓄冷量  $E$  は同  $S_2$  に相当し、この面積比  $S_2/S_1$  は容積効率  $\eta_v$  と呼ばれている。 $\eta_v$  を数式で表すと式(5.5.4)となり、この値が蓄冷システムを評価する指標となる。

$$E_{nom} = C(\theta_0 - \theta_{in}) \quad (5.5.1)$$

$$C = \rho c_p V \quad (5.5.2)$$

$$E = \eta_v E_{nom} \quad (5.5.3)$$

$$\eta_v = \int_0^L (\theta_0 - \theta) dz / (\theta_0 - \theta_{in}) L \quad (5.5.4)$$

(3) 蓄冷システムのシミュレーション

容積効率  $\eta_v$  の導出に必要な蓄冷槽の温度分布を予測するため、 $R$  値モデルによるシミュレーションを行った。 $R$  値モデルの概要を図 5.5.4 に示す。

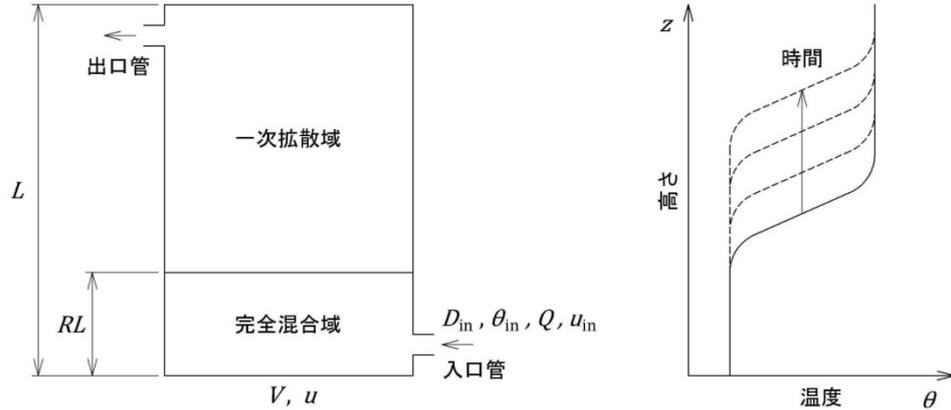


図 5.5.4 R 値モデル

蓄冷槽の体積は  $V$ 、高さは  $L$  であり、初期状態では温度  $\theta_0$  のブラインで満たされている。この蓄冷槽に、直径  $D_{in}$  の入口管から温度  $\theta_{in}$  のブラインを流量  $Q$  で供給した場合のステップ応答を考える。

完全混合域 ( $0 \leq z \leq RL$ ) では、入口管から流入したブラインと蓄冷槽内のブラインが瞬時に混合し、一様な温度を形成する。一次拡散域 ( $RL < z \leq L$ ) では、熱伝導および流体の移動によって熱が拡散する。完全混合域および一次拡散域のエネルギー保存式は、それぞれ式(5.5.5)および式(5.5.6)で表される。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{Q}{VR} (\theta_{in} - \theta) \quad (0 \leq z \leq RL) \quad (5.5.5)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \kappa \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} - u \frac{\partial \theta}{\partial z} \quad (RL < z \leq L) \quad (5.5.6)$$

$R$  は無次元完全混合域深さであり、式(5.5.7)で推定できることが報告されている(参考文献 12)。

$$R = R_0 + 0.4t^* \quad (5.5.7)$$

$$R_0 = \frac{0.7D_{in}Ar_{in}^{-0.5}}{L} \quad (5.5.8)$$

$t^*$  は無次元時間であり、換水回数を表す。 $Ar_{in}$  は入口におけるアルキメデス数であり、密度差による浮力と流体の持つ運動量の比を表す無次元数である。入口アルキメデス数は蓄冷システムの特徴を決定する重要なパラメータであり、大きいほど温度成層しやすくなる。

$$t^* = \frac{Q}{V} t \quad (5.5.9)$$

$$Ar_{in} = \frac{D_{in}g}{u_{in}^2} \left( \frac{\rho_{in} - \rho_0}{\rho_0} \right) \quad (5.5.10)$$

蓄冷槽の初期状態より、式(5.5.5)および式(5.5.6)の初期条件は、式(5.5.11)で与えられる。式(5.5.5)は  $z$  に関する微分を含まないため、この初期条件のみで解くことができる。

$$\theta = \theta_0 \quad (t = 0) \quad (5.5.11)$$

式(5.5.6)の  $z = RL$  の境界条件は、式(5.5.5)の解で与えられる。 $z = L$  の境界条件は、蓄冷槽が完全に断熱されていると仮定すると、式(5.5.12)で与えられる。

$$\frac{\partial \theta}{\partial z} = 0 \quad (z = L) \quad (5.5.12)$$

このシミュレーションによって得られた温度分布を式(5.5.4)に適用すると、容積効率を求めることができる。

#### (4) 侵入熱の解析

計算を簡単にするため、蓄冷槽の温度は一様であると仮定する。蓄冷槽の初期温度を  $\theta_0$ 、熱容量を  $C$ 、表面積を  $A$ 、熱通過率を  $K$ 、気温を  $\theta_a$  とすると、エネルギー保存式は式(5.5.13)で表される。

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{AK}{C} (\theta_a - \theta) \quad (5.5.13)$$

式(5.5.13)を解くと式(5.5.14)が得られ、侵入熱による損失  $E_{\text{loss}}$  は式(5.5.15)で表される。

$$\theta = \theta_0 + (\theta_a - \theta_0) \left[ 1 - \exp\left(-\frac{AK}{C}t\right) \right] \quad (5.5.14)$$

$$E_{\text{loss}} = C(\theta_a - \theta_0) \left[ 1 - \exp\left(-\frac{AK}{C}t\right) \right] \quad (5.5.15)$$

(5) 利用可能な冷熱量

実際に利用可能な冷熱量  $E_{\text{ave}}$  は、式(5.5.16)で表される。同式より、容積効率  $\eta_v$  および侵入熱による損失  $E_{\text{loss}}$  の値を予測することができれば、利用可能な冷熱量  $E_{\text{ave}}$  に対して必要とされる名目的な蓄冷量  $E_{\text{nom}}$  が求まり、蓄冷システムの設計が可能となる。

$$E_{\text{ave}} = \eta_v E_{\text{nom}} - E_{\text{loss}} \quad (5.5.16)$$

### 5.5.2 蓄冷システムの試作

(1) 相似則を利用した無次元化

蓄冷槽のように装置が大規模である場合、実物と同じ規模の装置で試験を実施することは困難であるため、ほとんどの場合、小規模な模型で試験を行うことになる。その場合、事象を左右する無次元数の抽出が重要となる。

蓄冷槽における無次元数は、式(5.5.9)で表される無次元時間  $t^*$ 、式(5.5.10)で表される入口アルキメデス数  $Ar_{\text{in}}$ 、式(5.5.17)で定義される無次元温度  $\theta^*$ 、および式(5.5.18)で定義される無次元高さ  $z^*$  の 4 つであり、このように無次元化することによって、規模や運転条件が異なるもの同士を比較することができる。

$$\theta^* = \frac{\theta - \theta_0}{\theta_{\text{in}} - \theta_0} \quad (5.5.17)$$

$$z^* = \frac{z}{D_{\text{in}}} \quad (5.5.18)$$

(2) 設計条件

試作した蓄冷システムの設計条件と主な仕様を表 5.5.1 に示す。入口温度はブラインの使用限界である  $-10^\circ\text{C}$ 、送水限界温度は冷熱回収熱交換器の入口温度の設計値であ

る  $-5^{\circ}\text{C}$  とした。送水限界温度  $\theta_{\text{lim}}$  を無次元化すると  $0.83$  であり、無次元化した出口温度が  $0.83$  になったときの温度分布で容積効率を評価する。前項で述べたように、無次元化すれば異なる条件でも同列に比較できるため、必ずしも実用時の条件あるいは設計条件で試験を実施する必要はない。

表 5.5.1 蓄冷システムの設計条件と主な仕様

	項目	記号	単位	値
温度条件	初期温度	$\theta_0$	$^{\circ}\text{C}$	20
	入口温度	$\theta_{\text{in}}$	$^{\circ}\text{C}$	-10
	送水限界温度	$\theta_{\text{lim}}$	$^{\circ}\text{C}$	-5
蓄冷槽	体積 ※1	$V$	$\text{m}^3$	0.37
	熱容量	$C$	$\text{MJ/K}$	1.39
	高さ ※1	$L$	$\text{mm}$	1595
	入口管内径	$D_{\text{in}}$	$\text{mm}$	53.5
	表面積	$A$	$\text{m}^2$	3.7
	乾燥質量	-	$\text{kg}$	150
防熱	防熱材	-	-	エアロフレックス
	防熱厚さ	-	$\text{mm}$	20
	熱伝導率	-	$\text{W/m}\cdot\text{K}$	0.035
	表面の熱伝達率	-	$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	8
	熱通過率 ※2	$K$	$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	1.44
ブライン	種類	-	-	ナイブライン Z1 46w%
	流量	$Q$	$\text{m}^3/\text{h}$	0.5
	密度 (初期温度)	$\rho_0$	$\text{kg/m}^3$	1049
	密度 (入口温度)	$\rho_{\text{in}}$	$\text{kg/m}^3$	1063
	温度拡散率	$\kappa$	$\text{mm}^2\cdot\text{s}$	0.122
	入口アルキメデス数	$Ar_{\text{in}}$	-	1.83

※1 ブラインが存在する蓄冷有効部のみ考慮

※2 蓄冷槽の熱伝導率およびブライン側の熱伝達率の影響は小さいため無視する

試作した蓄冷槽の外形図を図 5.5.5、外観を図 5.5.6 に示す。胴体には温度センサを取り付けるためのねじ穴を 11 箇所設け、蓄冷槽の温度分布を測定できるようにした。また、液面を確認するための液面計も取り付けた。

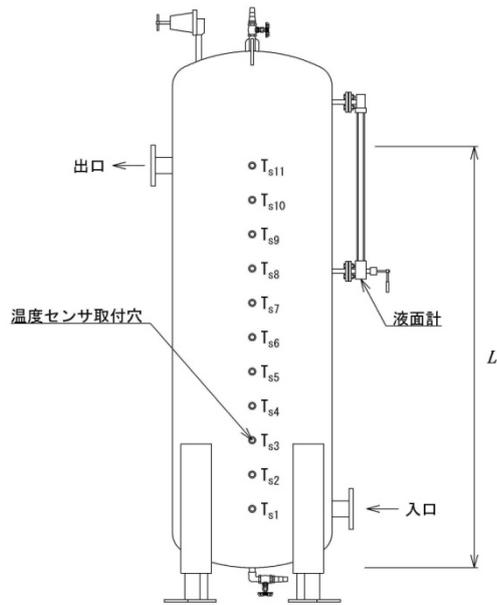


図 5.5.5 蓄冷槽の外形図



図 5.5.6 蓄冷槽の外観

### 5.5.3 蓄冷システムの性能評価試験

#### (1) 試験装置

試験装置の系統図を図 5.5.7 に、外観を図 5.5.8 に示す。冷熱回収の試験は前節で実施済みであるため、本節では蓄冷システムの性能評価を行った。

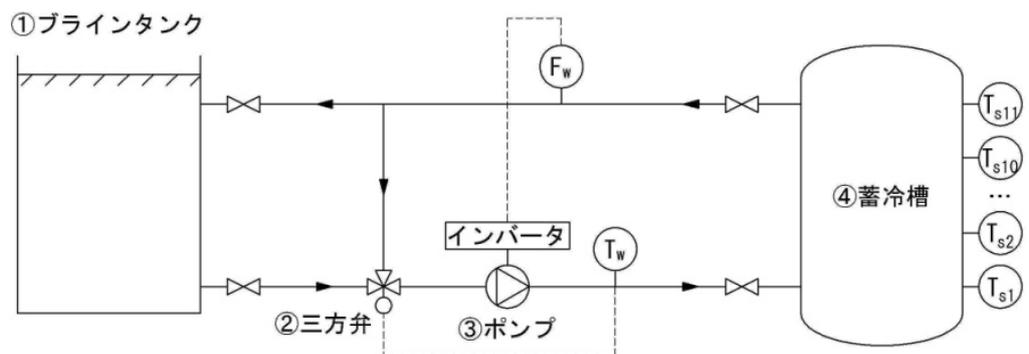


図 5.5.7 試験装置の系統図

表 5.5.2 試験装置の構成

番号	名称	機能
①	ブライントank	蓄冷槽に供給するブラインを貯めておく
②	三方弁	蓄冷槽に供給するブラインの温度を一定に保つ
③	ポンプ	蓄冷槽にブラインを供給する インバータ制御によって流量は一定に保たれる
④	蓄冷槽	供試品

①ブライントankに指定した温度のブラインを貯めておき、④蓄冷槽に供給する。蓄冷槽に供給するブラインの温度は②三方弁で、流量は③ポンプの回転数をインバータ制御することによって一定に保たれる。



図 5.5.8 試験装置の外観

試験に使用した計測器を表 5.5.3 に示す。 $T_{s1}$  は蓄冷槽下部の入口管と同じ高さ、 $T_{s11}$  は上部の出口管と同じ高さにセンサを設置しており、 $T_{s2} \sim T_{s10}$  はその間に等間隔で配置した (図 5.5.5 参照)。

表 5.5.3 計測器一覧

記号	測定項目	センサの種類	メーカ	型式
$T_w$	ブライン入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
$T_{s1} \sim T_{s11}$	ブライン温度分布	Pt100	東邦電子	KS3
$F_w$	ブライン流量	電磁流量計	アズビル	MGG11D

(2) 容積効率の試験結果

試験の運転条件と試験結果を表 5.5.4、入口アルキメデス数と容積効率の関係を図 5.5.9 に示す。設計条件の項で述べたように、容積効率は無次元化した出口温度 ( $T_{s11}$ ) の値が 0.83 になった時点の温度分布 ( $T_{s1} \sim T_{s11}$ ) を用いて算出している。ブライン温度の違いによる密度差や流量といった因子はすべて入口アルキメデス数に反映されるため、入口アルキメデス数が容積効率を決定する支配的なパラメータとなる。

表 5.5.4 運転条件と試験結果

番号	初期温度 [°C]	入口温度 [°C]	流量 [m <sup>3</sup> /h]	入口アルキメデス数 [-]	容積効率 [-]
1	30.5	0.1	0.50	$1.94 \times 10^0$	0.96
2	25.3	20.0	0.50	$3.51 \times 10^{-1}$	0.99
3	25.3	9.1	1.00	$2.61 \times 10^{-1}$	0.97
4	25.3	20.1	1.00	$8.60 \times 10^{-2}$	0.97
5	25.2	20.0	1.50	$3.82 \times 10^{-2}$	0.93
6	15.1	10.1	3.00	$8.23 \times 10^{-3}$	0.91

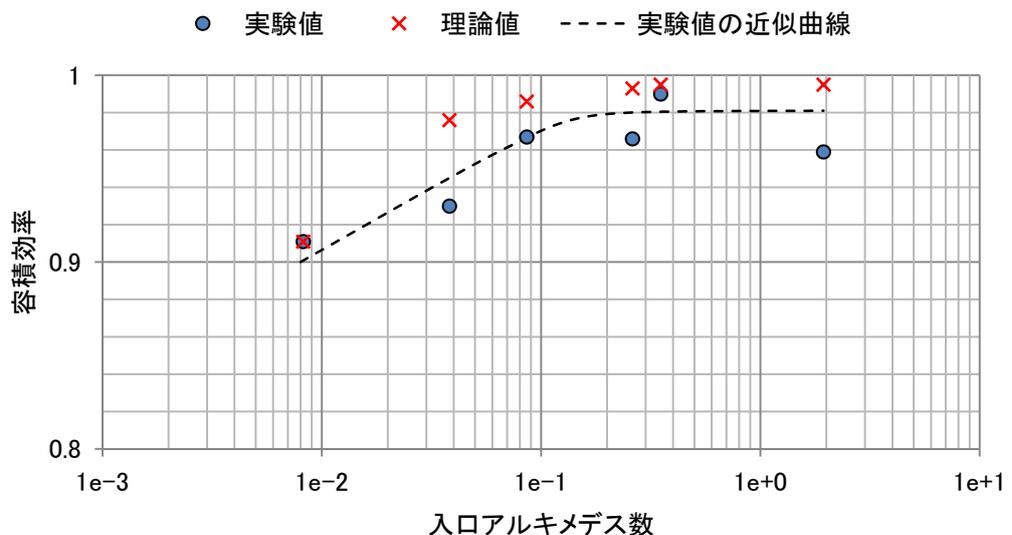


図 5.5.9 入口アルキメデス数と容積効率

図 5.5.9 より、容積効率は入口アルキメデス数が大きいほど良くなり、理論通りの傾向が見られた。容積効率の理論値と実験値との差は絶対値で 0.05 以下、割合で 5% 以下であり、シミュレーションによる容積効率の推定が有効であることが確認できた。

### (3) 侵入熱の試験結果

侵入熱による冷熱の損失量を確認するため、蓄冷槽に 0°C のブラインを投入した後約 3 日間放置し、蓄冷槽の温度変化を測定した。結果を図 5.5.10 に示す。この期間の平均気温は、22.5°C であった。

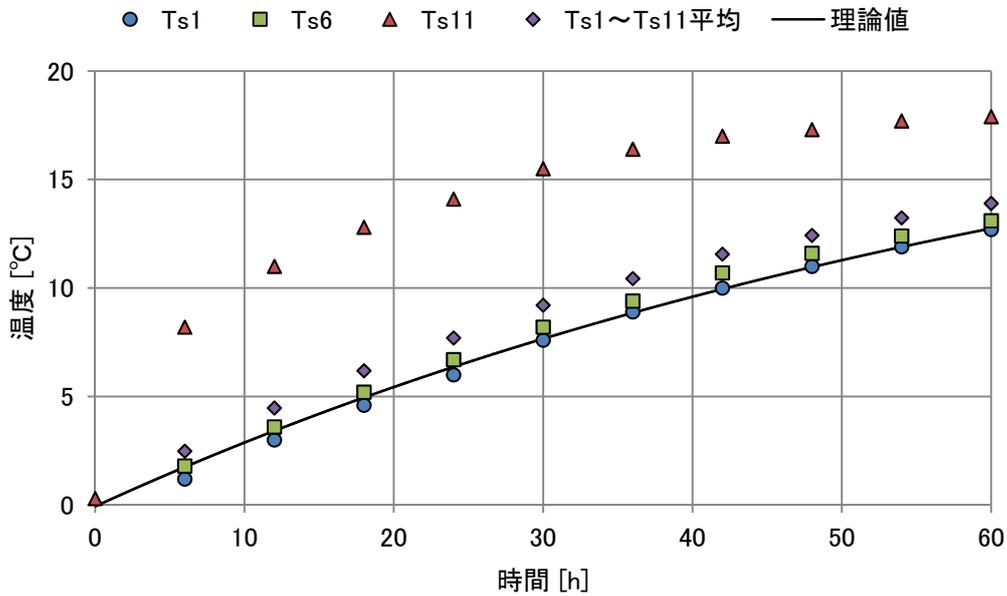


図 5.5.10 侵入熱による温度上昇

$T_{s11}$  は理論値から外れているが、その他の測定点については理論値とほぼ一致した。 $T_{s11}$  が理論値よりも高いのは、侵入熱によって暖められた壁面付近のブラインが浮力によって上昇し、上部に溜まったためと考えられる。全測定点の平均値は理論値とほぼ一致していることから、侵入熱についても理論解析によって予測できることが確認できた。

#### 5.5.4 ブラインによる冷熱回収・蓄冷試験用装置のまとめ

ブラインによる蓄冷試験用装置として蓄冷槽を試作し、蓄冷システムの評価基準となる容積効率および侵入熱を評価した。試験の結果、容積効率および侵入熱はほぼ理論解析どおりとなり、本手法を用いて実用時の蓄冷システムを設計できることが確認できた。

## 5.6 新規空調装置およびシステム全体の設計指針のまとめ

2年間の本事業における実施結果をベースとして、実船に適用可能な新規空調装置およびシステム構成の設計指針の整理・取りまとめを行うと共に、モデルケースにて冷熱回収熱交換器、新規要素技術を取り入れた空調装置、冷熱の蓄冷と再利用システムの設計を行う。このときの全体のエネルギー効率の向上について試算する。

### 5.6.1 冷熱回収システムの設計指針

回収可能な冷熱量は主機に供給される LNG 流量で決まる。一方、空調装置の負荷は航路、季節、時刻により変動するため、LNG の流量と空調装置の負荷は完全に独立した要素といえる。したがって、本事業で開発する冷熱回収システムおよび冷熱回収熱交換器の設計において、この独立した2つの要素の関係を十分に考慮して設計を行う必要がある。ここでは、冷熱回収熱交換器の容量の決定と設計における考え方を指針として示す。

冷熱回収システムの系統図の例を図 5.6.1 に示す。

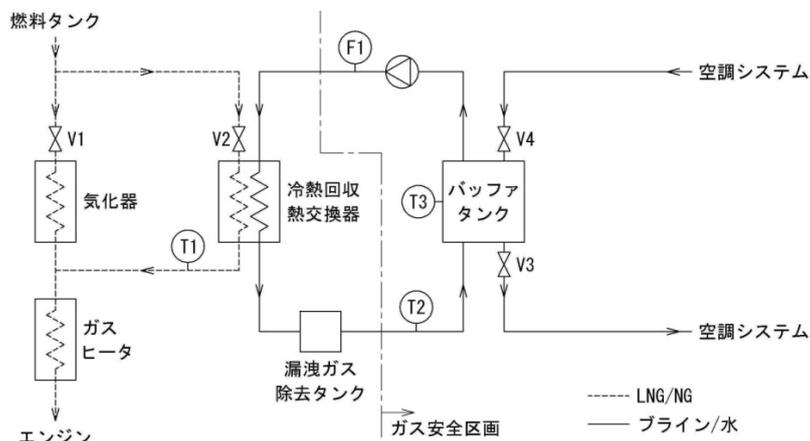


図 5.6.1 冷熱回収システムの系統図例

#### (1) LNG の流量と圧力

冷熱回収熱交換器により回収可能な最大冷熱量と熱交換器の設計圧力を決めるため、LNG の最大流量と供給圧力を確認する。本事業で開発した冷熱回収熱交換器の設計圧力は 1 MPa であり、4 ストローク原動機向けの低圧燃料供給システムに対応するものである。

#### (2) 燃料供給システムとの接続

実際に冷熱回収熱交換器において回収する冷熱量は、回収冷熱の消費側である空調装置での冷熱消費量および蓄冷システムの容量によって決まる。冷熱の回収量が蓄冷分を含む消費量を超える場合は、冷熱回収媒体の循環温度は下がり続ける。冷熱回収媒体の凍結防止のため、冷熱回収熱交換器への LNG 供給量を調整しなければならない。

同時に、主機への燃料の安定供給は絶対であるため、冷熱回収熱交換器は燃料供給シ

システムの気化器と並列に接続する。冷熱回収熱交換器と燃料供給システムの気化器へのLNG流量の分配、および燃料供給システムの気化器、昇温器への高温蒸気供給量は、燃料供給システムの昇温器出口温度を保持するように制御されなければならない。

### (3) 冷熱回収媒体

冷熱回収媒体は、空調システムが要求する温度によってブラインと水を使い分ける。次節に記述する冷熱回収熱交換器の交換熱量の設定において、冷熱回収媒体の違いにより、熱容量などの条件が変わる。

### (4) 冷熱回収熱交換器の交換熱量の選定

冷熱回収熱交換器の交換熱量を決めるために必要な条件と設計の概略フローを示す。空調装置の運転モード切替えのために、冷熱回収媒体の循環経路の系全体の温度を低下させる必要がある。この系全体の熱容量と系への侵入熱量を空調装置での冷熱消費量に追加する。

また、余剰分の蓄冷に関しては、現実的には蓄冷槽の設置スペースにより制限されることが想定される。蓄冷容量を超えた分の冷熱回収分は不要となるから、蓄冷時間を考慮して蓄冷分の回収冷熱量を見積もることも、より最適な冷熱回収熱交換器の交換熱量決定につながる。

#### 冷熱回収熱交換器の交換熱量の決定要因

- ① 空調装置での冷熱消費量
- ② 冷熱回収媒体の循環系への侵入熱
- ③ 冷熱回収媒体の循環系の熱容量
- ④ 蓄冷容量（蓄冷時間）

このように、冷熱回収熱交換器の容量決定には諸々要因が絡むため、最適な冷熱回収熱交換器の容量はケースごとに協議の上、決めることとする。

また、後述のモデルケースにおける設計例においては、LNG最大流量に相当する最大冷熱回収量に合わせて熱交換器の容量を決めている。

### (5) 冷熱回収熱交換器の設計

冷熱回収熱交換器における冷熱回収温度、回収媒体、交換熱量が決まれば、熱交換器の構造設計を行うことができる。構造設計については、本事業で得た補正係数を織り込む。

#### 熱交換器の設計フロー（概略）

- ① 冷熱回収媒体の出口温度（冷熱回収温度/利用温度）を決める。
- ② 冷熱回収温度/利用温度により、冷熱回収媒体を決める。
- ③ 交換熱量を決める。

- ④ LNG 流量を決める。
- ⑤ 熱交換器の構造を決める（伝熱管径、パス数、長さ、本数、シェル径、バッフル間隔など）。
- ⑥ LNG/NG の圧力損失を計算する。
- ⑦ 圧力損失が許容範囲内にならなければ熱交換器の構造を変更する。あるいは熱交換器を複数台並列に接続する。

#### (6) LNG の高沸点成分への対策

LNG の組成は産地等によって多種多様であり、ブタンなどの沸点が高い成分が含まれていることもある。加熱源が蒸気などのように高温の場合はほとんど問題にならないが、冷熱回収熱交換器のように低温のラインや水で LNG を加熱する場合、このような高沸点成分を気化できない可能性がある。したがって、気化できなかった成分が熱交換器内に溜まることを防止するため、ガス出口とは別に液出口も設ける。

#### (7) 保護装置

冷熱回収媒体であるラインまたは水の凍結によって冷熱回収熱交換器が破損することを防止するため、凍結に対する保護装置を設ける。この保護装置は 5.1.5 節で示したように、冷熱回収媒体の出入口圧力差（または流量）および NG 出口温度が異常値となったときに作動するものである。保護装置が作動すると、冷熱回収熱交換器への LNG の供給を停止し、LNG の全量を燃料供給システムの気化器に供給する。

冷熱回収熱交換器への LNG 供給を停止するときのバルブ動作速度は、気化器で消費する蒸気発生量の追従性を考慮して決定する。したがって、保護装置が作動するタイミングは、十分な余裕を持たせる。

#### (8) LNG の漏洩検知

冷熱回収熱交換器での LNG 漏洩を検知するため、冷熱回収媒体の戻り配管に漏洩ガス除去タンクを設ける。タンクにはガス検知器および警報装置を取り付け、漏洩を検知した場合は警報を鳴らし、冷熱回収熱交換器への LNG 供給を停止する。タンクに溜まった漏洩ガスは、安全な場所に導いて放出する。

### 5.6.2 空調システムの設計指針

回収した冷熱を利用した空調システムについて、空調負荷、回収冷熱量による運転モードの選択や組み合わせ、設計条件、機器の選定、系統および運転切り替え方法についての指針を述べる。前提として、どのような組み合わせにおいても、海水と LNG からの回収冷熱の切り替えが可能なハイブリッド空調システムとする。空調システムの系統図の例を図 5.4.1 に示す。

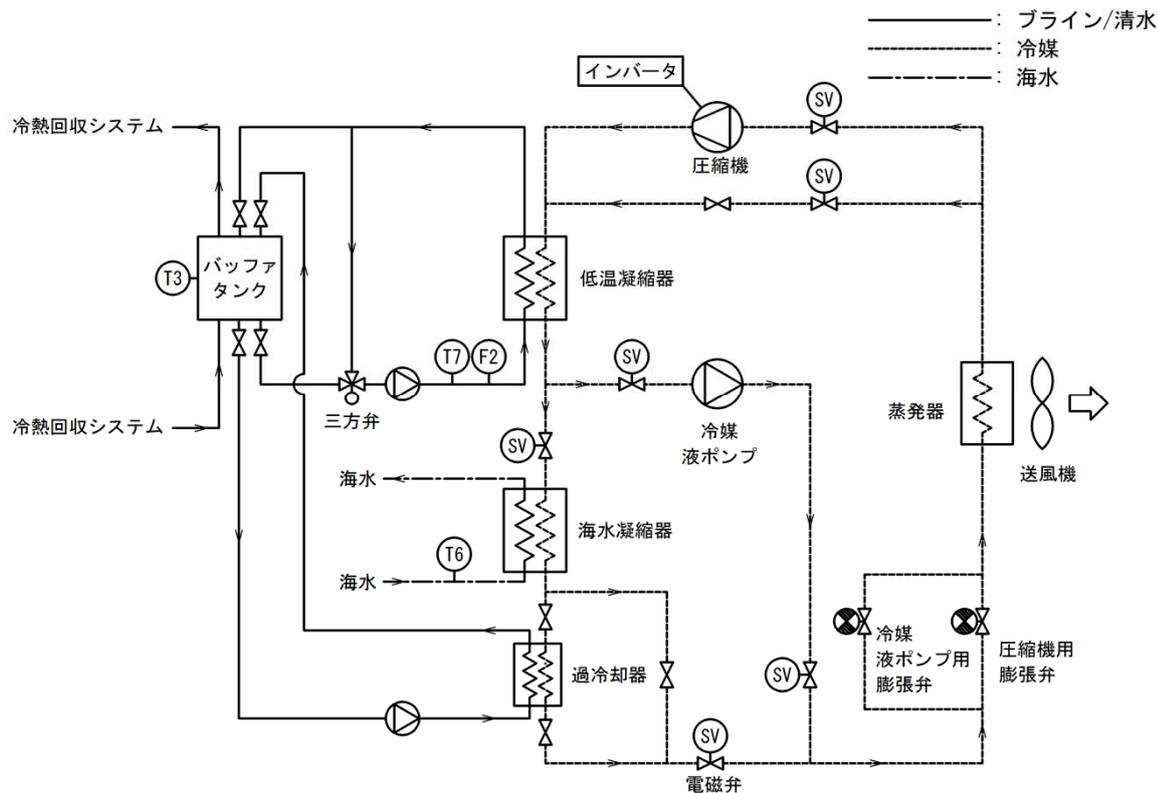


図 5.6.2 空調システムの系統図

(4) 空調システムの運転モードの選択と組み合わせ

本事業で検証した運転モードとして、低圧縮比冷凍サイクル（4.2 節を参照）、高過冷却冷凍サイクル（4.3 節を参照）、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル（5.2 節を参照）がある。各サイクルの選択は、LNG から回収できる冷熱量とその温度域により決まってくる。各運転モードにおける条件を表 5.4.1 に示す。ここで示す温度上限および下限は、検証結果から得られた目安であり、実際には設計条件などにより増減する。

表 5.6.1 運転モードにおける条件比較

運転モード	空調システムの必要凝縮熱量と LNGからの回収冷熱量	冷熱回収する冷水の温度域		冷却水種類	動力削減効果 (高い順)
		温度上限	温度下限		
低圧縮比冷凍サイクル	凝縮熱量<回収冷熱量	海水以下	5℃	清水	②
高過冷却冷凍サイクル	凝縮熱量>回収冷熱量	海水以下	0℃	清水 or ブライン	③
冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル	凝縮熱量<回収冷熱量	0℃	-5℃	ブライン	①

動力削減効果の点から、空調システムの必要凝縮熱量に対して、十分な回収冷熱量が見込め、冷熱回収する冷水の温度域が低温の場合、つまり、凝縮器の冷却水に低温が利用できる場合は、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルが選択できる。次に、十分な回収冷熱量が見込め、冷熱回収する冷水の温度域がやや高めの場合は低圧縮比冷凍サイクル、回収冷熱量が少ない場合は、高過冷却冷凍サイクルを選択できる。

各運転モードの組み合わせについては、低圧縮比冷凍サイクルと高過冷却冷凍サイクルはそれぞれ単体での運用または併用を選択可能だが、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルは制御のため、低圧縮比冷凍サイクルとの併用が必須となる。

#### 空調システムの決定要因

- ① 空調システムの凝縮熱量と回収冷熱量の関係
- ② 冷熱回収する冷水の温度域=凝縮器の冷却水として利用できる温度域

これらの要因は、冷熱回収熱交換器の設計にも絡むため、最適な空調システムはケースごとの協議の上、決定する。また、後述のモデルケースにおける設計例は、動力削減効果の高い冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルを選択した空調システムとする。

#### (5) 設計条件

設計条件は、従来の一般的な海水冷却運転を基準として、各運転モードの条件を決定する。一例とし、海水冷却運転での設計条件を表 5.6.2 に示す。

表 5.6.2 海水冷却運転の設計条件

項目	単位	海水冷却運転
凝縮器冷却水	-	海水
凝縮器冷却水入口温度	℃	32
蒸発器入口空気乾球温度(DB)	℃	30.5
蒸発器入口空気湿球温度(WB)	℃	22.85
冷媒	-	R404A
凝縮温度	℃	40
蒸発温度	℃	5
過熱度	K	8
過冷却度	K	1

海水冷却運転の条件を基準とし、低圧縮比冷凍サイクルでは凝縮温度を低下、高過冷却冷凍サイクルでは過冷却度を増加、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル運転では凝縮温度を蒸発温度以下とし、過熱度を変更する。各モードの設計条件の一例を表 5.6.3 に示す。

表 5.6.3 各モードの設計条件

項目	単位	海水冷却 運転	低圧縮比 冷凍サイクル	高過冷却 冷凍サイクル	冷媒液のポンプ循環 冷凍サイクル
凝縮器冷却水種類	-	海水	清水	海水	ブライン
凝縮器冷却水入口温度	℃	32	10	32	-5
蒸発器入口空気乾球温度 (DB)	℃	30.5	←	←	←
蒸発器入口空気湿球温度 (WB)	℃	22.85	←	←	←
冷媒	-	R404A	←	←	←
凝縮温度	℃	40	20	40	3
蒸発温度	℃	5	←	←	←
過熱度	K	8	←	←	0.5
過冷却度	K	1	←	35	1
過冷却器冷却水種類	-	-	-	ブライン	-
過冷却器冷却水温度	℃	-	-	0	-

これらの設計条件をもとに、空調負荷に対して必要な冷却能力を満足する機器を選定する。

#### (6) 空調システムの設計

空調負荷に対して必要な冷却能力、運転モード、運転条件が決まれば、空調システムの設計を行うことができる。

##### 空調システムの設計フロー（概略）

- ① 空調負荷に対して、基準となる海水冷却で、必要な冷却能力を満足する空調装置の設計条件を決める。
- ② LNG から回収できる冷熱量と、回収する冷水の温度域により、最適な運転モード（低圧縮比冷凍サイクル、高過冷却冷凍サイクル、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル）を決める。
- ③ 空調負荷に対して、各運転モードで、必要な冷却能力を満足する空調装置の設計条件を決める。
- ④ 海水冷却の空調装置と各運転モードの空調装置を組み合わせた機器の設計をおこなう。

#### (7) 冷熱回収システムとの接続

冷熱回収システムと空調システムは、利用する冷熱回収媒体（冷却水）の設計流量をそれぞれが独立して決めることができるように、流量差を吸収するバッファタンクを介して接続する。また、回収冷熱量の変動によって空調システムの運転モードの切り替え

が頻繁に発生することを防ぐため、タンクの熱容量によって一定の運転時間が可能となるように、タンク容積を決定する。

#### (8) 運転切り替え方法

回収冷熱を利用した運転の切り替えのフローを以下に示す。

##### 運転切り替えのフロー

- ① 運転開始時、回収冷熱量の状態に関係なく、安定した運転が可能な海水冷却運転で起動する。起動時は一定時間周波数を上げて、圧縮比の確保、冷凍機油の回収をおこなう。
- ② 起動後、圧縮機はインバータによる回転数制御を始める。またバッファタンク内の冷熱回収媒体（冷却水）温度が、海水より低温であれば、低温凝縮器、あるいは過冷却器（高過冷却冷凍サイクルのみ）に冷却水の供給を始める。
- ③ 低圧縮比冷凍サイクル、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの場合は、5.4.3節の表5.4.1で説明する電磁弁の状態に切り替えて凝縮器の切り替え（海水凝縮器→低温凝縮器）運転に移行する。
- ④ 圧縮機停止（凝縮器切り替え運転終了）後、5.3.3節の表5.3.6で説明する電磁弁の状態に切り替えて、低圧縮比冷凍サイクルで運転を再開する。
- ⑤ 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの場合は、低温凝縮器入口の冷却水温度が冷媒液ポンプ起動温度まで低下後、冷媒液ポンプ吸込の過冷却度を確保するため、圧縮機の周波数を強制的に上げて運転する。
- ⑥ 過冷却度が確保されたら、冷媒液ポンプ起動後、5.3.3節の表5.3.6で説明する電磁弁の状態に切り替えて、圧縮機を停止し、冷媒液ポンプ単体での運転を継続する。
- ⑦ 冷却水温度が、低圧縮比冷凍サイクルの切り替え温度まで昇温した場合、低圧縮比冷凍サイクルに移行する。
- ⑧ すべての運転モードにおいて、低温凝縮器の冷却水温度が、海水温度以上となった場合は、海水冷却運転に移行し、低温凝縮器の冷却水の供給を停止する。

また、運転停止時はどのモードで運転中でも海水冷却運転に移行し、海水凝縮器へのポンプダウンで停止することとする。

#### 5.6.3 蓄冷システムの設計指針

回収した冷熱の余剰分を蓄冷するシステムについて、蓄冷容量の決め方、冷熱回収システム、空調システムとの接続方法についての指針を述べる。ここでは蓄冷方式そのものについては5.5節で検証した温度成層型を前提とする。

冷熱回収・蓄冷システムの系統図の例を図5.6.3に示す。

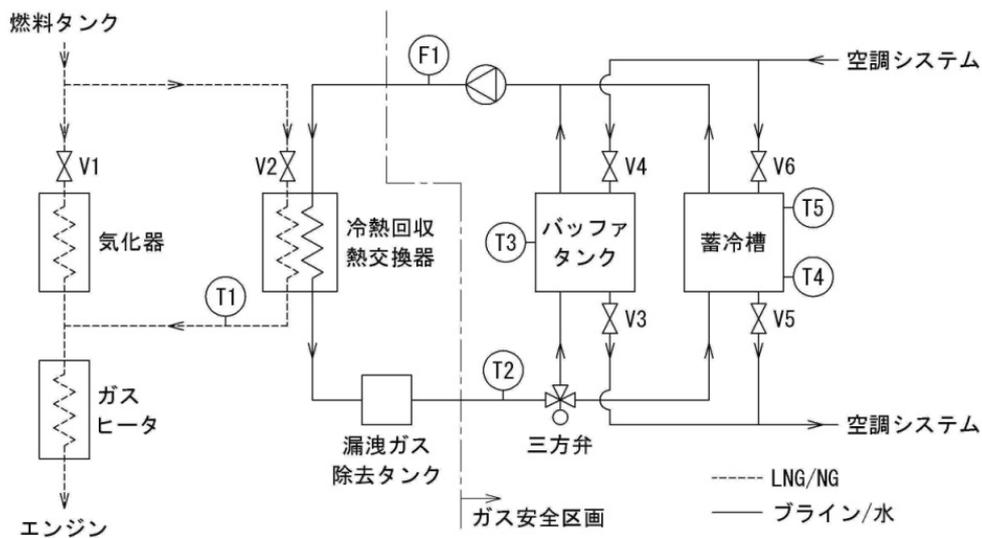


図 5.6.3 蓄冷システムの系統図例

#### (1) 冷熱回収システムとの接続

5.4 節で実証したように、冷熱回収熱交換器と空調システムとの接続はバッファタンクを介しておこなうこととする。蓄冷槽は空調システムと並列に接続し、空調システムで消費しない回収冷熱を流量比の形で分配して蓄冷する。蓄冷槽は、冷熱回収システムのバッファタンクと並列に接続する。

接続例を以下に示す。この例では回収冷熱が空調システムの消費冷熱量よりも大きいことを前提とする。

#### 蓄冷時のフロー

- ① 蓄冷槽出入口の弁は閉とし、蓄冷槽以外の循環系全体を冷却する。循環媒体のおよび系全体が温度低下する。
- ② 空調システムの運転モードが冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルなどの低消費電力の運転に切り替わり、回収冷熱のうち空調システムの消費分がさらに減少する。
- ③ さらに系全体が温度低下し、冷熱回収媒体の温度が凍結保護となる最低温度に達すると、蓄冷槽の出入口弁を開け、余剰分に応じた流量を蓄冷槽に回す。蓄冷速度はこの流量により決まる。
- ④ 蓄冷槽の出口温度が 5.5 節で説明する送水限界温度まで低下すると、蓄冷槽の出入口弁を閉じる。
- ⑤ 冷熱回収媒体の温度が凍結保護となる最低温度まで低下する場合は、冷熱回収熱交換器への LNG 供給量を絞る。
- ⑥ 蓄冷槽への侵入熱により蓄冷槽内の温度上昇がある場合は、ある一定温度上昇したときに再度蓄冷槽の出入口弁を開いて内部の媒体の循環入れ替えをおこない、蓄冷のやり直しをすることも可能とする。



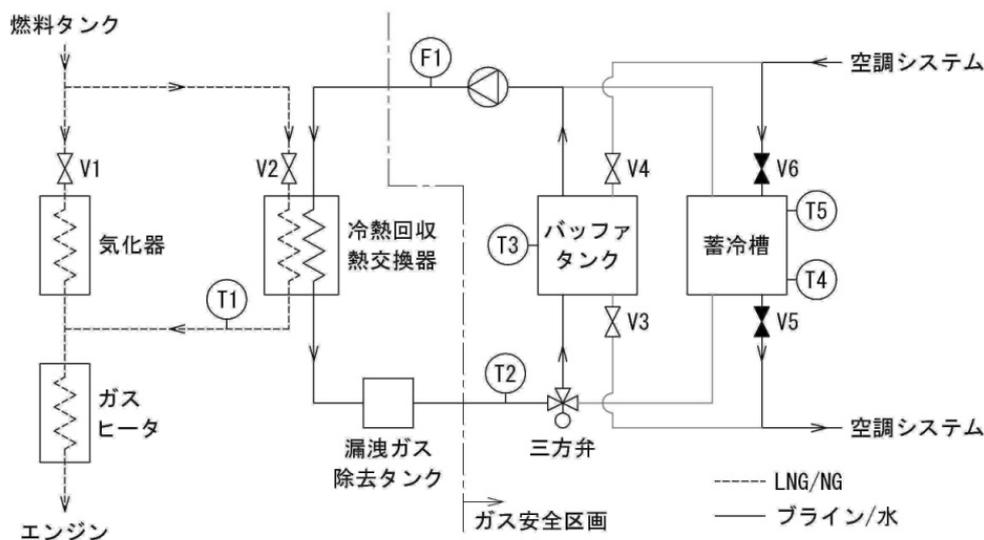


図 5.6.5 蓄冷時の系統図例

(2) 蓄冷温度の設定

蓄冷槽の容積あたりの蓄冷量を増やすため、蓄冷温度はできるだけ低い方がよい。上述の接続例においては、蓄冷時の蓄冷槽入口温度は冷熱回収熱交換器の凍結防止のための冷熱回収媒体下限温度とほぼ等しくなる。冷熱回収媒体が水の場合は下限温度を 5°C、ブラインの場合は下限温度を -10°C とする。

(3) 蓄冷槽の容量の決定

蓄冷槽容量の決定においては、蓄冷分で運転可能となる時間を基準に容量を決める場合と、蓄冷槽の設置スペースの制限により容量を決める場合とが考えられる。ハイブリッド空調装置である名目上、冷熱が利用できない場合は消費電力削減効果がなくなるだけで、従来の海水冷却方式により空調運転は継続可能である。したがって、蓄冷利用分に相当する消費電力量、蓄冷槽設置スペース、初期投資コストなどのトータル的な視点で蓄冷槽の容量は決定されることになる。

また、蓄冷槽の容量決定においては、5.5 節における蓄冷槽の蓄熱効率と、侵入熱量による蓄冷槽内の温度上昇分を考慮する。

蓄冷槽の容積の決定要因

- ① 蓄冷分での運転可能時間
- ② 蓄冷槽の設置スペース

蓄冷分での運転可能時間については、主機停止となる停泊中の時間が一つの目安となる。後述のモデルケースでは、停泊時間を 24 時間と仮定して、その間の必要蓄冷量および蓄冷槽容量について試算する。

#### (4) 防熱

5.5 節で示した蓄冷槽へ侵入熱による温度上昇の結果にあるように、蓄熱槽の防熱は冷熱利用の効率を上げるためには必須である。5.5 節における考え方にもとづけば、相形の蓄冷槽形状で周囲温度が 40℃ のとき、防熱材厚さを 50mm とすれば、同様に 2～3℃ の温度上昇で抑えることができる。

### 5.6.4 モデルケースにおける新規空調システムの設計とエネルギー効率の試算

#### (1) モデルケース

モデルケースに選定した船舶の仕様を表 5.6.4 に示す。船は一般商船とし、主機出力は 10000 PS とした。主機出力と LNG の低位発熱量から、LNG の最大流量は 1.0 t/h とした。空調負荷は、弊社の空調装置の納入実績から 100 kW とした。

表 5.6.4 モデルケースに選定した船の仕様

項目	単位	値
船の種類	—	一般商船
主機出力	PS	10000
LNG の最大流量	t/h	1.0
LNG の供給圧力	MPa(abs)	0.4
空調負荷	kW	100

冷熱回収熱交換器の気化ガス出口温度を  $-30^{\circ}\text{C}$  とし、設定した 1.0 t/h の LNG の冷熱をすべて回収すると、回収熱量は 199 kW となる。

モデルを単純化するため、LNG の流量および空調負荷は一定とする。また、海水温度は  $32^{\circ}\text{C}$  で一定とする。

#### (2) 冷熱回収熱交換器の設計

冷熱回収熱交換器は上述の 1.0 t/h すべての熱量を回収するものとする。空調装置の消費冷熱量は回収冷熱量よりも十分小さいため、系全体を温度低下させて、空調装置を冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルで運転させることが可能である。冷熱回収媒体はブラインとして、 $-10^{\circ}\text{C}$  のブラインを回収する。冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルへ移行して冷熱回収媒体がこの最低温度まで到達すれば、回収冷熱は余剰となる。

このときの冷熱回収熱交換器の主な仕様を表 5.6.5 に、外形図を図 5.6.6 に、予想性能曲線を図 5.6.7 に示す。冷熱回収熱交換器の許容圧力損失は 10 kPa とし、50%×2 台の構成とした。

冷熱回収システムの系統を図 5.6.1 に示す (5.6.1 節を参照)。冷熱回収媒体の搬送は 125A の配管サイズとなり、空調装置までの距離にもよるが、搬送ポンプは 11 kW 出力と仮定できる。

表 5.6.5 冷熱回収熱交換器の主な仕様

項目		単位	伝熱管側	シェル側
運転条件	流体	—	LNG	ナイブライン Z1 46 w%
	圧力	MPa(abs)	0.4	—
	流量	t/h	0.5	20
	入口温度	°C	-143	-5
	出口温度	°C	-33	-10
	交換熱量	kW	98	
伝熱管	種類		Uチューブ	
	材質	—	SUS304TP	
	外径	mm	10.5	
	伝熱面積	m <sup>2</sup>	31	
シェル	材質	—	SUS304TP	
	外径	mm	508	
	長さ	mm	2000	

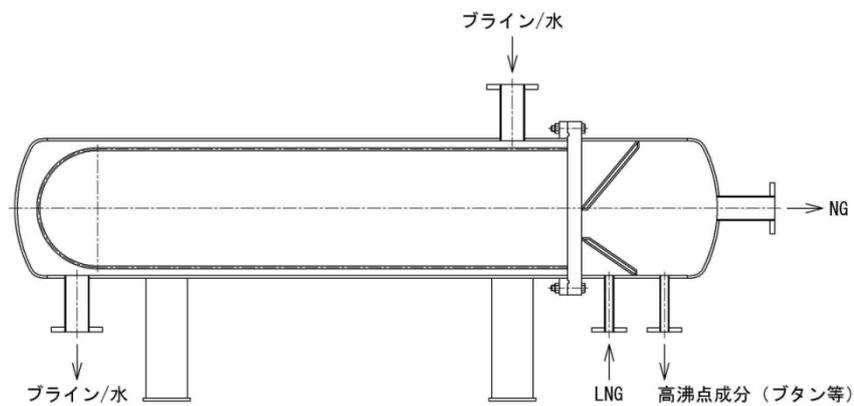


図 5.6.6 冷熱回収熱交換器の外形図

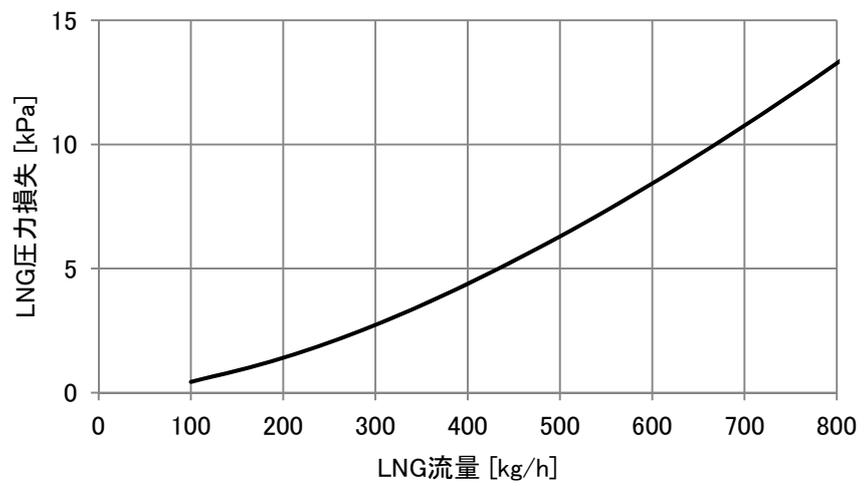
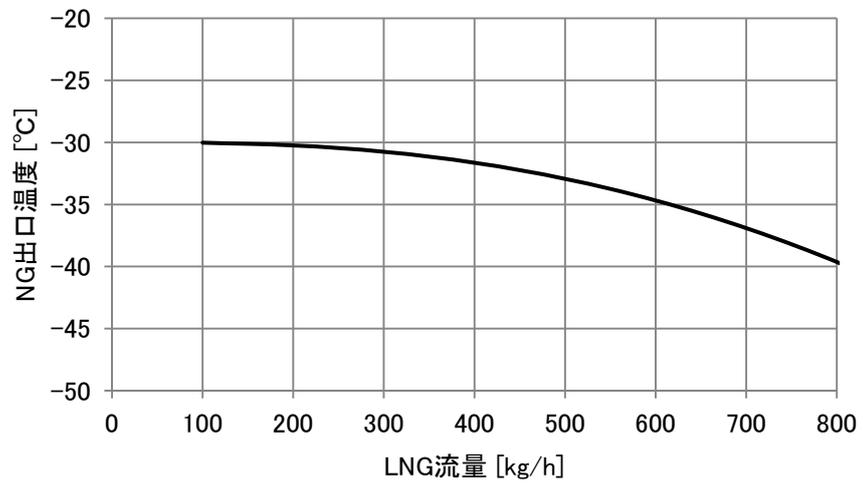
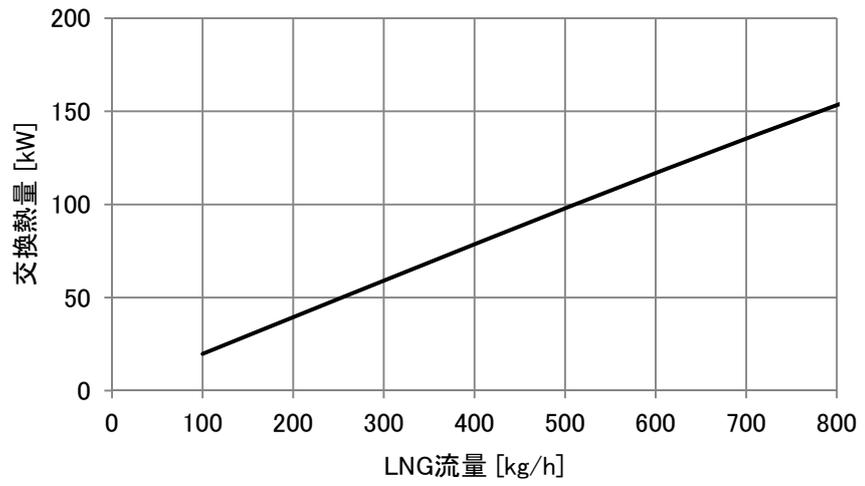


図 5.6.7 冷熱回収熱交換器の予想性能曲線

### (3) 空調装置の設計

空調負荷 100kW に対し、冷却能力を 106kW として空調装置の計画をおこなった。また、採用する運転モードは冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルとし、5.6.2 節で述べたように、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルは低圧縮比冷凍サイクルとの併用となる。空調装置の仕様表を表 5.6.6 に、外形図を図 5.6.8 に示す。冷媒液ポンプの動力は計算で得られる軸動力に、ポンプ効率と本事業で得た補正係数を織り込み、冷却水温度の運転切り替え条件を本事業の試作機と同様とした場合の空調装置の予想性能曲線を図 5.6.9、図 5.6.10 に示す。

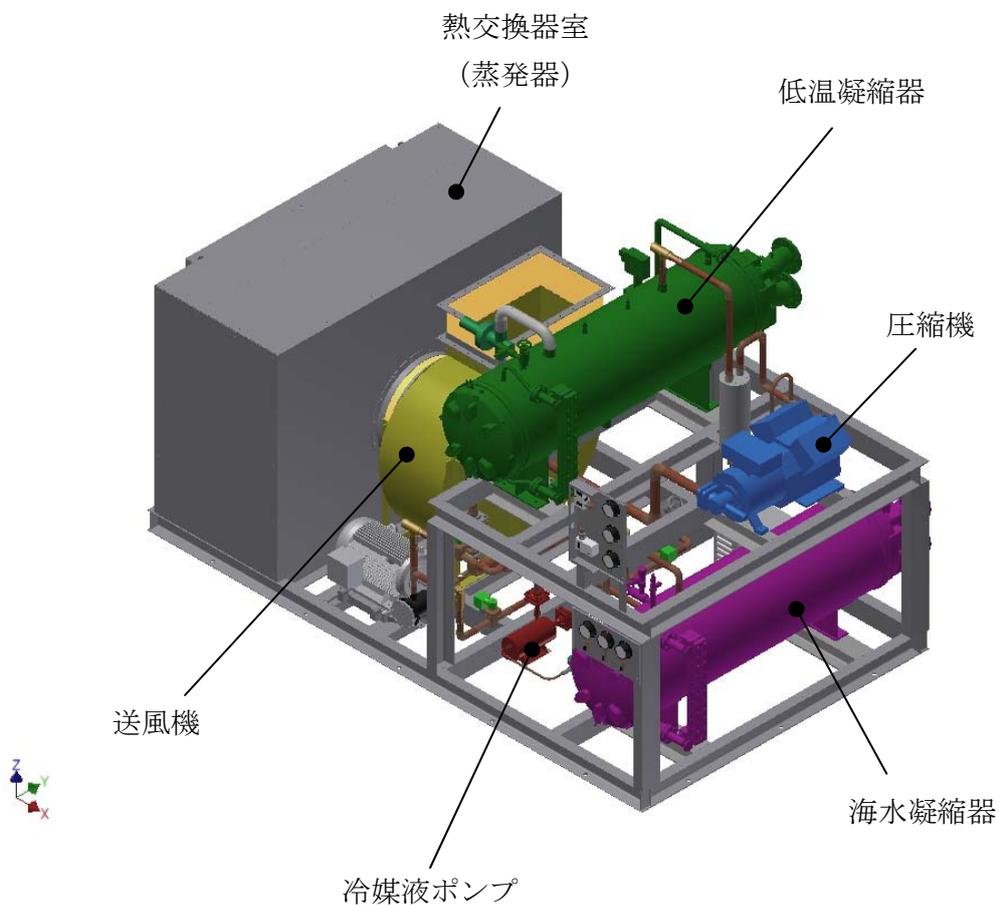


図 5.6.8 装置の外形図

表 5.6.6 空調装置の仕様表

		単位	海水冷却	低圧縮比 冷凍サイクル	冷媒液のポンプ 循環冷凍サイクル	備考
冷媒	種類	-	R404A			
	流量	kg/h	3200	2538	2275	
凝縮温度		℃	40	20	3	
蒸発温度		℃	5			
過熱度		K	8		0.5	
過冷却度		K	1			
冷却能力		kW	106			
動力		kW	31.5	14.4	0.67	
凝縮熱量		kW	144.4	126.4	111.3	
幅		mm	3600			
奥行き		mm	2300			
高さ		mm	2200			
質量		kg	3500			
圧縮機			半密閉型レシプロ式 インバータ搭載			
電動機	呼称出力	kW	26			
	定格電流	A	59			
冷媒液ポンプ			キャンドモータポンプ インバータ搭載			
電動機	呼称出力	kW	0.4			
	定格電流	A	3			
海水凝縮器			シェルアンド チューブ式	-		
冷却水	種類		海水	-		
	入口温度	℃	32	-		
	出口温度	℃	36.5	-		
	流量	m <sup>3</sup> /h	27.5	-		
伝熱管	種類		ローフィン チューブ	-		
	材質		アルミブラス	-		
	有効長	mm	1550	-		
	本数		140	-		
	伝熱面積		32.8	-		
低温凝縮器			-	シェルアンドチューブ式		
冷却水	種類		-	ナイブラインZ1 46w%		
	入口温度	℃	-	14.4	-5	
	出口温度	℃	-	17	-2.6	
	流量	m <sup>3</sup> /h	-	45.4	45.4	
伝熱管	種類		-	ローフィンチューブ		
	材質		-	アルミブラス		
	有効長	mm	-	1550		
	本数		-	240		
	伝熱面積		-	56.2		
膨張弁			電子膨張弁 ×2ヶ			
蒸発器			プレートフィン式			
材質			銅管、アルミフィン			
送風機			多翼型			
風量		m <sup>3</sup> /min	230			
全静圧		kPa	2.45			
送風機用 電動機	呼称出力	kW	15			
	定格電流	A	25			

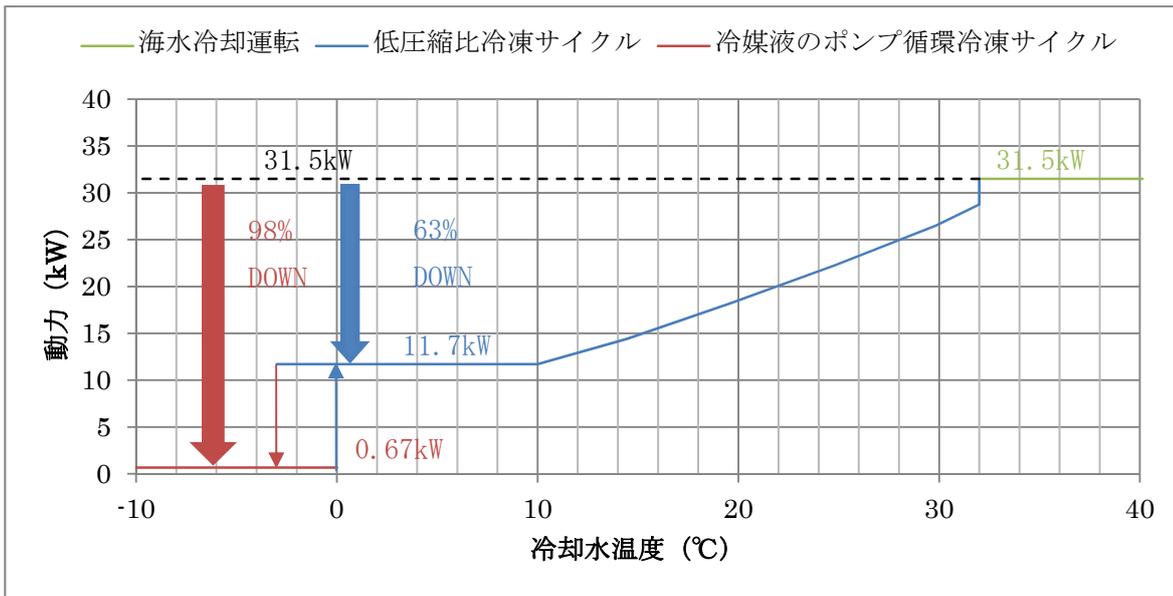


図 5.6.9 空調装置の予想性能曲線 冷却水温度と動力の関係

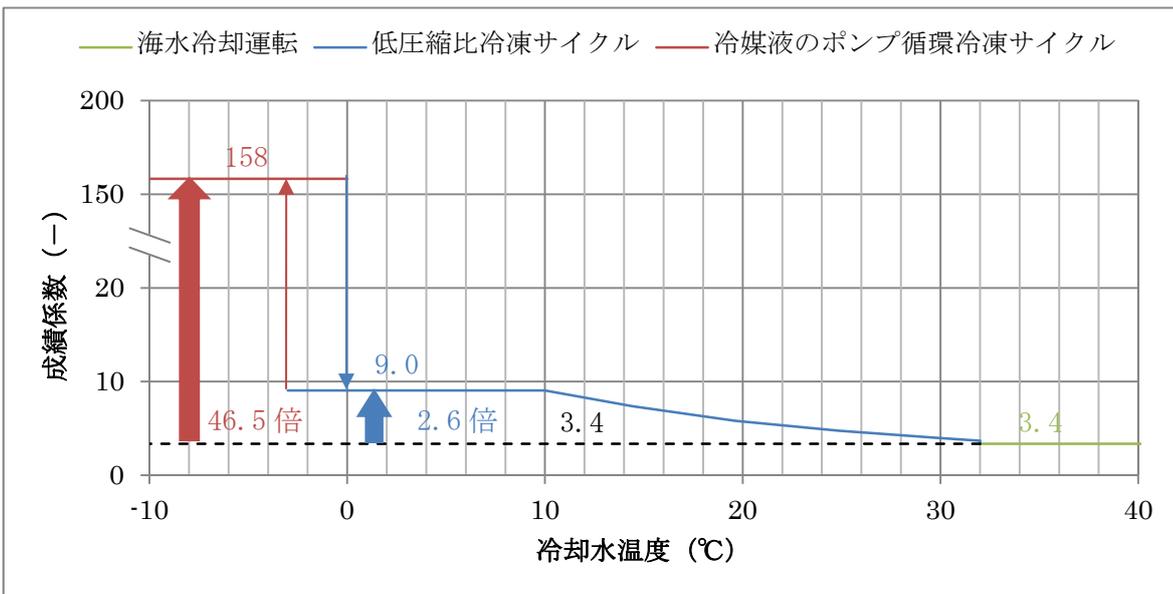


図 5.6.10 空調装置の予想性能曲線 冷却水温度と成績係数 COP の関係

空調装置単体でのエネルギー効率を海水冷却運転との比較で表わすと、動力は低圧縮比冷凍サイクルで最大 63%の削減、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルで 98%の削減となる。成績係数は、冷却能力を一定 (106kW) として計算し、低圧縮比冷凍サイクルで 2.6 倍、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルで 46.5 倍となる。低圧縮比冷凍サイクルの効果は試験機とほぼ同じだが、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの効果は、試験機よりも大幅に向上している。これは、冷媒循環量が増加し、冷媒液ポンプが効率のよいポイントで運転できるためである。

(4) 蓄冷槽の設計

初期の蓄冷温度は冷熱回収温度と同じ  $-10^{\circ}\text{C}$  とする。また、蓄冷分の消費時間を 24 h とする。

放熱時、蓄冷槽を 1 回循環する間は  $-10^{\circ}\text{C}$  で空調システムへ供給し、その後、蓄冷槽と空調システム間で再循環させながら、海水温度と同じ  $32^{\circ}\text{C}$  まで温度上昇するまで、蓄冷分を利用する。

このとき、空調装置における冷媒搬送動力はブライン温度の温度上昇に伴って運転モードの切り替わり、さらなる温度上昇で動力は増加していく。

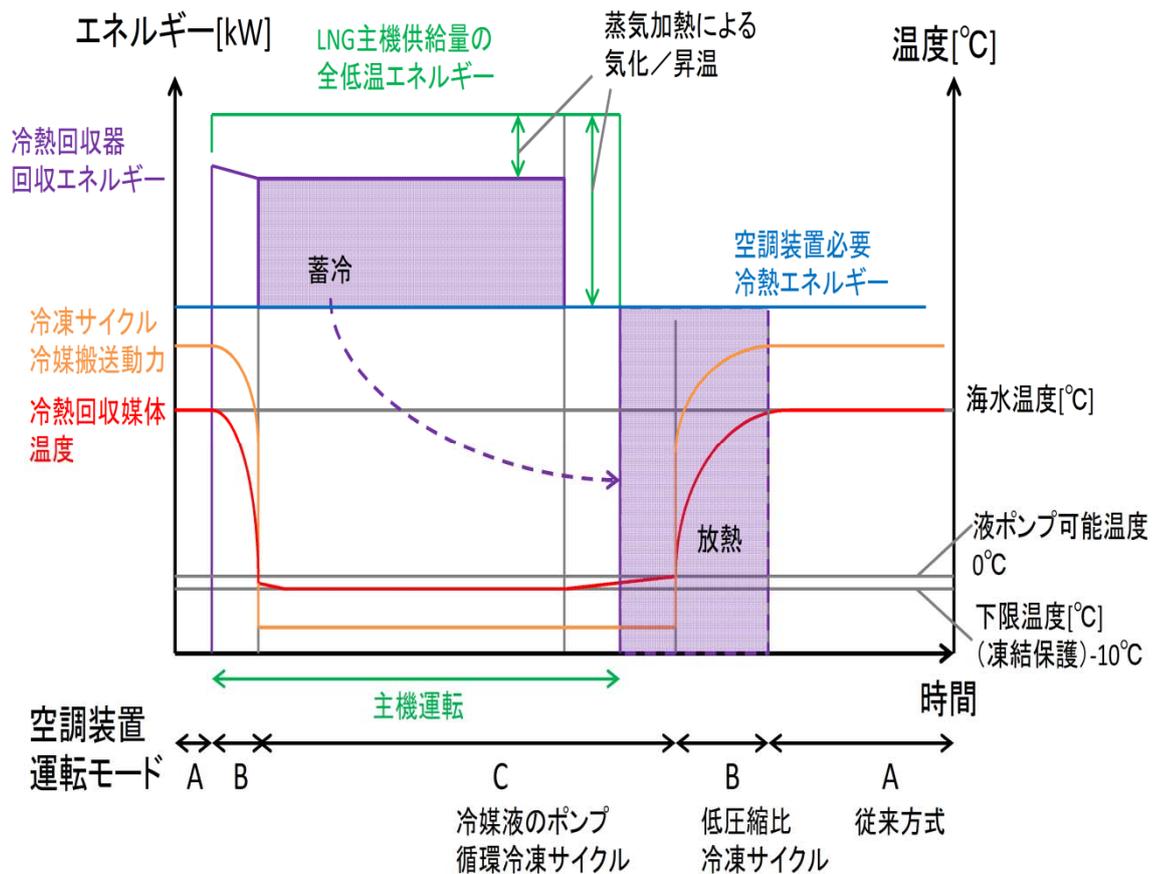


図 5.6.11 蓄冷分の利用イメージ

蓄冷槽の主な仕様を表 5.6.7 に示す。船内の空間を有効利用するため、蓄冷槽は角型タンクを採用した。

表 5.6.7 蓄冷槽の主な仕様

項目		単位	値
運転条件	初期温度	°C	30
	蓄冷温度	°C	-10
	送水限界温度	°C	-5
	ブライン流量	t/h	2
形状	体積	m <sup>3</sup>	80
	幅 (内寸)	m	4
	長さ (内寸)	m	5
	高さ (内寸)	m	4
	表面積	m <sup>2</sup>	120
	入口管内径	mm	130.8
防熱	防熱材	-	ウレタン
	防熱厚さ	mm	100
	熱伝導率	W/m・K	0.03
	表面の熱伝達率	W/m <sup>2</sup> ・K	8
	熱通過率	W/m <sup>2</sup> ・K	0.29
蓄冷量	熱容量	GJ/K	0.30
	名目的な蓄冷量	GJ	12
	容積効率	-	0.99
	蓄冷時間	h	45
	冷熱利用時間	h	24
	外気温	°C	40
	侵入熱	GJ	0.41
	利用可能な冷熱量	GJ	11.5

(5) 全体系統図

前述の設計指針および設定したタイプシップに対する各要素を接続した全体系統の例を図 5.6.12 に示す。

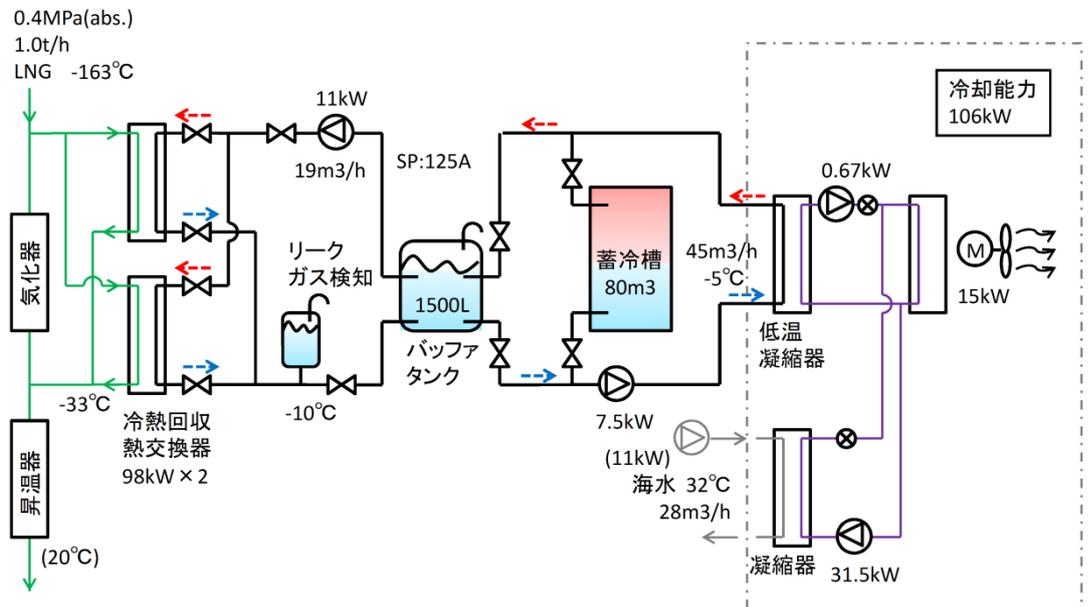


図 5.6.12 全体系統図の例

(6) エネルギー効率の試算

空調装置を運転するための各運転モードにおける入力電力を下図に示す。冷媒搬送にかかる動力に、空調装置としての送風機動力および冷熱回収媒体搬送のポンプ動力を足したものをトータルの入力電力とする。冷熱回収媒体の搬送のポンプ動力の増加はあるものの、冷媒液ポンプ運転では 40%の電力削減を達成できる。

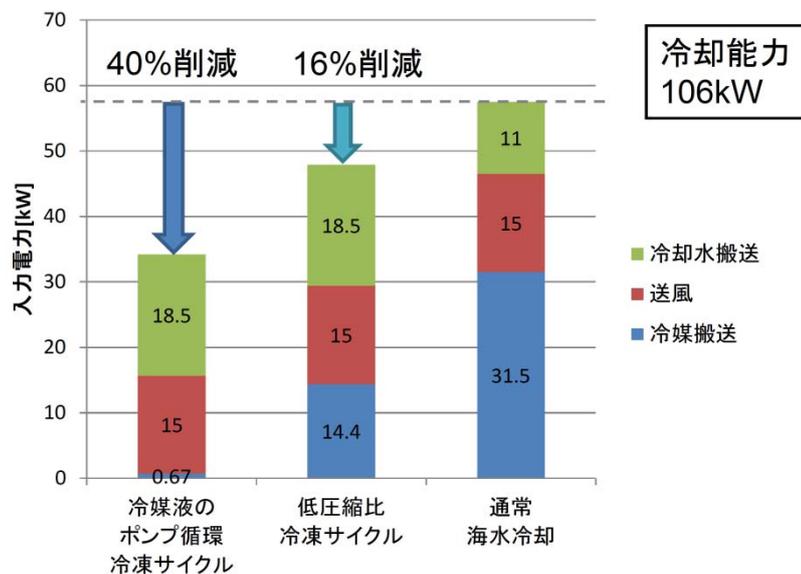


図 5.6.13 エネルギー効率の試算

## 6. 平成26年度の事業内容のまとめ

平成26年度の事業計画は全て終了し、以下の成果を得た。

### (1) 冷熱回収熱交換器の試作

前年度に決定したシェル内部構造を採用してシェルアンドチューブ型の冷熱回収熱交換器の試作では最終的にはほぼ理論通りの回収冷熱量を得ることができた。また、本年度の試作で得られた情報を理論解析に織り込み、伝熱管に細径のUチューブを採用した冷熱回収熱交換器のLNGを冷熱源とした場合の予想能力曲線を作成した。

伝熱管の着氷が成長して運転限界に達したときの挙動を確認し、LNGの出口温度およびブラインの圧力損失（流量を一定に保つ制御を行っていない場合は流量）を監視すれば、冷熱回収熱交換器をブラインの凍結による破損から保護できると判断する。

構造的には、伝熱管の径を細く、かつ伝熱管のピッチを、着氷を考慮した上でできるだけ狭くすることによって、熱交換器の質量および体積を前年度の約半分にすることができ、大幅な合理化、小型化を達成した。

### (2) 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの試験用空調装置の試作

試験用空調装置の試作機として、チラーユニットを製作し、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルでの運転状態の確認、および従来サイクルに対する動力の削減率を検証した。低温のブラインを利用することで、凝縮温度と蒸発温度が従来サイクルと逆転した冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルを実現し、理想的な運転となった。冷却能力は、電子膨張弁の過熱度制御により、冷媒循環量は調整され、設計条件の冷却能力を満足することができた。冷却水温度が $-5^{\circ}\text{C}$ の場合、冷却能力は1.3倍、冷媒循環のための動力は従来比で87%の削減、装置の効率を表す成績係数COPは、従来比で10.5倍となった。

### (3) 要素技術を組み合わせた空調装置の試作

要素技術を組み合わせた空調装置として、得られる低温冷熱の温度によって圧縮機サイクルと冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルを切り替える試験用空調装置を試作して、運転状態の確認をおこなった。ブラインチラーを使用した試験結果より、起動時や切り替え時に一時的な冷却能力の低下や、効率の低下がみられたが、十分に許容できる範囲であり、各サイクルへの切り替え運転は問題なくおこなうことができた。また、動力の削減、エネルギー効率の向上も確認できた。さらに、冷熱回収熱交換器を使用した試験結果より、タンクを使用し、各機器へのブライン流量差を吸収することで、ブラインチラーと同様に、問題のない切り替え運転をおこなうことができた。各機器の交換熱量とタンク容量から、ブラインの温度変化をある程度予測することができることを確認し、全体設計のための知見を得ることができた。

(4) 冷熱の切り替え運転試験装置の試作

海水を冷却源とする海水凝縮器と低温冷熱を冷却源とする低温凝縮器を切り替えて利用する試験用空調装置を試作して、運転状態の確認をおこなった。試験運転の結果、それぞれの凝縮器へ問題無く切り替えができており、切り替え時も一定の冷却能力を維持していた。運転の起動と停止を海水冷却運転でおこなうことにより、低温冷熱の状態によらない安定した運転が可能となった。結果的に、低温冷熱を利用した各サイクル(低圧縮比冷凍サイクル、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル)への移行をスムーズにおこなうことができ、空調装置としてのエネルギー効率の向上が可能となる。

(5) ブラインによる冷熱回収・蓄冷試験用装置の試作

ブラインによる蓄冷試験用装置として蓄冷槽を試作し、蓄冷システムの評価基準となる容積効率および侵入熱を評価した。試験の結果、容積効率および侵入熱はほぼ理論解析どおりとなり、本手法を用いて実用時の蓄冷システムを設計できることが確認できた。

(6) 新規空調装置およびシステム全体の設計指針のまとめ

2年間の本事業における実施結果をベースとして、実船に適用可能な新規空調装置およびシステム構成の各要素技術(冷熱回収熱交換器、低温凝縮器、低圧縮比冷凍サイクル、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル、冷媒過冷却器)の設計指針の整理・取りまとめをおこなった。

(7) エネルギー効率の試算

冷媒搬送にかかる動力に、空調装置としての送風機動力および冷熱回収媒体搬送のポンプ動力を足したものをトータルの入力電力とした場合、冷熱回収媒体の搬送のポンプ動力の増加はあるものの、冷媒液ポンプ運転では40%の電力低減を達成できる。

本システムを実際のLNG燃料船への対応、および既存のLNG船への搭載し実用化を考えた場合、各船級社の適用規則を満足することと冷熱回収熱交換器を製造するための工場認証(設備、資格など)の要否と内容調査し、必要であれば取得することが課題と考えられる。本事業終了後、更に1年間継続して本課題への取り組みを行い、平成28年からの商品化を目指す。また商品化により地球環境への貢献、運航費用の低減、本システムを使用した新技術機器の創出を期待したい。

## 7. 本事業における最終目標の達成状況

2年間に亘る技術開発の成果を、当初目標からの達成度で自己評価をすると、下記に示すように、いずれの項目も100%の達成度となった。

- (1) 冷熱回収媒体の搬送のポンプ動力の増加はあるものの、冷媒液ポンプ運転では現状の空調装置に対し当初目標(30%低減)を上回る40%の電力低減することが可能である。
- (2) LNGの余剰冷熱をブラインにより回収・蓄冷し、再利用するシステムの構築と設計手法の確立をした。

- (3) これまでに実施してきた新規の要素技術（冷熱回収熱交換器、低温凝縮器、低圧縮比冷凍サイクル、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル、冷媒過冷却器）を組み合わせ、実船に適用可能な、ハイブリッド空調装置およびシステムの構成を確立した。

## 8. 報告書作成

平成26年度の委託契約書に則り、本報告書を作成した。

### [ 参考文献 ]

- (1) 日本機械学会編，気液二相流技術ハンドブック，改訂（2006），コロナ社
- (2) 日本機械学会編，伝熱工学資料，改訂5版（2009），日本機械学会
- (3) 日本海事協会，ガス燃料船ガイドライン，2012年1月（2012）
- (4) 満田正彦，中岡威博，吉田龍生，江頭慎二，“冷水対応型LNG気化器の開発”，第43回日本伝熱シンポジウム講演論文集（2006）
- (5) 吉田龍生，中川潤一，滝口好美，大塩章，“LNGサテライト基地における冷熱の有効利用について”，神戸製鋼技報，Vol. 53，No. 2（2003）
- (6) 高橋勝國，斎藤敏雄，柳島淑隆，神谷祥二，老固潔一，岩田章，増井喜健，“水素二相流の圧力損失と膜沸騰伝熱特性”，低温工学，Vol. 15，No. 2（1980）
- (7) 日本船舶技術研究協会，“船用LNG気化器の実用化に関する調査研究「船舶搭載用気化設備の実用評価試験」成果報告書”（2012）
- (8) 神戸製鋼，温水バス式気化器，日本国特許第3965012号（2000）
- (9) 神戸製鋼，温水バス式気化器，日本国特許 特開2010-038331（2010）
- (10) 神戸製鋼，温水バス式気化器，日本国特許 特開2011-002120（2011）
- (11) 日本冷凍空調学会編，初級標準テキスト 冷凍空調技術，改訂（2009），日本冷凍空調学会
- (12) 日本冷凍空調学会編，SIによる上級冷凍受験テキスト，改訂（2007），日本冷凍空調学会神戸製鋼，温水バス式気化器，日本国特許 特開2011-002120（2011）
- (13) 尾花英朗，熱交換器設計ハンドブック，改訂（1974），工学図書
- (14) 化学工業会編，蓄熱技術 理論とその応用 第I編 蓄熱技術概論 顕熱蓄熱（1996），信山社出版
- (15) 辻本誠，相良和伸，中原信生，“蓄熱槽に関する研究 第1報 成層型蓄熱槽の槽内混合機構に関する実験的研究”，空気調和・衛生工学会論文集 No. 16（1981）
- (16) 丹羽英治，関本芳孝，相良和伸，猪岡達夫，“温度成層型蓄熱槽の蓄熱性能最適化に関する研究”，空気調和・衛生工学会論文集 No. 56（1994）

### [ 学会発表論文 ]

- (1) 古林義弘，山田一俊，西等，大澤昭一，菊川俊暢，田中隆博，曾我部仁，田中誠，山本郁人，“LNGと海水を冷熱源とするHybrid空調システムの開発”，日本船舶海洋工学会講演会論文集，第14号，pp. 491-495（2012）

- (2) 古林義弘, 山田一俊, 大澤昭一, 田中誠, 山本郁人, “LNGC ボイルオフガスの冷熱利用による高過冷却冷媒空調”, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 15 号, pp. 449-450 (2012)
- (3) 古林義弘, 山田一俊, 大澤昭一, 田中誠, 山本郁人, “冷媒の凝縮温度低下に LNGC BOG を利用する高効率空調システム”, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 16 号, pp. 265-260 (2013)
- (4) 古林義弘, 山田一俊, 大澤昭一, 田中誠, 山本郁人, 渡部敬士, “LNG の冷熱利用による自然冷媒 CO2 冷媒空調システム”, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 17 号, pp. 493-494 (2013)
- (5) 古林義弘, 大町輝久, 山田一俊, 西等, 大澤昭一, 田中誠, 山本郁人, 渡部敬士, “新しい空調システム: 圧縮機に代わるポンプによる冷媒循環”, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 18 号, pp. 375-376 (2014)

[ 特許 ]

潮冷熱株式会社, LNG の冷熱および海水を用いた船舶の空気調和システム, 日本国特許第 5317000 号 (2013)

潮冷熱株式会社, (一社) 日本舶用工業会, LNG の冷熱を用いた船舶の空気調和機の冷媒循環装置, (出願中)



「この報告書は BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて作成しました」

(一社)日本舶用工業会

〒105-0001

東京都港区虎ノ門一丁目13番3号(虎ノ門東洋共同ビル)

電話：03-3502-2041 FAX:03-3591-2206

<http://www.jsmea.or.jp>