

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2006-145144

(P2006-145144A)

(43) 公開日 平成18年6月8日(2006.6.8)

(51) Int. Cl.	F 1	テーマコード (参考)
<b>F 2 5 B 1/10 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/10 Q	
<b>F 2 5 B 1/00 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/10 H	
	F 2 5 B 1/00 1 O 1 E	
	F 2 5 B 1/00 3 O 4 H	

審査請求 未請求 請求項の数 11 O L (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2004-338165 (P2004-338165)  
 (22) 出願日 平成16年11月22日(2004.11.22)

(71) 出願人 000005821  
 松下電器産業株式会社  
 大阪府門真市大字門真1006番地  
 (74) 代理人 100087745  
 弁理士 清水 善廣  
 (74) 代理人 100098545  
 弁理士 阿部 伸一  
 (74) 代理人 100106611  
 弁理士 辻田 幸史  
 (72) 発明者 薬丸 雄一  
 大阪府門真市大字門真1006番地 松下  
 電器産業株式会社内  
 (72) 発明者 田村 朋一郎  
 大阪府門真市大字門真1006番地 松下  
 電器産業株式会社内

最終頁に続く

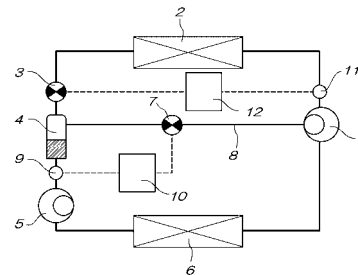
(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置

(57) 【要約】

【課題】 膨張機圧力の低下を抑制し膨張機での動力回収効果を維持して、冷凍サイクル装置の高効率化を図る。

【解決手段】 冷凍サイクル装置は、冷媒が、圧縮機 1、放熱器 2、第 1 の絞り装置 3、気液分離器 4、膨張機 5、蒸発器 6 の順に循環する冷凍サイクル回路と、冷媒の一部が気液分離器 4 の上部から圧縮機 1 にバイパス流量調整弁 7 を介して流れるバイパス回路 8 とを備え、バイパス流量調整弁 7 の開度を調整してバイパス回路 8 の冷媒流量を制御するバイパス流量制御手段 10 と、第 1 の絞り装置 3 の開度を調整して放熱器 2 を流れる冷媒循環量を制御する第 1 の絞り装置制御手段 12 とを設けたものであり、バイパス流量調整弁 7 の開度調整によって膨張機圧力を制御することを可能とし、かつ気液分離器 4 で分離したガス冷媒をバイパスさせることによって蒸発器 6 での圧力損失を低減させることが可能となり、高効率化の実現を図ることができる。

【選択図】 図 1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

冷媒が、圧縮機，放熱器，第 1 の絞り装置，気液分離器，膨張機，蒸発器の順に循環する冷凍サイクル回路と、前記冷媒の一部が前記気液分離器の上部から前記圧縮機にバイパス流量調整弁を介して流れるバイパス回路とを備える冷凍サイクル装置であって、前記バイパス流量調整弁の開度を調整して前記バイパス回路の前記冷媒流量を制御するバイパス流量制御手段と前記第 1 の絞り装置の開度を調整して前記放熱器を流れる前記冷媒循環量を制御する第 1 の絞り装置制御手段とを設けたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 2】

前記膨張機の入口圧力を検出する膨張機入口圧力検出手段と、前記圧縮機の吐出圧力を検出する吐出圧力検出手段とを備え、前記バイパス流量制御手段では、前記膨張機入口圧力が所定の圧力以上に増加すると前記バイパス流量調整弁の開度を大きくし、前記膨張機入口圧力が所定の圧力以下に低下すると前記バイパス流量調整弁の開度を小さくし、前記第 1 の絞り装置制御手段では、前記吐出圧力が所定の圧力以上に増加すると前記第 1 の絞り装置の開度を大きくし、前記吐出圧力が所定の圧力以下に低下すると前記第 1 の絞り装置の開度を小さくすることを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

## 【請求項 3】

前記バイパス流量制御手段の制御により、前記放熱器を流れる前記冷媒循環量に対する前記バイパス回路の前記冷媒流量の比を 0.1 から 0.2 の間とすることを特徴とする請求項 1 または請求項 2 に記載の冷凍サイクル装置。

## 【請求項 4】

冷媒が、圧縮機，放熱器，第 1 の絞り装置，膨張機，気液分離器，蒸発器の順に循環する冷凍サイクル回路と、前記冷媒の一部が前記気液分離器の上部から前記圧縮機にバイパス流量調整弁を介して流れるバイパス回路とを備える冷凍サイクル装置であって、前記バイパス流量調整弁の開度を調整して前記バイパス回路の前記冷媒流量を制御するバイパス流量制御手段と前記第 1 の絞り装置の開度を調整して前記放熱器を流れる前記冷媒循環量を制御する第 1 の絞り装置制御手段とを設けたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 5】

前記圧縮機の吐出温度を検出する吐出温度検出手段を備え、前記バイパス流量制御手段では、前記吐出温度が所定の温度以上に上昇すると前記バイパス流量調整弁の開度を大きくし、前記吐出温度が所定の温度以下に低下すると前記バイパス流量調整弁の開度を小さくすることを特徴とする請求項 1 から請求項 4 のいずれかに記載の冷凍サイクル装置。

## 【請求項 6】

冷媒が、圧縮機，放熱器，第 1 の絞り装置，気液分離器，前記圧縮機と一軸で直結されてその回転数が前記圧縮機の回転数と同一である膨張機と、蒸発器の順に循環する冷凍サイクル回路と、前記冷媒の一部が前記気液分離器の上部から前記圧縮機にバイパス流量調整弁を介して流れるバイパス回路とを備える冷凍サイクル装置であって、前記バイパス流量調整弁の開度を調整して前記バイパス回路の前記冷媒流量を制御するバイパス流量制御手段と前記第 1 の絞り装置の開度を調整して前記放熱器を流れる前記冷媒循環量を制御する第 1 の絞り装置制御手段とを設けたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 7】

前記膨張機の入口圧力を検出する膨張機入口圧力検出手段を備え、前記バイパス流量制御手段では、前記膨張機入口圧力が所定の圧力以上に増加すると前記バイパス流量調整弁の開度を大きくし、前記膨張機入口圧力が所定の圧力以下に低下すると前記バイパス流量調整弁の開度を小さくすることを特徴とする請求項 6 に記載の冷凍サイクル装置。

## 【請求項 8】

10

20

30

40

50

前記膨張機の入口温度を検出する膨張機入口温度検出手段を備え、前記バイパス流量制御手段では、前記膨張機入口温度が所定の温度以上に上昇すると前記バイパス流量調整弁の開度を大きくし、前記膨張機入口温度が所定の温度以下に低下すると前記バイパス流量調整弁の開度を小さくすることを特徴とする請求項 6 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 9】

前記圧縮機として、2 段圧縮機を用いたことを特徴とする請求項 1 から請求項 8 のいずれかに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 10】

前記第 1 の絞り装置として、膨張機を用いたことを特徴とする請求項 1 から請求項 9 のいずれかに記載の冷凍サイクル装置。

10

【請求項 11】

前記放熱器の熱交換が超臨界状態で行える前記冷媒として二酸化炭素を用いたことを特徴とする請求項 1 から請求項 10 のいずれかに記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、給湯機や空調機などに用いられる膨張機を組み込んだ冷凍サイクル装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来の冷凍サイクル装置の技術として、図 13 から図 17 に示すような技術がある。即ち、図 13 には、臨界温度以下の領域で運転される従来の一般的な蒸気圧縮式の冷凍サイクルを示している。また、図 14 には、このような蒸気圧縮式冷凍サイクルを用いた冷凍装置の冷媒回路を示しており、同図において室外機側には圧縮機 61 と四路切換弁 62 と室外熱交換器 63 と膨張弁 64 及びアキュムレータ 66 が備えられ、また室内機側には室内熱交換器 65 が備えられ、これら各部材を冷媒管路で順次接続して冷媒循環系を構成している。

20

しかし、近年、冷凍サイクルの更なる高効率化を図る手段として、膨張弁に代えて膨張機を備え、冷媒が膨張する過程でその圧力エネルギーを該膨張機によって電力又は動力の形で回収し、その回収分だけシステムへの入力（圧縮機への入力）を少なくする動力回収サイクルが提案されており、特に、冷媒として高圧冷媒である二酸化炭素を用いた遷臨界冷凍サイクル（図 15 を参照）では、圧縮機仕事が高いことからその意義は大きい。

30

即ち、膨張機を組み込んだ遷臨界冷凍サイクルにおいては、図 16 に示すように、圧縮機出口「点 d」から凝縮されて過冷却となった冷媒「点 a」を膨張機に導入し、これを該膨張機において等エントロピ膨張によって膨張させた時、その蒸発器入口「点 b」と、従来のように膨張弁によって「点 a」から等エンタルピ膨張させた場合における蒸発器入口「点 e」との間のエンタルピ量「 $h_a$ 」だけ、冷媒膨張時の圧力エネルギーが動力として冷媒システム側に回収される。その結果、圧縮機には、その必要入力「 $h_b$ 」から上記回収動力「 $h_a$ 」を差し引いた値「 $h_b - h_a$ 」だけを実際に入力すればよく、圧縮機入力の低減分だけ冷凍サイクルの高効率化が実現されるものである。

40

しかし、実際には膨張機は膨張弁のように開度を細かく変化させることができず、温度や負荷といった運転状態の変化に対応した制御が困難であるという課題を有している。

そこで、例えば特許文献 1 に記載された従来の冷凍サイクル装置では、図 17 に示すように、圧縮機 71、放熱器 72、膨張機 73、蒸発器 74 の順に配設されて成る閉回路の、放熱器 72 と蒸発器 74 の間に膨張機 73 と並列なバイパス回路 75 を設け、このバイパス回路 75 に配設された圧力制御装置 76 により、放熱器 72 の出口圧力を所定の圧力に制御することで、さらなる高効率化を図るものがあつた。

また、放熱器と膨張弁の間に膨張機を設け、膨張弁の開度を変更することによって、冷凍サイクルの高圧や低圧を冷凍装置の運転条件に適した値に設定する冷凍サイクル装置があつた（例えば特許文献 2 参照）。

50

【特許文献1】特開2000-234814号公報(第4頁、図1)

【特許文献2】特開2003-74990号公報(第4頁)

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

しかしながら、バイパス回路を設ける特許文献1の冷凍サイクル装置では、膨張機圧力の低下により動力回収効果の低減を生じ、大幅な高効率化ができないという課題がある。また、特許文献2の冷凍サイクル装置の膨張弁の開度を変更するのみでは、蒸発器での圧力損失はそのままであり、冷凍装置の高効率化を達成することは非常に困難であるという課題がある。

10

【0004】

したがって本発明は、膨張機圧力を制御して動力回収効果を維持すること、蒸発器での圧力損失を低減させることなどにより、冷凍サイクル装置の高効率化を図ることを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0005】

請求項1記載の本発明の冷凍サイクル装置は、冷媒が、圧縮機、放熱器、第1の絞り装置、気液分離器、膨張機、蒸発器の順に循環する冷凍サイクル回路と、前記冷媒の一部が前記気液分離器の上部から前記圧縮機にバイパス流量調整弁を介して流れるバイパス回路とを備える冷凍サイクル装置であって、前記バイパス流量調整弁の開度を調整して前記バイパス回路の前記冷媒流量を制御するバイパス流量制御手段と前記第1の絞り装置の開度を調整して前記放熱器を流れる前記冷媒循環量を制御する第1の絞り装置制御手段とを設けたことを特徴とする。

20

請求項2記載の本発明は、請求項1に記載の冷凍サイクル装置において、前記膨張機の入口圧力を検出する膨張機入口圧力検出手段と、前記圧縮機の吐出圧力を検出する吐出圧力検出手段とを備え、前記バイパス流量制御手段では、前記膨張機入口圧力が所定の圧力以上に増加すると前記バイパス流量調整弁の開度を大きくし、前記膨張機入口圧力が所定の圧力以下に低下すると前記バイパス流量調整弁の開度を小さくし、前記第1の絞り装置制御手段では、前記吐出圧力が所定の圧力以上に増加すると前記第1の絞り装置の開度を大きくし、前記吐出圧力が所定の圧力以下に低下すると前記第1の絞り装置の開度を小さくすることを特徴とする。

30

請求項3記載の本発明は、請求項1または請求項2に記載の冷凍サイクル装置において、前記バイパス流量制御手段の制御により、前記放熱器を流れる前記冷媒循環量に対する前記バイパス回路の前記冷媒流量の比を0.1から0.2の間とすることを特徴とする。

請求項4記載の本発明の冷凍サイクル装置は、冷媒が、圧縮機、放熱器、第1の絞り装置、膨張機、気液分離器、蒸発器の順に循環する冷凍サイクル回路と、前記冷媒の一部が前記気液分離器の上部から前記圧縮機にバイパス流量調整弁を介して流れるバイパス回路とを備える冷凍サイクル装置であって、前記バイパス流量調整弁の開度を調整して前記バイパス回路の前記冷媒流量を制御するバイパス流量制御手段と前記第1の絞り装置の開度を調整して前記放熱器を流れる前記冷媒循環量を制御する第1の絞り装置制御手段とを設けたことを特徴とする。

40

請求項5記載の本発明は、請求項1から請求項4のいずれかに記載の冷凍サイクル装置において、前記圧縮機の吐出温度を検出する吐出温度検出手段を備え、前記バイパス流量制御手段では、前記吐出温度が所定の温度以上に上昇すると前記バイパス流量調整弁の開度を大きくし、前記吐出温度が所定の温度以下に低下すると前記バイパス流量調整弁の開度を小さくすることを特徴とする。

請求項6記載の本発明の冷凍サイクル装置は、冷媒が、圧縮機、放熱器、第1の絞り装置、気液分離器、前記圧縮機と一軸で直結されてその回転数が前記圧縮機の回転数と同一である膨張機と、蒸発器の順に循環する冷凍サイクル回路と、前記冷媒の一部が前記気液分離器の上部から前記圧縮機にバイパス流量調整弁を介して流れるバイパス回路とを備え

50

る冷凍サイクル装置であって、前記バイパス流量調整弁の開度を調整して前記バイパス回路の前記冷媒流量を制御するバイパス流量制御手段と前記第1の絞り装置の開度を調整して前記放熱器を流れる前記冷媒循環量を制御する第1の絞り装置制御手段とを設けたことを特徴とする。

請求項7記載の本発明は、請求項6に記載の冷凍サイクル装置において、前記膨張機の入口圧力を検出する膨張機入口圧力検出手段を備え、前記バイパス流量制御手段では、前記膨張機入口圧力が所定の圧力以上に増加すると前記バイパス流量調整弁の開度を大きくし、前記膨張機入口圧力が所定の圧力以下に低下すると前記バイパス流量調整弁の開度を小さくすることを特徴とする。

請求項8記載の本発明は、請求項6に記載の冷凍サイクル装置において、前記膨張機の入口温度を検出する膨張機入口温度検出手段を備え、前記バイパス流量制御手段では、前記膨張機入口温度が所定の温度以上に上昇すると前記バイパス流量調整弁の開度を大きくし、前記膨張機入口温度が所定の温度以下に低下すると前記バイパス流量調整弁の開度を小さくすることを特徴とする。

10

請求項9記載の本発明は、請求項1から請求項8のいずれかに記載の冷凍サイクル装置において、前記圧縮機として、2段圧縮機を用いたことを特徴とする。

請求項10記載の本発明は、請求項1から請求項9のいずれかに記載の冷凍サイクル装置において、前記第1の絞り装置として、膨張機を用いたことを特徴とする。

請求項11記載の本発明は、請求項1から請求項10のいずれかに記載の冷凍サイクル装置において、前記放熱器の熱交換が超臨界状態で行える前記冷媒として二酸化炭素を用いたことを特徴とする。

20

#### 【発明の効果】

##### 【0006】

本発明の冷凍サイクル装置によれば、第1の絞り装置とバイパス回路に設けたバイパス流量調整弁を制御することによって、膨張機と高圧の両方の圧力を制御して膨張機での動力回収効果を維持することができ、かつ膨張機入口に設けた気液分離器で冷媒をガスと液に分離して圧縮機にガス冷媒をバイパスさせることによって、蒸発器での圧力損失を低減させることができるので、高効率化の実現を図ることができる。

#### 【発明を実施するための最良の形態】

##### 【0007】

本発明の第1の実施の形態による冷凍サイクル装置は、冷媒が、圧縮機、放熱器、第1の絞り装置、気液分離器、膨張機、蒸発器の順に循環する冷凍サイクル回路と、冷媒の一部が気液分離器の上部から圧縮機にバイパス流量調整弁を介して流れるバイパス回路とを備える冷凍サイクル装置であって、バイパス流量調整弁の開度を調整してバイパス回路の冷媒流量を制御するバイパス流量制御手段と第1の絞り装置の開度を調整して放熱器を流れる冷媒循環量を制御する第1の絞り装置制御手段とを設けたものである。本実施の形態によって、膨張機入口圧力の大幅な低下を抑制し、膨張機での回収動力を低減させることなく蒸発器入口の比エンタルピ値を小さくすることができるのと同時に、気液分離器で冷媒をガスと液に分離して圧縮機にガス冷媒をバイパスさせることによって蒸発器での圧力損失を低減させることができるので、冷凍サイクル装置の高効率化を図ることができる。

30

40

本発明の第2の実施の形態は、第1の実施の形態による冷凍サイクル装置において、膨張機の入口圧力を検出する膨張機入口圧力検出手段と、圧縮機の吐出圧力を検出する吐出圧力検出手段とを備え、バイパス流量制御手段では、膨張機入口圧力が所定の圧力以上に増加するとバイパス流量調整弁の開度を大きくし、膨張機入口圧力が所定の圧力以下に低下するとバイパス流量調整弁の開度を小さくし、第1の絞り装置制御手段では、吐出圧力が所定の圧力以上に増加すると第1の絞り装置の開度を大きくし、吐出圧力が所定の圧力以下に低下すると第1の絞り装置の開度を小さくするものである。本実施の形態によって、COP（成績係数）が最適となる膨張機入口圧力になるように制御するとともに、吐出圧力の異常な上昇を抑制することが可能となるので、冷凍サイクル装置の高効率化と信頼性の確保を図ることができる。

50

本発明の第3の実施の形態は、第1または第2の実施の形態による冷凍サイクル装置において、バイパス流量制御手段の制御により、放熱器を流れる冷媒循環量に対するバイパス回路の冷媒流量の比を0.1から0.2の間とするものである。本実施の形態によって、システムの効率が最大となるようにバイパス回路を流れる冷媒流量を制御することが可能となり、冷凍サイクル装置の省エネルギー化を図ることができる。

本発明の第4の実施の形態による冷凍サイクル装置は、冷媒が、圧縮機、放熱器、第1の絞り装置、膨張機、気液分離器、蒸発器の順に循環する冷凍サイクル回路と、冷媒の一部が気液分離器の上部から圧縮機にバイパス流量調整弁を介して流れるバイパス回路とを備える冷凍サイクル装置であって、バイパス流量調整弁の開度を調整してバイパス回路の冷媒流量を制御するバイパス流量制御手段と第1の絞り装置の開度を調整して放熱器を流れる冷媒循環量を制御する第1の絞り装置制御手段とを設けたものである。本実施の形態によって、膨張機における冷媒入口と出口間の圧力差が大きくなるので、蒸発器入口の比エンタルピ値をより小さくさせることが可能となり、さらなるシステムの高効率化すなわち省エネルギー化を図ることができる。

10

本発明の第5の実施の形態は、第1から第4の実施の形態による冷凍サイクル装置において、圧縮機の吐出温度を検出する吐出温度検出手段を備え、バイパス流量制御手段では、吐出温度が所定の温度以上に上昇するとバイパス流量調整弁の開度を大きくし、吐出温度が所定の温度以下に低下するとバイパス流量調整弁の開度を小さくするものである。本実施の形態によって、COPが最適となる吐出温度になるように制御するとともに、吐出温度の異常な上昇を抑制することが可能となるので、システムの高効率化すなわち省エネルギー化とシステムの信頼性確保を図ることができる。

20

本発明の第6の実施の形態による冷凍サイクル装置は、冷媒が、圧縮機、放熱器、第1の絞り装置、気液分離器、圧縮機と一軸で直結されてその回転数が圧縮機の回転数と同一である膨張機と、蒸発器の順に循環する冷凍サイクル回路と、冷媒の一部が気液分離器の上部から圧縮機にバイパス流量調整弁を介して流れるバイパス回路とを備える冷凍サイクル装置であって、バイパス流量調整弁の開度を調整してバイパス回路の冷媒流量を制御するバイパス流量制御手段と第1の絞り装置の開度を調整して放熱器を流れる冷媒循環量を制御する第1の絞り装置制御手段とを設けたものである。本実施の形態によって、圧縮機と膨張機が一軸で連結されている場合でも、膨張機入口圧力の低下を抑制し、膨張機での回収動力を低減させることなく蒸発器入口の比エンタルピ値を小さくすることができる。とともに、気液分離器で冷媒をガスと液に分離して圧縮機にガス冷媒をバイパスさせることによって蒸発器での圧力損失を低減させることができるので、システムの高効率化すなわち省エネルギー化を図ることができる。

30

本発明の第7の実施の形態は、第6の実施の形態による冷凍サイクル装置において、膨張機の入口圧力を検出する膨張機入口圧力検出手段を備え、バイパス流量制御手段では、膨張機入口圧力が所定の圧力以上に増加するとバイパス流量調整弁の開度を大きくし、膨張機入口圧力が所定の圧力以下に低下するとバイパス流量調整弁の開度を小さくするものである。本実施の形態によって、COPが最適となる膨張機入口圧力になるように制御することが可能となるので、システムの高効率化すなわち省エネルギー化を図ることができる。

40

本発明の第8の実施の形態は、第6の実施の形態による冷凍サイクル装置において、膨張機の入口温度を検出する膨張機入口温度検出手段を備え、バイパス流量制御手段では、膨張機入口温度が所定の温度以上に上昇するとバイパス流量調整弁の開度を大きくし、膨張機入口温度が所定の温度以下に低下するとバイパス流量調整弁の開度を小さくするものである。本実施の形態によって、COPが最適となる膨張機入口温度になるように制御することが可能となるので、システムの高効率化すなわち省エネルギー化を図ることができる。

本発明の第9の実施の形態は、第1から第8の実施の形態による冷凍サイクル装置において、圧縮機として、2段圧縮機を用いたものである。本実施の形態によって、それぞれの圧縮機の圧縮比を小さくすることができるので、圧縮機単体の効率向上すなわち省エネ

50

ルギー化を図ることができる。

本発明の第10の実施の形態は、第1から第9の実施の形態による冷凍サイクル装置において、第1の絞り装置として、膨張機を用いたものである。本実施の形態によって、蒸発器入口冷媒の比エンタルピ値が小さくなるので、システムの高効率化すなわち省エネルギー化を図ることができる。

本発明の第11の実施の形態は、第1から第10の実施の形態による冷凍サイクル装置において、放熱器の熱交換が超臨界状態で行える冷媒として二酸化炭素を用いたものである。本実施の形態によって、放熱器の冷媒の入口側温度が同一温度であれば、フロン冷媒に比べてより高い出口空気温度を得ることが可能になり、放熱器での熱交換量の増大を図ることができる。

10

#### 【実施例1】

#### 【0008】

以下、本発明の冷凍サイクル装置の実施例について、図面を参照しながら説明する。図1は、本発明による第1実施例の冷凍サイクル装置を示す構成図であり、図2は、本実施例の冷凍サイクルを示すモリエル線図である。また、図3は、本実施例の圧縮機運転周波数と中間圧力の関係図であり、図4は、本実施例の冷凍サイクル装置の制御フローチャートである。

本実施例の冷凍サイクル装置では、例えばフロンまたは二酸化炭素等の冷媒を作動流体とし、冷媒を昇圧する圧縮機1と、この圧縮機1で昇圧された冷媒を冷却する放熱器2と、この放熱器2よりも冷媒下流側に配置されて冷却された冷媒を減圧膨張する第1の絞り装置3と、この第1の絞り装置3よりも冷媒下流側に配置されて冷却された冷媒をガスと液に分離する気液分離器4と、この気液分離器4にて分離された冷媒を減圧膨張することにより動力を取り出す膨張機5と、この膨張機5で減圧された冷媒を加熱する蒸発器6とを、順次配管接続して冷凍サイクル回路が構成されている。

20

#### 【0009】

また、気液分離器4の上部と圧縮機1とをバイパス流量調整弁7を介して接続するバイパス回路8と、膨張機5の入口に設けて膨張機5の入口圧力を検出する中間圧力センサ9（即ち、膨張機入口圧力検出手段）と、バイパス流量調整弁7の開度を制御するバイパス流量制御手段10とを備え、このバイパス流量制御手段10により中間圧力センサ9の検出信号に応じてバイパス流量調整弁7の開度調整を行い、膨張機5の入口圧力を制御できるように構成されている。

30

なお、本実施例では中間圧力センサ9を膨張機5の入口に設けたが、中間圧力センサ9を気液分離器4の入口に設ける構成でも良く、膨張機5の入口圧力を制御するために必要な圧力の検出が可能である。さらに、圧縮機1の出口に設けて吐出圧力を検出する吐出圧力センサ11（即ち、吐出圧力検出手段）と、第1の絞り装置3の開度を制御する第1の絞り装置制御手段12とを備え、この第1の絞り装置制御手段12により吐出圧力センサ11の検出信号に応じて第1の絞り装置3の開度調整を行い、圧縮機1の吐出圧力を制御できるように構成されている。

すなわち、バイパス流量制御手段10を用いて、バイパス流量調整弁7の開度を開く方向に開度調整すれば膨張機5の入口圧力が低下し、第1の絞り装置制御手段12を用いて第1の絞り装置3の開度を開く方向に開度調整すれば圧縮機1の吐出圧力が低下する冷凍サイクルの特性を利用して、膨張機5の入口圧力と圧縮機1の吐出圧力をねらいとする値になるように制御する構成になっている。

40

#### 【0010】

以上のように構成された本実施例の冷凍サイクル装置について、以下その動作を説明する。

圧縮機1で吐出された冷媒は、放熱器2に入り、ここで放熱して冷却する。その後、第1の絞り装置3に導かれ、減圧膨張して気液分離器4に入り、冷媒はガス成分と液成分に分離される。液成分の冷媒は膨張機5に入り、冷媒は機械エネルギーを発生させるとともに、自らも温度低下し、エンタルピを減少させる。その後、蒸発圧力まで減圧されて低温

50

低圧の湿り蒸気となり、蒸発器 6 において、吸熱してガス状となり圧縮機 1 へ戻される。

また、気液分離器 4 で分離されたガス冷媒は、バイパス流量調整弁 7 で流量を調整されてバイパス回路 8 を流れ、圧縮機 1 の内部に戻される。なお、膨張機 5 で回収した機械エネルギーは圧縮機 1 を回転するための補助動力として利用される。

#### 【0011】

このような冷媒の状態変化は、図 2 のモリエル線図において、A B C D E F G H A で示され、圧縮機入口を流れる冷媒重量循環量を  $G_r$ 、バイパス回路を流れる流量を  $h \times G_r$  とすると、この時の冷凍サイクル装置の効率は、蒸発器 6 での冷凍効果 ( $G_r \times (\text{ポイント A とポイント H のエンタルピ差})$ ) を、圧縮機 1 での圧縮動力 ( $G_r \times (\text{ポイント B とポイント A のエンタルピ差})$ ) と、 $G_r (1 + h) \times (\text{ポイント D とポイント C のエンタルピ差})$  とを加えたものから膨張機 5 での回収動力 ( $G_r \times (\text{ポイント H とポイント G のエンタルピ差})$ ) を差し引いたもので除した値となる。

10

すなわち、本実施例の場合、COP (成績係数) =  $(i_A - i_H) / ((i_B - i_A) + (1 + h) \times (i_D - i_C) - (i_I - i_H))$  と表され、従来の冷凍サイクル装置の場合と比べ、冷凍効果が大きく、所要動力が小さくなり、効率を向上できるものである。

#### 【0012】

しかし、冷凍サイクル装置の場合、放熱器 2 および蒸発器 6 の雰囲気空気 (または水) の温度や、圧縮機 1 の運転周波数によって、一義的に高低圧がバランスするが、効率が最大となる膨張機 5 の入口圧力 (以後、中間圧力と表す) の値が異なってくる。

即ち、図 3 の圧縮機運転周波数と中間圧力の関係で示すように、圧縮機 1 の運転周波数が低下すると、放熱器 2 での熱交換量が低下して放熱器 2 の圧力も低下するようにバランスするため、中間圧力の値も小さくなる。

20

そこで、本実施例の冷凍サイクル装置では、バイパス流量調整弁 7 の開度を絞ることによって、放熱器 2 の熱交換量が増加するのでその圧力が上昇するようにバランスし、それにつられて中間圧力 (即ち膨張機 5 の入口圧力) を上昇させる。また、放熱器 2 の圧力が上限値を超える危険性がある場合は、第 1 の絞り装置 3 の開度を開くことによって、中間圧力を大きく変化させることなく放熱器 2 の圧力 (即ち圧縮機 1 の吐出圧力) を低下させる構成としている。

#### 【0013】

このバイパス流量調整弁 7 と第 1 の絞り装置 3 の動作を、図 4 のフローチャートを用いて説明する。

30

運転が開始されると、ステップ 20 で、COP (成績係数) が最適となる膨張機入口圧力を演算する最適中間圧力演算手段により、ねらいとする中間圧力  $P_{m1}$  が算出され、ステップ 21 に移る。ステップ 21 では、ねらいの中間圧力  $P_{m1}$  と、中間圧力センサ 9 によって検出された入口圧力  $P_s$  が比較される。

そして、 $P_s$  が  $P_{m1}$  以上の場合には、入口圧力  $P_s$  がねらいの中間圧力  $P_{m1}$  よりも大きいことを示しており、ステップ 22 に移り、バイパス流量調整弁 7 の開度  $X_1$  を大きくするように調整して、入口圧力  $P_s$  を下げる。

また、ステップ 21 で、 $P_s$  が  $P_{m1}$  より小さい場合には、ステップ 23 に移り、バイパス流量調整弁 7 の開度  $X_1$  を小さくするように調整して、入口圧力  $P_s$  を上げる。このことにより、中間圧力を最適に制御すること、即ち膨張機入口圧力の低下を抑制することができる。そしてステップ 24 に移る。

40

ステップ 24 では、予め設定した上限の吐出圧力  $P_{m2}$  と、吐出圧力センサ 11 によって検出された吐出圧力  $P_d$  が比較される。そして、 $P_d$  が  $P_{m2}$  以上の場合には、吐出圧力  $P_d$  がねらいの吐出圧力  $P_{m2}$  よりも大きいことを示しており、ステップ 25 に移り、第 1 の絞り装置 3 の開度  $X_2$  を大きくするように制御する。

また、ステップ 24 で、 $P_d$  が  $P_{m2}$  より小さい場合には、ステップ 26 に移り、第 1 の絞り装置 3 の開度  $X_2$  を小さくするように制御する。このことにより、吐出圧力が上限値を超えないように制御することができる。そしてステップ 20 に戻る。

#### 【0014】

50



以上のように本実施例の冷凍サイクル装置では、バイパス流量調整弁 7 と第 1 の絞り装置 3 との開度を調整し、中間圧力および吐出圧力を制御することで、かつ膨張機 5 の入口に設けた気液分離器 4 から圧縮機 1 にガス冷媒をバイパスし、蒸発器 6 への冷媒流量を減らして蒸発器 6 での圧力損失を低減することで、システム性能を高く保ちつつ信頼性を確保することができる。

なお、本実施例の冷凍サイクル装置において、バイパス流量制御手段 10 により、バイパス流量調整弁 7 の開度を調整し、放熱器 2 を流れる冷媒循環量に対するバイパス回路 8 を流れる冷媒流量の比が 0.1 から 0.2 の間になるように制御する構成（図示せず）とすることで、冷凍サイクルの効率をより高くすることができることが判明している。

#### 【実施例 2】

10

#### 【0015】

図 5 は、本発明による第 2 実施例の冷凍サイクル装置を示す構成図であり、図 6 は、本実施例の冷凍サイクルを示すモリエル線図である。本実施例の冷凍サイクル装置の構成について、第 1 実施例と異なる点を説明する。

第 2 実施例の冷凍サイクル装置では、気液分離器 4 を膨張機 5 の入口に設けた第 1 実施例の構成と比べ、気液分離器 4 を膨張機 5 の出口に設けている（換言すれば、膨張機 5 を放熱器 2 と気液分離器 4 の間に設ける）。

そして、本実施例の冷凍サイクル装置においても、第 1 実施例と同様に、中間圧力センサ 9 とバイパス流量制御手段 10 とを用いて、バイパス流量調整弁 7 の開度を絞ることにより、膨張機 5 の入口圧力を上昇させて、膨張機 5 の入口圧力の低下を抑制する構成に、また、吐出圧力センサ 11 と第 1 の絞り装置制御手段 12 とを用いて、第 1 の絞り装置 3 の開度を開くことにより、中間圧力を大きく変化させることなく圧縮機 1 の吐出圧力を低下させて、圧縮機 1 の異常圧力上昇を抑止する構成になっている。

20

#### 【0016】

以上のように構成された本実施例の冷凍サイクル装置について、以下その動作を説明する。

圧縮機 1 で吐出され冷凍サイクル回路を流れる冷媒は、放熱器 2 に入り、ここで放熱して冷却する。その後、第 1 の絞り装置 3 に導かれ、減圧膨張して膨張機 5 に入り、膨張機 5 で冷媒は機械エネルギーを発生させるとともに、自らも温度低下してエンタルピを減少させる。その後、冷媒は気液分離器 4 に入り、ガス成分と液成分に分離される。液成分の冷媒は蒸発器 6 に入り、低温低圧の湿り蒸気となり、蒸発器 6 において、吸熱してガス状となり圧縮機 1 へ戻される。また、気液分離器 4 で分離されたガス冷媒は、バイパス流量調整弁 7 で流量を調整されてバイパス回路 8 を流れ、圧縮機 1 の入口に戻される。

30

上記冷凍サイクル回路を流れる冷媒の状態変化は、図 6 のモリエル線図において、A D E F H J A で示され、バイパス回路 8 を流れる冷媒の状態変化は、A D E F H K A で示される。そして、本実施例の冷凍サイクル装置の場合、第 1 実施例に比べて、膨張機 5 の入口圧力（F 点）が高くなり、圧力差（F 点と H 点の圧力差）が大きくなるため、膨張機 5 の入口と出口間のエンタルピ差（ポイント F からポイント H の差）も大きくなり、第 1 実施例の動力回収効果よりも大きい。換言すれば、第 1 実施例に比べて、ポイント H に該当する蒸発器 6 入口の比エンタルピ値をより小さくするので、動力回収効果が大きくなる。

40

#### 【0017】

以上のように本実施例の冷凍サイクル装置では、バイパス流量調整弁 7 と第 1 の絞り装置 3 との開度を調整することで、膨張機 5 の入口圧力の低下を抑制し、膨張機 5 による動力回収効果を維持することが可能となり、かつ膨張機 5 の出口に気液分離器 4 を設けることで、膨張機 5 における冷媒入口と冷媒出口間の圧力差が大きくなるので、蒸発器 6 入口の比エンタルピ値をより小さくさせることが可能となる。

そして、第 1 実施例と同様に、圧縮機 1 にガス冷媒をバイパスさせることによって蒸発器 6 での圧力損失を低減させることができるので、さらなる冷凍サイクル装置の省エネルギー化を図ることができる。

50

## 【実施例 3】

## 【0018】

図7は、本発明による第3実施例の冷凍サイクル装置を示す構成図であり、図8は、本実施例の冷凍サイクル装置の制御フローチャートである。本実施例の冷凍サイクル装置の構成について、第1実施例と異なる点を説明する。

第3実施例の冷凍サイクル装置では、第1実施例の構成に加えて、圧縮機1の出口に設けて圧縮機1の吐出温度を検出する吐出温度センサ13（即ち、吐出温度検出手段）を備え、この吐出温度センサ13の検出信号に応じてバイパス流量調整弁7の開度を調整している。

## 【0019】

このバイパス流量調整弁7の動作を、図8のフローチャートを用いて説明する。

運転が開始されると、ステップ30で、冷凍サイクル装置の効率が最大となる最適吐出温度 $T_m$ が算出され、ステップ31に移る。ステップ31では、ねらいの吐出温度 $T_m$ と、吐出温度センサ13によって検出された吐出温度 $T_d$ が比較される。

そして、 $T_d$ が $T_m$ 以上の場合には、吐出温度 $T_d$ がねらいの吐出温度 $T_m$ よりも大きいことを示しており、ステップ32に移り、バイパス流量調整弁7の開度 $X_1$ を大きくするように調整する。バイパス流量を大きくすると、圧縮機吸入の冷媒温度の低下が大きくなるため吐出温度が低下して、ねらいの値に近くなる。

また、ステップ31で、 $T_d$ が $T_m$ より小さい場合には、ステップ33に移り、バイパス流量調整弁7の開度 $X_1$ を小さくするように調整する。バイパス流量を小さくすると、圧縮機吸入の冷媒温度の低下が小さくなるために吐出温度が上昇してねらいの値に近くなる。このことにより、吐出温度を最適に制御することができる。そしてステップ30に戻る。

## 【0020】

以上のように本実施例の冷凍サイクル装置では、バイパス流量調整弁7の開度を調整し、吐出温度 $T_d$ を冷凍サイクル装置の効率が最大となる最適吐出温度 $T_m$ に制御することで、冷凍サイクル装置のシステム性能を高く保ちつつ信頼性を確保することができる。

なお、前述の第2実施例の冷凍サイクル装置において、吐出温度センサ13を設け、検出した吐出温度 $T_d$ に応じてバイパス流量調整弁7の開度を調整し、冷凍サイクル装置の効率が最大となる最適吐出温度 $T_m$ に制御することにより、本実施例と同様の効果が得られる。

また、バイパス流量調整弁7の開度調整を行うためのねらいの指標は吐出温度に限定しなくても構わない。

## 【実施例 4】

## 【0021】

図9は、本発明による第4実施例の冷凍サイクル装置を示す構成図であり、図10は、本実施例の冷凍サイクル装置の制御フローチャートである。本実施例の冷凍サイクル装置の構成について、第1実施例と異なる点を説明する。

第4実施例の冷凍サイクル装置では、第1実施例の構成と比べ、圧縮機1と膨張機5の回転機構部がモータ15を介して一軸で直結されている。

本実施例のように圧縮機1と膨張機5が一軸で連結されている場合、圧縮機1と膨張機5が常時同一回転数で駆動されるため、圧縮機1および膨張機5を流れるそれぞれの冷媒体積流量は、

$$\text{圧縮機体積流量} = \text{圧縮機入口冷媒比容積} [m^3 / kg] \times \text{圧縮機流入冷媒重量循環量} [kg / s]$$

$$\text{膨張機体積流量} = \text{膨張機入口冷媒比容積} [m^3 / kg] \times \text{膨張機流入冷媒重量循環量} [kg / s]$$

で表される。

## 【0022】

ここで、圧縮機吸入容積と膨張機吸入容積の比が、圧縮機体積流量と膨張機体積流量の

10

20

30

40

50

比になるので、圧縮機吸入容積 / 膨張機吸入容積 = 圧縮機体積流量 / 膨張機体積流量の関係が成り立つ。このような一定条件の下で作動する冷凍サイクル装置の場合、外気温度の条件が変化するとサイクルの効率が低下する。

そこで、第4実施例の冷凍サイクル装置の場合、バイパス回路8を流れる冷媒流量を増加させると、圧縮機1吸入冷媒流量が増加するので、膨張機5入口の冷媒流量も増加するように冷凍サイクルがバランスする。すなわち膨張機5の入口圧力は低下し、冷媒の比容積を小さくして体積流量が増加するようにバランスする。したがって、外気温度条件が変わるなどして、膨張機5の入口圧力がねらいの圧力から離れた場合でも、バイパス流量調整弁7の開度調整でバイパス回路8を流れる冷媒流量を制御し、膨張機5の入口圧力をねらいの圧力とする構成によって、冷凍サイクル装置の最適な効率を実現する。

10

#### 【0023】

このバイパス流量調整弁7の動作を、図10のフローチャートを用いて説明する。

運転が開始されると、ステップ40で最適中間圧力演算手段により、ねらいとする中間圧力 $P_{m3}$ が算出され、ステップ41に移る。ステップ41では、ねらいの中間圧力 $P_{m3}$ と、中間圧力センサ9によって検出された入口圧力 $P_s$ が比較される。

そして、 $P_s$ が $P_{m3}$ 以上の場合には、入口圧力 $P_s$ がねらいの中間圧力 $P_{m3}$ よりも大きいことを示しており、ステップ42に移り、バイパス流量調整弁7の開度 $X_1$ を大きくするように調整する。このことにより、圧縮機1の吸入冷媒流量が増加するので、膨張機5の吸入冷媒流量も増加するように圧力が低下して冷媒比容積が大きくなるようにバランスする。

20

また、ステップ41で、 $P_s$ が $P_{m3}$ より小さい場合には、ステップ43に移り、バイパス流量調整弁7の開度 $X_1$ を小さくするように調整して膨張機入口圧力の低下を抑制する。このことにより、中間圧力を最適に制御することができる。そしてステップ40に戻る。

#### 【0024】

以上のように本実施例の冷凍サイクル装置では、バイパス流量調整弁7の開度を調整し、中間圧力を制御することで、圧縮機1と膨張機5が一軸で連結されている場合でも、システム性能を高く保ちつつ信頼性を確保することができる。

なお、ねらいとする指標を、中間圧力の膨張機入口圧力ではなく膨張機入口温度として、この膨張機の入口温度を検出する膨張機入口温度手段を備える構成（図示せず）であっても良く、膨張機入口温度が所定の温度以上に上昇するとバイパス流量調整弁7の開度を大きくし、膨張機入口温度が所定の温度以下に低下するとバイパス流量調整弁7の開度を小さくすることにより、本実施例と同様の効果が得られる。

30

#### 【0025】

ところで、第1実施例から第4実施例の冷凍サイクル装置において、圧縮機1を2段圧縮機とする構成（図示せず）である場合、それぞれの圧縮機の圧縮比または圧力差が小さくなるので、更なる圧縮機効率の改善が得られ、高効率化を実現することができる。

さらに、第1実施例から第4実施例の冷凍サイクル装置において、第1の絞り装置3を膨張機とする構成（図示せず）である場合、膨張機として駆動する入口出口間の圧力差が大きくなるため、換言すれば蒸発器入口冷媒の比エンタルピ値が小さくなるので、さらなる動力回収効果が得られ、省エネルギー化を図ることができる。

40

#### 【実施例5】

#### 【0026】

本発明による第5実施例の冷凍サイクル装置について、図11及び図12を参照して説明する。図11は、本発明による第5実施例の冷凍サイクル装置の冷媒と空気の温度変化図、即ち、第1から第4実施例の冷凍サイクル装置に、冷媒として二酸化炭素を用い、高圧側圧力が臨界圧を超える圧力で運転する場合の、放熱器2における冷媒と空気の温度変化を示す概略図である。また、図12は、従来フロン冷媒を用いた場合の冷凍サイクル装置の、放熱器2における冷媒と空気の温度変化を示した概略図である。

即ち、図12に示すように、フロン冷媒の場合、放熱器2で冷媒は過熱状態から気液二

50

相状態となり、過冷却状態と状態変化して空気と熱交換し、放熱器 2 における空気側出口温度は C まで上昇する。

【0027】

これに対して、図 11 に示すように、二酸化炭素を冷媒として用い、高压側圧力が臨界圧を超える圧力で運転する場合には、放熱器 2 における熱交換は気液の相変化を伴わない。従って、空気側出口温度と冷媒側入口温度の温度差  $t$  を、フロン冷媒の場合の温度差  $T$  よりも、小さくすることができ、放熱器 2 の出口空気温度は D となる。即ち、冷媒側入口温度  $T_0$  が同一温度であれば、二酸化炭素冷媒の場合の出口空気温度 D は、フロン冷媒の場合の出口空気温度 C よりも高くすることができる。

このように第 5 実施例の冷凍サイクル装置では、放熱器 2 の熱交換が超臨界状態で行える冷媒として二酸化炭素を用いることによって、空気の温度をさらに高くすることができるので、高い熱交換量の冷凍サイクル装置を提供することができる。例えば、本実施例の冷凍サイクル装置を乾燥機に利用した場合であれば、乾燥時間の短縮化の効果が得られる。

【産業上の利用可能性】

【0028】

本発明にかかる冷凍サイクル装置は、給湯機や空調機に適用されるが、例えば、食器乾燥用や生ゴミ処理用などの乾燥機など、他の用途の冷凍サイクル装置として利用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0029】

【図 1】本発明による第 1 実施例の冷凍サイクル装置を示す構成図

【図 2】本実施例の冷凍サイクルを示すモリエル線図

【図 3】本実施例の圧縮機運転周波数と中間圧力の関係図

【図 4】本実施例の冷凍サイクル装置の制御フローチャート

【図 5】本発明による第 2 実施例の冷凍サイクル装置を示す構成図

【図 6】本実施例の冷凍サイクルを示すモリエル線図

【図 7】本発明による第 3 実施例の冷凍サイクル装置を示す構成図

【図 8】本実施例の冷凍サイクル装置の制御フローチャート

【図 9】本発明による第 4 実施例の冷凍サイクル装置を示す構成図

【図 10】本実施例の冷凍サイクル装置の制御フローチャート

【図 11】本発明による第 5 実施例の冷凍サイクル装置の冷媒と空気の温度変化図

【図 12】従来のフロン冷媒を用いた場合の冷凍サイクル装置の冷媒と空気の温度変化図

【図 13】臨界温度以下の領域で運転される従来の一般的な蒸気圧縮式の冷凍サイクルのモリエル線図

【図 14】臨界温度以下の領域で運転される従来の一般的な蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置の構成図

【図 15】冷媒として高压冷媒である二酸化炭素を用いた遷臨界冷凍サイクルのモリエル線図

【図 16】膨張機を組み込んだ遷臨界冷凍サイクルのモリエル線図

【図 17】従来の冷凍サイクル装置を示す構成図

【符号の説明】

【0030】

- |   |           |
|---|-----------|
| 1 | 圧縮機       |
| 2 | 放熱器       |
| 3 | 第 1 の絞り装置 |
| 4 | 気液分離器     |
| 5 | 膨張機       |
| 6 | 蒸発器       |
| 7 | バイパス流量調整弁 |

10

20

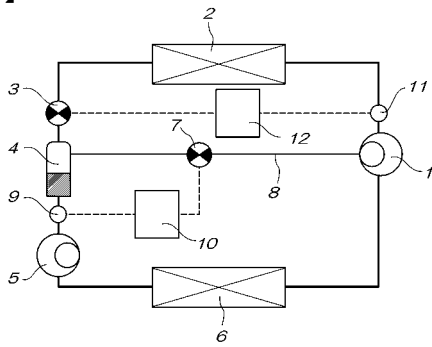
30

40

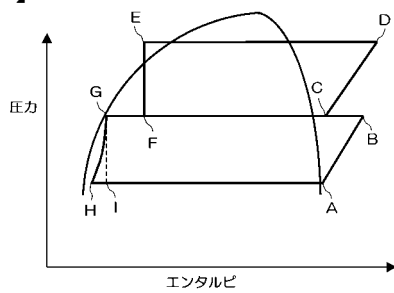
50

- 8 バイパス回路
- 9 中間圧力センサ
- 10 バイパス流量制御手段
- 11 吐出圧力センサ
- 12 第1の絞り装置制御手段
- 13 吐出温度センサ
- 15 モータ

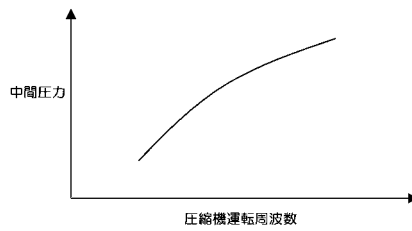
【図1】



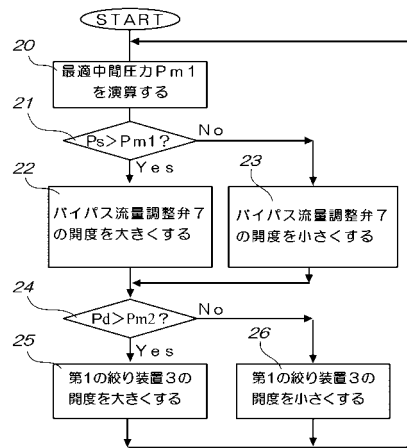
【図2】



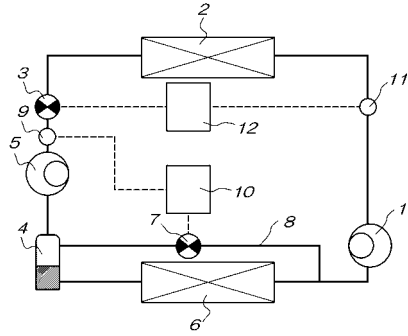
【図3】



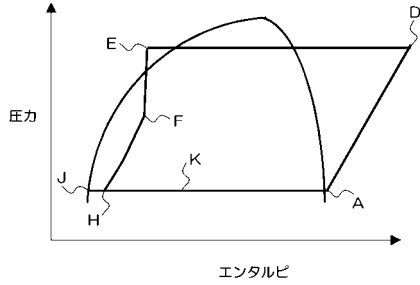
【図4】



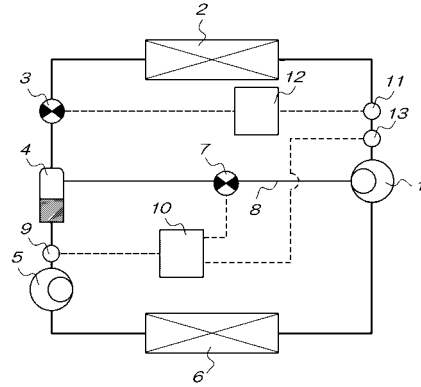
【図5】



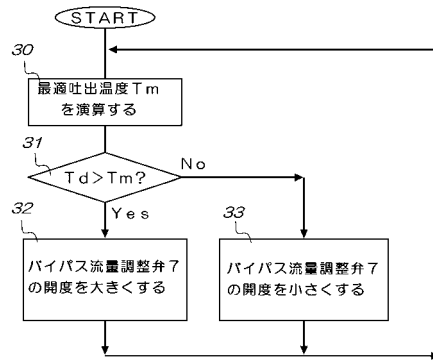
【図6】



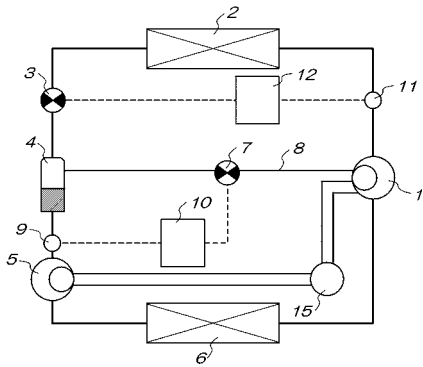
【図7】



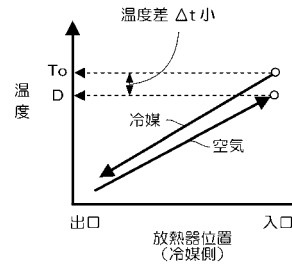
【図8】



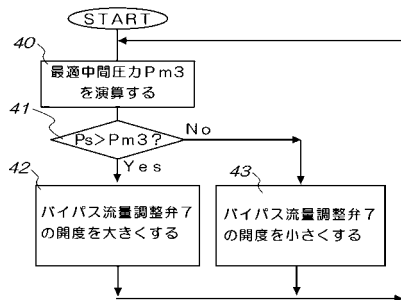
【図9】



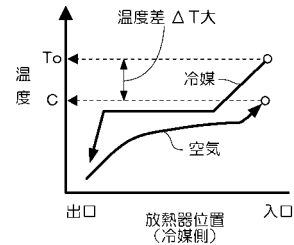
【図11】



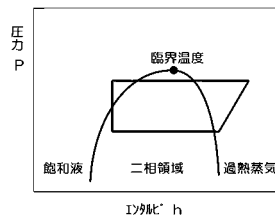
【図10】



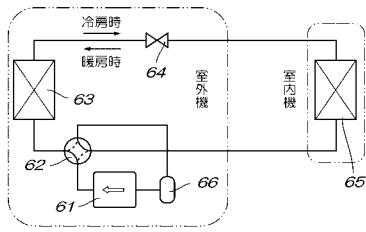
【図12】



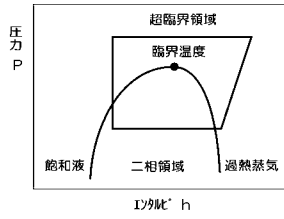
【図13】



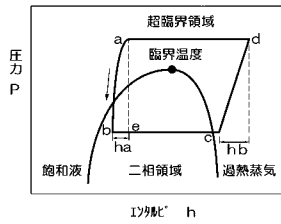
【 图 1 4 】



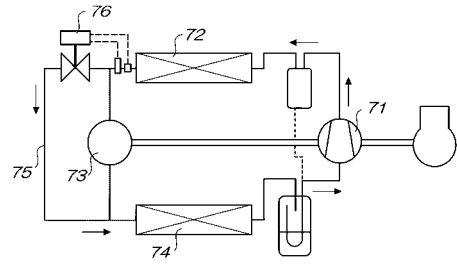
【 图 1 5 】



【 图 1 6 】



【 图 1 7 】



---

フロントページの続き

- (72)発明者 斎藤 哲哉  
滋賀県草津市野路東2丁目3番1-2号 松下冷機株式会社内
- (72)発明者 本間 雅也  
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内