

(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2005-291622

(P2005-291622A)

(43) 公開日 平成17年10月20日(2005. 10. 20)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 2 4 F 11/02

F 2 5 B 1/00

F 2 5 B 9/06

F I

F 2 4 F 11/02

F 2 4 F 11/02

F 2 5 B 1/00

F 2 5 B 1/00

F 2 5 B 1/00

1 O 2 F

1 O 2 X

1 O 1 Z

3 O 4 Q

3 8 3

テーマコード (参考)

3 L O 6 O

審査請求 有 請求項の数 19 O L (全 54 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2004-107079 (P2004-107079)

(22) 出願日 平成16年3月31日 (2004. 3. 31)

(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 岡座 典徳

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 目片 雅人

大阪府門真市大字門真1006番地 松下

電器産業株式会社内

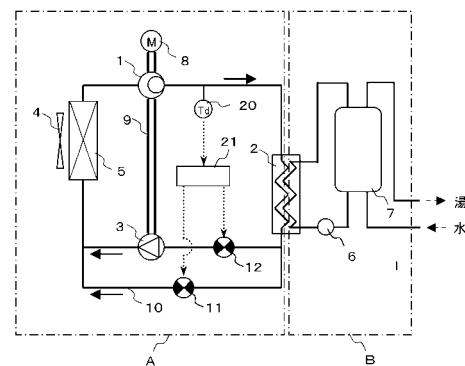
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置およびその制御方法

## (57) 【要約】

【課題】 膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、密度比一定の制約があっても最適な高压側圧力を維持し、さまざまな運転範囲の中で運転効率や能力を低下させることなく冷凍サイクル運転を可能とする。

【解決手段】 冷凍サイクル装置は、圧縮機構 1 と、膨張機構 3 と、膨張機構 3 に一本の軸 9 で連結した圧縮機構 1 を駆動する駆動源 8 と、圧縮機構 1 から吐出された冷媒を冷却する放熱器 2 と、膨張機構 3 から流出した冷媒を加熱する蒸発器 5 と、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 と、バイパス流路 10 上に設けられたバイパス弁 11 と、膨張機構 3 に流入する冷媒を減圧する予減圧弁 12 と、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 を制御する操作器 21 とを備え、冷凍サイクルの吐出温度または過熱度に基づいてバイパス弁 11 と予減圧弁 12 の開度を操作して、望ましい高压側圧力に調整することにより、幅広い範囲にわたり効率の良い運転を可能とする。



【選択図】 図1

## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁と、前記バイパス弁と前記予減圧弁とを吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器とを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 2】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記バイパス弁と前記駆動源の回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器とを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置

10

## 【請求項 3】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記蒸発器に送風するファンと、前記バイパス弁と前記ファンの回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器とを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

20

## 【請求項 4】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 5】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、前記放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

30

## 【請求項 6】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、前記蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、前記放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、前記放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

40

## 【請求項 7】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備え、冷媒として二酸化炭素が用いられ、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を 10 以上としたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 8】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備

50

えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、前記蒸発器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、前記放熱器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、前記放熱器から吹き出される空気温度が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 9】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備え、冷媒として二酸化炭素が用いられ、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を 8 以上としたことを特徴とする冷凍サイクル装置。 10

【請求項 10】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁とを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁と前記予減圧弁とを吐出温度または過熱度に基づいて制御することを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。

【請求項 11】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁とを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁と前記駆動源の回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御することを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。 20

【請求項 12】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記蒸発器に送風するファンとを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁と前記ファンの回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御することを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。 30

【請求項 13】

補助圧縮機構と膨張機構とを一本の軸に連結するとともに、冷媒を圧縮する圧縮機構と、前記圧縮機構から吐出された冷媒をさらに圧縮する補助圧縮機構と、前記補助圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁とを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 14】

前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁を備えたことを特徴とする請求項 13 に記載の冷凍サイクル装置。 40

【請求項 15】

前記バイパス弁と前記予減圧弁とを当該冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器を備えたことを特徴とする請求項 14 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 16】

前記補助圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたことを特徴とする請求項 13 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 17】

前記補助圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、前記放熱器の出口の冷媒密度が最も大き 50

くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする請求項 13 に冷凍サイクル装置。

【請求項 18】

前記補助圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、前記蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、前記放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、前記放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする請求項 13 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 19】

冷媒として二酸化炭素が用いられ、給湯機として使用される冷凍サイクル装置であって、前記補助圧縮機構と前記膨張機構の容積比を 4 以上としたことを特徴とする請求項 13 に記載の冷凍サイクル装置。 10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、膨張機を備えた冷凍サイクル装置およびその制御方法に関する。

【背景技術】

【0002】

オゾン破壊係数がゼロであり、かつ地球温暖化係数もフロン類に比べれば格段に小さい、二酸化炭素（以下、 $\text{CO}_2$ という）を冷媒として用いる冷凍サイクル装置が近年着目されているが、 $\text{CO}_2$ 冷媒は、臨界温度が  $31.06^\circ\text{C}$  と低く、この温度よりも高い温度を利用する場合には、冷凍サイクル装置の高圧側（圧縮機出口～放熱器～減圧器入口）では  $\text{CO}_2$ 冷媒の凝縮が生じない超臨界状態となり、従来の冷媒に比べて、冷凍サイクル装置の運転効率（COP）が低下する。したがって、 $\text{CO}_2$ 冷媒を用いた冷凍サイクル装置にあっては、COPを向上させる手段が重要である。 20

このような手段として、減圧器の代わりに膨張機を設け、膨張時の圧力エネルギーを動力として回収する冷凍サイクルが提案されている。ここで、容積式の圧縮機と膨張機を一軸に連結した構成の冷凍サイクル装置では、圧縮機のシリンダ容積を  $V_C$ 、膨張機のシリンダ容積を  $V_E$  とすると、 $V_C/V_E$ （設計容積比）により圧縮機、膨張機のそれぞれを流れる体積循環量の比が決定される。蒸発器出口の冷媒（圧縮機に流入する冷媒）の密度を  $D_C$ 、放熱器出口の冷媒（膨張機に流入する冷媒）の密度を  $D_E$  とすると、圧縮機、膨張機のそれぞれを流れる質量循環量は等しいことから、「 $V_C \times D_C = V_E \times D_E$ 」、すなわち、「 $V_C/V_E = D_E/D_C$ 」の関係が成立する。 $V_C/V_E$ （設計容積比）は機器の設計時に定まる定数であるので、 $D_E/D_C$ （密度比）が常に一定となるように冷凍サイクルはバランスしようとする。（以下、このことを、「密度比一定の制約」と呼ぶ。） 30

しかし、冷凍サイクル装置の使用条件は必ずしも一定ではないので、設計時に想定した設計容積比と実際の運転状態での密度比が異なる場合には、「密度比一定の制約」のために、最良な高圧側圧力に調整することが困難となる。

そこで、膨張機をバイパスするバイパス流路を設け、膨張機に流入する冷媒量を制御することで、最良な高圧側圧力に調整する構成や制御方法が提案されている（例えば特許文献 1 及び特許文献 2 参照）。 40

【特許文献 1】特開 2000 - 234814 号公報

【特許文献 2】特開 2001 - 116371 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

ところが、上記特許文献には、実際の運転状態での密度比が設計容積比より小さい場合には、膨張機をバイパスするバイパス流路に冷媒を流すことで、最良な高圧側圧力に調整できる構成や制御方法が記載されているが、実際の運転状態での密度比が設計容積比より大きい場合については、最良な高圧側圧力に調整できる構成や制御方法について、何ら記 50

載されていない。また、設計容積比の値をどのように設定すればよいかも記載されていない。

さらに、実際の運転状態での密度比が設計容積比より小さい場合についても、バイパス流路に冷媒を流す冷媒量を一定以上に増やせない場合、すなわち、バイパス流路上に設けられたバイパス弁の開度が最大となってしまった場合などについても、どのようにすればよいかが記載されていない。そのために、実際の運転状態での密度比が設計容積比より大きい場合や、バイパス弁の開度が最大となってしまった場合などについては、最良な高圧側圧力に調整できずに冷凍サイクル装置の運転効率が低下するといった課題が生じていた。

【0004】

したがって本発明は、実際の運転状態での密度比が設計容積比より大きい場合でも、小さい場合でも、最良な高圧側圧力に調整できる冷凍サイクル装置の構成およびその制御方法を提供し、冷凍サイクル装置の運転効率（COP）を向上させることを目的としている。

また、様々な運転状態で効率の良い運転が可能な設計容積比を有する冷凍サイクル装置を提供す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、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁と、前記バイパス弁と前記予減圧弁とを吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器とを備えたことを特徴とする。

請求項2記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記バイパス弁と前記駆動源の回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器とを備えたことを特徴とする。

請求項3記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記蒸発器に送風するファンと、前記バイパス弁と前記ファンの回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器とを備えたことを特徴とする。

請求項4記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたことを特徴とする。

請求項5記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、前記放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする。

請求項6記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮

機構と前記膨張機構の容積比を、前記蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、前記放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、前記放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする。

請求項 7 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備え、冷媒として二酸化炭素が用いられ、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を 10 以上としたことを特徴とする。

請求項 8 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、前記蒸発器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、前記放熱器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、前記放熱器から吹き出される空気温度が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする。

請求項 9 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備え、冷媒として二酸化炭素が用いられ、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の容積比を 8 以上としたことを特徴とする。

請求項 10 記載の本発明の冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁とを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁と前記予減圧弁とを吐出温度または過熱度に基づいて制御することを特徴とする。

請求項 11 記載の本発明の冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁とを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁と前記駆動源の回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御することを特徴とする。

請求項 12 記載の本発明の冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記蒸発器に送風するファンとを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁と前記ファンの回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御することを特徴とする。

請求項 13 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、補助圧縮機構と膨張機構とを一本の軸に連結するとともに、冷媒を圧縮する圧縮機構と、前記圧縮機構から吐出された冷媒をさらに圧縮する補助圧縮機構と、前記補助圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁とを備えたことを特徴とする。

請求項 14 記載の本発明は、請求項 13 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁を備えたことを特徴とする。

請求項 15 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、請求項 14 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁と前記予減圧弁とを当該冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器を備えたことを特徴とする。

請求項 1 6 記載の本発明は、請求項 1 3 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、前記補助圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたことを特徴とする。

請求項 1 7 記載の本発明は、請求項 1 3 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、前記補助圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、前記放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする。

請求項 1 8 記載の本発明は、請求項 1 3 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、前記補助圧縮機構と前記膨張機構の容積比を、前記蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、前記放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、前記放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする。

請求項 1 9 記載の本発明は、請求項 1 3 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、冷媒として二酸化炭素が用いられ、給湯機として使用される冷凍サイクル装置であって、前記補助圧縮機構と前記膨張機構の容積比を 4 以上としたことを特徴とする。

#### 【発明の効果】

##### 【0006】

本発明の冷凍サイクル装置およびその制御方法は、密度比一定の制約により最良な高圧側圧力に調整することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置であっても、幅広い運転範囲の中で高い動力回収効果を得て、効率のよい運転が可能な冷凍サイクル装置およびその制御方法である。

#### 【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、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁と、バイパス弁と予減圧弁とを吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器とを備えたものである。本実施の形態によれば、密度比が設計容積比より小さい場合でも大きい場合でも、バイパス弁と予減圧弁の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整することができ、幅広い範囲にわたり運転効率や能力を低下させることなく運転できる冷凍サイクル装置が提供される。

本発明の第 2 の実施の形態による冷凍サイクル装置は、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、バイパス弁と駆動源の回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器とを備えたものである。本実施の形態によれば、バイパス弁の開度と駆動源の駆動回転数を操作することで、実際の運転状態で望ましい高圧側圧力に調整でき、さらにバイパス弁の開度が全開となった場合でも、駆動源の駆動回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、幅広い範囲にわたり冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることがない。

本発明の第 3 の実施の形態による冷凍サイクル装置は、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、蒸発器に送風するファンと、バイパス弁とファンの回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器とを備えたものである。本実施の形態によれば、バイパス弁の開度とファンの回転数を操作することで、実際の運転状態で望ましい高圧側圧力に調整でき、さらにバイパス弁の開度が全開となった場合でも、ファンの回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、幅広い範囲にわたり冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることがない。

本発明の第 4 の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で放熱器と蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような容積比とすることで、COP 向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

10

20

30

40

50

本発明の第５の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の容積比を、放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での放熱器と蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

本発明の第６の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の容積比を、蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での放熱器と蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

10

本発明の第７の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の容積比を１０以上としたものである。冷凍サイクル装置が給湯機の場合であれば、本実施の形態によって、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような容積比となり、COP向上率の季節差が小さくなるので、常に高い運転効率を維持する給湯機が提供される。

本発明の第８の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の容積比を、蒸発器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、放熱器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、放熱器から吹き出される空気温度が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での放熱器と蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

20

本発明の第９の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の容積比を８以上としたものである。冷凍サイクル装置が空気調和機の場合であれば、本実施の形態によって、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような容積比となり、COP向上率の季節差が小さくなるので、常に高い運転効率を維持する空気調和機が提供される。

本発明の第１０の実施の形態による冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁とを備えた冷凍サイクル装置において、バイパス弁と予減圧弁とを吐出温度または過熱度に基づいて制御するものである。本実施の形態によれば、密度比が設計容積比より小さい場合でも大きい場合でも、バイパス弁と予減圧弁の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整することができ、幅広い範囲にわたり冷凍サイクル装置をその運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

30

本発明の第１１の実施の形態による冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁とを備えた冷凍サイクル装置において、バイパス弁と駆動源の回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御するものである。本実施の形態によれば、密度比が設計容積比より小さい場合でも大きい場合でも、バイパス弁の開度と駆動源の駆動回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整でき、さらにバイパス弁の開度が全開となった場合でも、駆動源の駆動回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、幅広い範囲にわたり冷凍サイクル装置をその運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

40

本発明の第１２の実施の形態による冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、膨張機構をバイパスするバイパ

50



ス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、蒸発器に送風するファンとを備えた冷凍サイクル装置において、バイパス弁とファンの回転数とを吐出温度または過熱度に基づいて制御するものである。本実施の形態によれば、密度比が設計容積比より小さい場合でも大きい場合でも、バイパス弁の開度とファンの回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整でき、さらにバイパス弁の開度が全開となった場合でも、ファンの回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、幅広い範囲にわたり冷凍サイクル装置をその運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

本発明の第13の実施の形態による冷凍サイクル装置は、補助圧縮機構と膨張機構とを一本の軸に連結するとともに、冷媒を圧縮する圧縮機構と、圧縮機構から吐出された冷媒をさらに圧縮する補助圧縮機構と、補助圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁とを備えたものである。本実施の形態によれば、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比の変化が小さいことから、設計時に想定した設計容積比と異なっても、バイパス弁のみの開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

本発明の第14の実施の形態は、第13の実施の形態による冷凍サイクル装置において、膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁を備えたものである。本実施の形態によれば、密度比が設計容積比より小さい場合でも大きい場合でも、バイパス弁と予減圧弁の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

本発明の第15の実施の形態は、第14の実施の形態による冷凍サイクル装置において、バイパス弁と予減圧弁とを当該冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて制御する操作器を備えたものである。本実施の形態によれば、バイパス弁と予減圧弁の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

本発明の第16の実施の形態は、第13の実施の形態による冷凍サイクル装置において、補助圧縮機構と膨張機構の容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で放熱器と圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

本発明の第17の実施の形態は、第13の実施の形態による冷凍サイクル装置において、補助圧縮機構と膨張機構の容積比を、放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での放熱器と圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

本発明の第18の実施の形態は、第13の実施の形態による冷凍サイクル装置において、補助圧縮機構と膨張機構の容積比を、蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での放熱器と圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

本発明の第19の実施の形態は、第13の実施の形態による冷凍サイクル装置において、冷媒として二酸化炭素が用いられ、給湯機として使用される冷凍サイクル装置であって、補助圧縮機構と膨張機構の容積比を4以上としたものである。冷凍サイクル装置が補助圧縮機構を備える給湯機の場合であれば、本実施の形態によって、運転条件が異なっても

10

20

30

40

50

可能な限り予膨張させないような容積比となり、COP向上率の季節差が小さくなるので、常に高い運転効率を維持する冷凍サイクル装置が提供される。

【実施例 1】

【0008】

以下、本発明の実施例について、図面を参照しながら説明する。

図 1 は、本発明の第 1 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。なお、本実施例の冷凍サイクル装置に関しては、給湯機を例に取り説明する。即ち、本実施例の給湯機に本発明が限定されるものではなく、空気調和機などであってもよい。

本実施例の冷凍サイクル装置は、圧縮機構 1、放熱器 2、膨張機構 3、およびファン 4 により送風される外気と熱交換させる蒸発器 5 などからなる冷媒サイクル回路 A と、給水ポンプ 6、放熱器 2、および給湯タンク 7 などからなる給湯サイクル回路 B とを備え、放熱器 2 において圧縮機構 1 から吐出された冷媒により給水ポンプ 6 からの水を加熱してお湯とし、そのお湯を給湯タンク 7 に貯めておくようにした冷凍サイクル装置（本実施例の場合には、給湯機）である。

圧縮機構 1 は、モータ等の駆動源 8 により駆動される。さらに、圧縮機構 1 は、圧力エネルギーを動力に変換する膨張機構 3（膨張機）と一本の軸 9 により連結され、膨張機構 3 の回収動力により駆動源 8 の入力を低減する。また、冷媒サイクル回路 A は、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 と、バイパス流路 10 に流れる流量を調節するバイパス弁 11 と、放熱器 2 と膨張機構 3 入口との間に設けられ、膨張機構 3 に流入する冷媒を予め減圧させる予減圧弁 12 とを備えている。冷媒としては二酸化炭素（ $\text{CO}_2$ ）が封入されている。また、圧縮機構 1 の出口温度（圧縮機構の吐出温度）を検知する吐出温度検知手段 20 と、吐出温度検知手段 20 が検知した値に基づきバイパス弁 11 および予減圧弁 12 の開度を演算、操作する第 1 操作器 21 とを備えている。

【0009】

次に、上述のように構成された冷凍サイクル装置の運転時の動作について、圧縮機構 1 のシリンダ容積を  $V_C$ 、膨張機構 3 のシリンダ容積を  $V_E$ 、蒸発器 5 の出口冷媒密度を  $D_C$ （圧縮機構 1 の流入冷媒密度）、放熱器 2 の出口冷媒密度を  $D_E$ （膨張機構 3 の流入冷媒密度）として説明する。まず、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_C$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $V_C / V_E$ ）と略同等である場合について説明する。

圧縮機構 1 は、臨界圧力を越える圧力（高圧側圧力）まで冷媒を圧縮する。その圧縮された冷媒は、高温高圧状態となり、放熱器 2 を流れる際に、水に放熱して冷却される。換言すれば、給湯タンク 7 の底部から給水ポンプ 6 により放熱器 2 の水流路へ送り込まれた水は、放熱器 2 の冷媒流路を流れる冷媒により加熱される。その後、冷媒は、膨張機構 3 で減圧されて気液二相状態となる。膨張機構 3 では冷媒の圧力エネルギーを動力に変換し、その動力は軸 9 に伝達される。この軸 9 に伝達された動力により駆動源 8 の入力は低減される。膨張機構 3 により減圧された冷媒は、蒸発器 5 に流入し、この蒸発器 5 で冷媒は空気によって冷却されて気液二相またはガス状態となる。その後、気液二相またはガス状態となった冷媒は、再び圧縮機構 1 に吸入される。

【0010】

次に、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_C$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $V_C / V_E$ ）と異なる場合について説明する。まず、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_C$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $V_C / V_E$ ）より大きい場合の動作について説明する。

この場合には、密度比一定の制約のために、放熱器 2 出口（膨張機構 3 入口）の冷媒密度（ $D_E$ ）が小さくなるように、冷凍サイクルは高圧側圧力を低下させた状態でバランスしようとする。ところが、高圧側圧力が望ましい圧力より低下した状態では、吐出温度が低下して冷凍サイクル装置の加熱能力が低下したり、冷凍サイクル装置の効率が低下したりする。このため、バイパス弁 11 が全閉状態でなければ、バイパス弁 11 を閉方向に操作し、バイパス流路 10 に流入していた冷媒を膨張機構 3 に流入させる。あるいは、バイパス弁 11 が全閉状態であれば、予減圧弁 12 を閉方向に操作して膨張機構 3 に流入する

冷媒を減圧し、冷媒密度を低下させる。これらの動作により、高圧側圧力を上昇させ、望ましい圧力に調整できるので、効率の良い運転を行うことができる。

【0011】

逆に、実際の運転状態での密度比 ( $DE/DC$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $VC/VE$ ) より小さい場合の動作について説明する。

この場合には、密度比一定の制約のために、放熱器 2 出口 (膨張機構 3 入口) の冷媒密度 ( $DE$ ) が大きくなるように、冷凍サイクルは高圧側圧力を上昇させた状態でバランスしようとする。ところが、高圧側圧力が望ましい圧力より上昇した状態では、冷凍サイクル装置の運転効率が低下してしまう。このため、予減圧弁 12 が全開状態でなければ、予減圧弁 12 を開方向に操作し、膨張機構 3 に流入する冷媒を減圧しないようにして冷媒密度を上昇させる。あるいは、予減圧弁 12 が全開状態であれば、バイパス弁 11 を開方向に操作して膨張機構 3 に流入する冷媒の一部をバイパス流路 10 に流入させる。これらの動作により、高圧側圧力を低下させ、望ましい圧力に調整できるので、効率の良い運転を行うことができる。

10

【0012】

以上説明したように、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比 ( $DE/DC$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $VC/VE$ ) より小さい場合でも、大きい場合でも、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整し、運転効率や能力を低下させることなく運転できる冷凍サイクル装置が提供される。

20

【0013】

次に、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 の具体的な操作方法として、第 1 操作器 21 が行う制御について、図 2 に示すフローチャートに基づいて説明する。

本実施例の制御では、高圧側圧力と吐出温度との相関関係を利用して、計測するには高コストなセンサーが必要な高圧側圧力によらず、比較的安価に計測の可能な吐出温度によりバイパス弁 11 及び予減圧弁 12 の制御を行う。

すなわち、冷凍サイクル装置の運転時には、吐出温度検知手段 20 からの検出値 (吐出温度  $T_d$ ) (ステップ 100) が取り込まれる。予め ROM 等に記憶されている目標吐出温度 (目標  $T_d$ ) とステップ 100 で取り込んだ吐出温度とを比較する (ステップ 110)。

30

吐出温度が目標吐出温度より低い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より低い傾向にあるため、まず、バイパス弁 11 が全閉となっているか否かを判定する (ステップ 120)。バイパス弁 11 が全閉である場合には、予減圧弁 12 を閉方向に操作し (ステップ 130)、膨張機構 3 に流入する冷媒を減圧し、冷媒密度を低下させ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。また、バイパス弁 11 が全閉でない場合には、バイパス弁 11 を閉方向に操作し (ステップ 140)、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を減少させ、高圧側圧力及び吐出温度を上昇させる。

逆に、吐出温度が目標吐出温度より高い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より高い傾向にあるため、まず、予減圧弁 12 が全開となっているか否かを判定する (ステップ 150)。予減圧弁 12 が全開である場合には、バイパス弁 11 を開方向に操作し (ステップ 160)、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を増加させ、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。また、予減圧弁 12 が全開でない場合には、予減圧弁 12 を開方向に操作し (ステップ 170)、膨張機構 3 に流入する冷媒を減圧しないようにして、冷媒密度を低下させないようにすることで、高圧側圧力及び吐出温度を低下させる。

40

以上のステップの後、ステップ 100 に戻り、以後ステップ 100 からステップ 170 まで繰り返すことにより、図 3 に示すように、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 とを連携させた制御を行う。

【0014】

50

以上説明したように、第１の実施例の冷凍サイクル装置の制御方法では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $VC/VE$ ）より小さい場合でも、大きい場合でも、吐出温度に基づいてバイパス弁１１と予減圧弁１２の開度を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力の低下させることなく運転できる。

なお、バイパス弁１１、予減圧弁１２が全開、または、全閉であるとの判定は、物理的に弁が全開、または、全閉となっていなくてもよく、弁の信頼性等を考慮して予め定めた全開、または、全閉に近い最大開度、または、最小開度となったことで判定してもよい。

また、本実施例の冷媒は二酸化炭素（ $CO_2$ ）であるとして説明したが、他の冷媒、例えば、 $R410A$ 等でも同様の効果が得られる。

10

#### 【実施例２】

#### 【００１５】

本発明の第２の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。本実施例の冷凍サイクル装置は、第１の実施例の冷凍サイクル装置とほぼ同様な構成であり、同一機能部品については同一の符号を付して説明を省略する。図４は、本発明の第２の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。また、図５は、本発明の第２の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャートである。

本実施例の冷凍サイクル装置において、第１の実施例の冷凍サイクル装置と異なる点は、第１の実施例の吐出温度検知手段２０及び第１操作器２１の代わりに、蒸発器５の入口から出口の間の温度（蒸発器の蒸発温度）を検知する蒸発温度検知手段３０と、圧縮機構１の入口温度（圧縮機構の吸入温度）を検知する吸入温度検知手段３１と、蒸発温度検知手段３０と吸入温度検知手段３１とが検知した値から過熱度（吸入温度と蒸発温度との差）を演算し、バイパス弁１１および予減圧弁１２の開度を演算、操作する第２操作器３２とを備えている構成にある。

20

#### 【００１６】

次に、第２操作器３２が行う制御について、図５に示すフローチャートに基づいて説明する。本実施例の制御では、高圧側圧力と過熱度との相関関係を利用して、計測するには高コストなセンサーが必要な高圧側圧力によらず、比較的安価に計測の可能な蒸発温度と吸入温度とから演算される過熱度によりバイパス弁１１及び予減圧弁１２の制御を行う。

30

すなわち、冷凍サイクル装置の運転時には、蒸発温度検知手段３０からの検出値（蒸発温度 $T_e$ ）（ステップ２００）が取り込まれ、また、吸入温度検知手段３１からの検出値（吸入温度 $T_s$ ）（ステップ２１０）が取り込まれる。それら取り込んだ検出値から吸入温度と蒸発温度の差である過熱度（ $SH$ ）を演算（ステップ２２０）し、予めROM等に記憶されている目標過熱度（目標 $SH$ ）とステップ２００で演算した過熱度とを比較する（ステップ２３０）。

過熱度が目標過熱度より低い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より低い傾向にあるため、まず、バイパス弁１１が全閉となっているか否かを判定する（ステップ２４０）。バイパス弁１１が全閉である場合には、予減圧弁１２を閉方向に操作し（ステップ２５０）、膨張機構３に流入する冷媒を減圧し、冷媒密度を低下させ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。また、バイパス弁１１が全閉でない場合には、バイパス弁１１を閉方向に操作し（ステップ２６０）、膨張機構３をバイパスするバイパス流路１０に流入する冷媒量を減少させ、高圧側圧力および過熱度を上昇させる。

40

逆に、過熱度が目標過熱度より高い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より高い傾向にあるため、まず、予減圧弁１２が全開となっているか否かを判定する（ステップ２７０）。予減圧弁１２が全開である場合には、バイパス弁１１を開方向に操作し（ステップ２８０）、膨張機構３をバイパスするバイパス流路１０に流入する冷媒量を増加させ、高圧側圧力および過熱度を低下させる。

また、予減圧弁１２が全開でない場合には、予減圧弁１２を開方向に操作し（ステップ２９０）、膨張機構３に流入する冷媒を減圧しないようにして、冷媒密度を低下させない

50

ようにすることで、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。

以上のステップの後、ステップ 200 に戻り、以後ステップ 200 からステップ 290 まで繰り返すことにより、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 とを連携させた制御を行う。

#### 【0017】

以上説明したように、第 2 の実施例の冷凍サイクル装置及びその制御方法では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比 ( $DE/DC$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $VC/VE$ ) より小さい場合でも、大きい場合でも、過熱度に基づいてバイパス弁 11 と予減圧弁 12 の開度を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力の低下させることなく運転できる。

10

なお、バイパス弁 11、予減圧弁 12 が全開、または、全閉であるとの判定は、物理的に弁が全開、または、全閉となっていなくてもよく、弁の信頼性等を考慮して予め定めた全開、または、全閉に近い最大開度、または、最小開度となったことで判定してもよい。

また、本実施例の冷媒は二酸化炭素 ( $CO_2$ ) であるとして説明したが、他の冷媒、例えば、R410A 等でも同様の効果が得られる。

#### 【実施例 3】

#### 【0018】

本発明の第 3 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。本実施例の冷凍サイクル装置は、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置とほぼ同様な構成であり、同一機能部品については同一の符号を付して説明を省略する。図 6 は、本発明の第 3 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。また、図 7 は、本発明の第 3 の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャートである。

20

本実施例の冷凍サイクル装置において、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置と異なる点は、第 1 の実施例の予減圧弁 12 を備えず、吐出温度検知手段 20 が検知した値に基づきバイパス弁 11 および圧縮機構 1 を駆動する駆動源 8 の回転数を操作する第 3 操作器 40 を備えている構成にある。

#### 【0019】

次に、第 3 操作器 40 が行う制御について、図 7 に示すフローチャートに基づいて説明する。本実施例の制御では、第 1 の実施例と同様に、吐出温度に基づき制御を行う。

すなわち、冷凍サイクル装置の運転時には、吐出温度検知手段 20 からの検出値 (吐出温度) (ステップ 300) が取り込まれる。予め ROM 等に記憶されている目標吐出温度とステップ 300 で取り込んだ吐出温度とを比較する (ステップ 310)。

30

吐出温度が目標吐出温度より低い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より低い傾向にあるため、まず、バイパス弁 11 が全閉となっているか否かを判定する (ステップ 320)。バイパス弁 11 が全閉である場合には、駆動源 8 の駆動回転数を大きくする (ステップ 330)。駆動回転数が大きくなると圧縮機構 1 から吐出される冷媒の循環量が増加し、放熱器 2、蒸発器 5 での熱交換効率が低下するため、放熱器 2 の出口温度が上昇し、膨張機構 3 に流入する冷媒の密度が低下するとともに、蒸発器 5 の出口温度が低下し、圧縮機構 1 に吸入される冷媒密度が増加するので、密度比 ( $DE/DC$ ) が低下する。このため、予減圧弁 12 を閉方向に操作するのと同等の効果が得られ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させることができる。

40

また、バイパス弁 11 が全閉でない場合には、駆動回転数が予め定められた基準値より小さいかどうかを判定する (ステップ 340)。駆動回転数が基準値より小さい場合には、後に述べるステップ 380 で、駆動回転数を小さくしたと考えられるので、基準値までの範囲内で駆動回転数を大きくし (ステップ 350)、密度比 ( $DE/DC$ ) を低下させることで、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。また、駆動回転数が基準値である場合には、バイパス弁 11 を閉方向に操作し (ステップ 360)、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を減少させ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。

#### 【0020】

50

逆に、吐出温度が目標吐出温度より高い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より高い傾向にあるため、まず、バイパス弁 11 が全開となっているか否かを判定する（ステップ 370）。バイパス弁 11 が全開である場合には、駆動源 8 の駆動回転数を小さくする（ステップ 380）。駆動回転数が小さくなると圧縮機構 1 から吐出される冷媒の循環量が低下し、放熱器 2、蒸発器 5 での熱交換効率が向上するため、放熱器 2 の出口温度が低下し、膨張機構 3 に流入する冷媒の密度が上昇するとともに、蒸発器 5 の出口温度が上昇し、圧縮機構 1 に吸入される冷媒密度が低下するので、密度比（ $DE/DC$ ）が増加する。このため、バイパス弁 11 を開方向に操作するのと同等の効果が得られ、高圧側圧力および吐出温度を低下させることができる。

また、バイパス弁 11 が全開でない場合には、駆動回転数が予め定められた基準値より大きいかどうかを判定する（ステップ 390）。駆動回転数が基準値より大きい場合には、ステップ 330 で、駆動回転数を大きくしたと考えられるので、基準値までの範囲内で駆動回転数を小さくし（ステップ 400）、密度比（ $DE/DC$ ）を増加させることで、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。また、駆動回転数が基準値である場合には、バイパス弁 11 を開方向に操作し（ステップ 410）、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を増加させ、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。

以上のステップの後、ステップ 300 に戻り、以後ステップ 300 からステップ 410 まで繰り返すことにより、図 8 に示すように、バイパス弁 11 の開度と駆動源 8 の駆動回転数とを連携させた制御を行う。

#### 【0021】

以上説明したように、第 3 の実施例の冷凍サイクル装置及びその制御方法では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $VC/VE$ ）より小さい場合でも、大きい場合でも、吐出温度に基づいてバイパス弁 11 の開度と駆動源 8 の駆動回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できる。

さらに、図 8 に示したようにバイパス弁 11 の開度が全開となった場合でも、駆動源 8 の駆動回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、冷凍サイクル装置の運転効率や能力の低下させることなく運転できる。

なお、本実施例では、第 1 の実施例と同様に吐出温度に基づき制御を行うとして説明したが、第 2 の実施例のように過熱度に基づき制御してもよい。さらに、第 1、2 の実施例の予減圧弁 12 の開度操作と、本実施例の駆動源 8 の駆動回転数操作を組み合わせる実施してもよい。また、バイパス弁 11 が全開、または、全閉であるとの判定は、物理的に弁が全開、または、全閉になっていなくてもよく、弁の信頼性等を考慮して予め定めた全開、または、全閉に近い最大開度、または、最小開度となったことで判定してもよい。また、本実施例の冷媒は二酸化炭素（ $CO_2$ ）であるとして説明したが、他の冷媒、例えば、 $R410A$  等でも同様の効果が得られる。

#### 【実施例 4】

##### 【0022】

本発明の第 4 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。本実施例の冷凍サイクル装置は、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置とほぼ同様な構成であり、同一機能部品については同一の符号を付して説明を省略する。図 9 は、本発明の第 4 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。また、図 10 は、本発明の第 4 の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャートである。

本実施例の冷凍サイクル装置において、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置と異なる点は、第 1 の実施例の予減圧弁 12 を備えず、吐出温度検知手段 20 が検知した値に基づきバイパス弁 11 およびファン 4 を駆動する駆動源（図示せず）の回転数を操作する第 4 操作器 50 を備えている構成にある。

##### 【0023】

次に、第 4 操作器 50 が行う制御について、図 10 に示すフローチャートに基づいて説

10

20

30

40

50

明する。本実施例の制御では、第 1 の実施例と同様に、吐出温度に基づき制御を行う。

すなわち、冷凍サイクル装置の運転時には、吐出温度検知手段 20 からの検出値（吐出温度）（ステップ 400）が取り込まれる。予め ROM 等に記憶されている目標吐出温度とステップ 400 で取り込んだ吐出温度とを比較する（ステップ 410）。

吐出温度が目標吐出温度より低い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より低い傾向にあるため、まず、バイパス弁 11 が全閉となっているか否かを判定する（ステップ 420）。バイパス弁 11 が全閉である場合には、ファン 4 の回転数を大きくする（ステップ 430）。ファン回転数が大きくなると蒸発圧力（蒸発器 5 入口～圧縮機構 1 入口の圧力）が上昇するため、蒸発器 5 の出口の冷媒密度が上昇するので、密度比（ $DE/DC$ ）が低下する。このため、予減圧弁 12 を閉方向に操作するのと同等の効果が得られ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させることができる。

10

また、バイパス弁 11 が全閉でない場合には、ファン回転数が予め定められた基準値より小さいかどうかを判定する（ステップ 440）。ファン回転数が基準値より小さい場合には、後に述べるステップ 480 で、ファン回転数を小さくしたと考えられるので、基準値までの範囲内でファン回転数を大きくし（ステップ 450）、密度比（ $DE/DC$ ）を低下させることで、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。また、ファン回転数が基準値である場合には、バイパス弁 11 を閉方向に操作し（460）、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を減少させ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。

#### 【0024】

20

逆に、吐出温度が目標吐出温度より高い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より高い傾向にあるため、まず、バイパス弁 11 が全開となっているか否かを判定する（ステップ 470）。バイパス弁 11 が全開である場合には、ファン 4 の駆動回転数を小さくする（ステップ 480）。ファン駆動回転数が小さくなると蒸発圧力が低下するため、蒸発器 5 の出口の冷媒密度が低下するので、密度比（ $DE/DC$ ）が増加する。このため、バイパス弁 11 を開方向に操作するのと同等の効果が得られ、高圧側圧力および吐出温度を低下させることができる。

また、バイパス弁 11 が全開でない場合には、ファン回転数が予め定められた基準値より大きいかどうかを判定する（ステップ 490）。ファン回転数が基準値より大きい場合には、ステップ 430 で、ファン回転数を大きくしたと考えられるので、基準値までの範囲内でファン回転数を小さくし（ステップ 500）、密度比（ $DE/DC$ ）を増加させることで、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。また、ファン回転数が基準値である場合には、バイパス弁 11 を開方向に操作し（ステップ 510）、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を増加させ、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。

30

以上のステップの後、ステップ 400 に戻り、以後ステップ 400 からステップ 510 まで繰り返すことにより、図 11 に示すように、バイパス弁 11 の開度とファン 4 の回転数とを連携させた制御を行う。

#### 【0025】

以上説明したように、第 4 の実施例の冷凍サイクル装置及びその制御方法では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $VC/VE$ ）より小さい場合でも大きい場合でも、過熱度に基づいてバイパス弁 11 の開度とファン 4 の回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できる。

40

さらに、図 11 に示したようにバイパス弁 11 の開度が全開となった場合でも、ファン 4 の回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、冷凍サイクル装置の運転効率や能力の低下させることなく運転できる。

なお、本実施例では、第 1 の実施例と同様に吐出温度に基づき制御を行うとして説明したが、第 2 の実施例のように過熱度に基づき制御してもよい。さらに、第 1、2 の実施例

50

の予減圧弁 12 の開度操作や、第 3 の実施例の圧縮機構 11 の駆動回転数操作と、本実施例のファン 4 の回転数操作を組み合わせる実施してもよい。また、バイパス弁 11 が全開、または、全閉であるとの判定は、物理的に弁が全開、または、全閉となっていなくてもよく、弁の信頼性等を考慮して予め定めた全開、または、全閉に近い最大開度、または、最小開度となったことで判定してもよい。また、本実施例の冷媒は二酸化炭素 ( $\text{CO}_2$ ) であるとして説明したが、他の冷媒、例えば、R410A 等でも同様の効果が得られる。

#### 【実施例 5】

##### 【0026】

本発明の第 5 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。なお、本実施例の冷凍サイクル装置の構成及びその制御方法は、第 1 の実施例と同様であるので、同様な構成及び動作等についての説明を省略する。 10

本実施例の冷凍サイクル装置の特徴とする構成は、圧縮機構 1 のシリンダ容積を  $V_C$ 、膨張機構 3 のシリンダ容積を  $V_E$ 、蒸発器 5 の出口冷媒密度を  $D_C$ 、放熱器 2 の出口冷媒密度を  $D_E$  とした場合に、設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) が、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_C$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $D_E / D_C$ ) の値とほぼ一致するように設計されている。さらに、具体的には、放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $D_E$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $D_E / D_C$ ) の値とほぼ一致するように設計されている点にある。

また、給湯機として使用される冷凍サイクル装置においては、設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) が、給湯機の使用範囲内で、蒸発器 5 の周囲温度 (外気温度) が最も低く、かつ、放熱器 2 に流入する水温 (入水温度) が最も低く、かつ、放熱器 2 から流出させる湯温 (出湯温度) が最も高い条件で運転された場合の密度比 ( $D_E / D_C$ ) とほぼ一致するように設計されている構成を特徴とする。 20

さらに、具体的には、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) は、10 以上の値となるように設計されている構成を特徴とする。

##### 【0027】

ところで、本実施例の冷凍サイクル装置では、第 1 の実施例で説明したように、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_C$ ) が、設計時に決定した設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) より小さい場合には、バイパス弁 11 を開方向に操作することにより、あるいは、密度比 ( $D_E / D_C$ ) が設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) より大きい場合には、予減圧弁 12 を開方向に操作することにより密度比 ( $D_E / D_C$ ) を設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) に一致させて、望ましい高圧側圧力に調整できる。しかし、バイパス流路 10 を流れる冷媒量が多くなったり、予減圧弁 12 で予め膨張させる圧力差が大きくなったりすると、回収できるはずの動力が減少してしまうため、運転効率 (COP) の向上率も低下してしまう。したがって、設計容積比をいかに最適な値として設計するかが重要である。 30

##### 【0028】

そこで、本実施例の冷凍サイクル装置を給湯機として使用する場合は、その最適な設計容積比について、図 12 と図 13 を用いて詳しく説明する。

図 12 は、本発明の第 5 の実施例における密度比と COP 比の相関図であり、図 13 は、本発明の第 5 の実施例における密度比と冷媒密度との相関図である。

図 12 において、外気温度は温度が高い順に、夏期、中間期、冬期、低温期を想定している。入水温度はそれぞれの外気温度条件に応じた最も低い温度を想定し、出湯温度はそれぞれの外気温度条件に応じた標準的な温度を想定している。また、COP 比はそれぞれの外気温度条件において、膨張機を用いていない冷凍サイクル装置の COP を 100 とした。以下、夏期条件を例に取り説明する。 40

夏期条件において、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_C$ ) は、約 7 である。この値より大きい設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期条件ではバイパス流路 10 に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、この値より小さい設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期条件では予減圧弁 12 で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、夏期条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) を約 7 として設計 50



した場合に比べて、COP比は低下し、特に、予膨張させた場合にはCOP比が急激に大きく低下することがわかる。

#### 【0029】

一方、冬期条件、および、低温期条件では、実際の運転状態での密度比( $DE/DC$ )は、それぞれ、約10、および、約12である。これらの値より大きい設計容積比( $VC/VE$ )で設計された冷凍サイクル装置の場合には、冬期条件や低温期条件ではバイパス流路10に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、これらの値より小さい設計容積比( $VC/VE$ )で設計された冷凍サイクル装置の場合には、冬期条件や低温期条件では予減圧弁12で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、冬期条件、低温期条件のそれぞれの条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比( $VC/VE$ )を約10や約12として設計した場合に比べて、COP比は低下し、特に、予膨張させた場合にはCOP比が急激に大きく低下することがわかる。

#### 【0030】

つまり、季節等によって異なる運転条件により、最適な設計容積比は異なるが、圧縮機構1と膨張機構3とが一本の軸9により直結された冷凍サイクル装置では、設計容積比( $VC/VE$ )は設計時に1つの値に決めざるを得ない。このため、例えば、夏期条件で最適となるように設計容積比( $VC/VE$ )を約7として設計した場合には、夏期条件ではCOP比は約112となるが、他の季節条件ではCOP比が約101~103となる。

これに対し、低温期条件で最適となるように設計容積比( $VC/VE$ )を約12として設計した場合には、低温期条件でのCOP比は約110であり、他の季節条件でも107~108となる。あるいは、冬期条件で最適となるように設計容積比( $VC/VE$ )を約10として設計した場合には、比較的期間の短い低温期でのCOP比は約103であるが、冬期条件では、110となり、他の季節条件でも約108となる。

このように、設計容積比( $VC/VE$ )を冬期条件や低温期条件で最適となるように設計すれば、COP向上率の季節差を小さくすることができ、季節等の運転条件が異なっても、常に高い運転効率を維持することが可能である。

#### 【0031】

すなわち、第5の実施例の冷凍サイクル装置では、図12から明らかなように、予膨張させる場合はバイパスさせる場合と比べてCOPの向上率が小さいことに着目し、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないように、設計容積比( $VC/VE$ )を、実際の運転状態での密度比( $DE/DC$ )が最も大きくなる条件(図12の場合には低温期条件)での密度比( $DE/DC$ )の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

#### 【0032】

更には、図13に示す蒸発器5の出口冷媒密度( $DC$ )、あるいは放熱器2の出口冷媒密度( $DE$ )と、密度比との相関から、密度比( $DE/DC$ )は、蒸発器5の出口冷媒密度( $DC$ )の変化より、放熱器2の出口冷媒密度( $DE$ )の変化からより影響を受け、さらに、放熱器2の出口冷媒密度( $DE$ )とほぼ比例関係にあることがわかる。

従って、本実施例の冷凍サイクル装置の設計容積比( $VC/VE$ )を、実際の運転状態での密度比( $DE/DC$ )が最も大きくなる条件、すなわち、放熱器2の出口冷媒密度( $DE$ )が最も大きくなる条件での密度比( $DE/DC$ )の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

#### 【0033】

また、図12ですでに説明したように、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、その使用範囲内で、蒸発器5の周囲温度(外気温度)が最も低く、かつ、放熱器2に流入する水温(入水温度)が最も低く、かつ、放熱器2から流出させる湯温(出湯温度)が最も高い条件で運転された場合が、冷凍サイクル装置の実際の運転状態での密度比( $DE/DC$ )が最も大きくなる条件で運転された場合(図12の場合の低温期条件)に相当するので、この運転状態での密度比( $DE/DC$ )と、設計容積比( $VC/VE$ )とをほぼ一致するように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転

が可能である。

なお、冷凍サイクル装置の実際の運転状態での密度比 ( $D E / D C$ ) が最も大きくなる条件は、冷凍サイクル装置が給湯機であれば、蒸発器 5 の周囲温度が最も低く、かつ、放熱器 2 に流入する水温が最も低く、かつ、放熱器 2 から流出させる湯温が最も高い条件に相当するが、後述の空気調和機などを含む一般の冷凍サイクル装置に当てはめれば、蒸発器 5 で冷媒を加熱する流体の温度が最も低く、かつ、放熱器 2 で冷媒を冷却するために放熱器 2 に流入する流入流体の温度が最も低く、かつ、この冷媒冷却により加熱されて放熱器 2 から流出する流出流体の温度が最も高い条件であると置き換えられる。

さらに、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比 ( $V C / V E$ ) を、10 以上の値 (図 12 の場合の冬期条件や低温期条件に対応する値) となるように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。 10

#### 【実施例 6】

##### 【0034】

本発明の第 6 の実施例における冷凍サイクル装置について、第 1 の実施例の給湯機の例ではなく、空気調和機を例に取り説明する。図 14 は、本発明の第 6 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。なお、本実施例の冷凍サイクル装置は、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置とほぼ同様な構成であり、同一機能部品については同一の符号を適用する。そして、同様な構成及びその動作についての説明を省略する。また、冷凍サイクル装置の制御方法も、第 1 の実施例と同様であるので、その説明を省略する。

本実施例の冷凍サイクル装置は、室外機 C と室内機 D とから構成される。そして、室外機 C は、圧縮機構 1、第 1 四方弁 60、室外ファン 61 により送風される空気と熱交換させる室外熱交換器 62、第 2 四方弁 63、膨張機構 3 などから成り、また、室内機 D は、室内ファン 64 により送風される空気と熱交換させる室内熱交換器 65 などから成っている。 20

そして、本実施例の冷凍サイクル装置において、第 1 四方弁 60、第 2 四方弁 63 を図中の実線方向に切替えると、室外熱交換器 62 を放熱器として作用させ、室内熱交換器 65 を蒸発器として作用させることで、室内機 C が設置された室内を冷房する。また、第 1 四方弁 60、第 2 四方弁 63 を図中の破線方向に切替えると、室内熱交換器 65 を放熱器として作用させ、室外熱交換器 62 を蒸発器として作用させることで、室内機 C が設置された室内を暖房する空気調和の動作が行われる。 30

##### 【0035】

さらに、本実施例の冷凍サイクル装置の特徴とする構成は、圧縮機構 1 のシリンダ容積を  $V C$ 、膨張機構 3 のシリンダ容積を  $V E$ 、室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかが蒸発器として作用するときの熱交換器の出口冷媒密度を  $D C$  (圧縮機構 1 の流入冷媒密度)、室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかが放熱器として作用するときの熱交換器の出口冷媒密度を  $D E$  (膨張機構 3 の流入冷媒密度) とした場合に、設計容積比 ( $V C / V E$ ) が、実際の運転状態での密度比 ( $D E / D C$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $D E / D C$ ) の値とほぼ一致するように設計されている。さらに、具体的には、室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかが放熱器として作用するときの熱交換器の出口冷媒密度 ( $D E$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $D E / D C$ ) の値とほぼ一致するように設計されている点にある。 40

また、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置においては、設計容積比 ( $V C / V E$ ) が、空気調和機の使用範囲内で、蒸発器として作用する室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかの熱交換器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、放熱器として作用する室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかの熱交換器に送風される空気の温度が最も高い条件で運転された場合の密度比 ( $D E / D C$ ) とほぼ一致するように設計されている構成を特徴とする。

さらに、具体的には、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比 ( $V C / V E$ ) は、8 以上の値となるように設計されている構成を特徴とする。 50

## 【0036】

次に、空気調和機として使用される本実施例の冷凍サイクル装置の最適設計容積比について、図15と図16を用いて詳しく説明する。

図15は、本発明の第6の実施例における密度比とCOP比の相関図であり、図16は、本発明の第6の実施例における密度比と冷媒密度との相関図である。

図15において、外気温度は温度が高い順に、夏期冷房、中間期冷房、中間期暖房、冬期暖房を想定している。室内温度（室内熱交換器65に送風される空気温度）、室内吹き出し温度（室内熱交換器65から吹き出される空気温度）はそれぞれの外気温度条件に応じた標準的な温度を想定している。また、COP比はそれぞれの外気温度条件において、膨張機を用いていない冷凍サイクル装置のCOPを100とした。以下、夏期冷房条件を例に取り説明する。 10

夏期冷房条件において、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）は、約4である。この値より大きい設計容積比（ $VC/VE$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期冷房条件ではバイパス流路10に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、この値より小さい設計容積比（ $VC/VE$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期冷房条件では予減圧弁12で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、夏期冷房条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比（ $VC/VE$ ）を約4として設計した場合に比べて、COP比は低下し、特に、予膨張させた場合にはCOP比が急激に大きく低下することがわかる。

一方、中間期暖房条件、および、冬期暖房条件では、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）は、それぞれ、約8～9である。これらの値より大きい設計容積比（ $VC/VE$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、中間期暖房条件や冬期暖房条件ではバイパス流路10に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、これらの値より小さい設計容積比（ $VC/VE$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、中間期暖房条件や冬期暖房条件では予減圧弁12で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、中間期暖房条件や冬期暖房条件のそれぞれの条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比（ $VC/VE$ ）を約8～9として設計した場合に比べて、COP比は低下し、特に、予膨張させた場合にはCOP比が急激に大きく低下することがわかる。 20

## 【0037】

つまり、季節等によって異なる運転条件により、最適な設計容積比は異なるが、圧縮機構1と膨張機構3とが一本の軸9により直結された冷凍サイクル装置では、設計容積比（ $VC/VE$ ）は設計時に1つの値に決めざるを得ない。このため、例えば、夏期冷房条件で最適となるように設計容積比（ $VC/VE$ ）を約4として設計した場合には、夏期冷房条件ではCOP比は約130となるが、中間期暖房条件や冬期暖房条件ではCOP比が約102～104となる。 30

これに対し、中間期暖房条件や冬期暖房条件で最適となるように設計容積比（ $VC/VE$ ）を約8～9として設計した場合には、中間期暖房条件や冬期暖房条件でのCOP比は約111であり、夏期冷房条件や中間期冷房条件でも113～114となる。

このように、設計容積比（ $VC/VE$ ）を中間期暖房条件や冬期暖房条件で最適となるように設計すれば、COP向上率の季節差を小さくすることができ、季節等の運転条件が異なっても、常に高い運転効率を維持することが可能である。 40

## 【0038】

すなわち、第6の実施例の冷凍サイクル装置では、図15から明らかなように、予膨張させる場合はバイパスさせる場合と比べてCOPの向上率が小さいことに着目し、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないように、設計容積比（ $VC/VE$ ）を、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）が最も大きくなる条件（図15の場合には冬期暖房条件）での密度比（ $DE/DC$ ）の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

## 【0039】

また、図16に示す室外熱交換器62または室内熱交換器65のいずれかが蒸発器とし 50

て作用するときの出口冷媒密度 ( $DC$ )、あるいは室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかが放熱器として作用するときの出口冷媒密度 ( $DE$ ) と、密度比 ( $DE/DC$ ) との相関から、密度比 ( $DE/DC$ ) は、蒸発器の出口冷媒密度 ( $DC$ ) の変化より、放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $DE$ ) の変化からより影響を受け、さらに、放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $DE$ ) とほぼ比例関係にあることがわかる。

従って、本実施例の冷凍サイクル装置では、その設計容積比 ( $VC/VE$ ) を、実際の運転状態での密度比 ( $DE/DC$ ) が最も大きくなる条件、すなわち、放熱器の出口冷媒密度 ( $DE$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $DE/DC$ ) の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

【0040】

10

また、図 15 ですでに説明したように、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置において、その使用範囲内で、蒸発器として作用する室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかの熱交換器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、放熱器として作用する室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかの熱交換器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、放熱器として作用する熱交換器から吹き出される空気温度が最も高い条件で運転された場合が、実際の運転状態での密度比 ( $DE/DC$ ) が最も大きくなる条件で運転された場合 (図 15 の場合の冬期暖房条件) に相当するので、この運転状態での密度比 ( $DE/DC$ ) と、設計容積比 ( $VC/VE$ ) とをほぼ一致するように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

さらに、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比 ( $VC/VE$ ) を、8 以上の値 (図 15 の場合の冬期暖房条件や中間期暖房条件に対応する値) となるように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

20

【実施例 7】

【0041】

本発明の第 7 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。図 17 は、本発明の第 7 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。なお、本実施例の冷凍サイクル装置は、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置とほぼ同様な構成であり、同一機能部品については同一の符号を付して説明を省略する。また、冷凍サイクル装置の制御方法も、第 1 の実施例と同様であるので、その説明を省略する。また、本実施例の冷凍サイクル装置

30

に関しては、給湯機を例に取り説明する。

本実施例の冷凍サイクル装置は、冷媒サイクル回路 A と給湯サイクル回路 B とから構成される。そして、冷媒サイクル回路 A は、モータ等の駆動源 71、駆動源 71 により駆動される圧縮機構 72、圧縮機構 72 から吐出された冷媒をさらに圧縮する補助圧縮機構 73、放熱器 2、膨張機構 74、およびファン 4 により送風される外気と熱交換させる蒸発器 5 などを備えている。また、給湯サイクル回路 B は、第 1 の実施例の構成と同様に、給水ポンプ 6、放熱器 2、および給湯タンク 7などを備えている。さらに、補助圧縮機構 73 は、圧力エネルギーを動力に変換する膨張機構 74 と軸 75 により連結され、膨張機構 74 の回収動力により駆動される構成である。

【0042】

40

次に、上述のように構成された冷凍サイクル装置の運転時の動作について、補助圧縮機構 73 のシリンダ容積を  $VCs$ 、膨張機構 74 のシリンダ容積を  $VE$ 、圧縮機構 72 の出口冷媒密度を  $DCs$  (補助圧縮機構 73 の流入冷媒密度)、放熱器 2 の出口冷媒密度を  $DE$  (膨張機構 3 の流入冷媒密度) として、説明する。まず、実際の運転状態での密度比 ( $DE/DCs$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $VCs/VE$ ) と略同等である場合について説明する。

圧縮機構 72 は、臨界圧力を越える圧力 (中間圧力) まで冷媒を圧縮する。その圧縮された冷媒は、さらに補助圧縮機構 73 により高圧側圧力まで圧縮される。そして、高温高圧状態となった冷媒は、放熱器 2 を流れる際に、水に放熱して冷却される。その後、冷媒は、膨張機構 74 で減圧されて気液二相状態となる。膨張機構 74 では冷媒の圧力エネル

50

ギーを動力に変換し、その動力は軸 75 に伝達される。この軸 75 に伝達された動力により補助圧縮機構 73 は駆動される。膨張機構 74 により減圧された冷媒は、蒸発器 5 に流入し、この蒸発器 5 で冷媒は空気によって冷却されて気液二相またはガス状態となる。その後、気液二相またはガス状態となった冷媒は、再び圧縮機構 72 に吸入される。

#### 【0043】

次に、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $VCs / VE$ ) と異なる場合について説明する。まず、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $VCs / VE$ ) より大きい場合の動作について説明する。

この場合には、密度比一定の制約のために、放熱器 2 出口 (膨張機構 74 入口) の冷媒密度 ( $DE$ ) が小さくなるように、冷凍サイクルは高圧側圧力を低下させた状態でバランスしようとする。ところが、高圧側圧力が望ましい圧力より低下した状態では、吐出温度が低下して冷凍サイクル装置の加熱能力が低下したり、冷凍サイクル装置の効率が低下したりする。このため、バイパス弁 11 が全閉状態でなければ、バイパス弁 11 を閉方向に操作し、バイパス流路 10 に流入していた冷媒を膨張機構 74 に流入させる。あるいは、バイパス弁 11 が全閉状態であれば、予減圧弁 12 を閉方向に操作して膨張機構 74 に流入する冷媒を減圧し、冷媒密度を低下させる。これらの動作により、高圧側圧力を上昇させ、望ましい圧力に調整できるので、効率の良い運転を行うことができる。

#### 【0044】

逆に、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $VCs / VE$ ) より小さい場合の動作について説明する。

この場合には、密度比一定の制約のために、放熱器 2 出口 (膨張機構 74 入口) の冷媒密度 ( $DE$ ) が大きくなるように、冷凍サイクルは高圧側圧力を上昇させた状態でバランスしようとする。ところが、高圧側圧力が望ましい圧力より上昇した状態では、冷凍サイクル装置の運転効率が低下してしまう。このため、予減圧弁 12 が全開状態でなければ、予減圧弁 12 を開方向に操作し、膨張機構 74 に流入する冷媒を減圧しないようにして冷媒密度を上昇させる。あるいは、予減圧弁 12 が全開状態であれば、バイパス弁 11 を開方向に操作して膨張機構 74 に流入する冷媒の一部をバイパス流路 10 に流入させる。これらの動作により、高圧側圧力を低下させ、望ましい圧力に調整できるので、効率の良い運転を行うことができる。

#### 【0045】

以上説明したように、第 7 の実施例の冷凍サイクル装置では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $VCs / VE$ ) より小さい場合でも、大きい場合でも、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

なお、本実施例における冷凍サイクルの吐出温度は、補助圧縮機構 73 の出口温度であり、冷凍サイクルの過熱度は、圧縮機構 72 の吸入温度と蒸発器 5 の蒸発温度との差である。

#### 【実施例 8】

#### 【0046】

本発明の第 8 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。なお、本実施例の冷凍サイクル装置の構成およびその制御方法は、第 7 の実施例と同様であるので、同様な構成及び動作等についての説明を省略する。

本実施例の冷凍サイクル装置の特徴とする構成は、補助圧縮機構 73 のシリンダ容積を  $VCs$ 、膨張機構 74 のシリンダ容積を  $VE$ 、圧縮機構 72 の出口冷媒密度を  $DCs$ 、放熱器 2 の出口冷媒密度を  $DE$  とした場合に、設計容積比 ( $VCs / VE$ ) が、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $DE / DCs$ ) の値とほぼ一致するように設計されている。さらに、具体的には、放熱器 2 の出口冷媒密度 (

10

20

30

40

50

DE) が最も大きくなる条件での密度比 ( $DE / DCs$ ) の値とほぼ一致するように設計されている点にある。

また、給湯機として使用される冷凍サイクル装置においては、設計容積比 ( $VCs / VE$ ) が、給湯機の使用範囲内で、蒸発器 5 の周囲温度 (外気温度) が最も低く、かつ、放熱器 2 に流入する水温 (入水温度) が最も低く、かつ、放熱器 2 から流出させる湯温 (出湯温度) が最も高い条件で運転された場合の密度比 ( $DE / DCs$ ) とほぼ一致するように設計されている構成を特徴とする。

さらに、具体的には、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比 ( $VCs / VE$ ) は、3.5 以上の値となるように設計されている構成を特徴とする。

【0047】

10

ところで、本実施例の冷凍サイクル装置では、第 1 の実施例で説明したように、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) が、設計時に決定した設計容積比 ( $VCs / VE$ ) より小さい場合には、バイパス弁 11 を開方向に操作することにより、あるいは、密度比 ( $DE / DCs$ ) が設計容積比 ( $VCs / VE$ ) より大きい場合には、予減圧弁 12 を開方向に操作することにより密度比 ( $DE / DCs$ ) を設計容積比 ( $VCs / VE$ ) に一致させて、望ましい高圧側圧力に調整できる。しかし、バイパス流路 10 を流れる冷媒量が多くなったり、予減圧弁 12 で予め膨張させる圧力差が大きくなったりすると、回収できるはずの動力が減少してしまうため、運転効率 (COP) の向上率も低下してしまう。したがって、設計容積比をいかに最適な値として設計するかが重要である。

【0048】

20

そこで、本実施例の冷凍サイクル装置を給湯機として使用する場合は、その最適な設計容積比について、図 18 と図 19 を用いて詳しく説明する。

図 18 は、本発明の第 8 の実施例における密度比と COP 比の相関図であり、図 19 は、本発明の第 8 の実施例における密度比と冷媒密度との相関図である。

図 18 において、外気温度は温度が高い順に、夏期、中間期、冬期、低温期を想定している。入水温度はそれぞれの外気温度条件に応じた最も低い温度を想定し、出湯温度はそれぞれの外気温度条件に応じた標準的な温度を想定している。また、COP 比はそれぞれの外気温度条件において、膨張機を用いていない冷凍サイクル装置の COP を 100 とした。以下、夏期条件を例に取り説明する。

夏期条件において、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) は、約 4.1 である。この値より大きい設計容積比 ( $VCs / VE$ ) で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期条件ではバイパス流路 10 に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、この値より小さい設計容積比 ( $VCs / VE$ ) で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期条件では予減圧弁 12 で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、夏期条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比 ( $VCs / VE$ ) を約 4.1 として設計した場合に比べて、COP 比は低下し、特に、予膨張させた場合には COP 比が急激に大きく低下することがわかる。

30

【0049】

一方、冬期条件、および、低温期条件では、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) は、それぞれ、約 4.3、および、約 4.5 である。これらの値より大きい設計容積比 ( $VCs / VE$ ) で設計された冷凍サイクル装置の場合には、冬期条件や低温期条件ではバイパス流路 10 に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、これらの値より小さい設計容積比 ( $VCs / VE$ ) で設計された冷凍サイクル装置の場合には、冬期条件や低温期条件では予減圧弁 12 で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、冬期条件、低温期条件のそれぞれの条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比 ( $VCs / VE$ ) を約 4.3 や約 4.5 として設計した場合に比べて、COP 比は低下し、特に、予膨張させた場合には COP 比が急激に大きく低下することがわかる。

40

【0050】

つまり、季節等によって異なる運転条件により、最適な設計容積比は異なるが、補助圧

50

縮機構 7 3 と膨張機構 7 4 とが一本の軸 7 5 により直結された冷凍サイクル装置では、設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) は設計時に 1 つの値に決めざるを得ない。このため、例えば、夏期条件で最適となるように設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を約 4 . 1 として設計した場合には、夏期条件では COP 比は約 1 1 2 となるが、他の季節条件では COP 比が約 1 0 5 となる。

これに対し、低温期条件で最適となるように設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を約 4 . 5 として設計した場合には、低温期条件での COP 比は約 1 1 0 であり、他の季節条件でも 1 1 0 ~ 1 1 1 となる。あるいは、冬期条件で最適となるように設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を設計した場合も同様である。

このように、設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を冬期条件や低温期条件で最適となるように設計すれば、COP 向上率の季節差を小さくすることができ、季節等の運転条件が異なっても、常に高い運転効率を維持することが可能である。

#### 【 0 0 5 1 】

すなわち、第 8 の実施例の冷凍サイクル装置では、図 1 8 から明らかなように、予膨張させる場合はバイパスさせる場合と比べて COP の向上率が小さいことに着目し、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないように、設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) が最も大きくなる条件 (図 1 8 の場合には低温期条件) での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

#### 【 0 0 5 2 】

更には、図 1 9 に示す圧縮機構 7 1 の出口冷媒密度 ( $D_{Cs}$ )、あるいは放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $D_E$ ) と、密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) との相関から、密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) は、圧縮機構 7 1 の出口冷媒密度 ( $D_{Cs}$ ) の変化より、放熱器 2 の出口冷媒密度の変化からより影響を受け、さらに、放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $D_E$ ) とほぼ比例関係にあることがわかる。

従って、本実施例の冷凍サイクル装置の設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) が最も大きくなる条件、すなわち、放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $D_E$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

#### 【 0 0 5 3 】

また、図 1 8 ですでに説明したように、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、その使用範囲内で、蒸発器 5 の周囲温度 (外気温度) が最も低く、かつ、放熱器 2 に流入する水温 (入水温度) が最も低く、かつ、放熱器 2 から流出させる湯温 (出湯温度) が最も高い条件で運転された場合が、冷凍サイクル装置の実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) が最も大きくなる条件で運転された場合 (図 1 8 の場合の低温期条件) に相当するので、この運転状態での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) と、設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) とをほぼ一致するように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

また、補助圧縮機構 7 3 を備えた給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を、4 以上の値 (図 1 8 の場合の夏期条件、中間期条件、冬期条件及び低温期条件のほぼ全てに対応する値) となるように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

さらに、本実施例の構成によれば、図 1 8 に示したように、第 5 の実施例の図 1 2 と比べて、季節等の運転条件が異なった場合の容積比の変化が小さくなるために、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

換言すれば、補助圧縮機構 7 3 を備える冷凍サイクル装置では、実際の運転状態での容積比の変化が小さくなるために、設計時に設定した設計容積比と異なっても、バイパス弁 1 1 のみの開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整することができ、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。即ち、予減圧弁 1 2 がなくバイパス弁 1 1 のみの構成でも良く、また、バイパス弁 1 1 のみの構成の場合でも、設計時に設定する設

10

20

30

40

50

計容積比を大きめの値とすることが望ましい。

【産業上の利用可能性】

【0054】

本発明の冷凍サイクル装置及びその制御方法は、給湯装置（給湯器）、家庭用空気調和機、業務用空気調和機、車両用空気調和機（カーエアコン）等に適している。そして、幅広い運転範囲の中で高い動力回収効果を得て、効率のよい運転が可能な冷凍サイクル装置を提供することができる。特に、二酸化炭素を用いた冷凍サイクルの高圧側が超臨界状態となりうる冷凍サイクル装置で効果が大きい。

【図面の簡単な説明】

【0055】

10

【図1】本発明の第1の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図2】本発明の第1の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャート

【図3】本発明の第1の実施例における制御手段の関連を示す模式図

【図4】本発明の第2の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図5】本発明の第2の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャート

【図6】本発明の第3の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図7】本発明の第3の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャート

20

【図8】本発明の第3の実施例における制御手段の関連を示す模式図

【図9】本発明の第4の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図10】本発明の第4の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャート

【図11】本発明の第4の実施例における制御手段の関連を示す模式図

【図12】本発明の第5の実施例における密度比とCOP比との相関図

【図13】本発明の第5の実施例における密度比と冷媒密度との相関図

【図14】本発明の第6の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図15】本発明の第6の実施例における密度比とCOP比との相関図

【図16】本発明の第6の実施例における密度比と冷媒密度との相関図

30

【図17】本発明の第7の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図18】本発明の第8の実施例における密度比とCOP比との相関図

【図19】本発明の第8の実施例における密度比と冷媒密度との相関図

【符号の説明】

【0056】

- 1, 7 2 圧縮機構
- 2 放熱器
- 3, 7 4 膨張機構
- 4 ファン
- 5 蒸発器
- 6 給水ポンプ
- 7 給湯タンク
- 8, 7 1 駆動源
- 9, 7 5 軸
- 10 バイパス流路
- 11 バイパス弁
- 12 予減圧弁
- 20 吐出温度検知手段
- 21 第1操作器
- 30 蒸発温度検知手段

40

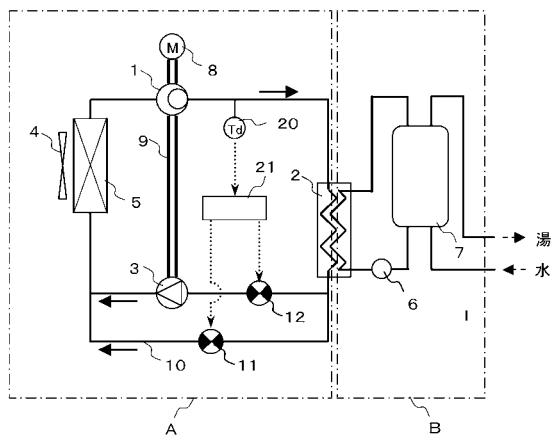
50



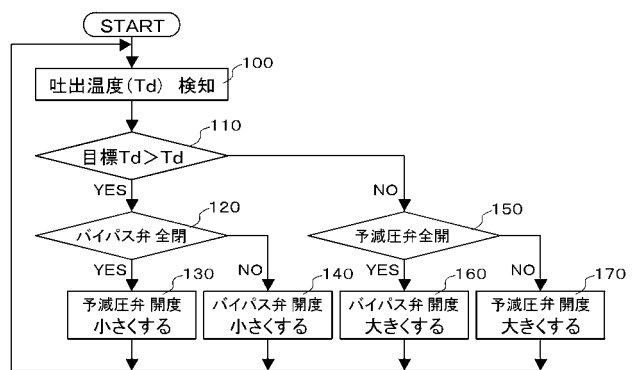
- 3 1 吸入温度検知手段
- 3 2 第2操作器
- 4 0 第3操作器
- 5 0 第4操作器
- 6 0 第1四方弁
- 6 1 室外熱交換器
- 6 2 室外ファン
- 6 3 第2四方弁
- 6 4 室内熱交換器
- 6 5 室内ファン
- 7 3 補助圧縮機構
- A 冷媒サイクル回路
- B 給湯サイクル回路
- C 室外機
- D 室内機

10

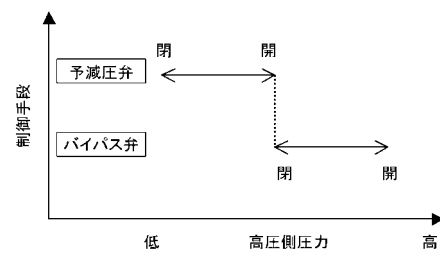
【図1】



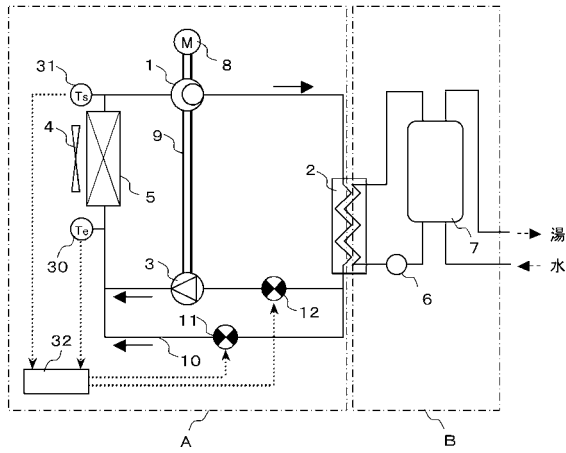
【図2】



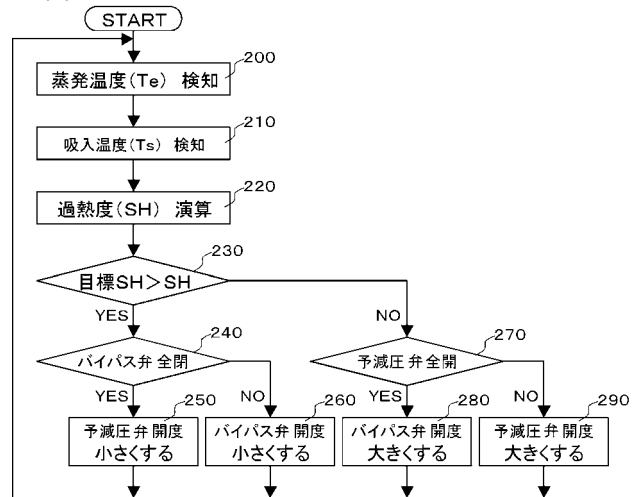
【図3】



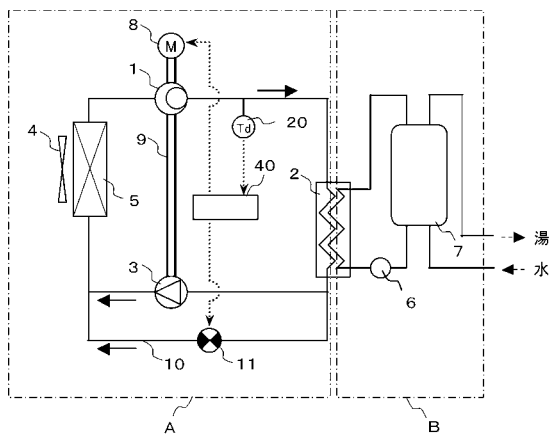
【図 4】



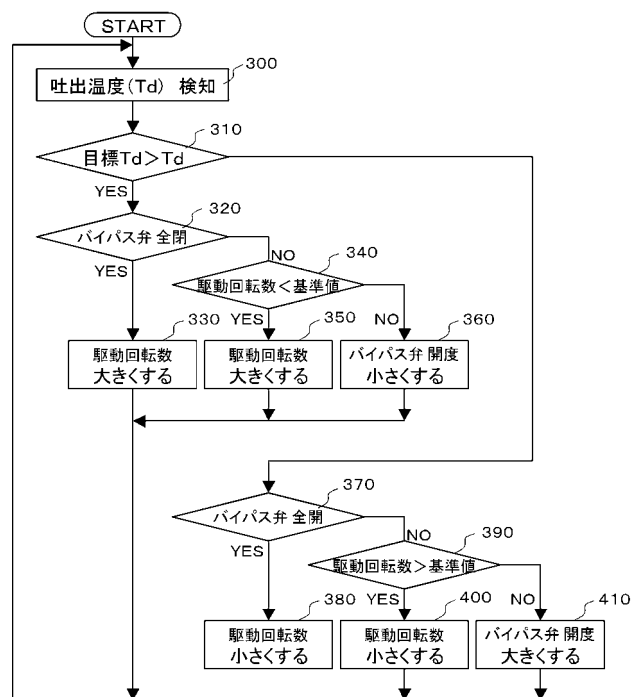
【図 5】



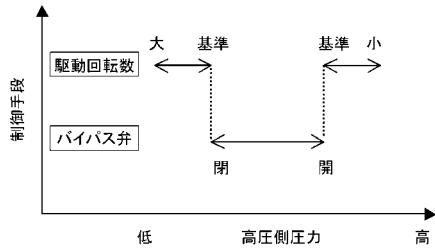
【図 6】



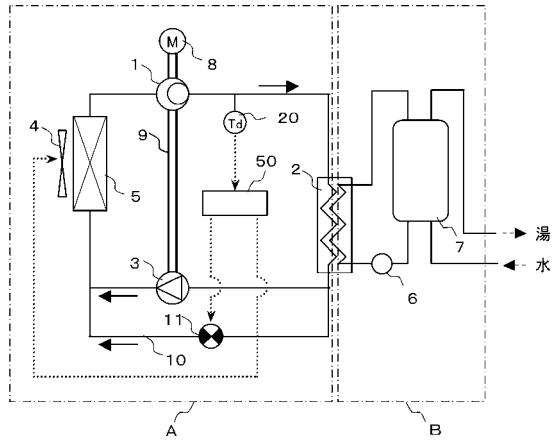
【図 7】



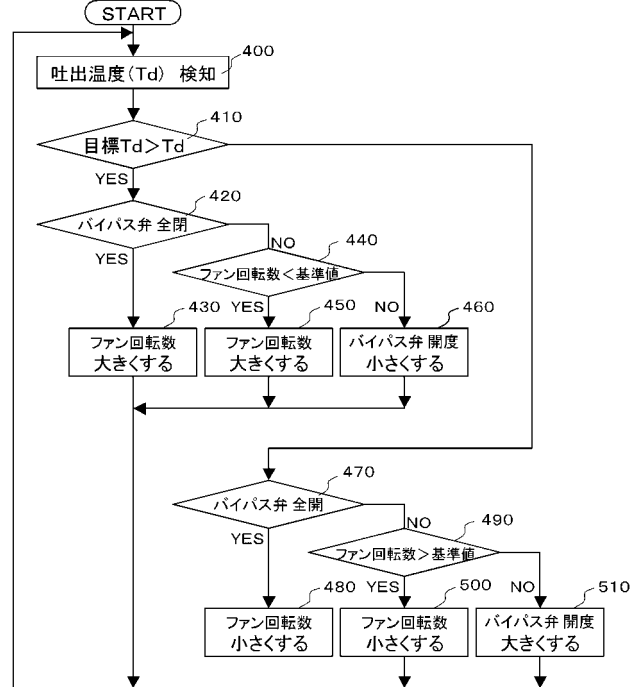
【図 8】



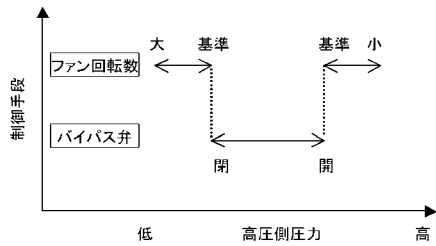
【図 9】



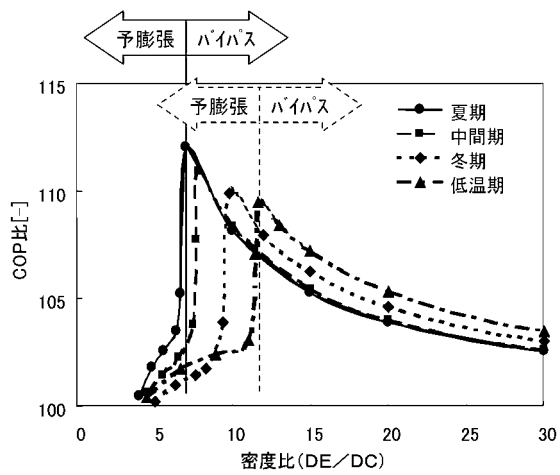
【図 10】



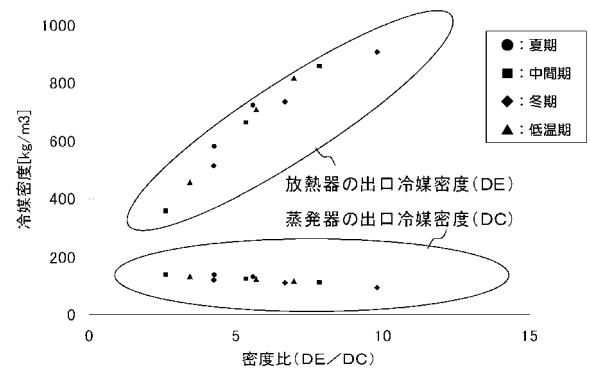
【図 11】



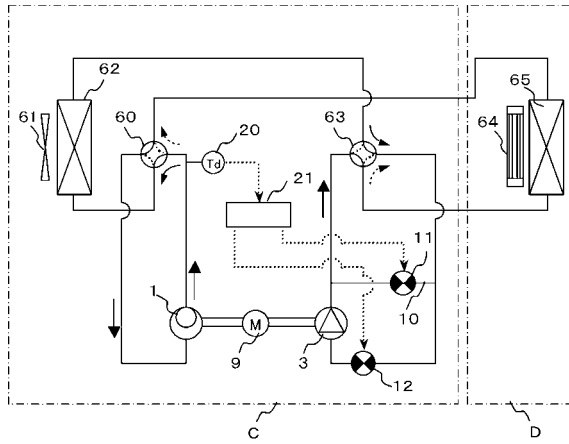
【図 12】



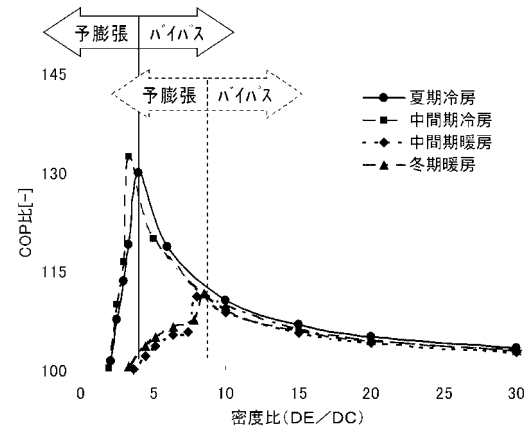
【図 13】



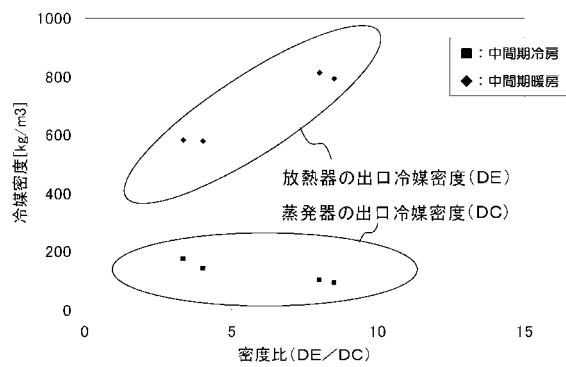
【図 14】



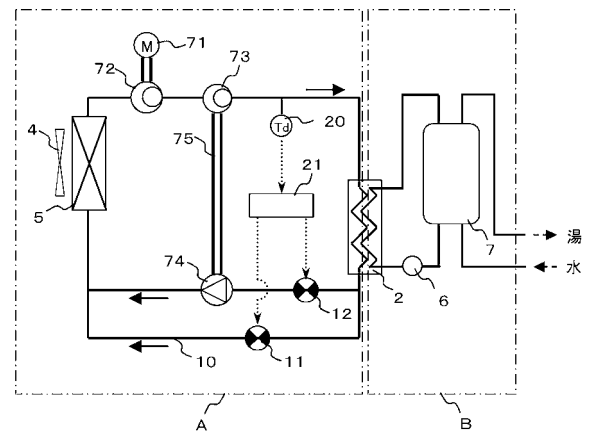
【図 15】



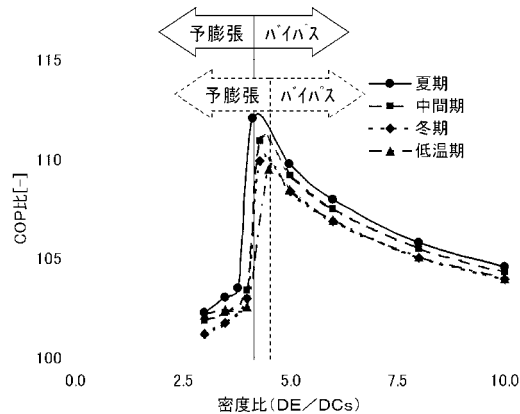
【図 16】



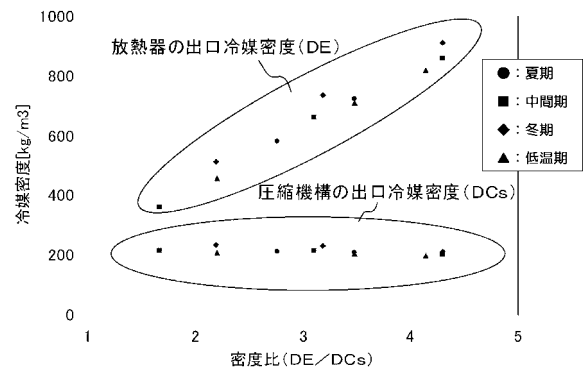
【図 17】



【図 18】



【図 19】



## 【手続補正書】

【提出日】平成17年7月6日(2005.7.6)

## 【手続補正1】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁と、前記バイパス弁と前記予減圧弁との動作を制御する操作器とを備え、前記操作器が、前記バイパス弁と前記予減圧弁との開度を、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高压側圧力を調整することを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項2】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記バイパス弁の動作と前記駆動源の回転数とを制御する操作器とを備え、前記操作器が、前記バイパス弁の開度と前記駆動源の回転数とを、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高压側圧力を調整することを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 3】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記蒸発器に送風するファンと、前記バイパス弁と前記ファンの回転数とを制御する操作器とを備え、前記操作器が、前記バイパス弁の開度と前記ファンの回転数とを、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 4】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 5】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、前記放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 6】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、前記蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、前記放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、前記放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 7】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備え、冷媒として二酸化炭素が用いられ、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を 10 以上としたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 8】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、前記蒸発器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、前記放熱器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、前記放熱器から吹き出される空気温度が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 9】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備え、冷媒として二酸化炭素が用いられ、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を 8 以上としたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

## 【請求項 10】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁とを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁と前記予減圧弁との開度を、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。

【請求項 1 1】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁とを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁の開度と前記駆動源の回転数とを、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。

【請求項 1 2】

圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記蒸発器に送風するファンとを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁の開度と前記ファンの回転数とを、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。

【請求項 1 3】

補助圧縮機構と膨張機構とを一本の軸に連結するとともに、冷媒を圧縮する圧縮機構と、前記圧縮機構から吐出された冷媒をさらに圧縮する補助圧縮機構と、前記補助圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記バイパス弁の動作を制御する操作器とを備え、前記操作器が、前記バイパス弁の開度を変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 1 4】

前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁を備えたことを特徴とする請求項 1 3 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 1 5】

前記操作器が、前記バイパス弁と前記予減圧弁との開度を、当該冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することを特徴とする請求項 1 4 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 1 6】

前記補助圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたことを特徴とする請求項 1 3 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 1 7】

前記補助圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、前記放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする請求項 1 3 に冷凍サイクル装置。

【請求項 1 8】

前記補助圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、前記蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、前記放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、前記放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする請求項 1 3 に記載の冷凍サイクル装置。

## 【請求項 19】

冷媒として二酸化炭素が用いられ、給湯機として使用される冷凍サイクル装置であって、前記補助圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を 4 以上としたことを特徴とする請求項 13 に記載の冷凍サイクル装置。

## 【手続補正 2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、膨張機を備えた冷凍サイクル装置およびその制御方法に関する。

【背景技術】

【0002】

オゾン破壊係数がゼロであり、かつ地球温暖化係数もフロン類に比べれば格段に小さい、二酸化炭素（以下、 $\text{CO}_2$ という）を冷媒として用いる冷凍サイクル装置が近年着目されているが、 $\text{CO}_2$ 冷媒は、臨界温度が  $31.06^\circ\text{C}$  と低く、この温度よりも高い温度を利用する場合には、冷凍サイクル装置の高圧側（圧縮機出口～放熱器～減圧器入口）では  $\text{CO}_2$ 冷媒の凝縮が生じない超臨界状態となり、従来の冷媒に比べて、冷凍サイクル装置の運転効率（COP）が低下する。したがって、 $\text{CO}_2$ 冷媒を用いた冷凍サイクル装置にあっては、COPを向上させる手段が重要である。

このような手段として、減圧器の代わりに膨張機を設け、膨張時の圧力エネルギーを動力として回収する冷凍サイクルが提案されている。ここで、容積式の圧縮機と膨張機を一軸に連結した構成の冷凍サイクル装置では、圧縮機のシリンダ容積を  $V_C$ 、膨張機のシリンダ容積を  $V_E$  とすると、 $V_C/V_E$ （設計容積比）により圧縮機、膨張機のそれぞれを流れる体積循環量の比が決定される。蒸発器出口の冷媒（圧縮機に流入する冷媒）の密度を  $D_C$ 、放熱器出口の冷媒（膨張機に流入する冷媒）の密度を  $D_E$  とすると、圧縮機、膨張機のそれぞれを流れる質量循環量は等しいことから、「 $V_C \times D_C = V_E \times D_E$ 」、すなわち、「 $V_C/V_E = D_E/D_C$ 」の関係が成立する。 $V_C/V_E$ （設計容積比）は機器の設計時に定まる定数であるので、 $D_E/D_C$ （密度比）が常に一定となるように冷凍サイクルはバランスしようとする。（以下、このことを、「密度比一定の制約」と呼ぶ。）

しかし、冷凍サイクル装置の使用条件は必ずしも一定ではないので、設計時に想定した設計容積比と実際の運転状態での密度比が異なる場合には、「密度比一定の制約」のために、最良な高圧側圧力に調整することが困難となる。

そこで、膨張機をバイパスするバイパス流路を設け、膨張機に流入する冷媒量を制御することで、最良な高圧側圧力に調整する構成や制御方法が提案されている（例えば特許文献 1 及び特許文献 2 参照）。

【特許文献 1】特開 2000 - 234814 号公報

【特許文献 2】特開 2001 - 116371 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

ところが、上記特許文献には、実際の運転状態での密度比が設計容積比より小さい場合には、膨張機をバイパスするバイパス流路に冷媒を流すことで、最良な高圧側圧力に調整できる構成や制御方法が記載されているが、実際の運転状態での密度比が設計容積比より大きい場合については、最良な高圧側圧力に調整できる構成や制御方法について、何ら記載されていない。また、設計容積比の値をどのように設定すればよいかも記載されていない。



さらに、実際の運転状態での密度比が設計容積比より小さい場合についても、バイパス流路に冷媒を流す冷媒量を一定以上に増やせない場合、すなわち、バイパス流路上に設けられたバイパス弁の開度が最大となってしまう場合などについても、どのようにすればよいか記載されていない。そのために、実際の運転状態での密度比が設計容積比より大きい場合や、バイパス弁の開度が最大となってしまう場合などについては、最良な高圧側圧力に調整できずに冷凍サイクル装置の運転効率が低下するといった課題が生じていた。

【0004】

したがって本発明は、実際の運転状態での密度比が設計容積比より大きい場合でも、小さい場合でも、最良な高圧側圧力に調整できる冷凍サイクル装置の構成およびその制御方法を提供し、冷凍サイクル装置の運転効率（COP）を向上させることを目的としている。

また、様々な運転状態で効率の良い運転が可能な設計容積比を有する冷凍サイクル装置を提供す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、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁と、前記バイパス弁と前記予減圧弁との動作を制御する操作器とを備え、前記操作器が、前記バイパス弁と前記予減圧弁との開度を、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする。

請求項2記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記バイパス弁の動作と前記駆動源の回転数とを制御する操作器とを備え、前記操作器が、前記バイパス弁の開度と前記駆動源の回転数とを、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする。

請求項3記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記蒸発器に送風するファンと、前記バイパス弁と前記ファンの回転数とを制御する操作器とを備え、前記操作器が、前記バイパス弁の開度と前記ファンの回転数とを、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整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、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたことを特徴とする。

請求項5記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、前記放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする。

請求項 6 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、前記蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、前記放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、前記放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする。

請求項 7 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備え、冷媒として二酸化炭素が用いられ、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を 10 以上としたことを特徴とする。

請求項 8 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、前記蒸発器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、前記放熱器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、前記放熱器から吹き出される空気温度が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする。

請求項 9 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備え、冷媒として二酸化炭素が用いられ、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置において、前記圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を 8 以上としたことを特徴とする。

請求項 10 記載の本発明の冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁とを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁と前記予減圧弁との開度を、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする。

請求項 11 記載の本発明の冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁とを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁の開度と前記駆動源の回転数とを、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする。

請求項 12 記載の本発明の冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、前記圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、前記蒸発器に送風するファンとを備えた冷凍サイクル装置において、前記バイパス弁の開度と前記ファンの回転数とを、前記冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする。

請求項 13 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、補助圧縮機構と膨張機構とを一本の軸に連結するとともに、冷媒を圧縮する圧縮機構と、前記圧縮機構から吐出された冷媒をさらに圧縮する補助圧縮機構と、前記補助圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、前記膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構をバイパスするバイパス流路と、前記バイパス流路上に設けられたバイパ

ス弁と、前記バイパス弁の動作を制御する操作器とを備え、前記操作器が、前記バイパス弁の開度を変更することで、高圧側圧力を調整することを特徴とする。

請求項 14 記載の本発明は、請求項 13 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、前記膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁を備えたことを特徴とする。

請求項 15 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、請求項 14 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、前記操作器が、前記バイパス弁と前記予減圧弁との開度を、当該冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することを特徴とする。

請求項 16 記載の本発明は、請求項 13 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、前記補助圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたことを特徴とする。

請求項 17 記載の本発明は、請求項 13 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、前記補助圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、前記放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする。

請求項 18 記載の本発明は、請求項 13 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、前記補助圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を、前記蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、前記放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、前記放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での前記放熱器と前記圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたことを特徴とする。

請求項 19 記載の本発明は、請求項 13 に記載の本発明の冷凍サイクル装置において、冷媒として二酸化炭素が用いられ、給湯機として使用される冷凍サイクル装置であって、前記補助圧縮機構と前記膨張機構の設計容積比を 4 以上としたことを特徴とする。

【発明の効果】

【0006】

本発明の冷凍サイクル装置およびその制御方法は、密度比一定の制約により最良な高圧側圧力に調整することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置であっても、幅広い運転範囲の中で高い動力回収効果を得て、効率のよい運転が可能な冷凍サイクル装置およびその制御方法である。

【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、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁と、バイパス弁と予減圧弁との動作を制御する操作器とを備え、操作器が、バイパス弁と予減圧弁との開度を、冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整するものである。本実施の形態によれば、密度比が設計容積比より小さい場合でも大きい場合でも、バイパス弁と予減圧弁の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整することができ、幅広い範囲にわたり運転効率や能力を低下させることなく運転できる冷凍サイクル装置が提供される。

本発明の第 2 の実施の形態による冷凍サイクル装置は、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、バイパス弁の動作と駆動源の回転数とを制御する操作器とを備え、操作器が、バイパス弁の開度と駆動源の回転数とを、冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整するものである。本実施の形態によれば、バイパス弁の開度と駆動源の駆動回転数を操作することで、実際の運転状態で望ましい高圧側圧力に調整でき、さらにバイパス弁の開度が全開となった場合でも、駆動源の駆動回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、幅広い範囲にわたり冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることがない。

本発明の第 3 の実施の形態による冷凍サイクル装置は、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、蒸発器に送風するファンと、バイ

パス弁とファンの回転数とを制御する操作器とを備え、操作器が、バイパス弁の開度とファンの回転数とを、冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整するものである。本実施の形態によれば、バイパス弁の開度とファンの回転数を操作することで、実際の運転状態で望ましい高圧側圧力に調整でき、さらにバイパス弁の開度が全開となった場合でも、ファンの回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、幅広い範囲にわたり冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることがない。

本発明の第4の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の設計容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で放熱器と蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような設計容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

本発明の第5の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の設計容積比を、放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での放熱器と蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような設計容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

本発明の第6の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の設計容積比を、蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での放熱器と蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような設計容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

本発明の第7の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の設計容積比を10以上としたものである。冷凍サイクル装置が給湯機の場合であれば、本実施の形態によって、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような設計容積比となり、COP向上率の季節差が小さくなるので、常に高い運転効率を維持する給湯機が提供される。

本発明の第8の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の設計容積比を、蒸発器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、放熱器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、放熱器から吹き出される空気温度が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での放熱器と蒸発器のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような設計容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

本発明の第9の実施の形態による冷凍サイクル装置は、圧縮機構と膨張機構の設計容積比を8以上としたものである。冷凍サイクル装置が空気調和機の場合であれば、本実施の形態によって、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような設計容積比となり、COP向上率の季節差が小さくなるので、常に高い運転効率を維持する空気調和機が提供される。

本発明の第10の実施の形態による冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁とを備えた冷凍サイクル装置において、バイパス弁と予減圧弁との開度を、冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整するものである。本実施の形態によれば、密度比が設計容積比より小さい場合でも大きい場合でも、バイパス弁と予減圧弁の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整することが

でき、幅広い範囲にわたり冷凍サイクル装置をその運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

本発明の第１１の実施の形態による冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁とを備えた冷凍サイクル装置において、バイパス弁の開度と駆動源の回転数とを、冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整するものである。本実施の形態によれば、密度比が設計容積比より小さい場合でも大きい場合でも、バイパス弁の開度と駆動源の駆動回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整でき、さらにバイパス弁の開度が全開となった場合でも、駆動源の駆動回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、幅広い範囲にわたり冷凍サイクル装置をその運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

本発明の第１２の実施の形態による冷凍サイクル装置の制御方法は、圧縮機構と膨張機構と駆動源とを一本の軸に連結するとともに、圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器と、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、蒸発器に送風するファンとを備えた冷凍サイクル装置において、バイパス弁の開度とファンの回転数とを、冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更することで、高圧側圧力を調整するものである。本実施の形態によれば、密度比が設計容積比より小さい場合でも大きい場合でも、バイパス弁の開度とファンの回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整でき、さらにバイパス弁の開度が全開となった場合でも、ファンの回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、幅広い範囲にわたり冷凍サイクル装置をその運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

本発明の第１３の実施の形態による冷凍サイクル装置は、補助圧縮機構と膨張機構とを一本の軸に連結するとともに、冷媒を圧縮する圧縮機構と、圧縮機構から吐出された冷媒をさらに圧縮する補助圧縮機構と、補助圧縮機構から吐出された冷媒を冷却する放熱器と、膨張機構から流出した冷媒を加熱する蒸発器とを備えた冷凍サイクル装置において、膨張機構をバイパスするバイパス流路と、バイパス流路上に設けられたバイパス弁と、バイパス弁の動作を制御する操作器とを備え、操作器が、バイパス弁の開度を変更することで、高圧側圧力を調整するものである。本実施の形態によれば、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比の変化が小さいことから、設計時に想定した設計容積比と異なっても、バイパス弁のみの開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

本発明の第１４の実施の形態は、第１３の実施の形態による冷凍サイクル装置において、膨張機構に流入する冷媒を減圧する予減圧弁を備えたものである。本実施の形態によれば、密度比が設計容積比より小さい場合でも大きい場合でも、バイパス弁と予減圧弁の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

本発明の第１５の実施の形態は、第１４の実施の形態による冷凍サイクル装置において、操作器が、バイパス弁と予減圧弁との開度を、当該冷凍サイクル装置の吐出温度または過熱度に基づいて変更するものである。本実施の形態によれば、バイパス弁と予減圧弁の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

本発明の第１６の実施の形態は、第１３の実施の形態による冷凍サイクル装置において、補助圧縮機構と膨張機構の設計容積比を、冷凍サイクル装置の運転状態で放熱器と圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比のうち最も大きくなる値と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような設計容積比とすることで、COP向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サ

イクル装置の運転が可能である。

本発明の第 17 の実施の形態は、第 13 の実施の形態による冷凍サイクル装置において、補助圧縮機構と膨張機構の設計容積比を、放熱器の出口の冷媒密度が最も大きくなる冷凍サイクル装置の運転状態での放熱器と圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような設計容積比とすることで、COP 向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

本発明の第 18 の実施の形態は、第 13 の実施の形態による冷凍サイクル装置において、補助圧縮機構と膨張機構の設計容積比を、蒸発器の周囲温度が最も低く、かつ、放熱器に流入する水温が最も低く、かつ、放熱器から流出させる湯温が最も高くなる冷凍サイクル装置の運転状態での放熱器と圧縮機構のそれぞれの出口冷媒密度の比と略一致させたものである。本実施の形態によれば、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような設計容積比とすることで、COP 向上率の季節差を小さくし、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

本発明の第 19 の実施の形態は、第 13 の実施の形態による冷凍サイクル装置において、冷媒として二酸化炭素が用いられ、給湯機として使用される冷凍サイクル装置であって、補助圧縮機構と膨張機構の設計容積比を 4 以上としたものである。冷凍サイクル装置が補助圧縮機構を備える給湯機の場合であれば、本実施の形態によって、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないような設計容積比となり、COP 向上率の季節差が小さくなるので、常に高い運転効率を維持する冷凍サイクル装置が提供される。

#### 【実施例 1】

#### 【0008】

以下、本発明の実施例について、図面を参照しながら説明する。

図 1 は、本発明の第 1 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。なお、本実施例の冷凍サイクル装置に関しては、給湯機を例に取り説明する。即ち、本実施例の給湯機に本発明が限定されるものではなく、空気調和機などであってもよい。

本実施例の冷凍サイクル装置は、圧縮機構 1、放熱器 2、膨張機構 3、およびファン 4 により送風される外気と熱交換させる蒸発器 5 などからなる冷媒サイクル回路 A と、給水ポンプ 6、放熱器 2、および給湯タンク 7 などからなる給湯サイクル回路 B とを備え、放熱器 2 において圧縮機構 1 から吐出された冷媒により給水ポンプ 6 からの水を加熱してお湯とし、そのお湯を給湯タンク 7 に貯めておくようにした冷凍サイクル装置（本実施例の場合には、給湯機）である。

圧縮機構 1 は、モータ等の駆動源 8 により駆動される。さらに、圧縮機構 1 は、圧力エネルギーを動力に変換する膨張機構 3（膨張機）と一本の軸 9 により連結され、膨張機構 3 の回収動力により駆動源 8 の入力を低減する。また、冷媒サイクル回路 A は、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 と、バイパス流路 10 に流れる流量を調節するバイパス弁 11 と、放熱器 2 と膨張機構 3 入口との間に設けられ、膨張機構 3 に流入する冷媒を予め減圧させる予減圧弁 12 とを備えている。冷媒としては二酸化炭素（ $\text{CO}_2$ ）が封入されている。また、圧縮機構 1 の出口温度（圧縮機構の吐出温度）を検知する吐出温度検知手段 20 と、吐出温度検知手段 20 が検知した値に基づきバイパス弁 11 および予減圧弁 12 の開度を演算、操作する第 1 操作器 21 とを備えている。

#### 【0009】

次に、上述のように構成された冷凍サイクル装置の運転時の動作について、圧縮機構 1 のシリンダ容積を  $V_C$ 、膨張機構 3 のシリンダ容積を  $V_E$ 、蒸発器 5 の出口冷媒密度を  $D_C$ （圧縮機構 1 の流入冷媒密度）、放熱器 2 の出口冷媒密度を  $D_E$ （膨張機構 3 の流入冷媒密度）として説明する。まず、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_C$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $V_C / V_E$ ）と略同等である場合について説明する。

圧縮機構 1 は、臨界圧力を越える圧力（高圧側圧力）まで冷媒を圧縮する。その圧縮された冷媒は、高温高圧状態となり、放熱器 2 を流れる際に、水に放熱して冷却される。換言すれば、給湯タンク 7 の底部から給水ポンプ 6 により放熱器 2 の水流路へ送り込まれた

水は、放熱器 2 の冷媒流路を流れる冷媒により加熱される。その後、冷媒は、膨張機構 3 で減圧されて気液二相状態となる。膨張機構 3 では冷媒の圧力エネルギーを動力に変換し、その動力は軸 9 に伝達される。この軸 9 に伝達された動力により駆動源 8 の入力は低減される。膨張機構 3 により減圧された冷媒は、蒸発器 5 に流入し、この蒸発器 5 で冷媒は空気によって冷却されて気液二相またはガス状態となる。その後、気液二相またはガス状態となった冷媒は、再び圧縮機構 1 に吸入される。

【 0 0 1 0 】

次に、実際の運転状態での密度比 ( $D E / D C$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $V C / V E$ ) と異なる場合について説明する。まず、実際の運転状態での密度比 ( $D E / D C$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $V C / V E$ ) より大きい場合の動作について説明する。

この場合には、密度比一定の制約のために、放熱器 2 出口 (膨張機構 3 入口) の冷媒密度 ( $D E$ ) が小さくなるように、冷凍サイクルは高圧側圧力を低下させた状態でバランスしようとする。ところが、高圧側圧力が望ましい圧力より低下した状態では、吐出温度が低下して冷凍サイクル装置の加熱能力が低下したり、冷凍サイクル装置の効率が低下したりする。このため、バイパス弁 11 が全閉状態でなければ、バイパス弁 11 を閉方向に操作し、バイパス流路 10 に流入していた冷媒を膨張機構 3 に流入させる。あるいは、バイパス弁 11 が全閉状態であれば、予減圧弁 12 を閉方向に操作して膨張機構 3 に流入する冷媒を減圧し、冷媒密度を低下させる。これらの動作により、高圧側圧力を上昇させ、望ましい圧力に調整できるので、効率の良い運転を行うことができる。

【 0 0 1 1 】

逆に、実際の運転状態での密度比 ( $D E / D C$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $V C / V E$ ) より小さい場合の動作について説明する。

この場合には、密度比一定の制約のために、放熱器 2 出口 (膨張機構 3 入口) の冷媒密度 ( $D E$ ) が大きくなるように、冷凍サイクルは高圧側圧力を上昇させた状態でバランスしようとする。ところが、高圧側圧力が望ましい圧力より上昇した状態では、冷凍サイクル装置の運転効率が低下してしまう。このため、予減圧弁 12 が全開状態でなければ、予減圧弁 12 を開方向に操作し、膨張機構 3 に流入する冷媒を減圧しないようにして冷媒密度を上昇させる。あるいは、予減圧弁 12 が全開状態であれば、バイパス弁 11 を開方向に操作して膨張機構 3 に流入する冷媒の一部をバイパス流路 10 に流入させる。これらの動作により、高圧側圧力を低下させ、望ましい圧力に調整できるので、効率の良い運転を行うことができる。

【 0 0 1 2 】

以上説明したように、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比 ( $D E / D C$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $V C / V E$ ) より小さい場合でも、大きい場合でも、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整し、運転効率や能力を低下させることなく運転できる冷凍サイクル装置が提供される。

【 0 0 1 3 】

次に、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 の具体的な操作方法として、第 1 操作器 21 が行う制御について、図 2 に示すフローチャートに基づいて説明する。

本実施例の制御では、高圧側圧力と吐出温度との相関関係を利用して、計測するには高コストなセンサーが必要な高圧側圧力によらず、比較的安価に計測の可能な吐出温度によりバイパス弁 11 及び予減圧弁 12 の制御を行う。

すなわち、冷凍サイクル装置の運転時には、吐出温度検知手段 20 からの検出値 (吐出温度  $T d$ ) (ステップ 100) が取り込まれる。予め ROM 等に記憶されている目標吐出温度 (目標  $T d$ ) とステップ 100 で取り込んだ吐出温度とを比較する (ステップ 110)。

吐出温度が目標吐出温度より低い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より低い傾向にあ

るため、まず、バイパス弁 11 が全閉となっているか否かを判定する（ステップ 120）。バイパス弁 11 が全閉である場合には、予減圧弁 12 を閉方向に操作し（ステップ 130）、膨張機構 3 に流入する冷媒を減圧し、冷媒密度を低下させ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。また、バイパス弁 11 が全閉でない場合には、バイパス弁 11 を閉方向に操作し（ステップ 140）、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を減少させ、高圧側圧力及び吐出温度を上昇させる。

逆に、吐出温度が目標吐出温度より高い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より高い傾向にあるため、まず、予減圧弁 12 が全開となっているか否かを判定する（ステップ 150）。予減圧弁 12 が全開である場合には、バイパス弁 11 を開方向に操作し（ステップ 160）、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を増加させ、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。また、予減圧弁 12 が全開でない場合には、予減圧弁 12 を開方向に操作し（ステップ 170）、膨張機構 3 に流入する冷媒を減圧しないようにして、冷媒密度を低下させないようにすることで、高圧側圧力及び吐出温度を低下させる。

以上のステップの後、ステップ 100 に戻り、以後ステップ 100 からステップ 170 まで繰り返すことにより、図 3 に示すように、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 とを連携させた制御を行う。

#### 【0014】

以上説明したように、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置の制御方法では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_C$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $V_C / V_E$ ）より小さい場合でも、大きい場合でも、吐出温度に基づいてバイパス弁 11 と予減圧弁 12 の開度を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力の低下させることなく運転できる。

なお、バイパス弁 11、予減圧弁 12 が全開、または、全閉であるとの判定は、物理的に弁が全開、または、全閉となっていなくてもよく、弁の信頼性等を考慮して予め定めた全開、または、全閉に近い最大開度、または、最小開度となったことで判定してもよい。

また、本実施例の冷媒は二酸化炭素（ $CO_2$ ）であるとして説明したが、他の冷媒、例えば、R410A 等でも同様の効果が得られる。

#### 【実施例 2】

#### 【0015】

本発明の第 2 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。本実施例の冷凍サイクル装置は、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置とほぼ同様な構成であり、同一機能部品については同一の符号を付して説明を省略する。図 4 は、本発明の第 2 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。また、図 5 は、本発明の第 2 の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャートである。

本実施例の冷凍サイクル装置において、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置と異なる点は、第 1 の実施例の吐出温度検知手段 20 及び第 1 操作器 21 の代わりに、蒸発器 5 の入口から出口の間の温度（蒸発器の蒸発温度）を検知する蒸発温度検知手段 30 と、圧縮機構 1 の入口温度（圧縮機構の吸入温度）を検知する吸入温度検知手段 31 と、蒸発温度検知手段 30 と吸入温度検知手段 31 とが検知した値から過熱度（吸入温度と蒸発温度との差）を演算し、バイパス弁 11 および予減圧弁 12 の開度を演算、操作する第 2 操作器 32 とを備えている構成にある。

#### 【0016】

次に、第 2 操作器 32 が行う制御について、図 5 に示すフローチャートに基づいて説明する。本実施例の制御では、高圧側圧力と過熱度との相関関係を利用して、計測するには高コストなセンサーが必要な高圧側圧力によらず、比較的安価に計測の可能な蒸発温度と吸入温度とから演算される過熱度によりバイパス弁 11 及び予減圧弁 12 の制御を行う。

すなわち、冷凍サイクル装置の運転時には、蒸発温度検知手段 30 からの検出値（蒸発温度  $T_e$ ）（ステップ 200）が取り込まれ、また、吸入温度検知手段 31 からの検出値



(吸入温度  $T_s$ ) (ステップ 210) が取り込まれる。それら取り込んだ検出値から吸入温度と蒸発温度の差である過熱度 ( $SH$ ) を演算 (ステップ 220) し、予め ROM 等に記憶されている目標過熱度 (目標  $SH$ ) とステップ 200 で演算した過熱度とを比較する (ステップ 230)。

過熱度が目標過熱度より低い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より低い傾向にあるため、まず、バイパス弁 11 が全閉となっているか否かを判定する (ステップ 240)。バイパス弁 11 が全閉である場合には、予減圧弁 12 を閉方向に操作し (ステップ 250)、膨張機構 3 に流入する冷媒を減圧し、冷媒密度を低下させ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。また、バイパス弁 11 が全閉でない場合には、バイパス弁 11 を閉方向に操作し (ステップ 260)、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を減少させ、高圧側圧力および過熱度を上昇させる。

逆に、過熱度が目標過熱度より高い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より高い傾向にあるため、まず、予減圧弁 12 が全開となっているか否かを判定する (ステップ 270)。予減圧弁 12 が全開である場合には、バイパス弁 11 を開方向に操作し (ステップ 280)、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を増加させ、高圧側圧力および過熱度を低下させる。

また、予減圧弁 12 が全開でない場合には、予減圧弁 12 を開方向に操作し (ステップ 290)、膨張機構 3 に流入する冷媒を減圧しないようにして、冷媒密度を低下させないようにすることで、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。

以上のステップの後、ステップ 200 に戻り、以後ステップ 200 からステップ 290 まで繰り返すことにより、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 とを連携させた制御を行う。

#### 【0017】

以上説明したように、第 2 の実施例の冷凍サイクル装置及びその制御方法では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比 ( $DE/DC$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $VC/VE$ ) より小さい場合でも、大きい場合でも、過熱度に基づいてバイパス弁 11 と予減圧弁 12 の開度を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力の低下させることなく運転できる。

なお、バイパス弁 11、予減圧弁 12 が全開、または、全閉であるとの判定は、物理的に弁が全開、または、全閉となっていなくてもよく、弁の信頼性等を考慮して予め定めた全開、または、全閉に近い最大開度、または、最小開度となったことで判定してもよい。

また、本実施例の冷媒は二酸化炭素 ( $CO_2$ ) であるとして説明したが、他の冷媒、例えば、 $R410A$  等でも同様の効果が得られる。

#### 【実施例 3】

##### 【0018】

本発明の第 3 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。本実施例の冷凍サイクル装置は、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置とほぼ同様な構成であり、同一機能部品については同一の符号を付して説明を省略する。図 6 は、本発明の第 3 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。また、図 7 は、本発明の第 3 の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャートである。

本実施例の冷凍サイクル装置において、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置と異なる点は、第 1 の実施例の予減圧弁 12 を備えず、吐出温度検知手段 20 が検知した値に基づきバイパス弁 11 および圧縮機構 1 を駆動する駆動源 8 の回転数を操作する第 3 操作器 40 を備えている構成にある。

##### 【0019】

次に、第 3 操作器 40 が行う制御について、図 7 に示すフローチャートに基づいて説明する。本実施例の制御では、第 1 の実施例と同様に、吐出温度に基づき制御を行う。

すなわち、冷凍サイクル装置の運転時には、吐出温度検知手段 20 からの検出値 (吐出温度) (ステップ 300) が取り込まれる。予め ROM 等に記憶されている目標吐出温度とステップ 300 で取り込んだ吐出温度とを比較する (ステップ 310)。

吐出温度が目標吐出温度より低い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より低い傾向にあるため、まず、バイパス弁 11 が全閉となっているか否かを判定する（ステップ 320）。バイパス弁 11 が全閉である場合には、駆動源 8 の駆動回転数を大きくする（ステップ 330）。駆動回転数が大きくなると圧縮機構 1 から吐出される冷媒の循環量が増加し、放熱器 2、蒸発器 5 での熱交換効率が低下するため、放熱器 2 の出口温度が上昇し、膨張機構 3 に流入する冷媒の密度が低下するとともに、蒸発器 5 の出口温度が低下し、圧縮機構 1 に吸入される冷媒密度が増加するので、密度比（ $DE/DC$ ）が低下する。このため、予減圧弁 12 を閉方向に操作するのと同等の効果が得られ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させることができる。

また、バイパス弁 11 が全閉でない場合には、駆動回転数が予め定められた基準値より小さいかどうかを判定する（ステップ 340）。駆動回転数が基準値より小さい場合には、後に述べるステップ 380 で、駆動回転数を小さくしたと考えられるので、基準値までの範囲内で駆動回転数を大きくし（ステップ 350）、密度比（ $DE/DC$ ）を低下させることで、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。また、駆動回転数が基準値である場合には、バイパス弁 11 を閉方向に操作し（ステップ 360）、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を減少させ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。

#### 【0020】

逆に、吐出温度が目標吐出温度より高い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より高い傾向にあるため、まず、バイパス弁 11 が全開となっているか否かを判定する（ステップ 370）。バイパス弁 11 が全開である場合には、駆動源 8 の駆動回転数を小さくする（ステップ 380）。駆動回転数が小さくなると圧縮機構 1 から吐出される冷媒の循環量が低下し、放熱器 2、蒸発器 5 での熱交換効率が向上するため、放熱器 2 の出口温度が低下し、膨張機構 3 に流入する冷媒の密度が上昇するとともに、蒸発器 5 の出口温度が上昇し、圧縮機構 1 に吸入される冷媒密度が低下するので、密度比（ $DE/DC$ ）が増加する。このため、バイパス弁 11 を開方向に操作するのと同等の効果が得られ、高圧側圧力および吐出温度を低下させることができる。

また、バイパス弁 11 が全開でない場合には、駆動回転数が予め定められた基準値より大きいかどうかを判定する（ステップ 390）。駆動回転数が基準値より大きい場合には、ステップ 330 で、駆動回転数を大きくしたと考えられるので、基準値までの範囲内で駆動回転数を小さくし（ステップ 400）、密度比（ $DE/DC$ ）を増加させることで、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。また、駆動回転数が基準値である場合には、バイパス弁 11 を開方向に操作し（ステップ 410）、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を増加させ、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。

以上のステップの後、ステップ 300 に戻り、以後ステップ 300 からステップ 410 まで繰り返すことにより、図 8 に示すように、バイパス弁 11 の開度と駆動源 8 の駆動回転数とを連携させた制御を行う。

#### 【0021】

以上説明したように、第 3 の実施例の冷凍サイクル装置及びその制御方法では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $VC/VE$ ）より小さい場合でも、大きい場合でも、吐出温度に基づいてバイパス弁 11 の開度と駆動源 8 の駆動回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できる。

さらに、図 8 に示したようにバイパス弁 11 の開度が全開となった場合でも、駆動源 8 の駆動回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、冷凍サイクル装置の運転効率や能力の低下させることなく運転できる。

なお、本実施例では、第 1 の実施例と同様に吐出温度に基づき制御を行うとして説明したが、第 2 の実施例のように過熱度に基づき制御してもよい。さらに、第 1、2 の実施例の予減圧弁 12 の開度操作と、本実施例の駆動源 8 の駆動回転数操作を組み合わせる実施

してもよい。また、バイパス弁 11 が全開、または、全閉であるとの判定は、物理的に弁が全開、または、全閉となっていなくてもよく、弁の信頼性等を考慮して予め定めた全開、または、全閉に近い最大開度、または、最小開度となったことで判定してもよい。また、本実施例の冷媒は二酸化炭素 ( $\text{CO}_2$ ) であるとして説明したが、他の冷媒、例えば、R410A 等でも同様の効果が得られる。

#### 【実施例 4】

##### 【0022】

本発明の第 4 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。本実施例の冷凍サイクル装置は、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置とほぼ同様な構成であり、同一機能部品については同一の符号を付して説明を省略する。図 9 は、本発明の第 4 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。また、図 10 は、本発明の第 4 の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャートである。

本実施例の冷凍サイクル装置において、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置と異なる点は、第 1 の実施例の予減圧弁 12 を備えず、吐出温度検知手段 20 が検知した値に基づきバイパス弁 11 およびファン 4 を駆動する駆動源 (図示せず) の回転数を操作する第 4 操作器 50 を備えている構成にある。

##### 【0023】

次に、第 4 操作器 50 が行う制御について、図 10 に示すフローチャートに基づいて説明する。本実施例の制御では、第 1 の実施例と同様に、吐出温度に基づき制御を行う。

すなわち、冷凍サイクル装置の運転時には、吐出温度検知手段 20 からの検出値 (吐出温度) (ステップ 400) が取り込まれる。予め ROM 等に記憶されている目標吐出温度とステップ 400 で取り込んだ吐出温度とを比較する (ステップ 410)。

吐出温度が目標吐出温度より低い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より低い傾向にあるため、まず、バイパス弁 11 が全閉となっているか否かを判定する (ステップ 420)。バイパス弁 11 が全閉である場合には、ファン 4 の回転数を大きくする (ステップ 430)。ファン回転数が大きくなると蒸発圧力 (蒸発器 5 入口 ~ 圧縮機構 1 入口の圧力) が上昇するため、蒸発器 5 の出口の冷媒密度が上昇するので、密度比 ( $DE/DC$ ) が低下する。このため、予減圧弁 12 を閉方向に操作するのと同等の効果が得られ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させることができる。

また、バイパス弁 11 が全閉でない場合には、ファン回転数が予め定められた基準値より小さいかどうかを判定する (ステップ 440)。ファン回転数が基準値より小さい場合には、後に述べるステップ 480 で、ファン回転数を小さくしたと考えられるので、基準値までの範囲内でファン回転数を大きくし (ステップ 450)、密度比 ( $DE/DC$ ) を低下させることで、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。また、ファン回転数が基準値である場合には、バイパス弁 11 を閉方向に操作し (460)、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を減少させ、高圧側圧力および吐出温度を上昇させる。

##### 【0024】

逆に、吐出温度が目標吐出温度より高い場合には、高圧側圧力が最適な圧力より高い傾向にあるため、まず、バイパス弁 11 が全開となっているか否かを判定する (ステップ 470)。バイパス弁 11 が全開である場合には、ファン 4 の駆動回転数を小さくする (ステップ 480)。ファン駆動回転数が小さくなると蒸発圧力が低下するため、蒸発器 5 の出口の冷媒密度が低下するので、密度比 ( $DE/DC$ ) が増加する。このため、バイパス弁 11 を開方向に操作するのと同等の効果が得られ、高圧側圧力および吐出温度を低下させることができる。

また、バイパス弁 11 が全開でない場合には、ファン回転数が予め定められた基準値より大きいかどうかを判定する (ステップ 490)。ファン回転数が基準値より大きい場合には、ステップ 430 で、ファン回転数を大きくしたと考えられるので、基準値までの範囲内でファン回転数を小さくし (ステップ 500)、密度比 ( $DE/DC$ ) を増加させることで、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。また、ファン回転数が基準値である場

合には、バイパス弁 11 を開方向に操作し（ステップ 510）、膨張機構 3 をバイパスするバイパス流路 10 に流入する冷媒量を増加させ、高圧側圧力および吐出温度を低下させる。

以上のステップの後、ステップ 400 に戻り、以後ステップ 400 からステップ 510 まで繰り返すことにより、図 11 に示すように、バイパス弁 11 の開度とファン 4 の回転数とを連携させた制御を行う。

#### 【0025】

以上説明したように、第 4 の実施例の冷凍サイクル装置及びその制御方法では、密度比一定の制約のために、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $VC/VE$ ）より小さい場合でも大きい場合でも、過熱度に基づいてバイパス弁 11 の開度とファン 4 の回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できる。

さらに、図 11 に示したようにバイパス弁 11 の開度が全開となった場合でも、ファン 4 の回転数を操作することで、望ましい高圧側圧力に調整できるために、冷凍サイクル装置の運転効率や能力の低下させることなく運転できる。

なお、本実施例では、第 1 の実施例と同様に吐出温度に基づき制御を行うとして説明したが、第 2 の実施例のように過熱度に基づき制御してもよい。さらに、第 1、2 の実施例の予減圧弁 12 の開度操作や、第 3 の実施例の圧縮機構 11 の駆動回転数操作と、本実施例のファン 4 の回転数操作を組み合わせる実施してもよい。また、バイパス弁 11 が全開、または、全閉であるとの判定は、物理的に弁が全開、または、全閉となっていなくてもよく、弁の信頼性等を考慮して予め定めた全開、または、全閉に近い最大開度、または、最小開度となったことで判定してもよい。また、本実施例の冷媒は二酸化炭素（ $CO_2$ ）であるとして説明したが、他の冷媒、例えば、 $R410A$  等でも同様の効果が得られる。

#### 【実施例 5】

##### 【0026】

本発明の第 5 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。なお、本実施例の冷凍サイクル装置の構成及びその制御方法は、第 1 の実施例と同様であるので、同様な構成及び動作等についての説明を省略する。

本実施例の冷凍サイクル装置の特徴とする構成は、圧縮機構 1 のシリンダ容積を  $VC$ 、膨張機構 3 のシリンダ容積を  $VE$ 、蒸発器 5 の出口冷媒密度を  $DC$ 、放熱器 2 の出口冷媒密度を  $DE$  とした場合に、設計容積比（ $VC/VE$ ）が、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）が最も大きくなる条件での密度比（ $DE/DC$ ）の値とほぼ一致するように設計されている。さらに、具体的には、放熱器 2 の出口冷媒密度（ $DE$ ）が最も大きくなる条件での密度比（ $DE/DC$ ）の値とほぼ一致するように設計されている点にある。

また、給湯機として使用される冷凍サイクル装置においては、設計容積比（ $VC/VE$ ）が、給湯機の使用範囲内で、蒸発器 5 の周囲温度（外気温度）が最も低く、かつ、放熱器 2 に流入する水温（入水温度）が最も低く、かつ、放熱器 2 から流出させる湯温（出湯温度）が最も高い条件で運転された場合の密度比（ $DE/DC$ ）とほぼ一致するように設計されている構成を特徴とする。

さらに、具体的には、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比（ $VC/VE$ ）は、10 以上の値となるように設計されている構成を特徴とする。

##### 【0027】

ところで、本実施例の冷凍サイクル装置では、第 1 の実施例で説明したように、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）が、設計時に決定した設計容積比（ $VC/VE$ ）より小さい場合には、バイパス弁 11 を開方向に操作することにより、あるいは、密度比（ $DE/DC$ ）が設計容積比（ $VC/VE$ ）より大きい場合には、予減圧弁 12 を開方向に操作することにより密度比（ $DE/DC$ ）を設計容積比（ $VC/VE$ ）に一致させて、望ましい高圧側圧力に調整できる。しかし、バイパス流路 10 を流れる冷媒量が多くなったり、予減圧弁 12 で予め膨張させる圧力差が大きくなったりすると、回収できるはずの動力

が減少してしまうため、運転効率（COP）の向上率も低下してしまう。したがって、設計容積比をいかに最適な値として設計するかが重要である。

#### 【0028】

そこで、本実施例の冷凍サイクル装置を給湯機として使用する場合は、その最適な設計容積比について、図12と図13を用いて詳しく説明する。

図12は、本発明の第5の実施例における密度比とCOP比の相関図であり、図13は、本発明の第5の実施例における密度比と冷媒密度との相関図である。

図12において、外気温度は温度が高い順に、夏期、中間期、冬期、低温期を想定している。入水温度はそれぞれの外気温度条件に応じた最も低い温度を想定し、出湯温度はそれぞれの外気温度条件に応じた標準的な温度を想定している。また、COP比はそれぞれの外気温度条件において、膨張機を用いていない冷凍サイクル装置のCOPを100とした。以下、夏期条件を例に取り説明する。

夏期条件において、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）は、約7である。この値より大きい設計容積比（ $VC/VE$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期条件ではバイパス流路10に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、この値より小さい設計容積比（ $VC/VE$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期条件では予減圧弁12で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、夏期条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比（ $VC/VE$ ）を約7として設計した場合に比べて、COP比は低下し、特に、予膨張させた場合にはCOP比が急激に大きく低下することがわかる。

#### 【0029】

一方、冬期条件、および、低温期条件では、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）は、それぞれ、約10、および、約12である。これらの値より大きい設計容積比（ $VC/VE$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、冬期条件や低温期条件ではバイパス流路10に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、これらの値より小さい設計容積比（ $VC/VE$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、冬期条件や低温期条件では予減圧弁12で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、冬期条件、低温期条件のそれぞれの条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比（ $VC/VE$ ）を約10や約12として設計した場合に比べて、COP比は低下し、特に、予膨張させた場合にはCOP比が急激に大きく低下することがわかる。

#### 【0030】

つまり、季節等によって異なる運転条件により、最適な設計容積比は異なるが、圧縮機構1と膨張機構3とが一本の軸9により直結された冷凍サイクル装置では、設計容積比（ $VC/VE$ ）は設計時に1つの値に決めざるを得ない。このため、例えば、夏期条件で最適となるように設計容積比（ $VC/VE$ ）を約7として設計した場合には、夏期条件ではCOP比は約112となるが、他の季節条件ではCOP比が約101～103となる。

これに対し、低温期条件で最適となるように設計容積比（ $VC/VE$ ）を約12として設計した場合には、低温期条件でのCOP比は約110であり、他の季節条件でも107～108となる。あるいは、冬期条件で最適となるように設計容積比（ $VC/VE$ ）を約10として設計した場合には、比較的期間の短い低温期でのCOP比は約103であるが、冬期条件では、110となり、他の季節条件でも約108となる。

このように、設計容積比（ $VC/VE$ ）を冬期条件や低温期条件で最適となるように設計すれば、COP向上率の季節差を小さくすることができ、季節等の運転条件が異なっても、常に高い運転効率を維持することが可能である。

#### 【0031】

すなわち、第5の実施例の冷凍サイクル装置では、図12から明らかなように、予膨張させる場合はバイパスさせる場合と比べてCOPの向上率が小さいことに着目し、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないように、設計容積比（ $VC/VE$ ）を、実際の運転状態での密度比（ $DE/DC$ ）が最も大きくなる条件（図12の場合には低温期条件）での密度比（ $DE/DC$ ）の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効

率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

【0032】

更には、図13に示す蒸発器5の出口冷媒密度( $DC$ )、あるいは放熱器2の出口冷媒密度( $DE$ )と、密度比との相関から、密度比( $DE/DC$ )は、蒸発器5の出口冷媒密度( $DC$ )の変化より、放熱器2の出口冷媒密度( $DE$ )の変化からより影響を受け、さらに、放熱器2の出口冷媒密度( $DE$ )とほぼ比例関係にあることがわかる。

従って、本実施例の冷凍サイクル装置の設計容積比( $VC/VE$ )を、実際の運転状態での密度比( $DE/DC$ )が最も大きくなる条件、すなわち、放熱器2の出口冷媒密度( $DE$ )が最も大きくなる条件での密度比( $DE/DC$ )の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

【0033】

また、図12ですでに説明したように、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、その使用範囲内で、蒸発器5の周囲温度(外気温度)が最も低く、かつ、放熱器2に流入する水温(入水温度)が最も低く、かつ、放熱器2から流出させる湯温(出湯温度)が最も高い条件で運転された場合、冷凍サイクル装置の実際の運転状態での密度比( $DE/DC$ )が最も大きくなる条件で運転された場合(図12の場合の低温期条件)に相当するので、この運転状態での密度比( $DE/DC$ )と、設計容積比( $VC/VE$ )とをほぼ一致するように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

なお、冷凍サイクル装置の実際の運転状態での密度比( $DE/DC$ )が最も大きくなる条件は、冷凍サイクル装置が給湯機であれば、蒸発器5の周囲温度が最も低く、かつ、放熱器2に流入する水温が最も低く、かつ、放熱器2から流出させる湯温が最も高い条件に相当するが、後述の空気調和機などを含む一般の冷凍サイクル装置に当てはめれば、蒸発器5で冷媒を加熱する流体の温度が最も低く、かつ、放熱器2で冷媒を冷却するために放熱器2に流入する流入流体の温度が最も低く、かつ、この冷媒冷却により加熱されて放熱器2から流出する流出流体の温度が最も高い条件であると置き換えられる。

さらに、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比( $VC/VE$ )を、10以上の値(図12の場合の冬期条件や低温期条件に対応する値)となるように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

【実施例6】

【0034】

本発明の第6の実施例における冷凍サイクル装置について、第1の実施例の給湯機の例ではなく、空気調和機を例に取り説明する。図14は、本発明の第6の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。なお、本実施例の冷凍サイクル装置は、第1の実施例の冷凍サイクル装置とほぼ同様な構成であり、同一機能部品については同一の符号を適用する。そして、同様な構成及びその動作についての説明を省略する。また、冷凍サイクル装置の制御方法も、第1の実施例と同様であるので、その説明を省略する。

本実施例の冷凍サイクル装置は、室外機Cと室内機Dとから構成される。そして、室外機Cは、圧縮機構1、第1四方弁60、室外ファン61により送風される空気と熱交換させる室外熱交換器62、第2四方弁63、膨張機構3などから成り、また、室内機Dは、室内ファン64により送風される空気と熱交換させる室内熱交換器65などから成っている。

そして、本実施例の冷凍サイクル装置において、第1四方弁60、第2四方弁63を図中の実線方向に切替えると、室外熱交換器62を放熱器として作用させ、室内熱交換器65を蒸発器として作用させることで、室内機Cが設置された室内を冷房する。また、第1四方弁60、第2四方弁63を図中の破線方向に切替えると、室内熱交換器65を放熱器として作用させ、室外熱交換器62を蒸発器として作用させることで、室内機Cが設置された室内を暖房する空気調和の動作が行われる。

【0035】

さらに、本実施例の冷凍サイクル装置の特徴とする構成は、圧縮機構1のシリンダ容積

を $V_C$ 、膨張機構3のシリンダ容積を $V_E$ 、室外熱交換器62または室内熱交換器65のいずれかが蒸発器として作用するときの熱交換器の出口冷媒密度を $D_C$ （圧縮機構1の流入冷媒密度）、室外熱交換器62または室内熱交換器65のいずれかが放熱器として作用するときの熱交換器の出口冷媒密度を $D_E$ （膨張機構3の流入冷媒密度）とした場合に、設計容積比（ $V_C / V_E$ ）が、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_C$ ）が最も大きくなる条件での密度比（ $D_E / D_C$ ）の値とほぼ一致するように設計されている。さらに、具体的には、室外熱交換器62または室内熱交換器65のいずれかが放熱器として作用するときの熱交換器の出口冷媒密度（ $D_E$ ）が最も大きくなる条件での密度比（ $D_E / D_C$ ）の値とほぼ一致するように設計されている点にある。

また、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置においては、設計容積比（ $V_C / V_E$ ）が、空気調和機の使用範囲内で、蒸発器として作用する室外熱交換器62または室内熱交換器65のいずれかの熱交換器に送風される空気温度が最も低く、かつ、放熱器として作用する室外熱交換器62または室内熱交換器65のいずれかの熱交換器に送風される空気温度が最も低く、かつ、放熱器として作用する熱交換器から吹き出される空気温度が最も高い条件で運転された場合の密度比（ $D_E / D_C$ ）とほぼ一致するように設計されている構成を特徴とする。

さらに、具体的には、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比（ $V_C / V_E$ ）は、8以上の値となるように設計されている構成を特徴とする。

#### 【0036】

次に、空気調和機として使用される本実施例の冷凍サイクル装置の最適設計容積比について、図15と図16を用いて詳しく説明する。

図15は、本発明の第6の実施例における密度比とCOP比の相関図であり、図16は、本発明の第6の実施例における密度比と冷媒密度との相関図である。

図15において、外気温度は温度が高い順に、夏期冷房、中間期冷房、中間期暖房、冬期暖房を想定している。室内温度（室内熱交換器65に送風される空気温度）、室内吹き出し温度（室内熱交換器65から吹き出される空気温度）はそれぞれの外気温度条件に応じた標準的な温度を想定している。また、COP比はそれぞれの外気温度条件において、膨張機を用いていない冷凍サイクル装置のCOPを100とした。以下、夏期冷房条件を例に取り説明する。

夏期冷房条件において、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_C$ ）は、約4である。この値より大きい設計容積比（ $V_C / V_E$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期冷房条件ではバイパス流路10に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、この値より小さい設計容積比（ $V_C / V_E$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期冷房条件では予減圧弁12で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、夏期冷房条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比（ $V_C / V_E$ ）を約4として設計した場合に比べて、COP比は低下し、特に、予膨張させた場合にはCOP比が急激に大きく低下することがわかる。

一方、中間期暖房条件、および、冬期暖房条件では、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_C$ ）は、それぞれ、約8～9である。これらの値より大きい設計容積比（ $V_C / V_E$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、中間期暖房条件や冬期暖房条件ではバイパス流路10に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、これらの値より小さい設計容積比（ $V_C / V_E$ ）で設計された冷凍サイクル装置の場合には、中間期暖房条件や冬期暖房条件では予減圧弁12で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、中間期暖房条件や冬期暖房条件のそれぞれの条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比（ $V_C / V_E$ ）を約8～9として設計した場合に比べて、COP比は低下し、特に、予膨張させた場合にはCOP比が急激に大きく低下することがわかる。

#### 【0037】

つまり、季節等によって異なる運転条件により、最適な設計容積比は異なるが、圧縮機構1と膨張機構3とが一本の軸9により直結された冷凍サイクル装置では、設計容積比（ $V_C / V_E$ ）は設計時に1つの値に決めざるを得ない。このため、例えば、夏期冷房条件

で最適となるように設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) を約 4 として設計した場合には、夏期冷房条件では COP 比は約 1.30 となるが、中間期暖房条件や冬期暖房条件では COP 比が約 1.02 ~ 1.04 となる。

これに対し、中間期暖房条件や冬期暖房条件で最適となるように設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) を約 8 ~ 9 として設計した場合には、中間期暖房条件や冬期暖房条件での COP 比は約 1.11 であり、夏期冷房条件や中間期冷房条件でも 1.13 ~ 1.14 となる。

このように、設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) を中間期暖房条件や冬期暖房条件で最適となるように設計すれば、COP 向上率の季節差を小さくすることができ、季節等の運転条件が異なっても、常に高い運転効率を維持することが可能である。

#### 【0038】

すなわち、第 6 の実施例の冷凍サイクル装置では、図 15 から明らかなように、予膨張させる場合はバイパスさせる場合と比べて COP の向上率が小さいことに着目し、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないように、設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) を、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_C$ ) が最も大きくなる条件 (図 15 の場合には冬期暖房条件) での密度比 ( $D_E / D_C$ ) の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

#### 【0039】

また、図 16 に示す室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかが蒸発器として作用するときの出口冷媒密度 ( $D_C$ )、あるいは室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかが放熱器として作用するときの出口冷媒密度 ( $D_E$ ) と、密度比 ( $D_E / D_C$ ) との相関から、密度比 ( $D_E / D_C$ ) は、蒸発器の出口冷媒密度 ( $D_C$ ) の変化より、放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $D_E$ ) の変化からより影響を受け、さらに、放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $D_E$ ) とほぼ比例関係にあることがわかる。

従って、本実施例の冷凍サイクル装置では、その設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) を、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_C$ ) が最も大きくなる条件、すなわち、放熱器の出口冷媒密度 ( $D_E$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $D_E / D_C$ ) の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

#### 【0040】

また、図 15 ですでに説明したように、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置において、その使用範囲内で、蒸発器として作用する室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかの熱交換器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、放熱器として作用する室外熱交換器 62 または室内熱交換器 65 のいずれかの熱交換器に送風される空気の温度が最も低く、かつ、放熱器として作用する熱交換器から吹き出される空気温度が最も高い条件で運転された場合が、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_C$ ) が最も大きくなる条件で運転された場合 (図 15 の場合の冬期暖房条件) に相当するので、この運転状態での密度比 ( $D_E / D_C$ ) と、設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) とをほぼ一致するように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

さらに、空気調和機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比 ( $V_C / V_E$ ) を、8 以上の値 (図 15 の場合の冬期暖房条件や中間期暖房条件に対応する値) となるように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

#### 【実施例 7】

##### 【0041】

本発明の第 7 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。図 17 は、本発明の第 7 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図である。なお、本実施例の冷凍サイクル装置は、第 1 の実施例の冷凍サイクル装置とほぼ同様な構成であり、同一機能部品については同一の符号を付して説明を省略する。また、冷凍サイクル装置の制御方法も、第 1 の実施例と同様であるので、その説明を省略する。また、本実施例の冷凍サイクル装置に関しては、給湯機を例に取り説明する。

本実施例の冷凍サイクル装置は、冷媒サイクル回路 A と給湯サイクル回路 B とから構成



される。そして、冷媒サイクル回路 A は、モータ等の駆動源 7 1、駆動源 7 1 により駆動される圧縮機構 7 2、圧縮機構 7 2 から吐出された冷媒をさらに圧縮する補助圧縮機構 7 3、放熱器 2、膨張機構 7 4、およびファン 4 により送風される外気と熱交換させる蒸発器 5 などを備えている。また、給湯サイクル回路 B は、第 1 の実施例の構成と同様に、給水ポンプ 6、放熱器 2、および給湯タンク 7 などを備えている。さらに、補助圧縮機構 7 3 は、圧力エネルギーを動力に変換する膨張機構 7 4 と軸 7 5 により連結され、膨張機構 7 4 の回収動力により駆動される構成である。

#### 【0042】

次に、上述のように構成された冷凍サイクル装置の運転時の動作について、補助圧縮機構 7 3 のシリンダ容積を  $V_{Cs}$ 、膨張機構 7 4 のシリンダ容積を  $V_E$ 、圧縮機構 7 2 の出口冷媒密度を  $D_{Cs}$ （補助圧縮機構 7 3 の流入冷媒密度）、放熱器 2 の出口冷媒密度を  $D_E$ （膨張機構 3 の流入冷媒密度）として、説明する。まず、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_{Cs}$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $V_{Cs} / V_E$ ）と略同等である場合について説明する。

圧縮機構 7 2 は、臨界圧力を越える圧力（中間圧力）まで冷媒を圧縮する。その圧縮された冷媒は、さらに補助圧縮機構 7 3 により高圧側圧力まで圧縮される。そして、高温高圧状態となった冷媒は、放熱器 2 を流れる際に、水に放熱して冷却される。その後、冷媒は、膨張機構 7 4 で減圧されて気液二相状態となる。膨張機構 7 4 では冷媒の圧力エネルギーを動力に変換し、その動力は軸 7 5 に伝達される。この軸 7 5 に伝達された動力により補助圧縮機構 7 3 は駆動される。膨張機構 7 4 により減圧された冷媒は、蒸発器 5 に流入し、この蒸発器 5 で冷媒は空気によって冷却されて気液二相またはガス状態となる。その後、気液二相またはガス状態となった冷媒は、再び圧縮機構 7 2 に吸入される。

#### 【0043】

次に、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_{Cs}$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $V_{Cs} / V_E$ ）と異なる場合について説明する。まず、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_{Cs}$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $V_{Cs} / V_E$ ）より大きい場合の動作について説明する。

この場合には、密度比一定の制約のために、放熱器 2 出口（膨張機構 7 4 入口）の冷媒密度（ $D_E$ ）が小さくなるように、冷凍サイクルは高圧側圧力を低下させた状態でバランスしようとする。ところが、高圧側圧力が望ましい圧力より低下した状態では、吐出温度が低下して冷凍サイクル装置の加熱能力が低下したり、冷凍サイクル装置の効率が低下したりする。このため、バイパス弁 1 1 が全閉状態でなければ、バイパス弁 1 1 を閉方向に操作し、バイパス流路 1 0 に流入していた冷媒を膨張機構 7 4 に流入させる。あるいは、バイパス弁 1 1 が全閉状態であれば、予減圧弁 1 2 を閉方向に操作して膨張機構 7 4 に流入する冷媒を減圧し、冷媒密度を低下させる。これらの動作により、高圧側圧力を上昇させ、望ましい圧力に調整できるので、効率の良い運転を行うことができる。

#### 【0044】

逆に、実際の運転状態での密度比（ $D_E / D_{Cs}$ ）が、設計時に想定した設計容積比（ $V_{Cs} / V_E$ ）より小さい場合の動作について説明する。

この場合には、密度比一定の制約のために、放熱器 2 出口（膨張機構 7 4 入口）の冷媒密度（ $D_E$ ）が大きくなるように、冷凍サイクルは高圧側圧力を上昇させた状態でバランスしようとする。ところが、高圧側圧力が望ましい圧力より上昇した状態では、冷凍サイクル装置の運転効率が低下してしまう。このため、予減圧弁 1 2 が全開状態でなければ、予減圧弁 1 2 を開方向に操作し、膨張機構 7 4 に流入する冷媒を減圧しないようにして冷媒密度を上昇させる。あるいは、予減圧弁 1 2 が全開状態であれば、バイパス弁 1 1 を開方向に操作して膨張機構 7 4 に流入する冷媒の一部をバイパス流路 1 0 に流入させる。これらの動作により、高圧側圧力を低下させ、望ましい圧力に調整できるので、効率の良い運転を行うことができる。

#### 【0045】

以上説明したように、第 7 の実施例の冷凍サイクル装置では、密度比一定の制約のため

に、最適な高圧側圧力を維持することが困難である膨張機を用いた冷凍サイクル装置において、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) が、設計時に想定した設計容積比 ( $VCs / VE$ ) より小さい場合でも、大きい場合でも、バイパス弁 11 と予減圧弁 12 の開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整し、冷凍サイクル装置の運転効率や能力を低下させることなく運転できる。

なお、本実施例における冷凍サイクルの吐出温度は、補助圧縮機構 73 の出口温度であり、冷凍サイクルの過熱度は、圧縮機構 72 の吸入温度と蒸発器 5 の蒸発温度との差である。

#### 【実施例 8】

##### 【0046】

本発明の第 8 の実施例における冷凍サイクル装置について説明する。なお、本実施例の冷凍サイクル装置の構成およびその制御方法は、第 7 の実施例と同様であるので、同様な構成及び動作等についての説明を省略する。

本実施例の冷凍サイクル装置の特徴とする構成は、補助圧縮機構 73 のシリンダ容積を  $VCs$ 、膨張機構 74 のシリンダ容積を  $VE$ 、圧縮機構 72 の出口冷媒密度を  $DCs$ 、放熱器 2 の出口冷媒密度を  $DE$  とした場合に、設計容積比 ( $VCs / VE$ ) が、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $DE / DCs$ ) の値とほぼ一致するように設計されている。さらに、具体的には、放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $DE$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $DE / DCs$ ) の値とほぼ一致するように設計されている点にある。

また、給湯機として使用される冷凍サイクル装置においては、設計容積比 ( $VCs / VE$ ) が、給湯機の使用範囲内で、蒸発器 5 の周囲温度 (外気温度) が最も低く、かつ、放熱器 2 に流入する水温 (入水温度) が最も低く、かつ、放熱器 2 から流出させる湯温 (出湯温度) が最も高い条件で運転された場合の密度比 ( $DE / DCs$ ) とほぼ一致するように設計されている構成を特徴とする。

さらに、具体的には、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比 ( $VCs / VE$ ) は、3.5 以上の値となるように設計されている構成を特徴とする。

##### 【0047】

ところで、本実施例の冷凍サイクル装置では、第 1 の実施例で説明したように、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) が、設計時に決定した設計容積比 ( $VCs / VE$ ) より小さい場合には、バイパス弁 11 を開方向に操作することにより、あるいは、密度比 ( $DE / DCs$ ) が設計容積比 ( $VCs / VE$ ) より大きい場合には、予減圧弁 12 を開方向に操作することにより密度比 ( $DE / DCs$ ) を設計容積比 ( $VCs / VE$ ) に一致させて、望ましい高圧側圧力に調整できる。しかし、バイパス流路 10 を流れる冷媒量が多くなったり、予減圧弁 12 で予め膨張させる圧力差が大きくなったりすると、回収できるはずの動力が減少してしまうため、運転効率 (COP) の向上率も低下してしまう。したがって、設計容積比をいかに最適な値として設計するかが重要である。

##### 【0048】

そこで、本実施例の冷凍サイクル装置を給湯機として使用する場合は、その最適な設計容積比について、図 18 と図 19 を用いて詳しく説明する。

図 18 は、本発明の第 8 の実施例における密度比と COP 比の相関図であり、図 19 は、本発明の第 8 の実施例における密度比と冷媒密度との相関図である。

図 18 において、外気温度は温度が高い順に、夏期、中間期、冬期、低温期を想定している。入水温度はそれぞれの外気温度条件に応じた最も低い温度を想定し、出湯温度はそれぞれの外気温度条件に応じた標準的な温度を想定している。また、COP 比はそれぞれの外気温度条件において、膨張機を用いていない冷凍サイクル装置の COP を 100 とした。以下、夏期条件を例に取り説明する。

夏期条件において、実際の運転状態での密度比 ( $DE / DCs$ ) は、約 4.1 である。この値より大きい設計容積比 ( $VCs / VE$ ) で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期条件ではバイパス流路 10 に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、この値より

小さい設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) で設計された冷凍サイクル装置の場合には、夏期条件では予減圧弁 12 で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、夏期条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を約 4.1 として設計した場合に比べて、COP 比は低下し、特に、予膨張させた場合には COP 比が急激に大きく低下することがわかる。

#### 【0049】

一方、冬期条件、および、低温期条件では、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) は、それぞれ、約 4.3、および、約 4.5 である。これらの値より大きい設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) で設計された冷凍サイクル装置の場合には、冬期条件や低温期条件ではバイパス流路 10 に冷媒をバイパスさせる必要がある。逆に、これらの値より小さい設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) で設計された冷凍サイクル装置の場合には、冬期条件や低温期条件では予減圧弁 12 で予め膨張させる必要がある。しかし、バイパス、予膨張のいずれの場合でも、冬期条件、低温期条件のそれぞれの条件で最適に設計された場合、すなわち、設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を約 4.3 や約 4.5 として設計した場合に比べて、COP 比は低下し、特に、予膨張させた場合には COP 比が急激に大きく低下することがわかる。

#### 【0050】

つまり、季節等によって異なる運転条件により、最適な設計容積比は異なるが、補助圧縮機構 73 と膨張機構 74 とが一本の軸 75 により直結された冷凍サイクル装置では、設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) は設計時に 1 つの値に決めざるを得ない。このため、例えば、夏期条件で最適となるように設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を約 4.1 として設計した場合には、夏期条件では COP 比は約 1.12 となるが、他の季節条件では COP 比が約 1.05 となる。

これに対し、低温期条件で最適となるように設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を約 4.5 として設計した場合には、低温期条件での COP 比は約 1.10 であり、他の季節条件でも 1.10 ~ 1.11 となる。あるいは、冬期条件で最適となるように設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を設計した場合も同様である。

このように、設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を冬期条件や低温期条件で最適となるように設計すれば、COP 向上率の季節差を小さくすることができ、季節等の運転条件が異なっても、常に高い運転効率を維持することが可能である。

#### 【0051】

すなわち、第 8 の実施例の冷凍サイクル装置では、図 18 から明らかなように、予膨張させる場合はバイパスさせる場合と比べて COP の向上率が小さいことに着目し、運転条件が異なっても可能な限り予膨張させないように、設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) が最も大きくなる条件 (図 18 の場合には低温期条件) での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

#### 【0052】

更には、図 19 に示す圧縮機構 71 の出口冷媒密度 ( $D_{Cs}$ )、あるいは放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $D_E$ ) と、密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) との相関から、密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) は、圧縮機構 71 の出口冷媒密度 ( $D_{Cs}$ ) の変化より、放熱器 2 の出口冷媒密度の変化からより影響を受け、さらに、放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $D_E$ ) とほぼ比例関係にあることがわかる。

従って、本実施例の冷凍サイクル装置の設計容積比 ( $V_{Cs} / V_E$ ) を、実際の運転状態での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) が最も大きくなる条件、すなわち、放熱器 2 の出口冷媒密度 ( $D_E$ ) が最も大きくなる条件での密度比 ( $D_E / D_{Cs}$ ) の値とほぼ一致するように設計することで、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

#### 【0053】

また、図 18 ですでに説明したように、給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、その使用範囲内で、蒸発器 5 の周囲温度 (外気温度) が最も低く、かつ、放熱器 2

に流入する水温（入水温度）が最も低く、かつ、放熱器 2 から流出させる湯温（出湯温度）が最も高い条件で運転された場合が、冷凍サイクル装置の実際の運転状態での密度比（ $DE/DCS$ ）が最も大きくなる条件で運転された場合（図 18 の場合の低温期条件）に相当するので、この運転状態での密度比（ $DE/DCS$ ）と、設計容積比（ $VCS/VE$ ）とをほぼ一致するように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

また、補助圧縮機構 73 を備えた給湯機として使用される冷凍サイクル装置において、設計容積比（ $VCS/VE$ ）を、4 以上の値（図 18 の場合の夏期条件、中間期条件、冬期条件及び低温期条件のほぼ全てに対応する値）となるように設計することにより、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。

さらに、本実施例の構成によれば、図 18 に示したように、第 5 の実施例の図 12 と比べて、季節等の運転条件が異なった場合の容積比の変化が小さくなるために、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル装置の運転が可能である。

換言すれば、補助圧縮機構 73 を備える冷凍サイクル装置では、実際の運転状態での容積比の変化が小さくなるために、設計時に設定した設計容積比と異なっても、バイパス弁 11 のみの開度操作により、望ましい高圧側圧力に調整することができ、常に高い運転効率を維持した冷凍サイクル運転が可能である。即ち、予減圧弁 12 がなくバイパス弁 11 のみの構成でも良く、また、バイパス弁 11 のみの構成の場合でも、設計時に設定する設計容積比を大きめの値とすることが望ましい。

【産業上の利用可能性】

【0054】

本発明の冷凍サイクル装置及びその制御方法は、給湯装置（給湯器）、家庭用空気調和機、業務用空気調和機、車両用空気調和機（カーエアコン）等に適している。そして、幅広い運転範囲の中で高い動力回収効果を得て、効率のよい運転が可能な冷凍サイクル装置を提供することができる。特に、二酸化炭素を用いた冷凍サイクルの高圧側が超臨界状態となりうる冷凍サイクル装置で効果が大きい。

【図面の簡単な説明】

【0055】

【図 1】本発明の第 1 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図 2】本発明の第 1 の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャート

【図 3】本発明の第 1 の実施例における制御手段の関連を示す模式図

【図 4】本発明の第 2 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図 5】本発明の第 2 の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャート

【図 6】本発明の第 3 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図 7】本発明の第 3 の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャート

【図 8】本発明の第 3 の実施例における制御手段の関連を示す模式図

【図 9】本発明の第 4 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図 10】本発明の第 4 の実施例における冷凍サイクル装置の制御方法を示すフローチャート

【図 11】本発明の第 4 の実施例における制御手段の関連を示す模式図

【図 12】本発明の第 5 の実施例における密度比と COP 比との相関図

【図 13】本発明の第 5 の実施例における密度比と冷媒密度との相関図

【図 14】本発明の第 6 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図 15】本発明の第 6 の実施例における密度比と COP 比との相関図

【図 16】本発明の第 6 の実施例における密度比と冷媒密度との相関図

【図 17】本発明の第 7 の実施例における冷凍サイクル装置を示す構成図

【図 18】本発明の第 8 の実施例における密度比と COP 比との相関図

【図 19】本発明の第 8 の実施例における密度比と冷媒密度との相関図

【符号の説明】

【0056】

1, 7 2	圧縮機構
2	放熱器
3, 7 4	膨張機構
4	ファン
5	蒸発器
6	給水ポンプ
7	給湯タンク
8, 7 1	駆動源
9, 7 5	軸
10	バイパス流路
11	バイパス弁
12	予減圧弁
20	吐出温度検知手段
21	第 1 操作器
30	蒸発温度検知手段
31	吸入温度検知手段
32	第 2 操作器
40	第 3 操作器
50	第 4 操作器
60	第 1 四方弁
61	室外熱交換器
62	室外ファン
63	第 2 四方弁
64	室内熱交換器
65	室内ファン
73	補助圧縮機構
A	冷媒サイクル回路
B	給湯サイクル回路
C	室外機
D	室内機

---

フロントページの続き

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	F I	テーマコード(参考)
	F 2 5 B 1/00 3 9 5 Z	
	F 2 5 B 9/06 Z	

(72)発明者 中谷 和生

大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

F ターム(参考) 3L060 AA03 CC04 DD02 EE06 EE09