

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4711852号
(P4711852)

(45) 発行日 平成23年6月29日(2011.6.29)

(24) 登録日 平成23年4月1日(2011.4.1)

(51) Int.Cl. F I
F 2 5 B 1/00 (2006.01) F 2 5 B 1/00 3 6 1 A
 F 2 5 B 1/00 3 7 1 F

請求項の数 11 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2006-48052 (P2006-48052)	(73) 特許権者	000006013 三菱電機株式会社
(22) 出願日	平成18年2月24日 (2006.2.24)		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(65) 公開番号	特開2007-225213 (P2007-225213A)	(74) 代理人	100085198 弁理士 小林 久夫
(43) 公開日	平成19年9月6日 (2007.9.6)	(74) 代理人	100098604 弁理士 安島 清
審査請求日	平成21年1月19日 (2009.1.19)	(74) 代理人	100061273 弁理士 佐々木 宗治
		(74) 代理人	100070563 弁理士 大村 昇
		(74) 代理人	100087620 弁理士 高梨 範夫

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 温度調整装置および冷凍サイクル

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮機構と凝縮器と冷却器用膨張手段と熱交換器である冷却器が順次環状に接続されて成る冷凍サイクルを循環する冷媒と前記熱交換器において熱交換される流体の前記熱交換器入口側温度を計測する第1の温度計測手段と、

前記流体の前記熱交換器出口側温度を計測する第2の温度計測手段と、

前記第1の温度計測手段が計測した流体の前記熱交換器入口側温度と流体の目標熱交換器出口側温度との差を、前記流体の前記熱交換器入口側温度と前記第2の温度計測手段が計測した流体の前記熱交換器出口側温度との差で割って算出された比率に、現在の圧縮機能力を乗じて得た値を目標圧縮機能力として、この目標圧縮機能力に基づいて前記圧縮機の能力を制御する制御器と

を備えたことを特徴する温度調整装置。

【請求項2】

前記制御器は、圧縮機の回転数を変更することにより圧縮機能力を制御することを特徴とする請求項1に記載の温度調整装置。

【請求項3】

負荷に応じて圧縮機を容量制御するアンロード機構を備え、

前記制御器は、前記アンロード機構を用いて圧縮機の能力を制御することを特徴する請求項1または請求項2に記載の温度調整装置。

【請求項4】

圧縮機の回転数変更を行なう周波数変換器を備え、

前記制御器は、前記周波数変換器を用いて圧縮機の能力を制御することを特徴とする請求項 2 に記載の温度調整装置。

【請求項 5】

圧縮機構と凝縮器と冷却器用膨張手段と熱交換器である冷却器が順次環状に接続されて成る冷凍サイクルを循環する冷媒と前記熱交換器において熱交換される流体の前記熱交換器入口側温度を計測する第 1 の温度計測手段と、

前記流体の前記熱交換器出口側温度を計測する第 2 の温度計測手段と、

前記第 1 の温度計測手段が計測した流体の前記熱交換器入口側温度と流体の目標熱交換器出口側温度との差を、前記流体の前記熱交換器入口側温度と前記第 2 の温度計測手段が計測した流体の前記熱交換器出口側温度との差で割って算出された比率に、現在の周波数を乗じて得た値を目標周波数として、この目標周波数に基づいて前記圧縮機の能力を制御する制御器と

を備えたことを特徴する温度調整装置。

【請求項 6】

前記制御器は、圧縮機能力の制御の際、算出された目標圧縮機能力へ向けて徐々に圧縮機能力を制御する請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載の温度調整装置。

【請求項 7】

前記制御器は、圧縮機能力の制御の際、算出された目標圧縮機能力と現在の圧縮機能力の差が、予め設定された上限目標圧縮機能力変化幅より大きい場合は、目標圧縮機能力の変化幅を上限目標圧縮機能力変化幅とするまたは、予め設定された下限目標圧縮機能力変化幅より小さい場合は、目標圧縮機能力の変化幅を下限目標圧縮機能力変化幅とすることを特徴とする請求項 6 に記載の温度調整装置。

【請求項 8】

前記制御器は、流体の熱交換器出口側温度が目標温度に到達すると、圧縮機能力を一時的に固定し、次の圧縮機能力判定周期にて目標圧縮機能力を算出されると、圧縮機能力の制御を再開することを特徴とする請求項 6 又は請求項 7 に記載の温度調整装置。

【請求項 9】

前記制御器は、目標温度付近かつ目標温度を含む所定の温度範囲を不感帯領域として予め設定し、流体の熱交換器出口側温度が前記不感帯領域外から不感帯領域内に到達すると、圧縮機能力の制御を終了することを特徴とする請求項 6 ~ 8 のいずれか 1 項に記載の温度調整装置。

【請求項 10】

前記制御器は、目標温度付近かつ前記不感帯領域を含む所定の温度範囲をディファレンシャル領域を予め設定し、流体の熱交換器出口温度がディファレンシャル領域外からディファレンシャル領域内に到達すると、圧縮機能力を一時的に固定し、次の圧縮機能力判定周期にて目標圧縮機能力を算出されると、圧縮機能力の制御を再開することを特徴とする請求項 9 に記載の温度調整装置。

【請求項 11】

請求項 1 ~ 10 のいずれか 1 項に記載の温度調整装置を備えたことを特徴とする冷凍サイクル。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、流体の温度制御に係り、特に装置の運転範囲の拡大と、安定した連続運転を可能とする温度調整装置およびこの温度調整装置を備えた冷凍サイクルに関する。

【背景技術】

【0002】

従来技術として、発熱体の熱負荷を吸収して冷凍装置に戻ってきた冷水を冷却するため、インバータにより冷凍サイクルの圧縮機の運転周波数を制御して冷凍能力の容量制御

10

20

30

40

50

を行い、常に安定した温度の冷水を供給する方式が知られている。(特許文献1参照)

また、運転周波数の制御方法として、サンプリング周期毎に冷水温度と冷水設定温度との偏差を算出し、予め定めてある制御定数の比例定数 K_p 及び積分定数 K_i を用いて今回の偏差と前回の偏差との差より周波数変化量を演算し、前回の周波数に周波数変化量を加算して今回の運転周波数を求め、インバータへ出力して温度制御する方法が提案されている。前記方式において、冷水温度または冷水設定温度によって、制御定数の比例定数 K_p 及び積分定数 K_i を切替える方法が提案されている。(特許文献2参照)

【0003】

【特許文献1】特開平2-4165号公報

【特許文献2】特開平6-180152号公報

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献1の冷凍装置は、負荷から戻ってくる冷水の戻り冷水温度又は負荷へ供給する冷水温度に基づきインバータの出力周波数が制御され、その値に応じて圧縮機の運転周波数を制御して圧縮機能力を制御し、負荷との間を循環する冷水を設定温度に冷却する方式であるが、この方式はインバータの出力周波数を制御する制御定数について考慮されておらず、負荷の特性、冷水の流速、保有水量及び負荷へ供給する冷水の冷水設定温度等の運転条件が変わると冷水温度を一定に保てなくなり、ハンチングを起こすおそれがあるという課題があった。

20

また特許文献2の冷凍装置にあっては、制御定数の比例定数 K_p 及び積分定数 K_i を予め決定する必要がある。制御定数の算出方法として"ジューラ・ニコルスの過渡応答法"など種々の方式が提案されているが、いずれの方式も過渡応答を計測して制御定数を決定するため、または算出された制御定数で全ての運転範囲について不具合が生じないか確認するために実機試験が必要であった。

そしてこれらの制御定数決定のために行なわれる実機試験の工数が大きいという課題があった。

【0005】

本発明の第1の目的は、広範囲な運転条件で流体の温度制御を可能にすること、第2の目的は、運転中に運転条件が変化しても流体温度を即座に安定した状態となるように制御すること、第3の目的は、制御定数決定にあたって行なわれる実機試験の工数を削減することのできる温度調整装置を提供することにある。

30

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明に係る温度調整装置は、圧縮機構と凝縮器と冷却器用膨張手段と熱交換器である冷却器が順次環状に接続されて成る冷凍サイクルを循環する冷媒と熱交換器において熱交換される流体の熱交換器入口側温度を計測する第1の温度計測手段と、流体の熱交換器出口側温度を計測する第2の温度計測手段と、第1の温度計測手段が計測した流体の熱交換器入口側温度と流体の目標熱交換器出口側温度との差(以下、目標温度差と称す)を、流体の熱交換器入口側温度と第2の温度計測手段が計測した流体の熱交換器出口側温度との差(以下、現在温度差と称す)で割って算出された比率(以下、目標能力比と称す)に、現在の圧縮機能力を乗じて得た値を目標圧縮機能力として、この目標圧縮機能力に基づいて圧縮機の能力を制御する制御器とを備えたものである。

40

【発明の効果】

【0007】

本発明に係る温度調整装置は、圧縮機構と凝縮器と冷却器用膨張手段と熱交換器である冷却器が順次環状に接続されて成る冷凍サイクルを循環する冷媒と熱交換器において熱交換される流体の熱交換器入口側温度を計測する第1の温度計測手段と、流体の熱交換器出口側温度を計測する第2の温度計測手段と、第1の温度計測手段が計測した流体の熱交換器入口側温度と流体の目標熱交換器出口側温度との差を、流体の熱交換器入口側温度と第

50

2の温度計測手段が計測した流体の熱交換器出口側温度との差で割って算出された比率に、現在の圧縮機能力を乗じて得た値を目標圧縮機能力として、この目標圧縮機能力に基づいて圧縮機の能力を制御する制御器とを備えたものである。

したがって、第1に現在温度差を用いて容量制御を行なうので、広範囲な運転条件で流体温度制御が可能となる。第2に現在温度差を用いて容量制御を行なうので、運転中に運転条件が変化しても流体温度を即座に安定した状態となるように制御する。第3に現在温度差を用いて容量制御を行なうので、予め制御定数を決定する必要がなくなり、制御定数決定のための実機試験が不要となるという効果を奏す。

【0008】

実施の形態1

図1はこの発明の実施の形態1における圧縮機式冷凍装置の構成図である。

図1において、圧縮機10の冷媒出口側には（冷媒の流れは図面上時計回りに循環する）、凝縮器3が接続されている。凝縮器3の冷媒出口側には冷却器用膨張手段4と接続されている。冷却器用膨張手段4の出口側には冷却器5が接続され、冷却器5の冷媒出口側には圧縮機10の吸込口が接続されている。以上の構成によって冷凍サイクルが構成されている。

また冷却器冷水入口側に冷媒と熱交換する前の冷水の温度を検知する温度計測手段400及び冷却器冷水出口側に冷媒と熱交換した後の冷水の温度を検知する温度計測手段401を設け、計測された温度を制御器200に送信する。制御器200が、圧縮機10の圧縮機能力を調整している。なお、制御器200としては例えば、CPUと不揮発正メモリを含むマイコンで実現することができ、ここでは、不揮発性メモリに搭載されている圧縮機能力調整用のプログラムをCPUが実行する。

これは、後述のすべての実施の形態においても同様である。

【0009】

次に、動作について説明する。

冷凍サイクルの動作については、圧縮機10から吐出された冷媒は、凝縮器3で、冷却水、外気等と熱交換して、凝縮液化し高圧液冷媒となった後、冷却器用冷媒膨張手段4で、吸込圧力まで減圧された後、低圧二相冷媒となり冷却器5に流入する。低圧二相冷媒は冷却器5で、熱源より吸熱して蒸発し、圧縮機10に至る。

【0010】

次に、本発明の温度調整方法について説明する。

温度計測手段400、401によって計測された冷却器入口側冷水温度と冷却器出口側冷水温度、と予め設定されている目標冷却器出口側冷水温度から、冷却器入口側冷水温度と冷却器出口側冷水温度の差（以下、現在温度差と称す。）と冷却器入口側冷水温度と目標冷却器出口側冷水温度の差（以下、目標温度差と称す。）を算出して、目標温度差と現在温度差の比（以下、目標能力比と称す。）を求める。冷水流量が一定の場合は、式1～式5から導かれた式6が示すように、求められた目標能力比に現在の圧縮機能力を乗じて得られた値が目標圧縮機能力となる。そして前記手順で得られた目標圧縮機能力になるように圧縮機能力制御を行なう。

現在の圧縮機能力 = (冷却器入口側冷水温度 - 冷却器出口側冷水温度)
× 冷水流量 × 水の比熱 (式1)

目標圧縮機能力 = (冷却器入口側冷水温度 - 目標冷却器出口側冷水温度)
× 冷水流量 × 水の比熱 (式2)

現在温度差 = 冷却器入口側冷水温度 - 冷却器出口側冷水温度 (式3)

目標温度差 = 冷却器入口側冷水温度 - 目標冷却器出口側冷水温度 (式4)

目標能力比 = 目標温度差 / 現在温度差 (式5)

目標圧縮機能力 = 現在の圧縮機能力 × 目標能力比 (式6)

ここで、- は減算を表し、× は乗算を表し、/ は除算を表す。これらの記号を以下でも

10

20

30

40

50

同じ意味で用いることとする。

図2に目標圧縮機能力の計算例を示す。この計算例について説明する。

現在の圧縮機能力を100KWとする。また、現在の冷却器入口側冷水温度を12℃、現在の冷却器出口側冷水温度を7℃とする。また、目標冷却器出口側冷水温度を5℃とする。この場合、現在温度差は、現在の冷却器入口側冷水温度12℃と現在の冷却器出口側冷水温度7℃との差であるから $12 - 7 = 5$ となる。また、目標温度差は、現在の冷却器入口側冷水温度12℃と目標冷却器出口側冷水温度5℃との差であるから、 $12 - 5 = 7$ となる。

従って、目標能力比は、目標温度差/現在温度差であるから、 $7 / 5$ となる。

以上より、目標圧縮機能力は、現在の圧縮機能力×目標能力比であるから、

$$100 \text{ KW} \times 7 / 5 = 140 \text{ KW} \text{ となる。}$$

10

【0011】

圧縮機能力を目標圧縮機能力とする方法として、圧縮機の回転数を変更する方法や、負荷に応じて圧縮機を容量制御するアンロード機構により調整する方法などがある。

圧縮機能力の算出方法として、計測された圧縮機吐出圧力、圧縮機吸込圧力などの運転諸量を、予め算出した能力近似式に代入する方法をとってもよい。

【0012】

この実施の形態1によれば、現在温度差を用いて容量制御を行なうので、広範囲な運転条件で流体温度制御が可能となる。また、現在温度差を用いて容量制御を行なうので、運転中に運転条件が変化しても流体温度を即座に安定した状態となるように制御することが可能となる。さらに、現在温度差を用いて容量制御を行なうので、予め制御定数を決定する必要がなくなり、制御定数決定のための実機試験が不要となるという効果を奏する。

20

【0013】

なお、本実施の形態は水を冷却する場合を示しているが、流体は水以外の、例えばブラインや空気のような、他の流体であっても良い。

本実施の形態は、流体を冷却する場合を示しているが、本発明は流体を加熱する場合も適用できる。

【0014】

実施の形態2.

図3は、この発明の実施の形態2におけるインバータによる回転数制御を行なう圧縮式冷凍装置の構成図である。

30

図3は図1にインバータ600追加したものである。

制御器200によりインバータ600の周波数を変更して、圧縮機の回転数を変更し、圧縮機能力の調整を行なう。インバータ600を用いた周波数制御は、圧縮機のアンロード機構を用いた場合より精度が高いため、流体の冷却器出口側温度をより高い精度で調整することが可能となる。

本実施の形態の目標圧縮機能力算出方法は、実施の形態1と同様である。

【0015】

この実施の形態2によれば、実施の形態1の効果に加え、流体の冷却器出口側温度をさらに高い精度で調整することが可能になるという効果を奏する。

40

【0016】

なお、本実施の形態2ではインバータにより回転数を変更しているが、エンジン駆動の圧縮式冷水製造装置においては、エンジンに供給する燃料の量を制御することによって、回転数を変更しても良い。

【0017】

実施の形態3.

スクリー圧縮機はスライドバルブ位置を変更することによって圧縮機能力の制御を行なうのが一般的であるが、本発明の方法を実施するに当たっては、目標圧縮機能力となるスライドバルブ容量%（ここで、%とは全閉を20%、全開を100%として0~100%の範囲内をいう）を算出する必要がある。図4にスクリー式圧縮機のスライドバルブ

50

容量%と冷却能力の関係の一例を示す。

図4に示す通り、スライドバルブ容量%と冷却能力は、正比例しておらず、また圧縮機入口側蒸発温度が変化すると、スライドバルブ容量%と冷却能力の関係も変化する。このため、予めスライドバルブ容量%と圧縮機能力の関係の近似式を設定する必要がある。しかし、スライドバルブ容量%と圧縮機能力の関係の近似式作成には、圧縮機運転範囲の全領域にわたっての能力計測が必要になるが、前記能力計測は非常に大きな試験工数が必要になるという課題があった。

図5にスクリー式圧縮機の圧縮機周波数と冷却能力の関係の一例を示す。

スクリー式圧縮機は容積式圧縮機の種類であるため、図5に示すように圧縮機入口側蒸発温度が変化しても、圧縮機能力は、ほぼ周波数に比例する。よって、目標圧縮機能力となるであろう周波数を目標周波数とすると、式7～8から、式9が導かれる。

$$\text{現在の圧縮機能力} = K \times \text{現在の周波数} \quad (\text{式7})$$

$$\text{目標圧縮機能力} = K \times \text{目標周波数} \quad (\text{式8})$$

ここで、Kは比例定数とする。

$$\text{目標周波数} = \text{現在の周波数} \times \text{目標能力比} \quad (\text{式9})$$

$$\text{目標能力比} = \text{目標圧縮能力} / \text{現在の圧縮能力} \quad (\text{式10})$$

式9が示すように、現在の周波数、目標能力比から目標周波数を導くことが出来る。そこで、制御器200は、前記手順で得られた目標周波数になるように圧縮機周波数制御を行なう。

【0018】

本実施の形態3の温度調整方式では、実施の形態1の効果に加え、現在の圧縮機能力及び目標圧縮機能力の算出が不要なため、予め能力近似式を設定する必要がなくなり、圧縮機運転範囲の全領域にわたっての能力計測が不要となるという効果がある。

【0019】

実施の形態4.

図1あるいは図3の構成図は、この実施の形態4でも用いられる。

現在の圧縮機能力から算出された目標圧縮機能力へ瞬時に変更すると、圧縮機吸込蒸発温度の急低下による熱交換器内での流体凍結や、圧縮機吐出凝縮温度の急上昇による圧縮機の損傷が発生する恐れがある。

これら不具合を防止するために、一定の周期毎(以後、圧縮機能力判定周期と称す。)に目標圧縮機能力を算出し、目標圧縮機能力算出後、徐々に目標圧縮機能力に変更を行なう。

圧縮機能力を急激に変化させないので、前記不具合が、発生する前に保護制御等により防止することができる。

図6は、この発明の実施の形態4における圧縮機能力変更方法の概念図である。

図6の例では、次の圧縮機能力判定周期が到来した瞬間に、圧縮機能力が目標圧縮機能力になるように圧縮機能力変化を行なっているが、図7のように、次の圧縮機能力判定前に圧縮機能力変更を終了しても良い。この場合、圧縮機能力変更後、圧縮機能力が安定した状態で、圧縮機能力判定を行なうので、圧縮機能力が安定しない状態で圧縮機能力判定を行なう図6の場合と比べてハンチングの発生を減らすことができる。

【0020】

この実施の形態4によれば、圧縮機能力判定周期で目標圧縮機能力を算出し、目標圧縮機能力算出後、徐々に目標圧縮機能力に変更を行なうようにしたので、実施の形態1の効果に加え、熱交換器内での流体凍結の問題もなく、圧縮機の損傷発生の問題もなく圧縮機能力を目標値まで変更することができるという効果を奏する。

さらに、次の圧縮機能力判定前に圧縮機能力変更を終了するので、上記の効果に加え、ハンチングの発生を減らすことができるという効果を奏する。

【0021】

10

20

30

40

50

実施の形態 5 .

圧縮機起動時や熱負荷が急激に変動した場合など、圧縮機能力判定周期で算出された目標圧縮機能力が現在の圧縮機能力と大きく異なっている場合は、圧縮機の能力変化速度が速くなりすぎて、圧縮機吸込蒸発温度の急低下による熱交換器内での流体凍結や、圧縮機吐出凝縮温度の急上昇による圧縮機の損傷が発生する恐れがある。

これら不具合を防止するために、目標圧縮機能力の算出にあたり一定の制限を設けても良い。

目標圧縮機能力の制限方法として式 1 1、式 1 2 のように現在の圧縮機能力を基準に制限を設ける方法や、式 1 3、式 1 4 のように単位時間あたりの周波数変化率を基準に制限を設ける方法などが考えられる。

10

$$\text{目標圧縮機能力 上限} = \text{現在の圧縮機能力} \times \text{上限定数} \quad (\text{式 1 1})$$

$$\text{目標圧縮機能力 下限} = \text{現在の圧縮機能力} \times \text{下限定数} \quad (\text{式 1 2})$$

ここで、上限定数、下限定数は予め設定しておく。

$$\text{目標圧縮機能力 上限} = \text{圧縮機能力変更時間} \times \text{最大上昇変化率} \quad (\text{式 1 3})$$

$$\text{目標圧縮機能力 下限} = \text{圧縮機能力変更時間} \times \text{最大下降変化率} \quad (\text{式 1 4})$$

ここで、最大上昇変化率、最大下降変化率 (Hz / S) は予め設定しておく。

いずれの方法も圧縮機能力判定周期で算出された目標圧縮機能力が目標圧縮機能力上限値以上の場合は、目標圧縮機能力を目標圧縮機能力上限値とし、目標圧縮機能力が目標圧縮機能力下限値以下の場合は、目標圧縮機能力を目標圧縮機能力下限値とする。

20

図 8 は、この発明の実施の形態 5 における圧縮機能力変更方法の概念図である。

【 0 0 2 2 】

この実施の形態 5 によれば、現在の圧縮機能力を基準に目標圧縮機能力に対して制限を設けるようにしたので、実施の形態 1 の効果に加え、熱交換器内での流体凍結の問題もなく、圧縮機の損傷発生の問題もなく圧縮機能力を目標値まで変更することができるという効果を奏する。

また、単位時間あたりの周波数変化率を基準に目標圧縮機能力に対して制限を設けるようにしたので、実施の形態 1 の効果に加え、熱交換器内での流体凍結の問題もなく、圧縮機の損傷発生の問題もなく圧縮機能力を目標値まで変更することができるという効果を奏する。

30

【 0 0 2 3 】

実施の形態 6 .

水温センサに測定誤差がある場合、圧縮機能力が算出された目標圧縮機能力に到達する前に流体の熱交換器出口側温度が目標温度に到達することがある。このような場合、圧縮機能力が算出された目標圧縮機能力に到達すると、流体の熱交換器出口側温度は目標温度より外れてしまうという現象が発生する。図 9 は本現象のイメージ図である。

このような場合、流体の熱交換器出口側温度が目標温度に到達したのを検知すると、圧縮機能力変更を中止して、次の圧縮機能力判定周期まで、圧縮機能力を目標温度到達時点の圧縮機能力に固定する。

40

図 1 0 に本実施の形態での圧縮機能力変更の概念図を示す。

この実施の形態 6 によれば、上記の制御を行なうことによって、圧縮機能力のオーバーシュートを防止できるので、温度制御が安定するという効果を奏する。

【 0 0 2 4 】

実施の形態 7 .

実施の形態 7 の制御においては、流体の熱交換器出口側温度が目標温度と一致するまで、圧縮機能力変更を行なう。このため実用上支障のない程度まで、流体の熱交換器出口側温度が目標温度に近づいている場合も、圧縮機能力の変更をするので、かえって流体の熱交換器出口側温度がハンチングを起こすことがある。

50

このような不具合を防止するため、本実施の形態7においては、目標温度付近の実用上支障のない程度の範囲に不感帯と称する領域を設定する。この場合、不感帯の領域は使用者により外部から任意に設定可能であり、環境条件に応じて設定値が決定される。そして、圧縮機能力変更中に流体の熱交換器出口側温度が不感帯領域外から不感帯領域内に入った場合は、圧縮機的能力変更を終了する。また圧縮機能力判定周期に流体の熱交換器出口側温度が不感帯内にある場合は、圧縮機能力変更を行なわない。この結果、不要な圧縮機能力変更を行なわなくなり、流体の熱交換器出口側温度のハンチングを防止することができ、温度制御が安定する。

図11は本実施の形態7の制御領域イメージ図である。

図12は本実施の形態7における制御器200の制御フロー図である。

次に、本実施の形態7における制御器200の動作を図12のフロー図を参照して説明する。

図12の動作フローは制御器200によって定期的にまたは不定期に実施される。

制御器200は、この動作フロー中でまず、熱交換器出口側温度が不感帯内であるか否かを調べる(ステップS121)。熱交換器出口側温度が不感帯内であれば、圧縮機的能力変更は行わないで(ステップS122)終了する。熱交換器出口側温度が不感帯でなければ、制御器200は、目標圧縮機能力を算出した(ステップS123)後、この目標圧縮機能力に向けて圧縮機能力の変更を開始する(ステップS124)。次に、制御器200は、熱交換器出口側温度が不感帯内であるか否かを調べる(ステップS125)。熱交換器出口側温度が不感帯内であれば、ステップS128へ飛ぶ。熱交換器出口側温度が不感帯でなければ、制御器200は、圧縮機能力が目標圧縮機能力に到達したか調べる(ステップS126)。圧縮機能力が目標圧縮機能力に到達したらステップS128へ飛ぶ。ステップS128において、制御器200は圧縮機的能力変更を終了する。圧縮機能力が目標圧縮機能力に到達しなければ、ステップS125へ戻る。

【0025】

この実施の形態7によれば、圧縮機能力変更中に流体の熱交換器出口側温度が不感帯領域外から不感帯領域内に入った場合は、不要な圧縮機的能力変更を終了し、圧縮機能力判定周期に流体の熱交換器出口側温度が不感帯内にある場合は、不要な圧縮機能力変更を行なわないようにしたので、流体の熱交換器出口側温度のハンチングを防止することができ、温度制御が安定するという効果を奏する。

【0026】

実施の形態8.

圧縮機能力変更が終了した後も、冷凍機の運転状態が安定するまでは、または温度センサの応答遅れ等によって、流体の熱交換器出口側温度は変化することがある。特に圧縮機能力を大きく変更した場合は、圧縮機能力変更が終了した後に発生する流体の熱交換器出口側温度の変化は大きくなりやすい。

不感帯が狭い場合は、流体の熱交換器出口側温度が不感帯に入った時点で圧縮機能力変更を終了しても、圧縮機能力変更が終了した後の流体の熱交換器出口側温度変化によって、流体の熱交換器出口側温度が不感帯から外れてしまうことがある。このような現象が発生した場合、流体の熱交換器出口側温度は目標温度周辺でハンチングを起こす可能性がある。

図13に本現象のイメージ図を示す。

【0027】

このような不具合を防止するため、本実施の形態8では、目標温度付近に不感帯を含むディファレンシャル領域と称する領域を設定する。この場合、ディファレンシャル領域は使用者により外部から任意に設定可能であり、環境条件に応じて設定値が決定される。そして、圧縮機能力変更中に流体の熱交換器出口側温度がディファレンシャル領域外からディファレンシャル領域内に入った場合は、圧縮機的能力変更を中止する。

図14は、本実施の形態8の熱交換器出口側温度と制御領域の関係を示す図である。

本実施の形態8の制御においては、流体の熱交換器出口側温度が不感帯に入る前に圧縮

10

20

30

40

50

機能力を一旦固定し、不感帯付近でかつ冷凍機の運転が安定した状態で再度目標圧縮機能力を判定するので、現在の圧縮機能力と目標圧縮機能力との差が小さくなり、圧縮機能力変更終了後の温度変化量が小さくなって、圧縮機能力変更終了後に流体の出口側温度が不感帯域から外れてハンチングすることがなくなる。

この結果、温度制御が安定するという効果を奏す。

図15は、本実施の形態8における制御適用後の流体の熱交換器出口側温度のイメージ図である。

図16は、本実施の形態8の制御フロー図である。

次に、本実施の形態8における制御器200の動作を図16のフロー図を参照して説明する。

図16の動作フローは制御器200によって定期的にはまたは不定期に実施される。

制御器200は、この動作フロー中でまず、熱交換器出口側温度が不感帯内であるか否かを調べる(ステップS160)。熱交換器出口側温度が不感帯内であれば、圧縮機能力変更は行わないで(ステップS161)終了する。熱交換器出口側温度が不感帯でなければ、制御器200は、目標圧縮機能力を算出した(ステップS162)後、この目標圧縮機能力に向けて圧縮機能力の変更を開始する(ステップS163)。次に、制御器200は、熱交換器出口側温度がディファレンシャル領域内であるか否かを調べる(ステップS164)。熱交換器出口側温度がディファレンシャル領域内であれば、ステップS168へすすみ、ディファレンシャル領域内でなければステップS165へ進む。

ステップS165において、制御器200は、熱交換器出口側温度がディファレンシャル領域内であるか否かを調べる。熱交換器出口側温度がディファレンシャル領域内であればステップS167へ進み、ディファレンシャル領域内でなければステップS166へ進む。ステップS166において、制御器200は、圧縮機能力が目標圧縮機能力に到達したか調べる。圧縮機能力が目標圧縮機能力に到達したらステップS167へ進み、目標圧縮機能力に到達しなければステップS168へ戻る。ステップS167において、制御器200は圧縮機能力変更を終了する。

ステップS168において、制御器200は、熱交換器出口側温度が不感帯内であるか否かを調べる。熱交換器出口側温度が不感帯内であればステップS167へ進み、不感帯でなければステップS169へ進む。ステップS169において、制御器200は、圧縮機能力が目標圧縮機能力に到達したか調べる。圧縮機能力が目標圧縮機能力に到達したらステップS167へ進み、目標圧縮機能力に到達しなければステップS168へ戻る。ステップS167において、制御器200は圧縮機能力変更を終了する。

【0028】

この実施の形態8によれば、流体の熱交換器出口側温度が不感帯に入る前に圧縮機能力を一旦固定し、不感帯付近でかつ冷凍機の運転が安定した状態で再度目標圧縮機能力を判定するので、圧縮機能力変更終了後に流体の出口側温度が不感帯域から外れてハンチングすることがなくなるという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【0029】

【図1】この発明の実施の形態1における圧縮機式冷凍装置の構成図である。

【図2】この発明の実施の形態1における目標能力算出方法の概念図である。

【図3】この発明の実施の形態2におけるインバータによる回転数制御を行なう圧縮式冷凍装置の構成図である。

【図4】電動機駆動の容積式圧縮機における周波数と冷却能力の関係を示した図である。

【図5】電動機駆動の容積式圧縮機におけるスライドバルブ容量と冷却能力の関係を示した図である。

【図6】この発明の実施の形態4における圧縮機能力変更方法の概念図である(その1)

。

【図7】この発明の実施の形態4における圧縮機能力変更方法の概念図である(その2)

。

10

20

30

40

50

【図 8】この発明の実施の形態 5 における圧縮機能力変更方法の概念図である。

【図 9】この発明の実施の形態 6 におけるセンサに測定誤差があり目標温度に到達した場合の熱交換器出口側温度で発生する現象を示すイメージ図である。

【図 10】この発明の実施の形態 6 における目標温度に到達した場合の圧縮機能力変更方法の概念図である。

【図 11】この発明の実施の形態 7 における熱交換器出口側温度と制御領域の関係を示す図である。

【図 12】この発明の実施の形態 7 における制御フロ - 図である。

【図 13】この発明の実施の形態 8 における制御適用前の圧縮機能力変更後に熱交換器出口側温度で発生する現象を示すイメージ図である。

【図 14】この発明の実施の形態 8 における熱交換器出口側温度と制御領域の関係を示す図である。

【図 15】この発明の実施の形態 8 における制御適用後の流体の熱交換器出口側温度のイメージ図である。

【図 16】この発明の実施の形態 8 における制御フロー図である。

【符号の説明】

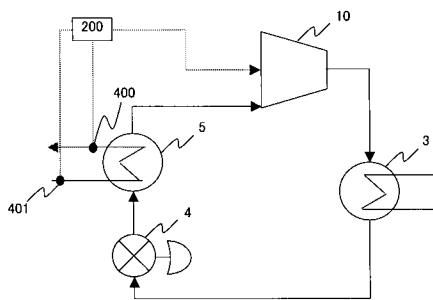
【 0 0 3 0 】

1 凝縮器, 4 冷却器用膨張手段, 5 冷却器, 10 圧縮機, 200 制御器, 400 冷却器入口側冷水温度検出手段, 401 冷却器出口側冷水温度検出手段, 600 インバータ。

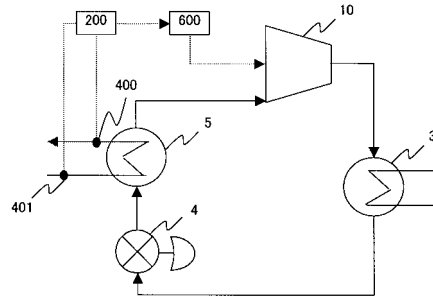
10

20

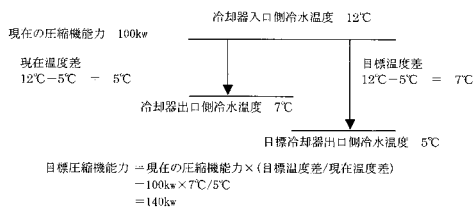
【図 1】



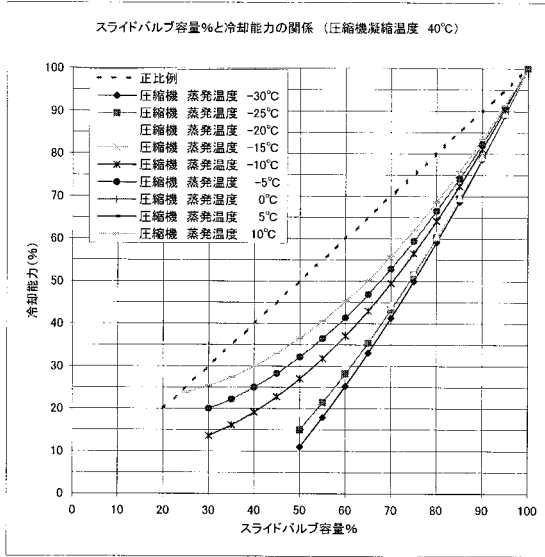
【図 3】



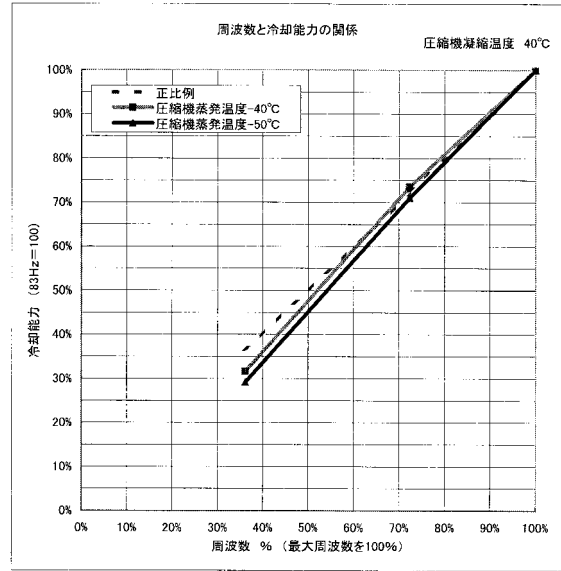
【図 2】



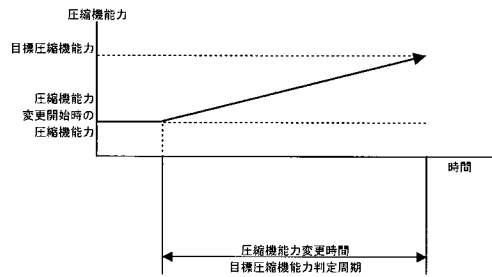
【 図 4 】



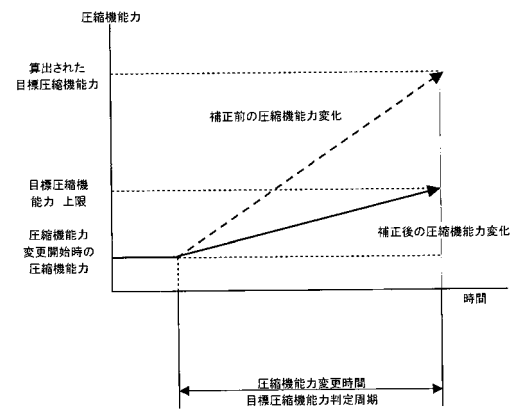
【 図 5 】



【 図 6 】

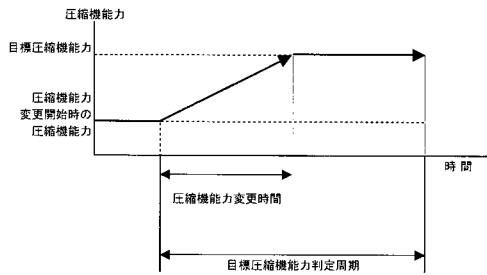


【 図 8 】

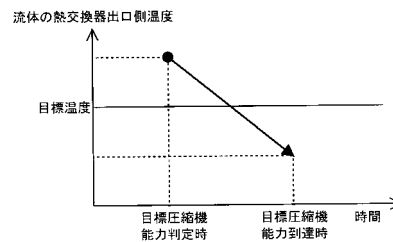


算出された目標圧縮機能力 > 目標圧縮機能力 上限

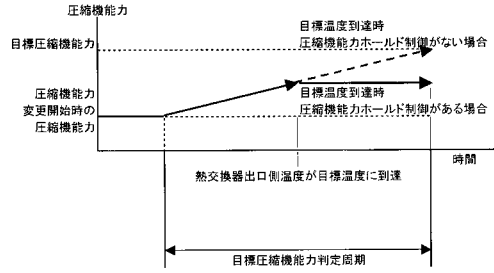
【 図 7 】



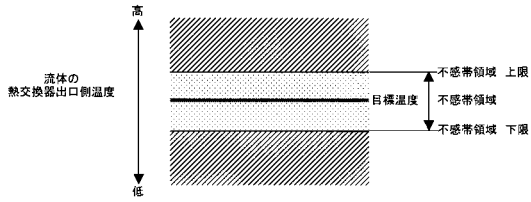
【 図 9 】



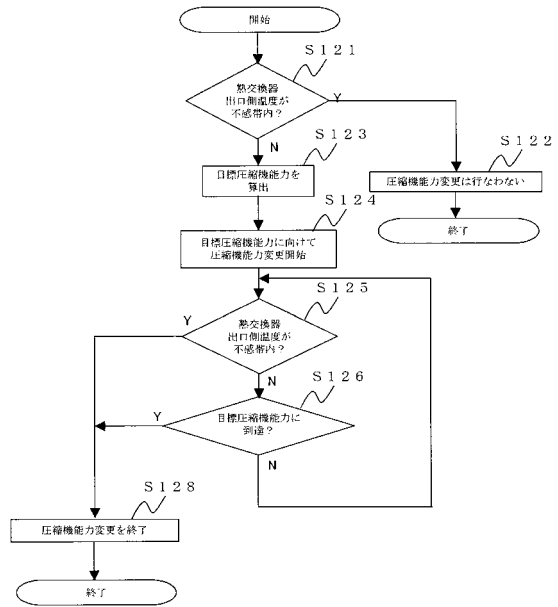
【図10】



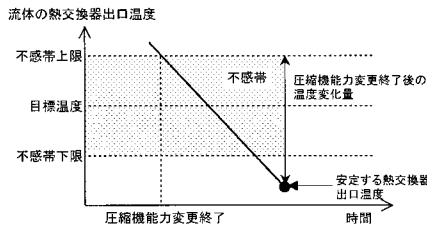
【図11】



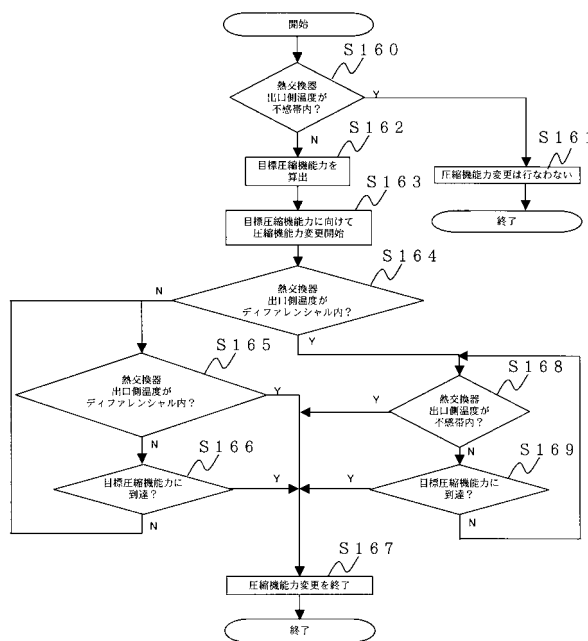
【図12】



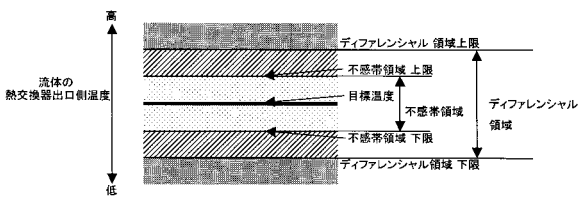
【図13】



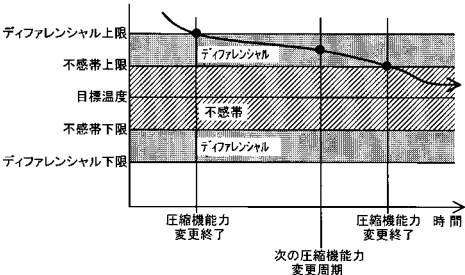
【図16】



【図14】



【図15】



フロントページの続き

(72)発明者 長崎 芳樹
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

審査官 柳幸 恵子

(56)参考文献 特開2000-111197(JP,A)
特開平06-180152(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F25B 1/00