

(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2017-129340

(P2017-129340A)

(43) 公開日 平成29年7月27日(2017.7.27)

(51) Int.Cl.			F I			テーマコード (参考)		
F 2 5 B	1/00	(2006.01)	F 2 5 B	1/00	3 9 9 Y	3 L 0 5 4		
F 2 4 F	11/02	(2006.01)	F 2 4 F	11/02	1 0 2 L	3 L 2 6 0		
F 2 4 F	5/00	(2006.01)	F 2 4 F	5/00	1 0 1 Z			
			F 2 5 B	1/00	3 9 7 E			

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 23 頁)

(21) 出願番号 特願2016-10982 (P2016-10982)
 (22) 出願日 平成28年1月22日 (2016.1.22)

(71) 出願人 000001834
 三機工業株式会社
 東京都中央区明石町8番1号
 (74) 代理人 100072718
 弁理士 古谷 史旺
 (74) 代理人 100151002
 弁理士 大橋 剛之
 (74) 代理人 100201673
 弁理士 河田 良夫
 (72) 発明者 田代 博一
 東京都中央区明石町8番1号 三機工業株式会社内
 (72) 発明者 藤澤 隆広
 東京都中央区明石町8番1号 三機工業株式会社内

最終頁に続く

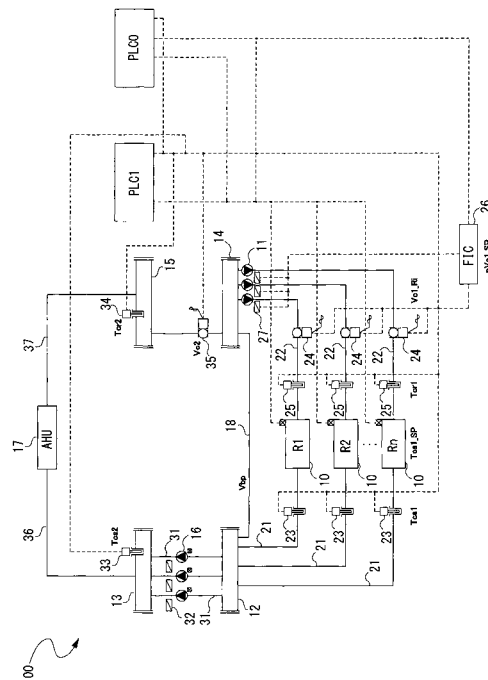
(54) 【発明の名称】 熱源制御システム、制御方法および制御装置

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 1次2次ポンプ方式の熱源制御システムにおいて、1次冷水ポンプにおける1次冷水の搬送動力の増大や熱源の運転台数増加を抑制し易くするとともに、冷凍機のコンプレッサを停止しにくくする制御方法を提供する。

【解決手段】 空調負荷の入口と出口の2次側の冷水温度差が設計値未満となるときに、温度計と流量計の各計測値から算出した2次側の負荷熱量と、温度計測値と1次冷水流量から計算で求める1次側の生成熱量とが等しくなる条件で、かつ2次冷水往温度の設定値と、2次冷水還温度と、2次冷水流量を用いて、冷凍機冷水出口温度を制御するための第1の制御設定値と、1次冷水流量を制御するための第2の制御設定値とを求め、第1の制御設定値および第2の制御設定値に基づいて冷凍機10および1次冷水ポンプ11を制御する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷凍機と、

前記冷凍機の冷水出口側に冷水 1 次往配管で接続される第 1 往ヘッダと、

1 次冷水ポンプを介して、前記冷凍機の冷水入口側に冷水 1 次往配管で接続される還ヘッダと、

前記第 1 往ヘッダと前記還ヘッダとを接続するバイパス管と、

2 次冷水ポンプを介して、前記第 1 往ヘッダに往ヘッダ配管で接続される第 2 往ヘッダと、

前記第 2 往ヘッダと前記還ヘッダとの間に冷水 2 次往配管及び冷水 2 次還配管を介して接続される空調負荷と、 10

前記第 2 往ヘッダ又は前記冷水 2 次往配管に 2 次往温度計と、前記還ヘッダ又は前記冷水 2 次還配管に 2 次還温度計と、前記冷水 2 次還配管に 2 次流量計と、

前記冷凍機および前記 1 次冷水ポンプを制御する制御装置と、

を備え、

前記制御装置は、

前記空調負荷の出口の前記 2 次還温度計と前記空調負荷の入口の前記 2 次往温度計の計測値の差である 2 次冷水温度差が設計値未満となるときに、前記 2 次還温度計と前記 2 次往温度計と前記 2 次流量計の各計測値から算出した 2 次側の負荷熱量と、前記 2 次冷水還温度計測値と冷凍機冷水出口温度と 1 次冷水流量から計算で求める 1 次側の生成熱量とが等しくなる条件で、かつ前記 1 次冷水ポンプが送水する 1 次冷水と、前記バイパス管を介して前記還ヘッダから前記第 1 往ヘッダへ流入する 2 次還冷水とが合流した 2 次冷水往温度が制御目標値である 2 次冷水往温度の設定値となるように、 20

前記 2 次冷水往温度の設定値と、前記 2 次冷水還温度と、前記 2 次冷水流量を用いて、冷凍機冷水出口温度を制御するための第 1 の制御設定値と、1 次冷水流量を制御するための第 2 の制御設定値とを求め、前記第 1 の制御設定値および前記第 2 の制御設定値に基づいて前記冷凍機および前記 1 次冷水ポンプを制御する

ことを特徴とする熱源制御システム。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の熱源制御システムにおいて、 30

前記制御装置は、

前記第 1 の制御設定値および前記第 2 の制御設定値に基づいて送水される 1 次冷水の前記冷凍機冷水出口温度を、前記 2 次冷水往温度の設定値よりも低い温度とする制御を行うことを特徴とする熱源制御システム。

【請求項 3】

請求項 1 または請求項 2 に記載の熱源制御システムにおいて、

前記制御装置は、

前記 2 次還温度計と前記 2 次往温度計と前記 2 次流量計の各計測値から算出した 2 次側の負荷熱量と前記 2 次冷水還温度計測値と前記冷凍機冷水出口温度と前記 1 次冷水流量から計算で求める 1 次側の生成熱量とが等しくなる条件で、かつ前記 1 次冷水ポンプの流量調整範囲内で前記冷凍機の出口と入口との間の 1 次冷水温度差が最大となる場合の前記第 1 の制御設定値および前記第 2 の制御設定値を求めることを特徴とする熱源制御システム。 40

【請求項 4】

請求項 3 に記載の熱源制御システムにおいて、

前記制御装置は、

冷凍機冷水出口温度が下限値の場合に対応した仮の冷凍機冷水出口温度、あるいは、前記 1 次冷水流量が下限値の場合、前記バイパス管の流量が上限値の場合、前記 1 次冷水流量が 2 次冷水流量と等しくなる場合のいずれかに対応した仮の 1 次冷水流量を用いて、前記第 1 の制御設定値および前記第 2 の制御設定値の解を求めることを特徴とする熱源制御 50

システム。

【請求項 5】

冷凍機と、前記冷凍機の冷水出口側に冷水 1 次往配管で接続される第 1 往ヘッダと、1 次冷水ポンプを介して、前記冷凍機の冷水入口側に冷水 1 次往配管で接続される還ヘッダと、前記第 1 往ヘッダと前記還ヘッダとを接続するバイパス管と、2 次冷水ポンプを介して、前記第 1 往ヘッダに往ヘッダ配管で接続される第 2 往ヘッダと、前記第 2 往ヘッダと前記還ヘッダとの間に冷水 2 次往配管及び冷水 2 次還配管を介して接続される空調負荷と、前記第 2 往ヘッダ又は前記冷水 2 次往配管に 2 次往温度計と、前記還ヘッダ又は前記冷水 2 次還配管に 2 次還温度計と、前記冷水 2 次還配管に 2 次流量計と、制御装置と、を備える熱源制御システムの制御方法であって、

10

前記空調負荷の出口の前記 2 次還温度計と前記空調負荷の入口の前記 2 次往温度計の計測値の差である 2 次冷水温度差が設計値未満となるときに、前記 2 次還温度計と前記 2 次往温度計と前記 2 次流量計の各計測値から算出した 2 次側の負荷熱量と、前記 2 次冷水還温度計測値と冷凍機冷水出口温度と 1 次冷水流量から計算で求める 1 次側の生成熱量とが等しくなる条件で、かつ前記 1 次冷水ポンプが送水する 1 次冷水と、前記バイパス管を介して前記還ヘッダから前記第 1 往ヘッダへ流入する 2 次還冷水とが合流した 2 次冷水往温度が制御目標値である 2 次冷水往温度の設定値となるように、

前記制御装置が、前記 2 次冷水往温度の設定値と、前記 2 次冷水還温度と、前記 2 次冷水流量を用いて、冷凍機冷水出口温度を制御するための第 1 の制御設定値と、1 次冷水流量を制御するための第 2 の制御設定値とを求め、

20

前記制御装置が、前記第 1 の制御設定値および前記第 2 の制御設定値に基づいて前記冷凍機および前記 1 次冷水ポンプを制御する

ことを特徴とする熱源制御システムの制御方法。

【請求項 6】

冷凍機と、前記冷凍機の冷水出口側に冷水 1 次往配管で接続される第 1 往ヘッダと、1 次冷水ポンプを介して、前記冷凍機の冷水入口側に冷水 1 次往配管で接続される還ヘッダと、前記第 1 往ヘッダと前記還ヘッダとを接続するバイパス管と、2 次冷水ポンプを介して、前記第 1 往ヘッダに往ヘッダ配管で接続される第 2 往ヘッダと、前記第 2 往ヘッダと前記還ヘッダとの間に冷水 2 次往配管及び冷水 2 次還配管を介して接続される空調負荷と、前記第 2 往ヘッダ又は前記冷水 2 次往配管に 2 次往温度計と、前記還ヘッダ又は前記冷水 2 次還配管に 2 次還温度計と、前記冷水 2 次還配管に 2 次流量計と、を備える熱源制御システムに適用される制御装置であって、

30

前記空調負荷の出口の前記 2 次還温度計と前記空調負荷の入口の前記 2 次往温度計の計測値の差である 2 次冷水温度差が設計値未満となるときに、前記 2 次還温度計と前記 2 次往温度計と前記 2 次流量計の各計測値から算出した 2 次側の負荷熱量と、前記 2 次冷水還温度計測値と冷凍機冷水出口温度と 1 次冷水流量から計算で求める 1 次側の生成熱量とが等しくなる条件で、かつ前記 1 次冷水ポンプが送水する 1 次冷水と、前記バイパス管を介して前記還ヘッダから前記第 1 往ヘッダへ流入する 2 次還冷水とが合流した 2 次冷水往温度が制御目標値である 2 次冷水往温度の設定値となるように、

前記 2 次冷水往温度の設定値と、前記 2 次冷水還温度と、前記 2 次冷水流量を用いて、冷凍機冷水出口温度を制御するための第 1 の制御設定値と、1 次冷水流量を制御するための第 2 の制御設定値とを求める処理と、

40

前記第 1 の制御設定値および前記第 2 の制御設定値に基づいて前記冷凍機および前記 1 次冷水ポンプを制御する処理と、

を実行することを特徴とする制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、1 次冷水ポンプおよび 2 次冷水ポンプを用いる 1 次 2 次ポンプ方式の熱源制

50

御システム、制御方法および制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

空調設備における熱源制御システムの配管方式の1つとして、往ヘッドおよび還ヘッドを境として冷凍機側と空調負荷側の揚程を2種類のポンプで分け合う1次2次ポンプ方式が従来から知られている。1次2次ポンプ方式の配管方式では、複数台の冷凍機の各々に対して、空調負荷（熱交換器）にて熱交換され昇温されて還ってくる2次冷水を還ヘッドを経て1次冷水として送り出す複数台の1次冷水ポンプと、冷凍機からの1次冷水を空調負荷に対して往ヘッドを経て往2次冷水として送り出す2次冷水ポンプとが設けられる。1次冷水ポンプは、1次冷水を還ヘッドから冷凍機、冷凍機から往ヘッドへと循環するの
10

【0003】

ここで、1次2次ポンプ方式の熱源制御システムの設計では、空調負荷の熱交換器への冷水供給温度の制御目標値を1次側の冷凍機冷水出口温度でとることが通例であり、運転時の実際の2次冷水往温度は、各冷凍機における冷凍機冷水出口温度および1次冷水流量や、バイパス管からの流れ等によって成り行きで温度が決まる。そのため、上記の熱源制御システムの制御では、基本的には冷凍機冷水出口温度の1次冷水がそのままの温度で往
20

【0004】

一方、2次冷水往温度と2次冷水還温度との差（2次冷水温度差 T_2 ）がその設計値（例えば $T_2 = 5$ ）よりも小さい場合、2次冷水流量が増加する。これは、変流量定温度差方式としての熱源流量制御システムを組んだ場合で、負荷の変動に関わらず2次冷水温度差 T_2 が設計値となるべきところ、実際には負荷の小さくなる中間期、冬期にな
30

るに従って2次冷水温度差 T_2 が小さくなったりする事柄を指している。このような小温度差となってしまう原因として、2次側の多数ある空調負荷の、制御弁差圧や制御弁サイズの過大、熱交換器であるコイル流量の過大などがあり、理想的な状況とはならない現場も多数ある。

【0005】

これにより、1次側総冷熱量と2次側総熱量とを合致させて設計2次冷水温度差 T_2 から演算した、大温度差が確保できている2次冷水流量に基づいて決まる1次冷水流量にて1次側を変流量制御していると、実際の2次冷水流量が1次冷水流量よりも多くなる場合が生じる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特許第5515166号公報

【特許文献2】特許第4600139号公報

10

20

30

40

50

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

従来の技術において、2次冷水往温度を冷凍機冷水出口温度に維持すべく、還ヘッドから往ヘッドへの逆流を防止するために冷水1次流量を増加させる場合には、1次冷水ポンプにおける1次冷水の搬送動力の増大や熱源の運転台数の増加等により、余計なエネルギーが消費されるおそれがある。変流量定温度差方式の熱源流量制御システムを組んでいれば、負荷の変動に関わらず2次冷水温度差 T_2 が設計値となるべきところ、実際には2次冷水温度差 T_2 が小さくなっている事柄を受けて、さらに1次冷水流量を増加させるのは、設計時のポンプ搬送動力や設計時の熱源運転動力や運転台数を大きく増加させていることに他ならない。

10

【0008】

また、上記のように空調負荷が要求する必要な冷熱量が同じ状況で1次冷水流量を増加させると、1次冷水出口温度と1次冷水入口温度との差(1次冷水温度差 T_1)が小さくなるが、1次冷水温度差 T_1 が小さくなると、冷凍機としては軽負荷運転状態となり圧縮機の能力を絞っても蒸発器から圧縮機への吸入量を絞ることが出来ず、吸入過剰状態から蒸発圧力低下による、冷水凍結という故障防止のため、冷凍機側盤の安全回路により冷凍機のコンプレッサを停止させる制御が行われ、冷凍機コンプレッサの再起動には一定時間のインターバルが必要なため、冷凍機のコンプレッサが停止したときには2次冷水往温度が上昇してしまう。

20

【0009】

これらの問題を解決するために、往ヘッドと還ヘッド間のバイパス管内を、還ヘッドから往ヘッドへ温度が高くなった2次還冷水を流入させる逆流を許容することで、1次冷水流量を2次冷水流量よりも大きくしなくてすむ、適正な1次冷水流量を目指す熱源制御システムが、わずかながら存在する。

【0010】

例えば、特許文献1には、一次流量制御を実行する制御手段が、冷凍機からの送出熱媒とバイパス管からの二次還り熱媒との混合により負荷機器の適正入口熱媒温度となるバイパス利用一次流量制御において、二次流量に対する一次流量の比率である運転流量比率を制御するのに、負荷機器の入口熱媒温度の計測値と所要の目標状態に処理する適正入口熱媒温度との偏差に応じて、その偏差の解消側に一次流量を調整することが開示されている。

30

【0011】

また、特許文献2には、往一次ヘッドと往二次ヘッドとからなる往ヘッドと、還一次ヘッドと還二次ヘッドとからなる還ヘッドとの間に、各ヘッドの内部熱媒の混合の良好な箇所にバランス管を配置して、往ヘッド内の熱媒の温度を検出する熱源水温度検出手段、還流水一次温度検出手段、還流水二次温度検出手段およびバランス管内水温検出手段によって検出された温度に基づいて熱源の温度制御および熱源ポンプによる流量制御を行う制御手段を備えることで、送水温度が上昇した冷水を空調負荷に送ることを防止し、負荷が増え二次側の還流水がバランス管を、還ヘッドから往ヘッドへと流れる逆流を速やかに検知し、冷凍機からの熱媒の温度制御を実行すること、が開示されている。

40

【0012】

しかし、特許文献1では、負荷機器の入出口熱媒温度差が設計値よりも小さくなる原因である、中間期などで負荷機器の入口熱媒温度が相対的に過剰能力の温度になる状況については、何ら具体的な説明がなく、負荷機器で処理対象を所要の目標状態に処理することが可能で且つ処理に必要な限界温度寄りである適正入口熱媒温度については、熱源システム構成機器の特性情報に基づく所定の決定方法によると、概念だけ示して具体的には記載がない。

【0013】

さらに、特許文献1では、熱源ユニット側の熱媒流量である一次流量は、二次流量に対

50

する一次流量の比率である運転流量比率は、100%より増側にも減側にも調整可能とはしているものの、負荷機器の入口熱媒温度の計測値と、設定値である適正入口熱媒温度との偏差でしか調整しないもので、冷凍機の出口温度下限値や流量下限値に付いて考慮していないので、冷凍機の安全回路を動作させかねず、熱源制御としては不完全なものである。

【0014】

そして、特許文献2では、熱源水温度検出手段、還流水一次温度検出手段、還流水二次温度検出手段およびバランス管内水温検出手段という、均一に混合している箇所に温度計を設置することが困難なヘッダやヘッダ間バランス管内の温度計測値に頼り、その温度計測値を用いた複雑な演算により、あくまでバランス管内の逆流をできるだけ防止することを主眼とした熱源制御システムである。

10

【0015】

このように、これら従来技術においても、1次2次ポンプ方式における2次冷水往温度に新たに制御目標値を設けた熱源制御システムとして、1次冷水出口温度の最適化や1次冷水流量の最適化による、空調負荷へ一定温度で供給しなければならない2次冷水往温度の安定制御を行ないつつ、1次冷水の搬送動力の省エネルギー制御にはなお改善の余地があった。

【0016】

本発明の目的は、従来の制御では成り行きで決定されていた2次冷水往温度を安定的に制御し、従来と比べて1次冷水ポンプにおける1次冷水の搬送動力の増大や熱源の運転台数増加を抑制し易く、冷凍機のコンプレッサも停止しにくくなる熱源制御システム、制御方法および制御装置を提供することにある。

20

【課題を解決するための手段】

【0017】

本発明の一例である熱源制御システムは、冷凍機と、前記冷凍機の冷水出口側に冷水1次往配管で接続される第1往ヘッダと、1次冷水ポンプを介して、前記冷凍機の冷水入口側に冷水1次還配管で接続される還ヘッダと、前記第1往ヘッダと前記還ヘッダとを接続するバイパス管と、2次冷水ポンプを介して、前記第1往ヘッダに往ヘッダ配管で接続される第2往ヘッダと、前記第2往ヘッダと前記還ヘッダとの間に冷水2次往配管及び冷水2次還配管を介して接続される空調負荷と、前記第2往ヘッダ又は前記冷水2次往配管に2次往温度計と、前記還ヘッダ又は前記冷水2次還配管に2次還温度計と、前記冷水2次還配管に2次流量計と、前記冷凍機および前記1次冷水ポンプを制御する制御装置と、を備える。そして、前記制御装置は、前記空調負荷の出口の前記2次還温度計と前記空調負荷の入口の前記2次往温度計の計測値の差である2次冷水温度差が設計値未満となるときに、前記2次還温度計と前記2次往温度計と前記2次流量計の各計測値から算出した2次側の負荷熱量と、前記2次冷水還温度計測値と冷凍機冷水出口温度と1次冷水流量から計算で求める1次側の生成熱量とが等しくなる条件で、かつ前記1次冷水ポンプが送水する1次冷水と、前記バイパス管を介して前記還ヘッダから前記第1往ヘッダへ流入する2次還冷水とが合流した2次冷水往温度が制御目標値である2次冷水往温度の設定値となるように、前記2次冷水往温度の設定値と、前記2次冷水還温度と、前記2次冷水流量を用いて、冷凍機冷水出口温度を制御するための第1の制御設定値と、1次冷水流量を制御するための第2の制御設定値とを求め、前記第1の制御設定値および前記第2の制御設定値に基づいて前記冷凍機および前記1次冷水ポンプを制御する。

30

40

【0018】

本発明の一例である熱源制御システムの制御方法は、冷凍機と、前記冷凍機の冷水出口側に冷水1次往配管で接続される第1往ヘッダと、1次冷水ポンプを介して、前記冷凍機の冷水入口側に冷水1次還配管で接続される還ヘッダと、前記第1往ヘッダと前記還ヘッダとを接続するバイパス管と、2次冷水ポンプを介して、前記第1往ヘッダに往ヘッダ配管で接続される第2往ヘッダと、前記第2往ヘッダと前記還ヘッダとの間に冷水2次往配管及び冷水2次還配管を介して接続される空調負荷と、前記第2往ヘッダ又は前記冷水2

50

次往配管に2次往温度計と、前記還ヘッド又は前記冷水2次還配管に2次還温度計と、前記冷水2次還配管に2次流量計と、制御装置と、を備える熱源制御システムに適用される。上記の制御方法では、前記空調負荷の出口の前記2次還温度計と前記空調負荷の入口の前記2次往温度計の計測値の差である2次冷水温度差が設計値未満となるときに、前記2次還温度計と前記2次往温度計と前記2次流量計の各計測値から算出した2次側の負荷熱量と、前記2次冷水還温度計測値と冷凍機冷水出口温度と1次冷水流量から計算で求める1次側の生成熱量とが等しくなる条件で、かつ前記1次冷水ポンプが送水する1次冷水と、前記バイパス管を介して前記還ヘッドから前記第1往ヘッドへ流入する2次還冷水とが合流した2次冷水往温度が制御目標値である2次冷水往温度の設定値となるように、前記制御装置が、前記2次冷水往温度の設定値と、前記2次冷水還温度と、前記2次冷水流量を用いて、冷凍機冷水出口温度を制御するための第1の制御設定値と、1次冷水流量を制御するための第2の制御設定値とを求め、前記制御装置が、前記第1の制御設定値および前記第2の制御設定値に基づいて前記冷凍機および前記1次冷水ポンプを制御する。

本発明の一例である制御装置は、冷凍機と、前記冷凍機の冷水出口側に冷水1次往配管で接続される第1往ヘッドと、1次冷水ポンプを介して、前記冷凍機の冷水入口側に冷水1次還配管で接続される還ヘッドと、前記第1往ヘッドと前記還ヘッドとを接続するバイパス管と、2次冷水ポンプを介して、前記第1往ヘッドに往ヘッド配管で接続される第2往ヘッドと、前記第2往ヘッドと前記還ヘッドとの間に冷水2次往配管及び冷水2次還配管を介して接続される空調負荷と、前記第2往ヘッド又は前記冷水2次往配管に2次往温度計と、前記還ヘッド又は前記冷水2次還配管に2次還温度計と、前記冷水2次還配管に2次流量計と、を備える熱源制御システムに適用される。上記の制御装置は、前記空調負荷の出口の前記2次還温度計と前記空調負荷の入口の前記2次往温度計の計測値の差である2次冷水温度差が設計値未満となるときに、前記2次還温度計と前記2次往温度計と前記2次流量計の各計測値から算出した2次側の負荷熱量と、前記2次冷水還温度計測値と冷凍機冷水出口温度と1次冷水流量から計算で求める1次側の生成熱量とが等しくなる条件で、かつ前記1次冷水ポンプが送水する1次冷水と、前記バイパス管を介して前記還ヘッドから前記第1往ヘッドへ流入する2次還冷水とが合流した2次冷水往温度が制御目標値である2次冷水往温度の設定値となるように、前記2次冷水往温度の設定値と、前記2次冷水還温度と、前記2次冷水流量を用いて、冷凍機冷水出口温度を制御するための第1の制御設定値と、1次冷水流量を制御するための第2の制御設定値とを求める処理と、前記第1の制御設定値および前記第2の制御設定値に基づいて前記冷凍機および前記1次冷水ポンプを制御する処理と、を実行する。

【発明の効果】

【0019】

本発明の熱源制御システム、制御方法および制御装置によれば、従来の制御では成り行きで決定されていた2次冷水往温度を安定的に制御でき、従来と比べて1次冷水ポンプにおける1次冷水の搬送動力の増大や熱源の運転台数増加を抑制し易くするとともに、冷凍機のコンプレッサを停止しにくくすることができる。

【図面の簡単な説明】

【0020】

【図1】1次2次ポンプ方式の熱源制御システムの構成例を示す図

【図2】熱源制御システムにおける中央監視装置、PLC0、PLC1および冷凍機との入出力の例を示す図

【図3】熱源制御システム全体の動作を示す流れ図

【図4】図3のステップS103におけるPLC0の制御例を示す流れ図

【図5】図4のステップS209におけるPLC0の処理例を示す流れ図

【図6】 $Q1 = Q2$ のときの1次冷水流量 $Vc1$ と1次冷水温度差 $T1$ との関係の例を示す図

【図7】熱源制御システムの一例の動作状態を示す図

【図8】熱源制御システムの比較例での動作状態を示す図

10

20

30

40

50

【図9】熱源制御システムの実施例での動作状態を示す図

【発明を実施するための形態】

【0021】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。なお、以下の説明では、冷水を冷熱媒とし、冷凍機を熱源とする場合を説明する。

【0022】

本実施形態では、1次2次ポンプ方式の熱源制御システムにおいて、2次側の熱交換器への冷水供給温度の制御目標値を、1次側の冷凍機冷水出口温度ではなく2次側の2次冷水往温度で設定し（ T_{cs2_SP} ）、冷凍機冷水出口温度（ T_{cs1} ）と1次冷水流量（ V_{c1} ）を制御する。そして、本実施形態の熱源制御システムでは、バイパス管を介した還ヘッドから往ヘッドへの逆流を許容し、熱源からの1次冷水と往ヘッドに逆流する還ヘッドの温度の高い冷水とをミキシングして2次側の熱交換器に送水することで、2次冷水往温度（ T_{cs2} ）を安定的に制御するものである。

10

【0023】

図1は、本実施形態における1次2次ポンプ方式の熱源制御システムの構成例を示す。

【0024】

熱源制御システム100は、n台の冷凍機（熱源R1 - Rn）10と、n台の1次冷水ポンプ11と、第1往ヘッド12と、第2往ヘッド13と、第1還ヘッド14と、第2還ヘッド15と、2次冷水ポンプ16と、空調負荷としての空調機（AHU）17と、PLC（Programmable Logic Controller）0およびPLC1とを備える。また、第1往ヘッド12および第1還ヘッド14は、バイパス管18を介して接続されている。なお、図1の例では、簡単のため空調機17を1台のみ示すが、実際には空調機17の台数及び種類は複数である。そして空調機17の近傍には図示しない比例2方弁などの制御弁が、空調機の熱交換器に1対1又は多対1で設置され、空調対象室の温度センサなどの信号から空調負荷に応じて2次側冷水流量を調整している。

20

【0025】

冷凍機（熱源R）10は、例えば、ターボ冷凍機、インバータターボ冷凍機、吸収式冷凍機、冷温水発生機、スクルーチラー、ヒートポンプチラーなどである。熱源制御システム100に含まれるn台の冷凍機10は、個々の性能に相違がある場合があるが、本実施形態では、冷凍容量や運転の優先度などそれらの冷凍負荷に対する運転の基本的な対応は同一または同様である。また、各々の冷凍機10を制御する冷凍機側盤10aの入出力は、PLC0およびPLC1にそれぞれ接続されている。冷凍機側盤10aには、冷凍機の保護回路やそれに必要な補機のインターロック回路が納められている。なお、図1では、冷凍機側盤10aの図示は省略する。

30

【0026】

各々の冷凍機10は、それぞれ冷水1次往配管21により第1往ヘッド12に対して並列に接続されており、それぞれ冷水1次還配管22により第1還ヘッド14に対して並列に接続されている。冷水1次往配管21は、冷水の1次側において、冷凍機10で冷却された冷水を第1往ヘッド12へ送水する配管である。また、冷水1次還配管22は、冷水の1次側において、空調機17で熱交換されて温度が上昇した冷水が合流した還冷水を、第1還ヘッド14から冷凍機10まで送水する配管である。

40

【0027】

各冷凍機10に接続される各々の冷水1次往配管21には、冷凍機冷水出口温度 T_{cs1} を計測する温度センサ23がそれぞれ設けられている。各々の温度センサ23で計測された冷凍機冷水出口温度 T_{cs1} のPV（Process Value:計測値）は、PLC0およびPLC1にそれぞれ出力される。

【0028】

各冷凍機10に接続される各々の冷水1次還配管22には、第1還ヘッドから冷凍機10に向かって、1次冷水ポンプ11と、1次冷水流量 V_{c1_Ri} （iは冷凍機10の番号を示す）を計測する流量計24と、冷凍機冷水入口温度 T_{cr1} を計測する温度センサ

50

25とがそれぞれ設けられている。各々の温度センサ25で計測された冷凍機冷水入口温度 T_{cr1} のPVは、PLC0およびPLC1にそれぞれ出力される。また、各々の流量計24で計測された1次冷水流量 V_{c1_Ri} のPVは、PLC0およびPLC1と、流量指示調節計(FIC)26とに出力される。また、1次冷水ポンプ11はポンプモータのインバータ(INV)27を備えている。流量指示調節計26は、複数の熱源に対して1台設けられており、後述するように、1次冷水流量 V_{c1_Ri} のPVとPLC0の指示($p_{V_{c1_SP}}$)を受けて各々の1次冷水ポンプ11の流量(回転数)を制御する。1次冷水ポンプ11の回転数は、インバータ27が電源を周波数制御することで可変する。

【0029】

このように、図1に示す熱源制御システム100では、第1往ヘッダ12および第1還ヘッダ14と、第1往ヘッダ12および第1還ヘッダ14の間に並列に接続されたn台の冷凍機10と、これらの要素を接続する配管とによって、熱源の1次側が構成される。

【0030】

一方、図1に示す熱源制御システム100では、熱源の2次側において、第1往ヘッダ12の下流側には第2往ヘッダ13が接続され、第1還ヘッダ14の上流側には第2還ヘッダ15が接続されている。また、第1往ヘッダ12と第2往ヘッダ13とは、それぞれに2次冷水ポンプ16が配置された複数の配管31で接続されている。なお、各々の2次冷水ポンプ16の回転数は、インバータ32が電源を周波数制御することで可変する。

【0031】

この2次冷水ポンプ16の回転数可変は、2次側に位置する全空調機の要求冷水量の総量に応じて行なわれるのだが、例えば2次側冷水配管系の何れかの位置に設置される圧力計のPVに応じて制御され、各空調機17の制御弁により空調負荷に応じて熱交換器へ流入する冷水量が絞られた場合、2次冷水ポンプ16の回転数がそのままと圧力計のPV値が上昇し、設定圧との偏差に応じて2次冷水ポンプ16の回転数を低下させる制御を行なう。尚、2次側の変流量制御の一例として圧力による例を示したが、これに限定されることなく流量によっても熱量によっても良く、どのような2次側の変流量制御でも良い。

【0032】

また、第2往ヘッダ13には、2次冷水往温度 T_{cs2} を計測する温度センサ33が設けられる。温度センサ33で計測された2次冷水往温度 T_{cs2} のPVは、PLC0およびPLC1に出力される。また、第1還ヘッダ14には、2次冷水還温度 T_{cr2} を計測する温度センサ34が設けられる。温度センサ34で計測された2次冷水還温度 T_{cr2} のPVは、PLC0およびPLC1に出力される。さらに、第2還ヘッダ15と第1還ヘッダ14との間には、2次冷水流量 V_{c2} を計測する流量計35が設けられる。流量計35で計測された2次冷水流量 V_{c2} のPVは、PLC0およびPLC1に出力される。

【0033】

そして、第2往ヘッダ13と第2還ヘッダ15との間には、第2往ヘッダ13と空調機17とを接続する冷水2次往配管36と、空調機17と第2還ヘッダ15とを接続する冷水2次還配管37とが設けられており、これらの配管によって第2往ヘッダ13および第2還ヘッダ15が空調機17と接続される。冷水2次往配管36は、冷水の2次側において、冷凍機10で冷却された冷水を第2往ヘッダ13から空調機17に送水する配管である。冷水2次還配管37は、冷水の2次側において、空調機17で熱交換されて温度が上昇した冷水を空調機17から第2還ヘッダ15に送水する配管である。

【0034】

このように、図1に示す熱源制御システム100では、第1往ヘッダ12および第2往ヘッダ13と、第1還ヘッダ14および第2還ヘッダ15と、空調機17と、これらの要素を接続する配管によって2次側が構成される。

【0035】

PLC0およびPLC1は、熱源制御システム100の制御を分担して実行するコントローラである。PLC0およびPLC1は、例えば空調設備が設置されている建物の中央

10

20

30

40

50

監視装置とそれぞれ接続され、中央監視装置からの指示を受ける。なお、図1では中央監視装置の図示は省略している。

【0036】

なお、図2は、熱源制御システム100における中央監視装置、PLC0、PLC1および冷凍機nとの入出力の例を示す図である。図2では、n台の冷凍機10のうち1台分の冷凍機nのみを示し、PLC0、PLC1と他の冷凍機との接続はいずれも同一または同様であるので重複説明は省略する。また、図2では、PLC0、PLC1に対する温度センサ23, 25, 33, 34および流量計24, 35との接続はいずれも図示を省略している。

【0037】

PLC0は、制御装置の一例であって、1次側の冷凍機冷水出口温度および1次冷水流量を制御する。なお、PLC0は、PLC1と同時に設置されるものでもよく、PLC1を有する既存の熱源制御システムに後付けで設置されるものであってもよい。

【0038】

例えば、図2に示すように、PLC0は、制御目標値である2次冷水往温度の設定値Tcs2__SP(SP: Set Point)を中央監視装置から受ける。また、PLC0は、冷凍機側盤10aに冷凍機冷水出口温度の設定値Tcs1__SPを出力し、冷凍機側盤10aからその冷凍機nの運転状態(オン/オフ)を示す信号を受ける。PLC0は、各々の冷凍機側盤10aから受けた運転状態の信号によりシステム全体での冷凍機10の運転台数Nの情報を取得できる。また、PLC0は、1次冷水流量比率の設定値pVc1__SPを

10

20

【0039】

ここで、図2に示すように、流量指示調節計26は、PLC0からpVc1__SPを受け、流量計24から1次冷水流量Vc1__RiのPVを受ける。また、流量指示調節計26は、1次冷水ポンプ11のインバータ27にインバータ制御用の流量信号を出力する。そして、1次冷水ポンプ11のインバータ27は、流量指示調節計26から受けた流量信号に応じて1次冷水ポンプ11の電源の周波数制御を行い、1次冷水ポンプ11の回転数を可変させる。これにより、1次冷水ポンプ11による1次冷水流量を調節することができる。なお、1次冷水ポンプ11のインバータ27は冷凍機側盤10aと接続されており、1次冷水ポンプ11のオン/オフは冷凍機10の運転状態と連動するように制御される。

30

【0040】

PLC1は、システム全体での冷凍機10の稼働台数を変更する制御(熱源台数制御)を実行する。例えば、図2に示すように、PLC1は、熱源群発停指令(システム全体での熱源のオン/オフ)を中央監視装置から受ける。また、PLC1は、冷凍機側盤10aに発停指令(個々の熱源のオン/オフ)を出力し、冷凍機側盤10aからはその冷凍機nの運転状態(オン/オフ)を示す信号を受ける。

【0041】

次に、本実施形態の熱源制御システムの制御例を説明する。

【0042】

図3は、熱源制御システム全体の動作を示す流れ図である。図3の処理は、中央監視装置から熱源群の起動指令(システム全体での熱源のオン)が出力されたときに開始される。

40

【0043】

ステップS100において、PLC1は、熱源群を起動する。ステップS101において、PLC0およびPLC1は、例えばPLC内に設けられたメモリ等から各機器の設計値(各種パラメータの上限値および下限値など)の情報を取得する。ステップS102において、PLC1は熱源群のベース機を起動させる。

【0044】

そして、ステップS103において、PLC0およびPLC1は、熱源制御システム1

50

00の定周期ループ制御を行う。例えば、中央監視装置から熱源群の停止指令を受けるまでこれらの制御は継続して行われる。

【0045】

ステップS103でのPLC0は1次側の冷凍機冷水出口温度および1次冷水流量の制御を実行する。ステップS103でのPLC0の制御の例は図4に示す。同様に、ステップS103でのPLC1は熱源台数制御を実行する。なお、以下の熱源台数制御の説明では、冷凍機を追加で起動させることを増段と称し、冷凍機を停止させることを減段と称する。

【0046】

ここで、本実施形態におけるPLC1の熱源台数制御は、公知の制御と同様であってもよいが、2次負荷熱量による増段判定と減段判定に加えて、2次冷水往温度Tcs2と2次冷水還温度Tcr2が2次冷水往温度の設定値Tcs2__SPに追従するようにPLC1が熱源台数制御を行うことが好ましい。この場合、例えば、PLC1は、2次冷水往温度の設定値Tcs2__SPに調整パラメータ（例えば1～2程度）の値を足した増段判定温度（2次側冷水往温度に基づく冷凍能力不足判定）よりも2次冷水往温度Tcs2が高いときに熱源を1台分増段し、2次冷水往温度の設定値Tcs2__SPに調整パラメータ（例えば0.5～2程度）の値を足した減段判定温度（2次側冷水還温度と2次側冷水往温度との差分に基づく冷凍能力過分判定）よりも2次冷水還温度Tcr2が低いときに熱源を1台分減段する。なお、PLC1の熱源台数制御を公知の制御と同様にすると、例えば、既存の熱源制御システムにPLC0を後付けで設置して本実施形態の熱源制御システム100を実現する場合には、PLC1の熱源台数制御のアルゴリズムを既存のものから変更しなくてすむのでシステムの導入が容易となるという利点がある。

【0047】

図4は、図3のステップS103におけるPLC0の制御例を示す流れ図である。なお、以下の制御例の説明では、熱源制御システム100の熱源構成において、各熱源の（冷凍機出口温度、冷水流量、定格に対する冷水流量比率、バイパス流量などの）上限値および下限値はいずれも同じであり、各熱源において、冷凍機冷水出口温度の設定値Tcs1__SPと1次冷水流量比率の設定値pvc1__SPとがいずれも同じに設定される（すなわち均等容量方式）ことを前提として説明を行う。

【0048】

ステップS200において、PLC0は、制御目標値である2次冷水往温度の設定値Tcs2__SPを中央監視装置から受ける。なお、2次冷水往温度の設定値Tcs2__SPは、例えば、中央監視装置が実行するスケジュール管理処理によって日付に応じて自動的に決定されてもよく、中央監視装置を操作する設備管理者が手動で設定してもよい。また、PLC0に対して制御目標値である2次冷水往温度の設定値Tcs2__SPを送信する装置は、中央監視装置以外の他の装置類であってもよい。

【0049】

ステップS201において、PLC0は、温度センサ23, 25, 33, 34から冷凍機冷水出口温度Tcs1、冷凍機冷水入口温度Tcr1、2次冷水往温度Tcs2、2次冷水還温度Tcr2のPVをそれぞれ取得する。また、PLC0は、流量計24, 35から1次冷水流量Vc1__Ri、2次冷水流量Vc2のPVをそれぞれ取得する。また、PLC0は、各々の冷凍機側盤10aから受けた運転状態の信号によりシステム全体での冷凍機10の運転台数Nの情報を取得する。

【0050】

ステップS202において、PLC0は、2次冷水往温度Tcs2、2次冷水還温度Tcr2および2次冷水流量Vc2の各PVを用いて、以下の式(1)により2次負荷熱量Q2を算出する。ここで、「k」は水の比熱の物理定数および水の密度の物理定数をまとめて示した係数である。

$$Q2 = (Tcr2 - Tcs2) \times Vc2 \times k \text{ [kW]} \quad \dots(1)$$

ステップS203において、PLC0は、冷凍機10の運転台数Nに基づいて、N台運

10

20

30

40

50

転時における1次冷水流量の上限値 V_{c1_MAX} を以下の式(2)により算出し、N台運転時における1次冷水流量の下限値 V_{c1_MIN} を以下の式(3)により算出する。また、PLC0は、N台運転時における1次生成熱量の最大値 Q_{1_MAX} を以下の式(4)により算出する。

$$V_{c1_MAX} = V_{c1_MAX_Ri} \times N \text{ [m}^3 \text{/ h]} \quad \dots(2)$$

$$V_{c1_MIN} = V_{c1_MAX} \times p_{V_{c1_MIN_Ri}} \text{ [m}^3 \text{/ h]} \quad \dots(3)$$

$$Q_{1_MAX} = Q_{1_MAX_Ri} \times N \text{ [kW]} \quad \dots(4)$$

ここで、「 $V_{c1_MAX_Ri}$ 」は、番号*i*の冷凍機10における1次冷水流量の上限値である。「 $p_{V_{c1_MIN_Ri}}$ 」は、番号*i*の冷凍機10における1次冷水流量比率の下限値である。「 $Q_{1_MAX_Ri}$ 」は、番号*i*の冷凍機10における定格生成熱量である。これらのパラメータは、図3のステップS100の処理で取得される。

【0051】

なお、1次冷水流量については、冷凍機の蒸発器チューブ内流速が速すぎると圧力損失が増加するだけでなく、チューブ内にエロージョンを発生させる原因となるので冷凍機メーカーにより上限値が設定されている。1次冷水流量比率は、逆に蒸発器チューブ内の流速が遅すぎる場合、伝熱の低下と流水中の異物沈降による腐食を起こす虞があるため冷凍機メーカーによりチューブ内流速に応じて冷水流量の定格値の比率として下限値が設定されている。

【0052】

ステップS204において、PLC0は、2次負荷熱量 Q_2 と1次生成熱量の最大値 Q_{1_MAX} とを用いて、以下の式(5)により熱源負荷率 p_{Q1} を算出する。

$$p_{Q1} = Q_2 / Q_{1_MAX} \times 100 \text{ [\%]} \quad \dots(5)$$

ステップS205において、PLC0は、2次負荷熱量 Q_2 に対して冷凍機の運転台数 N が適切かを判定する。具体的には、PLC0は、熱源負荷率 p_{Q1} が番号*i*の冷凍機10における生成熱量比率の下限値 ($p_{Q1_MIN_Ri}$) 以上であり、かつ熱源負荷率 p_{Q1} が熱源負荷率 p_{Q1} の最大値 (p_{Q1_MAX}) 以下であるか ($p_{Q1_MIN_Ri} \leq p_{Q1} \leq p_{Q1_MAX}$) を判定する。ここで、 $p_{Q1_MAX} = 100 \text{ [\%]}$ であり、 $p_{Q1_MIN_Ri}$ は設計値で決定される。

【0053】

$p_{Q1_MIN_Ri} \leq p_{Q1} \leq p_{Q1_MAX}$ の場合、2次負荷熱量 Q_2 に対して現在の冷凍機10の運転台数 N が適切な状態であり、ステップS206に処理が移行する。一方、 $p_{Q1_MIN_Ri} > p_{Q1}$ または $p_{Q1} > p_{Q1_MAX}$ ではない場合、2次負荷熱量 Q_2 に対して現在の冷凍機10の運転台数 N が適切ではない状態であり、ステップS210に処理が移行する。

【0054】

ステップS206において、PLC0は、2次冷水往温度 T_{cs2} 、2次冷水還温度 T_{cr2} を用いて、以下の式(6)により空調負荷の出口と入口との間の2次冷水温度差 T_2 を算出する。

$$T_2 = T_{cr2} - T_{cs2} \text{ [} \quad \text{]} \quad \dots(6)$$

ステップS207において、PLC0は、2次冷水温度差 T_2 が十分に取れているかを判定する。具体的には、PLC0は、2次冷水温度差 T_2 が2次冷水温度差の設計値 ($T_2_DV = 5$) 以上か否かを判定する。2次冷水温度差 T_2 が2次冷水温度差の設計値以上である場合 ($T_2 \geq T_2_DV$) には、ステップS208に処理が移行する。一方、2次冷水温度差 T_2 が2次冷水温度差の設計値未満である場合 ($T_2 < T_2_DV$) には、ステップS209に処理が移行する。

【0055】

ステップS208において、2次冷水温度差 T_2 が2次冷水温度差の設計値以上であって2次冷水温度差 T_2 が十分に取れているので、PLC0は、1次冷水流量 = 2次冷水流量、1次冷水冷凍機出口温度 = 2次冷水往温度となるように制御を行う。

【0056】

10

20

30

40

50

具体的には、PLC0は、第1の制御設定値である冷凍機冷水出口温度の設定値 T_{cs1_SP} を、2次冷水往温度の設定値 T_{cs2_SP} と等しくする($T_{cs1_SP} = T_{cs2_SP}$)。また、PLC0は、第2の制御設定値である1次冷水流量比率の設定値 $pVc1_SP$ を、以下の式(7)で算出する。ステップS208の後、PLC0は図4の処理を終了する。

$$pVc1_SP = Vc2 / Vc1_MAX \times 100 [\%] \quad \dots (7)$$

ステップS209において、PLC0は、2次負荷熱量 $Q2$ と1次側の生成熱量 $Q1$ とが等しくなる条件($Q2 = Q1$)で、各種の設計条件を満たして冷凍機10が安全運転できるような第1の制御設定値(T_{cs1_SP})および第2の制御設定値($pVc1_SP$)の解を算出する。ステップS209の処理の例は図5に示す。

【0057】

ここで、ステップS209では、1次冷水ポンプ11が送水する1次冷水と、バイパス管18を介して還ヘッドから第1往ヘッド12へ流入する2次還冷水とが合流した2次冷水往温度が制御目標値である2次冷水往温度の設定値となるように、PLC0は、2次冷水往温度の設定値 T_{cs2_SP} と、2次冷水還温度 T_{cr2} と、2次冷水流量 $Vc2$ を用いて、第1の制御設定値(T_{cs1_SP})および第2の制御設定値($pVc1_SP$)を算出する。この演算においては、仮の冷凍機冷水出口温度 t_{Tcs1} または仮の1次冷水流量 t_{Vc1} を代入することで、これらの仮の値に対応する解を算出することができる。ステップS209の後、PLC0は図4の処理を終了する。

【0058】

ここで、ステップS209の制御では、2次冷水還温度 T_{cr2} は冷凍機冷水出口温度 T_{cs1} よりも高い温度である。つまり、ステップS209でのPLC0は、第1の制御設定値および第2の制御設定値に基づいて送水される1次冷水の冷凍機冷水出口温度を2次冷水往温度の設定値よりも低い温度もしくは同じ温度とする。そして、PLC0は、冷凍機10から送水される1次冷水とバイパス管18から逆流する2次還冷水とをミキシングした2次冷水往温度 T_{cs2} が所望の2次冷水往温度の設定値 T_{cs2_SP} となるように制御を行う(なお、第1の制御設定値および第2の制御設定値の値によっては1次冷水流量 = 2次冷水流量となってミキシングをさせない場合もある)。そのため、2次冷水往温度の設定値 T_{cs2_SP} は、冷凍機冷水出口温度の下限値 T_{cs1_MIN} よりも高い温度に設定することが好ましい。なお、本実施形態による制御は、2次冷水往温度の設定値 T_{cs2_SP} を高く設定しても影響のない冬期や中間期の運転に適している。

【0059】

ステップS210において、PLC0は、冷凍機10の運転台数 N が不足しているかを判定する。具体的には、PLC0は、熱源負荷率 $pQ1$ が熱源負荷率の最大値 $pQ1_MAX$ より大きいかが($pQ1 > pQ1_MAX$)を判定する。熱源負荷率 $pQ1$ が熱源負荷率の最大値 $pQ1_MAX$ より大きい場合、冷凍機10の運転台数 N が不足している状態であり、ステップS211に処理が移行する。一方、熱源負荷率 $pQ1$ が熱源負荷率の最大値 $pQ1_MAX$ 以下である場合、冷凍機10の運転台数 N が過剰な状態であり、ステップS212に処理が移行する。

【0060】

ステップS211において、2次負荷熱量 $Q2$ に対して冷凍機10の運転台数が不足しているため、PLC0は、現在の冷凍機10の運転台数 N の条件下で1次側の生成熱量 $Q1$ が最大となるように制御を行う。具体的には、PLC0は、第1の制御設定値である冷凍機冷水出口温度の設定値 T_{cs1_SP} を、冷凍機冷水出口温度の下限値 T_{cs1_MIN} まで下げる($T_{cs1_SP} = T_{cs1_MIN}$)。また、PLC0は、第2の制御設定値である1次冷水流量比率の設定値 $pVc1_SP$ を最大の100%とする($pVc1_SP = 100 [\%]$)。ステップS211の後、PLC0は図4の処理を終了する。

【0061】

ステップS212において、2次負荷熱量 $Q2$ に対しての冷凍機10の運転台数 N が過剰であるため、PLC0は、1次側の生成熱量を制御範囲内で最小とするための1次冷水

10

20

30

40

50

流量の判定を行う。具体的には、P L C 0 は、1 次冷水流量 V_{c1} が最小となるときにバイパス管流量が上限値を超えないかを判定する。具体的には、P L C 0 は、2 次冷水流量 V_{c2} から 1 次冷水流量の下限値 V_{c1_MIN} を減じた値がバイパス管流量の上限値 V_{bp_MAX} より大きいか ($V_{bp_MAX} < V_{c2} - V_{c1_MIN}$) を判定する。1 次冷水流量 V_{c1} が最小となるときにバイパス管流量が上限値を超える場合、ステップ S 2 1 3 に処理が移行する。1 次冷水流量 V_{c1} が最小となるときにバイパス管流量が上限値を超えない場合、ステップ S 2 1 4 に処理が移行する。

【0062】

ステップ S 2 1 3 において、P L C 0 は、現在の冷凍機 1 0 の運転台数 N の条件下で 1 次側の生成熱量 Q_1 が可能な限り小さくなるように制御を行う。具体的には、P L C 0 は、第 1 の制御設定値である冷凍機冷水出口温度の設定値 T_{cs1_SP} を、冷凍機冷水出口温度の下限値 T_{cs1_MIN} とする ($T_{cs1_SP} = T_{cs1_MIN}$)。また、P L C 0 は、第 2 の制御設定値である 1 次冷水流量比率の設定値 $p_{V_{c1_SP}}$ を以下の式 (8) で算出する。ステップ S 2 1 3 の後、P L C 0 は図 4 の処理を終了する。

$$p_{V_{c1_SP}} = (V_{c2} - V_{bp_MAX}) / V_{c1_MAX} \times 100 [\%] \quad \dots (8)$$

ステップ S 2 1 4 において、P L C 0 は、現在の冷凍機 1 0 の運転台数 N の条件下で 1 次側の生成熱量 Q_1 が可能な限り小さくなるように制御を行う。具体的には、P L C 0 は、第 1 の制御設定値である冷凍機冷水出口温度の設定値 T_{cs1_SP} を、冷凍機冷水出口温度の下限値 T_{cs1_MIN} とする ($T_{cs1_SP} = T_{cs1_MIN}$)。また、P L C 0 は、第 2 の制御設定値である 1 次冷水流量比率の設定値 $p_{V_{c1_SP}}$ を、個々の冷凍機 1 0 での 1 次冷水流量比率の下限値 $p_{V_{c1_MIN_Ri}}$ とする ($p_{V_{c1_SP}} = p_{V_{c1_MIN_Ri}}$)。ステップ S 2 1 4 の後、P L C 0 は図 4 の処理を終了する。

【0063】

次に、図 5、図 6 を参照しつつ、図 4 のステップ S 2 0 9 での処理を詳細に説明する。図 5 は、図 4 のステップ S 2 0 9 における P L C 0 の処理例を示す流れ図である。

【0064】

また、図 6 は、 $Q_1 = Q_2$ のときの 1 次冷水流量 V_{c1} を定格値 100% とした比率と 1 次冷水温度差 T_1 との関係の例を示す図である。図 6 の縦軸は 1 次冷水温度差 T_1 を示し、図 6 の横軸は 1 次冷水流量 V_{c1} を定格値 100% とした比率を示す。また、図 6 の曲線は、 $Q_1 = Q_2 = \text{Const}$ のときの 1 次冷水流量 V_{c1} と 1 次冷水温度差 T_1 との関係をプロットしたものである。図 6 の $Q_1 = Q_2$ の曲線で示される熱量の定格比率は 45% で、横軸 100% のとき縦軸は 45%、横軸 67% のとき縦軸は 67%、横軸 50% のとき縦軸は 90%、縦軸 120% のとき横軸 37.5% である。なお、図 6 に示す曲線はあくまで一例であり、 Q_2 が増減することで曲線がシフトする。

【0065】

ここで、図 5 に示すステップ S 3 0 0 番台の制御では、計測値から算出した 2 次側の負荷熱量 Q_2 と計算で求める 1 次側の生成熱量 Q_1 とが等しくなる条件で、かつ冷凍機 1 0 の出口と入口との間の 1 次冷水温度差 T_1 を制御範囲内で最大とすることで軽負荷運転による冷凍機コンプレッサの停止を抑制するとともに、1 次冷水ポンプ 1 1 の流量を制御範囲内で極力小さく制御することで 1 次冷水搬送動力の削減が期待できる順に、第 1 の制御設定値 (T_{cs1_SP}) および第 2 の制御設定値 ($p_{V_{c1_SP}}$) の解を求める。

【0066】

ステップ S 3 0 0 において、P L C 0 は、冷凍機冷水出口温度が下限値のとき (図 6 の点 (a)) の解を算出する。具体的には、P L C 0 は、以下の式 (9) において、仮の冷凍機冷水出口温度 $t_{T_{cs1}}$ に冷凍機冷水出口温度の下限値 T_{cs1_MIN} を代入したときの仮の 1 次冷水流量 $t_{V_{c1}}$ を算出する。

【0067】

10

20

30

40

【数 1】

$$t V c 1 = \frac{V c 2(T c r 2 - T c s 2 - S P)}{T c r 2 - t T c s 1} \quad \dots\dots (9)$$

【0068】

また、P L C 0 は、仮の 1 次冷水流量 $t V c 1$ に基づく仮のバイパス管流量 $t V b p$ を以下の式 (10) で算出する。

$$t V b p = V c 2 - t V c 1 \quad \dots\dots (10)$$

ステップ S 3 0 1 において、P L C 0 は、ステップ S 3 0 0 で算出した解が設計条件を満たすかを判定する。具体的には、P L C 0 は、以下の (条件 1) および (条件 2) を満たす場合に設計条件を満たすと判定する。

(条件 1) : 仮の 1 次冷水流量 $t V c 1$ が 1 次冷水流量の下限値から上限値までの範囲内 ($V c 1_M I N \leq t V c 1 \leq V c 1_M A X$) にある。

(条件 2) : 仮のバイパス管流量 $t V b p$ がバイパス管流量の上限値 $V b p_M A X$ 以下 ($t V b p \leq V b p_M A X$) である。

【0069】

上記の設計条件を満たす場合にはステップ S 3 0 8 に処理が移行する。一方、上記の設計条件を満たさない場合にはステップ S 3 0 2 に処理が移行する。

【0070】

ステップ S 3 0 2 において、P L C 0 は、1 次冷水流量が下限値のとき (図 6 の点 (b)) の解を算出する。具体的には、P L C 0 は、以下の式 (11) において、仮の 1 次冷水流量 $t V c 1$ に 1 次冷水流量の下限値 $V c 1_M I N$ を代入したときの仮の冷凍機冷水出口温度 $t T c s 1$ を算出する。

【0071】

【数 2】

$$t T c s 1 = \frac{T c s 2 - S P \times V c 2 - T c r 2 (V c 2 - t V c 1)}{t V c 1} \quad \dots\dots (11)$$

【0072】

また、P L C 0 は、仮の冷凍機冷水出口温度 $t T c s 1$ に基づく仮の 1 次冷水温度差 $t T 1$ を以下の式 (12) で算出する。

$$t T 1 = T c r 2 - t T c s 1 \quad \dots\dots (12)$$

ステップ S 3 0 3 において、P L C 0 は、ステップ S 3 0 2 で算出した解が設計条件を満たすかを判定する。具体的には、P L C 0 は、以下の (条件 1 1) ~ (条件 1 3) の全てを満たす場合に設計条件を満たすと判定する。

(条件 1 1) : 仮の冷凍機冷水出口温度 $t T c s 1$ が冷凍機冷水出口温度の下限値から上限値までの範囲内 ($T c s 1_M I N \leq t T c s 1 \leq T c s 1_M A X$) にある。

(条件 1 2) : 仮の 1 次冷水温度差 $t T 1$ が 1 次冷水温度差の下限値 $T 1_M I N$ 以上 ($t T 1 \geq T 1_M I N$) である。

(条件 1 3) : 仮のバイパス管流量 $t V b p$ がバイパス管流量の上限値 $V b p_M A X$ 以下 ($t V b p \leq V b p_M A X$) である。

【0073】

上記の設計条件を満たす場合にはステップ S 3 0 8 に処理が移行する。一方、上記の設計条件を満たさない場合にはステップ S 3 0 4 に処理が移行する。

【0074】

ステップ S 3 0 4 において、P L C 0 は、1 次冷水流量がバイパス管流量の上限値のとき (図 6 の点 (c)) の解を算出する。具体的には、P L C 0 は、上記の式 (11) において、仮の 1 次冷水流量 $t V c 1$ に $V c 2 - V b p_M A X$ を代入したときの仮の冷凍機冷水出口温度 $t T c s 1$ を算出する。また、P L C 0 は、上記の式 (12) により、1 次冷水流量がバイパス管流量の上限値のときの仮の 1 次冷水温度差 $t T 1$ を算出する。

【0075】

なお、図 6 (c) に示すバイパス管流量の上限値のときの仮の 1 次冷水流量 $t V c 1$ は

10

20

30

40

50

、現在の熱源台数 N に応じて変動する。ここで、バイパス管流量の上限値 V_{bp_MAX} は固定値（一般的に冷凍機 1 台分の流量）であるが、1 次冷水流量は熱源台数 N が多いほど大きくなり、熱源台数 N が少なくなれば小さくなる。したがって、熱源台数 N が多いほどバイパス管流量の上限値のときの仮の 1 次冷水流量 t_{Vc1} は相対的に高い値となり、図 6 での点 (c) の位置が 1 次冷水流量の上限値の方向に近づく。逆に、熱源台数 N が少ないほどバイパス管流量の上限値のときの仮の 1 次冷水流量 t_{Vc1} は相対的に低い値となり、図 6 での点 (c) の位置が 1 次冷水流量の下限値の方向に近づく。

【0076】

ステップ S305 において、PLC0 は、ステップ S304 で算出した解が設計条件を満たすかを判定する。具体的には、PLC0 は、PLC0 は、以下の（条件 21）～（条件 23）の全てを満たす場合に設計条件を満たすと判定する。

（条件 21）：仮の冷凍機冷水出口温度 t_{Tcs1} が冷凍機冷水出口温度の下限値から上限値までの範囲内（ $T_{cs1_MIN} \leq t_{Tcs1} \leq T_{cs1_MAX}$ ）にある。

（条件 22）：仮の 1 次冷水温度差 t_{T1} が 1 次冷水温度差の下限値 $T1_MIN$ 以上（ $t_{T1} \geq T1_MIN$ ）である。

（条件 23）：仮の 1 次冷水流量 t_{Vc1} が 1 次冷水流量の下限値から上限値までの範囲内（ $V_{c1_MIN} \leq t_{Vc1} \leq V_{c1_MAX}$ ）にある。

【0077】

上記の設計条件を満たす場合にはステップ S308 に処理が移行する。一方、上記の設計条件を満たさない場合には、逆流が発生する解の組み合わせでは設計条件を満たすことが出来ないと考えられる。したがって、計測値から算出した 2 次側の負荷熱量 Q_2 と計算で求める 1 次側の生成熱量 Q_1 とが等しくなる条件で、かつ冷凍機 10 の出口と入口との間の 1 次冷水温度差 T_1 が最大となる解は $t_{Tcs1} = T_{cs2_SP}$ 、 $t_{Vc1} = V_{c2}$ の 1 次冷水と 2 次冷水が均衡した状態となる。 V_{c2} が 1 次冷水ポンプ 11 の流量調整範囲内（ $V_{c2} \leq V_{c1_MAX}$ ）であるかを判定するために、ステップ S306 に処理が移行する。

【0078】

ステップ S306 において、PLC0 は、2 次冷水流量 V_{c2} がその時点における冷凍機の運転台数から算出した 1 次冷水流量の上限値 V_{c1_MAX} 以下であるか（ $V_{c2} \leq V_{c1_MAX}$ ）を判定する。2 次冷水流量 V_{c2} が 1 次冷水流量の上限値 V_{c1_MAX} 以下である場合にはステップ S307 に処理が移行する。一方、2 次冷水流量 V_{c2} が 1 次冷水流量の上限値 V_{c1_MAX} よりも大きい場合には、設計条件を満たす解が存在しないため、ステップ S309 に処理が移行する。

【0079】

ステップ S307 において、1 次冷水流量と 2 次冷水流量とが等しいときの解を算出する。PLC0 は、仮の 1 次冷水流量 t_{Vc1} を 2 次冷水流量 V_{c2} とし（ $t_{Vc1} = V_{c2}$ ）、仮の冷凍機冷水出口温度 t_{Tcs1} を 2 次冷水往温度の設定値 T_{cs2_SP} とする（ $t_{Tcs1} = T_{cs2_SP}$ ）。その後、ステップ S308 に処理が移行する。

【0080】

ステップ S308 において、PLC0 は、第 1 の制御設定値である冷凍機冷水出口温度の設定値 T_{cs1_SP} を t_{Tcs} とする（ $T_{cs1_SP} = t_{Tcs}$ ）。また、PLC0 は、第 2 の制御設定値である 1 次冷水流量比率の設定値 p_{Vc1_SP} を $t_{Vc1} / V_{c1_MAX} \times 100$ とする（ $p_{Vc1_SP} = t_{Vc1} / V_{c1_MAX} \times 100$ [%]）。

【0081】

このように、ステップ S301、ステップ S303、ステップ S305、ステップ S307 の順に解を求めることで、PLC0 は、計測値から算出した 2 次側の負荷熱量と計算で求める 1 次側の生成熱量 Q_1 とが等しくなる条件で、かつ 1 次冷水ポンプ 11 の流量調整範囲内で冷凍機 10 の出口と入口との間の 1 次冷水温度差 T_1 が最大となるような第 1 の制御設定値（ T_{cs1_SP} ）および第 2 の制御設定値（ p_{Vc1_SP} ）の解を求

10

20

30

40

50

めることができる。ステップ S 3 0 8 の後、P L C 0 は図 5 の処理を終了する。

【 0 0 8 2 】

ステップ S 3 0 9 において、P L C 0 は、第 1 の制御設定値である冷凍機冷水出口温度の設定値 $T_{c s 1 _ S P}$ を冷凍機冷水出口温度の下限值 $T_{c s 1 _ M I N}$ とする ($T_{c s 1 _ S P} = T_{c s 1 _ M I N}$)。また、P L C 0 は、第 2 の制御設定値である 1 次冷水流量比率の設定値 $p V c 1 _ S P$ を 1 0 0 % とする ($p V c 1 _ S P = 1 0 0 [\%]$)。ステップ S 3 0 9 の後、P L C 0 は図 5 の処理を終了する。

【 0 0 8 3 】

ステップ S 3 0 9 の場合、熱量的には冷凍機 1 0 の運転台数が見合っていないも現在の運転台数では $Q 1 = Q 2$ となる 1 次冷水流量を賄えない可能性がある。そのため、P L C 0 は、可能な範囲で 1 次側の生成熱量を最大とする制御を行う。なお、この場合には、P L C 1 によって熱源台数を増段する制御が別途行われることとなる。

10

【 0 0 8 4 】

次に、図 7 から図 9 を参照し、熱源制御システムの比較例および実施例の動作を説明する。なお、図 7 から図 9 は、1 次 2 次ポンプ方式の熱源制御システムの構成を模式的に示し、簡単のため、2 次往ヘッダ、2 次冷水ポンプの図示は省略している。

【 0 0 8 5 】

ここで、図 7 から図 9 での熱源制御システムは、3 台の冷凍機 R 1 - R 3 を有する。冷凍機 R 1 は I N V ターボで 5 3 0 U S R T の冷凍能力、冷凍機 R 2 は定速ターボで 5 3 0 U S R T の冷凍能力、冷凍機 R 3 はガス吸収式で 5 0 0 U S R T の冷凍能力とする。また、外気条件は、乾球温度 1 5 . 0 D b、相対湿度 4 0 . 0 % R H、湿球温度 8 . 4 8 W b とする。また、2 次負荷熱量条件は 2 6 %、4 0 6 U S R T (1 4 2 6 k W) とする。

20

【 0 0 8 6 】

図 7 は、2 次冷水往温度が 1 0 、2 次冷水還温度が 1 5 、2 次冷水の温度差 $T = 5$ であり、還ヘッダから往ヘッダの逆流を禁止した制御での動作状態を示している。図 7 の場合、熱量比率 7 6 . 5 3 % で冷凍機 R 1 を 1 台運転したときに、2 次負荷熱量と 1 次側の生成熱量とが均衡し、かつ 1 次冷水流量と 2 次冷水流量も均衡する。

【 0 0 8 7 】

なお、図 7 の例では、冷水ポンプの動力は、8 . 6 k W、冷凍機の冷却に用いられる冷却水ポンプの動力は 8 . 1 k w、冷凍機の冷却に用いられる冷却塔のファンの動力は 1 3 . 3 k w であった。

30

【 0 0 8 8 】

図 8 は、2 次冷水の温度差 $T = 3$ において、還ヘッダから往ヘッダの逆流を禁止した比較例の制御での動作状態を示している。図 8 の例では、2 次冷水流量が 4 0 8 . 8 m³/h に増加するため、冷凍機冷水出口温度 (1 0) の冷水をそのまま空調機に送水するためには、1 次冷水流量を増加させて逆流を抑止する必要がある。そのため、図 8 の例では、流量収支より運転台数を増加させる制御を行い、冷凍機 R 1、R 2 をそれぞれ熱量比率 3 8 . 2 6 % で運転させる。これにより、1 次冷水流量は 4 0 8 . 8 m³/h となり、1 次冷水流量と 2 次冷水流量が均衡するので逆流は生じない。

40

【 0 0 8 9 】

なお、図 8 の例では、冷水ポンプの動力は、9 . 6 k W、冷却水ポンプの動力は 1 3 . 2 k w、冷却塔のファンの動力は 1 7 . 1 k w であった。

【 0 0 9 0 】

一方、図 9 は、2 次冷水の温度差 $T = 3$ における本実施形態の実施例の制御での動作状態を示している。本実施形態の実施例の制御の場合、逆流を許容し、1 次冷水ポンプの 1 次冷水と、バイパス管からの還ヘッダから往ヘッダへの流れとを合流させて制御目標値の 2 次冷水往温度を得る。つまり、図 9 の例では、図 8 の例のように 1 次冷水流量を 2 次冷水流量以上とする必要はなく、2 次負荷熱量と 1 次側の生成熱量とが均衡するように冷凍機の運転条件を決めればよい。そのため、図 9 の例では、熱量収支により冷凍機 R 1

50

を熱量比率 76.80% で 1 台運転させればよく、図 8 の例よりも冷凍機や冷水ポンプの運転台数を抑止できる。

【0091】

また、図 9 の例では、バイパス管で還ヘッドから往ヘッドに逆流する水の温度は 13 であり、その流量は $204.4 \text{ m}^3/\text{h}$ となる。そのため、制御目標値である 10 まで 2 次冷水往温度を下げるために、冷凍機冷水出口温度は制御目標値の 10 よりも低い温度である 7 に設定される。図 9 の例では、冷凍機冷水入口温度 (13) と冷凍機冷水出口温度 (7) との 1 次冷水温度差は 6 となり、図 8 の例 ($T_1 = 3$) よりも大きくなるのがわかる。

【0092】

なお、図 9 の例では、冷水ポンプの動力は、4.8 kW、冷却水ポンプの動力は 8.8 kW、冷却塔のファンの動力は 13.3 kW であった。

【0093】

また、図 7 から図 9 の場合に冷水ポンプの動力を比較すると、図 7 の場合は 8.6 kW であるのに対し、図 8 の場合は 9.6 kW、図 9 の場合は 4.8 kW となる。また、冷却水ポンプの動力を比較すると、図 7 の場合は 8.1 kW であるのに対し、図 8 の場合は 13.2 kW、図 9 の場合は 8.8 kW となる。同様に、冷却塔のファンの動力を比較すると、図 7 の場合は 13.3 kW であるのに対し、図 8 の場合は 17.1 kW、図 9 の場合は 13.3 kW となる。このように、図 8 に示す比較例と比べると、図 9 に示す本実施形態の実施例では、冷水ポンプの動力、冷却水ポンプの動力、冷却塔ファンの動力のいずれも小さくすることができる。

【0094】

以下、本実施形態の熱源制御システムでの作用効果を述べる。

【0095】

本実施形態の熱源制御システム 100 では、制御装置は、2 次冷水温度差 T_2 が設計値未満となる時に、2 次負荷熱量 Q_2 と 1 次側の生成熱量 Q_1 とが等しくなる条件で、かつ 1 次冷水ポンプ 11 が送水する 1 次冷水と、バイパス管 18 を介して還ヘッドから第 1 往ヘッド 12 へ流入する 2 次還冷水とが合流した 2 次冷水往温度 T_{cs2} が 2 次冷水往温度の設定値 T_{cs2_SP} となるように、2 次冷水往温度の設定値 T_{cs2_SP} と、2 次冷水還温度 T_{cr2} と、2 次冷水流量 V_{c2} を用いて、冷凍機冷水出口温度を制御するための第 1 の制御設定値 (T_{cs1_SP}) と、1 次冷水流量を制御するための第 2 の制御設定値 (pV_{c1_SP}) とを求める。

【0096】

つまり、本実施形態では、逆流を許容し、1 次冷水ポンプ 11 の 1 次冷水と、バイパス管 18 からの還ヘッドから往ヘッドへの流れとを合流させて制御目標値の 2 次冷水往温度を得ることで、2 次冷水往温度 T_{cs2} の上昇を抑止でき、従来制御では成り行きで温度が決まっていた 2 次冷水往温度 T_{cs2} を安定して制御できる。

【0097】

また、本実施形態では、1 次冷水ポンプ 11 の 1 次冷水と、バイパス管 18 からの還ヘッドから往ヘッドへの流れとを合流させて制御目標値の 2 次冷水往温度を得るのに、2 次冷水往温度 T_{cs2} よりも冷凍機冷水出口温度 T_{cs1} を低くする場合があるが、その冷凍機冷水出口温度 T_{cs1} を、その時点で要求される 2 次冷水熱量を基準に、冷凍機冷水出口温度下限値と冷水流量下限値とを少なくとも考慮して演算で決定する。そのため、本実施形態では、1 次側において 1 次冷水温度差 T_1 を制御範囲内で最大にすることが可能となる。冷凍機において 1 次冷水温度差 T_1 が小さくなると冷凍機のコンプレッサを自動停止させて軽負荷運転状態にする制御が行われるが、本実施形態によれば、1 次冷水温度差 T_1 を制御範囲内で最大にできることから、軽負荷運転状態への移行頻度が低下する。これにより、本実施形態によれば、熱源制御システムにおける熱源の軽負荷運転状態への移行による 2 次冷水往温度 T_{cs2} 上昇のリスクを従来制御よりも極力抑制できる。

10

20

30

40

50

【 0 0 9 8 】

また、本実施形態では、1次冷水ポンプ11の1次冷水と、バイパス管18からの還ヘッドから往ヘッドへの流れとを合流させて制御目標値の2次冷水往温度を得るのに、2次冷水往温度 T_{cs2} よりも冷凍機冷水出口温度 T_{cs1} を低くする場合があるが、その冷凍機冷水出口温度 T_{cs1} を、その時点で要求される2次冷水熱量を基準に演算決定するので、1次冷水流量 V_{c1} を2次冷水流量 V_{c2} よりも大きくしなくてもよい。そのため、本実施形態によれば、従来と比べて1次冷水の搬送動力を削減することができる。

【 0 0 9 9 】

また、従来の制御では1次冷水流量 V_{c1} を2次冷水流量 V_{c2} よりも大きくしていたため、往ヘッドから還ヘッドへの流れにより1次冷水温度差 T_1 が2次冷水温度差 T_2 よりも必然的に小さくなり、1次冷水流量 V_{c1} を制御範囲内で最大としても冷凍機が定格生成熱量を生成できない場合があった。本実施形態によれば、制御範囲内で T_1 を最大とすることが可能なため従来の制御よりも多くの場合において冷凍機の定格能力を発揮する制御が可能となる。

10

【 0 1 0 0 】

また、本実施形態によれば、1次冷水ポンプ11の1次冷水と、バイパス管18からの還ヘッドから往ヘッドへの流れとを合流させて制御目標値の2次冷水往温度を得るのに、2次冷水往温度 T_{cs2} よりも冷凍機冷水出口温度 T_{cs1} を低くする場合があるが、その冷凍機冷水出口温度 T_{cs1} を、その時点で要求される2次冷水熱量を基準に演算決定するので、1次冷水流量 V_{c1} を2次冷水流量 V_{c2} よりも大きくしなくてもよい。そのため、本実施形態では、1次側と2次側の流量収支ではなく、1次側と2次側の熱量収支で冷凍機10の運転台数を制御できるため、従来と比べて温度上昇により発生していた余計な熱源の追加起動を極力抑止できる。

20

【 0 1 0 1 】

(実施形態の補足事項)

上記の実施形態では、PLC0およびPLC1をそれぞれ独立した装置として説明したが、これらの一部または全部の機能を他のPLCに集約する構成としてもよい。また、上記の実施形態において、各々のPLCが他のPLCとデータ通信を行い、共通の情報をPLC間の通信で取得するようにしてもよい。

【 0 1 0 2 】

また、上記の実施形態の制御では、複数台の熱源が運転される場合において熱量の分配を均等分配比例方式としているが、熱源の性能に応じて重みづけを行い、稼働させる熱源に優先順位を設けるようにしてもよい。例えば、熱源ごとの定格COP(Coefficient Of Performance)に基づいて熱源の重み係数を決定し、高効率の熱源の重み係数を高くすることで高効率の熱源を優先的に運転するようにしてもよい。あるいは、熱源ごとに上限値および下限値が異なる場合において、運転台数 N および2次負荷熱量 Q_2 に応じた重み係数のテーブルを設定し、このテーブルを参照して稼働させる熱源を決定することで、熱源の上限値および下限値の範囲内で制御値を決定してもよい。

30

【 0 1 0 3 】

以上の詳細な説明により、実施形態の特徴点および利点は明らかになるであろう。これは、特許請求の範囲が、その精神および権利範囲を逸脱しない範囲で前述のような実施形態の特徴点および利点にまで及ぶことを意図するものである。また、当該技術分野において通常の知識を有する者であれば、あらゆる改良および変更に容易に想到できるはずである。したがって、発明性を有する実施形態の範囲を前述したものに限定する意図はなく、実施形態に開示された範囲に含まれる適当な改良物および同等物に拠ることも可能である。

40

【 符号の説明 】

【 0 1 0 4 】

100 熱源制御システム

10 冷凍機(熱源R1 - Rn)

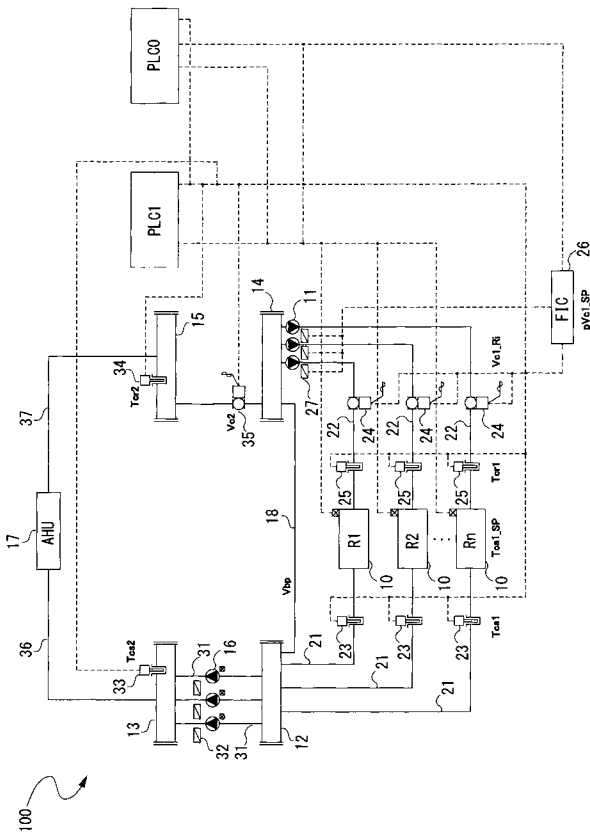
50

- 10 a 冷凍機側盤
- 11 1次冷水ポンプ
- 12 第1往ヘッダ
- 13 第2往ヘッダ
- 14 第1還ヘッダ
- 15 第2還ヘッダ
- 16 2次冷水ポンプ
- 17 空調機 (A H U)
- 18 パイパス管
- 21 冷水1次往配管
- 22 冷水1次還配管
- 23 温度センサ
- 24 流量計
- 25 温度センサ
- 26 流量指示調節計 (F I C)
- 27 インバータ
- 31 往ヘッダ配管
- 32 インバータ
- 33 温度センサ
- 34 温度センサ
- 35 流量計
- 36 冷水2次往配管
- 37 冷水2次還配管

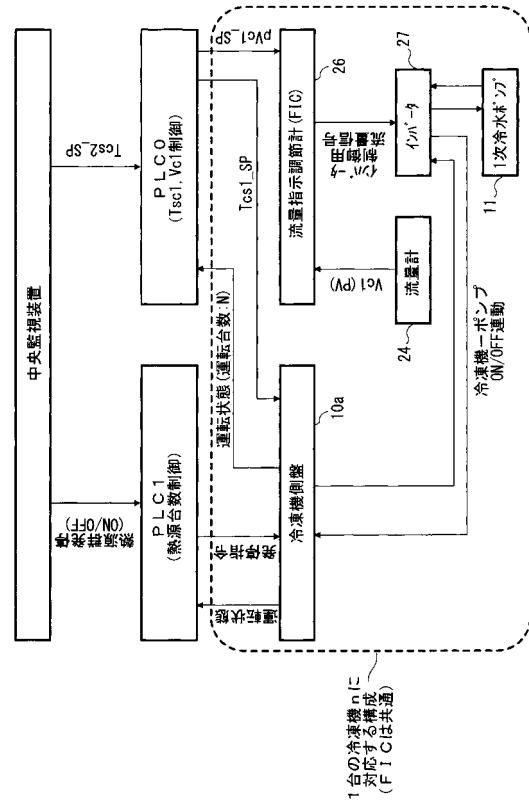
10

20

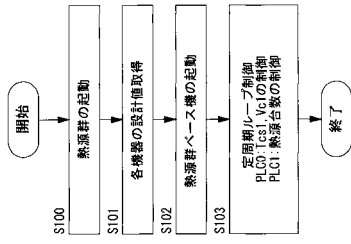
【 図 1 】



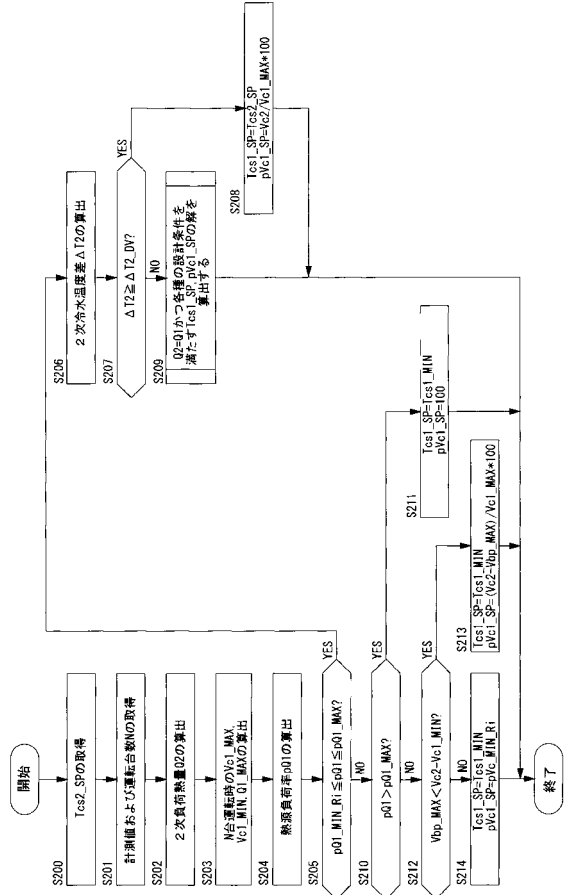
【 図 2 】



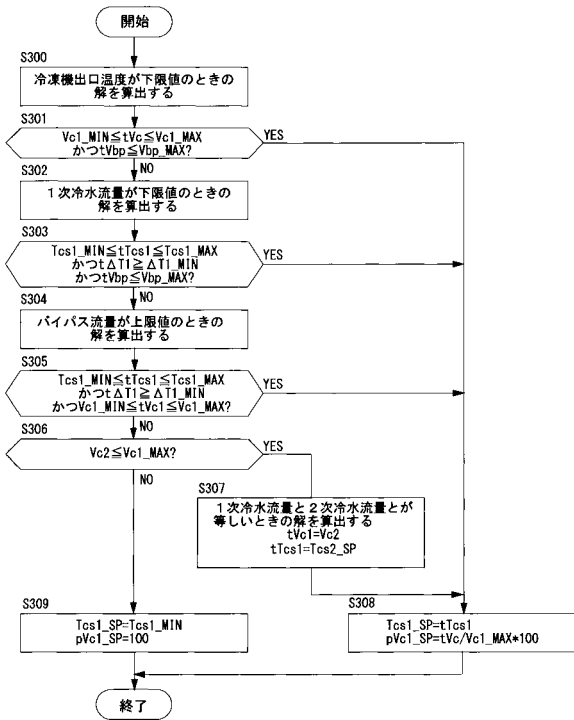
【図3】



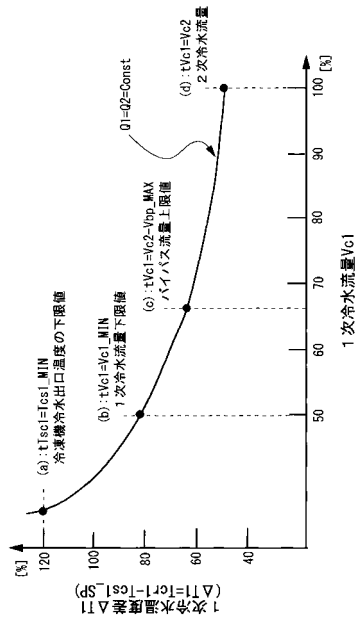
【図4】



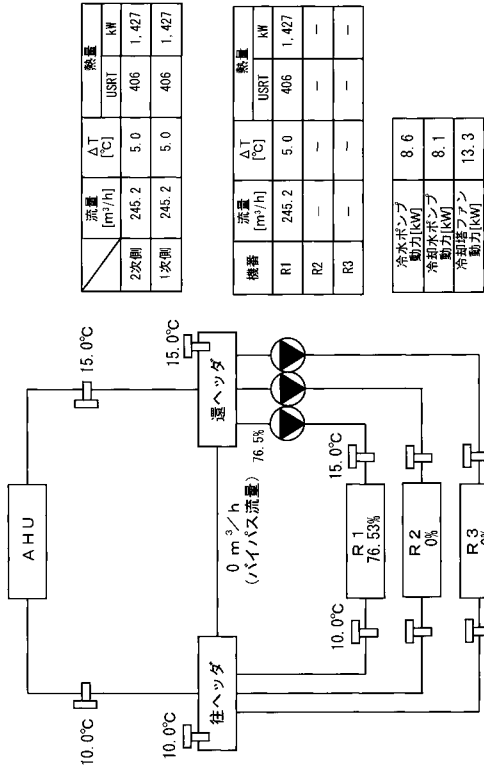
【図5】



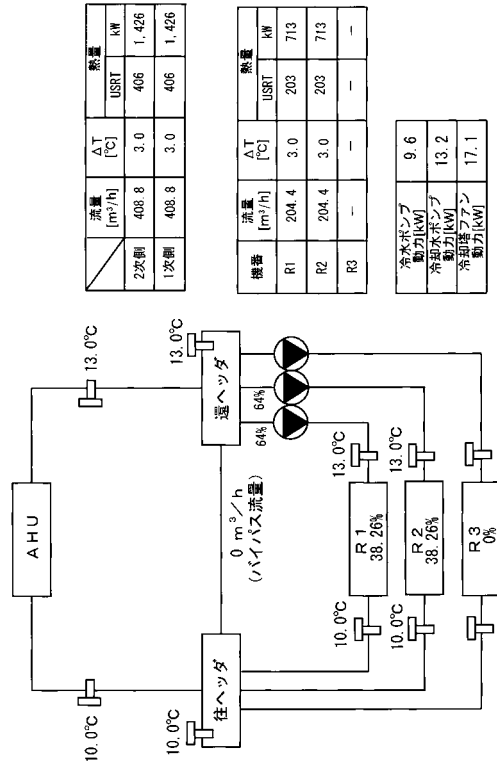
【図6】



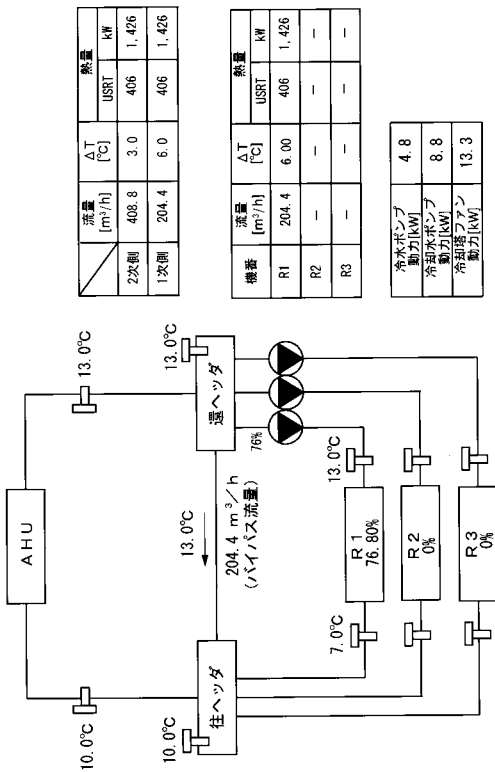
【 図 7 】



【 図 8 】



【 図 9 】



フロントページの続き

(72)発明者 園田 浩太郎
東京都中央区明石町 8 番 1 号 三機工業株式会社内

(72)発明者 杉原 広英
東京都中央区明石町 8 番 1 号 三機工業株式会社内

Fターム(参考) 3L054 BF03

3L260 AB06 BA41 CB37 CB38 CB63 EA08 EA27 FA10 FB24 FB32