

【公報種別】特許法第 17 条の 2 の規定による補正の掲載  
 【部門区分】第 5 部門第 3 区分  
 【発行日】平成 21 年 10 月 22 日 (2009.10.22)

【公表番号】特表 2008-501927 (P2008-501927A)  
 【公表日】平成 20 年 1 月 24 日 (2008.1.24)  
 【年通号数】公開・登録公報 2008-003  
 【出願番号】特願 2007-515156 (P2007-515156)  
 【国際特許分類】

**F 2 5 B 1/00 (2006.01)**

【F I】

F 2 5 B	1/00	1 0 1 H
F 2 5 B	1/00	3 2 1 B
F 2 5 B	1/00	3 3 1 Z
F 2 5 B	1/00	3 1 1 E
F 2 5 B	1/00	3 9 1
F 2 5 B	1/00	3 8 9 Z

【誤訳訂正書】  
 【提出日】平成 21 年 9 月 3 日 (2009.9.3)  
 【誤訳訂正 1】  
 【訂正対象書類名】明細書  
 【訂正対象項目名】全文  
 【訂正方法】変更  
 【訂正の内容】  
 【発明の詳細な説明】  
 【発明の名称】熱制御方法及びそのシステム  
 【技術分野】  
 【0 0 0 1】

(先の出願の参照)

この発明は、ケネス・ダブリュー・コワンズ (Kenneth W. Cowans)、グレン・ズビラガ (Glenn Zubillaga) 及びウィリアム・ダブリュー・コワンズ (William W. Cowans) を発明者として、「Transfer Direct Heat Exchanger System」という発明の名称で、2004 年 6 月 2 日付けで出願された仮特許出願 (Provisional Patent Application) 第 60 / 576705 号に基づく優先権を主張する。

【0 0 0 2】

(発明の背景)

加熱 - 冷却システムなどの温度制御装置 (Thermal control units (TCUs)) は、プロセスツールまたはその他のデバイスに、選択された可変温度を確立し且つそれを維持するために、広範に使用されている。現代の熱制御装置または温度制御装置の典型的な例は、資本集約度の高い半導体製造設備で見いだすことができる。高コストのフロアスペースを可能な限り保つために、温度制御装置には厳しい空間的要求が課せられている。高収益な業績を得るならば、必要とされる大規模な資本設備コストは、操作中のダウンタイム (downtime) を許容しないので、信頼性を確保する必要がある。異なる製造工程のために目標温度を変更することができるが、個々の工程が完了するまでは、目的温度に厳密に保持する必要がある。多くの工業用及び一般家庭用の冷蔵システムでは、選択されたレベルへ温度を降下させ、その後、それ程厳密ではない温度範囲内にその温度を維持することを目的とする。従って、これらの商業用のシステムにおいて、信頼性よく、長期間の操作が達成されたとしても、その性能は、非常に高度な技術の (highly technical) 生産機械の要求に応えるには達していない。

## 【 0 0 0 3 】

最も近代的な温度制御装置 ( T C U ) では、ツールまたはプロセスの実際の温度制御は、閉じたサイクル内で温度制御装置から装置を通して元に戻るように循環する中間の熱移動流体を用いて、行われている。熱移動流体は、その沸点より低い所望の操作範囲でその流体の最小の操作圧力において安定であるものが選ばれる。また、熱移動流体は、その操作範囲内で好適な粘度特性及び流動特性を有することが必要とされる。温度制御装置自体は、今日において生態学的に許容されるタイプの冷媒 (refrigerant) を用いて、選択された温度を維持するために必要とされる何らかの冷却 (冷凍および / または冷蔵) を提供している。温度制御装置は、従来の液相 / 気相サイクルを通して、冷媒を循環させる。そのようなサイクルにおいて、最初に、冷媒は高い圧力レベルで高温ガスに圧縮され、その後、加圧液体に凝縮される。気体は、コンデンサ内で冷却液と密接に熱的接触しながら通過することによって、液体に変えられる。それは、周りを包囲する流体によって冷却された液体であってもよいし、または周囲の空気によって直接的に冷却された液体であってもよい。その後、液体冷媒を、バルブを通して選択された圧力レベルへ膨張させることによって、その温度が下がる。この膨張によって液体の一部が蒸発して、冷媒が冷却され、それによって液体は、より低い飽和圧力で平衡になる。この膨張性の冷却の後で、冷媒は前記熱移動流体との熱交換関係 (heat exchange relation) を通して前記熱移動流体を冷却し、目的の装置を目標温度レベルに維持する。その後、冷媒は、気相にて加圧段階へ戻される。循環される熱移動流体の温度を必要に応じて上げることが必要ならば、通常は熱移動流体に熱源を提供する必要がある。多くの場合、この熱源は、循環する流体との熱交換に配置されて必要に応じて電力が提供される電気ヒータである。

## 【 0 0 0 4 】

そのような温度制御装置 ( T C U ) は、過去及び現在において種々の変更がなされて非常に広範に用いられ、技術的な改良によりコストの低減と大量適用のための信頼性の向上とが図られている。大量に製造される冷却装置では、例えば、数万時間の操作や、メンテナンスのコストが比較的低いことが期待されている。しかしながら、そのような冷却システムは、広い温度範囲にわたって操作することはほとんどできないし、より低いコストバージョンのものは、冷却される内容物用の直接的な熱交換媒体として空気流を用いることも少なくない。

## 【 0 0 0 5 】

対照的に、工業的用途のための近代の温度制御装置 ( T C U ) は、正確に、例えば選択された温度レベルの  $\pm 1$  以内で動作し、且つ広い範囲内 (例えば、特徴的な装置では - 40 ~ + 60 ) で異なるレベルへシフトする必要がある。そのような用途のための典型的な熱移動流体 (thermal transfer liquid) には、エチレングリコールと水 (ほとんどの場合は脱イオン化された形態) との混合物、または商標「Galden」もしくは「Fluorinert」として販売されているペルフルオロ流体が含まれる。これらの流体及びその他のものは、信頼性が高く可変式の温度システムにおいて、広い用途が見出されている。しかしながら、これらの流体、特にペルフルオロ流体は、高い熱移動効率を有しておらず、温度制御装置 ( T C U s ) に何らかの設計的要求を課する。例えば、熱交換器 (heat exchangers (H E X s)) 及び制御ツール又はその他の装置を通して熱移動流体を循環させるためのポンプ装置のために、エネルギー及びスペースが必要とされる。これらのエネルギー損失ファクターとともに、熱を移動させるために必要とされる温度差のために熱交換にはエネルギー損失が伴い、また、温度制御装置 ( T C U ) と制御すべきデバイスとを連結する導管においてもエネルギー損失を伴う。冷却されるべきデバイスを直接的に取り囲むスペースはしばしば貴重であるため、エネルギー損失を導入しないだけでなく、プロセスツールの温度を安定させるために必要とされる時間を増大させないような、実質的な長さの導管が必要とされ得る。一般に、温度制御装置 ( T C U ) の体積が大きくなれば、温度制御装置 ( T C U ) を制御すべきデバイスからより遠くに離して配置することが必要となる。流路に沿った流体の質量 (fluid masses) は、それらが導入する損失を補償するために時間もエネルギーも必要とする。制御すべき装置の温度の変化は、前記導管の中に含まれる熱移

動流体のほかにも、温度制御装置（TCU）と制御されるデバイスとを接続する導管にも影響を及ぼすだろう。これは、熱移動流体が導管壁と密接に熱的接触しているためである。従って、制御されるデバイスと最も近い導管端部から出る流体は、導管壁の温度と実質的に等しい温度で前記デバイスに到達し、そして、制御されるデバイスの温度が同様の变化を受ける前に、これら導管壁の温度が変更されるだろう。

【0006】

改善されたシステム及び結果に対する継続的な要求により、損失を最小にする温度制御装置（TCU）が必要とされている。可能であれば、システムは、コンパクトで、資本コストが低く、予期される長い寿命及び信頼性を維持又はさらに向上されるべきである。

【0007】

これまで、簡単な冷却システムが独立した熱移動流体を伴わずに冷媒を使用している限りは、冷却サイクルの間に課された相転移（phase changes）が、サイクルの外側で物理的な距離をおいて冷媒を直接使用するのを妨げる、と考えられてきた。従来の冷媒は、本質的に、エネルギーの貯蔵及び転化を相転移に頼っているので、コンプレッサー及びその他の構成要素を安定して信頼性よく操作するためには、冷却サイクルの種々のポイントにおいて、冷媒は適切な状態又は液相と蒸気相との適切な混合物でなくてはならない。例えば冷媒などの可飽和流体（saturable fluid）を、可変の熱負荷（thermal load）による熱交換に直接用いることには、手に余るシステムの問題が存在する。

【0008】

本出願は、非常に速い温度変化の応答が可能な高効率のシステムにおいて、液体と蒸気との冷媒混合物の高い熱移動効率を直接使用するシステムを、初めて教示するものである。制御されるデバイスの温度レベルを修正するための実質的な時間的遅れを排除するだけでなく、導管及び熱交換器（HEXs）での実質的なエネルギー損失を排除し、そして異なるレベルにおける目標温度の間でシフトさせる際の実質的な時間的遅れもの必要性を排除することができる。

【0009】

（発明の概要）

この発明の方法及びシステムは、広い温度範囲にわたって速い応答性と高い熱効率とを備えた冷却源又は加熱源として、可変相冷媒（variable phase refrigerant）を直接使用する。冷媒は、その温度制御範囲の主要な（基本的な）部分の間は液体と蒸気との飽和混合物として維持され、可変の熱負荷（variable heat load）として機能する制御されるユニット（controlled unit）と、直接接触する。制御される装置の温度は、飽和した流体混合物の圧力を変化させることによって、非常に迅速に調整することができる。導管、熱交換器（HEXs）および流体質量におけるエネルギー損失は最小になり、そして、これらの構成要素の温度変化に起因する冷却されるデバイスの温度応答の遅れが、実質的になくなる。

【0010】

本発明のシステム及び方法は、より具体的な態様において、循環する冷媒を高温高压状態に圧縮するが、高温ガスの比例制御（proportional control）も、凝縮された液体／蒸気ミストの分離流（separate flow）も提供する。液体／蒸気ミストは、初めは凝縮冷媒（condensed refrigerant）の膨張流から成るが、制御されるデバイスのために選択された設定ポイントに従って、コントローラで決定された高温ガスの比例流（proportioned flow）と混合される。その目的のために、2つの流れは共に混合回路に入れられ、そこで飽和流体は目標の温度及び圧力にされ、また膨張流に圧力降下をもたらされて膨張バルブデバイスに固有の流れの非直線性（flow nonlinearities）が補償される。飽和流体自体は、制御されるプロセスまたは装置を通して直接運ばれる。制御されるプロセスまたは装置の温度を検知して、コントローラに送る。コントローラは、単に圧力の変化だけで、制御されるシステムの温度を迅速に変えることができる。冷却または加熱の作用をもたらす媒体の温度をこのように変更することによって、圧力変化のほぼ直後に、制御されるデバイスの温度をそのように変化させることができる。これにより、制御されるデバイスと比べて、熱移

動流体の分離流の使用に起因する多くの熱エネルギー損失及び温度変化が排除される。

【 0 0 1 1 】

本明細書で開示される発明は、制御されるデバイスに適用される出力の変化の効果を相殺して、それにより制御されるデバイスを不変温度に保持するのに十分なように、制御されるデバイスに冷却または加熱を迅速に適用することができる。

【 0 0 1 2 】

究極の直接熱移動のために、完全な連続サイクルを通して冷媒を動かす際には、冷媒の相が最後まで安定することを確実にするために、多くの新規な手段が用いられる。例えば、圧縮工程では、コンプレッサーへのインプット温度に応答する過熱防止バルブ (desuperheater valve) を用いることによって、コンプレッサーにおけるインプットの温度と圧力とのバランスが維持されており、また必要な場合には、コンプレッサーのインプットにおけるインプット流れを適切な範囲に昇温することを確実にするように、電気ヒータ及び熱交換システムを備えたフィードスルー (feed-through loop) が組み込まれる。  
このバランスによって、コンプレッサーのインプットに戻ってくる冷媒が、液体を含まないだけでなく選択された圧力範囲にあることも確実になる。さらに、コンプレッサーへのインプット圧力は、制御されるプロセスからの戻り流 (return flow) の経路にあるクローズ・オン・ライズ・バルブ (close-on-rise valve) によって制限される。

【 0 0 1 3 】

凝縮冷媒流の経路は、外的安定化の従来の温度式冷却膨張バルブ ((refrigeration thermostatic expansion valve) T X V) を有しており、一方、混合回路への高温ガスのバイパス流経路は、プロポーションバルブ (比例弁) を有している。プロポーションバルブはコントローラシステムからの制御信号に応答し、コントローラシステムは、流れの比率が、吐出する混合物 (delivered mixture) の所望の温度及び圧力を達成するように命令する。

【 0 0 1 4 】

このシステムはまた、温度範囲の上限にある高温ガスのみを用いることによって、混合範囲より外側で加熱することもできる。高温加圧ガス (hot pressurized gas) のみを用いることによって達成可能な高温の制御温度が必要な場合には、プロポーションバルブを全開にし、そして、逆止弁のスプリングにかかる所定圧力のリリーフ負荷によってスプリング負荷 (spring-loaded) の逆止弁が作動して、熱膨張バルブを閉止する。代わりに、冷媒を外部で加熱して、温度を更に上げることもできる。この後者のケースでは、加熱範囲を更に高温まで効率よく拡大するために、向流熱交換器 (counter current HEX) を使用することもできる。

【 0 0 1 5 】

システムは、混合流体モード及び高温ガスモードの温度範囲だけでなく、加圧常温冷媒 (pressurized ambient refrigerant) の熱膨張のみを用いる冷却モードの温度範囲にもわたってユニットを制御可能にするように配置されている。

添付図面と共に以下の説明を参照することによって、この発明はよりよく理解されるだろう。

【 0 0 1 6 】

基本的に約 - 5 0 ~ 約 + 1 4 0 の範囲で操作するための温度制御装置 (T C U) 1 1 0 のブロック図を、例示の目的で図 1 に示している。冷媒及びある程度の負荷によっては、他の温度範囲を用いることもできるが、この例では、例えば冷媒 R 5 0 7 を用いることを想定している。温度制御装置 (T C U) 1 1 0 はコンパクトなユニットとすることができ、低価格である上に、適度な寸法、向上した経済性および迅速な応答性により特徴付けられる。温度レベルは、関連するデバイス間を連結するラインの長さとは無関係に、異なる目標レベルで安定して保持されるようになっている。この例における温度制御装置 (T C U) 1 1 0 は、半導体製造のためのクラスターツールなどのツール 1 1 2 の温度制御の目的を対象としている。そのようなツールは、熱制御流体 (thermal control fluid) のを通すための内部通路 (internal passageway) を有している。温度制御装置 (T C U) は

、異なる製造工程中、サイクルを操作するためにツールの異なる目標温度を確立することを目的としている。

【0017】

システムは、コントローラ114を組み込んでおり、例えば、Antoniou及びChristoffersonの米国特許第6,783,080号に記載されているタイプの比例、積分、微分 (proportional, integral, differential (PID)) コントローラであって、多数の異なるタイプのコマンドを受け取ることに適し、ユーザーフレンドリーなセットアップシステムを含むコントローラを組み込んでいる。温度制御装置 (TCU) 110では、コンプレッサー158を使用する。コンプレッサー158は、出力ライン102において約120で約400 psi またはそれ以上の熱い気体冷媒の加圧されたアウトプットを提供し、高い信頼性と低価格の工業用冷却コンプレッサーであってもよい。ツール112の温度は、ツール112に設けられたトランスデューサ (transducer) 118によって検知されて、測定信号はコントローラ114へ戻される。この温度信号は、コントローラ114において種々の目的に使用される。例えば、制御されるデバイス112に、所望の温度で液体と気体との混合物を提供できるように、高温ガスをコンプレッサー158のアウトプットから直接供給する制御可能なプロポーションバルブ144の開度と、熱いコンプレッサー158のアウトプットをコンデンサ156中で液化した後の飽和流体の流れと、の両者を制御する。

【0018】

これらの目的のために、コンプレッサー158からの高温ガス流は2つの流路に分岐される。一方は、施設水源 (facility water source) 154による液冷の熱交換器 (HEX) 104を含む従来のコンデンサ156を含んだコンプレッサー制御システム120に入る。空冷のコンデンサも同様に使用することができるが、ここでは例示のために液冷式が選ばれている。コンプレッサー158のアウトプット圧力に応答して制御される水バルブ106か、またはコントローラ114に**応答して**制御可能なバイパスバルブ105か、のいずれかを通して、水はコンデンサ156内の熱交換器 (HEX) 104へ供給される。最大の冷却**効果が必要な**時はいつでも、バイパスバルブ105が作動される。バルブ105を開くことによって、**可能な限り**冷たい水をコンデンサ156に供給することを**確実にする**。これによって、**可能な限り**低い凝縮温度を保証して、システムに、最大の冷却アウトプットを提供する。アウトプット圧力は、クーラント流制御バルブ106の中に設けられてトランスデューサによって測定され、それは、コンプレッサーヘッド圧力調整器と称される商業的に入手可能な装置である。これは、冷却水の供給が冷た過ぎたり、何らかの重要な理由のためにあまりにも多過ぎたり等が起こる用途において用いられる冷却システムに、**従来から適用されている**。1つの典型的な用途は、経済性または効率性の理由から、そのようなクーラント流コントローラを使用して冷却水の供給を制限するものである。この発明において、コントローラ106は**同様の目的のために**も使われるが、コントローラ106は、主として、**ほとんどの操作モードにおいて**コンプレッサー158のアウトプットを高い圧力レベルに維持するように機能する。この高い圧力は、強力な熱源として利用可能にするために、コンプレッサーに必要とされる。

【0019】

クーラント流コントローラ106の使用による補助的な利点は、この発明で開示されたシステムが、冷却水を非常に効率的に利用するものである、ということである。この冷却水は、典型的には、冷却塔またはその他のアプローチによる冷却源から、半導体製造プラントに供給される。そのような冷却源を動作させるのに必要とされる出力 (またはエネルギー) は、製造設備で**使用される全出力 (又は全エネルギー) のかなりの部分を占める**。水源154からコンデンサ熱交換器 (condenser HEX) 104への冷却水の供給は、コンプレッサーアウトプット圧力を実質的に一定に維持するように、コンプレッサー158のアウトプット圧力に対して反比例に変化する (varied inversely)。コンプレッサー制御システム120はまた、向流補助冷却器 (countercurrent subcooler) 130との相互作用を含んでいる。そのような補助冷却器を使用する場合、前記相互作用には、**過熱防止バルブ134のアウトプットをツール112から戻ってきた冷媒気体と結合する補助冷却器の流出**

経路中に、過熱防止バルブ 1 3 4 からのアウトプットを注入し、それによって流出リターンフロー(outgoing return flow)を補助冷却器 1 3 0 中で冷却することが含まれる。組み込まれた補助冷却器中へ流入した反対向きの流れ(いくつかの用途において、任意で用いられる)は、以下に記載するように、膨張及び制御回路へ向けられる。補助冷却器 1 3 0 を通してツールの温度を制御する流入流れは、過熱防止バルブ 1 3 4 を通り補助冷却器のリターンフローの流入側で完結する。この配置及びその目的は、ウィリアム・ダブリュー・コワンズによる米国特許第 6, 4 4 6, 4 4 6 号に従っている。

#### 【0020】

また、コンプレッサのアウトプットとコンプレッサのインプットとの間には、高温ガスバイパスバルブ(hot gas bypass valve(HGBV)) 1 6 4 が配置されている。高温ガスバイパスバルブ(HGBV)は、インプット圧力がプリセットレベルを下回った場合に、コンプレッサのアウトプットからインプットへ直接的な流れを許容する。高温ガスバイパスバルブ(HGBV)は、標準的な工業用の冷却制御コンポーネントである。コンプレッサ 1 5 8 へのインプットにおける圧力が、所定のレベルを下回することは許容されず、そのレベルは、コンプレッサの設計によって決められている。これは、冷却コンプレッサが、冷媒に混合されて運ばれるオイルによって潤滑されているためである。低圧では、オイルのキャリオーバーは、コンプレッサ機械を潤滑するのに不十分である。冷却コンプレッサはまた、経験的に損傷を生じない圧縮比に制限される。これは、気体が圧縮される際に、気体によって受ける断熱昇温(adiabatic heating)によって生じる。約 1 2 0 を越える排出ガス温度では、冷却コンプレッサは故障する可能性がある。高温ガスバイパスバルブ(HGBV 1 6 4)はこの問題を緩和する。

#### 【0021】

上述したメカニズムは、工業用の冷却装置におけるコンプレッサの管理に対するいくつかの標準的なアプローチも含んでいるが、システムの操作について記述しているセクションに示されているように、本明細書で議論している発明に特有のアプローチも含んでいる。

#### 【0022】

液体ライン 1 3 2 内にある補助冷却器 1 3 0 からの流体は、高温ガスライン 1 5 9 中にある分離した高温ガス流と並行しており、両者は混合回路 1 4 0 へ案内される。ライン 1 5 9 中の高温ガス流はプロポーションバルブ 1 4 4 を横切り、そのプロポーションバルブ 1 4 4 は、混合回路 1 4 0 中に提供された高温ガス流中において選択された減圧(reduction in pressure)を確実にするコントローラ 1 1 4 の信号によって制御される。プロポーションバルブ 1 4 4 は質量流(mass flow)を変化させ、それによって最終的には圧力が変化させる。蒸気/液体ライン 1 3 2 から混合回路 1 4 0 へ提供される分離したインプット(separate input)は、熱膨張バルブ(thermal expansion valve(TXV)) 1 5 7 を介して制御される。これは、温度式膨張タイプの通常の冷却バルブとして動作する。熱膨張バルブ(TXVs)は、ダイヤフラムで動作するバルブであり、その片側では、ダイヤフラムは低圧の冷却回路内の好適なポイントにおける冷媒圧力に維持され、他方の側では、ダイヤフラムは実質的に同じ圧力ポイントでの温度における飽和圧力にある。回路内の後者のポイント(latter point)に配置された検知バルブ(sensing bulb) 1 2 4 は、冷媒気体によって満たされており、従って、検知バルブは、検知バルブ 1 2 4 が設けられているポイントに対応する飽和圧力下で存在して、この飽和圧力を供給する。図 1 に示す温度制御装置回路(TCU circuit)では、導管 1 4 9 は検知バルブ 1 2 4 に近い位置でアウトプットライン 1 6 1 と連結しており、従って、導管 1 4 9 は、その圧力を、検知バルブ 1 2 4 に近い低い圧力レベルの圧力と等しくする。これを、外部均等化(external equalization)と称する。

#### 【0023】

プロポーションバルブ 1 4 4 が完全に閉じられたならば、図 1 に示す温度制御装置回路(TCU circuit)は、通常の蒸気サイクル冷却システムとして機能することになる。この通常の操作において、熱膨張バルブ(TXV)は、システムが達成し得る最大の冷却を生

じるように冷却アウトプットを調整する。純粋な蒸気へと完全に沸騰させることのできる膨張させた液体 - 蒸気混合物を最大量で供給するように、ダイヤフラム制御の熱膨張バルブ (TXV) 157 の動作により、ラインを通る高圧冷媒液体の流れを絞る。しかしながら、基本的な動作モードにおいて、プロポーショナルバルブ 144 を完全に閉めない場合には、プロポーショナルバルブ 144 からの高温ガスと組み合わせるために、熱膨張バルブ (TXV) 157 は選択された比率のミスト化液体蒸気 (misted liquid vapor) を供給する。上述したように、熱膨張バルブ (TXV) 157 は、導管 149 を介してツール 112 からのリターンラインと連結された圧力によって、外部均等化が行われる。熱膨張バルブ (TXV) 157 のアウトプットは、デルタ P バルブ (delta P valve) 155 を通って流れる。デルタ P バルブ 155 は、熱膨張バルブ (TXV) 157 のアウトプットと混合ティ (mixing Tee) 165 との間に流体の圧力降下 (デルタ p) を確立するスプリング負荷逆止弁を有している。コンプレッサー 158 のすべてのアウトプットがプロポーショナルバルブ 144 を通る流れのみに回される場合、デルタ P バルブ 155 を横切る全圧は、高温ガスライン内で完全に開かれているプロポーショナルバルブ 144 を横切る圧力降下よりも大きい。これにより、流れの混合物を、100% の高温ガスから 100% の膨張した液体まで、円滑に制御することが確立されて、熱膨張バルブ (TXV) の非直線性と、どの程度の開度であるかにかかわらずプロポーショナルバルブ 144 を横切る圧力降下が常に存在するという事実とが克服される。高温ガス流が全開であるならば、逆止弁は熱膨張バルブ (TXV) を閉鎖する。従って、熱膨張バルブ (TXV) 157 及びデルタ P バルブ 155 からのアウトプットは飽和流体であり、その温度は、デルタ P バルブ 155 のアウトプットでの圧力によって本質的に決定される。圧力は、プロポーショナルバルブ 144 のセッティングを変更することによって迅速に変化させることができ、それは質量流と、そして圧力を変化させる。従って、ツール温度に応答する温度センサ 118 によってツール 112 の温度が測定されて、コントローラ 114 に信号が伝達されるので、温度をほとんど即座に調整してツール 112 の温度を修正することができる。

#### 【0024】

システムは、ツール 112 からのリターンラインに、コンプレッサー 158 にインプットする圧力に積み上がった (buildup) 過剰な圧力に対する安全装置として機能する「クローズ・オン・ライズ (COR (Close on Rise))」バルブ 150 を有している。これは商業的に入手可能な冷却コンポーネントであって、この目的のために従来から使われている。主要な発明において、それは同じ目的でも用いられるが、以下に説明するように、温度制御装置 (TCU) がヒートポンプとして機能するのを可能にもする。

#### 【0025】

プロポーショナルバルブ 144 につながっている高温ガスライン 159 中に、電磁弁 (solenoid valve) 121 が図示されている。電磁弁 121 は、迅速な応答時間を有しており、いくつかのシステムにおいては、高温ガスの流れを即座に遮断して、プロポーショナルバルブ 144 の閉止過程で生じ得る遅延を伴わずに冷却を達成することが望ましいので、電磁弁 121 が含まれている。温度制御装置 (TCU) システムに対しては、同様に即座に加熱することが必要な負荷を制御するためにいくつかの要求もある。これらに適応するために、電磁弁 122 を用いてプロポーショナルバルブ 144 の操作を切り替える (shunt) こともできる。加熱を適用することが突然に必要とされるこれらのシステムの操作を支援するために、熱膨張バルブ (TXV) 157 を通る流れを実質的に瞬時に閉じる目的で、熱膨張バルブ 157 へのライン内にもう 1 つの電磁弁 109 を含むこともできる。瞬時の冷却を必要とするシステムのために、もう 1 つの電磁弁 111 を含んで、熱膨張バルブ (TXV) 157 の操作を切り替える (shunt) こともできる。

#### 【0026】

図 1 にはレシーバ 108 が示されている。これは冷媒用の比較的小さいリザーバであって、加熱プロセスを迅速に進行させながら、冷却ポテンシャルを蓄えることが要求されるいくつかのシステムにおいて、必要とされる。レシーバは、コンデンサ 156 の液体アウトプットを受け入れ、そして、熱膨張バルブ (TXV) により使用される量を越えて凝縮

液体が生成された場合には、その凝縮液体を蓄えるデバイスである。

【0027】

混合回路140内の、プロポーションバルブ144及び熱膨張バルブ(TXV)157のアウトプットの下流側で、冷媒の2つの流れ(stream)は混合ティ165で結合される。そのような混合が行われた後、アウトプット流れは供給ライン113を通過して、ツール112を冷却又は加熱する。ツール112を出た後、蒸気と液体との混合物は、リターンライン160を通過して温度制御装置(TCU)へ戻る。

【0028】

温度制御装置(TCU)内で起こる戻り冷媒(return refrigerant)の第1の処理または調整(conditioning)は、電気加熱である。これはヒータ117によって行われる。図1では、ヒータ117は、加熱されるアキュムレータ116内で液体中に浸漬されたように図示されているが、これは本発明の1つの実施態様である。別の実施態様を図2に示しており、ヒータは熱交換器(HEX)216の中に埋め込まれており、熱交換器(HEX)216を通過する冷媒と良好な熱交換関係で配置されている。加熱されるアキュムレータ116と熱交換器(HEX)216との違いは、アキュムレータはかなりの量の液体貯蔵のための容量を有しているのに対し、熱交換器(HEX)は熱伝達機能を実施するために必要な量の冷媒のための容量のみを有していることである。

【0029】

冷媒は、アキュムレータ116(図1)または熱交換器(HEX)216(図2)のいずれかを通過したら、検知バルブ124及び均等化ライン149が取り付けられたリターンライン161を通過する。リターンライン161はそこから補助冷却器130の戻り経路(return pass)に連結する。補助冷却器130から出てきたら、冷媒は吸込みライン162に入り、その吸込みライン162を通過して、冷媒はコンプレッサー158の吸込みインプット163へ戻る。

【0030】

(システムの操作)

直感に反する(counter-intuitive)冷却サイクルが開示されてきたが、図3のフローチャートにおいて逐次示しているように、この冷却サイクルは、温度を制御されるシステムとの熱交換関係において、飽和流体(ミスト化された液体と蒸気)の遷移相(transitional phase)を維持することに焦点が当てられている。適切な内部操作とともに飽和相を用いることにより、温度制御のために冷媒流体及びサイクルを直接使用することが可能になり、さらに、従来克服されていなかった相転移及び安定性の障壁が克服される。選択された圧力における液体の小滴と蒸気ミストとの平衡状態を確立することによって、温度は予め決定される。更に、純粋な液相または純粋な気相の両者に存在する厳密な熱伝導作用とは反対に、蒸発及び液化の動力学が、熱を表面に移動させる能力を向上するので、熱エネルギー交換能力は、純粋な液相または純粋な気相よりも実質的に高い。

【0031】

純粋な気相にある流体による温度変化と、純粋な液相の温度変化は、いずれも、熱エネルギー伝導のみに依存する。これらの純粋な単相状態の間にある中間の領域には、混合された液体/蒸気が存在している。蒸気から液体小滴に移動させること及び液体小滴から蒸気に移動させることは、圧力または温度に厳密に依存すると見なすことができ、圧力が低い程、蒸発温度も低くなる。しかしながら、全量が蒸発又は凝縮するまでは、実質的に一定の温度において、平衡状態温度から、蒸気のすべてが液化するまで冷却源に熱を供給するか、又は蒸発により熱を奪う。これは、液体/蒸気混合物は、一定の温度シンクまたは熱源(a constant temperature sink or source)として使用できることを意味しており、反対に、圧力を変えることによって、液体/蒸気混合物と熱交換関係にある装置の温度を変えることができるということも意味している。圧力の変化は、流体を通して音速(毎秒数百メートル)で伝達されるという事実により、この変化は極めて迅速になり得ることは重要である。

【0032】



図 1 を参照すると、極めて重要な混合ゾーンは、混合システム 1 4 0 内の要素から構成され、プロポーショナルバルブ 1 4 4 からの高温ガスアウトプットと、熱膨張バルブ ( T X V ) 1 5 7 からの液体及び蒸気のアウトプットとを含み、それら両方ともコンプレッサー 1 5 8 のアウトプットライン 1 0 2 から分岐している。例えば、4 0 0 p s i のアウトプット圧力を用いると、冷却されたコンデンサ 1 5 6 から熱膨張バルブ ( T X V ) 1 5 7 までの液化アウトプットは、実質的に同様の圧力になるだろう。熱膨張バルブ ( T X V ) 1 5 7 で膨張させた後、コントローラ 1 1 4 によって命令されるように、熱膨張バルブ ( T X V ) 1 5 7 はミスト化された液体流を提供する。これは、周囲の液体蒸気の雰囲気中における小滴の分散として、古典的に見なすことができる。このミスト化された液体の熱交換特性は、W.H. in the book "Heat Transmission", Third Edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 1 9 5 4 年, p . 3 3 5 & 4 0 2 という書籍にて、McAdamsによって発表された方程式に基づいている。ミスト化された液体を、混合ヘッド 1 6 5 において流入するコントローラで決定された高温ガス流と結合させると、熱膨張バルブ ( T X V ) 1 5 7 からの液体と蒸気との全混合物内の温度を、プロポーショナルバルブ 1 4 4 からの高温ガスと平衡させる必要性によって、制御された量の小滴寸法 (the size of droplets) の減少をもたらす。従って、バルブ 1 4 4 からの高温ガスを、熱膨張バルブ 1 5 7 からの液体 / 蒸気と混合するこのプロセスは、冷媒の制御された温度及びアウトプット圧力を、制御されるツール 1 1 2 へのインプットに供給することができる。混合回路 1 4 0 は、さらにデルタ p バルブ 1 5 5 を含んでおり、それは、前記プロポーショナルバルブ 1 4 4 が大きく開いているときに、プロポーショナルバルブ 1 4 4 に固有の圧力降下よりも実質的に小さい圧力降下を導入する。さらに、混合ヘッド 1 6 5 及びデルタ p バルブ 1 5 5 は、バルブ 1 4 4 が大きく開いているときに、液体 / 蒸気ライン 1 3 2 への混合物の逆流を防止する。

#### 【 0 0 3 3 】

図 4 は、4 0 1 から、4 0 2、4 0 3、4 0 4 を通り 4 0 5 を経て、4 0 1 へ戻る古典的な熱力学的サイクルの操作として、( 補助冷却器を有する ) 典型的な冷却回路を示している。このようにして、回路内におけるエンタルピーに対する圧力をプロットすることによって、図 1 のコンプレッサー 1 5 8 が、圧力を上昇させ且つエンタルピーを高め、4 0 1 から 4 0 2 へのラインに、両方の値大きさの増加を示す傾斜を与えることが理解できるだろう。定圧ライン 4 0 2 - 4 0 3 によって示されるように、圧力を維持しながら圧縮ガスを凝縮させると、エンタルピーが低下する。このシフトは、P H チャート上に示された液体ドーム ( liquid dome ) を通って冷媒を動かし、圧力を維持しながら冷媒の液化を生じさせる。冷媒の沸点 ( 蒸発点 ) は、4 0 0 p s i で約 4 5 である。古典的な冷却サイクルにおいて、点 4 0 4 - 点 4 0 5 に示されるように、冷媒を膨張させると、エンタルピーを変化させることなく、圧力は選択されたレベルへ低下する。膨張した冷媒は、液体 / 蒸気混合物として放出されるが、ライン 4 0 5 - 4 0 1 で液体ドーム遷移部を通して移動し、熱交換領域を通るように方向付けられる。気体は、点 4 0 1 の後で再び圧縮されて、サイクルが繰り返される。

#### 【 0 0 3 4 】

本発明は、基本的な冷却サイクルを改良して、より柔軟性のある近代的な温度制御装置 ( T C U ) の目的を達成するものである。図 4 に示す冷媒 ( タイプ R 5 0 7 ) のモリエ線図 ( Mollier diagram ) ( 液体ドームの近くでのエンタルピー対温度の表示 ) は、- 2 0

で液体及び蒸気の流れを提供する冷媒の操作を示しており、この温度は一例として選ばれている。この発明は、ユニットの急速な制御下で、流体の加熱能力又は冷却能力の変化を提供する。冷却サイクルは、コンプレッサーのインプット 1 6 3 ( 図 1 ) で取られた点 4 0 1 から示される。気体は、約 1 2 0 の温度で 3 0 K P a ( 約 4 0 0 p s i g ) の点 4 0 2 へ圧縮される。コンデンサ 1 5 6 へ入る気体は、約 6 0 の温度の点 4 0 3 まで冷却されて液化される。この液体は補助冷却器 1 3 0 を通される。このコンポーネントにおいて、液体は、ツール 1 1 2 からライン 1 6 1 に戻る冷媒と熱交換することによって、冷却される。このように補助冷却器 1 3 0 内で冷却された液体の冷媒は、熱膨張バルブ ( T

X V) 1 5 7を通して点4 0 4まで膨張させられる。この実施例では、この点において、冷媒は約 - 2 0 の温度で、約5 0 %の気体および約5 0 %の液体から構成されている。この冷媒は、プロポーションバルブ1 4 4を通して膨張させられて図4において点4 0 2から点4 0 6への点線経路によって示された高温ガス(この実施例では約8 5 の温度だろう)と混合される。8 5 の高温ガスからの熱を点4 0 5の液体/蒸気と混合して加えると、点4 0 7の全混合物が生じる。この制御された混合物は、約7 0 %の気体及び約3 0 %の液体からなる。高温ガスの添加は、点4 0 5の5 0 %液体との差分を沸騰させ、加えられた高温ガスは - 2 0 へ冷却される。与えられた例では、ツール1 1 2を冷却中に混合物の液体が沸騰し、さらに、周辺環境から点4 0 8まで熱を得るときに更に熱くなる。この気体は、それから補助冷却器1 3 0に入り、4 0 3から4 0 4まで冷却される向流の液体冷媒から熱を吸収することによって常温近くまで暖められ、そして、圧力が低下し、点4 0 1までエンタルピーが増加し、そしてサイクルが繰り返される。

#### 【0 0 3 5】

その結果、図4の検討から推論されるように、維持される圧力に依存して、液体/蒸気混合物がツール1 1 2の温度を安定化させる操作範囲が存在する。ツールが流体に熱を捨てて、センサ1 1 8で決定されたツール1 1 2の温度が所定の温度T(一例として、図4で - 2 0 として示す)を維持すれば、バルブ1 4 4の開きを調整して質量流量を変化させることによって、供給ライン1 1 3内における蒸気/液体の流れの圧力が調整される。これによって、調整された飽和温度で蒸気と液体とが釣り合うように、ライン1 1 3内で温度がしかるべく変更されて、ツールの温度が一定に保たれる。極端な加熱の場合には、プロポーションバルブ1 4 4を全開(フルオープン)にすることによって、熱膨張バルブ(T X V) 1 5 7からの流れを全て止めることができる。この場合に、ツール1 1 2を通る全ての流れは、点4 0 6のガス流から導かれる(図4を参照)。この気体は約8 0 の温度にあり、従ってツール1 1 2を急速に加熱することができる。

#### 【0 0 3 6】

ツール1 1 2アウトプットにおける圧力バルブ(pressure bulb) 1 2 4からの外部均等化フィードバック経路によって、システムは更に安定化される。熱膨張バルブに関してよく知られているように、圧力ライン1 4 9から熱膨張バルブ(T X V) 1 5 7に戻る圧力の伝達は、ライン内又はツール1 1 2内で圧力損失によるオフセット(差し引き)がないことを確実にする助けになる。

#### 【0 0 3 7】

この発明を用いることによって、液体ドームによって制限される境界の外側にある高温での熱を提供することができる。図5はこのモードでの本発明の操作を示しており、その場合に、熱エネルギーの調整の際に、液化ゾーンの内側及び外側の両方でシステムが操作される。操作は、混合回路1 4 0のアウトプットにヒータを付加することを当てにしている。図7は、図1に示した基本システムの変形例を示しており、この機能を含むように使用されている。混合回路1 4 0の下流側のツール1 1 2への供給ライン1 1 3には、電気ヒータ7 0 2が、供給ライン1 1 3と良好な熱的接触して配置されている。供給ライン1 1 3には向流熱交換器7 0 1も配置されており、リターンライン1 6 0を更にさえぎってツール1 1 2から出る流れを受け入れる。向流熱交換器を使用して、熱交換器(H E X) 7 0 1のツールに近い側におけるライン1 1 3の温度を、熱交換器7 0 1の反対側に入るライン1 6 0と隔離することによって、よりいっそう高い温度を達成することができる。この特徴によって、2 6 0 以上の温度の冷媒ガスを、ツール1 1 2へ供給することができる。

#### 【0 0 3 8】

図5は、例えば図7のような補助システムが取り付けられた温度制御装置(T C U)の熱力学的性能を示している。冷媒ガスは、点5 0 7でコンプレッサーに入る。そして、冷媒ガスは、そのガスが熱交換器(H E X) 7 0 1に入る点5 0 1で約3 0 K P aまで圧縮される。向流熱交換器7 0 1において、流出ガスが点5 0 8から点5 0 5へ冷却される際に、インプットガスは流出ガスから熱を吸収して点5 0 2まで加熱される。そして、イン

ブットガスが電気ヒータ702からライン113を通過してツール112へ通過する際のガス温度の損失は無視し得る程度であると仮定して、電気ヒータ702で、点502から、インブットガスがツール112へ入る温度である点503までインブットガスを加熱する。冷媒ガスは、ツール112を加熱する過程で、点504から点508に冷却される。点508で冷媒ガスは熱交換器(HEX)701に入り、熱交換器(HEX)701の反対側のインブットガスを加熱しながら、点505まで冷却される。その後、気体はCORバルブ150を通過し、コンプレッサー158へのインブットに適した点506まで圧力が低下する。冷媒ガスは、コンプレッサーを良好に操作するには熱過ぎる場合を除いて、そのサイクルを再スタートして、再び圧縮される用意ができています。しかし、図1のシステムでは、高温ガスは、コンプレッサー158のインブットにあるセンサ126に回答して開く過熱防止バルブ134のアウトプットと混合される。この作用によって、補助冷却器130の戻り側に、凝縮冷媒の一部が加えられる。コンデンサ156からの凝縮液体の一部(図5の点511にある)を、戻ってきた高温ガスと混合することによって(点510へ圧力が下げられる)、点507で圧縮するのに好適な温度のインブットガスが提供される。従って、このシステムは、圧縮及び凝縮の後、圧力及びエンタルピーのパラメータで区切られた熱力学的液体ドームの外側にある高温ガスモードで、動作することができる。

#### 【0039】

CORバルブ150の操作は、特定の環境下においてより低い温度で開始することができる。10を著しく越える温度で温度制御装置(TCU)を操作し始めると、従来のコンプレッサーで良好な圧縮を行うには、冷媒中で液体と気体とが平衡になる圧力は高すぎるだろう。図1及び5を参照すると、(ツールを冷媒で-20に冷却した図4に示された場合と同様の方法で)図6に示すように、温度制御装置(TCU)が、負荷を40に冷却することを要求される場合に、CORバルブ150はコンプレッサー158を保護する。図6は、点601から点602へ圧縮される気体を示している。その後、この気体の一部は、同じ圧力のまま点603へ凝縮され、熱膨張バルブ(TXV)157を通して点604まで膨張される。圧縮させた気体の残部は、プロポーショナルバルブ144を通過させて点605へ送られる。2つのストリームを混合回路140で混合して、中間の圧力及びエンタルピーの点607に出す。この混合物中の液体は、ツール112へ供給されるが、ツール112を冷却する際に蒸発して、点608に至る。この点にある気体は、CORバルブ150内で自動的に処理されて、点601でコンプレッサー158に入るのに適したより低い圧力まで膨張する。その後、サイクルが繰り返される。

#### 【0040】

温度制御装置(TCU)は、所望の点において熱を供給する際に、ヒートポンプとして機能することができる。このことは、図1とともに考慮されるべきである図8において示されている。ここで示される操作は、約40の温度にて最大加熱に近い加熱を提供するものである。点801から点802へ圧縮された後、コンプレッサー158からの高温ガスの大部分はプロポーショナルバルブ144を通過して、点805へ圧力が下げられる。コントローラ114は、凝縮されているが高い圧力の点803における液体であって、熱膨張バルブ157を通して点809へ膨張させられている液体の所定量と、点805の気体とを混合して、点810の混合物を提供する。この混合物は、ツール112を通過してツール112に熱を供給し、液体を点804へ凝縮する。点804における混合物が、CORバルブ150を通過すべきで且つコンプレッサー158で圧縮するためのインブットである場合は、点804において非常に多量の液体が混合物の中に存在するため、コンプレッサーエネルギーは液体を蒸発させる際に失われてコンプレッサー158のアウトプット圧力は低くなりすぎるだろう。図1に示す圧力スイッチ168は、この現象を検知し、スイッチ168によって検知された圧力がしきい値よりも低い場合にはヒータ117を作動させる。この作動は、点811の液体/蒸気混合物を加熱し、その混合物を液体領域の外側の点808へ加熱する。そこで混合物はCORバルブ150へ入って、点801へ膨張するが、点801ではすべてが気体で存在しており、再圧縮することができる。

## 【 0 0 4 1 】

しかしながら、その他に多くのファクター、特にエネルギー効率および安全で信頼性のある操作の向上に関するファクターが存在する。コンプレッサー 1 5 8 へのインプットにおいて、ツール 1 1 2 からのリターンラインは補助冷却器 1 3 0 を通過し、そして、コンデンサ 1 5 6 からの凝縮流体と熱エネルギーを交換し、液体ライン 1 3 2 中の流体を更に冷却することによって熱エネルギーの損失を最小化するように作用する。コンプレッサー 1 5 8 のインプットの質量流量が十分であること、およびダメージを与える可能性のある最小値を越えることを保証するため、コンプレッサー 1 5 8 のアウトプットからのループは H G B V パルプ 1 6 4 を通して供給される。H G B V パルプ 1 6 4 はコンプレッサーへのインプットが所定の圧力を下回らないことを確実にする。コンプレッサーのインプットに検知バルブ 1 2 6 を備えた過熱防止バルブ 1 3 4 は、コンプレッサー 1 5 8 へのインプットが適切な操作のために十分に冷えていることを保証する。レシーバを使用する場合、過熱防止バルブ 1 3 4 のアウトプットは最初にレシーバ 1 0 8 中の液体を通過し、その後に補助冷却器 1 3 0 中のリターンラインへ戻され、コンプレッサー 1 5 8 へ送られる。

## 【 0 0 4 2 】

コンデンサ 1 5 6 では、独立した制御が行われる。コンプレッサー 1 5 8 のアウトプットを圧力センサ 1 1 8 によって検知し、信号がコントローラ 1 1 4 へ返されると、その結果として、施設水源 1 5 4 に変動が生じて、液体ライン 1 3 2 中の冷媒の流れを実質的に一定に維持するように、コンデンサ 1 5 6 が熱交換器 (H E X) 1 0 4 によって十分に冷却されることを確実にする。

## 【 0 0 4 3 】

従って、このシステムは高い効率の熱交換システムを提供し、そのシステム内で、冷媒は可変負荷条件下で直接使用されるが、ツール 1 1 2 に接触する際には制御されたミスト状液体 / 気相に維持される。基本モードにおけるこのような制御は、特定の目標温度とツール 1 1 2 の加熱又は冷却の必要性によって決定される選択圧力とにおいて冷媒の膨張液体と高温ガスとの比率 (割合)を調整するコントローラ 1 1 4 によって、維持されている。ツール自体の中で更に熱交換が起こり得るが、システムおよび方法は、サイクル全体にわたって冷媒を安定化又は調節する。液体ライン 1 3 2 中に流れが生じない高温ガスモードでは、プロポーショナルバルブ 1 4 4 を開いて、目標温度 (R 5 0 7 の場合には、約 1 5 0 以上の温度) を維持するために必要とされるツールでの流量および温度を生じさせる。最も低い温度範囲で冷媒を使用するためには、液体ライン 1 3 2 のみを使用する必要があり、熱膨張バルブ (T X V) 1 5 7 は、ツール 1 1 2 への冷却アウトプットを約 - 4 0 まで降下させるように制御される。

## 【 0 0 4 4 】

上述したように、その他の冷媒を使用することもできるし、図に示したよりも高い値又は低い値の異なる混合モードサイクルにて操作するようにシステムの構成を変更することもできる。

## 【 0 0 4 5 】

いくつかの流れおよび変形例を開示しているが、この発明は、これらの開示した例に限定されるものではなく、特許請求の範囲の記載に記載する態様例および方法のすべてを含むと理解されたい。

## 【 図面の簡単な説明 】

## 【 0 0 4 6 】

【 図 1 】 図 1 は、この発明の温度制御装置のブロック図である。

【 図 2 】 図 2 は、この発明のもう 1 つの温度制御装置のブロック図であって、システムに電気加熱を導入する別の方法を用いている。

【 図 3 】 図 3 は、この発明の方法を実施するための工程のフローチャートである。

【 図 4 】 図 4 は、この発明の方法及びシステムにおいて、エネルギー移動サイクル中におけるエンタルピーに対する圧力の変動について示すグラフ図であって、- 2 0 で有効なサイクルを示している。

【図 5】図 5 は、この発明の方法及びシステムにおいて、エネルギー移動サイクル中におけるエンタルピーに対する圧力の変動について示すグラフ図であって、120 を越える温度で有効な加熱サイクルを示している。

【図 6】図 6 は、この発明の方法及びシステムにおいて、エネルギーを移動サイクル中におけるエンタルピーに対する圧力の変動について示すグラフ図であって、+40 で有効なサイクルを示している。

【図 7】図 7 は、システムの特徴の詳細を示すブロック図であり、温度制御装置 (TCU) のアウトプットを 120 以上の温度まで加熱するのに用いられ、例えば図 1 のシステム中の補助的な電気ヒータ及び向流熱交換器を利用している。

【図 8】図 8 は、この発明の方法及びシステムにおいてエネルギー移動サイクル中におけるエンタルピーに対する圧力の変動について示すグラフ図であって、装置のヒートポンプ機能を用いて +40 で有効なサイクルを示している。