

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4714151号  
(P4714151)

(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** 5/00 (2006. 01)  
**F 2 4 F** 11/02 (2006. 01)  
**F 2 5 B** 1/00 (2006. 01)  
**F 2 5 C** 1/00 (2006. 01)

F 2 5 B 5/00 A  
 F 2 4 F 11/02 1 0 3 C  
 F 2 5 B 1/00 3 2 1 C  
 F 2 5 C 1/00 D

請求項の数 20 (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2006-535353 (P2006-535353)  
 (86) (22) 出願日 平成16年10月15日 (2004. 10. 15)  
 (65) 公表番号 特表2007-509302 (P2007-509302A)  
 (43) 公表日 平成19年4月12日 (2007. 4. 12)  
 (86) 国際出願番号 PCT/US2004/034105  
 (87) 国際公開番号 W02005/038366  
 (87) 国際公開日 平成17年4月28日 (2005. 4. 28)  
 審査請求日 平成19年9月26日 (2007. 9. 26)  
 (31) 優先権主張番号 60/511, 952  
 (32) 優先日 平成15年10月15日 (2003. 10. 15)  
 (33) 優先権主張国 米国 (US)

前置審査

(73) 特許権者 506128341  
 アイス エナジー インコーポレーテッド  
 アメリカ合衆国コロラド州80550, ウ  
 インザー スウィート ビー, イーストマ  
 ンパークドライブ 9351  
 (74) 代理人 100077931  
 弁理士 前田 弘  
 (74) 代理人 100110939  
 弁理士 竹内 宏  
 (74) 代理人 100110940  
 弁理士 嶋田 高久  
 (74) 代理人 100113262  
 弁理士 竹内 祐二  
 (74) 代理人 100115059  
 弁理士 今江 克実

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷却装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

コンプレッサおよびコンデンサを備えた凝縮ユニットと、  
 少なくとも1つの熱伝導性部材によって互いに接続された下部回収ヘッダおよび上部回  
 収ヘッダを備えた蓄熱交換器を含み、少なくとも一部が相変化液体で充填された絶縁タン  
 クを備えた蓄熱ユニットと、  
 負荷熱交換器と、  
 前記凝縮ユニット、前記蓄熱ユニットおよび前記負荷熱交換器に接続された冷却管理ユ  
 ニットと、  
 前記冷却管理ユニット内の総合冷媒管理容器と、  
 前記総合冷媒管理容器および前記負荷熱交換器に接続されて前記負荷熱交換器への冷媒  
 供給を調節するソレノイドバルブと、  
 前記コンデンサからの冷媒を受ける油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器と、  
 前記油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器からの冷媒を受ける混合相調節器とを備え、  
 前記総合冷媒管理容器は、  
 冷媒を前記凝縮ユニットへ戻す排出口連結部と、  
 前記負荷熱交換器、前記混合相調節器、および前記蓄熱交換器の前記上部回収ヘッダか  
 らの冷媒を受ける注入口連結部と、  
 前記蓄熱交換器の下部回収ヘッダへの二方向冷媒フローを形成する第1底部ポートと、  
 前記油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器に接続された第2底部ポートとを含むことを特徴

10

20

とする冷却装置。

【請求項 2】

前記第 2 底部ポートは、Pトラップを介して前記油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器に接続されることを特徴とする請求項 1 に記載の冷却装置。

【請求項 3】

前記相変化液体は共晶材料であることを特徴とする請求項 1 に記載の冷却装置。

【請求項 4】

前記相変化液体は水であることを特徴とする請求項 1 に記載の冷却装置。

【請求項 5】

前記冷媒管理ユニット内に液体冷媒ポンプをさらに備えることを特徴とする請求項 1 に記載の冷却装置。 10

【請求項 6】

前記総合冷媒管理容器の前記排出口連結部と前記油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器との間に配置され、それらに接続される第 1 調整抽気装置をさらに備えることを特徴とする請求項 1 に記載の冷却装置。

【請求項 7】

前記第 1 調整抽気装置は油戻しキャピラリであることを特徴とする請求項 6 に記載の冷却装置。

【請求項 8】

前記総合冷媒管理容器の前記注入口連結部と前記油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器との間に配置され、それらに接続される第 2 調整抽気装置を備えることを特徴とする請求項 1 に記載の冷却装置。 20

【請求項 9】

前記第 1 調整抽気装置は排気キャピラリであることを特徴とする請求項 8 に記載の冷却装置。

【請求項 10】

前記蓄熱交換器は、前記相変化液体を排出するための経路を形成する受動的排出管をさらに備えることを特徴とする請求項 1 に記載の冷却装置。

【請求項 11】

前記蓄熱交換器は、前記相変化液体に対して熱交換を行うための受動的排出フィンをさらに備えることを特徴とする請求項 1 に記載の冷却装置。 30

【請求項 12】

前記負荷熱交換器は少なくとも 1 つのミニスプリット蒸発器であることを特徴とする請求項 1 に記載の冷却装置。

【請求項 13】

コンプレッサおよびコンデンサを備えた凝縮ユニットと、  
少なくとも 1 つの熱伝導性部材によって互いに接続された下部回収ヘッダおよび上部回収ヘッダを備えた蓄熱交換器を含み、少なくとも一部が相変化液体で充填された絶縁タンクを備えた蓄熱ユニットと、

負荷熱交換器と、 40

前記凝縮ユニット、前記蓄熱ユニットおよび前記負荷熱交換器に接続された冷却管理ユニットと、

前記冷却管理ユニット内の総合冷媒管理容器と、

前記総合冷媒管理容器および前記負荷熱交換器に接続されて前記負荷熱交換器への冷媒供給を調節するソレノイドバルブと、

前記冷却管理ユニットと連動して冷却装置の制御動作を調整する冷媒管理制御装置と、

前記コンデンサからの冷媒を受ける油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器と、

前記油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器からの冷媒を受ける混合相調節器とを備え、

前記総合冷媒管理容器は、

冷媒を前記凝縮ユニットへ戻す排出口連結部と、 50

前記負荷熱交換器、前記混合相調節器、および前記蓄熱交換器の前記上部回収ヘッダからの冷媒を受ける注入口連結部と、

前記蓄熱交換器の下部回収ヘッダへの二方向冷媒フローを形成する第1底部ポートと、  
前記油蒸留器／冷媒サージ容器兼用器に接続された第2底部ポートとを含むことを特徴とする冷却装置。

【請求項14】

冷却装置は、

コンプレッサおよびコンデンサを備えた凝縮ユニットと、

少なくとも1つの熱伝導性部材によって互いに接続された下部回収ヘッダおよび上部回収ヘッダを備えた蓄熱交換器を含み、少なくとも一部が相変化液体で充填された絶縁タンクを備えた蓄熱ユニットと、

負荷熱交換器と、

前記凝縮ユニット、前記蓄熱ユニットおよび前記負荷熱交換器に接続された冷却管理ユニットと、

前記冷却管理ユニット内の総合冷媒管理容器と、

前記総合冷媒管理容器および前記負荷熱交換器に接続されて前記負荷熱交換器への冷媒供給を調節するソレノイドバルブと、

前記冷却管理ユニットと連動して冷却装置の制御動作を調整する冷媒管理制御装置と、

前記コンデンサからの冷媒を受ける油蒸留器／冷媒サージ容器兼用器と、

前記油蒸留器／冷媒サージ容器兼用器からの冷媒を受ける混合相調節器とを備え、

前記総合冷媒管理容器は、

冷媒を前記凝縮ユニットへ戻す排出口連結部と、

前記負荷熱交換器、前記混合相調節器、および前記蓄熱交換器の前記上部回収ヘッダからの冷媒を受ける注入口連結部と、

前記蓄熱交換器の下部回収ヘッダへの二方向冷媒フローを形成する第1底部ポートと、

前記油蒸留器／冷媒サージ容器兼用器に接続された第2底部ポートとを含んでおり、

第1の期間において冷媒を凝縮ユニットで凝縮して第1凝縮冷媒を生成する工程と、

前記第1凝縮冷媒の少なくとも一部を少なくとも一部が相変化液体で充填されたタンク内の蒸発ユニットに供給する工程と、

前記第1の期間において前記第1凝縮冷媒を前記蒸発ユニット内で蒸発させることによって多量の前記相変化液体を前記タンク内で凍結させて氷を生成し、第1膨張冷媒を生成する工程と、

前記第1膨張冷媒の少なくとも一部を前記凝縮ユニットに戻す工程と、

第2の期間において、第2膨張冷媒を前記氷塊中の前記蒸発ユニットへ循環させて前記第2膨張冷媒を凝縮し、第2凝縮冷媒を生成する工程と、

前記第2凝縮冷媒の少なくとも一部を前記総合冷媒管理容器から負荷熱交換器へ循環させる工程と、

前記負荷熱交換器内の前記第2凝縮冷媒を膨張させて前記第2の期間中に前記冷却を行うことにより、前記第2膨張冷媒を追加生成する工程と、

外部環境データを利用する冷媒管理制御装置を用いて前記冷却装置の動作を制御する工程とを含むことを特徴とする冷却装置を用いた冷却方法。

【請求項15】

前記第2凝縮冷媒の少なくとも一部を負荷熱交換器へ循環させる工程は、液体冷媒ポンプを用いて行われることを特徴とする請求項14に記載の方法。

【請求項16】

前記冷媒管理制御装置と連動して環境センサを使用することにより前記外部環境データをリアルタイムで生成する工程をさらに備えることを特徴とする請求項14に記載の方法。

【請求項17】

予測されたデータをもとに前記外部環境データを生成する工程をさらに備えることを特

10

20

30

40

50

徴とする請求項 1 4 に記載の方法。

【請求項 1 8】

履歴データをもとに前記外部環境データを生成する工程をさらに備えることを特徴とする請求項 1 4 に記載の方法。

【請求項 1 9】

請求項 1 4 において、

前記冷媒管理制御装置との通信によって前記冷却装置とのデータ送受信を行う工程をさらに備えることを特徴とする冷却装置を用いた冷却方法。

【請求項 2 0】

前記冷媒管理制御装置との遠隔通信によって前記冷却装置の動作を制御する工程をさらに備えることを特徴とする請求項 1 4 に記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

本発明は、2 0 0 3 年 1 0 月 1 5 日に提出された米国予備出願第 6 0 / 5 1 1 , 9 5 2 号「冷媒を用いた高性能蓄熱冷却システム」に基づき、その利益を主張するものである。その開示内容は全てここに引用として参照する。

【0 0 0 2】

本発明は蓄積エネルギーを氷として供給するシステム、特に電力需要ピーク時に冷却を行うための氷蓄熱システムに関する。

【背景技術】

【0 0 0 3】

ピーク時の電力消費需要が増加する中で、氷蓄熱は空調電力負荷をオフピーク時間帯および割引帯にシフトするために利用されてきた環境に優しい方法である。ピーク時間帯からオフピーク時間帯への負荷シフトだけでなく、空調ユニットの容量および効率の向上もまた必要とされている。蓄熱システムを備えた現行の空調ユニットは、大規模商業用建物においてしか実用的ではない水冷機に頼っているといた欠点があるため、その成果には限界があり、効率の向上は困難である。大規模および小規模商業用建物において熱エネルギー蓄積の利点を実用化するためには、熱エネルギー蓄積システムの製造および設計に費やすコストを最小限に抑えること、変動する動作条件下で最大効率を維持すること、冷媒管理構造の簡素化を図ること、ならびに種々の冷却または空調用途に対する汎用性を保つことが要求される。

【0 0 0 4】

蓄積エネルギー供給システムは、ともに H a r r y F i s c h e r による米国特許第 4 , 7 3 5 , 0 6 4 号および第 4 , 9 1 6 , 9 1 6 号、ならびに F i s c h e r らによる米国特許第 5 , 6 4 7 , 2 2 5 号においてすでに検討されている。これらの特許はすべて氷蓄熱を利用して空調負荷をオンピーク電気料金帯からオフピーク電気料金帯へシフトさせることによって経済的効果を生む。これらの教示および開示内容はすべてここに引用として参照する。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0 0 0 5】

本発明は、冷媒を用いて蓄熱および冷却を行う効率的な冷却装置を提供することにより、先行技術における不都合および限界を克服するものである。本システムは凝縮ユニットに接続されて第 1 の期間でエネルギー容量を蓄積し、第 2 の期間でその蓄積されたエネルギーから冷却を行う。いずれの期間においても、本システムにおいて要求されるエネルギーは極めて小さく、任意の冷媒ポンプを使用することにより、第 1 の期間でシステムを稼働させるのに必要なエネルギー量のごく一部だけで、第 2 の期間でシステムを稼働させることができる。

【課題を解決するための手段】

## 【 0 0 0 6 】

したがって、本発明の一実施形態は、コンプレッサおよびコンデンサを備えた凝縮ユニットと、少なくとも1つの熱伝導性部材によって互いに接続された下部回収ヘッダおよび上部回収ヘッダを備えた蓄熱交換器を含み、少なくとも一部が相変化液体で充填された絶縁タンクを備えた蓄熱ユニットと、負荷熱交換器と、前記凝縮ユニット、前記蓄熱ユニットおよび前記負荷熱交換器に接続された冷却管理ユニットと、前記冷却管理ユニット内の総合冷媒管理容器と、前記総合冷媒管理容器および前記負荷熱交換器に接続されて前記負荷熱交換器への冷媒供給を調節するソレノイドバルブと、前記コンデンサからの冷媒を受ける油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器と、前記油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器からの冷媒を受ける混合相調節器とを備え、前記総合冷媒管理容器は、冷媒を前記凝縮ユニットへ戻す排出口連結部と、前記負荷熱交換器、前記混合相調節器、および前記蓄熱交換器の前記上部回収ヘッダからの冷媒を受ける注入口連結部と、前記蓄熱交換器の下部回収ヘッダへの二方向冷媒フローを形成する第1底部ポートと、前記油蒸留器 / 冷媒サージ容器兼用器に接続された第2底部ポートとを含むことを特徴とする冷却装置を構成する。

10

## 【 0 0 0 7 】

またさらに、本発明の一実施形態は、第1の期間において冷媒を凝縮ユニットで凝縮して第1凝縮冷媒を生成する工程と、前記第1凝縮冷媒の少なくとも一部を少なくとも一部が相変化液体で充填されたタンク内の蒸発ユニットに供給する工程と、前記第1の期間において前記第1凝縮冷媒を前記蒸発ユニット内で蒸発させることによって多量の前記相変化液体を前記タンク内で凍結させて氷を生成し、第1膨張冷媒を生成する工程と、前記第1膨張冷媒の少なくとも一部を前記凝縮ユニットに戻す工程と、第2の期間において、第2膨張冷媒を前記氷塊中の前記蒸発ユニットへ循環させて前記第2膨張冷媒を凝縮し、第2凝縮冷媒を生成する工程と、前記第2凝縮冷媒の少なくとも一部を総合冷媒管理容器から負荷熱交換器へ循環させる工程と、前記負荷熱交換器内の前記第2凝縮冷媒を膨張させて前記第2の期間中に前記冷却を行うことにより、前記第2膨張冷媒を追加生成する工程と、外部環境データを利用する冷媒管理制御装置を用いて前記冷却装置の動作を制御する工程とを含むことを特徴とする冷却装置を用いた冷却方法を構成する。

20

## 【 発明の効果 】

## 【 0 0 0 8 】

開示された実施形態によれば、電気事業会社が最も効率的な設備を使用する、需要量の少ない通常は夜間の時間帯であるオフピーク時にその会社の電力を利用するという利点が提案される。例えば、一般的に水流駆動の高性能発電機は、キロワット時 ( K W H ) 約 8 , 9 0 0 B T U の熱量を発生させる。対照的に、ガスタービンのようなピーク時向けの高容量発電機は同等の K W H 電力を発生するのに 1 4 , 0 0 0 B T U もの熱量を発生させる。また、夜間は送電線の温度が低下するため、エネルギーを効率よく使用できる。さらに、空冷式空調システムでは、夜間運転によって凝縮ユニットの温度が低下するので、効率が向上する。

30

## 【 0 0 0 9 】

ここに開示する冷媒を用いた蓄熱冷却システムは、高効率で動作するという利点を有し、オフピーク時の発電効率およびオフピーク時のコンプレッサを用いた冷媒冷却効率の向上、ならびに各動作ユニットの全エネルギー消費量の純減を達成しつつ、重大な全エネルギー損失を起こさずに電力使用をシフトさせる総合的なシステムを提供する。

40

## 【 発明を実施するための最良の形態 】

## 【 0 0 1 0 】

本発明は様々な形の実施形態を含み得るが、その具体的な実施形態を図面に基づいてここに詳細に説明する。本開示は発明の原理を例示するものに過ぎず、以下の具体的な実施形態に限定されるものではない。

## 【 0 0 1 1 】

図1に高性能冷媒冷蔵冷却システムの実施形態を示す。ここに記載する実施形態では、付加的な構成要素を最小限に抑え、凝縮ユニットが蓄熱を行うために使用するエネルギー

50

以上のエネルギーをほぼ使用しない。冷媒冷蔵システムの構成は、各種の用途に使用できるように汎用性をもって設計されている。本実施形態では、蓄積エネルギーを利用して大規模商業用途用の冷水を提供するか、あるいは複数の蒸発器に対して直接冷媒空調を行う。この構成においては複数の動作モードが採用されている。また、任意の構成要素を追加することが可能であり、最大効率でエネルギーを蓄積および放出することを可能にするスマートコントロール (smart control) を組み込むこともできる。本システムは凝縮ユニットに接続されて第 1 の期間で冷却エネルギーを蓄積し、第 2 の期間でその蓄積されたエネルギーを利用して冷却を行う。また、凝縮ユニットおよび冷媒冷蔵システムの両方を同時に動作させて第 3 の期間で冷却を行うこともできる。

#### 【 0 0 1 2 】

10

図 1 に示すように、冷媒を用いた高性能蓄熱冷却システムの実施形態を本システムに内蔵された 4 つの主要な構成要素とともに説明する。空調ユニット 1 0 2 は従来の凝縮ユニットであり、コンプレッサ 1 1 0 およびコンデンサ 1 1 1 を用いて高圧液体供給ライン 1 1 2 を介して冷却管理ユニット 1 0 4 へと送られる高圧液体冷媒を生成する。冷却管理ユニット 1 0 4 は、製氷コイル 1 4 2 を有し、水またはその他の共晶材料等の相変化液体が入った絶縁タンク 1 4 0 を含む蓄熱ユニット 1 0 6 に接続されている。空調ユニット 1 0 2、冷却管理ユニット 1 0 4 および蓄熱アセンブリ 1 0 6 は、負荷熱交換器 1 0 8 (室内冷却コイルアセンブリ) に対して効率的な冷却を行うように連携して作動することにより、本システムの主要な動作モードの機能を実行する。

#### 【 0 0 1 3 】

20

さらに図 1 に示すように、コンプレッサ 1 1 0 は、高圧液体供給ライン 1 1 2 を介して冷却管理ユニット 1 0 4 へと送られる高圧液体冷媒を生成する。高圧液体供給ライン 1 1 2 は分岐されており、油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 および圧力作動スライドバルブ 1 1 8 に供給を行う。油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 は低圧冷媒中の油を濃縮し、それを乾式吸引戻り管 (dry suction return) 1 1 4 を介してコンプレッサ 1 1 0 に戻すために用いられる。油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 がないと、油が蓄積容器内に残存するので、コンプレッサ 1 1 0 が油不足によって最終的に停止し、熱交換器の効果が汚損によって弱められてしまう。蒸気は油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 上部まで上昇し、排気キャピラリ 1 2 8 から排出され、湿式吸引戻り管 (wet suction return) 1 2 4 へと再導入される。これは熱交換器からの蒸気フローを油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 内で好ましい方向に促すために行われる。排気キャピラリ 1 2 8 または類似の調整抽気装置の長さを利用して油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 内の圧力、ひいては沸騰速度およびシステム内の冷媒量が制御される。圧力作動スライドバルブ 1 1 8 は、冷媒管理システム 1 0 4 のその他の部分を通らずに高圧液体冷媒を二次的に液体冷媒ポンプ 1 2 0 へ供給し、負荷ユニット 1 0 8 への直接供給を行う。

30

#### 【 0 0 1 4 】

システムが作動すると、液体冷媒ポンプ 1 2 0 は、蓄熱冷却システムの負荷部 1 0 8 内の負荷熱交換器 1 2 2 の蒸発器コイルに液体冷媒を供給する。低圧冷媒は、負荷熱交換器 1 2 2 の蒸発器コイルから湿式吸引戻り管 1 2 4 を介して蓄積装置または総合冷媒管理容器 (URMV) 1 4 6 および製氷 / 排水コイル 1 4 2 からなる内部熱交換器に戻される。低圧蒸気は URMV 1 4 6 の上部から排出され、油戻しキャピラリ 1 4 8 を介して油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 の底部から流れる蒸留油を多く含む冷媒とともに、乾式吸引戻り管 1 1 4 を介して空調ユニット 1 0 2 へ戻される。油戻しキャピラリ 1 4 8 は、油がシステムに再導入される速度を制御する。油を多く含む液体冷媒は P - トラップ 1 5 0 を通過する。これにより、不要な冷媒経路が排除 (ブロック) され、油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 が空になる。

40

#### 【 0 0 1 5 】

湿式吸引戻り管 1 2 4 は、URMV 1 4 6 に接続されるよりも先に分岐器 1 3 0 に接続されている。分岐器は、混合相調節器 1 3 2 (TRVT) からの低圧冷媒を供給する。混合相調節器 1 3 2 は、コンデンサ 1 1 1 内に十分な量の液体が蓄積されている時にのみ開

50

口して混合相冷媒を放出するバルブ（オリフィス）を有することにより、システム内の冷媒フローを調節する。このように、本システムを駆動させるコンプレッサ１１０は、冷却負荷に見合った高圧冷媒を供給するために作動させるだけでよい。混合相調節器１３２は蒸気がシステムの低圧側（熱負荷部）に流れ込むことを防止し、蒸気が実質的にコンプレッサ１１０からＵＲＭＶ１４６へ供給されないようにする。その一方で、必要な圧力をコンデンサ圧力から蒸発器飽和圧力にまで降下させる。この結果、システムの全体効率が向上し、冷媒管理ユニットの液体過剰供給特性が簡素化される。

#### 【００１６】

絶縁タンク１４０は、製氷／排水兼用コイル１４２（表面的には幾何学的に設計されたらせんコイル）を有する。このコイルは自然循環および液体冷媒排出を行うように配置されており、上側が上部ヘッダアセンブリ１５４に、下側が下部ヘッダアセンブリ１５６に接続されている。上部ヘッダアセンブリ１５４は絶縁タンク１４０から外側に冷却管理ユニット１０４まで延びている。冷媒が製氷／排水コイル１４２およびヘッダアセンブリ１５４および１５６を流れると、第１の期間においてコイルは蒸発器として機能し、絶縁タンク１４０内の流体１５２は固体化する。製氷／排水コイル１４２ならびにヘッダアセンブリ１５４および１５６は冷媒回路の低圧側に接続され、自然循環またはポンプ循環および液体冷媒排出を行うように配置されている。第２の期間において、暖気相冷媒が製氷／排水コイル１４２ならびにヘッダアセンブリ１５４および１５６を循環して氷１５２を融解することにより、冷媒凝縮機能が実行される。

#### 【００１７】

一実施形態において、本システムに使用する絶縁タンク１４０は、ロトモールド法で成形された二重壁構造プラスチックタンクであり、タンクの蓋部、壁部および底部における絶縁値はＲ１３からＲ３５である。本システムは通常、蓄放熱サイクルを週単位ではなく毎日実施するので、絶縁値をさらに高くしても全体性能が有意に向上するわけではない。絶縁タンク１４０には、外付け冷媒管理構成要素のための接続点があり、冷媒配管の出口を形成する。タンクは水または共晶材料で充填され、流体膨張中に流体の水位を維持するための排水管を備える。

#### 【００１８】

冷媒管理ユニット１０４の中心となる装置は総合冷媒管理容器すなわちＵＲＭＶ１４６と呼ばれる蓄積容器である。ＵＲＭＶ１４６は冷媒回路の低圧側にあっていくつかの機能を実行する。ＵＲＭＶ１４６は冷媒蓄熱期間および冷却期間において液体冷媒と冷媒蒸気とを分離する。ＵＲＭＶ１４６は冷媒蓄熱期間において液体冷媒を円柱状に形成し、絶縁タンク１４０内の製氷／排水コイル１４２を通る自然循環を維持する。ＵＲＭＶ１４６はまた蒸気分離容器でもあり、冷媒蓄積を行う。空調ユニット１０２のコンプレッサ１１０へ通じる乾式吸引戻り管１１４は、蓄熱期間においてＵＲＭＶ容器１４０上部の排出口によって形成される。乾式吸入戻り管１１４は、液体冷媒がコンプレッサへ戻るのを防止するように配置される。湿式吸入戻り管１２４は、冷媒蓄熱システムが冷却を行う間、ＵＲＭＶ１４６上部の入口から蒸発器（負荷熱交換器１２２）に接続するように設けられる。

#### 【００１９】

第１の期間は、冷媒蓄熱期間すなわち氷にエネルギーを蓄積する期間である。コンプレッサ１１０の出力は、高圧液体（ＨＰＬ）に凝縮された高圧冷媒蒸気である。冷媒ポンプ１２０出口のバルブ（図示せず）は通電されて負荷ユニット１０８との接続を閉じる。高圧液体は、もう１つの冷媒容器すなわち冷媒システムの下側に接続されている油蒸留器／サージ容器兼用器１１６内で低圧液体冷媒に囲まれている。

#### 【００２０】

第１の期間（蓄熱期間）中、油蒸留器／サージ容器１１６は油蒸留器であり、冷却期間中は冷媒サージ容器として機能する。蓄熱期間において、空調ユニット１０２からの高圧液体冷媒が流れる内部熱交換器は、一部を除くほとんどの低圧液体溶媒が油蒸留器／サージ容器１１６に入ることを防止する。該容器内の冷媒は２つのキャピラリ管によって定められた速度で沸騰する。１つは油蒸留器／サージ容器１１６中の冷媒水位を制御する排気

10

20

30

40

50

キャピラリ 1 2 8 である。もう 1 つは油を多く含む冷媒を所定の速度で空調ユニット 1 0 2 内のコンプレッサ 1 1 0 へ戻す油戻しキャピラリ 1 4 8 である。U R M V 1 4 6 において円柱状となる液体冷媒は重力の作用を受ける。油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 を円柱状 U R M V 1 4 6 の底部近傍に配置させることにより、油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 への液体冷媒供給フローが一定に維持される。この容器は蒸気が U R M V 1 4 6 または液体冷媒ポンプ 1 2 0 に入るのを防ぐための P - トラップ 1 5 0 を備えた低压液体供給ライン 1 4 4 に接続されている。サージ機能により、冷却期間において過剰の冷媒が絶縁タンク 1 4 0 内の製氷 / 排水コイル 1 4 2 から排出され、冷媒を凝縮するための表面積が最大に維持される。油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 の物理的配置は、蒸留器およびサージ容器としての性能を左右する一要因である。この油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 はさらに、コンプレッサ 1 1 0 に戻されるべき冷媒とともに移動する油を戻すための経路を形成する。油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 から排出されるわずかにサブクーリングされた（冷媒の気相 - 液相温度より低温）高压液体冷媒は、圧力降下を生じさせる混合相調節器 1 3 2（熱力学的冷媒蒸気トラップ）を通過する。

10

#### 【 0 0 2 1 】

上記のように、冷媒管理ユニット 1 0 4 には空調ユニットから高压液体供給ライン 1 1 2 を介して高压液体冷媒が送られる。高压液体冷媒は油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 内の熱交換器を通過してサブクーリングされ、冷媒圧降下が生じる混合相調節器 1 3 2 へと流れる。混合相調節器 1 3 2 を使用することにより、液体冷媒圧力降下に加えて各種の好ましい機能がもたらされる。蓄熱期間において混合相調節器 1 3 2 を通過する大量の冷媒が、製氷コイル 1 4 2 での冷媒沸騰速度と整合する。これによって冷媒水位の制御が不要となる。混合相調節器 1 3 2 は、サブクーリングされた液体冷媒を通過させるが、入口で蒸気（またはサブクーリングが不十分な液体）を感知すると閉鎖する。混合相調節器 1 3 2 の開閉による冷媒のパルス作用は、閉鎖された円柱内に定在波を生じさせるため、液体冷媒に対してハンマー効果をもたらす。これにより、蓄熱期間において製氷コイル 1 4 2 内の液体冷媒が攪拌されて熱交換が向上し、液相冷媒および気相冷媒の分離が促進される。混合相調節器 1 3 2 は U R M V 1 4 6 と連動して空調ユニット 1 0 2 から液体冷媒を排出させ、その表面積を凝縮に利用できる状態にする。混合相調節器 1 3 2 により、空冷式凝縮ユニットの押圧が周囲温度と共に変動可能になる。本システムにおいては、直接膨張式冷却装置に接続される大多数の凝縮ユニットにとって必須である過熱およびサブクーリング回路は不要である。

20

30

#### 【 0 0 2 2 】

混合相調節器 1 3 2 を調整することにより、冷媒蓄熱冷却システムは標準的な 4 段階手法（four-degree approach）で製氷を行う。混合相調節器 1 3 2 から排出された低压液体冷媒は分岐器 1 3 0 を通過して U R M V 1 4 6 への入口と製氷コイル 1 4 2 の上部ヘッダアセンブリ 1 5 4 との間に位置するエゼクタ（または注入ノズル）へ到達し、冷媒の自然循環を促進する。分岐器 1 3 0 は液体冷媒の圧力および流量を低減させる。冷媒蓄熱期間において、エゼクタは冷媒が分岐器 1 3 0 から排出される際に圧力降下を生じさせる。これにより、製氷コイル 1 4 2 内での冷媒循環速度が増し、システム性能が向上する。

#### 【 0 0 2 3 】

40

混合相調節器 1 3 2 はまた、U R M V 1 4 6 の定圧を維持することにより蒸発器の負荷に応じて冷媒流量を変化させる。これにより、凝縮圧が周囲温度とともに変動する。周囲温度が低下すると、コンプレッサ 1 1 0 の押圧が低下する。混合相調節器 1 3 2 は液体冷媒を通過させるが、蒸気を感知するとそれを遮断する。つまり二相混合物を「トラップ」に保留する。混合相調節器は液体（濃縮されている）を通過させるが、低密度ガスが通過すると閉じられる。蒸気はコンデンサ 1 1 1 まで戻され、さらに凝縮されて液体になる。混合相調節器 1 3 2 は自動調節型（いったん較正されれば）であり、寄生損（断熱膨張）を生じない。また、混合相調節器 1 3 2 は蒸気を液体から取り除き、低压側にパルス作用をもたらすことによって熱交換器のコイル内での熱交換効率を向上させる。上記のように、混合相調節器 1 3 2 は低压液体を通過させるために開放され、高压側で蒸気を閉じ込め

50

て調節器の低圧側でパルス作用を発生させるために閉鎖される。このパルス作用は沸騰段階で分岐回路の内壁をさらに湿らせるため、熱交換が促進される。

【 0 0 2 4 】

低圧液体は U R M V 1 4 6 に入り、液体成分と蒸気成分とに分離される。液体成分は U R M V 1 4 6 を所定の水位まで満たし、蒸気成分は空調ユニット 1 0 2 のコンプレッサへ戻される。通常の直接膨張式冷却システムでは、蒸気成分はシステム全体を循環するため、効率が低下する。本実施形態では、蒸気成分は即座にコンプレッサ 1 1 0 へ戻される。U R M V 1 4 6 内において円柱状となる液体冷媒は重力の作用を受け、蓄熱期間において 2 つの経路を有する。1 つは油蒸留器 / サージ容器 1 1 6 へ続く経路であって、流出速度はキャピラリ管 1 2 8 および 1 4 8 によって調整される。円柱状液体冷媒のもう 1 つの経路は製氷コイル 1 4 2 および上部ヘッダアセンブリ 1 5 4 を介して下部ヘッダアセンブリ 1 5 6 へと続き、U R M V 1 4 6 を通過してコンプレッサ 1 1 0 へ戻る経路である。このような自然循環により、タンクが水等の相変化流体で充填された時にエネルギーが氷の状態に蓄積される。U R M V 1 4 6 内の円柱状液体冷媒は、冷媒が蒸気になるにつれて製氷コイル 1 4 2 中で低密度になっていく。この差によって自然循環が維持される。冷媒は、まず蒸気となり、その後蓄積サイクルにおいて液体および蒸気となり、そして U R M V 1 4 6 に戻される。液体は再び円柱状となり、蒸気は空調ユニット 1 0 2 のコンプレッサ 1 1 0 に戻される。製氷は自然循環によって均一かつ確実に行われる。製氷コイル 1 4 2 のうちの 1 つがより多くの氷を製造すると、その熱流速度が低下する。そうすると、その隣のコイルが同等の熱流速度になるまでより多くの冷媒を受け取ることになる。

【 0 0 2 5 】

製氷コイル 1 4 2 の構成により、製氷蓄積期間においてコンプレッサ吸引圧を高く保つための製氷パターンが作成される。蓄熱期間の最終段階において、急速製氷が行われ、吸引圧が劇的に降下する。これはフル蓄熱を意味し、調節可能な冷媒圧スイッチによって凝縮ユニットが自動的に停止される。

【 0 0 2 6 】

蓄熱期間中に空調ユニットが ON されると、高圧液体冷媒の作用により、圧力作動スライドバルブのスライド (ピストン) が負荷熱交換器 1 2 2 への冷媒の自由流動を遮断する。蓄熱システムが十分に蓄熱され、空調ユニット 1 0 2 が停止すると、混合相調節器 1 3 2 が速やかに冷媒システムの圧力を均一化する。高圧液体がスライドを閉方向に押圧しなくなると、バネによってスライドが開位置に戻され、冷媒が無制限に負荷熱交換器 1 2 2 へと流れる。一実施形態において、負荷熱交換器 1 2 2 は蓄熱システムの下側に配置される。冷媒は重力を受けて滴液式に蒸発器へと流れ、熱サイホンとして動作する。

【 0 0 2 7 】

要約すると、タンクが水で満たされて冷媒がコイルを循環するとき、第 1 の期間においてコイルは蒸発器として作用し、製氷および蓄熱を行う。第 2 の期間では、冷媒はコイルを循環して氷を融解し、冷媒凝縮機能を実行する。この蓄熱および放熱の原理体系は、アイス・オン・コイル、内部融解として公知である。各期間はそれぞれエンドユーザ、電力会社あるいはシステムに内蔵または付属の任意のスマートコントロールによって決定される。

【 0 0 2 8 】

図 2 に複数の蒸発器 ( 欧州および極東地域において周知のミニスプリットシステムを含む ) を有する空調用に構成された高性能冷媒冷蔵冷却システムの実施形態を示す。図 2 に示すように、本冷媒冷蔵冷却システムには各種の効果的なオプションを追加することが可能である。先に述べたように、冷媒管理ユニット 1 0 4 内の液体冷媒ポンプ 1 2 0 は、本実施形態ではミニスプリット蒸発器 1 6 0 として図示される負荷に冷媒を循環させるように圧力作動スライドバルブ 1 1 8 の下流側に追加することができる。ミニスプリット蒸発器 1 6 0 の熱交換器のコイルには液体過剰供給技術によって冷媒が直接供給される。湿式吸引戻りライン 1 2 4 では、液体と蒸気の両方が蓄熱ユニット 1 0 6 へ戻される。蒸気は氷 1 5 2 内の放電コイル 1 4 2 によって凝縮され、液体冷媒は液体冷媒ポンプ 1 2 0 の入

口へと戻される。蓄熱期間において使用可能であった過剰の冷媒は油蒸留器 / サージ容器 116 に蓄積される。図 2 に圧力作動スライドバルブとともに示される冷媒経路のオプションにより、空調ユニット 102 および蓄熱ユニット 106 の両方が負荷ユニット 108 のミニスプリット蒸発器 160 のための凝縮を行うことになる。これは「Push」モードと呼ばれるもので、第 3 の期間において動作する。

#### 【0029】

製氷 / 排水コイル 142 を構成する複数のコイルは、製氷 / 排水コイル 142 と物理的に接触し、氷の境界外に水を排出するための経路を形成する受動的排出管 164 を備えた受動的排水システムを有していてもよい。これらの受動的排出管 164 は、コイル間の適当な間隔を維持する支柱とともに輸送中にコイルを機械的に保護する。任意のエアーブロー、送水ポンプ、攪拌器、循環器等を組み込んでいずれの方向のフローを促進する流体を積極的に排出することができる。流体 / 氷 152 間の排出および熱交換をさらに行うために、受動的排出フィン 162 を上部ヘッダアセンブリ 154、下部ヘッダアセンブリ 156 または蓄熱ユニット 106 内のその他の熱交換面で用いてもよい。

#### 【0030】

前記複数のコイルはさらに、コイルと物理的に接触し、氷の境界外に水を排出するための経路を形成する管を備えた受動的排水システムを有していてもよい。これらの管は、コイル間の適当な間隔を維持する支柱とともに輸送中にコイルを機械的に保護する。任意のエアーブロー、送水ポンプ、攪拌器、循環器等を組み込んでいずれの方向のフローを促進する流体を積極的に排出することができる。

#### 【0031】

図 3 は 3 つの期間およびモードで作動する高性能冷媒冷蔵冷却システムの実施形態の構成要素の状態を示す表である。図 3 に示すように、3 つの期間およびモードにおける空調ユニット 102、油蒸留器 / サージ容器 116、製氷 / 排水コイル 142 および圧力作動スライドバルブ 118 の状態がそれぞれ記載されている。例えば、第 1 の期間における冷媒冷蔵モード中、空調ユニット 102 は ON 状態であり、油蒸留器 / サージ容器 116 は油蒸留器として作動し、製氷 / 排水コイル 142 は下から上へ流れる冷媒を用いて製氷を行い、圧力作動スライドバルブ 118 は閉状態となっている。

#### 【0032】

この製氷（蓄熱）サイクル中、空調ユニット 102 はシステムに高温液体冷媒を供給する。循環路は、コンデンサ 111 からの高圧液体から始まって冷媒を低圧液体に変える混合相調節器 132（フロート）を通過し、URMV 146 に流れ込む経路をたどる。本システムでは、低温液体は蓄熱ユニット 106 の熱交換器の下部ヘッダアセンブリ 156 に供給され、そこで絶縁タンク 140 内の水のほとんどが徐々に凍結される。気相冷媒は上部ヘッダアセンブリから排出されて URMV 146 へ戻る。残った液体は URMV 146 底部へ落下し、製氷 / 排水コイル 142 を通って再び循環する。得られた「乾燥」低圧蒸気は URMV 146 から排出され、サイクルが再開する。

#### 【0033】

第 2 の期間における冷却モード中、つまり冷却または氷融解（放熱）サイクルでは、空調ユニット 102 が OFF 状態であり、油蒸留器 / サージ容器 116 はサージ容器として作動し、製氷 / 排水コイル 142 は上から下へ流れる冷媒を用いて凝縮を行い、冷媒ポンプ 120 および圧力作動スライドバルブ 118 は開状態となっている。

#### 【0034】

ピークエネルギー時、システムに接続された空調ユニット 102 は OFF され、システムは製氷サイクルで製造された氷を排出する。システムは氷によるエネルギーシンクを放出して冷却を行う。開示された実施形態においては、システムモジュールによる 2 つの冷却サイクル方法すなわち負荷シフトと負荷平準化がある。負荷シフトでは単一冷却回路、つまり通常の蒸発器コイルに接続されて顕熱冷却および潜熱冷却の両方を行うシステムを用いる。負荷平準化モードでは、2 つの別々の冷却回路、つまり顕熱冷却（循環空気から熱を除去）を行うための顕熱蒸発器回路と、潜熱冷却（湿度除去）を行うための別の氷蒸

10

20

30

40

50

発器とを用いて冷却を行う。通常の空調ユニット 102 および大型の蒸発器コイル（負荷ユニット 108）が顕熱蒸発器回路を構成し、第 2 の蒸発器コイルおよび蓄熱ユニット 106 が氷蒸発器回路を構成する。負荷平準化システムのその他の実施形態においてこれらを逆にすることも可能である。

#### 【0035】

負荷シフトモードにおける冷却回路および負荷平準化モードにおける氷蒸発器回路は、どちらも蒸発器コイル（負荷ユニット 108）に接続されているという点で基本的に類似している。両者の違いは負荷シフトモードにおいて負荷ユニット 108 が顕熱冷却および潜熱冷却の両方を行うのに対し、負荷平準化モードでは負荷ユニット 108 が主に潜熱冷却を行うことである。このことにより、多様な構成において異なる機能を同一基本構造の

10

#### 【0036】

氷融解サイクルにおいて、冷媒ポンプ 120 は負荷ユニット 108 に冷媒を送るための駆動力となる。標準的な空調システムと比較して、このシステムの特異な点とは、屋内ユニット（エアハンドラーおよび負荷ユニット 108）と蓄熱ユニット 106 との間に 150 フィートもの距離があってもよいことである（通常は最大 80 フィート）。これは、油蒸留器 / サージ容器 116 が液体受容器として機能し、長いラインを横断するのに必要な追加の液体冷媒量を調節するからである。標準的な空調システムでは、そのような距離があると液体不足が起こり、性能が低下する。このことにより、開示されたシステムを通常のスプリット空調装置と比べてはるかに大きな建物に適用することが可能となる。

20

#### 【0037】

この類の冷却装置の主な用途としては、日中時の空調によるピーク電力需要の負荷シフトが挙げられる。夏期のピーク時における高電力需要を避けるため、主として 2 つの方法がある。1 つは負荷制限と呼ばれる方法であって、ピーク時にコンプレッサを停止して氷等の蓄積エネルギーを用いて冷却を行う方法である。もう 1 つは負荷平準化と呼ばれる方法であって、小型のコンプレッサを連続的に作動させる方法である。冷却需要が低い期間に熱的エネルギーを氷として蓄積する。需要が中程度の時には、小型コンプレッサユニットがその負荷要求に対応する。要求されたエネルギーを小型コンプレッサで供給しきれない高需要時は、氷を融解してシステム容量を補充することにより、その差を埋め合わせる。空調需要の低い間の製氷期間は、ピーク需要時の 3 時間または 10 時間と比較して、12 ~ 14 時間と長くしてもよい。

30

#### 【0038】

以下に負荷シフトモードおよび負荷平準化モードでの氷蒸発回路のための冷媒フローを説明する。氷融解（放熱）サイクルにおいて、蓄熱ユニット 106 の製氷 / 排水コイルはコンデンサとして作用し、負荷ユニット 108 からの気相冷媒を取り込んで凝縮する。低温液体冷媒（32 °F ~ 58 °F）は液体冷媒ポンプ 120 を介して負荷ユニット 108 へ循環する。負荷ユニット 108 が冷却管理ユニット 106 の下側であって十分に近いところにある場合には、このサイクルは完全な密度差をもって（熱サイホンとして）作動する。したがって、この場合には液体冷媒ポンプ 120 は不要となり、エネルギー消費が削減できる（システム効率が向上する）。この回路は低圧液体冷媒および気相冷媒のみを使用する。

40

#### 【0039】

氷蒸発回路での工程は、

1. URMV 146 から液体冷媒をポンプで排出させ、液体冷媒ポンプ 120 を介して負荷ユニット 108 へ導く。
2. 液体冷媒を負荷ユニット 108 で沸騰、蒸発させる。
3. 気体と液体の混合物を負荷ユニット 108 から湿式吸引戻り管 124 を介して URMV 146 へ戻す。
4. 液体冷媒が URMV 146 底部に落下する。
5. 気相冷媒のほとんどは URMV 146 に入らず、冷却サブユニット（コイル）内の凝

50

縮冷媒の吸引圧によって蓄熱ユニット106の熱交換器に入る。

6．気相冷媒は製氷／排水コイル142に入り、下部ヘッダアセンブリ156で液体に凝縮される。

7．液体冷媒は下部ヘッダアセンブリ156から排出されてURMV146底部に回収される。

8．サイクルが繰り返される。

#### 【0040】

負荷シフトモードでは、熱エネルギーユニット106のみが上記ピーク時においてエネルギーを使用する冷却システムとなる。したがって、エネルギー利用（最大100％）の大部分をその他のオフピーク時にシフトすることができる。負荷シフト機能の目的は、電力需要をオフピーク時にシフトすることである。空調ユニットが低周囲温度で稼働し、電力需要がピーク時からオフピーク時にシフトされるため、全体的な需要が低減され、効率が向上する。

#### 【0041】

負荷平準化モードでは、2つの別々の冷却回路を使用して冷却を行う。第1の回路はその他の冷却システムから供給されて顕熱冷却を行うことが好ましい。ここに開示される実施形態は第2の冷却回路である氷蒸発器回路の一部として使用される。開示されるシステムは、極めて効果的な潜熱冷却を行う。なぜならこれは最も標準的な空調システムと比較してはるかに低温（低圧）の冷媒を負荷ユニット108へ供給するからである。結果として得られる露点が低いため、空気中により多くの水分（潜熱エネルギー）が与えられる。負荷平準化モードでこのシステムを使用して潜熱冷却を行うことにより、顕熱冷却専用の空調システムのサイズを小さくすることができる。小型の空気処理システムを使用することも可能である。理想的なのは、第1コイルでの除湿（潜熱冷却）を排除し、第2コイルだけでそれを行うことである。第1冷却回路の効率を向上させ、本システムを利用して第2回路に冷却を供給することにより、ピーク需要が低減し、冷却需要に応じて全体効率が向上する（従来の単一空調システムと比較して）。

#### 【0042】

負荷平準化構造において、本システムは、冷却負荷が最小であるかまたはエネルギー管理システムによって設定されるピークの前後または冬期においても、ピーク電力需要をさらに小さくするように全冷却負荷を供給することができる。

#### 【0043】

最後に、期間3の「Push」モードでは、空調ユニット102はON状態であり、油蒸留器／サージ容器116は一体型油蒸留器・サージ容器として作動し、製氷／排水コイル142は上から下へ流れる冷媒を用いて凝縮を行い、冷媒ポンプ120および圧力作動スライドバルブ118は開状態である。「Push」モードでは、（製氷のための）システムに付随するコンプレッサ110が負荷ユニット108に対して直接冷却（製氷）を行う。これにより、氷を使い切った後に冷却を行う、ピーク時に（氷に加えて）さらに容量を追加する、いっそうのコスト削減のために後に氷を残しておくといったさまざまな効果をもたらされる。

#### 【0044】

製氷のタイミングは、例えばkWhあたりの価格といったエネルギーコストだけに対応するために計算される。しかしながら、この計算によって、全エネルギーコストに間接的に影響を及ぼす夜間の各時間帯におけるシステム効率に対応することもまた可能である。夜間の効率は周囲温度および天候条件によって異なる。夜間の温度は通常は統計データ（profile）（日の出直前が最も低い）に従うので、これを用いて製氷時間を最適化することができる。しかしながら、天気予報およびその他のフィードフォワード機構を用いて製氷時間を最適化することも可能である。製氷時間の最適化においてはノイズ、利便性、最大消費閾値等の各種制約および要因が考慮される。

#### 【0045】

製氷は、予測される冷却需要に応じて最適化することもできる。つまり、計算または基

10

20

30

40

50

準によって（次のサイクルまたはある一定の期間は）製氷の必要がないとされた時に製氷を行わないことは経済的に有益である。本システムは施設の冷却のためだけに構成される必要はなく、人間の快適性のために構成されていてもよい。本システムはどのような目的のためにも冷却を行うことができ、プロセス中の別の液体を冷却することもできる。得られる容量（速度）は、蒸発器または負荷ユニット 108 をバイパスして（例えば液体冷媒ポンプから）システムに出力の一部を直接供給するバルブを介して調節することができる。

#### 【0046】

本システムは凝縮によって十分な量の水を生じさせるので、蒸発のために絶縁タンク 140 に補充を行う必要がない。凝縮によって生じた過剰の水は氷上方から地面へ続くチューブを介して排出される。この経路がタンクへの高温空気フロー源となるのを防止するために水トラップまたはその他のバルブシステムをチューブに配してもよい。

#### 【0047】

絶縁タンク 140 内に形成された氷塊 152 は、（冷媒蒸発により）上から下へかつ各製氷／排水コイル 142 が設けられている内側部分から外側部分へ融解されるようになっている（コイルに接触している氷が先に融解される）。製氷／排水コイル 142 に接触している氷がすべて融解すると、氷ではなく水がコイルに接触することになるが、このコイル周辺の水の「層」は上部または下部でその流出を阻止してもよい。この水層はコイルから氷への伝熱率を低下させるが、効率および作動条件は水を層状に循環させることによって向上する。このフローを作用させるためには、2つの事柄を満たす必要がある。すなわち、各製氷／排水コイル 142 をたどる未凍領域（open water）から未凍領域までの完全な経路を形成することと、フローを促すための手段を設けることである。この経路を形成するには、受動的排出管 164（銅管等の熱導体）をコイルアセンブリの上下方向に並ぶように配置し、長手方向において各製氷／排水コイル 142 に物理的に結合させる。受動的排出管 164 は製氷領域を通過して未凍領域へと延出している。このような導体は複数追加してもよい。各導体はそれぞれ未凍領域から始まって各コイルの水層に結合する水の「層」を形成することにより、完全な経路を形成する。各コイル上部に受動的排出管 164 をさらに追加し、氷の最上部を通過する別の水層を形成する。この導体は異なる構成のものであってもよく、ヘッダから上方へ延びる4本の軸であってもよいし、各コイルアセンブリの全長にわたって設けられる薄型導体フィンであってもよい。この方法は、水面がタンク内側にあって、この水が完全に氷になった時に氷の上方に未凍領域が生じるように最適化される（氷の方が低密度なので水位は製氷時に実質的に上昇する。よって水位は最初からコイルアセンブリの上方にある必要はない）。水の経路を未凍領域から各コイル、さらに氷塊上部へ続くように設けたため、水流促進の問題は解消される。受動的および能動的な方法の両方が利用可能である。受動的な方法では温度および密度の成層化によって自然流を形成できる。能動的システムでは水泡をタンクまたは各コイルに導入するか、ポンプで送水して循環させることによってフローを促進することができる。

#### 【0048】

図4にソレノイドバルブ 166 を用いた冷蔵冷却システムとしての冷却装置の別の実施形態を示す。ソレノイドバルブ 166 は図1の圧力作動スライドバルブ 118 の代替として構成されるものであって、氷融解サイクル中に開放され、製氷サイクル中に閉鎖される。圧力作動スライドバルブを使用する際は、製氷サイクルにおいて、コンプレッサから放出される高圧液体供給ライン 112 の圧力が高く、圧力作動スライドバルブのバネの力を上回ってしまう。そうすると、バルブのピストンが液体冷媒ポンプ 120 への入口ラインを閉鎖する最遠位置に移動し、液体フローを妨げる。氷融解サイクルにおいては、高圧液体供給ライン 112 の圧力は低いので、ピストンは直近位置に位置している。この状況で、バルブ入口と出口の両方が開放され、冷媒は液体供給ポンプ 120 へ流れ込み、さらに図1に示すように負荷ユニット 108 へと流れる。

#### 【0049】

圧力作動スライドバルブ 118 および高圧液体供給ライン 112 からの直接アクセスラ

10

20

30

40

50

インを排除することにより、冷媒は常にURMV146から液体冷媒ポンプ120へと流れるようになるが、そのフローはソレノイドバルブ166（本実施形態においては液体冷媒ポンプの下流側にある）によって調節される。この構成により、既成のバルブを使用することができ、圧力スイッチに頼ってフロー調節を行うかわりに電子リレー式制御装置を用いて正確にフローを制御できる。図4に示す実施形態において、冷却装置の完全制御は、冷却管理ユニット104と連動してシステム動作を制御するために使用される冷媒管理制御装置168で行ってもよい。冷媒管理制御装置168はアナログ、デジタルおよびリレー入力および出力を用いたプログラマブル論理制御装置（PLC）またはプログラマブルマイクロコントローラとして内蔵されたPC型ボードやICチップで駆動させてもよい。これによって、システムの汎用性が大幅に向上し、製造コストが低減する。また、その

10

#### 【0050】

冷媒管理制御装置168は、環境センサ172との通信によってリアルタイムデータおよび環境情報を受け取る。これらの環境センサ172は時間、温度、湿度（露点）、電力消費、電力コスト、エネルギー回路状態等の変数または冷却装置がいつどのように動作すべきかを決定するのに有用と思われるその他各種の変数を計測する。これらの要因により、性能を最適化させられると思われる製氷サイクルの時間、速度および特定の動作またはユニットからのノイズがいつ問題となるかといったその他の要因が変更される。冷媒管理制御装置168はまた、履歴および環境データならびに性能が蓄積されるデータ回収ユニット170を有していてもよい。このデータは、ユニットの履歴データに基づいて性能を変更するために外部の人間または冷媒管理制御装置168によって利用されてもよい。冷媒管理制御装置168との通信のために、電気通信180すなわちネットワーク/インターネットへのワイヤレスリンク176またはハードワイヤリンクを容易にする通信機器174を用いてもよい。このように、回収された履歴データをシステムからダウンロードするか、または例えば天気の詳細データおよび予報、太陽表等の特定の制御機能をデバイスにプログラムしてもよい。例えば部分的エネルギー供給、コストまたは消費データ等の、制御装置168の直接感知能力の範囲外である最新の一般状況または予測される状況に基づき、外部制御による入力またはデータを冷媒管理制御装置168に伝達してもよい。履歴データ（制御装置が取り込んだものまたは外部からのもの）、環境データ、過去および現在の予測、天候、エネルギー、コスト、あるいは効率または所望の性能および製氷/融解時間の最適化に対して顕著な影響を与えるその他のデータを用いて、多くの用途条件における装置の性能を最適化することができる。

20

30

#### 【0051】

開示されたこれらの実施形態において、熱負荷の様々な応用形態を前記実施形態と併用して適用することができる。実質的に冷媒配管を介して伝達される冷却要求をこれらのシステムを用いて利用することができる。この類のシステムは、例えば日常的な冷房、プラスチック射出成形時の冷却、釣れたばかりの鮮魚の冷却、タービン発電での入口冷却、船舶冷却および空調、ならびに各種のプロセス冷却利用等において有益である。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0052】

40

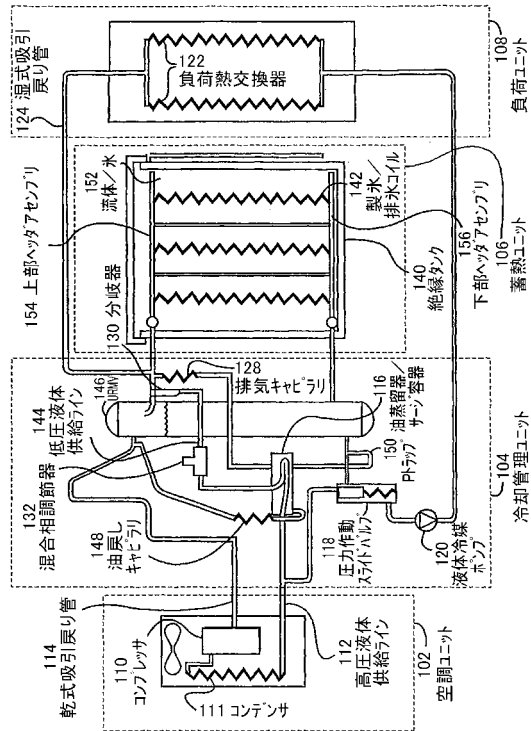
【図1】図1はプロセス流体を冷却する際に使用するモードにおける高性能冷媒冷蔵冷却システムの実施形態を示す。

【図2】図2は複数の蒸発器を用いて空調するように構成された高性能冷媒冷蔵冷却システムの実施形態を示す。

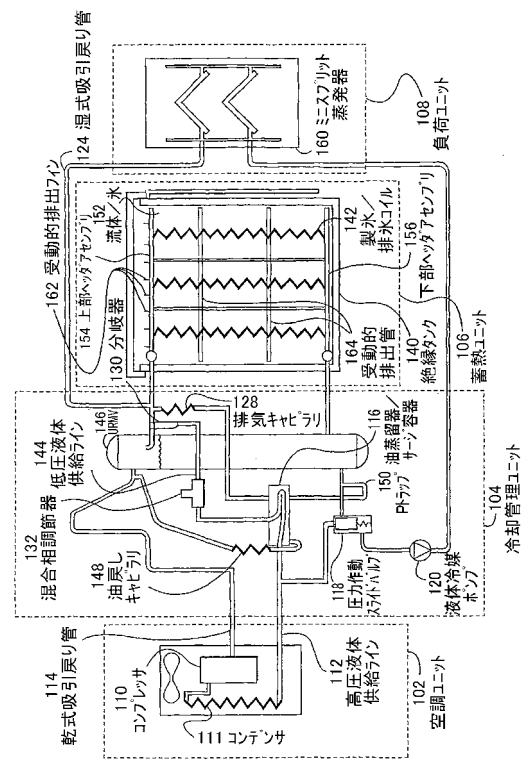
【図3】図3は高性能冷媒冷蔵冷却システムの実施形態の構成要素の状態を示す表である。

【図4】図4は蓄熱および冷却を行う冷却装置の実施形態を示す。

【図 1】



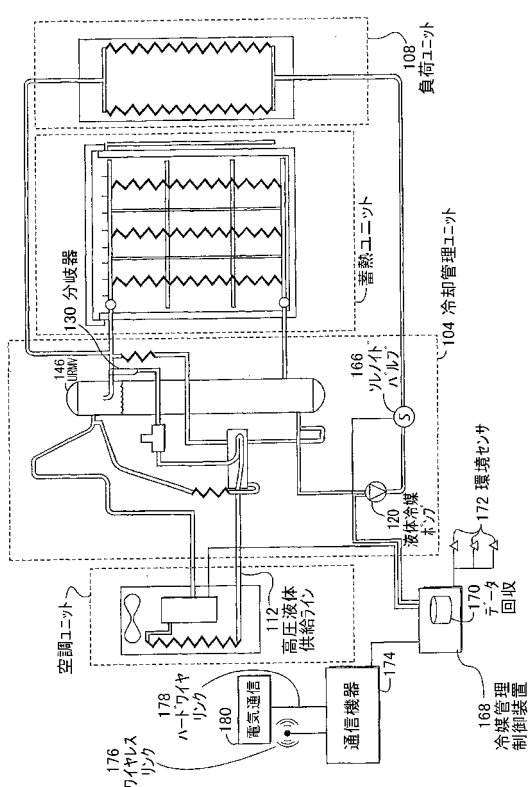
【図 2】



【図 3】

期間およびモード	空調ユニット	油蒸留器／サージ容器	製水／排水コイル	圧力作動スライドバルブ
1. 冷媒蓄熱	ON	油蒸留器	下から上に流れる冷媒を用いて製水	閉
2. 冷却	OFF	サージ容器	上から下に流れる冷媒を用いて凝縮	開
2. PUSH	ON	油蒸留器／サージ容器兼用器	上から下に流れる冷媒を用いて凝縮	開

【図 4】



---

フロントページの続き

- (74)代理人 100117581  
弁理士 二宮 克也
- (74)代理人 100117710  
弁理士 原田 智雄
- (74)代理人 100121728  
弁理士 井関 勝守
- (74)代理人 100124671  
弁理士 関 啓
- (74)代理人 100131060  
弁理士 杉浦 靖也
- (72)発明者 ブライアン パーソネット  
アメリカ合衆国コロラド州 8 0 5 2 5 , フォートコリンズ , フォレストヒルズレーン 1 2 0 8
- (72)発明者 ロバート ケー . ケリガン  
アメリカ合衆国コロラド州 8 0 5 1 3 , パーソード , エルムウッドストリート 2 0 2 8
- (72)発明者 クリストファー エー . ケイ  
アメリカ合衆国コロラド州 8 0 5 2 5 , フォートコリンズ , クリフローズコート 1 2 1 9

審査官 マキロイ 寛済

- (56)参考文献 特開平 1 0 - 3 3 9 4 8 3 ( J P , A )  
特開 2 0 0 3 - 2 8 5 6 3 4 ( J P , A )  
特開 2 0 0 3 - 1 3 0 4 2 1 ( J P , A )  
特開 2 0 0 2 - 2 9 5 9 1 2 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F25B 5/00  
F24F 11/02  
F25B 1/00  
F25C 1/00