

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4009288号

(P4009288)

(45) 発行日 平成19年11月14日(2007.11.14)

(24) 登録日 平成19年9月7日(2007.9.7)

(51) Int. Cl.	F I
F 2 5 B 49/02 (2006.01)	F 2 5 B 49/02 5 1 0 K
	F 2 5 B 49/02 5 1 0 A
	F 2 5 B 49/02 5 1 0 F
	F 2 5 B 49/02 5 1 0 H

請求項の数 17 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2004-518469 (P2004-518469)	(73) 特許権者	596039246
(86) (22) 出願日	平成15年7月3日(2003.7.3)		ダンフォス アクチーセルスカブ
(65) 公表番号	特表2005-532523 (P2005-532523A)		デンマーク国 ディーケイ - 6 4 3 0
(43) 公表日	平成17年10月27日(2005.10.27)		ノルドボルグ (番地なし)
(86) 国際出願番号	PCT/DK2003/000468	(74) 代理人	100064621
(87) 国際公開番号	W02004/005812		弁理士 山川 政樹
(87) 国際公開日	平成16年1月15日(2004.1.15)	(74) 代理人	100098394
審査請求日	平成17年2月4日(2005.2.4)		弁理士 山川 茂樹
(31) 優先権主張番号	PA200201072	(72) 発明者	サイボ, クラウス
(32) 優先日	平成14年7月8日(2002.7.8)		デンマーク国・デイケイ-6400・ソン
(33) 優先権主張国	デンマーク (DK)	(72) 発明者	デルボルグ・ヘルゴランドスゲイド・33
			ラスムッセン, ブジャルネ, ディンドラー
			デンマーク国・デイケイ-6400・ソン
			デルボルグ・カールバイゲイド・34エフ

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 フラッシュガスを検出するための方法と装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒用の流路を形成する導管によって相互接続された圧縮器、凝縮器、膨張装置、蒸発器を含む蒸気圧縮冷凍システム内またはヒートポンプシステム内のフラッシュガスを検出するための方法であって、そのシステムの熱交換器を横切る熱交換流体流の熱流の第1のレートと前記熱交換器内で前記熱交換流体流と熱を交換する冷媒の熱流の第2のレートとを決定し、冷媒流をモニタするためのパラメータが導かれるエネルギー・バランスを達成するようにそれらの熱流のレートを使用することを含むことを特徴とする方法。

【請求項 2】

熱交換器が前記蒸発器であることを特徴とする請求項 1 に記載の方法。

10

【請求項 3】

熱交換器が前記凝縮器であることを特徴とする請求項 1 に記載の方法。

【請求項 4】

熱交換流体の流量と熱交換器を横切る熱交換流体の比エンタルピーの変化を得ることによって熱流の第1のレートを得ることを特徴とする請求項 1 から 3 のいずれか一項に記載の方法。

【請求項 5】

経験的データまたは前記システムの不具合の無い動作で得られたデータに基づく定数として熱交換流体の流量を得ることを含むことを特徴とする請求項 4 に記載の方法。

【請求項 6】

20

熱交換器の前と後ろでの熱交換流体の温度の測定に基づいて熱交換器を横切る熱交換流体の比エンタルピ変化量を得ることを特徴とする請求項 4 または 5 に記載の方法。

【請求項 7】

冷媒の流量と熱交換器を横切る冷媒の比エンタルピ変化量とを得ることによって冷媒の熱流の第 2 のレートを得ることを特徴とする請求項 1 から 6 のいずれか一項に記載の方法。

【請求項 8】

膨張装置の流量特性と、膨張装置開放流路および/または開放期間と、膨張装置の前と後ろでの絶対圧力と、必要であれば膨張装置入口での冷媒の何らかの過冷却に基づいて冷媒の流量とを得ることを特徴とする請求項 7 に記載の方法。

10

【請求項 9】

膨張装置入口での冷媒の温度と圧力の記録と、冷媒蒸発器出口温度と冷媒蒸発器出口圧力または蒸発器入口での冷媒の飽和温度の記録に基づいて冷媒流の比エンタルピの差を得ることを特徴とする請求項 7 または 8 に記載の方法。

【請求項 10】

熱流の第 1 のレートと熱流の第 2 のレートの間の差として残余を得ることを特徴とする請求項 1 から 9 のいずれか一項に記載の方法。

【請求項 11】

残余により不具合の指標が与えられ、不具合の指標は、

【数 1】

20

$$S_{\mu_1, i} = \begin{cases} S_{\mu_1, i-1} + s_{i1}, S_{\mu_1, i-1} + s_{\mu_1, i} > 0 \text{ の場合} \\ 0, S_{\mu_1, i-1} + s_{\mu_1, i} \leq 0 \text{ の場合} \end{cases} \quad (11)$$

の式によって与えられ、ここで $S_{\mu_1, i}$ が次の式

【数 2】

$$s_{\mu_1, i} = -k_1 \left(r_i - \frac{\mu_0 + \mu_1}{2} \right)$$

30

に従って計算され、ここで

r_i : 残余

k_1 : 比例定数

μ_0 : 第 1 の感度値

μ_1 : 第 2 の感度値

であることを特徴とする請求項 10 に記載の方法。

【請求項 12】

冷媒用の流路を形成する導管によって相互接続された圧縮器、凝縮器、膨張装置、蒸発器を含む蒸気圧縮冷凍システムまたはヒートポンプシステムのためのフラッシュガス検出装置であって、前記システムの熱交換器を横切る熱交換流体流の熱流の第 1 のレートと前記熱交換器内で前記熱交換流体流と熱を交換する冷媒の熱流の第 2 のレートとを決定するための手段と、冷媒流をモニタするためのパラメータが導かれるエネルギー・バランスを達成するように熱流の前記レートを使用するための手段を含み、冷媒の流量を評価して出力信号を作り出す評価手段とを含むことを特徴とする装置。

40

【請求項 13】

熱流の第 1 のレートを決定するための手段が熱交換器の前と後ろでの熱交換流体の温度を感知するための手段を含むことを特徴とする請求項 12 に記載の装置。

【請求項 14】

熱流の第 2 のレートを決定するための手段が膨張装置入口での冷媒の温度と圧力を感知するための手段と、膨張装置出口での圧力または飽和温度を得るための手段を含むことを

50

特徴とする請求項 1 2 または 1 3 に記載の装置。

【請求項 1 5】

熱流の第 2 のレートを決するための手段が膨張装置の前と後ろでの絶対冷媒圧力を感知するための手段と、膨張装置の開放流路または開放期間を得るための手段を含むことを特徴とする請求項 1 2 から 1 4 のいずれか一項に記載の装置。

【請求項 1 6】

評価手段が、熱交換流体流の流量と前記システムの熱交換器を横切る比エンタルピ変化量で構成される第 1 の値と、冷媒の流量と前記システムの熱交換器を横切る冷媒の比エンタルピ変化量で構成される第 2 の値の間の差として残余を得るための手段を含むことを特徴とする請求項 1 2 から 1 5 のいずれか一項に記載の装置。

10

【請求項 1 7】

出力信号を保存するためのメモリ手段と、前記出力信号を以前に保存した出力信号と比較するための手段をさらに含むことを特徴とする請求項 1 2 から 1 6 のいずれか一項に記載の装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、冷媒用の流路となっている導管によって相互接続された圧縮器、凝縮装置、膨張装置、蒸発器を含む蒸気圧縮冷凍システムまたはヒートポンプシステム内のフラッシュガスを検出するための方法およびフラッシュガス検出装置に関する。

20

【背景技術】

【0002】

蒸気圧縮冷凍システムまたはヒートポンプシステムでは、冷媒がシステム内を循環し、相変化と圧力変化を受ける。このシステムでは、高圧の冷媒ガスを得るために圧縮器内で冷媒ガスが圧縮され、この冷媒ガスが凝縮器（熱交換器）へと供給され、そこで冷媒ガスが冷却されて液化し、それゆえ、凝縮器を出るときに冷媒は液体状態であり、膨張装置内でこの冷媒を低い圧力へと膨張させ、低圧の冷媒ガスを得るために蒸発器（熱交換器）内でこの冷媒を蒸発させ、それが圧縮器へと供給されることで処理ステップが継続する。

【0003】

しかしながら、いくつかのケースでは、沸騰する液体冷媒が原因となって液体冷媒導管の中に気相の冷媒が存在する。液体冷媒導管の中のこの冷媒ガスは「フラッシュガス」と表示される。膨張装置への入口にフラッシュガスが存在すると、それが膨張装置を目詰まりさせる効果によって膨張装置の流れの容量を大きく減少させ、システムの効率を損なう。この影響は、システムが必要以上に多くのエネルギーを使用し、おそらく期待される暖房または冷房を行わず、例えば店舗用の陳列キャビネットがキャビネット内の食品を温めることにつながる可能性があり、それゆえにその食品は投棄されなければならない。さらに、システムの構成部品は通常の動作用外装の外側にある。高い負荷と冷媒の低い流量が原因で、フラッシュガスが存在するときに圧縮器はオーバーヒートに晒される可能性があり、特に、冷媒中の霧状のオイルが潤滑剤として機能するように期待される場合には圧縮器が潤滑剤不足に陥って圧縮器の焼き付きを引き起こす。

30

40

【0004】

フラッシュガスはいくつかの要因によって引き起こされる。1) 熱交換器流体の高温が原因で凝縮器がすべての冷媒を液化させることが不可能である。2) 不十分なチャージまたは漏れが原因で冷媒の液面が低い。3) システムが適切に設計されておらず、例えば凝縮器から膨張装置まで断熱材の無い比較的長い導管が存在し、冷媒が再昇温し蒸発する、あるいは導管内に比較的大きな圧力降下が存在し、冷媒が蒸発する。

【0005】

選択される冷媒は人間もしくは動物の健康、あるいは環境に対して有害であるので、システム内の漏れは深刻な問題である。特にいくつかの冷媒はオゾン枯渇の過程に寄与する疑いがある。いずれにしても、冷媒は極めて高価であり、しばしば重く課税され、それゆ

50

えに店舗用の通常の冷蔵陳列キャビネットに関するシステムの再チャージは相当高額である。最近、冷蔵陳列キャビネットを有するある店舗で、冷蔵システムが漏れていることが分かるまでに冷媒の半分を失ったが、システムの再チャージは75,000dkr、約10,000\$の代償であった。

【0006】

フラッシュガスを検出するための知られている方法は、液体中の気泡を観察できるようにシステムの液体導管に覗き窓を設けることである。これは労力と時間を浪費し、さらに、良好に機能しているシステム内でさえも時には少量の気泡が存在する可能性があるため、気泡の観察は誤った方向に導く可能性がある。

【0007】

別の方法は、例えば膨張装置が電子的膨張弁などである場合に、膨張装置が全開したとき、警報を始動させることによってフラッシュガスを間接的に検出することである。このケースでは、フラッシュガス無しで、全快した膨張装置が適切に機能しているシステムでも起こり得るので、相当数の誤作動警報が経験される可能性がある。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

本発明の目的は、最小限の数の誤作動警報でフラッシュガスの早期検出のための方法を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0009】

この目的は、システムの熱交換器を横切る熱交換流体流の熱流の第1のレートと熱交換器を横切る冷媒の熱流の第2のレートを決定し、冷媒流をモニタするためのパラメータが導かれるエネルギー・バランスを達成するようにそれらの熱流のレートを使用することを含む方法によって満たされる。これによって、流量計を使用する直接測定をせずに冷媒流をモニタすることが可能である。そのような流量計は高価であり、流量をさらに制限する可能性がある。

【0010】

一実施態様によると、熱交換器は蒸発器であって、それが理想的な構成部品である。

【0011】

代替選択肢または追加的な実施態様によると、熱交換器は凝縮器である。

【0012】

当業者は理解するであろうが、熱交換流体の熱流の第1のレートは多様な方式で得られるが、一実施態様によるとその方法は熱交換流体の流量と、熱交換器を横切る熱交換流体の比エンタルピ変化量を得ることによって熱流の第1のレートを得る。

【0013】

一実施態様によると、この方法は経験的データまたはシステムの不具合の無い動作で得られたデータに基づく定数として熱交換流体の流量を得ることを含む。

【0014】

一実施態様によると、この方法は熱交換器の前と後ろでの熱交換流体の温度測定に基づいて熱交換器を横切る熱交換流体の比エンタルピ変化量を得ることを含む。

【0015】

冷媒の熱流の第2のレートを、冷媒の流量と熱交換器を横切る冷媒の比エンタルピ変化量を得ることによって決定することが可能である。

【0016】

冷媒の流量は多様な方式で得られることが可能であり、それには直接測定が含まれるが、しかしこれは好ましくない。一実施態様によると、この方法は膨張装置の流量特性、膨張装置開放流路および/または開放期間、膨張装置の前と後ろでの絶対圧力、さらには必要であれば膨張装置入口での冷媒の何らかの過冷却に基づいて冷媒の流量を得ることを含む。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 7 】

冷媒流の比エンタルピの差を、膨張装置入口での冷媒の温度と圧力の記録や、冷媒蒸発器出口温度と冷媒蒸発器出口圧力または蒸発器入口での冷媒の飽和温度の記録に基づいて得ることが可能である。

【 0 0 1 8 】

冷媒の流量の直接評価は可能であるが、しかし、例えば冷蔵システムまたはヒートポンプシステム内のパラメータのばらつきや変動が原因でいくつかの不利益を被る可能性があり、それゆえに、本方法は熱流の第1のレートと熱流の第2のレートの間の差としての残余を得ることを含むことが好ましい。

【 0 0 1 9 】

システム内のパラメータのばらつきや変動に対する感度を減少させ、かつ初期に冷媒の流量の傾向を記録することを可能にするために、本方法は残余によって不具合指標を与えることを含む、不具合指標は次式

【 0 0 2 0 】

【 数 1 】

$$S_{\mu,i} = \begin{cases} S_{\mu,i-1} + s_i, & S_{\mu,i-1} + s_{\mu,i} > 0 \text{ の場合} \\ 0, & S_{\mu,i-1} + s_{\mu,i} \leq 0 \text{ の場合} \end{cases}$$

によって与えられ、ここで $S_{\mu,i}$ は次式

【 0 0 2 1 】

【 数 2 】

$$s_{\mu,i} = -k_1 \left(r_i - \frac{\mu_0 + \mu_1}{2} \right)$$

に従って計算され、ここで

r_i : 残余

k_1 : 比例定数

μ_0 : 第1の感度値

μ_1 : 第2の感度値

である。

【 0 0 2 2 】

第2の態様によると、本発明はフラッシュガス検出装置に関し、システムの熱交換器を横切る熱交換流体流の熱流の第1のレートと、熱交換器を横切る冷媒の熱流の第2のレートを決定するための手段、および冷媒流をモニタするためのパラメータが導かれるエネルギー・バランスを得るために熱流のレートを使用する手段を含み、この装置はさらに冷媒の流量を評価して出力信号を作り出すための評価手段を含む。

【 0 0 2 3 】

この装置の一実施態様によると、熱流の第1のレートを決定するための手段は熱交換器の前と後ろで熱交換流体の温度を感知するための手段を含む。

【 0 0 2 4 】

この装置の一実施態様によると、熱流の第2のレートを決定するための手段は膨張装置入口での冷媒の温度と圧力を感知するための手段、蒸発器出口で冷媒の温度を感知するための手段、膨張装置出口の圧力または飽和温度を得るための手段を含む。

【 0 0 2 5 】

この装置の一実施態様によると、熱流の第2のレートを得るための手段は膨張装置の前と後ろで冷媒の絶対圧力を感知するための手段、膨張装置の開放流路または開放期間を得るための手段を含む。

【 0 0 2 6 】

確固とした評価手段を提供するために、評価手段は熱交換流体流の流量とシステムの熱

10

20

30

40

50

交換器を横切る比エンタルピ変化量とで構成される第 1 の値と、冷媒の流量とシステムの熱交換器を横切る冷媒の比エンタルピ変化量とで構成される第 2 の値の間の差としての残余を得る手段を含む。

【 0 0 2 7 】

出力信号内の傾向を評価することを可能にするために、この装置は出力信号を保存するためのメモリ手段、前記出力信号を前に保存した出力信号と比較するための手段をさらに含むことが可能である。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 2 8 】

以下で、図面を参照しながら本発明が詳細に説明されるであろう。

10

【 0 0 2 9 】

以下で単純な冷蔵システムに対して論及するが、その原理はヒートポンプシステムにも同等に当てはまり、当業者によって理解されるように本発明は決して冷蔵システムに限定されるわけではない。

【 0 0 3 0 】

図 1 に単純な冷蔵システムが示されている。本システムは、中を冷媒が流れている導管 9 によって相互接続された圧縮器 5、凝縮器 6、膨張装置 7、蒸発器 8 を含む。本システムの動作のモードはよく知られており、圧縮器 5 の前にある点 1 での温度と圧力から圧縮器 5 の後ろにある点 2 での高い温度と圧力への圧縮、凝縮器 6 の後ろの点 3 で高圧で液体冷媒を得るための、凝縮器 6 内での熱交換流体に伴う熱交換による冷媒の凝縮を含む。高圧の冷媒液は膨張装置 7 内で膨張して膨張装置の後ろにある点 4 で低圧の液体と気体の冷媒の混合物になる。この単純な例では膨張装置は膨張弁であるが、しかし例えばタービン、オリフィス、またはキャピラリ・チューブといった他のタイプの膨張装置も可能である。膨張装置の後ろで混合物は蒸発器 8 へと流れ込み、そこで液体は蒸発器 8 内の熱交換流体に伴う熱交換によって気化させられる。この単純な例では熱交換流体は空気であるが、しかし本原理は例えば塩水といった他の熱交換流体を使用する冷蔵システムまたはヒートポンプシステムにも同等に当てはまり、さらに、凝縮器と蒸発器内の熱交換流体は同じである必要はない。

20

【 0 0 3 1 】

図 2 は図 1 による冷蔵システムの $\log p$ 、 h の図であり、冷媒の圧力とエンタルピを示している。参照番号 10 は飽和蒸気曲線を表わし、11 は飽和液体曲線を表わし、C・P は臨界点である。飽和蒸気の線 10 の右への領域 12 では冷媒は過熱したガスであり、その一方で飽和液体の線 11 の左への領域 13 では冷媒は過冷却された液体である。領域 14 では冷媒は気体と液体の混合物である。見て分かるように、圧縮器の前にある点 1 では冷媒は完全に気体状であり、圧縮の間に冷媒の圧力と温度が上げられ、それゆえに圧縮器の後ろの点 2 では冷媒は高圧の過熱ガスである。点 3 で凝縮器 6 から出て行く冷媒は完全に液体であるはずであり、すなわち冷媒は飽和液体曲線 11 の上、または過冷却液体冷媒の領域 13 の中の状態にあるはずである。膨張装置 7 内で冷媒は膨張させられ、膨張装置 7 の後ろの点 4 で低圧の液体と気体の混合物になる。蒸発器 8 内で、冷媒は熱交換流体に伴う熱交換によって一定圧力で気化し、それにより、蒸発器の出口の点 1 で完全に気体状になる。

30

40

【 0 0 3 2 】

点 3' で示されるようにもしも膨張装置 7 に入る冷媒が液体と気体、すなわち前述のフラッシュガスの混合物であれば、前述したように冷媒の流量は制限され、冷蔵システムの蒸発器の冷却能力が大幅に下げられる。さらに、蒸発器 8 内の利用可能なエンタルピ差はそれほど小さくならず、それがやはり冷却能力を低下させる。

【 0 0 3 3 】

図 3 は冷蔵システムを有する冷蔵陳列キャビネットを概略的に示している。冷蔵陳列キャビネットは冷蔵もしくは冷凍食品を陳列して販売するためにスーパーマーケットで使用される。冷蔵陳列キャビネットは食品が貯蔵される貯蔵区画 15 を有する。空気通路 16

50

が貯蔵区画 15 の周りに配置される、すなわち空気通路 16 は貯蔵区画 15 の両側と下に続いている。矢印で示された空気流 17 は空気通路 16 を通り抜けた後、冷却区画 15 の上の冷却ゾーン 18 に入る。次いで、空気は、再び空気通路 16 に対する入口に導かれる。そこには混合ゾーンが存在する。混合ゾーン 19 内で空気流 17 は雰囲気空気と混合される。それにより、貯蔵区画に入った空気または何らかの形で抜けた空気が補充される。1 つまたは複数のファンで構成される送風装置 20 が空気通路 16 内に設けられる。送風装置 20 によって、空気流 17 を空気通路 16 内で確実に移動させることができる。システムの蒸発器 8 が空気通路 16 内に配置されているので、冷蔵陳列キャビネットには図 1 に概略的に示されたような単純な冷蔵システムの部品を含む。蒸発器 8 は冷蔵システム内の冷媒と空気流 17 の間で熱を交換させる熱交換器である。蒸発器 8 内で冷媒は空気流 17 から熱を吸い取り、したがって空気流が冷却される。この冷蔵システムのサイクルは図 1、2、およびそれらに使用された番号でもって述べられた通りである。

10

【0034】

説明したように、フラッシュガスすなわち膨張装置入口でのガスの存在を検出することができれば冷蔵システムまたはヒートポンプシステムで極めて有利である。フラッシュガスの影響は、液体だけの冷媒の正常な状況の流量と比較したとき、膨張装置入口における膨張装置を通る流量の減少である。冷蔵システム内の冷媒の流量が液相だけの冷媒によって与えられる理論的な冷媒流量よりも膨張装置入口で小さいとき、この差はフラッシュガスの存在の指標である。流量計を使用する直接測定によって冷媒流量を得ることが可能である。しかしながらそのような流量計は比較的高価であり、さらに流量を制限することで圧力降下が生じる可能性があり、それはそれ自体でフラッシュガスの形成につながる可能性もあり、確実にシステムの効率を損なう。したがって、他の手段によって冷媒流量を得ることが好ましい。1 つの考え得る方式は冷蔵システムの熱交換器、すなわち蒸発器 8 または凝縮器 6 のうちの一方のエネルギー保存則またはエネルギー・バランスの原理に基づいて冷媒流量を得ることである。以下で蒸発器 8 に対して論及するが、しかし当業者は理解するであろうが凝縮器 6 を同様に使用することが可能である。

20

【0035】

蒸発器 8 のエネルギー・バランスは次の式に基づいている。

【0036】

【数 3】

$$\dot{Q}_{Air} = \dot{Q}_{Ref} \quad (1)$$

30

ここで

【0037】

【数 4】

$$\dot{Q}_{Air}$$

は単位時間あたりに空気から除去される熱、すなわち空気から引き渡される熱流のレートであり、

【0038】

【数 5】

$$\dot{Q}_{Ref}$$

40

は単位時間あたりに冷媒によって吸い取られる熱、すなわち冷媒へ引き渡される熱流のレートである。

【0039】

冷媒の熱流のレート

【0040】

【数6】

$$(\dot{Q}_{Ref})$$

すなわち単位時間あたりに冷媒へと渡される得るための基礎は次の式

【0041】

【数7】

$$\dot{Q}_{Ref} = \dot{m}_{Ref} (h_{Ref,Out} - h_{Ref,In}) \quad (2)$$

であり、ここで

【0042】

【数8】

$$\dot{m}_{Ref}$$

は冷媒の流量である。 $h_{Ref, Out}$ は蒸発器出口での冷媒の比エンタルピであり、 $h_{Ref, In}$ は蒸発器入口での冷媒の比エンタルピである。冷媒の比エンタルピは冷媒の材料と状態の特性であり、比エンタルピはどのような冷媒についても決定することが可能である。冷媒の製造業者は冷媒に関する図2によるタイプの $\log p$ 、 h 図を提供する。この図によって、蒸発器を横切る比エンタルピの差を得ることが可能である。例えば $\log p$ 、 h 図を用いて $h_{Ref, In}$ を得るためには、膨張装置入口での冷媒の温度と圧力（それぞれ $T_{Ref, In}$ と P_{Con} ）を知ることが必要とされるだけである。それらのパラメータを、温度センサまたは圧力センサによって測定することができる。蒸発器8と冷蔵システムの測定ポイント、パラメータ測定ポイント、パラメータを、図3による冷蔵陳列キャビネットの一部を示す略図である図4に見ることが可能である。

【0043】

蒸発器出口での比エンタルピを得るために2つの測定値が必要とされる。すなわち蒸発器出口での温度（ $T_{Ref, out}$ ）と、出口での圧力（ $P_{Ref, out}$ ）が飽和温度（ $T_{Ref, sat}$ ）である。蒸発器8の出口での温度は温度センサで測定でき、出口での圧力は圧力センサで測定できる。

【0044】

$\log p$ 、 h 図の代わりに、チャートもしくは表から得られる値を使用することも当然可能であり、それはプロセッサの助けを借りて計算を単純化する。冷媒製造業者はしばしば冷媒に関する状態の式もやはり提供する。

【0045】

冷媒の流量は膨張装置入口での液相のみの冷媒を想定することによって得られる。例えばパルス幅変調を使用する電子制御型膨張弁を有する冷蔵システムでは、弁を横切る絶対圧力の差、および膨張弁入口での過冷却（ $T_{V, in}$ ）が分かっているならば、弁の開放流路および/または開放期間に基づいて理論的な冷媒流量を決定することが可能である。同様に、例えば固定型のオリフィスまたはキャピラリ・チューブなどの知られている開放流路を有する膨張装置を使用する冷蔵システムにおいては冷媒流量を得ることが可能である。殆どのシステムでは、凝縮器6内の圧力を測定する圧力センサが存在するので上述のパラメータは既に知られている。多くのケースで過冷却はほぼ一定でわずかであり、見積もることが可能であり、したがって過冷却を測定する必要がない。その後、弁の特性、圧力差、過冷却度、弁の開放流路および/または弁開放期間によって膨張弁を通る理論的な冷媒流量を計算することが可能である。多くのパルス幅変調式膨張弁では、理論的な冷媒流量が前後の絶対圧力の差と弁の開放期間とにほぼ比例することが一定の過冷却に対して知られている。このケースでは、理論的流量は次の式に従って計算される。

【0046】

10

20

30

40

【数9】

$$\dot{m}_{Ref} = k_{exp} \cdot (P_{con} - P_{Ref,out}) \cdot OP \quad (3)$$

ここで P_{con} は凝縮器内の絶対圧力であり、 $P_{Ref,out}$ は蒸発器内の圧力であり、 OP は開放期間であり、 k_{exp} は弁と過冷却に応じて決まる比例定数である。いくつかのケースでは、膨張弁を通して流れる冷媒が過冷却によって影響を受けるほど冷媒の過冷却度が大きいので、過冷却度を測定する必要がある。しかしながら多くのケースでは、過冷却度は小さく、かつ殆ど一定であるので、弁の前後の絶対圧力と弁の開放流路および/または開放期間を得ることだけが必要とされ、過冷却度は弁の特性または比例定数の中で考慮することが可能である。

10

【0047】

同様に、空気の熱流のレート

【0048】

【数10】

$$(\dot{Q}_{Air})$$

すなわち単位時間あたりに空気によって吸い取られる熱は式

【0049】

【数11】

$$\dot{Q}_{Air} = \dot{m}_{Air} (h_{Air,in} - h_{Air,out}) \quad (4)$$

20

に従って得られ、ここで

【0050】

【数12】

$$\dot{m}_{Air}$$

は単位時間あたりの空気の流量であり、 $h_{Air,in}$ は蒸発器の前での空気の比エンタルピであり、 $h_{Air,out}$ は蒸発器の後ろでの空気の比エンタルピである。

【0051】

30

空気の比エンタルピを次の式に基づいて計算することが可能であり、

$$h_{Air} = 1.006 \times t + x(2501 + 1.8 \times t), [h] = kJ / kg \quad (5)$$

ここで t は空気の温度、すなわち蒸発器の前では $T_{Eva,in}$ 、蒸発器の後ろでは $T_{Eva,out}$ である。 x は空気の絶対湿度を表す。空気の絶対湿度は次の式

【0052】

【数13】

$$x = 0,62198 \cdot \frac{P_W}{P_{Amb} - P_W} \quad (6)$$

によって計算できる。

40

【0053】

ここで、 P_W は空気中の水蒸気分圧であり、 P_{Amb} は空気の圧力である。 P_{Amb} を測定するか、または標準大気圧を単純に使用するか、いずれであってもよい。標準大気圧から得られる実際の圧力の差は空気によって引き渡される単位時間あたりの熱量の計算にそれほど重要ではない。水蒸気分圧は空気の相対湿度と飽和水蒸気圧によって決定され、次の式

$$P_W = P_{W,sat} \times RH \quad (7)$$

によって計算できる。

【0054】

ここで、 RH は空気の相対湿度であり、 $P_{W,sat}$ は水蒸気の飽和圧力である。 $P_{W,sat}$

50

はそれ単独で温度に依存し、熱力学の参考書から知ることができる。空気の相対湿度は測定でき、あるいは通常の値を計算に使用することができる。

【 0 0 5 5 】

式 (1) に示されるように式 (2) と (4) が等しいと、以下の式が得られる。

【 0 0 5 6 】

【 数 1 4 】

$$\dot{m}_{Ref}(h_{Ref,Out} - h_{Ref,In}) = \dot{m}_{Air}(h_{Air,In} - h_{Air,Out}) \quad (8)$$

【 0 0 5 7 】

これから空気の流量

【 0 0 5 8 】

【 数 1 5 】

$$\dot{m}_{Air}$$

は

【 0 0 5 9 】

【 数 1 6 】

$$\dot{m}_{Air}$$

を

【 0 0 6 0 】

【 数 1 7 】

$$\dot{m}_{Air} = \dot{m}_{Ref} \cdot \frac{(h_{Ref,Out} - h_{Ref,In})}{(h_{Air,In} - h_{Air,Out})} \quad (9)$$

と分離することによって得ることができる。

【 0 0 6 1 】

正しい空気の流れを仮定すると、システムの動作を評価するのにこの式を使用できる。

【 0 0 6 2 】

多くのケースで、システムに空気の理論的流量を記録することが推奨される。例えば、この理論的な空気の流量を、冷蔵システムが安定かつ正常な動作条件で作動している特定の時間的期間にわたる平均値として記録することが可能である。そのような時間的期間は例えば 100 分でよい。

【 0 0 6 3 】

或る難題は、様々なセンサ (温度計、圧力センサ) から入る信号が大幅な変動に晒されるという事実にある。これらの変動は、理論的な冷媒流量に関する信号が反対の相として得られることもあり、それが分析に或る難題を与える。これらの変動もしくはばらつきは冷蔵システム内の動力学的条件の結果である。したがって、定期的に、例えば 1 分間に 1 回、式 (1) によるエネルギー・バランスに基づいて次式で「残余」として示される値

【 0 0 6 4 】

【 数 1 8 】

$$r = \dot{Q}_{Air} - \dot{Q}_{Ref}$$

を得ることが有利である。式 (2) と (4) に基づくと残余は

【 0 0 6 5 】

【 数 1 9 】

$$r = \overline{\dot{m}}_{Air}(h_{Air,In} - h_{Air,Out}) - \dot{m}_{Ref}(h_{Ref,Out} - h_{Ref,In}) \quad (10)$$

10

20

30

40

50

として得ることが可能であり、ここで

【 0 0 6 6 】

【 数 2 0 】

$$\bar{m}_{Air}$$

は見積もられた空気の流量であって上述のように、すなわち正常な動作の期間の平均値として得られる。他の可能性は

【 0 0 6 7 】

【 数 2 1 】

$$\bar{m}_{Air}$$

10

が一定の値であり、一定に作動する送風機を有する図 3、4 のような冷蔵陳列キャビネットの極めて単純な例で得られることが可能である。

【 0 0 6 8 】

不具合なく動作する冷蔵システムでは残余 r はかなり変動するものの、平均すればゼロである。残余における傾向として示される不具合の早期検出を可能にするためには、残余 r に対して記録された値が平均値ではガウス分布に従い、冷蔵システムが不具合なく働いているか、または不具合が生じたかどうかは無関係であると仮定することである。

【 0 0 6 9 】

20

コースのエネルギー保存則またはエネルギー・バランスの原理は不変であるので、システム内に不具合が存在するかどうかを問わず、原理的には残余はゼロであるはずである。上述の式においてそうならない場合、それは使用される式の使用のための前提条件がシステムの不具合の場合には満たされないためである。

【 0 0 7 0 】

膨張装置内にフラッシュガスがある場合、 k_{Exp} が数倍小さくなるように弁特性が変化する。これは計算に考慮されておらず、それゆえに式に使用される冷媒の熱流のレート

【 0 0 7 1 】

【 数 2 2 】

$$\dot{Q}_{Ref}$$

30

は現実よりもはるかに大きくなる。空気の熱流のレート

【 0 0 7 2 】

【 数 2 3 】

$$(\dot{Q}_{Air})$$

に対しては、(熱交換器を横切る空気流の減少を引き起こす不具合が生じなかったと仮定すると) 計算は正しく、それは熱交換器を横切る空気の熱流のレート

【 0 0 7 3 】

【 数 2 4 】

40

$$(\dot{Q}_{Air})$$

について算出された値が現実の空気の熱流のレートに等しいことを意味する。結論は、膨張装置内にフラッシュガスがある場合には残余の平均が負になるということである。

【 0 0 7 4 】

熱交換器を横切る空気流の減少を引き起こす不具合(送風機の不良あるいは熱交換器の凍結)がある場合、空気の流量は計算に使用される空気の流量に関する値

【 0 0 7 5 】

【数 2 5】

$$\bar{m}_{air}$$

よりも小さくなる。これは、計算に使用される空気の熱流のレートが現実の空気の熱流の実際のレートよりも大きいこと、すなわち空気から除去される単位時間あたりの熱が予期される値よりも少ないことを意味する。結論は、(冷媒の熱流のレートが正しい、すなわちフラッシュガスがないとを仮定すると)熱交換器を横切る空気流の減少を引き起こす不具合があれば残余が正になるということである。

【0076】

あらゆる変動や振動に対する残余信号をフィルタ除去するために、以下の仮説を調べる 10
ことによって統計学的操作がなされる。

1. 残余 r の平均値は μ_1 ($\mu_1 < 0$) である。フラッシュガスに対するテストに対応。
2. 残余 r の平均値は μ_2 ($\mu_2 > 0$) である。低下した空気流に対するテストに対応。

【0077】

この調査は以下の式に従って2つの不具合の指標を計算することによってなされる。

1. フラッシュガスに対するテスト

【0078】

【数 2 6】

$$S_{\mu_1,i} = \begin{cases} S_{\mu_1,i-1} + s_i, & S_{\mu_1,i-1} + s_{\mu_1,i} > 0 \text{ の場合} \\ 0, & S_{\mu_1,i-1} + s_{\mu_1,i} \leq 0 \text{ の場合} \end{cases} \quad (11) \quad 20$$

ここで $S_{\mu_1,i}$ は次の式によって計算される。

【0079】

【数 2 7】

$$s_{\mu_1,i} = -k_1 \left(r_i - \frac{\mu_0 + \mu_1}{2} \right) \quad (12)$$

ここで k_1 は比例定数であり、 μ_0 は第1の感度値であり、 μ_1 は第2の感度値であって上 30
記で示されるように負であり、

2. 低下した空気流に対するテスト

【0080】

【数 2 8】

$$S_{\mu_2,i} = \begin{cases} S_{\mu_2,i-1} + s_i, & S_{\mu_2,i-1} + s_{\mu_2,i} > 0 \text{ の場合} \\ 0, & S_{\mu_2,i-1} + s_{\mu_2,i} \leq 0 \text{ の場合} \end{cases} \quad (13)$$

ここで $S_{\mu_2,i}$ は次の式によって計算される。

【0081】

40

【数 2 9】

$$s_{\mu_2,i} = k_1 \left(r_i - \frac{\mu_0 + \mu_2}{2} \right) \quad (14)$$

ここで k_1 は比例定数であり、 μ_0 は第1の感度値であり、 μ_2 は第2の感度値であって上
記で示されるように正である。

【0082】

式(11)では、すなわち時間的に第1の点では、不具合の指標 $S_{\mu_1,i}$ がゼロに設定
されることは当然想定される。時間的に後の点については式(12)に従って $S_{\mu_1,i}$ が 50

使用され、この値と時間的に前の点での不具合指標 $S_{\mu_1, i}$ の合計が計算される。この合計がゼロよりも大きいとき、不具合指標はこの新たな値に設定される。この合計がゼロ以下であるとき、不具合指標はゼロに設定される。最も単純なケースでは μ_0 はゼロに設定される。 μ_1 は、例えば不具合が生じたときに得られる選択された値である。パラメータ μ_1 は、フラッシュガスの検出に関する不具合警報を受けることが容認される頻度に関する決定基準である。

【0083】

同様に式(13)では、不具合の指標 $S_{\mu_2, i}$ 、すなわち時間的に第1の点では、ゼロに設定されることが当然に想定される。時間的に後の点については式(14)に従って $S_{\mu_2, i}$ が使用され、この値と時間的に前の点での不具合指標 $S_{\mu_2, i}$ の合計が計算される。この合計がゼロよりも大きいとき、不具合指標はこの新たな値に設定される。この合計がゼロ以下であるとき、不具合指標はゼロに設定される。最も単純なケースでは μ_0 はゼロに設定される。 μ_2 は、例えば不具合が生じたときに得られる見積もられた値である。パラメータ μ_2 は、空気の流量に関する不具合警報を受けることが容認される頻度に関する決定基準である。

10

【0084】

例えば、膨張弁入口にフラッシュガスが存在するという不具合が生じると、定期的に記録される平均の $S_{\mu_1, i}$ の値がゼロよりも大きいので不具合指標は増大するであろう。不具合指標が所定の値に到達すると警報が作動させられ、その警報は冷媒の流量が下げられていることを示す。もしもさらに小さい値、すなわちさらに負の μ_1 が選択されれば、さらに少ない誤動作警報となるが、しかし不具合の検出に関する感度が下がる危険性が存在する。

20

【0085】

式(11)と(13)に従ってフィルタ処理する操作の原理は図5、6によって具体的に示される。図5では、分単位の時間がx軸上にあり、y軸上に残余 r がある。t = 200と300分の間に送風機の不具合が存在し、それが残余の大幅な上昇を引き起こした。さらに、t = 1090から1147、および1455から1780の間でフラッシュガスが存在し、それは約 -10×10^6 の値への残余の大幅な減少として見られる。しかしながら、見られるように、信号は評価を困難にするような著しいばらつきと変動には晒されていない。

30

【0086】

図5から異なる不具合の状況が見られるが、その挙動が図6に見られる不具合指標 $S_{\mu_1, i}$ と $S_{\mu_2, i}$ をモニタすると、より優れた識別の可能性が存在する。ここで破線は $S_{\mu_1, i}$ を示し、連なった線は $S_{\mu_2, i}$ を示す。ここでは、不具合指標 $S_{\mu_1, i}$ 、 $S_{\mu_2, i}$ の値はy軸上であり、分単位の時間がx軸上にある。送風機の不具合が原因で t = 200と330分の間で不具合指標 $S_{\mu_2, i}$ は連続的に増大している。 $S_{\mu_2, i}$ が例えば 0.2×10^9 の値を超えると警報が作動させられるであろう。図5と6の比較で見られるように、特にこの不具合指標を使用すると早期の検出が可能である。同様に、フラッシュガスが原因で t = 1090と1147の間で不具合指標 $S_{\mu_1, i}$ が上昇し、その後、徐々に減少してゼロに戻り、その後、再びフラッシュガスが膨張弁入口に存在するときに t = 1455から1780の期間で再び上昇する。冷蔵システムが十分に長期にわたって不具合なく動作し続けられれば、不具合指標 $S_{\mu_1, i}$ 、 $S_{\mu_2, i}$ はゼロへ戻される。実際では、不具合が修正されれば、不具合指標 $S_{\mu_1, i}$ 、 $S_{\mu_2, i}$ はゼロへと戻されるであろう。

40

【0087】

図5、6に見られるように、決定基準 μ_1 と μ_2 を使用して不具合指標を評価することによって低下した空気流と膨張装置入口のフラッシュガスについて同時にシステムを評価することが可能である。

【0088】

さらに本発明による方法と装置によって、冷蔵システム的设计に関する貴重な情報を得ることが可能である。多くの冷蔵システムは特定の用途、例えば1つまたは複数の冷蔵陳

50

列キャビネットを有する店舗用に特別に仕立てられ、これらの冷蔵システムは最適ではないことがある。すなわち導管が長く、導管の屈曲などで圧力が低下したり、または導管が周囲の熱に晒されたりする。本方法と装置でもって、冷蔵システムが最適ではないことを検出することが可能であり、システムを評価してシステムの改良を提案し、かつ/または将来のシステムのために改善を提案するために専門家を派遣することが可能である。

【0089】

本装置のさらなる利点は、冷蔵システムにどのような大規模な介入もせずどのような冷蔵システムやヒートポンプシステムを改造することができることである。本装置は普通は冷蔵システムに既にあるセンサ、または極めて低価格で改造できるセンサから入る信号を使用する。

10

【0090】

前述の説明では、本発明の原理を具体的に示すために単純な例が使用されたが、しかし当業者によって容易に理解されるように、本発明は複数の熱交換器、すなわち複数の凝縮器および/または複数の蒸発器を有する複雑なシステムに適用できる。

【図面の簡単な説明】

【0091】

【図1】単純な冷蔵システムまたはヒートポンプシステムを示す略図である。

【図2】図1によるシステムのサイクルに関する概略のlog p、h図である。

【図3】図1による冷蔵システムを有する冷蔵陳列キャビネットを示す略図である。

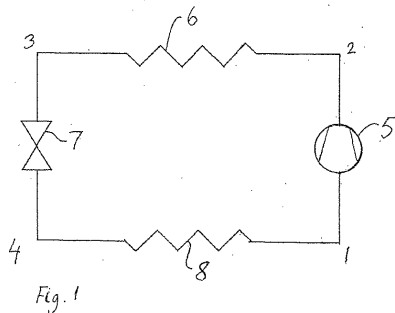
【図4】図3による冷蔵陳列キャビネットの一部分を示す略図である。

20

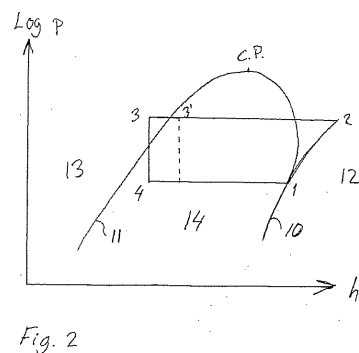
【図5】不具合状態の残余を示す図である。

【図6】図5による不具合状態の不具合の指標を示す図である。

【図1】



【図2】



【図3】
Fig.3

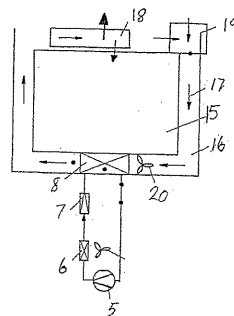
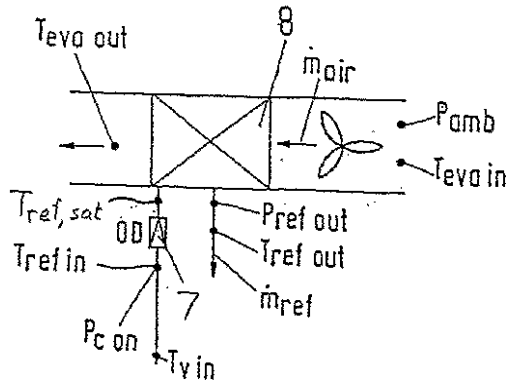


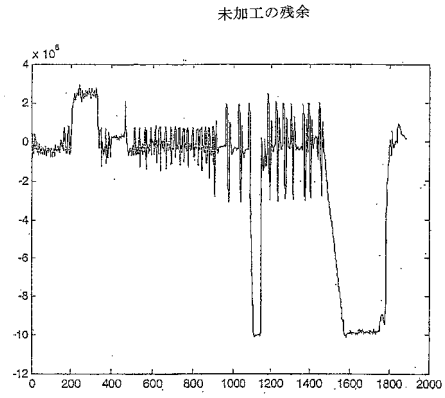
Fig. 2

【 図 4 】

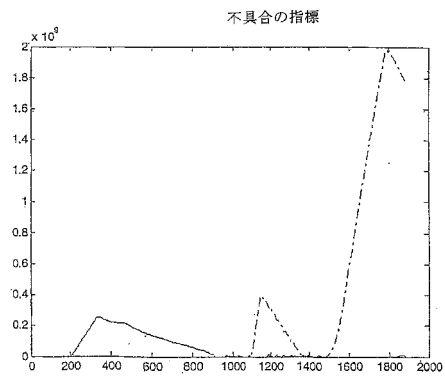
Fig.4



【 図 5 】



【 図 6 】



フロントページの続き

- (72)発明者 ラウリッドセン, スティーン
デンマーク国・デイケイ - 6 4 3 0 ・ノルドボルグ・エゲベイ・8 0
- (72)発明者 ヘルベルグ, バグン
デンマーク国・デイケイ - 6 4 4 0 ・オーグステンボルグ・ドロツセルベイ・1 0

審査官 川端 修

- (56)参考文献 特開平07 - 2 8 0 3 9 7 (J P , A)
特開平09 - 0 6 0 9 8 8 (J P , A)
特開2 0 0 0 - 2 6 6 4 3 0 (J P , A)

- (58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)
F25B 49/02