

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6788007号
(P6788007)

(45) 発行日 令和2年11月18日 (2020. 11. 18)

(24) 登録日 令和2年11月2日 (2020. 11. 2)

(51) Int. Cl.

F I

F 2 5 B 1/00 (2006. 01)

F 2 5 B 43/00 (2006. 01)

F 2 5 B 1/00 3 8 9 A

F 2 5 B 1/00 3 7 1 C

F 2 5 B 1/00 3 0 4 Q

F 2 5 B 43/00 L

F 2 5 B 1/00 3 8 1 D

請求項の数 7 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2018-519038 (P2018-519038)
 (86) (22) 出願日 平成28年10月14日 (2016. 10. 14)
 (65) 公表番号 特表2018-531358 (P2018-531358A)
 (43) 公表日 平成30年10月25日 (2018. 10. 25)
 (86) 国際出願番号 PCT/EP2016/074765
 (87) 国際公開番号 W02017/067860
 (87) 国際公開日 平成29年4月27日 (2017. 4. 27)
 審査請求日 令和1年7月9日 (2019. 7. 9)
 (31) 優先権主張番号 PA201500645
 (32) 優先日 平成27年10月20日 (2015. 10. 20)
 (33) 優先権主張国・地域又は機関
 デンマーク (DK)

(73) 特許権者 505462622
 ダンフォス アクチーセルスカプ
 デンマーク国・ディケイー 6 4 3 0 ・ ノル
 ドボルグ・ノルドボルグベイ・8 1
 (74) 代理人 100098394
 弁理士 山川 茂樹
 (74) 代理人 100064621
 弁理士 山川 政樹
 (72) 発明者 プレンス, ヤン
 デンマーク国・6 4 3 0 ・ ノアボー・ハウ
 ンビェア・チャニング・1 8 6, 2 ・ テ
 ィブイ
 (72) 発明者 スミト, フレーゼ
 デンマーク国・6 4 0 0 ・ スナボー・リュ
 スヴァン・1 6

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 長時間エジェクタモードで蒸気圧縮システムを制御するための方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

蒸気圧縮システム (1) を制御するための方法であって、前記蒸気圧縮システム (1) は、冷媒経路に配設される圧縮機ユニット (2) と、排熱式熱交換器 (5) と、一次入口 (11)、二次入口 (13)、及び出口を備えるエジェクタ (6) と、レシーバ (7) と、少なくとも1つの膨張装置 (8) と、少なくとも1つの蒸発器 (9) を備え、

- 前記排熱式熱交換器 (5) を出る冷媒の温度を取得するステップと、
 - 前記排熱式熱交換器 (5) を出る冷媒の前記取得した温度に基づいて、前記排熱式熱交換器 (5) を出る冷媒の基準圧力値を導出するステップと、

- 前記レシーバ (7) 内に広がる圧力と前記蒸発器 (9) を出る冷媒の圧力との間の圧力差を取得するステップと、

- 前記圧力差を所定の第1の低い閾値と比較するステップと、
 - 前記圧力差が前記第1の低い閾値よりも大きい場合、前記導出した基準圧力値に基づいて、前記導出した基準圧力値と等しい前記排熱式熱交換器 (5) を出る冷媒の圧力を取得するために、前記蒸気圧縮システム (1) を制御するステップと、

- 前記圧力差が前記第1の低い閾値よりも小さい場合、前記圧力差が前記第1の低い閾値と等しい所定レベルにある場合に導出した基準圧力値に対応する固定基準圧力値を選択し、且つ、前記選択された固定基準圧力値に基づいて、前記選択された固定基準圧力値と等しい前記排熱式熱交換器 (5) を出る冷媒の圧力を取得するために、前記蒸気圧縮システム (1) を制御するステップと、を含む、

10

20

方法。

【請求項 2】

更に、前記圧力差が前記第 1 の低い閾値よりも小さい場合、

- 前記導出した基準圧力値と前記選択された固定基準圧力値との間の差を取得するステップと、

- 前記取得した差を第 2 の高い閾値と比較するステップと、

- 前記取得した差が前記第 2 の高い閾値よりも大きい場合、前記導出した基準圧力値を選択し、且つ、前記導出した基準圧力値に従って、前記導出した基準圧力値と等しい前記排熱式熱交換器 (5) を出る冷媒の圧力を取得するために、前記蒸気圧縮システム (1) を制御するステップと、を含む、

請求項 1 に記載の方法。

【請求項 3】

前記レシーバ (7) 内に広がる圧力と前記蒸発器 (9) を出る冷媒の圧力との間の圧力差を取得する前記ステップは、前記レシーバ (7) 内の前記圧力及び / 又は前記蒸発器 (9) を出る冷媒の前記圧力を測定するステップを含む、請求項 1 又は 2 に記載の方法。

【請求項 4】

基準圧力値を導出する前記ステップは、前記蒸気圧縮システム (1) のための前記排熱式熱交換器 (5) を出る冷媒の温度、前記排熱式熱交換器 (5) を出る冷媒の圧力、及び最適成績係数 (COP) の換算値を提供するルックアップ表を用いることを含む、請求項 1 ~ 3 のいずれか一項に記載の方法。

【請求項 5】

前記導出した基準圧力値に基づいて又は前記選択された固定基準圧力値に基づいて前記蒸気圧縮システム (1) を制御する前記ステップは、前記排熱式熱交換器 (5) を横断する二次流体流れを調整することを含む、請求項 1 ~ 4 のいずれか一項に記載の方法。

【請求項 6】

前記導出した基準圧力値に基づいて又は前記選択された固定基準圧力値に基づいて前記蒸気圧縮システム (1) を制御する前記ステップは、前記圧縮機ユニット (2) の圧縮機容量を調整することを含む、請求項 1 ~ 5 のいずれか一項に記載の方法。

【請求項 7】

前記導出した基準圧力値に基づいて又は前記選択された固定基準圧力値に基づいて前記蒸気圧縮システム (1) を制御する前記ステップは、前記エジェクタ (6) の前記一次入口 (11) の開度を調整することを含む、請求項 1 ~ 6 のいずれか一項に記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エジェクタを備える蒸気圧縮システムを制御するための方法に関する。発明の方法は、エジェクタがより広範な作動条件で作動し、それによって、蒸気圧縮システムのエネルギー効率を向上させることを可能にする。

【背景技術】

【0002】

幾つかの蒸気圧縮システムにおいて、エジェクタは冷媒経路内で排熱式熱交換器に対して下流の位置に配置される。それにより、排熱式熱交換器を出た冷媒がエジェクタの一次入口に供給される。蒸気圧縮システムの蒸発器を出た冷媒はエジェクタの二次入口に供給されてもよい。

【0003】

エジェクタは、エジェクタの駆動入口 (又は一次入口) に供給される駆動流体によってエジェクタの吸込入口 (又は二次入口) において流体の圧力エネルギーを増加させるためにベンチュリ効果を用いるポンプの一種である。それにより、上で説明したような冷媒経路にエジェクタを配置することで、冷媒に仕事を行わせ、それによって、エジェクタが何も設けられていない状態と比べて、蒸気圧縮システムの電力消費を低減している。

10

20

30

40

50

【 0 0 0 4 】

エジェクタの出口は、通常、液体冷媒が気体冷媒から分離されるレシーバに接続される。冷媒の液体部分は、膨張装置を介して蒸発器に供給され、冷媒の気体部分は圧縮機ユニットに供給されてもよい。蒸発器を出る冷媒の可能な限り多くの部分がエジェクタの二次入口に供給され、圧縮機ユニットに対する冷媒供給がレシーバの気体出口から主に提供されるような方法で蒸気圧縮システムを作動させるのが望ましく、何故ならば、これが蒸気圧縮システムを作動させる最もエネルギー効率の良い方法であるからである。

【 0 0 0 5 】

夏期の間等の高い周囲温度において、排熱式熱交換器を出る冷媒の温度並びに圧力は比較的高い。この場合、エジェクタは良好に機能し、蒸発器を出る冷媒の全てをエジェクタの二次入口に供給し、上で説明したように、気体冷媒をレシーバのみから圧縮機ユニットに供給することが有利である。蒸気圧縮システムがこの方法で作動する場合、これは往々にして「夏期モード」と称される。

10

【 0 0 0 6 】

一方で、冬期の間等の低い周囲温度において、排熱式熱交換器を出る冷媒の温度並びに圧力は比較的低い。この場合、エジェクタは良好に機能せず、従って、蒸発器を出る冷媒は往々にして、エジェクタの二次入口の代わりに、圧縮機ユニットに供給される。蒸気圧縮システムがこの方法で作動する場合、これは往々にして「冬期モード」と称される。上で説明したように、これは蒸気圧縮システム作動させるエネルギー効率の良い方法ではなく、従って、「夏期モード」で、すなわち、可能な限り低い周囲温度でエジェクタが作動しながら、蒸気圧縮システムを作動させることが望ましい。

20

【 0 0 0 7 】

米国特許出願第 2 0 1 2 / 0 1 6 7 6 0 1 A 1 号明細書はエジェクタサイクルを開示している。排熱式熱交換器は圧縮機に結合されて圧縮された冷媒を受ける。エジェクタは排熱式熱交換器に結合される一次入口、二次入口、及び出口を有している。セパレータはエジェクタの出口に結合される入口、ガス出口、及び液体出口を有している。システムは第 1 及び第 2 のモードの間で切り換えることができる。第 1 のモードにおいて、吸熱用熱交換器を出た冷媒はエジェクタの二次入口に供給される。第 2 のモードにおいて、吸熱用熱交換器を出た冷媒は圧縮機に供給される。

30

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 8 】

低い周囲温度でさえもエネルギー効率の良い方法でエジェクタを備える蒸気圧縮システムを制御するための方法を提供することが、発明の実施形態の目的である。

【 0 0 0 9 】

エジェクタを備える蒸気圧縮システムを制御するための方法であって、先行技術の方法よりも低い周囲温度でエジェクタが作動することを可能にする方法を提供することが、発明の実施形態の更なる目的である。

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 1 0 】

40

発明は、蒸気圧縮システムを制御するための方法であって、蒸気圧縮システムは、冷媒経路に配設される圧縮機ユニットと、排熱式熱交換器と、一次入口、二次入口、及び出口を備えるエジェクタと、レシーバと、少なくとも 1 つの膨張装置と、少なくとも 1 つの蒸発器を備え、

- 排熱式熱交換器を出る冷媒の温度を取得するステップと、
- 排熱式熱交換器を出る冷媒の取得した温度に基づいて、排熱式熱交換器を出る冷媒の基準圧力値を導出するステップと、
- レシーバ内に広がる圧力と蒸発器を出る冷媒の圧力との間の圧力差を取得するステップと、
- 圧力差を所定の第 1 の低い閾値と比較するステップと、

50

- 圧力差が第1の低い閾値よりも大きい場合、導出した基準圧力値に基づいて、導出した基準圧力値と等しい排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力を取得するために、蒸気圧縮システムを制御するステップと、

- 圧力差が第1の低い閾値よりも小さい場合、圧力差が第1の低い閾値と本質的に等しい所定レベルにある場合に導出した基準圧力値に対応する固定基準圧力値を選択し、且つ、選択された固定基準圧力値に基づいて、選択された固定基準圧力値と等しい排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力を取得するために、蒸気圧縮システムを制御するステップと、を含む方法を提供する。

【0011】

発明による方法は、蒸気圧縮システムを制御するためのものである。本文脈において、用語「蒸気圧縮システム」は、冷媒等の流体媒体の流れが循環し、交互に圧縮及び膨張され、それにより、容積の冷凍又は加熱のどちらか一方を提供する任意のシステムを意味するよう解釈すべきである。従って、蒸気圧縮システムは、冷凍システム、空調システム、ヒートポンプ、等であってもよい。

【0012】

蒸気圧縮システムは、冷媒経路に配設される1つ以上の圧縮機を備える圧縮機ユニットと、排熱式熱交換器と、エジェクタと、レシーバと、少なくとも1つの膨張装置と、少なくとも1つの蒸発器を備えている。エジェクタは、排熱式熱交換器の出口に接続される一次入口と、レシーバに接続される出口と、蒸発器の出口に接続される二次入口とを有している。各膨張装置は蒸発器への冷媒の供給を制御するよう編成される。排熱式熱交換器は、例えば、冷媒が少なくとも部分的に凝縮される凝縮器の形態であるか、又は、冷媒が冷却されるが、気体状態のまま残るガス冷却器の形態であってもよい。膨張装置は、例えば、膨張弁であってもよい。

【0013】

従って、冷媒経路を流れる冷媒は圧縮機ユニットの圧縮機によって圧縮される。圧縮された冷媒は排熱式熱交換器に供給され、ここで、熱が排熱式熱交換器を通過して流れる冷媒から排出されるような方法で、熱交換が周囲と、又は、排熱式熱交換器を横断する二次流体流れと行われる。排熱式熱交換器が凝縮器の形態である場合、冷媒は、排熱式熱交換器を通過する場合に少なくとも部分的に凝縮される。排熱式熱交換器がガス冷却器の形態である場合、排熱式熱交換器を通過する冷媒は冷却されるが、気体状態のまま残る。

【0014】

排熱式熱交換器から、冷媒がエジェクタの一次入口に供給される。冷媒がエジェクタを通過するにつれて、冷媒の圧力は低下し、エジェクタを出る冷媒は、通常、エジェクタ内で行われる膨張により液体及び気体冷媒の混合物の形態である。

【0015】

冷媒は次いでレシーバに供給され、ここで冷媒は液体部分と気体部分とに分離される。冷媒の液体部分は膨張装置に供給され、ここで冷媒の圧力は、冷媒が蒸発器に供給される前に低下する。各膨張装置は冷媒を特定の蒸発器に供給し、従って、各蒸発器への冷媒供給は、対応する膨張装置を制御することによって個々に制御することができる。蒸発器に供給される冷媒は、それによって、混合された気体及び液体状態にある。蒸発器において、冷媒の液体部分は少なくとも部分的に気化される一方で、熱が蒸発器を通過して流れる冷媒によって吸収されるような方法で、熱交換が周囲と、又は、蒸発器を横断する二次流体流れと行われる。最終的に、冷媒は圧縮機ユニットに供給される。

【0016】

レシーバ内の冷媒の気体部分は圧縮機ユニットに供給されてもよい。それによって、気体冷媒は膨張装置によって誘導される圧力降下を受けず、上で説明したように、エネルギーは保存される。

【0017】

従って、冷媒経路内を流れる冷媒の少なくとも一部は、交互に、圧縮機ユニットの圧縮機によって圧縮され、膨張装置によって膨張される一方で、熱交換が排熱式熱交換器にお

10

20

30

40

50

いて及び蒸発器において行われる。それによって、１つ以上の容積の冷却又は加熱を得ることができる。

【 0 0 1 8 】

発明の方法によれば、排熱式熱交換器を出る冷媒の温度が最初に取得される。これは、排熱式熱交換器に対して下流の冷媒経路に配置される温度センサによって直接排熱式熱交換器を出る冷媒の温度を測定することを含んでいてもよい。代替として、排熱式熱交換器を出る冷媒の温度は、排熱式熱交換器及びエジェクタを相互に接続する管の外側部分で行われる温度測定に基づいて取得されてもよい。別の代替として、排熱式熱交換器を出る冷媒の温度は、周囲温度等の他の適切な測定パラメータに基づいて導出されてもよい。

【 0 0 1 9 】

次いで、排熱式熱交換器を出る冷媒の基準圧力値が、排熱式熱交換器を出る冷媒の取得した温度に基づいて導出される。排熱式熱交換器を出る冷媒の所定の温度のため、結果として最適成績係数（COP）で作動する蒸気圧縮システムをもたらす排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力レベルが存在する。この圧力値は基準圧力値として有利に選択されてもよい。排熱式熱交換器を出る冷媒の温度が高ければ高いほど、最適成績係数（COP）を提供する圧力レベルは高くなる。

【 0 0 2 0 】

次いで、レシーバ内に広がる圧力と蒸発器を出る冷媒の圧力との間の圧力差が取得され、この圧力差は第１の低い閾値と比較される。

【 0 0 2 1 】

レシーバ内に広がる圧力と蒸発器を出る冷媒の圧力との間の圧力差は、エジェクタが効率的に作動することができるか否か、すなわち、エジェクタが蒸発器を出る冷媒をエジェクタの二次入口に吸い込むことができるか否かに対する決め手となる。第１の低い閾値は、エジェクタが非効率的に作動することが予測されるよりも下の圧力差に対応するような方法で有利に選択されてもよい。

【 0 0 2 2 】

圧力差が第１の低い閾値よりも大きい場合、それは従って、エジェクタが効率的に作動することができると仮定することができる。従って、この場合、蒸気圧縮システムは最適成績係数（COP）を取得するために稼働することができ、エジェクタは引き続き効率的に作動する。従って、蒸気圧縮システムは、この場合、通常の方法で、すなわち、導出した基準圧力値に基づいて、導出した基準圧力値と等しい排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力を取得するために、稼働する。この状況は、往々にして、周囲温度が比較的高い場合に発生する。

【 0 0 2 3 】

その一方で、圧力差が第１の低い閾値よりも低い場合には、エジェクタが効率的に作動することができないと仮定することができる。従って、蒸気圧縮システムがこの場合に通常の方法で稼働するとすれば、エジェクタは作動せず、蒸気圧縮システムのエネルギー効率は、従って、低下する。この状況は、往々にして、周囲温度が比較的低い場合に発生する。

【 0 0 2 4 】

排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力が最適成績係数（COP）を提供する圧力レベルよりも若干高いような方法で、蒸気圧縮システムが稼働する場合、成績係数（COP）はわずかに低下するだけである。排熱式熱交換器を出る冷媒の若干高い圧力は、結果として、エジェクタ全体にわたる若干高い圧力差を生じる。これは、蒸発器の出口からエジェクタの二次入口に向けて冷媒を吸い込むエジェクタの能力を向上させる。従って、排熱式熱交換器を出る冷媒の若干高い圧力を得るよう蒸気圧縮システムを稼働させることは、結果として、低い周囲温度で稼働することができるエジェクタをもたらす、それによって、排熱式熱交換器を出る冷媒の増加した圧力が成績係数（COP）のわずかな低下の原因となったとしても、蒸気圧縮システムのエネルギー効率を向上させる。

【 0 0 2 5 】

従って、レシーバ内に広がる圧力と蒸発器を出る冷媒の圧力との間の圧力差が第１の低い閾値よりも小さい場合、排熱式熱交換器を出る冷媒のための固定基準圧力値が、導出した基準圧力値の代わりに選択される。固定基準圧力値は、圧力差が第１の低い閾値と本質的に等しい所定レベルである場合に、導出された基準圧力値に相当する。本質的に、圧力差が減少する場合、基準圧力値は単に、第１の低い閾値に達する場合の現状レベルに維持される。その後、蒸気圧縮システムは、固定基準圧力値に基づいて、選択された固定基準圧力値と等しい排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力を得るために制御される。これは、蒸気圧縮システムのエジェクタが低い周囲温度で作動することを可能にし、それによって蒸気圧縮システムのエネルギー効率を向上させる。

【００２６】

10

方法は、更に、圧力差が第１の低い閾値よりも小さい場合、

- 導出した基準圧力値と選択された固定基準圧力値との間の差を取得するステップと、
- 取得した差を第２の高い閾値と比較するステップと、
- 取得した差が第２の高い閾値よりも大きい場合、導出した基準圧力値を選択し、且つ、導出した基準圧力値に従って、導出した基準圧力値と等しい排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力を取得するために、蒸気圧縮システムを制御するステップと、を含んでもよい。

【００２７】

この実施形態によれば、圧力差が第１の低い閾値よりも小さく、従って、固定基準圧力値が選択された場合、排熱式熱交換器を出る冷媒の温度は引き続き監視され、対応する基準圧力値が導出される。それによって、たとえ固定基準圧力値が選択され、蒸気圧縮システムがそれに従って制御されたとしても、通常適用される基準圧力値が引き続き導出される。

20

【００２８】

更に、導出された基準圧力値と選択された固定基準圧力値との間の差が取得され、第２の高い閾値と比較される。

【００２９】

取得した差が第２の高い閾値よりも大きい場合、導出された基準圧力値が選択され、蒸気圧縮システムは、その後、上で説明したように、それに基づいて制御される。従って、導出した基準圧力値と固定基準圧力値との間の差が大きくなりすぎた場合、それは、排熱式熱交換器を出る冷媒の増加した圧力を維持するために適切だとはもはや見なされず、従って、「普通の」導出した基準圧力値が増加した固定基準圧力値の代わりに選択され、すなわち、蒸気圧縮システムは、エジェクタのエネルギー効率の恩恵を受けずに稼働する。

30

【００３０】

第２の高い閾値は固定値であってもよいことに留意されたい。代替として、第２の高い閾値は導出した基準圧力値の適切なパーセンテージ等の変数値であってもよい。

【００３１】

レシーバ内に広がる圧力と蒸発器を出る冷媒の圧力との間の圧力差を取得するステップは、レシーバ内の圧力及び／又は蒸発器を出る冷媒の圧力を測定するステップを含んでもよい。代替として、圧力は他の方法で、例えば、他の測定パラメータから圧力を導出することによって取得されてもよい。別の代替として、圧力差は、レシーバ内部の冷媒及び蒸発器を出る冷媒それぞれの絶対圧力を取得することなく、取得されてもよい。

40

【００３２】

基準圧力を導出するステップは、蒸気圧縮システムのための排熱式熱交換器を出る冷媒の温度、排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力、及び最適成績係数（COP）の換算値を提供するルックアップ表を用いることを含んでもよい。ルックアップ表は、例えば、温度、圧力、及びCOP間の関係を示す曲線の形態であってもよい。この実施形態によれば、蒸発器を出る冷媒の所定温度に対する最適COPを提供する圧力が容易に取得できる。

【００３３】

50

代替として又は追加として、基準圧力値を導出するステップは、排熱式熱交換器を出る冷媒の温度に基づいて基準圧力値を計算することを含んでいてもよい。これは、例えば、所定の数式を用いることによって行われてもよい。

【0034】

導出した基準圧力値に基づいて又は選択された固定基準圧力値に基づいて蒸気圧縮システムを制御するステップは、排熱式熱交換器を横断する二次流体流れを調整することを含んでいてもよい。排熱式熱交換器を横断する二次流体流れを調整することは、排熱式熱交換器内で行われる熱交換に影響を及ぼし、それによって、排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力に影響を及ぼす。排熱式熱交換器を横断する二次流体流れが空気流である場合、流体流れは、空気流の原因となるよう編成されるファンの速度を調整することによって、若しくは、1つ以上のファンのオン又はオフを切り換えることによって調整されてもよい。同様に、二次流体流れが液体流である場合、流体流れは液体流の原因となるよう編成されるポンプを調整することによって調整されてもよい。

10

【0035】

代替として又は追加として、導出した基準圧力値に基づいて又は選択された固定基準圧力値に基づいて蒸気圧縮システムを制御するステップは、圧縮機ユニットの圧縮機容量を調整することを含んでいてもよい。これは、排熱式熱交換器に入る冷媒の圧力が調整され、それによって、結果として調整された排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力をもたらす。

【0036】

代替として又は追加として、導出した基準圧力値に基づいて又は選択された固定基準圧力値に基づいて蒸気圧縮システムを制御するステップは、エジェクタの一次入口の開度を調整することを含んでいてもよい。エジェクタの一次入口の開度は、排熱式熱交換器からレシーバに向かう冷媒流を決定する。エジェクタの一次入口の開度が増加した場合、排熱式熱交換器からの冷媒の流量は増加し、それによって、結果として排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力の低下を招く。同様に、エジェクタの一次入口の開度の減少は、結果として排熱式熱交換器を出る冷媒の温度の増加を招く。更に、蒸気圧縮システムがエジェクタと並列に配置される高圧弁を備える場合、排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力は、高圧弁を開閉することによって又は高圧弁の開度を調整することによって調整されてもよい。

20

【0037】

発明を、ここで、以下の添付図面を参照して更に詳細に説明する。

30

【図面の簡単な説明】

【0038】

【図1】図1は、発明の第1の実施形態による方法に従って制御される蒸気圧縮システムの線図である。

【図2】図2は、発明の第2の実施形態による方法に従って制御される蒸気圧縮システムの線図である。

【図3】図3は、発明の一実施形態による方法に従って制御される蒸気圧縮システムのための対数圧力 - エンタルピー図である。

【図4】図4は、発明による方法に従って制御される蒸気圧縮システム及び先行技術の方法に従って制御される蒸気圧縮システムのそれぞれのための周囲温度の関数としての成績係数を示すグラフである。

40

【図5】図5は、蒸気圧縮システムの排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力の制御を示す。

【図6】図6は、図5の高圧制御ユニットの作動を示すブロック図である。

【図7】図7は、図5のファン制御ユニットの作動を示すブロック図である。

【発明を実施するための形態】

【0039】

図1は、発明の第1の実施形態による方法に従って制御される蒸気圧縮システム1の線図である。蒸気圧縮システム1は、複数の圧縮機3、4、そのうちの3つを図示する圧縮機ユニット2と、排熱式熱交換器5と、エジェクタ6と、レシーバ7と、膨張弁の形態での膨張装置8と、冷媒経路内に配置される蒸発器9とを備える。

50

【 0 0 4 0 】

図示する圧縮機 3 のうちの 2 つは蒸発器 9 の出口に接続される。従って、蒸発器 9 を出る冷媒はこれらの圧縮機 3 に供給することができる。第 3 の圧縮機 4 はレシーバ 7 の気体出口 1 0 に接続される。従って、気体冷媒はレシーバ 7 からこの圧縮機 4 に直接供給することができる。

【 0 0 4 1 】

冷媒経路を流れる冷媒は、圧縮機ユニット 2 の圧縮機 3、4 によって圧縮される。圧縮された冷媒は排熱式熱交換器 5 に供給され、ここで、熱が冷媒から排出されるような方法で、熱交換が行われる。

【 0 0 4 2 】

排熱式熱交換器 5 を出た冷媒は、レシーバ 7 に供給される前に、エジェクタ 6 の一次入口 1 1 に供給される。エジェクタ 6 を通過する場合、冷媒は膨張する。それによって、冷媒の圧力が低下し、レシーバ 7 に供給される冷媒は液体及び気体の混合状態にある。

【 0 0 4 3 】

レシーバ 7 において、冷媒は液体部分と気体部分とに分離される。冷媒の液体部分は、レシーバ 7 の液体出口 1 2 及び膨張装置 8 を介して蒸発器 9 に供給される。蒸発器 9 において、冷媒の液体部分は少なくとも部分的に気化する一方で、熱が冷媒によって吸収されるような方法で、熱交換が行われる。

【 0 0 4 4 】

蒸発器 9 を出た冷媒は、圧縮機ユニット 2 の圧縮機 3 又はエジェクタ 6 の二次入口 1 3 のどちらか一方に供給される。

【 0 0 4 5 】

図 1 の蒸気圧縮システム 1 は、蒸発器 9 を出る冷媒の全てがエジェクタ 6 の二次入口 1 3 に供給され、圧縮機ユニット 2 だけがレシーバ 7 の気体出口 1 0 からの冷媒を受ける場合、最もエネルギー効率の良い方法で作動する。この場合、圧縮機ユニット 2 の圧縮機 4 のみが作動される一方で、圧縮機 3 のスイッチは切られる。従って、全作動時間の可能な限り大きい部分の間に、この方法で蒸気圧縮システム 1 を作動させることが望ましい。しかし、排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の圧力が通常比較的低い、低い周囲温度において、エジェクタ 6 は良好に機能せず、従って、蒸発器 9 を出る冷媒は通常圧縮機 3 に供給され、それにより結果として、蒸気圧縮システム 1 のより低いエネルギー効率の作動を生じる。

【 0 0 4 6 】

発明の方法によれば、排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の温度は、例えば、単に冷媒の温度を直接測定することによって、又は、周囲温度を測定することによって、得られる。

【 0 0 4 7 】

排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の取得した温度に基づいて、排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の基準圧力値が導出される。これは、例えば、温度、圧力、及び最適成績係数の換算値を提供するルックアップ表又は一連の曲線を調べることによって行われてもよい。代替として、基準圧力値は計算によって導出されてもよい。導出した基準圧力値は、有利なことに、蒸気圧縮システム 1 に排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の所定温度における最適成績係数 (COP) で作動させる排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の圧力であってもよい。

【 0 0 4 8 】

更に、レシーバ 7 内に広がる圧力と蒸発器 9 を出る冷媒の圧力との間の圧力差が取得され、第 1 の低い閾値と比較される。この圧力差が小さくなる場合、それは、エジェクタ 6 が良好に機能しない領域に、蒸気圧縮システム 1 の作動が近付いていることを示している。しかし、圧力差が大きい場合、エジェクタ 6 は良好に機能することが期待されてもよい。

【 0 0 4 9 】

従って、圧力差が第 1 の低い閾値よりも高い場合には、導出された基準圧力値が選択され、蒸気圧縮システム 1 はこの基準圧力値に基づいて作動する。従って、蒸気圧縮システム 1 は、結果として最適成績係数 (COP) を生じる排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の圧力

10

20

30

40

50

を取得するために、それが通常そうであるように単純に作動し、エジェクタ 6 は自動的に作動する。

【 0 0 5 0 】

その一方で、圧力差が第 1 の低い閾値よりも低い場合には、エジェクタ 6 がもはや良好に機能しない領域に到達したことを推測しなければならない。従って、導出された基準圧力値の代わりに、固定基準圧力値が選択される。固定基準圧力値は導出された基準圧力値よりも若干高く、圧力差が第 1 の低い閾値と本質的に等しい所定レベルである場合に、導出された基準圧力値に相当する。従って、この場合、蒸気圧縮システム 1 は、最適成績係数 (COP) を提供する排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の圧力に従って作動しない。その代わりに、エジェクタ 6 は長時間動作し続け、これは、排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の若干増加した圧力で操作される蒸気圧縮システム 1 を作動させる影響を上回る COP の増加を提供する。それによって、蒸気圧縮システム 1 の全体のエネルギー効率が向上する。

10

【 0 0 5 1 】

排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の圧力は、例えば、エジェクタ 6 の一次入口 11 の開度を調整することによって調整されてもよい。代替として、それは、レシーバ 7 内部に広がる圧力を調整することによって、例えば、レシーバ 7 の気体出口 10 に接続されている圧縮機 4 の圧縮機容量を調整することによって、又は、レシーバ 7 の気体出口 10 及び圧縮機 3 を相互に接続する冷媒経路内に配設されたバイパス弁 14 を調整することによって、調整されてもよい。

20

【 0 0 5 2 】

図 2 は、発明の第 2 の実施形態による方法に従って制御される蒸気圧縮システム 1 の線図である。図 2 の蒸気圧縮システム 1 は図 1 の蒸気圧縮システム 1 と極めて類似しており、従って、ここでは詳細に説明しない。

【 0 0 5 3 】

図 2 の蒸気圧縮システム 1 の圧縮機ユニット 2 において、1つの圧縮機 3 が蒸発器 9 の出口に接続されているとして示されており、1つの圧縮機 4 がレシーバ 7 の気体出口 10 に接続されているとして示されている。第 3 の圧縮機 15 は、圧縮機 15 が蒸発器 9 の出口又はレシーバ 7 の気体出口 10 に選択的に接続されることを可能にする三方弁 16 を備えているとして示されている。それによって、圧縮機ユニット 2 のうちの幾つかの圧縮機容量は、「メイン圧縮機容量」、すなわち、圧縮機 15 が蒸発器 9 の出口に接続される場合と、「レシーバ圧縮機容量」、すなわち、圧縮機 15 がレシーバ 7 の気体出口 10 に接続される場合との間で切り換えることができる。それによって、更に、三方弁 16 を操作することにより、レシーバ 7 内部に広がる圧力を調整し、且つ、それによって、排熱式熱交換器 5 を出る冷媒の圧力を調整し、それによって、レシーバ 7 の気体出口 10 から受け取る冷媒を圧縮するために利用できる圧縮機容量を増加又は減少させることが可能である。

30

【 0 0 5 4 】

図 3 は、発明の一実施形態による方法に従って制御される蒸気圧縮システムのための対数圧力 - エンタルピー図、すなわち、エンタルピーの関数としての圧力を示すグラフである。蒸気圧縮システムは、例えば、図 1 に示す蒸気圧縮システム又は図 2 に示す蒸気圧縮システムであってもよい。

40

【 0 0 5 5 】

蒸気圧縮システムの通常運転中、点 17 において、冷媒は蒸発器の出口に接続されている圧縮機ユニットのうちの 1 つ以上の圧縮機に入る。点 17 から点 18 まで、冷媒はこの圧縮機又はこれらの圧縮機によって圧縮される。同様に、点 19 において、冷媒はレシーバの気体出口に接続されている圧縮機ユニットのうちの 1 つ以上の圧縮機に入る。点 19 から点 20 まで、冷媒はこの圧縮機又はこれらの圧縮機によって圧縮される。圧縮は結果として冷媒に対する圧力並びにエンタルピーの増加を生じることが見て取れる。更に、点 19 においてレシーバの気体出口から受ける冷媒は点 17 において蒸発器の出口から受ける冷媒よりも高い圧力レベルにあることが見て取れる。

50

【 0 0 5 6 】

点 1 8 及び 2 0 のそれぞれから点 2 1 まで、冷媒は排熱式熱交換器を通過し、ここで熱が冷媒によって廃棄されるような方法で熱交換が行われる。これは結果としてエンタルピーの低下を生じる一方で、圧力は一定のままである。

【 0 0 5 7 】

点 2 1 から点 2 2 まで、冷媒はエジェクタを通過し、レシーバに供給される。それによって、冷媒は膨張し、結果として冷媒の圧力の低下及びエンタルピーのわずかな低下を生じる。

【 0 0 5 8 】

点 2 3 はレシーバにおける冷媒の液体部分を示し、点 2 3 から点 2 4 まで、冷媒は膨張装置を通過し、それによって冷媒の圧力を低下させる。同様に、点 1 9 は、レシーバの気体出口に接続される圧縮機に直接供給されるレシーバにおける冷媒の気体部分を示している。

10

【 0 0 5 9 】

点 2 4 から点 1 7 まで、冷媒は蒸発器を通過し、ここで熱が冷媒によって吸収されるような方法で熱交換が行われる。それによって、冷媒のエンタルピーが増加する一方で、圧力は一定のままである。

【 0 0 6 0 】

点 1 9 から点 1 7 まで、冷媒はレシーバの気体出口から吸込みライン、すなわち、蒸発器の出口と圧縮機ユニットの入口とを相互に接続する冷媒経路の一部へ、バイパス弁を介して通る。

20

【 0 0 6 1 】

蒸気圧縮システムの制御が、例えば、低い周囲温度のためにエジェクタがもはや良好に機能しない領域に近付く場合には、蒸気圧縮システムは代わりに、対数圧力 - エンタルピー図の破線によって示すような、排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力が若干増加するような方法で制御される。これは、点 2 1 a から点 2 2 まで冷媒がエジェクタを通過する場合の圧力の低下が、通常運転中、すなわち、点 2 1 から点 2 2 までの圧力の低下よりも大きいという結果を招く。これは、二次流体流れを駆動する、すなわち、蒸発器の出口からエジェクタの二次入口へ冷媒を吸い込むエジェクタの性能を向上させる。従って、排熱式熱交換器を出る冷媒の増加した圧力は、エジェクタがより低い周囲温度で作動することを可能にする。

30

【 0 0 6 2 】

図 4 は、発明による方法に従って制御される蒸気圧縮システム及び先行技術の方法に従って制御される蒸気圧縮システムのそれぞれのための周囲温度の関数としての成績係数を示すグラフである。点線は先行技術の方法による蒸気圧縮システムの運転を示しており、実線は発明による方法に従う蒸気圧縮システムの運転を示している。

【 0 0 6 3 】

高い周囲温度において、エジェクタは良好に機能し、結果として、蒸気圧縮システムは、蒸気圧縮システムがエジェクタ無しで作動する場合におけるよりも高い成績係数 (COP) で作動する。

40

【 0 0 6 4 】

周囲温度が略 2 5 に達する場合、蒸気圧縮システムは、エジェクタがもはや良好に機能しない領域に達する。これは、レシーバ内に広がる圧力と、第 1 の低い閾値より下に低下する蒸発器を出る冷媒の圧力との間の圧力差に対応する。普通の状況下で、エジェクタは単に、この点において動作を停止し、結果として、蒸気圧縮システムは点線によって示されるように作動する。それによって、蒸気圧縮システムの成績係数 (COP) は唐突にこの点で低下する。

【 0 0 6 5 】

代わりに、本発明によれば、排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力はわずかに増加したレベルに維持され、結果としてエジェクタは上で説明したような低い周囲温度で作動すること

50

ができ、すなわち、実線が点線の代わりに迎られる。これはグラフ内の「キंक部」25によって示される。周囲温度が、もはや蒸気圧縮システムのCOPを向上させないため、もはやエジェクタを作動状態に維持する利点がないレベルに達するまで、排熱式熱交換器を出る冷媒の増加した圧力レベルが維持される。これは、導出された基準圧力値と第2の高い閾値より上に増加する選択された固定基準圧力値との差に対応する。これは略21の周囲温度に相当する点26において発生する。低い周囲温度において、蒸気圧縮システムはエジェクタ無しで単純に作動する。

【0066】

発明による方法が、エジェクタが良好に機能する領域とエジェクタが作動しない領域との間に遷移領域を提供し、それによってエジェクタが低い周囲温度、すなわち、略21と25との間で作動することを可能にしていることは、図4のグラフから明らかである。

【0067】

図5は、蒸気圧縮システムの排熱式熱交換器5を出る冷媒の圧力の制御を示している。蒸気圧縮システムは、例えば、図1の蒸気圧縮システム又は図2の蒸気圧縮システムであってもよい。

【0068】

排熱式熱交換器5を出る冷媒の温度は温度センサ27によって測定され、排熱式熱交換器5を出る冷媒の圧力は圧力センサ28によって測定される。更に、周囲温度は温度センサ29によって測定される。

【0069】

排熱式熱交換器5を出る冷媒の測定された温度及び圧力は高圧制御ユニット30に供給される。排熱式熱交換器5を出る冷媒の測定された温度に基づいて、高圧制御ユニット30は、上で説明したような導出された基準圧力値又は固定基準圧力値のどちらか一方である排熱式熱交換器を出る冷媒のための基準圧力値を選択する。高圧制御ユニット30は、更に、選択された基準圧力値と等しい排熱式熱交換器5を出る冷媒の圧力を得るために蒸気圧縮システムが制御されることを確実にする。高圧制御ユニット30は、排熱式熱交換器5を出る冷媒の測定された圧力に基づいてこれを行う。

【0070】

排熱式熱交換器5を出る冷媒の圧力を制御するために、高圧制御ユニット30はエジェクタ6のための制御信号を生成する。エジェクタ6のための制御信号はエジェクタ6の一次入口11の開度を調整させる。エジェクタ6の一次入口11の開度の減少は、排熱式熱交換器5を出る冷媒の圧力を増加させ、エジェクタ6の一次入口11の開度の増加は、排熱式熱交換器5を出る冷媒の圧力を減少させる。

【0071】

ファン制御ユニット31は、温度センサ27によって測定される排熱式熱交換器5を出る冷媒の温度と、周囲温度を測定する温度センサ29からの温度信号とを受信する。受信した信号に基づいて、ファン制御ユニット31は、排熱式熱交換器5を横断する二次空気流を駆動するファンのモータ32のための制御信号を生成する。制御信号に応じて、モータ32はファンの速度を調整し、それによって、排熱式熱交換器5を横断する二次空気流を調整する。排熱式熱交換器5を横断する二次空気流の減少は、結果として、排熱式熱交換器5を出る冷媒の温度の増加を招く。これは、高圧制御ユニット30に排熱式熱交換器5を出る冷媒の圧力を増加させる原因となる。同様に、排熱式熱交換器5を横断する二次空気流の増加は、結果として、排熱式熱交換器5を出る冷媒の圧力の減少を招く。

【0072】

代替として、二次液体流が排熱式熱交換器5を横断して流れてもよい。この場合、ファン制御ユニット31は、排熱式熱交換器5を横断する二次液体流を駆動するポンプのための制御信号を代わりに生成してもよい。

【0073】

図6は、図5の高圧制御ユニット30の作動を示すブロック図である。排熱式熱交換器

10

20

30

40

50

を出る冷媒の温度 (T_{gc}) は測定され、基準圧力導出ブロック 33 に供給され、ここで排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力のための基準圧力値が、排熱式熱交換器を出る冷媒の測定された温度に基づいて導出される。基準圧力値は、排熱式熱交換器を出る冷媒の温度、排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力、及び成績係数 (COP) の換算値を提供するルックアップ表又は一連の曲線から導出されてもよい。それによって、導出された基準圧力値は、蒸気圧縮システムを最適成績係数 (COP) において作動させる圧力値であるのが好ましい。

【0074】

導出された基準圧力値は評価器 34 に供給され、ここでレシーバ内に広がる圧力と蒸発器を出る冷媒の圧力との間の圧力差 (E_j オフセット) が第 1 の低い閾値と比較される。それに基づいて、評価器 34 は、導出された基準圧力値又は固定基準圧力値を、排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力のための基準値として選択するべきかどうかを判断する。

10

【0075】

選択された基準圧力値は比較器 35 に供給され、ここで基準圧力値が排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力の測定値と比較される。比較の結果は PI コントローラ 36 に供給され、それに基づいて、 PI コントローラ 36 は、排熱式熱交換器を出る冷媒の圧力が基準圧力値に達するような方法でエジェクタの一次入口の開度を調整させるエジェクタのための制御信号を生成する。

【0076】

図 7 は、図 5 のファン制御ユニット 31 の作動を示すブロック図である。周囲温度 (T_{amb}) は測定され、第 1 の加算点 37 に供給され、ここでオフセット (dT) が測定された周囲温度に加算される。加算の結果は別の加算点 38 に供給され、ここで本発明による方法に起因するオフセット (E_j オフセット) がそれらに加算される。それによって、最終的な温度設定点 (設定点) が得られる。

20

【0077】

最終的な温度設定点は比較器 39 に供給され、ここで温度設定点が排熱式熱交換器を出る冷媒の測定された温度と比較される。比較の結果は PI コントローラ 40 に供給され、それに基づいて、 PI コントローラ 40 は排熱式熱交換器を横断する二次空気流を駆動するファンのモータのための制御信号を生成する。制御信号は、排熱式熱交換器を出る冷媒の温度が基準温度値に達するような方法でファンの速度を制御させる。

30

フロントページの続き

(72)発明者 マスン, ケネト・バンク

デンマーク国・8680・リュウ・オクセヴァイイン・2ビイ

(72)発明者 フレスロン, クレスチャン

デンマーク国・6100・ハザスリウ・フィエルストロプ ナアアヴァイ・10

審査官 飯星 潤耶

(56)参考文献 特開2004-324955(JP, A)

米国特許出願公開第2012/0167601(US, A1)

特開2004-060921(JP, A)

特開2005-016747(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00-7/00