

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4658347号
(P4658347)

(45) 発行日 平成23年3月23日(2011.3.23)

(24) 登録日 平成23年1月7日(2011.1.7)

(51) Int.Cl.	F I
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 1 1 D
	F 2 5 B 1/00 1 0 1 J
	F 2 5 B 1/00 3 3 1 E
	F 2 5 B 1/00 3 9 6 D

請求項の数 8 (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2001-24845 (P2001-24845)	(73) 特許権者	000006208
(22) 出願日	平成13年1月31日(2001.1.31)		三菱重工業株式会社
(65) 公開番号	特開2002-228275 (P2002-228275A)		東京都港区港南二丁目16番5号
(43) 公開日	平成14年8月14日(2002.8.14)	(74) 代理人	100112737
審査請求日	平成19年12月10日(2007.12.10)		弁理士 藤田 考晴
前置審査		(74) 代理人	100118913
			弁理士 上田 邦生
		(72) 発明者	田中 孝史
			愛知県名古屋市中村区岩塚町字高道1番地
			三菱重工業株式会社 名古屋研究所内
		(72) 発明者	板鼻 勉
			愛知県名古屋市中村区岩塚町字高道1番地
			三菱重工業株式会社 名古屋研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 超臨界蒸気圧縮冷凍サイクル

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮された冷媒を冷却し、内部の圧力が冷媒の臨界圧力を越える放熱器と、前記放熱器から流出した冷媒を分岐させる分岐部と、前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を第1所定圧力まで減圧する第1減圧装置と、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒と他方側の冷媒とを熱交換して他方側の冷媒を冷却するエコマイザと、前記エコマイザにて冷却された他方側の冷媒を、前記第1所定圧力より低い第2所定圧力まで減圧する第2減圧装置と、前記第2減圧装置にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器から流出した冷媒を吸収圧縮し、前記放熱器に向けて吐出する圧縮装置とを備え、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒を前記圧縮装置の吸入圧縮工程の途中に導くための冷媒インジェクションラインを備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルであって、前記圧縮装置を往復式とし、前記冷媒インジェクションラインを複数に分岐させてそれぞれ異なる圧縮段階に開口させるとともに、分岐した各冷媒インジェクションラインに開閉弁の開閉操作タイミングを調整するインジェクション圧力切換手段を設けたことを特徴とする超臨界蒸気圧縮冷凍サイクル。

【請求項2】

圧縮された冷媒を冷却し、内部の圧力が冷媒の臨界圧力を越える放熱器と、
前記放熱器から流出した冷媒を分岐させる分岐部と、
前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を第1所定圧力まで減圧する第1減圧装置と、
前記第1減圧装置にて減圧された冷媒と他方側の冷媒とを熱交換して他方側の冷媒を冷却するエコノマイザと、

前記エコノマイザにて冷却された他方側の冷媒を、前記第1所定圧力より低い第2所定圧力まで減圧する第2減圧装置と、

前記第2減圧装置にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器と、

前記エコノマイザと前記蒸発器との間に位置し、前記他方側の冷媒を前記蒸発器から流出した冷媒で冷却するインタークーラと、

10

前記蒸発器から前記インタークーラを経て流出した冷媒を吸収圧縮し、前記放熱器に向けて吐出する圧縮装置とを備え、

前記第1減圧装置にて減圧された冷媒を前記圧縮装置の吸入圧縮工程の途中に導くための冷媒インジェクションラインを備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルであって、

前記放熱器と前記分岐部との間に設置した第1開閉弁と、

前記エコノマイザと前記インタークーラとの間に設置した第2開閉弁と、

前記放熱器と前記第1開閉弁との間から分岐して前記第2開閉弁と前記インタークーラとの間に連結され途中に第3開閉弁を備えた第1バイパスラインと、

前記エコノマイザと前記第2開閉弁との間から分岐して前記インタークーラと前記第2減圧装置との間に連結され途中に第4開閉弁を備えた第2バイパスラインとを設けたことを特徴とする超臨界蒸気圧縮冷凍サイクル。

20

【請求項3】

圧縮された冷媒を冷却し、内部の圧力が冷媒の臨界圧力を越える放熱器と、
前記放熱器から流出した冷媒を分岐させる分岐部と、
前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を第1所定圧力まで減圧する第1減圧装置と、
前記第1減圧装置にて減圧された冷媒と他方側の冷媒とを熱交換して他方側の冷媒を冷却するエコノマイザと、

前記エコノマイザにて冷却された他方側の冷媒を、前記第1所定圧力より低い第2所定圧力まで減圧する第2減圧装置と、

前記第2減圧装置にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器と、

30

前記エコノマイザと前記蒸発器との間に位置し、前記他方側の冷媒を前記蒸発器から流出した冷媒で冷却するインタークーラと、

前記蒸発器から前記インタークーラを経て流出した冷媒を吸収圧縮し、前記放熱器に向けて吐出する圧縮装置とを備え、

前記第1減圧装置にて減圧された冷媒を前記圧縮装置の吸入圧縮工程の途中に導くための冷媒インジェクションラインを備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルであって、

前記冷媒インジェクションラインにインジェクション圧力切換手段を設けるとともに、

前記放熱器と前記分岐部との間に設置した第1開閉弁と、

前記エコノマイザと前記インタークーラとの間に設置した第2開閉弁と、

前記放熱器と前記第1開閉弁との間から分岐して前記第2開閉弁と前記インタークーラとの間に連結され途中に第3開閉弁を備えた第1バイパスラインと、

40

前記エコノマイザと前記第2開閉弁との間から分岐して前記インタークーラと前記第2減圧装置との間に連結され途中に第4開閉弁を備えた第2バイパスラインとを設けたことを特徴とする超臨界蒸気圧縮冷凍サイクル。

【請求項4】

前記圧縮装置が複数のインジェクションポートを備えたスクロール圧縮機であり、前記インジェクション圧力切換手段は、前記インジェクションラインを複数に分岐させてそれぞれに開閉弁を設け、分岐したインジェクションラインをそれぞれ異なるインジェクションポートに連結してなることを特徴とする請求項3に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクル。

50

【請求項 5】

前記圧縮装置が往復式であり、前記インジェクション圧力切換手段は、前記インジェクションラインに設けた開閉弁の開閉操作タイミングを調整することを特徴とする請求項 3 に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクル。

【請求項 6】

前記第 1 開閉弁、第 2 開閉弁、第 3 開閉弁及び第 4 開閉弁の開閉は、前記圧縮装置から吐出される冷媒温度を検出して切換操作されることを特徴とする請求項 2 または 3 に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクル。

【請求項 7】

圧縮された冷媒を冷却し、内部の圧力が冷媒の臨界圧力を越える放熱器と、
前記放熱器から流出した冷媒を分岐させる分岐部と、
前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を第 1 所定圧力まで減圧する第 1 減圧装置と、
前記第 1 減圧装置にて減圧された冷媒と他方側の冷媒とを熱交換して他方側の冷媒を冷却するエコノマイザと、

前記エコノマイザにて冷却された他方側の冷媒を、前記第 1 所定圧力より低い第 2 所定圧力まで減圧する第 2 減圧装置と、

前記第 2 減圧装置にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器と、

前記蒸発器から流出した冷媒を吸収圧縮し、前記放熱器に向けて吐出する圧縮装置とを備え、

前記第 1 減圧装置にて減圧された冷媒を前記圧縮装置の吸入圧縮工程の途中に導くための冷媒インジェクションラインを備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルであって、

前記圧縮装置が直列に配列された低段圧縮機及び高段圧縮機よりなり、前記冷媒インジェクションラインを前記低段圧縮機及び高段圧縮機間に連結するとともに、

前記エコノマイザから流出した冷媒を 2 相域まで減圧する手段と、余剰冷媒を保持する中間圧カレシーバと、液冷媒の流動状態を判断する視認部とを具備してなる冷媒量管理手段を設け、

前記中間圧カレシーバの上部と前記高圧段圧縮機の吸入側とを連結するガス抜き回路を設けて、気液 2 相域状態の前記中間圧カレシーバ内から気相冷媒を前記高圧段圧縮機の吸入側に抽気するように構成したことを特徴とする超臨界蒸気圧縮冷凍サイクル。

【請求項 8】

前記中間圧カレシーバ内で分離した液冷媒成分の流動状態を視認部で確認して冷媒量を判断することを特徴とした請求項 7 に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクル。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、二酸化炭素 (CO_2) 等を冷媒として使用する超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルに係り、特に、外気温度が高い条件下での冷却能力を確保して効率よく運転するのに好適な技術に関する。

【0002】

【従来の技術】

近年、地球環境の保全に対する関心が高まっているが、車両用空調装置等の冷媒として従来用いられている R134a といった代替フロンは、地球温暖化に対して影響を与えることが懸念されている。このため、このような代替フロン冷媒等に代わる物質として、元来自然界に存在する物質、いわゆる自然冷媒を用いた冷凍サイクルの研究が行われている。このような自然冷媒の候補として、二酸化炭素 (CO_2) が注目されている。この CO_2 は、地球温暖化に対する寄与が代替フロンよりもはるかに小さいだけでなく、可燃性がないうえ、基本的には人体に無害である。

【0003】

CO_2 冷媒を利用した蒸気圧縮式冷凍サイクル (以下、 CO_2 冷凍サイクルと略す。) の作動原理は、フロン冷媒を使用した従来の蒸気圧縮式冷凍サイクルと基本的には同じであ

10

20

30

40

50

る。そこで、図10に一般的なCO₂冷凍サイクルの構成を示し、図11にモリエル線図を示して簡単に説明する。

図10において、図中の符号1は気相状態のCO₂冷媒を圧縮する圧縮機、2は圧縮機1で圧縮されたCO₂冷媒を外気等との間で熱交換して冷却するガスクーラ（放熱器）、3はガスクーラ2の出口側配管に設けられた圧力（高圧）制御弁、4は高圧のCO₂冷媒を減圧する膨張弁（減圧装置）、5は冷却器として機能するエバポレータ（蒸発器）であり、気液2相状態のCO₂冷媒はエバポレータ4内で気化（蒸発）する際に空気から蒸発潜熱を奪って冷却する。

【0004】

このCO₂冷凍サイクルの作動は、フロンを冷媒として使用した従来の蒸気圧縮式冷凍サイクルと同様である。

すなわち、CO₂モリエル線図（図11参照）にA - B - C - D - Aで示されるように、圧縮機1で気相状態のCO₂冷媒を圧縮し（A - B）、この高温圧縮された気相状態のCO₂冷媒をガスクーラ2にて冷却する（B - C）。そして、膨張弁により減圧して（C - D）、気液2相状態となったCO₂冷媒をエバポレータ4で蒸発させて（D - A）、蒸発潜熱を空気等の外部流体から奪って外部流体を冷却する。

【0005】

しかしながら、CO₂冷媒の臨界温度は約31℃と従来の冷媒であるフロンの臨界温度と比べてかなり低いので、夏場等外気温の高いときには、ガスクーラ2側におけるCO₂冷媒の温度がCO₂の臨界点温度よりも高くなってしまふ。つまり、ガスクーラ2の出口側において、CO₂冷媒は凝縮しない（線分BCが飽和液線SLと交差しない）超臨界域が存在することになる。超臨界域では、同一冷媒温度での高圧圧力は不定であり、冷媒温度、厳密にはガスクーラ出口冷媒温度（外気温度 + ）に対して高圧圧力（厳密にはガスクーラ出口冷媒圧力）を決定する必要がある。

【0006】

すなわち、ガスクーラ2の出口側（C点）の状態は、圧縮機1の吐出圧力とガスクーラ出口側におけるCO₂温度とによって決定され、さらに、ガスクーラ出口側でのCO₂温度はガスクーラ2の放熱能力と外気温度（制御不可）とによって決定されるので、ガスクーラ出口での冷媒温度は、実質的には制御することができない。したがって、ガスクーラ出口側（C点）の状態は、圧縮機1の吐出圧力（ガスクーラ出口側圧力）を制御することによって制御可能となる。つまり、夏場等外気温の高い時には、十分な冷却能力（エンタルピ差）を確保するためには、モリエル線図にE - F - G - H - Eで示されるように、ガスクーラ出口側圧力を高くする必要がある。そのために、圧縮機1の運転圧力は、従来のフロンを用いた冷凍サイクルに比べて高く設定する必要がある。

車両用空調装置を例にすると、圧縮機1の運転圧力は、従来のR134（フロン）冷媒では3kg/cm²程度であるのに対して、CO₂冷媒では40kg/cm²程度と高くなり、また、運転停止圧力は、R134（フロン）冷媒では15kg/cm²程度であるのに対して、CO₂冷媒では100kg/cm²程度と高くなる。

【0007】

このように、ガスクーラ出口圧力を高くするには、前述のように圧縮機1の吐出圧力を高くしなければならないので、圧縮機1の圧縮仕事（圧縮過程のエンタルピ変化量 L）が増加する。したがって、蒸発過程（D - A）におけるエンタルピ変化量 I の増加量より圧縮過程（A - B）におけるエンタルピ変化量 L の増加量が大きい場合には、CO₂冷凍サイクルの成績係数（COP = I / L）が悪化する。

図11における太い実線 p_{max} は、ガスクーラ出口側におけるCO₂温度と成績係数が最大となる圧力とを算出して示した最適制御線であり、上述したCO₂冷凍サイクルを効率よく運転するためには、ガスクーラ出口側圧力とガスクーラ出口側のCO₂温度とを、最適制御線 p_{max} で示されるように制御する必要がある。

【0008】

上述した背景から、たとえば特願平10 - 2570号公報にはエコノマイザを用いたCO

10

20

30

40

50

2 冷凍サイクル（以下、エコノマイザサイクルと呼ぶ）が記載されている。このエコノマイザサイクルでは、図 1 2 に示すように、ガスクーラ 2 から流出した高圧（外気温 + ）の CO_2 冷媒を分岐させる分岐部 6 が設けられ、該分岐部 6 と膨張弁 4 との間にエコノマイザ 7 が配置されている。エコノマイザ 7 は、分岐部 6 から分岐し絞り弁 8 で所定の中間圧力まで減圧及び低温化された一部の CO_2 冷媒（インジェクション冷媒）と、ガスクーラ 2 から直接導かれた他の高圧側 CO_2 冷媒（冷凍冷媒）との間で熱交換を行う向流型の熱交換器であり、この熱交換により膨張弁 4 及びエバポレータ 5 へ供給される CO_2 冷媒（冷凍冷媒）の温度を下げるように構成されている。

なお、中間圧力まで冷却されたインジェクション冷媒は、冷媒インジェクションライン 9 を通って圧縮機 1 の圧縮行程中にインジェクションされる。

10

【 0 0 0 9 】

また、たとえば特願平 3 - 5 1 5 5 7 0 号公報には、ガスクーラ 2 の後流側にインタークーラと呼ばれる向流型熱交換器を配置した CO_2 冷凍サイクル（図 1 3 参照）が記載されている。このインタークーラ 1 0 は、ガスクーラ 2 から流出した高圧（外気温 + ）の CO_2 冷媒をエバポレータ 5 から流出した CO_2 冷媒で冷却するように構成され、上述したエコノマイザ 7 と同様に、膨張弁 4 及びエバポレータ 5 を通過する CO_2 冷媒の温度を下げる機能を有している。なお、図中の符号 1 1 はレシーバを示している。

【 0 0 1 0 】

【 発明が解決しようとする課題 】

上述したように、エコノマイザやインタークーラを採用することでガスクーラ出口側冷媒の温度を下げ、外気温度が高い場合であっても冷却能力を得るようにした CO_2 冷凍サイクルは従来よりある。

20

しかしながら、上述した従来のエコノマイザサイクルでは、絞り弁 8 の開度調整によりエコノマイザ 7 の能力制御を行っているので、絞り弁 8 の開度が大きくなると中間圧力が上昇し、開度が小さくなると中間圧力は低下する。このため、開度を大きくするとインジェクション冷媒と高圧側冷媒（冷凍冷媒）との温度差は小さくなるが、質量流量が温度差の縮小を上回って増加するため、 CO_2 冷凍サイクルの冷却能力は増加し、これとは逆に、開度を小さくすると温度差は大きくなるが、質量流量が温度差の増大を上回って減少するため、冷凍能力は減少することとなる。したがって、開度を大きくしてインジェクション冷媒の質量流量を増すと、エコノマイザ 7 の能力が増して冷却能力を向上させることができるものの、インジェクション冷媒が増すことはエバポレータ 5 を通過する冷凍冷媒の循環流量が減少することにもなるので、大幅な冷却能力の増加は期待できないという問題があった。

30

【 0 0 1 1 】

また、インタークーラ 1 0 を採用した CO_2 冷凍サイクルでは、インタークーラ 1 0 で熱交換して温度上昇した CO_2 冷媒が圧縮機 1 に吸引されるので、吸入温度の高い CO_2 冷媒を圧縮機 1 で圧縮することになる。このため、圧縮機 1 の圧縮効率面で不利になり、また、吐出温度が上昇することで冷凍機油やシール面等に大きな負担がかかるという問題があった。

【 0 0 1 2 】

40

ところで、図 1 0 の CO_2 冷凍サイクルにおいては、外気温度がたとえば 5 5 とより高い過負荷条件では、最高の COP を得るバランス点（最適制御線との交点）での冷却能力（エンタルピ差）がさらに少なくなる。このため、冷凍能力を確保するには圧縮機 1 の回転数を上げ、 CO_2 冷媒の循環量を増やす他なく、したがって、COP は極めて悪い。また、あらゆる運転条件を想定すると、外気温度が高く、庫内温度が低い圧力比の大きい条件では、 CO_2 の物性上、フロン冷媒に対して圧縮機吐出温度が高くなるため、潤滑油保護のために冷却用インジェクション等が必要となり、COP はさらに低下する。

【 0 0 1 3 】

また、従来から用いているフロン系冷凍サイクルでは、レシーバ出口にサイトグラスを設け、液冷媒の流動状態によって冷媒量を確認していた。

50

これに対して、超臨界サイクルであるCO₂冷凍サイクルでは、超臨界域においてCO₂は凝縮せず、膨張弁4内の流れも超臨界(気相)液相2相が瞬時に変わるため、CO₂冷媒の封入量が変化しても気相のまま最適冷媒量の判断がつかないため、最適冷媒量の確認手段が望まれる。

【0014】

このように、上述した従来のCO₂冷凍サイクル等の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルでは、過負荷条件における冷凍能力確保、広範囲条件での高効率運転及び冷媒量管理等に課題がある。

本発明は、上記の事情に鑑みてなされたもので、過負荷条件における冷凍能力確保、広範囲条件での高効率運転及び冷媒量管理等を可能にした超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルを提供するものである。

10

【0015】

【課題を解決するための手段】

本発明は、上記課題を解決するため、以下の手段を採用した。

請求項1に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルは、圧縮された冷媒を冷却し、内部の圧力が冷媒の臨界圧力を越える放熱器と、前記放熱器から流出した冷媒を分岐させる分岐部と、前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を第1所定圧力まで減圧する第1減圧装置と、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒と他方側の冷媒とを熱交換して他方側の冷媒を冷却するエコマイザと、前記エコマイザにて冷却された他方側の冷媒を、前記第1所定圧力より低い第2所定圧力まで減圧する第2減圧装置と、前記第2減圧装置にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器から流出した冷媒を吸収圧縮し、前記放熱器に向けて吐出する圧縮装置とを備え、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒を前記圧縮装置の吸入圧縮工程の途中に導くための冷媒インジェクションラインを備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルであって、前記圧縮装置を往復式とし、前記冷媒インジェクションラインを複数に分岐させてそれぞれ異なる圧縮段階に開口させるとともに、分岐した各冷媒インジェクションラインに開閉弁の開閉操作タイミングを調整するインジェクション圧力切換手段を設けたことを特徴とするものである。なお、往復式の圧縮機には、たとえばクランク式や斜板式などがある。

20

【0016】

このような超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、第1減圧装置によるインジェクション冷媒の流量制御に加えて、運転条件に応じた最適のインジェクション圧力を選択切換できるので、中間圧力(インジェクション側蒸発温度)を変えてエコマイザ能力を制御することが可能になる。

30

【0017】

請求項2に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルは、圧縮された冷媒を冷却し、内部の圧力が冷媒の臨界圧力を越える放熱器と、前記放熱器から流出した冷媒を分岐させる分岐部と、前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を第1所定圧力まで減圧する第1減圧装置と、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒と他方側の冷媒とを熱交換して他方側の冷媒を冷却するエコマイザと、前記エコマイザにて冷却された他方側の冷媒を、前記第1所定圧力より低い第2所定圧力まで減圧する第2減圧装置と、前記第2減圧装置にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器と、前記エコマイザと前記蒸発器との間に位置し、前記他方側の冷媒を前記蒸発器から流出した冷媒で冷却するインタークーラと、前記蒸発器から前記インタークーラを経て流出した冷媒を吸収圧縮し、前記放熱器に向けて吐出する圧縮装置とを備え、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒を前記圧縮装置の吸入圧縮工程の途中に導くための冷媒インジェクションラインを備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルであって、前記放熱器と前記分岐部との間に設置した第1開閉弁と、前記エコマイザと前記インタークーラとの間に設置した第2開閉弁と、前記放熱器と前記第1開閉弁との間から分岐して前記第2開閉弁と前記インタークーラとの間に連結され途中に第3開閉弁を備えた第1バイパスラインと、前記エコマイザと前記第2開閉弁との間から分岐して前記インタークーラと前記第2減圧装置との間に連結され途中に第4開閉弁を備えた第2バイパスライ

40

50

ンとを設けたことを特徴とするものである。

【0018】

このような超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、第1開閉弁、第2開閉弁、第3開閉弁及び第4開閉弁の開閉操作により、エコマイザ単独運転、インタークーラ単独運転及びエコマイザ・インタークーラ併用運転の中から、最適の運転を選択切り換えすることが可能になる。

【0019】

請求項3に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルは、圧縮された冷媒を冷却し、内部の圧力が冷媒の臨界圧力を越える放熱器と、前記放熱器から流出した冷媒を分岐させる分岐部と、前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を第1所定圧力まで減圧する第1減圧装置と、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒と他方側の冷媒とを熱交換して他方側の冷媒を冷却するエコマイザと、前記エコマイザにて冷却された他方側の冷媒を、前記第1所定圧力より低い第2所定圧力まで減圧する第2減圧装置と、前記第2減圧装置にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器と、前記エコマイザと前記蒸発器との間に位置し、前記他方側の冷媒を前記蒸発器から流出した冷媒で冷却するインタークーラと、前記蒸発器から前記インタークーラを経て流出した冷媒を吸収圧縮し、前記放熱器に向けて吐出する圧縮装置とを備え、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒を前記圧縮装置の吸入圧縮工程の途中に導くための冷媒インジェクションラインを備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルであって、前記冷媒インジェクションラインにインジェクション圧力切換手段を設けるとともに、前記放熱器と前記分岐部との間に設置した第1開閉弁と、前記エコマイザと前記インタークーラとの間に設置した第2開閉弁と、前記放熱器と前記第1開閉弁との間から分岐して前記第2開閉弁と前記インタークーラとの間に連結され途中に第3開閉弁を備えた第1バイパスラインと、前記エコマイザと前記第2開閉弁との間から分岐して前記インタークーラと前記第2減圧装置との間に連結され途中に第4開閉弁を備えた第2バイパスラインとを設けたことを特徴とするものである。

【0020】

このような超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、第1減圧装置によるインジェクション冷媒の流量制御に加えて、運転条件に応じた最適のインジェクション圧力を選択切換できるので、中間圧力(インジェクション側蒸発温度)を変えてエコマイザ能力を制御することが可能になり、さらに、第1開閉弁、第2開閉弁、第3開閉弁及び第4開閉弁の開閉操作により、エコマイザ単独運転、インタークーラ単独運転及びエコマイザ・インタークーラ併用運転の中から、最適の運転を選択切り換えすることが可能になる。

【0021】

請求項3に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルにおいては、前記圧縮装置が複数のインジェクションポートを備えたスクロール圧縮機であり、前記インジェクション圧力切換手段は、前記インジェクションラインを複数に分岐させてそれぞれに開閉弁を設け、分岐したインジェクションラインをそれぞれ異なるインジェクションポートに連結したものでよいし、あるいは、前記圧縮装置が往復式であり、前記インジェクション圧力切換手段は、前記インジェクションラインに設けた開閉弁の開閉操作タイミングを調整するものでよい。なお、往復式の圧縮機には、たとえばクランク式や斜板式などがある。

また、請求項2または3に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルにおいては、前記第1開閉弁、第2開閉弁、第3開閉弁及び第4開閉弁の開閉は、前記圧縮装置から吐出される冷媒温度を検出して切換操作されることが好ましい。

【0022】

第1参考例として記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルは、圧縮された冷媒を冷却し、内部の圧力が冷媒の臨界圧力を越える放熱器と、前記放熱器から流出した冷媒を分岐させる分岐部と、前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を第1所定圧力まで減圧する第1減圧装置と、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒と他方側の冷媒とを熱交換して他方側の冷媒を冷却するエコマイザと、前記エコマイザにて冷却された他方側の冷媒を、前記第1所定圧力より低い第2所定圧力まで減圧する第2減圧装置と、前記第2減圧装置にて減圧

10

20

30

40

50

された冷媒を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器から流出した冷媒を吸収圧縮し、前記放熱器に向けて吐出する圧縮装置とを備え、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒を前記圧縮装置の吸入圧縮工程の途中に導くための冷媒インジェクションラインを備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルであって、前記圧縮装置が直列に配列された複数の圧縮機よりなり、前記冷媒インジェクションラインを前記複数の圧縮機間に連結したことを特徴とするものである。

【0023】

このような超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、複数段圧縮1段膨張式の冷凍サイクルとなり、各圧縮機の独立運転が可能になるので、広範囲な条件において冷凍能力及び効率を確保することができる。

10

この場合、前記エコマイザ出口で高圧制御を行うことが好ましく、また、前記複数の圧縮機は、それぞれ独立して回転数制御することが好ましい。なお、好適な回転数制御手段としては、インバータ制御や極数変換などがある。

【0024】

第2参考例として記載の超臨界蒸気圧縮式冷凍サイクルは、圧縮された冷媒を冷却し、内部の圧力が冷媒の臨界圧力を越える放熱器と、前記放熱器から流出した冷媒を所定圧力まで減圧する減圧装置と、前記減圧装置にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器から流出した冷媒を吸収圧縮し、前記放熱器に向けて吐出する圧縮装置とを備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルであって、前記放熱器から流出した冷媒を液相域まで減圧する手段と、余剰冷媒を保持する中間圧力レシーバと、液冷媒の流動状態を判断する視認部とを具備してなる冷媒量管理手段を設けたことを特徴とするものである。

20

【0025】

このような超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、放熱器を出た冷媒が意図的に液相状態とされ、その流動状態を視認部から可視確認できるようになるので、最適冷媒量の判断が可能となる。

この場合、前記視認部を前記中間圧力レシーバの下部または出口に設けることが好ましい。

【0026】

請求項7に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルは、圧縮された冷媒を冷却し、内部の圧力が冷媒の臨界圧力を越える放熱器と、前記放熱器から流出した冷媒を分岐させる分岐部と、前記分岐部にて分岐された一方の冷媒を第1所定圧力まで減圧する第1減圧装置と、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒と他方側の冷媒とを熱交換して他方側の冷媒を冷却するエコマイザと、前記エコマイザにて冷却された他方側の冷媒を、前記第1所定圧力より低い第2所定圧力まで減圧する第2減圧装置と、前記第2減圧装置にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器から流出した冷媒を吸収圧縮し、前記放熱器に向けて吐出する圧縮装置とを備え、前記第1減圧装置にて減圧された冷媒を前記圧縮装置の吸入圧縮工程の途中に導くための冷媒インジェクションラインを備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルであって、前記圧縮装置が直列に配列された低段圧縮機及び高段圧縮機よりなり、前記冷媒インジェクションラインを前記低段圧縮機及び高段圧縮機間に連結するとともに、前記エコマイザから流出した冷媒を2相域まで減圧する手段と、余剰冷媒を保持する中間圧力レシーバと、液冷媒の流動状態を判断する視認部とを具備してなる冷媒量管理手段を設け、前記中間圧力レシーバの上部と前記高圧段圧縮機の吸入側とを連結するガス抜き回路を設けて、気液2相域状態の前記中間圧力レシーバ内から気相冷媒を前記高圧段圧縮機の吸入側に抽気するように構成したことを特徴とするものである。

30

40

【0027】

このような超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、中間圧力レシーバ内が気液2相状態となり、蒸発器で仕事をしない冷媒の気相成分を高圧段圧縮機の吸入側に抽気することで低圧段圧縮機の動力を減少させ、効率を向上させることが可能となる。

この場合、前記中間圧力レシーバ内で分離した液冷媒成分の流動状態を視認部で確認して冷媒量を判断すれば、最適冷媒量を目視により容易に判断することが可能となる。

50

【 0 0 2 8 】

【 発明の実施の形態 】

以下、本発明に係る超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルの一実施形態を、図面に基づいて説明する。なお、以下の各実施形態では、超臨界域で使用される冷媒が二酸化炭素 (CO_2) であるものとして説明する。

【 0 0 2 9 】

< 第 1 の実施形態 >

図 1 に示す第 1 の実施形態において、符号の 1 は圧縮機、2 はガスクーラ (放熱器)、4 は膨張弁 (第 2 減圧装置)、5 はエバポレータ (蒸発器)、6 は分岐部、7 はエコノマイザ (冷却器)、8 は絞り弁 (第 1 減圧装置)、9 は冷媒インジェクションラインを示しており、各機器を冷媒配管により連結することで、系内を循環する冷媒が状態変化を繰り返す冷凍サイクルが構成されている。

10

【 0 0 3 0 】

圧縮機 1 は、気相の CO_2 冷媒を吸収圧縮し、後述するガスクーラ 2 に向けて吐出する圧縮装置であり、たとえばスクロール圧縮機や往復式圧縮機 (クランク式や斜板式など) が採用される。

ガスクーラ 2 は、圧縮機 1 で圧縮された高温高压の CO_2 冷媒を外気等により冷却する熱交換器であり、内部の圧力が CO_2 冷媒の臨界圧力を越えるように設定されている。

【 0 0 3 1 】

ガスクーラ 2 から流出した高压の CO_2 冷媒は、分岐部 6 において、直接エコノマイザ 7 へ流れるものと絞り弁 8 を通過してエコノマイザ 7 へ流れるものとに分流される。

20

一方の CO_2 冷媒は、絞り弁 8 を通過することで第 1 所定圧力 (中間圧力) P_1 まで減圧されて低温となり、エコノマイザ 7 内の一方の流路を通過して圧縮機 1 へ送られるインジェクション冷媒であり、他方の CO_2 冷媒は、エコノマイザ 7 内の他方の流路を通過して膨張弁 4 及びエバポレータ 5 へ供給される冷凍冷媒である。

【 0 0 3 2 】

エコノマイザ 7 は、ガスクーラ 2 から直接導入した冷凍冷媒と絞り弁 8 を通過してきたインジェクション冷媒との間で熱交換させる向流型熱交換器であり、低温のインジェクション冷媒による冷凍冷媒の冷却が可能となる。

エコノマイザ 7 にて冷却された冷凍冷媒は、上述した第 1 所定圧力 P_1 より低い第 2 所定圧力 P_2 まで減圧する膨張弁 4 を通って減圧され、気液 2 相状態となってエバポレータ 5 へ送られる。エバポレータ 5 に送られた気液 2 相の冷媒は、エバポレータ 5 を通過する空気から蒸発潜熱を奪って蒸発するので、蒸発潜熱を奪われた空気は冷却されることとなる。こうして蒸発した冷凍冷媒は、エバポレータ 5 から圧縮機 1 に再度吸入される。

30

【 0 0 3 3 】

また、絞り弁 8 にて減圧されたインジェクション冷媒は、エコノマイザ 7 で冷凍冷媒を冷却した後、冷媒インジェクションライン 9 を通って圧縮機 1 の吸入圧縮工程の途中に導かれる。この結果、エバポレータ 5 から流出した冷凍冷媒及び圧縮行程中にインジェクションされたインジェクション冷媒は圧縮機 1 内で合流し、再度の圧縮を受けてガスクーラ 2 へ吐出される。したがって、 CO_2 冷媒は以後同様の状態変化を繰り返し、冷凍サイクル中を循環する。

40

【 0 0 3 4 】

そして、このような構成の CO_2 冷凍サイクルに対し、冷媒インジェクションライン 9 にはインジェクション圧力切換手段 20 が設けられている。

このインジェクション圧力切換手段 20 は、冷媒インジェクションライン 9 の圧縮機 1 側を複数 (図示の例では 3 つ) に分岐させ、分岐流路 21, 22, 23 のそれぞれに開閉弁 21a, 21b, 21c を設けたものである。この場合の圧縮機 1 はスクロール圧縮機であり、各分岐流路 21, 22, 23 はそれぞれ異なる圧縮段階に開口するインジェクションポートに連結されている。

【 0 0 3 5 】

50

ここで、スクロール圧縮機に設けられるインジェクションポートを図 2 に基づいて簡単に説明する。

図 2 において、図中の符号 24 は固定スクロール、25 は固定スクロール 24 に立設された固定側ラップ、26 は固定スクロールに設けられた吐出ポート、27 は旋回スクロールに立設された旋回側ラップを示している。スクロール圧縮機は、公知のように、固定側スクロール 25 に対して旋回側スクロール 27 が自転を阻止されて公転するように構成されており、外周部側の吸入口から吸引した圧縮ガスは中心側へ移動するにつれて圧縮され、中心の吐出ポート 26 で最高圧力となって吐出される。

このようなスクロール圧縮機の固定スクロール 24 には、外周側から中心の吐出ポート 26 側へ順に第 1 インジェクションポート 28、第 2 インジェクションポート 29 及び第 3 インジェクションポート 30 が設けられ、それぞれが冷媒インジェクションライン 9 の分岐流路 21, 22, 23 と連結されている。なお、各インジェクションポート 28, 29, 30 は、それぞれ 180 度ずれた位置関係にある 2 箇所 に設けられている。

【0036】

したがって、スクロール圧縮機内における圧力は、分岐流路 21 と連結された第 1 インジェクションポート 28 < 分岐流路 22 と連結された第 2 インジェクションポート 29 < 分岐流路 23 と連結された第 3 インジェクションポート 30 のようになり、開閉弁 21a, 21b, 21c の中から適宜選択した一つを開くことにより、圧縮機 1 における吸入圧縮行程中の異なる圧縮段階（すなわち圧力）にインジェクション冷媒をインジェクションすることが可能となる。

【0037】

さて、エコマイザ 7 における冷却能力は、ガスクーラ出口側（高圧側）冷媒の状態を一定とすると、これと熱交換するインジェクション冷媒（中間圧力側冷媒）の圧力（蒸発温度）及びインジェクション冷媒 / 冷凍冷媒の流量比で決定される。

ここで、インジェクション冷媒 / 冷凍冷媒の流量比は、絞り弁 8 の開度調整により可変となる。絞り弁 8 の開度を大きくすると、すなわちインジェクション流量を増加させると、中間圧力 P1 が上昇して冷凍冷媒との温度差は小さくなる。しかし、CO₂ 冷媒の質量流量が温度差の影響を上回って増加するため、エコマイザ 7 における冷却能力は増大し、膨張弁 4 へ供給される冷凍冷媒の温度を下げるができる。

一方、絞り弁 8 の開度を小さくすると、すなわちインジェクション流量を減少させると、中間圧力 P1 が低下して冷凍冷媒との温度差は大きくなる。しかし、CO₂ 冷媒の質量流量が温度差の影響を上回って減少するため、エコマイザ 7 における冷却能力は減少する。したがって、膨張弁 4 へ供給される冷凍冷媒の冷却は抑制される。

【0038】

一方、インジェクション冷媒の圧力（蒸発温度）制御は、インジェクション圧力切換手段 20 の操作により実施する。すなわち、所望の運転状況に応じて開閉弁 21a, 21b, 21c の中から最適なものを選択して開き、インジェクション冷媒をインジェクションする圧力、すなわち中間圧力を調整する。

以下、この中間圧力制御について説明する。この実施形態の構成では、効率優先運転、能力優先運転の切換が可能である。効率を優先する場合、最適中間圧力はシステムの圧力比を等分する圧力であり、この時圧縮仕事量が最小となるため COP は最高となる。中間圧力（蒸発圧力）は、厳密にはインジェクション圧力 + 配管圧力損失で決定され、インジェクションポート（圧縮行程中のポート部における冷媒圧力）を選択切換することで、中間圧力を制御する。図示の実施形態では、第 2 インジェクションポート 29 を設ける位置がこれに相当する。

【0039】

次に、能力制御について説明する。中間圧力（蒸発温度）を変えることで、エコマイザ 7 内における冷媒間（インジェクション冷媒と冷凍冷媒）の温度差を変更でき、温度差を拡大させるとエコマイザ 7 の能力は増大し、インジェクション冷媒が低流量であっても冷凍冷媒を所定の膨張弁入口温度まで冷却することができる。このため、エバポレータ 5

10

20

30

40

50

を循環する冷凍冷媒量の減少率を小さくすることができ、大能力化が可能である。このような制御は、外気温度が高く、冷却能力（エバポレータ5における出入口のエンタルピ差）が不足する条件にて有効である。

なお、インジェクション冷媒の流量が一定の条件において、中間圧力（蒸発温度）を高くすると温度差が低下してエコマイザ7の能力は減少し、中間圧力を低くすると温度差が拡大して能力は増強される。このように、中間圧力を制御することで、熱負荷に応じたシステムの能力制御を行うことができる。

そして、このような能力制御は、中間圧力制御と絞り弁による流量制御とを適宜組み合わせることでより効果的なものとなる。

【0040】

図3に中間圧力制御及びインジェクション流量制御による冷凍能力、COPの特性（傾向）を示す。

この図によれば、中間圧力の低い圧縮行程初期（低圧側）へのインジェクション時に冷凍能力が高く、中間圧力の高い圧縮行程後期（高圧側）へのインジェクション時ほど冷凍能力が低下する。

そして、絞り弁8の開度を変えてインジェクション冷媒の流量制御を行えば、図3に白抜矢印で示すように、冷凍能力及びCOPの特性は上下に平行移動してその絶対値が変化する。

【0041】

したがって、冷却負荷が大きいとき、たとえば設定された冷房温度と実際の室温との差（ t ）が大きいような場合には、中間圧力が高くなるよう第1インジェクションポート28を選択し、大きな冷凍能力が得られる能力優先運転を採用し、上述した t が小さくなったら中間圧力を低く設定する第3インジェクションポート30を選択するか、あるいは、効率優先運転となる第2インジェクションポート29を選択すればよい。

このように、インジェクション圧力切換手段20による中間圧力（インジェクション冷媒側の蒸発温度）制御及び絞り弁8によるインジェクション冷媒流量の制御を併用して実施することが可能になるので、エコマイザ能力制御及び冷凍サイクル能力制御により、高効率運転及び高外気温条件下での冷凍能力確保が可能となる。

【0042】

ところで、上述した実施形態では圧縮機1をスクロール圧縮機として説明したが、冷凍サイクル中にクランク式や斜板式など往復式圧縮機を採用することももちろん可能である。この場合のインジェクション圧力調整手段は、往復式圧縮機が有する圧縮動作の特徴から、冷媒インジェクションライン9を分岐させる必要はない。すなわち、冷媒インジェクションライン9に開閉弁を設けておき、同開閉弁を開閉するタイミングを圧縮行程に応じて変化させればよい。

この結果、圧縮行程の初期に開閉弁を開けばインジェクション圧力は低圧となり、また、圧縮行程の後期に開閉弁を開けばインジェクション圧力は高圧となるので、所望の運転状況に応じた最適のインジェクション圧力に選択切換できるようになり、上述したスクロール圧縮機と同様の作用効果が得られる。

【0043】

<第2の実施形態>

図4に示す第2の実施形態には、エコマイザ7とインタークーラ10とを併用したCO₂冷凍サイクルが示されている。

図4(a)に示す構成図において、図中の符号10はインタークーラ、SV1は第1開閉弁、SV2は第2開閉弁、SV3は第3開閉弁、SV4第4開閉弁、31は第1バイパスライン、32は第2バイパスラインである。なお、他の構成要素については上述した第1の実施形態と同様であるため、ここではその詳細な説明を省略する。

【0044】

このCO₂冷凍サイクルは、エコマイザ7とインタークーラ10とを直列に配置し、エコマイザ7の単独使用、インタークーラ10の単独使用及びエコマイザ7とインター

10

20

30

40

50

クーラ10との併用を運転状況に応じて適宜選択できるようにしたものである。

第1開閉弁SV1は、ガスクーラ2と分岐部6との間に配置され、そして、第2開閉弁SV2は、エコマイザ7とインタークーラ10との間に配置されている。

【0045】

第1バイパスライン31は、ガスクーラ31と第1開閉弁SV1との間から分岐して第2開閉弁SV2とインタークーラ10との間に連結され、同第1バイパスライン31の途中には第3開閉弁SV3が配置されている。すなわち、第1バイパスライン31は、分岐部6及びエコマイザ7をバイパスする冷媒流路を形成している。

また、第2バイパスライン32は、エコマイザ7と第2開閉弁SV2との間から分岐してインタークーラ10とエバポレータ5との間に連結され、同第2バイパスライン32の途中には第4開閉弁SV4が配置されている。すなわち、第2バイパスライン32は、インタークーラ10をバイパスする冷媒流路を形成している。

【0046】

このような構成としたため、エコマイザ7及びインタークーラ10を併用した運転時には、図4(b)の弁開閉マトリクスに示したように、第1開閉弁SV1及び第2開閉弁SV2を開き、第3開閉弁SV3及び第4開閉弁SV4を閉じることで、第1バイパスライン31及び第2バイパスライン32が閉じられ、圧縮機1を出たCO₂冷媒は、ガスクーラ2、エコマイザ7、インタークーラ10、膨張弁4及びエバポレータ5を通過して流れるCO₂冷凍サイクルを形成することができる。

【0047】

また、エコマイザ7単独の運転時には、図4(b)の弁開閉マトリクスに示したように、第1開閉弁SV1及び第4開閉弁SV4を開き、第2開閉弁SV2及び第3開閉弁SV3を閉じることで、第2バイパスライン32を連通状態とする。この結果、第1バイパスライン32が閉じられ、圧縮機1を出たCO₂冷媒は、ガスクーラ2、エコマイザ7、第2バイパスライン32、膨張弁4及びエバポレータ5を通過すると共に、インタークーラ7をバイパスして流れるCO₂冷凍サイクルを形成することができる。

【0048】

さらに、インタークーラ10単独の運転時には、図4(b)の弁開閉マトリクスに示したように、第3開閉弁SV3のみを開き、第1開閉弁SV1、第2開閉弁SV2及び第4開閉弁SV4を閉じることで、第1バイパスライン31を連通状態とする。この結果、第2バイパスライン32が閉じられ、圧縮機1を出たCO₂冷媒は、ガスクーラ2、第1バイパスライン31、インタークーラ10、膨張弁4及びエバポレータ5を通過すると共に、エコマイザ7をバイパスして流れるCO₂冷凍サイクルを形成することができる。

【0049】

したがって、エコマイザ7を単独で使用する運転は、インタークーラ7を単独で使用する運転と比較して圧縮機1の吸入温度を低くできるため、圧縮効率の面で有利になり、かつ、圧縮機1の吐出温度を抑制することができる。特に、CO₂冷媒はその物性上吐出温度が高くなるため、圧力比の大きい運転条件では、冷凍機油(潤滑油)及びシール面の劣化が問題となるので、耐久性を向上させるためにはエコマイザ7の単独運転が有利である。

一方、圧力比が小さく、吐出温度を抑制しなくてよい運転条件では、より膨張弁4の入口温度を低くでき、冷却能力を拡大できるインタークーラ10の単独運転を採用する。

そして、さらに冷却能力が必要となった場合には、エコマイザ7及びインタークーラ10の両方を用いた運転を実施することで対応することができる。

【0050】

このように、吐出温度抑制のためのエコマイザ単独運転、能力拡大のためのインタークーラ単独運転及びより一層の能力拡大に適したエコマイザ/インタークーラ併用運転を使い分けることにより、耐久性の面で不利になるエコマイザ運転時間を短くでき、冷却能力の拡大と耐久性及び信頼性の向上とを両立できるようになる。なお、上述した運転切換操作は、たとえば圧縮機1から吐出される冷媒温度を検出して行えばよい。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 1 】

< 第 3 の実施形態 >

図 5 に示す第 3 の実施形態は、上述した第 1 の実施形態と第 2 の実施形態とを組み合わせたものであり、それぞれの構成要素には同じ符号を付し、その詳細な説明は省略する。このような構成とすれば、第 2 の実施形態においてエコマイザ 7 を使用する運転時、すなわちエコマイザ単独運転及びエコマイザ/インタークーラ併用運転時において、インジェクション圧力切換手段 2 0 によるインジェクション冷媒のインジェクション圧力制御が可能となる。このため、絞り弁 8 によるインジェクション冷媒流量の制御に加えて、中間圧力（インジェクション側蒸発温度）制御による高効率運転及び高外気温時の冷却能力確保が可能になる。

10

【 0 0 5 2 】

< 第 1 参考例 >

図 6 に示す第 1 参考例の CO_2 冷凍サイクルは、独立して運転可能な 2 台の圧縮機を用いた構成が図 1 に示す第 1 の実施形態と異なっており、したがって、同一の構成要素には同じ符号を付してその詳細な説明は省略する。すなわち、低段圧縮機 1 L と高段圧縮機 1 H とが直列に接続され、ガスクーラ 2、エコマイザ 7、高圧制御弁 3、膨張弁 4、エバポレータ 5 及び絞り弁 8 を具備して構成される。なお、この CO_2 冷凍サイクルでは、ガスクーラ出口温度に対する最適高圧圧力をエコマイザ出口で制御する。

【 0 0 5 3 】

図 6 において、低段圧縮機 1 L より吐出された冷媒は、高段圧縮機 1 H にてさらに昇圧された後ガスクーラ 2 に入り、冷媒の熱を放熱する。ガスクーラ 2 から流出した出口冷媒の一部（インジェクション冷媒）は、分岐部 6 で分流して絞り弁 8 を通過するため、気液の 2 相域まで減圧・冷却される。

20

そして、このインジェクション冷媒と、分岐部 6 からエコマイザ 7 側へ流れた残りの冷媒（冷凍冷媒）とをエコマイザ 7 で熱交換させることで、膨張弁 4 の入口冷媒温度を低下させ、冷却効果を得る。エコマイザ 7 から流出したインジェクション冷媒は、低段圧縮機 1 L の吐出部に流入し、ここでも冷媒から蒸発潜熱を奪って高段圧縮機 1 H の吸入温度を低下させる。すなわち、この動作によって、高段圧縮機 1 H の吐出温度を抑制することができる。

一方、エコマイザ 7 にて放熱し冷却された冷凍冷媒は、高圧制御弁 3、膨張弁 4 を通りエバポレータ 5 にて吸熱し、低段圧縮機 1 L に吸入される。

30

【 0 0 5 4 】

従来技術で説明した図 1 0 の CO_2 冷凍サイクルでは、膨張弁 4 の入口温度を外気温度 + までしか下げることができず、冷却能力（エンタルピ差）は外気温度に依存していた。

これに対し、図 6 に示す CO_2 冷凍サイクルでは、エコマイザ 7 にて膨張弁 4 の入口冷媒温度を絞り弁 8 の出口冷媒温度付近まで下げることができるため、冷却能力（エンタルピ差）を十分確保できる。

【 0 0 5 5 】

広範囲な運転性能として、たとえば外気温度が高く冷却能力（エンタルピ差）が小さい条件では、高段圧縮機 1 H のみを増速して吐出圧力を上げ、エコマイザ 7 における仕事量を増大させることで、膨張弁 4 の入口温度を下げ、冷却効果を得ることができる。ここで、低段圧縮機 1 L 及び高段圧縮機 1 H は、それぞれが独立して回転数制御できるものとし、回転数制御の手段としては、インバータ制御や極数変換を採用すればよい。また、別の方法として、上述した第 1 の実施形態等と同様に中間圧力（インジェクション冷媒の蒸発温度）を下げ、冷却能力（エンタルピ差）を確保することもできる。

40

【 0 0 5 6 】

先に説明したが、この CO_2 冷凍サイクルでは、インジェクション冷媒の蒸発潜熱にて高段圧縮機 1 H の吸入温度も低下させるため、高段圧縮機 1 H の吐出温度を抑制できる。

このように、本 CO_2 冷凍サイクルでは、運転条件に合わせて 2 台の圧縮機 1 L , 1 H を

50

独立して運転制御し、さらに高圧圧力、中間圧力、エコマイザ7を流れる冷凍冷媒を制御することで、状況に応じて効率優先運転、能力優先運転を選択的に制御できる。

【0057】

なお、高効率運転を実現するパラメータを以下の値とする。

(1) 高圧圧力の制御については、ガスクーラ出口温度()に対する最適高圧圧力(MPa)が図7に示す値となるように制御する。(本CO₂冷凍サイクルでは、最適高圧圧力がエコマイザ7の出口圧力となる。)

(2) 中間圧力については、〔数1〕に示すように、低段圧縮機1Lと高段圧縮機1Hとの圧力比を等圧力比とする。

【数1】

10

$$\text{中間圧力} = \sqrt{\text{低圧圧力} \times \text{高圧圧力}}$$

(3) インジェクション冷媒流量は、膨張弁4の入口温度を限界まで低下させるのに必要な蒸発潜熱を得る流量とする。(高段圧縮機1Hの吐出温度を抑制したい時、インジェクション冷媒流量を前記流量から増やす。)

膨張弁入口温度 = エコマイザ(2相側)の蒸発温度 +

ここで、 はエコマイザ7の能力により決まる。

【0058】

20

<第2参考例>

この参考例は、超臨界サイクルであるCO₂冷凍サイクルにて、最適冷媒量を従来のフロン系冷媒と同様に、液冷媒の流動状態で確実に判断することができるようにしたものであり、たとえば図6に示した第1参考例に対し、過冷却制御弁11、中間圧力レシーバ12、サイトグラス13を追加して設けた構成としてある。

図8に示すCO₂冷凍サイクルにて、過冷却制御弁11の出口は超臨界圧力であり、この状態から断熱膨張させると、冷媒は超臨界(気相)液相2相に変わる。なお、モリエル線図において、臨界圧力と飽和液線により囲まれた領域が液相である。

【0059】

このCO₂冷凍サイクルでは、断熱膨張過程で過冷却制御弁11にて臨界圧力と飽和液圧力との間の圧力(液相)まで減圧させ、中間圧力レシーバ12で余剰冷媒をホールドすると共に、視認部として設けたサイトグラス13で冷媒の流動状態から最適冷媒量を判断する。

30

また、上述した本発明の構成は、複数段の圧縮機を直列に配置した多段圧縮やエコマイザ7を備えた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクル以外、たとえば図10に示したエコマイザ7を備えていない単段圧縮構成の冷凍サイクルなど、超臨界サイクルを形成する全ての超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルに適用することが可能であり、このような場合においても、ガスクーラ2から流出した冷媒を液相域まで減圧する手段としての過冷却制御弁11及び中間圧力レシーバ12を高圧制御弁3の後流側に、あるいは、高圧制御弁3がない場合はガスクーラ2の後流側に設ければよい。

40

【0060】

視認部となるサイトグラス13は、中間圧力レシーバ12の下方に位置するよう設けるか、あるいは、中間圧力レシーバ12の出口に単独で設ける。これにより、液冷媒の流動状態を容易に判断することができる。

なお、上述したガスクーラ2から流出した冷媒を液相域まで減圧する手段としては、上述した過冷却制御弁11の他にも、たとえば圧力制御弁などが採用可能である。

【0061】

<第4の実施形態>

この実施形態のCO₂冷凍サイクルでは、図8に示した第2参考例の冷凍サイクルに対して、中間圧力レシーバ12で分離された気相冷媒を高段圧縮機1Hの吸入部に抽気する

50

ためのガス戻し回路 1 4 を追加して設け、同ガス戻し回路 1 4 にはガス戻し量調整弁 1 5 を設けてある。

そして、上述した第 5 の実施形態では、液冷媒の流動状態を確認するため中間圧力レシーバ 1 3 内を液相域に制御したが、本実施形態の構成では、冷媒量を確認でき、かつ、高効率な運転が可能な CO_2 冷凍サイクルとなる。

【 0 0 6 2 】

図 9 に示す第 4 の実施形態の CO_2 冷凍サイクルにおいては、過冷却制御弁 1 1 にて、中間圧力レシーバ 1 2 内の圧力を高段圧縮機 1 H の吸入圧力以上で、かつ飽和液圧力以下に制御する。このような条件では中間圧力レシーバ 1 2 内は気液の 2 相状態であり、液冷媒と気相冷媒が混在している。しかしながら、エバポレータ 5 で蒸発し、冷却効果を得ることができるのは液冷媒成分のみであり、気相冷媒は冷却仕事をしない。

10

したがって、中間圧力レシーバ 1 2 から気相冷媒をガス戻し回路 1 4 より高段圧縮機 1 H に抽気しても、液冷媒の循環量は実質的に変化しないため、エバポレータ 5 の冷却能力は変化しないことになる。

なお、ガス戻し量調整弁 1 5 の機能は、中間圧力レシーバ内で分離したガス成分のみを高段圧縮機へ吸入抽気することにある。

【 0 0 6 3 】

上述したように中間圧力レシーバ 1 2 内の気相冷媒を抽気する動作により、低段圧縮機 1 L の冷媒循環量は減少するので、低段圧縮機 1 L の消費動力は減少することになり、全体としての圧縮機動力も低減されるため COP が良化する。

20

また、冷媒量については、中間圧力レシーバ 1 2 で分離された液冷媒成分の流動をサイトグラス 1 3 から見て確認することができる。

【 0 0 6 4 】

上述した各実施形態では冷媒を CO_2 として説明したが、本発明はこれに限定されることはなく、他の冷媒を用いた超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルにも適用可能なことはいうまでもない。

そして、本発明の主旨を逸脱しない範囲内であれば、いかなる構成を採用してもよく、また、上述した各実施形態の構成を適宜組み合わせたものとしてもよいのはいうまでもない。

【 0 0 6 5 】

30

【発明の効果】

本発明の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、以下の効果を奏する。

請求項 1 に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、インジェクション冷媒の流量制御とインジェクション圧力との両方を制御できるようになるので、エコマイザ能力制御及び冷凍サイクルの能力制御を行うことで、高効率運転及び高外気温条件における冷却能力の確保が可能になる。

【 0 0 6 6 】

請求項 2 に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、圧縮機の吐出温度を抑制するためにエコマイザを使用する冷凍サイクルと、冷却能力を拡大するためにインタークーラを使用する冷凍サイクルと、さらに冷却能力拡大をするためにエコマイザ及びインタークーラを併用する冷凍サイクルとを運転状況に応じて適宜選択することが可能となる。このため、吐出温度の上昇による冷凍機油やシール面の劣化を抑制して耐久性や信頼性を向上させることができ、また、冷却能力を必要とする状況では、冷却能力優先の運転を実施して大きな冷却能力を得ることができる。

40

【 0 0 6 7 】

請求項 3 に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、圧縮機の吐出温度を抑制するためにエコマイザを使用する冷凍サイクルと、冷却能力を拡大するためにインタークーラを使用する冷凍サイクルと、さらに冷却能力拡大をするためにエコマイザ及びインタークーラを併用する冷凍サイクルとを運転状況に応じて適宜選択することが可能になり、さらに、エコマイザを使用する運転時においては、インジェクション冷媒の流量制御及び

50

インジェクション圧力の制御を併用することが可能になる。このため、耐久性や信頼性が向上するとともに、冷却能力を必要とする状況では大きな冷却能力を得ることができ、特に、エコマイザ使用時には、高効率運転及び高外気温条件におけるより大きな冷却能力の確保が可能になる。

【0068】

参考例1に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、2段圧縮1段膨張の冷凍サイクルとしたので、各圧縮機を独立運転することで広範囲にわたって冷凍能力の確保や高効率の達成が可能となる。

【0069】

参考例2に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、放熱器の後流で冷媒を液相状態にし、中間圧力レシーバに設けた視認用のサイトグラスから冷媒の流動状態を確認できるようにしたので、超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルにおいても最適冷媒量を目視で判断することができるようになる。

【0070】

請求項7に記載の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルによれば、中間圧力レシーバ内が気液2相状態となり、蒸発器で冷却の仕事をしていない気相冷媒を高圧段圧縮機の吸入側に抽気するようにしたので、低圧段圧縮機において消費される駆動力を低減することができ、その分COPを向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルに係る第1の実施形態を示す構成図である。

【図2】 スクロール圧縮機におけるインジェクションポートの配置例を示す説明図である。

【図3】 中間圧力と冷凍能力及び中間圧力とCOPとの関係を示す図である。

【図4】 本発明の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルに係る第2の実施形態を示す図で、(a)は冷凍サイクルの構成図、(b)は弁開閉マトリクスを示す図である。

【図5】 本発明の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルに係る第3の実施形態を示す構成図である。

【図6】 本発明の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルに係る第1参考例を示す構成図である。

【図7】 高圧圧力制御特性を示す図で、(a)は高圧圧力とCOPとの関係を示す特性図、(b)はガスクーラ出口温度と最適高圧圧力との関係を示す特性図である。

【図8】 本発明の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルに係る第2参考例を示す構成図である。

【図9】 本発明の超臨界蒸気圧縮冷凍サイクルに係る第4の実施形態を示す構成図である。

【図10】 従来の蒸気圧縮式冷凍サイクルを示す構成図である。

【図11】 図10に示す蒸気圧縮式冷凍サイクルのモリエル線図である。

【図12】 従来のエコマイザサイクルを示す構成図である。

【図13】 インタークーラを用いた従来の蒸気圧縮式冷凍サイクルの構成例を示す図である。

【符号の説明】

- 1 圧縮機(圧縮装置)
- 1L 低段圧縮機(圧縮装置)
- 1H 高段圧縮機(圧縮装置)
- 2 ガスクーラ(放熱器)
- 4 膨張弁(第2減圧装置)
- 5 エバポレータ(蒸発器)
- 7 エコマイザ
- 8 絞り弁(第1減圧装置)
- 9 冷媒インジェクションライン
- 10 インタークーラ

10

20

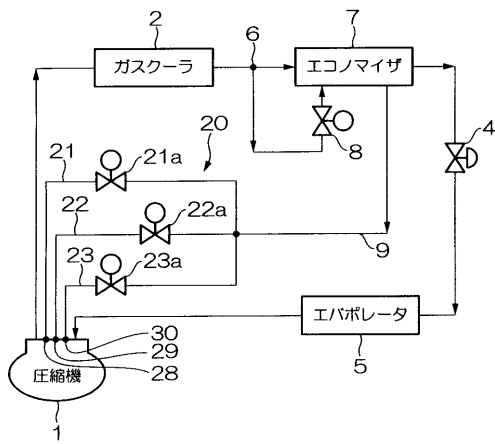
30

40

50

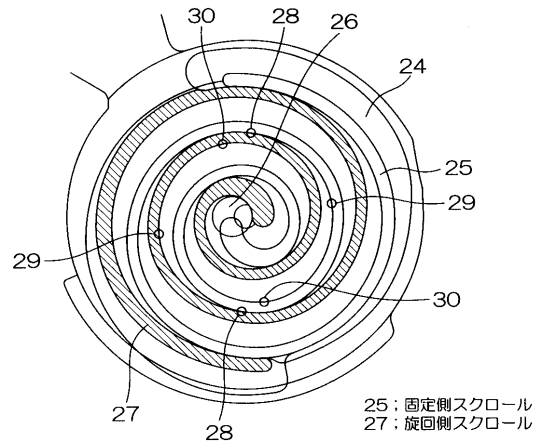
- 1 1 過冷却制御弁 (減圧する手段)
- 1 2 中間圧カレシーバ
- 1 3 サイトグラス (視認手段)
- 1 4 ガス戻し回路 (ガス抜き回路)
- 1 5 ガス戻し量調整弁
- 2 0 インジェクション圧力切換手段
- 2 1 , 2 2 , 2 3 分岐流路
- 3 1 第1バイパスライン
- 3 2 第2バイパスライン

【図1】



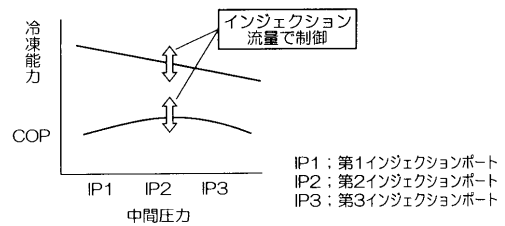
- 4: 膨張弁 (第2減圧装置)
- 6: 分岐部
- 8: 絞り弁 (第1減圧装置)
- 9: 冷媒インジェクションライン
- 20: インジェクション圧力切換手段
- 21, 22, 23: 分岐流路
- 21a, 22a, 23a: 開閉弁
- 28: 第1インジェクションポート
- 29: 第2インジェクションポート
- 30: 第3インジェクションポート

【図2】



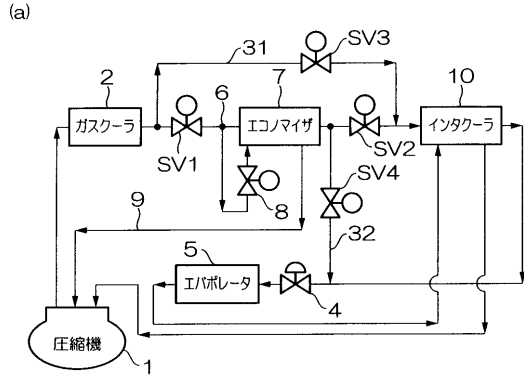
- 25: 固定側スクロール
- 27: 旋回側スクロール

【図3】



- IP1: 第1インジェクションポート
- IP2: 第2インジェクションポート
- IP3: 第3インジェクションポート

【図4】



31: 第1バイパスライン
 32: 第2バイパスライン
 SV1: 第1開閉弁
 SV2: 第2開閉弁
 SV3: 第3開閉弁
 SV4: 第4開閉弁

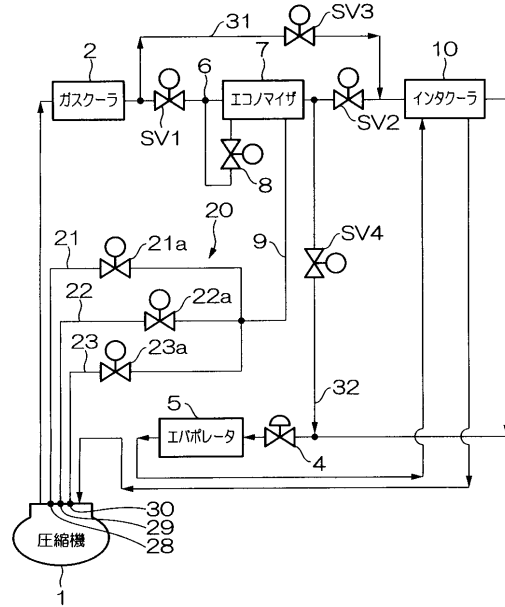
(b)

弁開閉マトリクス

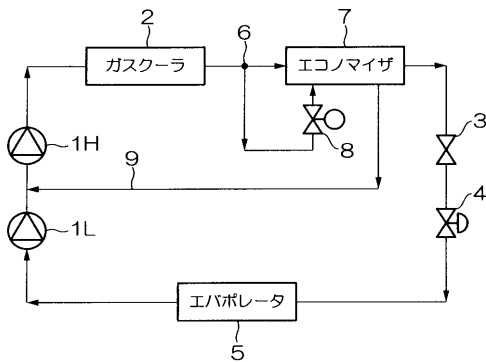
	SV1	SV2	SV3	SV4
エコマイザ +インタクーラ	○	○	×	×
エコマイザ	○	×	×	○
インタクーラ	×	×	○	×

備考 ○開、×閉

【図5】

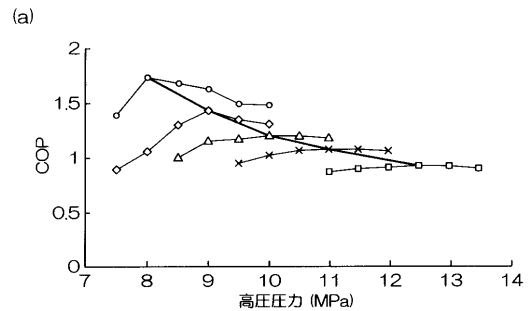


【図6】



1L: 低段圧縮機
 1H: 高段圧縮機

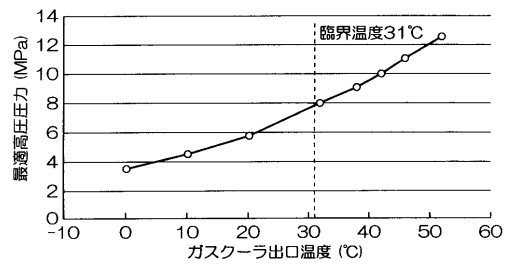
【図7】



○-○ ガスクーラ出口温度32°C ◊-◊ ガスクーラ出口温度38°C
 △-△ ガスクーラ出口温度42°C ×-× ガスクーラ出口温度46°C
 □-□ ガスクーラ出口温度52°C — COP最高値

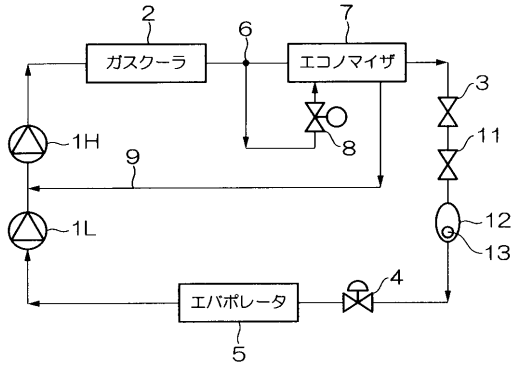
高圧圧力-COP特性

(b)



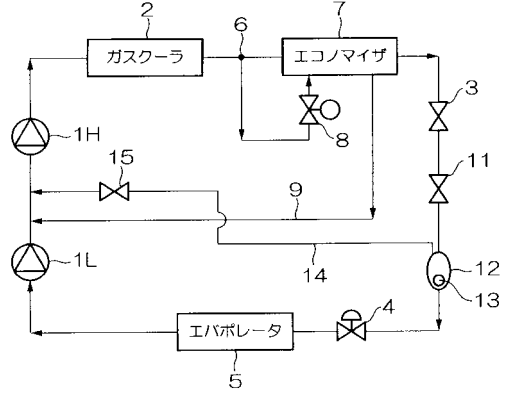
ガスクーラ出口温度-最適高圧圧力特性

【図8】



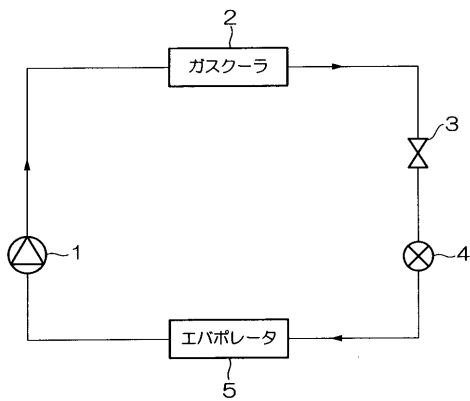
11: 過冷制御弁
 12: 中間圧カレシバ
 13: サイトグラス

【図9】

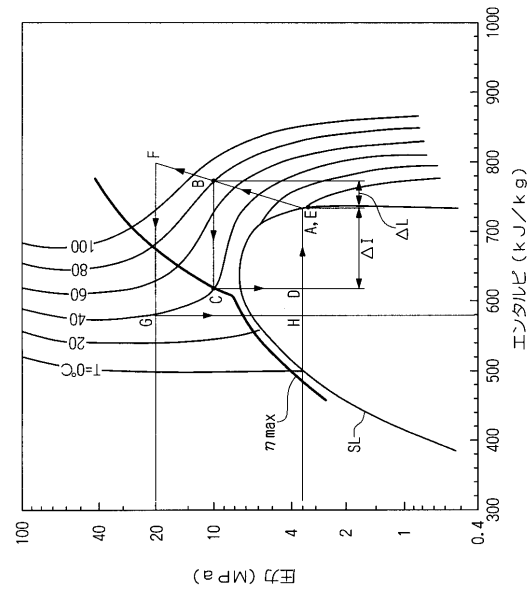


14: ガス戻し回路 (ガス抜き回路)
 15: ガス戻し量調整弁

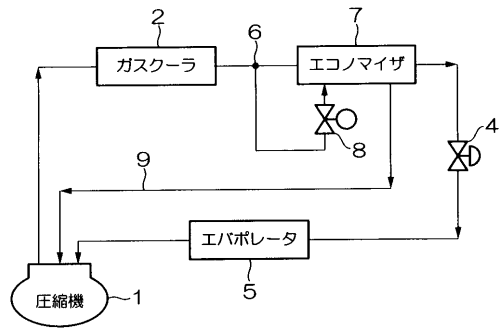
【図10】



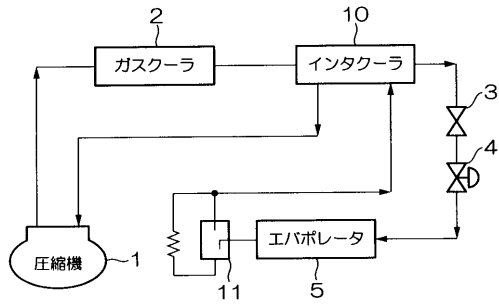
【図11】



【図12】



【図13】



フロントページの続き

(72)発明者 前野 政司

愛知県名古屋市中村区岩塚町字高道1番地 三菱重工業株式会社 名古屋研究所内

審査官 マキロイ 寛済

(56)参考文献 特開昭63-025388(JP,A)

特開平05-018613(JP,A)

特開平11-108511(JP,A)

特開昭49-073752(JP,A)

特開平11-201568(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00