

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2012年11月1日(01.11.2012)



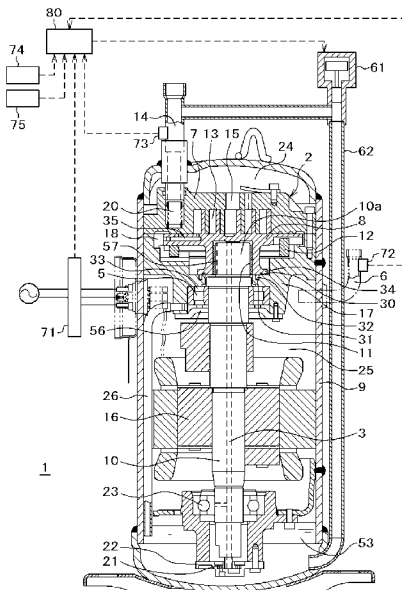
(10) 国際公開番号
WO 2012/147145 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 18/02 (2006.01) F04C 29/02 (2006.01)
F04B 39/02 (2006.01)
 - (21) 国際出願番号: PCT/JP2011/060032
 - (22) 国際出願日: 2011年4月25日(25.04.2011)
 - (25) 国際出願の言語: 日本語
 - (26) 国際公開の言語: 日本語
 - (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 株式会社日立製作所 (HITACHI, LTD.) [JP/JP]; 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 Tokyo (JP).
 - (72) 発明者; および
 - (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 小山 昌喜 (KOYAMA Masaki) [JP/JP]; 〒3191292 茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株式会社日立製作所 日立研究所内 Ibaraki (JP). 佐藤 英治 (SATO Eiji) [JP/JP]; 〒3191292 茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株式会社日立製作所 日立研究所内 Ibaraki (JP).
 - (74) 代理人: ポレール特許業務法人 (POLAIRE I.P.C.); 〒1040032 東京都中央区八丁堀二丁目7番1号 Tokyo (JP).
 - (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
 - (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).
- 添付公開書類:
- 国際調査報告(条約第21条(3))
 - 補正された請求の範囲及び説明書(条約第19条(1))

(54) Title: REFRIGERANT COMPRESSOR AND REFRIGERATION CYCLE APPARATUS USING SAME

(54) 発明の名称: 冷媒圧縮機及びこれを用いた冷凍サイクル装置

[図1]



(57) Abstract: This refrigerant compressor is equipped with: an airtight case (9); a compressor mechanism (2) and an electric motor (16) accommodated within the airtight case; and an oil reservoir (53) formed on a lower part of the airtight case. The refrigerant compressor is further equipped with: an oil supply pipe (62) which communicates the oil reservoir with the intake side of the compressor mechanism, and which is used for guiding oil in the oil reservoir to said intake side; an oil supply amount adjusting means (61) which is arranged on the oil supply pipe, and which is used for adjusting the amount of oil to be supplied to said intake side; a rotational speed detecting means which detects the rotational speed of the electric motor; and an oil supply amount control unit (80) which controls the oil supply amount adjusting means on the basis of the rotational speed detected by the rotational speed detecting means. As the rotational speed of the electric motor increases, the oil supply amount control unit controls the oil supply amount adjusting means so that the amount of oil to be supplied from the oil supply pipe to said intake side is reduced. According to the present invention, from high rotational speeds to extremely low rotational speeds, refrigerant leakage in a compression chamber and refrigerant heating loss due to oil can be reduced.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2012/147145 A1



冷媒圧縮機は、密閉ケース 9、該密閉ケース内に収納された圧縮機構部 2 と電動機部 16、及び前記密閉ケースの下部に形成された油溜り部 53 を備えている。更に、前記油溜り部と前記圧縮機構部の吸込側を連通し、前記油溜り部の油を前記吸込側に導くための給油パイプ 62 と、この給油パイプに設けられ前記吸込側に供給する給油量を調整するための給油量調整手段 61 と、前記電動機部の回転数を検出する回転数検出手段と、前記回転数検出手段により検出された回転数に応じて前記給油量調整手段を制御する給油量制御部 80 を備えている。前記給油量制御部は、電動機部の回転数が増加するに従い、給油パイプから前記吸込側に供給される給油量が減少するように給油量調整手段を制御する。本発明によれば、高速回転から非常に低い回転速度まで、圧縮室での冷媒漏れと、油による冷媒加熱損失を低減できる。

明 細 書

発明の名称：冷媒圧縮機及びこれを用いた冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] 本発明は、ルームエアコンやパッケージエアコン、ヒートポンプ給湯機などに用いられているロータリ圧縮機やスクロール圧縮機などの冷媒圧縮機及びこれを用いた冷凍サイクル装置に関し、特に、エコ（環境対応）効果が高い新世代住宅向けの空調給湯システムにおける冷凍・空調回路の冷媒圧縮機として好適であると共に、地球温暖化係数（GWP）の低い新冷媒を適用してのモータ系駆動信号周波数におけるワイドレンジな運転が可能であって、特に超低速運転モードでの運転を実施するものに関する。

背景技術

[0002] 従来、スクロール圧縮機などの冷媒圧縮機では、例えば特許文献1に記載されているように、軸受などを潤滑した冷凍機油（以下、単に油という）の一部または全部を圧縮室へ供給することで、圧縮室での冷媒漏れを低減し、高効率化を実現するようにしている。しかし、この特許文献1に記載の冷媒圧縮機の場合、圧縮室への給油量は給油経路中の固定絞りにより決められるため、圧縮機運転中に給油量を調整することはできない。

[0003] なお、特許文献2に記載のように、給油経路の途中に該給油経路を開閉する弁を設け、高圧部と低圧部との圧力差により前記弁を開閉することで、給油経路の絞りを2段階に変え、これによって給油量の調整を行うようにしたものも知られている。

[0004] また、油冷式のスクリー圧縮機を有する冷凍装置や、車両用空気調和装置などに使用されている冷媒圧縮機においては、圧縮機の吐出側に接続された油分離器内で吐出冷媒ガスから分離された油を、外部から流量調整して圧縮機構部に注入することが知られている（例えば、特許文献3及び4参照）。

先行技術文献

特許文献

- [0005] 特許文献1：特開2003-239880号公報
特許文献2：特開2006-336543号公報
特許文献3：特開2007-232230号公報
特許文献4：特開2006-170500号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0006] 近年、一般住宅において消費されるエネルギー、即ち、空調機で消費されるエネルギーや給湯機で消費されるエネルギーを低減する観点から、建物の断熱材に高断熱材を用いて熱負荷を低減する傾向が強まっている。また、太陽光発電や太陽熱温水器を装備することにより、1年間の積算消費電力をゼロにする化石燃料ゼロ化住宅を具現する構想もある。
- [0007] このような構想において、空調機や給湯機で用いられている冷媒圧縮機には、一台で広範囲に容量制御できることが要求されており、特に低熱負荷時においては非常に小さい能力での運転が要求されている。例えば、空調機における冷房運転では、運転開始時に室内の温度が高くなっているのが一般的であるため、急速に運転する必要がある。こうした場合、始動時には大容量で高速運転（高速回転）されるが、室内が或る程度冷えて始動から定常運転状態に移行すると、小容量で低速運転（低速回転）される。この定常運転状態での低速運転は、特に最近の省エネルギー化を実施し、高断熱材が配備された建物に設備された空調機で使用される場合を想定すると、非常に低い回転速度（超低速運転モード）で運転が行われることになる。
- [0008] 上述した特許文献1のものでは、回転軸受部空間と背圧室との圧力差により、回転軸受部空間の油は、背圧室に導かれ、その後吸入部を通して圧縮室に供給される。このため、圧力差の小さい低負荷条件では圧縮室のシール性を確保できる給油量を確保し難く、逆に圧力差の大きい高負荷条件では給油量が多くなりすぎるため、油によって吸込冷媒ガスを加熱することによる体積効率の低下が発生するという課題がある。従って、非常に低い回転速度、

或いは高い回転速度で運転が行われる場合、効率が低下する。

- [0009] 上記特許文献2のものでは、給油経路を開閉する弁を設け、高圧部と低圧部との圧力差により前記弁を開閉することにより、給油経路中の絞りを2段階に変化させ、高差圧条件では給油量を抑制するようにして、高負荷時の給油量過多による吸入加熱によって体積効率が低下するのを防止している。
- [0010] しかし、この特許文献2のものでも、非常に低い回転速度（超低速運転モード）における給油量調整については考慮されておらず、また前記弁の開閉動作は圧縮機回転数とは無関係なため、回転数変化時に圧縮機の効率を適切に維持することはできない。
- [0011] なお、圧縮室への適切な給油量は100cc/min以下の微量であるため、給油経路中の絞りは数10 μ mほどの非常に浅い溝や直径が数100 μ m程度の非常に小さい孔にする必要があり、加工が困難な上、異物がつまり易いので、上記特許文献1や2などに記載された従来のものでは、適切な給油量まで絞るように構成することは困難である。
- [0012] 上記特許文献3及び4に記載されたものでは、圧縮機の吐出側に接続された油分離器内で吐出冷媒ガスから分離された油を、運転条件により流量制御して圧縮機構部に給油している。しかし、その目的は圧縮機の温度上昇の防止である。即ち、特許文献3のものでは、油冷却器を用いて圧縮機構に供給する油の温度を下げ、吐出冷媒ガスの温度に応じて供給する油の流量を調整することで、吐出冷媒ガスの温度上昇防止を図っている。
- [0013] また、特許文献4のものでは、高負荷条件において、オイル弁を閉じ方向に制御して、圧縮機吸入側には、油分離器からの高温の油が直接供給されないようにし、サイクル内を循環した温度の低い油が戻されるようにして、吐出冷媒ガスの温度上昇防止を図っている。
- [0014] これら特許文献3や4のものでは、加熱損失の低減効果はあるものの、低負荷条件となる低い回転速度での運転時における圧縮室での冷媒漏れによる損失については配慮されておらず、低速運転時の効率向上を図ることはできない。

[0015] 本発明の目的は、高速回転から非常に低い回転速度（超低速運転モード）までの広い運転範囲において、圧縮室での冷媒漏れと、油による冷媒加熱損失を低減して効率の良い運転が可能な冷媒圧縮機及びこれを用いた冷凍サイクル装置を得ることにある。

課題を解決するための手段

[0016] 上記目的を達成するため本発明は、密閉ケース、該密閉ケース内に収納された圧縮機構部、前記密閉ケース内に収納されると共に前記圧縮機構部をクランク軸を介して駆動するための電動機部、及び前記密閉ケースの下部に形成された油溜り部を備える冷媒圧縮機において、前記密閉ケース内の油溜り部と前記圧縮機構部の吸込側を連通し、前記油溜り部の油を前記吸込側に導くための給油パイプと、この給油パイプに設けられ前記吸込側に供給する給油量を調整するための給油量調整手段と、前記電動機部の回転数を検出する回転数検出手段と、前記回転数検出手段により検出された回転数に応じて前記給油量調整手段を制御する給油量制御部を備え、前記給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから前記吸込側に供給される給油量が減少するように前記給油量調整手段を制御することを特徴とする。

[0017] 本発明の他の特徴は、密閉ケース、該密閉ケース内に収納された圧縮機構部、前記密閉ケース内に収納されると共に前記圧縮機構部をクランク軸を介して駆動するための電動機部、及び前記密閉ケースの下部に形成された油溜り部とを備え、前記圧縮機構部は、台板に渦巻状のラップが立設された固定スクロールと、鏡板上に渦巻状のラップが立設された旋回スクロールとが、互いに噛み合わされることで複数の圧縮室が形成され、前記旋回スクロールの背面には吐出圧力と吸込圧力の中間圧力に保持される背圧室が設けられて、前記旋回スクロールは前記中間圧力により前記固定スクロール側に押し付けられるように構成されている冷媒圧縮機において、前記密閉ケース内の油溜り部と前記背圧室とを連通し、前記油溜り部の油を前記背圧室に導くための給油パイプと、この給油パイプに設けられ前記背圧室側に供給する給油量

を調整するための給油量調整手段と、前記電動機部の回転数を検出する回転数検出手段と、前記回転数検出手段により検出された回転数に応じて前記給油量調整手段を制御する給油量制御部を備え、前記給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから吸込パイプに供給される給油量が減少するように前記給油量調整手段を制御することにある。

- [0018] 本発明の更に他の特徴は、冷媒圧縮機、室外熱交換器、膨張弁、及び室内熱交換器を冷媒配管で接続して冷凍サイクルを構成している冷凍サイクル装置において、前記冷媒圧縮機には上記冷媒圧縮機を用い、更に、前記室外熱交換器の温度を検出する室外温度センサと、前記室内熱交換器の温度を検出する室内温度センサを設け、前記冷媒圧縮機に設けられている給油量制御部は、電動機部の回転数が増加するに従い給油量が減少するよう制御されると共に、前記室外温度センサ及び室内温度センサにより検出された凝縮温度と蒸発温度との温度差が増加するに従い前記給油量を更に減少するよう制御することにある。

発明の効果

- [0019] 本発明によれば、高速回転から非常に低い回転速度（超低速運転モード）までの広い運転範囲において、圧縮室での冷媒漏れと、油による冷媒加熱損失を低減して効率の良い運転が可能な冷媒圧縮機及びこれを用いた冷凍サイクル装置を得ることができる。

図面の簡単な説明

- [0020] [図1]本発明の実施例1を示す冷媒圧縮機の縦断面図。
[図2]本発明の実施例1における圧縮機回転数と目標給油量との関係を説明する線図。
[図3]本発明の実施例1における給油量制御を説明する制御フローチャート。
[図4]本発明の実施例2を示す冷媒圧縮機の縦断面図。
[図5]本発明の実施例2における圧縮機回転数と目標給油量との関係を説明する線図。
[図6]本発明の実施例2における給油量の制御フローチャート。

[図7]本発明の実施例3を示す冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置の概略構成図。

[図8]本発明の実施例4を示す冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置の概略構成図。

[図9]本発明の実施例4における給油量制御を説明する制御フローチャート。

[図10]本発明の実施例4における給油量制御の他の例を説明する制御フローチャート。

[図11]本発明の実施例5を示す冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置の概略構成図。

[図12]本発明の実施例5における給油量制御を説明する制御フローチャート。

[図13]本発明の実施例5における給油量制御の他の例を説明する制御フローチャート。

[図14]本発明の実施例6における冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置の概略構成図。

[図15]本発明の実施例7における冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置の概略構成図。

発明を実施するための形態

[0021] 以下、本発明の具体的実施例を図面に基づいて説明する。

実施例 1

[0022] 図1は本発明の実施例1を示す冷媒圧縮機の縦断面図であり、本発明をスクロール圧縮機に適用した場合の実施例である。

[0023] 図1に示す冷媒圧縮機としてのスクロール圧縮機（圧縮機）1は、円板状の台板、該台板上に渦巻状に立設されたラップ、及び前記台板の外周側に位置し前記ラップの先端面と連続する鏡板面を有して前記ラップを囲む筒状の支持部を有する固定スクロール7と、円板状の鏡板、該鏡板上に立設された渦巻状のラップ、及び前記鏡板の背面中央に設けられたボス部を有する旋回スクロール8を備えている。前記旋回スクロール8は、前記固定スクロール

7に対向して配置され、旋回スクロールのラップは、固定スクロールのラップと噛み合わされて、フレーム17内に旋回可能に設けられている。

[0024] 前記固定スクロール7は、その外周部（支持部）がボルト等によりフレーム17に固定され、固定スクロール7と一体となったフレーム17は溶接等の固定手段により密閉ケース9に固定されている。前記旋回スクロール8の外周側は前記固定スクロール7の外周側と摺動する鏡板面となっており、また旋回スクロールの鏡板面と摺動する固定スクロール7の表面が固定スクロール7の鏡板面となっている。

[0025] 前記密閉ケース9内には、前記固定スクロール7と旋回スクロール8などで構成される圧縮機構部（スクロール部）2、該圧縮機構部2をクランク軸10を介して駆動するための電動機部16、前記クランク軸10を回転自在に支持するための主軸受5と副軸受23などを収容し、更に前記密閉ケース9の下部には潤滑油を溜める油溜り部53が設けられた密閉容器構造になっている。

[0026] 前記クランク軸10は前記電動機部16の回転子（ロータ）と一体に固定され、固定スクロール7の中心軸線と同軸となっている。このクランク軸10の先端にはクランク部10aが設けられており、このクランク部10aは前記旋回スクロール8のボス部34内に設けられた旋回軸受11に挿入され、旋回スクロール8はクランク軸10の回転に伴い旋回運動可能に構成されている。旋回スクロール8の中心軸線は固定スクロール7の中心軸線に対して所定距離だけ偏心されており、旋回スクロール8のラップは、固定スクロール7のラップに対して周方向に所定角度だけずらして重ね合わせられている。前記旋回スクロール8は、オルダムリング12により、前記固定スクロール7に対して、自転しないように拘束されながら相対的に旋回運動するように構成されている。

[0027] 14は前記密閉ケース9を貫通して前記固定スクロール7の外周側の吸込室20に連通するように設けられた吸込パイプ、15は前記固定スクロール7の最内周側の圧縮室13と連通するように固定スクロール台板の渦巻中心

付近に形成された吐出ポートである。

[0028] 電動機部 16 によりクランク軸 10 を回転駆動すると、クランク軸 10 のクランク部 10 a 及び旋回軸受 11 を介して旋回スクロール 8 に伝えられ、該旋回スクロール 8 は固定スクロール 7 の中心軸線を中心に、所定の旋回半径をもって旋回運動する。旋回スクロール 8 の旋回運動によって、各ラップ間にできる圧縮室 13 は、固定スクロール 7 の中心側に連続的に移動し、その移動に伴って圧縮室 13 の容積は連続的に縮小する。これにより、吸込パイプ 14 から吸込まれた流体（例えば、冷凍サイクルを循環する冷媒ガス）を各圧縮室 13 内で順次圧縮し、圧縮された流体は吐出ポート 15 から密閉ケース 9 上部の吐出空間 24 に吐出される。吐出空間 24 に吐出された流体は、固定スクロール 7 及びフレーム 17 の外周部と密閉ケース 9 内面との間に形成された通路（図示せず）を介して、前記電動機部 16 が収容された電動機室 25 に流入し、油（潤滑油、冷凍機油）が分離されて、吐出パイプ 6 から圧縮機外、例えば冷凍サイクルに供給される。

[0029] 冷媒ガスから分離された油は密閉ケース 9 の底部の油溜り部 53 に貯留される。前記油溜り部 53 の油は、前記クランク軸 10 の下端に設けられた容積型または遠心式の給油ポンプ 21 により、再び軸受などの摺動部に供給される。即ち、クランク軸 10 の回転に伴い前記給油ポンプ 21 も回転され、油溜り部 53 の油は、給油ポンプケース 22 に設けた潤滑油吸込口から吸入されて、給油ポンプ 21 の吐出口から吐出される。吐出された油は、クランク軸 10 内に軸方向に貫通するように形成されている貫通孔 3 を通って上方へ供給される。前記貫通孔 3 を通る油の一部は、クランク軸 10 に形成された横孔を通り、前記副軸受 23 に供給されて該副軸受を潤滑し、密閉ケース 9 底部の前記油溜り部 53 に戻る。前記貫通孔 3 を通る他の大部分の油は、貫通孔 3 を通ってクランク軸 10 のクランク上端に達し、クランク部外周に設けた油溝 57 を通って旋回軸受 11 を潤滑する。旋回軸受 11 から流出した油は、その後、旋回軸受 11 の下部に設けられている前記主軸受 5 を潤滑した後、排油パイプ 26 を通って前記油溜り部 53 に戻る。

- [0030] ここで、前記油溝 5 7 や回転軸受 1 1 が設けられた回転ボス部 3 4 内の空間、及び主軸受 5 を收容している空間（フレーム 1 7、クランク軸 1 0 及びフレームシール（軸受押え） 5 6、下端がつば状の回転ボス部 3 4、前記回転ボス部下端面と前記フレームとの間に設けられたシール部材 3 2 で形成された空間）を合わせて第 1 の空間 3 3 と呼ぶことにする。この第 1 の空間は吐出圧力に近い圧力を有する空間である。
- [0031] 主軸受 5 及び回転軸受 1 1 の潤滑のために前記第 1 の空間 3 3 に流入した潤滑油の大部分は、排油パイプ 2 6 を通って前記油溜り部 5 3 へ戻るが、一部の潤滑油は、前記オルダムリング 1 2 の潤滑、及び固定スクロール 7 と回転スクロール 8 との摺動部の潤滑に必要な最低限の量が、前記シール部材 3 2 の上端面と回転ボス部材 3 4 の下端面の間に設けられた油漏出手段（穴） 3 0 を介して、前記フレーム 1 7、前記固定スクロール 7 及び回転スクロール 8 によって仕切られた空間である背圧室 1 8 に入る。
- [0032] 前記シール部材 3 2 は、フレーム 1 7 に形成された円環溝 3 1 に波状バネ（図示せず）と共に收容されており、吐出圧力となっている前記第 1 の空間 3 3 と、吸込圧力と吐出圧力の中間の圧力となっている前記背圧室（第 2 の空間） 1 8 とを仕切っている。
- [0033] 前記油漏出手段 3 0 は、回転ボス部 3 4 の下端面に設けられた複数の穴から構成されており、前記複数の穴は回転スクロール 8 の回転運動に伴い前記シール部材 3 2 を跨いだ円運動を行い、前記第 1 の空間 3 3 と前記背圧室（第 2 の空間） 1 8 との間を移動する。これにより、第 1 の空間 3 3 内の潤滑油を前記穴（油漏出手段） 3 0 に溜め、背圧室 1 8 側に間欠的に移送することにより、必要最小限の油を背圧室 1 8 に導くようにしている。前記複数の穴の代わりにスリットなどを設けて背圧室 1 8 への油漏出手段 3 0 としても良い。
- [0034] 前記背圧室 1 8 に入った油は、背圧室 1 8 と圧縮室 1 3 を連通する背圧孔 3 5 を通って圧縮室 1 3 へ流入する。即ち、背圧室 1 8 の油は、背圧（背圧室 1 8 の圧力）が、前記背圧孔 3 5 の連通している前記圧縮室 1 3 の圧力よ

り高くなると、その圧力差で圧縮室 13 に流れる。圧縮室 13 に流入した油は、固定スクロール 7 と旋回スクロール 8 の摺動面を潤滑した後、冷媒ガスと共に吐出ポート 15 から吐出され、前記吐出空間 24 と電動機室 25 において大部分の油は冷媒ガスから分離されて油溜り部 53 に貯留される。残りの油は、冷媒ガスと共に吐出パイプ 6 から冷凍サイクルへ吐出される。

[0035] 上述した前記第 1 の空間 33、背圧室 18 及び油漏出手段 30 を備えることにより、各軸受部に必要な量の油を供給することができ、また、前記オルダムリング 12、固定スクロール 7 と旋回スクロール 8 の摺動部を潤滑して、最終的に圧縮室 13 から冷媒ガスと共に排出される油の量は前記油漏出手段 30 により独立に調整することができる。そこで、本実施例では、前記油漏出手段 30 から背圧室 18 に漏出する油量を最小限にし、圧縮室、即ちラップ摺動面への必要な給油量は、後述する給油量調整手段 61 により適正化することで、高効率な冷媒圧縮機及びこれを用いた冷凍サイクル装置を得ることができるようにしている。

[0036] 本実施例の冷媒圧縮機では、図 1 に示すように、潤滑油が貯められている密閉ケース 9 底部の前記油溜り部 53 と、前記吸込パイプ 14 とを連通する給油パイプ 62 を設けている。また、この給油パイプ 62 の途中には給油量調整手段 61 が設けられている。本実施例では、この給油量調整手段 61 はソレノイド弁で構成され、このソレノイド弁 61 は、パルス幅調整制御（以下、PWM 制御ともいう）によりオンオフ（開閉）されるように構成されている。即ち、ソレノイド弁 61 をオン（開成）させると、高圧の油溜り部 53 と低圧の吸込パイプ 14 が給油パイプ 62 を介して連通し、油溜り部 53 の油が吸込パイプ 14 側（吸込側）に供給される。また、ソレノイド弁 61 をオフ（閉成）させると、前記油溜り部 53 と吸込パイプ 14 の連通は遮断され、油の供給は止められる。

[0037] 前記給油量制御部 80 における前記ソレノイド弁 61 の PWM 制御は、前記給油量制御部 80 に設けられたソレノイド駆動回路からのパルス幅調整制御信号における矩形波の立ち下がり区間の周期 T_1 と、立ち上がり区間の周

期 T 2 により、閉成状態と開成状態を切り替え、流量制御を行うものである。即ち、前記周期 T 1 と T 2 の比率を変えて流量制御を行うため、ニードル弁のように絞り量を調節して流量制御するものに比べ、微小流量の制御を容易に行うことができ、流路面積も大きくとれるから、異物による閉塞の問題も回避できる。

[0038] 次に、前記給油量制御部 8 0 による給油量制御を更に具体的に説明する。本実施例においては、前記給油量制御部 8 0 は、圧縮機の回転数検出手段で検出された回転数に応じて、パルス幅調整制御信号の矩形波の前記周期 T 1 及び前記周期 T 2 を決定する。また、冷媒圧縮機の前記吸込パイプ 1 4 側への給油量は 0 ~ 6 0 cc/min の範囲で目標流量となるように、予め設定されたテーブルに従って、前記ソレノイド駆動回路からのパルス幅調整制御信号における前記周期 T 1、T 2 を決定する。

[0039] 給油量 Q と、パルス幅調整制御信号における前記周期 T 1、T 2 との関係は、ソレノイド弁 6 1 の流量係数、配管の流路抵抗等によって決まる係数 C 1、デューティ比と流量に関する係数 C 2 及び圧力差 Δ P によって、基本的には次式で表せる。

$$\begin{aligned}
 [0040] \quad Q &= C 1 \cdot T 2 / (T 1 + T 2) \cdot \Delta P \\
 &= C 2 \cdot T 2 / (T 1 + T 2) \quad \dots (\text{数 } 1)
 \end{aligned}$$

本実施例においては、前述したように、圧縮機の回転数に応じて、目標流量を変化させ、また前記給油量は 0 ~ 6 0 cc/min の範囲となるように制御されるが、この目標給油量と圧縮機回転数との関係を図 2 に示す。本実施例での目標給油量は、直線 A で示すように、圧縮機の回転数が最小回転数の時には Q 1 (例えば 5 5 cc/min) となり、回転数 N 1 (例えば 1 0 0 Hz) で 0 cc/min となるように、圧縮機回転数が大きくなるに従い、給油量を減少させるようにしている。前記直線 A に沿って、給油量を変化させるには、前記パルス幅調整制御信号の前記周期 T 1 と T 2 との比を変化させれば良い。

[0041] 前記圧縮機の回転数検出手段は、圧縮機駆動回路 7 1 における目標回転数の信号が前記給油量制御装置 8 0 に入力されることで検出されるように構成

されている。圧縮機目標回転数に対して給油量制御を行う場合、最小回転数の時には給油量 Q_1 となり、回転数の増加に応じて給油量を減少させ、回転数 N_1 では給油量が0となるように制御する。

[0042] この給油量制御の制御フローチャートを図3に示す。

ソレノイド弁61の制御を開始すると、まず圧縮機の目標回転数 N を読み込む(ステップS1)。次に、ステップS2では、係数 C_2 、及び Q_1 と N_1 は、図2に示すように既知の数値であるので、ステップS1で読み込んだ現在の目標回転数 N により、デューティ比『 $T_2 / (T_1 + T_2)$ 』を求めることができる。この求められた周期 T_1 と T_2 を、給油量制御部80のソレノイド駆動回路から、パルス幅調整制御信号として前記ソレノイド弁61に出力する(ステップS3)。以下、例えば圧縮機回転数が増える毎に、前記ステップS1~S3を繰り返すことで、圧縮機回転数に応じて、油溜り部53から吸込パイプ14に供給する油量を制御することができる。

[0043] このように、ソレノイド弁61の開成状態と閉成状態とを切り替えて流量調整を行うと共に、ソレノイド弁61における閉成時間(周期 T_1)と開成時間(周期 T_2)との比率を変えることにより、給油量を0~100%まで可変させることができる。

[0044] 以上説明した本発明の実施例1に係る冷媒圧縮機では、大容量で高速回転となる運転モードから、非常に低い回転速度(例えば5~20Hz程度)での運転が行われる超低速運転モードまでの広い回転数領域で、圧縮室からの冷媒漏れを防止できると共に、油によって冷媒が加熱されてしまうことによる損失を最小にすることができる最適な給油を実現することができる。このため、あらゆる負荷容量に対応した広い運転範囲において、効率の高い冷媒圧縮機を得ることができる。

実施例 2

[0045] 本発明の実施例2を、図4~図6を用いて説明する。

図4は本実施例の冷媒圧縮機としてのスクロール圧縮機を示す縦断面図である。図4において上記図1と同一符号を付した部分は同一或いは相当する

部分を示しているので重複する部分についてはその説明を省略する。この実施例 2 が上記実施例 1 と異なる点は、給油パイプ 6 2 が、油溜り部 5 3 と背圧室 1 8 とを連通するように設けられている点であり、前記給油パイプ 6 2 の途中には、実施例 1 と同様に、給油量調整手段（ソレノイド弁） 6 1 が設けられている。

[0046] また、前記ソレノイド弁をパルス幅調整制御（PWM制御）して、オン（開成）させたときに、高圧の油溜り部 5 3 と、高圧と低圧の中間の圧力となっている背圧室 1 8 とを接続している給油パイプ 6 2 が連通し、油溜り部 5 3 の油は背圧室 1 8 に供給される。また、前記ソレノイド弁 6 1 をオフ（閉成）させると、前期給油パイプの連通が遮断され、油の供給は停止する。背圧室 1 8 に入った油は、背圧が高くなると、背圧室 1 8 と圧縮室 1 3 を連通している背圧孔 3 5 を介して圧縮室 1 3 へ流入する。

[0047] 本実施例においては、実施例 1 と同様に、旋回ボス部 3 4 に設けられた複数の穴 3 0 とシール部材 3 2 で構成される油漏出手段を備えているが、本実施例の場合、前記油漏出手段は必ずしも必要ではない。即ち、前記給油量調整手段（ソレノイド弁） 6 1 により流量制御されて背圧室 1 8 に供給される油は、オルダムリング 1 2、及び固定スクロール 7 と旋回スクロール 8 の摺動部の潤滑を行い、その後圧縮室に供給されるためである。

[0048] なお、本実施例では、オルダムリング 1 2 への給油量と、固定スクロール 7 と旋回スクロール 8 の摺動部への給油量をそれぞれ独立して制御することができない。このため、前記オルダムリング 1 2、及び固定スクロール 7 と旋回スクロール 8 の摺動部には適切な耐摩耗性を有する部材を使用することが好ましく、圧縮室 1 3 への給油量を絞った場合でも、十分な信頼性を確保できるようにすると良い。

[0049] 本実施例によれば、給油量調整手段 6 1 を介して供給される油の量は、オルダムリング 1 2 への給油量と、固定スクロール 7 と旋回スクロール 8 の摺動部への給油量とを合わせた流量に増えるため、流量制御をより容易に行うことが可能になる。

[0050] 次に、給油量制御部 80 による給油量制御について説明する。前記給油量制御部 80 は実施例 1 と同様に、圧縮機の回転数に応じてパルス幅調整制御信号の矩形波の周期 T_1 及び T_2 を決定する。本実施例の冷媒圧縮機では、給油量が図 5 に示すような給油特性になるように、予め設定されたテーブルに従って、給油量制御部 80 のソレノイド駆動回路から出力されるパルス幅調整制御信号における周期 T_1 、 T_2 を決定する。給油量 Q と、パルス幅調整制御信号における前記周期 T_1 、 T_2 との関係の基本式は前述した数 1 と同じである。

[0051] 本実施例での目標給油量は、圧縮機の回転数が最小回転数の時には Q_1 (例えば 80 cc/min) となり、回転数 N_1 (例えば 45 Hz) では Q_2 (例えば 45 cc/min) となるように、圧縮機の回転数が大きくなるに従い給油量を減少させるように制御する。また、回転数が N_1 以上では給油量が Q_2 で一定となるように、前記周期 T_1 と T_2 の比を変化させる。圧縮機回転数は、圧縮機駆動回路 71 における目標回転数の信号が前記給油量制御部 80 に入力されることで検出される。

[0052] この給油量制御の制御フローチャートを図 6 に示す。

ソレノイド弁 61 の制御を開始すると、まず圧縮機の目標回転数 N を読み込む (ステップ S1)。次に、ステップ S4 では、読み込まれた目標回転数 N が図 5 に示す回転数 N_1 以上か否かを比較し、前記 N が N_1 (図 5 では 45 Hz) 以上の場合にはステップ S5 に移り、図 5 に示す本実施例での給油特性の線 B に示すように、最小の給油量 Q_2 (図 5 では 45 cc/min) となるように、デューティ比『 $T_2 / (T_1 + T_2)$ 』を求める。この求められた周期 T_1 と T_2 を、給油量制御部 80 のソレノイド駆動回路から、パルス幅調整制御信号としてソレノイド弁 61 に出力する (ステップ S3)。

[0053] 前記ステップ S4 において、読み込まれた目標回転数 N が図 5 に示す回転数 N_1 よりも小さい場合、ステップ S6 に移り、該ステップ S6 に示された計算式で給油量 (この給油量は図 5 に示す給油特性の線 B のうち勾配のある B1 の部分に相当) を求め、この求められた給油量となるように、デューテ

ィ比『 $T_2 / (T_1 + T_2)$ 』を求める。この求められた周期 T_1 と T_2 を、給油量制御部80のソレノイド駆動回路から、パルス幅調整制御信号としてソレノイド弁61に出力する(ステップS3)。

[0054] 以下、例えば圧縮機回転数が増加する毎に、前記ステップS1、S4~S6、S3を繰り返すことで、圧縮機回転数に応じて、油溜り部53から背圧室18に供給する油量を制御することができる。

実施例 3

[0055] 次に、本発明の実施例3を示す冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置を図7に基づいて説明する。なお、以下の各実施例の説明では、冷媒圧縮機としては上記実施例1で説明したものをを用いた場合を基本に説明するが、上記実施例2で説明した冷媒圧縮機を用いてもほぼ同様に実施できるものである。

[0056] 図7は、冷凍サイクル装置(空調装置)100としてのルームエアコンに上記実施例1の冷媒圧縮機を用いたものである。図7に示す冷凍サイクル装置において、冷房運転時には、圧縮機101で圧縮された冷媒は、高圧側接続配管107から四方弁105へ流入し、室外接続配管108へ流出して、室外熱交換器102に流れる。この室外熱交換器102において、高温高圧の冷媒ガスは室外空気と熱交換することにより凝縮・液化し、受液器106を通過後、膨張弁103により減圧される。減圧されて低温・低圧となった冷媒は、室内熱交換器104に流入して室内空気と熱交換し、室内空気を冷却すると共に自らは室内空気から熱を奪うことで蒸発・ガス化する。この冷媒ガスは、室内接続配管109から前記四方弁105に流入し、該四方弁の低圧側接続口から流出して、低圧側接続配管110を通り、再び前記圧縮機101の吸込側へ戻り、再度圧縮され、以下同様のサイクルが繰り返される。

[0057] 冷房運転から暖房運転へ切替える場合には、四方弁105の冷媒配管接続先を切り替え、圧縮機101から吐出された高温・高圧の冷媒ガスは高圧側接続配管107から四方弁105に流入して、室内接続配管109へ流出し、室内熱交換器104に流れるようにする。そして冷媒ガスの熱を室内空気へ

放熱することにより暖房運転を行うことができる。室内熱交換器 104 で冷媒ガスは凝縮して膨張弁 103 で減圧され、低温・低圧となった冷媒は、室外熱交換器 102 で室外空気と熱交換して蒸発・ガス化し、室外接続配管 108 から四方弁 105 に流入した後、低圧側接続配管 110 へ流出して、圧縮機 101 に再び吸入されるという冷凍サイクルを繰り返す。

[0058] 62 は給油パイプで、図 1 に示すように、圧縮機底部の油溜り部 53 と、圧縮機構部 2 の吸込側である低圧側配管 110 を連通している。前記給油パイプ 62 には給油量調整手段（ソレノイド弁）61 が途中に設けられている。前記給油量調整手段 61 を制御することによって前記油溜り部 53 から低圧側接続配管 110 への給油量を調整する。この給油量調整手段 61 は給油量制御部 80 から出力されるパルス幅調整制御信号によって弁の閉成状態と開成状態とを制御し、給油量を 0～100%まで可変させることができるようになっている。

[0059] ルームエアコンでは、室内に設置されている前記室内熱交換器 104 の通風路入口付近に温度センサ（図示せず）を設け、これによって室内温度を検出し、ユーザーにより設定される目標温度と一致するよう、インバータ装置（圧縮機駆動回路）71 により圧縮機 101 の回転数を可変させ、制御が行われる。前記給油量制御部 80 は、前記インバータ装置 71 から圧縮機目標回転数を読み込み、それに応じてパルス幅調整制御信号の矩形波の周期 T1 及び T2 を決定して前記給油量調整手段 61 に出力する。

実施例 4

[0060] 次に、本発明の実施例 4 を示す冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置を図 8～図 10 に基づいて説明する。

図 8 に示す冷凍サイクル装置もルームエアコンに用いたものであり、冷凍サイクルの基本動作は上記した図 7 の場合と同じであり、同一部分には同一符号を付してその説明を省略する。

[0061] 図 8 において、給油量調整手段（ソレノイド弁）61 は、給油量制御部 80 によりパルス幅調整制御される。給油量制御部 80 では、インバータ装置

71から圧縮機の目標回転数を読み込む。更に、本実施例では、吐出パイプ6に吐出圧力検出手段72と、吸込パイプ14に吸込圧力検出手段73（何れも図1参照）を設け、これらの検出手段72, 73により、吐出圧力及び吸込圧力も検出する。前記目標回転数と、検出された前記吐出圧力及び吸込圧力に応じて、パルス幅調整制御信号の矩形波の周期T1及びT2を決定して前記給油量調整手段61に出力する。

[0062] この実施例4における給油量の制御フローチャートを図9に示す。ソレノイド弁（給油量調整手段）61を通過する給油量は、ソレノイド弁における閉成状態の時間（周期T1）と開成状態の時間（周期T2）との比率だけでなく、圧力差 ΔP にも依存する。このため、本実施例では、前記吐出圧力検出手段72及び前記吸込圧力検出手段73により検出される吐出圧力 P_d 及び吸込圧力 P_s （ステップS7及びS8）から圧力差 dP を算出し（ステップS9）、この算出された圧力差 dP に基づいて給油量が最適となるように前記周期T1及びT2の補正を行う（ステップS10）。この求められた周期T1とT2を、給油量制御部80のソレノイド駆動回路から、パルス幅調整制御信号としてソレノイド弁61に出力する（ステップS3）。以下、例えば圧縮機回転数が増加する毎に、前記ステップS1, S7~S10, S3を繰り返すことで、圧縮機回転数に応じて、油溜り部53から吸込パイプ14に供給する油量を制御することができる。

[0063] これにより、回転数が同じでも運転圧力が異なる運転条件の場合において、給油量を適切に調整することができ、効率の高い運転が可能となる。

[0064] なお、上記実施例では冷媒圧縮機として上記実施例1のものを用いて説明したが、上記実施例2の冷媒圧縮機を用いた場合の給油量の制御フローチャートは図10に示すようになる。図10において、ステップS1, S7~S9, S3については図9に示すものと同じである。図10に示す例が図9に示した例と異なる点はステップS4, S11, S12である。ステップS4では、読み込まれた目標回転数Nが図5に示す回転数N1以上か否かを比較し、前記NがN1以上の場合にはステップS11に移り、ステップS9で求

められた圧力差 dP を考慮した最小の給油量『 $Q_2 / (C_1 \cdot dP)$ 』となるように、デューティ比『 $T_2 / (T_1 + T_2)$ 』を求める。この求められた周期 T_1 と T_2 を、給油量制御部 80 のソレノイド駆動回路から、パルス幅調整制御信号としてソレノイド弁 61 に出力する（ステップ S3）。

[0065] 前記ステップ S4 において、読み込まれた目標回転数 N が前記回転数 N_1 よりも小さい場合には、ステップ S12 に移り、該ステップ S12 に示された計算式、即ち回転数 N と圧力差 dP に応じてデューティ比を決める式により給油量を求め、この求められた給油量となるように、デューティ比『 $T_2 / (T_1 + T_2)$ 』を求める。なお、ステップ S12 の前記計算式における a_0 、 a_1 、 a_2 はそれぞれ予め求められている係数である。

[0066] 次に、ステップ S3 に進み、上記求められた周期 T_1 と T_2 を、給油量制御部 80 のソレノイド駆動回路から、パルス幅調整制御信号としてソレノイド弁 61 に出力する。

[0067] 以下、例えば圧縮機回転数が増加する毎に、前記ステップ S1、S7～S9、S4、S11、S12、S3 を繰り返すことで、圧縮機回転数と前記圧力差に応じて、油溜り部 53 から背圧室 18 に供給する油量を制御することができる。

実施例 5

[0068] 図 11 は本発明の実施例 5 を示す冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置の概略構成図で、冷凍サイクル装置としてのルームエアコンに適用した例である。図 11 において前記図 7 と同一符号を付した部分は同一部分であるので、重複する説明は省略する。

[0069] 図 11 において、給油量調整手段（ソレノイド弁）61 は給油量制御部 80 によりパルス幅調整制御される。前記給油量制御部 80 は、インバータ装置（圧縮機駆動回路）71 から圧縮機の目標回転数 N の信号を得ると共に、室内熱交換器 104 に設けられた温度センサ 74 及び室外熱交換器 102 に設けられた温度センサ 75 により蒸発温度及び凝縮温度を検出し、これらの検出された蒸発温度及び凝縮温度に応じて、パルス幅調整制御信号の矩形波

の周期 T_1 及び T_2 を決定し、前記給油量調整手段 61 に出力する。

[0070] 本実施例における給油量の制御フローチャートを図 12 に示す。ソレノイド弁（給油量調整手段）61 を通過する給油量は、ソレノイド弁における閉成状態の時間（周期 T_1 ）と開成状態の時間（周期 T_2 ）との比率だけでなく、前記圧力差 ΔP に依存する。このため、本実施例では、室内熱交換器 104 に設けられた温度センサ 74 及び室外熱交換器 102 に設けられた温度センサ 75 により検出される蒸発温度及び凝縮温度から、前記圧力差 ΔP を推算し、給油量が最適になるよう前記周期 T_1 及び T_2 の補正を行うようにしたものである。本実施例によれば、上記実施例 4 に示したような圧力検出手段（圧力センサ）72, 73 を用いずに、運転圧力が異なる運転条件での給油量調整を適切に行うことができ、実施例 4 と同様の効果が得られる。

[0071] 図 12 に示す制御フローチャートが、前記図 9 に示した制御フローチャートと異なる点は、ステップ S13 ~ S16 である。即ち、温度センサ 74, 75 で検出された蒸発温度 T_s と凝縮温度 T_d を読み込み（ステップ S13、S14）、それらの温度差 dT を求め（ステップ S15）、この求められた温度差 dT に基づいて給油量が最適となるように前記周期 T_1 及び T_2 の補正を行うようにしている（ステップ S16）。他は、図 9 に示す制御と同様である。

本実施例においても上記実施例 4 と同様に、回転数が同じでも運転圧力が異なる運転条件の場合でも、給油量を適切に調整できる。

[0072] なお、上記制御フローチャートは、冷媒圧縮機として上記実施例 1 のものを用いた場合であるが、上記実施例 2 の冷媒圧縮機を用いた場合の給油量の制御フローチャートは図 13 に示すようになる。図 13 において、ステップ S1、S13 ~ S15、S3 については図 12 に示すものと同じである。図 13 に示す例が図 12 に示した例と異なる点はステップ S4、S17、S18 である。

[0073] ステップ S4 では、読み込まれた目標回転数 N が図 5 に示す回転数 N_1 以上か否かを比較し、前記 N が N_1 以上の場合にはステップ S17 に移り、ス

ステップS15で求められた温度差 dT を考慮した最小の給油量『 $Q2 / (C1 \cdot dT)$ 』となるように、デューティ比『 $T2 / (T1 + T2)$ 』を求める。この求められた周期 $T1$ と $T2$ を、給油量制御部80のソレノイド駆動回路から、パルス幅調整制御信号としてソレノイド弁61に出力する(ステップS3)。

[0074] 前記ステップS4において、読み込まれた目標回転数 N が前記回転数 $N1$ よりも小さい場合には、ステップS18に移り、該ステップS18に示された計算式、即ち回転数 N と温度差 dT に応じてデューティ比を決める式により給油量を求め、この求められた給油量となるように、デューティ比『 $T2 / (T1 + T2)$ 』を求める。なお、ステップS18の前記計算式における b_0 、 b_1 、 b_2 はそれぞれ予め求められている係数である。

[0075] 次に、ステップS3に進み、上記求められた周期 $T1$ と $T2$ を、給油量制御部80のソレノイド駆動回路から、パルス幅調整制御信号としてソレノイド弁61に出力する。

[0076] 以下、例えば圧縮機回転数が増加する毎に、前記ステップS1、S13～S15、S4、S17、S18、S3を繰り返すことで、圧縮機回転数と前記温度差に応じて、油溜り部53から背圧室18に供給する油量を制御することができる。

実施例 6

[0077] 図14は本発明の実施例6を示す冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置の概略構成図である。この例も冷凍サイクル装置としてのルームエアコンに適用した例で、図14において前記図7と同一符号を付した部分は同一または相当する部分であるので、重複する説明は省略する。

[0078] 本実施例においては、前記給油量調整手段61を途中に設けている給油パイプ62は、圧縮機101下部の油溜り部と低圧側接続配管110とを接続しているが、前記給油量調整手段61と圧縮機101下部の油溜り部との間に、冷媒/油熱交換器(油冷却手段)111を設けている。前記給油量調整手段61を開成状態とすることにより、圧縮機下部(密閉ケース9底部)の

油溜り部 53 から低圧側接続配管 110 へと流れる油は、前記冷媒／油熱交換器 111 を通ることで、ほぼ蒸発温度となっている低圧側冷媒と熱交換する。これにより低圧側接続配管 110 へと供給される油の温度は下がり、高粘度化する。

[0079] 前記給油量調整手段 61 としては、前述した実施例と同様にソレノイド弁を用いても良い。その場合、前述した実施例 1 または 2 の方法により油の流量調整を行えばよいが、前記冷媒／油熱交換器 111 の効果により油が高粘度化するため、係数 C1 及び C2 は異なる値となる。しかしながら、本実施例においては、給油量調整手段 61 として、ソレノイド弁ではなく、電動ニードル弁を採用している。電動ニードル弁は、給油量制御部 80 から出力されるパルス数変調制御信号によって弁の開度を制御され、給油量を 0～100% まで可変させることができるようになっている。弁の流量係数、配管の流路抵抗等によって決まる係数（前述した係数 C2 に相当）は油が高粘度化することにより小さくなるので、高温で低粘度の油を流量調整する場合に比べて、本実施例では油が低温で高粘度化するから、弁の開度を大きくとることができる。そのため、微小流量の制御が容易になり、また流路も大きくとることができるから、異物による閉塞の問題も回避してニードル弁を用いることができる。

[0080] また、本実施例では、連続的に開度の変更が可能な電動ニードル弁を用いるため、ソレノイド弁のような弁の開閉に伴う騒音の発生がなく、低騒音化できる効果もある。

[0081] 前記給油量調整手段 61 は、給油量制御部 80 によりパルス数変調制御される。本実施例の冷媒圧縮機では、給油量が 0 から例えば 60 cc/min の目標流量となるように、予め設定されたテーブルに従って、パルス駆動回路からのパルス数調整制御信号のパルス数を決定する。前記給油量制御部 80 は、インバータ装置（圧縮機駆動回路）71 から圧縮機の目標回転数 N の情報を得て、その目標回転数に応じてパルス数を決定し、ステッピングモータにより駆動される電動ニードル弁（給油量調整手段）61 に出力する。

実施例 7

- [0082] 図15は本発明の実施例7を示す冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置の概略構成図で、この例も冷凍サイクル装置としてのルームエアコンに適用した例である。図15において前記図14と同一符号を付した部分は同一または相当する部分であるので、重複する説明は省略する。
- [0083] 図15に示す実施例が図14に示した実施例と異なる点は、図14における冷媒／油熱交換器111を省略し、室外熱交換器102に前記冷媒／油熱交換器の機能を持たせたものである。即ち、給油量調整手段（電動ニードル弁）61を途中に配置している給油パイプ62は、圧縮機101下部の油溜り部と低圧側接続配管110とを接続しているが、この給油パイプ62の前記給油量調整手段61と圧縮機101下部の油溜り部との間の配管を、前記室外熱交換器102に通すことで、前記室外熱交換器102の一部を冷媒／油熱交換器（油冷却手段）として利用しているものである。
- [0084] 本実施例においても、前記給油量調整手段61を開成状態とすることにより、圧縮機下部の油溜り部53から低圧側接続配管110へと流れる油は、前記室外熱交換器102を通ることで、ほぼ蒸発温度となっている低圧側冷媒と熱交換できる。従って、低圧側接続配管110へと供給される油の温度を上記実施例6と同様に下がることができ、高粘度化できる。
- [0085] また、本実施例では、冷媒／油熱交換器を室外熱交換器102の一部として一体に設けているので、ルームエアコン（冷凍サイクル装置）の狭い室外機内に、冷媒／油熱交換器を室外熱交換器102とは別に配置する必要がなくなる。従って、実装が容易になる上、コスト低減も図れる効果がある。
- [0086] 以上説明したように、本発明の各実施例によれば、大容量で高速回転となる運転モードから、非常に低い回転速度の超低速運転モードまで、全ての回転数領域で、圧縮室での冷媒漏れ低減、及び油が冷媒を加熱することに伴う加熱損失の低減の両方を達成できる最適な給油を実現することができる。従って、あらゆる負荷容量に応じて効率の高い冷媒圧縮機及びこれを用いた冷凍サイクル装置を得ることができる。特に、本実施例は、高断熱住宅に設置

されたルームエアコンにおける非常に低い回転速度での運転時に、効率の高い運転を実現できる。

符号の説明

- [0087] 1、101：圧縮機、2：圧縮機構部、
3：貫通孔、5：主軸受、6：吐出パイプ、
7：固定スクロール、8：旋回スクロール、
9：密閉ケース、10：クランク軸、11：旋回軸受、
12：オルダムリング、13：圧縮室、14：吸込みパイプ、15：吐出ポート、
16：電動機部、17：フレーム、18：背圧室（第2の空間）、
20：吸込室、21：給油ポンプ、22：給油ポンプケース、
23：副軸受、24：吐出空間、25：電動機室、26：排油パイプ、
30：油漏出手段（穴）、31：円環溝、32：シール部材、33：第1の空間、
34：旋回ボス部、35：背圧孔、
53：油溜り部、56：フレームシール（軸受押え）、57：油溝、
61：給油量調整手段（ソレノイド弁、電動ニードル弁）、62：給油パイプ、
71：圧縮機駆動回路（インバータ装置）、
72：吐出圧力検出手段、73：吸込圧力検出手段、
74：室内温度センサ、75：室外温度センサ、
80：給油量制御部、
100：冷凍サイクル装置（空調装置）、
102：室外熱交換器、103：膨張弁、104：室内熱交換器、105：四方弁、
106：受液器、107：高圧側接続配管、108：室外接続配管、
109：室内接続配管、110：低圧側接続配管、
111：冷媒／油熱交換器（油冷却手段）。

請求の範囲

- [請求項1] 密閉ケース、該密閉ケース内に収納された圧縮機構部、前記密閉ケース内に収納されると共に前記圧縮機構部をクランク軸を介して駆動するための電動機部、及び前記密閉ケースの下部に形成された油溜り部を備える冷媒圧縮機において、
- 前記密閉ケース内の油溜り部と前記圧縮機構部の吸込側を連通し、前記油溜り部の油を前記吸込側に導くための給油パイプと、
- この給油パイプに設けられ前記吸込側に供給する給油量を調整するための給油量調整手段と、
- 前記電動機部の回転数を検出する回転数検出手段と、
- 前記回転数検出手段により検出された回転数に応じて前記給油量調整手段を制御する給油量制御部を備え、
- 前記給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから前記吸込側に供給される給油量が減少するように前記給油量調整手段を制御することを特徴とする冷媒圧縮機。
- [請求項2] 請求項1に記載の冷媒圧縮機において、
- 前記冷媒圧縮機の吐出側の圧力を検出する吐出圧力検出手段と、前記冷媒圧縮機の吸込側の圧力を検出する吸込圧力検出手段とを備え、
- 前記給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから前記吸込側に供給される給油量が減少するように制御すると共に、前記吐出圧力検出手段で検出された吐出圧力と、前記吸込圧力検出手段で検出された吸込圧力との圧力差が増加するに従い前記給油量を更に減少させるように前記給油量調整手段を制御することを特徴とする冷媒圧縮機。
- [請求項3] 請求項2に記載の冷媒圧縮機において、前記密閉ケースを貫通し前記圧縮機構部の吸込室に冷媒を導くための吸込パイプと、前記密閉ケース内に連通して密閉ケース内の高圧の冷媒を密閉ケース外に導く吐

出パイプを備え、前記吸込パイプには前記吸込圧力検出手段が設けられ、前記吐出パイプには前記吐出圧力検出手段が設けられていることを特徴とする冷媒圧縮機。

[請求項4] 請求項1に記載の冷媒圧縮機において、前記給油量調整手段はソレノイド弁であり、前記給油量制御部には前記ソレノイド弁の開閉制御をするためのパルス幅調整制御信号を生成するソレノイド駆動回路を備えていることを特徴とする冷媒圧縮機。

[請求項5] 密閉ケース、該密閉ケース内に収納された圧縮機構部、前記密閉ケース内に収納されると共に前記圧縮機構部をクランク軸を介して駆動するための電動機部、及び前記密閉ケースの下部に形成された油溜り部とを備え、

前記圧縮機構部は、台板に渦巻状のラップが立設された固定スクロールと、鏡板上に渦巻状のラップが立設された旋回スクロールとが、互いに噛み合わされることで複数の圧縮室が形成され、前記旋回スクロールの背面には吐出圧力と吸込圧力の間圧力に保持される背圧室が設けられて、前記旋回スクロールは前記中間圧力により前記固定スクロール側に押し付けられるように構成されている冷媒圧縮機において、

前記密閉ケース内の油溜り部と前記背圧室とを連通し、前記油溜り部の油を前記背圧室に導くための給油パイプと、

この給油パイプに設けられ前記背圧室側に供給する給油量を調整するための給油量調整手段と、

前記電動機部の回転数を検出する回転数検出手段と、

前記回転数検出手段により検出された回転数に応じて前記給油量調整手段を制御する給油量制御部を備え、

前記給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから吸込パイプに供給される給油量が減少するように前記給油量調整手段を制御する

ことを特徴とする冷媒圧縮機。

[請求項6]

冷媒圧縮機、室外熱交換器、膨張弁、及び室内熱交換器を冷媒配管で接続して冷凍サイクルを構成している冷凍サイクル装置において、

前記冷媒圧縮機には請求項1に記載の冷媒圧縮機を用い、

更に、前記室外熱交換器の温度を検出する室外温度センサと、前記室内熱交換器の温度を検出する室内温度センサを設け、

前記冷媒圧縮機に設けられている給油量制御部は、電動機部の回転数が増加するに従い給油量が減少するように制御されると共に、前記室外温度センサ及び室内温度センサにより検出された凝縮温度と蒸発温度との温度差が増加するに従い前記給油量を更に減少するように制御する

ことを特徴とする冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置。

[請求項7]

請求項6に記載の冷凍サイクル装置において、前記冷媒圧縮機の油溜り部と圧縮機構部の吸込側とを接続している前記給油パイプの途中に、該給油パイプを流れる油を冷却するための油冷却手段が設けられていることを特徴とする冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置。

[請求項8]

請求項7に記載の冷凍サイクル装置において、前記油冷却手段は、前記冷媒圧縮機の吸込側に接続されている低圧側配管を流れる低温・低圧の冷媒と、前記給油パイプを流れる高温・高圧の油とを熱交換させる冷媒／油熱交換器であることを特徴とする冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置。

[請求項9]

請求項7に記載の冷凍サイクル装置において、前記油冷却手段は、前記給油パイプにおける給油量調整手段と油溜り部との間の配管を前記室外熱交換器に通すことで、該室外熱交換器の一部を冷媒／油熱交換器として利用するようにして構成されていることを特徴とする冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置。

[請求項10]

請求項7に記載の冷凍サイクル装置において、前記給油パイプに設けられている給油量調整手段は電動ニードル弁であることを特徴とす

る冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置。

補正された請求の範囲

[2012年7月26日 (26.07.2012) 国際事務局受理]

- [請求項1] 密閉ケース、該密閉ケース内に収納された圧縮機構部、前記密閉ケース内に収納されると共に前記圧縮機構部をクランク軸を介して駆動するための電動機部、及び前記密閉ケースの下部に形成された油溜り部を備える冷媒圧縮機において、
- 前記密閉ケース内の油溜り部と前記圧縮機構部の吸込側を連通し、前記油溜り部の油を前記吸込側に導くための給油パイプと、
- この給油パイプに設けられ前記吸込側に供給する給油量を調整するための給油量調整手段と、
- 前記電動機部の回転数を検出する回転数検出手段と、
- 前記回転数検出手段により検出された回転数に応じて前記給油量調整手段を制御する給油量制御部を備え、
- 前記給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから前記吸込側に供給される給油量が減少するように前記給油量調整手段を制御することを特徴とする冷媒圧縮機。
- [請求項2] 請求項1に記載の冷媒圧縮機において、
- 前記冷媒圧縮機の吐出側の圧力を検出する吐出圧力検出手段と、前記冷媒圧縮機の吸込側の圧力を検出する吸込圧力検出手段とを備え、
- 前記給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから前記吸込側に供給される給油量が減少するように制御すると共に、前記吐出圧力検出手段で検出された吐出圧力と、前記吸込圧力検出手段で検出された吸込圧力との圧力差が増加するに従い前記給油量を更に減少させるように前記給油量調整手段を制御することを特徴とする冷媒圧縮機。
- [請求項3] 請求項2に記載の冷媒圧縮機において、前記密閉ケースを貫通し前記圧縮機構部の吸込室に冷媒を導くための吸込パイプと、前記密閉ケース内に連通して密閉ケース内の高圧の冷媒を密閉ケース外に導く吐出パイプを備え、前記吸込パイプには前記吸込圧力検出手段が設けら

れ、前記吐出パイプには前記吐出圧力検出手段が設けられていることを特徴とする冷媒圧縮機。

[請求項4] 請求項1に記載の冷媒圧縮機において、前記給油量調整手段はソレノイド弁であり、前記給油量制御部には前記ソレノイド弁の開閉制御をするためのパルス幅調整制御信号を生成するソレノイド駆動回路を備えていることを特徴とする冷媒圧縮機。

[請求項5] (補正後)

密閉ケース、該密閉ケース内に収納された圧縮機構部、前記密閉ケース内に収納されると共に前記圧縮機構部をクランク軸を介して駆動するための電動機部、及び前記密閉ケースの下部に形成された油溜り部とを備え、

前記圧縮機構部は、台板に渦巻状のラップが立設された固定スクロールと、鏡板上に渦巻状のラップが立設された旋回スクロールとが、互いに噛み合わされることで複数の圧縮室が形成され、前記旋回スクロールの背面には吐出圧力と吸込圧力の間圧力に保持される背圧室が設けられて、前記旋回スクロールは前記中間圧力により前記固定スクロール側に押し付けられるように構成されている冷媒圧縮機において、

前記密閉ケース内の油溜り部と前記背圧室とを連通し、前記油溜り部の油を前記背圧室に導くための給油パイプと、

この給油パイプに設けられ前記背圧室側に供給する給油量を調整するための給油量調整手段と、

前記電動機部の回転数を検出する回転数検出手段と、

前記回転数検出手段により検出された回転数に応じて前記給油量調整手段を制御する給油量制御部を備え、

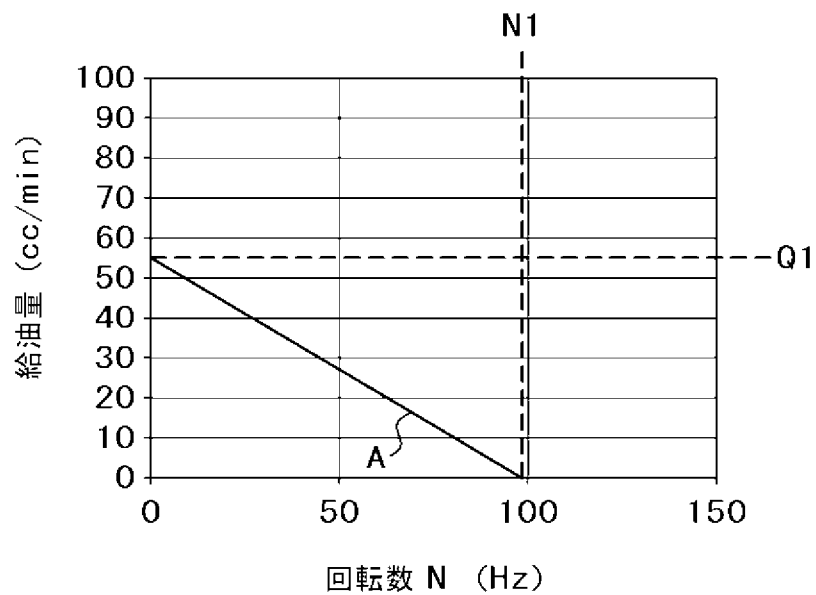
前記給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから前記背圧室に供給される給油量が減少するように前記給油量調整手段を制御することを特徴とする冷媒圧縮機。

- [請求項6] 冷媒圧縮機、室外熱交換器、膨張弁、及び室内熱交換器を冷媒配管で接続して冷凍サイクルを構成している冷凍サイクル装置において、
前記冷媒圧縮機には請求項1に記載の冷媒圧縮機を用い、
更に、前記室外熱交換器の温度を検出する室外温度センサと、前記室内熱交換器の温度を検出する室内温度センサを設け、
前記冷媒圧縮機に設けられている給油量制御部は、電動機部の回転数が増加するに従い給油量が減少するよう制御されると共に、前記室外温度センサ及び室内温度センサにより検出された凝縮温度と蒸発温度との温度差が増加するに従い前記給油量を更に減少するよう制御することを特徴とする冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置。
- [請求項7] 請求項6に記載の冷凍サイクル装置において、前記冷媒圧縮機の油溜り部と圧縮機構部の吸込側とを接続している前記給油パイプの途中に、該給油パイプを流れる油を冷却するための油冷却手段が設けられていることを特徴とする冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置。
- [請求項8] 請求項7に記載の冷凍サイクル装置において、前記油冷却手段は、前記冷媒圧縮機の吸込側に接続されている低压側配管を流れる低温・低压の冷媒と、前記給油パイプを流れる高温・高压の油とを熱交換させる冷媒／油熱交換器であることを特徴とする冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置。
- [請求項9] 請求項7に記載の冷凍サイクル装置において、前記油冷却手段は、前記給油パイプにおける給油量調整手段と油溜り部との間の配管を前記室外熱交換器に通すことで、該室外熱交換器の一部を冷媒／油熱交換器として利用するようにして構成されていることを特徴とする冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置。
- [請求項10] 請求項7に記載の冷凍サイクル装置において、前記給油パイプに設けられている給油量調整手段は電動ニードル弁であることを特徴とする冷媒圧縮機を用いた冷凍サイクル装置。

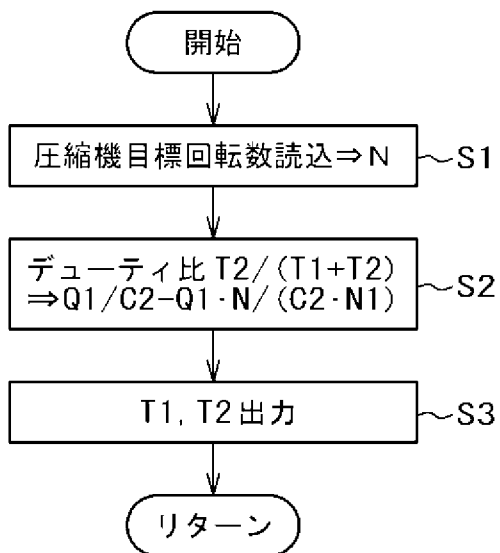
条約第19条(1)に基づく説明書

請求の範囲第5項は、明細書の段落0045、0046及び0051の記載に基づき、「給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから前記背圧室に供給される給油量が減少するように前記給油量調整手段を制御する」ことを明確にした。

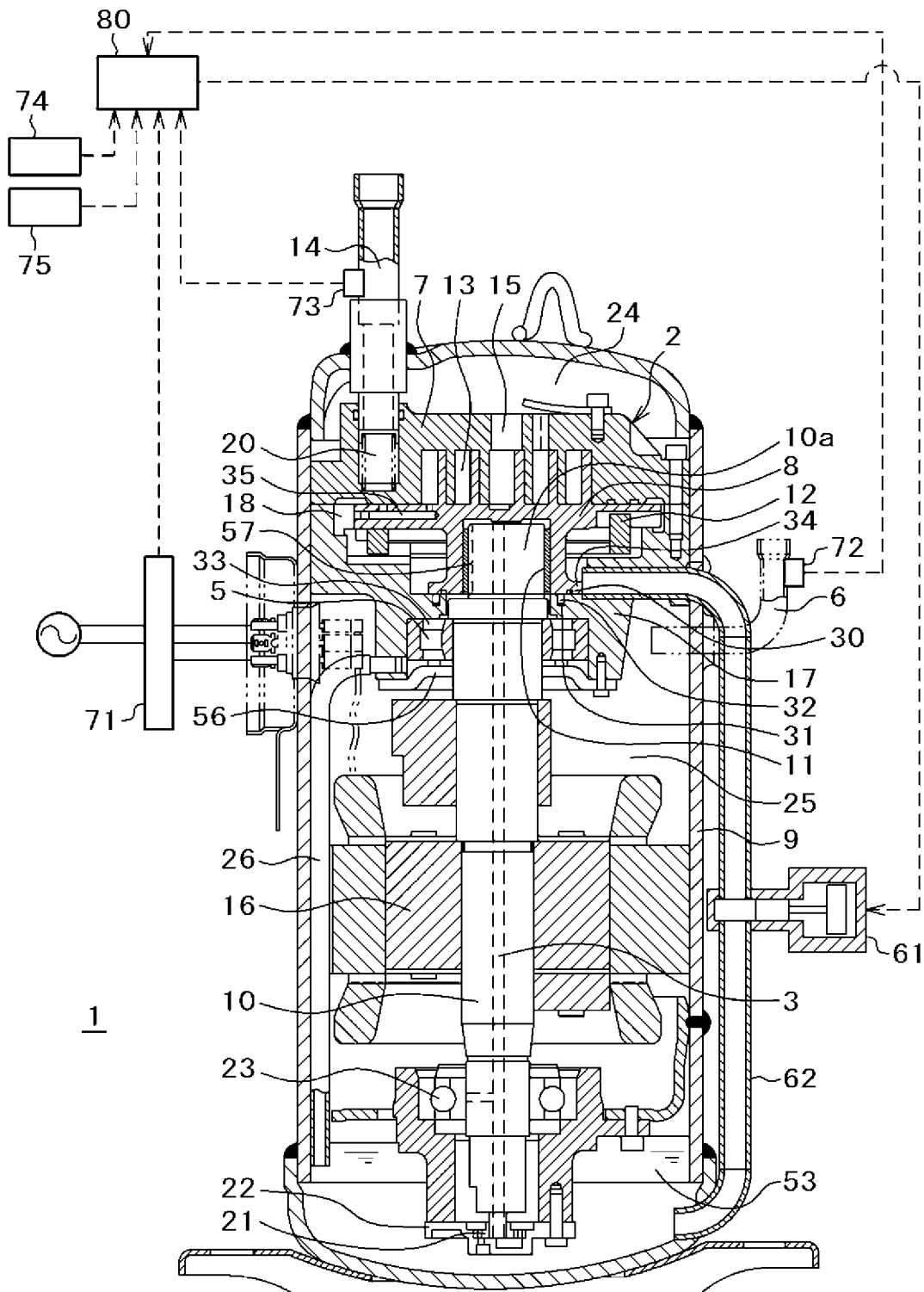
[図2]



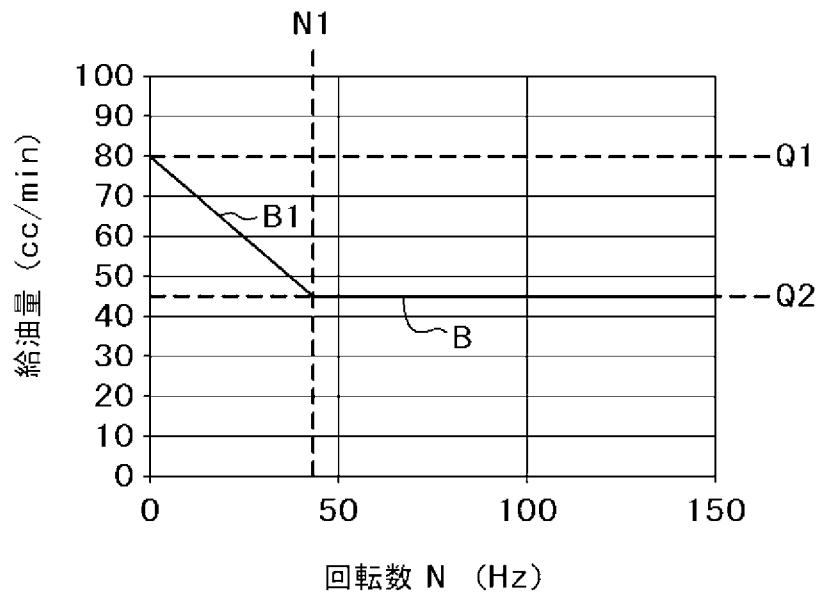
[図3]



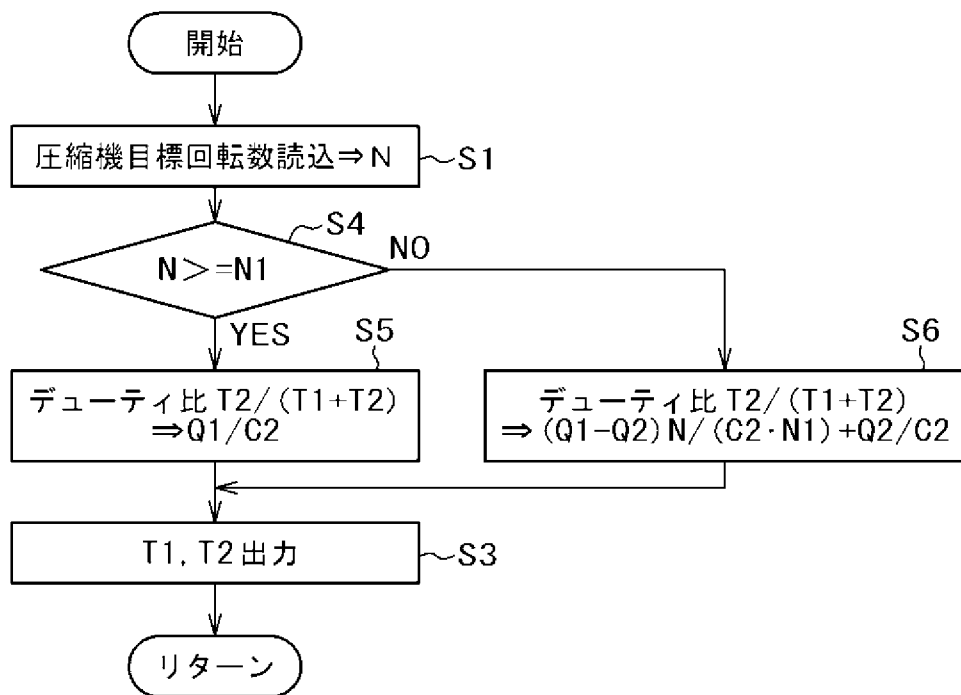
[図4]



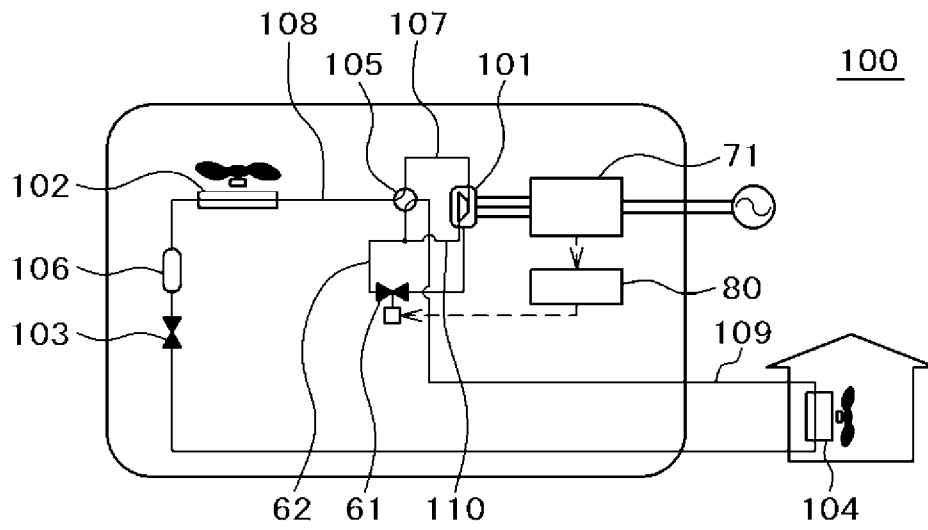
[図5]



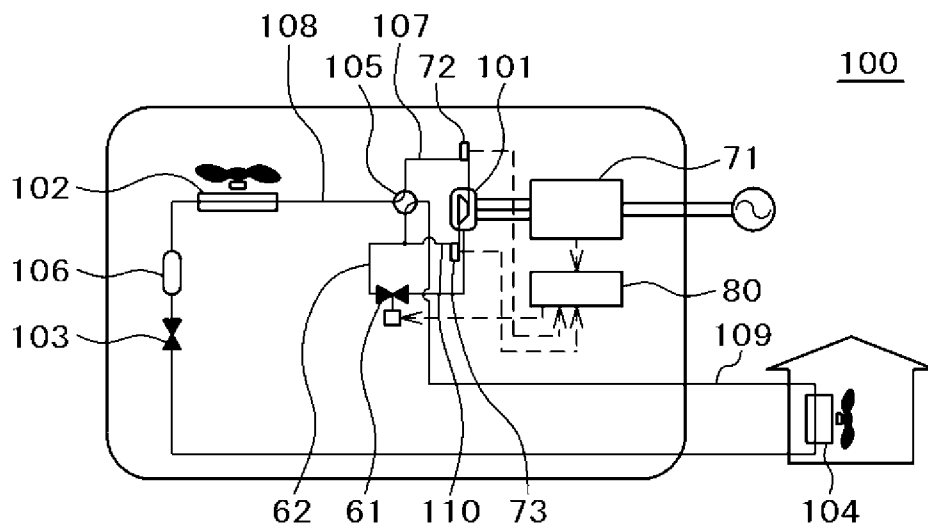
[図6]



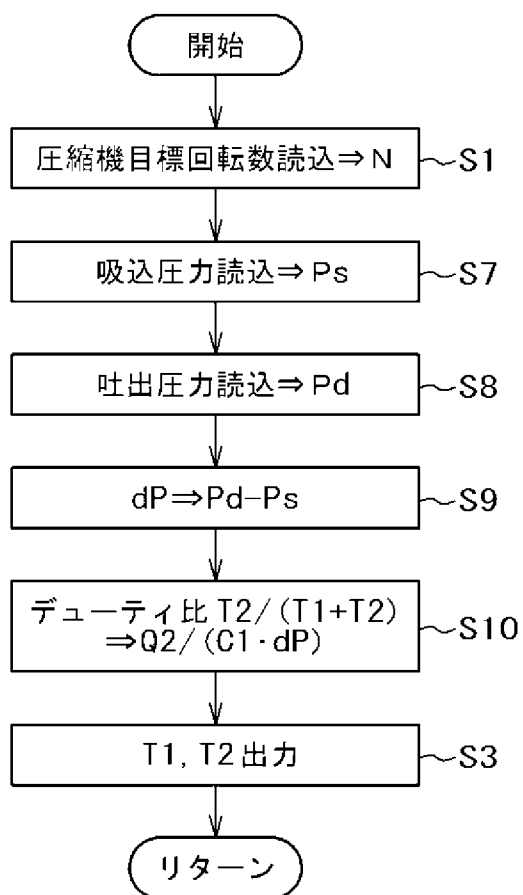
[図7]



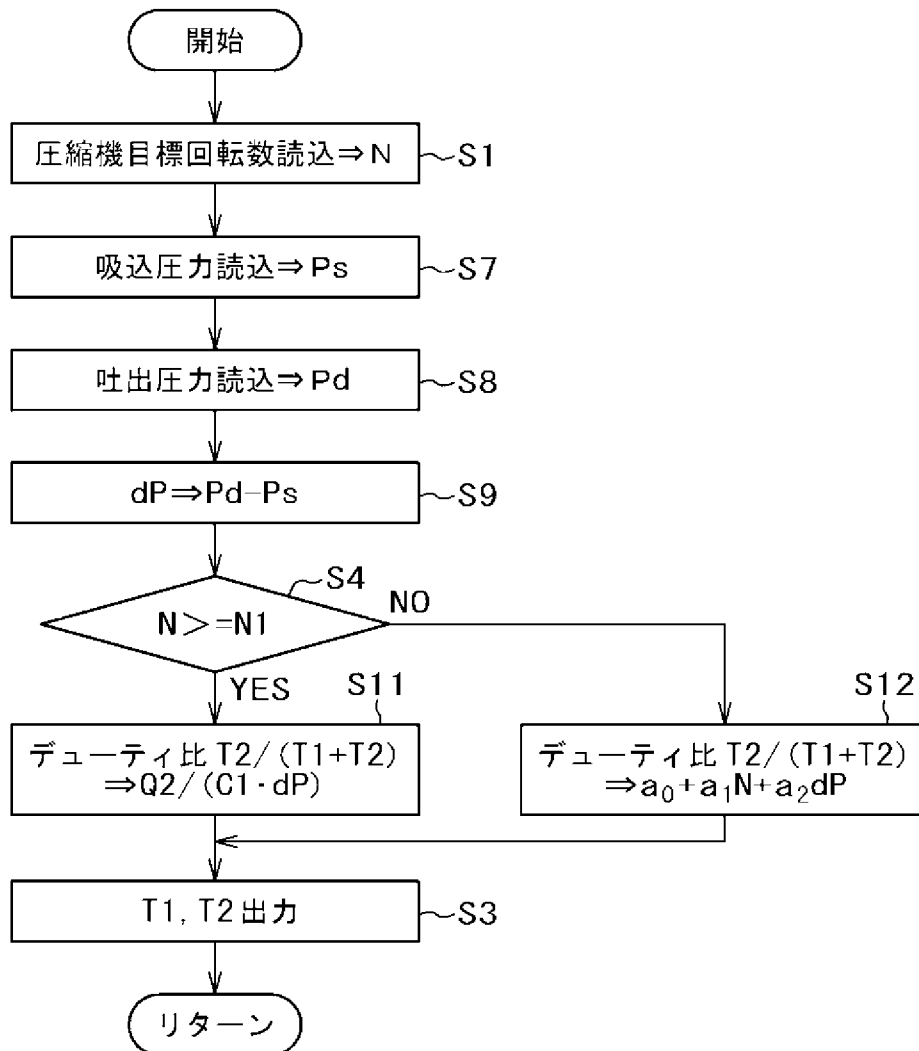
[図8]



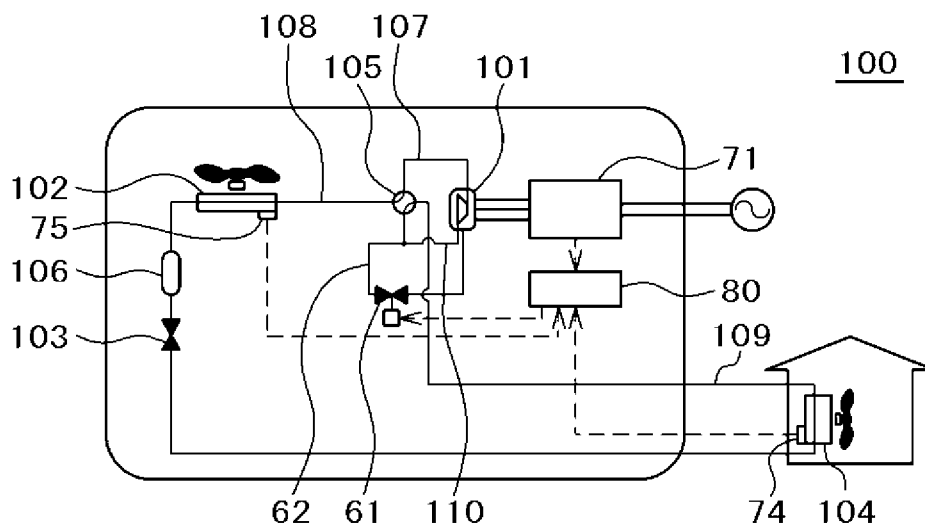
[図9]



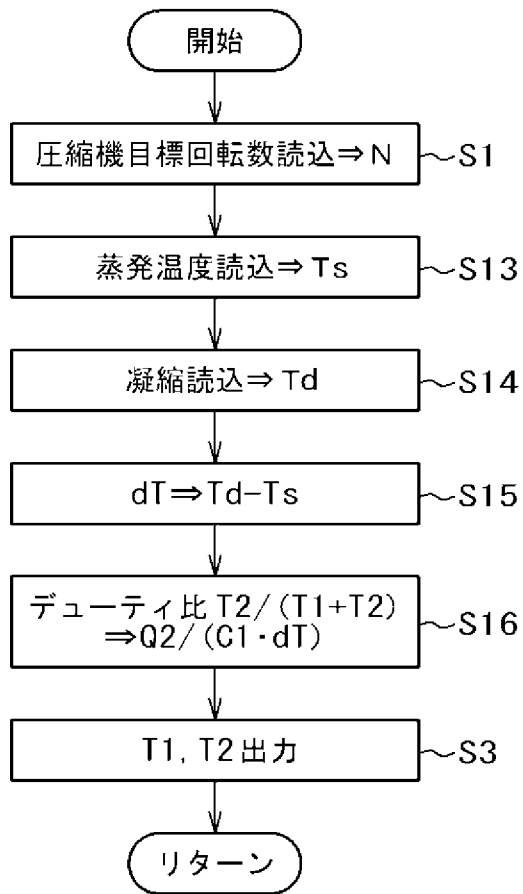
[図10]



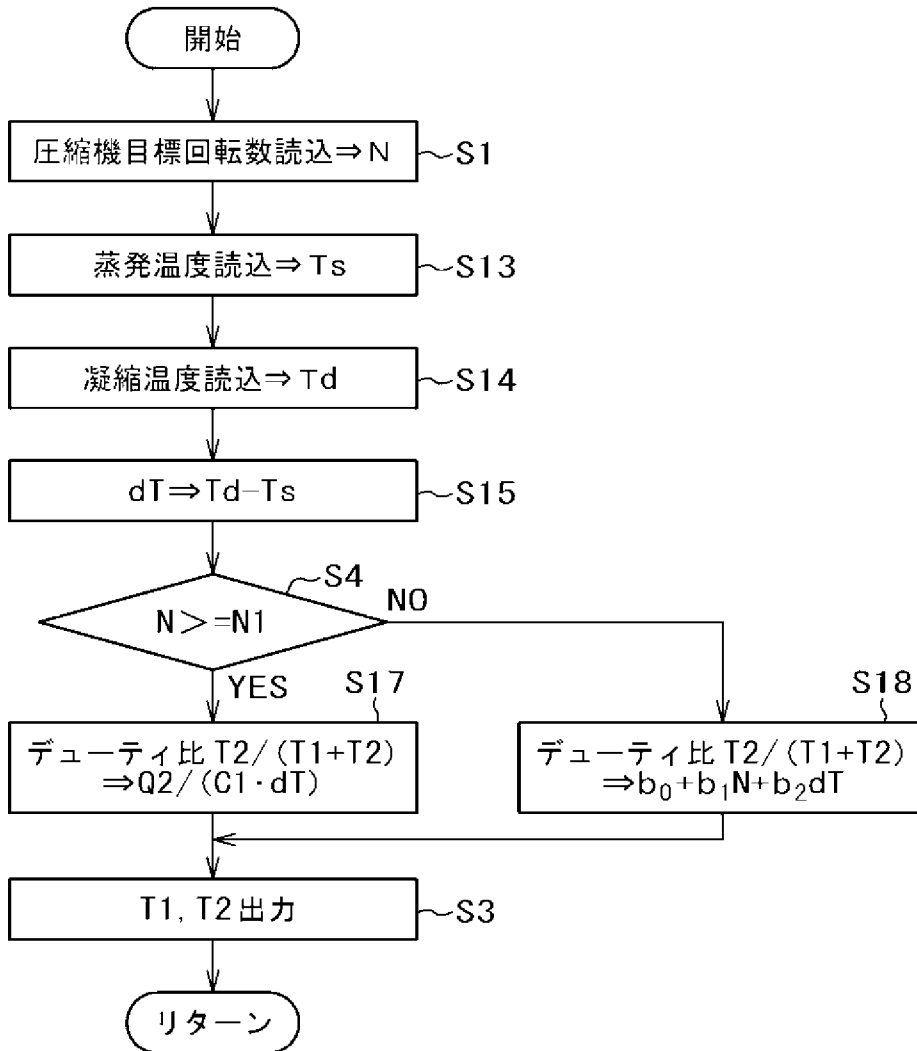
[図11]



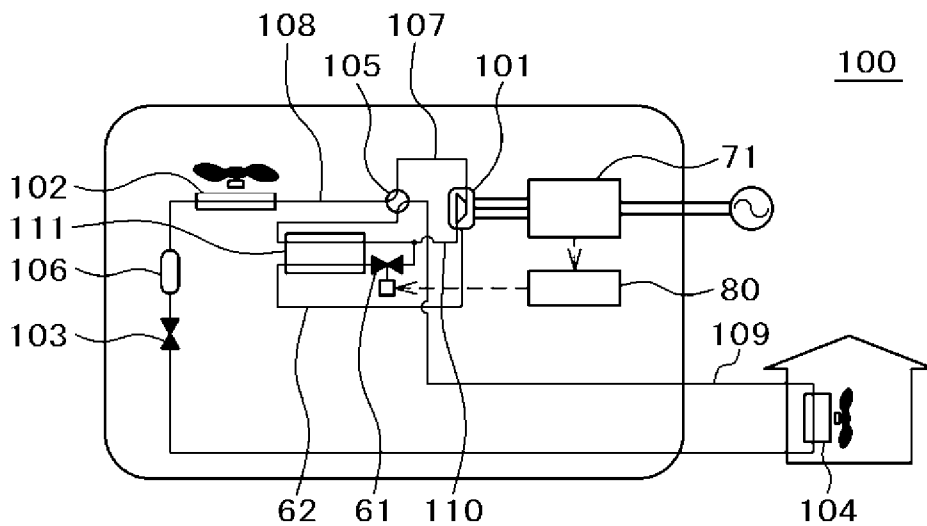
[図12]



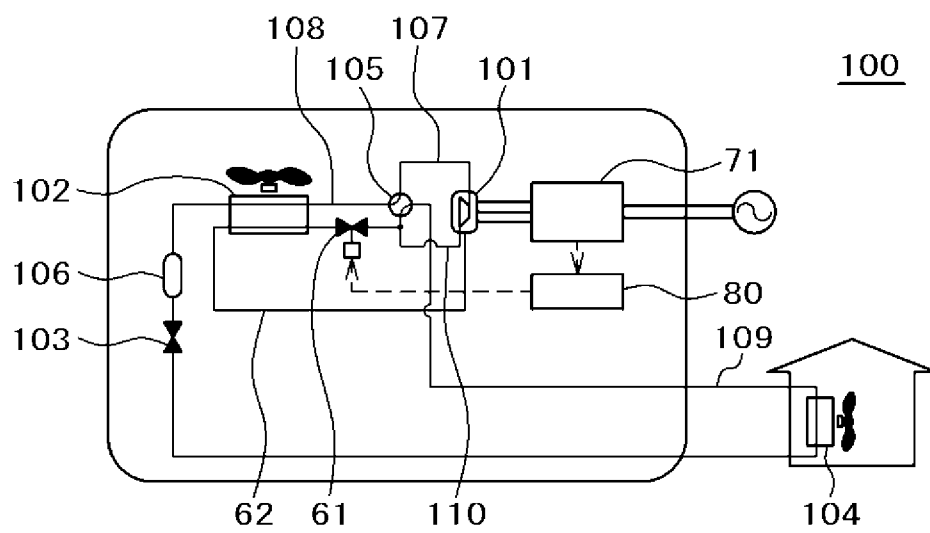
[図13]



[図14]



[図15]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/060032

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C18/02(2006.01)i, F04B39/02(2006.01)i, F04C29/02(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F04C18/02, F04B39/02, F04C29/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2011
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2011	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2011

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	JP 4-17793 A (Daikin Industries, Ltd.), 22 January 1992 (22.01.1992), page 2, lower left column, line 18 to page 3, upper right column, line 4; fig. 1, 2 (Family: none)	1, 4 5 2, 3, 6-10
Y	JP 3-258985 A (Hitachi, Ltd.), 19 November 1991 (19.11.1991), page 3, lower right column, lines 6 to 14; fig. 4 (Family: none)	5
A	JP 4-276193 A (Daikin Industries, Ltd.), 01 October 1992 (01.10.1992), paragraphs [0003], [0004]; fig. 4 (Family: none)	1-10

 Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
07 July, 2011 (07.07.11)Date of mailing of the international search report
19 July, 2011 (19.07.11)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/060032

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 5-172077 A (Hitachi, Ltd., Hitachi Shimizu Engineering Co., Ltd.), 09 July 1993 (09.07.1993), paragraph [0017]; fig. 4 (Family: none)	1-10
A	JP 2005-201145 A (Denso Corp., Nippon Soken, Inc.), 28 July 2005 (28.07.2005), paragraphs [0028] to [0030]; fig. 5 & DE 102005001160 A1	1-10
A	JP 2000-283070 A (Sanyo Electric Co., Ltd.), 10 October 2000 (10.10.2000), paragraphs [0016] to [0037]; fig. 1 (Family: none)	1-10

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/060032

Box No. II Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 2 of first sheet)

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1. Claims Nos.:
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. Claims Nos.:
because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:

3. Claims Nos.:
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Box No. III Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 3 of first sheet)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

Document 1 (JP 4-17793 A (Daikin Industries, Ltd.), 22 January 1992 (22.01.1992), line 18, lefthand lower column, page 2 - line 4, righthand upper column, page 3, fig. 1 and 2) discloses a coolant compressor comprising: a closed case (1); a compression mechanism section (2, 3) housed in said closed case; an electric motor section (4) housed in said closed case for driving said compression mechanism sections through a crankshaft (17); and an oil sump section (10) formed in the lower section of said closed case, (continued to extra sheet)

1. As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2. As all searchable claims could be searched without effort justifying additional fees, this Authority did not invite payment of additional fees.
3. As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:

4. No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

Remark on Protest

- The additional search fees were accompanied by the applicant's protest and, where applicable, the payment of a protest fee.
- The additional search fees were accompanied by the applicant's protest but the applicable protest fee was not paid within the time limit specified in the invitation.
- No protest accompanied the payment of additional search fees.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/060032

Continuation of Box No.III of continuation of first sheet (2)

further comprising: an oil supply pipe (8) for connecting said oil sump section in said closed case and the suction side (5) of said compression mechanism section, for introducing the oil of said oil sump section to said suction side; an oil supply amount adjusting means (7) mounted in said oil supply pipe for adjusting the oil supply amount to be supplied to said suction side; a rotation speed detecting means (40) for detecting the rotation speed of said electric motor section; and an oil supply amount control section (70) for controlling said oil supply amount adjusting means in accordance with the rotation speed detected by said rotation speed detecting means, wherein said oil supply amount control section controls said oil supply amount adjusting means so that the oil supply amount to be supplied from said oil supply pipe to said suction side may decrease as the rotation speed of said electric motor section increases (hereinafter referred to as "A"). Therefore, the invention of claim 1 does not involve any novelty to and any special technical feature over the invention disclosed in document 1. Hence, the claims contain the following four inventions (groups).

Here, the invention of claim 1 having no special technical feature is sorted into invention 1.

(Invention 1) Invention of claims 1 - 3

"A"; and a coolant compressor comprising a discharge pressure detecting means for detecting pressure on the discharge side of said coolant compressor; and a suction pressure detecting means for detecting pressure on the suction side of said coolant compressor, wherein said oil supply amount control section controls said oil supply amount adjusting means so that the oil supply amount to be supplied from said oil supply pipe to said suction side may decrease as the rotation speed of said electric motor section increases, and so that said oil supply amount may be more decreased as the pressure difference between a discharge pressure detected by said discharge pressure detecting means and a suction pressure detected by said suction pressure detecting means increases.

(Invention 2) Invention of claim 4

"A"; and a coolant compressor wherein said oil supply amount adjusting means is a solenoid valve, and wherein said oil supply amount control section includes a solenoid drive circuit for generating a pulse width adjusting control signal for controlling the opening/closing operations of said solenoid valve. (continued to next extra sheet)

(Invention 3) Invention of claim 5

A coolant compressor comprising: a closed case; a compression mechanism section housed in said closed case; an electric motor section housed in said closed case for driving said compression mechanism section through a crankshaft; and an oil sump section formed in the lower section of said closed case, wherein said compression mechanism section is constituted such that a stationary scroll having a spiral lap erected on a base plate and a rotary scroll having a helical lap erected on an end plate are caused to mesh each other, thereby to form a plurality of compression chambers, and wherein a back-pressure chamber to be kept under an intermediate pressure between a discharge pressure and a suction pressure is formed on the back of said rotary scroll, so that said rotary scroll is pushed onto the side of said stationary scroll by said intermediate pressure, further comprising: an oil supply pipe for connecting the oil sump section in said closed case and said back-pressure chamber, for introducing the oil of said oil sump section into said back-pressure chamber; an oil supply amount adjusting means mounted in said oil supply pipe for adjusting the oil supply amount to be supplied to the side of said back-pressure chamber; a rotation speed detecting means for detecting the rotation speed of said electric motor section; and an oil supply amount control section for controlling said oil supply amount adjusting means in accordance with the rotation speed detected by said rotation speed detecting means, wherein said oil supply amount control section controls said oil supply amount adjusting means so that the oil supply amount to be supplied from said oil supply pipe to a suction pipe may decrease as the rotation speed of said electric motor section increases.

(Invention 4) Invention of claims 6 - 10

"A"; and a coolant compressor in a freezing cycle apparatus including said coolant compressor, an outdoor heat exchanger, an expansion valve and an indoor heat exchanger that are connected by a refrigerant pipe thereby to form a refrigerating cycle, said coolant compressor comprising an outdoor temperature sensor for detecting the temperature of said outdoor heat exchanger; and an indoor temperature sensor for detecting the temperature of said indoor heat exchanger, wherein the oil supply amount control section mounted in said coolant compressor is controlled so that oil supply amount may decrease as the rotation speed of the electric motor section increases, and so that said oil supply amount may further decrease, as the temperature difference between the condensation temperature and the evaporation temperature, which are detected by said outdoor temperature sensor and said indoor temperature sensor, increases.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
 Int.Cl. F04C18/02(2006.01)i, F04B39/02(2006.01)i, F04C29/02(2006.01)i

B. 調査を行った分野
 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))
 Int.Cl. F04C18/02, F04B39/02, F04C29/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2011年
日本国実用新案登録公報	1996-2011年
日本国登録実用新案公報	1994-2011年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X Y A	JP 4-17793 A (ダイキン工業株式会社) 1992.01.22, 第2頁左下欄 第18行-第3頁右上欄第4行, 第1, 2図 (ファミリーなし)	1, 4 5 2, 3, 6- 10
Y	JP 3-258985 A (株式会社日立製作所) 1991.11.19, 第3頁右下欄第 6-14行, 第4図 (ファミリーなし)	5

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー	の日の後に公表された文献
「A」特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの	「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの	「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)	「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日
07.07.2011

国際調査報告の発送日
19.07.2011

国際調査機関の名称及びあて先
 日本国特許庁 (ISA/JP)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)
 加藤 一彦
 電話番号 03-3581-1101 内線 3358

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 4-276193 A (ダイキン工業株式会社) 1992.10.01, 【0003】, 【0004】, 図4 (ファミリーなし)	1-10
A	JP 5-172077 A (株式会社日立製作所, 日立清水エンジニアリング株式会社) 1993.07.09, 【0017】, 図4 (ファミリーなし)	1-10
A	JP 2005-201145 A (株式会社デンソー, 株式会社日本自動車部品総合研究所) 2005.07.28, 【0028】 - 【0030】, 図5 & DE 102005001160 A1	1-10
A	JP 2000-283070 A (三洋電機株式会社) 2000.10.10, 【0016】 - 【0037】, 図1 (ファミリーなし)	1-10

第II欄 請求の範囲の一部の調査ができないときの意見（第1ページの2の続き）

法第8条第3項（PCT17条(2)(a)）の規定により、この国際調査報告は次の理由により請求の範囲の一部について作成しなかった。

1. 請求項 _____ は、この国際調査機関が調査をすることを要しない対象に係るものである。つまり、

2. 請求項 _____ は、有意義な国際調査をすることができる程度まで所定の要件を満たしていない国際出願の部分に係るものである。つまり、

3. 請求項 _____ は、従属請求の範囲であってPCT規則6.4(a)の第2文及び第3文の規定に従って記載されていない。

第III欄 発明の単一性が欠如しているときの意見（第1ページの3の続き）

次に述べるようにこの国際出願に二以上の発明があるところの国際調査機関は認めた。

文献1（JP 4-17793 A（ダイキン工業株式会社）1992.01.22, 第2頁左下欄第18行—第3頁右上欄第4行, 第1, 2図）には、密閉ケース（1）、該密閉ケース内に収納された圧縮機構部（2, 3）、前記密閉ケース内に収納されると共に前記圧縮機構部をクランク軸（17）を介して駆動するための電動機部（4）、及び前記密閉ケースの下部に形成された油溜り部（10）を備える冷媒圧縮機において、前記密閉ケース内の前記油溜り部と前記圧縮機構部の吸込側（5）を連通し、前記油溜り部の油を前記吸込側に導くための給油パイプ（8）と、該給油パイプに設けられ前記吸込側に供給する給油量を調整するための給油量調整手段（7）と、前記電動機部の回転数を検出する回転数検出手段（40）と、前記回転数検出手段により検出された回転数に応じて前記給油量調整手段を制御する給油量制御部（70）を備え、該給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから前記吸込側に供給され

1. 出願人が必要な追加調査手数料をすべて期間内に納付したので、この国際調査報告は、すべての調査可能な請求項について作成した。
2. 追加調査手数料を要求するまでもなく、すべての調査可能な請求項について調査することができたので、追加調査手数料の納付を求めなかった。
3. 出願人が必要な追加調査手数料を一部のみしか期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、手数料の納付のあった次の請求項のみについて作成した。
4. 出願人が必要な追加調査手数料を期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、請求の範囲の最初に記載されている発明に係る次の請求項について作成した。

追加調査手数料の異議の申立てに関する注意

- 追加調査手数料及び、該当する場合には、異議申立手数料の納付と共に、出願人から異議申立てがあった。
- 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがあったが、異議申立手数料が納付命令書に示した期間内に支払われなかった。
- 追加調査手数料の納付はあったが、異議申立てはなかった。

第Ⅲ欄の続き

る給油量が減少するように前記給油量調整手段を制御するもの（以下、「A」とする）が記載されている。したがって、請求項1に係る発明は、文献1に記載された発明に対して新規性が認められず、特別な技術的特徴を有しない。よって、請求の範囲には、以下に示す4の発明（群）が含まれる。

なお、特別な技術的特徴を有しない請求項1に係る発明は、発明1に区分する。

（発明1）請求項1－3に係る発明

A及び前記冷媒圧縮機の吐出側の圧力を検出する吐出圧力検出手段と、前記冷媒圧縮機の吸込側の圧力を検出する吸込圧力検出手段とを備え、前記給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから前記吸込側に供給される給油量が減少するように制御すると共に、前記吐出圧力検出手段で検出された吐出圧力と、前記吸込圧力検出手段で検出された吸込圧力との圧力差が増加するに従い前記給油量を更に減少させるように前記給油量調整手段を制御する冷媒圧縮機。

（発明2）請求項4に係る発明

A及び前記給油量調整手段はソレノイド弁であり、前記給油量制御部には前記ソレノイド弁の開閉制御をするためのパルス幅調整制御信号を生成するソレノイド駆動回路を備えている冷媒圧縮機。

（発明3）請求項5に係る発明

密閉ケース、該密閉ケース内に収納された圧縮機構部、前記密閉ケース内に収納されると共に前記圧縮機構部をクランク軸を介して駆動するための電動機部、及び前記密閉ケースの下部に形成された油溜り部とを備え、前記圧縮機構部は、台板に渦巻状のラップが立設された固定スクロールと、鏡板上に渦巻状のラップが立設された旋回スクロールとが、互いに噛み合わされることで複数の圧縮室が形成され、前記旋回スクロールの背面には吐出圧力と吸込圧力の中間圧力に保持される背圧室が設けられて、前記旋回スクロールは前記中間圧力により前記固定スクロール側に押し付けられるように構成されている冷媒圧縮機において、前記密閉ケース内の油溜り部と前記背圧室とを連通し、前記油溜り部の油を前記背圧室に導くための給油パイプと、この給油パイプに設けられ前記背圧室側に供給する給油量を調整するための給油量調整手段と、前記電動機部の回転数を検出する回転数検出手段と、前記回転数検出手段により検出された回転数に応じて前記給油量調整手段を制御する給油量制御部を備え、前記給油量制御部は、前記電動機部の回転数が増加するに従い、前記給油パイプから吸込パイプに供給される給油量が減少するように前記給油量調整手段を制御する冷媒圧縮機。

（発明4）請求項6－10に係る発明

A及び前記冷媒圧縮機、室外熱交換器、膨張弁、及び室内熱交換器を冷媒配管で接続して冷凍サイクルを構成している冷凍サイクル装置において、前記室外熱交換器の温度を検出する室外温度センサと、前記室内熱交換器の温度を検出する室内温度センサを設け、前記冷媒圧縮機に設けられている給油量制御部は、電動機部の回転数が増加するに従い給油量が減少するよう制御されると共に、前記室外温度センサ及び室内温度センサにより検出された凝縮温度と蒸発温度との温度差が増加するに従い前記給油量を更に減少するよう制御する冷媒圧縮機。