

(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



(10) 国際公開番号
WO 2012/011374 A1

(43) 国際公開日
2012年1月26日(26.01.2012)

PCT

- (51) 国際特許分類:
B60H 1/32 (2006.01) F04B 49/06 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2011/065106
- (22) 国際出願日: 2011年6月30日(30.06.2011)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2010-165579 2010年7月23日(23.07.2010) JP
特願 2011-132699 2011年6月14日(14.06.2011) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): サンデン株式会社 (SAN DEN CORPORATION) [JP/JP]; 〒3728502 群馬県伊勢崎市寿町20番地 Gunma (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 石関 徹也 (ISHIZEKI, Tetsuya) [JP/JP]; 〒3728502 群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式会社内 Gunma (JP). 井上 敦雄 (INOUE, Atsuo) [JP/JP]; 〒3728502 群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式会社内 Gunma (JP). 坪井 政人 (TSUBOI, Masato) [JP/JP]; 〒3728502 群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式会社内 Gunma (JP). 鈴木 謙一 (SUZUKI, Kenichi) [JP/JP]; 〒3728502 群馬県

伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式会社内 Gunma (JP).

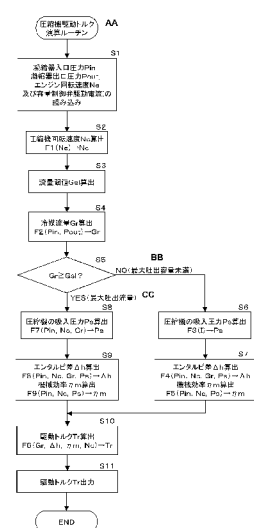
- (74) 代理人: 笹島 富二雄, 外(SASAJIMA, Fujio et al.); 〒1000014 東京都千代田区永田町2-13-5 赤坂エイトワンビル7階 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, 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).

[続葉有]

(54) Title: VEHICLE AIR-CONDITIONING DEVICE AND METHOD FOR DETERMINING OPERATING STATE OF VARIABLE CAPACITY COMPRESSOR IN VEHICLE AIR-CONDITIONING DEVICE

(54) 発明の名称: 車両用空調装置及び車両用空調装置における可変容量圧縮機の運転状態判定方法

【図6】



【図7】

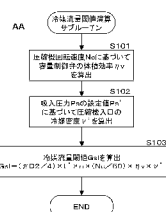


FIG. 6
AA COMPRESSOR DRIVE TORQUE CALCULATION ROUTINE
S1 READ CONDENSER INLET PRESSURE Pih, CONDENSER OUTLET PRESSURE Pout, ENGINE ROTATION SPEED Ne AND CAPACITY CONTROL VALVE DRIVE CURRENT I
S2 CALCULATE COMPRESSOR ROTATION SPEED Nc
F1(Nc) → Nc
S3 CALCULATE FLOW RATE THRESHOLD Gsl
F2(Pih, Pout) → Gr
S4 CALCULATE REFRIGERANT FLOW RATE Gr
F3(Pih, Nc, Gr) → Gr
S5 CALCULATE SUCTION PRESSURE Ps OF COMPRESSOR
F4(Pih, Nc, Gr, Ps) → Δh
S6 CALCULATE ENTHALPY DIFFERENCE Δh
F5(Pih, Nc, Gr, Ps) → Δh
S7 CALCULATE DRIVE TORQUE Tr
F6(Gr, Δh, Nc) → Tr
S8 OUTPUT DRIVE TORQUE Tr
END

FIG. 7
AA REFRIGERANT FLOW RATE THRESHOLD CALCULATION SUBROUTINE
S101 CALCULATE VOLUMETRIC EFFICIENCY ηv OF CAPACITY CONTROL VALVE ON THE BASIS OF COMPRESSOR ROTATION SPEED Ne
S102 CALCULATE REFRIGERANT DENSITY v' AT COMPRESSOR INLET ON THE BASIS OF SET VALUE Ps' OF SUCTION PRESSURE Ps
S103 CALCULATE REFRIGERANT FLOW RATE THRESHOLD Gsl
Gsl = (πD²/4) × L × n × (Nc/60) × ηv × v'
END

(57) Abstract: In order to accurately determine whether or not a variable capacity compressor is being operated at a maximum discharge capacity, the volumetric efficiency (η_v) of a refrigerant sucked into a cylinder is calculated on the basis of the rotation speed (N_c) of the variable capacity compressor (S101), the refrigerant density (v') at the inlet of the compressor is calculated on the basis of the set value (Ps') of suction pressure (Ps), using these volumetric efficiency and refrigerant density, the flow rate threshold (Gsl) for accurately determining whether the variable capacity compressor is being operated at the maximum discharge capacity is calculated according to the following expression (S103), and the variable capacity compressor is determined to be being operated at the maximum discharge capacity when the detected actual refrigerant flow rate (Gr) is the flow rate threshold (Gsl) or more, and determined to be being operated at less than the maximum discharge capacity when the detected actual refrigerant flow rate is less than Gsl . $Gsl = (\pi D^2/4) \times L \times n \times (N_c/60) \times \eta_v \times v'$ D: the diameter of each piston, L: the stroke during the maximum discharge capacity operation of the piston, n: the number(n) of cylinders, Nc: the rotation speed of a rotation mechanism

(57) 要約:

[続葉有]



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

可変容量圧縮機が最大吐出容量で運転されているか否かを正確に判別する。可変容量圧縮機の回転速度 N_c に基づいてシリンダ内に吸入される冷媒の体積効率 η_v を算出し (S 101)、吸入圧力 P_s の設定値 $P_{s'}$ に基づいて圧縮機入口の冷媒密度 ρ を算出し、これらを用いて、可変容量圧縮機が最大吐出容量で運転されているか否かを正確に判別するための流量閾値 G_{s1} を次式のように算出し (S 103)、検出された実冷媒流量 G_r が流量閾値 G_{s1} 以上のときは、最大吐出容量で運転され、 G_{s1} 未満のときは、最大吐出容量未満で運転されていると判別する。 $G_{s1} = (\pi D^2 / 4) \times L' \times n \times (N_c / 60) \times \eta_v \times \rho$ D : 各ピストンの直径、 L' : ピストンの最大吐出容量運転時におけるストローク、 n : シリンダの数 n 、 N_c : 前記回転機構の回転速度

明 細 書

発明の名称：

車両用空調装置及び車両用空調装置における可変容量圧縮機の運転状態判定方法

技術分野

[0001] 本発明は、可変容量圧縮機を使用した車両用空調装置において、可変容量圧縮機が最大吐出容量で運転されているか否かを判定する技術に関する。

背景技術

[0002] この種の車両用空調装置において、特許文献１に開示されるように、外部駆動源（エンジン、モータ等）によって駆動される圧縮機の駆動トルクを算出し、算出した駆動トルクを外部駆動源の制御に利用することが行われている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献１：日本国特許公報：特開２００３－２７８６６３号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] ところで、上記のように可変容量圧縮機の駆動トルクを算出する場合、圧縮機が最大吐出容量に維持して運転しているときと、最大吐出容量未満で吐出容量を可変に運転しているときとで、異なる演算方式を用いることにより精度良く駆動トルクを算出できることが判明した。

[0005] このため、可変容量圧縮機が最大吐出容量で運転しているか、否かを正確に判定する必要がある。

しかし、従来、例えば圧縮機の冷媒を吸入／吐出するピストンのストロークを検出するセンサを設けて判定する構成では、センサの精度、コスト、耐久性のいずれの面でも好ましくなかった。

[0006] 本発明は、このような従来の課題に着目してなされたもので、容易かつ正確に可変容量圧縮機が最大吐出容量で運転されているか、否かを正確に判定できる機能を備えた車両用空調装置を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0007] このため、本発明は、

冷媒の吸入圧力 P_s を制御して冷媒吐出容量を可変制御する容量制御弁を備えた可変容量圧縮機と、凝縮器と、冷媒温度を一定に維持しつつ減圧膨張させる温度式膨張弁と、蒸発器と、を、冷媒配管を介して循環接続した車両用空調装置（における可変容量圧縮機の運転状態判定方法）であって、以下の各手段（ステップ）を含んで構成される。

[0008] A. 前記空調装置の実冷媒流量 G_r を検出する手段（ステップ）

B. 前記容量制御弁により制御される吸入圧力 P_s の設定値 $P_{s'}$ に基づいて、前記圧縮機に吸入される冷媒の密度 ρ' を算出する手段（ステップ）

C. 前記圧縮機が最大吐出容量で運転された場合に、圧縮機に吸入される冷媒の体積流量 V に、前記冷媒密度算出手段によって算出された冷媒密度 ρ' を乗じて、最大吐出容量運転判定用の流量閾値 G_{s1} を算出する手段（ステップ）

D. 前記冷媒流量検出手段によって検出した実冷媒流量 G_r が、前記流量閾値算出手段によって算出した流量閾値 G_{s1} 以上のときは、前記圧縮機が最大吐出容量で運転され、流量閾値 G_{s1} 未満のときは、最大吐出容量未満で運転されていると判定する手段（ステップ）

発明の効果

[0009] 可変容量圧縮機の最大吐出容量での運転時には、外気温度の上昇等のため、冷媒の吸入圧力 P_s は設定値 $P_{s'}$ 以上の値に維持され、設定値 $P_{s'}$ に基づいて算出した吸入冷媒密度 ρ' は、実際の冷媒密度 ρ 以下の値となる一方、最大吐出容量運転時での体積流量 V は実際値に則した値が得られる。この結果、実際の冷媒流量 G_r は、実冷媒密度 ρ 以下の冷媒密度 ρ' に体積流量 V を乗じて算出される閾値 G_{s1} 以上の値となる。

[0010] 一方、最大吐出容量未満の運転時には、吸入圧力 P_s は設定値 $P_{s'}$ に略一致させるように制御できる一方、体積流量 V は、実際の体積流量より大きく算出される。

このように、最大吐出容量運転時には、実際の冷媒流量 G_r が流量閾値 G_{s1} 以上の値となり、最大吐出容量未満の運転時には、実際の冷媒流量 G_r が流量閾値 G_{s1} より小さい値となるから、該流量閾値 G_{s1} を用いた比較によって、最大吐出容量運転時と最大吐出容量未満の運転時とを正確に判別することができる。

図面の簡単な説明

[0011] [図1]一実施形態の車両用空調装置が適用された車両の概略構成を示す図である。

[図2]図1の車両用空調装置に適用された冷凍サイクルシステムの概略構成を、圧縮機の縦断面とともに示す図である。

[図3]図2の圧縮機に適用された容量制御弁の接続状態を、容量制御弁の断面とともに示す図である。

[図4]図1の車両用空調装置における、容量制御弁の駆動電流と吸入圧力との関係を示すグラフである。

[図5]図1の車両における信号の入出力関係を示す図である。

[図6]図1の車両用空調装置に適用された駆動トルク演算装置が実行するプログラムのフローチャートである。

[図7]同上プログラム中の冷媒流量閾値を演算するサブルーチンのフローチャートである。

[図8]同上の車両用空調装置における、温度式膨張弁の機能を示す線図である。

[図9]同上の車両用空調装置における、圧縮機吐出容量と吸入圧力との関係を示し、特に最大吐出容量運転時の状態を詳細に示す図である。

[図10]同上の車両用空調装置における、最大吐出容量運転時に吸入圧力の設定値から算出される密度と、実際の密度との関係を示す線図である。

[図11]同上実施形態とは、異なる構成で冷媒流量を検出する流量計を用いた実施形態の冷媒循環路の概要を示す図である。

[図12]同上の流量計の断面図である。

[図13]同上の流量計の概観斜視図である。

[図14]同上の流量計の異なる配置例における冷凍サイクルのP－h線図を示す特性図である。

発明を実施するための形態

[0012] 図1は、実施形態に係る車両用空調装置を適用した車両の概略を示す。

車両用空調装置12は冷凍サイクルシステムで構成され、冷媒を循環させる循環路14を有する。

[0013] 循環路14は、エンジンルーム16から隔壁17を貫通して機器スペース18に跨って形成されている。機器スペース18は、車室10の前方部分にインストルメントパネル20により区画されている。エンジンルーム16内を延びる循環路14の部分には、可変容量圧縮機100、凝縮器24、レシーバ・ドライヤ25及び膨張弁26が、冷媒循環方向に順次介挿される。機器スペース18内を延びる循環路14の部分には、蒸発器28が介挿されている。なお、レシーバ・ドライヤ25は省略してもよい。

[0014] 圧縮機100は、エンジン29の出力軸と機械的に連結され、エンジン29の出力によって駆動される。圧縮機100は、例えばピストンタイプ（往復動式）の可変容量圧縮機であり、図2に示したように、容量制御弁200を内蔵している。

[0015] より詳しくは、圧縮機100は、例えば斜板式圧縮機である。圧縮機100はシリンダーブロック101を備え、シリンダーブロック101には、複数のシリンダボア101aが形成されている。シリンダーブロック101の一端にはフロントハウジング（クランクケース）102が連結され、シリンダーブロック101の他端には、バルブプレート103を介してリアハウジング（シリンダヘッド）104が連結されている。

[0016] シリンダーブロック101及びフロントハウジング102はクランク室1

０５を規定し、クランク室１０５内を縦断して駆動軸１０６が延びている。駆動軸１０６は、クランク室１０５内に配置された環形状の斜板１０７を貫通し、斜板１０７は、駆動軸１０６に固定されたロータ１０８と連結部１０９を介してヒンジ結合されている。従って、斜板１０７は、駆動軸１０６に沿って移動しながら傾動可能である。

[0017] ロータ１０８と斜板１０７との間を延びる駆動軸１０６の部分には、斜板１０７を最小傾角に向けて付勢するコイルばね１１０が装着されている。斜板１０７を挟んで反対側の駆動軸１０６の部分、即ち斜板１０７とシリンダーブロック１０１との間を延びる駆動軸１０６の部分には、斜板１０７を最大傾角に向けて付勢するコイルばね１１１が装着されている。

[0018] 駆動軸１０６は、フロントハウジング１０２の外側に突出したボス部１０２ａ内を貫通し、駆動軸１０６の外端は、動力伝達装置としてのプーリ１１２に連結されている。プーリ１１２は、ボール軸受１１３を介してボス部１０２ａによって回転自在に支持され、外部駆動源としてのエンジン２９のプーリとの間にベルト１１５が架け回される。

[0019] ボス部１０２ａの内側には軸封装置１１６が配置され、軸封装置１１６は、フロントハウジング１０２の内部と外部とを遮断している。駆動軸１０６はラジアル方向及びスラスト方向にベアリング１１７，１１８，１１９，１２０によって回転自在に支持され、エンジン２９からの動力がプーリ１１２に伝達され、プーリ１１２の回転と同期して回転可能である。

[0020] シリンダボア１０１ａ内にはピストン１３０が配置され、ピストン１３０には、クランク室１０５内に突出したテール部が一体に形成されている。テール部に形成された凹所１３０ａ内には一対のシュー１３２が配置され、シュー１３２は斜板１０７の外周部に対し挟み込むように摺接している。従って、シュー１３２を介して、ピストン１３０と斜板１０７とは互いに連動し、駆動軸１０６の回転によりピストン１３０がシリンダボア１０１ａ内を往復動する。

[0021] リアハウジング１０４の内部には、吸入室１４０及び吐出室１４２が区画

形成され、吸入室 140 は、バルブプレート 103 に設けられた吸入孔 103 a を介してシリンダボア 101 a と連通可能である。吐出室 142 は、バルブプレート 103 に設けられた吐出孔 103 b を介してシリンダボア 101 a と連通可能である。なお、吸入孔 103 a 及び吐出孔 103 b は、図示しない吸入弁及び吐出弁によってそれぞれ開閉される。

[0022] シリンダーブロック 101 の外側にはマフラ 150 が設けられ、マフラケーシング 152 は、シリンダーブロック 101 に一体に形成されたマフラベース 101 b に図示しないシール部材を介して接合されている。マフラケーシング 152 及びマフラベース 101 b はマフラ空間 154 を規定し、マフラ空間 154 は、リアハウジング 104、バルブプレート 103 及びマフラベース 101 b を貫通する吐出通路 156 を介して吐出室 142 と連通している。

[0023] マフラケーシング 152 には吐出ポート 152 a が形成され、マフラ空間 154 には、吐出通路 156 と吐出ポート 152 a との間を遮るように逆止弁 170 が配置されている。逆止弁 170 は、吐出通路 156 側の圧力とマフラ空間 154 側の圧力との圧力差に応じて開閉する。具体的には、圧力差が所定値より小さい場合閉作動し、圧力差が所定値より大きい場合開作動する。

[0024] したがって吐出室 142 は、吐出通路 156、マフラ空間 154 及び吐出ポート 152 a を介して循環路 14 の往路部分と連通可能であり、マフラ空間 154 は逆止弁 170 によって断続される。一方、吸入室 140 は、リアハウジング 104 に形成された吸入ポート 104 a を介して循環路 14 の復路部分と連通している。

[0025] リアハウジング 104 には、容量制御弁（電磁制御弁）200 が収容され、容量制御弁 200 は給気通路 160 に介挿されている。給気通路 160 は、吐出室 142 とクランク室 105 との間を連通するようにリアハウジング 104 からバルブプレート 103 を経てシリンダーブロック 101 にまで亘っている。

[0026] 一方、吸入室１４０は、クランク室１０５と抽気通路１６２を介して連通している。抽気通路１６２は、駆動軸１０６とベアリング１１９、１２０との隙間、空間１６４及びバルブプレート１０３に形成された固定オリフィス１０３ｃからなる。

[0027] また、吸入室１４０は、リアハウジング１０４に形成された感圧通路１６６を通じて、給気通路１６０とは独立して容量制御弁２００に接続されている。

容量制御弁２００は、図３に示すように、弁ユニットとソレノイドユニットとからなる。弁ユニットは、略円筒形状の弁ハウジング２０２を有し、弁ハウジング２０２の内部には弁孔２０４が形成されている。弁孔２０４は、弁ハウジング２０２の軸線方向に延び、弁孔２０４の一端は出口ポート２０６に繋がっている。出口ポート２０６は、弁ハウジング２０２を径方向に貫通しており、弁孔２０４は出口ポート２０６及び給気通路１６０の下流側部分を介してクランク室１０５と連通している。

[0028] 弁ハウジング２０２のソレノイドユニット側には弁室２０８が区画され、弁孔２０４の他端は弁室２０８の端壁にて開口している。弁室２０８内には、略円柱形状の弁体２１０が収容され、弁体２１０は、弁室２０８内を弁ハウジング２０２の軸線方向に移動可能である。弁体２１０の一端が弁室２０８の端壁に当接することにより、弁体２１０は弁孔２０４を閉塞可能であり、弁室２０８の端壁は弁座として機能する。

[0029] また、弁ハウジング２０２には入口ポート２１２が形成され、入口ポート２１２も弁ハウジング２０２を径方向に貫通している。入口ポート２１２は、給気通路１６０の上流側部分を介して吐出室１４２と連通している。入口ポート２１２は、弁室２０８の周壁にて開口しており、入口ポート２１２、弁室２０８、弁孔２０４及び出口ポート２０６を通じて、吐出室１４２とクランク室１０５とは連通可能となっている。

[0030] 更に、弁ハウジング２０２には、ソレノイドユニットと反対側に感圧室２１４が区画され、感圧室２１４の周壁には感圧ポート２１６が形成されてい

る。感圧ポート 216 及び感圧通路 166 を通じて、感圧室 214 は吸入室 140 と連通している。また、感圧室 214 と弁孔 204 との間には軸方向孔 218 が設けられ、軸方向孔 218 は、弁孔 204 と同軸上を延びている。

[0031] 弁体 210 の他端には、感圧ロッド 220 が一体且つ同軸に連結されている。感圧ロッド 220 は、弁孔 204 及び軸方向孔 218 内を延び、感圧ロッド 220 の先端部は、感圧室 214 内に突出している。感圧ロッド 220 は先端側に大径部を有しており、感圧ロッド 220 の大径部は、軸方向孔 218 の内周面によって摺動可能に支持されている。従って、感圧ロッド 220 の大径部によって、感圧室 214 と弁孔 204 との間の気密性が確保されている。

[0032] 感圧室 214 の端壁は、弁ハウジング 202 の端部に圧入されたキャップ 222 により形成され、キャップ 222 は段付きの有底円筒状をなす。キャップ 222 の小径部には、支持部材 224 の筒部が摺動自在に嵌合され、キャップ 222 の底壁と支持部材 224 との間には強制開放ばね 226 が配置されている。

[0033] 感圧室 214 内には感圧器 228 が収容され、感圧器 228 の一端が支持部材 224 に固定されている。従って、キャップ 222 は、支持部材 224 を介して感圧器 228 を支持している。

[0034] 感圧器 228 はベローズ 230 を有し、ベローズ 230 は、弁ハウジング 202 の軸線方向に伸縮可能である。ベローズ 230 の両端はキャップ 232, 234 によって気密に閉塞され、ベローズ 230 の内部は、真空状態（減圧状態）に保たれている。また、ベローズ 230 の内部には、圧縮コイルばね 236 が配置され、圧縮コイルばね 236 は、ベローズ 230 が伸長するように、キャップ 232, 234 を相互に離間する方向に付勢している。

[0035] 感圧器 228 のキャップ 234 は、アダプタ 238 を介して感圧ロッド 220 に当接可能であり、感圧室 214 内の圧力が低下して感圧器 228 が伸長した場合、感圧ロッド 220 を介して弁体 210 が開弁方向に付勢される

。

[0036] なお、弁ハウジング２０２に対するキャップ２２２の圧入量は、容量制御弁２００が所定の動作をするように調整される。

一方、ソレノイドユニットは、弁ハウジング２０２に同軸的に連結された略円筒形状のソレノイドハウジング２４０を有し、ソレノイドハウジング２４０内には、略円筒形状の固定コア２４２が同心上に配置されている。固定コア２４２の一端部は、弁ハウジング２０２の端部に嵌合して弁室２０８を区画するとともに、弁体２１０を摺動自在に支持している。

[0037] 固定コア２４２の中央部から他端部に亘る部分には、有底のスリーブ２４４が嵌合されている。スリーブ２４４の底壁と固定コア２４２の他端との間には、コア収容空間２４６が区画され、コア収容空間２４６には可動コア２４８が配置されている。可動コア２４８は、スリーブ２４４によって摺動自在に支持され、ソレノイドハウジング２４０の軸線方向に往復動可能である。

。

[0038] 弁体２１０の他端には、固定コア２４２内を延びるソレノイドロッド２５０の一端が当接し、ソレノイドロッド２５０の他端部は、可動コア２４８と一体に固定されている。従って、弁体２１０は、可動コア２４８に連動して閉弁方向に移動する。可動コア２４８とスリーブ２４４の底壁との間には、圧縮コイルばね２５２が配置され、圧縮コイルばね２５２は、可動コア２４８及びソレノイドロッド２５０を介して弁体２１０を閉弁方向に常時付勢する。

[0039] スリーブ２４４の周囲には、ボビン２５３に巻回された状態で円筒形のコイル（ソレノイドコイル）２５４が配置され、ボビン２５３及びコイル２５４は、一体に成型された樹脂部材２５５によって囲まれている。ソレノイドハウジング２４０、固定コア２４２及び可動コア２４８はいずれも磁性材料で形成されて磁気回路を構成し、一方、スリーブ２４４は非磁性のステンレス系材料で形成されている。

[0040] ここで、固定コア２４２の先端部の根元には、径方向孔２５６が形成され

、弁ハウジング 202 には、径方向孔 256 と感圧室 214 とを連通する連通孔 258 が形成されている。また、固定コア 242 の中央部及び他端部の内径は、弁体 210 及びソレノイドロッド 250 の外径よりも大きく、感圧室 214 とコア收容空間 246 との間は、固定コア 242 の中央部及び他端部の内側、径方向孔 256 及び連通孔 258 を介して連通している。

[0041] 従って、弁体 210 の一端面には、クランク室 105 の圧力（クランク室圧力 P_c ）が開弁方向の力として作用し、一方、弁体 210 の他端面には吸入室 140 の圧力（吸入圧力 P_s ）が閉弁方向の力として作用する。

[0042] 容量制御弁のソレノイド 254 には、車両用空調装置を制御するエアコン制御装置（A/C 制御装置）32 が電氣的に接続され、エアコン制御装置 32 は、ソレノイド 254 に供給される駆動電流 I の電流量を調整することによって、圧縮機 100 の吐出容量を調整する。エアコン制御装置 32 は、例えば、ECU（電子制御装置）等の電気回路によって構成することができる。

[0043] 容量制御弁 200 を採用した場合、吐出容量の制御方式としては、圧縮機 100 が吸入する冷媒の圧力、すなわち吸入圧力 P_s を制御する P_s 制御方式が採用される。

図 4 は、容量制御弁 200 に供給される駆動電流 I と吸入圧力 P_s との関係を示している。 P_s 制御方式では、乗員によって設定された車室設定温度等の種々の情報から吸入圧力 P_s の目標値 P_{ss} が設定され、目標値 P_{ss} に対応する大きさの駆動電流 I がソレノイド 254 に供給される。これにより、容量制御弁 200 の開度は、吸入圧力 P_s が目標値 P_{ss} に近づくように設定される。この一方で、吸入圧力 P_s を検出する感圧器 228 が、吸入圧力 P_s に応じて伸長して開度を微調整し、吸入圧力 P_s の変動を補償する。

[0044] 再び図 1 を参照すると、凝縮器 24 の近傍にはコンデンサファン 33 が配置され、車両の走行による車両前方からの風、コンデンサファン 33 からの風、又は、これらの両方によって、凝縮器 24 を通過する冷媒は冷却される

。

[0045] 膨張弁 26 は自身を通過する冷媒を減圧膨張させる。ここで、膨張弁 26 は、感温式膨張弁であり、膨張弁 26 の開度は、蒸発器 28 の出口（圧縮機 100 入口）での冷媒の過熱度が一定値になるよう調整される。具体的には、膨張弁 26 は、蒸発器 28 下流の冷媒温度及び圧力変化に伴って開度が変化し、蒸発器 28 への冷媒流量を変化させることにより、蒸発器 28（圧縮機 100 入口）の冷媒の過熱度、したがって冷媒温度を一定に維持するように作動する（図 8 参照）。

[0046] 蒸発器 28 は、空調ユニットハウジング 34 内に配置され、空調ユニットハウジング 34 内には、ブロワファン 36 及びヒータコア（図示せず）も配置されている。また、空調ユニットハウジング 34 の入口には、内外気切換ダンパ 38 が配置され、空調ユニットハウジング 34 の出口には、吹出口切換ダンパ（図示せず）が配置されている。

[0047] 蒸発器 28 を通過する冷媒は、ブロワファン 36 からの風によって加熱され、蒸発する。この一方で、ブロワファン 36 からの風は、蒸発器 28 によって冷却されて冷風になり、この冷風が車室 10 内に吹き出すことで、車室 10 が冷房される。

[0048] また、車両用空調装置は、種々の情報を検出するセンサ群として、外気温度センサ 42、蒸発器出口空気温度センサ 44、凝縮器入口冷媒圧力センサ 46、及び、凝縮器出口冷媒圧力センサ 48 を有する。これら外気温度センサ 42、蒸発器出口空気温度センサ 44、凝縮器入口冷媒圧力センサ 46、及び、凝縮器出口冷媒圧力センサ 48 は、それぞれエアコン制御装置 32 と電氣的に接続されている。

[0049] 一方、車両全体の動作を制御する車両制御システムは、車両制御装置（エンジン制御装置）50 を備え、車両制御装置 50 も、ECU 等の電子回路によって構成することができる。車両制御装置 50 は、主に、車室 10 に配置されたアクセルペダル 52、図示しないブレーキペダル、及び、シフトレバー等を介した乗員による入力に基づいて、エンジン 29 の回転速度 N_e を適

当に制御する。

[0050] また、車両制御装置 50 は、例えば回転速度センサを用いてエンジン 29 の回転速度 N_e を検出して出力し、エンジン 29 の回転速度 N_e は、エアコン制御装置 32 に入力される。

[0051] 図 5 は、上述した容量制御弁 200 のソレノイド 254、エアコン制御装置 32、車両制御装置 50 及びセンサ群の間における、信号の入出力を示している。

エアコン制御装置 32 には、操作パネルを介して、車室 10 の設定温度等が入力されるとともに、外気温度センサ 42、及び、蒸発器出口空気温度センサ 44 によってそれぞれ検出された、外気温度 T_a 、及び、蒸発器出口空気温度 T_c が入力される。これらの入力された情報等に基づいて、エアコン制御装置 32 は、容量制御弁 200 のソレノイド 254 に供給される駆動電流 I の目標値を設定し、この目標値に実際の値が近付くように駆動電流 I を調整する。これにより、可変容量圧縮機 100 の吐出容量が所定の値に調整される。

[0052] 一方、エアコン制御装置 32 は、可変容量圧縮機 100 の駆動トルク T_r を演算する機能も有する。そのために、エアコン制御装置 32 には、エンジン 29 の回転速度 N_e とともに、凝縮器入口冷媒圧力センサ 46、及び、凝縮器出口冷媒圧力センサ 48 によってそれぞれ検出された凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 及び凝縮器出口冷媒圧力 P_{out} が入力される。

[0053] つまり、エアコン制御装置 32、エンジン回転速度検出手段、凝縮器入口冷媒圧力センサ 46、及び、凝縮器出口冷媒圧力センサ 48 は、圧縮機 100 の駆動トルク演算装置を構成している。

[0054] 具体的には、エアコン制御装置 32 は、圧縮機 100 の駆動トルク T_r を演算するための回路（駆動トルク演算回路）300 を有し、駆動トルク演算回路 300 は、圧縮機回転速度演算部 301、冷媒流量演算部 302、流量閾値演算部 304、吐出容量判定部 305、吸入圧力演算部 306、エンタルピー差演算部 308、及び、機械効率演算部 310 を有する。

[0055] ここで、流量閾値演算部304及び吐出容量判定部305は、駆動トルク T_r を演算するに際し、後述するように圧縮機100が最大吐出容量に維持して運転されるときはの駆動トルク T_r の演算方式と、最大吐出容量未満で吐出容量を可変制御して運転するときの駆動トルク T_r の演算方式とは相違するので、最大吐出容量で運転されているか否かを判別するために設けられる。

[0056] 例えば、駆動トルク T_r の演算に用いる圧縮機100の吸入圧力 P_s の算出は、ピストンストロークが最大一定に維持される最大吐出容量運転時は、凝縮器入口圧力 P_{in} 、凝縮器出口圧力 P_{out} 、圧縮機回転速度 N_c の複数のパラメータを用いて精度良く算出される。一方、最大吐出容量未満で吐出容量を可変制御しているときは、前記各パラメータの値が安定しにくく、吸入圧力 P_s 制御の操作量である駆動電流 I を用いる方が吸入圧力 P_s を精度良く算出することができる。その他、摩擦等の機械的な損失が、最大吐出容量運転時は、圧縮機回転速度 N_c に大きく依存する一方、最大吐出容量未満の吐出容量可変運転時は、冷媒流量 G_r に大きく依存する。あるいは、各パラメータの演算式（関数）における係数も相違させた方がそれぞれ精度よく駆動トルクを算出することができる。

[0057] このように、駆動トルク T_r の演算方式を切換えるため、圧縮機100が最大吐出容量に維持して運転されるときと、最大吐出容量未満で吐出容量を可変制御して運転されているときとを、精度良く判定する必要がある。

[0058] 図6は、上記圧縮機100が最大吐出容量運転されているか否かを判別し、それぞれの運転時に異なる演算方式を用いて駆動トルク演算回路300が所定の間隔で繰り返し実行する、圧縮機100の駆動トルク T_r を演算するフローを示す。

[0059] このフローに従って説明すると、まず、ステップS1では、凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 、凝縮器出口冷媒圧力 P_{out} 、エンジン回転速度 N_e 及び容量制御弁200に供給される駆動電流 I を読み込む。

[0060] ステップS2では、エンジン回転速度 N_e に基づいて圧縮機100の回転

速度 N_c を算出する。そのために、例えば関数 $F_1(N_e) = N_c$ を用いることができ、関数 F_1 に含まれる係数は、エンジン 29 と圧縮機 100 のプーリ比に応じて予め決定可能である。

[0061] ステップ S3 では、上記圧縮機 100 が最大吐出容量に維持して運転されるときと、最大吐出容量未満で吐出容量を可変制御して運転されているときとを判別するための、冷媒流量（質量流量）の閾値 G_{s1} を次式によって算出する。

$$[0062] \quad G_{s1} = V \times \nu' \\ = (\pi D^2 / 4) \times L' \times n \times (N_c / 60) \times \eta_v \times \nu' \cdots (1)$$

V は、圧縮機 100 が最大吐出容量に維持して運転されるときと、各ピストン 130 の直径 D 、該ピストン 130 の最大ストローク L' 、シリンダ（シリンダボア 101 a）の数 n 、圧縮機回転速度 N_c [rpm]、シリンダボア 101 a への冷媒吸入量の体積効率 η_v を用いて上式のように算出される。なお、体積効率 η_v は、回転速度 N_c に基づく変数（ N_c の増大に伴って体積効率 η_v が減少）として求められ、例えば、予め実験等で求められた値を回転速度 N_c に対するテーブル値として設定することができる。

[0063] 一方、 ν' は、最大吐出容量運転時における冷媒密度を、容量制御弁 200 で制御される圧縮機 100 の吸入圧力 P_s の設定値 $P_{s'}$ を用いて算出した値である。なお、吸入圧力 P_s の設定値 $P_{s'}$ としては、目標値 P_{ss} あるいは容量制御弁 200 の駆動電流 I から換算した吸入圧力値を用いることができる。

[0064] ここで、既述のように膨張弁 26 として、蒸発器 28 下流側の冷媒の過熱度を一定、つまり圧縮機 100 入口の冷媒温度を一定に維持する温度式膨張弁が使用されている。このように、冷媒温度が一定に維持されるので、吸入圧力 P_s に対して冷媒密度 ν は略比例する関係があり、この関係に基づいて吸入圧力 P_s の設定値 $P_{s'}$ から冷媒密度 ν' が算出される。

[0065] 図7は、上記冷媒流量の閾値 G_{s1} を算出するステップS3のサブルーチンのフローを示す。

圧縮機回転速度 N_c に基づいて、体積効率 η_v を算出し(S101)、吸入圧力 P_s の設定値 $P_{s'}$ から冷媒密度 ρ' を算出した後(S102)、(1)式により流量閾値 G_{s1} を算出する(S103)。なお、ステップS102により冷媒密度 ρ' を算出する機能が、冷媒密度算出手段を構成する。

[0066] 図6に戻って、ステップS4では、凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 及び凝縮器出口冷媒圧力 P_{out} に基づいて冷媒流量(質量流量) G_r を算出する。冷媒流量 G_r は、循環路14を実際に流れている冷媒の流量である。そのために、例えば関数 $F2(P_{in}, P_{out}) = G_r$ を用いることができる。この凝縮器入口冷媒圧力センサ46、及び、凝縮器出口冷媒圧力センサ48と、これらセンサにより検出された凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 及び凝縮器出口冷媒圧力 P_{out} に基づいて冷媒流量(質量流量) G_r を算出するステップS4の機能により、冷媒流量検出手段が構成される。

[0067] ここで、フロントグリルの形状、車両における凝縮器14の配置等の車両の仕様に応じて、凝縮器14の放熱能力は変化し、従って、関数 $F2$ に含まれる係数の値は変化する。このため、関数 $F2$ に含まれる係数は、車両用空調装置を車両に搭載した状態で、例えば10個程度の少数の条件で車両用空調装置を作動させ、各条件での変数、すなわち凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 及び凝縮器出口冷媒圧力 P_{out} 、並びに、冷媒流量 G_r を測定し、測定したこれらの値に基づいて決定される。

[0068] なお、冷媒流量(質量流量) G_r は、上記凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 及び凝縮器出口冷媒圧力 P_{out} に基づいて算出する他、後述するように循環路に配設した任意のタイプの流量計を用いて検出することができる。

[0069] ステップS5では、駆動トルク演算回路300は、算出した冷媒流量の閾値 G_{s1} と冷媒流量 G_r とを比較し、圧縮機100が最大吐出容量で運転されているか否かを判定する。このとき、冷媒流量 G_r が流量閾値 G_{s1} 以上のときは($G_r \geq G_{s1}$)、圧縮機100は最大吐出容量で運転されている

(Yes)と判定し、冷媒流量 G_r が閾値 G_{s1} より小さければ($G_r < G_{s1}$)、圧縮機100は最大吐出容量未満で運転されている(No)と判定する。このステップS5の機能が、運転状態判別手段を構成する。

[0070] 上記のように判定することにより、運転状態を正確に判別できる理由を以下に説明する。

図9に示すように、圧縮機100の吐出容量の増大に応じて吸入圧力 P_s は低下するが、最大吐出容量付近まで増大すると、実際の吸入圧力 P_s は設定値 $P_{s'}$ (目標値 P_{ss})以上の値に維持されてしまう。これは、最大吐出容量を確保するため、最大吐出容量運転時の目標値 P_{ss} を十分小さい値(駆動電流 I を大きい値)に設定しているが、冷房を使用する外気温度が高い条件では冷媒圧力が増大し、駆動電流 I を増大してピストンストローク L を最大ストローク L' に制御しても実際の吸入圧力 P_s が設定値 $P_{s'}$ 以上の値に維持されるためである。なお、外気温度が相当低い条件で冷房運転したような場合を除き、通常は、実際の吸入圧力 P_s は、設定値 $P_{s'}$ より大となる。

[0071] したがって、図10に示すように、最大吐出容量運転時には、吸入圧力 P_s の設定値 $P_{s'}$ に基づいて算出した吸入冷媒密度 ρ' は、実際の吸入圧力 P_s に対応する実際の冷媒密度 ρ 以下の値となる。一方、ピストンストローク L は最大ストローク L' に制御されるので、最大ストローク L' を用いて算出される体積流量 V は実際の体積流量値に則した値が得られる。この結果、実際の冷媒流量 G_r は、実冷媒密度 ρ 以下の冷媒密度 ρ' に、実際の体積流量値相当の体積流量 V を乗じて算出される流量閾値 G_{s1} 以上の値となる。

[0072] これに対し、最大吐出容量未満の運転時には、実際の吸入圧力 P_s を目標吸入圧力 P_{ss} に略一致させるように制御できる。一方、ピストンストローク L は、最大吐出容量未満とするために最大ストローク L' 未満に制御されるので、最大ストローク L' を用いて算出される体積流量 V は、実際の体積流量より大きい。

[0073] このように、最大吐出容量運転時には、実際の冷媒流量 G_r が流量閾値 G

G_{s1} 以上（通常は G_{s1} より大）の値となり、最大吐出容量未満の運転時には、実際の冷媒流量 G_r が閾値 G_{s1} より小さい値となるから、該閾値 G_{s1} を用いた比較によって、最大吐出容量運転時と最大吐出容量未満の運転時とを正確に判別することができる。

[0074] ステップS5での判定結果がNoの場合、つまり、最大吐出容量未満の運転時と判定された場合、以下のような演算方式で圧縮機100の駆動トルク T_r を算出する。

まず、ステップS6では容量制御弁200に供給されている駆動電流 I に基づいて、圧縮機100に吸入される冷媒の圧力、即ち吸入圧力 P_s を算出する。そのために、例えば関数 $F_3(I) = P_s$ を用いることができる。関数 F_3 は、図4に例示されているけれども、車両用空調装置を車両に搭載する前の台上試験によって、予め決定可能である。換言すれば、関数 F_3 に含まれる係数は、車両の仕様に依存することなく決定可能である。

[0075] 次に、ステップS7では、凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 、圧縮機回転速度 N_c 、冷媒流量 G_r 、及び、S14で算出した吸入圧力 P_s に基づいて、エンタルピ差 Δh を算出する。このエンタルピ差 Δh とは、圧縮機100から吐出される冷媒のエンタルピ h_d と圧縮機100に吸入される冷媒のエンタルピ h_s との差（ $h_d - h_s$ ）である。そのために、例えば関数 $F_4(P_{in}, N_c, G_r, P_s) = \Delta h$ を用いることができる。関数 F_4 は、車両用空調装置を車両に搭載する前の台上試験によって、予め決定可能である。換言すれば、関数 F_4 に含まれる係数は、車両の仕様に依存することなく決定可能である。

[0076] また、凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 、圧縮機回転速度 N_c 、及び、ステップS6で算出した吸入圧力 P_s に基づいて、圧縮機100の機械効率 η_m を算出する。そのために、例えば関数 $F_5(P_{in}, N_c, P_s) = \eta_m$ を用いることができる。関数 F_5 は、車両用空調装置を車両に搭載する前の台上試験によって、予め決定可能である。換言すれば、関数 F_5 に含まれる係数は、車両の仕様に依存することなく決定可能である。

[0077] ステップS10では、上記のようにして算出した圧縮機回転速度 N_c 、冷媒流量 G_r 、エンタルピ差 Δh 及び機械効率 η_m に基づいて、圧縮機100の駆動トルク T_r を算出する。そのために、関数 $F_6(G_r, \Delta h, \eta_m, N_c) = T_r$ を用いることができる。より詳しくは、関数 F_6 は、以下の演算式で表される。

$$\begin{aligned}
 [0078] \quad T_r &= k \times [G_r \cdot \Delta h / (\eta_m \cdot N_c)] \\
 &= [60 / (2\pi \cdot N_c)] \times [(h_d - h_s) / \eta_m] \times G_r \cdot \cdot \\
 &\cdot (2)
 \end{aligned}$$

最後に、ステップS11では、駆動トルク演算装置300は、算出した駆動トルク T_r の値を外部に出力し、駆動トルク T_r の値は車両制御装置50に入力される。

[0079] 一方、ステップS5の判定結果がYesであった場合、つまり、最大吐出容量運転時には、以下のような演算方式で圧縮機100の駆動トルク T_r を算出する。

まず、ステップS8で、凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 、圧縮機回転速度 N_c 、及び、冷媒流量 G_r に基づいて、吸入圧力 P_s を算出する。そのために、例えば関数 $F_7(P_{in}, N_c, G_r) = P_s$ を用いることができる。関数 F_7 は、車両用空調装置を車両に搭載する前の台上試験によって、予め決定可能である。換言すれば、関数 F_7 に含まれる係数は、車両の仕様に依存することなく決定可能である。

[0080] このように、最大吐出容量運転に維持されている定常状態では、凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 、圧縮機回転速度 N_c 、及び、冷媒流量 G_r が比較的安定しているので、これらの制御結果に応じたパラメータ値を用いて高精度に吸入圧力 P_s を算出することができる。

[0081] 一方、最大吐出容量未満で容量可変制御時は、上記パラメータの値が安定しにくいため、上述したように吸入圧力 P_s を制御する容量制御弁200の操作量である駆動電流 I に基づく方が高精度に吸入圧力 P_s を算出できる。

[0082] ステップS9では、凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 、圧縮機回転速度 N_c 、冷

媒流量 G_r 、及び、ステップ S 8 で算出した吸入圧力 P_s に基づいて、エンタルピ差 Δh を算出する。そのために、例えば関数 $F_8(P_{in}, N_c, G_r, P_s) = \Delta h$ を用いることができる。関数 F_8 は、車両用空調装置を車両に搭載する前の台上試験によって、予め決定可能である。換言すれば、関数 F_8 に含まれる係数は、車両の仕様に依存することなく決定可能である。

[0083] また、凝縮器入口冷媒圧力 P_{in} 、圧縮機回転速度 N_c 、及び、ステップ S 8 で算出した吸入圧力 P_s に基づいて、圧縮機 100 の機械効率 η_m を算出する。そのために、例えば関数 $F_9(P_{in}, N_c, P_s) = \eta_m$ を用いることができる。関数 F_9 は、車両用空調装置を車両に搭載する前の台上試験によって、予め決定可能である。換言すれば、関数 F_9 に含まれる係数は、車両の仕様に依存することなく決定可能である。

[0084] この後、ステップ S 10 では、ステップ S 9 で算出したエンタルピ差 Δh 及び機械効率 η_m を用いて上記(2)式によって駆動トルク T_r を算出し、ステップ S 11 では、算出した駆動トルク T_r の値を出力する。

[0085] ここで、最大吐出容量運転時と最大吐出容量未満の運転時とで、最終的に使用される駆動トルクの演算式(2)は同一であるが、上述したように、該演算式(2)に至る前の過程で吸入圧力 P_s を算出するパラメータが相違し、また、エンタルピ差 $(h_d - h_s)$ ($= \Delta h$) や機械効率 η_m を求める関数のパラメータは同一でも各係数は別個に設定される。例えば、最大吐出容量運転時は圧縮機回転速度 N_c による依存度が高いのに対し、最大吐出容量未満の運転時は冷媒流量 G_r による依存度が高く、これらに対応する係数の重み付けが大きい値に設定される。このように、運転状態別に適合した駆動トルク演算方式に設定することができる。

[0086] そして、上述したように最大吐出容量運転時と最大吐出容量未満の運転時とを正確に判別できるため、これら運転状態別に適合した演算方式を正しく選択することができ、駆動トルク T_r を高精度に算出できる。

[0087] 図 11～図 13 は、上述したように、冷媒流量 G_r を、冷媒循環路 14 に配設した流量計によって検出する別の実施形態を示す。

図 1 1 に示すように、冷媒循環路 1 4 において高圧側である凝縮器 2 4 出口と、膨張弁 2 6 入口との間の液相を主体とした冷媒が流通する冷媒配管 1 4 a に、冷媒流量を検出する流量計 6 0 が配設される。

[0088] かかる流量計 6 0 は、冷媒配管 1 4 a に介装されるオリフィス 6 1 と、その上流側及び下流側の圧力を検出する 1 対の圧力センサ 6 2, 6 3 とを含んで構成され、これら上流側及び下流側の圧力検出値に基づいて冷媒流量を算出する構成となっている。

[0089] なお、これらオリフィス 6 1 と 1 対の圧力センサ 6 2, 6 3 とを一体化したユニット 6 4 で形成することにより、省スペース化、低コスト化を図れ、所望の位置にこれらの各構成部材を同時に配置することができる。

[0090] また、図示のように、ユニット 6 4 にサイトグラス 6 5 を付設し、サイトグラス 6 5 を通して、冷媒通路内を適宜観察できるような構成を採用することもできる。これにより、冷媒通路内の状態を容易に観察でき、冷媒通路内に泡が観察されるような場合には、循環路 1 4 内の冷媒量が不足気味であると判断することができ、冷媒補充等の適切な措置をとることが可能となる。

[0091] かかる構成の流量計 6 0 とすれば、冷媒が液相を主体とした安定した状態にある部位で、オリフィス 6 1 上下流の前後差圧を高精度に検出でき、該差圧を用いて冷媒流量を高精度に検出することができる。

[0092] なお、この流量計 6 0 は、冷媒の体積流量を検出するものであるため、温度検出値に基づいて密度補正を行うことにより、質量流量に換算することが好ましい。但し、冷媒が液相であるため、気相の場合と比較して温度変化による密度変化は十分小さいので、簡易的には、補正を省略することもできる。

[0093] このように、冷媒流量を高精度に計測することができるので、該冷媒流量を用いて推定される圧縮機駆動トルクの推定精度を、より高めることができる。

また、本実施形態では、上流側及び下流側の圧力検出値を独立して検出できるので、前後差圧に加えて検出位置における圧力の絶対値、その絶対値に

伴う冷媒の状態を加味した条件で冷媒流量を推定することが可能となり、より高精度に冷媒流量を推定することが可能となる。

[0094] 一方、オリフィスの前後差圧を直接するセンサを設けたものでもよく、圧力の絶対値は検出できないが、差圧を直接検出できるので、冷媒流量を、より迅速に推定できる。

また、図１４（Ａ）に示すように、オリフィス上下流で液相状態のまま前後差圧を検出するのが、望ましいが、図１４（Ｂ）に示すように、相変化状態に跨って差圧が発生する場合でも、多少の精度低下はあるものの、十分高精度に冷媒流量を推定できる。

符号の説明

[0095] １２…車両用空調装置、１４…循環路、１４a…冷媒配管、２４…凝縮器、２６…膨張弁、２８…蒸発器、２９…エンジン、３２…エアコン制御装置、４６…凝縮器入口圧力センサ、４８…凝縮器出口圧力センサ、６０…流量計、６１…オリフィス、６２，６３…圧力センサ、１００…可変容量圧縮機、２００…容量制御弁

請求の範囲

[請求項1] 冷媒の吸入圧力 P_s を制御して冷媒吐出容量を可変制御する容量制御弁を備えた可変容量圧縮機と、凝縮器と、冷媒温度を一定に維持しつつ減圧膨張させる温度式膨張弁と、蒸発器と、を、冷媒配管を介して循環接続した車両用空調装置であって、

前記空調装置の実冷媒流量 G_r を検出する冷媒流量検出手段と、

前記容量制御弁により制御される吸入圧力 P_s の設定値 P_s' に基づいて、前記圧縮機に吸入される冷媒の密度 ν' を算出する冷媒密度算出手段と、

前記圧縮機が最大吐出容量で運転された場合に該圧縮機に吸入される冷媒の体積流量 V に、前記冷媒密度算出手段によって算出された冷媒密度 ν' を乗じて、最大吐出容量運転判定用の流量閾値 G_{s1} を算出する流量閾値算出手段と、

前記冷媒流量検出手段によって検出した実冷媒流量 G_r が、前記流量閾値算出手段によって算出した流量閾値 G_{s1} 以上のときは、前記圧縮機が最大吐出容量で運転され、流量閾値 G_{s1} 未満のときは、最大吐出容量未満で運転されていると判定する運転状態判定手段と、

を含んで構成したことを特徴とする車両用空調装置。

[請求項2] 前記可変容量圧縮機は、外部駆動源からの駆動力を供給されて回転する回転機構と、複数のシリンダ内を軸方向に往復動して冷媒を吸入／吐出する複数のピストンと、前記回転部材の回転運動を前記ピストンの往復動に変換する運動方向変換機構と、を含み、前記容量制御弁は、前記ピストンのストロークを変化させることにより、冷媒の吸入圧力 P_s を制御して冷媒吐出容量を制御する請求項1に記載の車両用空調装置。

[請求項3] 前記冷媒の体積流量 V は、次式により算出される請求項2に記載の車両用空調装置。

$$V = (\pi D^2 / 4) \times L' \times n \times (N_c / 60) \times \eta_v$$

ただし、 D ：前記ピストンの直径、 L' ：ピストンの最大吐出容量
運転時におけるストローク、 n ：シリンダの数 n 、 N_c ：前記回転機
構の回転速度、 η_v ：シリンダ体積効率

[請求項4] 運転状態判定手段によって判定された最大吐出容量運転時と、最大
吐出容量未満の運転時とで、それぞれ別個に設定された演算方式に基
づいて前記圧縮機の駆動トルクを算出する請求項1に記載の車両用空調
装置。

[請求項5] 前記容量制御弁は、駆動電流によって吐出容量制御用の開度が調整
され、
前記圧縮機の駆動トルクは、前記凝縮器の入口及び出口での冷媒圧力
、前記回転機構の回転速度、前記実冷媒流量 G_r 、及び前記圧縮機の
吸入圧力 P_s に基づいて算出され、

最大吐出容量未満の運転時と判定されたときは、前記圧縮機の吸入
圧力 P_s を前記容量制御弁への駆動電流に基づいて推定し、

最大吐出容量運転時と判定されたときは、前記圧縮機の吸入圧力 P_s
を、前記凝縮器の入口での冷媒圧力、前記回転機構の回転速度、及
び前記実冷媒流量 G_r に基づいて推定する請求項4に記載の車両用空調
装置。

[請求項6] 前記冷媒流量検出手段は、冷媒循環経路内の高圧側に介装したオリ
フィスの上流側と下流側との前後差圧に基づいて実冷媒流量 G_r を検
出する請求項1に記載の車両用空調装置

[請求項7] 冷媒の吸入圧力 P_s を制御して冷媒吐出容量を可変制御する容量制
御弁を備えた可変容量圧縮機と、凝縮器と、冷媒温度を一定に維持し
つつ減圧膨張させる温度式膨張弁と、蒸発器と、を、冷媒配管を介し
て循環接続した車両用空調装置における可変容量圧縮機の運転状態判
定方法であって、

前記空調装置の実冷媒流量 G_r を検出し、

前記容量制御弁により制御される吸入圧力 P_s の設定値 P_s' に基

づいて、前記圧縮機に吸入される冷媒の密度 ρ' を算出し、

前記圧縮機が最大吐出容量で運転された場合に圧縮機に吸入される冷媒の体積流量 V に、前記冷媒密度算出手段によって算出された冷媒密度 ρ' を乗じて、最大吐出容量運転判定用の流量閾値 G_{s1} を算出し、

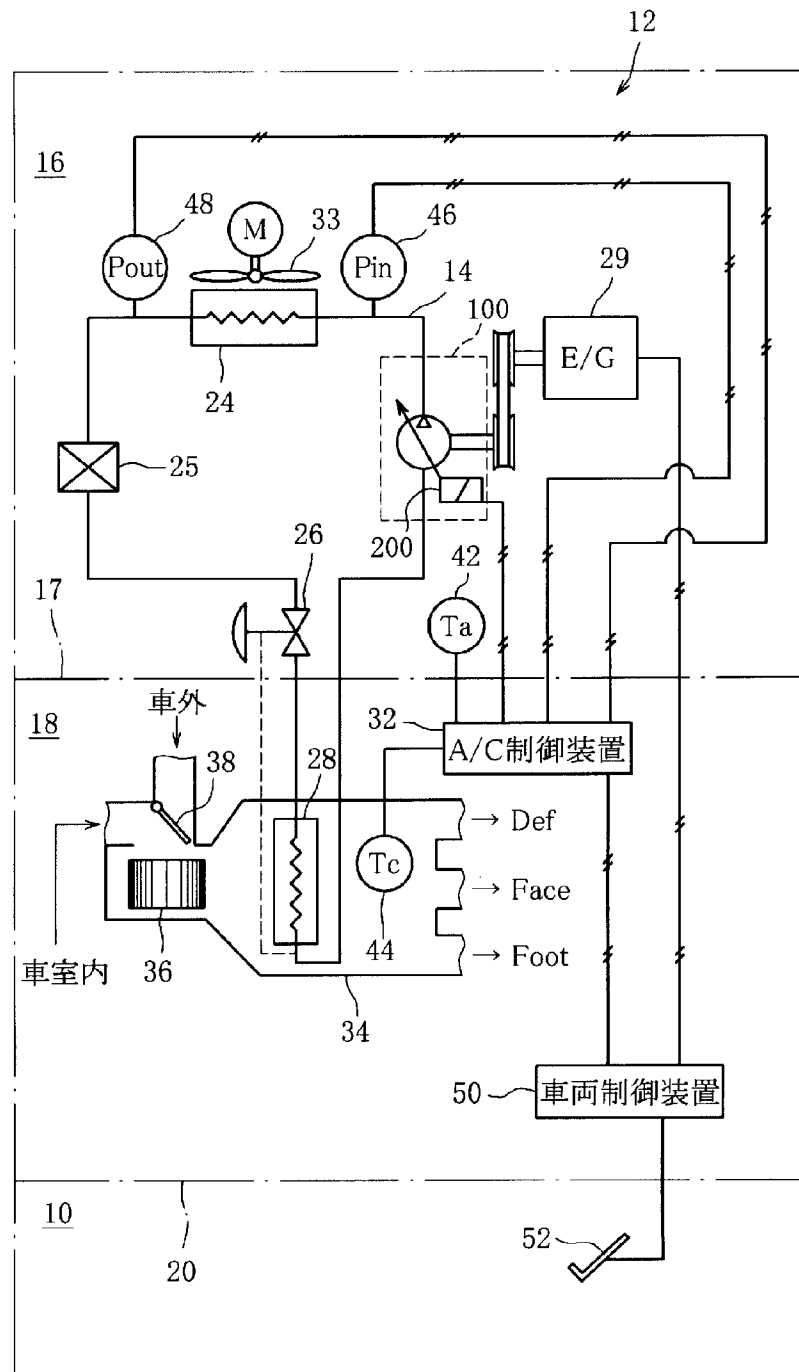
前記冷媒流量検出手段によって検出した実冷媒流量 G_r が、前記流量閾値算出手段によって算出した流量閾値 G_{s1} 以上のときは、前記圧縮機が最大吐出容量で運転され、流量閾値 G_{s1} 未満のときは、最大吐出容量未満で運転されていると判定する、

ステップを含んで構成したことを特徴とする車両用空調装置における可変容量圧縮機の運転状態判定方法。

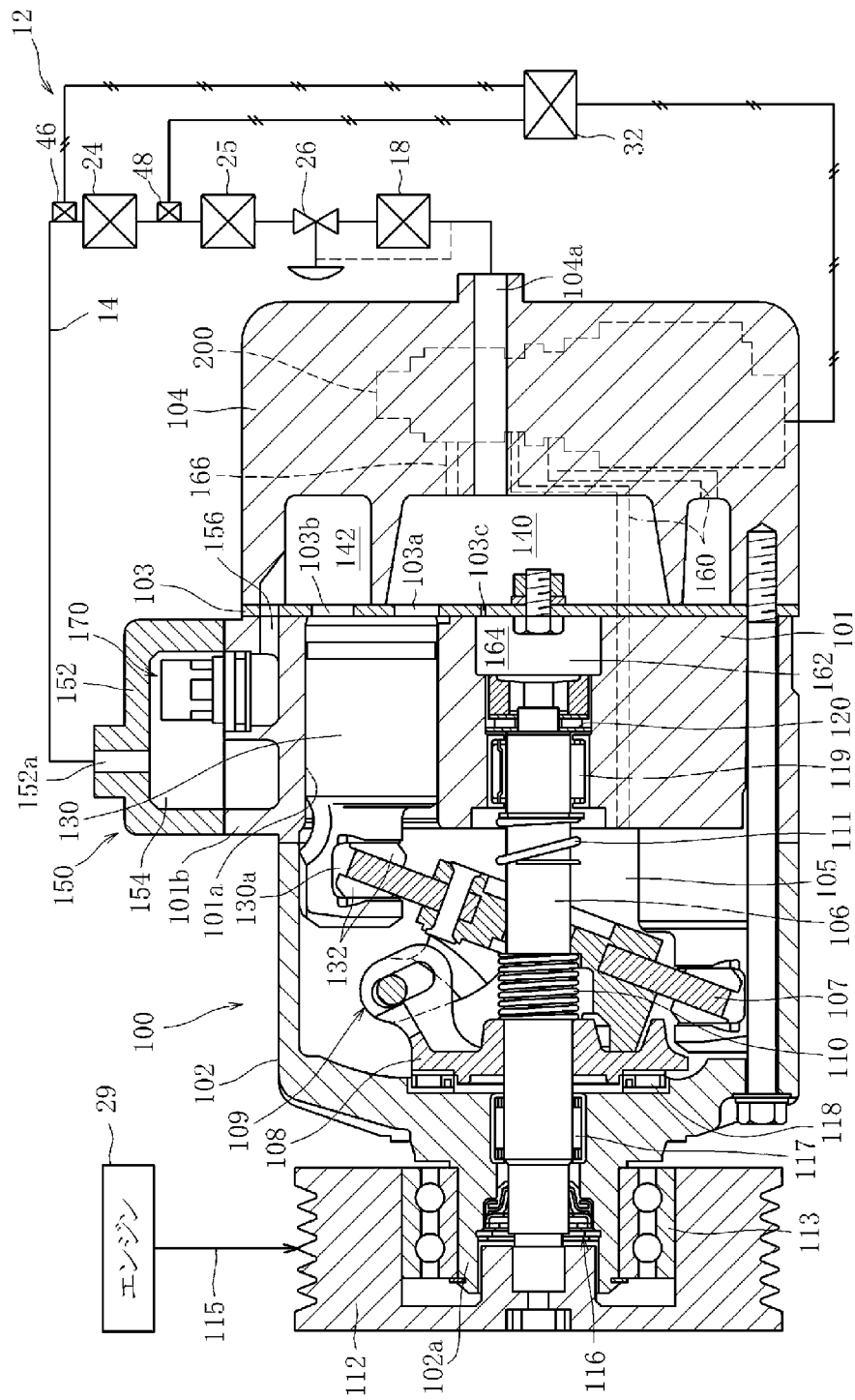
[請求項8]

冷媒循環経路内の高圧側に介装したオリフィスの上流側と下流側との前後差圧に基づいて前記実冷媒流量 G_r を検出する請求項7に記載の車両用空調装置における可変容量圧縮機の運転状態判定方法。

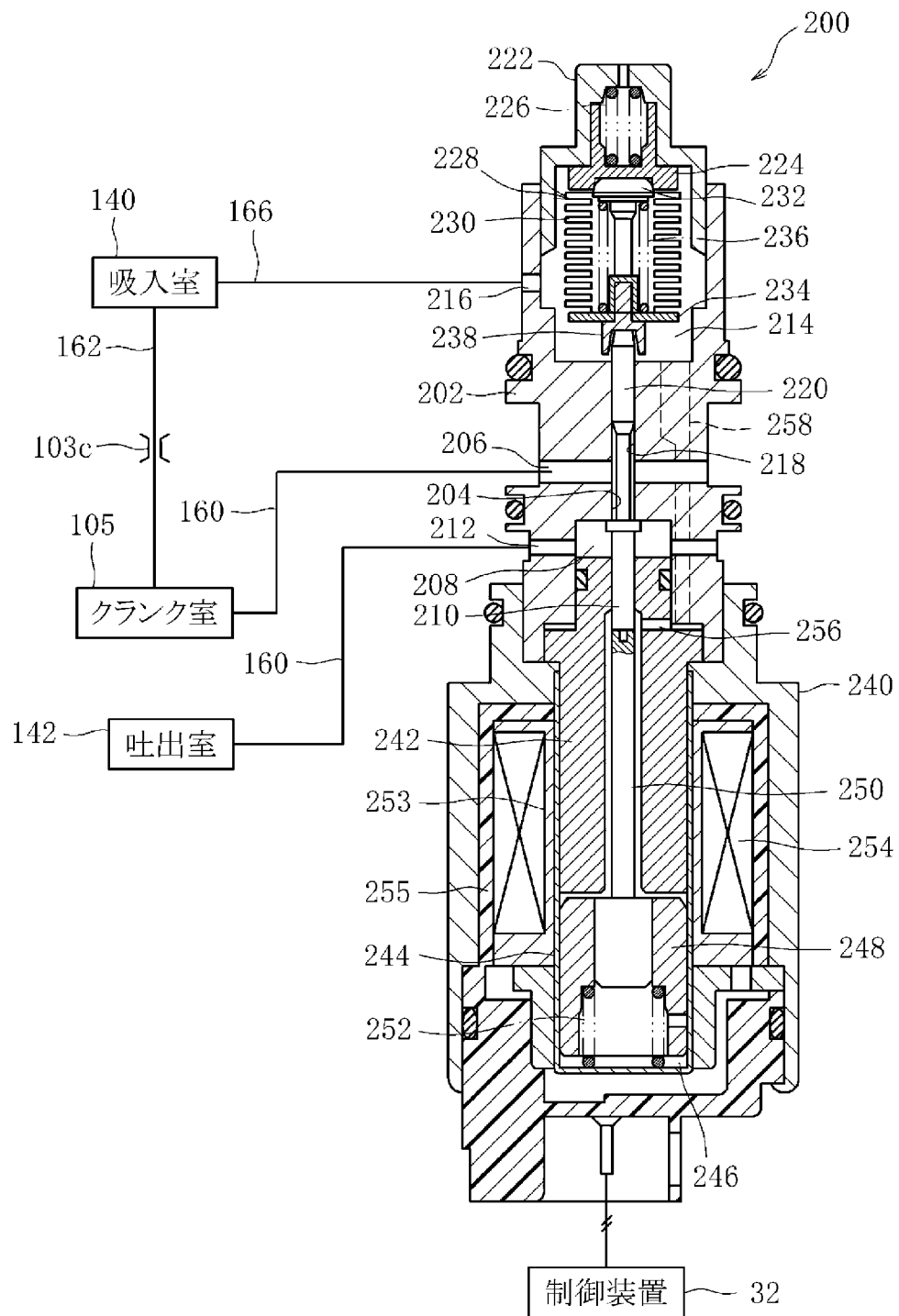
[図1]



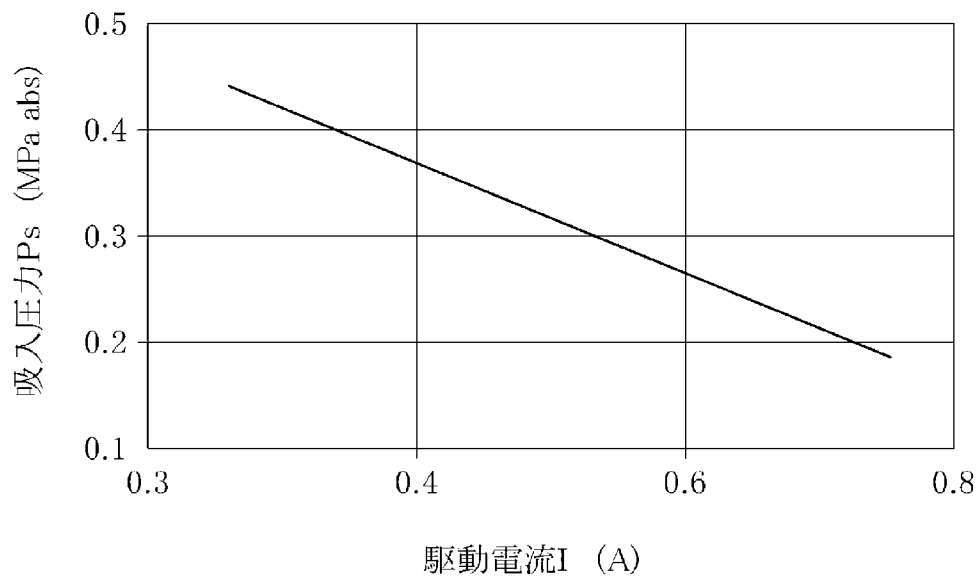
[図2]



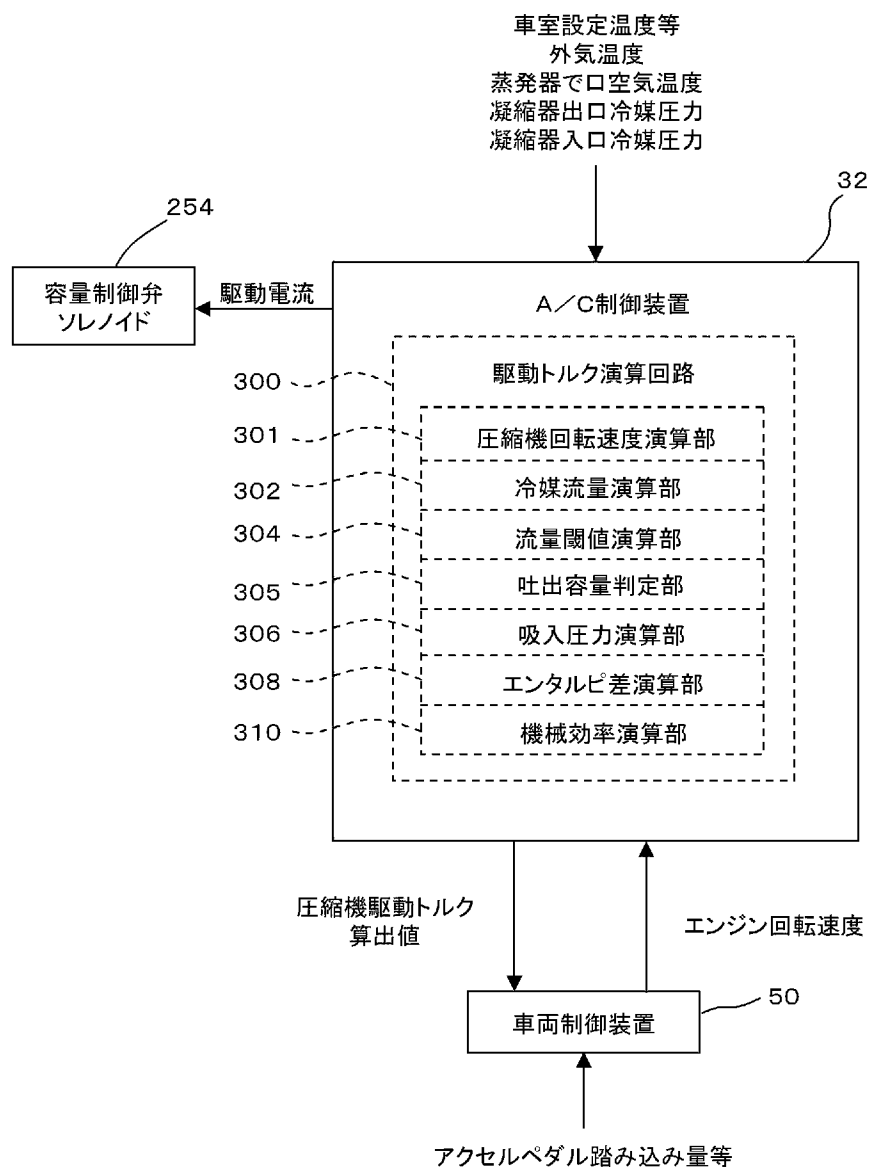
[図3]



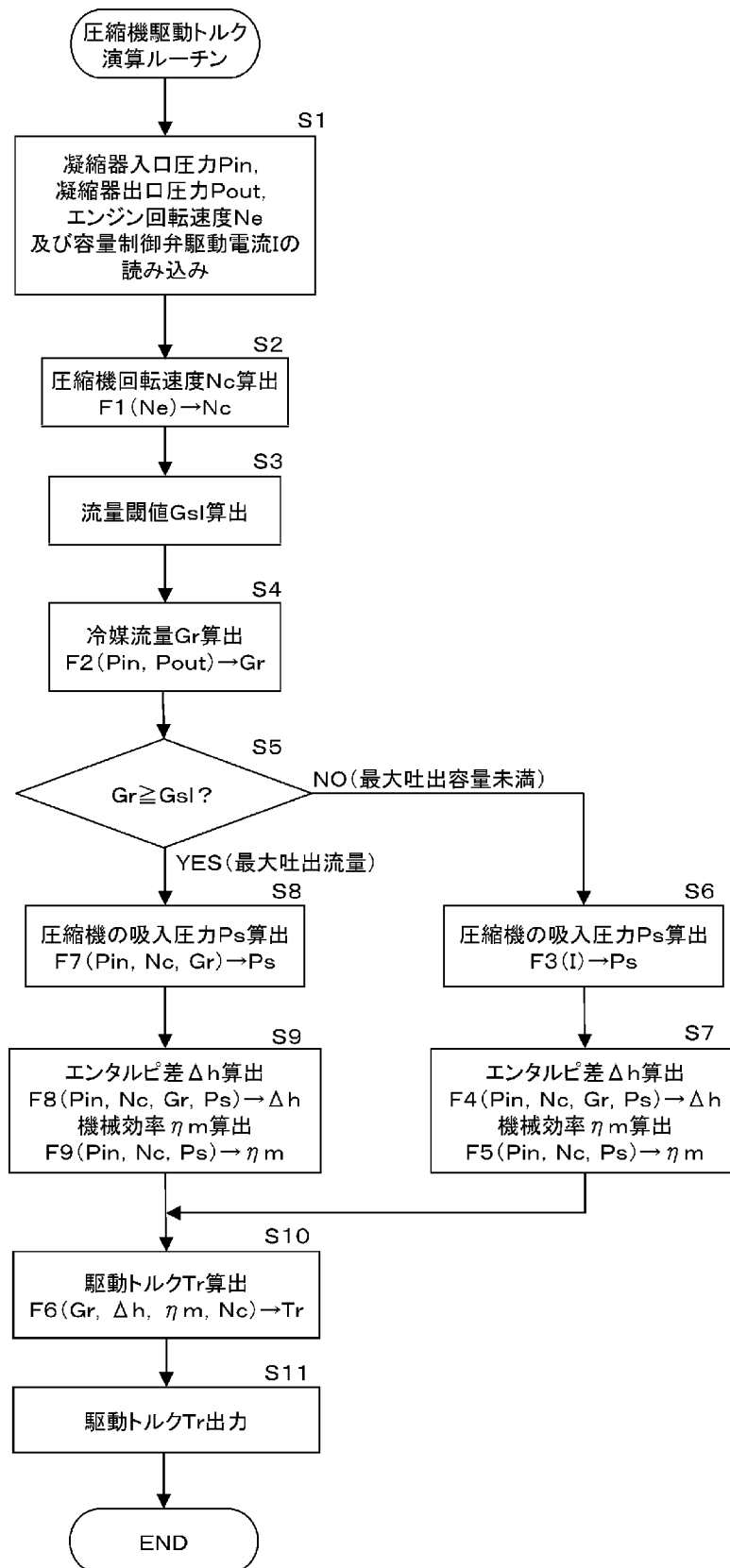
[図4]



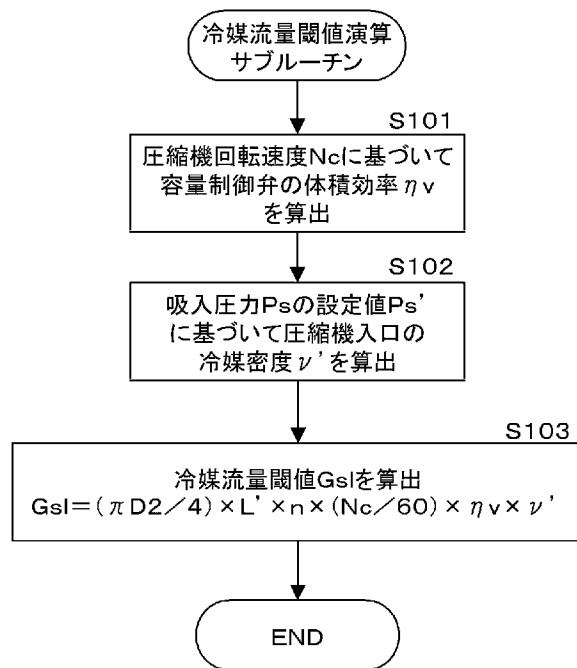
[図5]



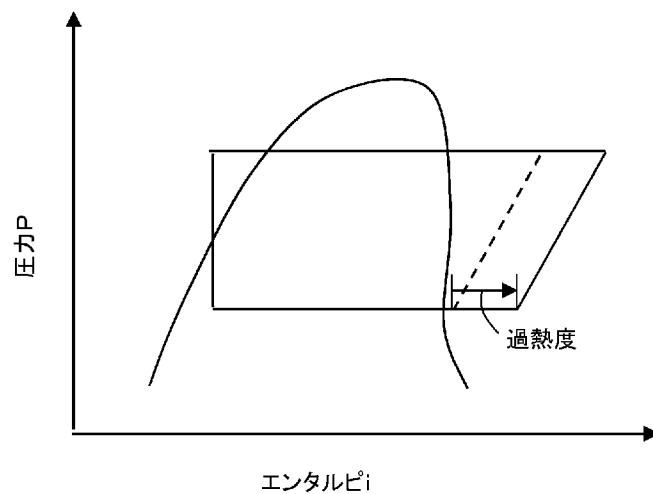
[図6]



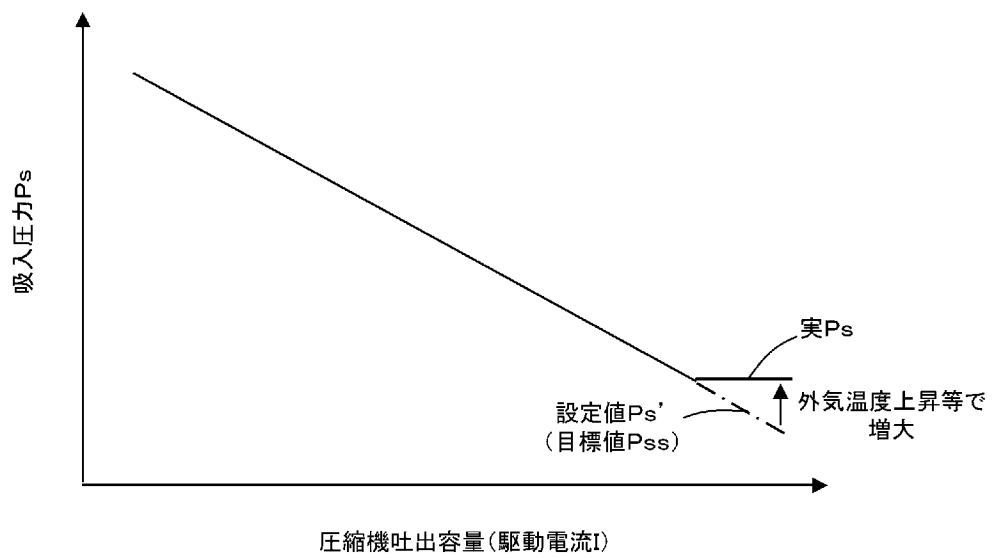
[図7]



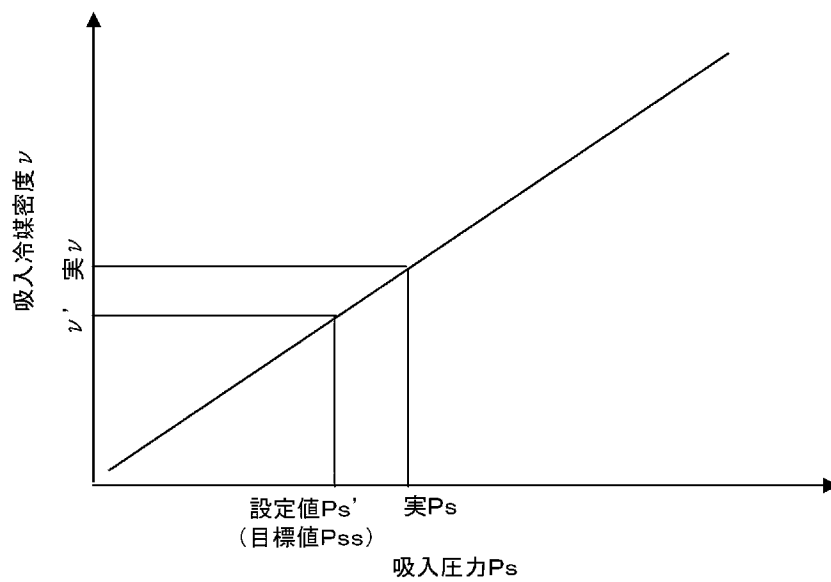
[図8]



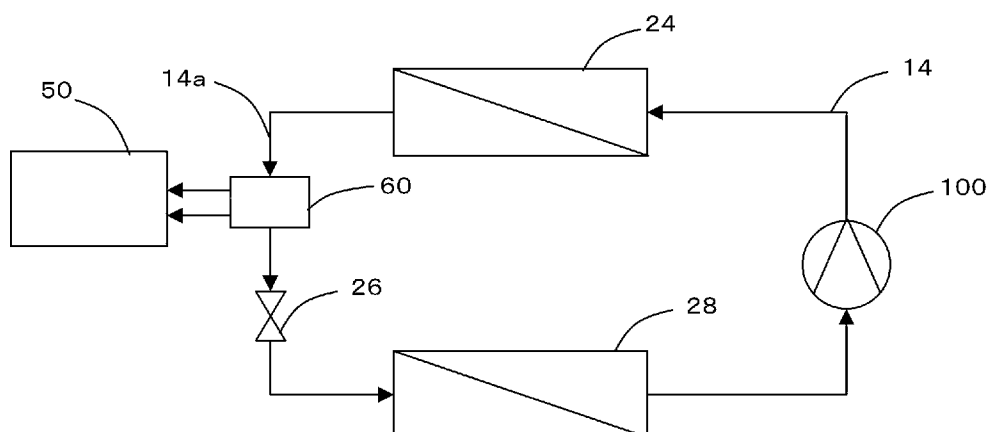
[図9]



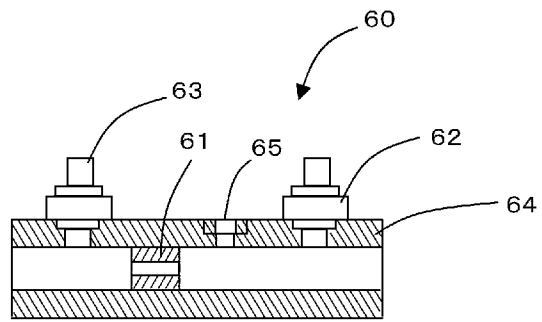
[図10]



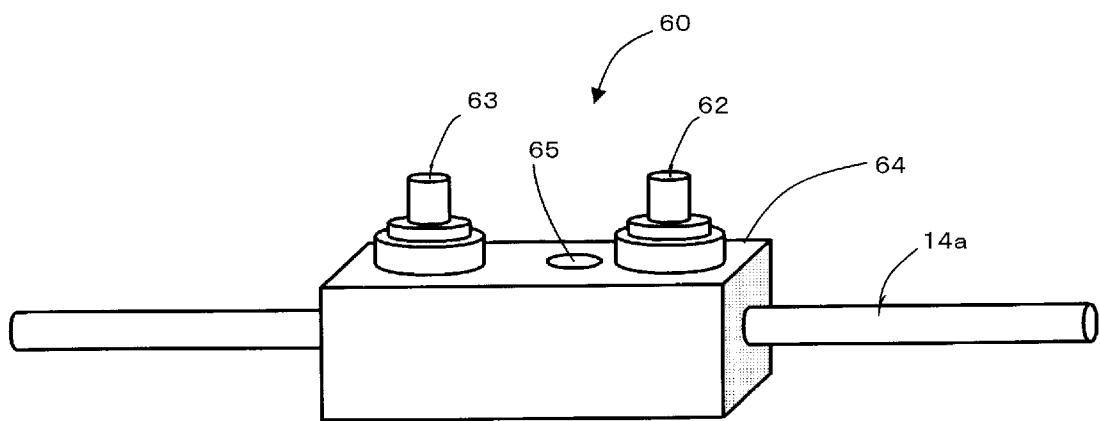
[図11]



[図12]

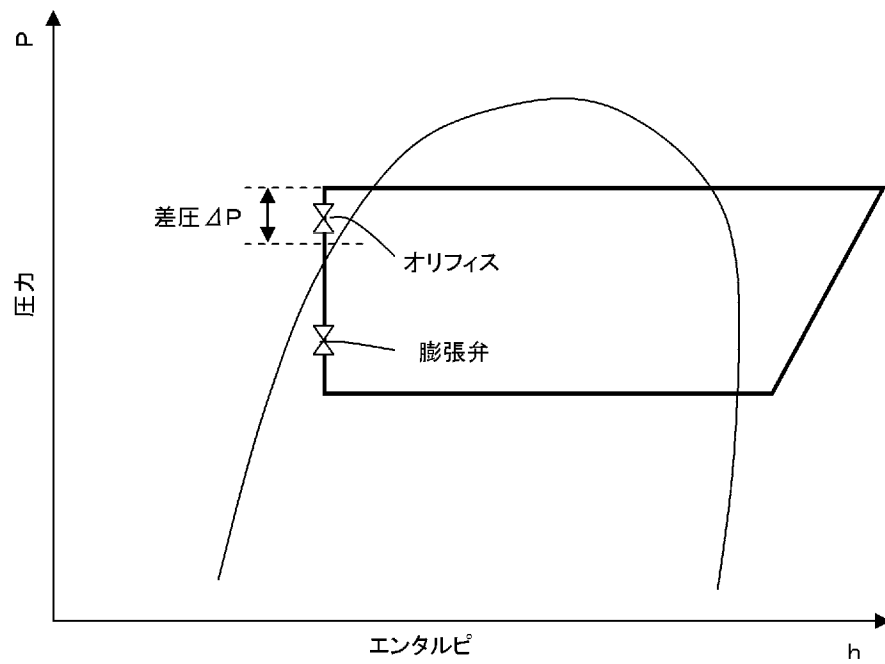


[図13]

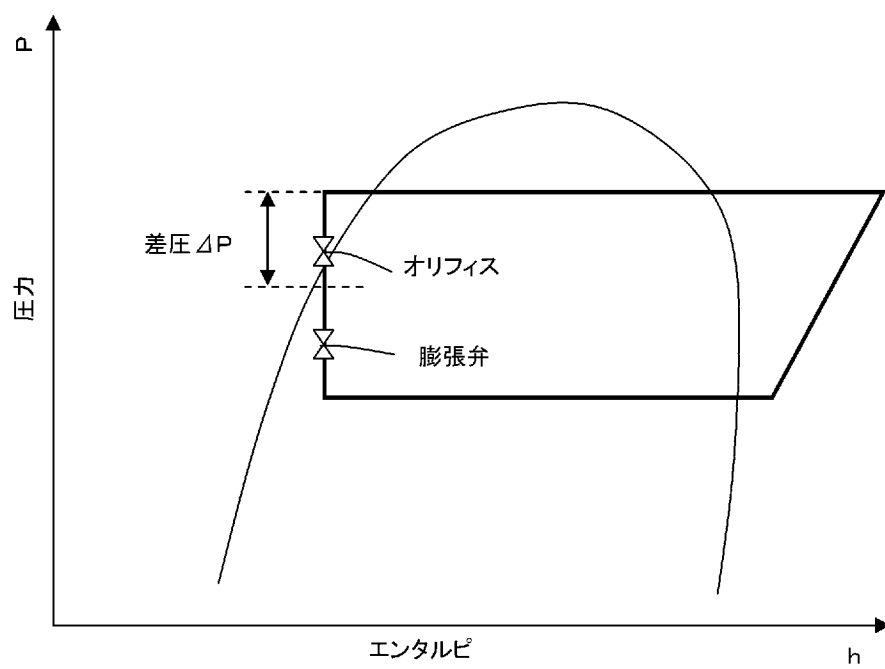


[図14]

(A)



(B)



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/065106

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60H1/32 (2006.01) i, F04B49/06 (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)

B60H1/32, F04B49/06

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.
A	JP 5-99156 A (Nippondenso Co., Ltd.), 20 April 1993 (20.04.1993), entire text; all drawings & US 5285649 A & US 5385029 A	1-8
A	JP 2004-115012 A (Valeo Climatisation), 15 April 2004 (15.04.2004), entire text; all drawings & US 2004/0060310 A1 & EP 1403107 A1 & DE 60300295 D & DE 60300295 T & FR 2845035 A & AT 287803 T & ES 2237731 T	1-8



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
16 September, 2011 (16.09.11)Date of mailing of the international search report
27 September, 2011 (27.09.11)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/065106

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 2009-63179 A (Sanden Corp.), 26 March 2009 (26.03.2009), paragraphs [0059] to [0063] & WO 2009/031425 A1 & DE 112008002404 T & CN 101796354 A	1-8
A	JP 8-165988 A (Calsonic Corp.), 25 June 1996 (25.06.1996), paragraphs [0050] to [0051]; fig. 1 to 2 (Family: none)	1-8
A	JP 2009-262602 A (Toyota Motor Corp.), 12 November 2009 (12.11.2009), paragraphs [0007], [0027], [0041] to [0042]; fig. 1 to 2 & US 2009/0260375 A1	6, 8

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. B60H1/32(2006.01)i, F04B49/06(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（I P C）） Int.Cl. B60H1/32, F04B49/06			
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 1 9 2 2 - 1 9 9 6 年 日本国公開実用新案公報 1 9 7 1 - 2 0 1 1 年 日本国実用新案登録公報 1 9 9 6 - 2 0 1 1 年 日本国登録実用新案公報 1 9 9 4 - 2 0 1 1 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	
A	JP 5-99156 A（日本電装株式会社）1993.04.20, 全文, 全図 & US 5285649 A & US 5385029 A	1 - 8	
A	JP 2004-115012 A（ヴァレオ クリマチザション）2004.04.15, 全文, 全図 & US 2004/0060310 A1 & EP 1403107 A1 & DE 60300295 D & DE 60300295 T & FR 2845035 A & AT 287803 T & ES 2237731 T	1 - 8	
☒ 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 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「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 「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） 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「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 「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 「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 「&」同一パテントファミリー文献			
国際調査を完了した日 1 6 . 0 9 . 2 0 1 1		国際調査報告の発送日 2 7 . 0 9 . 2 0 1 1	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（I S A / J P） 郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5 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） 田中 一正 電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 7 7	3 M 3 5 3 2

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 2009-63179 A (サンデン株式会社) 2009.03.26, 段落0059-0063 & WO 2009/031425 A1 & DE 112008002404 T & CN 101796354 A	1-8
A	JP 8-165988 A (カルソニック株式会社) 1996.06.25, 段落0050-0051, 図1-2 (ファミリーなし)	1-8
A	JP 2009-262602 A (トヨタ自動車株式会社) 2009.11.12, 段落0007, 段落0027, 段落0041-0042, 第1-2図 & US 2009/0260375 A1	6, 8