

(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
2017年12月14日(14.12.2017)



(10) 国際公開番号

WO 2017/213006 A1

- (51) 国際特許分類:
F04B 39/10 (2006.01) *F04C 29/12* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/020332
- (22) 国際出願日: 2017年5月31日(31.05.2017)
- (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 2016-114738 2016年6月8日(08.06.2016) JP
- (71) 出願人: カルソニックカンセイ株式会社 (CALSONIC KANSEI CORPORATION) [JP/JP]; 〒3318501 埼玉県さいたま市北区日進町二丁目1917番地 Saitama (JP).
- (72) 発明者: 山田 竜介 (YAMADA, Ryusuke); 〒3318501 埼玉県さいたま市北区日進町二丁目1917番地 カルソニックカンセイ株式会社内 Saitama (JP). 柳川 英輝 (YANAGAWA, Eiki); 〒3318501 埼玉県さいたま市北区日進町二丁目1917番地 カルソニックカンセイ株式

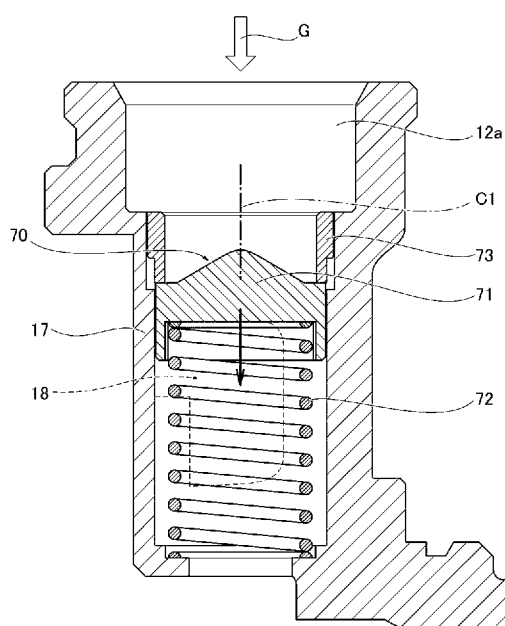
会社内 Saitama (JP). 中澤 圭佑 (NAKAZAWA, Keisuke); 〒3318501 埼玉県さいたま市北区日進町二丁目1917番地 カルソニックカンセイ株式会社内 Saitama (JP). 竹差 大騎 (TAKESASHI, Hiroki); 〒3318501 埼玉県さいたま市北区日進町二丁目1917番地 カルソニックカンセイ株式会社内 Saitama (JP).

(74) 代理人: 弁護士法人クレオ国際法律特許事務所 (CREO LAW & INTELLECTUAL PROPERTY); 〒1030028 東京都中央区八重洲一丁目4番16号 東京建物八重洲ビル2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, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA,

(54) Title: GAS COMPRESSOR

(54) 発明の名称: 気体圧縮機



(57) Abstract: Provided is a gas compressor that, when stopped, can immediately prevent a backflow of a refrigerant gas. The gas compressor (100) comprises: a housing (10) which separates an inner space from an outer space; a suction port (12a) which serves as a gas passage from an outer section to an inner section of the housing (10); a check valve (70) which allows the inflow of the gas through the suction port (12a) to the inner space of the housing (10) and prevents the backflow of the gas through the suction port (12a) to the outer space of the housing (10); and a compression mechanism unit (60) which suction, compresses, and discharges the gas which has flowed in through the check valve (70). The check valve (70) comprises a valve body (71), which is movable to an open position allowing the inflow of the gas and to a closed position preventing the backflow of the gas, and a spring member (72) which pushes the valve body (71) toward the closed position. In the check valve (70), the fully open spring load (P) of the spring member when opening the suction port (12a) to the maximum open position is set to at least 0.4 (N).

NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA,
RO, RS, RU, RW, SA, 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, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, 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, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第21条(3))

(57) 要約: 停止されると直ちに冷媒ガスの逆流を防止できる気体圧縮機を提供する。内部空間と外部空間とを仕切るハウジング(10)と、ハウジング(10)の外部から内部への気体の通路となる吸入ポート(12a)と、吸入ポート(12a)を通るハウジング(10)の内部空間への気体(R)の流入を許し、かつ吸入ポート(12a)を通るハウジング(10)の外部空間への気体の逆流を防止する逆止弁(70)と、逆止弁(70)を介して流入した気体を吸入し圧縮して吐出する圧縮機構部(60)と、を備える気体圧縮機(100)である。逆止弁(70)は、気体の流入を許す開放位置と気体の逆流を防止する閉鎖位置とで移動される弁体(71)と、弁体(71)を閉鎖位置へ向けて押し付けるばね部材(72)と、を有し、逆止弁(70)では、吸入ポート(12a)を最も開放するときのばね部材における全開時ばね荷重(P)を0.4(N)以上に設定する。

明 細 書

発明の名称： 気体圧縮機

技術分野

[0001] 本発明は、気体圧縮機に関する。

背景技術

[0002] 空気調和システム（以下、空調システムともいう）は、冷却媒体の循環経路上に気体圧縮機を用いている。その気体圧縮機は、ハウジングの吸入ポートを通じて、低圧の冷媒ガス（気体）を吸入し、吸入した冷媒ガスをハウジングの内部に収容した圧縮機構部で高圧に圧縮し、得られた高圧の冷媒ガスを吐出ポートを通じて外部に吐出する。

[0003] 空調システムは、気体圧縮機で圧縮された冷媒ガスを凝縮器で冷やして液化し、それを膨張弁で低圧化して蒸発器に送り出し、蒸発器で周囲の空気から吸熱して気化させる際の熱交換により周囲の空気を冷却する。この空調システムは、その気化した低圧の冷媒ガスを気体圧縮機に戻して再び圧縮し、これらの行程を繰り返すことで空気を冷却する。そして、空調システムは、設定温度を維持するように気体圧縮機の駆動と停止とを適宜繰り返す。ここで、気体圧縮機は、停止された際、吐出ポート側の高温で高圧の冷媒ガスが圧縮機構部内を通り吸入ポートから蒸発器側へと逆流する虞がある。すると、空調システムでは、気体圧縮機から逆流する冷媒ガスにより蒸発器等が温められるので、再び駆動する際に気体圧縮機に吸入させる冷媒ガスの温度の上昇を招いてしまう。

[0004] このため、気体圧縮機では、停止された際の冷媒ガスの蒸発器側への逆流を防止すべく、吸入ポートに逆止弁を設けているものがある（例えば、特許文献1 参照）。この気体圧縮機は、停止された際、逆止弁が吸入ポートを閉鎖するので、吸入ポートを通して蒸発器側へと冷媒ガスが逆流することを逆止弁で防止できる。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2003-166486号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] ところで、空調システムでは、気体圧縮機を停止すると、その直後に騒音が発生してしまう。これは、気体圧縮機において、停止に伴い吸入側の冷媒ガスの圧力が急激に上昇し、その高圧の冷媒ガスを吸入ポートから蒸発器へと逆流させることで、空調システムにおける蒸発器に繋がる配管の急激な圧力変動が生じ、それに伴い騒音が発生するものと考えられる。ここで、気体圧縮機では、吸入ポートに逆止弁を設けているが、上記した吸入側の圧力上昇が急激に生じるので、逆止弁が吸入ポートを閉鎖する前に圧力変動を招く冷媒ガスの逆流が生じていると考えられる。

[0007] 本発明は、上記の問題に鑑みて為されたもので、停止されると直ちに冷媒ガスの逆流を防止できる気体圧縮機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

[0008] 本発明の気体圧縮機は、内部空間と外部空間とを仕切るハウジングと、前記ハウジングの外部から内部への気体の通路となる吸入ポートと、前記吸入ポートを通る前記ハウジングの内部空間への前記気体の流入を許し、かつ前記吸入ポートを通る前記ハウジングの外部空間への前記気体の逆流を防止する逆止弁と、前記逆止弁を介して流入した前記気体を吸入し圧縮して吐出する圧縮機構部と、を備え、前記逆止弁は、前記気体の流入を許す開放位置と前記気体の逆流を防止する閉鎖位置とで移動される弁体と、前記弁体を前記閉鎖位置へ向けて押し付けるばね部材と、を有し、前記逆止弁では、前記吸入ポートを最も開放するときの前記ばね部材における全開時ばね荷重を0.4（N）以上に設定することを特徴とする。

発明の効果

[0009] 本発明に係る気体圧縮機によれば、停止されると直ちに冷媒ガスの逆流を

防止できる。

図面の簡単な説明

- [0010] [図1]本発明に係る気体圧縮機の一実施形態に係る実施例1のコンプレッサ100の構成を縦断面で示す説明図である。
- [図2]図1のI-I線に沿って得られた断面で示す説明図である。
- [図3]フロントヘッド12におけるフロントサイドブロック20に対向する面を示す説明図である。
- [図4]図3に示す逆止弁70の周辺を拡大して示す説明図である。
- [図5]図4のII-II線に沿って得られた断面で示す説明図である。
- [図6]全開時ばね荷重 P (N) およびばね荷重質量比 R_a (N/kg) に対する聴感試験結果の関係を示す表である。

発明を実施するための形態

- [0011] 以下、本発明に係る気体圧縮機の一例としてのベーンロータリ式コンプレッサ100（以下では単にコンプレッサ100という）について、図面を参照しつつ説明する。

実施例 1

- [0012] 実施例1のコンプレッサ100は、冷却媒体の気化熱を利用して冷却を行なう車両の空気調和システム（以下では単に空調システムという）の一部として構成され、この空調システムの他の構成要素である凝縮器、膨張弁、蒸発器等とともに、冷却媒体の循環経路上に設けられる。このコンプレッサ100は、空調システムの蒸発器から気体状の冷却媒体としての冷媒ガスG（気体）を取り入れ、その取り入れた冷媒ガスGを圧縮し、圧縮した冷媒ガスGを空調システムの凝縮器に供給する。凝縮器は、圧縮された冷媒ガスと周囲の空気等との間で熱交換することで放熱させて当該冷媒ガスを液化させ、その高圧で液状の冷媒を膨張弁に送り出す。高圧で液状の冷媒は、膨張弁で低圧化されて蒸発器に送り出される。その低圧の液状の冷媒は、蒸発器で周囲の空気から吸熱して気化し、この気化に伴う熱交換により蒸発器の周囲の空気を冷却する。気化した低圧の冷媒ガスGは、再びコンプレッサ100に

取り入れられて圧縮され、以下、上記行程を繰り返す。

[0013] そのコンプレッサ１００は、図１に示すように、低圧の冷媒ガスＧを内部に吸入し、高圧に圧縮して吐出する圧縮機構部６０と、圧縮機構部６０を内部に収容するハウジング１０と、を備える。ハウジング１０は、一方の端部が閉じたケース１１と、ケース１１の開放された端部１１ｂを覆うフロントヘッド１２と、を備える。このハウジング１０では、フロントヘッド１２がケース１１の端部１１ｂを覆う状態で、内部に圧縮機構部６０を収容する空間を形成する。その圧縮機構部６０は、ロータ５０（回転体）と回転軸５１と５枚のベーン５８（図２参照）とシリンダ４０とフロントサイドブロック（ＦＢ）２０とリアサイドブロック（ＲＢ）３０とを備える。

[0014] そのロータ５０は、円柱状を呈し、回転軸５１が取り付けられ、その軸心Ｃを回転中心として回転軸５１とともに回転可能とされる。各ベーン５８は、ロータ５０において軸心Ｃを中心とする回転方向で見て等角度間隔に設けられた５つの溝に進退可能に設けられ、そのロータ５０の外周面から突出可能とされる。シリンダ４０は、内周面４９の断面輪郭形状が概略楕円形状に形成された筒状を呈し、その内周面４９でロータ５０の外周面を外方から囲む（図２参照）。フロントサイドブロック２０とリアサイドブロック３０とは、筒状のシリンダ４０の各端面および円柱状のロータ５０の各端面を覆って設けられる。

[0015] このように、圧縮機構部６０は、シリンダ４０とその一方の端面に対応する端部のフロントサイドブロック２０と他方の端面に対応する端部のリアサイドブロック３０とで仕切られた空間に、各ベーン５８が設けられたロータ５０と回転軸５１の一部とを収容して構成される。これにより、圧縮機構部６０の内部では、軸心Ｃ（回転軸５１）を中心とする回転対称に、断面輪郭が概略三日月状の２つのシリンダ室５３、５４が形成される（図２参照）。

[0016] その回転軸５１では、ロータ５０の一方の端面から突出した部分がフロントサイドブロック２０の軸受に回転自在に支持されるとともに動力伝達機構８０に連結され、ロータ５０の他方の端面から突出した部分がリアサイドブ

ロック 30 の軸受に回転自在に支持される。その動力伝達機構 80 は、例えば車両のエンジンの駆動力を受けて回転軸 51 を回転させて、各ベーン 58 が設けられたロータ 50 を回転させる。すると、各ベーン 58 は、図 2 に示すように、ロータ 50 の外周面から突出されて、シリンダ 40 の内周面 49 に押し当てられる。これにより、各シリンダ室 53、54 は、ロータ 50 に等角度間隔に設けられた各ベーン 58 により複数の圧縮室 48 に仕切られ、実施例 1 では 5 枚のベーン 58 により 5 つ（そのうちの 1 つは両シリンダ室 53、54 に跨る）の圧縮室 48 に仕切られる。この各圧縮室 48 は、各シリンダ室 53、54 において、ロータ 50（回転軸 51）の 1 回転の間に容積が増減することで、吸入行程、圧縮行程、吐出行程という一連のサイクルを行う。その 2 つのシリンダ室 53、54 における各吸入行程、各圧縮行程および各吐出行程は、回転軸 51 の軸心 C を挟んで回転角度 180 [度] だけずれた範囲に設定されている。これにより、圧縮機構部 60 は、回転軸 51 の軸心 C 回りの 1 回転の間に、各圧縮室 48 が吸入行程、圧縮行程、吐出行程という一連のサイクルを 2 回（2 サイクル）行う。

[0017] ハウジング 10 では、図 1 に示すように、圧縮して高圧とした冷媒ガス G を凝縮器へと吐出する吐出ポート 11a がケース 11 に設けられ、蒸発器からの低圧の冷媒ガス G を内部に吸入する吸入ポート 12a がフロントヘッド 12 に設けられる。このハウジング 10 の内部には、吸入ポート 12a を通じて吸入した低圧の冷媒ガス G が導入される空間である吸入室 13 と、吐出ポート 11a を通じて吐出される高圧の冷媒ガス G が通過する空間である吐出室 14 と、が設けられる。その吸入室 13 は、フロントヘッド 12 と圧縮機構部 60 のフロントサイドブロック 20 とにより仕切られて形成され、吐出室 14 は、ケース 11 と圧縮機構部 60 のリアサイドブロック 30 とにより仕切られて形成される。

[0018] 吸入室 13 と各シリンダ室 53、54 とは、図 2 に示すように、フロントサイドブロック 20 に形成した吸入孔 22、23 を介して、各圧縮室 48 の容積が増大する行程に通じる。これにより、吸入行程（容積が増大する行程

）の圧縮室４８に、吸入室１３の冷媒ガスＧが供給される。また、吐出室１４と各圧縮室４８とは、シリンダ４０に形成した吐出孔４４およびリアサイドブロック３０に形成した連通孔を介して、各圧縮室４８の容積が減少する行程に通じる。これにより、圧縮行程の終盤に相当する吐出行程で、各圧縮室４８から高压の冷媒ガスＧが吐出室１４に吐出される。図１に示すように、各圧縮室４８と吐出室１４との間の冷媒ガスＧの経路上に、その吐出された冷媒ガスＧに混ざった冷凍機油Ｒを分離するための油分離器６５が設けられる。この分離された冷凍機油Ｒは、吐出室１４の冷媒ガスＧの圧力が作用して高压とされ、各ベーン５８が設けられたロータ５０の各溝の奥（底）側に供給されて各ベーン５８のシリンダ４０の内周面４９への押し当て（所謂ベーン背圧）に利用される。このハウジング１０（コンプレッサ１００）では、図３に示すように、フロントヘッド１２の吸入ポート１２ａに、吸入室１３からの冷媒ガスＧの逆流を防止する逆止弁７０が設けられる。

[0019] 逆止弁７０は、図５に示すように、吸入ポート１２ａに形成された円筒状の周壁１７に設けられ、弁体７１とばね部材としてのコイルスプリング７２とストッパ部材７３とを備える。その弁体７１は、吸入ポート１２ａの周壁１７に内接して設けられ、内接状態を維持しつつ吸入ポート１２ａの軸心Ｃ１方向に移動可能とされる。コイルスプリング７２は、無負荷状態において最も伸びて、一端側（一端座巻部）と他端側（他端座巻部）とを接近させる動作（圧縮）に抗する弾性力を発揮する圧縮コイルスプリングで構成される。このコイルスプリング７２は、図５を正面視して、下端が吸入ポート１２ａの底面に接しつつ上端が弁体７１に接して設けられ、上方へと押す力を弁体７１に付与する。ストッパ部材７３は、図５を正面視して、吸入ポート１２ａの上側に設けられ、弁体７１と接することで吸入ポート１２ａ内での当該弁体７１の上側の限界位置を規定する。

[0020] 弁体７１が内接する吸入ポート１２ａの周壁１７には、図４に示すように、吸入室１３に通じる２つの開口１８、１９が形成される。その吸入室１３では、開口１８に通じる第１流路１５と、開口１９に通じる第２流路１６と

、が形成される。その第1流路15は、一方のシリンダ室53に通じる吸入孔22（図2参照）と吸入端部15aで接続し、第2流路16は、他方のシリンダ室54に通じる吸入孔23（図2参照）と吸入端部16aで接続する。このため、吸入ポート12aの周壁17は、開口18から第1流路15および吸入孔22を経て一方のシリンダ室53に通じる経路と、開口19から第2流路16および吸入孔23を経て他方のシリンダ室54に通じる経路と、に分岐させている。

[0021] 逆止弁70の弁体71は、図5に示すように、圧縮機構部60が作動していないときは、コイルスプリング72によりストッパ部材73に押し当てられて、周壁17の分岐させる箇所（開口18、19）よりも上方に位置する。このとき、弁体71は、自らよりも上方の空間と、開口18、19と、を閉鎖（開度がゼロである）する。これを、以下では弁体71における閉鎖位置という。そして、逆止弁70の弁体71は、圧縮機構部60が作動すると、吸入室13が負圧になり、コイルスプリング72の押す力に抗して下方へと吸入ポート12aの軸心C1に沿って移動される。すると、弁体71は、自らよりも上方の空間を、開口18、19を介して第1流路15や第2流路16と通じさせ、吸入孔22、23を経てシリンダ室53、54に通じさせる。これを、以下では弁体71における開放位置という。ここで、吸入室13では、圧縮機構部60の回転軸51の回転速度が速くなるほど圧力が低下するので、コイルスプリング72の押す力に抗して弁体71が下方に移動する量が大きくなる。すると、弁体71は、圧縮機構部60の回転軸51の回転速度が速くなるほど下方に移動し、開口18、19のうちの実質的に遮っていない面積（弁体71の開度）を増大させる。

[0022] このように、弁体71（逆止弁70）は、圧縮機構部60が作動していないときは閉鎖位置となり、蒸発器と吸入室13との間での冷媒ガスGの行き来を防止する。また、弁体71（逆止弁70）は、圧縮機構部60が作動すると開放位置となり、冷媒ガスGの蒸発器から吸入室13への流入を可能としつつ、弁体71の開度を変化させる。このため、弁体71（逆止弁70）

は、圧縮機構部 60 が作動していないとき（閉鎖位置）の冷媒ガス G の蒸発器への逆流を防止する機能と、圧縮機構部 60 が作動しているとき（開放位置）の冷媒ガス G の吸入室 13 への流量を調整する機能と、を有する。

[0023] ここで、従来の気体圧縮機（コンプレッサ）の技術の課題について説明する。この技術の課題は、実施例 1 のコンプレッサ 100 であっても逆止弁 70 のコイルスプリング 72 における全開時ばね荷重 P やばね荷重質量比 R a（図 6 参照）を後述するように設定しなければ同様の課題を有するので、コンプレッサ 100 を用いて説明する。コンプレッサ 100 は、上述した空調システムの一部を構成しており、その動作に応じて適宜駆動および停止される。その空調システムでは、コンプレッサ 100 が停止されると、その停止の直後に騒音が発生してしまう。これは、次のことが原因と考えられる。

[0024] 冷媒ガス G のような流体を循環させる循環経路では、その途中で循環が遮断されると、流体の運動エネルギーにより遮断された箇所の圧力が急激に上昇することが知られている。空調システムに用いられたコンプレッサ 100 では、停止されると、吸入室 13 の冷媒ガス G の圧力が急激に上昇し、吸入室 13 と吸入ポート 12 a の外側（蒸発器に繋がる配管）との間に圧力差が生じる。すると、コンプレッサ 100 では、その高圧の冷媒ガス G が吸入ポート 12 a から蒸発器へと逆流し、当該蒸発器に繋がる配管における圧力変動を招いてしまう。すると、その配管では、圧力変動により当該配管を震わせる加振力が発生することで衝撃音が発生し、この衝撃音を騒音として伝えてしまう。ここで、コンプレッサ 100 では、吸入ポート 12 a に逆止弁 70 を設けて冷媒ガス G の逆流を防止しているが、上記した吸入室 13 の圧力上昇が急激に生じるので、逆止弁 70 が吸入ポート 12 a を閉鎖する前に圧力変動を招く冷媒ガス G の逆流が生じていると考えられる。

[0025] 本発明のコンプレッサ 100 は、このような騒音の発生を防止するために、停止されると直ちに吸入ポート 12 a を閉鎖すべく、逆止弁 70 の弁体 71 が直ちに閉鎖位置となるように構成する。具体的には、次のような構成とする。コンプレッサ 100 では、停止された際に弁体 71 を直ちに閉鎖位置

へと動き出させる観点から、逆止弁70のコイルスプリング72における全開時ばね荷重 P (N)を後述する所定値以上とする。その全開時ばね荷重 P (N)とは、逆止弁70において弁体71が最も後退して2つの開口18、19すなわち吸入ポート12aが最も開放された状態、換言するとコイルスプリング72が最も撓んだ（縮んだ）状態である全開時（全開状態）において、コイルスプリング72が弁体71を閉鎖位置へ向けて押す力を言う。ここで、コンプレッサ100では、停止されると、動作時と比較して吸入室13の負圧が弱まり（圧力が高くなり）、逆止弁70の弁体71よりも上方の空間との圧力の差が小さくなる。このため、コンプレッサ100では、当該圧力の差よりもコイルスプリング72における全開時ばね荷重 P (N)が大きくなると弁体71が閉鎖位置へと動き出すので、全開時ばね荷重 P (N)を大きくすることで弁体71の閉鎖位置への動き出しを早めることができる。

[0026] 出願人は、この逆止弁70のコイルスプリング72における全開時ばね荷重 P (N)の所定値の設定のために、次のように騒音の発生の有無の試験を行った。その試験は、車両の空調システムを構成すべくコンプレッサ100を設け、その車内における騒音の確認を人の聴覚（聴感）により行う。そのコンプレッサ100では、上記した構成の逆止弁70において0.8gの弁体71を用いるものとし、全開まで撓んだ（縮んだ）状態のコイルスプリング72における全開時ばね荷重 P (N)を段階的に変化させる。この聴覚（聴感）による試験結果（聴感試験結果）を図6の表に示す。その図6の表は、左欄に段階的に変化させた全開時ばね荷重 P (N)を示し、中欄にばね荷重質量比 R_a (N/kg)を示し、右欄に聴感試験結果を示す。そのばね荷重質量比 R_a は、コイルスプリング72における全開時ばね荷重 P (N)の弁体71の質量(kg)に対する比、すなわち全開時ばね荷重 P を弁体71の質量で除算した値とする。また、聴感試験結果は、上記したように車内での人の聴覚での騒音の発生の有無を判断したもので、騒音が発生している場合には×で、騒音が気にならない場合には△で、騒音を確認できない場合に

は○で、それぞれ示す。その騒音が気にならない(△)とは、この聴感試験は騒音の確認のために行っているため当該騒音に敏感になっているが、意識しなければなかなか解らない程度まで低減された状態をいう。

[0027] この聴感試験では、図6に示すように、全開時ばね荷重 P を、0.4(N)とすることで騒音が気にならなくなり(△)、このときのばね荷重質量比 R_a が500(N/kg)である。また、この聴感試験では、全開時ばね荷重 P を、0.7(N)とすることで騒音が確認できなくなり(○)、このときのばね荷重質量比 R_a が875(N/kg)である。このため、本発明のコンプレッサ100は、基本的に実質的な騒音の発生を防止すべく全開時ばね荷重 P を0.4(N)以上とし、より好適には全開時ばね荷重 P を0.7(N)以上とすることで騒音の発生をより確実に防止する。また、本発明のコンプレッサ100は、基本的に実質的な騒音の発生を防止すべくばね荷重質量比 R_a を500(N/kg)以上とし、より好適にはばね荷重質量比 R_a を875(N/kg)以上とすることで騒音の発生をより確実に防止する。

[0028] ここで、全開時ばね荷重 P は、コイルスプリング72におけるばね定数(N/mm)と、全開状態のコイルスプリング72における撓み(縮み)量(全開撓み量)(mm)と、を乗算した値で示すことができる。このため、全開時ばね荷重 P の設定は、ばね定数を高めることと、全開撓み量を大きくすることと、を適宜組み合わせることで実現できる。実施例1のコンプレッサ100(逆止弁70)は、従来のコンプレッサ(気体圧縮機)に比べてばね定数を高めることで、全開時ばね荷重 P を上記した所定値(0.4(N)で、より好適には0.7(N))以上とする。また、実施例1のコンプレッサ100(逆止弁70)は従来のコンプレッサ(気体圧縮機)に比べてばね定数を高めることで、ばね荷重質量比 R_a を上記した所定値(500(N/kg)で、より好適には875(N/kg))以上とする。ここで、実施例1のコンプレッサ100(逆止弁70)は、全開時ばね荷重 P を0.4(N)としかつばね荷重質量比 R_a を500(N/kg)とすることや、全開時ば

ね荷重 P を 0.7 (N) としかつばね荷重質量比 R_a を 875 (N/kg) とすることのように、全開時ばね荷重 P とばね荷重質量比 R_a との双方を併せて設定してもよい。この双方を併せた設定には、弁体 71 の質量 (kg) を鑑みてばね定数や全開撓み量を設定することで実現できる。実施例 1 のコンプレッサ 100 は、一例として、全開時ばね荷重 P を 0.4 (N) としかつばね荷重質量比 R_a を 500 (N/kg) とする。

[0029] この実施例 1 のコンプレッサ 100 では、上述したように、停止されて圧縮機構部 60 が作動していないときは、逆止弁 70 において弁体 71 がコイルスプリング 72 によりストッパ部材 73 に押し当てられた閉鎖位置となる。また、コンプレッサ 100 では、起動されて圧縮機構部 60 が作動すると、吸入室 13 が負圧になることで逆止弁 70 において弁体 71 がコイルスプリング 72 の押す力に抗して下方へ移動した開放位置となる。そして、コンプレッサ 100 は、吸入ポート 12a を通じて低圧の冷媒ガス G を吸入室 13 に流入させ、その冷媒ガス G を圧縮機構部 60 で圧縮して吐出室 14 へと吐出し、その高圧の冷媒ガス G を吐出ポート 11a を通じて吐出する。すると、空調システムは、コンプレッサ 100 で圧縮した冷媒ガス G を用いて上記行程を繰り返すことで車内の冷却を行う。

[0030] その空調システムは、車内が設定温度となるとコンプレッサ 100 を停止させて過度の冷却を防止し、車内が設定温度よりもある程度高い温度となると再びコンプレッサ 100 を駆動することを繰り返す。このとき、コンプレッサ 100 は、逆止弁 70 における全開時ばね荷重 P (N) を上記した所定値以上としているので、停止されると直ちに弁体 71 が閉鎖位置へと動き出し、逆止弁 70 を直ちに閉鎖状態として吸入ポート 12a を遮断する。これにより、このコンプレッサ 100 を用いた空調システムでは、コンプレッサ 100 を停止する際に騒音が発生することを防止できる。

[0031] 本発明に係る実施例 1 のコンプレッサ 100 では、以下の各効果を得ることができる。

[0032] コンプレッサ 100 は、逆止弁 70 における全開時ばね荷重 P を 0.4 (

N) 以上としているので、停止されると直ちに弁体 7 1 を閉鎖位置へと動き出させることができ、逆止弁 7 0 を直ちに閉鎖状態として吸入ポート 1 2 a を遮断できる。このため、コンプレッサ 1 0 0 は、停止されると直ちに吸入ポート 1 2 a から蒸発器への高圧の冷媒ガス G の逆流を防止でき、用いられた空調システムでの騒音の発生を防止できる。

[0033] コンプレッサ 1 0 0 は、逆止弁 7 0 における全開時ばね荷重 P をより好適な例として $0.7(N)$ 以上とするので、停止された際の弁体 7 1 の閉鎖位置への動き出しをより早めることができ、逆止弁 7 0 をより早く閉鎖状態として吸入ポート 1 2 a を遮断できる。このため、コンプレッサ 1 0 0 は、停止された直後の吸入ポート 1 2 a から蒸発器への高圧の冷媒ガス G の逆流をより確実に防止でき、用いられた空調システムでの騒音の発生をより確実に防止できる。

[0034] コンプレッサ 1 0 0 は、逆止弁 7 0 におけるばね荷重質量比 R_a を $500(N/kg)$ 以上としているため、弁体 7 1 の質量 (kg) の影響も考慮しているので、停止された際の弁体 7 1 の閉鎖位置への動き出しを確実に早めることができ、逆止弁 7 0 を直ちに閉鎖状態として吸入ポート 1 2 a を遮断できる。このため、コンプレッサ 1 0 0 は、停止されると直ちに吸入ポート 1 2 a から蒸発器への高圧の冷媒ガス G の逆流を防止でき、用いられた空調システムでの騒音の発生を防止できる。加えて、コンプレッサ 1 0 0 は、逆止弁 7 0 において、全開時ばね荷重 P を $0.4(N)$ 以上としかつばね荷重質量比 R_a を $500(N/kg)$ 以上とすることで、停止された際の弁体 7 1 の閉鎖位置への動き出しをより確実に早めることができる。

[0035] コンプレッサ 1 0 0 は、逆止弁 7 0 におけるばね荷重質量比 R_a をより好適な例として $875(N/kg)$ 以上とするため、弁体 7 1 の質量 (kg) の影響も考慮しているので、停止された際の弁体 7 1 の閉鎖位置への動き出しをより確実に早めることができ、逆止弁 7 0 をより早く閉鎖状態として吸入ポート 1 2 a を遮断できる。このため、コンプレッサ 1 0 0 は、停止された直後の吸入ポート 1 2 a から蒸発器への高圧の冷媒ガス G の逆流をより確

実に防止でき、用いられた空調システムでの騒音の発生をより確実に防止できる。加えて、コンプレッサ１００は、逆止弁７０において、全開時ばね荷重 P を $0.7(N)$ 以上としかつばね荷重質量比 R_a を $875(N/kg)$ 以上とすることで、停止された際の弁体７１の閉鎖位置への動き出しをより確実に早めることができる。

[0036] コンプレッサ１００は、逆止弁７０における全開時ばね荷重 P を設定するために、従来のコンプレッサ（気体圧縮機）に比べてコイルスプリング７２のばね定数（ N/mm ）を高めている。このため、コンプレッサ１００は、ばね定数の異なるコイルスプリング７２を用いるだけで従来のコンプレッサからの設計変更を招くことなく実現でき、従来のコンプレッサから大きくなることを防止できる。また、コンプレッサ１００は、従来のコンプレッサに比べて、逆止弁７０において閉鎖位置での弁体７１のストッパ部材７３への押し当て力（全閉時ばね荷重）を高めることができるので、起動時の各ベーン５８のロータ５０からの飛び出しを向上させることができる。これは、以下のことによる。従来のコンプレッサでは、停止されていると吸入室１３の圧力がベーン背圧よりも高くなることで、ロータ５０が回転しても各ベーン５８が適切に飛び出さなくなることがある。これに対し、コンプレッサ１００は、従来のコンプレッサに比べて全閉時ばね荷重が高いため、駆動された際の逆止弁７０の開くタイミングを従来のコンプレッサよりも遅くできる。これにより、コンプレッサ１００は、起動された圧縮機構部６０の作動により吸入室１３が負圧となることを補助することができ、吸入室１３の圧力をベーン背圧よりも低くすることができるので、起動時の各ベーン５８のロータ５０からの飛び出しを向上させることができる。

[0037] コンプレッサ１００は、従来のコンプレッサ（気体圧縮機）に比べてコイルスプリング７２の全開撓み量（ mm ）を大きくすることで、逆止弁７０における全開時ばね荷重 P を設定することができる。このため、コンプレッサ１００は、従来のコンプレッサから逆止弁７０におけるコイルスプリング７２の全開撓み量を調整するだけで容易に実現できる。

[0038] コンプレッサ１００は、従来のコンプレッサ（気体圧縮機）に比べてコイルスプリング７２のばね定数（ N/mm ）を高めつつ全開撓み量（ mm ）を大きくすることで、逆止弁７０における全開時ばね荷重 P を設定することができる。このため、コンプレッサ１００は、全閉時ばね荷重や全体の大きさやストッパ部材７３の強度等を鑑みて、適宜ばね定数と全開撓み量とを調整して全開時ばね荷重 P を設定できるので、設計の自由度を確保して最適な組み合わせを模索できる。

[0039] コンプレッサ１００は、停止されると直ちに弁体７１を閉鎖位置として吸入ポート１２ａから蒸発器への高圧の冷媒ガス G の逆流を防止できるので、従来のコンプレッサに比べて用いられた空調システムの効率を向上できる。これは、以下のことによる。吸入ポート１２ａから逆流する高圧の冷媒ガス G は高温であるため、この冷媒ガス G が蒸発器やそこに繋がる配管の温度上昇を招く。ここで、空調システムでは、蒸発器で空気の冷却を行うので車内の温度上昇を招く虞があると同時に、蒸発器やそこに繋がる配管の温度上昇に基づきコンプレッサを再び駆動するタイミングを判断するので当該タイミングが早まる虞がある。また、空調システムでは、蒸発器やそこに繋がる配管の温度が上昇すると、そこに存在する冷媒ガス G の温度上昇を招き、再び駆動する際にコンプレッサが吸入する冷媒ガス G の温度の上昇を招いてしまうので、コンプレッサでの圧縮効率等を低下させる虞がある。このため、コンプレッサ１００は、従来のコンプレッサに比べて用いられた空調システムの効率を向上できる。

[0040] したがって、コンプレッサ１００は、停止されると直ちに冷媒ガス G の逆流を防止できる。

[0041] 以上、本発明の気体圧縮機（コンプレッサ）を実施例１に基づき説明してきたが、具体的な構成については実施例１に限られるものではなく、請求の範囲や各請求項に係る発明の要旨を逸脱しない限り、設計の変更や追加等は許容される。

[0042] なお、実施例１では、本発明に係る気体圧縮機（コンプレッサ）の一例と

してのコンプレッサ100について説明した。しかしながら、内部空間と外部空間とを仕切るハウジングと、前記ハウジングの外部から内部への気体の通路となる吸入ポートと、前記吸入ポートを通る前記ハウジングの内部空間への前記気体の流入を許し、かつ前記吸入ポートを通る前記ハウジングの外部空間への前記気体の逆流を防止する逆止弁と、前記逆止弁を介して流入した前記気体を吸入し圧縮して吐出する圧縮機構部と、を備え、前記逆止弁は、前記気体の流入を許す開放位置と前記気体の逆流を防止する閉鎖位置とで移動される弁体と、前記弁体を前記閉鎖位置へ向けて押し付けるばね部材と、を有し、前記逆止弁では、前記吸入ポートを最も開放するときの前記ばね部材における全開時ばね荷重を0.4(N)以上に設定する気体圧縮機であればよく、実施例1の構成に限定されない。

[0043] また、実施例1では、逆止弁70において吸入ポート12aを形成する周壁17に開口18、19を設ける構成としているが、例えば、開口18、19と同様の開口を有し弁体71を移動可能に受け入れる円筒状のケースを吸入ポート12aに設けてもよく、他の構成でもよく、実施例1の構成に限定されない。また、周壁17（ケースの場合も同様）に設ける開口の数は適宜設定すればよく、実施例1の構成に限定されない。

[0044] さらに、実施例1では、0.8gの弁体71を用いて全開時ばね荷重Pを0.7(N)以上することではね荷重質量比Raを875(N/kg)以上としていたが、ばね荷重質量比Raを875(N/kg)以上とするものであれば、弁体71の質量や全開時ばね荷重Pは適宜設定してもよく、実施例1の構成に限定されない。同様に、逆止弁70において、ばね荷重質量比Raを500(N/kg)以上とするものであれば、弁体71の質量や全開時ばね荷重Pは適宜設定してもよく、実施例1の構成に限定されない。

[0045] 実施例1では、コンプレッサ100をベーンロータリ形式の気体圧縮機としているが、本発明に係る気体圧縮機は、例えば、斜板式の気体圧縮機、スクロール形式の気体圧縮機等のようにベーンロータリ形式以外の形式の気体圧縮機でもよく、実施例1の構成に限定されない。

関連出願への相互参照

[0046] 本出願は、2016年6月8日に日本国特許庁に出願された特願2016-114738に基づいて優先権を主張し、その全ての開示は完全に本明細書で参照により組み込まれる。

請求の範囲

- [請求項1] 内部空間と外部空間とを仕切るハウジングと、
 前記ハウジングの外部から内部への気体の通路となる吸入ポートと、
 、
 前記吸入ポートを通る前記ハウジングの内部空間への前記気体の流入を許し、かつ前記吸入ポートを通る前記ハウジングの外部空間への前記気体の逆流を防止する逆止弁と、
 前記逆止弁を介して流入した前記気体を吸入し圧縮して吐出する圧縮機構部と、を備え、
 前記逆止弁は、前記気体の流入を許す開放位置と前記気体の逆流を防止する閉鎖位置とで移動される弁体と、前記弁体を前記閉鎖位置へ向けて押し付けるばね部材と、を有し、
 前記逆止弁では、前記吸入ポートを最も開放するときの前記ばね部材における全開時ばね荷重を 0.4 (N) 以上に設定することを特徴とする気体圧縮機。
- [請求項2] 前記逆止弁では、前記ばね部材における前記全開時ばね荷重を 0.7 (N) 以上に設定することを特徴とする請求項1に記載の気体圧縮機。
- [請求項3] 前記逆止弁では、前記ばね部材における前記全開時ばね荷重の前記弁体の質量に対する比で示すばね荷重質量比を 500 (N/kg) 以上に設定することを特徴とする請求項1に記載の気体圧縮機。
- [請求項4] 内部空間と外部空間とを仕切るハウジングと、
 前記ハウジングの外部から内部への気体の通路となる吸入ポートと、
 、
 前記吸入ポートを通る前記ハウジングの内部空間への前記気体の流入を許し、かつ前記吸入ポートを通る前記ハウジングの外部空間への前記気体の逆流を防止する逆止弁と、
 前記逆止弁を介して流入した前記気体を吸入し圧縮して吐出する圧

縮機構部と、を備え、

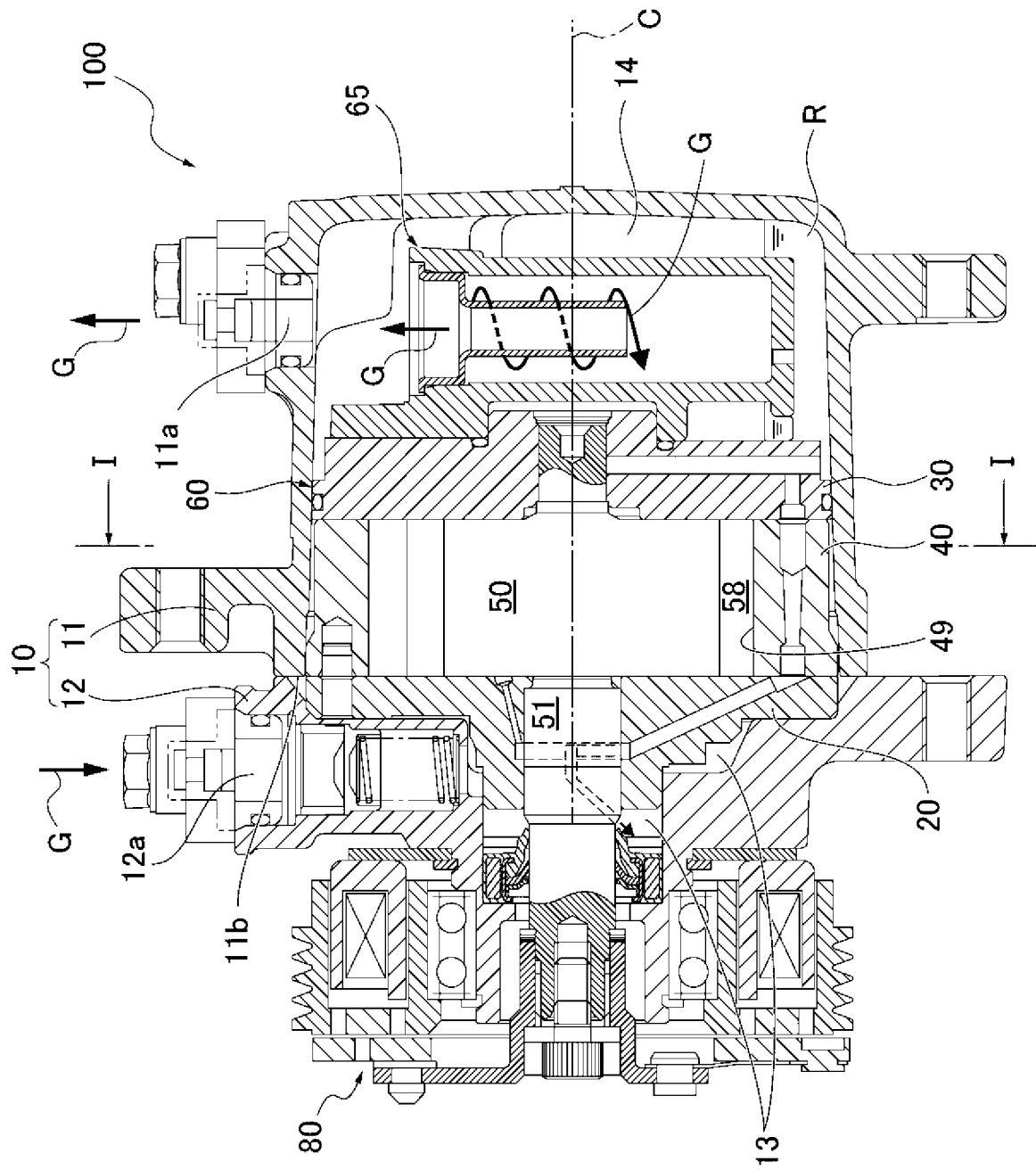
前記逆止弁は、前記気体の流入を許す開放位置と前記気体の逆流を防止する閉鎖位置とで移動される弁体と、前記弁体を前記閉鎖位置へ向けて押し付けるばね部材と、を有し、

前記逆止弁では、前記吸入ポートを最も開放するときの前記ばね部材における全開時ばね荷重の前記弁体の質量に対する比で示すばね荷重質量比を 875 (N/kg) 以上に設定することを特徴とする気体圧縮機。

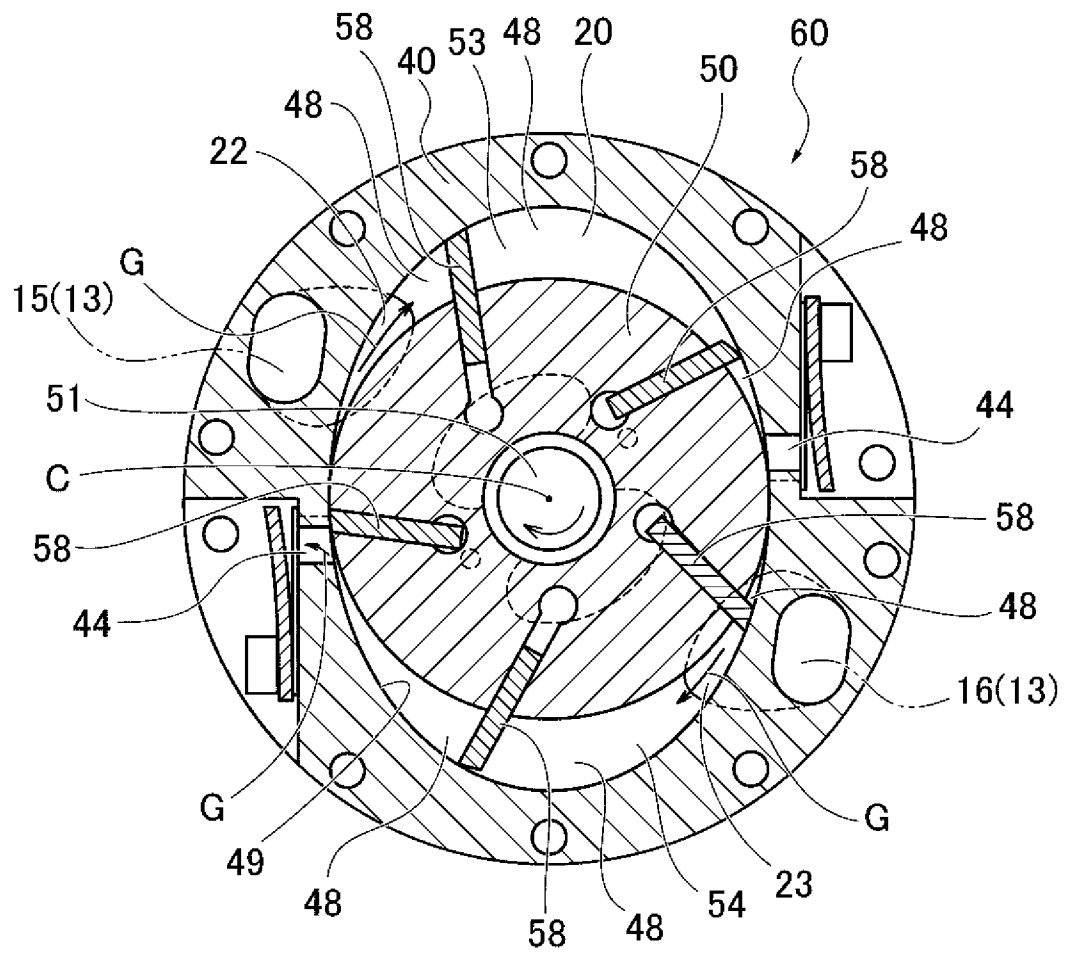
[請求項5] 前記逆止弁では、前記ばね部材における前記全開時ばね荷重を 0.7 (N) 以上に設定することを特徴とする請求項4に記載の気体圧縮機。

[請求項6] 前記逆止弁では、前記ばね部材のばね定数を設定することで前記全開時ばね荷重の設定を満たすことを特徴とする請求項1から請求項5のいずれか1項に記載の気体圧縮機。

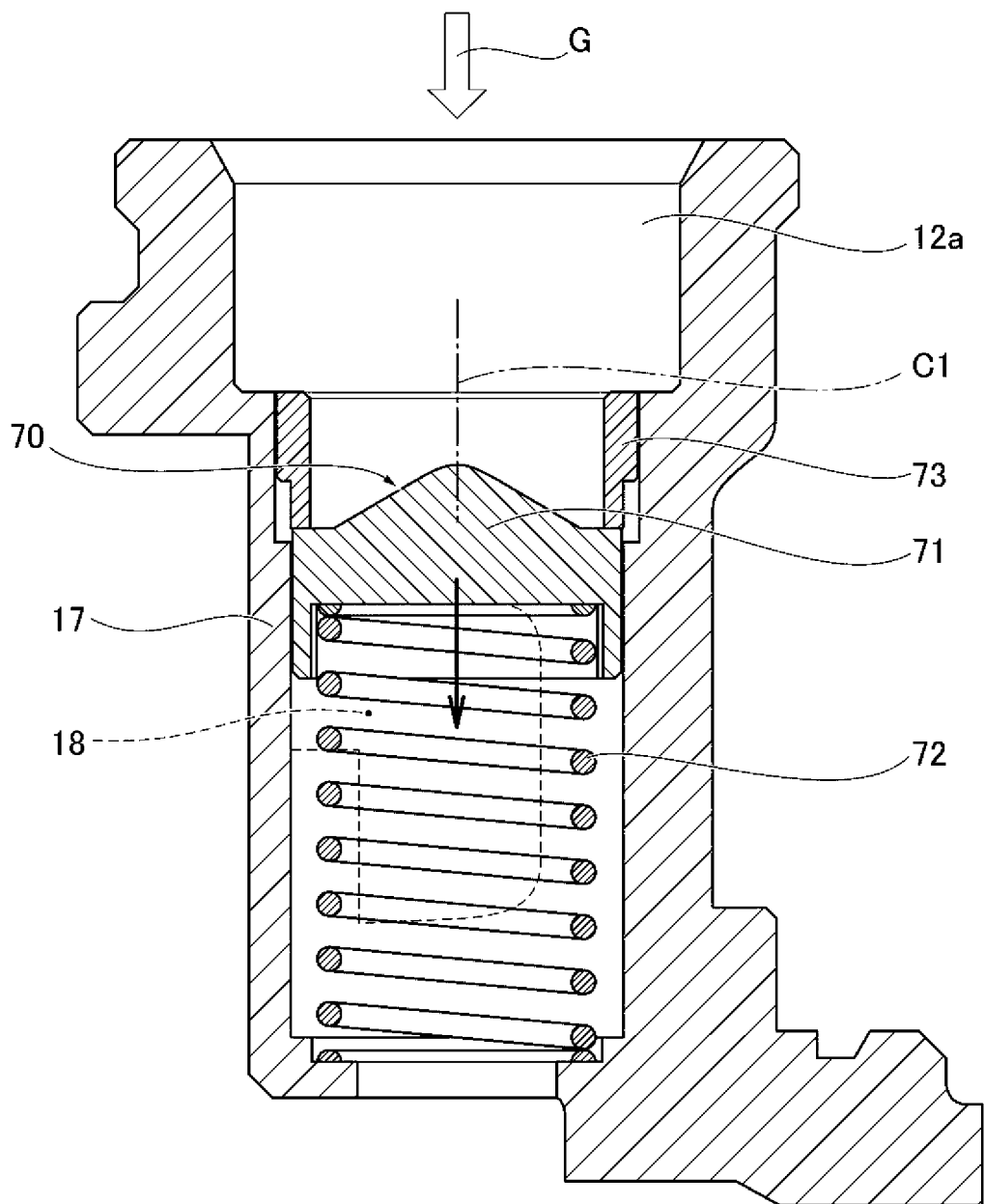
[図1]



[図2]



[図5]



[図6]

全開時 ばね荷重P(N)	ばね荷重 質量比Ra(N/kg)	聴感試験結果
0.2	250	×
0.3	375	×
0.4	500	△
0.5	625	△
0.6	750	△
0.7	875	○
0.8	1000	○

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/020332

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04B39/10(2006.01)i, F04C29/12(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)

F04B39/10, F04C29/12

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	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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.
Y	JP 2003-166486 A (Seiko Instruments Inc.), 13 June 2003 (13.06.2003), paragraphs [0013] to [0029]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-6
Y	JP 2011-169189 A (Nippon Control Kogyo Co., Ltd.), 01 September 2011 (01.09.2011), paragraphs [0005] to [0007], [0045], [0052]; fig. 1 (Family: none)	1-6
Y	JP 2004-322677 A (Showa Corp.), 18 November 2004 (18.11.2004), paragraph [0004] (Family: none)	1-6

☒ 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
27 July 2017 (27.07.17)

Date of mailing of the international search report
08 August 2017 (08.08.17)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/020332

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 2009/0142199 A1 (BLANCO, Ivan), 04 June 2009 (04.06.2009), entire text; all drawings (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04B39/10(2006.01)i, F04C29/12(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. F04B39/10, F04C29/12

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017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
Y	JP 2003-166486 A (セイコーインスツルメンツ株式会社) 2003.06.13, 段落0013-0029, 図1-3 (ファミリーなし)	1-6
Y	JP 2011-169189 A (日本コントロール工業株式会社) 2011.09.01, 段落0005-0007, 0045, 0052, 図1 (ファミリーなし)	1-6

☒ 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

の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

27.07.2017

国際調査報告の発送日

08.08.2017

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

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)

松浦 久夫

30

9613

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
Y	JP 2004-322677 A (株式会社ショーワ) 2004.11.18, 段落 0 0 0 4 (ファミリーなし)	1-6
A	US 2009/0142199 A1 (BLANCO, Ivan) 2009.06.04, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-6