明　細　書

高圧ドーム型圧縮機

技術分野

本発明は、モータと、駆動軸によって駆動される圧縮要素とを高圧ドーム形の密閉ケーシング内に配設した高圧ドーム形圧縮機に関する。

背景技術

従来、高圧ドーム形圧縮機としては、例えば特開昭６０－２２４９８８号公報に記載されたものが知られている。この高圧ドーム形圧縮機は、圧縮要素に吸入管を接続し、該圧縮要素で圧縮された圧縮ガスをケーシング内に一旦吐出させた後、外部吐出管を介してケーシング外部に吐出するようにしている。

つまり、従来の高圧ドーム形圧縮機は、図２に示すように、ケーシングＦ内に配設されるハウジングＡに固定される固定スクロールＢと、モータＭの駆動軸Ｃによって駆動される可動スクロールＤとから成る圧縮要素Ｅを密閉ケーシングＦ内に気密状に内装し、固定スクロールＢに吸入管Ｇを接続すると共に、該固定スクロールＢにケーシングＦ内に開口する吐出口Ｈを形成している。

上記可動スクロールＤには、モータＭに連結される駆動軸Ｃの偏心軸部Ｃ１を嵌合するボス部Ｄ１を形成して、前記可動スクロールＤを、前記駆動軸Ｃの回転駆動に伴って偏心回転させる一方、前記ハウジングＡにより駆動軸Ｃを軸受支持すると共に、駆動軸Ｃに形成する給油通路Ｃ２を介してケーシングＦ底部の油溜Ｊの油を汲み上げてハウジングＡの軸受部およびボス部Ｄ１摺動部に給油するようにしている。

そして、前記吸入管Gから圧縮要素E内に吸入したガスを前記各スクロールB,D間で形成する圧縮室Kで圧縮した後、固定スクロールBの中心部に形成した前記吐出口Hからケーシング F 内に吐出させた後、外部吐出管Lを介してケーシング F 外に吐出するようにしている。

ところで、従来の高圧ドーム形圧縮機では、駆動軸Cの給油通路C2から軸受部に給油された油は、摩擦熱を受けて高温となっており、この高温の油がケ7ーシングFの油溜Jに戻されることから、油の冷却が必要となる。しかし、通常、油溜Jの油の冷却は、ケーシング F 内に吐出されている吐出ガスとの熱交換によって油溜Jの表面のみ自然冷却されるだけで、積極的に充分な冷却が行われておらず、各摺動部で焼き付けが起こりやすくなる問題があった。

また、冷媒循環量が減少する運転領域では、油が吐出ガスで冷却しきれずに異常な高温と成り、油が劣化する問題があった。

そこで、吐出ガスを積極的に油溜の表面に接触させて、油の冷却を行うことが考えられるが、斯くするときは吐出ガスの油溜への吹き付けで油が撹乱されて、油がガスと共に排出されるいわゆる油上がりが起きるという問題が生じる。

本発明は、以上の問題に鑑みて成したもので、その目的は、油上がりすることなく、吐出ガスと摺動部に供給する油とを熱交換することにより、摺動部へ供給される油を良好に冷却することができる高圧ドーム形圧縮機を提供することにある。

発明の開示

本発明は、密閉ケーシング内に、固定スクロールと可動スクロールとを有する圧縮要素と、上記圧縮要素の可動スクロールを駆動する駆動軸を有するモータとを配置した高圧ドーム形圧縮機において、上記可動スクロー

ルと上記駆動軸とに、上記圧縮要素の圧縮室で圧縮された圧縮ガスを上記密閉ケーシング内に吐出する吐出ガス通路を形成すると共に、上記駆動軸に、上記密閉ケーシングの底部の油溜から汲み上げられた油のための給油通路を上記吐出ガス通路とは区画して形成していることを特徴とする高圧ドーム形圧縮機を提供する。

本発明によれば、吐出ガス通路を流れる吐出ガスと給油通路を流れる油とが熱交換されて、吐出ガス通路内の吐出ガスで、軸受等の摺動部に給油される給油通路内の油を良好に冷却でき、しかも、吐出ガス通路と給油通路とは互いに区画されて形成されているので、吐出ガスによる油のかき乱しも阻止でき、油上がりすることなく油の冷却を良好に行えるのである。

しかも、吐出ガスと油とが良好に熱交換されるので、吐出ガス温度と油温との温度差をできるだけ小さくすることができ、吐出ガス温度をもとにして油の状態を判断することができ、油温の管理も容易となる。

さらに、圧縮機の起動時など低温の油に多量の冷媒が混入している場合には、吐出ガス通路を流れる吐出ガスによって給油通路内の油を加熱することができるので、各給油箇所に送られる前に加熱により油からガスを分離させて油の粘度を上げて潤滑性能を上げることができる。

一実施例では、上記駆動軸の吐出ガス通路を、上記駆動軸の軸心に対し、該駆動軸により駆動される可動スクロールの偏心方向に偏心して設けている。

この実施例によれば、吐出ガス通路を可動スクロールのアンバランスを打ち消す方向に設けることになるので、駆動軸に設けるバランスウエイトを従来に比べて小さくすることが可能となり、圧縮機の軽量化が図れる。

一実施例では、吐出管を圧縮要素とモータとの間に形成する第一空間に開口し、上記駆動軸の吐出ガス通路をモータの反圧縮要素側に形成する第

二空間に開放している。

この実施例によれば、吐出ガス通路から吐出した吐出ガスはモータを冷却した後、吐出管からケーシング外部に吐出されるので、吐出ガス通路から吐出した吐出ガスによってモータの冷却を積極的に行うことができ、しかも、モータの冷却の際、吐出ガス中の油が分離されて油上がりもさらに良好に防止できる。

図面の簡単な説明

図１は本発明の高圧ドーム形圧縮機の一実施例の縦断面図である。

図２は従来の高圧ドーム形圧縮機を示す断面図である。

発明を実施するための最良の形態

図１は、本発明の実施例を示す高圧ドーム形のスクロール圧縮機で、密閉ケーシング１に、ハウジング２を固定して、該ハウジング２の上方に圧縮要素ＣＦを配設し、該圧縮要素ＣＦの固定スクロール３をハウジング２に固定する一方、該ハウジング２の下方に、前記圧縮要素ＣＦを駆動する前記モータＭを配設して、モータＭの駆動軸４をハウジング２の軸受部２１に支持している。

さらに、前記ハウジング２により、圧縮要素ＣＦを配設する低圧側室５と、モータＭを配設し、吐出管１１を開口させ、前記圧縮要素ＣＦで圧縮した圧縮ガスを吐出する高圧側室６とに区画している。吸入管１２は直接固定スクロール３に接続している。上記高圧側室６は、モータＭにより該モータＭと圧縮要素ＣＦとの間に形成する第一空間６１と、モータＭの反圧縮要素側に、そのモータＭとカップ状のポンプハウジング１３により区画形成される第二空間６２と、ポンプハウジング１３の下部側に形成され、油溜１４を有する第三空間６３とに区画されている。

また、前記圧縮要素ＣＦは、鏡板７１に渦巻体７２を突設し、前記モー

タMの駆動軸４に連結される可動スクロール７と、鏡板３１に渦巻体３２を突設した前記固定スクロール３とを備えており、これらスクロール７，３は、それらの渦巻体７２，３２が互いに噛み合うように対設させて、渦巻体７２，３２の間に圧縮室１５を形成している。

前記可動スクロール７には、該可動スクロール７の鏡板７１の中心部に、前記圧縮室１５で圧縮された圧縮ガスを吐出する吐出口７３を形成すると共に、鏡板７１の背面側中心部に、前記吐出口７３が開口する吐出ガス通路７４を有する筒部７５を形成している。

さらに、駆動軸４には、前記可動スクロール７の前記筒部７５を受け入れる偏心ボス部４１を形成すると共に、一端が前記筒部７５の吐出ガス通路７４に連通部材８を介して連通し、他端がケーシング１内におけるモータMの下部側に形成する前記第二空間６２に開放される吐出ガス通路４２と、一端が偏心ボス部４１内に開口し、他端が油ポンプ１６を介してケーシング１底部油溜１４に連通する給油通路４３とを並列に区画形成している。この吐出ガス通路４２は図示しない穴を通して、第二空間６２に連通している。

前記連通部材８は、可動スクロール７の筒部７５内に、リングシール８１を介して筒部７５に対し回転不能で軸方向に移動可能に挿嵌されるシール部材８２と、該シール部材８２と摺動し、駆動軸４の偏心ボス部４１内に圧入固定される筒状摺動ブッシュ８３とからなり、シール部材８２と筒部７５との間にシール部材８２を摺動ブッシュ８３に押圧するコイルバネ８４を介装して、シール部材８２と摺動ブッシュ８３との間をシールし、吐出ガス通路７４，４２内のガスが偏心ボス部４１内に漏れないようにしている。

駆動軸４の下部は、ポンプハウジング１３により支持されており、前記

油ポンプ１６は、容積形の油ポンプにより構成している。

駆動軸４に形成する吐出ガス通路４２は、給油通路４３よりも径を大きく形成すると共に、駆動軸４の軸心に対し、可動スクロール７の偏心方向に設けている。

また、可動スクロール７とハウジング２との間には、オルダムリング１７を配設しており、前記可動スクロール７が自転することなく公転できるようにしている。

さらに、前記可動スクロール７の鏡板７１の背面を前記ハウジング２に形成する環状のスラスト受部２２で支持しており、該スラスト受部２２は、前記オルダムリング１７より内方に位置させていて、このスラスト受部２２の内周部には、さらに前記可動スクロール７の鏡板７１に当接する筒状シールリング１８を設けており、該シールリング１８により、シールリング１８内周側に形成する空間部を、前記低圧側室５と区画している。

また、給油通路４３から汲み上げられた油は、一旦偏心ボス部４１内に汲み上げられて、可動スクロール７の筒部７５の外周面と偏心ボス部４１の内周面との間に設けた軸受部９１と、該偏心ボス部４１の外周面を支持する軸受部２１とを潤滑し、また前記シールリング１８配設位置にも供給される。給油後の油をハウジング２に形成する油戻し通路２３を介して、モータMの外周部に形成する油通路１９から底部油溜１４へと返えすようにしている。

そして、前記固定スクロール３に対する前記可動スクロール７の公転駆動により、前記渦巻体３２，７２間に形成される圧縮室１５の容積を変化させ、前記ケーシング１を貫通して前記固定スクロール３に接続される前記吸入管１２から吸入する低圧ガスを前記渦巻体３２，７２間に導入して、前記圧縮室１５で圧縮し、前記可動スクロール７の吐出口７３から筒部７

５の吐出ガス通路７４内に吐出した高圧ガスを駆動軸４の吐出ガス通路４２へと送った後、図示しない穴を通して、前記第二空間６２へと吐出させ、モータＭのエアギャップ１０を通過させて第一空間６１へと送った後、吐出管１１を介してケーシング１の外部に吐出するようにしている。

以上の構成において、本実施例では、高圧ドームの密閉ケーシング１内に配設するモータＭの駆動軸４と、該駆動軸４によって駆動される圧縮要素ＣＦの可動スクロール７とに、圧縮要素ＣＦの圧縮室１５で圧縮された圧縮流体をケーシング１内に吐出する吐出ガス通路７４，４２を形成すると共に、駆動軸４にケーシング１底部の油溜１４から汲み上げられた油の給油通路４３を吐出ガス通路４２とは区画して形成したから、吐出ガス通路４２を流れる吐出ガスと給油通路４３を流れる油とが熱交換されて、吐出ガス通路４２内の吐出ガスで、軸受２１，９１等の摺動部に給油される給油通路４３内の油を良好に冷却でき、しかも、吐出ガス通路４２と給油通路４３とは区画形成されているので、吐出ガスによる油のかき乱しも阻止でき、油上がりすることなく油の冷却を良好に行えるのである。

しかも、吐出ガスと油とが良好に熱交換されるので、吐出ガス温度と油温との温度差をできるだけ小さくすることができ、吐出ガス温度をもとにして油の状態を判断することができ、油温の管理も容易となる。

さらに、圧縮機の起動時など低温の油に多量の冷媒が混入している場合には、吐出ガス通路４２を流れる吐出ガスによって給油通路４３内の油が加熱されるので、各給油箇所に送られる前に加熱により油からガスを分離させて油の粘度を上げて潤滑性能を上げることができる。

また、前記吐出ガス通路４２を駆動軸４の軸心に対し、可動スクロール７の偏心方向に偏心して設けたから、吐出ガス通路４２を可動スクロール７のアンバランスを打ち消す方向に設けることになり、駆動軸４に設ける

バランスウエイトを従来に比べて小さくすることが可能となり、圧縮機の軽量化が図れる。

さらに、吐出管１１を圧縮要素ＣＦとモータＭとの間に形成する第一空間６１に開口し、吐出ガス通路４２をモータＭの反圧縮要素側に形成する第二空間６２に開放したので、吐出ガス通路４２から吐出した吐出ガスを吐出管１１からケーシング１外部に吐出させる前に、吐出ガスをモータＭのエアギャップ１０を通過させることによりモータＭを積極的に冷却でき、しかも、モータＭの冷却により吐出ガス中の油が分離されて油上がりもさらに良好に防止できる。

また、前記圧縮要素ＣＦを低圧側室５内に配設しているので、圧縮要素ＣＦ全体が低圧ガスで断熱されて吸入過熱が防止され、高い容積効率を得ることができる。

産業上の利用分野

本発明の高圧ドーム形圧縮機は、冷凍装置、空気調和機等に使用される。



請求の範囲

1．密閉ケーシング(1)内に、固定スクロール(3)と可動スクロール(7)とを有する圧縮要素(ＣＦ)と、上記圧縮要素(ＣＦ)の可動スクロール(7)を駆動する駆動軸(4)を有するモータ(M)とを配置した高圧ドーム形圧縮機において、

上記可動スクロール(7)と上記駆動軸(4)とに、上記圧縮要素(ＣＦ)の圧縮室(１５)で圧縮された圧縮ガスを上記密閉ケーシング(1)内に吐出する吐出ガス通路(７４，４２)を形成すると共に、上記駆動軸(4)に、上記密閉ケーシング(1)の底部の油溜(１４)から汲み上げられた油のための給油通路(４３)を上記吐出ガス通路(４２)とは区画して形成していることを特徴とする高圧ドーム形圧縮機。

2．上記駆動軸(4)の吐出ガス通路(４２)を、上記駆動軸(4)の軸心に対し、該駆動軸(4)により駆動される可動スクロール(7)の偏心方向に偏心して設けている請求項１記載の高圧ドーム形圧縮機。

3．吐出管(１１)を圧縮要素(ＣＦ)とモータ(M)との間に形成する第一空間(６１)に開口し、上記駆動軸(4)の吐出ガス通路(４２)をモータ(M)の反圧縮要素側に形成する第二空間(６２)に開放している請求項１に記載の高圧ドーム形圧縮機。

4．吐出管(１１)を圧縮要素(ＣＦ)とモータ(M)との間に形成する第一空間(６１)に開口し、上記駆動軸(4)の吐出ガス通路(４２)をモータ(M)の反圧縮要素側に形成する第二空間(６２)に開放している請求項２に記載の高圧ドーム形圧縮機。

Fig.1

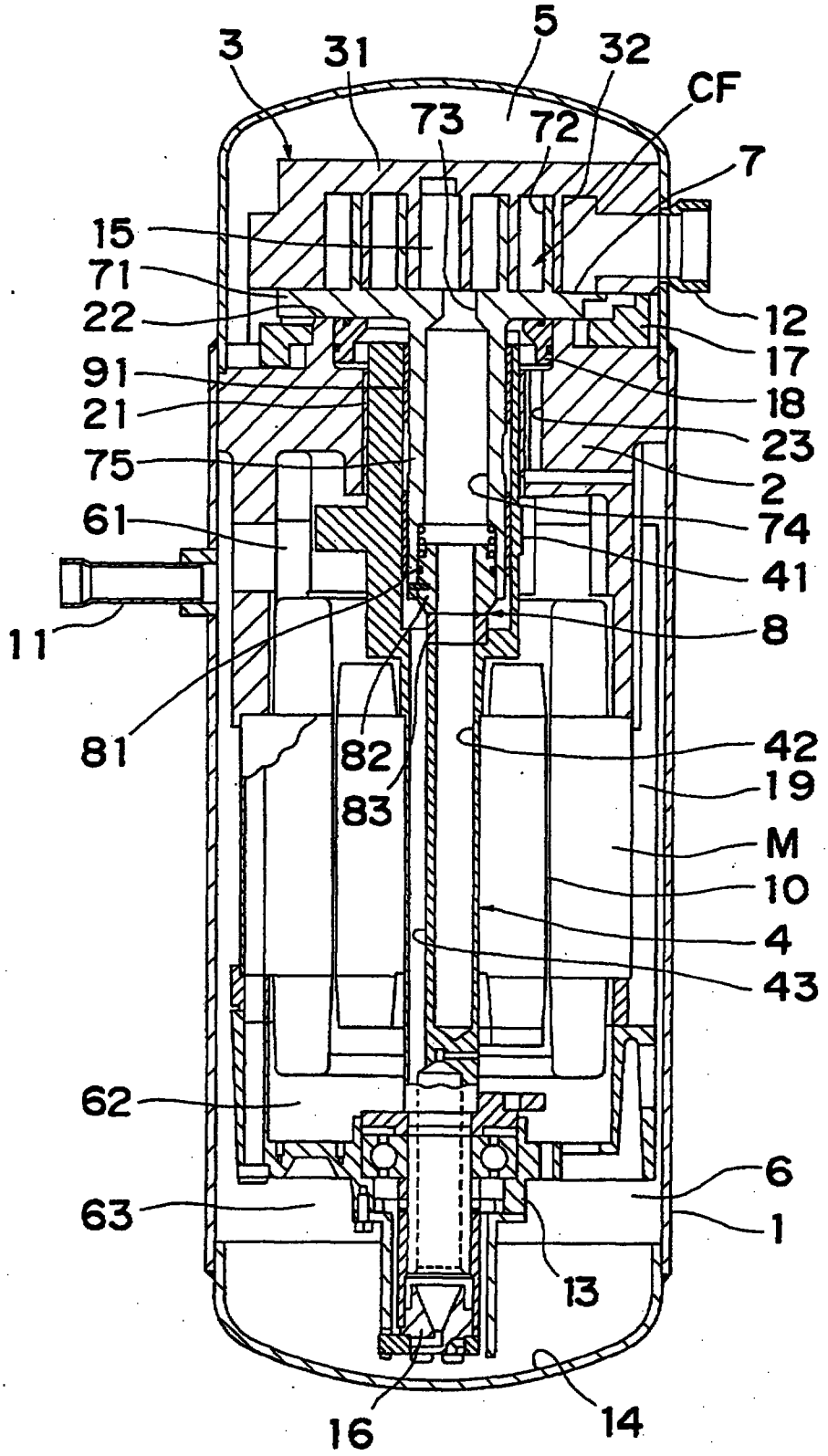
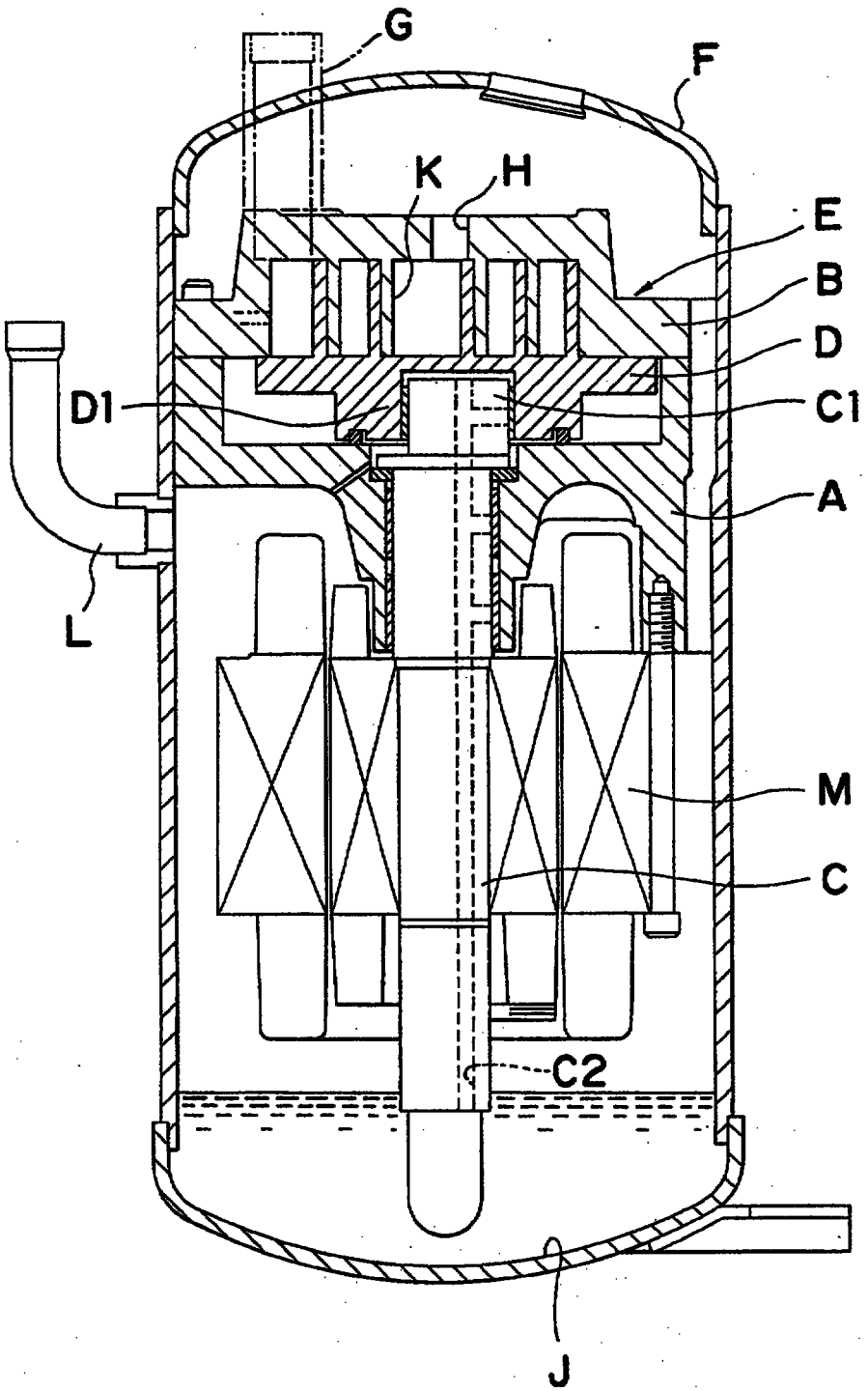

3
31
5
32
CF
73
72
7
15
71
22
12
17
91
18
21
23
75
2
61
74
41
11
8
81
82
42
83
19
M
10
4
43
62
6
63
1
13
16
14

Fig. 2



SPECIFICATION

HIGH-PRESSURE DOME TYPE COMPRESSOR CAPABLE OF PREVENTING OIL DISCHARGE DUE TO GAS AND OF COOLING OIL BY DISCHARGE GAS

TECHNICAL FIELD

The present invention relates to a high-pressure dome type compressor in which a motor and a compression section to be driven by a drive shaft are disposed within a high-pressure dome type closed casing.

BACKGROUND ART

Conventionally, there has been known a high-pressure dome type compressor as disclosed in, for example, Japanese Patent Laid-Open Publication No. SHO 60-224988. In this high-pressure dome type compressor, a suction pipe is connected to a compression section, compressed gas compressed by the compression section is once discharged into the casing and then discharged out of the casing via an outside discharge pipe.

More specifically, in the conventional high-pressure dome type compressor, as shown in Fig. 2, a compression section E comprising a fixed scroll B fixed to a housing A disposed in a casing F and a movable scroll D

to be driven by a drive shaft C of a motor M is internally provided airtight within the closed casing F. A suction pipe G is connected to the fixed scroll B, and a discharge port H opened into the casing F is defined in the fixed scroll B.

In the movable scroll D, there is defined a boss D1 to which fitted is an eccentric shaft portion C1 of the drive shaft C that is connected to the motor M, so that the movable scroll D will be eccentrically rotated as the drive shaft C rotates. The drive shaft C is supported with a bearing by the housing A, while oil in an oil reservoir J at the bottom of the casing F is pumped up through an oil feed passage C2 defined in the drive shaft C so as to be fed to the bearing portion and boss D1's sliding portion of the housing A.

Then, gas sucked from the suction pipe G into the compression section E is compressed in a compression chamber K defined between the scrolls B, D, then discharged into the casing F through the discharge port H defined at the center of the fixed scroll B, and thereafter discharged out of the casing F via an outside discharge pipe L.

For the conventional high-pressure dome type compressor, there is a need of cooling oil because the oil fed to the bearing portion through the oil feed passage C2 of the drive shaft C, which has become high temperature due

to frictional heat, is returned to the oil reservoir J of the casing F. However, the cooling of oil in the oil reservoir J is usually implemented merely by naturally cooling only the surface of the oil reservoir J by heat exchange with the discharge gas which has been discharged into the casing F, not by aggressively cooling the oil enough. Thus, there has been a problem that seizure would likely occur to the sliding portions.

In operating ranges in which the amount of refrigerant circulation decreases, there has been another problem that oil cannot be cooled up by discharge gas so that the oil becomes abnormally high temperature, causing a deterioration of the oil.

As a solution for this, it might be conceived to implement the cooling of oil by aggressively putting the discharge gas into contact with the surface of the oil reservoir. With this solution applied, however, the oil would be disturbed by the discharge gas being blown against the oil reservoir, resulting in a problem of so-called oil rise that the oil is discharged along with gas.

The present invention has been developed in view of the above described problems and has for its essential object to provide a high-pressure dome type compressor capable of successfully cooling the oil fed to sliding portions by implementing heat exchange between the

discharge gas and the oil fed to the sliding portions, without causing any oil rise.

DISCLOSURE OF THE INVENTION

The present invention provides a high-pressure dome type compressor in which a compression section having a fixed scroll and a movable scroll as well as a motor having a drive shaft for driving the movable scroll of the compression section are disposed in a closed casing, the high-pressure dome type compressor being characterized in that: discharge gas passages for discharging, into the closed casing, compressed gas compressed in a compression chamber of the compression section are defined in the movable scroll and the drive shaft, respectively, and an oil feed passage for oil pumped up from an oil reservoir located at a bottom of the closed casing is defined in the drive shaft so as to be partitioned from the discharge gas passage.

According to the present invention, heat exchange between discharge gas flowing through the discharge gas passage and oil flowing through the oil feed passage is carried out so that the oil within the oil feed passage to be supplied to the bearing and other sliding portions can be successfully cooled by the discharge gas within the discharge gas passage. Still, since the discharge gas

passage and the oil feed passage are defined so as to be partitioned from each other, any disturbance of oil due to discharge gas can be prevented so that the cooling of oil can be accomplished successfully without causing any oil rise.

Furthermore, since heat exchange between discharge gas and oil is successfully carried out, the temperature difference between discharge gas temperature and oil temperature can be minimized so that the state of oil can be determined based on the discharge gas temperature. Thus, the control of oil temperature is facilitated.

When a large quantity of refrigerant is mixed in low-temperature oil, for example, at a start of the compressor, the oil within the oil feed passage can be heated by the discharge gas flowing through the discharge gas passage. Therefore, gas can be separated from the oil by heating process before the oil is fed to the lubricating portions, so that the viscosity of oil can be increased and thus the lubrication performance can be improved.

In an embodiment, the discharge gas passage of the drive shaft is provided so as to be eccentric with respect to an axis of the drive shaft, in an eccentric direction of the movable scroll driven by the drive shaft.

According to this embodiment, the discharge gas passage is provided in such a direction that any imbalance of the movable scroll is canceled. Therefore, the balance weight provided to the drive shaft may be smaller than the conventional, so that the compressor can be designed to be lighter in weight.

In an embodiment, a discharge pipe is opened to a first space defined between the compression section and the motor while the discharge gas passage of the drive shaft is opened to a second space defined on a side of the motor opposite to a side of the motor on which the compression section is provided.

According to this embodiment, discharge gas discharged from the discharge gas passage is discharged out of the casing through the discharge pipe, after it has cooled the motor. Therefore, the cooling of the motor can be aggressively fulfilled by the discharge gas discharged from the discharge gas passage. Still, during the cooling of the motor, oil in the discharge gas is separated so that the oil rise can be prevented more successfully.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Fig. 1 is a longitudinal sectional view of one embodiment of the high-pressure dome type compressor according to a present invention; and

Fig. 2 is a sectional view showing a conventional high-pressure dome type compressor.

BEST MODE FOR CARRYING OUT THE INVENTION

Fig. 1 is a high-pressure dome type scroll compressor showing an embodiment of the present invention. In the scroll compressor, a housing 2 is fixed to a closed casing 1, a compression section CF is disposed above the housing 2, and a fixed scroll 3 of the compression section CF is fixed to the housing 2. On the other hand, a motor M for driving the compression section CF is disposed below the housing 2, and a drive shaft 4 of the motor M is held to a bearing portion 21 of the housing 2.

Further, the housing 2 serves for the partition into a low-pressure side chamber 5 where the compression section CF is disposed and a high-pressure side chamber 6 where the motor M is disposed and a discharge pipe 11 is opened so that compressed gas compressed by the compression section CF is discharged. A suction pipe 12 connects directly with the fixed scroll 3. The high-pressure side chamber 6 is divided into a first space 61 defined by the motor M between the motor M and the compression section CF, a second space 62 defined by the motor M and a cup-like pump housing 13 on a side of the motor M opposite to a side of the motor M on which the compression section is

provided, and a third space 63 having an oil reservoir 14 and defined below the pump housing 13.

The compression section CF comprises a movable scroll 7 which has a spiral member 72 protrudingly provided to an end plate 71 and which is connected to the drive shaft 4 of the motor M, and the fixed scroll 3 which has a spiral member 32 protrudingly provided to an end plate 31. These scrolls 7, 3 are oppositely provided so that their spiral members 72, 32 engage each other, where a compression chamber 15 is defined between the spiral members 72, 32.

In the movable scroll 7, a discharge port 73 for discharging compressed gas compressed in the compression chamber 15 is defined at a central portion of the end plate 71 of the movable scroll 7, while a cylindrical portion 75 having a discharge gas passage 74 to which the discharge port 73 opens is provided to a rear-side central portion of the end plate 71.

In the drive shaft 4, an eccentric boss 41 for receiving the cylindrical portion 75 of the movable scroll 7 is defined, while further provided are a discharge gas passage 42 one end of which is communicated with the discharge gas passage 74 of the cylindrical portion 75 via a communicating member 8 and the other end of which is opened to the second space 62 defined on the underside of

the motor M in the closed casing 1, and an oil feed passage 43 one end of which is opened into the eccentric boss 41 and the other end of which is communicated with the oil reservoir 14 provided at the bottom of the casing 1 via an oil pump 16. The discharge gas passage 42 and the oil feed passage 43 are partitioned and defined in parallel to each other. This discharge gas passage 42 is communicated with the second space 62 through an unshown hole.

The communicating member 8 comprises a seal member 82 which is insertionally fitted into the cylindrical portion 75 of the movable scroll 7 so as to be unrotatable and axially movable relative to the cylindrical portion 75 via a ring seal 81, and a sliding bushing 83 which will slide in contact with the seal member 82 and which is pressed and secured into the eccentric boss 41 of the drive shaft 4. Between the seal member 82 and the cylindrical portion 75, there is interposed a coil spring 84 for urging the seal member 82 against the sliding bushing 83, by which the seal member 82 and the sliding bushing 83 are sealed from each other so that the gas within the discharge gas passages 74, 42 will not leak into the eccentric boss 41.

The drive shaft 4 is supported at its lower side by the pump housing 13. The oil pump 16 is a positive displacement type oil pump.

The discharge gas passage 42 formed in the drive shaft 4 is made larger in a diameter than the oil feed passage 43, and provided so as to be eccentric with the axis of the drive shaft 4 in the eccentric direction of the movable scroll 7.

Between the movable scroll 7 and the housing 2, an Oldham's ring 17 is provided so that the movable scroll 7 is enabled to orbit without rotating itself.

Further, the rear side of the end plate 71 of the movable scroll 7 is supported by an annular thrust receiving portion 22 defined in the housing 2. The thrust receiving portion 22 is located inner than the Oldham's ring 17. At the inner radius of the thrust receiving portion 22, a cylindrical seal ring 18 is further provided to contact with the end plate 71 of the movable scroll 7. By the seal ring 18, a spatial portion defined on the inner radius side of the seal ring 18 is partitioned from the low-pressure side chamber 5.

Oil pumped up through the oil feed passage 43 is once pumped up into the eccentric boss 41, lubricating a bearing 91 provided between the outer circumferential surface of the cylindrical portion 75 of the movable scroll 7 and the inner circumferential surface of the eccentric boss 41, as well as a bearing 21 supporting the outer circumferential surface of the eccentric boss 41, while the

oil is fed also to the place where the seal ring 18 is provided. The oil after effecting the lubrication is returned to the bottom oil reservoir 14 through an oil passage 19 defined on the periphery of the motor M, via an oil return passage 23 formed in the housing 2.

By the movable scroll 7 being driven to orbitally revolve relative to the fixed scroll 3, the volume of the compression chamber 15 defined between the spiral members 32, 72 is varied, by which low-pressure gas sucked in through the suction pipe 12 connected to the fixed scroll 3 through the casing 1 is introduced to between the spiral members 32, 72, and compressed in the compression chamber 15. Then, high-pressure gas discharged through the discharge port 73 of the movable scroll 7 into the discharge gas passage 74 of the cylindrical portion 75 is fed to the discharge gas passage 42 of the drive shaft 4, and thereafter discharged to the second space 62 through an unshown hole. The gas is further passed through an air gap 10 of the motor M so as to be fed to the first space 61, and thereafter discharged out of the casing 1 via the discharge pipe 11.

With the construction described above, in this embodiment, the drive shaft 4 of the motor M disposed within the closed casing 1 of a high-pressure dome, and the movable scroll 7 of the compression section CF to be driven

by the drive shaft 4 are provided with the discharge gas passages 74, 42 for discharging, into the casing 1, compressed fluid compressed in the compression chamber 15 of the compression section CF, while the oil feed passage 43 for oil pumped up from the oil reservoir 14 at the bottom of the casing 1 is defined in the drive shaft 4 so as to be partitioned from the discharge gas passage 42. Therefore, heat exchange between discharge gas flowing through the discharge gas passage 42 and oil flowing through the oil feed passage 43 is carried out so that the oil within the oil feed passage 43 to be fed to the sliding portions such as the bearings 21, 91 can be successfully cooled by the discharge gas within the discharge gas passage 42. Still, since the discharge gas passage 42 and the oil feed passage 43 are defined so as to be partitioned from each other, any disturbance of oil due to discharge gas can be prevented so that the cooling of oil can be accomplished successfully without causing any oil rise.

Further, since heat exchange between discharge gas and oil is successfully carried out, the temperature difference between discharge gas temperature and oil temperature can be minimized so that the state of oil can be determined based on the discharge gas temperature. Thus, the control of oil temperature is facilitated.

When a large quantity of refrigerant is mixed in low-temperature oil, for example, at a start of the compressor, the oil within the oil feed passage 43 is heated by the discharge gas flowing through the discharge gas passage 42. Therefore, gas can be separated from the oil by heating process before the oil is fed to the lubricating portions, so that the viscosity of oil can be increased and thus the lubrication performance can be increased.

Further, the discharge gas passage 42 is provided so as to be eccentric with respect to the axis of the drive shaft 4, in the eccentric direction of the movable scroll 7. Accordingly, in this case, the discharge gas passage 42 is provided in such a direction that any imbalance of the movable scroll 7 is canceled. Therefore, the balance weight provided to the drive shaft 4 may be smaller than the conventional, so that the compressor can be designed to be lighter in weight.

Further, the discharge pipe 11 is opened to the first space 61 defined between the compression section CF and the motor M, while the discharge gas passage 42 is opened to the second space 62 defined on a side of the motor M opposite to the side on which the compression section is provided. Therefore, before discharge gas discharged from the discharge gas passage 42 is discharged

out of the casing 1 through the discharge pipe 11, the discharge gas is passed through the air gap 10 of the motor M so that the motor M can be cooled aggressively. Still, the oil in the discharge gas can be separated by the cooling of the motor M, so that the oil rise can be prevented further successfully.

Also since the compression section CF is disposed in the low-pressure side chamber 5, the whole compression section CF is thermally insulated by the low-pressure gas so that suctional overheating is prevented. Thus, a high volumetric efficiency is attained.

INDUSTRIAL FIELD OF APPLICATION

The high-pressure dome type compressor of the present invention is used for refrigerators, air conditioners, and the like.

WHAT IS CLAIMED IS:

1. A high-pressure dome type compressor in which a compression section (CF) having a fixed scroll (3) and a movable scroll (7) as well as a motor (M) having a drive shaft (4) for driving the movable scroll (7) of the compression section (CF) are disposed in a closed casing (1), characterized in that:

discharge gas passages (74, 42) for discharging, into the closed casing (1), compressed gas compressed in a compression chamber (15) of the compression section (CF) are defined in the movable scroll (7) and the drive shaft (4), respectively, and an oil feed passage (43) for oil pumped up from an oil reservoir (14) located at a bottom of the closed casing (1) is defined in the drive shaft (4) so as to be partitioned from the discharge gas passage (42).

2. The high-pressure dome type compressor as claimed in Claim 1, wherein the discharge gas passage (42) of the drive shaft (4) is provided so as to be eccentric with respect to an axis of the drive shaft (4), in an eccentric direction of the movable scroll (7) driven by the drive shaft (4).

3. The high-pressure dome type compressor as claimed in Claim 1, wherein a discharge pipe (11) is opened to a first space (61) defined between the compression section (CF) and the motor (M) while the discharge gas passage (42)

* C L M S *

of the drive shaft (4) is opened to a second space (62) defined on a side of the motor (M) opposite to a side of the motor (M) on which the compression section is provided.

4. The high-pressure dome type compressor as claimed in Claim 2, wherein a discharge pipe (11) is opened to a first space (61) defined between the compression section (CF) and the motor (M) while the discharge gas passage (42) of the drive shaft (4) is opened to a second space (62) defined on a side of the motor (M) opposite to a side of the motor (M) on which the compression section is provided.

ABSTRACT OF THE DISCLOSURE

There is provided a high-pressure dome type compressor capable of successfully cooling oil fed to sliding portions during a passage of oil in a drive shaft by discharge gas without causing the oil to be discharged along with gas. In the drive shaft (4) of a motor (M) disposed in a casing (1) and a movable scroll (7) of a compression section (CF) driven by the drive shaft (4), there are defined discharge gas passages (42, 74) for discharging, into the casing (1), compressed fluid compressed in a compression chamber (15) of the compression element (CF). An oil feed passage (43) for oil pumped up from an oil reservoir (14) at a bottom of the casing (1) is defined in the drive shaft (4) so as to be partitioned from the discharge gas passage (42).

Fig. 1

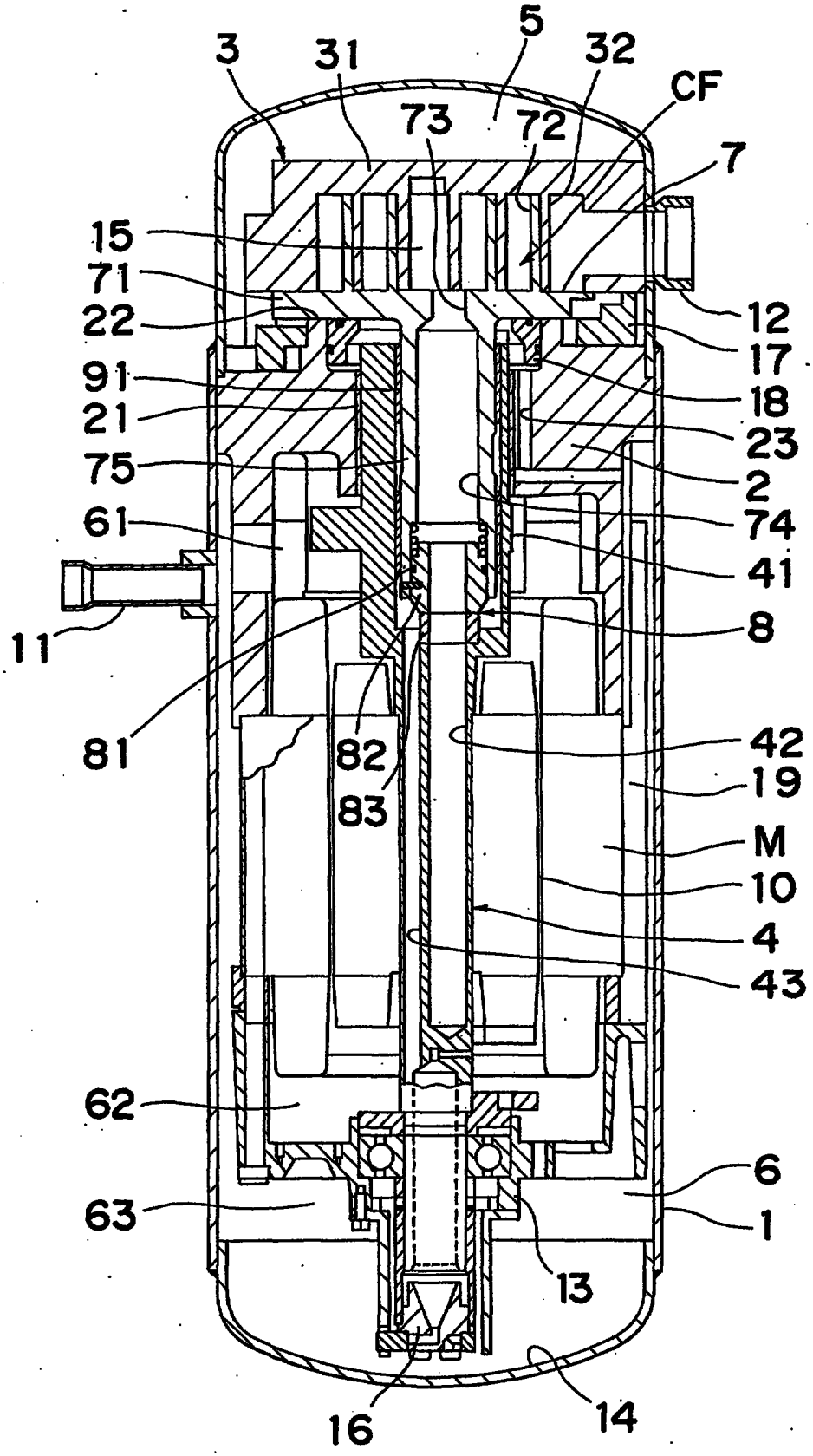
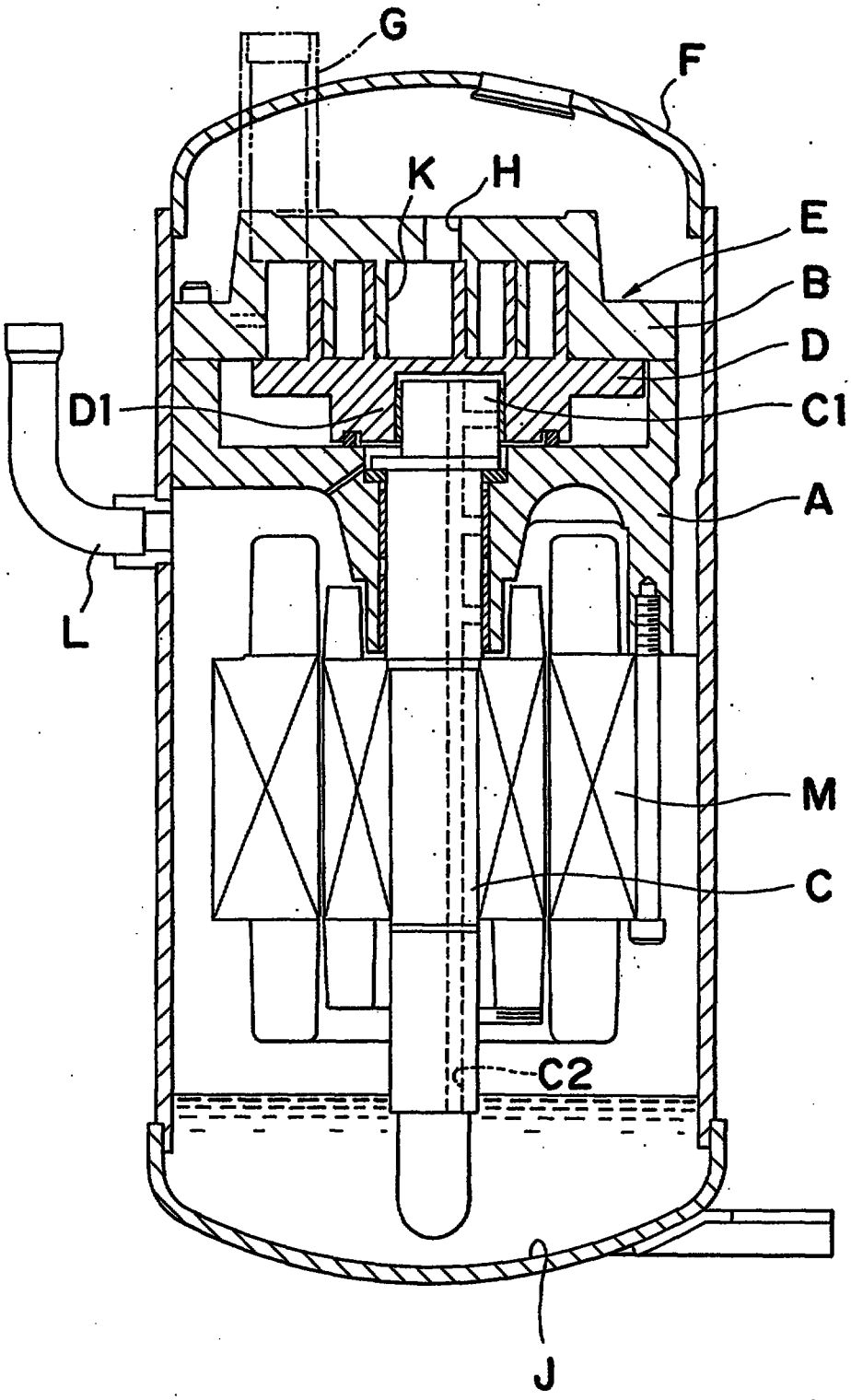

3
31
5
32
CF
73
72
7
15
71
22
91
21
75
61
11
81
82
83
12
17
18
23
2
74
41
8
42
19
M
10
4
43
62
63
6
1
13
16
14

Fig. 2



9801970-6

RECEIVED
04 MAY 1998
RTMP COPY

世界知的所有権機関
国際事務局

PCT 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(51) 国際特許分類6 F04C 18/02	A1	(11) 国際公開番号	WO97/09534
		(43) 国際公開日	1997年3月13日(13.03.97)

(21) 国際出願番号 PCT/JP96/02168

(22) 国際出願日 1996年8月1日(01.08.96)

(30) 優先権データ
特願平7/231607 1995年9月8日(08.09.95) JP

(71) 出願人（米国を除くすべての指定国について）
ダイキン工業株式会社(DAIKIN INDUSTRIES, LTD.)[JP/JP]
〒530 大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号
梅田センタービル Osaka, (JP)
(72) 発明者；および
(75) 発明者／出願人（米国についてのみ）
梶原幹央(KAJIWARA, Mikio)[JP/JP]
芝本祥孝(SHIBAMOTO, Yoshitaka)[JP/JP]
〒592 大阪府堺市築港新町3丁12番地
ダイキン工業株式会社 堺製作所 臨海工場内 Osaka, (JP)
(74) 代理人
弁理士 青山 葆, 外(AOYAMA, Tamotsu et al.)
〒540 大阪府大阪市中央区城見1丁目3番7号
IMPビル 青山特許事務所 Osaka, (JP)

(81) 指定国 CN, KR, SG, US, 欧州特許 (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).

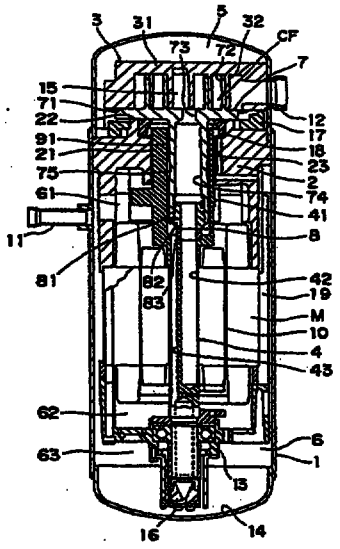
添付公開書類
国際調査報告書

(54)Title: **HIGH-PRESSURE DOME TYPE COMPRESSOR**

(54)発明の名称 高圧ドーム型圧縮機

(57) Abstract

A high-pressure dome type compressor in which a compression factor (CF) having a fixed scroll (3) and a movable scroll (7) and a motor (M) having a driving shaft (4) for driving the compression factor are disposed in a high-pressure dome type sealed casing (1). An oil supply passageway (43) is formed in the driving shaft (4) for supplying lubricant from an oil reservoir (14) provided in a bottom portion of the sealed casing (1) to a sliding portion, and discharge gas passageways (42, 74) are formed in the movable scroll (7) and the driving shaft (4) for discharging discharge gas compressed in a compression chamber (15) of the compression factor (CF) into the sealed casing (1). In order to cool lubricant by discharge gas while lubricant is prevented from being discharged together with discharge gas, the discharge gas passageway (42) and the oil supply passageway (43) both formed in the driving shaft (4) are formed such that they are partitioned from each other.



（５７）要約

油がガスと共に排出されることなく、しかも摺動部へ供給される油を駆動軸内を通過する間に吐出ガスで良好に冷却できる高圧ドーム形圧縮機が提供される。密閉ケーシング(１）内に配設するモータ(M）の駆動軸(４）と、該駆動軸（４）により駆動される圧縮要素（ＣＦ）の可動スクロール（７）とに、圧縮要素（ＣＦ）の圧縮室（１５）で圧縮された圧縮流体をケーシング（１）内に吐出する吐出ガス通路（４２，７４）を形成する。駆動軸（４）にケーシング（１）底部の油溜（１４）から汲み上げられた油の給油通路（４３）を吐出ガス通路（４２）とは区画して形成する。

情報としての用途のみ
ＰＣＴに基づいて公開される国際出願をパンフレット第一頁にＰＣＴ加盟国を同定するために使用されるコード

AL	アルバニア	DE	ドイツ	LI	リヒテンシュタイン	PL	ポーランド
AM	アルメニア	DK	デンマーク	LK	スリランカ	PT	ポルトガル
AT	オーストリア	EE	エストニア	LR	リベリア	RO	ルーマニア
AU	オーストラリア	ES	スペイン	LS	レソト	RU	ロシア連邦
AZ	アゼルバイジャン	FI	フィンランド	LT	リトアニア	SD	スーダン
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	FR	フランス	LU	ルクセンブルグ	SE	スウェーデン
BB	バルバドス	GA	ガボン	LV	ラトヴィア	SG	シンガポール
BE	ベルギー	GB	イギリス	MC	モナコ	SI	スロヴェニア
BF	ブルキナ・ファソ	GE	グルジア	MD	モルドヴァ共和国	SK	スロヴァキア
BG	ブルガリア	GN	ギニア	MG	マダガスカル	SL	シエラレオネ
BJ	ベナン	GR	ギリシャ	ML	マリ	SN	セネガル
BR	ブラジル	HU	ハンガリー	MN	モンゴル	SZ	スワジランド
BY	ベラルーシ	IE	アイルランド	MR	モーリタニア	TD	チャード
CA	カナダ	IL	イスラエル	MW	マラウイ	TG	トーゴ
CF	中央アフリカ共和国	IS	アイスランド	MX	メキシコ	TJ	タジキスタン
CG	コンゴ	IT	イタリア	NE	ニジェール	TM	トルクメニスタン
CH	スイス	JP	日本	NL	オランダ	TR	トルコ
CI	コート・ジボアール	KE	ケニア	NO	ノールウェー	TT	トリニダード・トバゴ
CM	カメルーン	KG	キルギスタン	NZ	ニュー・ジーランド	UA	ウクライナ
CN	中国	KP	朝鮮民主主義人民共和国	PL	ポーランド	UG	ウガンダ
CU	キューバ	KR	大韓民国	PT	ポルトガル	US	アメリカ合衆国
CZ	チェッコ共和国	KZ	カザフスタン	RO	ルーマニア	UZ	ウズベキスタン
				RU	ロシア連邦	VN	ヴィェトナム
				SD	スーダン		
				SE	スウェーデン		
				SG	シンガポール		
				SI	スロヴェニア		
				SK	スロヴァキア		
				SL	シエラレオネ		
				SN	セネガル		
				SZ	スワジランド		
				TD	チャード		
				TG	トーゴ		
				TJ	タジキスタン		
				TM	トルクメニスタン		
				TR	トルコ		
				TT	トリニダード・トバゴ		
				UA	ウクライナ		
				UG	ウガンダ		
				US	アメリカ合衆国		
				UZ	ウズベキスタン		
				VN	ヴィェトナム		