



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 02811024.2

[45] 授权公告日 2007 年 7 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 1325796C

[22] 申请日 2002.7.15 [21] 申请号 02811024.2

[30] 优先权

[32] 2001. 7. 16 [33] JP [31] 214997/2001

[86] 国际申请 PCT/JP2002/007156 2002.7.15

[87] 国际公布 WO2003/008805 日 2003.1.30

[85] 进入国家阶段日期 2003.12.1

[73] 专利权人 松下冷机株式会社

地址 日本滋贺县

[72] 发明人 石田贵规 太田年彦 井出照正

片山诚 堀口隆文 长尾崇秀

[56] 参考文献

US5745992A 1998.5.5

CN1038154C 1998.4.22

US6171090B1 2001.1.9

US4343599A 1982.8.10

JP3129787U 1991.12.26

JP200087856A 2000.3.28

JP2000291551A 2000.10.17

JP2001107863A 2001.4.17

JP-3-129787U 1991.12.26

JP-2000-87856A 2000.3.28

JP3112584U 1991.11.18

US-6171090B1 2001.1.9

JP2000145637A 2000.5.26

CN-1038154C 1998.4.22

审查员 王庆华

[74] 专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限公司

代理人 张敬强

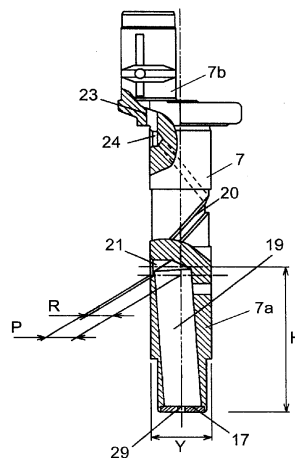
权利要求书 2 页 说明书 13 页 附图 14 页

[54] 发明名称

密闭型电动压缩机

[57] 摘要

提供一种即使在低速旋转时，也可有效地吸上必要量的润滑油并且结构简单、装配和作业性良好的密闭型电动压缩机。通过具有由形成于主轴下部、从下方到上方向外侧倾斜的倾斜通路，中心部设有直径比形成于主轴的下端的所述倾斜通路的断面要小的吸入孔的缩径部，和将螺旋槽的下端与倾斜通路连通的下部连通部构成的油泵，能够有效地提升润滑油的扬程。



1、一种密闭型电动压缩机，具有：由定子和转子构成的电动马达部；通过固定在所述电动马达部的所述转子上的曲轴旋转来压缩制冷剂的压缩组件部；收纳所述电动马达部和所述压缩组件部并具有积存润滑油的积存部的密闭容器；

所述曲轴至少由曲轴主轴部和驱动所述压缩组件部的曲轴偏心轴部构成，具备油泵，该油泵通过所述曲轴的旋转，通过所述曲轴主轴部和所述曲轴偏心轴部向所述密闭容器内供给所述积存部的润滑油，

所述油泵具有：设置在所述曲轴主轴部的内部、起始于浸渍于所述积存部的所述曲轴主轴部的下端部、倾斜于具有规定长度的所述曲轴主轴部的轴心的倾斜通路部；设在所述曲轴主轴部的下端部，在与上述曲轴主轴部之间仅在位于上述曲轴的轴心的吸入孔上具备间隙，比所述倾斜通路的横截面要小的缩径部；设在所述倾斜通路部的上端部的连通部；设在与所述连通部连通的所述曲轴主轴部的外周部的螺旋槽；与所述螺旋槽连通并设置在所述曲轴偏心轴内的连通孔；

其特征在于，使从所述曲轴主轴部的最下端部到连通部的中心的距离对形成倾斜通路部的区域的曲轴主轴部的直径的比率为E，从所述曲轴主轴部的轴心到倾斜通路部的外径的最大长度对所述直径的1/2的比率为F时，比率E为2到3，比率F为0.77到0.9。

2、如权利要求1所述的密闭型电动压缩机，其特征在于，旋转主轴的运转转速至少包含1200r/min~1800r/min的运转转速。

3、如权利要求1所述的密闭型电动压缩机，其特征在于，比率E与比率F的关系为： $F \geq 0.166E^2 - 0.683E + 1.44$ 。

4、如权利要求1至3中任一权利要求所述的密闭型电动压缩机，其特征在于，缩径部通过将圆板状的盖件插入并固定在曲轴主轴部的下端而构成。

5、如权利要求1至3中任一权利要求所述的密闭型电动压缩机，其特征在于，倾斜通路的直径与缩径部的直径的比为1：0.25~0.5。

6、如权利要求1至3中任一权利要求所述的密闭型电动压缩机，其特征在于，在倾斜通路的缩径部的上部，插入并固定有分割所述倾斜通路的分割器。

7、如权利要求6所述的密闭型电动压缩机，其特征在于，分割器为上下对称形状的平板状，至少在下端部的大致中央具有大致为半月状的缺口，并且具有长方向的大致中央的宽度大于上端部和下端部的压入部。

8、如权利要求6所述的密闭型电动压缩机，其特征在于，从倾斜通路的下端部向所述倾斜通路的深度方向设有台阶部，从倾斜通路的下端部至所述台阶部的距离与分割器的长度相等。

9、如权利要求1至3中任一权利要求所述的密闭型电动压缩机，其特征在于，在倾斜通路上端形成圆锥部的同时，连通部的至少一部分与所述圆锥部交叉。

10、如权利要求1至3中任一权利要求所述的密闭型电动压缩机，其特征在于，设有从倾斜通路连通至曲轴主轴部的外周面，向密闭容器内的空间开放的排气连通部。

密闭型电动压缩机

技术领域

本发明涉及一种冷冻和冷藏装置或者室内空调使用的密闭型电动压缩机。更详细地说，涉及一种利用曲轴旋转所产生的离心力，将积存在密闭容器内的润滑油供给密闭型电动压缩机内的旋转滑动部的供油、润滑系统。

背景技术

近年来，对于家庭用冷冻冷藏库和室内空调等所使用的密闭型电动压缩机，强烈要求耗电低和静音化。在谋求耗电低和静音化方面，由变换器驱动所引起的压缩机的低速旋转化（例如，在家庭用冷藏库的场合，为1800r/min左右）进一步发展。

另外，密闭型电动压缩机的润滑油的泵系统为了将积存于密闭容器底部的润滑油向上方滑动部提升，利用曲轴的旋转所产生的离心力的情况居多。可是，由于该离心力与曲轴的转速平方成比例，所以转数越低，将油吸上的力就越小，因此，对于上述低速旋转化成为很大的课题。

下面，对现有技术进行说明。

作为现有的密闭型电动压缩机，具有如日本特公昭62—44108号公报所揭示的技术。图15示出该现有例的密闭型电动压缩机的剖视图。在图14中，压缩机本体500收纳于密闭容器501内，在密闭容器501内的中心配置有支架502，在下部配置有电动机503，在上部配置有压缩机机构504。曲轴505贯穿于支架502的轴承部506内，外径部与电动机503的转子507固定在一起，而压缩机机构504通过偏心轴508与活塞509的滑块510结合，进行公知的压缩动作。

在曲轴505的内部，直径较小的倾斜的倾斜孔511从其下端延伸到轴承部506的下端，通过第一横向孔512开口在曲轴505的外圆周上。位于曲轴505的轴承部506内的部分，形成螺旋槽513，螺旋槽513的下端与横向孔512相连通，上端呈如下结构：设置在偏心轴508上的纵孔514的下端开口在推力轴承滑动面515上，并且同时与第二横向孔516相交，换言之，

孔512，516的一部分直接开口于曲轴505的表面。另外，曲轴505的下端部517上的倾斜孔511直接开口在润滑油518内。

图15是浸渍在图14的润滑油518中的曲轴505的下端部517的详细状况的剖视图。通过曲轴505的旋转，处于倾斜孔511内的润滑油518在离心力作用下，形成抛物线状的自由表面。在此，从曲轴505下端部517的倾斜孔511的开口面吸入的润滑油518的上升流519被分流成由于曲轴505的旋转所产生的离心力而向上扬的支流520，和在倾斜孔511的下端附近滑动并从倾斜孔511的开口面向倾斜孔511外逃逸的支流521。该支流521与从倾斜孔511的开口面吸入的上升流519合流，呈现再次流入倾斜孔511内的短路。

在现有例的如此结构中，从曲轴505的下端直接向斜上方延伸的倾斜孔511内的润滑油在比积存于压缩机500下部的润滑油518的油面位置稍上方处，因润滑油在离心力作用下仅直接向倾斜孔511内面的外周侧偏心，这从润滑油的上升力方面是有益的。但是，从曲轴505下端的倾斜孔511的开口面吸入的箭头所示的上升流519分流成在离心力作用下向上扬的箭头所示的支流520和从倾斜孔511的开口面向倾斜孔511外流出的箭头所示的支流521，该支流521与从倾斜孔511的开口面吸入的上升流519合流，再次流入倾斜孔511内，反复进行这样的短路，成为了润滑油518向倾斜孔511内流入的流入量损失的主要原因。进一步，由于曲轴505的转速越低，离心力越小，增加了向倾斜孔511外流出的支流521的比例，存在着不能向上方的滑动部输送充足的润滑油的缺点。

另外，作为加大吸入用离心力的结构的其他密闭型电动压缩机，具有USP5707220号公报所公开的技术。可是，在该以往例中，因润滑油的通过路径复杂，产生了供给的不安定性，并且结构复杂、部件数目增多，具有装配性差的技术问题。

再者，作为其他种类的以往的密闭型电动压缩机，具有WO00/01949公报所公开的技术。该技术是在外周表面施加螺旋槽的定子与旋转的套筒之间，通过润滑油的粘性作用，将润滑油沿着螺旋槽向上吸的机械式油泵方式。尽管从在低速区域（1200r/min~1800r/min）可确保供油量的观点考虑是一种可靠性高的方法，但因该构造与通过离心力的油泵方式

相比，非常复杂，部件数目也多，因此成本高、而且具有装配作业性差的缺点。

发明内容

本发明的目的在于提供一种能够解决上述以往的技术问题，即使在低速旋转时也可有效地吸上润滑油并且通过简单的构成得到装配作业性好的密闭型电动压缩机的润滑油泵系统。

本发明的密闭型电动压缩机具有以下构成。

具有由定子和转子构成的电动马达部、通过固定在电动马达的转子上的曲轴旋转来压缩制冷剂的压缩组件部、收纳电动马达部和压缩组件部并具有积存润滑油的积存部的密闭容器的密闭型电动压缩机，其特征在于，曲轴至少由曲轴主轴部和驱动压缩组件部的曲轴偏心轴部构成，具有通过曲轴的旋转，通过曲轴主轴部和曲轴偏心轴部向密闭容器内供给积存部的润滑油的油泵；所述油泵的构成是具有：设在曲轴主轴部的内部，起始于浸渍在积存部的曲轴主轴部的下端部、倾斜于具有规定长度的曲轴主轴部的轴心的倾斜通路部；设置在曲轴主轴部的下端部，比倾斜通路的横截面要小的缩径部；设置在倾斜通路部的上端部的连通部；设置在与连通部连通的上述曲轴主轴部的外周上的螺旋槽；与螺旋槽连通并设置在曲轴偏心轴内的连通孔。

通过采用如此结构，由缩径部围住的曲轴主轴部下端的润滑油受到曲轴的旋转所产生的离心力的同时，因为被缩径部接住向下的力而增加了离心力所产生的向上的力，可在倾斜通路内向上方移动。进一步，通过倾斜通路的倾斜更有效地提升了润滑油的扬程，能够获得较大的油输送力。

此外，由于能够进行至少包含曲轴的运转转速为1200r/min～1800r/min的运转转速的运转，可将压缩机的输入抑制的较小，与稳定的供油相结合，可实现低耗电的运转。

进一步，使从曲轴主轴部的最下端到连通部的中心的距离对形成倾斜通路部的区域的曲轴主轴部的直径的比率为E，进一步，使从曲轴主轴部的轴心到倾斜通路的外径的最大长度对曲轴主轴部的半径的比率为F时，通过使比率E与比率F的关系为

$$F \geq 0.166E^2 - 0.683E + 1.44,$$

通过使各参数最佳化，可成为可最大限度地灵活运用离心力的油泵，即使在运转转速较低の場合，也可获得较大的油输送力。

进一步，缩径部通过将圆板状的盖件插入并固定在曲轴主轴部的下端而构成。可节省材料费用，并能够进行盖件的位置不会错位的装配。

进一步，使倾斜通路的直径与设在缩径部的中心部的吸入孔的直径比为1:0.25~0.5，可成为在将低运转转速区域的供油量维持在最大的状态下，能够增减高运转转速区域的供油量的油泵，相对各运转转速可得到合适的供油量。

进一步，在倾斜通路内插入并固定有平板状的分割器，抑制了倾斜通路内的油滑动，特别是可确保在低运转转速时稳定的供油。

进一步，分割器为上下对称形状的平板状，至少在下端部的大致中央具有大致为半月状的缺口，并且具有长度方向的大致中央部位的宽度大于上端部和下端部的压入部。因此，通过设置在分割器的两端部的大致半月状的缺口，即使分割器的下端与缩径部的中心错开，缩径部的被分割的2个流入口的开口比也不会变化，通过加大长方向的中央附近的宽度，分割器的插入不分方向，并且分割器的弯曲非常少，可提高装配性能。

进一步，从倾斜通路的下端部向倾斜通路的深度方向设台阶部，使从倾斜通路的下端部至台阶部的距离与分割器的长度相等。因此，由于可以将倾斜通路分多次加工，可提高加工精度的同时，在将分割器插入倾斜通路内时，分割器的上端面的边缘被倾斜通路的台阶固定，可以进行分割器的位置不会发生错位的组装。

进一步，在倾斜通路上端形成圆锥部的同时，连通部的至少一部分与圆锥部交叉地构成。因此，能够增厚曲轴的连通部上方的壁厚，可防止在该部位容易发生的咬破现象（螺旋槽的底部破损产生较大的孔的现象。在壁厚较薄时容易发生）。

进一步，设有从倾斜通路连通至曲轴主轴部的外周面，向密闭容器内的空间开放的排气连通部。因此，由于从油面位置到排气连通部的中

心的高度方向的距离增大，润滑油从排气连通部流出的量减少，可以使向上吸的润滑油量相对增加。

附图说明

图1为本发明的实施例1的密闭型电动压缩机的剖视图。

图2为实施例1的曲轴主要部分的剖视图。

图3为示出实施例1的润滑油上吸动作状况的主要部分的剖视图。

图4为将比率F作为参数的供油量与比率E的相关特性图。

图5为通过图4导出的比率E与比率F的相关特性图。

图6为运转频率与供油量的相关特性图。

图7为本发明的实施例2的曲轴主轴部的下部放大的剖视图。

图8为实施例2的供油量与比率G的特性相关图。

图9为本发明的实施例3的曲轴主轴部下部的放大的剖视图。

图10为分割器的立体图。

图11为图9的D部放大的剖视图。

图12为本发明实施例4的曲轴主轴部的倾斜通路的上端部的放大的剖视图。

图13为本发明的实施例5的曲轴主轴部的轴承部的放大的剖视图。

图14为以往例的密闭型电动压缩机的剖视图。

图15为图14所示的以往例的润滑油上吸动作状况的主要部分的剖视图。

具体实施方式

以下，参照附图说明本发明的实施例。

实施例1

图1为本发明实施例1的密闭型电动压缩机的剖视图，图2为实施例1的曲轴主要部分的剖视图，图3为示出实施例1的润滑油上吸动作状况的主要部分的剖视图。

密闭型电动压缩机本体1的结构为，在上下密闭容器2内，收纳有由定子3a和转子3b构成的电动马达3，和将压缩机构4与缸体5一体化的压缩机组件6。曲轴7的曲轴主轴部7a由缸体5的轴承部8支承，连杆10连接在上部的曲轴偏心轴部7b上，通过活塞销11与在汽缸12内滑动的活塞13连

接。阀板14具有吸入孔、吸入阀、排出孔、排出阀（均未图示）。汽缸盖15在内部划分为吸入室、排出室（均未图示）。并且，与吸入消音器16连接。润滑油30积存在密闭容器2的下部。

如图2所示，在曲轴主轴部7a内穿设倾斜通路19，并且还在倾斜通路19的下端设有缩径部17，缩径部17具有用于吸入润滑油30的小径吸入孔29。倾斜通路19是倾斜于曲轴主轴部7a的轴心而设置的润滑油30的通路，缩径部17的吸入孔29的中心位于其内径中心。

另外如图1所示，倾斜通路19的上端以到达缸体5的轴承部8的下方的方式穿孔，并且，在倾斜通路19的上端部，倾斜通路19设置成接近于曲轴主轴部7a的外周面。如图1和图2所示，在倾斜通路19上方的曲轴主轴部7a的外周部设有螺旋槽20，该螺旋槽20通过设置在倾斜通路19上端部的下部连通部21而与倾斜通路19连通。

如图2所示，在如此结构中，按如下方式定义图示的各数值。Y为曲轴主轴部7a的穿设有倾斜通路19的区域的轴的直径，H为从曲轴主轴部7a的最下端到下部连通部21的中心的高度。从曲轴主轴部7a的最下端到下部连通部21的中心的高度H对曲轴主轴部7a的轴的直径Y的比率为E（ $E=H/Y$ ）。此外，P为曲轴主轴部7a的轴的半径，即 $Y/2$ ，R为从曲轴主轴部7a的轴心到倾斜通路19的外径的最大长度。从曲轴主轴部7a的轴心到倾斜通路19的外径的最大长度R对曲轴主轴部7a的轴的半径P的比率为F（ $F=R/P$ ）。

下面，对上述结构的作用进行说明。

图3为示出曲轴7旋转时，曲轴主轴部7a的下端部上的倾斜通路19内的润滑油30上吸动作状况的主要部分的剖视图。通过曲轴7的旋转，倾斜通路19内的润滑油30在离心力作用下呈现抛物线状的自由表面。从设置在缩径部17上的吸入孔29流入的箭头所示的润滑油A分流成在离心力作用下向上扬的箭头所示的支流B，和在倾斜通路19的壁面滑动的箭头所示的支流C。尽管反复地进行支流C被缩径部17的壁面反射、并与支流B合流的短回路，但由于避免了现有例的、一度流入倾斜通路19内的润滑油30又向倾斜通路19外流出的现象，可显著地抑制润滑油30向倾斜通路19

内流入的流入量损失。即，通过缩径部17接住向下的力，与以往相比，增加了向上的力，将润滑油30向倾斜通路19内的上方输送的力变大。

图4为示出使用具有相同外径的曲轴7、从曲轴主轴部7a的最下端到下部连通部21的中心的高度H对曲轴主轴部7a的轴的直径Y的比率E ($E=H/Y$) 与供油量的相关性。并且，该图4表示将从曲轴主轴部7a的轴心到倾斜通路19的外径的最大长度R对曲轴主轴部7a的轴的半径P的比率F ($F=R/P$) 作为参数，使曲轴7的运转转速为固定值1200r/min的结果。另外，使用的润滑油为酯油，粘度为10~15mm²/sec。正如图4所示，在任意一个比率F下，均可确认为，随着比率E的增加，供油量有减少的倾向。为了使润滑油30上扬，必要条件是，作用在润滑油30上的离心力所产生的向上的力要克服重力或滑动所引起的向下的力，前述比率E越小，向上输送的力就越大。此外，根据图4，也可确认为，随着比率F变大，也存在着供油量变多的倾向。这是由于比率F越大、作用于倾斜通路19内的润滑油30上的离心力越大的缘故，当然，比率F越接近1，输送力就越大。

在图4中示出了作为本实施例一例的、向曲轴7上方的供油量未达到40mL/min时，润滑油30向滑动部位的供给不足，可能发生磨耗的某供油临界线40a。

图5表示根据图4的结果、在运转转速为1200r/min时，可确保40mL/min的供油量的比率E与比率F的关系。该图示出了运转转速为1200r/min时，可确保供油量为40mL/min的供油临界线40b。该临界线40b由(2)式表示。另一方面，在供油临界线40b的上方，具有可确保供油量在40mL/min以上的供油充足区域40c，该区域由(1)式表示。另外，在供油临界线40b的下方，具有供油量不足40mL/min的供油不充足区域40d，该区域由(3)式表示。

$$F \geq 0.166E^2 - 0.683E + 1.44 \dots (1)$$

$$F = 0.166E^2 - 0.683E + 1.44 \dots (2)$$

$$F < 0.166E^2 - 0.683E + 1.44 \dots (3)$$

通过这些结果可以看到，为了确保40mL/min作为供油量，只要是比率E与比率F满足上述(1)式的设计就可以了。

图6是表示利用同一直径的曲轴主轴部7a, 现有例与本发明的密闭型电动压缩机的运转转速与供油量的相关性的图。在此, 作为本发明的曲轴主轴部7a的参数, 使比率E的范围为2~3, 比率F的范围为0.77~0.9, 进一步比率E与比率F的关系满足前述(1)式。另外, 图6中, 以旋转频率表示运转转速, 通过将图中的旋转频率乘以60而换算为运转转速。从图中可以看出, 本发明的密闭型电动压缩机的供油量在整个运转转速中, 多于已往例, 即使在低转速区域(1200r/min~1800r/min)也能确保对滑动部的润滑十分必要的供油量。而且, 由于低速的运转成为可能, 与稳定的供油相结合, 可将压缩机的输入抑制的较小, 能够实现低耗电。

另外, 在本实施例中, 使比率E的范围为2~3, 但在比率E未达到2的场合, 对于安装在曲轴主轴部7a下部的转子3b的嵌合长度(现状为10~20mm左右)几乎没有富裕量, 谈不上现实地设计。另一方面, 比率E大于3时, 扬程变高, 不能充分确保低转速运转区域(1200r/min~1800r/min)的供油量。

此外, 在本实施例中, 使比率F的范围为0.77~0.9, 但在比率F的范围未达到0.77时, 不能获得油输送力所必须的离心力, 不能充分确保低运转转速区域(1200r/min~1800r/min)的供油量。另一方面, 大于0.9时, 曲轴主轴部7a的外周壁面与倾斜通路19间的壁厚会达不到1mm, 在承受压缩负载时, 在壁厚较薄部分, 可能发生缺口或裂缝。

因此, 为了设计即使在低运转转速区域也能够进行压缩运转的曲轴7的供油系统, 最好比率E的范围为2~3, 比率F的范围为0.77~0.9, 并且比率E与比率F的关系适用前述(1)式。

另外, 通常, 由活塞13、汽缸12构成的压缩机构4的温度高于从曲轴7的曲轴偏心轴部7b的上端飞散的润滑油30的温度。因此, 根据本发明的实施例, 增加散布到压缩机构4的润滑油30的量, 可充分发挥对压缩机构4的冷却效果。其结果, 在抑制滑动表面的磨耗、提高可靠性的同时, 也可抑制被压缩机构4吸入的气体的温度上升, 从而可提高密闭型电动压缩机的效率。

实施例2

图7为本发明实施例2的曲轴主轴部的下部的放大的剖视图。

正如图7所示，在曲轴主轴部7a的下端部形成扩管部18和缩径部17。从扩管部18的上端成为润滑油的通路的倾斜通路19以倾斜于曲轴主轴部7a的轴心的方式穿孔。并且，扩管部18的内周部的直径形成为大于倾斜通路19的直径。通过冲裁普通钢材等形成的平圆板形的在中央部设用于吸入润滑油30的吸入孔29的盖件31插入并固定在扩管部18的内周面。缩径部17为扩管部18、设吸入孔29的盖件31的统称。

U为倾斜通路19的直径，X为设置在缩径部17的中心的吸入孔29的直径。设置在缩径部17的中心的吸入孔29的直径X对倾斜通路19的直径U的比率为G（ $G=X/U$ ）。

在本发明的实施例2中，用以SS（不锈钢）或SK（日本标准）材为代表的普通钢材作为盖件31的材质，通过钢材的冲裁，将盖件31形成圆形状，并压入扩管部18的内周，因此，用较低的材料费用就可实现良好的作业性。另外，通过使扩管部18的直径与倾斜通路19的直径不同的台阶状，在压入盖件31时，不会引起盖件31的错位，可稳定地装配。

此外，对于盖件31的材质，除了普通钢材外，使用低成本的非铁金属或塑料材料等也可获得同样的效果。

图8为利用具有同一直径的曲轴，计测供油量与比率G的相关性而获得的数据。该图表示比率E为2.6，比率F为0.82，以1200r/min和4320r/min这两个条件为代表值作为运转转速的结果。另外，使用的润滑油为酯油，动粘度为 $10\text{mm}^2/\text{sec}\sim 15\text{mm}^2/\text{sec}$ 。40e是比率G为0.25的线，40f是比率G为0.5的线。由该图可知，即使在任一运转转速下，均可确认在比率G为0.25的线40e和比率G为0.5的线40f的范围内，具有供油量为最大值的点。并且，可以确认，在运转转速为1200r/min时，在比率G为0.25~0.5的范围内，几乎没有供油量的差，而在运转转速为4320r/min时，在比率G为0.43附近，明显呈最大的峰值。

随着形成于缩径部17的中心的吸入孔29的直径变大，对于低运转转速或高运转转速的任何一方，供油量减少的原因可以认为是，承受由离心力产生的向下力的能力降低、流入倾斜通路19内的润滑油30的流入量损失增加的缘故。

另一方面，运转转速为4320r/min时，随着比率G小于0.43、供油量显著降低的原因可以认为是，由于因高速运转旋转而产生的离心力的较强作用，将润滑油30向上扬的油输送力变高，从吸入孔29吸入的润滑油30的量不能追随向上扬的润滑油30的量的缘故。随着如此比率G变小、供油量显著减少的倾向确认为，运转旋转数在3000r/min以上。相反，在低运转转速区域，可以认为是，由于从吸入孔29吸入的润滑油30的量较少，能够追随向上扬的润滑油30的量的范围扩大，比率G的范围变大。可以确认，在1800r/min以下会出现具有在这样低运转转速区域的供油量成为平坦的比率G的范围的现象。

正如上述，根据本发明的实施例2能够提供一种油泵，该油泵的倾斜通路19的直径与设置在缩径部17中心部的吸入孔29的直径比为1: 0.25~0.5，能够在将低运转转速区域的供油量维持在最大的状态下，增减高速运转旋转数区域的供油量。特别是，在高运转转速区域，从位于曲轴7上方的曲轴偏心轴部7b的上端面排出的润滑油30的量显著增多时，有可能出现根据密闭容器2的板厚或材质形状、或者缸体5的形状等，润滑油30的飞溅所引起的噪音的问题。可是，根据本实施例2，通过从0.25~0.5的范围内适当地选定比率G，相对各运转转速设定适当的供油量，能够防止特别是高运转转速区域的润滑油30的飞溅所引起的噪音问题。

实施例3

图9是本发明的实施例3的曲轴主轴部的下部的放大的剖视图。图10为分割器的立体图，图11为图9中D部放大的剖视图。

扩管部18形成于曲轴主轴部7a下端。倾斜通路19为从扩管部18的上端而设的润滑油通路，扩管部18的中心包含在其内径内。分割器26为压入并固定在倾斜通路19内的薄平板状的构件，在上下端具有大致呈半月状的缺口27，为了没有上下的方向性上下对称地形成。在分割器26上有将大致中间位置稍微加宽的压入部28。另外，倾斜通路19具有2段以上的台阶，使其直径从扩管部18的上端台阶状地微缩至少1次以上，具有作为倾斜通路19的直径成为最大的第1段倾斜通路19a和相当第1段倾斜通路19a与第2段的边界的倾斜通路内的台阶19b。第1段倾斜通路19a的高度与分割器26的高度相等。

流入倾斜通路19内的润滑油30伴随曲轴7的旋转而旋转的同时向上扬，但是由于润滑油30所具有的粘性作为与倾斜通路19内的旋转方向相反方向的阻力作用，倾斜通路19内的润滑油30的旋转速度表示出比实际的曲轴7的旋转速度慢的倾向。特别是，在低运转转速区域（1200r/min～1800r/min），由于马达发热或滑动发热所致的润滑油30的温度上升量小、润滑油30的粘度维持在比较高的状态下，润滑油30与曲轴7的旋转速度差变得更大。如此，曲轴7与倾斜通路19内的润滑油30的旋转速度差对油输送力的降低有很大的影响。

在此，根据本发明的实施例3，通过将插入并固定于倾斜通路19内的分割器26的搅拌所致的润滑油30的上拢作用相并用，来提高油的输送力，流入倾斜通路19内的润滑油30的旋转速度与实际的曲轴7的旋转速度大致同步，即使在低运转转速区域，也可将充足的供油量向上扬。

而且，通过设置在分割器26两端部的大致半月状的缺口27，即使分割器26与缩径部17的中心错开，缩径部17的被分开的2个流入口的开口比也不会变化。另外，设有分割器26的长方向的中央附近的宽度变大的压入部28，分割器26的插入和固定容易，并且可在分割器26的弯曲非常少的状态下组装，可提高作业性。

此外，使倾斜通路19的直径从扩管部18上端台阶状地缩小直径至少一次以上，具有2段以上的台阶的倾斜通路19，而且，使起始于扩管部18的上端的第1段倾斜通路19a的深度与分割器26的高度相同。因此，在将盖件31嵌入扩管部18内时，即使盖件31与分割器26的下端面接触并施加负荷，分割器26的上端面的边缘26a也被倾斜通路19的台阶19b限制，可进行分割器26的位置不会发生错位的装配。

实施例4

图12为本发明实施例4的曲轴主轴部的倾斜通路的上端部放大的剖视图。

在曲轴主轴部7a上设有倾斜通路19，在倾斜通路19的上端具有圆锥部33。在圆锥部33上具有棱线部分33a。并且，设有使倾斜通路19内的润滑油进一步向上扬的下部连通部21。

在此，为了有效地提高润滑油的扬程，为了确保低速区域的供油量，倾斜通路19从曲轴主轴部7a的下方向上方倾斜于曲轴主轴部7a的外周侧。因此，在采用使下部连通部21贯穿倾斜通路19的侧内壁面的结构时，倾斜通路19的最上端部分以及圆锥部33必然位于下部连通部21的上方，因此，该部分的壁厚变得最薄。因此，将下部连通部21为起点向上方加工螺旋槽（未图示）时，螺旋槽20（图1）的最底部与倾斜通路19的最上端以及圆锥部33之间有可能发生咬破现象（螺旋槽的最底部破损、产生较大孔的现象。在壁厚薄时容易发生）。

可是，根据本发明的实施例4，由于下部连通部21或下部连通部21的一部分形成于倾斜通路19上端的圆锥部33的棱线部分33a上，所以在确保低运转转速区域的供油量的条件下，还确保了曲轴主轴部7a的下部连通部21的上方的壁厚，即使实施螺旋槽20的加工，也可防止在该部位发生咬破现象，可降低制造工序上的损耗成本。

实施例5

图13为本发明实施例5的曲轴主轴部的轴承部的放大的剖视图。

曲轴7的曲轴主轴部7a由缸体的轴承部8支承。转子3b热套于曲轴主轴部7a上。在曲轴主轴部7a内具有倾斜通路19，在形成于缸体的轴承部8与转子3b的上端面之间的间隙34的位置，设有从倾斜通路19向曲轴主轴部7a的外周面连通的排气连通部25。

根据本发明的实施例5，为了防止由于积存于倾斜通路19内的气体而产生扼流使得润滑油30很难向上扬的供油不全现象，可将积存于倾斜通路19内的气体从排气连通部25，通过由轴承部8的下端与转子3b的上端面构成的间隙34有效地放出的同时，由于可充分确保从油面位置到排气连通部25的中心的高度，润滑油从排气连通部25流出的量的比例减少，所以可确保有给予滑动部的润滑充足的供油量。

另外，虽然本实施例5的排气连通部25的至少一部分是施加在由曲轴主轴部7a和轴承部8构成的滑动部，但是通过在排气连通部25的朝向曲轴主轴部7a外周侧的出口孔25a实施倒角，能够防止由缸体的轴承部8与曲轴主轴部7a外周面构成的轴颈轴承部发生油膜缺损现象。

此外，从倾斜通路19内的排气作用和防止轴颈轴承部的油膜缺损的两个观点出发，希望出口孔25a的直径为 $\phi 3\text{mm} \sim \phi 6\text{mm}$ ，其倒角角度为 $90^\circ \sim 120^\circ$ 。

产业上的可利用性

正如上述，本发明是具有由：形成于主轴的下部、从下方向上方向外侧倾斜的倾斜通路；形成于主轴下端在中心部设有直径比倾斜通路的断面要小的吸入孔的缩径部；使倾斜通路和螺旋槽的下端连通的下部连通部构成的油泵的设备，被缩径部围住的曲轴主轴部下端的润滑油受曲轴旋转所产生的离心力，通过缩径部接住因离心力所产生的向下的力，增加了向上的力，并在倾斜通路内向上移动。此外，由于倾斜通路的倾斜更有效地提升了润滑油的扬程，因此可获得较大的油输送力，即使在低速旋转时，也可实现能够有效地吸上必要的润滑油的密闭型电动压缩机。

另外，可通过简单的结构、得到装配作业性好的密闭型电动压缩机。

图 1

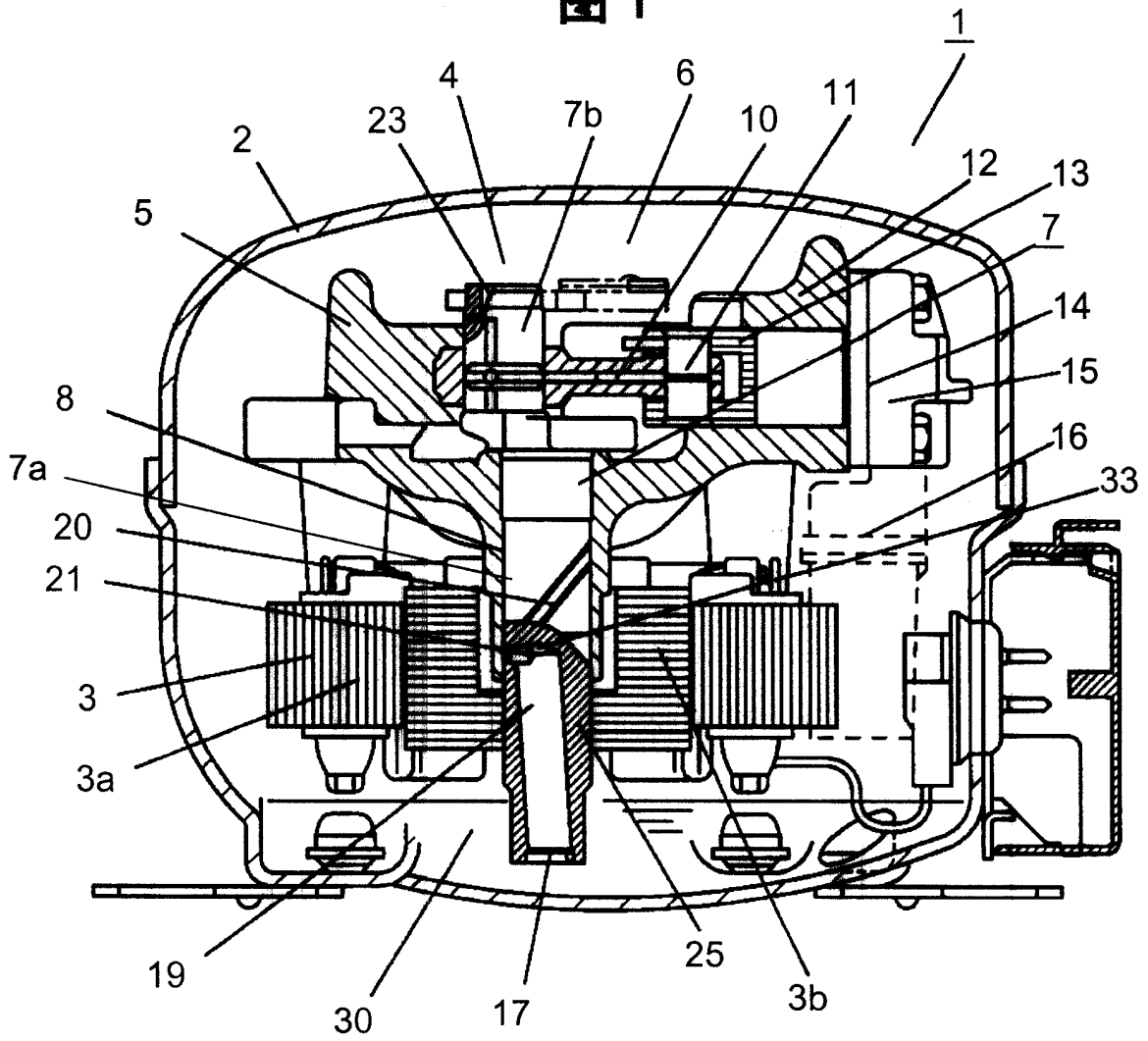
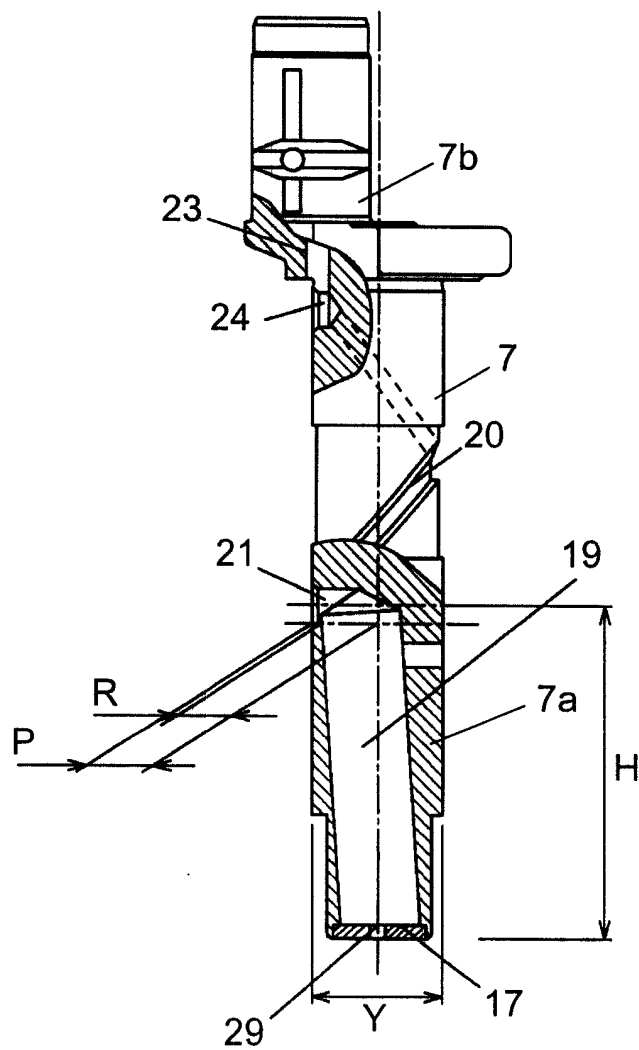


图 2



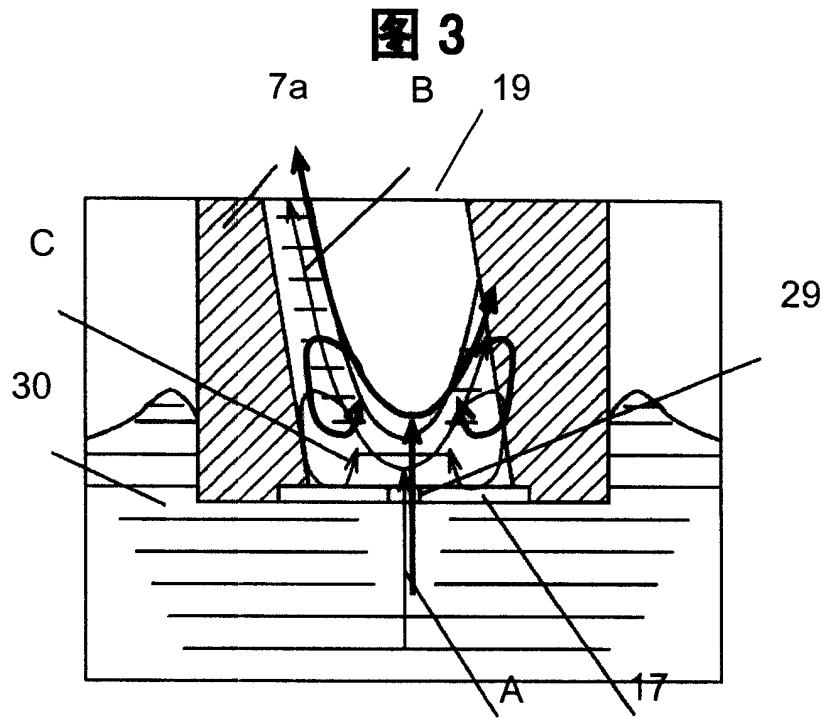


图 4

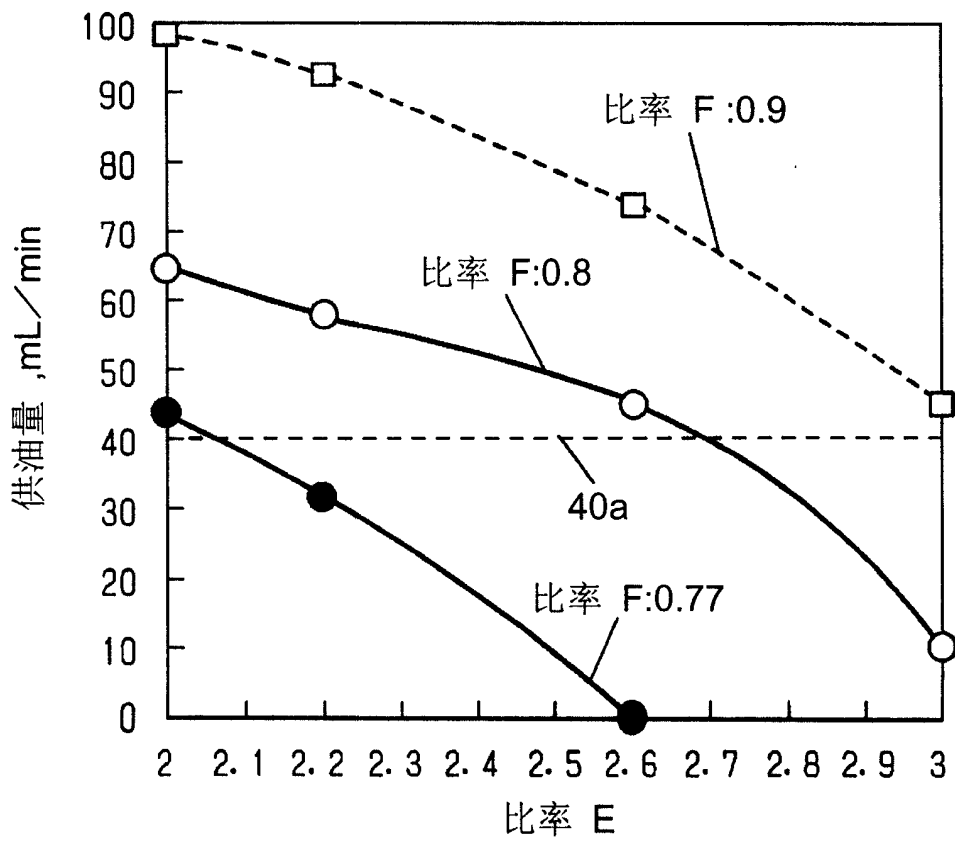


图 5

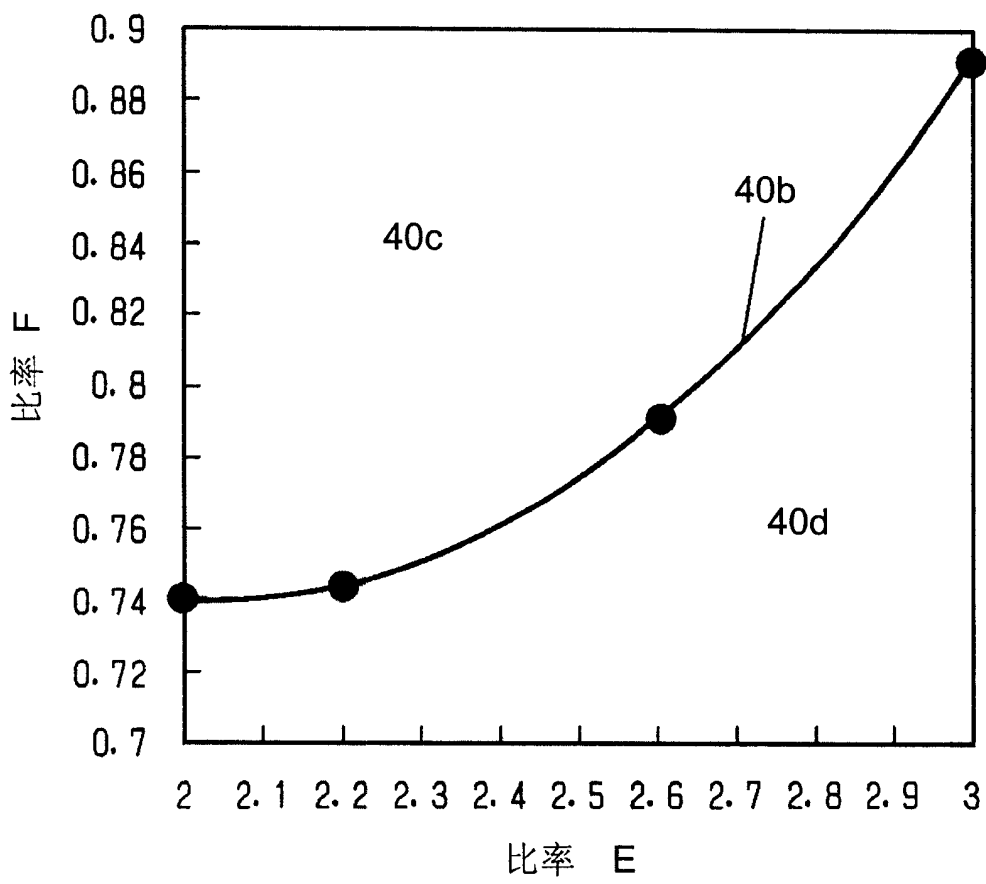


图 6

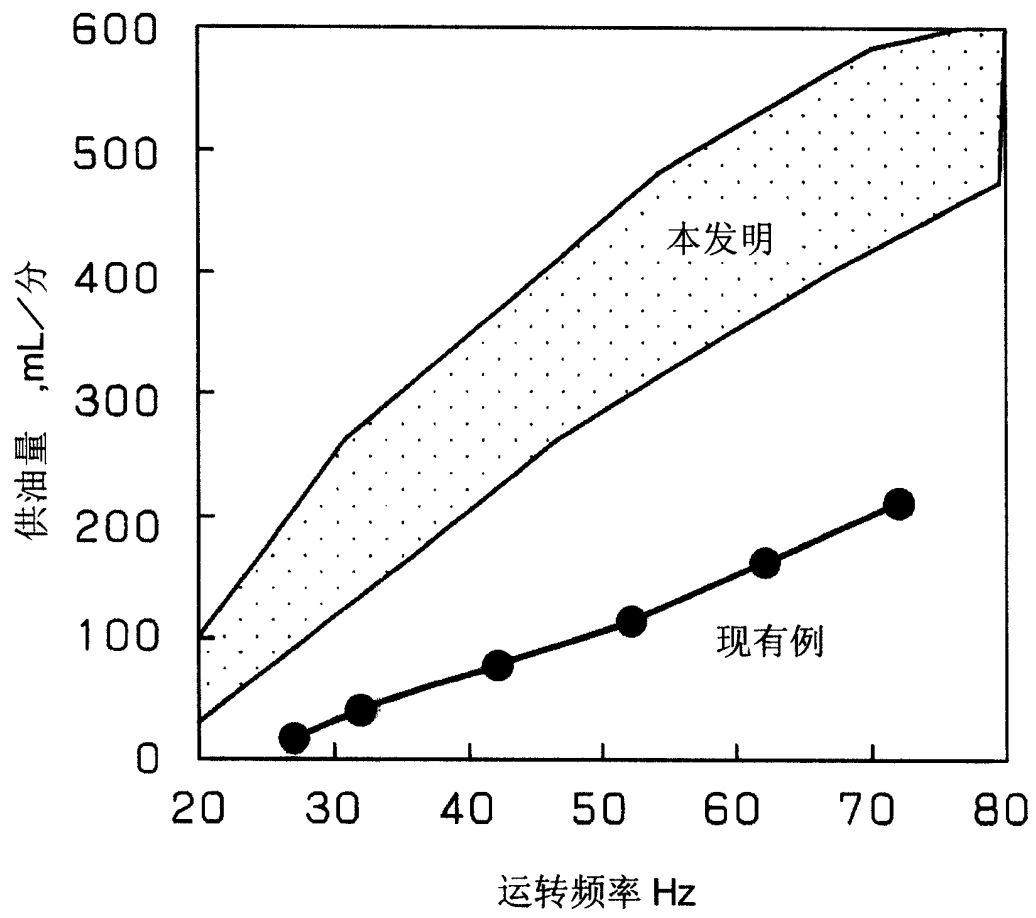


图 7

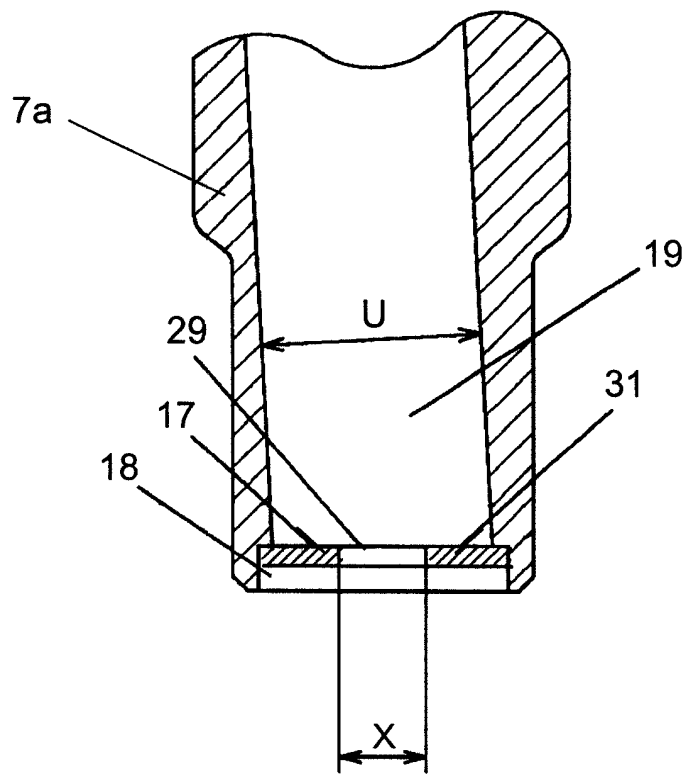


图 8

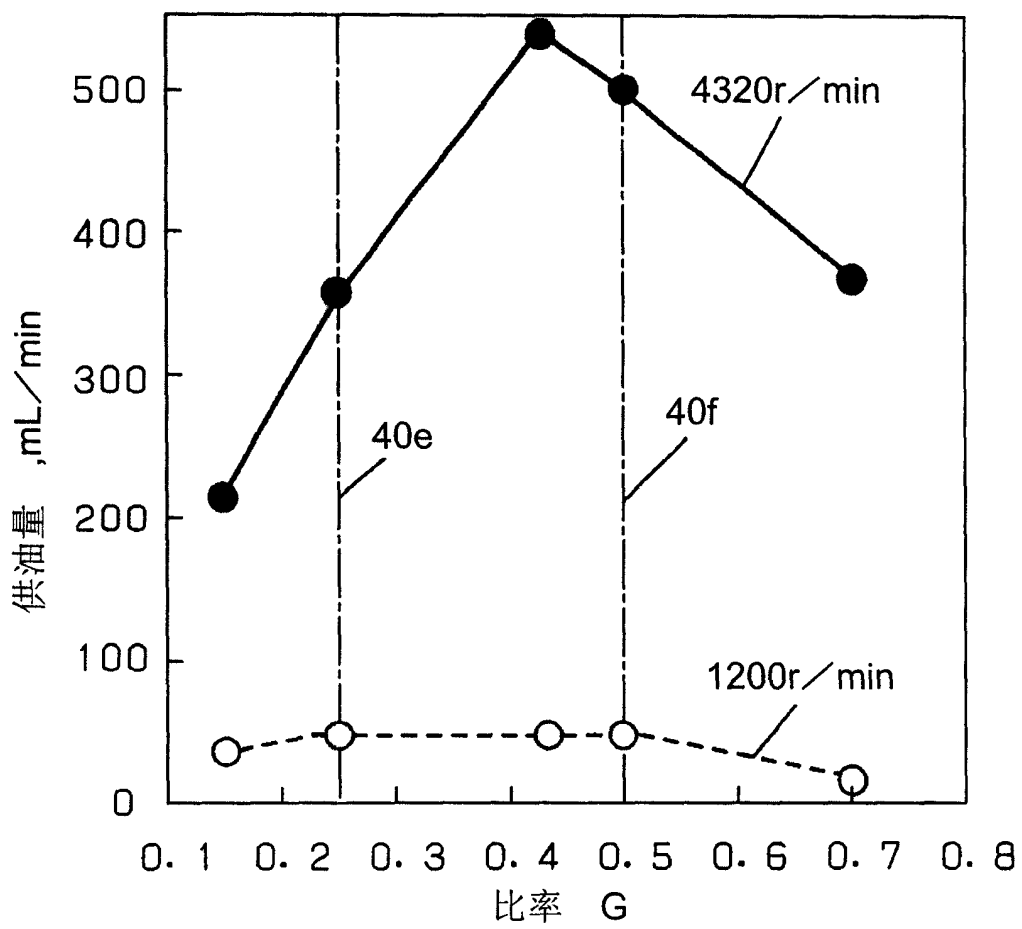


图 9

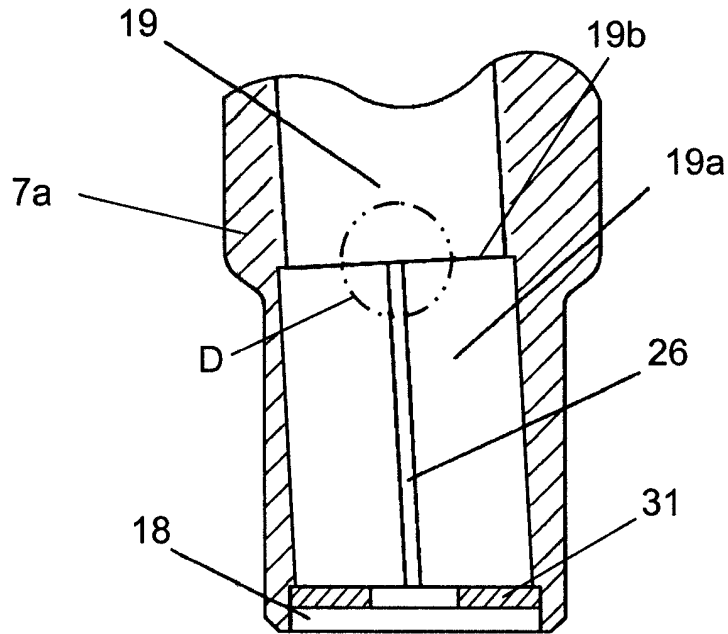


图 10

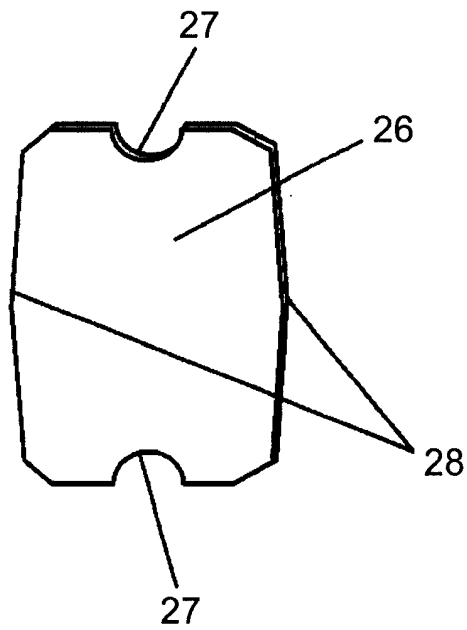


图 11

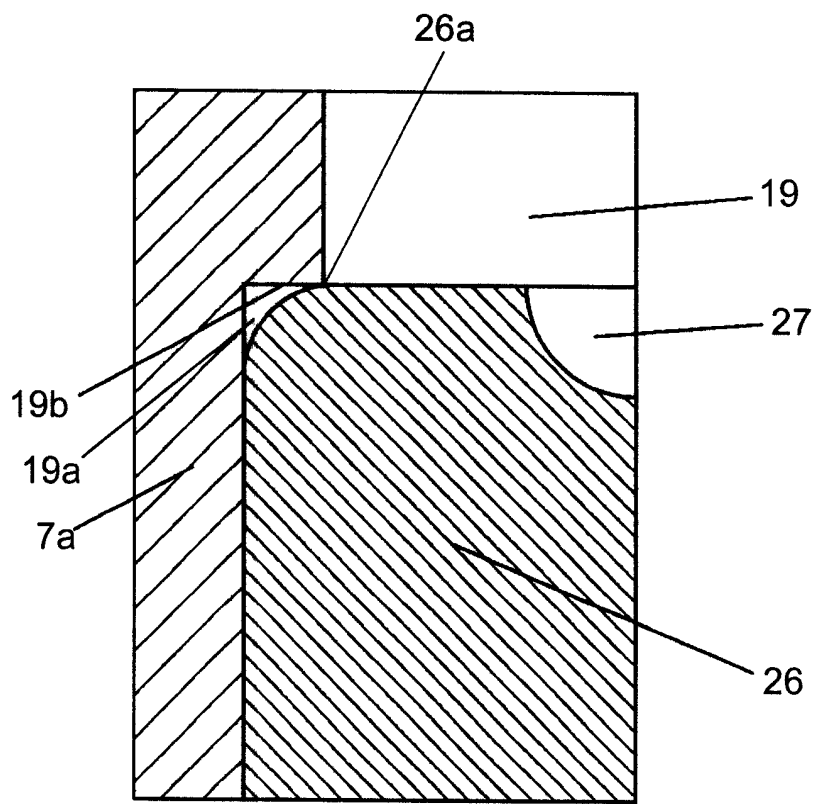


图 12

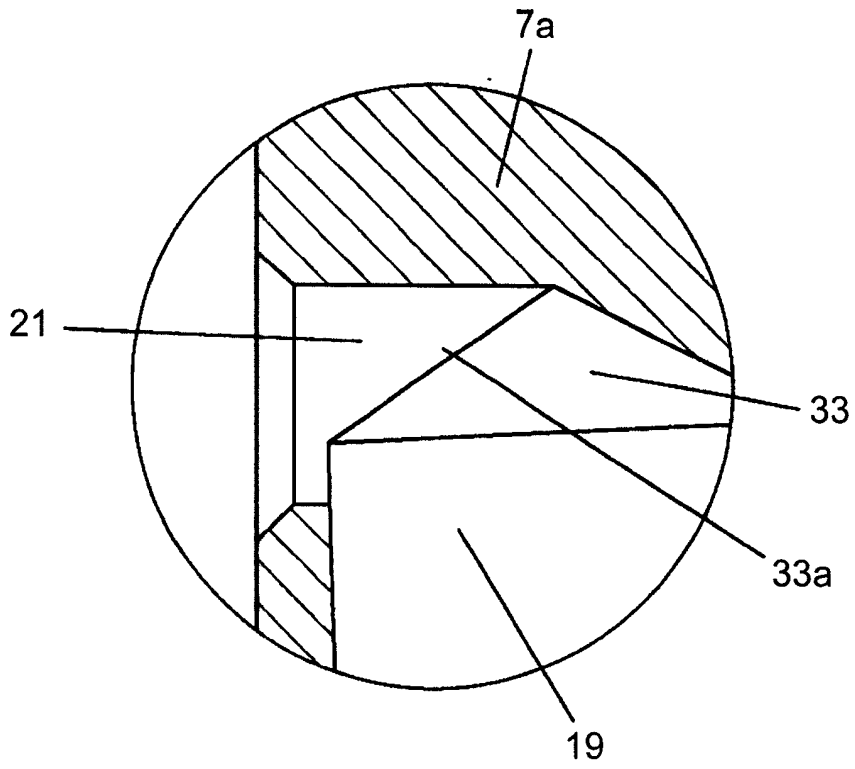


图 13

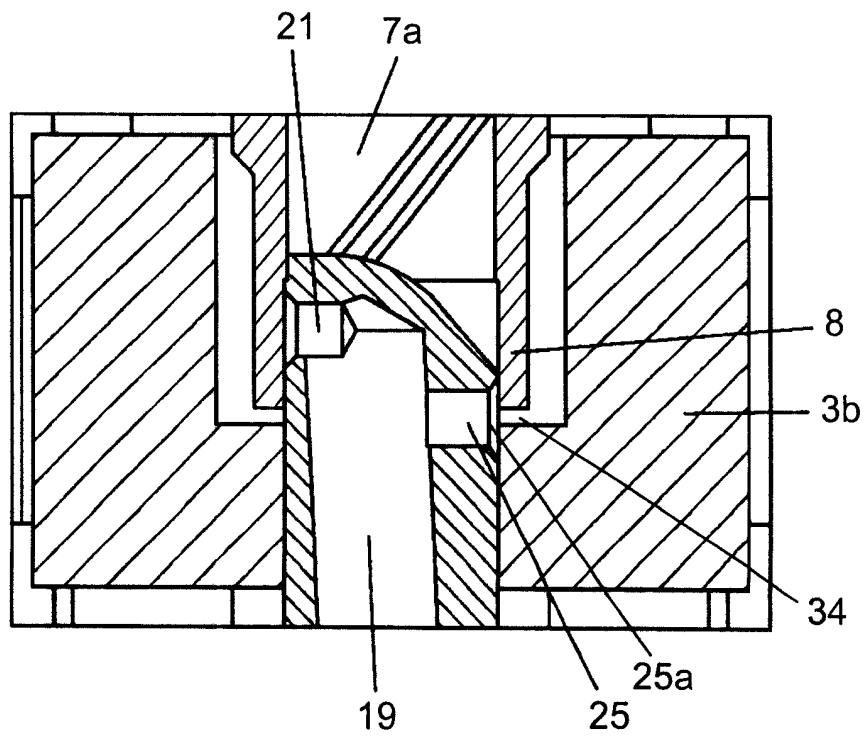


图 14

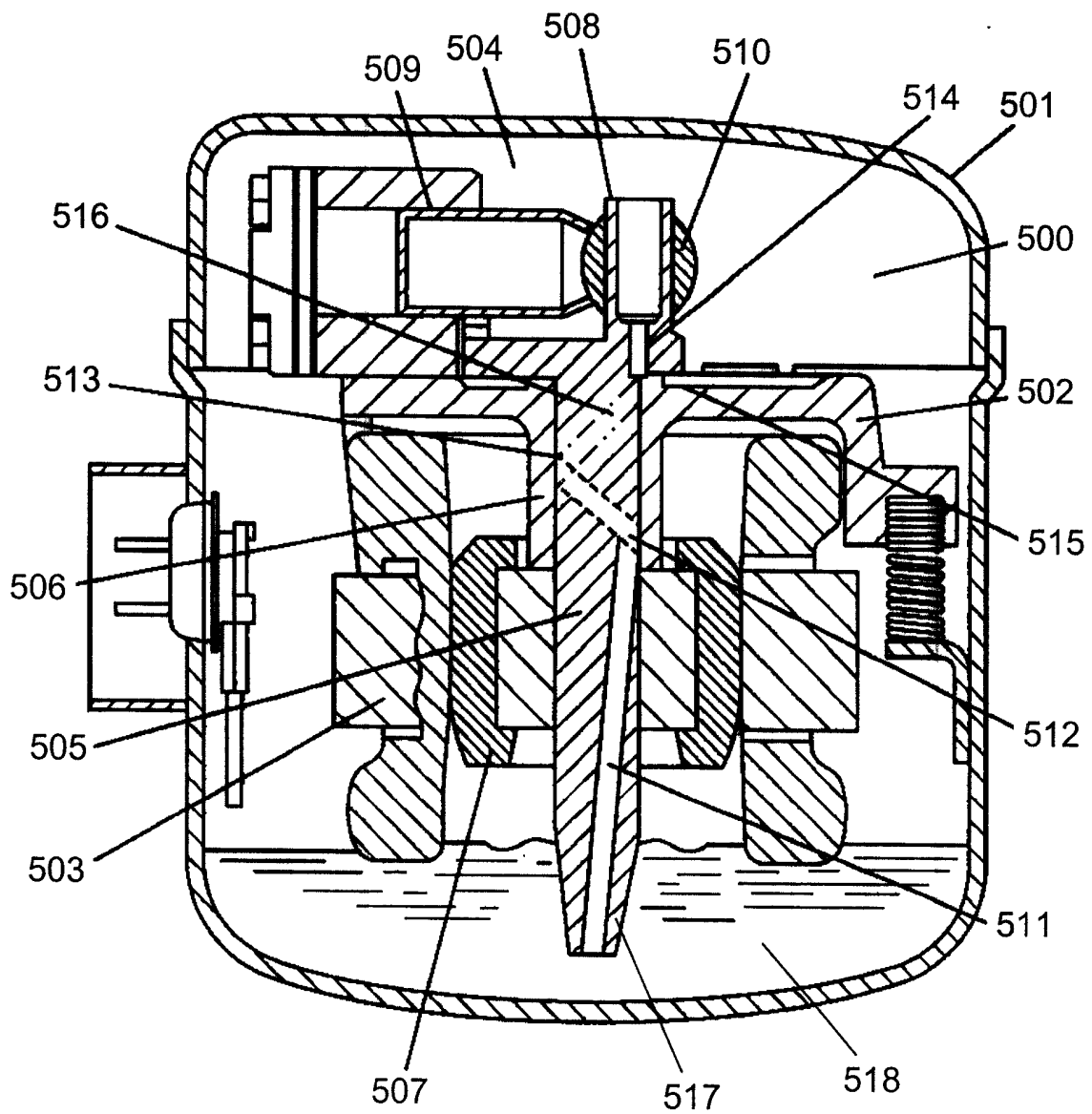
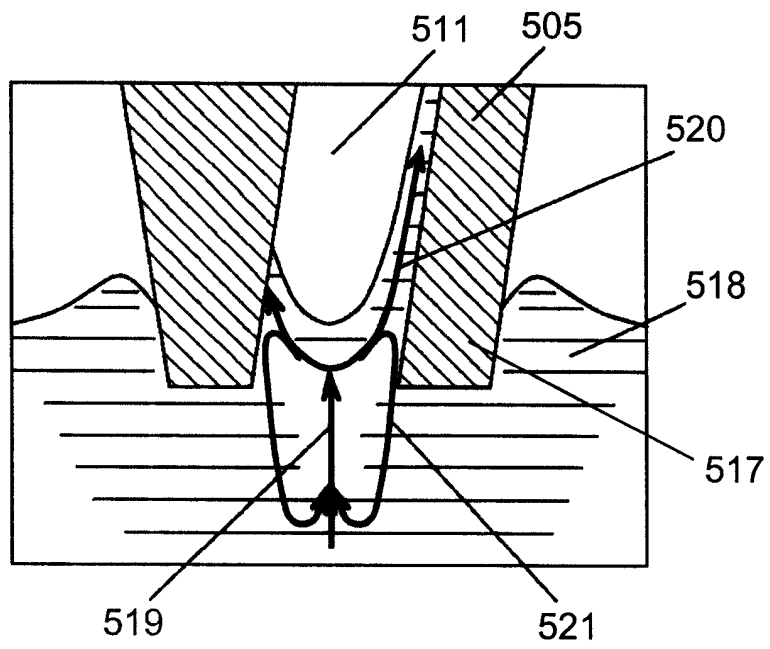


图 15



附图参照符号一览表

- 1 电动压缩机本体
- 2 上下密闭容器
- 3 电动马达
- 3a 定子
- 3b 转子
- 4 压缩机构
- 5 缸体
- 6 压缩机组件
- 7 曲轴
- 7a 曲轴主轴部
- 7b 曲轴偏心轴部
- 8 轴承部
- 10 连杆
- 11 活塞销
- 12 汽缸
- 13 活塞
- 14 阀板
- 15 汽缸盖
- 16 吸入消音器
- 17 缩径部
- 18 扩管部
- 19 倾斜通路
- 20 螺旋槽
- 21 下部连通部
- 23 连通孔
- 24 上部连通部
- 25 排气连通部
- 25a 出口孔
- 26 分割器

- 26a 边缘
- 27 缺口
- 28 压入部
- 29 吸入孔
- 30 润滑油
- 31 盖件
- 33 圆锥部
- 33a 棱线部分
- 34 间隙