



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103946565 A

(43) 申请公布日 2014. 07. 23

(21) 申请号 201280052859. 6

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2012. 10. 23

F16C 19/26(2006. 01)

(30) 优先权数据

F04B 39/00(2006. 01)

2011-239056 2011. 10. 31 JP

F04C 29/00(2006. 01)

F16C 33/66(2006. 01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2014. 04. 25

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2012/077339 2012. 10. 23

(87) PCT国际申请的公布数据

W02013/065526 JA 2013. 05. 10

(71) 申请人 三菱重工汽车空调系统株式会社

地址 日本爱知县

(72) 发明人 池高刚士 高桥慎一 萩田贵幸

吉冈明纪 平野竹志

(74) 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限

责任公司 11219

代理人 高培培 车文

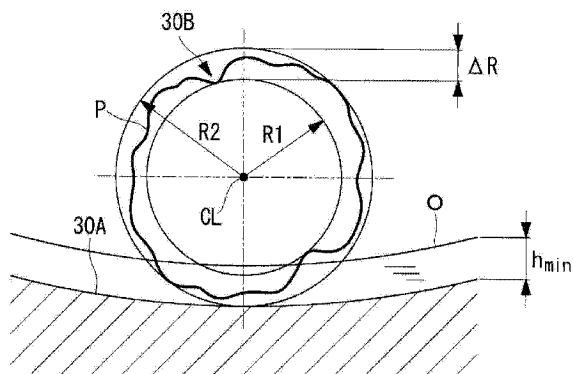
权利要求书2页 说明书8页 附图4页

(54) 发明名称

向心滚子轴承、使用向心滚子轴承的回转机械、向心滚子轴承的设计方法

(57) 摘要

利用润滑油的特性,防止滚子构件的圆度成为过剩品质,并减少单体旋转时的噪声,抑制回转机械的噪声。向心滚子轴承具备外圈构件(30A)、多个滚子构件(30B)及保持器,并向外圈构件(30A)或旋转轴与滚子构件(30B)之间供给润滑油(O),其中,所述滚子构件(30B)的与中心轴线(CL)正交的截面上的圆度(ΔR)设定为由润滑油(O)形成的油膜的最小油膜厚度(h_{min})以下。



1. 一种向心滚子轴承,具备:
外圈构件;
在所述外圈构件的内周面上滚动的多个滚子构件;及
保持器,
并向所述外圈构件或旋转轴与所述滚子构件之间供给润滑油,
所述向心滚子轴承中,
所述滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度设定为由所述润滑油形成的油膜的最小油膜厚度以下。
2. 根据权利要求1所述的向心滚子轴承,其中,
所述最小油膜厚度 h_{\min} 根据下式求出,
$$h_{\min} = R * 2.65G^{0.54} * U^{0.7} * W^{-0.13}$$

其中, R 为相对曲率半径, G 为润滑油的材料参数, U 为滚子构件的速度参数, W 为滚子构件的载荷参数。
3. 根据权利要求2所述的向心滚子轴承,其中,
所述速度参数 U 根据使用所述向心滚子轴承的回转机械中的常用使用转速域的最小值来算出。
4. 根据权利要求1~3中任一项所述的向心滚子轴承,其中,
为了避免在所述滚子构件的前端部附近的外周面与所述外圈构件的内周面或所述旋转轴的外周面接触的接触部产生应力集中,所述滚子构件的外周面的轴向母线以所述滚子构件的外径从轴向中央部侧朝向前端部侧稍变窄的方式弯曲,该滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度的精度从该滚子构件的轴向中央部侧朝向前端部侧下降。
5. 根据权利要求1~4中任一项所述的向心滚子轴承,其中,
所述向心滚子轴承使用于车辆空调机的电动压缩机,在所述滚子构件的转速为 12000 ~ 43000rpm 的范围内使用时,所述圆度设定为至少 $0.8 \mu\text{m}$ 以下。
6. 一种回转机械,将权利要求1~5中任一项所述的向心滚子轴承使用于轴承部。
7. 一种向心滚子轴承的设计方法,所述向心滚子轴承具备:
外圈构件;
在所述外圈构件的内周面上滚动的多个滚子构件;及
保持器,
并向所述外圈构件与所述滚子构件之间供给润滑油,
所述向心滚子轴承的设计方法中,
将所述滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度设定为由所述润滑油形成的油膜的最小油膜厚度以下。
8. 根据权利要求7所述的向心滚子轴承的设计方法,其中,
所述最小油膜厚度 h_{\min} 根据下式求出,
$$h_{\min} = R * 2.65G^{0.54} * U^{0.7} * W^{-0.13}$$

其中, R 为相对曲率半径, G 为润滑油的材料参数, U 为滚子构件的速度参数, W 为滚子构件的载荷参数。
9. 根据权利要求8所述的向心滚子轴承的设计方法,其中,

所述速度参数 U 根据使用所述向心滚子轴承的回转机械中的常用使用转速域的最小值来算出。

10. 根据权利要求 7 ~ 9 中任一项所述的向心滚子轴承的设计方法, 其中,

为了避免在所述滚子构件的前端部附近的外周面与所述外圈构件的内周面或所述旋转轴的外周面接触的接触部产生应力集中, 以所述滚子构件的外径从轴向中央部侧朝向前端部侧稍变窄的方式使所述滚子构件的外周面的轴向母线弯曲, 并使该滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度的精度从该滚子构件的轴向中央部侧朝向前端部侧下降。

11. 根据权利要求 7 ~ 10 中任一项所述的向心滚子轴承的设计方法, 其中,

将所述向心滚子轴承使用于车辆空调机的电动压缩机, 在所述滚子构件的转速为 12000 ~ 43000rpm 的范围内使用时, 将所述圆度设定为至少 $0.8 \mu\text{m}$ 以下。

向心滚子轴承、使用向心滚子轴承的回转机械、向心滚子轴承的设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种适合于在电动压缩机那样高速旋转且要求工作时的安静性的回转机械中应用的向心滚子轴承的设计方法、向心滚子轴承、及使用该向心滚子轴承的回转机械。

背景技术

[0002] 向心滚子轴承主要是承担向旋转轴的半径方向（径向）施加的载荷的轴承，具备外圈构件和在该外圈构件的内周面上滚动的多个滚子构件（滚子）。而且，多具有将各滚子构件的间隔保持为等间隔的呈笼状形成的保持器（保持架）。需要说明的是，在设滚子构件的直径尺寸为 D ，轴向尺寸为 L 时， L/D 远超过 1 而且滚子构件的外径相比被轴支承的轴径特别细的结构特别称为向心滚针轴承。作为具备这样的向心滚针轴承的回转机械，例如，已知有在车辆空调机中用于压缩制冷剂的压缩机（例如参照专利文献 1）。

[0003] 在上述的压缩机那样的构成舒适装备的回转机械中，要求极力减少其工作时产生的噪声。以往，如专利文献 2 公开那样，公开了如下的技术：在对旋转轴的推力方向的载荷进行支承的推力滚针轴承中，形成从滚子构件的滚动面到至少一方的端面形成前端变窄的凸形部，在沿径向获取截面时，所述滚动面的圆度为规定值以下，且在沿轴线方向获取截面时，所述滚动面包含与滚子构件的轴线平行的直线部，由此使滚子构件的滚动稳定而将噪声抑制得较低。

[0004] 【在先技术文献】

[0005] 【专利文献】

[0006] 【专利文献 1】日本特开 2009-293523 号公报

[0007] 【专利文献 2】日本特开 2005-308138 号公报

发明内容

[0008] 【发明要解决的课题】

[0009] 通常，无论是向心滚子轴承还是推力滚子轴承，在其工作时都被供给润滑油，在旋转轴与滚子构件之间、及滚子构件与外圈构件（或套圈构件）之间形成油膜。例如，在车辆空调机或一般的空调系统中，向由压缩机压缩的制冷剂以规定的比例混合专用的润滑油，在制冷剂通过压缩机的内部时，对轴承或压缩机构部等进行润滑。通常，在旋转轴的转速越高时，润滑油的供给量越多。并且，判明了通过供给润滑油，其油膜对滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度进行一定程度的弥补。

[0010] 另一方面，专利文献 2 公开的轴承未考虑上述那样的滚子构件与润滑油的关系，因此滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度升高为必要以上，成为轴承的价格、以及压缩机等回转机械的价格升高的原因。

[0011] 本发明鉴于上述的情况而作出，目的在于提供一种向心滚子轴承、使用向心滚子

轴承的回转机械、向心滚子轴承的设计方法,所述向心滚子轴承利用润滑油的特性,能够防止滚子构件的圆度成为过剩品质,并且减少单体旋转时的噪声,进而抑制回转机械的噪声。

[0012] 【解决方案】

[0013] 为了实现上述目的,本发明提供以下的技术方案。

[0014] 即,本发明的第一方案的向心滚子轴承具备:外圈构件;在所述外圈构件的内周面上滚动的多个滚子构件;及保持器,并向所述外圈构件或旋转轴与所述滚子构件之间供给润滑油,所述向心滚子轴承中,所述滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度设定为由所述润滑油形成的油膜的最小油膜厚度以下。

[0015] 本发明的发明者们通过向向心滚子轴承供给的润滑油的油膜来弥补滚子构件的圆度,因此查清了即使滚子构件的圆度劣化一定程度在噪声方面也不会产生缺点。并且,通过实验导出了通过上述第一方案的向心滚子轴承、即滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度设定为润滑油的最小油膜厚度以下,由此能够使滚子构件的圆度为必要最低限度的精度的情况。根据该向心滚子轴承,能够防止滚子构件的圆度成为过剩品质,并减少向心滚子轴承的单体旋转时的噪声,进而抑制回转机械的噪声。

[0016] 另外,在上述第一方案中,所述最小油膜厚度 h_{\min} 可以根据下式求出。

$$\text{[0017]} \quad h_{\min} = R * 2.65G^{0.54} * U^{0.7} * W^{-0.13}$$

[0018] 其中, R 为相对曲率半径, G 为润滑油的材料参数, U 为滚子构件的速度参数, W 为滚子构件的载荷参数。

[0019] 根据上述的向心滚子轴承,能准确地算出与向心滚子轴承的形状或使用状况对应的最小油膜厚度。因此,滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度收纳在最小油膜厚度的范围内,能够可靠地防止向心滚子轴承的噪声的变大,并防止滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度成为过剩品质的情况。

[0020] 另外,在上述结构中,所述速度参数 U 可以根据使用所述向心滚子轴承的回转机械处的常用使用转速域的最小值来算出。

[0021] 如前述那样,旋转轴的转速越高时,向向心滚子轴承的润滑油的供给量越多。因此,润滑油的油膜厚度变得最小的是旋转轴的常用使用转速域内的转速最小的时刻。因此,根据常用使用转速域的最小值来算出速度参数 U 而设定最小油膜厚度,若将滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度设定为该最小油膜厚度以下,则能够将滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度设为必要最低限度的精度,并且在回转机械的工作转速域的整个区域内能够减少向心滚子轴承的单体旋转时的噪声。

[0022] 另外,在上述第一方案中,可以是,为了避免所述滚子构件的前端部附近的外周面与所述外圈构件的内周面或所述旋转轴的外周面接触的接触部产生应力集中,所述滚子构件的外周面的轴向母线以所述滚子构件的外径从轴向中央部侧朝向前端部侧稍变窄的方式弯曲,该滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度从该滚子构件的轴向中央部侧朝向前端部侧劣化。

[0023] 通常,向心滚子轴承以避免滚子构件的端部的外周面与滚子构件的滚道(外圈构件的内周面或旋转轴的外周面)接触的接触部产生应力集中为主要目的,以滚子构件的外径从轴向中央部侧朝向前端部侧稍变窄的方式使滚子构件的外周面的轴向母线弯曲。在具备该滚子构件的向心滚子轴承中,旋转轴的转速越高,滚子构件微小地倾斜,比滚子构件的

轴向中央部附近靠轴向前端部侧的外周面的接触率越高。

[0024] 并且,如前述那样,随着旋转轴的转速升高而润滑油的供给量变多,油膜变厚,因此在滚子构件的轴向的前端部侧,即使其圆度变低,通过较厚地形成的油膜也能弥补圆度的降低,噪声的发生率降低。因此,滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度即使从滚子构件的轴向中央部侧朝向前端部侧劣化,噪声水平也不会变高,由此防止滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度成为过剩品质,并使向心滚子轴承的噪声下降。

[0025] 另外,在上述第一方案中,可以是,所述向心滚子轴承使用于车辆空调机的电动压缩机,在所述滚子构件的转速为 12000 ~ 43000rpm 的范围内使用时,所述圆度设定为至少 0.8 μ m 以下。

[0026] 在上述结构的情况下,在使用于车辆空调机的电动压缩机的向心滚子轴承中,在前述的转速域(12000 ~ 43000rpm)中,润滑油的油膜厚度不会成为大致 0.8 μ m 以下,因此若将滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度设定为 0.8 μ m 以下,则在电动压缩机的常用使用转速域的整个区域中,滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度的值不会超过油膜厚度。由此,能够抑制向心滚子轴承噪声水平的升高。

[0027] 另外,本发明的第二方案的回转机械将上述第一方案的向心滚子轴承使用于轴承部。

[0028] 根据上述的回转机械,利用润滑油的特性,能够防止滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度成为过剩品质,并减少向心滚子轴承的单体旋转时的噪声,抑制回转机械的噪声。

[0029] 另外,本发明的第三方案的向心滚子轴承的设计方法中,所述向心滚子轴承具备:外圈构件;在所述外圈构件的内周面上滚动的多个滚子构件;保持器,并向所述外圈构件或旋转轴与所述滚子构件之间供给润滑油,所述向心滚子轴承的设计方法中,将所述滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度设定为由所述润滑油形成的油膜的最小油膜厚度以下。

[0030] 根据上述设计方法,利用润滑油的特性,能够防止滚子构件的圆度成为过剩品质,并减少向心滚子轴承的单体旋转时的噪声,进而抑制回转机械的噪声。

[0031] 另外,在上述第三方案中,可以是,所述最小油膜厚度 h_{\min} 根据下式求出。

$$[0032] \quad h_{\min} = R * 2.65G^{0.54} * U^{0.7} * W^{-0.13}$$

[0033] 其中, R 为相对曲率半径, G 为润滑油的材料参数, U 为滚子构件的速度参数, W 为滚子构件的载荷参数。

[0034] 根据上述设计方法,能够准确地算出与向心滚子轴承的形状或使用状况对应的最小油膜厚度。因此,能够将滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度收纳在最小油膜厚度的范围内,可靠地防止向心滚子轴承的噪声变大,并能够防止滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度成为过剩品质。

[0035] 另外,在上述结构中,所述速度参数 U 根据使用所述向心滚子轴承的回转机械处的常用使用转速域的最小值来算出。

[0036] 根据上述设计方法,速度参数 U 以润滑油的油膜厚度最小的在常用使用转速域中转速最小的时刻为基准算出。因此,能够将滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度形成成为必要最低限度的精度,并在回转机械的工作转速域的整个区域中能够减少向心滚子轴

承的单体旋转时的噪声。

[0037] 另外,在上述第三方案中,可以是,为了避免所述滚子构件的前端部附近的外周面与所述外圈构件的内周面或所述旋转轴的外周面接触的接触部产生应力集中,以所述滚子构件的外径从轴向中央部侧朝向前端部侧稍变窄的方式使所述滚子构件的外周面的轴向母线弯曲,并使该滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度从该滚子构件的轴向中央部侧朝向前端部侧劣化。

[0038] 在通过上述设计方法设计的向心滚子轴承中,旋转轴的转速越高,滚子构件微小地倾斜,比滚子构件的轴向中央部附近靠轴向前端部侧的外周面的接触率越高,伴随于此,润滑油的供给量变多,油膜变厚。因此,在滚子构件的轴向的前端部侧即使其圆度变低,通过较厚地形成的油膜也能弥补圆度的降低,噪声的发生率降低。因此,滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度即使从滚子构件的轴向中央部侧朝向前端部侧劣化,噪声水平也不会升高,由此能够防止滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度成为过剩品质,并使向心滚子轴承的噪声下降。

[0039] 另外,在上述第三方案中,可以是,将所述向心滚子轴承使用于车辆空调机的电动压缩机,在所述滚子构件的转速为 12000 ~ 43000rpm 的范围内使用时,将所述圆度设定为至少 $0.8\mu\text{m}$ 以下。

[0040] 根据上述的设计方法,在向车辆空调机的电动压缩机装入的向心滚子轴承中,在前述的转速域(12000 ~ 43000rpm)中,润滑油的油膜厚度不会成为大致 $0.8\mu\text{m}$ 以下,因此若将滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度设定为 $0.8\mu\text{m}$ 以下,则在电动压缩机的常用使用转速域的区域中,滚子构件的圆度的值不会超过油膜厚度。由此,能够抑制向心滚子轴承噪声水平的升高。

[0041] 【发明效果】

[0042] 如以上那样,根据本发明的向心滚子轴承、使用向心滚子轴承的回转机械、向心滚子轴承的设计方法,通过将滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度设定为由润滑油形成的油膜的最小油膜厚度以下,由此利用润滑油的特性,能够防止滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度成为过剩品质,并减少单体旋转时的噪声,进而抑制回转机械的噪声。

附图说明

[0043] 图 1 是具备本发明的一实施方式的向心滚针轴承的电动压缩机的纵向剖视图。

[0044] 图 2 是将本发明的一实施方式的向心滚针轴承的一部分切口表示的立体图。

[0045] 图 3A 是将本发明的一实施方式的向心滚针轴承分解表示的图,是表示外圈构件的一部分的立体图。

[0046] 图 3B 是将本发明的一实施方式的向心滚针轴承分解表示的图,是表示保持器的立体图。

[0047] 图 3C 是将本发明的一实施方式的向心滚针轴承分解表示的图,是表示滚子构件的俯视图。

[0048] 图 4 表示本发明的一实施方式,是表示滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度与油膜厚度的关系的纵向剖视图。

[0049] 图 5A 表示本发明的效果,是表示滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度、滚

子构件的转速、油膜厚度、噪声水平的相关关系的坐标图,是表示轴承单体时的噪声水平的图。

[0050] 图 5B 表示本发明的效果,是表示滚子构件的与中心轴线正交的截面上的圆度、滚子构件的转速、油膜厚度、噪声水平的相关关系的坐标图,是表示装入有轴承的电动压缩机的噪声水平的图。

具体实施方式

[0051] 以下,参照图 1 ~图 5B,说明本发明的一实施方式。

[0052] 图 1 是具备本发明的一实施方式的向心滚针轴承(向心滚子轴承)的电动压缩机的纵向剖视图。该电动压缩机 1 是在车辆空调机中用于压缩制冷剂的压缩机,具备构成外壳的圆筒状的壳体 2。该壳体 2 包括分别成形为碗状的铸铝制的压缩机壳体 3 和马达壳体 4,将其凸缘部 3A、4A 彼此经由 O 形环 6 通过螺栓 5 结合成一体而构成。

[0053] 在马达壳体 4 的外周上表面收容设置有未图示的逆变器装置,该逆变器装置一体地设有逆变器收容部 7,将从高电压电源供给的直流电力转换成三相交流电力,并经由玻璃密封端子 8 向设置在马达壳体 4 内的电动马达 10 供电。需要说明的是,逆变器装置可以为公知的结构,在此省略详细的说明。

[0054] 设置在马达壳体 4 内的电动马达 10 由定子 11 和转子 12 构成,定子 11 通过压入等而固定于马达壳体 4 的内周面。在定子 11 与马达壳体 4 之间,在圆周方向的多个部位设有沿轴向贯通的制冷剂流路(未图示),经由该制冷剂流路能够使从设置在马达壳体 4 的后端部(图 3A 至图 3C 的右端部)的制冷剂吸入口(未图示)向马达壳体 4 的底面与电动马达 10 的端面之间的空间 14 吸入的制冷剂沿着轴向而向前方侧(图 1 的左侧)流通。在制冷剂中以规定的比例混合有润滑油,对后述的后部轴承 16、主轴承 18、涡旋压缩机构 20、以及本发明的向心滚针轴承 30 等进行润滑。

[0055] 在转子 12 上一体地结合有旋转轴(曲轴)15,该旋转轴 15 的后端部由设置在马达壳体 4 的底面部上的后部轴承 16 支承为旋转自如,且前端部由设置在轴承支承构件 17 的主轴承 18 支承为旋转自如。在旋转轴 15 的前端,在从旋转轴 15 的轴心偏心了规定尺寸的位置上设有曲轴销 15A。需要说明的是,轴承支承构件 17 经由螺栓 41 而固定支承于马达壳体 4。

[0056] 另一方面,在压缩机壳体 3 内设有涡旋压缩机构 20。该涡旋压缩机构 20 是使一对固定涡盘 21 和回旋涡盘 22 啮合而构成的公知的压缩机构,在两涡盘 21、22 间形成的压缩室 23 通过回旋涡盘 22 的公转回旋运动而一边从外周侧向中心侧减少容积一边移动,由此对制冷剂气体进行压缩。

[0057] 固定涡盘 21 通过螺栓 24 而固定设置在压缩机壳体 3 的底面侧,在其端板背面与压缩机壳体 3 的底面之间形成有喷出腔室 25。另一方面,回旋涡盘 22 中,其端板背面由轴承支承构件 17 的推力面支承为滑动自如,并且旋转轴 15 的曲轴销 15A 经由向心滚针轴承 30 和驱动套筒 31 而旋转自如地插入到在端板背面设置的凸台部 29。

[0058] 当电动马达 10 工作而旋转轴 15 旋转时,曲轴销 15A 进行偏心旋转,回旋涡盘 22 被驱动而相对于固定涡盘 21 进行公转回旋,从未图示的制冷剂吸入口吸入的制冷剂填充到固定涡盘 21 与回旋涡盘 22 之间的压缩室 23 的内部,在此被压缩成高温高压的制冷剂气

体经由喷出孔 26、喷出阀 27、喷出腔室 25、喷出口 28 向外部喷出。需要说明的是，回旋涡盘 22 通过夹设在端板背面与轴承支承构件 17 之间的欧氏环 32 来阻止自转。而且，在驱动套筒 31 上一体地设有用于将伴随着回旋涡盘 22 的回旋驱动的不平衡载荷抵消的平衡重 33。

[0059] 从对高速地偏心旋转的回旋涡盘 22 进行轴支承的向心滚针轴承 30 容易产生其特有的负载特性引起的噪声。当从此处产生噪声时，在安静性特别高的电动车辆或混合动力车辆等的车内变得非常刺耳，因此抑制噪声的产生成为课题。

[0060] 图 2 是将向心滚针轴承 30 的一部分切口表示的立体图，图 3A 至图 3C 是将向心滚针轴承 30 分解表示的图。向心滚针轴承 30 包括：成形为圆筒状的外圈构件 30A；配置在外圈构件 30A 的内部而在外圈构件 30A 的内周面上滚动的多个细圆柱状（或滚子状或针状）的滚子构件 30B；将这些滚子构件 30B 以规定的间距保持的保持器 30C。本实施方式中的径向间隙设定为例如 $10\ \mu\text{m} \sim 30\ \mu\text{m}$ 。

[0061] 向外圈构件 30A 与滚子构件 30B 之间、及滚子构件 30B 与驱动套筒 31 的外周面之间供给前述那样制冷剂中含有的润滑油，对各构件 30A、30B、31 之间进行润滑。需要说明的是，外圈构件 30A 可以是金属块削出的构件，也可以是使金属板材料塑性变形的构件。而且，保持器 30C 可以是公知的结构的构件，在此与外圈构件 30A 一起省略详细的说明。

[0062] 如图 3C 所示，滚子构件 30B 在其轴向的两端部形成有外径从轴向中央部侧朝向前端部侧稍缩窄的曲率部 30D。该曲率部 30D 从滚子构件 30B 的两端面 30E 形成至例如相对于滚子构件 30B 的全长为 $10\% \sim 20\%$ 的部位，这些曲率部 30D 之间的外径恒定的区间成为滚动面 30F。曲率部 30D 在从滚动面 30F 的端部到端面 30E 的范围上是以滚子构件 30B 的外周面的轴向母线例如呈桶状地前端变窄的方式弯曲的形状。即，曲率部 30D 的外周面成为大致球面状（3 次曲面）。该曲率部 30D 用于避免在滚子构件 30B 的前端部附近的外周面与外圈构件 30A 的内周面或旋转轴 15 的外周面接触的接触部处产生应力集中。

[0063] 滚子构件 30B 的圆度设计成通过润滑油形成的油膜的最小油膜厚度以下。具体而言，如图 4 所示，在从滚子构件 30B 的与中心轴线 CL 正交的截面观察时，严格来说，滚子构件 30B 的轮廓线 P 不是完全的正圆，因此具有凹凸（在图 4 中将凹凸量放大地描绘）。与该轮廓线 P 内切的最大径的圆的半径 R1 和与该圆为同心且与轮廓线 P 外接的最小径的圆的半径 R2 之差成为滚子构件 30B 的与中心轴线 CL 正交的截面上的圆度 ΔR （单位： μm ）。以该圆度 ΔR 等于向外圈构件 30A 与滚子构件 30B 之间供给的润滑油 O 的最小油膜厚度 h_{\min} 或比 h_{\min} 小的方式设计滚子构件 30B 的圆度（即以成为 $\Delta R \leq h_{\min}$ 的方式设计）。需要说明的是，在以下的说明中，滚子构件 30B 的“圆度”是指全部滚子构件 30B 的与中心轴线 CL 正交的截面上的圆度（ ΔR ）。

[0064] 最小油膜厚度 h_{\min} 根据下式 (1) 求出 (Dowson-Higginson 公式)。

$$[0065] \quad h_{\min} = R * 2.65 G^{0.54} * U^{0.7} * W^{-0.13} \dots (1)$$

[0066] 在此，R 是相对曲率半径。G 是润滑油的材料参数，由 $G = \alpha E'$ 表示。U 是滚子构件 30B 的速度参数，由 $U = \eta_0 u / E' R$ 表示。W 是滚子构件 30B 的载荷参数，由 $W = w / E' R$ 表示。上述的 E' 是等价弹性系数，由下式 (2) 表示。

$$[0067] \quad 1/E' = 0.5 \{ (1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2 \} \dots (2)$$

[0068] 在此，E 为纵弹性系数， ν 为泊松比。

[0069] 而且，速度参数 U 根据电动压缩机 1 中的常用使用转速域的最小值来算出。即，

当电动压缩机 1 的旋转轴 15 的转速为例如 2400 ~ 8400rpm 时, 滚子构件 30B 的转速成为 12000 ~ 43000rpm, 此时的速度参数 U 是以旋转轴 15 的转速为 2400rpm 时的滚子构件 30B 的转速即 12000rpm 算出。通常, 滚子构件 30B 的转速为 12000rpm 附近的最小油膜厚度大约为 $0.8 \mu\text{m}$ 左右。

[0070] 更具体而言, 在通常的电动压缩机 1 中, 滚子构件 30B 的转速如上述那样成为大约 12000 ~ 43000rpm 的范围, 但是在该转速范围内, 滚子构件 30B 的圆度优选设定为至少 $0.8 \mu\text{m}$ 以下。

[0071] 而且, 可以使圆度的精度从曲率部 30D 的基部侧朝向前端侧下降。例如, 在设滚子构件 30B 的与轴向中央部的中心轴线 CL 正交的截面上的圆度为 $0.6 \mu\text{m}$ 时, 在曲率部 30D 的前端侧将圆度设定为 $0.8 \mu\text{m} \sim 1.2 \mu\text{m}$ 左右。

[0072] 如以上那样, 将滚子构件 30B 的与中心轴线 CL 正交的截面上的圆度 ΔR 设定为由润滑油 0 形成的油膜的最小油膜厚度 h_{\min} 以下, 由此通过润滑油 0 的油膜对滚子构件 30B 的圆度进行弥补。因此, 即便使滚子构件 30B 的圆度 ΔR 的精度下降至一定程度, 在噪声方面也不会产生缺点。因此, 能够将滚子构件 30B 的圆度形成为必要最低限度的精度, 能够防止滚子构件 30B 的圆度成为过剩品质, 并减少向心滚针轴承 30 的单体旋转时的噪声, 进而抑制电动压缩机 1 的噪声。

[0073] 另外, 由于根据 Dowson-Higginson 公式 (1) 来算出最小油膜厚度 h_{\min} , 因此能够准确地算出与向心滚针轴承 30 的形状或使用状况对应的最小油膜厚度 h_{\min} 。因此, 能够将滚子构件 30B 的圆度 ΔR 收纳在最小油膜厚度 h_{\min} 的范围内, 可靠地防止向心滚针轴承 30 的噪声变大, 并防止滚子构件 30B 的圆度成为过剩品质。

[0074] 而且, 当根据上述的 Dowson-Higginson 公式 (1) 来算出最小油膜厚度 h_{\min} 时, 其速度参数 U 根据在使用向心滚针轴承 30 的电动压缩机 1 中润滑油 0 的油膜厚度 h_{\min} 变得最小的常用使用转速域的最小值来算出, 因此若将滚子构件 30B 的圆度 ΔR 设定为该最小油膜厚度 h_{\min} 以下, 则能够将滚子构件 30B 的圆度设为必要最低限度的精度, 并在电动压缩机 1 的工作转速域的整个区域中减少向心滚针轴承 30 的单体旋转时的噪声。

[0075] 另外, 在使与中心轴线 CL 正交的截面上的圆度的精度从滚子构件 30B 的轴向中央部侧朝向前端部侧下降时, 能得到下述的作用和效果。即, 通常, 在以防止滚子构件 30B 与其滚道接触的接触部的端部上产生的应力集中为主要目的而在滚子构件 30B 的轴向两端部形成有曲率部 30D 的向心滚针轴承 30 中, 旋转轴即曲轴 15 的转速越高, 滚子构件 30B 微小地倾斜, 比滚子构件 30B 的滚动面 30F 靠曲率部 30D 的前端侧的接触率越高。并且, 随着曲轴 15 的转速升高而润滑油的供给量变多, 油膜变厚。

[0076] 因此, 在曲率部 30D 的前端侧即使其圆度的精度变低, 通过较厚地形成的油膜也能弥补圆度的恶化, 噪声的发生率降低。因此, 即便使圆度的精度朝向曲率部 30D 的前端侧降低, 噪声水平也不会升高, 由此能够抑制向心滚针轴承 30 的噪声水平升高, 并防止滚子构件 30B 的与中心轴线 CL 正交的截面上的圆度成为过剩品质, 从而能够使向心滚针轴承 30 的制造成本以及电动压缩机 1 的制造成本下降。

[0077] 图 5A、图 5B 是表示滚子构件 30B 的圆度、滚子构件 30B 的转速、油膜厚度、噪声水平的相关关系的坐标图, 图 5A 是表示轴承单体时的噪声水平的图, 图 5B 是表示装入有轴承的电动压缩机的噪声水平的图。图中所示的圆形部的直径概念性地表示音量的大小。上述

的结果基于由发明者们进行的实验。图 5A、图 5B 均确认到了随着滚子构件 30B 的转速升高而油膜厚度增加为 $0.8\ \mu\text{m} \sim 0.9\ \mu\text{m}$ 的情况。

[0078] 如图 5A 所示,在向心滚针轴承 30 的单体的实验中,在计测了距滚子构件 30B 的端面 30E 为 $10\% \sim 30\%$ 的长度的部分(曲率部 30D)处的与中心轴线正交的截面的圆度变化为 $0.18\ \mu\text{m}$ 、 $0.36\ \mu\text{m}$ 、 $0.62\ \mu\text{m}$ 、 $1.10\ \mu\text{m}$ 、 $1.27\ \mu\text{m}$ 、 $1.47\ \mu\text{m}$ 的向心滚针轴承 30 的单体声时,曲率部 30D 的圆度为产生油膜厚度 ($0.8\ \mu\text{m} \sim 0.9\ \mu\text{m}$) 以下时的噪声值成为比相同的圆度为产生油膜厚度以上时的噪声值低约 7dB(A) [AVE] 的噪声值。

[0079] 另一方面,如图 5B 所示,与上述同样地将凸形部的圆度变化为多段直径的向心滚针轴承 30 装入电动压缩机内而同样地进行了噪声计测时,搭载有滚子构件 30B 的与中心轴线正交的截面上的圆度为产生油膜厚度 ($0.8\ \mu\text{m} \sim 0.9\ \mu\text{m}$) 以下的轴承的电动压缩机的噪声值成为比搭载有圆度为产生油膜厚度以上的轴承的电动压缩机的噪声值低约 3.5dB(A) [AVE] 的噪声值。

[0080] 如以上那样,根据本发明的向心滚子轴承的设计方法、向心滚子轴承、及使用该向心滚子轴承的电动压缩机,通过将滚子构件 30B 的与中心轴线 CL 正交的截面上的圆度设定为由润滑油形成的油膜的最小油膜厚度 h_{\min} 以下,而利用润滑油的特性,能够防止滚子构件 30B 的圆度成为过剩品质,并减少轴承单体旋转时的噪声,进而抑制电动压缩机的噪声而提高品质。

[0081] 需要说明的是,本发明不仅局限于上述的实施方式的结构,在不脱离本发明的宗旨的范围内能够施加适当变更或改良,如此施加了变更或改良的实施方式也包含在本发明的权利范围内。例如,在上述实施方式中,作为向心滚子轴承的一例,例示了向心滚针轴承,但是对于其他种类的向心滚子轴承也能够应用本发明的向心滚子轴承的设计方法。

[0082] 另外,根据本发明而设计的向心滚子轴承(向心滚针轴承)并不局限于电动压缩机,在其他的广泛种类的回转机械中也能够应用,在这各种类的回转机械中也能够使从向心滚子轴承产生的噪声有效地下降。

[0083] 【标号说明】

- [0084] 1 电动压缩机(回转机械)
- [0085] 15 旋转轴
- [0086] 30 向心滚针轴承(向心滚子轴承)
- [0087] 30A 外圈构件
- [0088] 30B 滚子构件
- [0089] 30C 保持器
- [0090] 30D 曲率部
- [0091] 30E 端面(轴向端部)
- [0092] h_{\min} 最小油膜厚度
- [0093] O 润滑油
- [0094] ΔR 圆度

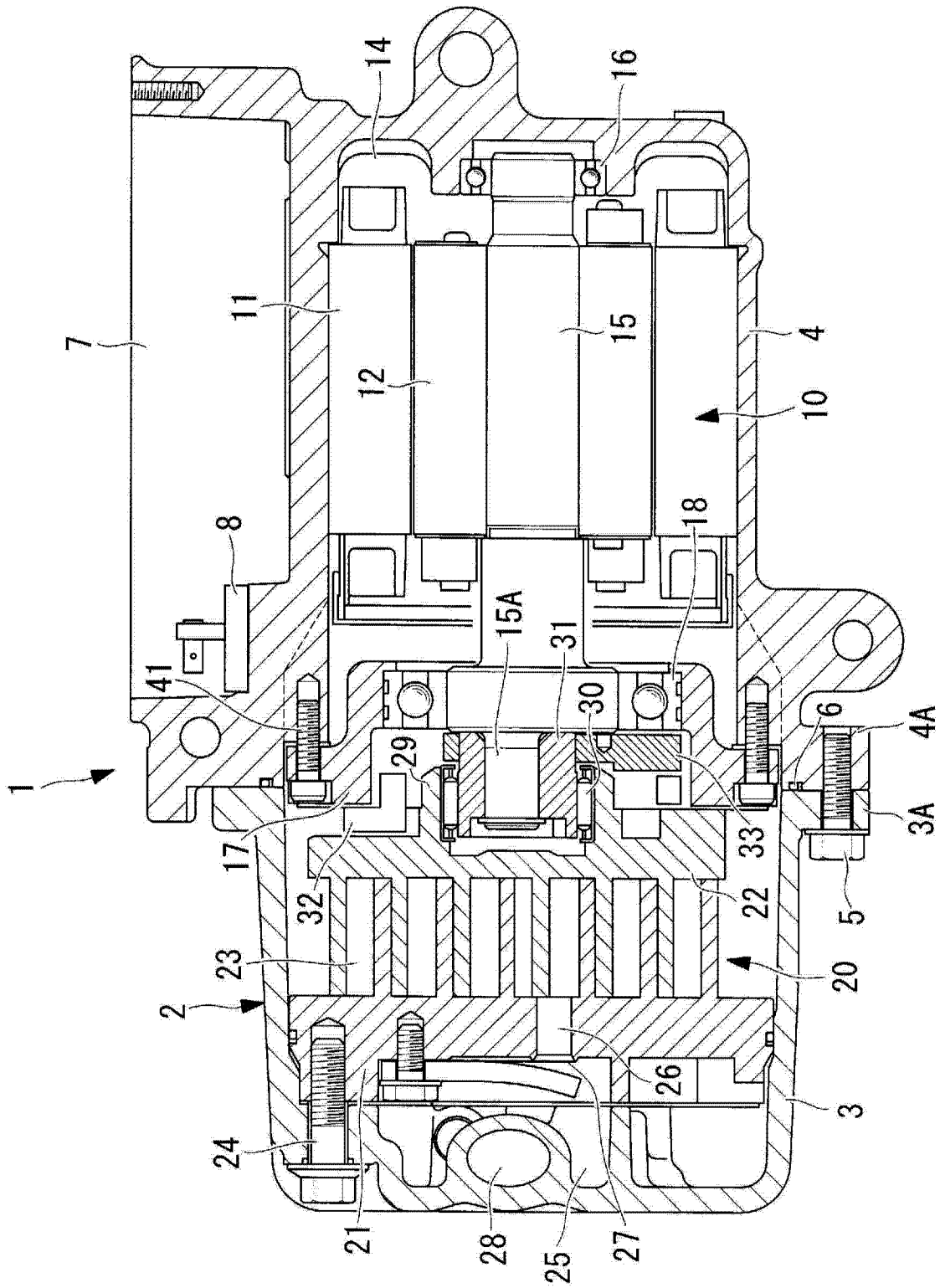


图 1

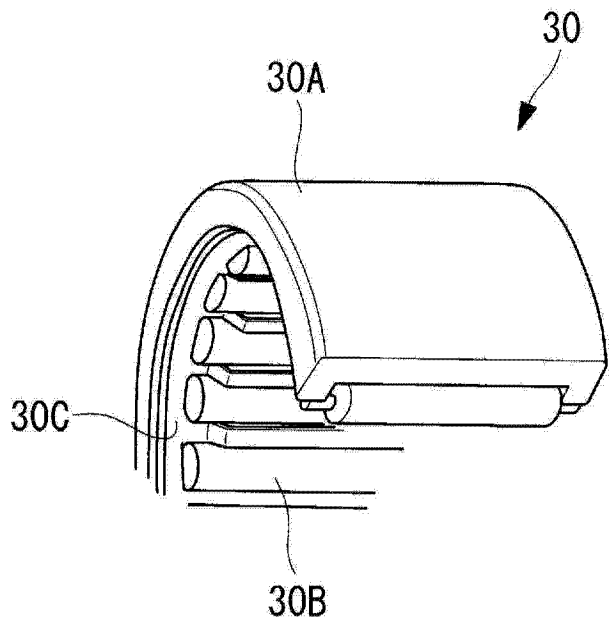


图 2

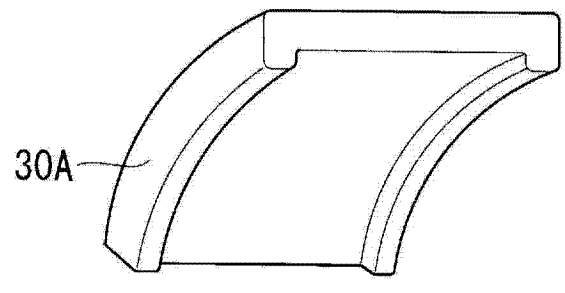


图 3A

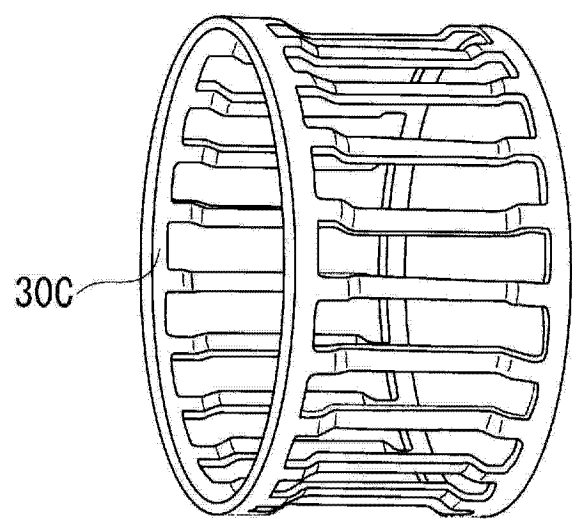


图 3B

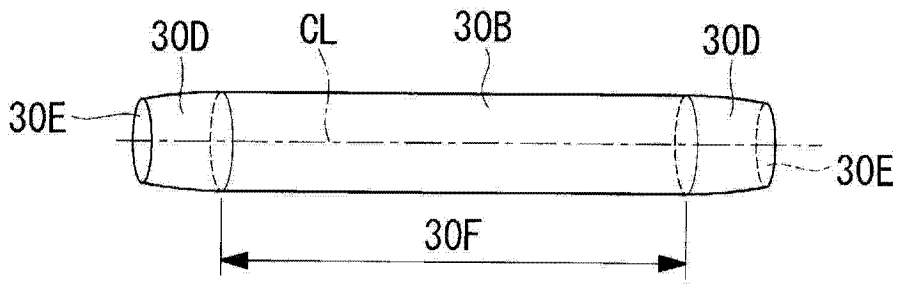


图 3C

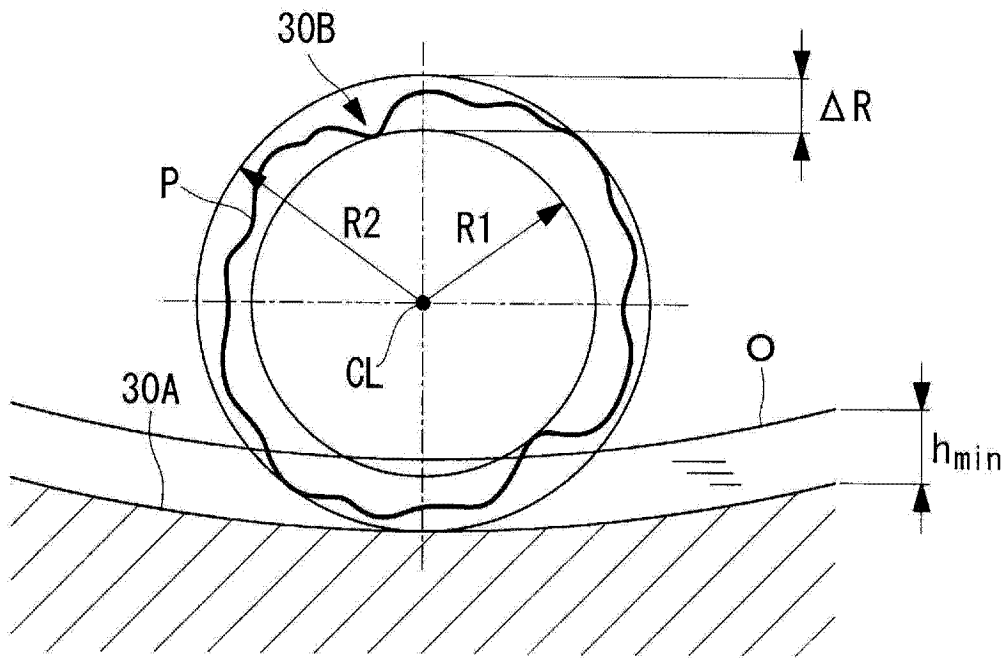


图 4

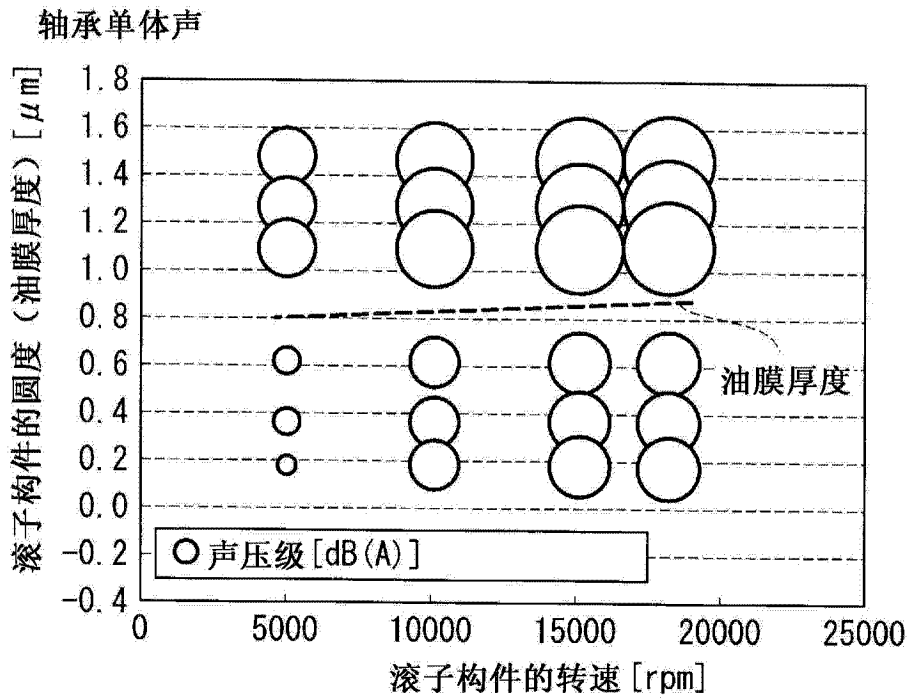


图 5A

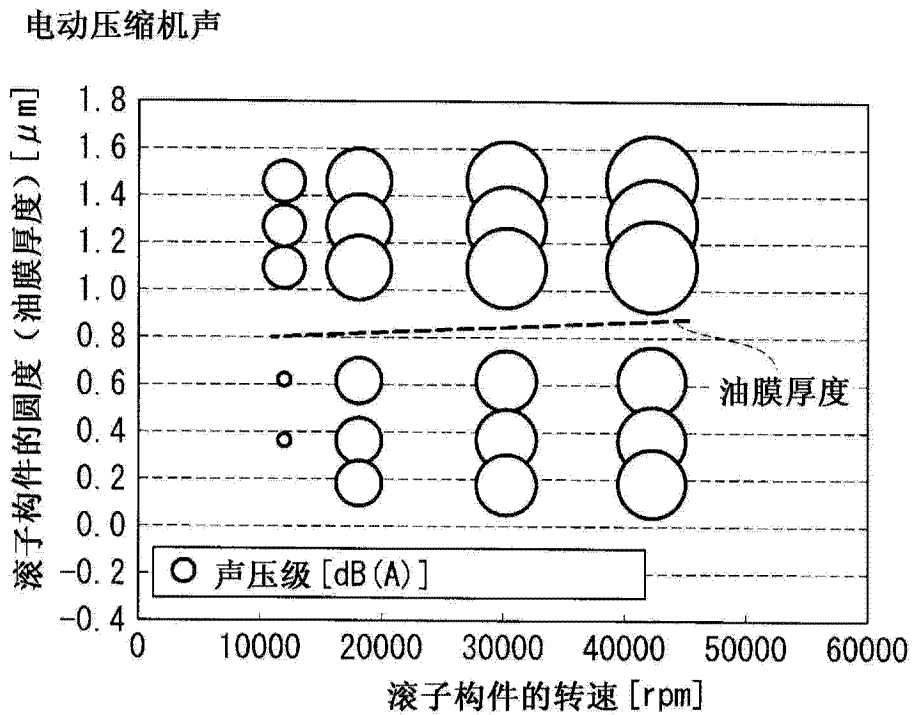


图 5B