



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 108443408 B

(45)授权公告日 2020.03.17

(21)申请号 201810183513.9

(22)申请日 2018.03.06

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 108443408 A

(43)申请公布日 2018.08.24

(73)专利权人 西安交通大学

地址 710049 陕西省西安市碑林区咸宁西路28号

(72)发明人 赵村 冯俊皓 毛义军

(74)专利代理机构 西安通大专利代理有限责任公司 61200

代理人 田洲

(51)Int.Cl.

F16F 15/26(2006.01)

(56)对比文件

CN 204553163 U,2015.08.12,全文.

CN 107237861 A,2017.10.10,全文.

CN 204610181 U,2015.09.02,全文.

CN 200996430 Y,2007.12.26,全文.

CN 101025215 A,2007.08.29,全文.

CN 101660586 A,2010.03.03,全文.

CN 105840461 A,2016.08.10,全文.

审查员 帅海川

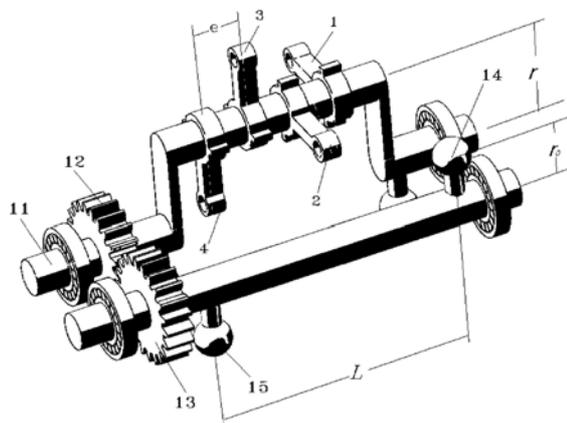
权利要求书1页 说明书3页 附图3页

(54)发明名称

相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构

(57)摘要

本发明公开一种相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构,包括曲轴,曲轴的曲柄反方向上曲拐的两侧r半径的地方各设置一个质量为m的平衡重;曲轴的轴颈上安装有驱动齿轮;驱动齿轮旁侧设置有与驱动齿轮啮合从动齿轮;在从动齿轮的轴向距离L、设置两个大小相等,方向相反的第一质量和第二质量,第一质量和第二质量的旋转半径均为 r_0 ,质量均为 m_0 : $Lm_0r_0=2em_s r$ 。本发明揭示了相邻列对置X型往复压缩机的一阶往复惯性力矩的变化规律,实现了相邻列对置X型往复压缩机的一阶惯性力矩为零,从而实现X型多列高压往复压缩机的振动速度和振动加速度减小到极小值。



1. 相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构,其特征在于,包括曲轴和四列气缸;所述四列气缸为:第一气缸(100)、第二气缸(200)、第三气缸(300)和第四气缸(400);曲柄上依次连接有第一活塞(100)的连杆、第二活塞(200)的连杆、第三活塞(300)的连杆和第四活塞(400)的连杆;第一活塞(100)与第二活塞(200)对置;第三活塞(300)和第四活塞(400)对置;曲轴的曲柄反方向上曲拐的两侧r半径的地方各设置一个质量为 m_s 的平衡重;

曲轴的轴颈上安装有驱动齿轮(12);驱动齿轮(12)旁侧设置有与驱动齿轮(12)啮合的从动齿轮(13);在从动齿轮(13)的轴向设置两个大小相等,方向相反的第一质量(14)和第二质量(15),第一质量(14)和第二质量(15)的距离为L,旋转半径均为 r_0 ,质量均为 m_0 :

$$Lm_0r_0=2em_s r$$

式中, m_s ——单列的往复质量;

r——曲柄半径;

e——相邻两列的列间距。

2. 根据权利要求1所述的相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构,其特征在于,驱动齿轮(12)与从动齿轮(13)的直径、齿数和齿轮模数相同。

3. 根据权利要求1所述的相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构,其特征在于,从动齿轮(13)配有轴和轴承以及在机壳上的固定轴承座。

4. 根据权利要求1所述的相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构,其特征在于,第一质量(14)和第二质量(15)固结的从动齿轮(13)与曲轴曲柄方向的初始方位按以下规则定位:取第一质量(14)和第二质量(15)的质心与从动齿轮(13)的轴线共在平面M,另外再取压缩机曲轴和曲柄销的共在平面N,当N平面与对置的第三活塞和第四活塞的轴线共面,并且第三活塞在其上止点的位置,将平面M调到与此时的平面N平行,从两几何平面的投影看,曲柄销和第一质量(14)处在曲轴和从动齿轮(13)两轴线的同侧。

5. 根据权利要求4所述的相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构,其特征在于,第一质量(14)和第二质量(15)形成的离心力矩矢量大小不变,但其旋转方向与曲轴旋转方向相反。

相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构

技术领域

[0001] 本发明属于压缩机技术领域,特别涉及一种相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构。

背景技术

[0002] X型往复压缩机压缩机,就是四列气缸轴线呈十字形在水平面或者垂直面中布置,直立的电机驱动直立的曲轴,从而带动连杆和活塞在气缸中往复运动,如图1所示。从往复压缩机的动力学分析得出,这种结构形式对于舰艇用的多列高压小型压缩机来说,是往复惯性力及其力矩平衡状态最好的机型之一。减小或者消除振动的最理想条件是压缩机的曲柄连杆传动机构的一阶惯性力、一阶惯性力矩,二阶往复惯性力、二阶往复惯性力矩都为零。我国最新研发的X型压缩机,其振动烈度和振动加速度等关键性能比传统的两列V型高压压缩机低许多,已经广泛用于我国新造的许多舰艇上。但是,还不能满足要求越来越高的技术指标。

[0003] X型压缩机的连杆有若干种排列方式,其中图2(a)所示的连杆从上部到下部的排列顺序被认为是比较合理的,已经在国内得到应用。虽然其一阶往复惯性力、一阶往复惯性力矩和二阶往复惯性力能够通过配置平衡重予以平衡,但是二阶往复惯性力矩相当大且未找到平衡方法,致使压缩机的振动烈度和振动加速度较大。需要寻求新方案。

[0004] 如果对四列连杆活塞的顺序按另一种顺序进行排列,如图2(b)所示,其一阶惯性力通过加装平衡重后为零,二阶往复惯性合力自动为零,二阶往复惯性力矩比现用的图2(a)机型小三分之二,但数值较大的一阶往复惯性力矩没有平衡。

发明内容:

[0005] 本发明的目的在于提供一种相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构,以解决上述技术问题。

[0006] 为了实现上述目的,本发明采用如下技术方案:

[0007] 相邻列对置X型往复压缩机惯性力矩平衡机构,包括曲轴,曲轴的曲柄反方向上曲拐的两侧 r 半径的地方各设置一个质量为 m_s 的平衡重;

[0008] 曲轴的轴颈上安装有驱动齿轮;驱动齿轮旁侧设置有与驱动齿轮相啮合的从动齿轮;在从动齿轮的轴向距离 L 、设置两个大小相等,方向相反的第一质量和第二质量,第一质量和第二质量的旋转半径均为 r_0 ,质量均为 m_0 :

[0009] $Lm_0r_0=2em_s r$

[0010] 式中, m_s ——单列的往复质量;

[0011] r ——曲柄半径;

[0012] e ——相邻两列的列间距。

[0013] 进一步的,驱动齿轮与从动齿轮的直径、齿数和齿轮模数相同。

[0014] 进一步的,从动齿轮配有轴和轴承以及在机壳上的固定轴承座。

[0015] 进一步的,曲柄上依次连接有第一活塞的连杆、第二活塞的连杆、第三活塞的连杆和第四活塞的连杆;第一活塞与第二活塞对置;第三活塞和第四活塞对置;第一质量和第二质量固结的从动齿轮与曲轴曲柄方向的初始方位按以下规则定位:取第一质量和第二质量的质心与从动齿轮的轴线共在平面M,另外再取压缩机曲轴和曲柄销的共在平面N,当N平面与对置的两列活塞(第三活塞和第四活塞)的轴线共面,并且第三活塞在其上止点的位置,将平面M调到与此时的平面N平行,从两几何平面的投影看,曲柄销和第一质量处在曲轴和从动齿轮两轴线的同侧。

[0016] 进一步的,第一质量和第二质量形成的离心力矩矢量大小不变,但其旋转方向与曲轴旋转方向相反。

[0017] 进一步的,曲柄上依次连接有第一气缸的连杆、第二气缸的连杆、第三气缸的连杆和第四气缸的连杆;第一气缸与第二气缸对置;第三气缸和第四气缸对置。

[0018] 相对于现有技术,本发明具有以下有益效果:本发明揭示了X型压缩机的一阶往复惯性力矩的变化规律,发明了该一阶惯性力矩平衡的结构,实现了图2(b)类连杆活塞布置压缩机的一阶惯性力矩为零,从而实现X型多列高压往复压缩机的振动速度和振动加速度减小到极小值。

附图说明

[0019] 图1为X型压缩机外形图;

[0020] 图2(a)和图2(b)为不同X型压缩机的连杆排列形式示意图;活塞的排列位置,按连杆在曲柄上的排列顺序由上到下依次为100、200、300、400;

[0021] 图3为压缩机曲轴驱动的力矩平衡齿轮机构示意图:1、2、3、4为图2中的活塞100、200、300、400所对应的连杆。

[0022] 图4为一阶往复惯性力矩平衡机构在压缩机中的安装示意图。

具体实施方式

[0023] 评价一台往复式压缩机动力平衡性能的指标主要有,一阶往复惯性力、一阶往复惯性力矩、二阶往复惯性力、二阶往复惯性力矩是否很小,或者最小都为零。通常二阶惯性力是一阶惯性力的五分之一左右,二阶惯性力的变化频率是一阶惯性力的2倍。设计压缩机时,首先追求一阶惯性力平衡,其次是二阶往复惯性力的平衡,再次之,是一阶往复惯性矩的平衡,最后是二阶往复惯性力矩的平衡。

[0024] 如图2(a)和图2(b)所示的四列气缸沿圆周辐射布置,相邻两列之间的夹角都为 90° 的压缩机,称之为X型压缩机。活塞连杆在曲轴11上的排列为:从最上面的活塞连杆到最下面的活塞连杆依次排列为1列、2列、3列和4列,按照往复式压缩机动力学分析^[2],其每一列往复质量(活塞质量加上连杆质量的三分之一)都设计成一样大小。于是,这种压缩机1列和2列的一阶往复惯性力为:

$$[0025] \quad I_{1,2} = 2m_s r \omega^2 \cos\theta \text{方向}, \quad (1)$$

[0026] 式中, m_s ——单列的往复质量;

[0027] r ——曲柄半径;

[0028] ω ——曲轴的旋转角速度;

[0029] θ ——曲柄旋转位置时与1列气缸列线的夹角,沿旋转方向为正。

[0030] 这种压缩机3列和4列的一阶往复惯性力为:

$$[0031] \quad I_{3,4} = 2m_s r \omega^2 \cos \alpha \quad (2)$$

[0032] 式中的 m_s , r 和 ω 与式(1)中的相同,本式中的 α 表示曲轴的曲柄转动,它是曲轴的曲柄方向与3列气缸之间的夹角,规定沿曲轴旋转方向为正。实际上, $\alpha = \theta + 90^\circ$ 。

[0033] 根据压缩机动力学原理,这两个方向的惯性力可以合成得到:

$$[0034] \quad I_z = \sqrt{(2m_s r \omega^2 \cos \theta)^2 + (2m_s r \omega^2 \cos(\theta + 90))}^2 = 2m_s r \omega^2$$

[0035] 采用两个平衡重,各自质量为 m_s ,设在曲柄的反方向上曲拐的两侧 r 半径的地方,就可以平衡掉四列的一阶惯性力。但是由于四列连杆在曲轴长度上分布,每相邻两列的列间距为 e ,则在四列连杆和两只平衡重的共同作用下,出现了一阶往复惯性力矩,此一阶惯性力矩矢量的大小为:

[0036] $M_z = e I_z$,其方向沿着曲柄的反向旋转方向。

[0037] 为要平衡这个一阶往复惯性力矩,本发明提出,如图3所示,在压缩机曲轴的轴向任意方便位置,曲轴轴颈上安装一个驱动齿轮12,另在该驱动齿轮12的径向,设置一个直径、齿数和齿轮模数与驱动齿轮12相同的从动齿轮13,从动齿轮13配有轴和轴承以及在机壳上的固定轴承座。从动齿轮13受驱动齿轮12啮合驱动。在从动齿轮13的轴向距离 L 、设置两个大小相等,方向相反的质量14和质量15,它们的旋转半径为 r_0 ,两个质量的大小都为 m_0 ,如图3所示。平衡质量14和质量15的大小和相关参数按如下来取:

$$[0038] \quad L m_0 r_0 = 2 e m_s r$$

[0039] 式中, L , r_0 和 m_0 可以分别适当取值。以保持上式成立。

[0040] 质量14和质量15固结的从动齿轮13与曲轴曲柄方向的初始方位应该按以下规则来定位:取质量14和质量15的质心与从动齿轮13的轴线共在平面M,另外再取压缩机曲轴和曲柄销的共在平面N,当N平面与对置的两列活塞(3列活塞300和4列活塞400)的轴线共面,并且活塞300在其上止点的位置,要求将平面M调到与此时的平面N平行,从两几何平面的投影来看,曲柄销和质量14应处在曲轴和从动齿轮13两轴线的同侧。质量14和质量15形成的离心力矩矢量大小不变,但其旋转方向与曲轴旋转方向相反。

[0041] 参考文献

[0042] [1] 郁永章等,容积式压缩机技术手册,北京,机械工业出版社,2001

[0043] 林梅,孙嗣莹,活塞式压缩机原理,北京,机械工业出版社,1987

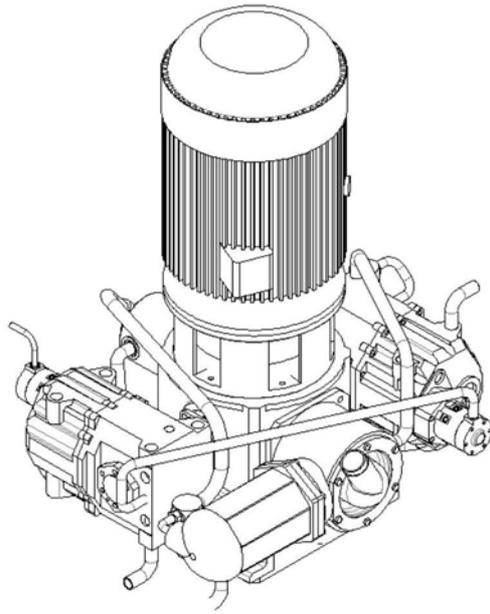


图1

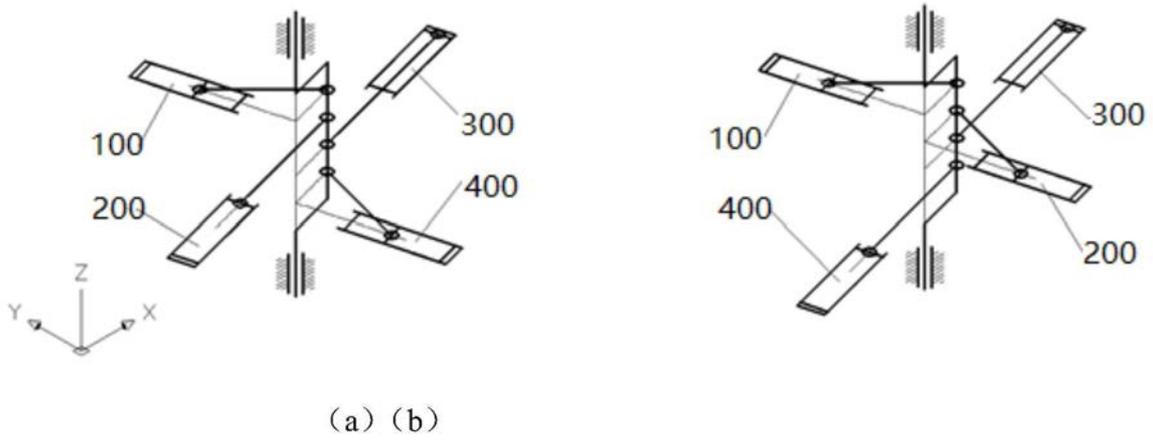


图2

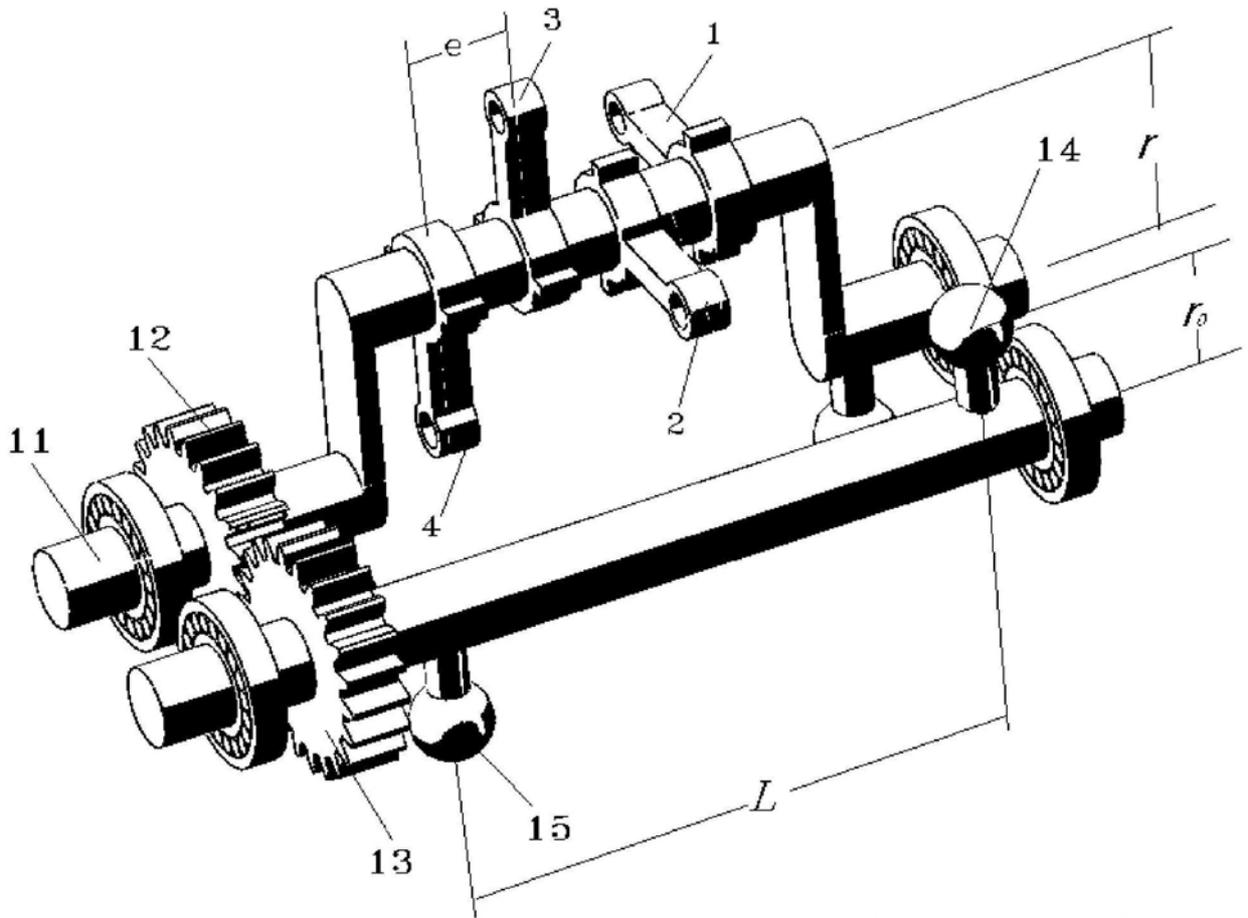


图3

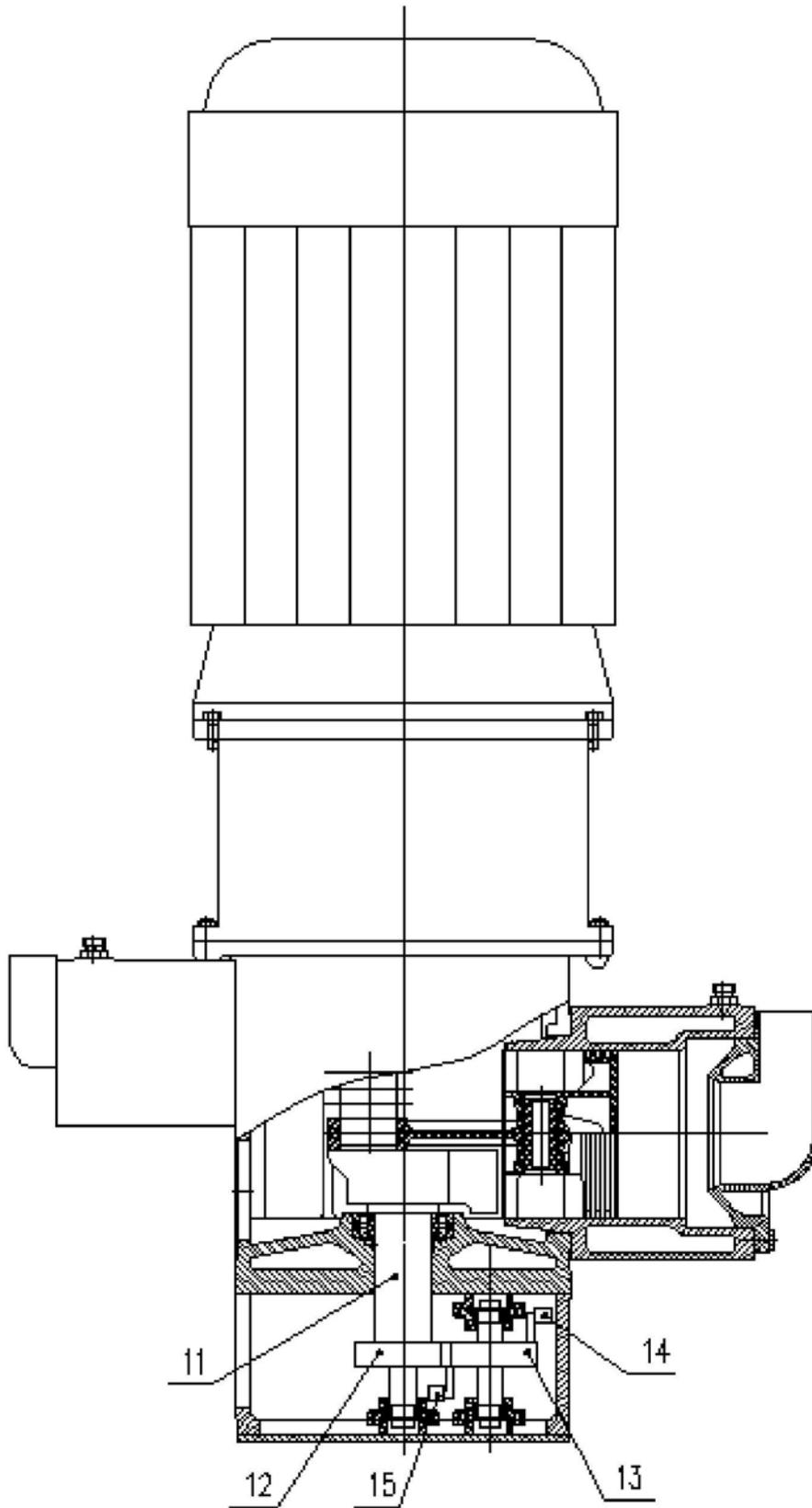


图4