(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 102782360 B
(45)授权公告日 2015.09.09

(21)申请号 201180011010.X
(22)申请日 2011.02.01
(30)优先权数据
102010009397.1 2010.02.26 DE
(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2012.08.24
(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/EP2011/051385 2011.02.01
(87)PCT国际申请的公布数据
WO2011/104069 DE 2011.09.01
(73)专利权人 舍弗勒技术股份两合公司
地址 德国黑措根奥拉赫
(72)发明人 彼得·索尔弗兰克
米夏埃尔·伯格纳
(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 邹璐 安翔
(51)Int.Cl.
F16F 15/26(2006.01)
(56)对比文件
US 2009/0308344 A1,2009.12.17,
GB 521118 A,1940.05.13,
US 6732694 B2,2004.05.11,
CN 2313052 Y,1999.04.07,
CN 101052822 A,2007.10.10,
DE 102008026204 A1,2009.12.03,
审查员 杨茂彪

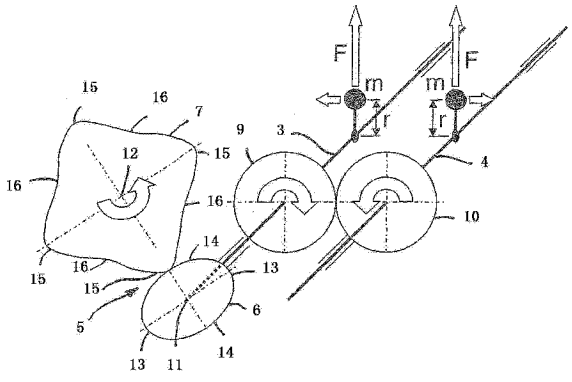
权利要求书1页 说明书4页 附图2页

(54)发明名称

内燃机的质量平衡装置

(57)摘要

提出了一种用于平衡往复活塞式内燃机(1)的自由惯性力和/或自由惯性矩的质量平衡装置。该质量平衡装置包括:两个以相同的转速和相反的转动方向旋转的平衡轴(3、4)和在内燃机的曲轴(2)与所述平衡轴(3、4)之间布置的传动机构(5),该传动机构利用曲轴转速与平衡轴转速的传动比驱动平衡轴,使得平衡轴的角速度在活塞止点处是最大的,其中所述传动比在曲轴角度上是不一致的。在此,质量平衡装置应该配置为用于多缸结构的内燃机,并且传动比的平均值为1:2。



CN 102782360 B

1.用于平衡往复活塞式内燃机(1)的自由惯性力和/或自由惯性矩的质量平衡装置，所述质量平衡装置包括两个以相同的转速和相反的转动方向旋转的带有不平衡度的平衡轴(3、4)，所述不平衡度的力分量在活塞冲程方向上增强并且在与所述活塞冲程方向正交的方向上抵消，并且

所述质量平衡装置包括在所述内燃机(1)的曲轴(2)与所述平衡轴(3、4)之间布置的传动机构(5)，所述传动机构利用曲轴转速与平衡轴转速的传动比驱动所述平衡轴(3、4)，使得所述平衡轴(3、4)的角速度在活塞止点处是最大的，其中所述传动比在曲轴角度上是不一致的，

其特征在于，所述质量平衡装置配置为仅仅用于多缸结构的内燃机(1)，并且所述传动比的平均值为1:2，

所述平衡轴(3、4)为了转动方向相反而设有彼此啮合的轴正齿轮(9、10)，并且驱动所述平衡轴(3、4)之一的所述传动机构(5)构成为带有两个传动正齿轮(6、7)的正齿轮传动装置，所述传动正齿轮的节圆与圆形有偏差地构成并且具有关于圆形交替地突出的区段(13、15)和缩进的区段(14、16)，这些区段分别成对地相对于所述传动正齿轮(6、7)的旋转轴线(11、12)对称地以间隔的方式分布，

在所述平衡轴(3、4)旁侧分布的所述传动正齿轮(6)的节圆恰好具有两个突出的区段(13)和两个缩进的区段(14)；并且在所述曲轴(2)旁侧分布的所述传动正齿轮(7)的节圆恰好具有四个突出的区段(15)和四个缩进的区段(16)。

2.根据权利要求1所述的质量平衡装置，其特征在于如下公式：

$$\frac{m \cdot r}{m' \cdot r'} = \frac{\omega^2}{\omega_{max}^2}$$

其中，

m·r＝所述平衡轴(3、4)的不平衡度；

ω ＝所述平衡轴(3、4)的平均角速度；

ω_{max}＝所述平衡轴(3、4)的最大角速度；

m'·r'＝平衡轴(3'、4')的不平衡度，该平衡轴(3'、4')以所述平均角速度旋转并且在所述活塞止点中产生与以最大角速度旋转的所述平衡轴(3、4)一样的力分量。

3.根据权利要求2所述的质量平衡装置，其特征在于，比例 $\omega_{max}/\omega \leqslant 1.3$。

4.根据权利要求3所述的质量平衡装置，其特征在于，比例 $1.1 \leqslant \omega_{max}/\omega \leqslant 1.2$。

内燃机的质量平衡装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于平衡往复活塞式内燃机的自由惯性力和/或自由惯性矩的质量平衡装置。该质量平衡装置包括两个以相同的转速和相反的转动方向旋转的、带有不平衡度(Unwuchten)的平衡轴，不平衡度的力分量在活塞冲程方向上增强而在与活塞冲程方向正交的方向上抵消，并且质量平衡装置包括在内燃机的曲轴与平衡轴之间布置的传动机构(Übersetzungsgetriebe)，该传动机构利用曲轴转速与平衡轴转速的传动比驱动平衡轴，使得平衡轴的角速度在活塞止点处是最大的，其中所述传动比在曲轴角度上是不一致的。

背景技术

[0002] 由 JP 60109639A 和 JP 60109636A 公知一种开头提及类型的质量平衡装置。在所述文献中公开的传动机构具有两个彼此啮合的传动正齿轮，所述传动正齿轮为了产生多变的传动比而设有椭圆的并且彼此一致的节圆，并且所述传动正齿轮分别关于椭圆中心点围绕偏心轴旋转。

[0003] 在 JP 58225242A 和 JP 58225243A 中公开了用于单缸内燃机的质量平衡装置，该质量平衡装置的传动机构同样具有两个一致的彼此啮合的椭圆的传动正齿轮。但是，所述质量平衡装置分别通过如下方式地配置，即，所述平衡轴的角速度在上活塞止点处最大而在下活塞止点上最小。

[0004] 由 DE 102004033927A1 得知一种质量平衡装置，其带有构成为链条或者齿形皮带传动装置的传动机构。在该文献中提出，曲轴的驱动轮和/或平衡轴的驱动轮非圆形地构成，以便使所述传动装置留下多变性特征，所述多变性对所述曲轴的旋转振动进行抵偿。

发明内容

[0005] 本发明的目的在于，在内燃机应用的尽可能宽的范围方面与同时很高的轻型结构潜力方面，使开头提及类型的质量平衡装置协调。

[0006] 该目的通过如下方式得以解决，即，质量平衡装置仅仅用于多缸结构的内燃机，并且传动比的平均值为 1:2。因为结果是平衡轴以双倍的曲轴转速旋转，所以换句话说，设置有用于平衡最常见的直列结构的或者 V 型结构的内燃机的二阶自由惯性力和/或惯性力矩的质量平衡装置。质量平衡装置的轻型结构潜力造成：平衡轴的不一致的角速度在活塞止点(还有所有其间 90° 的曲轴角度)处关于平均角速度是最大的，并且与此相应地，产生不平衡度的平衡轴质量可以得以减小。

[0007] 不依赖于传动机构的结构型式，传动的不一致性应该基于非圆形的传动装置齿轮，传动装置齿轮的非圆性通过如此地与不平衡度的旋转位置同步，即，平衡轴的角速度在不平衡度的力分量仅仅在活塞冲程方向上起作用时是最大的，并且平衡轴的角速度在力分量对侧抵偿时、并且尤其在力分量仅仅在正交于活塞冲程方向的方向上起作用并且完全抵消时变得最小。

[0008] 关于这一点，如下可以是适当的，即，平衡轴为了转动方向相反而设有彼此啮合的轴正齿轮，并且驱动平衡轴之一的传动机构构成为带有两个传动正齿轮的正齿轮传动装置，传动正齿轮的节圆与圆形存在偏差地构成并且具有关于圆形交替地突出的区段和缩进的区段，这些区段分别成对地相对于传动正齿轮的旋转轴线对称地以间隔的方式分布。所以，不同于开头所引用的现有技术，传动正齿轮不是围绕偏心轴旋转而是围绕其对称轴旋转，其中，突出的区段和缩进的区段必须如此地成型并且相对于彼此定位，即，传动正齿轮处在彼此永久性的嵌接中。

[0009] 作为备选的传动机构，也可以设置带有齿形皮带或者链条作为牵引机构的牵引机构传动装置，牵引机构传动装置在布局方面（曲轴和平衡轴在空间上的布置）例如在开头提及的 DE 102004033927A1 中公开。在这种情况下，传动轮在曲轴旁侧和 / 或传动轮在平衡轴旁侧具有如下非圆性地实施，即，非圆性导致传动中有意识的不一致性。

[0010] 优选地，在平衡轴旁侧分布的传动正齿轮的节圆应该恰好具有两个突出的区段和两个缩进的区段，并且在曲轴旁侧分布的传动正齿轮的节圆应该恰好具有四个突出的区段和四个缩进的区段。平衡轴的角速度在曲轴侧的传动正齿轮的突出区段与平衡轴侧的传动正齿轮的缩进区段嵌接时是最大的。相应地，平衡轴的角速度在曲轴侧的传动正齿轮的缩进区段与平衡轴侧的传动正齿轮的突出区段嵌接时是最小的。

[0011] 此外，为了关于平衡轴的不一致的角速度设定不平衡度的大小，应该适用如下关系式：

[0012] $$\frac{m \cdot r}{m' \cdot r'} = \frac{\omega^2}{\omega_{max}^2}$$

[0013] 在此，

[0014] m • r= 平衡轴的不平衡度；

[0015] ω= 平衡轴的平均角速度；

[0016] ω_{max}= 平衡轴的最大角速度；

[0017] m’ • r’= 平衡轴的不平衡度，该平衡轴以平均角速度旋转并且在活塞止点中会产生与以最大角速度旋转的所述平衡轴一样的力分量。

[0018] 优选地，平衡轴的最大角速度与平均角速度的比例最大为 1.3，这是因为在比例超过值 1.3 的情况下，更高阶的转动振动激励会变得太大。尤其优选地，该比例处于 1.1 与 1.2 之间的范围内。在比例为 1.2 的情况下，则商 (m • r)/(m’ • r’) 的值约为 0.7。这意味着，每个平衡轴的不平衡度和在不平衡度半径不变的情况下的不平衡度质量可以减少约 30%。基础是带有均匀旋转的平衡轴的质量平衡装置。

[0019] 但是，在对此备选的构造方式中，还可以设置：在平衡轴的最大角速度的情况下，内燃机的自由惯性力得到过度抵偿，以便使对二阶和更高阶惯性力的理想平衡的平均偏差最小化。

附图说明

[0020] 本发明的其他特征由下面的描述和附图得知。其中：

[0021] 图 1 示出的是根据本发明的质量平衡装置的实施例的传动装置示意图；

[0022] 图 2 示出的是如下曲线图，该曲线图显示了平衡轴的角速度和由于曲轴角度而配

属的力，以及

[0023] 图 3 示出的是公知的质量平衡装置的传动装置示意图。

具体实施方式

[0024] 本发明的在图 1 中公开的实施例以图 3 为出发点进行详细阐述，在图 3 中结合传动装置示意图示出本发明的优选应用情况。涉及四缸直列结构的往复活塞式内燃机 1 的本身公知的质量平衡，该内燃机为了平衡二阶自由惯性力而具有两个以曲轴 2 的双倍转速反方向旋转的平衡轴 3’和 4’。对平衡轴 3’、4’的驱动通过具有传动正齿轮 6’和 7’的正齿轮传动装置形式的传动机构 5’来进行，该传动机构布置在曲轴 2 与平衡轴 3’、4’之间，并且将曲轴 2 的旋转以 1:2 的传动比相同地传递到平衡轴 3’、4’上，平衡轴 3’、4’因此以双倍的曲轴转速旋转。

[0025] 平衡轴 3’、4’的以 m’·r’标记的不平衡度的力分量垂直于活塞冲程方向地得以抵消，并且在活塞冲程方向上得以增强，也就是加倍。示出的是，在上止点之后的曲轴角度为 α=45°，也就是说，曲轴 2 位于 1 号气缸和 4 号气缸的上活塞止点之后的 45° 位置。在该位置中，横向于活塞冲程方向、并且彼此远离地指向的不平衡度 m’·r’完全抵消。在曲轴角度为 α=0° 的情况下，也就是说 1 号气缸和 4 号气缸的活塞 8 恰好位于上止点中，两个不平衡度 m’·r’在活塞冲程方向上向下地指向，从而其总的力作用得以加倍。这同样适用于在上止点之后曲轴角度 α=180° 的情况，在曲轴角度 α=180° 的情况中，1 号气缸和 4 号气缸的活塞 8 位于也就是下止点、也就是下活塞止点。向上指向的加倍的力作用类似于曲轴角度 α=90° 和 α=270° 地进行。这些力分布也由根据图 2 的曲线图得知，在根据图 2 的曲线图中，虚线 F’示出以恒定的角速度 ω 旋转的平衡轴 3’、4’的力作用。

[0026] 在图 1 的根据本发明的质量平衡装置中，平衡轴 3、4 为了转动方向相反而同样设有彼此啮合的轴正齿轮 9、10。同样，设置有如下正齿轮传动装置形式的、驱动平衡轴 3、4 的传动机构 5，然而正齿轮传动装置的传动正齿轮 6、7 具有与圆形的有偏差的节圆，以便利用曲轴转速相对于平衡轴转速的、关于曲轴角度 α 不一致的传动比来驱动平衡轴 3、4。为此目的，传动正齿轮 6、7 的节圆关于圆形交替地具有突出的区段和缩进的区段，这些区段分别成对地相对于传动正齿轮 6 或 7 的旋转轴线 11 和 12 对称地以间隔的方式分布。在平衡轴 3、4 旁侧分布的传动正齿轮 6 的节圆恰好具有两个突出的区段 13 和两个缩进的区段 14，而在曲轴 2 旁侧（参见图 3）分布的传动正齿轮 7 的节圆恰好具有四个突出的区段 15 和四个缩进的区段 16。

[0027] 当传动机构 5 的传动比平均值为 1 :2 时，也就是说平衡轴 3、4 的平均转速如在根据图 3 的公知的质量平衡装置中那样、如曲轴 2 的平均转速加倍那么高时，传动正齿轮 6 和 7 的节圆的形状是这样的：平衡轴 3、4 的最大角速度 ω_{max} 大约比该平衡轴的平均角速度 ω 大 20%，而平衡轴 3、4 的最小角速度 ω_{min} 大约比该平衡轴的平均角速度 ω 小 20%。角速度在分别以 m·r 标记的不平衡度的力作用加倍时是最大的。如由图 2 对力作用 F 清晰可见地，这在四个曲轴角度 α=0°（1 号和 4 号气缸的上止点；2 号和 3 号气缸的下止点）、α=90°、α=180°（1 号和 4 号气缸的下止点；2 号和 3 号气缸的上止点）和 α=270° 的情况下进行。相应地，角速度在不平衡度 m·r 的力作用完全抵消时是最小的。这在四个分别处于其间的曲轴角度 α=45°、α=135°、α=225° 和 α=315° 的情况下进行。

[0028] 最大角速度 ω_{max} 与平均角速度 ω 的比例使得平衡轴 3、4 的不平衡度 m·r 可以相对小地设定，并且尽管如此，当二阶自由惯性力最大时仍可被完全抵偿。比较基础是根据图 3 的质量平衡装置，该质量平衡装置的带有不平衡度 m'·r' 的平衡轴 3'、4' 均一地以平均角速度 ω 旋转。因为在相同的力作用的情况下，适用如下关系：

[0029] $F = m \cdot r \cdot \omega_{max}^2 = F' = m' \cdot r' \cdot \omega^2$

[0030] 并因此适用：

[0031] $$\frac{m \cdot r}{m' \cdot r'} = \frac{\omega^2}{\omega_{max}^2}$$

[0032] 当 $\omega_{max}/\omega = 1.2$ 时，则比例 (m·r):(m'·r') 约为 0.7。换句话说，也就是不一致地旋转的平衡轴 3、4 的不平衡度 m·r 减小约 30% 地设定大小。如果不平衡度半径 r 保持不变，那么这直接适用于不平衡度质量 m。

[0033] 附图标记列表

[0034] 1 内燃机

[0035] 2 曲轴

[0036] 3 平衡轴

[0037] 4 平衡轴

[0038] 5 传动机构

[0039] 6 传动正齿轮

[0040] 7 传动正齿轮

[0041] 8 活塞

[0042] 9 轴正齿轮

[0043] 10 轴正齿轮

[0044] 11 旋转轴线

[0045] 12 旋转轴线

[0046] 13 突出区域

[0047] 14 缩进区域

[0048] 15 突出区域

[0049] 16 缩进区域

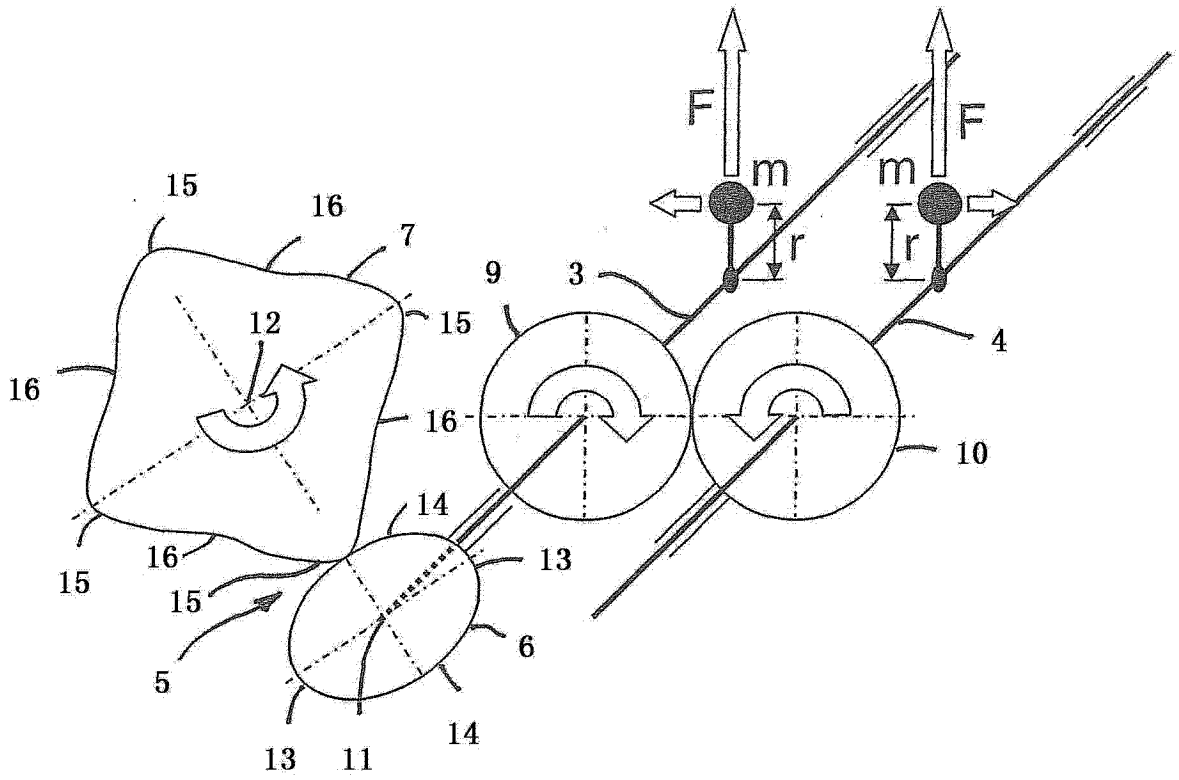


图 1

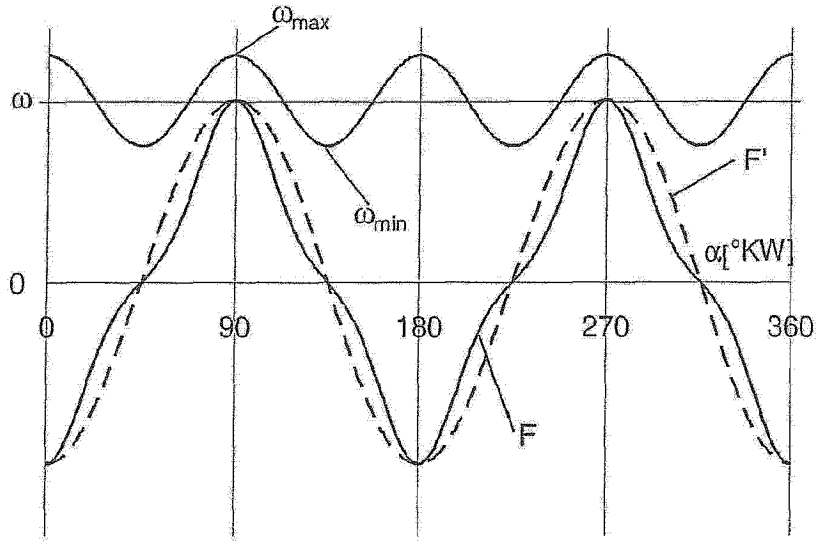


图2

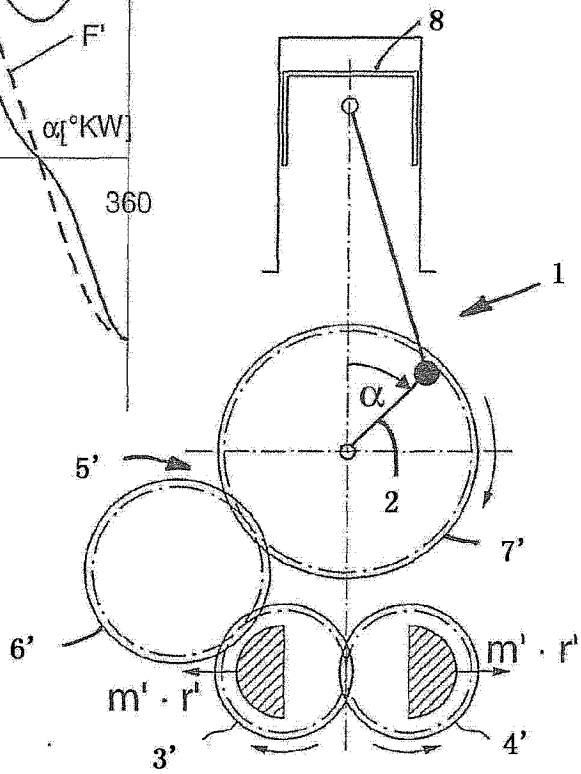


图3