



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102482995 B

(45) 授权公告日 2014. 05. 28

(21) 申请号 201080031471. 9

(22) 申请日 2010. 06. 01

(30) 优先权数据

2009-168674 2009. 07. 17 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2012. 01. 12

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2010/059247 2010. 06. 01

(87) PCT国际申请的公布数据

W02011/007622 JA 2011. 01. 20

(73) 专利权人 日产自动车株式会社

地址 日本神奈川县

(72) 发明人 田边孝司 小林诚 有永毅

牛岛研史

(74) 专利代理机构 北京天昊联合知识产权代理有限公司 11112

代理人 顾红霞 彭会

(51) Int. Cl.

F02B 75/32 (2006. 01)

F01M 1/06 (2006. 01)

F01M 1/08 (2006. 01)

F02B 75/04 (2006. 01)

(56) 对比文件

JP 2004518068 A, 2006. 06. 17,

CN 200955418 Y, 2007. 10. 03,

JP 2006132456 A, 2006. 01. 06,

JP 200864056 A, 2008. 03. 21,

审查员 董喜俊

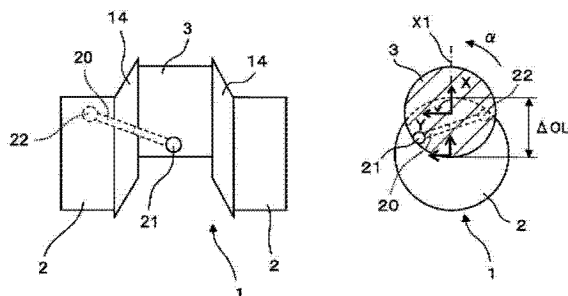
权利要求书1页 说明书9页 附图9页

(54) 发明名称

设置有多连杆型活塞-曲柄机构的内燃机的曲轴

(57) 摘要

本发明涉及一种通过采用多连杆机构而缩短了曲柄行程的内燃机的曲轴,在该曲轴中,从主轴颈的轴线到曲柄销的轴线的曲柄行程设定成比活塞行程的一半短,并且油路形成为向曲柄销的支承部分供给润滑油。油路的通到曲柄销的外周表面上的曲柄销侧开口形成在除了相对于基准线成 0° 、 90° 、 180° 和 270° 的角度范围以外的范围内,所述基准线沿着曲柄销的偏心方向从主轴颈的轴线朝向曲柄销的轴线延伸,从而减轻了由扭矩在油路的曲柄销侧开口附近引起的应力集中。



1. 一种设置有多连杆活塞 - 曲柄机构的内燃机的曲轴, 所述多连杆活塞 - 曲柄机构具有:

上连杆, 其一端通过活塞销与活塞相连,

下连杆, 其通过上销与所述上连杆的另一端相连, 并且还与所述曲轴的曲柄销相连, 以及

辅助连杆, 其一端枢转支撑在所述内燃机的主体侧上, 其另一端通过辅助销与所述下连杆相连,

所述曲轴包括:

油路, 其形成在所述曲轴内, 用于向所述曲柄销的支承部分供给润滑油,

其中, 从所述曲轴的主轴颈的轴线到所述曲柄销的轴线的曲柄行程设定成比所述活塞的行程的一半短, 并且沿着所述曲轴的轴向观看, 所述曲柄销和所述主轴颈相互重叠, 并且

所述油路的通到所述曲柄销的外周表面上的曲柄销侧开口形成在除了相对于基准线成 90° 和 -90° 的角度范围以外的角度范围内, 所述基准线沿所述曲柄销的偏心方向从所述主轴颈的轴线朝向所述曲柄销的轴线延伸。

2. 根据权利要求 1 所述的设置有多连杆活塞 - 曲柄机构的内燃机的曲轴, 其中:

所述曲柄销侧开口形成在除了相对于所述基准线成 0° 和 180° 的角度范围以外的角度范围内。

3. 根据权利要求 1 或 2 所述的设置有多连杆活塞 - 曲柄机构的内燃机的曲轴, 其中:

所述油路形成成为笔直穿过从所述曲柄销侧开口到轴颈侧开口的整个长度, 所述轴颈侧开口通到所述主轴颈的外周表面上。

4. 根据权利要求 3 所述的设置有多连杆活塞 - 曲柄机构的内燃机的曲轴, 其中:

所述油路形成在所述曲柄销和所述主轴颈沿着所述曲柄销偏心方向相互重叠的重叠范围内。

5. 根据权利要求 1 或 2 所述的设置有多连杆活塞 - 曲柄机构的内燃机的曲轴, 其中:

所述油路还包括径向油路, 所述径向油路形成成为沿着所述曲柄销的径向笔直穿过所述曲柄销。

6. 根据权利要求 5 所述的设置有多连杆活塞 - 曲柄机构的内燃机的曲轴, 其中:

所述曲柄销侧开口形成在沿曲柄旋转方向相对于所述基准线成 45° 和 225° 的各角度范围内。

7. 根据权利要求 1 或 2 所述的设置有多连杆活塞 - 曲柄机构的内燃机的曲轴, 其中:

在所述曲柄销的外周表面中形成有多个所述曲柄销侧开口, 这些曲柄销侧开口在周向上相互之间等距离隔开;

在所述下连杆的曲柄销支承表面中形成有沿周向延伸的外周油沟;

在所述下连杆中形成有溅射孔, 所述溅射孔朝向指定的支承部分喷射和供给润滑油, 所述溅射孔的一个开口端构造成通入所述外周油沟内, 所述溅射孔的另一个开口端朝向所述指定的支承部分; 以及

所述外周油沟形成成为其周向延伸的角度范围与两个相邻的所述曲柄销侧开口之间的角度间隔相同。

设置有多连杆型活塞－曲柄机构的内燃机的曲轴

技术领域

[0001] 本发明涉及设置有多连杆活塞－曲柄机构的内燃机的曲轴。

背景技术

[0002] 本发明的申请人经过研究认识到了通过利用多连杆活塞－曲柄机构(后面称为“多连杆机构”)所获得的最佳活塞行程特性和可变压比控制,在所述多连杆活塞－曲柄机构中,活塞的活塞销和曲轴的曲柄销通过多根连杆相互连接作为主运动系统,在该主运动系统中,内燃机的活塞和曲轴相互连接。

[0003] 如专利文献 1 所述,在单连杆活塞－曲柄机构(后面称为“单连杆机构”,其中,活塞销和曲柄销通过单根连杆(连接杆)相互连接)的情况下,除了主轴颈的轴线与气缸中心线不重合的特殊情况以外,曲柄行程是活塞行程的一半(1/2),其中所述曲柄行程对应于从曲轴主轴颈的轴线到曲柄销的轴线(旋转中心)的距离。与此对比,在多连杆机构的情况下,通过由上连杆、下连杆等组成的多连杆机构的杠杆作用,能够将曲柄行程设定成比(最大)活塞行程的一半短。因此,通过缩短曲柄行程,能够获得尺寸减小、发动机可安装性提高、并且压缩比高的发动机。此外,由于曲柄行程缩短,所以主轴颈和曲柄销可布置成沿着曲柄销的偏心方向相互靠近,从而沿着曲轴的轴向观看,主轴颈和曲柄销相互重叠的重叠区域趋向于更大,因而确保提高了曲轴的刚度和强度。

[0004] 顺便指出,曲轴形成有用于润滑支承曲柄销的支承部分的油路。对于每条油路来说,润滑油从气缸体侧供给至油路。油路的一端,即油路的曲柄销侧开口构造成通到曲柄销的外周表面上。需要注意的是,很大的燃烧负荷沿着曲柄销的偏心方向作用在曲轴上,所述曲柄销的轴线偏离主轴颈的轴线。为了避免燃烧负荷造成的应力集中,如专利文献 2 所述,油路的曲柄销侧开口通常形成在相对于基准线偏转 90° 或 -90° 的角度位置,也就是说,形成在曲柄销的曲柄销横向两侧的径向相对位置中的任一侧上,其中所述曲柄销横向与曲柄销偏心方向垂直。

[0005] 引用清单

[0006] 专利文献 1 :JP2008-224015

[0007] 专利文献 2 :JP58-178012

发明内容

[0008] 技术问题

[0009] 但是,本发明的发明人发现,在将曲柄行程设定为比(最大)活塞行程的一半短时会出现下面的问题。下面参考图 16 来描述这些问题。也就是说,对于多缸内燃机的曲轴来说,共振引起围绕曲柄轴线作用的扭矩(后面称为“扭矩 T”)。对于该扭矩 T,载荷 P (惯性力)沿着与曲柄轴向 Z 和曲柄销偏心方向 X 都垂直的曲柄销横向作用在曲柄销上。同时,产生围绕曲柄轴线作用的弯矩。假定曲柄行程用“r”表示,那么扭矩 T 和载荷 P 之间的关系表示成 $T=rP$ 。因此,对于同样大小的 T,曲柄行程 r 越短,载荷 P 越大。因此,对于同样的活

塞行程,与曲柄行程长的单连杆机构相比,在曲柄行程短的多连杆机构的情况下,作用在曲柄销上的载荷 P 趋向于变得更大。

[0010] 因此,在采用多连杆机构的内燃机的曲轴的情况下,必须充分地考虑由上述扭矩 T 引起的沿曲柄销横向作用的载荷 P 的影响和由爆发力引起的沿曲柄销偏心方向 X 作用的载荷的影响。如专利文献 2 所述,假定为了避免因爆发载荷(燃烧载荷)引起的应力集中,将油路的曲柄销侧开口(构造成通到曲柄销的外周表面上)形成在相对于沿曲柄销偏心方向延伸的基准线成 90° 或 -90° (即沿曲柄旋转方向 270° 的曲柄角度)的位置。在这种情况下,由于扭矩 T,在油路的曲柄销侧开口附近产生应力集中。此外,由于多连杆机构的曲柄臂缩短(曲柄行程缩短),所以存在几个缺点,即:由扭矩 T 引起的沿曲柄销横向 Y 作用的载荷增大;沿曲柄轴向观看,曲柄销和主轴颈的重叠区域增加,从而导致曲柄销的横向上的径向相对的两个位置中的任一侧的局部机械强度高。从这个观点看,假定曲柄销侧开口形成在曲柄销的曲柄销横向上的任一侧上,那么很容易在曲柄销侧开口附近产生应力集中。作为防止产生这种应力集中的应对措施,为了保证适当的刚度和机械强度,必须增大曲柄销的直径。这导致难以提供包括多连杆机构的紧凑型内燃机。

[0011] 技术方案

[0012] 为克服因采用多连杆机构而导致的曲柄行程缩短所新产生的缺点,做出了本发明。也就是说,本发明涉及采用多连杆活塞-曲柄机构的内燃机的曲轴,所述多连杆活塞-曲柄机构具有:上连杆,其一端通过活塞销与活塞连接;下连杆,其通过上销连接在上连杆的另一端,并且还连接到曲柄销上;以及辅助连杆,其一端枢转支撑在内燃机的主体侧上,其另一端通过辅助销与下连杆相连。

[0013] 从曲轴的主轴颈的轴线到曲柄销的轴线的曲柄行程设定成比活塞行程的一半短。此外,当沿着曲柄轴向观看时,曲柄销和主轴颈相互重叠。

[0014] 由于曲柄行程缩短,所以由扭矩引起的沿曲柄销的横向作用的载荷趋向于变大,并且曲柄销和主轴颈沿曲柄销横向的重叠区域也趋向于增大。因此,对于向曲柄销的支承部分供给润滑油的油路来说,假定油路的曲柄销侧开口(其构造成通到曲柄销的外周表面上)形成在曲柄销的曲柄销横向上的径向相对部分中的任一侧上,即形成在相对于从主轴颈的轴线朝向曲柄销的轴线并且沿曲柄销偏心方向延伸的基准线成 90° 或 -90° 的位置,那么应力趋向于集中在曲柄销侧开口的附近。

[0015] 因此,在本发明的曲轴中,曲柄销侧开口形成在除了相对于沿曲柄销的偏心方向从主轴颈的轴线向曲柄销的轴线延伸的基准线成 90° 或 -90° 的角度范围以外的范围内,也就是说,形成在曲柄销的除了横向两侧以外的范围内。

[0016] 本发明的效果

[0017] 根据本发明,对于通过采用多连杆机构而缩短了曲柄行程的内燃机的曲轴来说,油路的曲柄销侧开口(其构造成通到曲柄销的外周表面上)形成在曲柄销的除了曲柄销横向两侧以外的范围内,从而抑制或减轻了因扭矩而在曲柄销侧开口附近产生的应力集中,并且实现了直径适当减小的紧凑化的曲柄销,同时确保所需的强度和刚度。

附图说明

[0018] 图 1A 是示出根据本发明的第一实施例的曲轴的侧视图,图 1B 是示出第一实施例

的曲轴的剖视图。

[0019] 图 2 是示出根据本发明的第二实施例的曲轴的剖视图。

[0020] 图 3 是示出根据本发明的第三实施例的曲轴的剖视图。

[0021] 图 4 是示出根据本发明的第四实施例的曲轴的载荷图。

[0022] 图 5 是示出第四实施例的曲轴的剖视图。

[0023] 图 6 是示意性示出根据本发明的第五实施例的多连杆机构中包括的下连杆和上连杆的前视图。

[0024] 图 7A 和 7B 是说明图,示出了在根据第五实施例的下连杆中形成在两个不同的曲柄角处的外周油沟和喷射孔。

[0025] 图 8 是根据第六实施例在曲柄销支承部分处的下连杆的载荷图。

[0026] 图 9 是示出根据第六实施例的下连杆的前视图。

[0027] 图 10A 是示意性示出根据本发明第七实施例的曲柄销支承部分的立体图,图 10B 是图 10A 所示曲柄销支承部分的剖视图。

[0028] 图 11A 是示出根据本发明第八实施例的下连杆和上连杆的前视图,图 11B 是在曲柄销支承部分处的下连杆和上连杆的剖视图。

[0029] 图 12A 是示出根据本发明第九实施例的下连杆和上连杆的前视图,图 12B 是在曲柄销支承部分处的下连杆和上连杆的剖视图。

[0030] 图 13 是示意性示出根据本发明的多连杆活塞-曲柄机构的装配图。

[0031] 图 14 是图 13 所示的多连杆活塞-曲柄机构的分解图。

[0032] 图 15 是说明图,示出了适用所有实施例的油路的曲柄销侧开口的形成位置。

[0033] 图 16 是说明图,示出了由扭矩引起的作用在曲柄销上的载荷与曲柄行程之间的关系。

[0034] 图 17 是说明图,示出了在油路中产生的应力如何根据油路的曲柄销侧开口的形成位置沿曲柄旋转方向的变化而变化。

具体实施方式

[0035] 下面参考附图描述本发明的优选实施例。图 13-14 分别是装配图和分解图,示意性示出了应用了本发明的曲轴的内燃机的多连杆活塞-曲柄机构(简称为多连杆机构)。气缸体中形成有多个气缸。活塞 8 可滑动地安装在每个气缸内。曲轴 1 的主轴颈 2 可旋转地支撑在气缸体上。

[0036] 如前面提到的 JP2008-224015 中所述,多连杆活塞-曲柄机构是公知的。简单地说,多连杆机构包括:上连杆 5,其一端通过活塞销 7 与活塞 8 相连;下连杆 4,其通过上销 6 与上连杆 5 的另一端相连,并且还与曲轴 1 的曲柄销 3 相连;以及辅助连杆 10,其一端(下端)枢转支撑在气缸体侧(对应于内燃机的主体侧)上,另一端(上端)通过辅助销 11 与下连杆 4 相连。对于曲轴 1 来说,主轴颈 2 和曲柄销 3 通过曲柄臂 14 连接。

[0037] 在此,L1 表示从主轴颈 2 的轴线到曲柄销 3 的轴线的曲柄行程,L2 表示从下连杆 4 的曲柄销支承部分的几何中心到下连杆 4 的上销支承部分的几何中心的距离,L3 表示从辅助连杆 10 的辅助销支承部分的几何中心到偏心轴部分 12B 的几何中心的距离,L4 表示从下连杆 4 的曲柄销支承部分的几何中心到下连杆 4 的辅助销支承部分的几何中心的距离,

L6 表示从上连杆 5 的活塞销支承部分的几何中心到上连杆 5 的上销支承部分的几何中心的距离, x_4 表示活塞销 7 (沿着气缸中心线往复运动) 的中心相对于曲轴主轴颈中心线的偏移量。

[0038] 与活塞销和曲柄销通过一根连接杆连接的单连杆机构相比, 这种活塞销 7 和曲柄销 3 通过多根连杆相连的多连杆机构在活塞行程特性设定方面具有更高的自由度。通过优化活塞行程特性, 例如, 通过将活塞行程特性调节成接近简谐振动的特性, 可以显著减少噪声和振动。

[0039] 上述曲柄行程 L1 设定成比(最大) 活塞行程的一半短。因此, 与曲柄行程等于活塞行程一半的常用单连杆机构相比, 在多连杆机构的情况下, 对于同样的发动机压缩比, 由于曲柄行程 L1 缩短, 所以能够提高刚度和强度, 以及减小尺寸。此外, 对于同样长度的曲柄行程 L1, 能够获得压缩比高的发动机。由于缩短了曲柄行程 L1, 当沿着曲柄轴向观看时, 曲柄销和主轴颈相互重叠。因此, 曲轴具有重叠区域(在图 1B 中用 ΔOL) 表示, 在该重叠区域中, 曲柄销和主轴颈沿着曲柄销的偏心方向相互重叠。

[0040] 此外, 在多个气缸处连续延伸的辅助轴 12 的轴颈部分 12A 通过支撑件(未示出) 可旋转地支撑在气缸体上。辅助轴 12 具有供每个发动机气缸使用的上述辅助轴部分 12B。辅助连杆 10 的另一端与相关的偏心轴部分 12B 枢转连接。因此, 通过根据发动机运行状态利用致动器(未示出) 改变辅助轴 12 的旋转位置, 就能够改变用作辅助连杆 10 的摆动运动支点的偏心轴部分 12B 的位置, 从而能够改变发动机的压缩比, 这是因为辅助连杆 10 (可变压缩比装置) 限制下连杆 4 的运动的运动限制条件改变了。如上所述, 通过使用多连杆活塞-曲柄机构, 能够容易地实现可变的发动机压缩比。

[0041] 下面详细描述这些实施例的具体结构、操作和效果。如图 1 所示, 曲轴 1 中形成有油路 20, 油路 20 用于将润滑油从气缸体侧供给到曲柄销支承部分。油路 20 的一端, 即油路 20 的曲柄销侧开口 21 构造为通到曲柄销 3 的外周表面处。

[0042] 首选, 对于所有实施例的共同的具体的结构, 如图 15 所示, 油路的曲柄销侧开口(其构造为通到曲柄销的外周表面上) 位于并形成在角度范围 P1-P4 中的任一角度范围内, 所述角度范围 P1-P4 基本上对应于沿曲柄旋转方向 α (即沿曲柄销 3 围绕主轴颈 2 旋转的方向) 相对于基准线 X1 成 45 度、135 度、225 度和 315 度的位置, 所述基准线 X1 沿着曲柄销偏心方向 X 从主轴颈向曲柄销的轴线延伸。也就是说, 曲柄销侧开口 21 的中心位置形成在 45 度、135 度、225 度和 315 度的角度位置中的任何一个角度位置处, 或者形成在 $45^\circ \pm 10^\circ$ 、 $135^\circ \pm 10^\circ$ 、 $225^\circ \pm 10^\circ$ 、和 $315^\circ \pm 10^\circ$ 的角度范围中的任何一个角度范围内。换句话说, 曲柄销侧开口 21 形成在除了角度范围 Q1 和 Q3 以外的范围内, 或者形成在除了角度范围 Q2 和 Q4 以外的范围内, 其中, 在所述角度范围 Q1 和 Q3 中, 燃烧载荷和 / 或惯性载荷沿着曲柄销偏心方向 X 作用, 也就是说, 角度范围 Q1 和 Q3 基本上对应于沿曲柄旋转方向 α 相对于基准线 X1 成 0° 和 180° 的位置; 在所述角度范围 Q2 和 Q4 中, 由扭矩引起的载荷沿着曲柄销横向 Y 作用, 也就是说, 角度范围 Q2 和 Q4 基本上对应于沿曲柄旋转方向 α 相对于基准线 X1 成 90° 和 270° (-90°) 的位置。

[0043] 如上所述, 在通过利用多连杆机构缩短了曲柄行程 L1 的曲轴中, 假定曲柄销侧开口形成在位于曲柄销横向 Y 上的角度范围 Q2 和 Q4 内, 即形成在对应于曲柄销的曲柄销横向两侧的径向相对的位置的角度范围 Q2 和 Q4 内。由于扭矩引起的沿曲柄销横向 Y 作用的

载荷,在曲柄销开口附近趋向于发生应力集中。而且,这导致难以保证在曲柄销侧开口附近形成油膜。这种油膜不足(缺少油膜)导致流体润滑性能趋于下降。在多连杆机构的情况下,一方面,由于曲柄行程缩短,重叠区域 ΔOL 增加,并且强度和刚度也因而增大。另一方面,由于曲柄行程缩短,曲柄臂 14 的用于承受载荷的重叠区域的刚度趋向于局部变高,从而趋向于在除了局部刚度高的部分以外的部分中引起应力集中,其中,所述载荷是由扭矩引起的并且沿着与曲柄轴向和曲柄销偏心方向都垂直的曲柄销横向作用。应力特别趋向于集中在沿曲柄销横向穿过的油路中。因此,通过将曲柄销侧开口 21 形成在除了角度范围 Q2 和 Q4 (对应于曲柄销的曲柄销横向两侧的径向相对部分)以外的范围内,可以抑制和减轻这种应力集中,从而在保证所需的强度和刚度的同时减小曲柄销的直径,并继而实现紧凑化。此外,可以防止在曲柄销侧开口 21 附近缺少油膜,从而能够实现良好的流体润滑作用。也就是说,油路的曲柄销 3 侧的开口形成在沿曲柄旋转方向的如下角度范围内:在该角度范围内,在油路中不会产生应力集中,并且在油路(油孔)20 的曲柄销侧开口 21 附近不会发生油膜不足的情况。图 17 示出了在采用了图 13 所示的多连杆活塞-曲柄机构(多连杆机构)的内燃机中,曲轴的扭转在油路中引起的应力(弯曲应力和剪切应力的合应力)如何根据油路的曲柄销侧开口的形成位置的改变而改变。在所示的实施例中,内燃机是 1.6 升排量的直列四缸内燃机,其设置有多连杆活塞-曲柄机构和曲轴 1,曲轴 1 包括多个曲柄销 3,每个曲柄销 3 的直径为 35 毫米,并且由例如 SCM440H 等铬钼钢材料制成。下述两个距离的比值(即杠杆臂长比 $(L2+L4)/L4$) 设定为 1.9,所述两个距离为:(与上连杆 5 相连的)下连杆 4 的上销支承部分的几何中心和(与辅助连杆(控制连杆)10 相连的)下连杆 4 的辅助销支承部分的几何中心之间的距离 $(L2+L4)$;下连杆 4 的曲柄销支承部分的几何中心和下连杆 4 的辅助销支承部分的几何中心之间的距离 $(L4)$ 。当沿着曲轴 1 的轴向观看时,曲轴 1 的曲柄销 3 和主轴颈 2 在曲柄销偏心方向上的重叠量为 22.8 毫米。当油路的曲柄销侧开口相对于基准线 X1 的设置位置(形成位置)超过 60 度时,因扭转(扭转振动)而在油路中产生的应力(弯曲应力和剪切应力的合应力)趋向于超过基于应力幅值和平均应力设定的疲劳极限(临界应力)。由于后面所述的原因,曲柄销横向 Y 上的角度范围 Q2 和 Q4 基本上对应于从 60 度到 120 的角度范围和从 240 度到 300 度的角度范围,其中,油路的曲柄销侧开口 21 不应形成在所述角度范围 Q2 和 Q4 内。

[0044] 此外,在曲柄销偏心方向 X 上的角度范围 Q1 和 Q3 内,在上止点(TDC)和下止点(BDC)附近,存在大的燃烧载荷和/或惯性载荷。因此,假定曲柄销侧开口形成在角度范围 Q1 和 Q3 内,那么由于多连杆机构的杠杆作用,在每个发动机气缸的 TDC 位置和 BDC 位置附近,被进一步放大的燃烧载荷和/或惯性载荷趋向于反复作用在曲柄销侧开口上。也就是说,如上所述,存在发生应力集中和因油膜不足而导致流体润滑性能下降的危险。与上述情况相比,当曲柄销侧开口 21 位于并形成在除了存在大的燃烧载荷和/或惯性载荷的角度范围 Q1 和 Q3 以外的范围内时,燃烧载荷和/或惯性载荷永远不会直接作用在曲柄销侧开口 21 的附近。因此,能够在减轻或减少曲柄销侧开口 21 附近的应力集中的同时,防止曲柄销侧开口 21 附近的油膜不足,从而实现良好的流体润滑作用。

[0045] 后面描述的技术术语“角度”主要是指沿着曲柄旋转方向 α 相对于基准线 X1 测量的角度,所述基准线 X1 从作为原点的曲柄销中心延伸。

[0046] 在图 1A-1B 所示的第一实施例中,油路 20 形成为在从曲柄销侧开口 21 到轴颈侧

开口 22 的长度上笔直穿过曲柄销 3、曲柄臂 14 和主轴颈 2 的内部,所述曲柄销侧开口 21 通到曲柄销 3 的外周表面上,所述轴颈侧开口 22 通到主轴颈 2 的外周表面上。上述油路 20 形成在曲柄销 3 和主轴颈 2 沿着曲柄销偏心方向 X 相互重叠的重叠区域 ΔOL 内。具体地说,曲柄销侧开口 21 位于并形成在基本上对应于沿曲柄旋转方向相对于基准线 X1 成 135 度和 225 度的角度范围中的任何一个角度范围内,而轴颈侧开口 22 位于并形成在基本上对应于沿曲柄旋转方向相对于基准线 X1 成 315 度和 45 度的角度范围中的任何一个角度范围内。也就是说,油路 20 布置在重叠区域 ΔOL 内并形成在除了其中存在大载荷的角度范围 Q1-Q4 (参考图 15) 以外的范围内,当沿着曲柄轴向观看时,油路 20 倾斜地笔直延伸。这有助于实现较短的发动机油路长度以及易于加工。在图 1A-1B 中,为了清楚起见,每个开口都被夸大显示,使得每个开口 21、22 的内径大于油路 20 的内径,但实际上,油路 20 形成为通孔,并且油路 20 的横截面与每个开口 21、22 的横截面是相同的。

[0047] 如上所述,与单连杆机构相比,在多连杆机构的情况下,由于缩短了曲柄臂(缩短了曲柄行程 L1),重叠区域 ΔOL 增加,从而重叠区域 ΔOL 的强度和刚度也增大。因此,能够容易地形成将主轴颈 2 的外周和曲柄销 3 的外周笔直地直接连接起来的上述油路 20。此外,通过将油路 20 形成在重叠区域 ΔOL 内,会使因形成油路 20 而降低强度和刚度的危险更小。此外,加工笔直的油路 20 不再需要在曲柄销和 / 或主轴颈内形成额外的径向油路。这有助于减小加工时间和成本,并且还保证了要求的强度和刚度。

[0048] 在图 2 所示的第二实施例中,还形成了作为油路 20 的一部分的径向油路 24,径向油路 24 沿着曲柄销的径向穿过曲柄销 3。径向油路 24 具有两个相对的开口,这些开口通到曲柄销 3 的外周表面上,也就是说,第一曲柄销侧开口 24A 位于并形成在基本上对应于 135 度的角度范围内,第二曲柄销侧开口 24B 位于并形成在基本上对应于 315 度的角度范围内。润滑油从气缸体侧经由形成在曲轴内的另一条油路(未示出)供给到径向油路 24,然后通过曲柄销侧开口 24A、24B 被进一步输送到曲柄销支承部分。

[0049] 根据第二实施例,径向油路 24 形成为沿着曲柄销的径向笔直穿过曲柄销 3,从而有利于加工。此外,可通过径向油路 24 的两端的两个相对的曲柄销侧开口 24A、24B 将润滑油供给到曲柄销支承部分,从而提高了润滑油量。

[0050] 与第二实施例类似,在图 3 所示的第三实施例中,还形成了作为油路 20 的一部分的径向油路 25,径向油路 25 沿着曲柄销的径向穿过曲柄销 3。润滑油从气缸体侧经由形成在曲轴内的另一条油路(未示出)供给到径向油路 25,然后通过曲柄销侧开口 25A、25B 被进一步输送到曲柄销支承部分。第三实施例与第二实施例的不同之处在于,径向油路 25 的通到曲柄销 3 的外周表面上的第一曲柄销侧开口 25A 位于并形成在基本上对应于绕曲柄销 45 度的角度范围内,通到曲柄销 3 的外周表面上的第二曲柄销侧开口 25B 位于并形成在基本上对应于绕曲柄销 225 度的角度范围内。

[0051] 顺便指出,在具有多连杆机构的内燃机中,对应于活塞上止点位置的曲柄角趋向于相对于曲轴旋转的基准位置(精确地说,是曲柄销偏心方向 X 与曲轴的主轴颈中心线一致时的曲柄角)相延。如图 4 的载荷图所示,从曲柄销侧朝向主轴颈侧作用的燃烧载荷趋向于作用在如下的角度范围内,所述角度范围基本上对应于朝与曲柄旋转方向相反的方向(即,顺时针方向)偏离曲轴旋转的基准位置的角度,换句话说,燃烧载荷趋向于作用在基本上对应于 315 度(-45 度)的角度范围内。

[0052] 与第二实施例相比,第三实施例的优点更多,具体原因如下。也就是说,在第三实施例中,径向油路 25 形成为沿曲柄旋转方向相对于曲柄销偏心方向 X 倾斜 45 度,使得曲柄销侧开口 25A、25B 分别形成在基本上对应于 45 度和 225 度的角度范围内。因此,能够防止或者减轻在基本上对应于 315 度(-45 度)的角度范围内作用的燃烧载荷对这些开口的影响。

[0053] 在图 5 所示的第四实施例中,曲柄销具有两个径向油路 24 和 25,每个径向油路都形成为沿着曲柄销的径向穿过曲柄销 3。与第二实施例类似,第一径向油路 24 的通到曲柄销 3 的外周表面上的两个相对的曲柄销侧开口 24A 和 24B 位于并形成在基本上对应于 135 度和 315 度的各个角度范围内。与第三实施例类似,第二径向油路 25 的通到曲柄销 3 的外周表面上的两个相对的曲柄销侧开口 25A 和 25B 位于并形成在基本上对应于 45 度和 225 度的各个角度范围内。在第四实施例中,在曲柄销 3 的外周表面中形成了四个曲柄销侧开口 24A、24B、25A 和 25B,从而能够进一步增加供给到曲柄销支承部分的润滑油量。

[0054] 参考图 6 以及图 7A 和 7B,其中示出了第五实施例的下连杆侧的油路结构,在图中还使用了曲轴侧的油路结构。通过在曲柄销 3 中形成两个径向油路 24 和 25,在曲柄销 3 的外周表面中形成了四个曲柄销侧开口 24A、24B、25A 和 25B,这四个开口在周向上相互之间等距离隔开,也就是说,每隔预定的角度间隔(例如 90 度)形成一个开口。

[0055] 此外,下连杆 4 具有外周油沟 27 以及形成在外周油沟 27 内的溅射孔 28。外周油沟 27 形成为下连杆 4 的曲柄销支承表面中的径向向外凹陷的槽,并且在 90 度的角度范围上沿着圆周方向延伸。溅射孔 28 设置成向指定的支承部分(即第五实施例中的上销 6 的支承部分)喷射和供给润滑油。溅射孔 28 的一个开口端构造为通入外周油沟 27 的底面内,溅射孔 28 的另一个开口端构造为通入支承上销 6 的叉形销座部分的底面内。因此,从外周油沟 27 供给到溅射孔 28 的润滑油可朝向上销侧(上销 6)喷射和供给。

[0056] 这样,四个曲柄销侧开口 24A、24B、25A 和 25B 形成在在曲柄销 3 的外周表面中,并且在周向上相互之间等距离隔开,即每隔预定的角度间隔(例如 90 度)形成一个开口。外周油沟 27 形成为在与这些曲柄销侧开口 24A、24B、25A 和 25B 中的两个相邻开口之间的角度间隔相同的角度范围(即 90 度)内向下连杆侧(下连杆 4)凹陷的周向凹槽。因此,在运行中,曲柄销侧开口 24A、24B、25A 和 25B 中的任何一个开口接近外周油沟 27,以便与外周油沟 27 流体连通。例如,在图 7A 所示的给定曲柄角角度,曲柄销侧开口 24B 与外周油沟 27 流体连通。然后,当进一步旋转给定的曲柄角角度时,如图 7B 所示,曲柄销侧开口 25B 与外周油沟 27 流体连通。这样,不管曲柄角是多少,都能通过外周油沟 27 从曲柄销侧开口 24A、24B、25A 和 25B 中的任何一个开口供给润滑油,并随后通过溅射孔 28 将润滑油喷射并输送到上销侧。因此,能够提高向上销侧供给润滑油的速度,从而提高流体润滑性能以及通过润滑油喷射/溅射而实现的冷却性能。

[0057] 更优选的是,可在上连杆 5 中的用于支承上销 6 的上销支承部分形成径向穿过的上连杆侧油路 29,该上连杆侧油路 29 大致朝向溅射孔 28 的润滑油溅射方向,从而一部分从溅射孔溅射的润滑油可以更可靠地通过上连杆侧油路 29 供给到上销支承部分(上销 6)。

[0058] 参考图 8,其中示出了曲柄销支承部分的载荷图。如该载荷图所示,作用在下连杆 4 的曲柄销支承部分上的载荷在预定的角度范围 R1、R2 和 R3 趋向于局部变高。因此,在图 9 所示的第六实施例中,外周油沟 27 形成在曲柄销支承部分的除了上述存在大载荷的角度

范围 R1、R2 和 R3 以外的范围内。具体地说,外周油沟 27 形成在 90° 的角度范围内,该角度范围的中心是该角度范围与方向 X 相交的角度位置,所述方向 X 从下连杆的曲柄销支承部分的轴线指向下连杆的上销支承部分(上销 6)的轴线。因此,能够避免三个大载荷(即燃烧载荷,在活塞 TDC 位置的惯性载荷,以及在活塞 BDC 位置的惯性载荷)直接作用在外周油沟 27 上。

[0059] 在图 10A 和 10B 所示的第七实施例中,油槽部分 30 形成在下连杆 4 的曲柄销支承表面内,作为沿着曲柄销的轴向延伸的凹陷部分。油槽部分 30 与外周油沟 27 的在支承部分的滑动方向(即在下连杆 4 的曲柄销支承部分的旋转方向)上的上游侧端部相连。此外,油槽部分形成延伸到下连杆 4 的曲柄销支承部分的每个轴向端部附近。但是,油槽部分 30 在两个端部是封闭的,没有延伸到下连杆 4 的曲柄销支承部分的每个轴向端部。

[0060] 通过上述油路结构,从曲柄销侧(曲柄销 3)的油路向下连杆的外周油沟 27 供给的润滑油可以借助曲柄销 3 的旋转被输送到油槽部分 30 内。此外,由于粘性所产生的剪切应力,一部分润滑油流出并被沿着曲柄销滑动运动的方向(即沿着曲柄销 3 相对于下连杆 4 的曲柄销支承部分的旋转方向)拖动,即被沿着与曲柄销支承部分的滑动运动方向相反的方向拖动,从而确保向曲柄销支承部分稳定地供给润滑油。

[0061] 顺便指出,油槽部分 30 形成在曲柄销支承表面的除了上述存在大载荷的角度范围 R1、R2 和 R3 以外的范围内,例如,形成在基本上对应于 0° 、 90° 、 180° 和 315° 的角度范围中的任何一个角度范围内。因此,能够避免大载荷直接作用在油槽部分 30 上。

[0062] 在图 11A 和 11B 所示的第八实施例中,下连杆 4 中形成有两个溅射孔 28A 和 28B,这两个溅射孔布置为彼此相邻并且都与单个外周油沟 27 连通。第一溅射孔 28A 设置成主要朝向上连杆 5 的上销支承部分的支承表面喷射和供给润滑油,而第二溅射孔 28B 设置成主要朝向上连杆侧油路 29(参考图 6)喷射和供给润滑油,所述上连杆侧油路 29 形成在上连杆 5 的用于支承上销 6 的上销支承部分中。

[0063] 在图 12A 和 12B 所示的第九实施例中,下连杆 4 中形成有两个溅射孔 28A 和 28C,这两个溅射孔沿周向彼此隔开并且都与单个外周油沟 27 连通。第一溅射孔 28A 设置成主要朝向上连杆 5 的上销支承部分的支承表面喷射和供给润滑油,而第二溅射孔 28C 设置成主要朝向活塞 8 喷射和供给润滑油,以便冷却活塞 8 和润滑活塞销支承部分。

[0064] 从第八和第九实施例可以看出,通过形成在下连杆 4 中的多个溅射孔 8,可以朝向待润滑和冷却的多个活动部分有效地喷射和供给润滑油。

[0065] 附图标记清单

[0066]	1	曲轴
[0067]	2	主轴颈
[0068]	3	曲柄销
[0069]	4	下连杆
[0070]	5	上连杆
[0071]	6	上销
[0072]	7	活塞销
[0073]	8	活塞
[0074]	10	辅助连杆

[0075]	11	辅助销
[0076]	20	油路
[0077]	21	曲柄销侧开口
[0078]	22	轴颈侧开口
[0079]	24, 25	径向油路
[0080]	24A, 24B, 25A, 25B	曲柄销侧开口
[0081]	27	外周油沟
[0082]	28	溅射孔
[0083]	X	曲柄销偏心方向
[0084]	Y	曲柄销横向

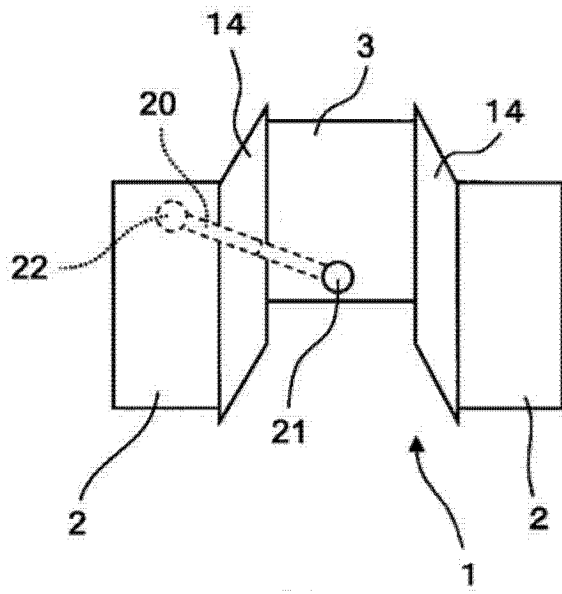


图 1A

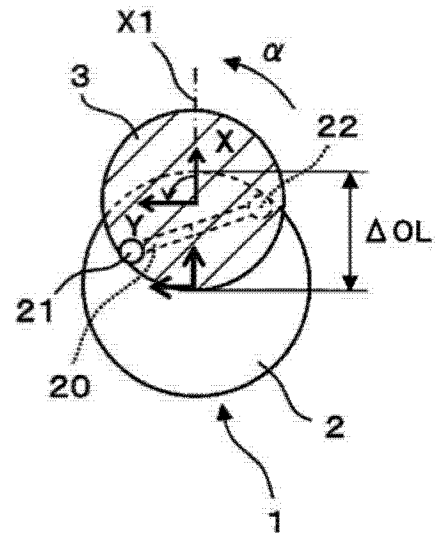


图 1B

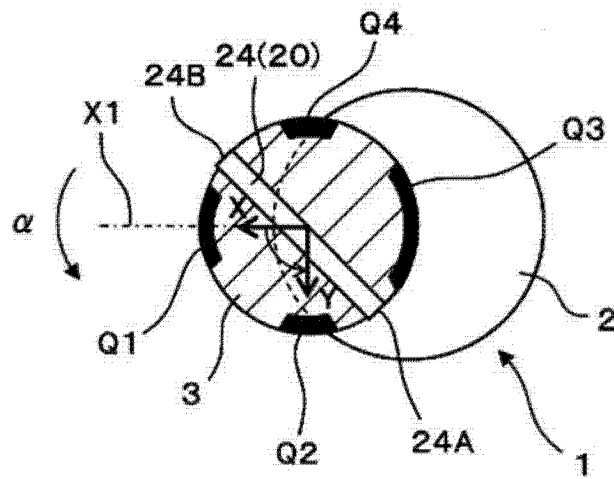


图 2

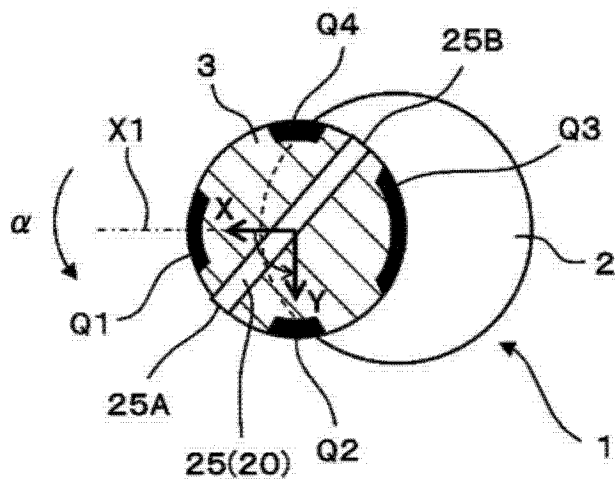


图 3

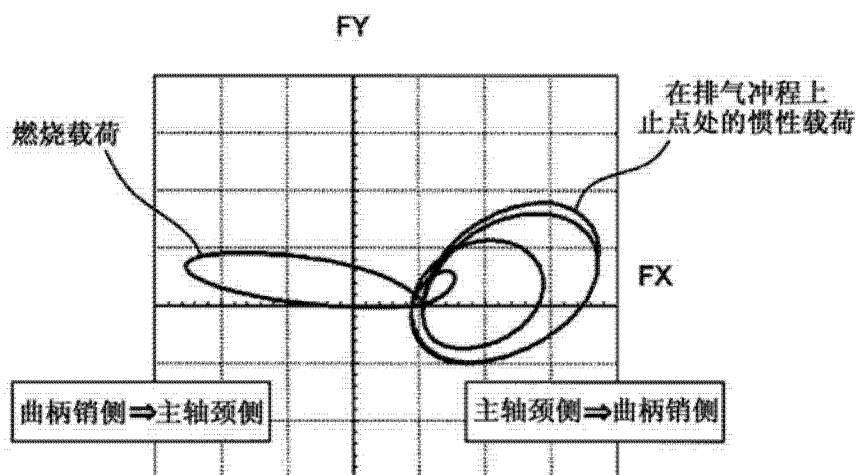


图 4

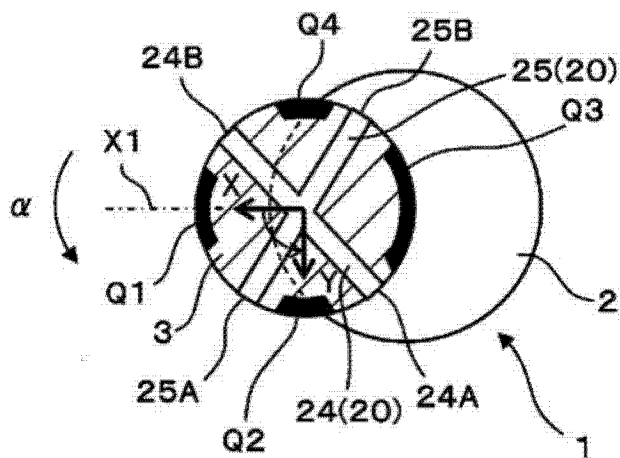


图 5

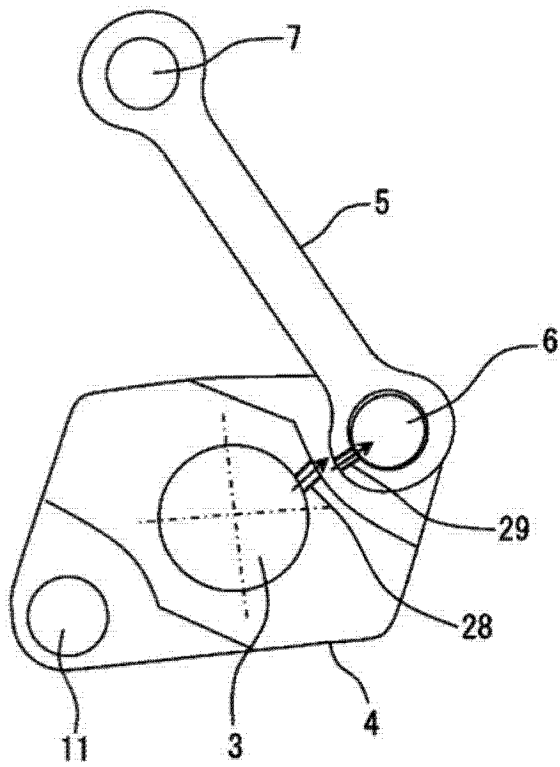


图 6

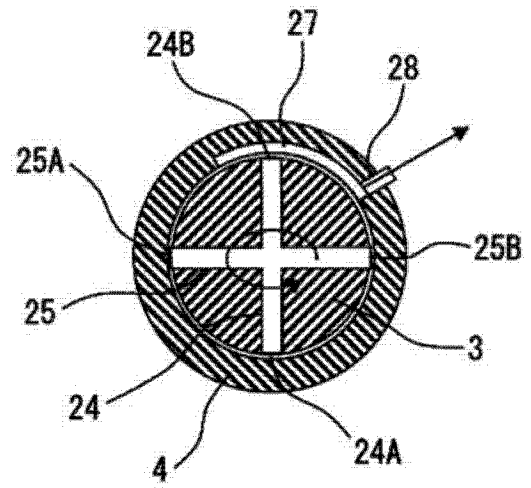


图 7A

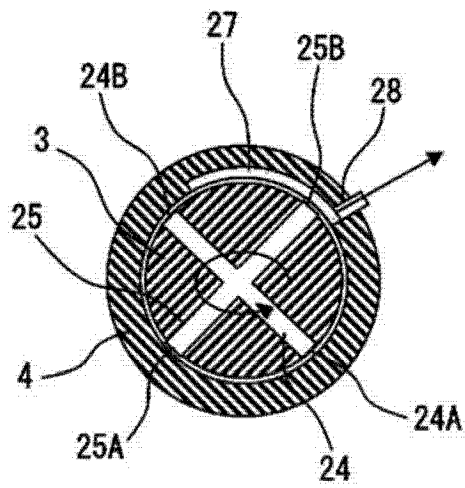


图 7B

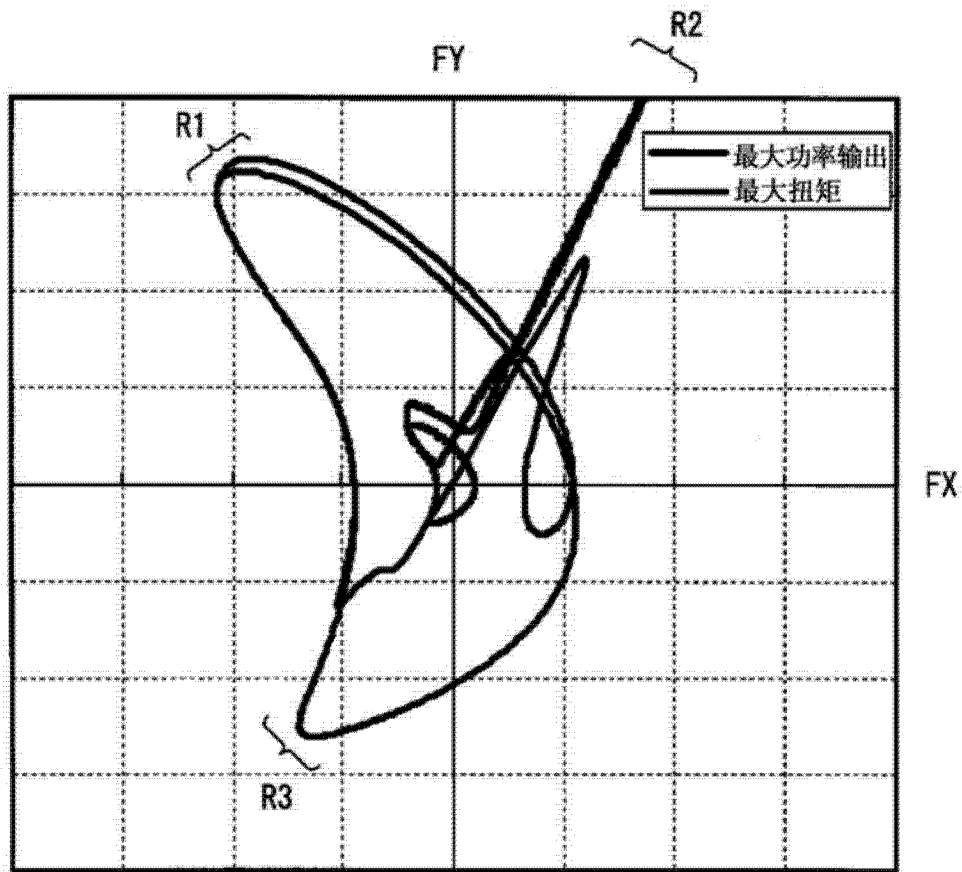


图 8

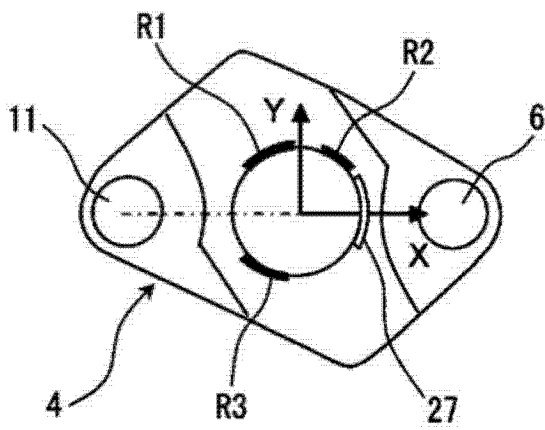


图 9

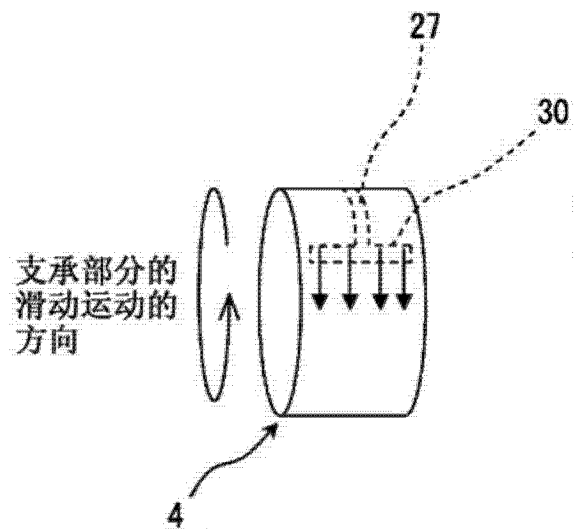


图 10A

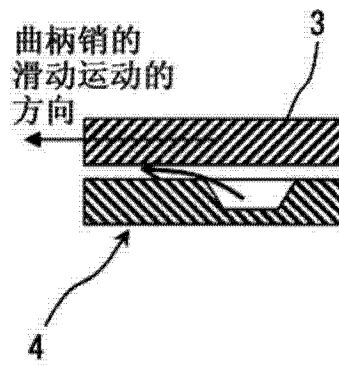
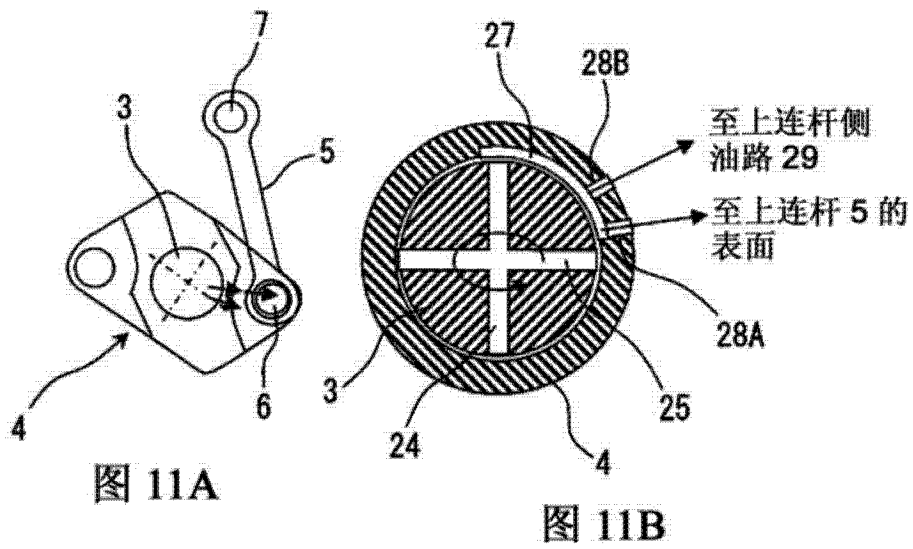


图 10B



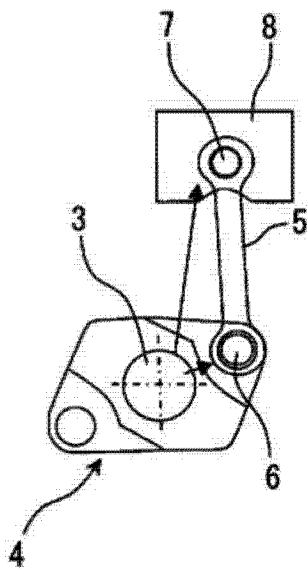


图 12A

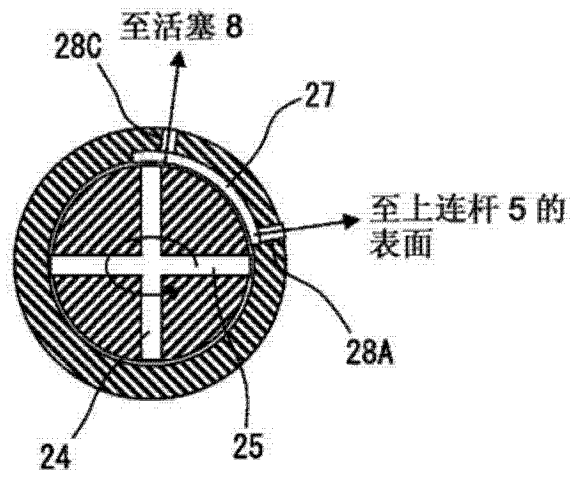


图 12B

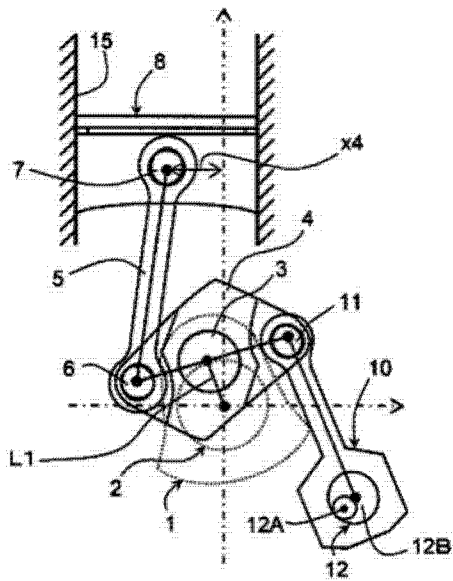


图 13

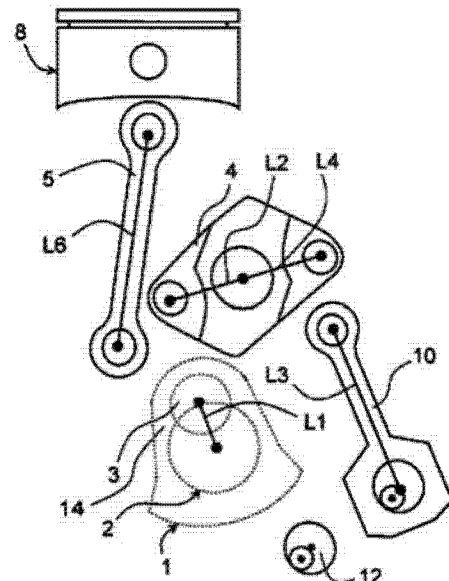


图 14

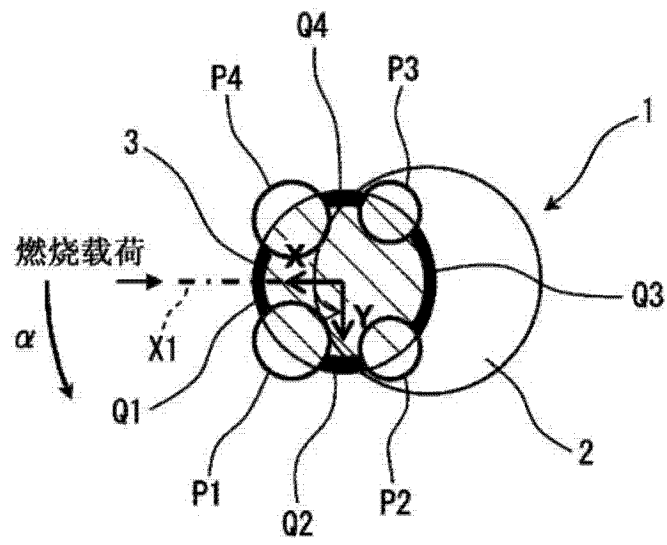


图 15

活塞 - 曲柄机构	单连杆机构	多连杆机构
一个曲柄行程的示意图		
由共振引起的扭矩	T	T
曲柄行程	r_{CONV}	r_{VCR}
由扭矩引起的作用在曲柄销上的载荷	P_{CONV}	P_{VCR}
由扭矩引起的弯矩	M_{CONV}	M_{VCR}

图 16

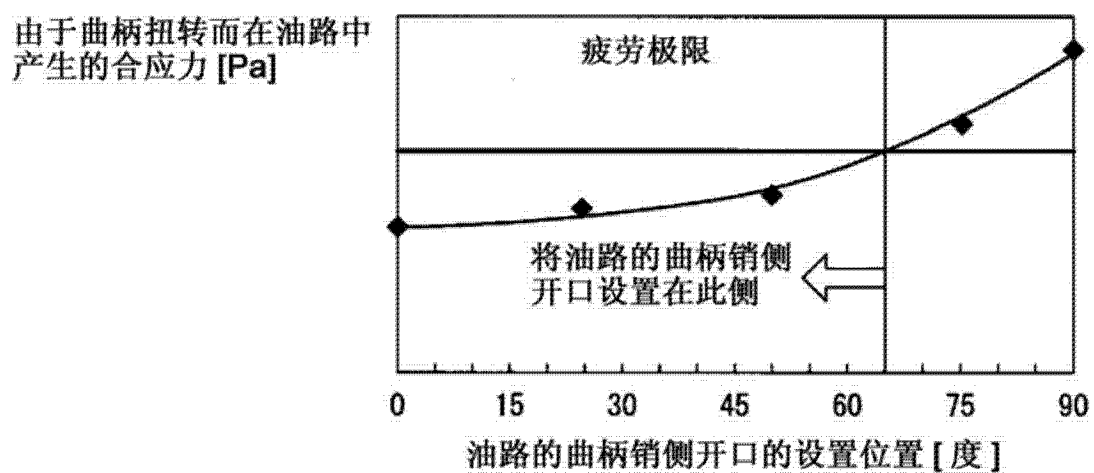


图 17