

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国际局

(43) 国际公布日
2020 年 7 月 2 日 (02.07.2020)



(10) 国际公布号
WO 2020/135671 A1

- (51) 国际专利分类号:
F02B 75/04 (2006.01) **F02D 15/02** (2006.01)
- (21) 国际申请号: PCT/CN2019/129010
- (22) 国际申请日: 2019 年 12 月 27 日 (27.12.2019)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (30) 优先权:
201811644480.X 2018 年 12 月 29 日 (29.12.2018) CN
- (71) 申请人: 长城汽车股份有限公司 (GREAT WALL MOTOR COMPANY LIMITED) [CN/CN]; 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。
- (72) 发明人: 尹吉 (YIN, Ji); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。 刘涛 (LIU, Tao); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。 刘俊杰 (LIU, Junjie); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。 张树旻 (ZHANG, Shumin); 中国河北省保

定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。 渠娜 (QU, Na); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。 杨乐 (YANG, Le); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。 刘君宇 (LIU, Junyu); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。 张彪 (ZHANG, Biao); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。 王文远 (WANG, Wenyuan); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。 叶娜 (YE, Na); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。

(74) 代理人: 北京清亦华知识产权代理事务所 (普通合伙) (TSINGYIHUA INTELLECTUAL PROPERTY LLC); 中国北京市海淀区清华园清华大学照澜院商业楼 301 室, Beijing 100084 (CN)。

(81) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS,

(54) Title: ENGINE AND VEHICLE HAVING SAME

(54) 发明名称: 发动机及具有其的车辆

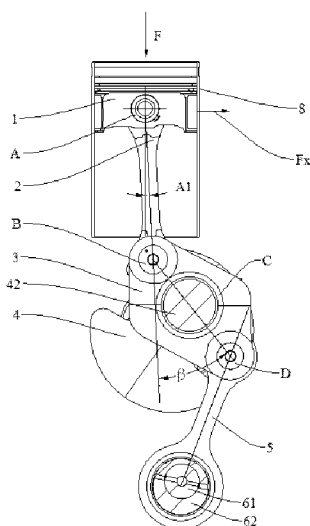


图 4

$$L_2 \sin(\beta) - R_1 \sin(CA) + e \leq \frac{1}{8} L_2$$

(I)

(57) Abstract: Disclosed are an engine and a vehicle having same. The engine comprises a piston (1), a crankshaft (4), an adjusting element (3), a connecting rod (2), and a compression ratio adjustment mechanism (7), wherein the distance between a main journal (41) and a moving track of the piston (1) is e, the adjusting element (3) is sheathed to a connecting rod neck (42), the distance between the connecting rod neck (42) and the main journal (41) is R1, an included angle between the line of centers of the connecting rod neck (42) and the main journal (41) and the moving track of the piston (1) is CA, the connecting rod (2) is connected to the piston (1) and the adjusting element (3), the length of the connecting rod (2) is L1, the distance between the connecting rod (2) and the connecting rod neck (42) is L2, the compression ratio adjustment mechanism (7) adjusts the position of the piston (1) and comprises an eccentric shaft (6) and a control lever (5), the control lever (5) is connected to the adjusting element (3) and the eccentric shaft (6), an included angle between the connecting rod (2) and the adjusting element (3) is β , and an included angle between the connecting rod (2) and the moving track of the piston (1) is A1, where $-40^\circ \leq CA \leq 120^\circ$ (I), $0^\circ \leq A1 \leq 8^\circ$.

JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。

(84) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布:

— 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

(57) 摘要: 一种发动机及具有其的车辆。该发动机包括活塞(1)、曲轴(4)、调节元件(3)、连杆(2)和压缩比调节机构(7), 主轴颈(41)与活塞(1)的运动轨迹距离为 e , 调节元件(3)套于连杆颈(42), 连杆颈(42)与主轴颈(41)距离为 $R1$, 连杆颈(42)与主轴颈(41)的中心连线与活塞(1)的运动轨迹的夹角为 CA , 连杆(2)与活塞(1)和调节元件(3)连接, 连杆(2)长度为 $L1$, 连杆(2)与连杆颈(42)距离 $L2$, 压缩比调节机构(7)调节活塞(1)位置且包括偏心轴(6)和控制杆(5), 控制杆(5)与调节元件(3)和偏心轴(6)相连, 连杆(2)与调节元件(3)夹角为 β , 连杆(2)与活塞(1)的运动轨迹夹角为 $A1$, $-40^{\circ} \leq CA \leq 120^{\circ}$ 时 (I), $0^{\circ} \leq A1 \leq 8^{\circ}$ 。

发动机及具有其的车辆

相关申请的交叉引用

5 本公开要求申请日为 2019 年 12 月 29 日、申请号为 201811644480.X、专利申请名称为“发动机及具有其的车辆”的优先权。

技术领域

本公开涉及汽车领域，具体而言，涉及一种发动机及具有其的车辆。

10

背景技术

发动机的压缩比是指活塞运动到下止点时的气缸容积与活塞运动到上止点时的燃烧室容积之比。现有发动机大多数为固定压缩比发动机，燃油燃烧效率低、经济性差、排放高。随着可变压缩比技术的发展，发动机开始增加压缩比调节机构，通过改变活塞上止点位置
15 等方式改变燃烧室容积，从而改变压缩比。

热效率理论表明，压缩比越高，热效率越高，油耗越低，然而，增加压缩比会导致爆震，考虑到抑制爆震，压缩比上限会受到限制，现有发动机大多数为固定压缩比发动机，无法实现高热效率与抑制爆震的平衡；此外，在现有的各类压缩比调节机构中，普遍存在有零部件数量较多、各零件间受力较大、活塞与缸孔间的相互间的摩擦力大、磨损增加等
20 问题。

发明内容

有鉴于此，本公开旨在提出一种发动机，以减小活塞与缸孔间的受力，改善缸孔磨损情况。

25 为达到上述目的，本公开的技术方案是这样实现的：

一种发动机，包括：活塞，所述活塞可在所述发动机的气缸内运动；曲轴，所述曲轴的主轴颈可转动地设置在所述发动机的缸体上，所述主轴颈的中心轴线与所述活塞的运动轨迹之间的距离为 e ；调节元件，所述调节元件套设在所述曲轴的连杆颈上，所述调节元件所套设的连杆颈与所述主轴颈的中心轴线的距离为 $R1$ ，且所述连杆颈和所述主轴颈的中心连线与所述活塞的运动轨迹之间的夹角为 CA ；连杆，所述连杆的第一端与所述活塞连接，所述连杆的第二端与所述调节元件连接，所述连杆的第一端连接中心与所述连杆的第二端连接中心之间的距离为 $L1$ ，所述连杆的第二端连接中心与所述连杆颈的中心之间的距离为

30

L2; 压缩比调节机构, 所述压缩比调节机构用于调节所述活塞在所述气缸内的位置, 所述压缩比调节机构包括: 偏心轴和控制杆, 所述控制杆的第一端与所述调节元件连接, 所述控制杆的第二端与所述偏心轴偏心相连, 以在所述偏心轴转动时, 所述调节元件可绕其所套设的连杆颈转动, 所述连杆的第一端连接中心和所述连杆的第二端连接中心之间的连线与
5 所述连杆的第二端连接中心和所述控制杆的第一端连接中心之间的连线之间的夹角为 β , 所述连杆与所述活塞的运动轨迹之间的夹角为 A_1 , 当 $-40^\circ \leq CA \leq 120^\circ$ 时, A_1 满足关系式: $0^\circ \leq A_1 \leq 8^\circ$ 。

根据本公开的一些实施例, 当 $-40^\circ \leq CA \leq 120^\circ$ 时, L_1 、 L_2 、 R_1 、 e 、 β 、 CA 满足关系

式:
$$L_2 * \sin(\beta) - R_1 * \sin(CA) + e < \frac{1}{8} L_1$$
。

10 根据本公开的一些实施例, 当 $30^\circ \leq CA \leq 40^\circ$ 时, A_1 满足关系式: $0^\circ \leq A_1 \leq 0.5^\circ$ 。

进一步地, 当 $30^\circ \leq CA \leq 40^\circ$ 时, L_2 、 R_1 、 e 、 β 、 CA 满足关系式:

$$L_2 * \sin(\beta) - R_1 * \sin(CA) + e \approx 0$$
。

根据本公开的一些实施例, 所述偏心轴包括: 驱动轴和偏心轮, 所述驱动轴可转动地设置在所述缸体上, 所述偏心轮设置在所述驱动轴上, 所述控制杆的第一端与所述调节元
15 件铰接, 所述控制杆的第二端与所述驱动轴通过所述偏心轮铰接。

进一步地, 所述压缩比调节机构还包括: 驱动装置, 所述驱动装置与所述驱动轴相连且用于驱动所述驱动轴转动。

根据本公开的一些实施例, 所述连杆的第一端与所述活塞通过活塞销铰接, 所述连杆的第二端与所述调节元件通过连杆销铰接。

20 进一步地, 所述控制杆的第一端与所述调节元件通过控制杆销铰接, 所述连杆销和所述控制杆销设置在所述连杆颈的两侧。

根据本公开的一些实施例, 所述调节元件与所述连杆颈之间设置有连杆颈销或轴瓦。

根据本公开的一些实施例, 所述曲轴设置在所述活塞和所述偏心轴之间。

相对于现有技术, 本公开所述的发动机具有以下优势:

25 本公开所述的发动机, 通过调整压缩比调节机构的布置结构或零件尺寸, 使得连杆与活塞运动轨迹的夹角 A_1 始终较小, 可减小活塞对气缸缸孔的侧向作用力, 改善活塞与缸孔间的磨损。

本公开的另一个目的在于提出一种车辆, 包括上述的发动机。

相对于现有技术, 本公开所述的车辆具有的优势与发动机具有的优势相同, 这里不再
30 赘述。

附图说明

构成本公开的一部分的附图用来提供对本公开的进一步理解，本公开的示意性实施例及其说明用于解释本公开，并不构成对本公开的不当限定。在附图中：

图 1 是活塞、连杆、调节元件、曲轴、压缩比调节机构的装配示意图；

5 图 2 是活塞、连杆、调节元件、曲轴、压缩比调节机构的机械原理示意图；

图 3 是活塞、连杆、调节元件、曲轴、压缩比调节机构的尺寸示意图；

图 4 是活塞受力示意图；

图 5 是活塞、连杆、调节元件、曲轴、压缩比调节机构的受力示意图。

附图标记说明：

10 活塞 1、连杆 2、调节元件 3、曲轴 4、主轴颈 41、连杆颈 42、曲柄 43、压缩比调节机构 7、控制杆 5、偏心轴 6、驱动轴 61、偏心轮 62、气缸 8、活塞销 A、连杆销 B、连杆颈销 C、控制杆销 D。

具体实施方式

15 需要说明的是，在不冲突的情况下，本公开中的实施例及实施例中的特征可以相互组合。

下面将参考图 1-图 5 并结合实施例来详细说明本公开的发动机。

参照图 1 所示，根据本公开实施例的发动机包括：活塞 1、连杆 2、调节元件 3、曲轴 4 和压缩比调节机构 7。

20 活塞 1 可在发动机的气缸 8 内运动，结合图 1、图 4 所示，活塞 1 可在气缸 8 的缸孔内沿图 1 的上下方向运动。

曲轴 4 的主轴颈 41 可转动地设置在发动机的缸体上，曲轴 4 的连杆颈 42 与主轴颈 41 的中心轴线错开。曲轴 4 的连杆颈 42 可以有多个。

25 调节元件 3 套设在其中一个连杆颈 42 上，具体而言，调节元件 3 上设置有曲轴孔，连杆颈 42 位于曲轴孔内，调节元件 3 与连杆颈 42 可相互转动。在一些实施例中，调节元件 3 与连杆颈 42 之间可以设置有连杆颈销 C 或轴瓦，以减小调节元件 3 和连杆颈 42 的磨损，延长发动机的零件使用寿命。

30 连杆 2 连接在活塞 1 与调节元件 3 之间，也就是说，连杆 2 的第一端与活塞 1 连接，连杆 2 的第二端与调节元件 3 连接。具体而言，连杆 2 的第一端与活塞 1 铰接，连杆 2 的第二端与调节元件 3 铰接，由此使得连杆 2 与活塞 1 之间可发生相互转动，连杆 2 与调节元件 3 之间可发生相互转动，这样，当调节元件 3 绕其所套设的连杆颈 42 转动时，可带动连杆 2 运动，进而带动活塞 1 上下运动。

压缩比调节机构 7 用于调节活塞 1 在气缸 8 内的位置，令活塞 1 在上止点或下止点时相对气缸 8 的位置得到改变，继而改变压缩比。如图 1 所示，压缩比调节机构 7 可以包括：偏心轴 6 和控制杆 5，控制杆 5 连接在调节元件 3 与偏心轴 6 之间，控制杆 5 的第一端与调节元件 3 连接，且控制杆 5 的第二端与偏心轴 6 偏心相连，以在偏心轴 6 转动时，偏心轴 6 的动力可经控制杆 5 传递至调节元件 3，使调节元件 3 绕其所套设的连杆颈 42 转动。

具体而言，偏心轴 6 转动时，推动控制杆 5 转动，控制杆 5 推动调节元件 3 转动，调节元件 3 推动连杆 2 转动，连杆 2 又推动活塞 1 上下移动，由此可调节活塞 1 在气缸 8 内的位置。活塞 1 上下移动，会改变燃烧室容积大小，从而改变压缩比。也就是说，压缩比调节机构 7 可起到改变发动机压缩比的作用。通过改变压缩比，可满足不同发动机的负荷需求，使发动机始终工作在最佳工作区，这样既提高了动力性降低了油耗，又减少了排放，很好地解决了动力性与经济性、排放性的矛盾，使发动机始终都工作在最佳油耗区。

需要说明的是，在本公开的描述中，零件的“第一端”指的是图 1 中的上端，“第二端”指的是图 1 中的下端，但是“第一端”、“第二端”、“上”、“下”等指示方位的词语只是为了描述方便，而不应视为对本公开的限制。

参照图 1 所示，偏心轴 6 可以包括：驱动轴 61 和偏心轮 62，驱动轴 61 可转动地设置在缸体上，偏心轮 62 套设在驱动轴 61 上，且偏心轮 62 与驱动轴 61 相对固定。控制杆 5 的第一端与调节元件 3 铰接，控制杆 5 的第二端与驱动轴 61 通过偏心轮 62 铰接，由此使得控制杆 5 与调节元件 3 可相互转动，控制杆 5 与驱动轴 61 可相互转动。

参照图 3 所示，驱动轴 61 的中心轴线 61a 与主轴颈 41 的中心轴线 4a 之间的距离为 L_5 ，偏心轮 62 的中心 62a 与驱动轴 61 的中心轴线 61a 之间的距离为 R_2 ，即偏心轮 62 的偏心量为 R_2 ，控制杆 5 的第一端铰接中心到偏心轮 62 的中心 62a 的距离为 L_4 ， L_5 、 R_2 、 L_4 满足关系式： $L_5 - R_2 < L_4 < L_5 + R_2$ 。

控制杆 5 在摆动过程中，会对曲轴 4 传递一个额外的四阶振动。如图 3 所示，控制杆 5 的第一端的运动轨迹为 D_c ， D_c 与主轴颈 41 的中心轴线 4a 之间的距离为 L 。当 $L_5 - R_2 < L_4 < L_5 + R_2$ 时，可保证控制杆 5 的第一端的运动轨迹接近主轴颈 41 的中心轴线 4a，即保证 L 较小，由此有利于减小控制杆 5 在摆动过程中产生的四阶振动。

在本公开实施例的发动机中，压缩比调节机构 7 的零件数量较少，便可以达到改变发动机压缩比的目的，由此有利于减少发动机的装配工序，且零件数量较少，有利于提高压缩比调节机构 7 的工作可靠性。

进一步地，压缩比调节机构 7 还可以包括：驱动装置，驱动装置与驱动轴 61 相连，且驱动装置用于驱动驱动轴 61 转动。具体而言，驱动装置为驱动轴 61 提供驱动力矩，使驱动轴 61 转动。

偏心轮 62 的中心 62a 与主轴颈 41 的中心轴线 4a 之间的距离为 L_{46} , L_{46} 与 L_4 距离的差值的绝对值即为 L , 当 $L_5 - R_2 < L_4 < L_5 + R_2$ 时, L 满足关系式: $L < 1\text{mm}$ 。

在驱动轴 61 转动地过程中, 偏心轮 62 的中心 62a 与主轴颈 41 的中心轴线 4a 之间的距离不断变化, 即 L 的长度不断变化。

5 当 L 不等于 0 时, 即控制杆 5 的第一端的摆动轨迹 D_c 不与主轴颈 41 的中心轴线 4a 重合时, 控制杆 5 在摆动过程中形成的惯性力会在曲轴 4 的旋转方向上产生一个惯性扭矩, 此惯性扭矩会使曲轴 4 产生一个额外的四阶振动, 此四阶振动与曲轴 4 本身运转过程中产生的四阶振动相叠加, 使得曲轴 4 振动变大, 运转平稳性变差。 L 越小, 控制杆 5 在摆动过程中产生的四阶振动越小, 对曲轴 4 的振动影响越小, 因此为降低曲轴 4 振动, L 的绝对值应小于 1。

10 进一步地, 当 $L=0$ 时, 控制杆 5 的第一端的运动轨迹为 D_c 经过主轴颈 41 的中心轴线 4a, 控制杆 5 在摆动过程中产生的四阶振动消失。

具体而言, 通过改变偏心轴 6 在缸体上的位置, 可以改变 L_5 的尺寸, 通过合理设计偏心轮 62 的偏心量、控制杆 5 的长度, 可以改变 R_2 、 L_4 的尺寸, 以使 L_5 、 R_2 、 L_4 满足关系式: $L_5 - R_2 < L_4 < L_5 + R_2$, 从而保证 $L < 1\text{mm}$ 。也就是说, 通过优化压缩比调节机构 7 中偏心轴 6 的布置位置与其它零件尺寸, 可以使曲轴 4 的回转中心 4a 到控制杆 5 第一端的运动轨迹 D_c 的距离 L 较小, 即 $L < 1\text{mm}$, 从而减小控制杆 5 在摆动过程中产生的四阶振动, 进而降低整个发动机的振动与噪声, 优化整个发动机的 NVH 性能。

20 在低压压缩比区域, 相对于高压压缩比区域, 压缩比调节机构 7 的受力更大、运动速度更快、机构振动会更大。因此在低压压缩比区域 L 的值应小于高压压缩比区域 L 的值。在整个压缩比变化范围内, L 存在一个为 0 的位置, 此位置对应的压缩比与压缩比调节机构 7 最大受力对应的压缩比相同。

具体而言, 当压缩比调节机构 7 将活塞 1 调节至第一极限位置时, 发动机具有最小压缩比; 当压缩比调节机构 7 将活塞 1 调节至第二极限位置时, 发动机具有最大压缩比。

25 在活塞 1 从第一极限位置运动到第二极限位置的过程中, 存在 $L=0$ 。也就是说, 驱动轴 61 将活塞 1 调节到某一个压缩比值时, 存在 $L_{46}=L_4$ 。

在一些可选的实施例中, 当活塞 1 在第一极限位置时, $L=0$ 。也就是说, 在这个实施例中, 驱动轴 61 将活塞 1 调节到最小压缩比时, 存在 $L_{46}=L_4$ 。

30 当活塞 1 在第一极限位置时 L_{46} 的长度小于当活塞 1 在第二极限位置时 L_{46} 的长度。换言之, 当驱动轴 61 将活塞 1 调节到最小压缩比时 L_{46} 的长度小于当驱动轴 61 将活塞 1 调节到最大压缩比时 L_{46} 的长度。

连杆 2 的第一端与活塞 1 通过活塞销 A 铰接, 连杆 2 的第二端与调节元件 3 通过连杆

销 B 铰接。

进一步地，控制杆 5 的第一端与调节元件 3 通过控制杆销 D 铰接，连杆销 B 和控制杆销 D 设置在调节元件 3 所套设的连杆颈 42 的两侧。换言之，调节元件 3 上设置有连杆销孔和控制杆销孔，连杆销孔和控制杆销孔设置在调节元件 3 的曲轴孔的两侧，优选地，连杆销孔和控制杆销孔的中心连线穿过曲轴孔的中心。

曲轴 4 设置在活塞 1 和偏心轴 6 之间，由此使得曲轴 4 更靠近活塞 1，从而在燃油燃烧时，活塞 1 的动能可以迅速传递给曲轴 4，减少动能损失。

参照图 1-图 2、图 4 所示，主轴颈 41 的中心轴线 4a 与活塞 1 的运动轨迹之间的距离为 e，调节元件 3 所套设的连杆颈 42 与主轴颈 41 的中心轴线的距离为 R1，且连杆颈 42 和主轴颈 41 的中心连线与活塞 1 的运动轨迹之间的夹角为 CA，连杆 2 的第一端连接中心与连杆 2 的第二端连接中心之间的距离为 L1，连杆 2 的第二端连接中心与连杆颈 42 的中心之间的距离为 L2。

连杆 2 的第一端连接中心和连杆 2 的第二端连接中心之间的连线与连杆 2 的第二端连接中心和控制杆 5 的第一端连接中心之间的连线之间的夹角为 β ，当 $-40^\circ \leq CA \leq 120^\circ$ 时，

L1、L2、R1、e、 β 、CA 满足关系式：
$$L_2 * \sin(\beta) - R_1 * \sin(CA) + e < \frac{1}{8} L_1。$$

需要说明的是，参照图 2 所示，以主轴颈 41 的中心为 XOY 坐标系（图中未标示）的 O 点，水平轴为 X 轴，竖直轴为 Y 轴，当连杆颈 42 和主轴颈 41 的中心连线位于第一象限、第四象限时， $CA > 0^\circ$ ；当连杆颈 42 和主轴颈 41 的中心连线位于第二象限、第三象限时， $CA < 0^\circ$ ；当连杆颈 42 和主轴颈 41 的中心连线与 Y 轴重合时， $CA = 0^\circ$ ，第一象限、第二象限、第三象限、第四象限围绕主轴颈 41 的中心沿逆时针排序。

如图 2、图 4 所示，活塞销 A 中心与连杆销 B 中心的距离为 L1，连杆销 B 中心与连杆颈销 C 中心的距离为 L2，活塞销 A 中心和连杆销 B 中心的连线与连杆销 B 中心和控制杆销 D 中心的连线之间的夹角为 β ，即连杆 2 与调节元件 3 之间的夹角为 β ，调节元件 3 所套设的连杆颈 42 与主轴颈 41 通过曲柄 43 相连，曲柄 43 的长度为 R1。

如图 2 所示，连杆颈销 C 与控制杆销 D 的距离为 L3，L3 与 L2 可相等，也可不相等。

连杆 2 与活塞 1 的运动轨迹之间的夹角为 A1，也就是说，连杆 2 的第一端铰接中心和连杆 2 的第二端铰接中心之间的连线与活塞 1 的运动轨迹之间的夹角为 A1。

在发动机工作过程中，活塞 1 受到的向下的气缸爆发压力为 F。活塞 1 由此力 F 推动向下移动，同时活塞 1 会将力 F 的一部分传递给气缸 8 的缸孔，此力为 $F_x = F * \tan A1$ 。F_x 与 A1 成正相关关系，A1 越大，F_x 越大。F_x 过大会导致活塞 1 与气缸 8 的缸孔过度磨损。

当角度 CA 在 $-40^{\circ} \sim 120^{\circ}$ 的范围时, 缸内气体处于被压缩和燃烧的状态, 气体的压力较高, 活塞 1 受到的气缸爆发压力 F 较大。保证 $0^{\circ} \leq A1 \leq 8^{\circ}$, 即连杆 2 与活塞 1 的运动轨迹之间的夹角 A1 的范围为 $0^{\circ} \sim 8^{\circ}$, 可使活塞 1 给气缸 8 缸孔的力 F_x 始终较小。

此时, L_1 、 L_2 、 R_1 、 e 、 β 、CA 满足关系式: $L_2 * \sin(\beta) - R_1 * \sin(CA) + e < \frac{1}{8} L_1$ 。

5 通过改变压缩比调节机构 7 的零件尺寸, 可以改变 L_1 、 L_2 、 R_1 的取值, 通过改变压缩比调节机构 7 的布置结构, 可以改变 e 、 β 、CA 的取值, 从而使 L_1 、 L_2 、 R_1 、 e 、 β 、CA

满足关系式: $L_2 * \sin(\beta) - R_1 * \sin(CA) + e < \frac{1}{8} L_1$, 保证 $0^{\circ} \leq A1 \leq 8^{\circ}$ 。

根据本公开实施例的发动机, 通过调整压缩比调节机构 7 的布置结构或零件尺寸, 使得连杆 2 与活塞 1 运动轨迹的夹角 A1 始终较小, 可减小活塞 1 对气缸 8 缸孔的侧向作用力, 改善活塞 1 与缸孔间的磨损。

10 当 $30^{\circ} \leq CA \leq 40^{\circ}$ 时, 保证连杆 2 与活塞 1 的运动轨迹之间的夹角 A1 满足: $0^{\circ} \leq A1 \leq 0.5^{\circ}$, 可使 $F_x = F * \tan A1 \approx 0$ 。此时, L_2 、 R_1 、 e 、 β 、CA 满足关系式: $L_2 * \sin(\beta) - R_1 * \sin(CA) + e \approx 0$ 。

换言之, 当角度 CA 在 $30^{\circ} \sim 40^{\circ}$ 的范围时, 缸内气体处于压力最高状态, 活塞 1 受到的力 F 处于最大值附近, 此时 L_2 、 R_1 、 e 、 β 、CA 应额外满足关系 $L_2 * \sin(\beta) - R_1 * \sin(CA) + e \approx 0$ 。连杆 2 与活塞 1 的运动轨迹之间的夹角 A1 在 $0^{\circ} \sim 0.5^{\circ}$ 之间, 活塞 1 给缸孔的力 F_x 约等于 0。

上述两点可使活塞 1 给气缸 8 缸孔的力 F_x 小于一般发动机中活塞 1 与缸孔能承受的限制, 减小活塞 1 给缸孔的侧向力, 从而改善活塞 1 与缸孔间的磨损情况。

20 参照图 1-图 2、图 5 所示, 在发动机工作过程中, 活塞 1 受到的向下的气缸爆发压力为 F, 活塞 1 由此力 F 推动向下移动。活塞 1 在向下的运动过程中, 通过连杆 2 将力传递给调节元件 3。调节元件 3 受到来自连杆 2 的力为 F_a , 调节元件 3 将力 F_a 分配给曲轴 4 和控制杆 5, 调节元件 3 施加给曲轴 4 的力为 F_b , F_b 推动曲轴 4 进行旋转运动, 并通过曲轴 4 转换为向外的动力输出, 调节元件 3 施加给控制杆 5 的力为 F_c , 控制杆 5 将此力 F_c 传递给偏心轴 6, 并对偏心轴 6 的转动起阻碍作用。

25 在发动机工作过程中, 希望曲轴 4 得到的驱动力 F_b 足够大, 发动机需要足够大的 F_b 保证能输出足够的动力。并且希望偏心轴 6 得到的阻力 F_c 足够小, 如果 F_c 过大, 会导致控制杆 5 与偏心轴 6 间发生过度磨损。同时偏心轴 6 的驱动力矩与 F_c 成正相关关系, F_c 变大, 偏心轴 6 的驱动力矩也会变大, 会导致偏心轴 6 的驱动装置体积、质量增加, 消耗

的能量增加。

连杆颈 42 到连杆 2 的距离为 L_6 ，连杆颈 42 到控制杆 5 的距离为 L_7 ，也就是说，连杆颈销 C 到活塞销 A 中心与连杆销 B 中心的连线的距离为 L_6 ，连杆颈销 C 到控制杆销 D 中心与驱动轴 61 中心的连线的距离为 L_7 。

5 参照图 2 所示，主轴颈 41 和连杆颈 42 的中心连线与活塞 1 的运动轨迹之间的夹角为 CA ，当 $-40^\circ \leq CA \leq 120^\circ$ 时， $L_6/L_7 = 0.7 \sim 1$ ，以使 F_b 大于 F_c 。

具体而言，当角度 CA 在 $-40^\circ \sim 120^\circ$ 的范围时，缸内气体处于被压缩和燃烧的状态，气体的压力较高，活塞 1 受到的气缸爆发压力 F 较大。连杆 2 给调节元件 3 的力 F_a 较大，应保证 L_6/L_7 的范围为 $0.7 \sim 1$ ，才能保证 F_b 大于 F_c 。

10 上述条件可使调节元件 3 给控制杆 5 的力 F_c 较小，减轻控制杆 5 与偏心轴 6 的磨损情况，驱动偏心轴 6 所需要消耗的能量越少。同时使曲轴 4 受到的力 F_b 较大，不影响发动机的动力性能。调节元件 3 将连杆 2 提供的大部分力传递到曲轴 4 上，减小偏心轴 6 的受力。

F_b 与 L_6/L_7 、 F_a 成正相关， F_c 与 L_6/L_7 、 F_a 成正相关。

具体地， F_b 与 F_a 的关系为 $F_b \approx (1 + L_6/L_7) * F_a$ ， F_c 与 F_a 的关系为 $F_c \approx L_6/L_7 * F_a$ 。

15 通过改变连杆 2 的摆动角度，可以改变 L_6 的大小，通过改变控制杆 5 的摆动角度，可以改变 L_7 的大小，或者通过改变调节元件 3 与所套设的连杆颈 42 的相对转动角度或者改变调节元件 3 的尺寸，可以改变 L_6 和 L_7 的大小，从而改变 F_b 和 F_c 的大小，进而改善压缩比调节机构 7 的受力情况。

20 根据本公开实施例的发动机，通过调整压缩比调节机构 7 的布置结构或零件尺寸，改善压缩比调节机构 7 的受力情况，使传递到偏心轴 6 的力较小，减轻控制杆 5 与偏心轴 6 的磨损情况，减小二者之间的摩擦力，减小偏心轴 6 的驱动力，同时使传递到曲轴 4 的力足够大，不影响发动机的动力性能。

进一步地，当 $30^\circ \leq CA \leq 40^\circ$ 时， $L_6/L_7 = 0.7 \sim 0.8$ 。

25 具体而言，当角度 CA 在 $30^\circ \sim 40^\circ$ 的范围时，缸内气体处于压力最高状态。活塞 1 受到的力 F 处于最大值附近，连杆 2 给调节元件 3 的力 F_a 处于最大值附近，应额外对 L_6/L_7 的范围进行控制，保证 L_6/L_7 的范围为 $0.7 \sim 0.8$ 。

上述条件可使调节元件 3 给控制杆 5 的力 F_c 足够小，最大程度减轻控制杆 5 与偏心轴 6 的磨损情况，由此，驱动偏心轴 6 所需要消耗的能量越少。同时使曲轴 4 受到的力 F_b 足够大，不影响发动机的动力性能。

30 根据本公开另一方面实施例的车辆，包括上述实施例的发动机。

以上所述仅为本公开的较佳实施例而已，并不用以限制本公开，凡在本公开的精神和原则之内，所作的任何修改、等同替换、改进等，均应包含在本公开的保护范围之内。

权利要求书

1、一种发动机，其特征在于，包括：

活塞(1)，所述活塞(1)可在所述发动机的气缸(8)内运动；

5 曲轴(4)，所述曲轴(4)的主轴颈(41)可转动地设置在所述发动机的缸体上，所述主轴颈(41)的中心轴线与所述活塞(1)的运动轨迹之间的距离为 e ；

调节元件(3)，所述调节元件(3)套设在所述曲轴(4)的连杆颈(42)上，所述调节元件(3)所套设的连杆颈(42)与所述主轴颈(41)的中心轴线的距离为 R_1 ，且所述连杆颈(42)和所述主轴颈(41)的中心连线与所述活塞(1)的运动轨迹之间的夹角为 CA ；

10 连杆(2)，所述连杆(2)的第一端与所述活塞(1)连接，所述连杆(2)的第二端与所述调节元件(3)连接，所述连杆(2)的第一端连接中心与所述连杆(2)的第二端连接中心之间的距离为 L_1 ，所述连杆(2)的第二端连接中心与所述连杆颈(42)的中心之间的距离为 L_2 ；

压缩比调节机构(7)，所述压缩比调节机构(7)用于调节所述活塞(1)在所述气缸(8)内的位置，所述压缩比调节机构(7)包括：偏心轴(6)和控制杆(5)，所述控制杆(5)的第一端
15 与所述调节元件(3)连接，所述控制杆(5)的第二端与所述偏心轴(6)偏心相连，以在所述偏心轴(6)转动时，所述调节元件(3)可绕其所套设的连杆颈(42)转动，所述连杆(2)的第一端连接中心和所述连杆(2)的第二端连接中心之间的连线与所述连杆(2)的第二端连接中心和所述控制杆(5)的第一端连接中心之间的连线之间的夹角为 β ，所述连杆(2)与所述活塞(1)的运动轨迹之间的夹角为 A_1 ，当 $-40^\circ \leq CA \leq 120^\circ$ 时， A_1 满足关系式： $0^\circ \leq A_1 \leq 8^\circ$ 。

20 2、根据权利要求1所述的发动机，其特征在于，当 $-40^\circ \leq CA \leq 120^\circ$ 时， L_1 、 L_2 、 R_1 、 e 、 β 、 CA 满足关系式：
$$L_2 * \sin(\beta) - R_1 * \sin(CA) + e < \frac{1}{8} L_1$$
。

3、根据权利要求1所述的发动机，其特征在于，当 $30^\circ \leq CA \leq 40^\circ$ 时， A_1 满足关系式： $0^\circ \leq A_1 \leq 0.5^\circ$ 。

4、根据权利要求3所述的发动机，其特征在于，当 $30^\circ \leq CA \leq 40^\circ$ 时， L_2 、 R_1 、 e 、 β 、 CA 满足关系式：
$$L_2 * \sin(\beta) - R_1 * \sin(CA) + e \approx 0$$
。

5、根据权利要求1所述的发动机，其特征在于，所述偏心轴(6)包括：驱动轴(61)和偏心轮(62)，所述驱动轴(61)可转动地设置在所述缸体上，所述偏心轮(62)设置在所述驱动轴(61)上，所述控制杆(5)的第一端与所述调节元件(3)铰接，所述控制杆(5)的第二端与所述驱动轴(61)通过所述偏心轮(62)铰接。

6、根据权利要求5所述的发动机，其特征在于，所述压缩比调节机构(7)还包括：驱动装置，所述驱动装置与所述驱动轴(61)相连且用于驱动所述驱动轴(61)转动。

7、根据权利要求 1 所述的发动机，其特征在于，所述连杆(2)的第一端与所述活塞(1)通过活塞销(A)铰接，所述连杆(2)的第二端与所述调节元件(3)通过连杆销(B)铰接。

8、根据权利要求 7 所述的发动机，其特征在于，所述控制杆(5)的第一端与所述调节元件(3)通过控制杆销(D)铰接，所述连杆销(B)和所述控制杆销(D)设置在所述连杆颈(42)的两侧。

9、根据权利要求 1 所述的发动机，其特征在于，所述调节元件(3)与所述连杆颈(42)之间设置有连杆颈销(C)或轴瓦。

10、根据权利要求 1 所述的发动机，其特征在于，所述曲轴(4)设置在所述活塞(1)和所述偏心轴(6)之间。

10 11、一种车辆，其特征在于，包括根据权利要求 1-10 中任一项所述的发动机。

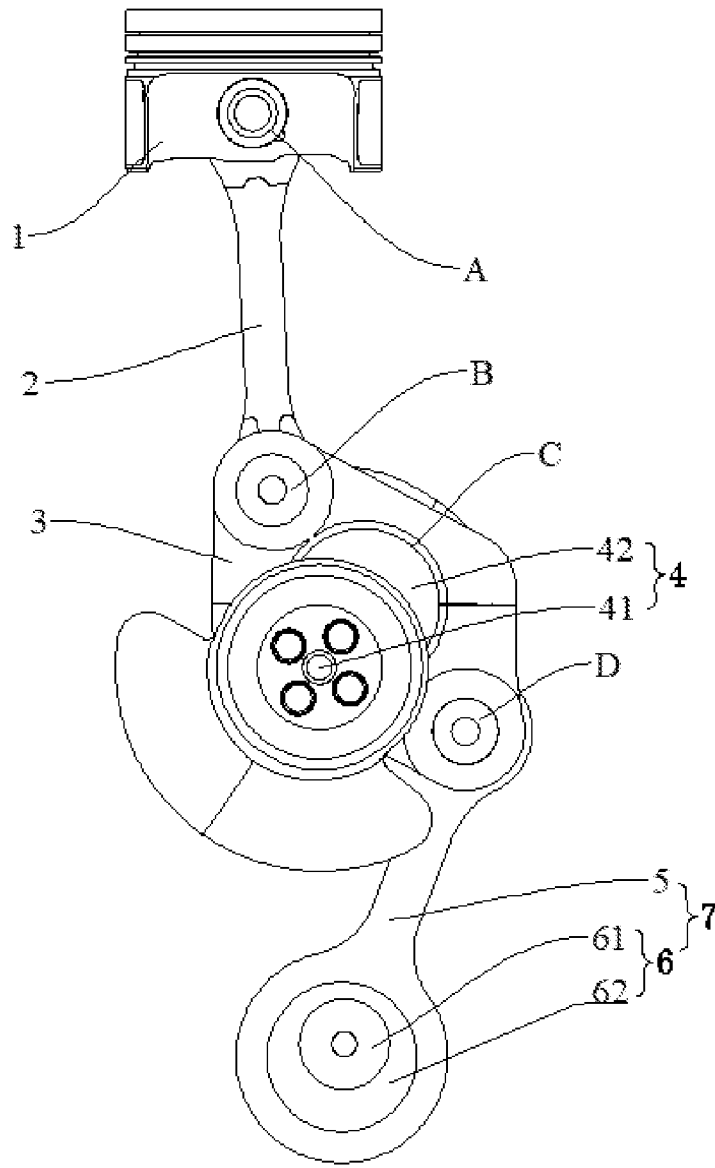


图 1

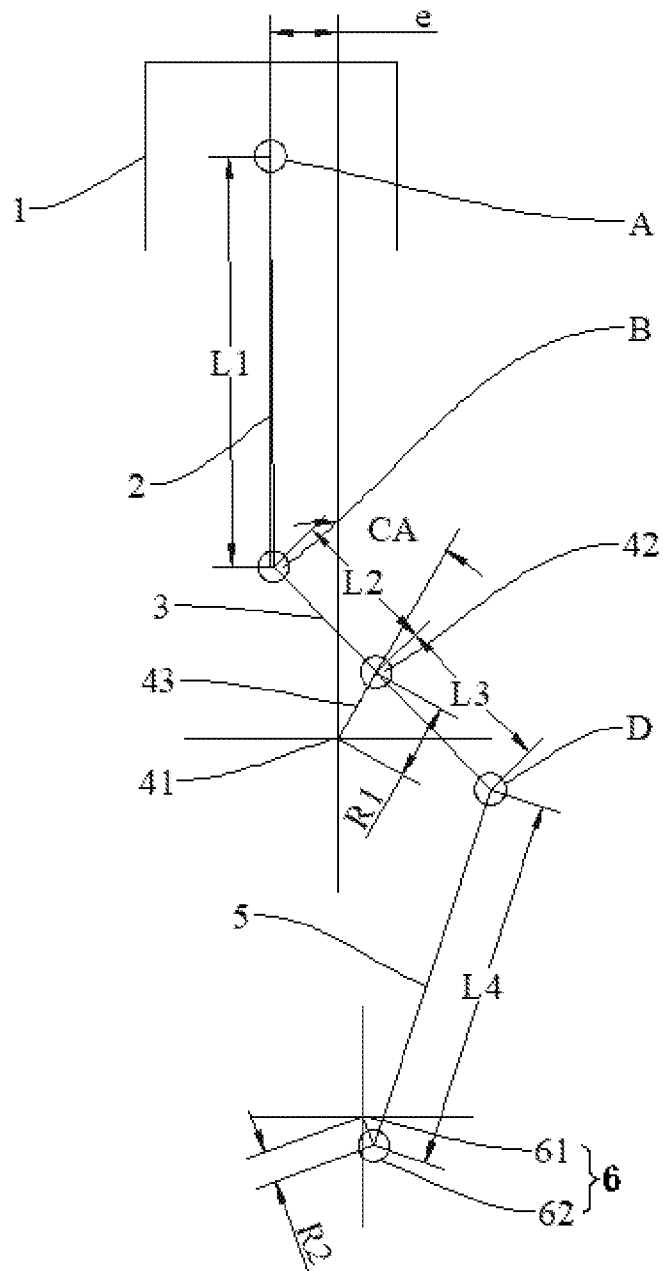


图 2

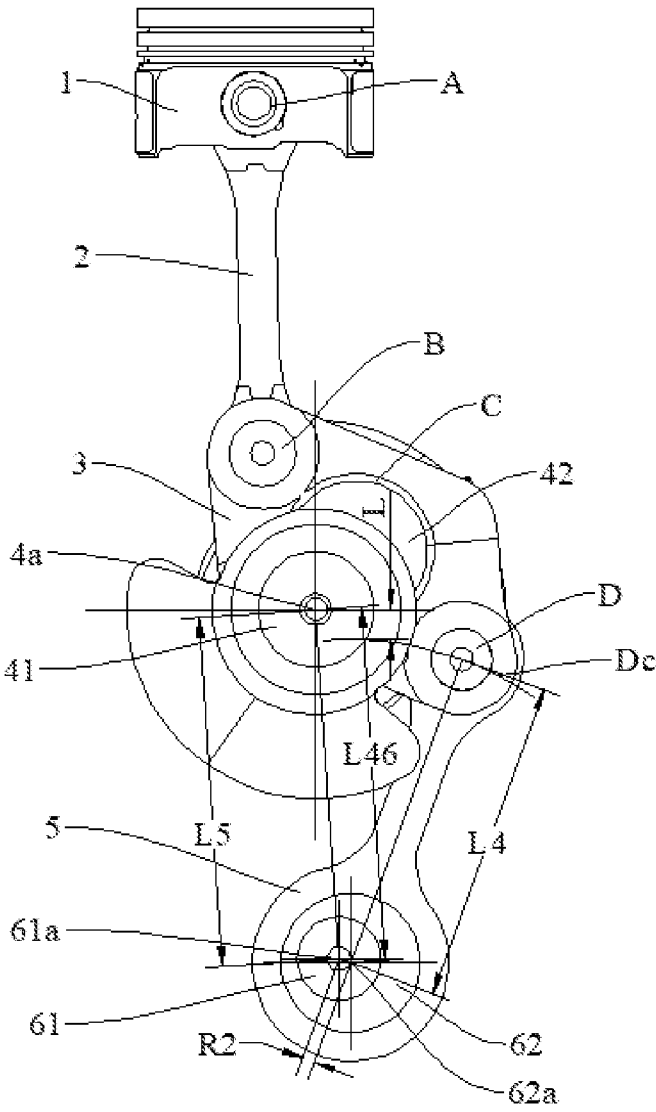


图 3

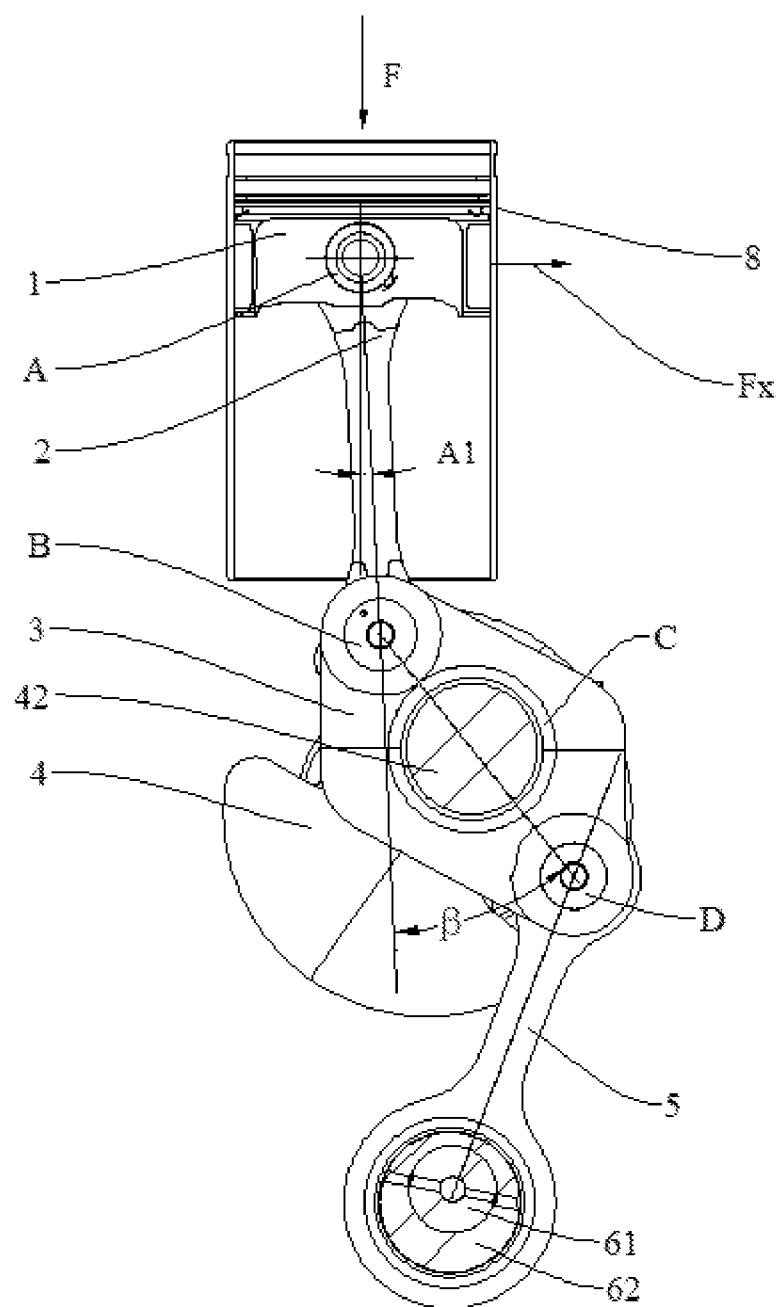


图 4

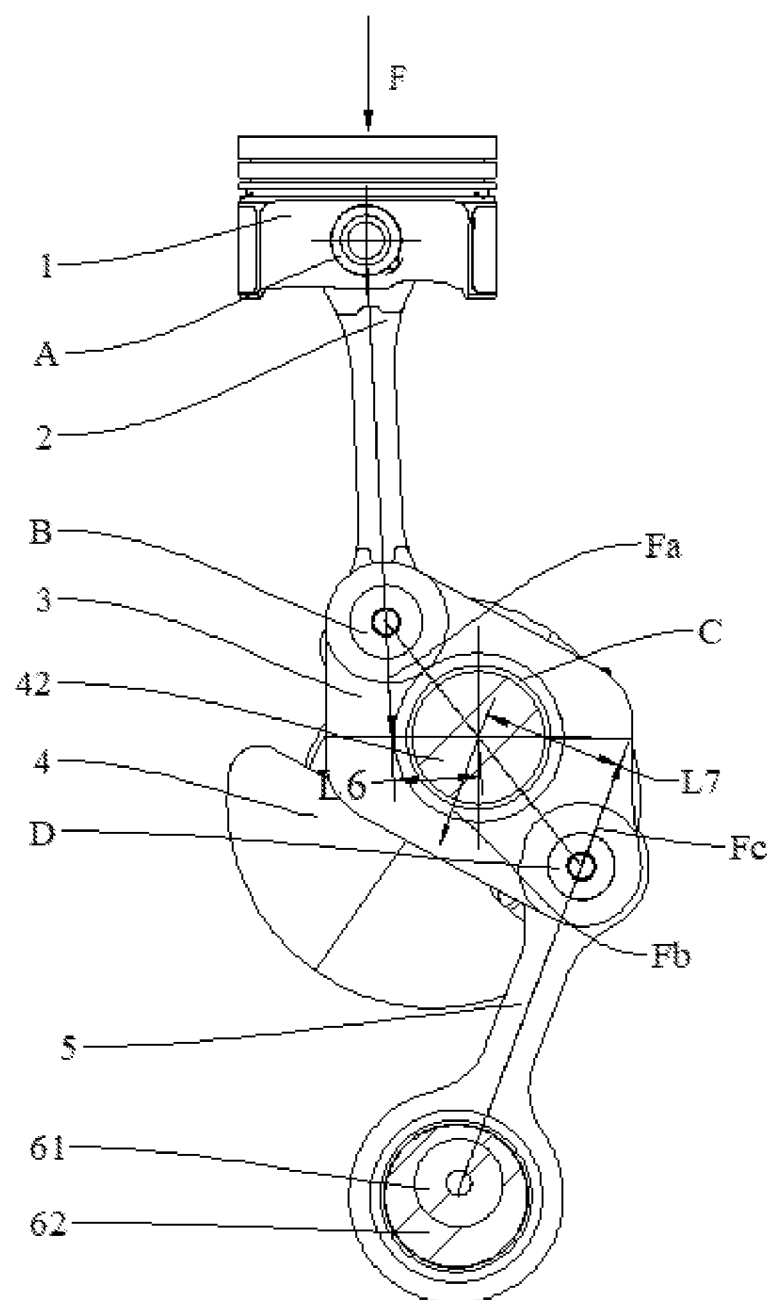


图 5

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2019/129010

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02B 75/04(2006.01)i; F02D 15/02(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F02B; F02D

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CNABS, CNKI, DWPI, SIPOABS: 压缩比, 可变, 多连杆, 角, 力, 摩擦, compression w ratio, variable, link, angle, force, friction

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 1950390 A1 (HONDA MOTOR CO., LTD.) 30 July 2008 (2008-07-30) description, paragraphs [0022]-[0044], and figures 1-11	1-11
E	CN 110671198 A (GREAT WALL MOTOR COMPANY LIMITED) 10 January 2020 (2020-01-10) description, paragraphs [0032]-[0080], and figures 1-5	1-11
E	CN 110671196 A (GREAT WALL MOTOR COMPANY LIMITED) 10 January 2020 (2020-01-10) description, paragraphs [0032]-[0080], and figures 1-5	1-11
A	JP 2012132345 A (NISSAN MOTOR) 12 July 2012 (2012-07-12) entire document	1-11
A	US 2006180118 A1 (TAKEMURA, S. et al.) 17 August 2006 (2006-08-17) entire document	1-11
A	CN 102187073 A (NISSAN MOTOR CORPORATION) 14 September 2011 (2011-09-14) entire document	1-11

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

06 March 2020

Date of mailing of the international search report

26 March 2020

Name and mailing address of the ISA/CN

China National Intellectual Property Administration (ISA/
CN)
No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing
100088
China

Facsimile No. (86-10)62019451

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2019/129010

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
EP	1950390	A1	30 July 2008	WO	2008032436	A1	20 March 2008
				EP	1950390	B1	10 March 2010
				DE	602007005213	D1	22 April 2010
				US	2010050992	A1	04 March 2010
				EP	1950390	A4	03 December 2008
CN	110671198	A	10 January 2020	None			
CN	110671196	A	10 January 2020	None			
JP	2012132345	A	12 July 2012	JP	5668458	B2	12 February 2015
US	2006180118	A1	17 August 2006	JP	2006226133	A	31 August 2006
				US	7360513	B2	22 April 2008
				JP	4600074	B2	15 December 2010
CN	102187073	A	14 September 2011	MX	341377	B	18 August 2016
				MX	2011004275	A	24 May 2011
				JP	5146250	B2	20 February 2013
				EP	2337936	A1	29 June 2011
				JP	2010096160	A	30 April 2010
				CN	102187073	B	17 June 2015
				EP	2337936	A4	16 December 2015
				RU	2467186	C1	20 November 2012
				KR	20110069111	A	22 June 2011
				WO	2010046741	A1	29 April 2010
				US	9617912	B2	11 April 2017
				KR	101262531	B1	08 May 2013
				US	2011192371	A1	11 August 2011
				BR	PI0920203	A2	22 December 2015
				EP	2337936	B1	20 February 2019

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2019/129010

A. 主题的分类 F02B 75/04(2006.01)i; F02D 15/02(2006.01)i 按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类																							
B. 检索领域 检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号) F02B; F02D 包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献 在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用)) CNABS, CNKI, DWPI, SIPOABS:压缩比, 可变, 多连杆, 角, 力, 摩擦, compression w ratio, variable, link, angle, force, friction																							
C. 相关文件 <table border="1"> <thead> <tr> <th>类 型*</th> <th>引用文件, 必要时, 指明相关段落</th> <th>相关的权利要求</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>X</td> <td>EP 1950390 A1 (HONDA MOTOR CO LTD) 2008年 7月 30日 (2008 - 07 - 30) 说明书第[0022]-[0044]段、图1-11</td> <td>1-11</td> </tr> <tr> <td>E</td> <td>CN 110671198 A (长城汽车股份有限公司) 2020年 1月 10日 (2020 - 01 - 10) 说明书第[0032]-[0080]段、图1-5</td> <td>1-11</td> </tr> <tr> <td>E</td> <td>CN 110671196 A (长城汽车股份有限公司) 2020年 1月 10日 (2020 - 01 - 10) 说明书第[0032]-[0080]段、图1-5</td> <td>1-11</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>JP 2012132345 A (NISSAN MOTOR) 2012年 7月 12日 (2012 - 07 - 12) 全文</td> <td>1-11</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>US 2006180118 A1 (TAKEMURA SHINICHI等) 2006年 8月 17日 (2006 - 08 - 17) 全文</td> <td>1-11</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>CN 102187073 A (日产自动车株式会社) 2011年 9月 14日 (2011 - 09 - 14) 全文</td> <td>1-11</td> </tr> </tbody> </table>			类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求	X	EP 1950390 A1 (HONDA MOTOR CO LTD) 2008年 7月 30日 (2008 - 07 - 30) 说明书第[0022]-[0044]段、图1-11	1-11	E	CN 110671198 A (长城汽车股份有限公司) 2020年 1月 10日 (2020 - 01 - 10) 说明书第[0032]-[0080]段、图1-5	1-11	E	CN 110671196 A (长城汽车股份有限公司) 2020年 1月 10日 (2020 - 01 - 10) 说明书第[0032]-[0080]段、图1-5	1-11	A	JP 2012132345 A (NISSAN MOTOR) 2012年 7月 12日 (2012 - 07 - 12) 全文	1-11	A	US 2006180118 A1 (TAKEMURA SHINICHI等) 2006年 8月 17日 (2006 - 08 - 17) 全文	1-11	A	CN 102187073 A (日产自动车株式会社) 2011年 9月 14日 (2011 - 09 - 14) 全文	1-11
类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求																					
X	EP 1950390 A1 (HONDA MOTOR CO LTD) 2008年 7月 30日 (2008 - 07 - 30) 说明书第[0022]-[0044]段、图1-11	1-11																					
E	CN 110671198 A (长城汽车股份有限公司) 2020年 1月 10日 (2020 - 01 - 10) 说明书第[0032]-[0080]段、图1-5	1-11																					
E	CN 110671196 A (长城汽车股份有限公司) 2020年 1月 10日 (2020 - 01 - 10) 说明书第[0032]-[0080]段、图1-5	1-11																					
A	JP 2012132345 A (NISSAN MOTOR) 2012年 7月 12日 (2012 - 07 - 12) 全文	1-11																					
A	US 2006180118 A1 (TAKEMURA SHINICHI等) 2006年 8月 17日 (2006 - 08 - 17) 全文	1-11																					
A	CN 102187073 A (日产自动车株式会社) 2011年 9月 14日 (2011 - 09 - 14) 全文	1-11																					
☐ 其余文件在C栏的续页中列出。 ☒ 见同族专利附件。																							
* 引用文件的具体类型: “A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件 “E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利 “L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件(如具体说明的) “O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件 “P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件 “T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件 “X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性 “Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性 “&” 同族专利的文件																							
国际检索实际完成的日期 2020年 3月 6日		国际检索报告邮寄日期 2020年 3月 26日																					
ISA/CN的名称和邮寄地址 中国国家知识产权局(ISA/CN) 中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088 传真号 (86-10)62019451		授权官员 李彩芬 电话号码 86-(010)-62089597																					

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2019/129010

检索报告引用的专利文件			公布日 (年/月/日)	同族专利			公布日 (年/月/日)
EP	1950390	A1	2008年 7月 30日	WO	2008032436	A1	2008年 3月 20日
				EP	1950390	B1	2010年 3月 10日
				DE	602007005213	D1	2010年 4月 22日
				US	2010050992	A1	2010年 3月 4日
				EP	1950390	A4	2008年 12月 3日
CN	110671198	A	2020年 1月 10日	无			
CN	110671196	A	2020年 1月 10日	无			
JP	2012132345	A	2012年 7月 12日	JP	5668458	B2	2015年 2月 12日
US	2006180118	A1	2006年 8月 17日	JP	2006226133	A	2006年 8月 31日
				US	7360513	B2	2008年 4月 22日
				JP	4600074	B2	2010年 12月 15日
CN	102187073	A	2011年 9月 14日	MX	341377	B	2016年 8月 18日
				MX	2011004275	A	2011年 5月 24日
				JP	5146250	B2	2013年 2月 20日
				EP	2337936	A1	2011年 6月 29日
				JP	2010096160	A	2010年 4月 30日
				CN	102187073	B	2015年 6月 17日
				EP	2337936	A4	2015年 12月 16日
				RU	2467186	C1	2012年 11月 20日
				KR	20110069111	A	2011年 6月 22日
				WO	2010046741	A1	2010年 4月 29日
				US	9617912	B2	2017年 4月 11日
				KR	101262531	B1	2013年 5月 8日
				US	2011192371	A1	2011年 8月 11日
				BR	PI0920203	A2	2015年 12月 22日
				EP	2337936	B1	2019年 2月 20日