(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
2022 年 3 月 10 日 (10.03.2022)

WIPO | PCT

(10) 国际公布号
WO 2022/048072 A1

(51) 国际专利分类号:
F01L 13/06 (2006.01) *F01L 1/14* (2006.01)
F01L 9/10 (2021.01) *F01L 1/18* (2006.01)

(21) 国际申请号: PCT/CN2020/139470

(22) 国际申请日: 2020 年 12 月 25 日 (25.12.2020)

(25) 申请语言: 中文

(26) 公布语言: 中文

(30) 优先权:
202010905755.1 2020年9月1日 (01.09.2020) CN

(71) 申请人: 大连理工大学(DALIAN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY) [CN/CN]; 中国辽宁省大连市甘井子区凌工路2号, Liaoning 116024 (CN)。

(72) 发明人: 崔靖晨(CUI, Jingchen); 中国辽宁省大连市甘井子区凌工路2号大连理工大学能源与动力学院609, Liaoning 116024 (CN)。 隆武强(LONG, Wuqiang); 中国辽宁省大连市甘井子区凌工路2号大连理工大学能源与动力学院609, Liaoning 116024 (CN)。 田华(TIAN, Hua); 中国辽宁省大连市甘井子区凌工路2号大连理工大学能源与动力学院609, Liaoning 116024 (CN)。

(74) 代理人: 北京睿智保诚专利代理事务所（普通合伙） (RZBC PATENT AGENCY (GENERAL PARTNERSHIP)); 中国北京市丰台区马连道卫强校村118号（万丰基业）A座301室, Beijing 100071 (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, IT, 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, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, 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,

(54) **Title:** HIGH-EFFICIENCY MULTI-STAGE BRAKE MECHANISM

(54) 发明名称: 一种高效多级制动机构

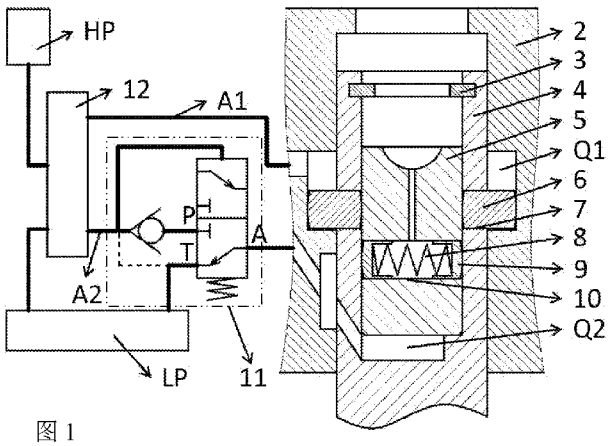


图 1

(57) **Abstract:** A high-efficiency multi-stage brake mechanism, comprising a housing (2), a plunger sleeve (4) that is provided on the housing and that is fixed or reciprocates relative to the housing (2), a plunger (5) that is provided on the plunger sleeve (4) and that reciprocates relative to the plunger sleeve (4), and a hydraulic control unit (12). At least one first channel (7) is provided on a side wall of the plunger sleeve (4), and a locking body (6) that reciprocates relative to the first channel (7) is provided within the first channel (7). The hydraulic control unit (12) is connected to a second oil cavity (Q2) formed between the plunger (5) and the plunger sleeve (4), and is also connected to a first oil cavity (Q1) formed among the plunger sleeve (4), the housing (2) and the locking body (6). A failure mode, a first effective mode and a second effective mode are achieved by adjusting the communication relationship among the oil cavities, a low-pressure source and a high-pressure source. The present mechanism has a compact size, high reliability, and by replacing an original gas distribution mechanism part, can satisfy requirements of compact installation of an engine and using as much as possible original gas distribution mechanism parts, achieving the upgrade and replacement of an engine multi-stage brake and extremely low-cost product.

WO 2022/048072 A1

[见续页]

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: 一种高效多级制动机构包括外壳（2）、设置在外壳（2）上且相对外壳（2）固定或往复运动的柱塞套（4）、设置在柱塞套（4）上且相对柱塞套（4）往复运动的柱塞（5）以及液压控制单元（12）。柱塞套（4）侧壁上设置至少一个第一通道（7），第一通道（7）内设置有相对第一通道（7）往复运动的锁定体（6）。液压控制单元（12）与柱塞（5）与柱塞套（4）之间形成的第二油腔（Q2）相连，也与柱塞套（4）、外壳（2）和锁定体（6）之间形成的第一油腔（Q1）相连。通过调节各油腔和低压源、高压源的连通关系，实现了失效模式、第一有效模式和第二有效模式。本机构尺寸紧凑，可靠性高，能够通过取代原配气机构的某个零部件，满足发动机紧凑型安装和尽可能采用原配气机构零部件等要求，实现发动机多级制动和产品极低成本的升级换代。

一种高效多级制动机构

技术领域

本发明涉及发动机可变配气机构技术领域，尤其涉及一种高效多级制动机构。

背景技术

随着整车节能减排技术的发展，车辆本身的制动能力降低；而随着整车载重量、车速等的增加，制动动力需求增加，这就要求制动系统提供更大的制动动力。由于主制动系统及装配在车辆传动系统上的缓速器均存在长时间工作容易发生热衰退的问题，进而导致制动动力快速降低甚至制动失效、制动系统寿命大幅度降低等问题。在此背景下，不存在热衰退问题的发动机制动成为整车制动的关键技术之一。

提高发动机制动动力和可变配气机构可靠性是发动机制动的主要难题。尤其是，发动机制动不仅需要应用于装配有大排量发动机的大型商用车，而且在装配有小排量发动机的中小型商用车以及大型混合动力商用车上也逐渐被需要。相同转速下，发动机制动动力随着发动机排量的降低而大幅度降低，因此，进一步提升发动机减压制动性能，尤其是开发二冲程制动已成为必然。

四冲程减压制动和二冲程制动（如无特殊说明，下文统称为制动）均严重依赖于可变配气机构的开发，必须同时满足以下要求：

（1）能够在给定的发动机外形尺寸内布置（即不增加发动机的长宽高），尽可能减少对发动机的改动，尽可能采用原机配气机构的零部件等，以实现低成本的产品升级。

（2）能够在发动机所要求的转速范围内，可靠运行和快速切换。

（3）能够提供发动机最佳性能所需的气门升程曲线。

（4）增加制动等级数量，覆盖尽可能多的制动工况范围。

四冲程减压制动不需改变原发动机配气机构的基础上，给制动排气门额外设置一条制动传动链；而二冲程制动需要设置进/排气驱动传动链和进/排气制动传动链，通过控制上述驱动机构和制动机构的工作状态来实现发动机运行模式的切换。其中，上述制动传动链是包含制动机构的从制动凸轮到制动气门的传动链，其中制动机构的工作状态决定了该传动链的工作状态；上述驱动传动链是包含驱动机构的从驱动凸轮到驱动气门的传动链，其中驱动机构的工作状态决定了该传动链的工作状态。

发明人经过大量的研究发现：较传统可变配气机构，发动机制动所需可变配气机构的开发难度更大；其难度主要在于制动机构的开发，尤其是排气侧的制动机构，这是由于：

（1）由于发动机最高制动转速远大于额定转速，尤其是小排量发动机，过高的制动转速将导致纯液压制动机构因泵升等原因而无法正常工作。

（2）在制动模式时，压缩上止点或每个上止点附近的缸内压力非常高并且压力波动剧烈，制动机构需要克服非常大且高频变化的气体力来开启气门；与此同时，缸内压力随着转速的增加而增加，发动机制动转速极高，制动机构的受力情况非常严苛，相关零部件故障率非常高，因此，其可靠性设计是行业难题。

（3）二冲程排气制动凸轮具有多个凸起，其基圆段分散，最大基圆段的相位区较传统可变配气机构的短得多；并且发动机制动转速极高，因此，制动机构需要具备极高的切换响应速度，以实现在更多的转速范围内可以快速顺利地切换到制动模式来提高发动机制动使用占比，进而降低主制动系统的使用频率和强度，提高其使用寿命，降低摩擦式制动系统的粉尘污染等。

（4）为了在不同载重量、坡度、坡长等情况下发动机制动发挥最大的效果，需要尽可能提高最大制动动力输出并且实现多级制动。

发明人对现有制动机构及其在发动机上的应用效果进行了大量研究和对比分析，发现了现有制动机构的优势与待解决的问题：

（1）纯液压制动机构：采用主从活塞式结构，优点是：（a）最大缸压较低，制动机构受力较小，并且具有液压缓冲功能，因此，制动机构可靠性高。（b）分段切换不影响制动机构结构可靠性。存在的问题是：（a）在上止点附

近缸内压力非常大，导致该机构产生的气门升程曲线出现严重的升程损失，即气门无法保持较大的升程，导致制动功率大幅度降低以及制动高速区内最大缸压快速增加。（b）高速下出现泵升现象，导致液压油腔压力过大、气门和活塞发生碰撞等严重事故。（c）运行转速范围受到气门与活塞碰撞以及泵升效应等多方面的限制，只能在有限的转速范围内工作。（d）排气制动凸轮在上止点附近的凸起升程受限制，无法采用更大的凸起，进而无法获得更高的制动动力输出。

（2）纯机械制动机构：采用机械锁定式结构，优点是气门升程不受缸内压力的影响，较纯液压制动机构，制动功率高。存在的问题是：（a）最大缸压高，制动机构受力大。（b）制动机构受到的冲击力非常大，尤其是发动机缸内压力变化剧烈，相关零部件非常容易被破坏。（c）切换只能在制动凸轮基圆段内进行，随着转速的增加，一次性完成切换的难度增加，尤其是二冲程制动时；分段切换将导致纯机械制动机构可靠性进一步大幅度降低，这是由于当锁定销处于切换中间状态时，锁定销与被锁定体之间的接触面小于完全切换时的接触面，在此情况下启闭气门，将导致锁定销与被锁定体之间的接触应力大幅度增加，尤其是在上止点附近。这些方面均导致了纯机械制动机构故障率高。

（3）复合型制动机构：如申请号为201390000921.7的《带有自动复位的集成失动式摇臂制动器系统》公开的内容，内部柱塞能够在驱动活塞内的竖直孔里上下滑动。内部柱塞具有环状槽结构或倾斜表面结构，其形状能够适于容纳一个或多个楔块，滚子或球形固锁元件。驱动活塞组件外壁也有一个或多个槽，能够包容一个或多个上述固锁元件。需要制动时，高压液压油驱使驱动活塞及内部柱塞克服驱动活塞弹簧及内部柱塞弹簧的预紧力，得以分离；当内部柱塞充分移位后，内部柱塞会驱动上述锁固元件，进入驱动活塞组件壁中一条或多条槽中，以此将制动活塞机械锁固于摇臂中。当不需要制动时，撤掉液压力，内部柱塞弹簧先推动内部柱塞移动，并且使上述锁固元件回到内部柱塞的环状槽结构或倾斜表面结构内，实现内部柱塞与驱动活塞锁定，驱动活塞弹簧将内部柱塞与驱动活塞复位。复合型制动机构同时具备纯液压制动机构和纯机械制动机构的优点：（a）气门升程不受缸内压力的影响，较纯液压制动机构，制动功率高。（b）分段切换不影响制动机构结构

可靠性。但是仍然存在以下问题有待改善：（a）由上述结构和切换过程可见，要保证锁固元件能够在内部柱塞的环槽和驱动活塞组件壁的槽之间顺利地来回移动，即顺利切换要求锁固元件与内部柱塞的环槽接触时，其合力的作用线在摩擦角之外，否则发生自锁；同样，要求锁固元件与驱动活塞组件壁的槽接触时，其合力的作用线也要在摩擦角之外，否则发生自锁，因此，需要锁固元件采用楔块，滚子或球形这类特殊设计的形状，并且内部柱塞环槽和驱动活塞组件壁的槽也需要特殊设计；现有复合型制动机构只有在切换过程中采用液压传动，在切换完成后采用机械传动，气体力的冲击将直接作用在制动机构上；上述防自锁设计导致锁固元件与内部柱塞环槽之间的作用力的合力以及锁固元件与驱动活塞组件壁的槽之间的作用力的合力比气门对驱动活塞的力大得多，相应的接触应力大幅度增加；特别是应用于排气侧的制动机构时，可靠性难以保证，并且长时间工作后，固锁元件与驱动活塞组件壁上的槽之间容易发生变形，这进一步导致锁固元件和驱动活塞组件壁上的槽的实际形状逐渐偏离设计形状而出现卡死，最终导致发动机无法正常工作等严重故障。（b）锁固元件无论是在内部柱塞弹簧的环槽内，还是在驱动活塞组件壁的槽内，由于锁固元件两端需要采用满足顺利切换的特殊设计，因此，锁固元件都无法与驱动活塞上的孔道全长接触，较小的接触面将进一步导致了非常大的接触应力，这对锁固元件和驱动活塞等可靠性和寿命极为不利。（c）为了保证机构的可靠性，将大幅度增加机构的尺寸，这将难以满足发动机安装要求。

综上所述，发明人提出开发一种**同时满足**运行和切换转速范围均不受限制，具有尽可能高的制动动力输出和良好的可变配气机构可靠性，可提供更多的制动动力输出等级数量，并且满足发动机紧凑型安装要求和尽可能采用原机配气机构零部件等要求的制动机构是发动机制动和可变配气机构领域的研究目标。

发明内容

根据上述提出的技术问题，而提供一种高效多级制动机构。本发明采用的技术手段如下：

一种高效多级制动机构，包括外壳、设置在外壳上且相对外壳固定或往复运动的柱塞套、设置在柱塞套上且相对柱塞套往复运动的柱塞和液压控制单元；所述柱塞套相对外壳固定时，柱塞、柱塞套与外壳或与相对柱塞套固定的堵块之间形成第二油腔；所述柱塞套相对外壳往复运动时，柱塞与柱塞套之间形成第二油腔；所述液压控制单元通过第二油路、液压联动阀与第二油腔相连，所述液压控制单元将第二油路与高压源相连时，液压油通过液压联动阀内置的单向阀只进不出地进入第二油腔，所述液压控制单元将第二油路与低压源相连时，第二油腔内的液压油通过液压联动阀进入第二油路或直接进入低压源；或者，所述液压控制单元通过两个油路与第二油腔相连，一路通过第四油路和单向阀只进不出地与第二油腔相连，另一路通过第五油路与第二油腔相连；所述柱塞套与柱塞之间具有限制第二油腔最大容积的限位设置；柱塞套侧壁上设置至少一个第一通道，第一通道内设置有相对第一通道往复运动的锁定体；所述柱塞套、外壳和锁定体之间形成第一油腔；所述液压控制单元通过第一油路与第一油腔相连；所述柱塞上设置有锁定体复位机构。第一有效模式下，第一油路与高压源相连；第二油路与高压源相连，或者，第四油路与高压源相连并且第五油路被截止。失效模式下，第一油路与低压源相连；第二油路与低压源相连，或者，第四油路被截止或与低压源相连并且第五油路与低压相连。

进一步地，第二有效模式下，第一油路与低压源相连；第二油路与高压源相连，或者，第四油路与高压源相连并且第五油路被截止。

进一步地，所述锁定体复位机构具有三种复位方案。采用第一复位方案时，所述柱塞侧壁上设置至少一个第二通道，所述第二通道内设置弹簧和弹簧座，所述柱塞和柱塞套之间设置有导向机构；当第二油腔容积最大时，所述锁定体到达锁定体能够伸入到第二通道内或者伸入到设置在柱塞侧壁上且与第二通道相连的周向槽内的轴向位置，并且锁定体与弹簧座接触。采用第二复位方案时，所述柱塞侧壁上设置至少一个周向环槽，周向环槽内设置弹簧片；当第二油腔容积最大时，所述锁定体到达锁定体能够伸入到周向环槽内的轴向位置，并且锁定体与弹簧片接触。采用第三复位方案时，所述柱塞侧壁设置通道和/或周向槽，所述柱塞、柱塞套和锁定体之间设置有第三油腔，所述液压控制单元通过第三油路与第三油腔相连；当第二油腔容积最大时，

所述锁定体到达锁定体能够伸入到通道内或者周向槽内的轴向位置；所述液压控制单元将第一油路与高压源相连时，第三油路与低压源相连；所述液压控制单元将第一油路与低压源相连时，第三油路与高压源相连。

进一步地，所述液压联动阀有三种方案。第一液压联动阀包括单向阀和具有 P 口、T 口和 A 口的两位三通联动阀，第二油路通过单向阀与 P 口相连，A 口与第二油腔相连，T 口与第二油路相连或者与低压源相连；第二油路连接到两位三通阀阀芯驱动腔，当第二油路与高压源相连时，P 口与 A 口相连，T 口被截止；当第二油路与低压源相连时，T 口与 A 口相连，P 口被截止。第二液压联动阀包括单向阀和具有 T 口和 A 口的两位两通联动阀，第二油路通过单向阀同时与 A 口和第二油腔相连，T 口与第二油路相连或者与低压源相连；第二油路连接到两位两通阀阀芯驱动腔，当第二油路与高压源相连时，T 口与 A 口断开；当第二油路与低压源相连时，T 口与 A 口相连。第三液压联动阀包括单向阀和联动活塞杆，第二油路通过单向阀与第二油腔相连；第二油路连接到联动活塞杆的驱动腔，当第二油路与高压源相连时，联动活塞杆不与单向阀阀芯相接触；当第二油路与低压源相连时，联动活塞杆推动单向阀阀芯处于开启状态。

进一步地，所述液压控制单元采用至少一个液压阀，液压阀的 P 口与高压源相连，液压阀的 T 口与高压源相连；可采用多种方案来实现对各油腔和高压源、低压源之间连通关系的控制，进而实现机构不同模式的切换。

需要说明的是，如无特殊说明，所述往复运动均为往复运动的同时，可以发生相对旋转，也可以不发生相对旋转。对于需要限制柱塞套相对外壳的旋转运动，例如柱塞套上设置由凸轮驱动的滚子时，则对柱塞套和外壳之间增设导向机构；需要限制柱塞与柱塞套之间的相对旋转运动，例如锁定体采用弹簧加弹簧座复位方案时，则对柱塞和柱塞套之间增设导向机构。在柱塞和柱塞套之间以及外壳和柱塞套之间可采用多种导向方案，例如，柱塞外壁面上设置导向竖槽，相应的锁定体端部或在柱塞套上增设的导向体始终伸入到导向竖槽内；或者在柱塞套内壁面上设导向竖槽，相应的弹簧座端部或在柱塞上增设的导向体始终伸入到导向竖槽内，即可实现柱塞和柱塞套之间的导向。在外壳内壁面上设置导向竖槽，相应的锁定体端部或在柱塞套上增设的导向体始终伸入到导向竖槽内；或者柱塞套外壁面上设置导向竖槽，在外

壳上增设的导向体始终伸入到导向竖槽，即可实现外壳和柱塞套之间的导向。在柱塞外壁面上和外壳内壁面上均设置导向竖槽，相应的锁定体两个端部或在柱塞套上增设的导向体始终伸入到上述导向竖槽内，即可实现外壳、柱塞套和柱塞三者之间的导向。此外，上述导向竖槽还可换成导向面，通过成对的导向面或导向面与导向体的组合也可实现导向。

当锁定体伸入到周向槽内实现锁定时，为了降低接触应力，可将与周向槽接触的锁定体侧壁面加工成大曲率半径的弧面或平面。此时可以对锁定体增设防自转机构以便顺利进行锁定。例如，在锁定体上开槽并且将卡圈安装在锁定体槽内，即可防止锁定体自转；再如在柱塞和/或外壳上设置导向竖槽，在与锁定体用于与周向槽接触的弧面或平面相垂直的侧壁面加工成与导向竖槽相配合的大曲率半径的弧面或平面，利用其与导向竖槽来起到防止锁定体自转

对第二油腔最大容积进行限位的方法也有很多，例如柱塞套上设置台肩或者卡圈等，另外，利用导向体和导向竖槽也可实现限位功能。

在柱塞套固定于外壳的方案上，当柱塞套上设置台肩来限制第二油腔的最大容积时，为了保证第二油腔内的液压油不会导致柱塞套相对外壳运动，需要将柱塞套相对外壳进行限位，例如将柱塞套用螺纹或者过盈配合等方式安装在外壳上，或用卡圈等对柱塞套进行限位，或在柱塞套上固定安装堵块等多种方式。

本机构提出了一种高效多级制动机构，同时满足了可变配气机构设计各类要求，具有以下优势：

（a）本机构可通过取代原配气机构的某个零部件，满足发动机紧凑型安装和尽可能采用原配气机构零部件等要求，实现产品极低成本的升级换代，非常有利于产品推广应用。例如当外壳和柱塞套相对运动时，本机构可以作为具有多级可变功能的挺杯或者气门桥等，当外壳和柱塞套相对固定时，本机构可以作为具有多级可变功能的摇臂或者摇臂等运动件的固定支点等。

（b）本机构不仅具备现有复合型制动机构优势的同时，较现有复合型制动机构而言，本机构尺寸更加紧凑而且可靠性大幅度提高。这是由于本机构

的锁定体往复运动是通过控制第一油腔压力来实现的，锁定体位置调节不存在自锁或卡死等问题，锁定体与外壳相接触的部位以及锁定体与柱塞相接触的部位均无需特殊设计，锁定体及与之相接触的部件的受力不会被放大，并且锁定体可以始终与柱塞套的第一通道全部长度相接触，这两方面均导致了本机构的接触应力大幅度降低，机构可靠性大幅度提高。

（c）除了具备第一有效模式外，本机构还可增加第二有效模式；当本机构应用于发动机制动时，发动机就具备两种制动模式，不仅大幅度提高了制动机构可靠性，而且增加了分级制动的等级数量。当紧急情况下，例如在主制动系统和/或装配在车辆传动系统上的缓速器因长时间工作发生或即将发生热衰退或其他故障时，或车辆重载下坡度非常陡峭或坡长非常长的坡道等情况均需要发动机输出最大的制动动力，在此情况下，全部气缸均采用第一有效模式；再例如发动机制动速度超过第二有效模式可运行转速范围时，在此情况下，进一步根据制动动力需求，决定全部气缸或者部分气缸采用第一有效模式。采用第一有效模式时，工作气缸的气门升程曲线不随缸内压力等因素而改变，获得最大的气门升程，进而获得最高的发动机制动动力输出。当非紧急情况下需要提供较大制动功率时，例如车辆重载/下长坡/陡坡等情况下，全部气缸均采用第二有效模式；当非紧急情况下需要提供较小制动功率时，例如车辆轻载/下短坡/缓坡等情况下，部分气缸均采用第二有效模式。采用第二有效模式时，工作气缸的气门升程虽然随缸内压力等因素而改变，制动功率有所降低，但是，缸内压力显著降低，并且具有液压缓冲功能，因此，制动机构可靠性高。较现有各种制动机构，本机构提高了最大制动功率输出，增加了分级制动的等级数量，覆盖更广泛的车辆制动范围，提高了发动机制动的使用占比，降低了主制动系统和/或装配在车辆传动系统上的缓速器的使用频率和强度，提高其使用寿命，降低摩擦式制动系统的粉尘污染。与纯机械制动机构（复合型制动机构的效果与纯机械的类似）相比，本机构在第一有效模式下的制动功率有所提高，三者制动转速范围均不受限制；本机构只有在紧急情况下才短时间使用第一有效模式，这在保证发动机最大制动动力输出的同时，极大地缩短了本机构受力较大的第一有效模式的使用时间，增加了制动机构受力低的第二有效模式的使用时间，极大地提高了本机构的可靠性。与纯液压制动机构相比，本机构具有第一有效模式，提供无制动转速

范围限制且制动动力更高的制动动力输出；本机构还具有第二有效模式，最大缸压明显降低并且制动转速范围明显增加，这增加了本机构以更高的可靠性的第二有效模式运行的车辆转速范围以及增加了其使用占比，本机构制动机构可靠性得以提高。因此，本机构同时大幅度提高了制动动力输出和制动机构可靠性，增加了制动等级数量和发动机制动的使用占比。此外，本机构还可应用于发动机驱动模式下，实现不同气门升程曲线的调节，进而实现发动机停缸、内部 EGR 等技术。

附图说明

为了更清楚地说明本发明实施例或现有技术中的技术方案，下面将对实施例或现有技术描述中所需要使用的附图做以简单地介绍，显而易见地，下面描述中的附图是本发明的一些实施例，对于本领域普通技术人员来讲，在不付出创造性劳动性的前提下，还可以根据这些附图获得其他的附图。

图 1 是本机构实施例 1 的结构示意图，是制动机构处于失效状态并且采用第一液压联动阀的示意图。

图 2a 是实施例 1 中制动机构处于第二有效状态并且给出了第一液压联动阀的一种实施例结构；图 2b 是柱塞和柱塞套之间导向设置示意图；图 2c 是外壳与柱塞套之间导向设置示意图；图 2d 是制动机构处于第一有效状态并且采用两个油路与第二油腔相连。

图 3 是本机构实施例 2 的结构示意图。其中，图 3a 是主视图，制动机构处于第一有效状态；图 3b 是图 3a 的 D-D 截面的剖面图；图 3c 是左视图，制动机构处于失效状态，并且图 3c 给出了采用第二液压联动阀的示意图。

图 4 是采用第三液压联动阀的示意图。

图 5 是两位三通阀。其中，图 5a 是其示意图，图 5b 和图 5c 是其一种实施例结构示意图，图 5b 是第一位置，图 5c 是第二位置。

图 6 是第一种两位四通阀。其中，图 6a 是其示意图，图 6b 和图 6c 是其一种实施例结构示意图，图 6b 是第一位置，图 6c 是第二位置。

图 7 是第二种两位四通阀。其中，图 7a 是其示意图，图 7b 和图 7c 是其

一种实施例结构示意图，图 7b 是第一位置，图 7c 是第二位置。

图 8 是两位五通阀。其中，图 8a 是其示意图，图 8b 和图 8c 是其一种实施例结构示意图，图 8b 是第一位置，图 8c 是第二位置。

图 9 是三位四通阀。其中，图 9a 是其示意图，图 9b、图 9c 和图 9d 是其一种实施例结构示意图，图 9b 是第一位置，图 9c 是第二位置，图 9d 是第三位置。

图 10 是第一种三位五通阀。其中，图 10a 是其示意图，图 10b、图 10c 和图 10d 是其一种实施例结构示意图，图 10b 是第一位置，图 10c 是第二位置，图 10d 是第三位置。

图 11 是第二种三位五通阀。其中，图 11a 是其示意图，图 11b、图 11c 和图 11d 是其一种实施例结构示意图，图 11b 是第一位置，图 11c 是第二位置，图 11d 是第三位置。

图 12 是三位六通阀。其中，图 12a 是其示意图，图 12b、图 12c 和图 12d 是其一种实施例结构示意图，图 12b 是第一位置，图 12c 是第二位置，图 12d 是第三位置。

图 13 是本机构应用于二冲程制动时的效果及其与现有技术的对比，其中，图 13a 和图 13b 分别是各种制动模式下的制动功率和最大缸压的对比图，图 13c 是本机构实现的分级制动效果。

1、台肩；2、外壳；3、卡圈；4、柱塞套；5、柱塞；6、锁定体；7、第一通道；8、弹簧；9、弹簧座；10、第二通道；11、第一液压联动阀；12、液压控制单元；13、单向阀；14、第一导向块；15、第二导向块；16、堵块；17、第二液压联动阀；18、第三液压联动阀；19、联动活塞杆；Q1、第一油腔；Q2、第二油腔；Q3、第三油腔；A1、第一油路；A2、第二油路；A3、第三油路；A4、第四油路；A5、第五油路；H1、滑阀体；H2、滑阀单向阀；H3、滑阀中间口；H4、滑阀衬套；H5、滑阀单向阀弹簧；H6、滑阀堵块；H7、滑阀弹簧；H8、滑阀被控口；H9、滑阀驱动口；H10、滑阀泄油口；HP、高压源；LP、低压源；Z1、采用本机构且全部气缸工作在第一二冲程制动模式下；Z2、采用本机构且全部气缸工作在第二二冲程制动模式下；Z3、采用纯机械机构且全部气缸工作在二冲程制动模式下；Z4、采用纯液压机构且全

部气缸工作在二冲程制动模式下；Z4、采用纯机械机构且全部气缸工作在四冲程减压制动模式下；Z1L、采用本机构且一半气缸工作在第一二冲程制动模式下；Z2L、采用本机构且一半气缸工作在第二二冲程制动模式下；SZ2、采用本机构在第二二冲程制动模式下的可运行转速范围；SZ4、采用纯液压机构在二冲程制动模式下的可运行转速范围。图中，各液压阀的阀口均采用单个大写字母区分，其中，P 口始终高压源相连，T 口始终与低压源相连。

具体实施方式

为使本发明实施例的目的、技术方案和优点更加清楚，下面将结合本发明实施例中的附图，对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述，显然，所描述的实施例是本发明一部分实施例，而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例，本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例，都属于本发明保护的范围。

本实施例公开了一种高效多级制动机构，包括外壳 2、设置在外壳 2 上且相对外壳 2 固定或往复运动的柱塞套 4、设置在柱塞套 4 上且相对柱塞套 4 往复运动的柱塞 5、液压控制单元 12。柱塞套 4 相对外壳 2 固定时，柱塞 5、柱塞套 4 与外壳 2 或与相对柱塞套 4 固定的堵块 16 之间形成第二油腔 Q2。柱塞套 4 相对外壳 2 往复运动时，柱塞 5 与柱塞套 4 之间形成第二油腔 Q2。液压控制单元 12 采用多种方式与第二油腔 Q2 相连。液压控制单元 12 通过第二油路 A2、液压联动阀与第二油腔 Q2 相连，液压控制单元 12 将第二油路 A2 与高压源 HP 相连时，液压油通过液压联动阀内置的单向阀只进不出地进入第二油腔 Q2，液压控制单元 12 将第二油路 A2 与低压源 LP 相连时，第二油腔 Q2 内的液压油通过液压联动阀进入第二油路 A2 或直接进入低压源 LP。或者，液压控制单元 12 通过两个油路与第二油腔 Q2 相连，一路通过第四油路 A4 和单向阀 13 只进不出地与第二油腔 Q2 相连，另一路通过第五油路 A5 与第二油腔 Q2 相连。柱塞套 4 与柱塞 5 之间具有限制第二油腔 Q2 最大容积的限位设置。柱塞套 4 侧壁上设置至少一个第一通道 7，第一通道 7 内设置有相对第一通道 7 往复运动的锁定体 6。柱塞套 4、外壳 2 和锁定体 6 之间形成第一油腔 Q1。液压控制单元 12 通过第一油路 A1 与第一油腔 Q1 相连。柱

塞 5 上设置有锁定体复位机构。

实施例 1

图 1 是本机构实施例 1 的结构示意图。如图 1 可见，本机构包括外壳 2、设置在外壳 2 上且相对外壳 2 往复运动的柱塞套 4、设置在柱塞套 4 上且相对柱塞套 4 往复运动的柱塞 5、液压控制单元 12。柱塞 5 与柱塞套 4 之间形成第二油腔 Q2。柱塞套 4 上设置卡圈来作为限制第二油腔 Q2 最大容积的限位设置。柱塞套 4 侧壁上设置两个第一通道 7，每个第一通道 7 内设置有一个相对第一通道 7 往复运动的锁定体 6。柱塞套 4、外壳 2 和锁定体 6 之间形成第一油腔 Q1。液压控制单元 12 通过第一油路 A1 与第一油腔 Q1 相连。锁定体 6 采用第一复位方案时，柱塞 5 侧壁上设置一个第二通道 10，第二通道 10 内设置弹簧 8 和两个弹簧座 9。当第二油腔 Q2 容积最大时，锁定体 6 到达锁定体 6 能够伸入到第二通道 10 内的轴向位置，并且两个锁定体 6 分别与两个弹簧座 9 接触。液压控制单元 12 采用多种方式与第二油腔 Q2 相连。

对于采用弹簧和弹簧座实现锁定体复位时，柱塞 5 和柱塞套 4 之间设置有导向机构，导向可采用多种方案，例如，图 1 中，在柱塞 5 和柱塞套 4 上设置导向竖槽，用第一导向块 14 实现二者的导向，见图 2b 所示。又如图 3，在柱塞 5 上设置导向竖槽，采用设置在柱塞套 4 上的第二导向块 15 实现二者的导向等。对于例如柱塞套上设置由凸轮驱动的滚子等情况，需要对柱塞套 4 和外壳 2 之间设置有导向机构，导向可采用多种方案，例如，图 1 中，在外壳 2 的内壁面设置导向竖槽，采用设置在柱塞套 4 上的全部或部分锁定体 6 实现二者的导向，见图 2c 所示。

为了增加机构可靠性，还可以是在柱塞套 4 侧壁不同周向和/或轴向位置上进一步增加第一通道 7 的数量，进而增加锁定体 6 的数量，以降低每个锁定体 6 的受力，例如图 1 采用两个锁定体 6，图 3 采用 3 个锁定体 6。为了降低接触应力，还可将柱塞 5 外壁面上设置周向槽，对于采用弹簧和弹簧座实现锁定体 6 复位时，该周向槽需要与第二通道 10 相连。在柱塞 5 和柱塞套 4 被锁定体 6 锁定时，锁定体 6 伸入到周向槽内，相对第二通道 10，周向槽的曲率半径更大，在相同作用力的情况下，锁定体 6 与周向槽的接触应力降低。为了进一步降低接触应力，可将与周向槽接触的锁定体 6 侧壁面加工成大曲

率半径的弧面或平面，如图 3a 可见。此时可以对锁定体 6 增设防自转机构以便顺利进行锁定。例如，在锁定体 6 上开槽并且将卡圈安装在锁定体 6 槽内，再如在柱塞 5 和/或外壳 2 上设置导向竖槽，在与锁定体 6 用于与周向槽接触的弧面或平面相垂直的侧壁面加工成与导向竖槽相配合的大曲率半径的弧面或平面，利用其与导向竖槽来起到防止锁定体 6 自转。

图 1 给出了采用第一液压联动阀 11 方案，包括单向阀和具有 P 口、T 口和 A 口的两位三通联动阀，单向阀和两位三通阀可以是分开式结构，也可以是集成为一体的结构。液压控制单元 12 通过第二油路 A2、单向阀与 P 口相连，A 口与第二油腔 Q2 相连，T 口与第二油路 A2 相连或者与低压源 LP 相连。第二油路 A2 连接到两位三通阀阀芯驱动腔。当液压控制单元 12 将第二油路 A2 与高压源 HP 相连时，两位三通阀阀芯被液压油驱动使得 P 口与 A 口相连，T 口被截止，高压源 HP 的液压油通过单向阀和两位三通阀的 P 口和 A 口后只进不出地进入第二油腔 Q2，柱塞 5 相对柱塞套 4 不断上行，第二油腔 Q2 的容积不断增加直至柱塞 5 被设置在柱塞套 4 上的卡圈限位，柱塞 5 相对柱塞套 4 到达最大升程，即到达图 3b 状态。在此基础上，液压控制单元 12 将第一油路 A1 与低压源 LP 相连时，在弹簧力的作用下，锁定体 6 仍然处于外壳 2 和柱塞套 4 一侧，柱塞 5 和柱塞套 4 不被锁定，实现的是第二有效模式，由于发动机缸内压力等作用，柱塞 5 的运动和柱塞套 4 的运动不能完全一致，尤其是在发动机制动模式下，排气门在上止点处运动时，二者的运动差异非常大，这导致了排气门升程曲线随发动机缸内压力等的变化而变化。液压控制单元 12 将第一油路 A1 与高压源 HP 相连时，锁定体 6 上的液压力克服弹簧力，锁定体 6 运动到柱塞套 4 和柱塞 5 一侧，柱塞 5 和柱塞套 4 被锁定体 6 锁定成一体，如图 2d，实现的是第一有效模式，此外，发动机缸内压力等作用对柱塞 5 运动影响非常小，柱塞 5 的运动和柱塞套 4 的运动一致性高，气门升程曲线保持不变。需要说明的是，第二有效模式是否长期存在是由液压控制单元 12 所采用的液压阀结构和类型等决定，后文将详细说明，对于不存在第二有效模式的情况，图 2a 的状态为失效模式和第一有效模式之间的过渡状态。当液压控制单元 12 将液压控制单元 12 将第一油路 A1 与低压源 LP 相连，将第二油路 A2 与低压源 LP 相连时，两位三通阀的阀芯复位并且将 T 口与 A 口相连，P 口被截止，在弹簧力的作用下，锁定体 6 回到外

壳 2 和柱塞套 4 一侧，并且第二油腔 Q2 内的液压油通过 A 口、T 口后，通过第二油路 A2 或者直接回到低压源 LP，柱塞 5 相对柱塞套 4 不断下行，直至回到图 1 状态，实现的是失效模式，此时，柱塞套 4 带动柱塞 5 运动，但是柱塞 5 将无法驱动或无法完全驱动配气机构后续部件运动，气门升程将始终为零或者凸轮小升程部分将无法反映到气门升程曲线上。当柱塞 5 相对柱塞套 4 的行程大于凸轮最大凸起所对应的柱塞套 4 的行程时，在失效模式，可实现气门升程始终为零，例如本机构用于二冲程模式时或发动机停缸模式时。当柱塞 5 相对柱塞套 4 的行程小于凸轮最大凸起所对应的柱塞套 4 的行程时，在失效模式，气门升程将无法实现始终为零，例如本机构用于四冲程减压制动或四冲程泄气制动等模式时，再或者发动机驱动模式需要较小气门升程或实现内部 EGR 时。

图 2a 给出第一液压联动阀 11 的一种实施例结构，即单向阀与两位四通阀集成为一体的结构。滑阀单向阀 H2 设置在滑阀体 H1 内，滑阀堵块 H6 与滑阀体 H1 上。当液压控制单元 12 将第二油路 A2 与高压源 HP 相连时，高压油进入滑阀被控口 H8 推动滑阀体 H1 下行，将滑阀中间口 H3 与滑阀驱动口 H9 相连，滑阀泄油口 H10 被截止，高压油克服滑阀单向阀弹簧 H5 后通过单向阀、滑阀中间口 H3、滑阀驱动口 H9 只进不出地进入第二油腔 Q2，推动柱塞 5 相对柱塞套 4 上行。当液压控制单元 12 将第二油路 A2 与低压源 LP 相连时，滑阀弹簧 H7 推动滑阀体 H1 上行复位，将滑阀中间口 H3 被截止，滑阀驱动口 H9 与滑阀泄油口 H10 相连，第二油腔 Q2 内的高压油通过滑阀驱动口 H9、滑阀泄油口 H10 回到低压源 LP，柱塞 5 相对柱塞套 4 下行复位。通过设置滑阀衬套 H4 可实现模块化设计，便于滑阀安装与更换。

图 2d 给出了液压控制单元 12 通过两个油路与第二油腔 Q2 相连的情况。一路通过第四油路 A4 和单向阀 13 只进不出地与第二油腔 Q2 相连，另一路通过第五油路 A5 与第二油腔 Q2 相连。当液压控制单元 12 将第四油路 A4 与高压源 HP 相连并且第五油路 A5 被截止时，高压油通过第四油路 A4 和单向阀 13 只进不出地流入第二油腔 Q2，推动柱塞 5 相对柱塞套 4 上行。当液压控制单元 12 将第四油路 A4 被截止或与低压源 LP 相连并且第五油路 A5 与低压源 LP 相连时，第二油腔 Q2 内的液压油通过第五油路 A5 回到低压源 LP，柱塞 5 相对柱塞套 4 下行复位。采用本方案，不需要设置液压联动阀即

可实现对第二油腔 Q2 的控制，制动机构的结构得到简化。

实施例 2

图 3 是本机构实施例 2 的结构示意图。如图 3 可见，本机构包括外壳 2、固定在外壳 2 上的柱塞套 4、设置在柱塞套 4 上且相对柱塞套 4 往复运动的柱塞 5、液压控制单元 12。柱塞 5 与柱塞套 4 之间形成第二油腔 Q2。柱塞套 4 上设置台肩来限制第二油腔 Q2 最大容积的限位设置。柱塞套 4 侧壁上设置三个周向均布的第一通道 7，每个第一通道 7 内分别设置有一个相对第一通道 7 往复运动的锁定体 6。

图 3 采用的是第三复位方案，柱塞 5 侧壁设置周向槽，柱塞 5、柱塞套 4 和锁定体 6 之间设置有第三油腔 Q3，液压控制单元 12 通过第三油路 A3 与第三油腔 Q3 相连。当第二油腔 Q2 容积最大时，锁定体 6 到达锁定体 6 能够伸入到周向槽内的轴向位置。液压控制单元 12 将第一油路 A1 与高压源 HP 相连时，第三油路 A3 与低压源 LP 相连，锁定体 6 被液压油推入到柱塞 5 周向槽内，将柱塞 5 和柱塞套 4 锁定成一体。液压控制单元 12 将第一油路 A1 与低压源 LP 相连时，第三油路 A3 与高压源 HP 相连，锁定体 6 被液压油从柱塞 5 周向槽中推出，柱塞 5 和柱塞套 4 不被锁定。采用第三复位方案时，柱塞套 4 上还设置有一个通道，该通道将第三油路 A3 和第三油腔 Q3 相连。

此外，锁定体还可采用第二复位方案，此时柱塞 5 侧壁上设置至少一个周向环槽，周向环槽内设置弹簧片。当第二油腔 Q2 容积最大时，锁定体 6 到达锁定体 6 能够伸入到周向环槽内的轴向位置，并且锁定体 6 与弹簧片接触。利用弹簧片的弹簧力来实现锁定体 6 的复位。

图 3c 给出了采用第二液压联动阀的示意图。第二液压联动阀 17 包括单向阀和具有 T 口和 A 口的两位两通联动阀，第二油路 A2 通过单向阀同时与 A 口和第二油腔 Q2 相连，T 口与第二油路 A2 相连或者与低压源 LP 相连。第二油路 A2 连接到两位两通阀阀芯驱动腔。当液压控制单元 12 将第二油路 A2 与高压源 HP 相连时，高压油驱动两位两通阀阀芯将其 T 口与 A 口断开，高压油通过单向阀只进不出地进入第二油腔 Q2，推动柱塞 5 相对柱塞套 4 上行。当液压控制单元 12 将第二油路 A2 与低压源 LP 相连时，两位两通阀阀芯复位并将其 T 口与 A 口相连，第二油腔 Q2 内的液压油通过 A 口、T 口，

再通过第二油路 A2 或者直接进入低压源 LP，柱塞 5 相对柱塞套 4 下行复位。

图 4 是采用第三液压联动阀的示意图。它包括单向阀和联动活塞杆 19。第二油路 A2 通过单向阀与第二油腔 Q2 相连。第二油路 A2 连接到联动活塞杆 19 的驱动腔。当液压控制单元 12 将第二油路 A2 与高压源 HP 相连时，联动活塞杆 19 在高压油的作用下运动一段距离，使得联动活塞杆 19 不与单向阀阀芯相接触，高压油通过单向阀只进不出地流入第二油腔 Q2，推动柱塞 5 相对柱塞套 4 上行。当液压控制单元 12 将第二油路 A2 与低压源 LP 相连时，联动活塞杆 19 复位并推动单向阀阀芯处于开启状态，第二油腔 Q2 内的液压油通过始终开启的单向阀回到低压源 LP，柱塞 5 相对柱塞套 4 下行复位。

液压控制单元 12 采用至少一个液压阀，液压阀的 P 口与高压源 HP 相连，液压阀的 T 口与高压源 HP 相连。图 5 到图 12 给出了本机构的液压控制单元采用的液压阀的实施例。液压阀的类型和连接方式不同，实现的发动机运行模式也不同。以下给出本机构采用的液压阀类型及其可实现的发动机运行模式的一些实施例。

第一方案：采用一个两位三通阀，其 A 口与第一油路 A1 和第二油路 A2 相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，P 口被截止。阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，T 口被截止。图 5a 是第一方案对应的两位三通阀的示意图，图 5b 和图 5c 是其一种实施例结构示意图，图 5b 是第一位置，图 5c 是第二位置。

第二方案：采用一个两位四通阀，其 A 口与第一油路 A1 和第二油路 A2 相连，B 口与第三油路 A3 相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，B 口与 P 口相连。阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口和 T 口相连。图 6a 是第二方案对应的两位四通阀的示意图，图 6b 和图 6c 是其一种实施例结构示意图，图 6b 是第一位置，图 6c 是第二位置。

第三方案：采用一个两位四通阀，其 A 口与第一油路 A1 和第四油路 A4 相连，B 口与第五油路 A5 相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 B 口均与 T 口相连，P 口被截止。阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口和 T 口均被截止。图 7a 是第三方案对应的两位四通阀的示意图，图 7b 和图 7c 是其一种实施例结构示意图，图 7b 是第一位置，图 7c 是第二位置。

第四方案：采用一个两位五通阀，其 A 口与第一油路 A1 和第四油路 A4 相连，B 口与第五油路 A5 相连，C 口与第三油路 A3 相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 B 口均与 T 口相连，C 口与 P 口相连。阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口被截止，C 口和 T 口相连。图 8a 是第四方案对应的两位五通阀示意图，图 8b 和图 8c 是其一种实施例结构示意图，图 8b 是第一位置，图 8c 是第二位置。

采用第一到第四方案中的任一方案时，发动机需要运行在失效模式时，将阀芯切换到第一位置。发动机需要运行在第一有效模式时，将阀芯切换到第二位置。

第五方案：采用一个三位四通阀，其 A 口与第一油路 A1 相连，B 口与第二油路 A2 相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 B 口均与 T 口相连，P 口被截止。阀芯处于第二位置时，B 口与 P 口相连，A 口与 T 口相连。阀芯处于第三位置时，A 口和 B 口与均 P 口相连，T 口被截止。图 9a 是第五方案对应的三位四通阀示意图，图 9b、图 9c 和图 9d 是其一种实施例结构示意图，图 9b 是第一位置，图 9c 是第二位置，图 9d 是第三位置。

第六方案：采用一个三位五通阀，其 A 口与第一油路 A1 相连，B 口与第四油路 A4 相连，C 口与第五油路 A5 相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 C 口均与 T 口相连，P 口被截止，B 口与 T 口相连或者 B 口被截止。阀芯处于第二位置时，B 口与 P 口相连，C 口被截止，A 口与 T 口相连。阀芯处于第三位置时，A 口和 B 口与均 P 口相连，C 口与 T 口均被截止。图 10a 是第六方案对应的三位五通阀示意图，图 10b、图 10c 和图 10d 是其一种实施例结构示意图，图 10b 是第一位置，图 10c 是第二位置，图 10d 是第三位置。

第七方案：采用一个三位五通阀，其 A 口与第一油路 A1 相连，B 口与第二油路 A2 相连，C 口与第三油路 A3 相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 B 口均与 T 口相连，C 口与 P 口相连。阀芯处于第二位置时，B 口和 C 口均与 P 口相连，A 口与 T 口相连。阀芯处于第三位置时，A 口和 B 口均与 P 口相连，C 口与 T 口相连。图 11a 是第七方案对应的三位五通阀示意图，图 11b、图 11c 和图 11d 是其一种实施例结构示意图，图 11b 是第一位置，图 11c 是第二位置，图 11d 是第三位置。

第八方案：采用一个三位六通阀，其 A 口与第一油路 A1 相连，B 口与第四油路 A4 相连，C 口与第五油路 A5 相连，D 口与第三油路 A3 相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 C 口均与 T 口相连，B 口被截止或者与 T 口相连，D 口与 P 口相连。阀芯处于第二位置时，B 口和 D 口均与 P 口相连，C 口被截止，A 口与 T 口相连。阀芯处于第三位置时，A 口和 B 口均与 P 口相连，C 口被截止，D 口与 T 口相连。图 12a 是第八方案对应的三位六通阀示意图，图 12b、图 12c 和图 12d 是其一种实施例结构示意图，图 12b 是第一位置，图 12c 是第二位置，图 12d 是第三位置。

采用第五到第八方案中的任一方案时，发动机需要运行在失效模式时，将阀芯切换到第一位置。发动机需要运行在第二有效模式时，将阀芯切换到第二位置。发动机需要运行在第一有效模式时，将阀芯切换到第三位置。

第九方案：采用两个两位三通阀，第一两位三通阀 A 口与第一油路 A1 相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，P 口被截止，阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，T 口被截止。第二两位三通阀 A 口与第二油路 A2 相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，P 口被截止，阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，T 口被截止。发动机需要运行在失效模式时，将第一两位三通阀和第二两位三通阀的阀芯均切换到第一位置。发动机需要运行在第二有效模式时，将第一两位三通阀切换到第一位置，将第二两位三通阀阀芯切换到第二位置。发动机需要运行在第一有效模式时，将第一两位三通阀和第二两位三通阀的阀芯均切换到第二位置。第九方案采用的两位三通阀如图 5 所示。

第十方案：采用一个两位三通阀和一个两位四通阀，采用两位三通阀 A 口与第二油路 A2 相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，P 口被截止，阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，T 口被截止。两位四通阀 A 口与第一油路 A1 相连，两位四通阀 B 口与第三油路 A3 相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，B 口与 P 口相连。阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口与 T 口相连。发动机需要运行在失效模式时，将两位三通阀和两位四通阀的阀芯均切换到第一位置。发动机需要运行在第二有效模式时，将两位三通阀切换到第二位置，将两位四通阀阀芯切换到第一位置。发动机需要运行在第一有效模式时，将两位三通阀和两位四通阀的阀芯均切换到第二位置。

第十方案采用的两位三通阀如图 5 所示，采用的两位四通阀如图 6 所示。

第十一方案：采用一个两位三通阀和一个两位四通阀，采用两位三通阀 A 口与第一油路 A1 相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，P 口被截止，阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，T 口被截止。采用两位四通阀 A 口与第四油路 A4 相连，B 口与第五油路 A5 相连，阀芯处于第一位置时，A 口被截止或者与 T 口相连，B 口与 T 口相连，P 口被截止。阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口和 T 口均被截止。发动机需要运行在失效模式时，将两位三通阀和两位四通阀的阀芯均切换到第一位置。发动机需要运行在第二有效模式时，将两位三通阀切换到第一位置，将两位四通阀阀芯切换到第二位置。发动机需要运行在第一有效模式时，将两位三通阀和两位四通阀的阀芯均切换到第二位置。第十一方案采用的两位三通阀如图 5 所示，采用的两位四通阀如图 7 所示。

第十二方案：采用两个两位四通阀，采用第一两位四通阀 A 口与第一油路 A1 相连，B 口与第三油路 A3 相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，B 口与 P 口相连，阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口与 T 口相连。采用第二两位四通阀 A 口与第四油路 A4 相连，B 口与第五油路 A5 相连，阀芯处于第一位置时，A 口被截止或者与 T 口相连，B 口与 T 口相连，P 口被截止。阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口和 T 口均被截止。发动机需要运行在失效模式时，将第一两位四通阀和第二两位四通阀的阀芯均切换到第一位置。发动机需要运行在第二有效模式时，将第一两位四通阀切换到第一位置，将第二两位四通阀阀芯切换到第二位置。发动机需要运行在第一有效模式时，将第一两位四通阀和第二两位四通阀的阀芯均切换到第二位置。第十二方案采用的第一两位四通阀如图 6 所示，采用的第二两位四通阀如图 7 所示。

本机构可以用于实现二冲程制动模式、四冲程减压制动模式、四冲程泄气制动模式、停缸模式、不同四冲程驱动模式、内部 EGR 等。图 13 是针对某车辆，本机构应用于二冲程制动时的效果及其与现有制动机构的对比，其中，图 13a 和图 13b 分别是全部气缸均处于制动模式时，采用各类制动机构的制动功率和最大缸压的对比图，图 13c 是本机构实现的分级制动效果。本机构在第一有效模式实现第一二冲程制动模式，在第二有效模式实现第二二

冲程制动模式。复合型制动机构的效果与纯机械制动机构的类似，与纯机械制动机构相比，本机构在第一有效模式下的制动功率提高了 0.5-9.5%，并且三者制动转速范围均不受限制；复合型制动机构与纯机械制动机构在发动机制动全过程中都是采用机械锁定的，相关零部件的受力始终非常高，而本机构只有在紧急情况下才短时间使用第一有效模式，这在保证发动机最大制动动力输出的同时，极大地缩短了本机构受力大的第一有效模式的使用时间，增加了制动机构受力低的第二有效模式的使用时间，本机构在第二有效模式下的最大缸压降低了 21.1-36.8%，极大地提高了本机构的可靠性。与采用纯液压制动机构相比，本机构的第一二冲程制动模式可提供无制动转速范围限制，并且制动功率提高 14.1-38.7%；本机构在第二有效模式是为了提供更多的分级制动的制动等级数量，各制动等级下的制动动力输出需要有明显区别，以覆盖更广泛的车辆制动运行工况，因此，需要降低其制动功率，较采用纯液压制动机构而言，最大缸压降低了 11.2-13.8%，并且制动转速范围拓展了 165%，大幅度拓宽了本机构以可靠性更高的第二有效模式运行的车辆转速范围，并且大幅度增加了本机构以第二有效模式运行的使用占比，本机构制动机构可靠性得以提高。因此，本机构同时大幅度提高了制动动力输出和制动机构可靠性，并且增加了制动等级数量和发动机制动使用占比。较目前市场上应用最为广泛并且制动动力输出最高的纯机械制动机构应用于四冲程减压制动模式而言，本机构在第一有效模式和第二有效模式的制动功率均明显高于纯机械机构的四冲程减压制动模式，分别提高了 118-166.1%和 78.9-89.8%；本机构在第一有效模式的最大缸压较纯机械机构的四冲程减压制动模式高，但是随着转速的增加，二者差距越来越小，本机构在第二有效模式的最大缸压较纯机械机构的四冲程减压制动模式降低了 6-47.8%；由于本机构的第一二冲程制动模式仅在紧急情况下，而在常规的非紧急情况下，采用第二二冲程制动模式，因此，本机构不仅可以获得满足车辆更大制动运行工况所要求的制动功率，又能获得更好的配气机构可靠性。图 13c 给出了本机构应用于二冲程制动模式时，通过在一半气缸和全部气缸分别采用第一有效模式和第二有效模式，实现的四种不同等级的制动动力输出。同样地，通过进一步改变运行在制动模式的气缸数可以获得其他的制动动力输出。较现有制动机构而言，本机构的制动等级数量增加了一倍。本机构应用于四冲程减压制动、四

冲程泄气制动等模式时，同样可以实现多种不同等级的制动动力输出，其较其他制动机构的优势类似，本文不再重复。

最后应说明的是：以上各实施例仅用以说明本发明的技术方案，而非对其限制；尽管参照前述各实施例对本发明进行了详细的说明，本领域的普通技术人员应当理解：其依然可以对前述各实施例所记载的技术方案进行修改，或者对其中部分或者全部技术特征进行等同替换；而这些修改或者替换，并不使相应技术方案的本质脱离本发明各实施例技术方案的范围。

权利要求书

1、一种高效多级制动机构，其特征在于，包括外壳（2）、设置在外壳（2）上且相对外壳（2）固定或往复运动的柱塞套（4）、设置在柱塞套（4）上且相对柱塞套（4）往复运动的柱塞（5）、液压控制单元（12）；

所述柱塞套（4）相对外壳（2）固定时，柱塞（5）、柱塞套（4）与外壳（2）或与相对柱塞套（4）固定的堵块（16）之间形成第二油腔（Q2）；所述柱塞套（4）相对外壳（2）往复运动时，柱塞（5）与柱塞套（4）之间形成第二油腔（Q2）；

所述液压控制单元（12）通过第二油路（A2）、液压联动阀与第二油腔（Q2）相连，所述液压控制单元（12）将第二油路（A2）与高压源（HP）相连时，液压油通过液压联动阀内置的单向阀只进不出地进入第二油腔（Q2），所述液压控制单元（12）将第二油路（A2）与低压源（LP）相连时，第二油腔（Q2）内的液压油通过液压联动阀进入第二油路（A2）或直接进入低压源（LP）；或者，所述液压控制单元（12）通过两个油路与第二油腔（Q2）相连，一路通过第四油路（A4）和单向阀（13）只进不出地与第二油腔（Q2）相连，另一路通过第五油路（A5）与第二油腔（Q2）相连；

所述柱塞套（4）与柱塞（5）之间具有限制第二油腔（Q2）最大容积的限位设置；柱塞套（4）侧壁上设置至少一个第一通道（7），第一通道（7）内设置有相对第一通道（7）往复运动的锁定体（6）；所述柱塞套（4）、外壳（2）和锁定体（6）之间形成第一油腔（Q1）；所述液压控制单元（12）通过第一油路（A1）与第一油腔（Q1）相连；所述柱塞（5）上设置有锁定体复位机构；

第一有效模式下，第一油路（A1）与高压源（HP）相连；

第二油路（A2）与高压源（HP）相连，或者，第四油路（A4）与高压源（HP）相连并且第五油路（A5）被截止；

失效模式下，第一油路（A1）与低压源（LP）相连；

第二油路（A2）与低压源（LP）相连，或者，第四油路（A4）被截止或与低压源（LP）相连并且第五油路（A5）与低压源（LP）相连。

2、根据权利要求 1 所述的高效多级制动机构，其特征在于，第二有效模式下，第一油路（A1）与低压源（LP）相连；

第二油路（A2）与高压源（HP）相连，或者，第四油路（A4）与高压源（HP）相连并且第五油路（A5）被截止。

3、根据权利要求 1 所述的高效多级制动机构，其特征在于，所述锁定体复位机构具有三种复位方案；

采用第一复位方案时，所述柱塞（5）侧壁上设置至少一个第二通道（10），所述第二通道（10）内设置弹簧（8）和弹簧座（9），所述柱塞（5）和柱塞套（4）之间设置有导向机构；当第二油腔（Q2）容积最大时，所述锁定体（6）到达锁定体（6）能够伸入到第二通道（10）内或者伸入到设置在柱塞（5）侧壁上且与第二通道（10）相连的周向槽内的轴向位置，并且锁定体（6）与弹簧座（9）接触；

采用第二复位方案时，所述柱塞（5）侧壁上设置至少一个周向环槽，周向环槽内设置弹簧片；当第二油腔（Q2）容积最大时，所述锁定体（6）到达锁定体（6）能够伸入到周向环槽内的轴向位置，并且锁定体（6）与弹簧片接触；

采用第三复位方案时，所述柱塞（5）侧壁设置通道和/或周向槽，所述柱塞（5）、柱塞套（4）和锁定体（6）之间设置有第三油腔（Q3），所述液压控制单元（12）通过第三油路（A3）与第三油腔（Q3）相连；当第二油腔（Q2）容积最大时，所述锁定体（6）到达锁定体（6）能够伸入到通道内或者周向槽内的轴向位置；所述液压控制单元（12）将第一油路（A1）与高压源（HP）相连时，第三油路（A3）与低压源（LP）相连；所述液压控制单元（12）将第一油路（A1）与低压源（LP）相连时，第三油路（A3）与高压源（HP）相连。

4、根据权利要求 1 所述的高效多级制动机构，其特征在于，所述液压联动阀有三种方案：

第一液压联动阀（11）包括单向阀和具有 P 口、T 口和 A 口的两位三通联动阀，第二油路（A2）通过单向阀与 P 口相连，A 口与第二油腔（Q2）相连，T 口与第二油路（A2）相连或者与低压源（LP）相连；第二油路（A2）连接到两位三通阀阀芯驱动腔，当第二油路（A2）与高压源（HP）相连时，P 口与 A 口相连，T 口被截止；当第二油路（A2）与低压源（LP）相连时，T 口与 A 口相连，P 口被截止；

第二液压联动阀（17）包括单向阀和具有 T 口和 A 口的两位两通联动阀，第二油路（A2）通过单向阀同时与 A 口和第二油腔（Q2）相连，T 口与第二油路（A2）相连或者与低压源（LP）相连；第二油路（A2）连接到两位两通阀阀芯驱动腔，当第二油路（A2）与高压源（HP）相连时，T 口与 A 口断开；当第二油路（A2）与低压源（LP）相连时，T 口与 A 口相连；

第三液压联动阀（18）包括单向阀和联动活塞杆（19），第二油路（A2）通过单向阀与第二油腔（Q2）相连；第二油路（A2）连接到联动活塞杆（19）的驱动腔，当第二油路（A2）与高压源（HP）相连时，联动活塞杆（19）不与单向阀阀芯相接触；当第二油路（A2）与低压源（LP）相连时，联动活塞杆（19）推动单向阀阀芯处于开启状态。

5、根据权利要求 2 所述的高效多级制动机构，其特征在于，所述液压控制单元采用至少一个液压阀，液压阀的 P 口与高压源相连，液压阀的 T 口与高压源相连；

第一方案：采用一个两位三通阀，其 A 口与第一油路（A1）和第二油路（A2）相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，P 口被截止；阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，T 口被截止；

第二方案：采用一个两位四通阀，其 A 口与第一油路（A1）和第二油路（A2）相连，B 口与第三油路（A3）相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，B 口与 P 口相连；阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口和 T 口相连；

第三方案：采用一个两位四通阀，其 A 口与第一油路（A1）和第四油路（A4）相连，B 口与第五油路（A5）相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 B

口均与 T 口相连，P 口被截止；阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口和 T 口均被截止；

第四方案：采用一个两位五通阀，其 A 口与第一油路（A1）和第四油路（A4）相连，B 口与第五油路（A5）相连，C 口与第三油路（A3）相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 B 口均与 T 口相连，C 口与 P 口相连；阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口被截止，C 口和 T 口相连；

采用所述第一到第四方案中任一方案时，发动机需要运行在失效模式时，将阀芯切换到第一位置；发动机需要运行在第一有效模式时，将阀芯切换到第二位置；

第五方案：采用一个三位四通阀，其 A 口与第一油路（A1）相连，B 口与第二油路（A2）相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 B 口均与 T 口相连，P 口被截止；阀芯处于第二位置时，B 口与 P 口相连，A 口与 T 口相连；阀芯处于第三位置时，A 口和 B 口与均 P 口相连，T 口被截止；

第六方案：采用一个三位五通阀，其 A 口与第一油路（A1）相连，B 口与第四油路（A4）相连，C 口与第五油路（A5）相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 C 口均与 T 口相连，P 口被截止，B 口与 T 口相连或者 B 口被截止；阀芯处于第二位置时，B 口与 P 口相连，C 口被截止，A 口与 T 口相连；阀芯处于第三位置时，A 口和 B 口与均 P 口相连，C 口与 T 口均被截止；

第七方案：采用一个三位五通阀，其 A 口与第一油路（A1）相连，B 口与第二油路（A2）相连，C 口与第三油路（A3）相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 B 口均与 T 口相连，C 口与 P 口相连；阀芯处于第二位置时，B 口和 C 口均与 P 口相连，A 口与 T 口相连；阀芯处于第三位置时，A 口和 B 口均与 P 口相连，C 口与 T 口相连；

第八方案：采用一个三位六通阀，其 A 口与第一油路（A1）相连，B 口与第四油路（A4）相连，C 口与第五油路（A5）相连，D 口与第三油路（A3）相连，阀芯处于第一位置时，A 口和 C 口均与 T 口相连，B 口被截止或者与 T 口相连，D 口与 P 口相连；阀芯处于第二位置时，B 口和 D 口均与 P 口相连，C 口被截止，A 口与 T 口相连；阀芯处于第三位置时，A 口和 B 口均与 P 口相连，C 口被截止，D 口与 T 口相连；

采用所述第五到第八方案中任一方案时，发动机需要运行在失效模式时，将阀芯切换到第一位置；发动机需要运行在第二有效模式时，将阀芯切换到第二位置；发动机需要运行在第一有效模式时，将阀芯切换到第三位置；

第九方案：采用两个两位三通阀，第一两位三通阀 A 口与第一油路（A1）相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，P 口被截止，阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，T 口被截止；第二两位三通阀 A 口与第二油路（A2）相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，P 口被截止，阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，T 口被截止；发动机需要运行在失效模式时，将第一两位三通阀和第二两位三通阀的阀芯均切换到第一位置；发动机需要运行在第二有效模式时，将第一两位三通阀切换到第一位置，将第二两位三通阀阀芯切换到第二位置；发动机需要运行在第一有效模式时，将第一两位三通阀和第二两位三通阀的阀芯均切换到第二位置；

第十方案：采用一个两位三通阀和一个两位四通阀，两位三通阀 A 口与第二油路（A2）相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，P 口被截止，阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，T 口被截止；两位四通阀 A 口与第一油路（A1）相连，两位四通阀 B 口与第三油路（A3）相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，B 口与 P 口相连；阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口与 T 口相连；发动机需要运行在失效模式时，将两位三通阀和两位四通阀的阀芯均切换到第一位置；发动机需要运行在第二有效模式时，将两位三通阀切换到第二位置，将两位四通阀阀芯切换到第一位置；发动机需要运行在第一有效模式时，将两位三通阀和两位四通阀的阀芯均切换到第二位置；

第十一方案：采用一个两位三通阀和一个两位四通阀，采用两位三通阀 A 口与第一油路（A1）相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，P 口被截止，阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，T 口被截止；采用两位四通阀 A 口与第四油路（A4）相连，B 口与第五油路（A5）相连，阀芯处于第一位置时，A 口被截止或者与 T 口相连，B 口与 T 口相连，P 口被截止；阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口和 T 口均被截止；发动机需要运行在失效模式时，将两位三通阀和两位四通阀的阀芯均切换到第一位置；发动机需要运行在第二有效模式时，将两位三通阀切换到第一位置，将两位四

通阀阀芯切换到第二位置；发动机需要运行在第一有效模式时，将两位三通阀和两位四通阀的阀芯均切换到第二位置；

第十二方案：采用两个两位四通阀，第一两位四通阀 A 口与第一油路相连，B 口与第三油路相连，阀芯处于第一位置时，A 口与 T 口相连，B 口与 P 口相连，阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口与 T 口相连；第二两位四通阀 A 口与第四油路相连，B 口与第五油路相连，阀芯处于第一位置时，A 口被截止或者与 T 口相连，B 口与 T 口相连，P 口被截止；阀芯处于第二位置时，A 口与 P 口相连，B 口和 T 口均被截止；发动机需要运行在失效模式时，将第一两位四通阀和第二两位四通阀的阀芯均切换到第一位置；发动机需要运行在第二有效模式时，将第一两位四通阀切换到第一位置，将第二两位四通阀阀芯切换到第二位置；发动机需要运行在第一有效模式时，将第一两位四通阀和第二两位四通阀的阀芯均切换到第二位置。

6、根据权利要求 3 所述的高效多级制动机构，其特征在于，所述柱塞和柱塞套之间设置的导向机构包括柱塞外壁面上设置的导向竖槽或是在柱塞套内壁面上设导向竖槽；当柱塞外壁面上设置导向竖槽时，相应的锁定体端部或在柱塞套上增设的导向体始终伸入到导向竖槽内；当柱塞套内壁面上设导向竖槽时，相应的弹簧座端部或在柱塞上增设的导向体始终伸入到导向竖槽内。

7、根据权利要求 1 或 6 所述的高效多级制动机构，其特征在于，需要限制柱塞套相对外壳的旋转运动时，柱塞套和外壳之间设有第二导向机构，所述第二导向机构包括外壳内壁面上设置的导向竖槽或是柱塞套外壁面上设置的导向竖槽，当外壳内壁面上设置导向竖槽时，相应的锁定体端部或在柱塞套上增设的导向体始终伸入到导向竖槽内；当柱塞套外壁面上设置导向竖槽时，在外壳上增设的导向体始终伸入到导向竖槽；在柱塞外壁面上和外壳内壁面上均设置导向竖槽，相应的锁定体两个端部或在柱塞套上增设的导向体始终伸入到上述导向竖槽内，实现外壳、柱塞套和柱塞三者之间的导向。

8、根据权利要求 7 所述的高效多级制动机构，其特征在于，所述锁定体与周向槽接触的侧壁面加工成具有预设曲率半径的弧面或平面，所述锁定体上设有防自转机构，包括锁定体上开槽内设置的卡圈或是其与所述导向竖槽的配合。

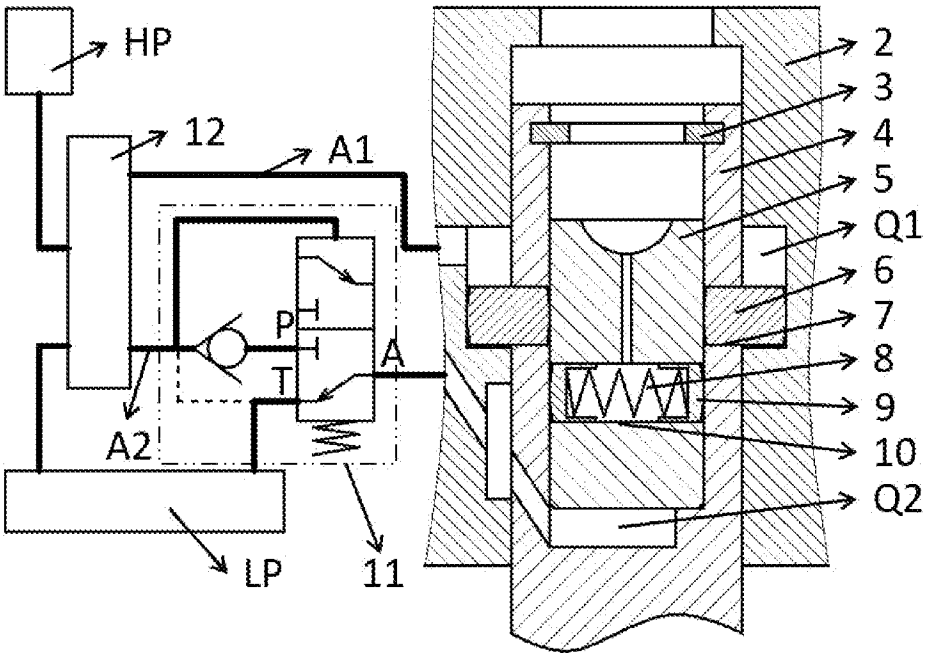
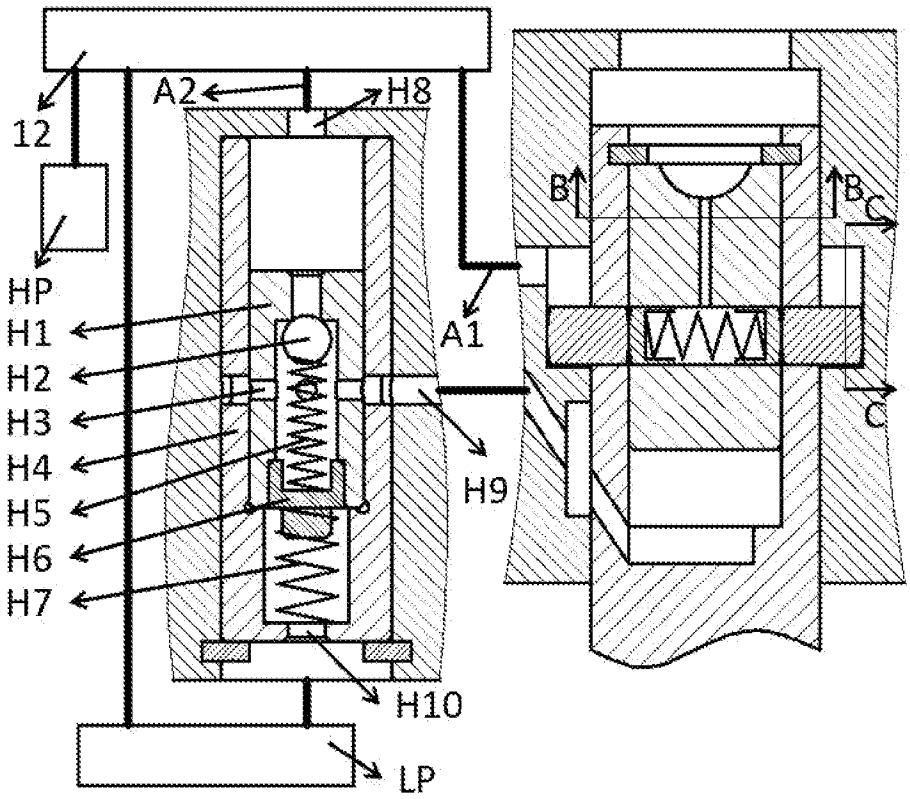
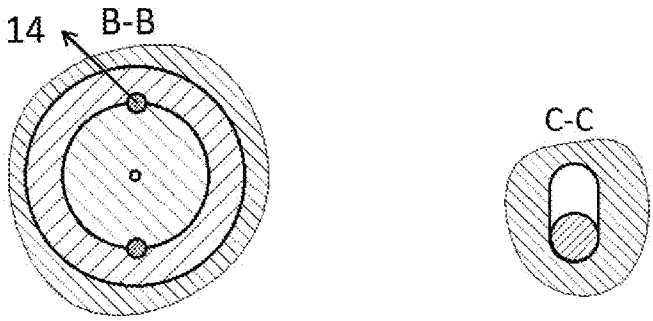

HP
12
A1
P
A
T
A2
LP
11
2
3
4
5
Q1
6
7
8
9
10
Q2

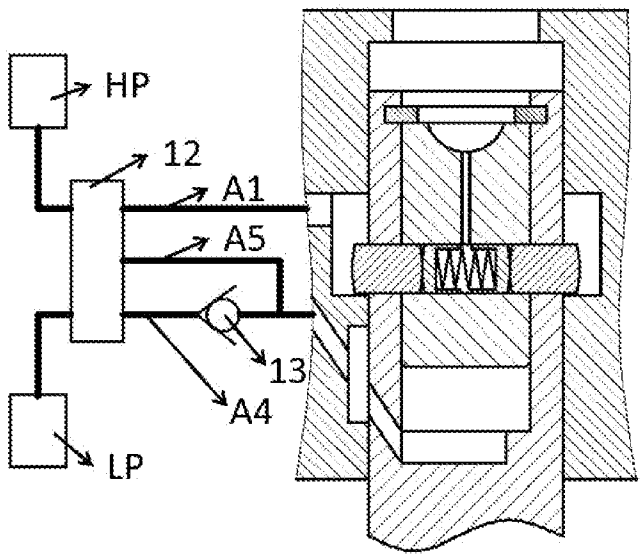
图 1


12
A2
H8
HP
H1
H2
H3
H4
H5
H6
H7
A1
H9
H10
LP
B
B
C
C

（a）



（b） （c）



（d）

图 2

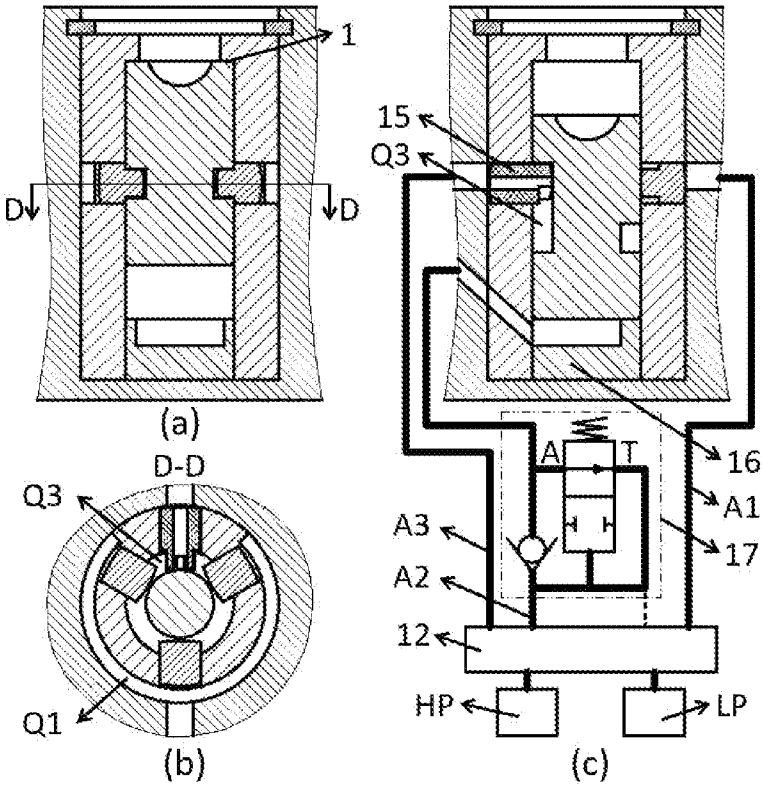

1
D
D
(a)
D-D
Q3
Q1
(b)
15
Q3
16
A1
17
A3
A2
12
HP
LP
A
T
(c)

图 3

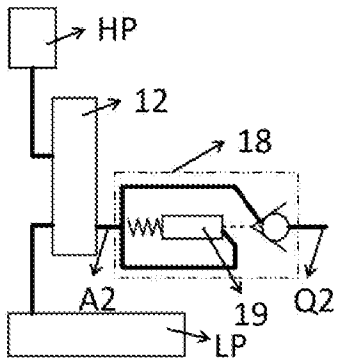

HP
12
18
A2
19
Q2
LP

图 4

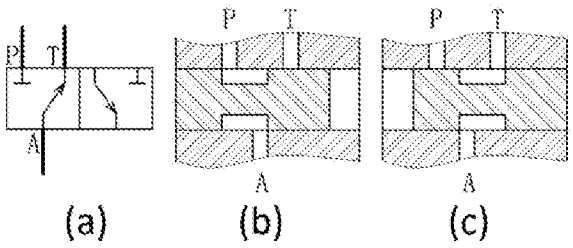

P
T
A
(a)
(b)
(c)

图 5

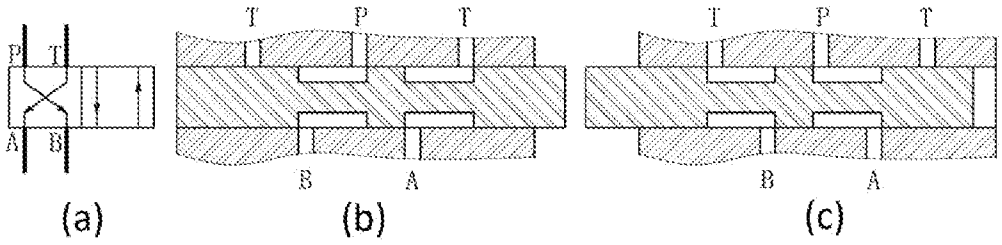

P
T
A
B
T
P
T
B
A
T
P
T
B
A
(a)
(b)
(c)

图 6

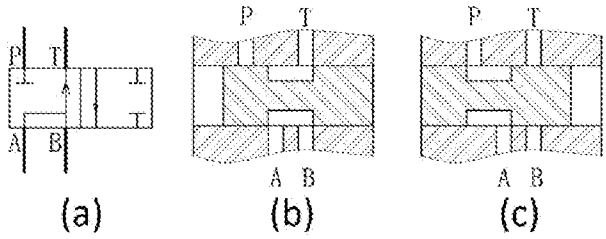

P
T
A
B
P
T
A B
P
T
A B
(a)
(b)
(c)

图 7

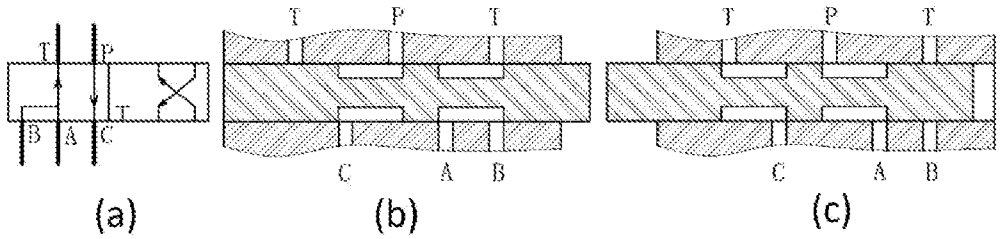

T
P
T
B
A
C
T
P
T
C
A
B
T
P
T
C
A
B
(a)
(b)
(c)

图 8

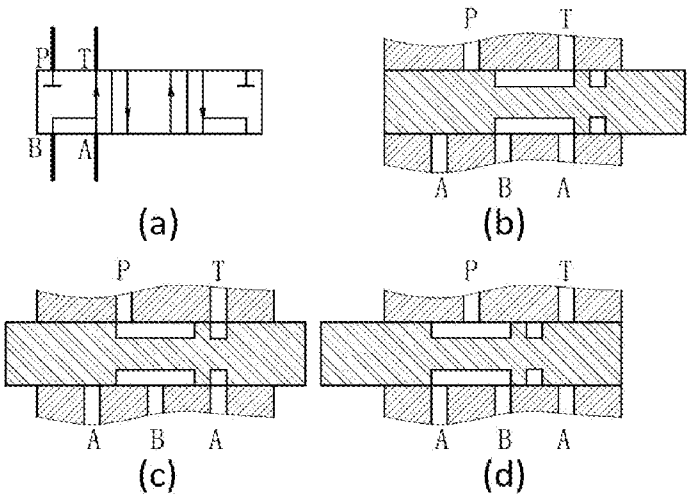

P
T
B
A
P
T
A
B
A
(a)
(b)
P
T
A
B
A
P
T
A
B
A
(c)
(d)

图 9

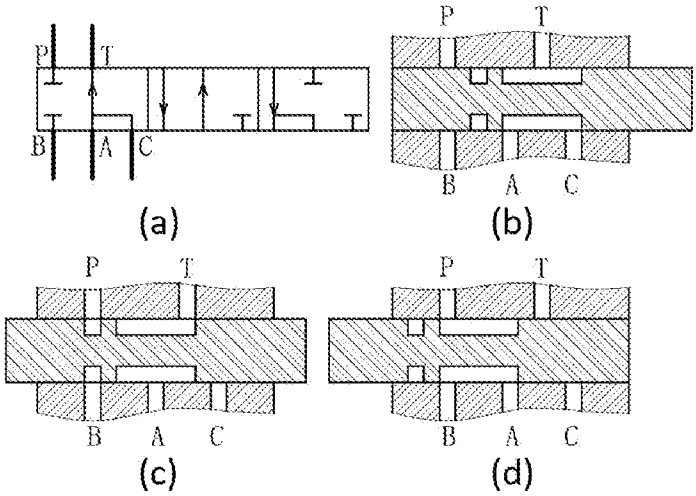


图 10

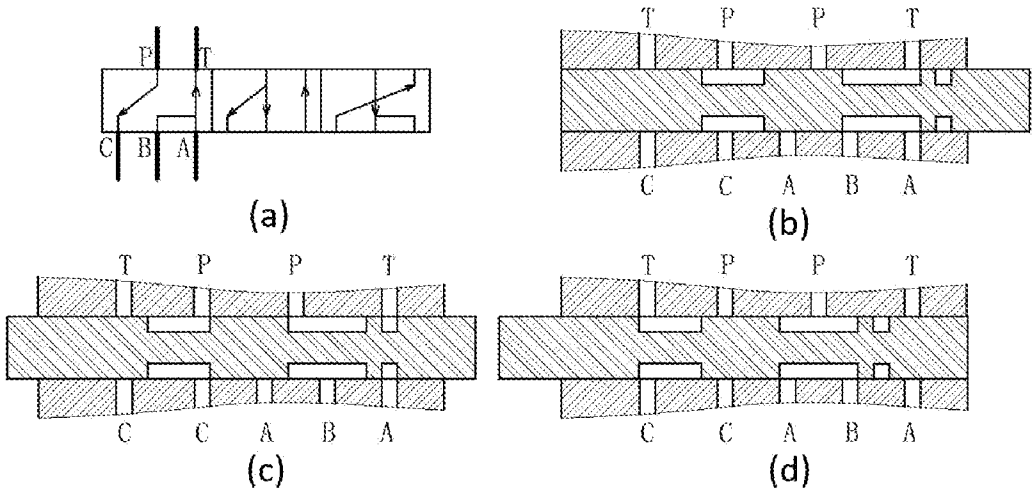


图 11

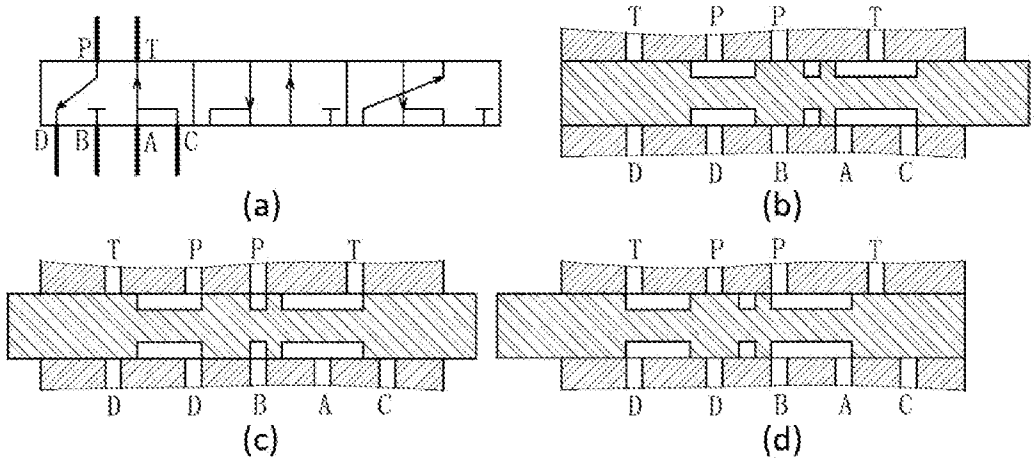
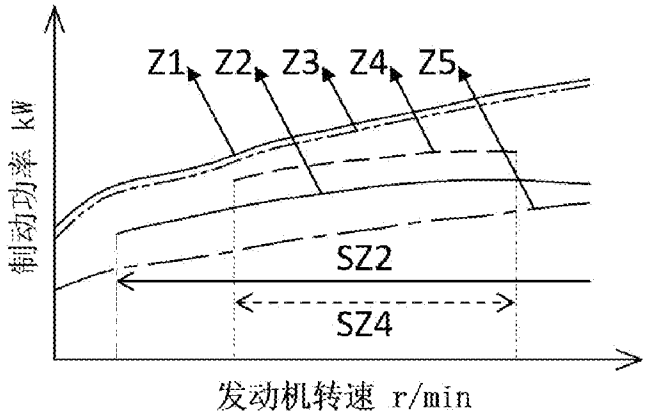
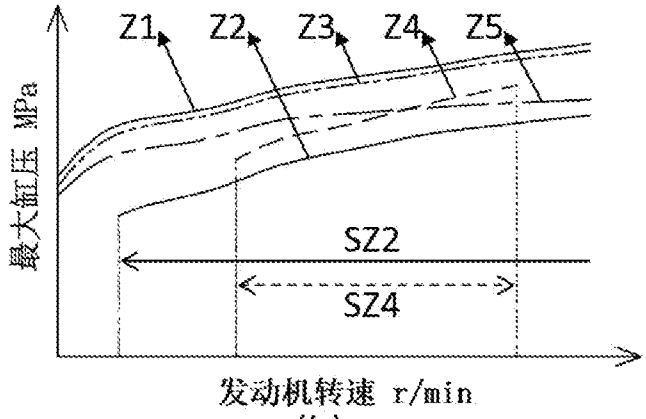


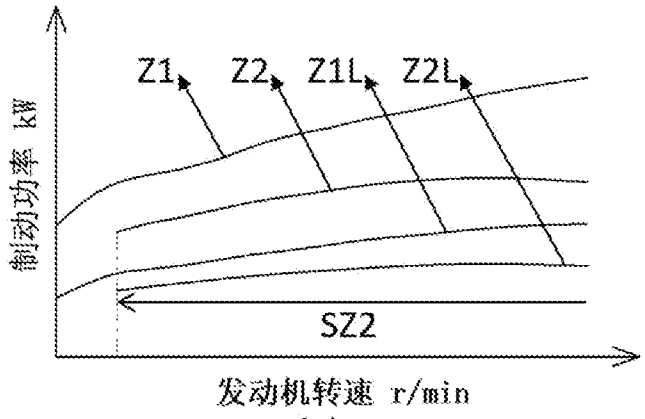
图 12


Z1
Z2
Z3
Z4
Z5
制动功率 kW
SZ2
SZ4
发动机转速 r/min

(a)


Z1
Z2
Z3
Z4
Z5
最大缸压 MPa
SZ2
SZ4
发动机转速 r/min

(b)


Z1
Z2
Z1L
Z2L
制动功率 kW
SZ2
发动机转速 r/min

(c)

图 13

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2020/139470

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01L 13/06(2006.01)i; F01L 9/10(2021.01)i; F01L 1/14(2006.01)i; F01L 1/18(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)

F01L

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, VEN: 发动机, 制动, 液压, 锁, 挺杆, 挺柱, 挺杯, 摇臂, 油腔, 高压, 低压, engine, brak+, hydraulic, lock+, tappet, rock+, chamber, pressure

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
PX	CN 111894697 A (DALIAN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY) 06 November 2020 (2020-11-06) claims 1-8	1-8
A	CN 107060942 A (DALIAN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY) 18 August 2017 (2017-08-18) description, pages 4-9, and figures 1-25	1-8
A	US 3859970 A (ALLIS CHALMERS) 14 January 1975 (1975-01-14) entire document	1-8
A	CN 110566309 A (WEIFANG LITRO ELECTRICAL TECHNOLOGY COMPANY) 13 December 2019 (2019-12-13) entire document	1-8
A	EP 0593908 B1 (STEYR NUTZFAHRZEUGE) 27 September 1995 (1995-09-27) entire document	1-8
A	CN 107060937 A (SHANDONG UNIVERSITY) 18 August 2017 (2017-08-18) entire document	1-8

☑ 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	Date of mailing of the international search report
20 May 2021	**03 June 2021**
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

International application No.
PCT/CN2020/139470

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CN 107605563 A (DALIAN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY) 19 January 2018 (2018-01-19) entire document	1-8
A	CN 108868947 A (ZHEJIANG UNIVERSITY) 23 November 2018 (2018-11-23) entire document	1-8

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2020/139470

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
CN	111894697	A	06 November 2020	None			
CN	107060942	A	18 August 2017	JP	2020523513	A	06 August 2020
				WO	2018223803	A1	13 December 2018
				CN	107060942	B	09 April 2019
US	3859970	A	14 January 1975	CA	993746	A	27 July 1976
CN	110566309	A	13 December 2019	None			
EP	0593908	B1	27 September 1995	EP	0593908	A1	27 April 1994
				DE	59300674	D1	02 November 1995
CN	107060937	A	18 August 2017	WO	2018149333	A1	23 August 2018
				CN	107060937	B	11 May 2018
CN	107605563	A	19 January 2018	CN	107605563	B	14 August 2020
CN	108868947	A	23 November 2018	None			

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2020/139470

A. 主题的分类

F01L 13/06(2006.01)i; F01L 9/10(2021.01)i; F01L 1/14(2006.01)i; F01L 1/18(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)

F01L

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, VEN: 发动机，制动，液压，锁，挺杆，挺柱，挺杯，摇臂，油腔，高压，低压，engine，brak+，hydraulic，lock+，tappet，rock+，chamber，pressure

C. 相关文件

类 型*	引用文件，必要时，指明相关段落	相关的权利要求
PX	CN 111894697 A (大连理工大学) 2020年 11月 6日 (2020-11-06) 权利要求1-8	1-8
A	CN 107060942 A (大连理工大学) 2017年 8月 18日 (2017-08-18) 说明书第4-9页、附图1-25	1-8
A	US 3859970 A (ALLIS CHALMERS) 1975年 1月 14日 (1975-01-14) 全文	1-8
A	CN 110566309 A (潍坊力创电子科技有限公司) 2019年 12月 13日 (2019-12-13) 全文	1-8
A	EP 0593908 B1 (STEYR NUTZFAHRZEUGE) 1995年 9月 27日 (1995-09-27) 全文	1-8
A	CN 107060937 A (山东大学) 2017年 8月 18日 (2017-08-18) 全文	1-8
A	CN 107605563 A (大连理工大学) 2018年 1月 19日 (2018-01-19) 全文	1-8
A	CN 108868947 A (浙江大学) 2018年 11月 23日 (2018-11-23) 全文	1-8

☐ 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	国际检索报告邮寄日期
2021年 5月 20日	2021年 6月 3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	受权官员 康红艳 电话号码 (86-10)62085293

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2020/139470

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)
CN	111894697	A	2020年 11月 6日	无			
CN	107060942	A	2017年 8月 18日	JP	2020523513	A	2020年 8月 6日
				WO	2018223803	A1	2018年 12月 13日
				CN	107060942	B	2019年 4月 9日
US	3859970	A	1975年 1月 14日	CA	993746	A	1976年 7月 27日
CN	110566309	A	2019年 12月 13日	无			
EP	0593908	B1	1995年 9月 27日	EP	0593908	A1	1994年 4月 27日
				DE	59300674	D1	1995年 11月 2日
CN	107060937	A	2017年 8月 18日	WO	2018149333	A1	2018年 8月 23日
				CN	107060937	B	2018年 5月 11日
CN	107605563	A	2018年 1月 19日	CN	107605563	B	2020年 8月 14日
CN	108868947	A	2018年 11月 23日	无			