

(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
2009 年 1 月 15 日 (15.01.2009)

PCT

(10) 国际公布号
WO 2009/006845 A1

(51) 国际专利分类号:
B25F 3/00 (2006.01) **B25D 16/00** (2006.01)
B25B 21/00 (2006.01) **B23B 45/00** (2006.01)
B25B 21/02 (2006.01)
(21) 国际申请号: PCT/CN2008/071589
(22) 国际申请日: 2008 年 7 月 9 日 (09.07.2008)
(25) 申请语言: 中文
(26) 公布语言: 中文
(30) 优先权:
200710024059.4
2007 年 7 月 12 日 (12.07.2007) CN
(71) 申请人 (对除美国外的所有指定国): 苏州宝时
得电动工具有限公司 (POSITEC POWER TOOLS

(SUZHOU) CO., LTD.) [CN/CN]; 中国江苏省苏州市干将东路 461 号, Jiangsu 215006 (CN)。

(72) 发明人; 及
(75) 发明人/申请人 (仅对美国): 钟红风 (ZHONG, Hongfeng) [CN/CN]; 中国江苏省苏州市工业园区东旺路 18 号, Jiangsu 215123 (CN)。张士松 (ZHANG, Shisong) [CN/CN]; 中国江苏省苏州市工业园区东旺路 18 号, Jiangsu 215123 (CN)。曾小田 (ZENG, Xiaotian) [CN/CN]; 中国江苏省苏州市工业园区东旺路 18 号, Jiangsu 215123 (CN)。
(74) 代理人: 苏州创元专利商标事务所有限公司 (SUZHOU CREATOR PATENT & TRADEMARK AGENCY LTD.); 中国江苏省苏州市干将西路 93 号, Jiangsu 215002 (CN)。

[见续页]

(54) Title: POWER TOOL

(54) 发明名称: 动力工具

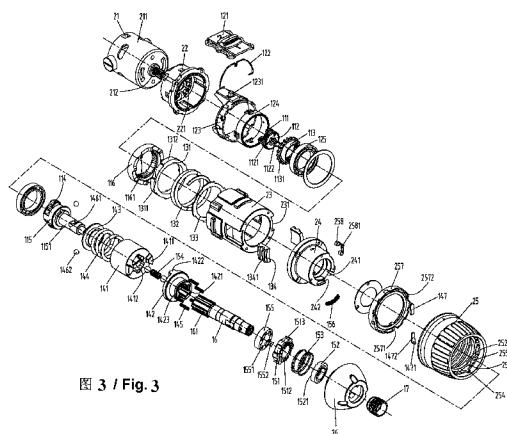


图 3 / Fig. 3

(57) Abstract: A power tool (100) includes a housing (30), a working shaft (16), a power resource (21), a planetary gear reduction mechanism (11) provided with internal gear rings (113, 116), a pressing mechanism for pressing and holding the internal gear rings, an impact mechanism for achieving an impact wrench function, an impact switching unit (147) for selecting and limiting the impact wrench function, a percussion mechanism for achieving an impact drill function, a percussion switching unit (155) for selecting and limiting the impact drill function, and a mode adjusting unit (25) which is mounted on the housing and is cooperated with the pressing mechanism, the impact switching unit and the percussion switching unit simultaneously. A clutch mode, an impact mode, a drill mode and a percussion mode are selected by adjusting the mode adjusting unit and an

electric screwdriver function, an impact wrench function, an electric drill function and an impact drill function are achieved accordingly. This arrangement reduces the numbers of the members, simplifies the complexity of the structure, reduces the production cost and improves the reliability.

(57) 摘要:

一种动力工具(100), 包括机壳(30), 工作轴(16), 动力源(21), 具有内齿圈(113, 116)的行星齿轮减速机构(11), 用于按压和固定内齿圈的按压机构, 实现冲击扳手功能的冲击机构, 选择和限制冲击扳手功能的冲击切换件(147), 实现冲击钻功能的震动机构, 选择和限制冲击钻功能的震动切换件(155), 以及安装在机壳上并同时与按压机构、冲击切换件以及震动切换件配合的模式调节件(25)。通过调节模式调节件可以选择离合模式、冲击模式、钻孔模式以及震动模式, 而从相应地实现电动螺丝刀功能、冲击扳手功能、电钻功能以及冲击钻功能。这种设置减少了构件数量, 简化了结构的复杂程度, 降低了生产制造的成本, 同时提高了工具的可靠性。



(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, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, 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, LS, MW, MZ, NA,

SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), 欧洲 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

根据细则4.17的声明:

— 发明人资格(细则4.17(iv))

本国际公布:

— 包括国际检索报告。

动力工具

技术领域

本发明涉及一种动力工具，尤其涉及一种可选择实现的多种功能的枪钻类动力工具。

背景技术

在现有的枪钻类动力工具中，通常包括冲击扳手、电钻、电动螺丝刀、和冲击钻。

冲击扳手是用于将螺栓拧紧到工件上。其结构上通常包括由电机旋转驱动的输出轴，与输出轴通过螺旋槽和滚珠配合连接的冲击块，和位于冲击块前方与冲击块通过端齿配合的工作轴。在冲击块后方还设有冲击弹簧，其压迫冲击块使冲击块持续保持与工作轴的可靠配合。工作过程中，输出轴的旋转运动通过冲击块和工作轴直接输出到螺栓以将螺栓拧到工件上。在拧紧过程中，工作轴上的负载逐渐增大，当负载超过预定值时，通过滚珠在螺旋槽内的滚动，冲击块相对于工作轴轴向朝向电机运动，并同时压缩其后的弹簧。当冲击块和工作轴的端齿脱离配合瞬间，在冲击弹簧的作用下，冲击块轴向向前运动并在旋转方向上打击工作轴，使工作轴在旋转方向上继续旋紧螺栓。如此循环往复，通过冲击块不断的间歇性打击，确保螺栓最终拧紧到工件上。

电动螺丝刀是用于将螺钉拧紧到工件上。其通常包括过载离合器结构，该离合器由离合器主动件和从动件构成，主动件与减速齿轮为一体，而从动件旋转固定在机壳内并可相对于机壳轴向移动。一工作弹簧通过从动件作用在主动件的端面齿上，使主动件在旋转方向上固定进而可以传递转矩使螺丝刀旋转。作业时，电机的转矩通过行星齿轮减速机构传递到螺丝刀，使之旋转，螺丝刀头和螺钉头槽配合，从而螺钉被迅速拧紧。随着螺钉拧紧，主动件上受到的阻力矩迅速增加，并通过端齿产生一轴向推力，当阻力矩超过脱扣预设值后，该轴向推力迫使从动件向前进一步压缩工作弹簧而与主动件脱离，当主动件失去从动件的支撑后被旋转驱动，从而行星齿轮减速机构无输出，主动件随电机输出轴还有转动的趋势，随后在工作弹簧的回复力作用下又啮合，如此周而复始，螺钉不再受到扭矩作用，而电机仍在转动。通过这种结构，拧紧的螺钉既达到规定拉力，又不会被拉裂，电机也不会产生过

载、堵转、损坏或烧毁。

冲击钻主要是用于在脆性材料的工件上打孔，其具有震动机构，该震动机构由相对端面具有犬牙状齿的动凸轮和静凸轮组成。动凸轮安装在工作轴中间部位，静凸轮固定在机壳上，动、静凸轮之间设有弹簧用来使两者相互分开。进行冲击钻孔时，使钻头垂直压到工件表面上，并在轴向施加适当压力，这样克服弹簧的弹力使动、静凸轮相互啮合，启动电机，电机的转矩通过动、静齿轮传递到工作轴。工作轴在旋转过程中会对与机壳相对固定的静凸轮产生一轴向向后的推力，使冲击钻后移，当动凸轮转到啮合齿脱啮时，冲击钻后移一个齿高的距离。脱啮瞬时，由于持续的外加轴向力，使静凸轮随冲击钻迅速冲击动凸轮，从而对工件表面产生强大的冲击力。如此周而复始，便产生了持续的旋转加冲击的复合运动。脆性材料在反复的强力冲击下破碎，随着钻头的旋转，碎屑由钻头沟槽排出，于是在砖石、混凝土构件上打出孔。

电钻是用于在工件上进行钻孔，在作业过程中，钻轴持续地作旋转运动。通常，使用者在进行作业时需要进行不同类型的操作，如拧螺丝、拧螺栓、钻孔等。如此，需要使用者准备多种不同类型的电动工具，还要不断地更换来进行操作的话将非常麻烦。

美国公开专利申请 US 2005/0199404A1 揭示了一种可在一种工具上同时实现冲击扳手和电钻功能的动力工具。该动力工具通过功能转换机构（该专利申请图 1 和图 4 中所示的功能转换钮 33 和连接件 25）在冲击块（7）和工作轴（8）的外圆周上同时锁定两者来使冲击块和工作轴保持相对固定，从而实现冲击扳手功能向电钻功能的转换，通过这种结构，使用者只需调节功能转换钮就可以在同一工具上实现冲击扳手功能和电钻功能间的切换。欧洲专利申请 EP 1050381 A2 揭示了另一种同时具有冲击扳手功能和电钻功能的动力工具。该动力工具通过功能转换机构（该专利申请附图中的标号 15, 16, 24, 35, 36）在冲击块（5）和工作轴（6）的轴线上同时锁定两者来使冲击块和工作轴保持相对固定，从而实现冲击扳手功能向电钻的转换。然而，上述美国专利申请公开的电动工具使用的连接件为一尺寸较大的圆形套筒，从而使该电动工具的整体体积增大，提高了制造成本，而上述欧洲专利申请公开的电动工具的功能转换机构需要由多个元件来配合实现，其结构复杂，由

此使可靠性降低。

美国公开专利申请 US 2005/0199404A1 还进一步揭示了在实现冲击扳手和电钻功能的基础上进一步实现电动螺丝刀和冲击钻功能的四功能钻。该四功能钻包括了实现冲击扳手的冲击机构、实现电动螺丝刀的离合器结构、和实现冲击钻功能的震动结构，并且还包括了冲击模式切换件用于切换冲击扳手的功能、离合模式切换件用于切换电动螺丝刀的功能、以及震动模式切换件用于切换冲击钻的功能，此外还设有一个共同按钮可同时联动控制这三个切换件，这样，只要操作这个共同按钮就可以择一地实现冲击扳手功能、或电钻功能、或电动螺丝刀功能、或冲击钻功能。然而，这种四功能钻构件繁多、结构复杂，增加制造的困难度，同时使可靠性降低。

发明内容

本发明提供一种动力工具，其能够选择性地实现冲击扳手、电钻、电动螺丝刀或冲击钻等功能，其实现结构较为简单，便于生产制造，同时可靠性较高。

本发明还提供一种动力工具，其能够通过两个模式调节构件来选择性地实现冲击扳手、电钻、电动螺丝刀或冲击钻等功能，其实现结构较为简单，便于生产制造，同时可靠性较高。

为实现上述目的，本发明的技术方案是：一种动力工具，其包括：

机壳，其具有可靠近工件工作的前端部；

工作轴，朝机壳的前端部延伸，并可与外接工作头配接；

动力源，设置在机壳内，并输出旋转动力；

行星齿轮减速机构，设置在动力源和工作轴之间，将动力源的旋转输出传递到工作轴上，该行星齿轮减速机构包括内齿圈，所述内齿圈具有在工作轴的负载达到预设值时可被旋转驱动的可旋转状态和无论工作轴的负载多大时都无法被旋转驱动的限制旋转状态；

按压机构，用于按压和固定内齿圈；

冲击机构，其包括：

主动冲击块，由行星齿轮减速机构的输出轴旋转驱动；

被动冲击块，可与主动冲击块啮合而被旋转驱动，所述被动冲击块设在工作轴上并旋转驱动工作轴，且所述被动冲击块可相对于工作轴轴向运动；

其中所述主动冲击块在工作轴所受的负载增大到特定值时可选择地与被动冲击块脱离啮合，进而在输出轴的旋转驱动下又与被动冲击块重新啮合，从而在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击；

冲击切换件，其可选择地限制被动冲击块相对于工作轴作轴向运动，从而使冲击机构在主动与被动冲击块之间可相互脱离啮合的可冲击状态和主动与被动冲击块之间始终无法相互脱离啮合的限制冲击状态之间进行切换；

模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与冲击切换件配合来驱使冲击切换件切换冲击机构的工作状态，与此同时，模式调节件可运动地与按压机构配合来控制内齿圈的工作状态；

其中，通过调节模式调节件使该动力工具可选择下述工作模式中的一个进行工作：

离合模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，内齿圈处于可旋转状态；

冲击模式，该模式下冲击机构处于可冲击状态，同时，内齿圈处于限制旋转状态；

钻孔模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，内齿圈处于限制旋转状态。

作为本发明的进一步改进，该动力工具还包括：

震动机构，其对工作轴施以轴向的震动；

震动切换件，与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换；

其中模式调节件可与震动切换件配合来切换震动机构的工作状态，且通过在机壳外部调节模式调节件可使该动力工具进一步选择震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于可震动状态。

为实现上述目的，本发明的技术方案是：一种动力工具，其包括：

机壳，其具有可靠近工件工作的前端部；

工作轴，朝机壳的前端部延伸，并可与外接工作头配接；

动力源，设置在机壳内，并输出旋转动力；

行星齿轮减速机构，设置在动力源和工作轴之间，将动力源的旋转输出

传递到工作轴上，从而可旋转驱动工作头；

冲击机构，其包括：

主动冲击块，由行星齿轮减速机构的输出轴旋转驱动；

被动冲击块，可与主动冲击块啮合而被旋转驱动，所述被动冲击块设在工作轴上并旋转驱动工作轴，且所述被动冲击块可相对于工作轴轴向运动；

其中所述主动冲击块在工作轴所受的负载增大到特定值时可选择地与被动冲击块脱离啮合，进而在输出轴的旋转驱动下又与被动冲击块重新啮合，从而在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击；

冲击切换件，其可选择地限制被动冲击块相对于工作轴作轴向运动，从而使冲击机构在主动与被动冲击块之间可相互脱离啮合的可冲击状态和主动与被动冲击块之间始终无法相互脱离啮合的限制冲击状态之间进行切换；

震动机构，其对工作轴施以轴向的震动；

震动切换件，与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换；

模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与冲击切换件配合来驱使冲击切换件切换冲击机构的工作状态，同时与震动切换件配合来驱使震动切换件切换震动机构的工作状态；

其中，通过调节模式调节件可使该动力工具选择下述工作模式中的一个进行工作：

冲击模式，该模式下冲击机构处于可冲击状态，同时，震动机构处于限制震动状态；

钻孔模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，震动机构处于限制震动状态；

震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，震动机构处于可震动状态。

为实现上述目的，本发明的技术方案是：一种动力工具，其包括：

机壳，其具有可靠近工件工作的前端部；

工作轴，朝机壳的前端部延伸，并可与外接工作头配接；

动力源，设置在机壳内，并输出旋转动力；

行星齿轮减速机构，设置在动力源和工作轴之间，将动力源的旋转输出

传递到工作轴上，该行星齿轮减速机构包括内齿圈，所述内齿圈具有在工作轴的负载达到预设值时可被旋转驱动的可旋转状态和无论工作轴的负载多大时都无法被旋转驱动的限制旋转状态；

按压机构，其包括轴向弹性件，按压机构通过其轴向弹性件的轴向弹性变形来按压和固定内齿圈，所述轴向弹性件具有轴向临界长度，当轴向弹性件的轴向尺寸大于轴向临界长度时，内齿圈处于可旋转状态，当轴向弹性件的轴向尺寸小于轴向临界长度时，内齿圈处于限制旋转状态；

冲击机构，其在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击；

冲击切换件，其与冲击机构可选择地配合而使冲击机构在旋转方向上可对工作轴施以间歇性冲击的可冲击状态和在旋转方向上无法对工作轴施以间歇性冲击的限制冲击状态之间进行切换；

模式调节件，安装在机壳上并可旋转操作，所述模式调节件在旋转同时与冲击切换件配合来切换冲击机构的工作状态，并同时与按压机构配合来切换内齿圈的工作状态；所述模式调节件具有不同的旋转角度，可分别对应不同的工作模式，其中：

第一旋转角度对应离合模式，在该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，内齿圈处于可旋转状态；

第二旋转角度对应冲击模式，在该模式下冲击机构处于可冲击状态，同时，内齿圈处于限制旋转状态；

第三旋转角度对应钻孔模式，在该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，内齿圈处于限制旋转状态。

作为本发明的进一步改进，上述第一旋转角度至少包括两个，分别对应轴向弹性件在不同轴向尺寸时施加给内齿圈的轴向压力，该轴向压力与工作轴负载的预设值相对应；当工作轴的负载超过所述第一旋转角度对应的预设值时，内齿圈克服此时轴向弹性件的轴向压力而被旋转驱动。

为实现上述目的，本发明的技术方案是：一种动力工具，其包括：

机壳，其具有可靠近工件工作的前端部；

工作轴，朝机壳的前端部延伸，并可与外接工作头配接；

动力源，设置在机壳内，并输出旋转动力；

行星齿轮减速机构，设置在动力源和工作轴之间，将动力源的旋转输出

传递到工作轴上，该行星齿轮减速机构包括内齿圈，所述内齿圈具有在工作轴的负载达到预设值时可被旋转驱动的可旋转状态和无论工作轴的负载多大时都无法被旋转驱动的限制旋转状态；

按压机构，用于按压和固定内齿圈；

冲击机构，其在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击；

冲击切换件，其与冲击机构可选择地配合而使冲击机构在旋转方向上可对工作轴施以间歇性冲击的可冲击状态和在旋转方向上无法对工作轴施以间歇性冲击的限制冲击状态之间进行切换；

震动机构，其对工作轴施以轴向的震动；

震动切换件，与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换；

模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与冲击切换件配合来驱使冲击切换件切换冲击机构的工作状态，同时可运动地与按压机构配合来控制内齿圈的工作状态，同时与震动切换件配合来驱使震动切换件切换震动机构的工作状态；

其中，通过调节模式调节件使该动力工具可选择下述工作模式中的一个进行工作：

离合模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于可旋转状态，震动机构处于限制震动状态；

冲击模式，该模式下冲击机构处于可冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于限制震动状态；

钻孔模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于限制震动状态；

震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于可震动状态；且

其中在离合模式下，模式调节件至少具有不相同的第一位置和第二位置，来分别对应使内齿圈被旋转驱动所要求达到的不同的工作轴负载的预设值。

为实现上述目的，本发明的技术方案还可以是：

一种动力工具，包括：

机壳，其具有可靠近工件工作的前端部；

工作轴，朝机壳的前端部延伸，并可与外接工作头配接；

动力源，设置在机壳内，并输出旋转动力；

行星齿轮减速机构，设置在动力源和工作轴之间，将动力源的旋转输出传递到工作轴上，从而可旋转驱动工作头；

冲击机构，其在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击；

冲击切换件，其与冲击机构可选择地配合而使冲击机构在旋转方向上可对工作轴施以间歇性冲击的可冲击状态和在旋转方向上无法对工作轴施以间歇性冲击的限制冲击状态之间进行切换；

震动机构，其对工作轴施以轴向的震动；

震动切换件，与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换；

第一模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与冲击切换件配合来驱使冲击切换件切换冲击机构的工作状态；

第二模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与震动切换件配合来驱使震动切换件切换震动机构的工作状态；

其中，通过调节第一和第二模式调节件可使该动力工具选择下述工作模式中的一个进行工作：

冲击模式，该模式下冲击机构处于可冲击状态，同时，震动机构处于限制震动状态；

钻孔模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，震动机构处于限制震动状态；

震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，震动机构处于可震动状态。

为实现上述目的，本发明的技术方案还可以是：

一种动力工具，包括：

机壳，其具有可靠近工件工作的前端部；

工作轴，朝机壳的前端部延伸，并可与外接工作头配接；

动力源，设置在机壳内，并输出旋转动力；

行星齿轮减速机构，设置在动力源和工作轴之间，将动力源的旋转输出传递到工作轴上，该行星齿轮减速机构包括内齿圈，所述内齿圈具有在工作

轴的负载达到预设值时可被旋转驱动的可旋转状态和无论工作轴的负载多大时都无法被旋转驱动的限制旋转状态；

按压机构，用于按压和固定内齿圈；

冲击机构，其在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击；

冲击切换件，其与冲击机构可选择地配合而使冲击机构在旋转方向上可对工作轴施以间歇性冲击的可冲击状态和在旋转方向上无法对工作轴施以间歇性冲击的限制冲击状态之间进行切换；

震动机构，其对工作轴施以轴向的震动；

震动切换件，与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换；

第一模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与冲击切换件配合来驱使冲击切换件切换冲击机构的工作状态，并且，其可运动地与按压机构配合来控制内齿圈的工作状态；

第二模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与震动切换件配合来驱使震动切换件切换震动机构的工作状态；

其中，通过调节第一和第二模式调节件可使该动力工具选择下述工作模式中的一个进行工作：

冲击模式，该模式下冲击机构处于可冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于限制震动状态；

离合模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于可旋转状态，震动机构处于限制震动状态；

震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于可震动状态。

与现有技术相比，本发明的有益效果是：本发明动力工具设置了相对于工作轴独立的被动冲击块，通过冲击切换件来限制被动冲击块随主动冲击块一起运动或解除该限制，从而实现冲击扳手功能与电钻功能的切换；并在此基础上结合电动螺丝刀的实现和切换机构，或者/以及冲击钻的实现和切换机构，从而实现了三功能枪钻或四功能枪钻。通过这种设置，使结构较为简单，便于生产制造。

此外，本发明动力工具的离合模式的切换不需要单独设置切换件，只需

要通过调节模式调节件来控制按压弹簧的轴向尺寸即可实现切换，并且模式调节件还可以实现脱扣扭矩的控制。通过这种设置，减少了构件的数量，简化了结构的复杂程度，降低了生产制造的成本，同时也提高了工具的可靠性。

另外，本发明动力工具通过第一模式调节件实现冲击扳手功能与电钻或者电动螺丝刀功能的切换，通过第二模式调节件实现冲击钻功能和非冲击钻功能之间的切换。通过这种设置，使多种功能的切换由两个模式调节件来分担实现，从而提高了工具的可靠性，同时，其结构较为简单，便于生产制造。

附图说明

图 1 是本发明动力工具一具体实施方式中的立体图。

图 2 是图 1 中的动力工具的立体分解图。

图 3 是图 2 中动力工具的运行组件的立体分解图。

图 4 是图 3 中动力工具的模式调节件的另一视角的立体图。

图 5a 是图 2 中运行组件沿 A-A 线方向的剖视示意图，其中动力工具选择离合模式工作，并且是在低速状态运行。

图 5b 是图 2 中运行组件沿 B-B 线方向的剖视示意图，其中动力工具选择离合模式工作，并且是在低速状态运行。

图 5c 与图 5a 相似，但此时动力工具是在高速状态运行。

图 5d 与图 5b 相似，但此时动力工具是在高速状态运行。

图 5e 是图 5a 中运行组件沿 E-E 线方向的剖视示意图，该模式下冲击切换处于模式调节件的调节槽的平常区段。

图 5f 是图 5a 中运行组件沿 F-F 线方向的剖视示意图，该模式下模式调节件与震动切换件尚未配合。

图 6a 是图 2 中运行组件沿 A-A 线方向的剖视示意图，其中动力工具选择冲击模式工作，并且工作轴所受的负载扭矩较低，主动和被动冲击块尚未脱离配合。

图 6b 是图 2 中运行组件沿 B-B 线方向的剖视示意图，其中动力工具选择冲击模式工作，并且工作轴所受的负载扭矩较低，主动和被动冲击块尚未脱离配合。

图 6c 与图 6a 相似，但此时工作轴所受的负载扭矩较高，主动和被动冲

击块已脱离配合。

图 6d 与图 6b 相似，但此时工作轴所受的负载扭矩较高，主动和被动冲击块已脱离配合。

图 6e 是图 6a 中运行组件沿 E-E 线方向的剖视示意图，该模式下冲击切换件处于模式调节件的调节槽的突变区段。

图 6f 是图 6a 中运行组件沿 F-F 线方向的剖视示意图，该模式下模式调节件与震动切换件尚未配合。

图 7a 是图 2 中运行组件沿 A-A 线方向的剖视示意图，其中动力工具选择钻孔模式工作，并且工作轴所受的负载扭矩较低，主动冲击块尚未开始后退。

图 7b 是图 2 中运行组件沿 B-B 线方向的剖视示意图，其中动力工具选择钻孔模式工作，并且工作轴所受的负载扭矩较低，主动冲击块尚未开始后退。

图 7c 与图 7a 相似，但此时工作轴所受的负载扭矩较高，被动冲击块随主动冲击块一起后退。

图 7d 与图 7b 相似，但此时工作轴所受的负载扭矩较高，被动冲击块随主动冲击块一起后退。

图 7e 是图 7a 中运行组件沿 E-E 线方向的剖视示意图，该模式下冲击切换件重新进入模式调节件的调节槽的平常区段。

图 7f 是图 7a 中运行组件沿 F-F 线方向的剖视示意图，该模式下模式调节件与震动切换件刚开始接触。

图 8a 是图 2 中运行组件沿 A-A 线方向的剖视示意图，其中动力工具选择震动模式工作。

图 8b 是图 2 中运行组件沿 B-B 线方向的剖视示意图，其中动力工具选择震动模式工作。

图 8c 是图 8a 中运行组件沿 E-E 线方向的剖视示意图，该模式下冲击切换件位于模式调节件的调节槽的平常区段。

图 8d 是图 7a 中运行组件沿 F-F 线方向的剖视示意图，该模式下模式调节件与震动切换件在旋转方向配合。

图 9 是模式调节件外表面的各功能和各脱扣扭矩档位，和设于模式调节件内的调节槽的展开示意图，以及按压机构的按压弹簧在模式调节件旋转过程中轴向尺寸变化的曲线图。

图 10 是本发明动力工具的另一实施方式。

图 11a 是图 10 中动力工具的剖视示意图。

图 11b 是沿图 11a 的 H-H 线方向的剖视示意图。

具体实施方式

图 1 到图 9 所示的是本发明动力工具的一具体实施方式，在该实施方式中，动力工具为一四功能枪钻，其可选择地实现冲击扳手功能、电钻功能、电动螺丝刀功能、和冲击钻功能。如图 1 与图 2 所示，该动力工具 100 包括机壳 30、电池包 40、和运行组件 10。机壳 30 由左右对称的两个半壳体通过螺钉合拢组装而成，其具有水平部分 31 和与水平部分大致垂直的手柄部分 32。在手柄部分 32 的上部设有按钮开关 50，电池包 40 可拆卸地插接到机壳手柄部分 32 的底部，运行组件 10 部分固定收容在机壳 30 的水平部分 31 内。配合参照图 3 所示，运行组件 10 由后向前（以图面的左侧为后）依次包括电机 21、行星齿轮减速机构 11、在实现电动螺丝刀功能时的过载离合器机构、按压机构、用于实现冲击扳手功能的冲击机构、用于实现冲击钻功能的震动机构、延伸出机壳前端的工作轴 16、以及套设在工作轴前端的工具夹头 17，该工具夹头 17 用于在动力工具实现不同功能时分别夹持不同的工作头（未图示），如在实现冲击扳手功能时夹持紧固头，在实现电钻功能时夹持建工钻和冲击钻功能时夹持麻花钻、在实现电动螺丝刀功能时夹持螺丝刀头。

参照图 3 所示，电机具有电机壳 211 和由电机壳前端延伸出的电机轴 212。一连接罩 22 通过螺钉（未图示）固定连接到电机壳 211 的前端，电机轴 212 延伸入连接罩 22 中。一齿轮箱 23 固定在连接罩 22 的前端，用于收容行星齿轮减速机构。齿轮箱 23 前方依次轴向固定连接有一中盖 24 和一前壳 26，用于选择实现各工作模式的模式调节件 25 外罩在中盖 24 上，其前后分别与前壳 26 和机壳 30 连接。

参照图 3 并配合参照图 5a、5b 所示，行星齿轮减速机构设置在连接罩 22 和齿轮箱 23 内。在本实施方式中，该齿轮减速机构具有两级减速系统，其包括由第一行星轮组 111、第一内齿圈 113、和第一行星架 112 组成的第一级减速系统，和由第二行星轮组 114、第二内齿圈 116、和第二行星架 115 组成的第二级减速系统。各行星轮组包括设置在相应行星架的支架上的若干行星轮。电机轴 212 延伸位于若干第一行星轮 111 的中央并与各第一行星轮啮合，而

若干第一行星轮 111 的外周齿轮与第一内齿圈 113 内齿啮合，并且第一内齿圈 113 的外齿 1131 与连接罩 22 的内齿 221 啮合而使两者相对固定；第一行星架 112 前端凸伸有一太阳轮 1122，其延伸位于若干第二行星轮 114 的中央并与各第二行星轮 114 啮合，而若干第二行星轮 114 与第二内齿圈 116 的内齿啮合，第二内齿圈 116 受按压机构的按压而相对于机壳 30 固定；这样电机 21 运行时，电机轴 212 驱动第一行星轮 111 在第一内齿圈 113 内运转，如此电机 21 输出的转速通过第一级减速系统由太阳轮 1122 输出，同理，太阳轮 1122 作为旋转输入，通过第二级减速系统由第二行星架 115 前端一体延伸出的输出轴 1151 输出。在本实施方式中，减速机构由两级减速系统构成来获得所想要的输出转速，在其他实施方式中，视所需要输出的转速，减速机构可以只包括一级减速系统，也可以包括三级或更多级减速系统。

按压机构用于轴向按压第二内齿圈 116 来使其固定在机壳 30 内。按压机构设置在齿轮箱 23 内，其包括按压环 131 和轴向弹性件，在本实施方式中，该轴向弹性件为螺旋形按压弹簧 132。按压环 131 与第二内齿圈 116 直接配合，在两者相对的端面上均凸设有可相互啮合的若干斜向凸齿 1311、1161。斜向凸齿即齿的啮合面倾斜于端面设置。与第二内齿圈 116 不同的是，按压环 131 的圆周外侧径向凸伸出若干凸键 1312，可相应收容于设置在齿轮箱 23 内侧沿轴向延伸的键槽 232 内。通过这种设置，使得按压环 131 旋转固定在机壳 30 内，只能相对于机壳沿轴向运动，而第二内齿圈 116 在与按压环 131 脱离啮合后，不仅可以沿轴向运动，还可以在机壳 30 内旋转。齿轮箱 23 的外周面上径向对称设有一对沿轴向延伸的导向槽 231，一对推杆 134 相应收容在导向槽 231 内并在其内滑移。推杆 134 的外表面沿径向凸设有外螺纹块 1341。在推杆 134 和按压弹簧 132 间设有一圆环形垫片 133，该垫片 133 收容在齿轮箱 23 内，并部分沿径向伸入导向槽 231 内，这样推杆 134 在导向槽 231 内轴向向后的滑移过程中，通过该垫片 133 将推力传递到按压弹簧 132 上，并进一步通过按压环 131 压紧第二内齿圈 116 而使其与机壳 30 保持相对固定。

参照图 4 并配合参照图 5a 和 5b 所示，模式调节件 25 呈圆罩状，在其后部内表面凹陷设有内螺纹 251，可与推杆 134 的外螺纹块 1341 相应配合，这样，通过旋转调节模式调节件 25 可使推杆 134 轴向运动，从而压缩按压弹簧

132 的轴向尺寸，以此来调节按压环 131 对第二内齿圈 116 的轴向按压力。在本实施方式中，离合器机构由第二内齿圈 116 和按压机构组成，其中第二内齿圈 116 构成离合器的主动件，而按压机构则构成离合器的从动件。第二内齿圈 116 在电机 21 的驱动下有旋转的趋势，但由于受到按压环 131 的限制而无法被驱动。当工作轴 16 所受的负载扭矩逐渐增大时，电机输出的旋转扭矩也相应增大，由此，第二内齿圈 116 的轴向凸齿 1161 施加在按压环 131 的轴向凸齿 1311 上的扭力也随之增大；当该扭力的轴向分力大于按压弹簧 132 产生的弹性按压力时，按压环 131 被轴向前推而与第二内齿圈 116 脱离配合，从而第二内齿圈 116 被旋转驱动。需要注意的是，如果按压弹簧 132 的轴向尺寸被压缩到轴向临界长度（如图 9 示）以下时，无论工作轴 16 所受的负载多大，第二内齿圈 113 都不会被旋转驱动。按压弹簧 132 的轴向临界长度等于其被完全压紧的轴向最小长度加上第二内齿圈轴向凸齿 1161 的齿高。也就是说，当按压弹簧 132 被推杆 134 压缩到小于轴向临界长度时，第二内齿圈 116 施加给按压环 131 的扭力在轴向上的分力即使大于按压弹簧 132 的按压力，但按压环 131 在后退到按压弹簧 132 被完全压紧时，仍不会和第二内齿圈 116 脱离啮合，从而第二内齿圈 116 始终无法被旋转驱动。

参照图 3，同时配合参照图 6a、6b 所示，冲击机构设置在齿轮箱 23 和中盖 24 内，其包括套设在输出轴 1151 上的主动冲击块 141、设于主动冲击块后的冲击弹簧 144、位于主动冲击块 141 和输出轴 1151 接合处的内滚球螺旋槽机构、以及可轴向滑动地套设在工作轴 16 上的被动冲击块 142。其中内滚球螺旋槽机构包括在输出轴 1151 表面凹陷形成的外螺旋槽 1461，可在外螺旋槽 1461 内滚动的滚球 1462，在本实施方式中为钢球，和设于主动冲击块 141 内圈用于收容滚球的内螺旋槽 1412。主动冲击块 141 的前端面上轴向向前凸设有一对直齿块 1411。直齿块是指齿块的啮合面与端面基本垂直。在冲击弹簧 144 和第二行星架 115 之间设有垫片 143。被动冲击块 142 的内圈上圆周排列有若干键槽 1421，可相应收容形成在工作轴 16 上的若干凸键 161，通过这种结构，可使被动冲击块 142 与工作轴 16 一起旋转，同时被动冲击块 142 可相对于工作轴 16 作轴向运动。当然对于本领域的普通技术人员可轻易想到的是，键槽和凸键也可以互换设置，即将键槽设置在工作轴上，将凸键设置在被动冲击块上。被动冲击块 142 在面向主动冲击块 141 的后端面上轴

向向后凸伸出一对直齿块 1422，其可与主动冲击块的直齿块 1411 在旋转方向上啮合。被动冲击块 142 在临近其前端的外圆周上沿径向凹陷设有一限位槽 1423。冲击机构还包括一压迫件 145，在本实施方式中，压迫件为螺旋弹簧，其后端与被动冲击块 142 抵靠，其前端抵靠在中盖 24 的内壁上。当然，该压迫件 145 也可以是由片簧或其他弹性元件构成。

动力工具包括一用于和冲击机构配合来切换实现冲击扳手功能的冲击切换件 147，冲击切换件具有沿轴向布置的调节部 1471 和与调节部大致垂直的径向延伸的限位部 1472。配合参照图 4 所示，模式调节件 25 内靠近内螺纹 251 处设有圆台形凸肩 252，在凸肩 252 的后端面沿轴向凹陷设有一基本为圆形的调节槽 2521。如图 6e 所示，调节槽 2521 大部分是由等径圆弧构成的一平常区段 2522，小部分为由半径逐渐变小的内凹圆弧构成的突变区段 2523。冲击切换件 147 的调节部 1471 在调节槽 2521 内滑移，当调节部 1471 滑移到突变区段 2523 时，冲击切换件的限位部 1472 沿径向插入限位槽 1423 内，从而可以限制被动冲击块 142 相对于工作轴 16 作轴向运动。作为本发明的优选实施方式，冲击切换件 147 包括有两个，其中一个与模式调节件 25 配合，另一个则与一圆形调节环 257 配合。该调节环 257 收容在模式调节件 25 内并与模式调节件通过卡槽 2572 和卡块 253 的配合相卡扣固定。调节环 257 设有收容另一冲击切换件的调节部的第二调节槽 2571，该第二调节槽 2571 与模式调节件的调节槽 2521 相对设置，两者构形也大致相同，不同的是，第二调节槽 2571 的突变区段与模式调节件的调节槽 2521 的突变区段错开 180 度布置，同样，两个冲击切换件 147 也是错开 180 度布置，两者的限位部 1472 则基本上位于同一径向平面内，而两者的调节部 1471 则在轴向上相互背离凸伸。通过设置两个冲击切换件可确保冲击扳手功能切换更可靠地实现。

参照图 3，并配合参照图 8a、8b 所示，震动机构收容在中盖 24 和前壳 26 内，其包括套设在工作轴 16 上的可相互啮合的第一凸轮块 151 和第二凸轮块 152。其中第一凸轮块 151 的外圆周上径向凸伸出若干凸键 1513，可与设置在中盖 24 的内圆周壁上的轴向延伸的若干键槽（未图示）配合，通过这种结构，使第一凸轮块 151 在旋转方向上相对于机壳固定，同时可轴向移动。第二凸轮块 152 与工作轴 16 通过扁方配合，这样可避免第二凸轮块 152 相对于工作轴 16 转动，在组装完成后，第二凸轮块 152 的后端抵靠在工作轴 16

径向形成的肩部，而前端通过轴承与前壳 26 的内壁相抵靠，通过这种结构，使第二凸轮块 152 相对于工作轴 16 在旋转方向上也保持固定。第一凸轮块 151 和第二凸轮块 152 的相对端面上呈圆周分布有可相互啮合的连续的犬牙状凸牙 1511、1521，两者的牙顶间形成有一间距 g 。震动机构具有一后推弹簧 153，其前端与前壳 26 的内壁抵靠，后端则将第一凸轮块 151 沿轴向推离第二凸轮块 152。震动机构还包括一前推弹簧 154，其通过滚球分别与工作轴 16 和输出轴 1151 弹性抵靠，从而使得工作轴在未作业时始终被前推。如图 8b 所示，值得注意的是，工作轴 16 的后端面与输出轴 1151 的前端面形成有一间隔 d ，这样在作业时，受工件（未图示）的反作用力，工作轴 16 最多可以后退到其后端面与输出轴的前端面相抵靠，由此，该间隔 d 为工作轴 16 的最大后退距离。

配合参照图 8d 所示，该动力工具还包括用于和震动机构配合来切换冲击钻功能的震动切换件 155。该震动切换件 155 同样为套设在工作轴 16 上的圆环状凸轮块，其收容在中盖 24 的前部，并位于第一凸轮块 151 的后方，并被一垫片限制而无法轴向移动。震动切换件 155 和第一凸轮块 151 的相对端面上沿圆周分布有若干斜向凸伸出的可相互啮合的凸齿 1551、1511。震动切换件 155 还设有沿径向辐射延伸的延伸臂 1552，中盖 24 上相应设有一缺口 241 来收容该延伸臂 1552，并且该缺口 241 在转向上具有一定尺寸以容许冲击切换件 147 在旋转方向上有一定的位移。此外，中盖 24 的侧壁沿旋转方向开设有与缺口 241 一侧连通的弧形槽 242，一弧形弹簧 156 收容在该弧形槽 242 内并将震动切换件的延伸臂 1552 推向缺口 241 的另一侧（如图 5f、6f、7f 所示）。如图 3 所示，模式调节件 25 在靠近其前端缘的内壁上沿径向凸设有凸块 254，该径向凸块 254 与震动切换件 155 基本上位于同一径向平面内，这样模式调节件 25 旋转到一定角度后就能使其径向凸块 254 与震动切换件的延伸臂 1552 相抵靠，再进一步旋转模式调节件 25，就可以延伸臂 1552 克服弧形弹簧 156 的弹性力而进行旋转。

参照图 3 与图 9 所示，本实施方式中，模式调节件 25 还可以作为在实现电动螺丝刀功能时调节离合器机构的脱扣扭矩值的扭力罩。通过旋转模式调节件 25，可以驱使推杆 134 按压按压弹簧 132 来调节弹簧在轴向上的压缩量。模式调节件 25 在外圆周表面靠近后端缘处标示有若干刻度标记来表示不同

的脱扣扭矩值，而这些脱扣扭矩值与按压弹簧不同的轴向尺寸相对应。这些标记可以直接是具体扭矩值，也可以是具体扭矩值的代替值，如在本实施方式中是用不同的档位来表示，如 1-20 档。例如，当需要使电动螺丝刀工作在某一特定脱扣扭矩值时，只需要旋动模式调节件使相应的档位标记与机壳上的确认标记，如箭头 33（如图 1 示）对准。在此过程中，按压弹簧 132 被推杆 134 压缩到与该扭矩值对应的特定轴向长度，其所产生的按压力传递到按压环 131 而迫使按压环 131 压紧第二内齿圈 116。作业时，螺丝刀头将螺钉钉入工件内，当螺丝刀头所受的负载达到预设扭矩值时，即螺钉头部已抵触到工件表面时，表明电机经减速齿轮机构输出的转矩和脱扣扭矩值相当，如此，在电机的进一步驱动下，第二内齿圈就能与按压环脱离啮合而被旋转驱动，从而使得电机的转矩无法输出到行星减速齿轮的输出轴。第二内齿圈在旋转过程中不断与按压环啮合和脱啮，如此往复，螺钉不再受到扭矩作用，而电机仍在转动。参照图 3 并配合参照图 5f 所示，模式调节件 25 内壁上圆周分布有若干凸块 255，一片簧 258 设置在中盖 24 上，其具有一突起 2581 可嵌入到这些凸块 255 的任相邻两个间的凹槽 256 内，而这些凹槽与相应的档位或模式对应。在调节过程中，当操作者旋转模式调节件 25 到其想设定的扭矩值或模式时，片簧突起 2581 会滑移到相应的凹槽 256 内，如此，一方面，可使模式调节件 25 一定程度上固定在该位置，另一方面，片簧突起 2581 滑入凹槽 256 瞬时会发出“嗒”的声音以提供操作者确认。对于本领域的普通技术人员可轻易想到的是，扭矩档位的调节罩也可以脱离模式调节件单独设置，只不过相对本实施方式操作起来较为麻烦。

参照图 3 所示，动力工具还包括调节输出轴输出转速的速度切换机构，其包括固定连接在一起的调速滑钮 121、调速滑套 123、调速钢丝 122、轴承座 124、和轴承 125。调速滑钮 121 设置在机壳 30 上并可沿轴向滑移。调速滑套 123 套设在连接罩 22 外部，其顶部的凸块 1231 嵌入调速滑钮 121 从而使其随调速滑钮一起移动。轴承座 124 设置在连接罩 22 内，调速钢丝 122 将连接罩 22 外的调速滑套 123 和连接罩内的轴承座 124 连接在一起。轴承 125 通过过盈配合固定收容在轴承座 124 内，并且通过过盈配合固定套设在第一内齿圈 113 外，从而使第一内齿圈 113 随调速滑钮 121 在连接罩 22 内轴向滑动。

以下将对本实施方式中通过旋转模式调节件来实现四功能钻的各功能和各功能之间的切换作详细说明。

参照图 5a-5f 所示, 在本实施方式中, 动力工具可首先选择离合模式进行工作, 该模式下动力工具实现电动螺丝刀功能。如图 5a、5e 所示, 此模式下冲击切换件的调节部 1471 位于调节槽 2521 的平常区段 2522, 其限位部 1472 则处于被动冲击块 142 的限位槽 1423 外, 即冲击切换件与被动冲击块之间无配合。配合参照图 7c、7d 所示, 如此, 作业时, 当工作轴 16 的负载扭矩增大而使得主动冲击块 141 后退时, 被动冲击块 142 在压迫件 145 的推动下会跟随主动冲击块 141 一起后退, 从而两者之间无法相互脱离而形成撞击, 也就是说, 冲击机构处于限制冲击状态。回到图 5a、5b, 并配合参照图 5f 所示, 震动切换件 155 的延伸臂 1552 与模式调节件 25 的径向凸块 254 无配合, 第一凸轮块 151 在后推弹簧 153 的作用下其后端凸齿 1511 与震动切换件 155 的前端凸齿 1551 啮合, 而第一凸轮块 151 的前端凸牙 1512 与第二凸轮块 152 的后端凸牙 1521 则间隔一较大距离 g 而无法啮合。此时, g 大于工作轴的最大后退距离 d , 如此在作业时, 工作轴受工件的反作用力能够后退到后退距离减至为零, 而此时第一凸轮块与第二凸轮块仍未啮合, 从而震动机构无法工作, 即震动机构处于限制震动状态。配合参照图 9 所示, 在本实施方式中, 动力工具在实现电动螺丝刀功能时共有二十档脱扣扭矩值供选择。在其他实施方式中, 档位的数量可视需要 (如所适用作业的工件材质种类的多少) 进行增减。所有这些档位相对应的按压弹簧 132 的轴向尺寸都大于轴向临界长度, 所以, 当工作轴 16 的负载扭矩超过设定脱扣扭矩值时, 行星齿轮减速机构的第二内齿圈 116 就会将按压环 131 前推至两者齿高相对时使两者脱离啮合, 从而第二内齿圈 116 被旋转驱动, 工作轴 16 无扭矩输出。在本实施方式中, 可通过顺时针旋转模式调节件 25 来由小到大调节脱扣扭矩的档位, 此时模式调节件 25 转过的角度为第一旋转角度。以第一档时模式调节件转过的角度为零度, 则到第二十档时模式调节件转过的角度为 $A1$, 其他档位则对应小于该角度 $A1$ 的特定角度。

图 5a、5b 所示的是动力工具在离合模式下的低速工作状态。其中, 第一内齿圈 113 的外齿 1131 与连接罩 22 的内齿 221 啮合而使第一内齿圈与机壳相对固定, 第一内齿圈 113 的内齿仅与第一行星轮组 111 啮合, 此时, 电机

21 的输出转速通过第一级和第二级减速系统降低到较低的速度。图 5c、5d 所示的是动力工具在离合模式下的高速工作状态。其中，调速滑钮 121 已经由图 5a、5b 所示的低速位置向前滑移到高速位置，在此过程中，调速滑钮 121 和调速滑套 123、轴承座 124、轴承 125、第一内齿圈 113 同步滑移到高速位置。此时，第一内齿圈 113 的外齿 1131 与连接罩 22 的内齿 221 脱离配合而可被旋转驱动，同时，第一内齿圈 113 的内齿与第一行星轮组 111 及第一行星架 112 的外齿 1121 啮合。通过这种配合，电机的输出转速直接传递到第一行星架 112 的太阳轮 1122，而后通过第二级减速系统传递到输出轴 1151，也就是说，电机的输出转速仅通过第二级减速降低到较高的速度。

如图 6a-6f 和图 9 所示，顺时针旋转模式调节件到第二旋转角度 A2，此时，动力工具可选择冲击模式进行工作，该模式下动力工具实现冲击扳手功能。图 9 中，按压弹簧的轴向尺寸已被压缩到小于轴向临界长度，所以，当工作轴的负载扭矩超过设定脱扣扭矩值时，行星齿轮减速机构的第二内齿圈 116 会将按压环 131 前推至按压弹簧 132 被完全压紧，但此时第二内齿圈 116 和按压环 131 的凸齿 1161、1311 仍然相互啮合中，从而第二内齿圈 116 仍然被按压环 131 限制而无法被旋转驱动，即处于限制旋转状态。参照图 6f 所示，模式调节件 25 的径向凸块 254 虽然转过第二角度 A2，但仍然没有和震动切换件 155 发生配合，所以与离合模式相同，震动机构处于限制震动状态。参照图 6e，并配合参照图 6a 所示，此时冲击切换件 147 的调节部 1471 位于调节槽 2521 的突变区段 2522 的中部，距离工作轴 16 轴线的最近位置处，其限位部 1472 已沿径向插入被动冲击块的限位槽 1423 内，即被动冲击块被限制沿轴向运动。图 6a、6b 揭示的是工作轴所受的负载扭矩较低时的状态，图 6c、6d 揭示的是工作轴所受的负载扭矩较高时的状态。参照图 6c、6d 所示，作业时，当工作轴的负载扭矩增大到一定值后，相互啮合的主动冲击块 141 和被动冲击块 142 均受阻，被动冲击块 141 停止转动，但输出轴 1151 在电机 21 的驱动下仍转动，迫使滚球 1462 克服其与内、外螺旋槽 1412、1461 之间的摩擦力沿槽滚动，从而推动主动冲击块 141 向电机方向运动，使冲击弹簧 144 被压缩。由于被动冲击块 142 被冲击切换件 147 限制，主动冲击块 141 在轴向上逐渐远离被动冲击块 142。当主动冲击块 141 轴向移动距离超过被动冲击块 142 的齿块 1422 的齿高时，即主动冲击块和被动冲击块脱离啮合的

瞬间，输出轴 1151 便带动主动冲击块 141 旋转，使其齿块 1411 滑过被动冲击块的齿块 1422，在滑过瞬间，由于冲击弹簧 144 的作用，滚球 1462 又沿螺旋槽回到原位置，主动冲击块 141 被向前推，同时随着输出轴 1151 加速转动而在旋转方向上冲击被动冲击块 142 的齿块，使被动冲击块在旋转方向上继续运动，如此循环往复，通过持续的间歇性的旋转冲击，使螺栓拧紧。本领域的普通技术人员可轻易想到的是，也可采用外滚珠螺旋槽冲击结构来实现冲击扳手的功能，由于其工作过程及工作原理同本实施方式的内滚珠螺旋槽冲击结构，所以申请人在此不再赘述。在冲击模式下也可以调节进行速度调节，其调节方式与离合模式相同，申请人不再赘述。

如图 9 所示，顺时针旋转模式调节件到第三旋转角度 A3，此时，动力工具可选择钻孔模式进行工作，该模式下动力工具实现电钻功能。和冲击模式相同，按压弹簧的轴向压缩尺寸被压缩到小于轴向临界长度，从而第二内齿圈处于限制旋转状态。参照图 7f 所示，模式调节件 25 的径向凸块 254 转至第三旋转角度 A3 后开始与震动冲击件的延伸臂 1552 接触，但并未驱使震动切换件 155 旋转，所以与前两种模式相同，震动机构处于限制震动状态。参照图 7e，并配合参照图 7a-7d 所示，冲击切换件 147 的调节部 1471 重新进入调节槽 2525 的平常区段 2522，其限位部 1472 则退出被动冲击块限位槽 1423 外，即冲击切换件与被动冲击块之间无配合。所以，作业时，当阻力扭矩逐渐增大，主动冲击块后退时，被动冲击块 142 会跟随主动冲击块 141 一起轴向后退而使两者之间无法相互脱离而形成撞击，从而，冲击机构处于限制冲击状态。因此，该模式下，工作轴 16 的输出仅为单纯的旋转输出，当然其输出同样可以进行高、低速调节。

如图 9 所示，顺时针旋转模式调节件到第四旋转角度 A4，此时，动力工具可选择震动模式进行工作，该模式下动力工具实现冲击钻功能。和冲击、钻孔模式相同，按压弹簧的轴向尺寸被压缩到小于轴向临界长度，从而第二内齿圈处于限制旋转状态。参照图 8c，并配合参照图 8a、8b 所示，和离合、钻孔模式相同，冲击切换件 147 的调节部 1471 位于调节槽 2521 的平常区段 2522，其限位部 1472 处于被动冲击块限位槽 1423 外，即冲击切换件与被动冲击块之间无配合。所以，被动冲击块会跟随主动冲击块一起运动而使两者之间无法相互脱离而形成撞击，从而，冲击机构处于限制冲击状态。参照图

8d 所示，模式调节件 25 在由第三旋转角度 A3 转到第四旋转角度 A4 的过程中，模式调节件 25 的径向凸块 254 推动震动切换件 155 的延伸臂 1552 绕工作轴轴线顺时针旋转。震动切换件 155 旋转过程中，其前端凸齿 1551 与第一凸轮块 151 的后端凸齿 1511 由相互啮合运动到齿高相对，同时，第一凸轮块 151 轴向向前移动至其前端凸牙 1512 与第二凸轮块 152 的后端凸牙 1521 间隔一较短间隙 g 。此时， g 小于工作轴的后退距离 d ，这样，当钻头按压到工件上时，工作轴 16 受工件的反作用力后退的过程中，第一凸轮块 151 的前端凸牙 1512 与第二凸轮块 152 的后端凸牙 1521 会先行啮合而使工作轴 16 无法进一步后退。然而，由于电机轴 212 的驱使，第一凸轮块 151 不会始终与第二凸轮块 152 保持啮合，其会继续转动并跳脱啮合状态。由于第一凸轮块 151 此时相对于机壳 30 保持固定，所以在第二凸轮块 152 由啮合到脱离啮合的过程中，钻头在轴向上有相对于机壳向前的运动，并且因为机壳被操作者始终顶向工件，如此这种第一凸轮块与第二凸轮块间不断地啮合与脱离会形成工作轴在轴向上的震动，从而对工件产生持续冲击。在该模式下，行星齿轮减速机构的输出轴输出的转速也可以进行高、低速调节。

本发明动力工具设置了相对于工作轴独立的被动冲击块，通过冲击切换件来限制被动冲击块随主动冲击块一起运动或解除该限制，从而实现冲击扳手功能与电钻功能的切换；并在此基础上结合电动螺丝刀的实现和切换机构，或者/以及冲击钻的实现和切换机构，从而实现了三功能枪钻或四功能枪钻。通过这种设置，使结构较为简单，便于生产制造。

此外，本发明动力工具的离合模式的切换不需要单独设置切换件，只需要通过调节模式调节件来控制按压弹簧的轴向尺寸即可实现切换，并且模式调节件还可以实现脱扣扭矩的控制。通过这种设置，减少了构件的数量，简化了结构的复杂程度，降低了生产制造的成本，同时也提高了工具的可靠性。

本实施方式中提到的各种机构的结构、形状等并不仅限于上述方式，可进行各种简单地熟知地替换，如机壳可以是与中盖、前壳等一体形成；再例如，离合器的从动件，即按压环可以轴向开槽，其内设置钢球或钢柱与离合器主动件、即第二内齿圈的轴向凸齿配合。在本实施方式中，四种功能的顺序实现方式依次是电动螺丝刀、冲击扳手、电钻、冲击钻，不过本领域的普

通技术人员可轻易想到的是这四种功能也可以变换成其他的顺序来实现，只需要相应改变模式调节件和功能切换件在旋转方向上的配合位置。另外，在其他实施方式中，动力工具可仅实现三种功能，如电动螺丝刀、冲击扳手、电钻的组合，这时只需要相应省略震动机构和震动切换件，或者是冲击扳手、电钻、冲击钻的组合，这时只需要相应省略按压机构。此外，在其他实施方式中，如果不需要高、低速切换，也可相应省略速度切换机构。本实施方式中采用电机作为动力源，当然也可以用引擎来替换，由于这种简单替换对于普通技术人员而言可轻易实现，申请人不再赘述。

上述本发明的优选实施方式中，按压机构的按压弹簧的轴向临界长度等于其轴向最小长度加上第二内齿圈轴向凸齿的齿高，这样在冲击模式、钻孔模式、震动模式下，按压弹簧的轴向尺寸都被模式调节件调节到小于轴向临界长度，从而第二内齿圈由于始终无法脱离按压环的啮合而无法被旋转驱动。在其他可选的实施方式中，冲击模式下，按压弹簧的轴向临界长度也可以大于其轴向最小长度加上第二内齿圈轴向凸齿的齿高。在该实施方式中，第二内齿圈和按压机构构成第一离合器机构，而冲击机构的主动冲击块和被动冲击块构成第二离合器机构，且第一离合器机构的脱扣扭矩值大于第二离合器机构的脱扣扭矩值。不同的脱扣扭矩值可以通过采用不同弹性系数的弹簧来实现，比如按压弹簧可以采用较大弹性系数的弹簧，而冲击弹簧可以采用较小弹性系数的弹簧，也就是说，在同样的按压力下，按压弹簧的弹性形变量小于冲击弹簧的弹性形变量。这样，动力工具工作在冲击模式下时，工作轴的负载增大过程中，当阻力扭矩达到第二离合器机构的脱扣扭矩值时，第二离合器就会先行脱扣，即主动冲击块与被动冲击块脱离啮合，随后主动冲击块对工作轴施以间歇性旋转冲击。在这个过程中，第一离合器机构的第二内齿圈所受的阻力扭矩与主动冲击块受到的阻力扭矩相同，即始终小于第二离合器机构的脱扣扭矩值，从而使第一离合器机构无法被触发而发生脱扣，即第二内齿圈始终无法推离按压环而被旋转驱动。此时，按压弹簧的轴向尺寸可以略大于其轴向最小长度加上第二内齿圈的轴向齿高，当再进一步旋转模式调节件将动力工具调节到钻孔模式或震动模式下时，按压弹簧被进一步压缩到小于轴向最小长度加上第二内齿圈的轴向齿高。所以，在本实施方式中，区分离合模式和其他三种模式的按压弹簧的轴向临界长度可以大于轴向最小

长度加上第二内齿圈的轴向齿高。

图 10 到图 11b 所示的是本发明动力工具的另一具体实施方式。与前述实施方式不同的是，模式调节件 25 被第一模式调节件 70 和第二模式调节件 80 的组合所取代。如图 10 和图 11a 所示，本实施方式中，第一模式调节件 70 用于切换钻孔模式、冲击模式、离合模式，以及在离合模式下调节脱扣扭力值，但其无法用于震动模式的切换，也就是说，第一模式调节件 70 与震动切换件 155 之间无配合。在进行上述模式切换的时候，第一模式调节件 70 与模式调节件 25 的工作方式相同，所以申请人不再予以赘述。

第二模式调节件 80 用于实现冲击钻和非冲击钻功能的切换，其设置在前壳 90 上。配合参照图 11b 所示，前壳 90 上沿圆周方向设有一较短段的开槽 92，前壳内沿圆周方向上延伸设有一较长段的导引槽 91，且在导引槽顶部的前壳内壁上凹陷设有若干凹点 911。震动切换件 155 的延伸臂 1552 延伸入开槽 92 中。第二模式调节件 80 包括设置在前壳的导引槽 91 中的滑块 83，由于滑块 83 在圆周方向上的尺寸比导引槽 91 短，所以滑块 83 可以沿导引槽 91 在圆周方向上运动。滑块 83 上设有若干凸点 831，可嵌合在凹点 911 内来使滑块 83 在导引槽 91 内可靠定位。滑块 83 的上表面径向向外凸伸出开槽 92 设有一操作块 81。滑块 83 的下表面径向向内凸伸设有一对凸块 82，该对凸块 82 间形成的凹槽（未标示）用于收容震动切换件 155 的延伸臂 1552。

在图 11b 中所示的位置，震动机构处于限制震动状态，即动力工具 200 处于非冲击钻功能，如此，调节第一模式调节件 70 就可以切换到电动螺丝刀功能、冲击扳手功能、或电钻功能，以及可以在电动螺丝刀功能时进行扭力调节。当然，本领域普通技术人员可轻易想到的是，第一模式调节件可仅实现冲击扳手功能和电钻功能间的切换，或者冲击扳手功能和电动螺丝刀功能间的切换。当需要实现冲击钻功能时，将第一模式调节件 70 调节到钻孔模式，然后，操作第二模式调节件 80 的操作块 81，从如图 11b 中所示的位于前壳开槽 92 一侧的位置顺时针旋转到开槽 92 的另一侧位置，此过程中，第二模式调节件 80 的凸块 82 带动震动切换件 155 的延伸臂 1552 同步运动到开槽 92 的另一侧，从而使震动机构转换到可震动状态，进而实现冲击钻功能。

上述实施方式中，通过第一模式调节件实现冲击扳手功能与电钻或者电动螺丝刀功能的切换，并通过第二模式调节件实现冲击钻功能和非冲击钻功

能之间的切换。通过这种设置，使多种功能的切换由两个模式调节件来分担实现，从而提高了工具的可靠性，同时，其结构较为简单，便于生产制造。

权 利 要 求 书:

1. 一种动力工具, 其特征在于, 包括:

机壳, 其具有可靠近工件工作的前端部;

工作轴, 朝机壳的前端部延伸, 并可与外接工作头配接;

动力源, 设置在机壳内, 并输出旋转动力;

行星齿轮减速机构, 设置在动力源和工作轴之间, 将动力源的旋转输出传递到工作轴上, 该行星齿轮减速机构包括内齿圈, 所述内齿圈具有在工作轴的负载达到预设值时可被旋转驱动的可旋转状态和无论工作轴的负载多大时都无法被旋转驱动的限制旋转状态;

按压机构, 用于按压和固定内齿圈;

冲击机构, 其包括:

主动冲击块, 由行星齿轮减速机构的输出轴旋转驱动,

被动冲击块, 可与主动冲击块啮合而被旋转驱动, 所述被动冲击块设在工作轴上并旋转驱动工作轴, 且所述被动冲击块可相对于工作轴轴向运动,

其中所述主动冲击块在工作轴所受的负载增大到特定值时可选择地与被动冲击块脱离啮合, 进而在输出轴的旋转驱动下又与被动冲击块重新啮合, 从而在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击;

冲击切换件, 其可选择地限制被动冲击块相对于工作轴作轴向运动, 从而使冲击机构在主动与被动冲击块之间可相互脱离啮合的可冲击状态和主动与被动冲击块之间始终无法相互脱离啮合的限制冲击状态之间进行切换;

模式调节件, 安装在机壳上, 其可运动地与冲击切换件配合来驱使冲击切换件切换冲击机构的工作状态, 与此同时, 模式调节件可运动地与按压机构配合来控制内齿圈的工作状态;

其中, 通过调节模式调节件使该动力工具可选择下述工作模式中的一个进行工作:

离合模式, 该模式下冲击机构处于限制冲击状态, 同时, 内齿圈处于可旋转状态;

冲击模式，该模式下冲击机构处于可冲击状态，同时，内齿圈处于限制旋转状态；

钻孔模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，内齿圈处于限制旋转状态。

2. 如权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：所述冲击机构还包括设置在被动冲击块的远离主动冲击块一侧的压迫件，该压迫件压迫被动冲击块来使被动冲击块具有朝向主动冲击块运动的趋势。

3. 根据权利要求 2 所述的动力工具，其特征在于：冲击切换件具有第一位置和第二位置；冲击切换件位于第一位置时，其与被动冲击块配合来限制被动冲击块轴向运动，此时冲击机构处于可冲击状态；冲击切换件位于第二位置时，其与被动冲击块脱离配合，被动冲击块则在压迫件的压迫下可随主动冲击块一起作轴向运动，此时冲击机构处于限制冲击状态。

4. 根据权利要求 3 所述的动力工具，其特征在于：被动冲击块设有沿径向凹陷的限位槽，冲击切换件具有可延伸入限位槽内的限位部；冲击切换件在第一位置时，其限位部沿径向伸入限位槽内来限制被动冲击块的轴向运动，冲击切换件在第二位置时，其限位部与限位槽脱离配合。

5. 根据权利要求 3 或 4 所述的动力工具，其特征在于：所述模式调节件设有沿轴向凹陷的调节槽，冲击切换件具有调节部，所述调节部收容在调节槽内的并沿调节槽滑动；调节部在第一位置时较调节部在第二位置时沿径向更接近工作轴的轴线。

6. 根据权利要求 3 或 4 所述的动力工具，其特征在于：所述模式调节件内收容有与其固定连接的调节环，所述调节环设有沿轴向凹陷的调节槽，冲击切换件具有调节部，所述调节部收容在调节槽内的并沿调节槽滑动；调节部在第一位置时较调节部在第二位置时沿径向更接近工作轴的轴线。

7. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：工作轴和被动冲击块两者之一在两者的配合处设有沿工作轴轴向伸展的凸键，两者

中的另一个设有与该凸键配合键槽，且凸键可在键槽内滑动。

8. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：主动冲击块和被动冲击块的相对端面上均凸设有直齿块，通过直齿块的配合，主动冲击块旋转驱动被动冲击块。

9. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：该冲击机构进一步包括弹性抵靠在主动冲击块的远离被动冲击块一侧的冲击弹簧和位于主动冲击块和行星齿轮减速机构的输出轴接合处的滚球，其中主动冲击块的内壁上和输出轴上都设有收容该滚球并容许滚球在其内滚动的螺旋槽。

10. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：按压机构包括可轴向按压内齿圈的按压环和轴向按压按压环的按压弹簧，所述内齿圈和按压环的轴向相对的端面上均设有可相互啮合的凸齿。

11. 根据权利要求 10 所述的动力工具，其特征在于：所述按压弹簧具有被压缩到一定程度的轴向临界长度和被完全压紧的轴向最小长度，其中轴向临界长度与轴向最小长度的差值与内齿圈的轴向凸伸出的凸齿的齿高大致相等；当按压弹簧的轴向尺寸大于轴向临界长度时，内齿圈处于可旋转状态，当按压弹簧的轴向尺寸小于轴向临界长度时，内齿圈处于限制旋转状态。

12. 根据权利要求 11 所述的动力工具，其特征在于：按压机构还包括按压弹簧来调节其轴向长度的推杆，所述推杆外侧设置外螺纹，模式调节件内部设有与推杆的外螺纹配合的内螺纹。

13. 根据权利要求 12 所述的动力工具，其特征在于：模式调节件可被旋转操作而调节按压弹簧压缩到大于轴向临界长度的至少两个轴向特定长度，所述按压弹簧的轴向特定长度与可使内齿圈旋转驱动的工作轴负载的预设值相对应。

14. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于，该动力工具还包括：

震动机构，其对工作轴施以轴向的震动；

震动切换件，与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以

轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换；

其中模式调节件可与震动切换件配合来切换震动机构的工作状态，且通过在机壳外部调节模式调节件可使该动力工具进一步选择：

震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于可震动状态。

15. 根据权利要求 14 所述的动力工具，其特征在于：震动机构包括旋转固定在机壳内并可轴向移动的第一凸轮块和与工作轴相对固定的第二凸轮块，所述第一凸轮块和第二凸轮块的相对端面上设有相向的可相互啮合的凸牙；震动机构还包括后推弹簧，其将第一凸轮块推离第二凸轮块从而在两者间形成间距。

16. 根据权利要求 15 所述的动力工具，其特征在于：震动切换件轴向固定在机壳内，靠近第一凸轮块并远离第二凸轮块设置；震动切换件和第一凸轮块的相对端面均凸设有可相互啮合的齿块。

17. 根据权利要求 16 所述的动力工具，其特征在于：震动切换件具有径向延伸的延伸臂，模式调节件设有径向凸块，所述径向凸块和所述延伸臂可在旋转方向上配合。

18. 根据权利要求 16 或 17 所述的动力工具，其特征在于：震动机构还包括前推弹簧，其将工作轴推向机壳前端部，使工作轴在压到工件上作业时可产生一最大后退距离；当震动切换件和第一凸轮块的齿块的齿高相对时，第一和第二凸轮块间的间距小于工作轴的最大后退距离，此时，震动机构处于可震动状态。

19. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：行星齿轮减速机构还包括若干行星轮、支撑行星齿轮的行星架、和另一内齿圈；该动力工具还包括速度切换机构，其具有设置在机壳上的调速滑钮，该调速滑钮与所述另一内齿圈固定连接；在机壳外滑动操作所述调速滑钮，可使所述另一内齿圈在仅与行星轮配合的位置以及同时与行星轮和行星架配合的位置之间滑动，从而相应实现低速和高速之间的切

换。

20. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：所述动力源为电机。

21. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：该动力工具还包括设在工作轴前端以和相应外接工作头配接的工具夹头。

22. 一种动力工具，其特征在于，包括：

机壳，其具有可靠近工件工作的前端部；

工作轴，朝机壳的前端部延伸，并可与外接工作头配接；

动力源，设置在机壳内，并输出旋转动力；

行星齿轮减速机构，设置在动力源和工作轴之间，将动力源的旋转输出传递到工作轴上，从而可旋转驱动工作头；

冲击机构，其包括：

主动冲击块，由行星齿轮减速机构的输出轴旋转驱动，

被动冲击块，可与主动冲击块啮合而被旋转驱动，所述被动冲击块设在工作轴上并旋转驱动工作轴，且所述被动冲击块可相对于工作轴轴向运动，

其中所述主动冲击块在工作轴所受的负载增大到特定值时可选择地与被动冲击块脱离啮合，进而在输出轴的旋转驱动下又与被动冲击块重新啮合，从而在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击；

冲击切换件，其可选择地限制被动冲击块相对于工作轴作轴向运动，从而使冲击机构在主动与被动冲击块之间可相互脱离啮合的可冲击状态和主动与被动冲击块之间始终无法相互脱离啮合的限制冲击状态之间进行切换；

震动机构，其对工作轴施以轴向的震动；

震动切换件，与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换；

模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与冲击切换件配合来

驱使冲击切换件切换冲击机构的工作状态，同时与震动切换件配合来驱使震动切换件切换震动机构的工作状态；

其中，通过调节模式调节件可使该动力工具选择下述工作模式中的一个进行工作：

冲击模式，该模式下冲击机构处于可冲击状态，同时，震动机构处于限制震动状态；

钻孔模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，震动机构处于限制震动状态；

震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，震动机构处于可震动状态。

23. 如权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于：所述冲击机构还包括设置在被动冲击块的远离主动冲击块一侧的压迫件，该压迫件压迫被动冲击块来使被动冲击块具有朝向主动冲击块运动的趋势。

24. 根据权利要求 23 所述的动力工具，其特征在于：冲击切换件具有第一位置和第二位置；冲击切换件位于第一位置时，其与被动冲击块配合来限制被动冲击块轴向运动，此时冲击机构处于可冲击状态；冲击切换件位于第二位置时，其与被动冲击块脱离配合，被动冲击块则在压迫件的压迫下可随主动冲击块一起作轴向运动，此时冲击机构处于限制冲击状态。

25. 根据权利要求 24 所述的动力工具，其特征在于：被动冲击块设有沿径向凹陷的限位槽，冲击切换件具有可延伸入限位槽内的限位部；冲击切换件在第一位置时，其限位部沿径向伸入限位槽内来限制被动冲击块的轴向运动，冲击切换件在第二位置时，其限位部与限位槽脱离配合。

26. 根据权利要求 24 或 25 所述的动力工具，其特征在于：所述模式调节件设有沿轴向凹陷的调节槽，冲击切换件具有调节部，所述调节部收容在调节槽内的并沿调节槽滑动；调节部在第一位置时较调节部在第二位置时沿径向更接近工作轴的轴线。

27. 根据权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于：工作轴和被

动冲击块两者之一在两者的配合处设有沿工作轴轴向伸展的凸键，两者中的另一个设有与该凸键配合键槽，且凸键可在键槽内滑动。

28. 根据权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于：主动冲击块和被动冲击块的相对端面上均凸设有直齿块，通过直齿块的配合，主动冲击块旋转驱动被动冲击块。

29. 根据权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于：该冲击机构进一步包括弹性抵靠在主动冲击块的远离被动冲击块一侧的冲击弹簧和位于主动冲击块和行星齿轮减速机构的输出轴接合处的滚球，其中主动冲击块的内壁上和输出轴上都设有收容该滚球并容许滚球在其内滚动的螺旋槽。

30. 根据权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于：震动机构包括旋转固定在机壳内并可轴向移动的第一凸轮块和与工作轴相对固定的第二凸轮块，所述第一凸轮块和第二凸轮块的相对端面上设有相向的可相互啮合的凸牙；震动机构还包括后推弹簧，其将第一凸轮块推离第二凸轮块从而在两者间形成间距。

31. 根据权利要求 30 所述的动力工具，其特征在于：震动切换件轴向固定在机壳内，靠近第一凸轮块并远离第二凸轮块设置；震动切换件和第一凸轮块的相对端面均凸设有可相互啮合的齿块。

32. 根据权利要求 31 所述的动力工具，其特征在于：震动切换件具有径向延伸的延伸臂，模式调节件设有径向凸块，所述径向凸块和所述延伸臂可在旋转方向上配合。

33. 根据权利要求 31 或 32 所述的动力工具，其特征在于：震动机构还包括前推弹簧，其将工作轴推向机壳前端部，使工作轴在压到工件上作业时可产生一最大后退距离；当震动切换件和第一凸轮块的齿块的齿高相对时，第一和第二凸轮块间的间距小于工作轴的最大后退距离，此时，震动机构处于可震动状态。

34. 一种动力工具，其特征在于，包括：

机壳，其具有可靠近工件工作的前端部；

工作轴，朝机壳的前端部延伸，并可与外接工作头配接；

动力源，设置在机壳内，并输出旋转动力；

行星齿轮减速机构，设置在动力源和工作轴之间，将动力源的旋转输出传递到工作轴上，该行星齿轮减速机构包括内齿圈，所述内齿圈具有在工作轴的负载达到预设值时可被旋转驱动的可旋转状态和无论工作轴的负载多大时都无法被旋转驱动的限制旋转状态；

按压机构，其包括轴向弹性件，按压机构通过其轴向弹性件的轴向弹性变形来按压和固定内齿圈，所述轴向弹性件具有轴向临界长度，当轴向弹性件的轴向尺寸大于轴向临界长度时，内齿圈处于可旋转状态，当轴向弹性件的轴向尺寸小于轴向临界长度时，内齿圈处于限制旋转状态；

冲击机构，其在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击；

冲击切换件，其与冲击机构可选择地配合而使冲击机构在旋转方向上可对工作轴施以间歇性冲击的可冲击状态和在旋转方向上无法对工作轴施以间歇性冲击的限制冲击状态之间进行切换；

模式调节件，安装在机壳上并可旋转操作，所述模式调节件在旋转同时与冲击切换件配合来切换冲击机构的工作状态，并同时与按压机构配合来切换内齿圈的工作状态；所述模式调节件具有不同的旋转角度，可分别对应不同的工作模式，其中：

第一旋转角度对应离合模式，在该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，内齿圈处于可旋转状态；

第二旋转角度对应冲击模式，在该模式下冲击机构处于可冲击状态，同时，内齿圈处于限制旋转状态；

第三旋转角度对应钻孔模式，在该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，内齿圈处于限制旋转状态。

35. 根据权利要求 34 所述的动力工具，其特征在于：该动力工具还包括：

震动机构，其对工作轴施以轴向的震动；

震动切换件，与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换；

其中模式调节件可在旋转过程中与震动切换件配合来切换震动机构的工作状态，该模式调节件还具有第四旋转角度，其对应震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于可震动状态。

36. 根据权利要求 34 所述的动力工具，其特征在于：所述第一旋转角度至少包括两个，分别对应轴向弹性件在不同轴向尺寸时施加给内齿圈的轴向压力，该轴向压力与工作轴负载的预设值相对应；当工作轴的负载超过所述第一旋转角度对应的预设值时，内齿圈克服此时轴向弹性件的轴向压力而被旋转驱动。

37. 根据权利要求 36 所述的动力工具，其特征在于：所述模式调节件上至少标示有两个数值标记分别与所述至少两个第一旋转角度相对应。

38. 根据权利要求 34 所述的动力工具，其特征在于：所述按压机构还包括设置在轴向弹性件和内齿圈之间可与内齿圈的轴向凸伸出的凸齿配合的按压环；所述轴向弹性件还具有被完全压紧的轴向最小长度，其中轴向弹性件的轴向临界长度与轴向最小长度的差值与内齿圈的凸齿的齿高大致相等。

39. 根据权利要求 34 所述的动力工具，其特征在于：所述轴向弹性件为可轴向变形的螺旋弹簧。

40. 根据权利要求 34 所述的动力工具，其特征在于：所述冲击机构包括：

主动冲击块，由行星齿轮减速机构的输出轴旋转驱动；

被动冲击块，可与主动冲击块啮合而被旋转驱动，所述被动冲击块设在工作轴上并旋转驱动工作轴，且所述被动冲击块可相对于工作轴轴向运动，

其中所述主动冲击块在工作轴所受的负载增大到特定值时可选择地与被动冲击块脱离啮合,进而在输出轴的旋转驱动下又与被动冲击块重新啮合,从而在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击。

41. 根据权利要求 40 所述的动力工具,其特征在于:模式调节件旋转到第二旋转角度时,所述冲击切换件与被动冲击块配合来限制被动冲击块相对于工作轴作轴向运动,此时冲击机构处于可冲击状态;模式调节件旋转到其他旋转角度时,所述冲击切换件与被动冲击块脱离配合,此时冲击机构处于限制冲击状态。

42. 根据权利要求 40 或 41 所述的动力工具,其特征在于:所述冲击切换件与模式调节件沿轴向配合,并随着模式调节件的转动沿径向与被动冲击块配合。

43. 根据权利要求 42 所述的动力工具,其特征在于:模式调节件设有沿轴向凹陷的环行槽,冲击切换件插入该环行槽并可在其内滑动,所述环行槽具有平常区段和突变区段,所述突变区段到工作轴轴线的距离小于所述平常区段到工作轴轴线的距离

44. 根据权利要求 40 所述的动力工具,其特征在于:所述冲击机构还包括设置在被动冲击块的远离主动冲击块一侧的压迫弹簧,该压迫弹簧可压迫被动冲击块来使其跟随主动冲击块运动。

45. 根据权利要求 40 所述的动力工具,其特征在于:工作轴和被动冲击块两者之一在两者的配合处设有沿工作轴轴向伸展的凸键,两者中的另一个设有与该凸键配合键槽,且凸键可在键槽内滑动。

46. 根据权利要求 40 所述的动力工具,其特征在于:该冲击机构进一步包括弹性抵靠在主动冲击块的远离被动冲击块一侧的冲击弹簧和位于主动冲击块和行星齿轮减速机构的输出轴接合处的滚球,其中主动冲击块的内壁上和输出轴上都设有收容该滚球并容许滚球在其内滚动的螺旋槽。

47. 根据权利要求 35 所述的动力工具,其特征在于:震动机构包括旋转固定在机壳内并可轴向移动的第一凸轮块和与工作轴相对固定的第二凸轮块,所述第一凸轮块和第二凸轮块的相对端面上设有相

向的可相互啮合的凸牙；震动机构还包括将第一凸轮块推离第二凸轮块的弹簧。

48. 根据权利要求 46 所述的动力工具, 其特征在于: 震动切换件与模式调节件在旋转方向上配合, 且震动切换件与第一凸轮块在轴向上配合; 模式调节件与震动切换件在旋转配合过程中, 震动切换件推动第一凸轮块朝第二凸轮块轴向运动, 当模式调节件旋转到第四旋转角度时, 第一凸轮块距离第二凸轮块最近位置处, 此时震动机构处于可震动状态。

49. 根据权利要求 48 所述的动力工具, 其特征在于: 工作轴可在作业时轴向后退, 当模式调节件旋转到第四旋转角度时, 工作轴轴向后退到第一凸轮块与第二凸轮块啮合的位置, 当模式调节件旋转到其他旋转角度时, 工作轴轴向后退到第一凸轮块与第二凸轮块无法啮合的位置。

50. 根据权利要求 35 所述的动力工具, 其特征在于: 模式调节件调节到第一、第二、或第三旋转角度时, 震动机构均处于限制震动状态。

51. 一种动力工具, 其特征在于, 包括:

机壳, 其具有可靠近工件工作的前端部;

工作轴, 朝机壳的前端部延伸, 并可与外接工作头配接;

动力源, 设置在机壳内, 并输出旋转动力;

行星齿轮减速机构, 设置在动力源和工作轴之间, 将动力源的旋转输出传递到工作轴上, 该行星齿轮减速机构包括内齿圈, 所述内齿圈具有在工作轴的负载达到预设值时可被旋转驱动的可旋转状态和无论工作轴的负载多大时都无法被旋转驱动的限制旋转状态;

按压机构, 用于按压和固定内齿圈;

冲击机构, 其在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击;

冲击切换件, 其与冲击机构可选择地配合而使冲击机构在旋转方向上可对工作轴施以间歇性冲击的可冲击状态和在旋转方向上无法对工作轴施以间歇性冲击的限制冲击状态之间进行切换;

震动机构，其对工作轴施以轴向的震动；

震动切换件，与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换；

模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与冲击切换件配合来驱使冲击切换件切换冲击机构的工作状态，同时可运动地与按压机构配合来控制内齿圈的工作状态，同时与震动切换件配合来驱使震动切换件切换震动机构的工作状态；

其中，通过调节模式调节件使该动力工具可选择下述工作模式中的一个进行工作：

离合模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于可旋转状态，震动机构处于限制震动状态；

冲击模式，该模式下冲击机构处于可冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于限制震动状态；

钻孔模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于限制震动状态；

震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于可震动状态；且

其中在离合模式下，模式调节件至少具有不相同的第一位置和第二位置，来分别对应使内齿圈被旋转驱动所要求达到的不同的工作轴负载的预设值。

52. 根据权利要求 51 所述的动力工具，其特征在于：通过旋转调节模式调节件到不同的旋转角度，来分别实现不同的工作模式，其中：第一旋转角度对应离合模式，第二旋转角度对应冲击模式，第三旋转角度对应钻孔模式，第四旋转角度对应震动模式。

53. 根据权利要求 52 所述的动力工具，其特征在于：所述模式调节件的第一位置和第二位置分别对应两个不同的第一旋转角度。

54. 根据权利要求 51 或 53 所述的动力工具，其特征在于：所述模式调节件上至少标示有两个数值标记来分别表示所述第一位置和第

二位置。

55. 一种动力工具，其特征在于，包括：

机壳，其具有可靠近工件工作的前端部；

工作轴，朝机壳的前端部延伸，并可与外接工作头配接；

动力源，设置在机壳内，并输出旋转动力；

行星齿轮减速机构，设置在动力源和工作轴之间，将动力源的旋转输出传递到工作轴上，从而可旋转驱动工作头；

冲击机构，其在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击；

冲击切换件，其与冲击机构可选择地配合而使冲击机构在旋转方向上可对工作轴施以间歇性冲击的可冲击状态和在旋转方向上无法对工作轴施以间歇性冲击的限制冲击状态之间进行切换；

震动机构，其对工作轴施以轴向的震动；

震动切换件，与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换；

第一模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与冲击切换件配合来驱使冲击切换件切换冲击机构的工作状态，

第二模式调节件，安装在机壳上，其可运动地与震动切换件配合来驱使震动切换件切换震动机构的工作状态；

其中，通过调节第一和第二模式调节件可使该动力工具选择下述工作模式中的一个进行工作：

冲击模式，该模式下冲击机构处于可冲击状态，同时，震动机构处于限制震动状态；

钻孔模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，震动机构处于限制震动状态；

震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，同时，震动机构处于可震动状态。

56. 如权利要求 55 所述的动力工具，其特征在于：所述冲击机构包括：

主动冲击块，由行星齿轮减速机构的输出轴旋转驱动；

被动冲击块，可与主动冲击块啮合而被旋转驱动，所述被动冲击块设在工作轴上并旋转驱动工作轴，且所述被动冲击块可相对于工作轴轴向运动；

其中所述主动冲击块在工作轴所受的负载增大到特定值时可选择地与被动冲击块脱离啮合，进而在输出轴的旋转驱动下又与被动冲击块重新啮合，从而在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击。

57. 如权利要求 56 所述的动力工具，其特征在于：所述冲击机构还包括设置在被动冲击块的远离主动冲击块一侧的压迫件，该压迫件压迫被动冲击块来使被动冲击块具有朝向主动冲击块运动的趋势。

58. 根据权利要求 57 所述的动力工具，其特征在于：冲击切换件具有第一位置和第二位置；冲击切换件位于第一位置时，其与被动冲击块配合来限制被动冲击块轴向运动，此时冲击机构处于可冲击状态；冲击切换件位于第二位置时，其与被动冲击块脱离配合，被动冲击块则在压迫件的压迫下可随主动冲击块一起作轴向运动，此时冲击机构处于限制冲击状态。

59. 根据权利要求 58 所述的动力工具，其特征在于：所述第一模式调节件内设置有调节环，所述调节环设有沿轴向凹陷的调节槽，冲击切换件具有调节部，所述调节部收容在调节槽内的并沿调节槽滑动；调节部在第一位置时较调节部在第二位置时沿径向更接近工作轴的轴线。

60. 根据权利要求 55 所述的动力工具，其特征在于：震动机构包括旋转固定在机壳内并可轴向移动的第一凸轮块和与工作轴相对固定的第二凸轮块，所述第一凸轮块和第二凸轮块的相对端面上设有相向的可相互啮合的凸牙；震动机构还包括后推弹簧，其将第一凸轮块推离第二凸轮块从而在两者间形成间距。

61. 根据权利要求 60 所述的动力工具，其特征在于：震动切换件轴向固定在机壳内，靠近第一凸轮块并远离第二凸轮块设置；震动切换件和第一凸轮块的相对端面均凸设有可相互啮合的齿块。

62. 根据权利要求 61 所述的动力工具, 其特征在于: 震动切换件具有径向延伸的延伸臂, 第二模式调节件设有径向凸块, 所述径向凸块和所述延伸臂可在旋转方向上配合。

63. 一种动力工具, 其特征在于, 包括:

机壳, 其具有可靠近工件工作的前端部;

工作轴, 朝机壳的前端部延伸, 并可与外接工作头配接;

动力源, 设置在机壳内, 并输出旋转动力;

行星齿轮减速机构, 设置在动力源和工作轴之间, 将动力源的旋转输出传递到工作轴上, 该行星齿轮减速机构包括内齿圈, 所述内齿圈具有在工作轴的负载达到预设值时可被旋转驱动的可旋转状态和无论工作轴的负载多大时都无法被旋转驱动的限制旋转状态;

按压机构, 用于按压和固定内齿圈;

冲击机构, 其在旋转方向上对工作轴施以间歇性的冲击;

冲击切换件, 其与冲击机构可选择地配合而使冲击机构在旋转方向上可对工作轴施以间歇性冲击的可冲击状态和在旋转方向上无法对工作轴施以间歇性冲击的限制冲击状态之间进行切换;

震动机构, 其对工作轴施以轴向的震动;

震动切换件, 与震动机构配合而使震动机构在可向工作轴施以轴向震动的可震动状态和无法向工作轴施以轴向震动的限制震动状态之间进行切换;

第一模式调节件, 安装在机壳上, 其可运动地与冲击切换件配合来驱使冲击切换件切换冲击机构的工作状态, 并且, 其可运动地与按压机构配合来控制内齿圈的工作状态;

第二模式调节件, 安装在机壳上, 其可运动地与震动切换件配合来驱使震动切换件切换震动机构的工作状态;

其中, 通过调节第一和第二模式调节件可使该动力工具选择下述工作模式中的一个进行工作:

冲击模式, 该模式下冲击机构处于可冲击状态, 内齿圈处于限制旋转状态, 震动机构处于限制震动状态;

离合模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于可旋转状态，震动机构处于限制震动状态；

震动模式，该模式下冲击机构处于限制冲击状态，内齿圈处于限制旋转状态，震动机构处于可震动状态。

64. 根据权利要求 63 所述的动力工具，其特征在于：按压机构包括可轴向按压内齿圈的按压环和轴向按压按压环的按压弹簧，所述内齿圈和按压环的轴向相对的端面上均设有可相互啮合的凸齿。

65. 根据权利要求 64 所述的动力工具，其特征在于：所述按压弹簧具有被压缩到一定程度的轴向临界长度和被完全压紧的轴向最小长度，其中轴向临界长度与轴向最小长度的差值与内齿圈的轴向凸伸出的凸齿的齿高大致相等；当按压弹簧的轴向尺寸大于轴向临界长度时，内齿圈处于可旋转状态，当按压弹簧的轴向尺寸小于轴向临界长度时，内齿圈处于限制旋转状态。

66. 根据权利要求 65 所述的动力工具，其特征在于：按压机构还包括按压弹簧来调节其轴向长度的推杆，所述推杆外侧设置外螺纹，第一模式调节件内部设有与推杆的外螺纹配合的内螺纹。

67. 根据权利要求 66 所述的动力工具，其特征在于：第一模式调节件可被旋转操作而调节按压弹簧压缩到大于轴向临界长度的至少两个轴向特定长度，所述按压弹簧的轴向特定长度与可使内齿圈旋转驱动的工作轴负载的预设值相对应。

说明书附图

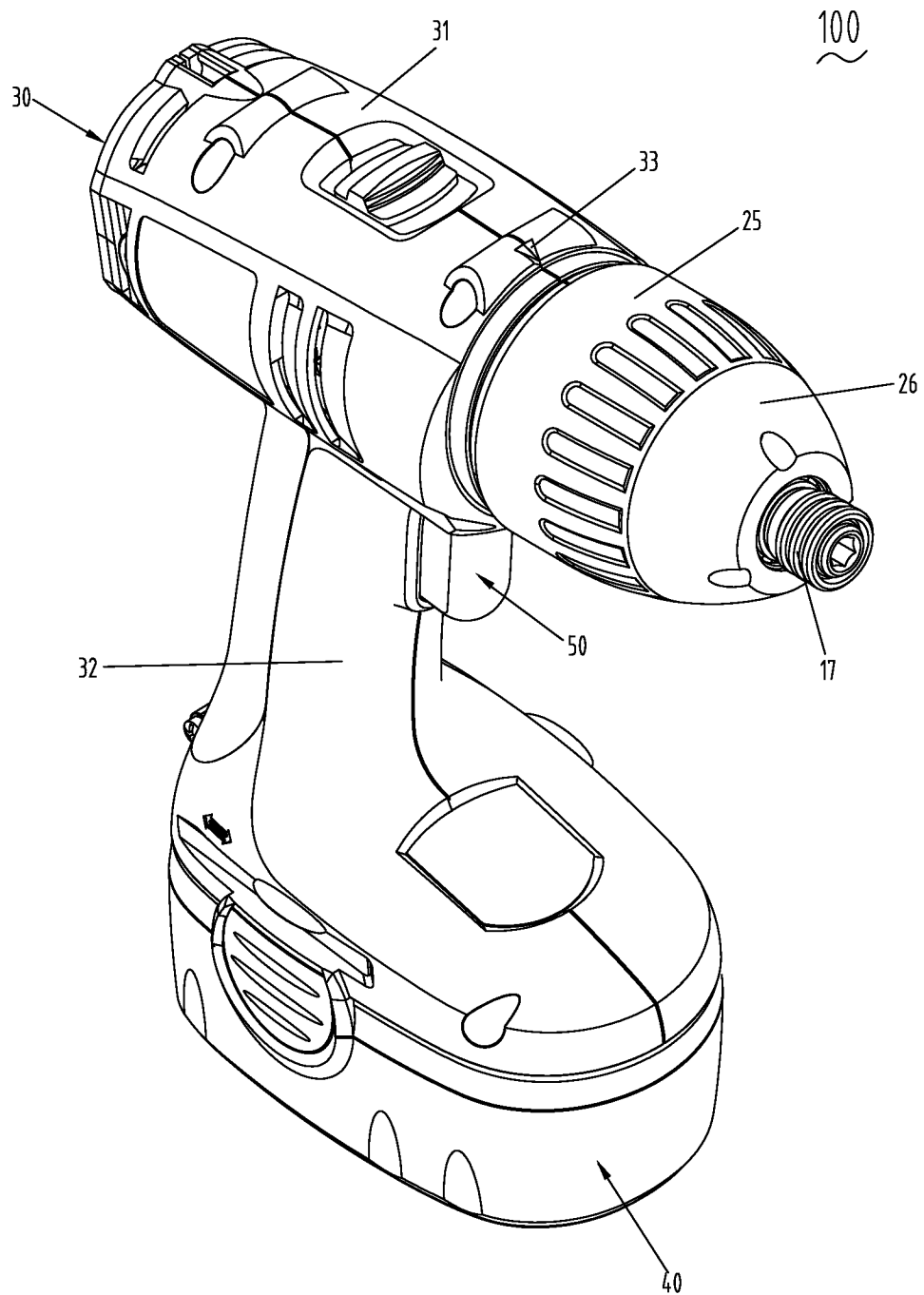


图 1

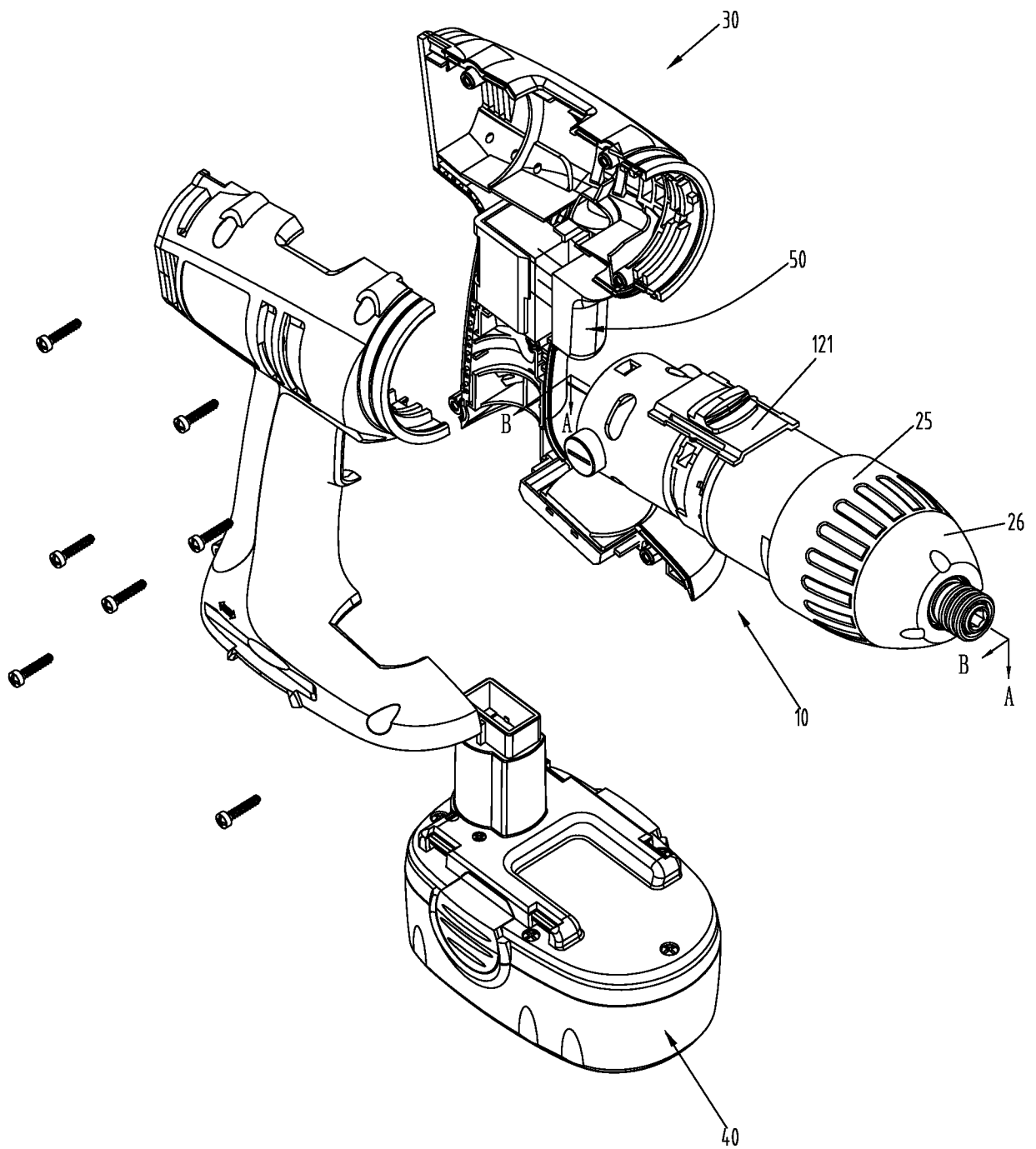


图 2

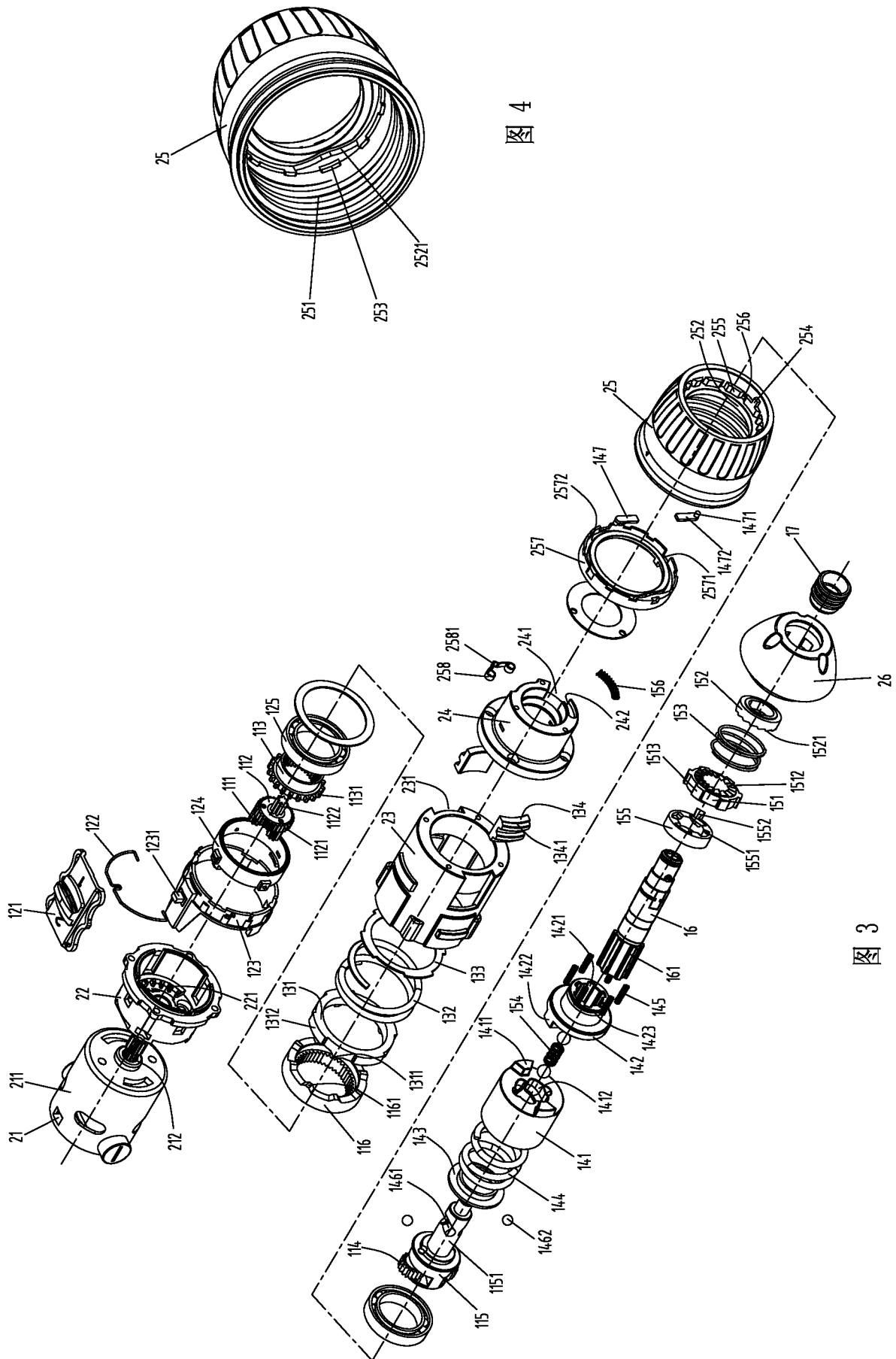


图 4

图 3

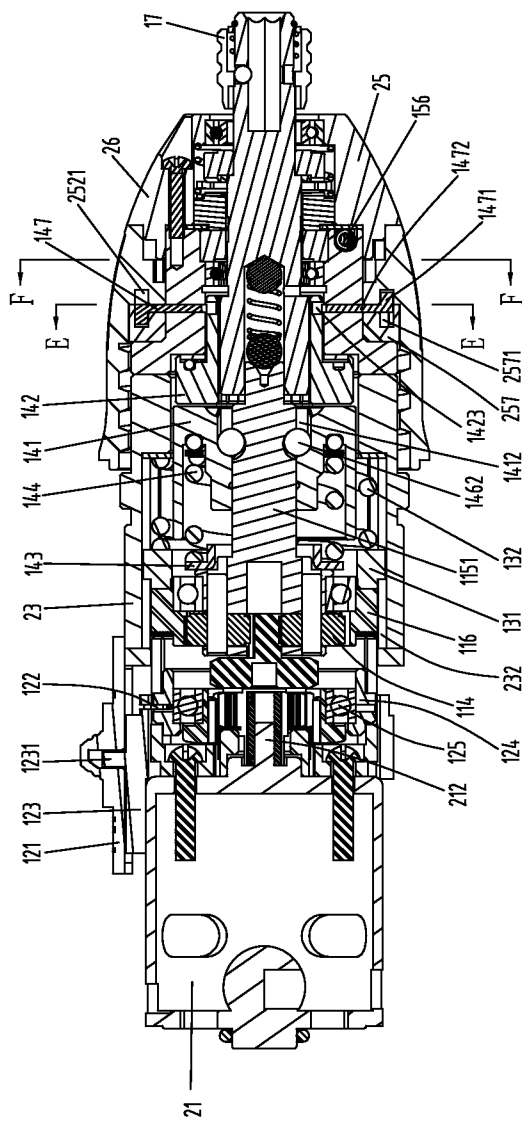


图 5a

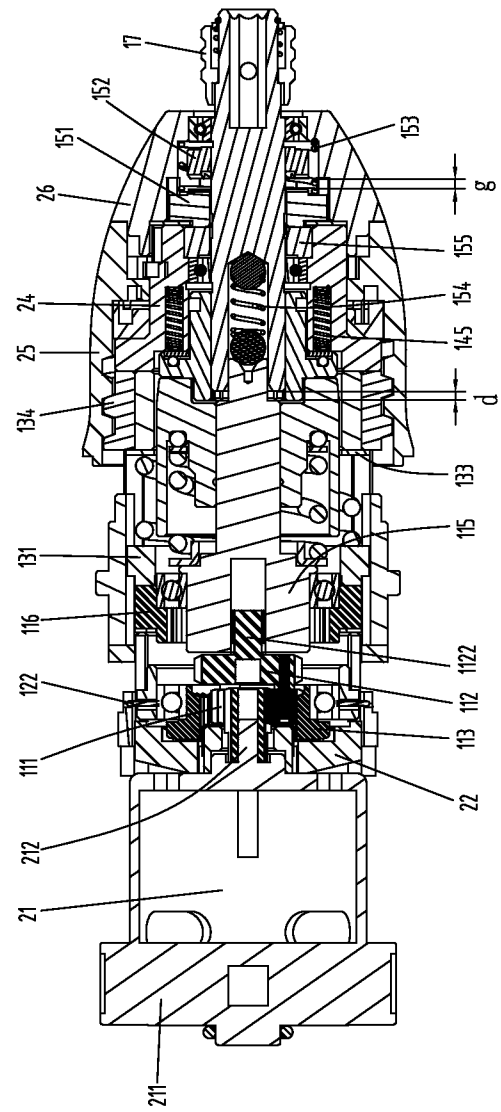


图 5b

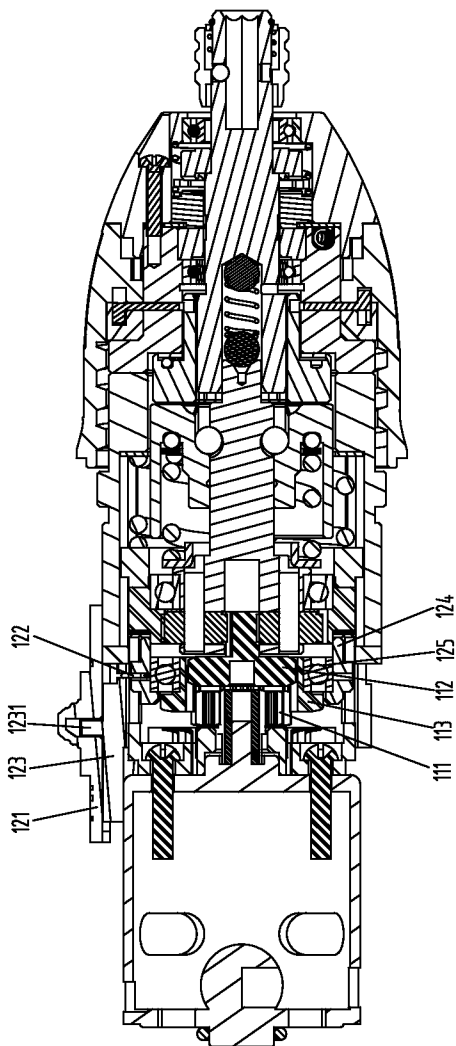


图 5c

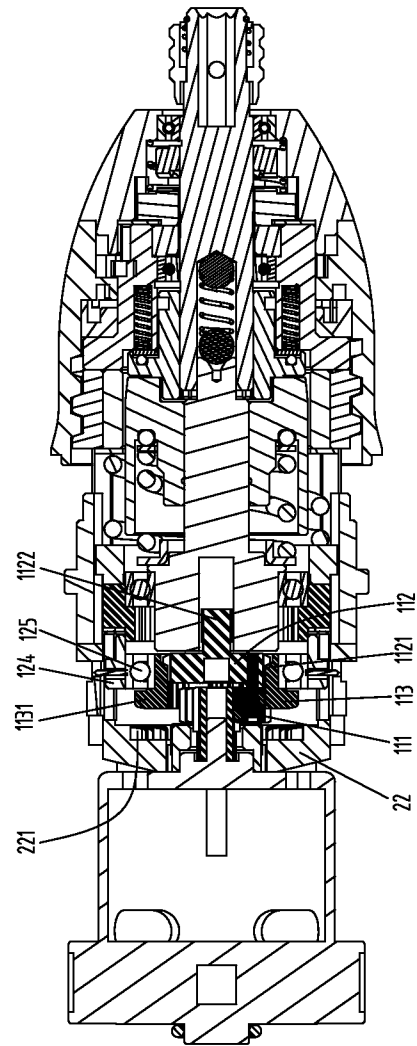


图 5d

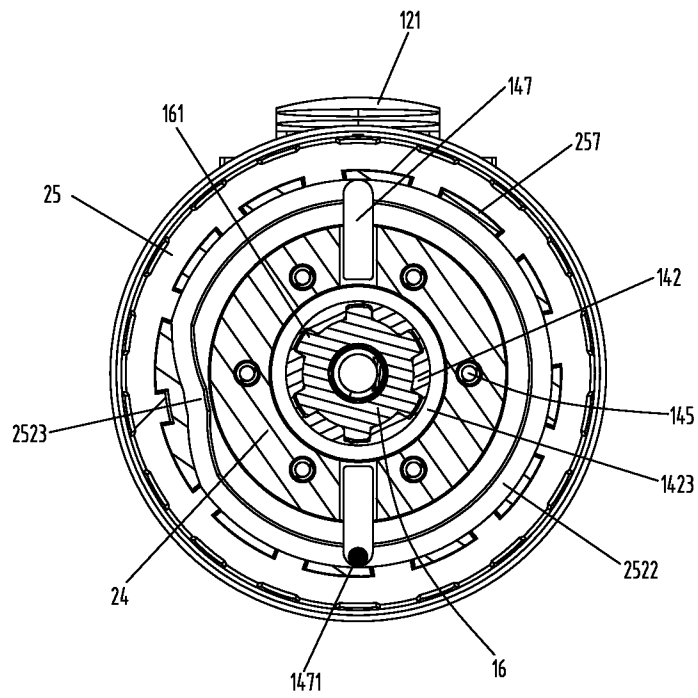


图 5e

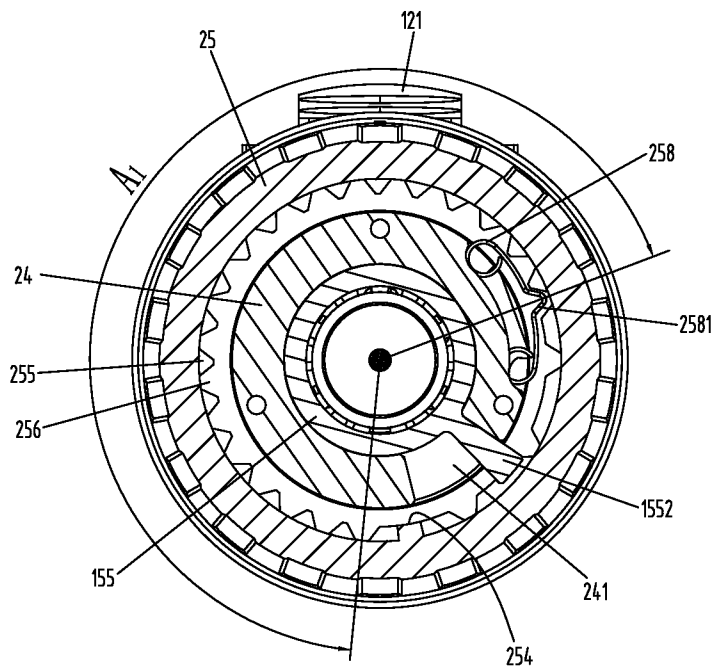


图 5f

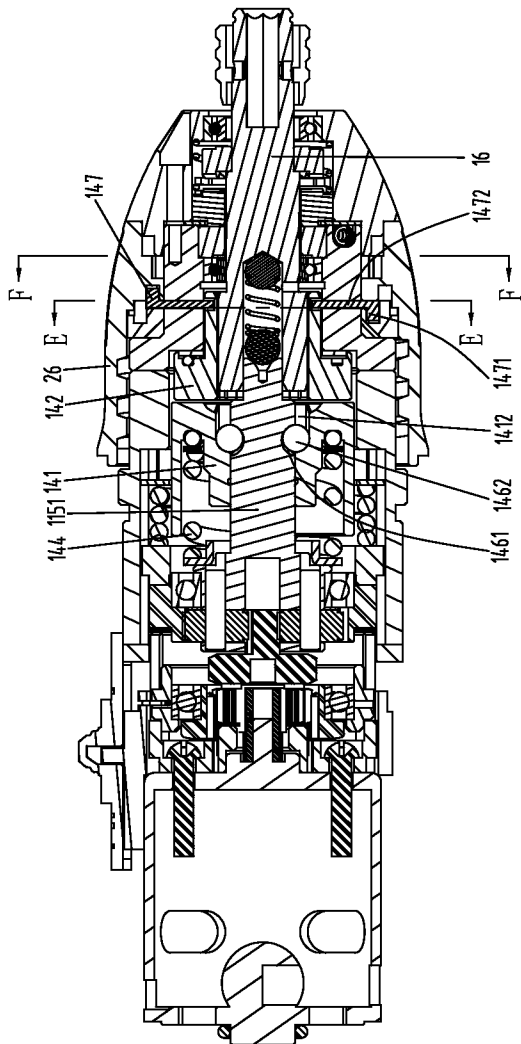


图 6a

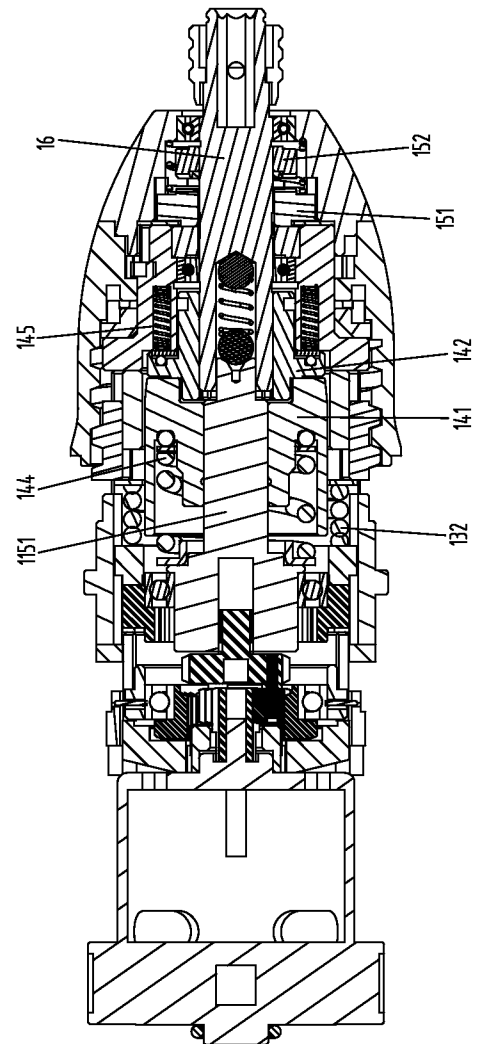


图 6b

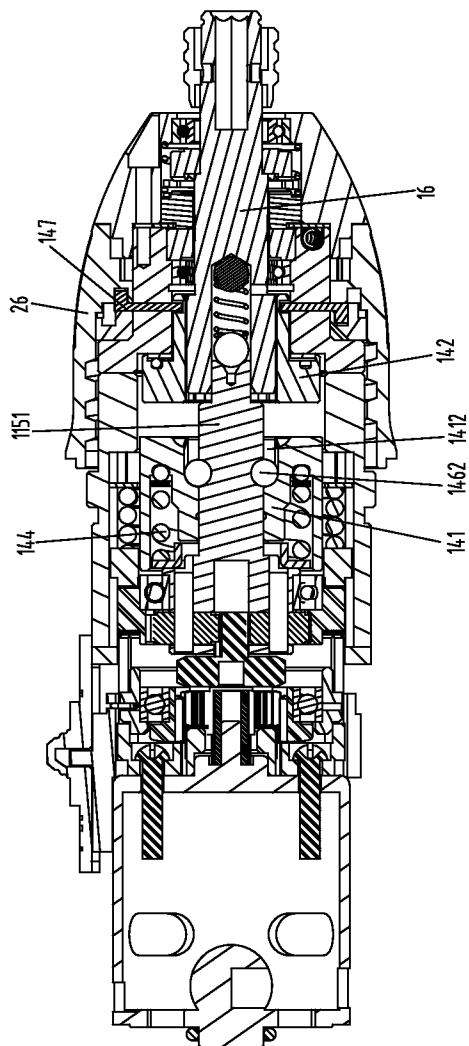


图 6c

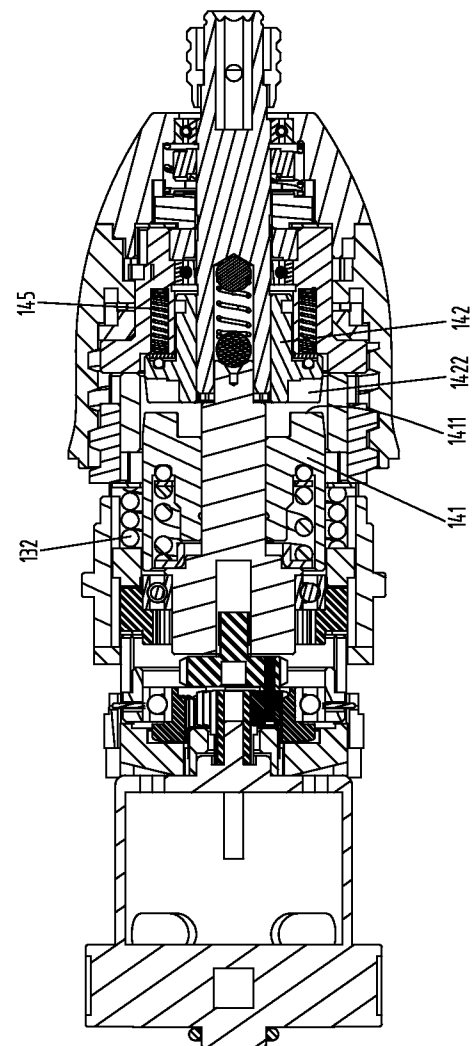


图 6d

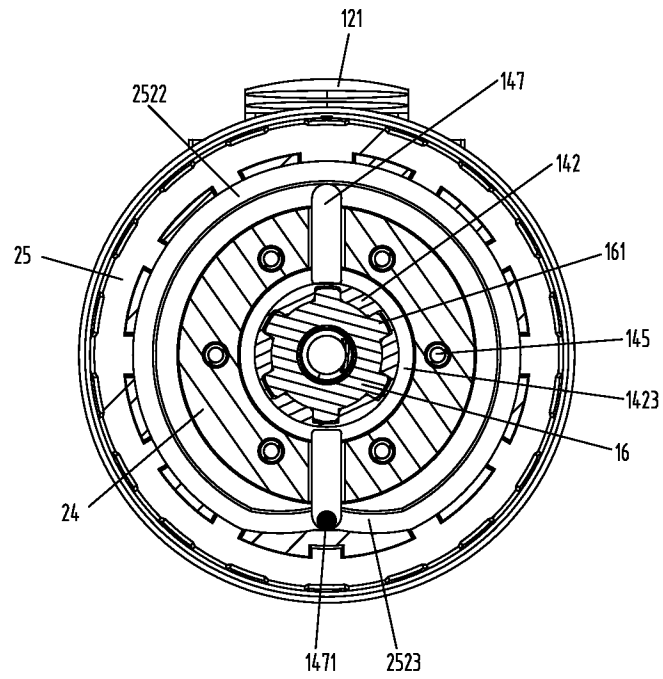
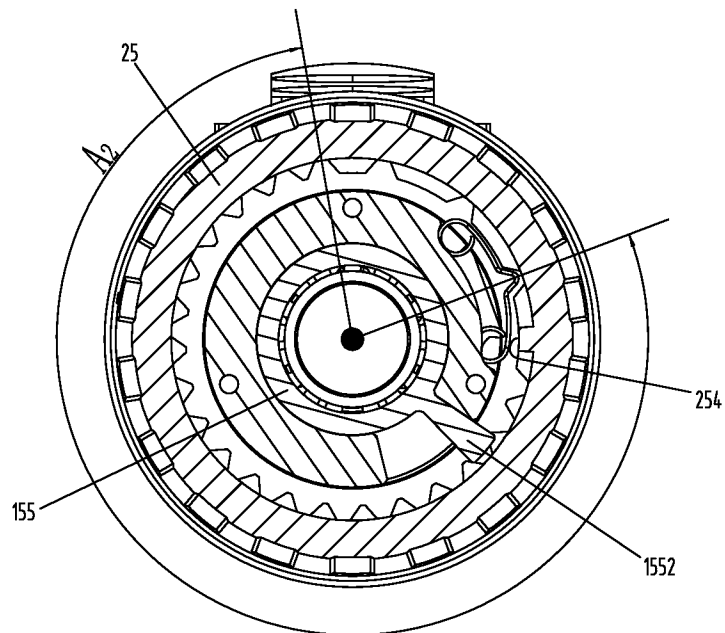


图 6e



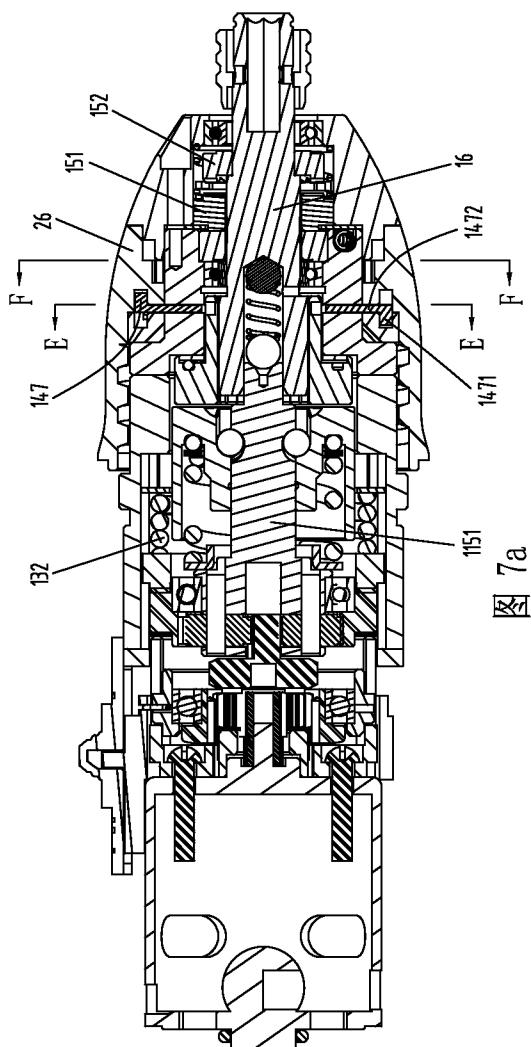


图 7a

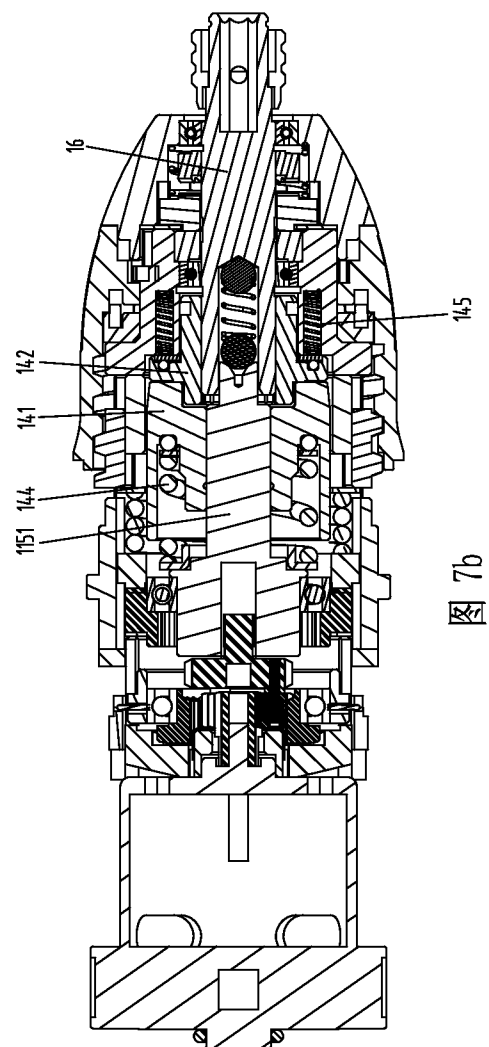


图 7b

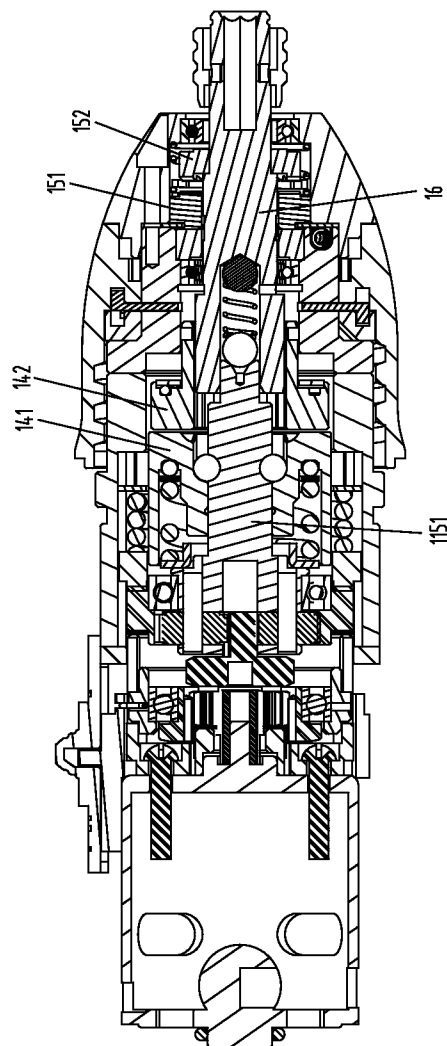


图 7c

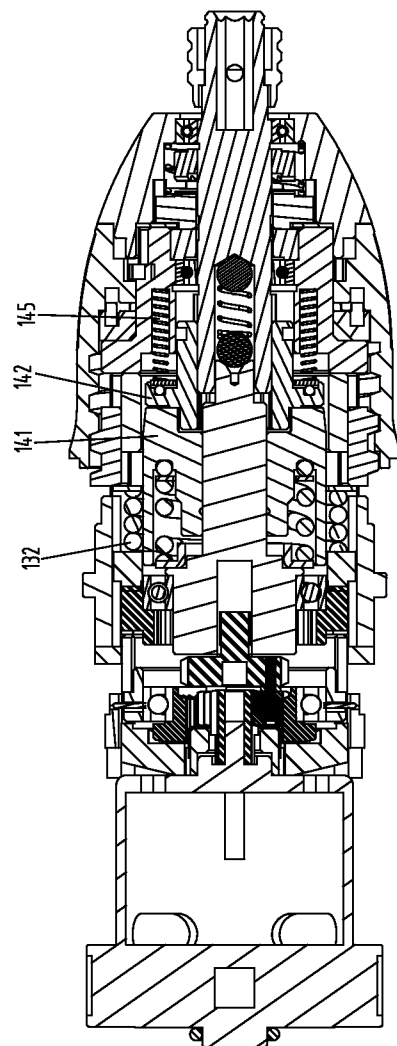


图 7d

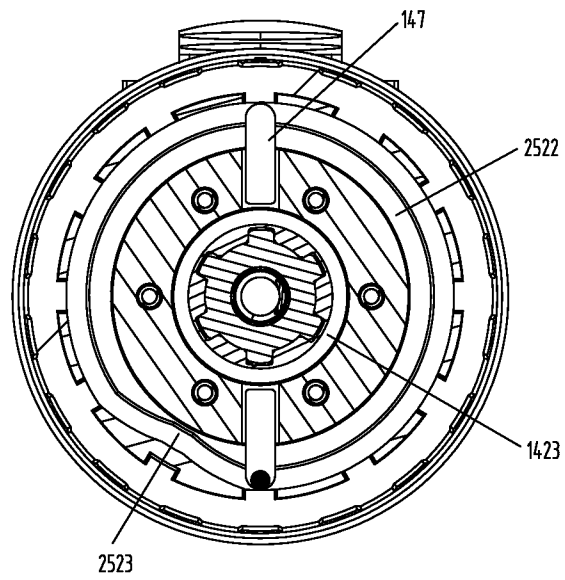


图 7e

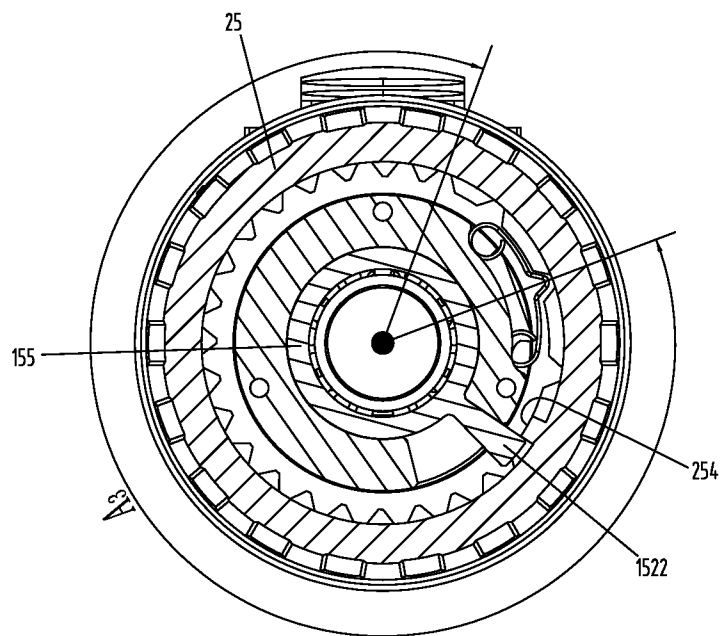


图 7f

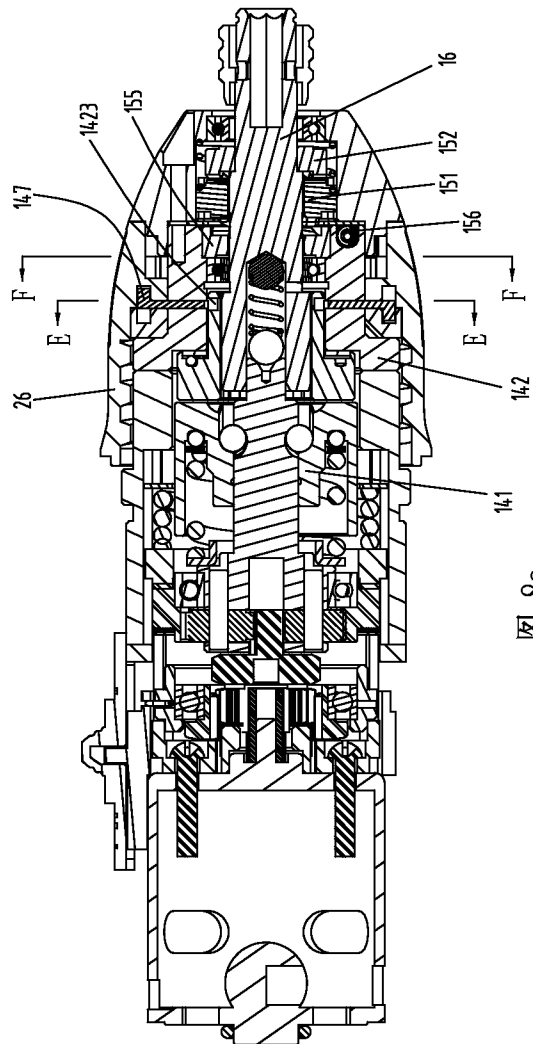


图 8a

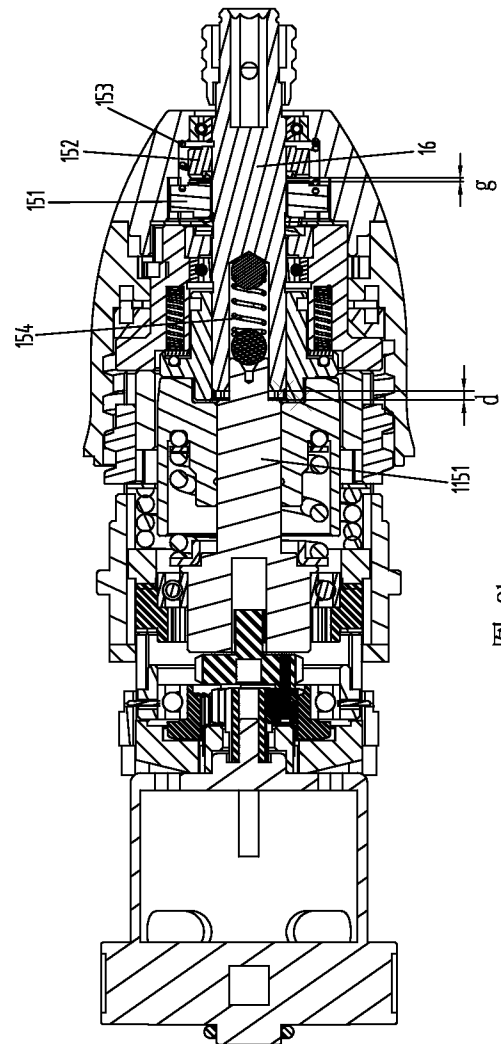


图 8b

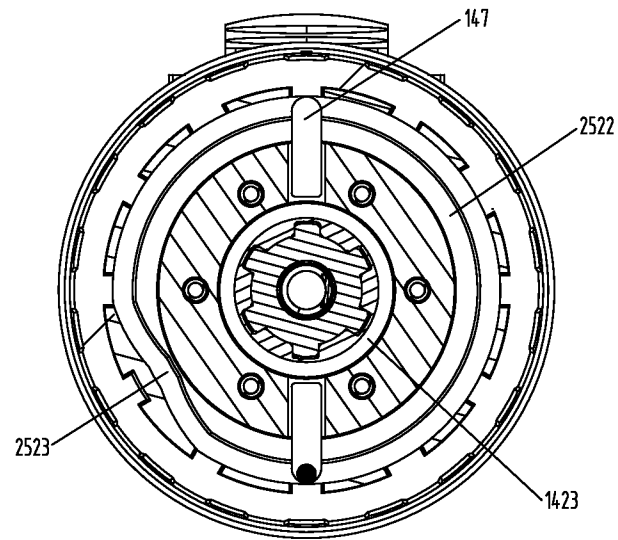


图 8c

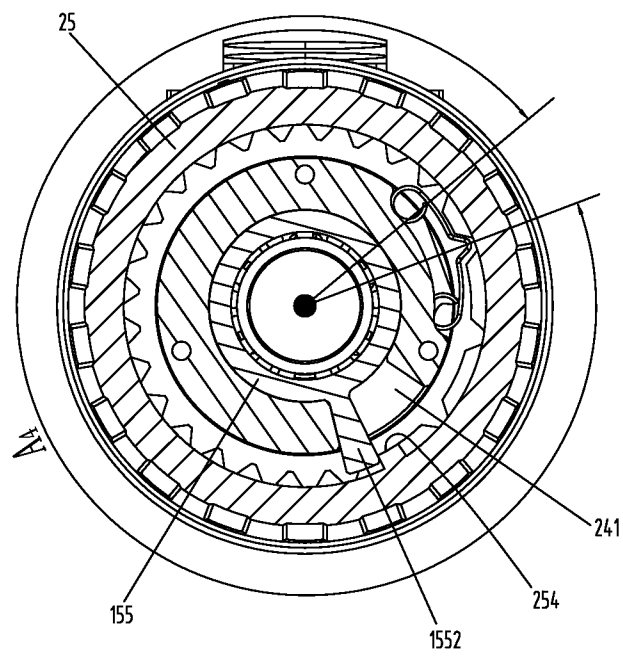


图 8d

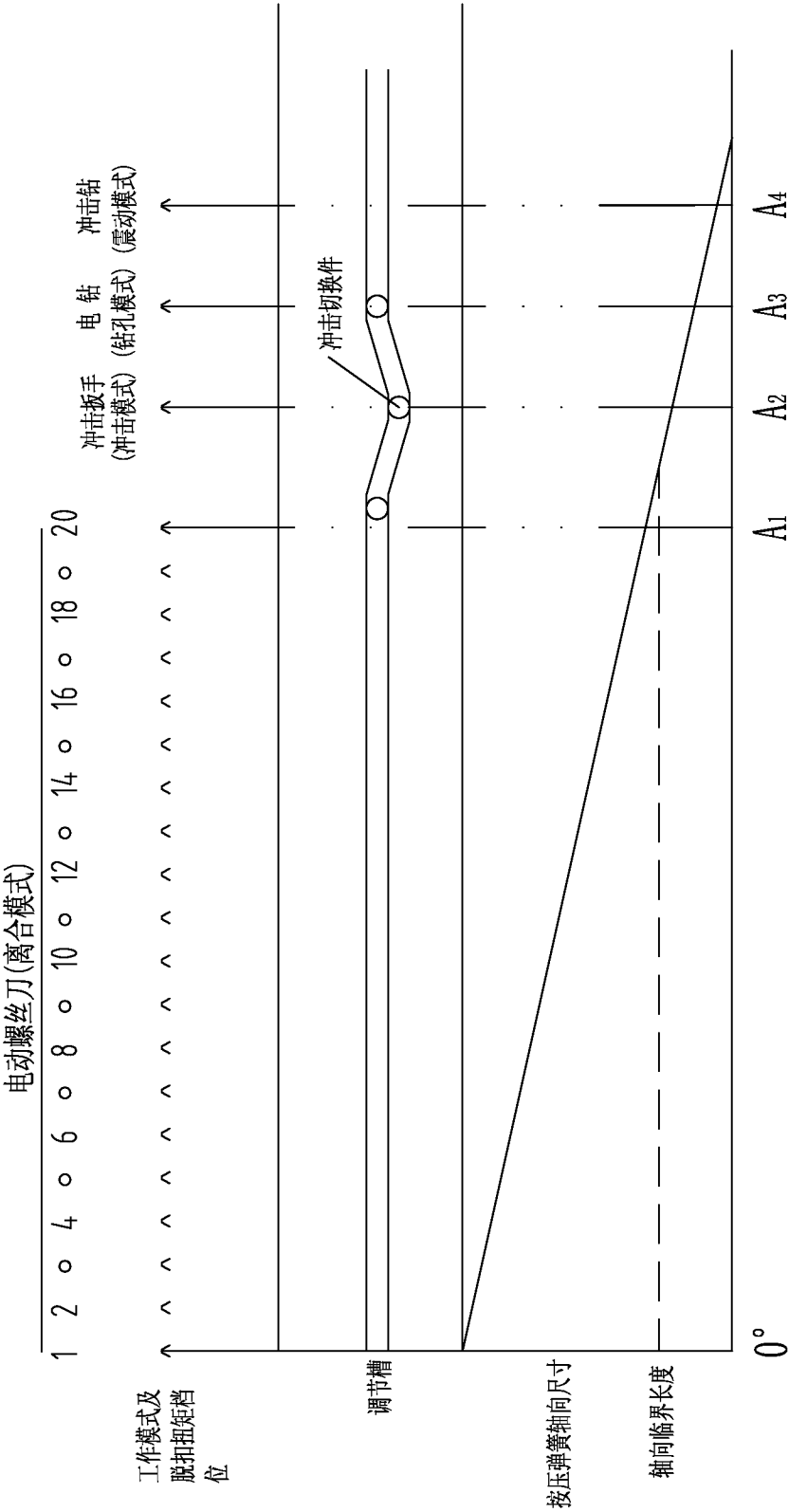


图 9

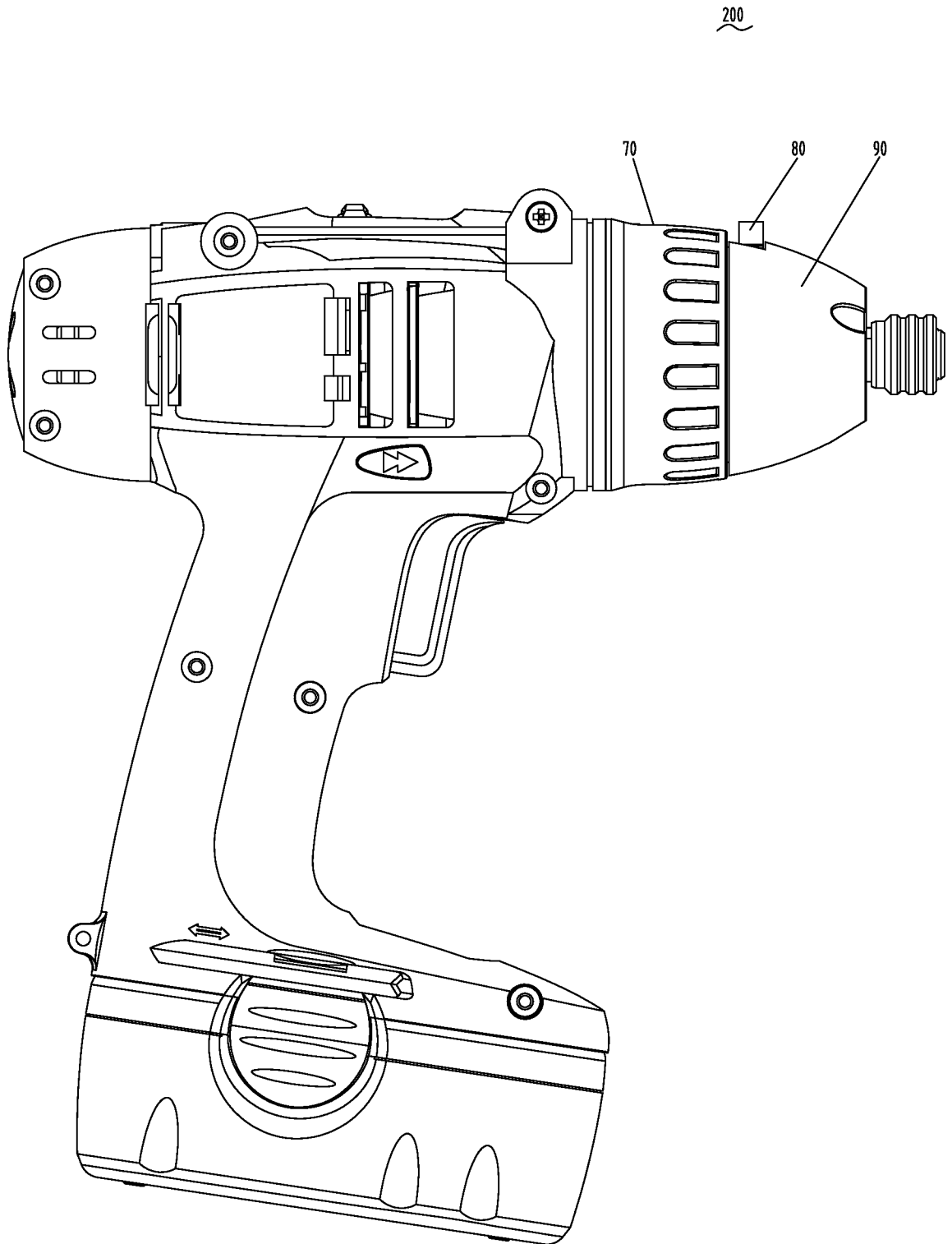


图10

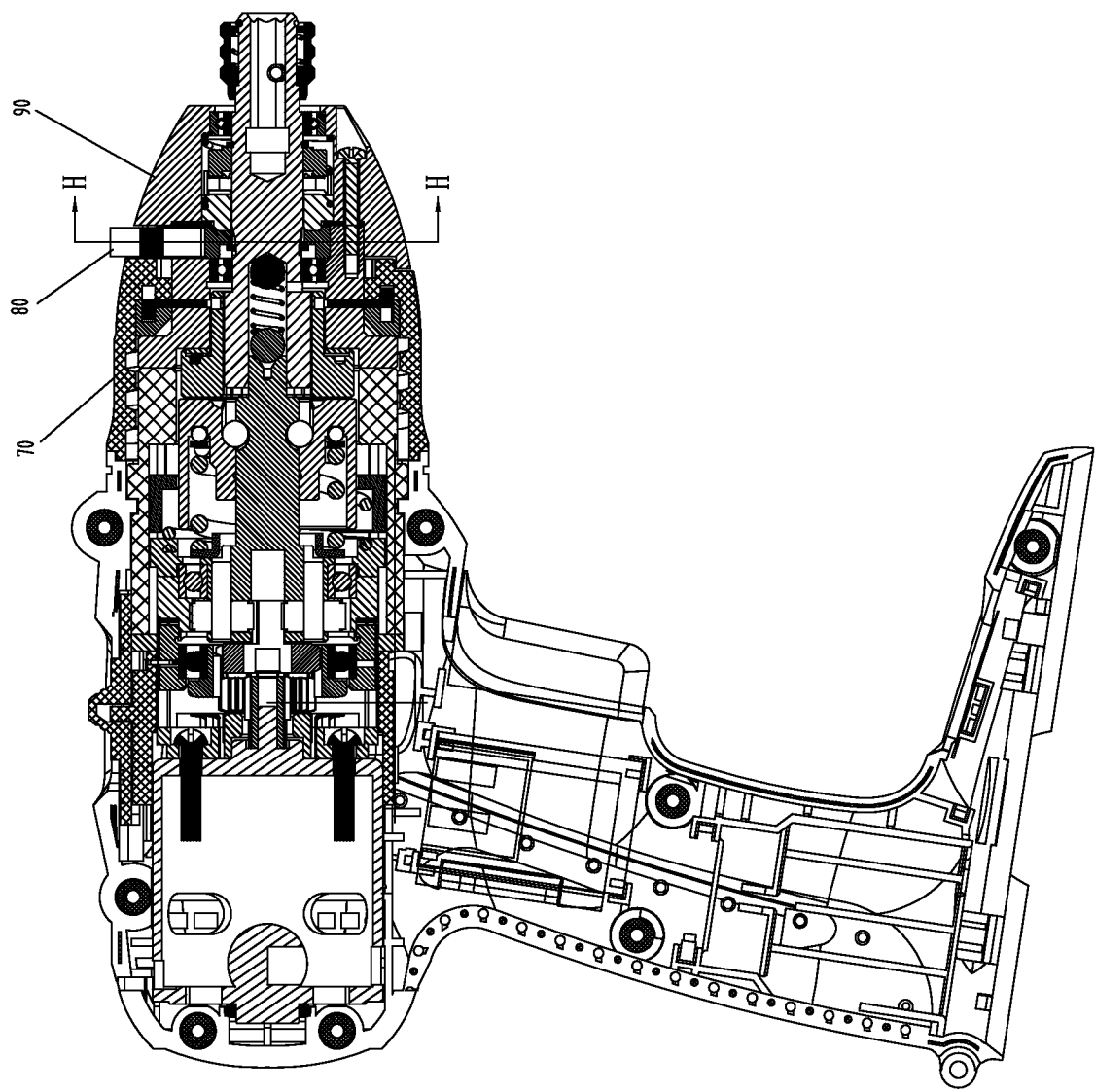


图11a

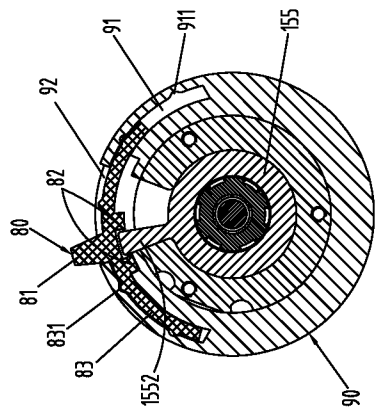


图11b

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2008/071589

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

See extra sheet

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)

IPC: B25F; B25B21/-; B23B45/-; B25D

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)

EPODOC, WPI, PAJ, CNPAT, CNKI: power, electric, tool, impact, clutch, switch, percussion, mode

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CN1765590A(MAKITA CORP) 3 May. 2006 (03.05.2006)see the whole document	1-67
A	US2005199404A1(MAKITA CORP) 15 Sep. 2005 (15.09.2005) see the whole document	1-67
A	EP1050381A2(MATSUSHITA ELECTRIC WORKS LTD) 8 Nov. 2000 (08.11.2000) see the whole document	1-67
A	CN1836847A(TECHTRONIC IND CO LTD) 27 Sep. 2006 (27.09.2006) see the whole document	1-67
PX	CN201077063Y(POSITEC POWER TOOLS SUZHOU CO LTD) 25 Jun. 2008 (25.06.2008) see claims 1-54	1-54

☐ 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

21 Sep. 2008(21.09.2008)

Date of mailing of the international search report

30 Oct. 2008 (30.10.2008)

Name and mailing address of the ISA/CN

The State Intellectual Property Office, the P.R.China
6 Xitucheng Rd., Jimen Bridge, Haidian District, Beijing, China
100088

Facsimile No. 86-10-62019451

Authorized officer

Song, Yiqun

Telephone No. (86-10)62085461

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2008/071589

Box No. II Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 2 of first sheet)

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1. ☐ Claims Nos.:
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:
2. ☐ Claims Nos.:
because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:
3. ☐ Claims Nos.:
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Box No. III Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 3 of first sheet)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

Claims 1-33, claims 34-50, claims 51-54 and claims 55-67.

These four groups of claims don't contain the same or corresponding special technical features and the concrete contents can be found at PCT/ISA/237 Box No.V.

1. ☐ As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2. ☒ As all searchable claims could be searched without effort justifying an additional fees, this Authority did not invite payment of any additional fee.
3. ☐ As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:
4. ☐ No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

- Remark on protest**
- ☐ The additional search fees were accompanied by the applicant's protest and, where applicable, the payment of a protest fee.
- ☐ The additional search fees were accompanied by the applicant's protest but the applicable protest fee was not paid within the time limit specified in the invitation.
- ☐ No protest accompanied the payment of additional search fees.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2008/071589

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
CN1765590A	03.05.2006	EP1652630A2	03.05.2006
		EP1652630B1	27.02.2008
		EP20050022802	19.10.2005
		US2006090913A1	04.05.2006
		US7308948B2	18.12.2007
		US2008035360A1	14.02.2008
		US2008041602A1	21.02.2008
		DE602005004980E	10.04.2008
		EP1716978A	02.11.2006
		EP20060016661	19.10.2005
		JP2006123080A	18.05.2006
		JP2006123081A	18.05.2006
		CN100354074C	12.12.2007
		EP1574294A2	14.09.2005
US2005199404A1	15.09.2005	EP20050005051	08.03.2005
		JP2005288682A	20.10.2005
		US7124839B2	24.10.2006
		EP20000109320	28.04.2000
EP1050381A2	08.11.2000	JP2000317854A	21.11.2000
		JP3911905B2	09.05.2007
		US6457535B1	01.10.2002
		US2006213675A1	28.09.2006
CN1836847A	27.09.2006	EP1707322A1	04.10.2006
		EP20050028632	29.12.2005
		US2007068693A	29.03.2007
		US2007084614A	19.04.2007
		JP2006263914A	05.10.2006
		CA2535284A1	24.09.2006
		AU2005246979A1	12.10.2006
CN201077063Y	25.06.2008	None	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2008/071589

Continuation of second sheet: According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B25F3/00(2006.01)i
B25B21/00(2006.01)i
B25B21/02(2006.01)i
B25D16/00(2006.01)i
B23B45/00(2006.01)i

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2008/071589

A. 主题的分类

参见附加页

按照国际专利分类表(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)

IPC: B25F; B25B21/-; B23B45/-; B25D

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))

EPODOC,WPI,PAJ,CNPAT,CNKI: 动力工具, 电动工具, 冲击, 离合, 切换, 震动, 模式
power, electric, tool, impact, clutch, switch, percussion, mode

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
A	CN1765590A(株式会社牧田)3.5 月 2006(03.05.2006)参见全文	1-67
A	US2005199404A1(MAKITA CORP)15.9 月 2005(15.09.2005)参见全文	1-67
A	EP1050381A2(MATSUSHITA ELECTRIC WORKS LTD)8.11 月 2000(08.11.2000)参见全文	1-67
A	CN1836847A(创科实业有限公司)27.9 月 2006(27.09.2006)参见全文	1-67
PX	CN201077063Y(苏州宝时得电动工具有限公司) 25.6 月 2008(25.06.2008) 参见权利要求 1-54	1-54

☐ 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

“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

21.9 月 2008(21.09.2008)

国际检索报告邮寄日期

30.10 月 2008 (30.10.2008)

中华人民共和国国家知识产权局(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

宋轶群

电话号码: (86-10) 62085461

第II 栏 关于某些权利要求不能作为检索主题的意见(接第 1 页第 2 项)

按条约 17(2)(a)对某些权利要求未作国际检索报告的理由如下:

1. ☐ 权利要求:

因为它们涉及到不要求本国际检索单位进行检索的主题, 即:

2. ☐ 权利要求:

因为它们涉及到国际申请中不符合规定的要求的部分, 以致不能进行任何有意义的国际检索,
具体地说:

3. ☐ 权利要求:

因为它们是从属权利要求, 并且没有按照细则 6.4(a)第 2 句和第 3 句的要求撰写。

第III 栏 关于缺乏发明单一性时的意见(接第 1 页第 3 项)

本国际检索单位在该国际申请中发现多项发明, 即:

权利要求 1-33, 权利要求 34-50, 权利要求 51-54 以及权利要求 55-67。

以上 4 组权利要求之间没有包含相同或相应的特定技术特征, 具体情况参见 PCT/ISA/237 第 V 栏。

1. ☐ 由于申请人按时缴纳了被要求缴纳的全部附加检索费, 本国际检索报告针对全部可作检索的权利要求。

2. ☒ 由于无需付出有理由要求附加费的劳动即能对全部可检索的权利要求进行检索, 本国际检索单位未通知缴纳任何附加费。

3. ☐ 由于申请人仅按时缴纳了部分被要求缴纳的附加检索费, 本国际检索报告仅涉及已缴费的那些权利要求。
具体地说, 是权利要求:

4. ☐ 申请人未按时缴纳被要求的附加检索费。因此, 本国际检索报告仅涉及权利要求中首次提及的发明;
包含该发明的权利要求是:

关于异议的说明: ☐ 申请人缴纳了附加检索费, 同时提交了异议书, 缴纳了异议费。

☐ 申请人缴纳了附加检索费, 同时提交了异议书, 但未缴纳异议费。

☐ 缴纳附加检索费时未提交异议书。

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2008/071589

检索报告中引用的 专利文件	公布日期	同族专利	公布日期
CN1765590A	03.05.2006	EP1652630A2	03.05.2006
		EP1652630B1	27.02.2008
		EP20050022802	19.10.2005
		US2006090913A1	04.05.2006
		US7308948B2	18.12.2007
		US2008035360A1	14.02.2008
		US2008041602A1	21.02.2008
		DE602005004980E	10.04.2008
		EP1716978A	02.11.2006
		EP20060016661	19.10.2005
		JP2006123080A	18.05.2006
		JP2006123081A	18.05.2006
		CN100354074C	12.12.2007
		EP1574294A2	14.09.2005
US2005199404A1	15.09.2005	EP20050005051	08.03.2005
		JP2005288682A	20.10.2005
		US7124839B2	24.10.2006
		EP20000109320	28.04.2000
EP1050381A2	08.11.2000	JP2000317854A	21.11.2000
		JP3911905B2	09.05.2007
		US6457535B1	01.10.2002
CN1836847A	27.09.2006	US2006213675A1	28.09.2006
		EP1707322A1	04.10.2006
		EP20050028632	29.12.2005
		US2007068693A	29.03.2007
		US2007084614A	19.04.2007
		JP2006263914A	05.10.2006
		CA2535284A1	24.09.2006
		AU2005246979A1	12.10.2006
CN201077063Y	25.06.2008	无	

续第 2 页：按照国际专利分类表(IPC)或者同时按照国家分类和 IPC 两种分类

B25F3/00(2006.01)i

B25B21/00(2006.01)i

B25B21/02(2006.01)i

B25D16/00(2006.01)i

B23B45/00(2006.01)i