(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
2012 年 1 月 26 日 (26.01.2012)

PCT

(10) 国际公布号
WO 2012/010093 A1

(51) 国际专利分类号:
B25F 5/00 (2006.01) *B25B 21/00* (2006.01)
B25F 3/00 (2006.01) *F16H 3/44* (2006.01)
B23B 45/02 (2006.01)

(21) 国际申请号: PCT/CN2011/077395

(22) 国际申请日: 2011 年 7 月 20 日 (20.07.2011)

(25) 申请语言: 中文

(26) 公布语言: 中文

(30) 优先权:
201010239504.0 2010 年 7 月 20 日 (20.07.2010) CN
201010239512.5 2010 年 7 月 20 日 (20.07.2010) CN
201010239521.4 2010 年 7 月 20 日 (20.07.2010) CN
201010239529.0 2010 年 7 月 20 日 (20.07.2010) CN
201010239517.8 2010 年 7 月 20 日 (20.07.2010) 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]; 中国江苏省苏州市工业园区东旺路 18 号, Jiangsu 215123 (CN)。

(72) 发明人; 及

(75) 发明人/申请人 (仅对美国): **李成道 (LI, Chengdao)** [CN/CN]; 中国江苏省苏州市工业园区东旺路 18 号, Jiangsu 215123 (CN)。 **纪明波 (JI, Mingbo)** [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: **上海翼胜专利商标事务所（普通合伙） (SHANGHAI ESSEN PATENT & TREADMARK AGENCY)**; 中国上海市普陀区中山北路 1958 号华源世界广场 27 楼 2726-2728 室, Shanghai 200063 (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, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, 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, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。

(84) 指定国 (除另有指明，要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, 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,

[见续页]

(54) **Title**: POWER TOOL

(54) **发明名称** : 动力工具

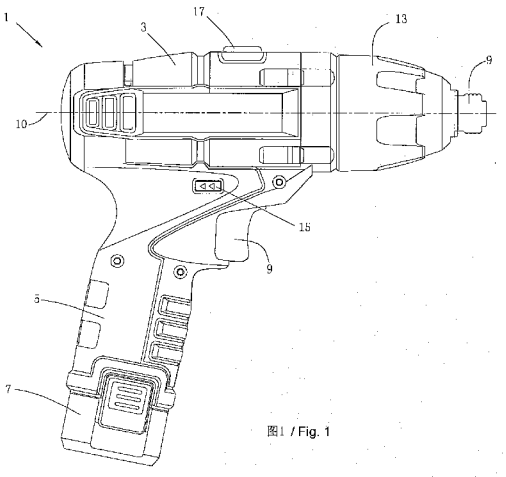


图1 / Fig. 1

(57) **Abstract**: A power tool (1), comprising: a casing (3); a motor (21) located inside the casing (3) and having an output shaft providing a rotation output; a planetary gear reduction system comprising a sun gear (45), a planet gear engaged with the output gear of the sun gear (45), an inner gear ring encircling the planet gear and having in an axial direction a first position where the inner gear ring is engaged with both the sun gear and the planet gear and a second position where the inner gear ring is engaged with the planet gear but away from the sun gear. The invention further comprises a moving end gear (77) with which the inner gear ring is engaged at the second position so as to allow the two to circumferentially lock with each other; and an optional rotation stopper which locks the circumferential rotating motion of the moving end gear (77). In the power tool, the arrangement and adjustment of the inner gear ring is simplified by the presence of a moving end gear that cooperates with the inner gear ring.

[见续页]

WO 2012/010093 A1

CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

根据细则 4.17 的声明:

— 关于申请人有权申请并被授予专利(细则 4.17(ii))

— 关于申请人有权要求在先申请的优先权(细则 4.17(iii))

— 发明人资格(细则 4.17(iv))

本国际公布:

— 包括国际检索报告(条约第 21 条(3))。

— 包括经修改的权利要求及声明(条约第 19 条(1))。

(57) 摘要:

一种动力工具（1），包括：壳体（3）；马达（21），位于壳体（3）中，具有提供旋转输出的输出轴；行星齿轮减速系统，该行星齿轮减速系统包括太阳轮（45），啮合于太阳轮（45）的输出齿轮的行星轮，环绕该行星轮的内齿圈，该内齿圈具有轴向上的第一位置和第二位置，在该第一位置内齿圈同时啮合该太阳轮和该行星轮，在第二位置内齿圈啮合该行星轮，脱离该太阳轮，还包括动端齿（77），该内齿圈位于第二位置时与该动端齿（77）啮合以在周向上相互锁定；以及可选的锁定动端齿（77）的周向旋转运动的止转件。该动力工具通过设置和内齿圈相配合的动端齿，简化了内齿圈的设置和调节。

说 明 书

动力工具

技术领域

本发明涉及一种动力工具，尤其是一种具有速度切换功能的内齿圈的动力工具。

背景技术

在现有的枪钻类动力工具中，通常包括电钻、电动螺丝批、冲击钻、冲击扳手等。

电动螺丝批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。动凸轮安装在输出轴中间部位，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、静齿轮传递到输出轴。输出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。

冲击扳手主要是用于紧固螺栓。其具有主动冲击块，被动冲击块等，主动冲击块由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，被动冲击块设在工作轴上并旋转驱动工作轴，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

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。目前，许多钻类电动工具还可以对输出转速进行调节以适应不同的工作状况。

钻类电动工具通常还具有行星齿轮减速系统，用于将电机直接输出的数万转的高转速降低到适合进行钻工作的较低的转速。行星齿轮减速系统通常包括行星架，行星齿轮，太阳轮，内齿圈等，它们之间组合多次降低电机速度。在钻类电动工具中，3 级减速的行星齿轮比较常见，因为设置 3 级减速系统时，每一级减速的减速比可以较低，且由于元件数目和空间较大，给功能转换，速度切换等功能留下的设计空间较多，对制造设计来说比较容易。

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。因此，钻类电动工具开始集成化，市面上已经存在同时具有螺丝批功能，钻进功能，高低速切换功能的多动钻。

美国专利 US 6,142,242（下称专利‘242 专利）揭示了一种可选择实现电钻、电动螺丝刀、和冲击钻的动力工具。该电动工具具有一个功能切换元件，通过旋转该元件到不同的圆周位置，可相应实现电钻、电动螺丝刀、和冲击钻的功能。其中，在实现电动螺丝刀和其他功能切换的机构中，机壳内设有轴向延伸的限制块，其可抵住离合器从动件而使离合器主动件无法被旋转驱动，功能切换元件内设置有可与该限制块轴向配合的凸块。当实现电钻或冲击钻功能时，功能切换元件内的凸块与限制块配合而使限制块抵住离合器从动件；当实现电动螺丝刀功能时，功能切换元件内的凸块与限制块脱离配合，从而使离合器主动件可被旋转驱动而实现离合器功能。美国专利 US 6,457,535 B1（下称专利‘535 专利）揭示了类似的离合切换结构，通过在机壳外部旋转操作功能切换元件来轴向移动机壳内部的离合功能限制元件，从而来选择实现电动螺丝刀功能。

目前，许多钻类电动工具还可以对输出转速进行调节以适应不同的工作状况。如美国专利 US 7,044,882 B2（下称专利‘882 专利）所示的，通过旋转操作设置在机壳上的速度调节钮来实现高速和低速的调节。美国专利 US 7,124,839 B2（下称专利‘839 专利）所示的多功能电动工具进一步揭示了通过一个共同的按钮来实现速度调节和功能切换。其中，在实现电钻功能时通过沿机壳的轴向移动按钮来进行高、低速的调节，并且在高速时，通过在机壳的圆周表面旋转调节共同按钮，可实现各功能之间的切换。然而，‘839 专利中虽然通过一共同按钮来实现速度的调节和功能的切换，但速度调节时按钮的调节方向和功能切换时按钮的调节方向不同，这样给操作带来不便。

目前的多功能钻还存在许多不足之处。

例如，螺丝批功能的切换和高低速功能的切换均涉及到内齿圈的状态变化，进行高低速切换时，往往需要内齿圈轴向移动以改变其和行星齿轮太阳轮的啮合关系，在进行螺丝批功能的切换时，往往需要锁定或允许内齿圈的旋转。现有技术需要两个不同的内齿圈分别执行上述的两种功能切换，而两个内齿圈意味着元件数量的难以进一步减少，和功能转换机构设置困难。然而，目前钻类电动工具的速度切换和螺丝批功能切换彼此独立的设置，结构复杂，占用空间较大。

又如，目前冲击扳手的切换结构结构复杂，这导致在钻进功能下旋转传递不够稳定。

又如，动力工具朝着小型化，多功能方向发展，但 3 级减速的行星齿轮减速系统占用空间较多，影响了整机的大小。而如果两级减速的行星齿轮系统后，每一级的减速比较低，元件的转速相应加快，又会导致了寿命降低和整机的不稳定，功能转换等功能设计变得困难。

发明内容

本发明的目的是：提供一种具有简化的，易于调节的功能转换系统的动力工具。

为实现上述目的，本发明的技术方案是：一种动力工具，包括：壳体；马达，位于壳体中，具有提供旋转输出的输出轴；行星齿轮减速系统，所速行星齿轮减速系统包括太阳轮，啮合于太阳轮的输出齿轮的行星轮，环绕所述行星轮的内齿圈，所述内齿圈具有轴向上的第一位置和第二位置，在所述第一位置内齿圈同时啮合所述太阳轮和所述行星轮，在第二位置内齿圈啮合所述行星轮，

脱离所述太阳轮，所述动力工具还还包括动端齿，所述内齿圈位于第二位置时与所述动端齿啮合以在周向上相互锁定；以及可选的锁定动端齿的周向旋转运动的止转件。

进一步的，包括邻接所述动端齿，轴向可移动的静端齿，以及朝向所述动端齿的方向压迫静端齿的弹性件，所述静端齿和动端齿相抵靠的端面上各自设有相配的端齿。

进一步的，包括扭力罩，螺纹配接于扭力罩内的螺旋罩，所述弹性件为连接于所述螺旋罩的扭力弹簧，所述扭力罩可调节所述螺旋罩轴向移动以调节所述扭力弹簧的压缩量。

进一步的，包括功能切换钮，所述功能切换钮带动所述止转件移动以可选的位于第一位置和第二位置，在所述第一位置止转件锁定动端齿的周向旋转运动，在第二位置止转件允许动端齿的周向旋转运动。

进一步的，所述动端齿的一个端面上设有周向分布的多个键槽，所述止转件可轴向移动以可选的位于第一位置和第二位置。在所述第一位置止转件的末端卡合所述键槽，在所述第二位置止转件的末端脱离所述键槽。

进一步的，包括切换环，其上设有螺丝批切换槽，所述止转件上设有位于所述螺丝批切换槽中的销，所述功能切换钮带动所述切换环转动以带动所述销轴向移动，使止转件在第一位置和第二位置间轴向移动。

进一步的，所述功能切换钮带动所述内齿圈轴向移动以可选的位于第一位置和第二位置。

进一步的，在内齿圈的第二位置，所述动端齿和所述内齿圈通过花键结构啮合。

与现有技术相比，本发明的动力工具通过设置和内齿圈相配合的动端齿，简化了内齿圈的设置和调节。

本发明的另一目的是：提供一种具有结合的速度和螺丝批切换机构的动力工具。

为实现上述目的，本发明的技术方案是：一种动力工具，包括：壳体；马达，位于壳体中，具有提供旋转输出的输出轴；行星齿轮减速系统，将所述输出轴的旋转输出进行减速后旋转输出；动力输出系统，包括被行星齿轮减速系统驱动旋转的主轴；功能切换机构，可选择的设定动力工具处于高速钻功能，低速钻功能，螺丝批功能，所述动力工具还包括速度和螺丝批切换组件，所述

速度和螺丝批切换组件包括：内齿圈，所述内齿圈可被功能切换机构带动轴向移动以调节行星齿轮减速系统的输出转速；动端齿，可相对旋转锁定的连接内齿圈；静端齿，压迫所述动端齿；所述功能切换机构连接止转件，带动止转件在限制动端齿旋转的位置和脱离动端齿的位置间移动。

进一步的，高速钻功能下，所述内齿圈位于轴向上的第一位置，在所述第一位置内齿圈同时啮合所述太阳轮和所述行星轮，所述止转件位于脱离动端齿的位置；低速钻功能下，所述内齿圈位于轴向上的第二位置，在所述第二位置内齿圈啮合所述行星轮，脱离所述太阳轮；螺丝批功能下，所述内齿圈位于轴向上的第二位置，所述止转件位于限制动端齿旋转的位置。

进一步的，所述功能切换机构包括安装于壳体上的功能切换钮和设于壳体内的切换环,所述切换环上设有阶梯状的速度切换槽和阶梯状的螺丝批切换槽，所述速度切换槽内安装有速度切换件，速度切换件可在速度切换槽内滑动并带动内齿圈轴向移动；所述螺丝批切换槽内安装所述止转件，所述止转件可在螺丝批切换槽内滑动以在限制动端齿旋转的位置和脱离动端齿的位置间轴向移动。

进一步的，所述内齿圈和所述动端齿上分别设有相配的花键以旋转锁定的彼此连接。

进一步的，所述动端齿上设有键槽，所述止转件末端可嵌入所述键槽以锁定动端齿的旋转运动。

进一步的，所述动端齿和所述静端齿的相对的端面上分别设有相配的齿，止转件位于脱离动端齿的位置时，当主轴上的扭矩达到预定值后所述动端齿和静端齿相对旋转。

进一步的，包括扭力罩，扭力罩和静端齿之间设有弹性件，扭力罩可调节所述弹性件的压缩量。

进一步的，动力输出系统包括冲击机构，包括由主轴旋转驱动的主动冲击块，可与主动冲击块啮合而被旋转驱动的被动冲击块，连接于所述被动冲击块，由被动冲击块带动旋转的工作轴，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，功能切换机构还连接冲击扳手切换机构，可选择允许或锁止所述冲击机构，进而可选的设定动力工具处于冲击扳手功能。

进一步的，所述冲击切换机构包括离合件，所述离合件被所述功能切换机构带动以可选择的建立或切断从主轴到主动冲击块的刚性旋转传递连接，所述离合件旋转锁定的连接主轴，所述离合件和所述主动冲击块相对可轴向移动，其上各自设有相互形配的互锁元件以可选择的旋转锁定的彼此连接。

进一步的，所述行星齿轮减速系统包括固定连接主轴以输出旋转运动的行星架，所述离合件通过滑槽滑轨配合可滑移的安装在主轴或行星架上。

进一步的，所述切换环上设有阶梯状的冲击扳手切换槽，所述切换槽内安装有冲击扳手切换件，所述冲击扳手切换件连接离合件，可在冲击扳手切换槽内移动以带动离合件轴向移动。

与现有技术相比，本发明的动力工具具有结合的速度和螺丝批切换机构，减少了元件数量，节省了内部空间。

本发明的另一目的是：提供一种可以寿命长，运作稳定的具有两级行星齿轮减速系统的动力工具。

为实现上述目的，本发明提供了一种动力工具，包括：壳体；马达，具有输出旋转运动的马达输出轴，马达输出轴末端为齿轮；行星齿轮减速系统，所速行星齿轮减速系统包括沿马达输出轴轴向依次布置的两级减速机构，所述第一级减速机构布置在轴向上靠近马达的一侧，第二级减速机构布置在轴向上靠近主轴的一侧；所述第一级减速机构包括：第一行星架；复数个第一级行星齿轮，所述第一级行星齿轮沿第一行星架周向均匀布置，与马达输出轴啮合；第一内齿圈，包围所述第一级行星齿轮，其内齿和第一级行星齿轮啮合；太阳轮，跟随第一行星架转动，具有太阳轮输出轴；第二级减速机构包括：第二级行星架；第二级行星齿轮，安装于第二级行星架上，与所述太阳轮输出轴啮合；第二内齿圈，包围所述第二级行星齿轮，其内齿和第二级行星齿轮啮合主轴；夹头，所述第一级行星齿轮的齿数大于马达输出轴的齿轮的齿数。

进一步的，所述马达输出轴包括沿轴向布置的轴座和输出齿轮，所述轴座长度大于所述输出齿轮长度,所述第一行星架相应的包括基座和行星轮架部分，所述基座套装于所述轴座上。

进一步的，所述基座和所述轴座之间设置有支撑。

进一步的，所述第一内齿圈相对机壳固定设置。

进一步的，所述第一内齿圈可在轴向上的第一位置和第二位置之间移动，在所述第一位置，第一内齿圈周向固定，与第一行星架不啮合；在所述第二位

置，第一内齿圈同时啮合第一级行星齿轮和太阳轮，周向上可运动。

进一步的，所述第二内齿圈相对机壳固定设置。

进一步的，所述第二内齿圈可在轴向上的第一位置和第二位置之间移动，在所述第一位置，第二内齿圈同时啮合第二级行星齿轮和太阳轮，周向上可运动；在所述第二位置，第二内齿圈周向固定，与第一行星架不啮合。

进一步的，第一级行星齿轮的齿数和电机输出轴齿轮的比值大于 2。

与现有技术相比，本发明的动力工具通过增加了第一级行星轮的齿数，和设置较大的齿轮转动支撑，提高了行星齿轮系统的稳定性。

本发明的目的是：提供一种动力工具，其具有一功能切换钮钮，能够在冲击扳手功能和其他功能之间进行切换，同时也可进行速度调节，从而提高了操作的简便性。

为实现上述目的，本发明的技术方案是：一种动力工具，包括：壳体；马达，位于壳体中，具有提供旋转输出的输出轴；行星齿轮减速系统，将所述输出轴的旋转输出进行减速后旋转输出；动力输出系统，将行星齿轮减速系统的旋转输出传递到工作头；功能切换钮，至少部分容纳于壳体中，所述功能切换钮移动以选择动力工具的冲击扳手功能、高速钻功能、低速钻功能、螺丝批功能的其中之一。

进一步的，所述功能切换钮具有沿壳体周向依次排列的第一位置，第二位置，第三位置和第四位置，所述功能切换钮可从第一位置依次移动到第四位置，或从第四位置依次移动到第一位置，功能切换钮位于第一位置时动力工具处于冲击扳手功能，所述功能切换钮位于第二位置动力工具处于高速钻功能，所述功能切换钮位于第三位置动力工具处于低速钻功能，所述功能切换钮位于第四位置动力工具处于螺丝批功能。

进一步的，所述功能切换钮可选择的位于第一位置，第二位置，第三位置和第四位置，功能切换钮位于第一位置时动力工具处于冲击扳手功能，所述功能切换钮位于第二位置动力工具处于高速钻功能，所述功能切换钮位于第三位置动力工具处于低速钻功能，所述功能切换钮位于第四位置动力工具处于螺丝批功能，所述第一位置、第二位置、第三位置和第四位置位于壳体的同一圆周线上，其向水平面的投影成直线。

进一步的，所速行星齿轮减速系统包括内齿圈，所述内齿圈在使行星齿轮减速系统输出高转速的第一位置和使行星齿轮减速系统输出低转速的第二位置

之间可移动；所述动力输出系统包括离合件，所述离合件在限制冲击扳手功能的第一位置和允许冲击扳手功能的第二位置之间可移动；所述功能切换钮连接止转件，所述止转件在限制螺丝批功能的第一位置和允许螺丝批功能的第二位置之间可移动；所述功能切换钮还连接内齿圈和离合件，以可操作的选择动力工具的冲击扳手功能、高速钻功能、低速钻功能和螺丝批功能。

进一步的，处于冲击扳手功能时，所述离合件位于第二位置；处于高速钻功能时，所述内齿圈位于第一位置，离合件位于第一位置；处于低速钻功能时，所述内齿圈位于第二位置，离合件位于第一位置，止转件位于第一位置；处于螺丝批功能时，所述内齿圈位于第二位置，离合件位于第一位置，止转件位于第二位置。

进一步的，处于冲击扳手功能时，所述内齿圈位于第一位置，螺丝批功能位于第一位置；处于高速钻功能时，所述螺丝批位于第一位置。

进一步的，所述行星齿轮减速系统包括太阳轮和啮合于太阳轮的输出齿轮的行星轮，所述内齿圈在所述第一位置内齿圈同时啮合所述太阳轮和所述行星轮以输出高转速，在第二位置内齿圈啮合所述行星轮，脱离所述太阳轮以输出低转速。

进一步的，所述动力输出系统包括主轴，通过 V 形槽滚球机构装配于主轴上的主动冲击块，所述离合件连接主轴，相对于主轴可轴向移动而不可相对转动，所述离合件在所述第一位置卡接所述主动冲击块以将主轴的旋转直接输出至主动冲击块，所述离合件在所述第二位置脱离所述主动冲击块。

进一步的，还包括动端齿，所述内齿圈位于第二位置时与所述动端齿啮合以在周向上相互锁定，所述止转件可选的锁定动端齿的周向旋转运动。

进一步的，所述动端齿的一个端面上设有周向分布的多个键槽，所述止转件在所述第一位置止转件的末端卡合所述键槽，在所述第二位置止转件的末端脱离所述键槽。

附图说明

下面结合附图对本发明作进一步说明。

图 1 是本发明具体实施例的多功能钻主视图

图 2 是本发明具体实施例的多功能钻俯视图。

图 3 是本发明具体实施例的多功能钻的主视方向的剖视图。

图 4 是本发明具体实施例的多功能钻的俯视方向的剖视图。

图 5 是本发明具体实施例的多功能钻的分解示意图。

图 6 是本发明具体实施例的多功能钻的齿轮箱立体图。

图 7 是本发明具体实施例的多功能钻的第二内齿圈立体图。

图 8 是本发明具体实施例的多功能钻关于冲击扳手切换部分机构立体图。

图 9 是本发明具体实施例的多功能钻关于螺丝批切换部分机构立体图。

图 10 是本发明具体实施例的多功能钻的冲击扳手功能的切换环示意图。

图 11 是本发明具体实施例的多功能钻的冲击扳手功能的俯视剖视图。

图 12 是本发明具体实施例的多功能钻的高速钻功能的切换环示意图。

图 13 是本发明具体实施例的多功能钻的高速钻功能的俯视剖视图。

图 14 是本发明具体实施例的多功能钻的低速钻功能的切换环示意图。

图 15 是本发明具体实施例的多功能钻的低速钻功能的俯视剖视图。

图 16 是本发明具体实施例的多功能钻的螺丝批功能的切换环示意图。

图 17 是本发明具体实施例的多功能钻的螺丝批功能的主视剖视图。

1 多功能钻
3 壳体
5 手柄
7 电池包
9 夹头
10 轴线
11 开关
13 扭力罩
15 换向钮
17 功能切换钮
171 切换弹簧
173 顶柱
19 切换窗
21 电机
23 内输出轴
25 外输出轴
251 支架
253 轴套
255 垫片
27 轴座
29 输出齿轮
31 齿轮箱
33 前壳
35 后壳
37 中盖
39 轴承
41 第一行星架
411 基座
413 行星轮支轴
43 第一行星轮
45 太阳轮
47 第二行星架
473 滑轨
49 第二行星轮
51 第一内齿圈
53 第二内齿圈
531 花键
533 环槽
61 主轴
63 主动冲击块
631 内 V 形槽
633 第一端齿
635 离合槽
65 冲击弹簧
611 外 V 形槽
67 滚球
69 被动冲击块
691 工作轴
693 第二端齿
695 收容槽
70 轴承
71 螺旋罩
711 突柱
73 扭力弹簧

75 静端齿
751 立柱
753 端齿
77 动端齿
771 键槽
773 端齿
775 内花键
81 切换环
811 冲击扳手切换槽
813 速度切换槽
815 螺丝批切换槽
83 冲击扳手切换件
85 速度切换件
87 螺丝批切换件
871 弹簧
89 离合件
891 环槽
893 滑块
895 离合块

具体实施方式

图 1 至图 17 所示的是本发明的动力工具的一种具体实施方式,该动力工具具体为一种多功能钻 1。多功能钻 1 具有冲击扳手功能，高速钻功能，低速钻功能，螺丝批功能，其中高速钻功能和低速钻功能也可以统称为钻进功能。

如图 1 所示，多功能钻 1 类似于手枪形，包括基本呈筒形的壳体 3，与壳体 3 成一定角度布置的手柄 5，和可拆卸的设置于手柄 5 底部的电池包 7。壳体 3 具有纵向轴线 10。

壳体 3 的前端设有用于夹持工作头的夹头 9，用于在该多功能钻 1 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，在实现高速钻功能或低速钻功能时夹持麻花钻。夹头 9 外侧设有扭力罩 13，扭力罩 13 可以绕轴线 10 转动以调节处于螺丝批功能的多功能钻 1 的最大输出扭矩。手柄 5 的上端部分设有用于打开和关闭多功能钻 1 的开关 11。手柄 5 和壳体 3 的交接部分还设有换向钮 15。多功能钻 1 具有两个换向钮 15，分别位于壳体的两侧。

参照图 1 和图 2，壳体 3 的顶部设有功能切换钮 17，功能切换钮 17 设置在位于在壳体 3 顶部并周向延伸的切换窗 19 中。切换窗 19 沿周向由一端到另一端依次布置有四个预设位置。功能切换钮 17 可以在该四个预设位置之间移动，依次将多功能钻 1 置于冲击扳手功能，高速钻功能，低速钻功能，螺丝批功能。切换窗 19 上或壳体 3 的对应位置上设有标志,以标示所述的四个预设位置和其对应的功能。

以下详细介绍多功能钻 1 的内部结构。

如图 3，以壳体 3 上夹头 9 所在的一端为前端，相对的另一端为后端。壳体 3 的后端收容有动力源，具体为一直流电机 21。电机 21 具有输出轴以输出旋转运动。在本具体实施例中，输出轴包括内输出轴 23 和外输出轴 25。内输

出轴 23 被电机 21 带动旋转，外输出轴 25 通过过盈配合套装在内输出轴 23 上，可被内输出轴 23 带动旋转。外输出轴 25 具有纵长延伸的前部和后部。外输出轴 25 包括轴座 27 和输出齿轮 29，轴座 27 位于外输出轴 25 的后部，套装于内输出轴 23 上；输出齿轮 29 位于外输出轴 25 的前部，用于通过齿轮结构将电机 21 的动力旋转输出给多功能钻 1 的减速系统。轴座 27 的长度和直径均大于输出齿轮 29。

输出轴伸入到齿轮箱 31 内，齿轮箱 31 的壳体包括前壳 33 和后壳 35，它们扣合形成收容空间，收容有行星齿轮减速系统和动力输出系统。

结合图 3，图 4，图 5，行星齿轮减速系统是一个两级减速系统，具体包括第一行星架 41，第一行星轮 43，太阳轮 45，第二行星架 47，第二行星轮 49，以及两个内齿圈，分别为第一内齿圈 51 和第二内齿圈 53。

第一行星架 41 包括圆柱形的基座 411 和周向均匀间隔的设置于基座端面上的复数个行星轮支轴 413。

基座 411 中心为通孔，基座 411 通过该通孔安装并被支撑于输出轴的轴座 27 上。基座 411 和轴座 27 之间还设有支撑系统，具体包括一个套在马达输出轴外的，台阶状的支架 251、一个设置在支架 251 和基座 411 的通孔内壁之间的轴套 253 和设置在基座 411 的后端和齿轮箱内壁底部之间的垫片 255。该支撑系统以使得第一行星架 41 可以相对于轴座 27 良好的旋转。需要注意的是，在本实施例中，第一行星架的基座 411 的大部分被支撑于轴座 27 上，且该轴座 27 的长度较长，即第一行星架 41 的被支撑部件有效支撑的长度较长，这使得第一行星架 41 可以稳定，长时间的高速旋转而不会明显的磨损或失效。

行星齿轮支轴 413 从基座 411 的前端伸出，每个行星齿轮支轴 413 上安装一个第一行星轮 43。本具体实施方式中行星齿轮支轴 413 和行星轮 43 的个数相对应的均为 3 个。第一行星轮 43 和输出齿轮 29 啮合，被其带动绕行星齿轮支轴 413 旋转。第一行星轮 43 同时和第一内齿圈 51 的内齿啮合。第一内齿圈 51 相对于齿轮箱 31 固定设置。

行星齿轮支轴 413 的末端伸出到第一行星轮 43 的前面。太阳轮 45 包括齿轮盘和齿轮轴。齿轮盘和齿轮轴的周面上均设有齿。齿轮盘上开有复数个孔，其位置及数量和行星齿轮支轴 413 的位置及数量对应，以将太阳轮 45 安装到行星齿轮支轴 413 的末端。齿轮轴周围环绕的布置有和齿轮轴啮合的复数个第二行星轮 49。第二行星轮 49 的具体数量为 5 个，一一套装在第二行星架 47 的对

应数量的行星轮支轴上。第二行星架 47 固定连接动力输出系统。

太阳轮 45 和第二行星轮 49 的径向上的外侧设有第二内齿圈 53。且太阳轮 45 和第二行星轮 49 的端齿均可以啮合于第二内齿圈 53 的内齿。第二内齿圈 53 在轴向上可相对于齿轮箱 31 前后移动，具有一个前位置和一个后位置。在前位置，第二内齿圈 53 和第二行星轮 49 啮合，而脱离太阳轮 45；且在前位置第二内齿圈 53 不能旋转，即周向上相对于齿轮箱固定。在后位置，第二内齿圈同时啮合第二行星轮 49 和太阳轮 45 的齿轮圈的端齿；且后位置第二内齿圈可绕轴线 10 旋转，即周向上相对于齿轮箱可运动。

下面详细介绍行星齿轮减速系统的减速过程。

参见 3，图 4，图 5，图 6，图 9，电机 21 的输出轴旋转，带动第一行星轮 43 绕行星轮支轴 413 自转，同时第一行星轮 43 沿着第一内齿圈 51 的环状的内齿爬行，绕轴线 10 公转。第一行星轮 43 的公转带动第一行星架 41 绕轴线 10 自转。太阳轮 45 通过三个行星轮支轴 413 与第一行星架 41 连接，因而与第一行星架 41 一起旋转。以上为行星齿轮减速系统的第一级减速过程。在该过程中，输出轴输出的高速旋转由第一行星轮 43 初步的降低，其减速比即为输出轴的输出齿轮 29 的齿数和第一行星轮 43 的齿数的反比，在本实施例中，输出齿轮 29 和第一行星轮 43 的齿数比为 7：18。为了达到较优的减速效果，该齿数比优选的应小于 1：2。设置较小的齿数比降低了第一行星轮 43 的转速，进一步提高了减速系统的稳定性，同时，设置了较长的轴座 27 不仅提高了支撑的稳定性，还使得第一行星轮 43 设置在齿轮箱 31 中较靠前的位置，靠前的位置较之齿轮箱的底部而言，径向上的空间较大，这也使得设置较大的第一行星轮 43，进而设置更多的齿，最终获得较小的齿数比成为可能。在该过程中，第一行星轮 43 绕轴线 10 公转，带动第一行星架 41 和太阳轮 45 旋转第二次降低了向动力输出系统的旋转输出转速。

旋转运动输出到太阳轮 45 后，依据第二内齿圈 53 的前后两个位置，对应有两种减速情形。当第二内齿圈 53 位于前位置时，第二内齿圈 53 可选的不旋转且脱离太阳轮，因而太阳轮 45 的齿轮轴带动第二行星轮 49 绕第二行星架 47 的行星轮支轴旋转，并在第二内齿圈 53 的内齿上爬行，绕轴线 10 公转，进而带动第二行星架 47 绕轴线 10 旋转，将旋转运动传递到动力输出系统。该过程形成了行星齿轮减速系统的第二级减速。当第二内齿圈 53 位于后位置时，第二内齿圈 53 可旋转且同时啮合太阳轮 45 的齿轮盘和第二行星轮 49。因此，太阳

轮 45 的旋转通过第二内齿圈 53 传递到第二行星轮 49 和第二行星架 47，第二级减速被取消。

综上，本实施例的行星齿轮减速系统可以输出两种不同的转速。然而，对该行星齿轮减速系统进行改进使之提供更多不同的转速输出是可能的。例如，将第一内齿圈 51 设置成具有和第二内齿圈 53 类似的前位置和后位置，使其可以可选的同时啮合第一行星轮 43 和太阳轮 45，或仅啮合第一行星轮 43，然后组合第一内齿圈 51 和第二内齿圈 53 的前后位置关系，即可以提供至少 3 种转速输出，其具体的设置和组合方式是本领域技术人员依据上述描述的思想而易于设计出的，在此不在赘述。

前壳 33 和后壳 35 的接合部分还设有中盖 37，中盖 37 将齿轮箱 31 分为前后两个部分，后部分主要容纳行星齿轮减速系统，前部分主要容纳动力输出系统。中盖 37 内环安装有轴承 39，轴承 39 支撑第二行星架 47。

以下详述本具体实施例的动力输出系统。

如图 3，图 4，图 5，图 7，图 8，如前所述的，第二行星轮 47 和动力输出系统固定连接，具体的，第二行星架 47 和主轴 61 通过过盈配合固定连接，主轴 61 始终跟随第二行星架 47 旋转。

动力输出系统包括一套设在主轴 61 上的主动冲击块 63、设于主动冲击块 63 和第二行星架 47 之间的冲击弹簧 65、以及位于主动冲击块 63 和主轴 61 接合处的滚球 V 形槽冲击机构，其中该冲击机构包括在主轴 61 表面凹陷形成的外 V 形槽 611，可在外 V 形槽 611 内滚动的滚球 67，在本实施方式中为钢球，和设于主动冲击块 63 内圈用于收容滚球 67 的内 V 形槽 631。主动冲击块 63 的前端面上径向对称凸设有一对第一端齿 633。在冲击弹簧 65 和主动冲击块 63 之间设有垫圈和垫片。主动冲击块 63 的前端还设有被动冲击块 69，被动冲击块 69 与主动冲击块 63 相对的后端面上径向对称的凸出设置有一对第二端齿 693。动力输出系统还包括延伸出齿轮箱 31 前端，连接于被动冲击块 69 的工作轴 691。工作轴 691 前端设有收容槽 695，可在实现不同功能时收容相应的工作头，并通过夹头 9 夹紧固持。夹头 9 套设在工作轴 691 前端。

本发明的多功能钻 1 还具有扭力控制系统，用于在螺丝批功能时可调节的设置动力输出系统的最大输出扭矩。以下详述扭力控制系统。

参见图 3，图 4，图 5，图 6，图 7，图 9，扭力控制系统包括扭力罩 13，螺旋罩 71，扭力弹簧 73，静端齿 75，动端齿 77。

扭力罩 13 设于夹头 9 的后方，齿轮箱 31 的前壳 33 的外侧。扭力罩 13 内通过螺纹配合连接有螺旋罩 71。螺旋罩 71 可被扭力罩 13 带动旋转并沿轴线 10 的轴向前后移动。螺旋罩 71 具有环状的壳体和在壳体上均匀布置轴向延伸的多个突柱 711，突柱 711 上安装有扭力弹簧 73。壳体通过槽和块的配合可轴向移动而不可转动的套装在前壳 33 上，突柱 711 和扭力弹簧 73 一一对应的至少部分的伸入前壳 33 上对应设置的多个轴向孔中。

中盖 37 上设有和前述的多个轴向孔对应的通孔。静端齿 75 位于齿轮箱 33 的后部分中，具有环状的壳体，壳体的前端设有和前述通孔对应的多个立柱 751，立柱 751 穿过中盖 37 的通孔，抵接突柱 711 上的扭力弹簧 73。壳体的后端设有多个端齿 753。由于立柱 751 穿过中盖 37 的通孔，静端齿 75 可以在一定范围内轴向移动，但不能旋转。静端齿 75 的后方设有动端齿 77。动端齿 77 具有环状的壳体，壳体的前端端面上设有和静端齿 75 的端齿 753 相配的端齿 773，壳体的后端设有键槽 771，壳体的内环面设有内花键 775。动端齿在走向上不可移动，在周向上可选的具有可旋转和不可旋转两种状态。

通过功能切换系统的调节，本实施例的多功钻 1 可选的具有冲击扳手功能，高速钻功能，低速钻功能，螺丝批功能。以下详述本实施例的功能切换系统。

参见图 3，图 4，图 5，图 6，功能切换系统主要包括功能切换钮 17，切换环 81，切换弹簧 171，顶柱 173，冲击扳手切换件 83，速度切换件 85，螺丝批切换件 87，离合件 89。

功能切换钮 17 包括位于切换窗 19 中的拨钮和伸入到壳体 3 中的半圆环形的壳体，功能切换钮 17 的壳体下设置有切换环 81，切换环 81 套装在后壳 35 上，并可被功能切换钮 17 带动相对于后壳 35 绕轴线 10 转动。切换环 81 的环面上具有一个缺口，切换弹簧 171 和顶柱 173 穿过该缺口设置在功能切换钮 17 和后壳 35 之间。后壳 35 上设有沿周向分布的四个凹陷处，该四个凹陷处和功能切换钮 17 的前述的四个预设位置对应，顶柱 173 停留于一凹陷处时，功能切换钮 17 停留于一相应的功能档位。即操作者可拨动功能切换钮 17 周向移动，通过顶柱 173 带动切换环 81 转动，在移动到凹陷处时，切换弹簧 171 压迫顶柱 173 进入凹陷处并倾向于停留于该凹陷处，操作者感知该弹性动作而知晓进入了一个功能档位，在需要改变功能时，操作者克服切换弹簧 171 的弹力带动顶柱 173 离开该凹陷处进入另一需要的凹陷处，并带动切换环 81 相应的转动。

切换环 81 上设有一对冲击扳手切换槽 811，一对速度切换槽 813 和一个螺

丝批切换槽 815。两个冲击扳手切换槽 811 沿周向平移 180 度可重合；两个速度切换槽 813 沿周向平移 180 度可重合。

冲击扳手切换槽 811 为曲折的具有阶梯的形状，由两段相互平行，在轴向上间隔开直槽和位于两段直槽之间的连接槽组成。该两端直槽垂直于轴线 10。冲击扳手切换件 83 壳体成条状，可轴向移动而不可转动。其一端上设有销，销位于冲击扳手切换槽 811 中，通过该销和槽的配合结构，切换环 81 转动时，销在冲击扳手切换槽 811 中从一段直槽移动到另一段直槽，带动冲击扳手切换件 83 轴向移动。

冲击扳手切换件 83 的另一端向齿轮箱 13 的径向内侧弯曲形成勾，勾伸入到离合件 89 上的环槽 891 中。离合件 89 套装在第二行星架 47 外，壳体成环状，环槽 891 位于其外周面上。离合件 89 的内周面上设有滑块 893，前端面上设有离合块 895。第二行星架 47 的外周面上设有和滑块 893 相配的滑轨 473，离合件 89 因而始终跟随第二行星架 47 旋转，而可以相对第二行星架 47 轴向移动。主动冲击块 63 的后端面上设有和离合块 895 相配的离合槽 635。通过前述的结构，离合件 89 具有轴向上的前位置和后位置，在前位置离合块 895 卡住离合槽 635，在后位置离合块 895 脱离离合槽 635。离合件 89 由功能切换钮 17 通过切换环 81，冲击扳手切换件 83 带动在前位置和后位置之间移动。

类似的，速度切换槽 813 为曲折的具有阶梯的形状，由两段相互平行，在轴向上间隔开直槽和位于两段直槽之间的连接槽组成。该两端直槽垂直于轴线 10。速度切换件 85 壳体成条状，可轴向移动而不可转动。其一端上设有销，销位于速度切换槽 813，通过该销和槽的配合结构，切换环 81 转动时，销在速度切换槽 813 中从一段直槽移动到另一段直槽，带动速度切换件 85 轴向移动。

速度切换件 85 的另一端向齿轮箱 13 的径向内侧弯曲形成勾，勾伸入到第二内齿圈 53 的外周面的环槽 533 中。第二内齿圈 53 的前端面上还设有花键 531，该花键 531 和动端齿 77 的内花键 775 相配。如前所述的，第二内齿圈 53 具有前位置和后位置，分别对应两种速度输出。配合上述的结构，第二离合件 53 由功能切换钮 17 通过切换环 81，速度切换件 85 带动在前位置和后位置之间移动。

螺丝批切换槽 815 为为具有阶梯的不规则形状，周向上具有宽部和窄部，窄部的前端在轴向上后于宽部的前端。宽部和窄部之间具有过渡部分。螺丝批切换件 87 成条形，可轴向移动而不可转动。一端具有位于螺丝批切换槽 815

中的销，该端和齿轮箱之间还设有弹簧 871，该弹簧 871 驱使螺丝批切换件 87 向前抵接螺丝批切换槽 813 的前端。螺丝批切换件 87 的另一端与动端齿 77 的键槽 771 相配。通过该销和槽的配合结构，切换环 81 转动时，销在螺丝批切换槽 815 中宽部移动到窄部或从窄部移动的宽部，带动螺丝批切换件 85 轴向移动。螺丝批切换件 85 因而具有轴向上的前位置和后位置，在前位置时螺丝批切换件 85 的末端啮合动端齿 77 的键槽 771，在后位置时螺丝批切换件 85 的末端脱离动端齿 77 的键槽 771。通过该方式可选择性的锁止动端齿 77 的旋转运动。

以下详述多功能钻 1 的功能切换过程。

如前所述的，多功能钻 1 可在冲击扳手功能，高速钻功能，低速钻功能，螺丝批功能之间依次正向或反向切换。这些功能的转化和第二内齿圈 53，离合件 89 以及螺丝批切换件 87 的前后位置密切相关，表一表示在前述的四种功能状态和第二内齿圈 53，离合件 89 以及螺丝批切换件 87 各自的位置的对应关系。

	第二内齿圈 53	离合件 89	螺丝批切换件 87
冲击扳手功能	后位置	后位置	前位置
高速钻功能	后位置	前位置	前位置
低速钻功能	前位置	前位置	前位置
螺丝批功能	前位置	前位置	后位置

表 一

以冲击扳手功能为初始状态，如图 10，图 11，功能切换钮 17 处于冲击扳手档位，第二内齿圈 53 位于后位置，离合件 89 位于后位置，螺丝批切换件 87 位于前位置。

如前所述的，第二内齿圈 53 位于后位置时，同时啮合太阳轮 45 和第二行星轮 49，行星齿轮减速系统向动力输出系统输出高转速。且此时第二内齿圈 53 的花键 531 和动端齿 77 的内花键 775 彼此脱离，第二内齿圈 5 可以被太阳轮 45 带动旋转。此时螺丝批切换件 87 处于前位置，其末端卡入动端齿 77 的键槽 771，禁止动端齿 77 转动。然而此时由于动端齿 77 未起作用，因此将螺丝批切换件 87 设置得在该功能状态下处于后位置也是可以的，不会影响冲击扳手功能的实现。

在冲击扳手功能下离合件 89 处于后位置，即离合件 89 的离合块 895 脱离主动冲击块 63 的离合槽 635。

在实现冲击扳手功能时，旋转运动经由第二行星架 47 输出到主轴 61，由

于冲击弹簧 65 的压力，主动冲击块 63 通过夹于内 V 形槽、外 V 形槽 611 的滚球 67 带动，跟随主轴 61 转动，被动冲击块 69 也随之转动，通过工作轴 691 和夹头 9 带动工作头（未图示）迅速将螺母（未图示）拧紧。

当螺母端面和工件（未图示）面相接触后，阻力矩迅速增加，达到一定值后，相互啮合的主动冲击块 63 和被动冲击块 69 均受阻，被动冲击块 69 停止转动，但主轴 61 在马达输出轴的驱动下仍转动，迫使滚球 67 克服其与内 V 形槽、外 V 形槽 611 之间的摩擦力沿槽滚动，从而推动主动冲击块 63 向后方运动，使冲击弹簧 65 被压缩。由此，主动冲击块 63 在轴向上逐渐远离被动冲击块 69。当主动冲击块 63 轴向移动距离刚超过被动冲击块 69 的第二端齿 693 的齿高后，即主动冲击块 63 和被动冲击块 69 脱离啮合的瞬间，主轴 61 便带动主动冲击块 63 旋转，使其第一端齿 633 滑过被动冲击块 69 的第二端齿 693，在滑过瞬间，由于冲击弹簧 65 的作用，滚球 67 又沿内 V 形槽、外 V 形槽 611 回到原位置，主动冲击块 63 被向前推，同时随着主轴 61 加速转动而冲击被动冲击块 69 的第二端齿 693，使被动冲击块 69 在旋转方向上继续运动，如此循环往复，使螺纹件在冲击力矩下拧紧。

上述实现冲击扳手功能时，需要主动冲击块 63 间歇旋转冲击被动冲击块 69，从而使工作头（紧固头）能够拧紧螺母，但在实现钻进功能，即高速钻功能和低速钻功能时，只需要工作头（麻花钻）持续钻进，而不再需要主动冲击块 31 的间歇性冲击。以下详述从冲击扳手功能切换到高速钻功能的过程和高速钻功能的工作状态。

参照图 10，图 11 和图 12，图 13 所示，从冲击扳手功能切换到高速钻功能时，切换环 81 转动带动冲击扳手切换槽 811 位移，将冲击扳手切换件 83 的销从一条直槽移动到另一条直槽，因而带动冲击扳手切换件 83 轴向移动，进而带动离合件 89 从后位置移动到前位置。完成切换后，第二内齿圈 53 位于后位置，离合件 89 位于前位置，螺丝批切换件 87 位于前位置。

由于此时由于动端齿 77 未起作用，因此将螺丝批切换件 87 设置得在该功能状态下处于后位置也是可以的，不会影响高速钻功能的实现。

如前所述的，当离合件 89 位于前位置后，其离合块 895 啮合主动冲击块 63 的离合槽 635，旋转输出的传递路线变为由第二行星轮 47 和/或主轴 63 到离合件 89 到主动冲击块 63，再经被动冲击块 69 传递到工作轴 691。具体的，在钻进过程中，由于工作轴 691 受到的阻力矩逐渐增大，主动冲击块 63 则倾向于

朝向马达 11 运动。此时，由于离合件 89 限制了主动冲击块 63 在轴向上的向后移动，主动冲击块 63 的第一端齿 633 始终贴合被动冲击块 69 的第二端齿 693，同时，主动冲击块 63、被动冲击块 69、工作轴 691 在旋转方向上一起运动。由于被动冲击块 69 和主动冲击块 63 始终无法脱离，即两者之间无法形成冲击，所以可确保工作头持续钻进。

上述实施方式中，尤其重要的是：在实现高速钻或低速钻功能时，由电机 21 输出的旋转经过减速，到达减速系统的输出端 22，然后以离合件 89 为中间件传递到主动冲击块 63，以此建立了减速系统的输出端到主动冲击块 63 的固定连接或者说刚性连接以传递旋转;由于主轴 61 和减速系统的输出端通过过盈配合固定连接在一起，也可以说建立了主轴 61 和主动冲击块 63 的固定连接。而以往的动力工具在由冲击扳手功能切换到钻进功能时，都仍是依靠主轴 61 和主动冲击块 63 之间的槽和滚珠系统的活动连接传递旋转。

业界一般水平的技术人员容易想到的，离合件 89 也可以选择直接设置在主轴 61 的外周面上，沿主轴 61 的轴向方向可滑移的设置。在这种实施方式中，离合件 89 一部分和主轴 61 在旋转方向上相对固定的相连，一部分通过花键配合可选择的和主动冲击块 63 啮合或脱离，以此在钻进模式(包括高速钻功能和低速钻功能)下建立主轴 61 到主动冲击块 63 的固定连接，这种实施例的思路和前述的本发明的优选实施例相同，其具体形式不再赘述。

同样容易想到的，离合件 89 还可以以不同于花键配合的形式可选择的和主动冲击块 63 固定连接，也可以采用不同于滑块滑轨的形式和第二行星架 47 或主轴 61 在旋转上相对固定的配合，例如，采用卡扣和孔配合，或者凸块和凹槽配合实现离合件 89 和主动冲击块 63 的可选的固连接，采用花键配合实现离合件 89 和第二行星架 47 或主轴 61 的配合等。

以下介绍从高速钻功能到低速钻功能的切换和低速钻功能的具体作用方式。

如图 12，图 13 和图 14，图 15。从高速钻功能切换到低速钻功能时，切换环 81 转动带动速度切换槽 813 位移，将速度切换件 85 的销从一条直槽移动到另一条直槽，因而带动速度切换件 85 轴向移动，进而带动第二内齿圈 53 从后位置移动到前位置。完成切换后，第二内齿圈 53 位于前位置，离合件 89 位于前位置，螺丝批切换件 87 位于前位置。

如前所述的，第二内齿圈 53 从后位置移动到前位置后，脱离和太阳轮 45

的啮合，仍与第二行星轮 49 啮合。同时，第二内齿圈 53 的花键 531 和动端齿 77 的内花键 775 啮合，且此时螺丝批切换件 87 位于前位置，螺丝批切换件 87 的末端卡入动端齿 775 的键槽 771，使动端齿 775 不能旋转运动，进而使第二内齿圈 53 不能旋转运动。

通过上述的配合方式，多功能钻 1 位于低速钻功能下，行星齿轮减速系统经由如前所述的两级减速将较低的转速输出到动力输出系统，动力输出系统的运作模式和高速钻功能时一致，在此不再赘述。

以下介绍从低速钻功能到螺丝批功能的切换和螺丝批功能的具体作用方式。

如图 14，图 15 和图 16，图 17。从低速钻功能切换到螺丝批功能时，切换环 81 转动带动螺丝批切换槽 815 位移，将螺丝批切换件 87 的销从宽部移动到窄部，因而带动螺丝批切换件 87 轴向移动到达后位置，脱离和动端齿 77 的啮合。完成切换后，第二内齿圈 53 位于前位置，离合件 89 位于前位置，螺丝批切换件 87 位于后位置。

如前所述的，螺旋罩 71 通过突柱 711，扭力弹簧 73 压迫静端齿 75 的立柱 753，其中突柱 711，扭力弹簧 73 和立柱 753 一一对应的设置。静端齿 75 因而被弹性压迫抵接动端齿 77，具体的，静端齿 75 的端齿 753 和动端齿 77 的端齿 773 被压迫啮合在一起，因而阻止动端齿 77 转动。此时由于螺丝批切换件 87 脱离和动端齿 77 的啮合，静端齿 75 是唯一直接阻止动端齿 77 转动的元件。

在进行上螺钉的工作时，操作者通过扭力罩 13 带动螺旋罩 71 前后移动调节扭力弹簧 73 的压缩量，即调节静端齿 75 施加到动端齿 77 上的弹性力，以设定螺丝批功能下多功能钻 1 的最大输出扭矩。当驱使工作轴 691 继续转动需要的扭矩大于设定的最大输出扭矩，第二内齿圈 53 带动动端齿 77 克服弹性压迫力旋转，周而复始的推动静端齿 75 轴向向前移动，端齿 773 和端齿 753 彼此爬坡运动。即动端齿 77 不能再阻止第二内齿圈 53 旋转，因而电机的输出仅带动第二内齿圈 53 自由旋转，而不能带动第二行星架 47 旋转，将旋转运动输出到动力输出系统。

功能切换钮 17 也可以按螺丝批功能、低速钻功能、高速钻功能、冲击扳手的顺序依次调节多功能钻 1，其实现方式和上面所描述的类似，仅仅顺序相反，在此不再赘述。

权 利 要 求 书

1. 一种动力工具，包括：壳体；马达，位于壳体中，具有提供旋转输出的输出轴；行星齿轮减速系统，所速行星齿轮减速系统包括太阳轮，啮合于太阳轮的输出齿轮的行星轮，环绕所述行星轮的内齿圈，所述内齿圈具有轴向上的第一位置和第二位置，在所述第一位置内齿圈同时啮合所述太阳轮和所述行星轮，在第二位置内齿圈啮合所述行星轮，脱离所述太阳轮，其特征在于：所述动力工具还包括动端齿，所述内齿圈位于第二位置时与所述动端齿啮合以在周向上相互锁定；以及可选的锁定动端齿的周向旋转运动的止转件。

2.根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：包括邻接所述动端齿，轴向可移动的静端齿，以及朝向所述动端齿的方向压迫静端齿的弹性件，所述静端齿和动端齿相抵靠的端面上各自设有相配的端齿。

3. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：包括扭力罩，螺纹配接于扭力罩内的螺旋罩，所述弹性件为连接于所述螺旋罩的扭力弹簧，所述扭力罩可调节所述螺旋罩轴向移动以调节所述扭力弹簧的压缩量。

4. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：包括功能切换钮，所述功能切换钮带动所述止转件移动以可选的位于第一位置和第二位置，在所述第一位置止转件锁定动端齿的周向旋转运动，在第二位置止转件允许动端齿的周向旋转运动。

5. 根据权利要求 4 所述的动力工具，其特征在于：所述动端齿的一个端面上设有周向分布的多个键槽，所述止转件可轴向移动以可选的位于第一位置和第二位置。在所述第一位置止转件的末端卡合所述键槽，在所述第二位置止转件的末端脱离所述键槽。

6. 根据权利要求 5 所述的动力工具，其特征在于：包括切换环，其上设有螺丝批切换槽，所述止转件上设有位于所述螺丝批切换槽中的销，所述功能切换钮带动所述切换环转动以带动所述销轴向移动，使止转件在第一位置和第二位置间轴向移动。

7. 根据权利要求 4 所述的动力工具，其特征在于：所述功能切换钮带动所述内齿圈轴向移动以可选的位于第一位置和第二位置,在内齿圈的所述第二位置，所述动端齿和所述内齿圈通过花键结构啮合。

8. 一种动力工具，包括：

行星齿轮减速系统，将所述输出轴的旋转输出进行减速后旋转输出；

动力输出系统，包括被行星齿轮减速系统驱动旋转的主轴；

功能切换机构，可选择的设定动力工具处于高速钻功能，低速钻功能，螺丝批功能，其特征在于，所述动力工具还包括速度和螺丝批切换组件，所述速度和螺丝批切换组件包括：内齿圈，所述内齿圈可被功能切换机构带动轴向移动以调节行星齿轮减速系统的输出转速；动端齿，可相对旋转锁定的连接内齿圈；静端齿，压迫所述动端齿；所述功能切换机构连接止转件，带动止转件在限制动端齿旋转的位置和脱离动端齿的位置间移动。

9. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：高速钻功能下，所述内齿圈位于轴向上的第一位置，在所述第一位置内齿圈同时啮合所述太阳轮和所述行星轮，所述止转件位于脱离动端齿的位置；低速钻功能下，所述内齿圈位于轴向上的第二位置，在所述第二位置内齿圈啮合所述行星轮，脱离所述太阳轮；螺丝批功能下，所述内齿圈位于轴向上的第二位置，所述止转件位于限制动端齿旋转的位置。

10. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：所述功能切换机构包括安装于壳体上的功能切换钮和设于壳体内的切换环，所述切换环上设有阶梯状的速度切换槽和阶梯状的螺丝批切换槽，所述速度切换槽内安装有速度切换件，速度切换件可在速度切换槽内滑动并带动内齿圈轴向移动；所述螺丝批切换槽内安装所述止转件，所述止转件可在螺丝批切换槽内滑动以在限制动端齿旋转的位置和脱离动端齿的位置间轴向移动。

11. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：所述内齿圈和所述动端齿上分别设有相配的花键以旋转锁定的彼此连接。

12. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：所述动端齿上设有键槽，所述止转件末端可嵌入所述键槽以锁定动端齿的旋转运动。

13. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：所述动端齿和所述静端齿的相对的端面上分别设有相配的齿，止转件位于脱离动端齿的位置时，当主轴上的扭矩达到预定值后所述动端齿和静端齿相对旋转。

14. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：包括扭力罩，扭力罩和静端齿之间设有弹性件，扭力罩可调节所述弹性件的压缩量。

15. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：动力输出系统包括冲击机构，包括由主轴旋转驱动的主动冲击块，可与主动冲击块啮合而被旋转驱动的

被动冲击块，连接于所述被动冲击块，由被动冲击块带动旋转的工作轴，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，功能切换机构还连接冲击扳手切换机构，可选择允许或锁止所述冲击机构，进而可选的设定动力工具处于冲击扳手功能。

16. 根据权利要求 15 所述的动力工具，其特征在于：所述冲击切换机构包括离合件，所述离合件被所述功能切换机构带动以可选择的建立或切断从主轴到主动冲击块的刚性旋转传递连接，所述离合件旋转锁定的连接主轴，所述离合件和所述主动冲击块相对可轴向移动，其上各自设有相互形配的互锁元件以可选择的旋转锁定的彼此连接。

17. 根据权利要求 16 所述的动力工具，其特征在于：所述行星齿轮减速系统包括固定连接主轴以输出旋转运动的行星架，所述离合件通过滑槽滑轨配合可滑移的安装在主轴或行星架上。

18.根据权利要求 16 所述的动力工具，其特征在于：所述切换环上设有阶梯状的冲击扳手切换槽，所述切换槽内安装有冲击扳手切换件，所述冲击扳手切换件连接离合件，可在冲击扳手切换槽内移动以带动离合件轴向移动。

19. 一种动力工具，包括：

壳体；

马达，位于壳体中，具有提供旋转输出的输出轴；

行星齿轮减速系统，将所述输出轴的旋转输出进行减速后旋转输出；

动力输出系统，将行星齿轮减速系统的旋转输出传递到工作头；

功能切换钮，至少部分容纳于壳体中，其特征在于，所述功能切换钮移动以选择动力工具的冲击扳手功能、高速钻功能、低速钻功能、螺丝批功能的其中之一。

20. 根据权利要求 19 所述的动力工具，其特征在于，所述功能切换钮具有沿壳体周向依次排列的第一位置，第二位置，第三位置和第四位置，所述功能切换钮可从第一位置依次移动到第四位置，或从第四位置依次移动到第一位置，功能切换钮位于第一位置时动力工具处于冲击扳手功能，所述功能切换钮位于第二位置动力工具处于高速钻功能，所述功能切换钮位于第三位置动力工具处于低速钻功能，所述功能切换钮位于第四位置动力工具处于螺丝批功能。

21. 根据权利要求 19 所述的动力工具，其特征在于，所述功能切换钮可选择的

位于第一位置，第二位置，第三位置和第四位置，功能切换钮位于第一位置时动力工具处于冲击扳手功能，所述功能切换钮位于第二位置动力工具处于高速钻功能，所述功能切换钮位于第三位置动力工具处于低速钻功能，所述功能切换钮位于第四位置动力工具处于螺丝批功能，所述第一位置、第二位置、第三位置和第四位置位于壳体的同一圆周线上，其向水平面的投影成直线。

22. 根据权利要求 19 所述的动力工具，其特征在于，

所速行星齿轮减速系统包括内齿圈，所述内齿圈在使行星齿轮减速系统输出高转速的第一位置和使行星齿轮减速系统输出低转速的第二位置之间可移动；

所述动力输出系统包括离合件，所述离合件在限制冲击扳手功能的第一位置和允许冲击扳手功能的第二位置之间可移动；

所述功能切换钮连接止转件，所述止转件在限制螺丝批功能的第一位置和允许螺丝批功能的第二位置之间可移动；

所述功能切换钮还连接内齿圈和离合件，以可操作的选择动力工具的冲击扳手功能、高速钻功能、低速钻功能和螺丝批功能。

23. 根据权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于，处于冲击扳手功能时，所述离合件位于第二位置；处于高速钻功能时，所述内齿圈位于第一位置，离合件位于第一位置；处于低速钻功能时，所述内齿圈位于第二位置，离合件位于第一位置，止转件位于第一位置；处于螺丝批功能时，所述内齿圈位于第二位置，离合件位于第一位置，止转件位于第二位置。

24. 根据权利要求 23 所述的动力工具，其特征在于，处于冲击扳手功能时，所述内齿圈位于第一位置，螺丝批功能位于第一位置；处于高速钻功能时，所述螺丝批位于第一位置。

25. 根据权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于，所述行星齿轮减速系统包括太阳轮和啮合于太阳轮的输出齿轮的行星轮，所述内齿圈在所述第一位置内齿圈同时啮合所述太阳轮和所述行星轮以输出高转速，在第二位置内齿圈啮合所述行星轮，脱离所述太阳轮以输出低转速。

26. 根据权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于，所述动力输出系统包括主轴，通过 V 形槽滚球机构装配于主轴上的主动冲击块，所述离合件连接主轴，相对于主轴可轴向移动而不可相对转动，所述离合件在所述第一位置卡接所述主动冲击块以将主轴的旋转直接输出至主动冲击块，所述离合件在所述第二位置脱离所述主动冲击块。

27. 根据权利要求 25 所述的动力工具，其特征在于，还包括动端齿，所述内齿圈位于第二位置时与所述动端齿啮合以在周向上相互锁定，所述止转件可选的锁定动端齿的周向旋转运动。

28. 根据权利要求 27 所述的动力工具，其特征在于，所述动端齿的一个端面上设有周向分布的多个键槽，所述止转件在所述第一位置止转件的末端卡合所述键槽，在所述第二位置止转件的末端脱离所述键槽。

29.一种动力工具，包括：

壳体；

马达，具有输出旋转运动的马达输出轴，马达输出轴末端为齿轮；

行星齿轮减速系统，所速行星齿轮减速系统包括沿马达输出轴轴向依次布置的两级减速机构，所述第一级减速机构布置在轴向上靠近马达的一侧，第二级减速机构布置在轴向上靠近主轴的一侧；

所述第一级减速机构包括：

第一行星架；

复数个第一级行星齿轮，所述第一级行星齿轮沿第一行星架周向均匀布置，与马达输出轴啮合；

第一内齿圈，包围所述第一级行星齿轮，其内齿和第一级行星齿轮啮合；

太阳轮，跟随第一行星架转动，具有太阳轮输出轴；

第二级减速机构包括：

第二级行星架；

第二级行星齿轮，安装于第二级行星架上，与所述太阳轮输出轴啮合；

第二内齿圈，包围所述第二级行星齿轮，其内齿和第二级行星齿轮啮合主轴；

夹头，其特征在于，

所述第一级行星齿轮的齿数大于马达输出轴的齿轮的齿数。

30. 根据权利要求 29 所述的动力工具，其特征在于：所述马达输出轴包括沿轴向布置的轴座和输出齿轮，所述轴座长度大于所述输出齿轮长度，所述第一行星架相应的包括基座和行星轮架部分，所述基座套装于所述轴座上。

31. 根据权利要求 30 所述的动力工具，其特征在于：所述基座和所述轴座之间设置有支撑。

32. 根据权利要求 29 所述的工作台，其特征在于：所述第一内齿圈相对机壳固定设置。

33. 根据权利要求 29 所述的工作台，其特征在于：所述第一内齿圈可在轴向上的第一位置和第二位置之间移动，在所述第一位置，第一内齿圈周向固定，与第一行星架不啮合；在所述第二位置，第一内齿圈同时啮合第一级行星齿轮和太阳轮，周向上可运动。

34. 根据权利要求 29 所述的工作台，其特征在于：所述第二内齿圈相对机壳固定设置。

35. 根据权利要求 29 所述的工作台，其特征在于：所述第二内齿圈可在轴向上的第一位置和第二位置之间移动，在所述第一位置，第二内齿圈同时啮合第二级行星齿轮和太阳轮，周向上可运动；在所述第二位置，第二内齿圈周向固定，与第一行星架不啮合。

36. 根据权利要求 29 所述的工作台，其特征在于：第一级行星齿轮的齿数和电机输出轴齿轮的比值大于 2。

经修改的权利要求
国际局收到日：2011年12月28日(28.12.2011)

权 利 要 求 书

1. 一种动力工具，包括：壳体；马达，位于壳体中，具有提供旋转输出的输出轴；行星齿轮减速系统，所速行星齿轮减速系统包括太阳轮，啮合于太阳轮的输出齿轮的行星轮，环绕所述行星轮的内齿圈，所述内齿圈具有轴向上的第一位置和第二位置，在所述第一位置内齿圈同时啮合所述太阳轮和所述行星轮，在第二位置内齿圈啮合所述行星轮，脱离所述太阳轮，其特征在于：所述动力工具还包括动端齿，所述内齿圈位于第二位置时与所述动端齿啮合以在周向上相互锁定；以及可选的锁定动端齿的周向旋转运动的止转件。

2.根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：包括邻接所述动端齿，轴向可移动的静端齿，以及朝向所述动端齿的方向压迫静端齿的弹性件，所述静端齿和动端齿相抵靠的端面上各自设有相配的端齿。

3. 根据权利要求 2 所述的动力工具，其特征在于：包括扭力罩，螺纹配接于扭力罩内的螺旋罩，所述弹性件为连接于所述螺旋罩的扭力弹簧，所述扭力罩可调节所述螺旋罩轴向移动以调节所述扭力弹簧的压缩量。

4. 根据权利要求 1 所述的动力工具，其特征在于：包括功能切换钮，所述功能切换钮带动所述止转件移动以可选的位于第一位置和第二位置，在所述第一位置止转件锁定动端齿的周向旋转运动，在第二位置止转件允许动端齿的周向旋转运动。

5. 根据权利要求 4 所述的动力工具，其特征在于：所述动端齿的一个端面上设有周向分布的多个键槽，所述止转件可轴向移动以可选的位于第一位置和第二位置。在所述第一位置止转件的末端卡合所述键槽，在所述第二位置止转件的末端脱离所述键槽。

6. 根据权利要求 5 所述的动力工具，其特征在于：包括切换环，其上设有螺丝批切换槽，所述止转件上设有位于所述螺丝批切换槽中的销，所述功能切换钮带动所述切换环转动以带动所述销轴向移动，使止转件在第一位置和第二位置间轴向移动。

7. 根据权利要求 4 所述的动力工具，其特征在于：所述功能切换钮带动所述内齿圈轴向移动以可选的位于第一位置和第二位置,在内齿圈的所述第二位置，所述动端齿和所述内齿圈通过花键结构啮合。

8. 一种动力工具，包括：

行星齿轮减速系统，将马达的输出轴的旋转输出进行减速后旋转输出；

动力输出系统，包括被行星齿轮减速系统驱动旋转的主轴；

功能切换机构，可选择的设定动力工具处于高速钻功能，低速钻功能，螺丝批功能，其特征在于，所述动力工具还包括速度和螺丝批切换组件，所述速度和螺丝批切换组件包括：内齿圈，所述内齿圈可被功能切换机构带动轴向移动以调节行星齿轮减速系统的输出转速；动端齿，可相对旋转锁定的连接内齿圈；静端齿，压迫所述动端齿；所述功能切换机构连接止转件，带动止转件在限制动端齿旋转的位置和脱离动端齿的位置间移动。

9. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：高速钻功能下，所述内齿圈位于轴向上的第一位置，在所述第一位置内齿圈同时啮合行星齿轮减速系统的太阳轮和行星轮，所述止转件位于脱离动端齿的位置；低速钻功能下，所述内齿圈位于轴向上的第二位置，在所述第二位置内齿圈啮合所述行星轮，脱离所述太阳轮；螺丝批功能下，所述内齿圈位于轴向上的第二位置，所述止转件位于限制动端齿旋转的位置。

10. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：所述功能切换机构包括安装于壳体上的功能切换钮和设于壳体内的切换环，所述切换环上设有阶梯状的速度切换槽和阶梯状的螺丝批切换槽，所述速度切换槽内安装有速度切换件，速度切换件可在速度切换槽内滑动并带动内齿圈轴向移动；所述螺丝批切换槽内安装所述止转件，所述止转件可在螺丝批切换槽内滑动以在限制动端齿旋转的位置和脱离动端齿的位置间轴向移动。

11. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：所述内齿圈和所述动端齿上分别设有相配的花键以旋转锁定的彼此连接。

12. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：所述动端齿上设有键槽，所述止转件末端可嵌入所述键槽以锁定动端齿的旋转运动。

13. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：所述动端齿和所述静端齿的相对的端面上分别设有相配的齿，止转件位于脱离动端齿的位置时，当主轴上的扭矩达到预定值后所述动端齿和静端齿相对旋转。

14. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：包括扭力罩，扭力罩和静端齿之间设有弹性件，扭力罩可调节所述弹性件的压缩量。

15. 根据权利要求 8 所述的动力工具，其特征在于：动力输出系统包括冲击机构，包括由主轴旋转驱动的主动冲击块，可与主动冲击块啮合而被旋转驱动的

被动冲击块，连接于所述被动冲击块，由被动冲击块带动旋转的工作轴，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，功能切换机构还连接冲击扳手切换机构，可选择允许或锁止所述冲击机构，进而可选的设定动力工具处于冲击扳手功能。

16. 根据权利要求 15 所述的动力工具，其特征在于：所述冲击切换机构包括离合件，所述离合件被所述功能切换机构带动以可选择的建立或切断从主轴到主动冲击块的刚性旋转传递连接，所述离合件旋转锁定的连接主轴，所述离合件和所述主动冲击块相对可轴向移动，其上各自设有相互形配的互锁元件以可选择的旋转锁定的彼此连接。

17. 根据权利要求 16 所述的动力工具，其特征在于：所述行星齿轮减速系统包括固定连接主轴以输出旋转运动的行星架，所述离合件通过滑槽滑轨配合可滑移的安装在主轴或行星架上。

18. 根据权利要求 16 所述的动力工具，其特征在于：所述切换环上设有阶梯状的冲击扳手切换槽，所述切换槽内安装有冲击扳手切换件，所述冲击扳手切换件连接离合件，可在冲击扳手切换槽内移动以带动离合件轴向移动。

19. 一种动力工具，包括：

壳体；

马达，位于壳体中，具有提供旋转输出的输出轴；

行星齿轮减速系统，将所述输出轴的旋转输出进行减速后旋转输出；

动力输出系统，将行星齿轮减速系统的旋转输出传递到工作头；

功能切换钮，至少部分容纳于壳体中，其特征在于，所述功能切换钮移动以选择动力工具的冲击扳手功能、高速钻功能、低速钻功能、螺丝批功能的其中之一。

20. 根据权利要求 19 所述的动力工具，其特征在于，所述功能切换钮具有沿壳体周向依次排列的第一位置，第二位置，第三位置和第四位置，所述功能切换钮可从第一位置依次移动到第四位置，或从第四位置依次移动到第一位置，功能切换钮位于第一位置时动力工具处于冲击扳手功能，所述功能切换钮位于第二位置动力工具处于高速钻功能，所述功能切换钮位于第三位置动力工具处于低速钻功能，所述功能切换钮位于第四位置动力工具处于螺丝批功能。

21. 根据权利要求 19 所述的动力工具，其特征在于，所述功能切换钮可选择的

位于第一位置，第二位置，第三位置和第四位置，功能切换钮位于第一位置时动力工具处于冲击扳手功能，所述功能切换钮位于第二位置动力工具处于高速钻功能，所述功能切换钮位于第三位置动力工具处于低速钻功能，所述功能切换钮位于第四位置动力工具处于螺丝批功能，所述第一位置、第二位置、第三位置和第四位置位于壳体的同一圆周线上，其向水平面的投影成直线。

22. 根据权利要求 19 所述的动力工具，其特征在于，

所速行星齿轮减速系统包括内齿圈，所述内齿圈在使行星齿轮减速系统输出高转速的第一位置和使行星齿轮减速系统输出低转速的第二位置之间可移动；

所述动力输出系统包括离合件，所述离合件在限制冲击扳手功能的第一位置和允许冲击扳手功能的第二位置之间可移动；

所述功能切换钮连接止转件，所述止转件在限制螺丝批功能的第一位置和允许螺丝批功能的第二位置之间可移动；

所述功能切换钮还连接内齿圈和离合件，以可操作的选择动力工具的冲击扳手功能、高速钻功能、低速钻功能和螺丝批功能。

23. 根据权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于，处于冲击扳手功能时，所述离合件位于第二位置；处于高速钻功能时，所述内齿圈位于第一位置，离合件位于第一位置；处于低速钻功能时，所述内齿圈位于第二位置，离合件位于第一位置，止转件位于第一位置；处于螺丝批功能时，所述内齿圈位于第二位置，离合件位于第一位置，止转件位于第二位置。

24. 根据权利要求 23 所述的动力工具，其特征在于，处于冲击扳手功能时，所述内齿圈位于第一位置，止转件位于第一位置；处于高速钻功能时，所述止转件位于第一位置。

25. 根据权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于，所述行星齿轮减速系统包括太阳轮和啮合于太阳轮的输出齿轮的行星轮，所述内齿圈在所述第一位置内齿圈同时啮合所述太阳轮和所述行星轮以输出高转速，在第二位置内齿圈啮合所述行星轮，脱离所述太阳轮以输出低转速。

26. 根据权利要求 22 所述的动力工具，其特征在于，所述动力输出系统包括主轴，通过 V 形槽滚球机构装配于主轴上的主动冲击块，所述离合件连接主轴，相对于主轴可轴向移动而不可相对转动，所述离合件在所述第一位置卡接所述主动冲击块以将主轴的旋转直接输出至主动冲击块，所述离合件在所述第二位置脱离所述主动冲击块。

27. 根据权利要求 25 所述的动力工具，其特征在于，还包括动端齿，所述内齿圈位于第二位置时与所述动端齿啮合以在周向上相互锁定，所述止转件可选的锁定动端齿的周向旋转运动。

28. 根据权利要求 27 所述的动力工具，其特征在于，所述动端齿的一个端面上设有周向分布的多个键槽，所述止转件在所述第一位置止转件的末端卡合所述键槽，在所述第二位置止转件的末端脱离所述键槽。

29.一种动力工具，包括：

壳体；

马达，具有输出旋转运动的马达输出轴，马达输出轴末端为齿轮；

行星齿轮减速系统，所速行星齿轮减速系统包括沿马达输出轴轴向依次布置的两级减速机构，所述第一级减速机构布置在轴向上靠近马达的一侧，第二级减速机构布置在轴向上靠近主轴的一侧；

所述第一级减速机构包括：

第一行星架；

复数个第一级行星齿轮，所述第一级行星齿轮沿第一行星架周向均匀布置，与马达输出轴啮合；

第一内齿圈，包围所述第一级行星齿轮，其内齿和第一级行星齿轮啮合；

太阳轮，跟随第一行星架转动，具有太阳轮输出轴；

第二级减速机构包括：

第二级行星架；

第二级行星齿轮，安装于第二级行星架上，与所述太阳轮输出轴啮合；

第二内齿圈，包围所述第二级行星齿轮，其内齿和第二级行星齿轮啮合；

夹头，其特征在于，

所述第一级行星齿轮的齿数大于马达输出轴的齿轮的齿数。

30. 根据权利要求 29 所述的动力工具，其特征在于：所述马达输出轴包括沿轴向布置的轴座和输出齿轮，所述轴座长度大于所述输出齿轮长度，所述第一行星架相应的包括基座和行星轮架部分，所述基座套装于所述轴座上。

31. 根据权利要求 30 所述的动力工具，其特征在于：所述基座和所述轴座之间设置有支撑。

32. 根据权利要求 29 所述的动力工具，其特征在于：所述第一内齿圈相对机壳固定设置。

33. 根据权利要求 29 所述的动力工具，其特征在于：所述第一内齿圈可在轴向上的第一位置和第二位置之间移动，在所述第一位置，第一内齿圈周向固定，与第一行星架不啮合；在所述第二位置，第一内齿圈同时啮合第一级行星齿轮和太阳轮，周向上可运动。

34. 根据权利要求 29 所述的动力工具，其特征在于：所述第二内齿圈相对机壳固定设置。

35. 根据权利要求 29 所述的动力工具，其特征在于：所述第二内齿圈可在轴向上的第一位置和第二位置之间移动，在所述第一位置，第二内齿圈同时啮合第二级行星齿轮和太阳轮，周向上可运动；在所述第二位置，第二内齿圈周向固定，与第一行星架不啮合。

36. 根据权利要求 29 所述的动力工具，其特征在于：第一级行星齿轮的齿数和电机输出轴齿轮的比值大于 2。

按照条约第 19 条修改声明

关于国际申请号 PCT/CN2011/077395 的国际申请，申请人请求在国际阶段按照条约第 19 条，对权利要求书进行修改。

申请时的权利要求与修改后的权利要求之间的区别如下所示。

权利要求 1 和 2 没有修改；权利要求 3 修改；权利要求 4~7 没有修改；权利要求 8 和 9 修改；权利要求 10~23 没有修改；权利要求 24 修改；权利要求 25~28 没有修改；权利要求 29 修改；权利要求 30 和 31 没有修改；权利要求 32~36 修改。

权利要求 3 在第 1 行进行了修改，权利要求 8 在第 2 行进行了修改，权利要求 9 在第 2 行和第 3 行进行了修改，权利要求 24 在第 2 行和第 3 行进行了修改，权利要求 29 在第 16 行进行了修改，权利要求第 32~36 在第 1 行进行了修改。

说 明 书 附 图

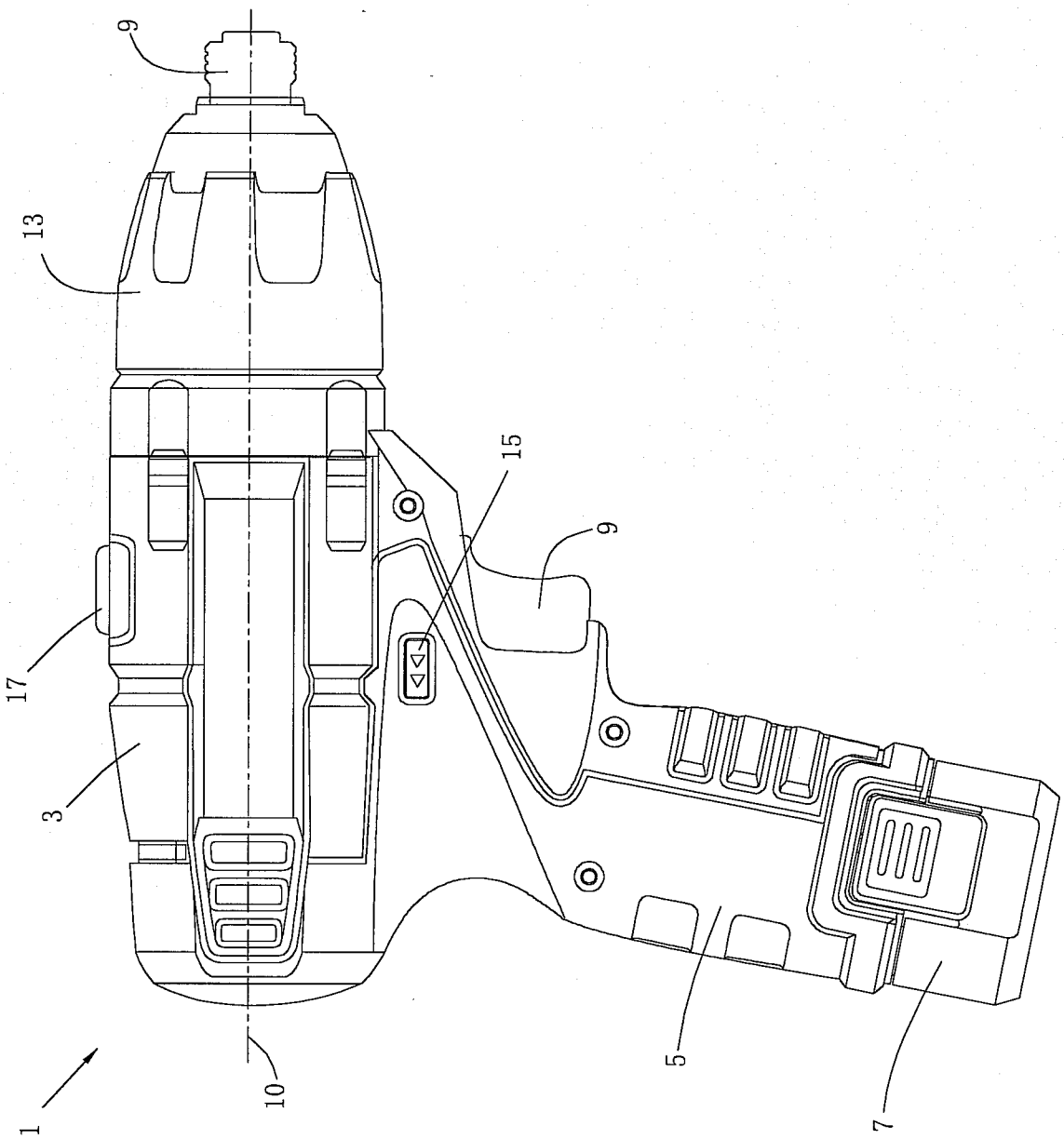


图1

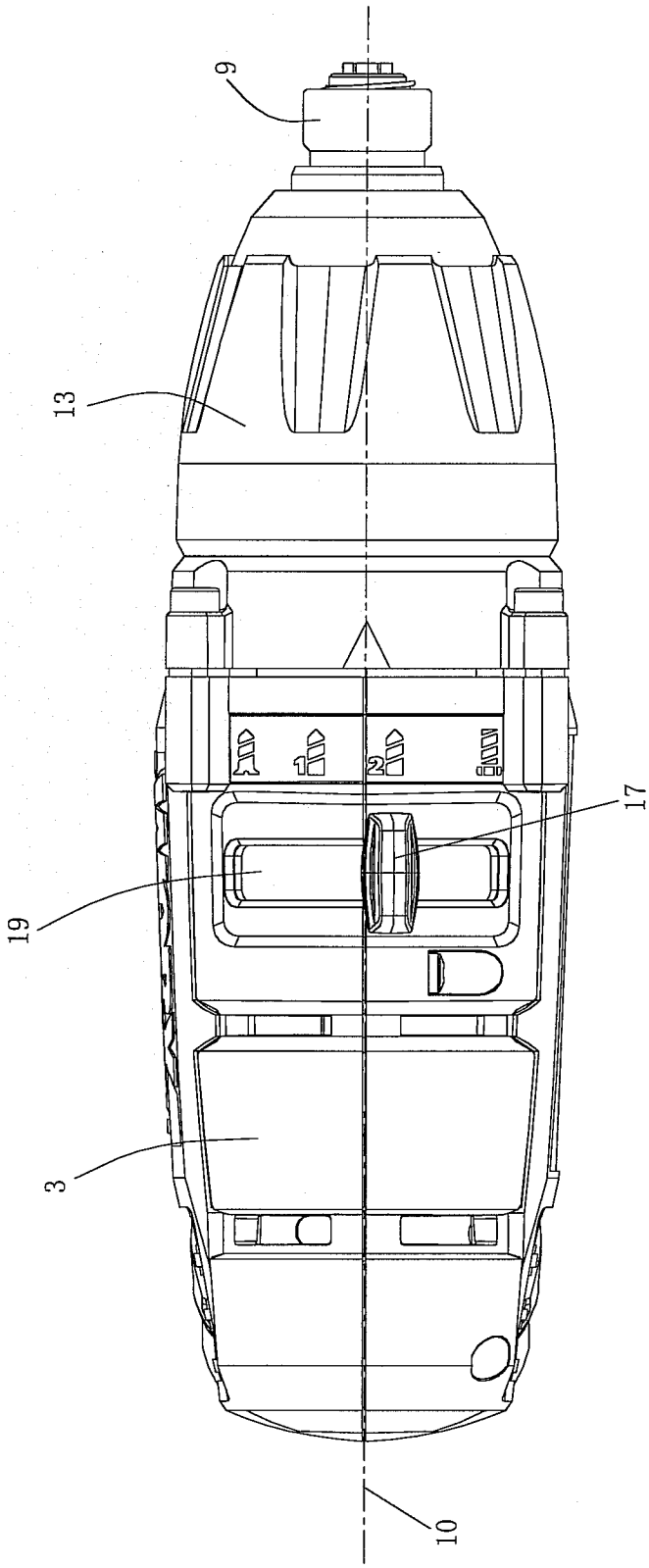


图2

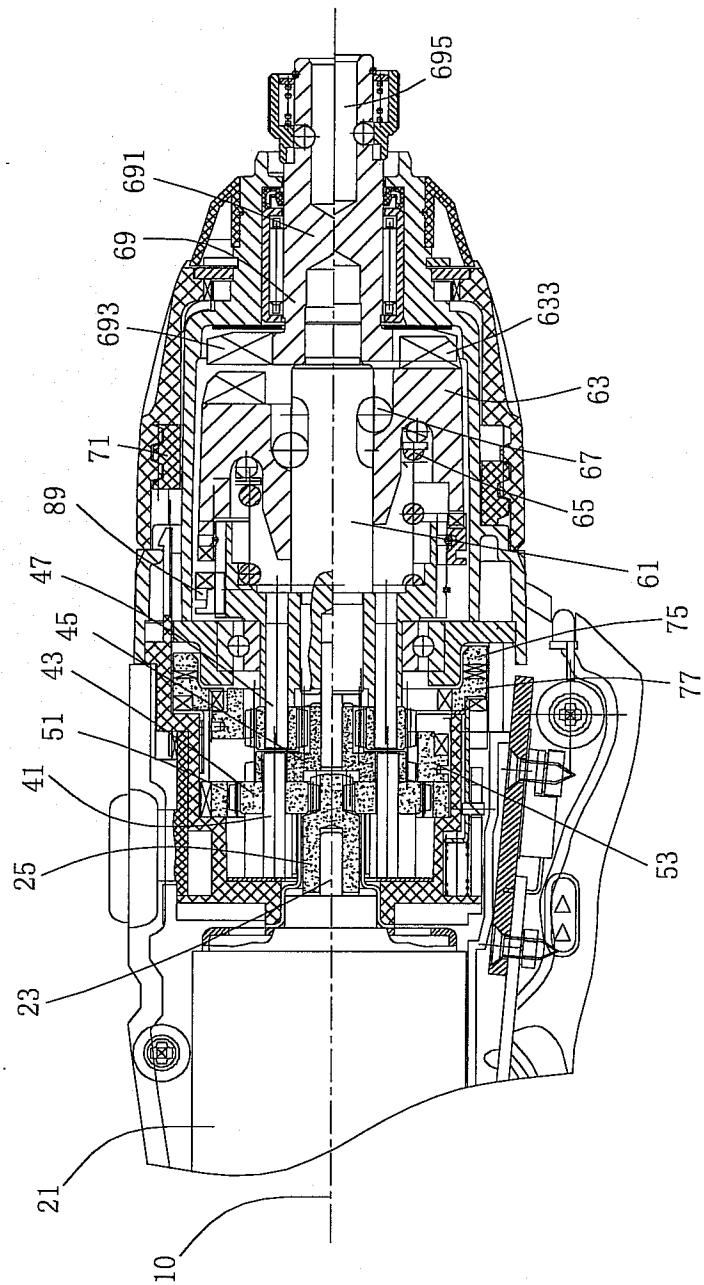

695
691
69
693
633
63
71
67
65
89
61
47
75
45
77
43
51
41
53
25
23
21
10

图3

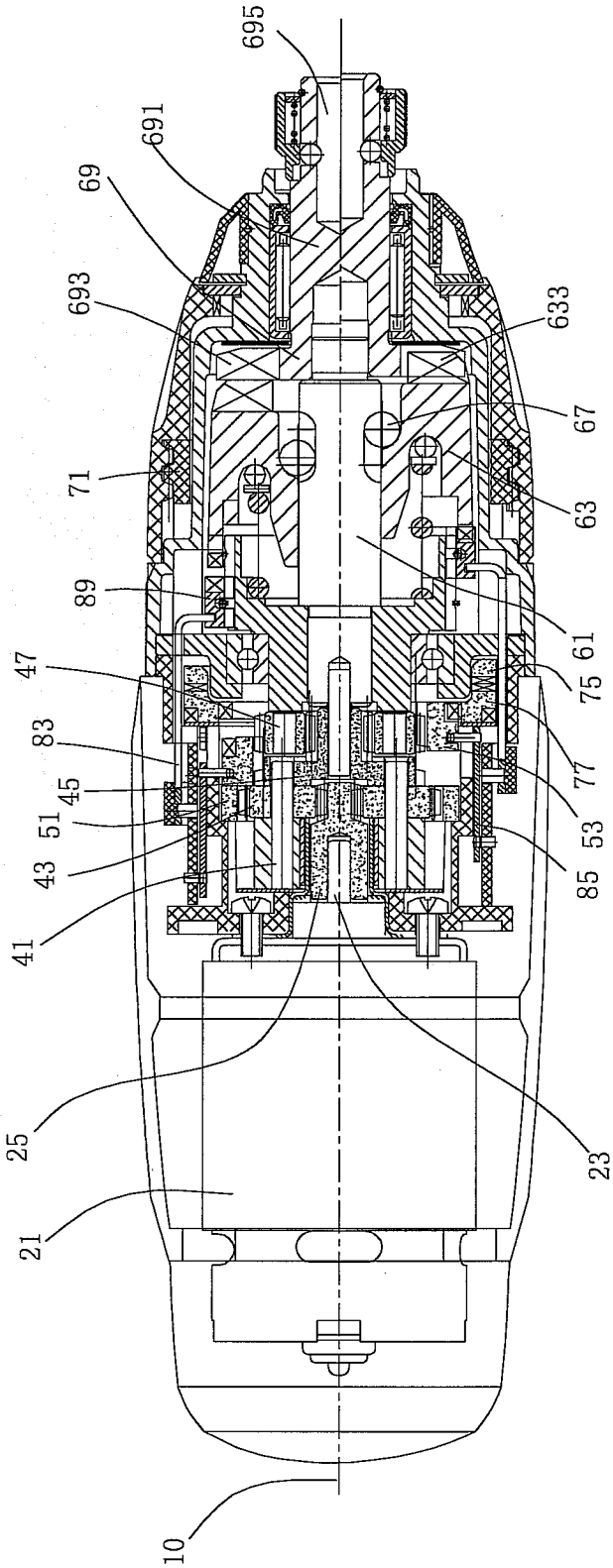

695
691
69
693
633
67
71
63
89
61
47
75
83
77
45
53
51
85
43
41
25
23
21
10

图4

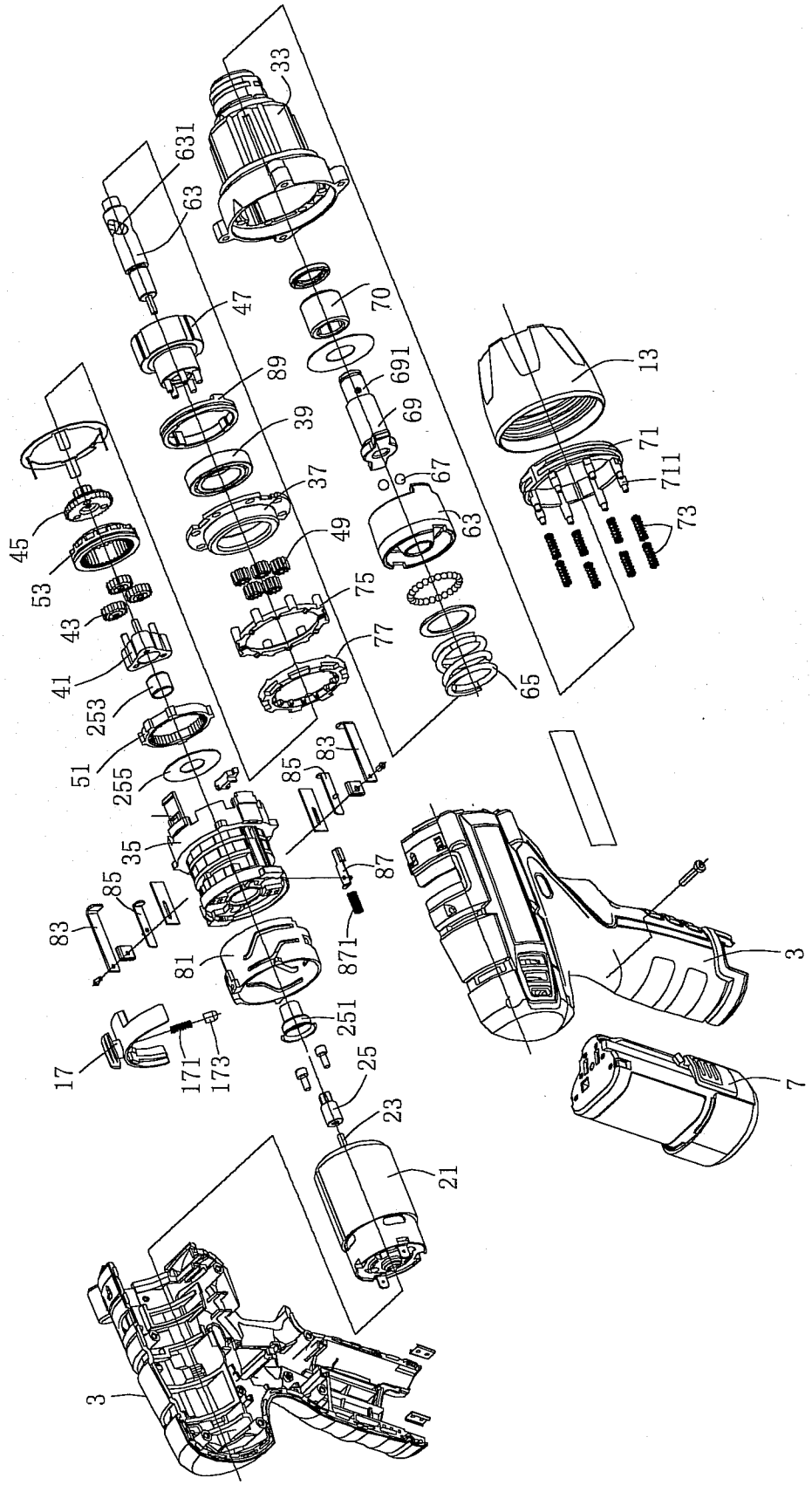

33
631
63
47
70
89
691
39
69
37
67
49
63
75
77
65
13
71
711
73
45
53
43
41
253
51
255
85
83
35
87
871
81
251
25
23
21
17
171
173
3
7

图5

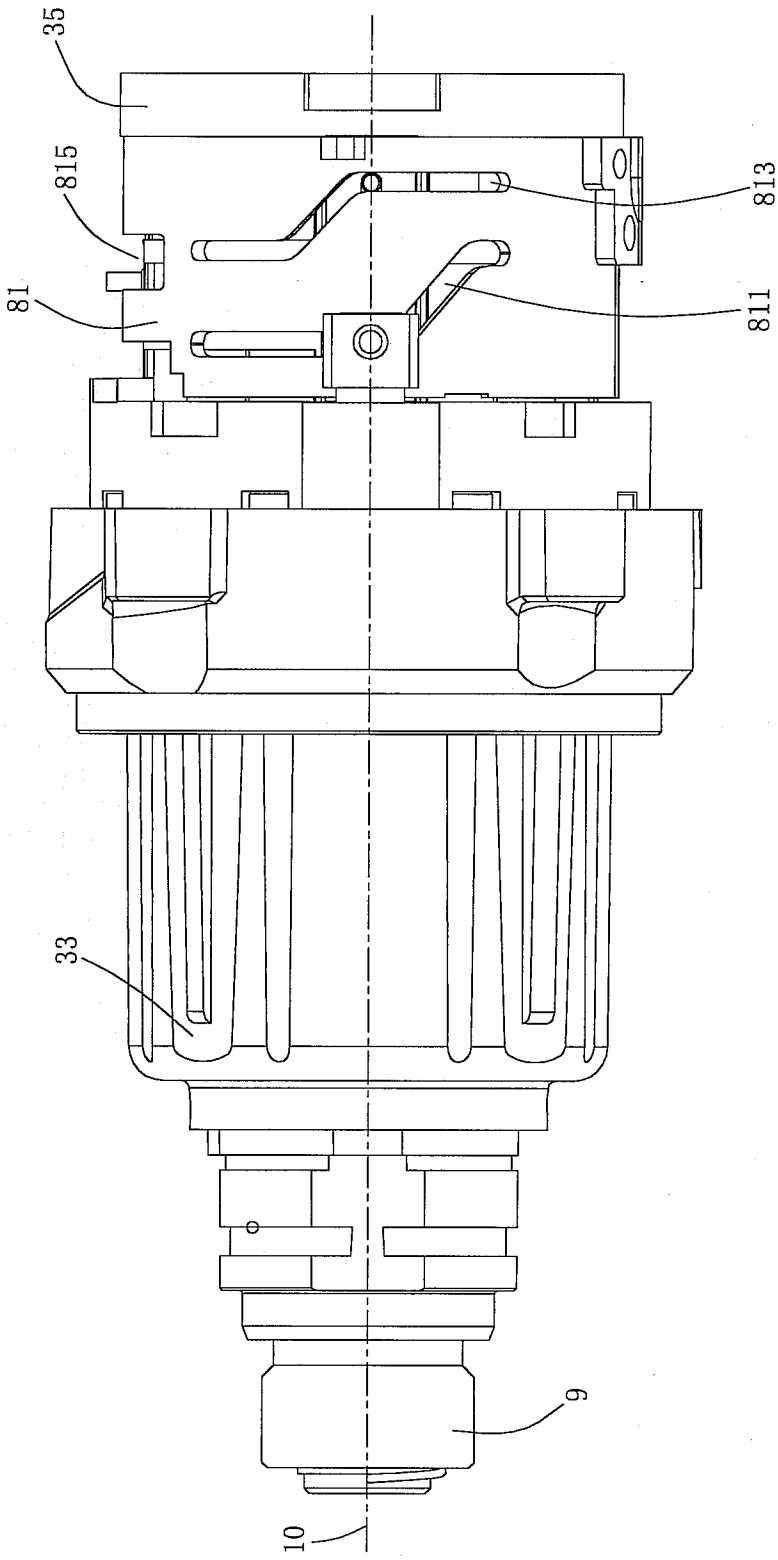


图6

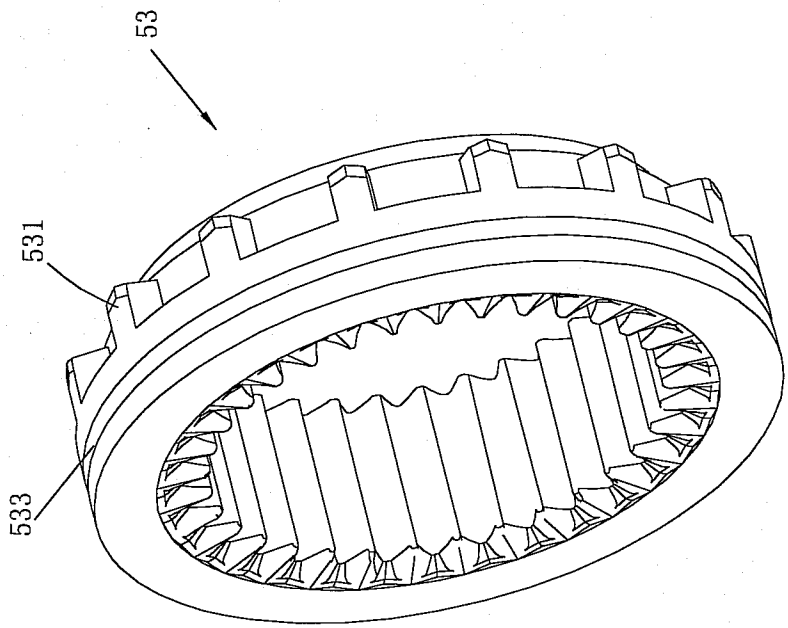


图7

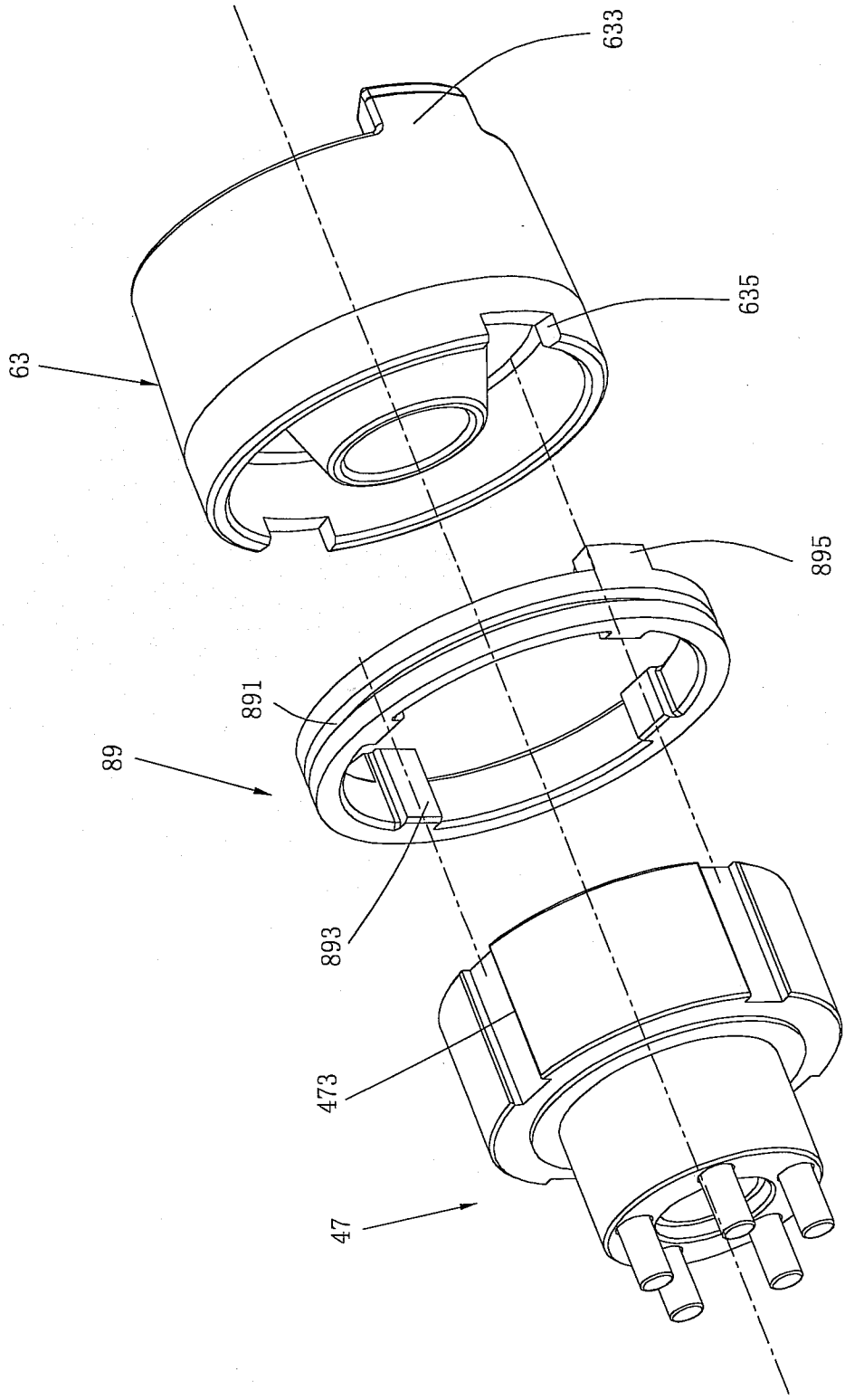


图8

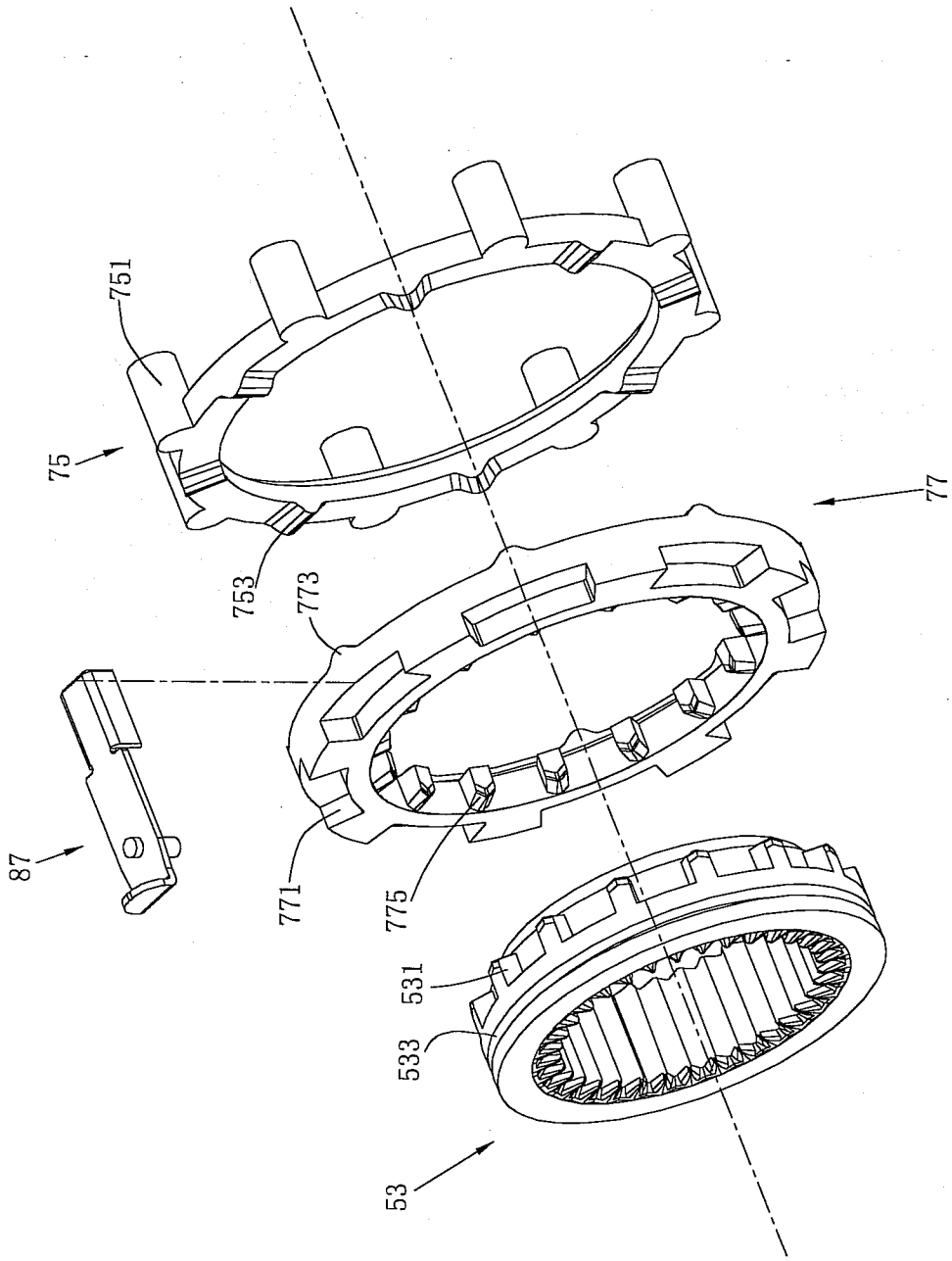


图9

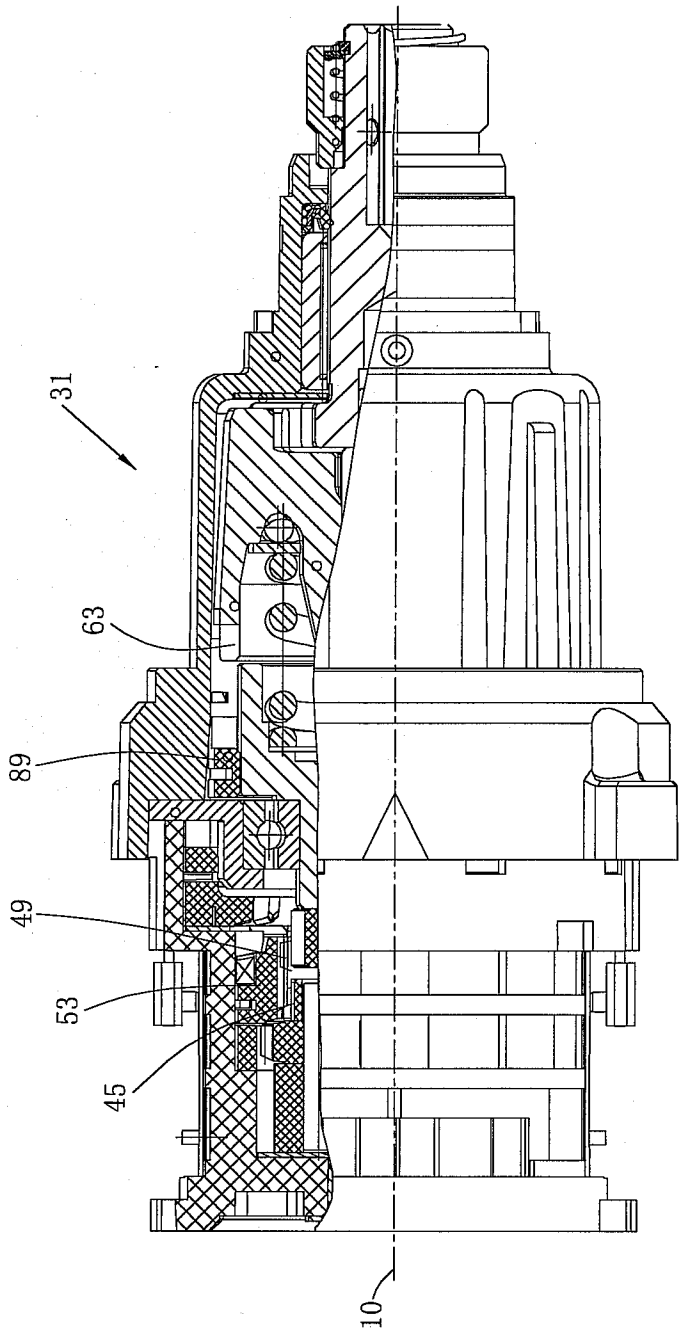


图11

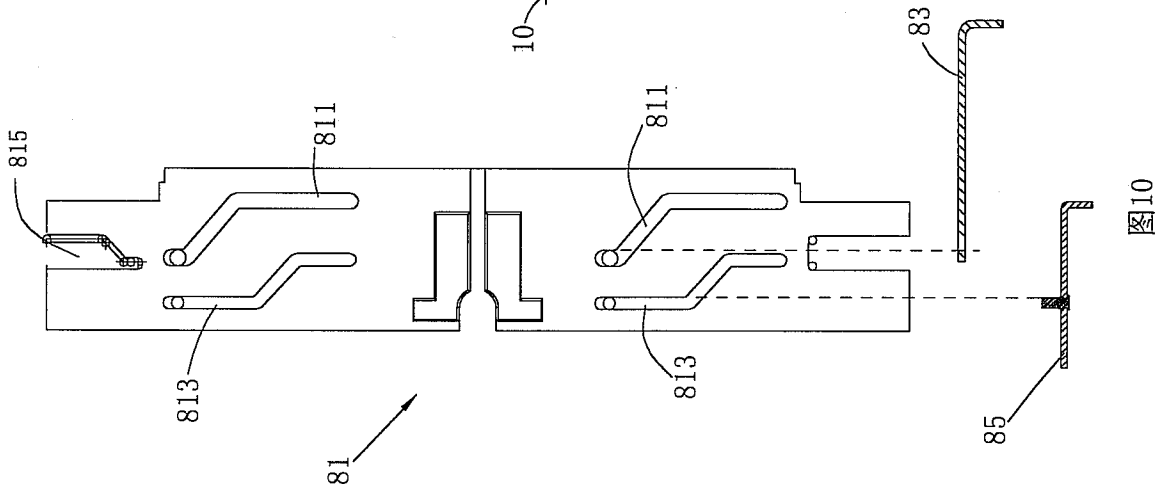


图10

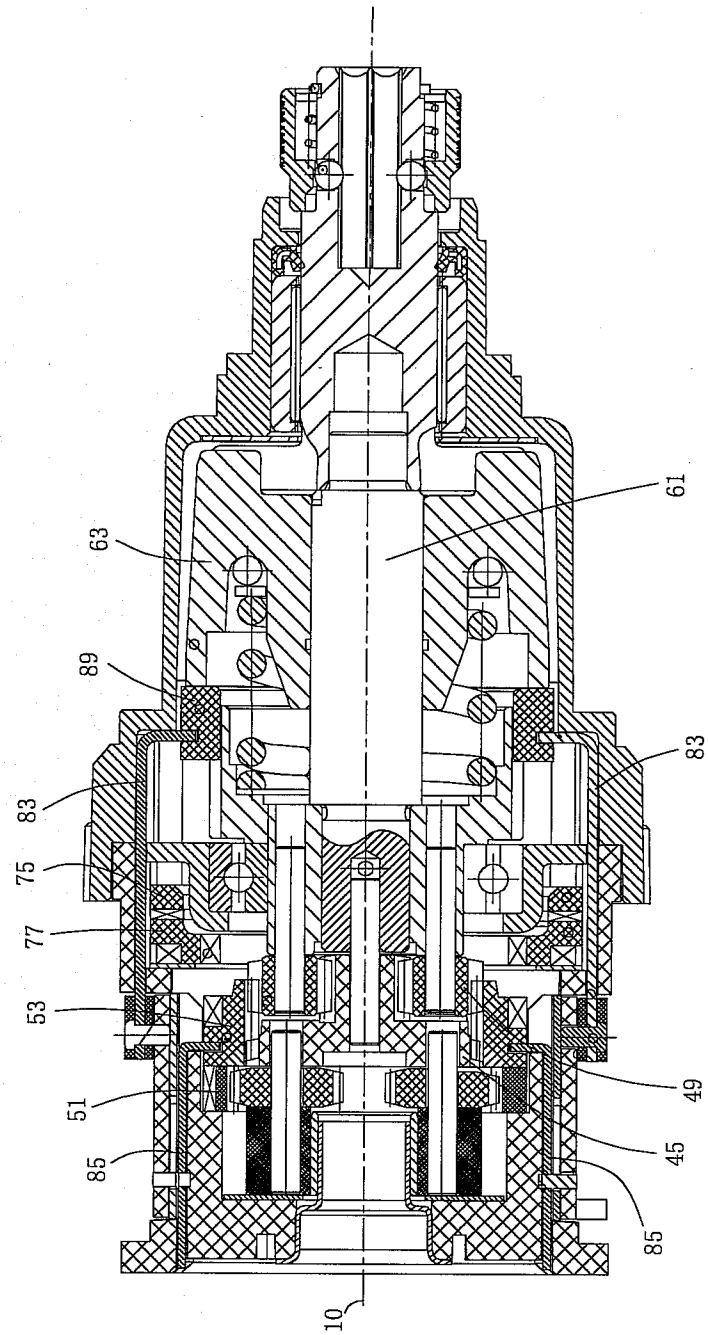


图13

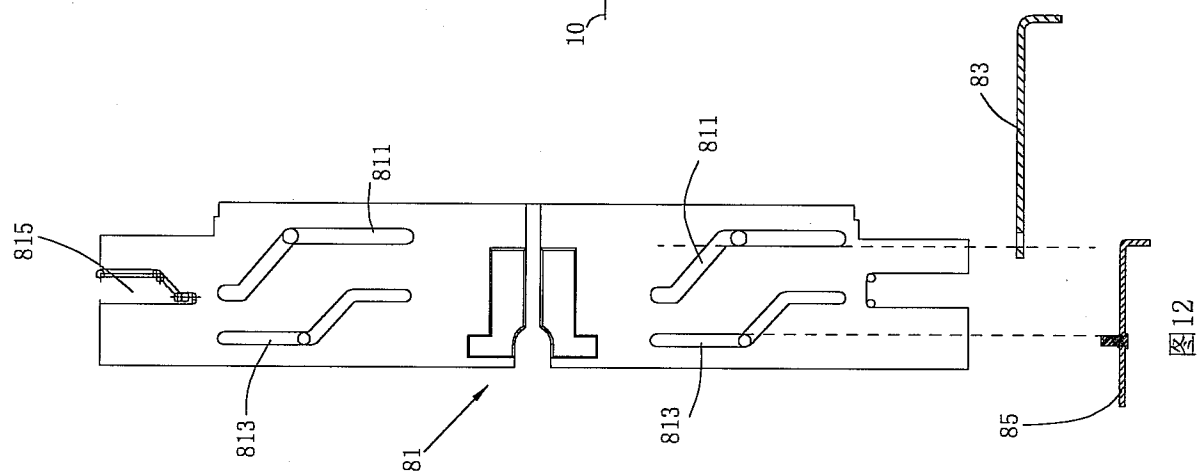


图12

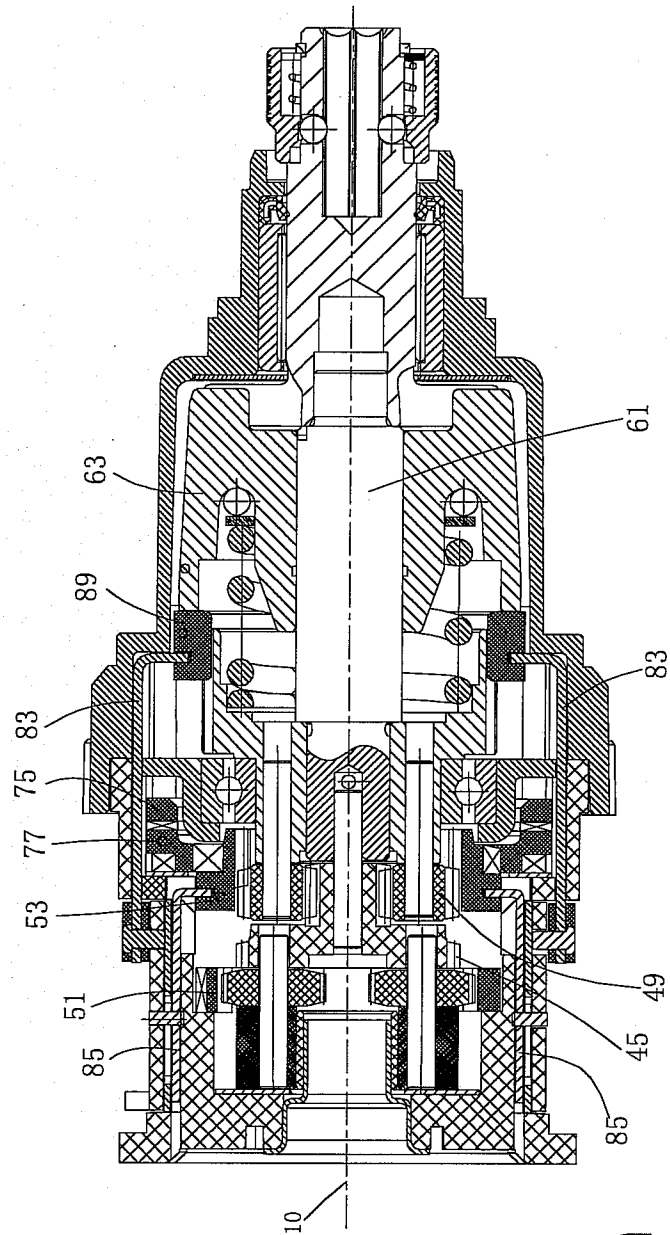


图15

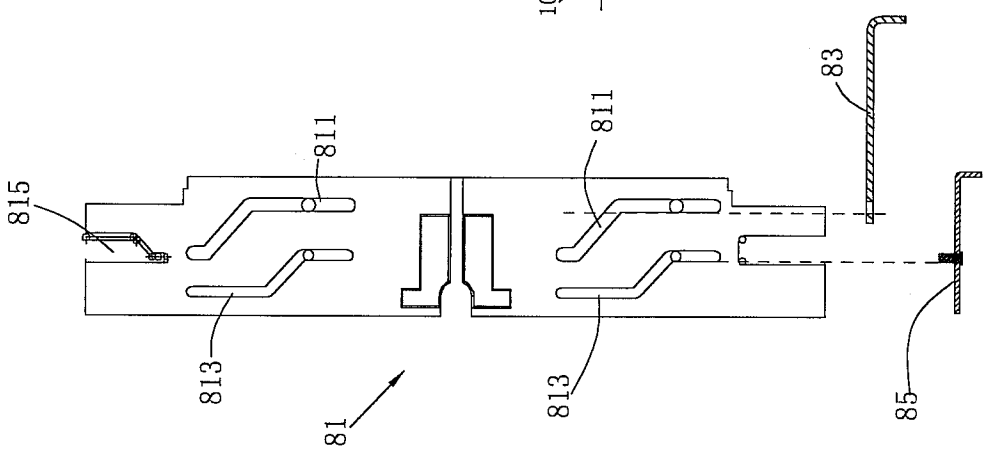


图14

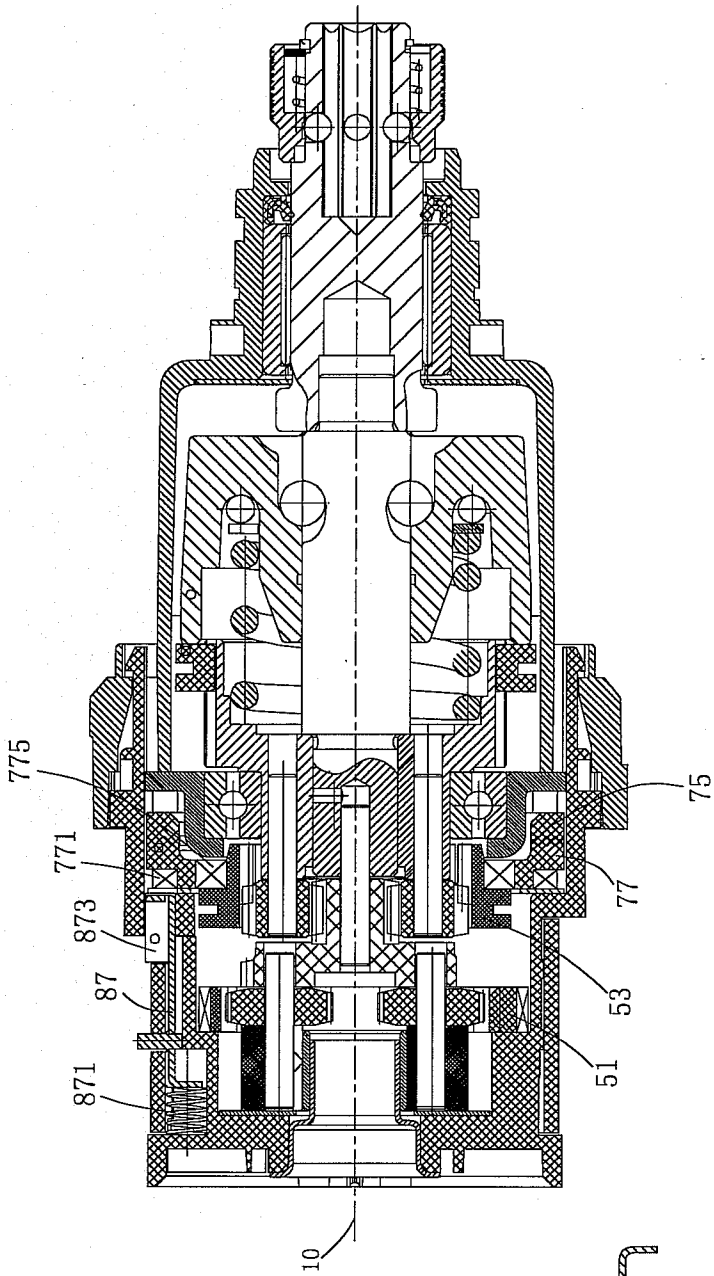


图17

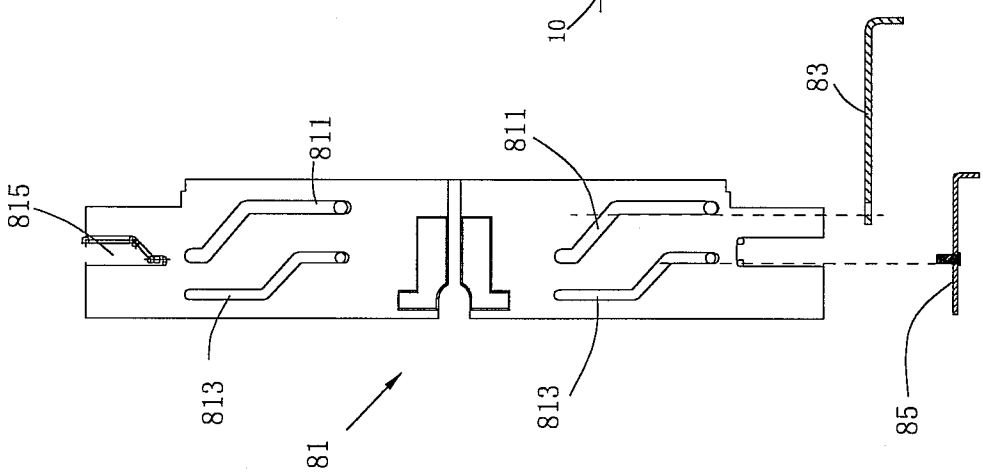


图16

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2011/077395

A.CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

See the 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: B25F3, B25F5, B25B21, B23B45/02, F16H3/44

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)
CNPAT, CNKI, WPI, EPODOC: power tool, electric tool, electrical drill, screw, wrench, planetary gear, switch, transform, planetary

C.DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claims
X	GB581093A (CONSOLIDATED PNEUMATIC TOOL COMPANY LT, et al.) 1 October 1946 (01.10.1946) see the description, lines 66 to 96 page 2 and figures.	29, 32, 34, 36
A	CN101200056 A (MAKITA CO., LTD.) 18 June 2008 (18.06.2008) see pages 5 to 7 in the description and figure 1.	1-36
A	CN201006603Y (ZHONGLI Xingzhi) 16 January 2008 (16.01.2008) see the description, pages 6 to 9 and figures 1, 1A and 1B.	1-36
A	CN201026605 Y (NANJING CHERVON INDUSTRY CO., LTD.) 27 February 2008 (27.02.2008) the entire document	1-36
A	CN101220859 A (BLACK AND DECKER) 16 July 2008 (16.07.2008) the entire document	1-36

☐,× 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 prior 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
18 October 2011(18.10.2011)	**27 October 2011 (27.10.2011)**
Name and mailing address of the ISA/CN: State Intellectual Property Office of the People's Republic of China No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao, Haidian District, Beijing City 100088, China Facsimile No.: (86-10) 62019451	Authorized officer **KANG Hongyan** Telephone No.: (86-10) **010-62085293**

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2011/077395

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claims
A	SU1811999 Al (MACH CONSTR SCI PRODN ASSOC) 30 April 1993 (30.04.1993) the entire document	1-36
A	JP2005118961 A (MAKITA CORP) 12 May 2005 (12.05.2005) the entire document	1-36
A	CN101549491 A (MAKITA CO. LTD.) 7 October 2009 (07.10.2009) the entire document	1-36
A	US7044882 B2 (ATLAS COPCO ELECTRIC TOOLS GMBH) 16 May 2006 (16.05.2006) the entire document	1-36

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2011/077395

Column II Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of Item 2 of Page 1)

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

1. ☐ Claims:
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. ☐ Claims:
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:
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Column III Observations where unity of invention is lacking (Continuation of Item 3 of Page 1)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:
Invention 1: Claims 1 to 7; invention 2: Claims 8 to 18; invention 3: Claims 19 to 28; invention 4: Claims 29 to 36.
The same or corresponding technical features involved in independent claims 1 and 19 are: "A power tool comprises a shell, a motor which is positioned in the shell and is provided with an output shaft for providing rotary output, and a planetary gear deceleration system"; the same or corresponding technical features involved in independent claims 1 and 29 are: "A power tool comprises a shell, a motor which is provided with an output shaft for providing rotary output, and a planetary gear deceleration system"; the same or corresponding technical features involved in independent claims 8 and 29 are: "A power tool comprises a planetary gear deceleration system"; the same or corresponding technical features involved in independent claims 19 and 29 are: "A power tool comprises a shell, a motor which is provided with an output shaft for providing rotary output, and a planetary gear deceleration system"; however, these are known structures in the field. Claims 1 and 19, 1 and 29, 8 and 29, 19 and 29 therefore do not have the same or corresponding specific technical features of reflecting the contribution of the invention to the current art, are not linked, and do not belong to a single general inventive concept. Therefore, these independent claims do not meet the requirement of unity of invention, and do not meet the requirement of PCT Rule 13.1.

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 additional fees, this Authority did not invite payment of additional fees.
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:
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:

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/CN2011/077395

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
GB581093 A	01.10.1946	None	
CN101200056 A	18.06.2008	US2008134840 A1	12.06.2008
		EP1932622 A2	18.06.2008
		JP2008142862 A	26.06.2008
CN201006603 Y	16.01.2008	None	
CN201026605 Y	27.02.2008	None	
CN101220859 A	16.07.2008	US2011220379 A1	15.09.2011
		WO2007092375 A2	16.08.2007
		EP1815948 A2	08.08.2007
		US2007201748 A1	30.08.2007
SU1811999 Al	30.04.1993	None	
JP2005118961 A	12.05.2005	None	
CN101549491 A	07.10.2009	AT511958T T	15.06.2011
		RU2009111910 A	10.10.2010
		EP2106884 A2	07.10.2009
		US2009242226 Al	01.10.2009
		JP2009248202 A	29.10.2009
US7044882 B2	16.05.2006	EP1464427 A2	06.10.2004
		DE10315138 Al	21.10.2004

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2011/077395

Continuation: CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
B25F5/00 (2006.01) i
B25F3/00 (2006.01) i
B23B45/02 (2006.01) i
B25B21/00 (2006.01) i
F16H 3/44 (2006.01) i

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2011/077395

A. 主题的分类

参见附加页

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)

IPC：B25F3，B25F5，B25B21，B23B45/02，F16H3/44

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）)

CNPAT，CNKI，WPI，EPODOC：动力工具，电动工具，电钻，螺丝，扳手，行星齿轮，切换，转换，planetary

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
X	GB581093 A（CONSOLIDATED PNEUMATIC TOOL COMPANY LT 等）01.10 月 1946（01.10.1946） 说明书第 2 页第 66-96 行，附图	29，32，34，36
A	CN101200056 A （株式会社牧田） 18.6 月 2008（18.06.2008） 说明书第 5-7 页，附图 1	1-36
A	CN201006603 Y （钟李杏枝） 16.1 月 2008（16.01.2008） 说明书第 6-9 页，附图 1、1A、1B	1-36
A	CN201026605 Y （南京德朔实业有限公司） 27.2 月 2008（27.02.2008） 全文	1-36
A	CN101220859 A （布莱克和戴克公司） 16.7 月 2008（16.07.2008） 全文	1-36

☒ 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
18.10 月 2011（18.10.2011）	**27.10 月 2011 (27.10.2011)**
ISA/CN 的名称和邮寄地址： 中华人民共和国国家知识产权局 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) **010-62085293**

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2011/077395

C(续). 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	SU1811999 A1 （MACH CONSTR SCI PRODN ASSOC） 30.4 月 1993（30.04.1993） 全文	1-36
A	JP2005118961 A （MAKITA CORP） 12.5 月 2005（12.05.2005） 全文	1-36
A	CN101549491 A （株式会社牧田） 07.10 月 2009（07.10.2009） 全文	1-36
A	US7044882 B2 （ATLAS COPCO ELECTRIC TOOLS GMBH） 16.5 月 2006（16.05.2006） 全文	1-36

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2011/077395

第II栏　某些权利要求被认为是不能检索的意见(续第 1 页第 2 项)

根据条约第 17 条(2)(a)，对某些权利要求未做国际检索报告的理由如下：

1. ☐ 权利要求：

因为它们涉及不要求本单位进行检索的主题，即：

2. ☐ 权利要求：

因为它们涉及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　缺乏发明单一性的意见(续第 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：

发明 1：权利要求 1-7；发明 2：权利要求 8-18；发明 3：权利要求 19-28；发明 4：权利要求 29-36。

独立权利要求 1 与 19 之间的相同或相应技术特征在于“动力工具，包括：壳体；马达，位于壳体中，具有提供旋转输出的输出轴；行星齿轮减速系统”；独立权利要求 1 与 29 之间的相同或相应技术特征在于“动力工具，包括：壳体；马达，具有提供旋转输出的输出轴；行星齿轮减速系统”；独立权利要求 8 与独立权利要求 29 之间的相同或相应技术特征在于“动力工具，包括：行星齿轮减速系统”；独立权利要求 19 与独立权利要求 29 之间的相同或相应技术特征在于“动力工具，包括：壳体；马达，具有提供旋转输出的输出轴；行星齿轮减速系统”，但是这些都是本领域中熟知的结构，因此导致权利要求 1 与 19、1 与 29、8 与 29、19 与 29 之间都将不具有相同或相应的体现发明对现有技术作出贡献的特定技术特征，不存在技术关联，不属于一个总的发明构思，因此不满足发明单一性的要求，不符合 PCT 实施细则 13.1 的规定。

1. ☒ 由于申请人按时缴纳了被要求缴纳的全部附加检索费，本国际检索报告涉及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缴纳的附加检索费。因此，本国际检索报告仅涉及权利要求书中首先提及的发明；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，适用时，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，但未在通知书规定的时间期限内缴纳异议费。

☒ 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/CN2011/077395**

检索报告中引用的专利文件	公布日期	同族专利	公布日期
GB581093 A	01.10.1946	无	
CN101200056 A	18.06.2008	US2008134840 A1	12.06.2008
		EP1932622 A2	18.06.2008
		JP2008142862 A	26.06.2008
CN201006603 Y	16.01.2008	无	
CN201026605 Y	27.02.2008	无	
CN101220859 A	16.07.2008	US2011220379 A1	15.09.2011
		WO2007092375 A2	16.08.2007
		EP1815948 A2	08.08.2007
		US2007201748 A1	30.08.2007
SU1811999 A1	30.04.1993	无	
JP2005118961 A	12.05.2005	无	
CN101549491 A	07.10.2009	AT511958T T	15.06.2011
		RU2009111910 A	10.10.2010
		EP2106884 A2	07.10.2009
		US2009242226 A1	01.10.2009
		JP2009248202 A	29.10.2009
US7044882 B2	16.05.2006	EP1464427 A2	06.10.2004
		DE10315138 A1	21.10.2004

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2011/077395

续：主题的分类

B25F5/00 (2006.01) i

B25F3/00 (2006.01) i

B23B45/02 (2006.01) i

B25B21/00 (2006.01) i

F16H 3/44 (2006.01) i