



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105201816 B

(45)授权公告日 2017.03.22

(21)申请号 201510561339.3

F04B 53/18(2006.01)

(22)申请日 2015.09.07

F04B 1/22(2006.01)

(65)同一申请的已公布的文献号

审查员 胡春妍

申请公布号 CN 105201816 A

(43)申请公布日 2015.12.30

(73)专利权人 福州大学

地址 350108 福建省福州市闽侯县上街镇
大学城学园路2号福州大学新区

(72)发明人 陈晖 梁红星 肖天丽 王健

(74)专利代理机构 福州元创专利商标代理有限公司 35100

代理人 蔡学俊

(51)Int.Cl.

F04B 53/08(2006.01)

F04B 53/16(2006.01)

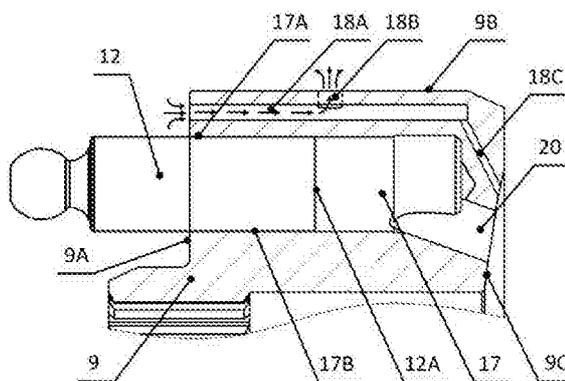
权利要求书1页 说明书6页 附图10页

(54)发明名称

一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构

(57)摘要

本发明涉及一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,包括缸体和配流盘,缸体前端面上开设有柱塞腔,缸体后端面上开设与柱塞腔相通的腰形孔,缸体后端面紧贴有配流盘,缸体上开设有轴向冷却油道,缸体周侧开设有将轴向冷却油道与缸体外周面连通的径向冷却油道,缸体后端面开设有将轴向冷却油道与缸体后端面连通的配流冷却油道,配流盘同一端面的两侧上开设有弧形通孔状的低压吸油区和高压排油区,低压吸油区和高压排油区之间开设有油槽,柱塞腔通过腰形孔与低压吸油区和高压排油区相连通,本发明通过缸体旋转离心力及缸体外周面的压差作用,有效提升冷却效率,开设特有的配流盘油槽和缸体冷却油道,进一步提升冷却效率与可靠性。



1. 一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,包括缸体和配流盘,缸体前端面上开设有环形阵列分布的柱塞腔,缸体后端面上开设有弧形槽状且与柱塞腔相通的腰形孔,缸体后端面紧贴有配流盘,其特征在于:所述的缸体上沿轴向开设有轴向冷却油道,缸体周侧沿周向开设有将轴向冷却油道与缸体外周面连通的径向冷却油道,缸体后端面开设有将轴向冷却油道与缸体后端面连通的配流冷却油道,所述配流盘同一端面的两侧上开设有弧形通孔状的低压吸油区 and 高压排油区,低压吸油区和高压排油区之间开设有油槽,柱塞腔通过腰形孔与低压吸油区和高压排油区相连通,油槽使腰形孔在离开高压排油区后与油槽的一端接通,同时配流冷却油道与油槽的另一端连通,腰形孔与缸体外围连通,此时处于柱塞腔内闭死压缩的油液排出到缸体外围,最终流回油箱内。

2. 根据权利要求1所述的一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,其特征在于:所述的轴向冷却油道的横截面为圆弧槽,所述圆弧槽与柱塞腔同心且弧度 a 为 $0\sim 120$ 度,轴向冷却油道在缸体前端面沿周向均匀分布,所述轴向冷却油道与柱塞腔之间的最小厚度 h 为柱塞腔直径 D 的 $0.01\sim 0.5$ 倍。

3. 根据权利要求1所述的一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,其特征在于:所述的径向冷却油道由缸体外周面沿缸体径向贯通至轴向冷却油道。

4. 根据权利要求1所述的一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,其特征在于:所述的配流冷却油道位于缸体后端面中心与对应的柱塞腔中心点连线的外侧。

5. 根据权利要求1所述的一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,其特征在于:所述的油槽为盲槽形式的L形油槽,其开设于低压吸油区和高压排油区中间且接近配流盘外端面的位置。

6. 根据权利要求1所述的一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,其特征在于:在缸体后端面以缸体中心为圆心、腰形孔中心为半径的圆上,所述的油槽与高压排油区弧长不小于腰形孔在该圆上的弧长。

7. 根据权利要求2所述的一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,其特征在于:所述的轴向冷却油道从缸体前端面沿柱塞腔向缸体内延伸,其深度为柱塞腔轴向长度的 $0.2\sim 0.8$ 倍。

8. 根据权利要求3所述的一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,其特征在于:在垂直于缸体轴向的截面上,所述的径向冷却油道对称轴 OO_1 与轴向冷却油道对称轴 OO_2 之间的夹角 β 为 $0\sim 60$ 度,夹角 β 的偏置方向与缸体旋转方向相反。

9. 根据权利要求3所述的一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,其特征在于:所述的径向冷却油道与缸体前端面的轴向距离为柱塞轴向长度的 $0.2\sim 0.8$ 倍。

一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构

技术领域

[0001] 本发明是涉及一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,尤其是涉及一种适用于高速旋转状态下可实现缸体自冷却的斜盘式柱塞泵。

背景技术

[0002] 斜盘式柱塞泵因其具有结构紧凑、功率密度比大、高压高效、变量方式灵活等优点,被广泛应用于航空航天、石油化工、工程机械和船舶工业等领域中。当前,伴随轴向柱塞泵的高压化发展,斜盘式轴向柱塞泵的三个主要摩擦副(柱塞副、配流副和滑靴副)产生的热量进一步增大,其工作热量积累将增大摩擦副产生胶着等破坏,由此将大幅降低泵的使用寿命。

[0003] 对柱塞副而言,活塞在缸体中的往复运动使滑动面发热,而滑动面的发热量取决于活塞与缸体的接触压力。与低转速下相比,高速旋转下柱塞所受离心力增大,活塞与缸体的接触压力增大,滑动面上的发热量也随之增大。同时,由于活塞紧靠在缸体径向外侧,使其外侧间隙宽度变小,外侧间隙中的工作油流动阻力显著增加,更不容易带走此处产生的热量。随之,此处工作油液局部持续升温,超过工作油的转变温度时,工作油的润滑性能下降,滑动面发热量将进一步增大,在此恶性循环下柱塞与缸体发生热胶着、卡死。因此,如何在高转速工况下对柱塞副进行冷却,对提升斜盘式柱塞泵对高速、高压工况的适应性具有重要意义。

[0004] 当前,针对摩擦副发热的冷却设计方案主要有:(1)采用增大柱塞与缸体的间隙或在柱塞表面开设凹槽的方法,提高柱塞与缸体间的进油量,以提升摩擦副的润滑性及冷却性能;(2)在缸体外周面增加散热翅片,以增大缸体与壳体间油液的热交换面积;(3)在缸体上开设冷却槽,利用泵壳体和缸体间的油液冷却缸体,以抑制摩擦副表面温度上升及间隙润滑的油温上升。

[0005] 上述方案可一定程度抑制柱塞副温升,但仍存在以下不足:

[0006] (1)增大柱塞与缸体的间隙,对缸体径向外侧的冷却润滑作用有限。该方案增大了间隙泄漏量,降低泵了的效率,同时间隙的高压泄漏也会增加泵的发热。此外,高转速下柱塞受到较大离心力紧靠于缸体径向外侧,实际上柱塞与缸体径向外侧的间隙并不能有效增大。

[0007] (2)缸体外周面增加散热翅片,加剧了缸体自身的搅动发热和旋转阻力。缸体外周面的凸凹不平,明显增加工作时缸体对壳体内油液的搅动强度,从而增大了泵的自搅发热,而搅动油液也同样会增大缸体旋转的阻力,这些不利因素会减低泵的性能。

[0008] (3)缸体外周面开设冷却槽,降低了缸体的刚度。在高速、高压工况下,柱塞受到离心力和高压的作用增强,对缸体的接触压力增大,若缸体的刚度不足极易导致缸体变形,由此增大柱塞与柱塞腔的缝隙,并最终致使泵由于内泄漏量迅速增加。

发明内容

[0009] 为可克服以上不足,本发明提供了一种斜盘式轴向柱塞泵的缸体自冷却结构,具有缸体自冷却功能,同时避免缸体相对配流盘转动时的闭死容腔问题,尤其适用于高速、高压的工况。

[0010] 为达到上述目的,本发明采用的技术方案如下:

[0011] 一种斜盘式柱塞泵的缸体自冷却结构,包括缸体和配流盘,缸体前端面上开设有环形阵列分布的柱塞腔,缸体后端面上开设有弧形槽状且与柱塞腔相通的腰形孔,缸体后端面(9)紧贴有配流盘,所述的缸体上沿轴向开设有轴向冷却油道,缸体周侧沿周向开设有将轴向冷却油道与缸体外周面连通的径向冷却油道,缸体后端面开设有将轴向冷却油道与缸体后端面连通的配流冷却油道,所述配流盘同一端面的两侧上开设有弧形通孔状的低压吸油区和高压排油区,低压吸油区和高压排油区之间开设有油槽,柱塞腔通过腰形孔与低压吸油区和高压排油区相连通。

[0012] 进一步的,所述的轴向冷却油道的横截面为圆弧槽,所述圆弧槽与柱塞腔同心且弧度 α 为 $0\sim 120$ 度,轴向冷却油道在缸体前端面沿周向均匀分布,所述轴向冷却油道与柱塞腔之间的最小厚度 h 为柱塞腔直径 D 的 $0.01\sim 0.5$ 倍。

[0013] 进一步的,所述的径向冷却油道由缸体外周面沿缸体径向贯通至轴向冷却油道。

[0014] 进一步的,所述的配流冷却油道位于缸体后端面中心与对应的柱塞腔中心点连线的外侧。

[0015] 进一步的,所述的油槽为盲槽形式的L形油槽,其开设于低压吸油区和高压排油区中间且接近配流盘外端面的位置。

[0016] 进一步的,在缸体后端面以缸体中心为圆心、腰形孔中心为半径的圆上,所述的油槽与高压排油区弧长不小于腰形孔在该圆上的弧长。

[0017] 进一步的,所述的轴向冷却油道从缸体前端面沿柱塞腔向缸体内延伸,其深度为柱塞腔轴向长度的 $0.2\sim 0.8$ 倍。

[0018] 进一步的,在垂直于缸体轴向的截面上,所述的径向冷却油道对称轴 OO_1 与轴向冷却油道对称轴 OO_2 之间的夹角 β 为 $0\sim 60$ 度,夹角 β 的偏置方向与缸体旋转方向相反。

[0019] 进一步的,所述的径向冷却油道与缸体前端面的轴向距离为柱塞轴向长度的 $0.2\sim 0.8$ 倍。

[0020] 与现有技术相比,本发明的有益效果是:

[0021] 通过缸体旋转离心力及缸体外周面的压差作用,有效提升冷却效率。该方式引入缸体外的流体对缸体进行冷却,不增大柱塞与缸体之间的间隙,可抑制高速运转时柱塞和柱塞腔的滑动面温升,为提升柱塞泵的最高转速创造条件;

[0022] 在缸体内开设冷却结构,不破坏缸体周面的平滑度,缸体转动阻力小。该结构不破坏缸体周面的平滑度,可显著抑制油液搅动发热、油液流动方向性好。同时,所设计的优选结构考虑了缸体刚度的影响,结构稳定性强;

[0023] 开设特有的配流盘油槽和缸体冷却油道,进一步提升冷却效率与可靠性。利用柱塞腔运动到配流盘的高低压区切换间隙,实现强化冷却,并可有效防止柱塞腔的闭死,由此抑制柱塞腔在高低压区切换时可能产生的空化与冲击。

附图说明

- [0024] 图中；
- [0025] 图1是本发明的内部结构示意图；
- [0026] 图2是带有冷却结构的缸体前端面视图；
- [0027] 图3是图2的A-A剖面视图；
- [0028] 图4是带有冷却结构的缸体后端面视图；
- [0029] 图5是配流盘油槽一种实施结构的示意图；
- [0030] 图6是图5的实施结构工作时腰形孔由高压排油区向低压吸油区运动的示意图一；
- [0031] 图7是图5的实施结构工作时腰形孔由高压排油区向低压吸油区运动的示意图二；
- [0032] 图8是图5的实施结构腰形孔由高压排油区向低压吸油区过渡时的油液流动示意图；
- [0033] 图9是配流盘油槽另一种实施结构的示意图；
- [0034] 图10是图9的实施结构工作时腰形孔由高压排油区向低压吸油区运动的示意图一；
- [0035] 图11是图9的实施结构工作时腰形孔由高压排油区向低压吸油区运动的示意图二；
- [0036] 图12是图9的实施结构腰形孔由低压吸油区向高压排油区过渡时的油液流动示意图；
- [0037] 图中：1-端盖，2-泵盖，3-前泵体，4-中泵体，5-传动轴，6-斜盘，7-底板，8-球形衬套，9-缸体，9A-缸体前端面，9B-缸体周面，9C-缸体后端面，10-配流盘，10A-低压吸油区，10B-高压排油区，11-滑靴，12-柱塞，12A-柱塞底面，13-缸体弹簧，14-斜盘控制器，15-滚珠轴承，16-滚针轴承，17-柱塞腔，17A-柱塞腔壁面，17B-柱塞腔壁面，18A-轴向冷却油道，18B-径向冷却油道，18C-配流冷却油道，19A、19B-L形油槽，20-腰形孔，21-预降压三角槽，22-预升压三角槽，23-预压孔， α -弧度 α ， β -夹角 β ， h -轴向冷却油道与柱塞腔之间的最小厚度 h ， D -柱塞腔直径 D ， OO_1 -径向冷却油道对称轴 OO_1 ， OO_2 -轴向冷却油道对称轴 OO_2 。

具体实施方式

[0038] 为让本发明的上述特征和优点能更明显易懂，下文特举实施例，并配合附图，作详细说明如下。

[0039] 图1示意性地表示了本发明实施方案的内部结构的示意图。具有缸体自冷却结构的斜盘式轴向柱塞泵由端盖1、泵盖2、前泵体3、中泵体4、传动轴5、斜盘6、底板7、球形衬套8、缸体9、配流盘10、滑靴11、柱塞12、缸体弹簧13、斜盘控制器14、滚珠轴承15、滚针轴承16等零件组成。其中，泵壳由泵盖2、前泵体3、中泵体4组成，传动轴5前后贯穿于泵壳体内，由滚珠轴承15和滚针轴承16分别支撑于泵壳的前端和后端。缸体9与传动轴5通过花键相连，不能相对旋转，缸体9在传动轴5的驱动下进行旋转运动。缸体前端面9A上开设柱塞腔17，在缸体后端面9C上开设腰形孔20与柱塞腔相通。柱塞12一端通过间隙配合方式安装在缸体9的柱塞腔17内，柱塞12另一端通过球节方式与滑靴11相连接，滑靴11与斜盘6面接触形成滑动摩擦副。斜盘6以一定角度安装在前泵体3内，且在缸体一侧安装有底板7。球形衬套8成环状外装于传动轴5上，且被设置在缸体上的多个缸体弹簧按压在底板7上。缸体9与配流盘10相接触，可相对转动，而配流盘10通过销固定在中泵体4上，不能相对旋转。配流盘10上开设

有低压吸油区10A和高压排油区10B,柱塞腔17可通过腰形孔20与低压吸油区10A和高压排油区10B相连通。

[0040] 工作时,柱塞12随缸体9作旋转运动。由于受到斜盘6和滑靴11组成摩擦副的约束,以及高压油腔内压力共同作用,柱塞12在柱塞腔17内作往复运动。通过缸体旋转使腰形孔20在低压吸油区10A和高压排油区10B交替切换。腰形孔20在经过低压吸油区10A时,由于柱塞12由柱塞腔17内向外运动,在柱塞腔17内形成负压将油液从低压吸油区10A经腰形孔20吸入;在柱塞腔经过高压排油区10B时,柱塞12由柱塞腔17外向内运动,使柱塞腔17内的油液受压从高压排油区10B流出。由此反复工作,实现泵的吸油、压油。

[0041] 图2~图4示意性地表示了本发明实施方案中缸体的冷却结构,缸体9的冷却结构包括沿缸体9轴向延伸的轴向冷却油道18A、沿缸体9径向延伸的径向冷却油道18B以及倾斜设置的配流冷却油道18C。如图2所示,轴向冷却油道18A从缸体前端面9A向缸体内内沿柱塞腔17延伸(延伸深度为柱塞腔轴向长度的 $1/5\sim 4/5$),其与柱塞腔17之间的壁面厚度 h 应保证缸体9的足够刚度,最小厚度 h 为 $0.01D\leq h\leq 0.5D$ (D 为柱塞腔直径)。轴向冷却油道18A的横截面为与柱塞腔17同心的圆弧槽,以在保证足够刚度的前提下具有良好的冷却效果。轴向冷却油道18A的形状并不局限于图2那样,其弧度角可在具体实施时适当变化,只要保证缸体9的刚度且具有良好的冷却效果即可。在缸体外周面9B开设径向冷却油道18B,沿缸体9径向向内贯通到轴向冷却油道18A,径向冷却油道18B在缸体9的轴向分布位置处于柱塞12在外死点时柱塞底面12A所处位置附近。当缸体9高速旋转时,柱塞12在柱塞腔17内做往复运动,在离心力作用下柱塞12对柱塞腔壁面17A一侧的接触压力增大,摩擦产生的热量增加,且通过此处间隙的油液减少,不能起到很好的润滑、冷却的效果,而柱塞腔壁面17B一侧间隙相对较大,可通过足够的油液进行润滑冷却。当柱塞12位于外死点时,柱塞底面12A到缸体后端面9C之间的柱塞腔壁面可通过进入柱塞腔17的工作油进行足够的冷却换热。因此,对处于外死点时的柱塞底面12A到缸体前端面9A之间的柱塞腔壁面17A强化冷却换热,是缸体冷却的关键。

[0042] 工作时,轴向冷却油道18A内充满油液,使此处油液持续流动便可以实现连续不断的对柱塞腔壁面17A进行冷却。由于缸体外周面9B外围油液随缸体9高速流动,使此处油液压力降低,处于径向冷却油道18B内的油液受到压差与离心力的共同作用,使径向冷却油道18B中的油液向缸体9外排出。径向冷却油道18B中的油液向外排出带动轴向冷却油道18A中的油液流动,使处于缸体前端面9A一侧的油液向轴向冷却油道18A内流动,从而对发热较大的柱塞腔壁面17A进行冷却换热。

[0043] 如图2所示,中间箭头方向为缸体9旋转方向,径向冷却油道18B中心线 O_1 与轴向冷却油道18A横截面的对称轴 O_2 在缸体前端面的投影夹角 β 为 $0\sim 60$ 度,且夹角的偏置方向与缸体旋转方向相反,以利用缸体的旋转惯性和离心力作用使轴向冷却油道18A内的油液更容易流到径向冷却油道18B内,再由径向冷却油道18B内流出到缸体周面9B外侧,从而加快轴向冷却油道18A内的油液流动以增强冷却换热效果。

[0044] 如图3、图4所示,配流冷却油道18C连通轴向冷却油道18A和缸体后端面9C,其在缸体后端面9C上的中心位于柱塞腔17在缸体后端面9C的对称轴上。结合图1,当缸体转动时,配流冷却油道18C可通过配流盘10与低压吸油区10A和高压排油区10B交替连通,以获得额外的油液驱动力促进轴向冷却油道18A内的油液流动。

[0045] 图5是本发明配流盘油槽结构的示意图。配流盘10上开设有低压吸油区10A和高压排油区10B,且在厚度方向上贯通配流盘10。在配流盘10上方由高压排油区10B向低压吸油区10A的过渡区间,开设有L形油槽19A和预降压三角槽21,在配流盘10下方由低压吸油区10A向高压排油区10B的过渡区间,开设有预升压三角槽22和预压孔23。其中L形油槽19A和三角槽开设为盲槽形式,预压孔23开设为通孔并与高压区相连通。

[0046] 图6~图8是工作时腰形孔由高压排油区向低压吸油区运动及此时油液流动状态的示意图。图中箭头方向为缸体9转动方向,即腰形孔20的运动方向。工作时缸体9相对配流盘10做旋转运动,在腰形孔20刚离开高压排油区10B时,此时柱塞12还未处于内死点,而腰形孔20因处于低压吸油区10A和高压排油区10B之间无法排油而形成闭死容腔。结合图1,随后缸体9运动使柱塞12继续向下运动,将导致柱塞腔17内的压力正超调。本发明在低压吸油区10A向高压排油区10B过渡的区间开设L形油槽19A,且在腰形孔20中心的旋转轨迹线上,L形油槽19A到高压排油区10B的最短弧长与腰形孔20周向最大弧长相等。该L形油槽19A使腰形孔20在离开高压排油区10B后可以与L形油槽19A的一端接通,同时配流冷却油道18C与L形油槽19A的另一端连通,这样便可将腰形孔20与缸体9外围连通,使此时处于柱塞腔17内闭死压缩的油液排出到缸体9外围,最终流回油箱内。如图8为此时的油液流动状态示意图。利用此处形成的高压油,迅速从配流冷却油道18C流向轴向冷却油道18A,为轴向冷却油道18A提供油液驱动力,从而加快轴向冷却油道18A内的油液流速以增强冷却换热效果。之后随着腰形孔20继续运动与预降压三角槽21接触,平稳过渡压力后进入低压吸油区10A,此时配流冷却油道18C与L形油槽19A断开。这样,在排油末期的闭死压缩阶段,通过将柱塞腔17内的高压油液泄到缸体9外围,驱动轴向冷却油道18A内的油液流动,在实现预泄压效果的同时,提升对缸体9的冷却效果。

[0047] 图9是本发明配流盘油槽另一种实施结构的示意图。配流盘10上开设的L形油槽也可开设在由低压吸油区10A向高压排油区10B过渡的区间。当然,L形油槽的开设位置并不局限于此,也可同时在配流盘10上下两个过渡区间同时开设,但缸体9转速过快可能会出现油液在冷却油道内滞留的情况。下面以在低压吸油区10A向高压排油区10B过渡的区间上开设L形油槽19B为实施例二作介绍。

[0048] 图10~11是相应的腰形孔由低压吸油区向高压排油区运动及此时油液流动的示意图。图中箭头方向为缸体9转动方向,即腰形孔20的运动方向。当腰形孔20由图中转动方向逐渐从低压吸油区10A离开时,吸油口面积也逐渐缩小,较小的吸油口面积将加大吸油阻力,使得流入柱塞腔17的油液减少,易导致吸空,在随后腰形孔20进入高压排油区10B后,易产生空化与噪声。而且,当腰形孔20离开低压吸油区10A后,此时对应柱塞12并没有处于外死点,即柱塞12仍在向柱塞腔17外运动,使柱塞腔17内形成闭死膨胀。本发明在低压吸油区向高压排油区过渡的位置开设L形油槽19B,在腰形孔20与低压吸油区10A的通流面积较小即吸油口面积较小时,可通过配流冷却油道18C和L形油槽19B相连通,一定程度上增大吸油口面积,并且在腰形孔20离开低压吸油区10A后仍保持配流冷却油道18C和L形油槽19B相连,以使腰形孔20和缸体9外围相通,防止其闭死膨胀。如图12为此时的油液流动状态示意图,通过此时柱塞腔17内形成的负压,配流冷却油道18c内的油液经由L形油槽19B进入腰形孔20,从而带动轴向冷却油道18A内的油液流动。当腰形孔20运动到与预压孔23接触时,配流冷却油道18C与L形油槽19B断开,防止高压油的泄漏。经过预升压后的腰形孔20随后运动

到与预升压三角槽22接触,平缓过渡压力后进入高压排油区10B。这样,在吸油末期通过柱塞12向外运动提供的驱动力,驱动油液从缸体9外由轴向冷却油道18A经过配流冷却油道18C流入柱塞腔17内,在防止柱塞腔17闭死膨胀的同时,加快轴向冷却油道18A内的油液流速,从而提升对缸体9的冷却效果。

[0049] 在本实施例中,缸体高速转动时,由于离心力及缸体外周面的压差作用,使缸体外油液进入冷却油道以冷却缸体。此外,通过配流冷却油道和L形油槽在缸体转动时的配合作用,防止柱塞腔在吸油和排油末期形成闭死容腔,在抑制空化噪声与高压冲击的同时,为冷却油道中的油液提供驱动力,提升了冷却油道中油液的更新速率,由此进一步增强了缸体的冷却效果,尤其适用于高压大流量工况。

[0050] 上列较佳实施例,对本发明的目的、技术方案和优点进行了进一步详细说明,所应理解的是,以上所述仅为本发明的较佳实施例而已,并不用以限制本发明,凡在本发明的精神和原则之内,所作的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本发明的保护范围之内。

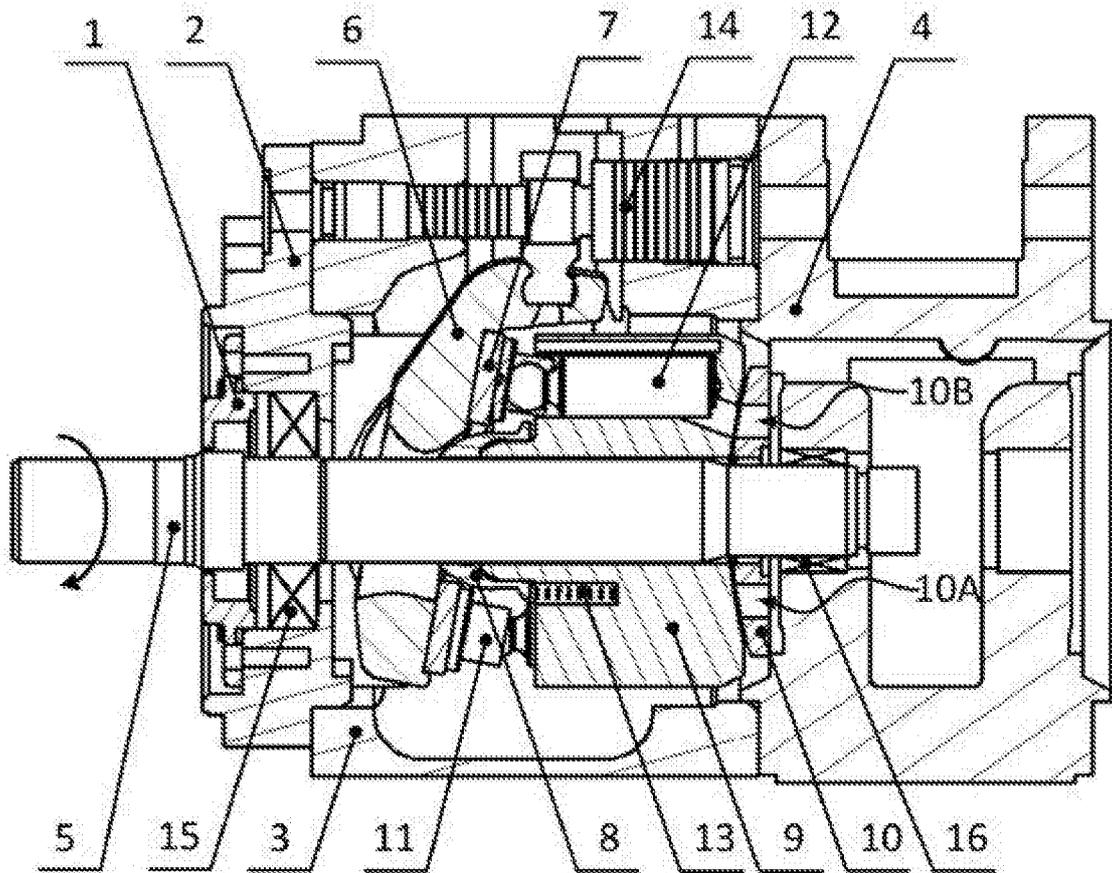


图1

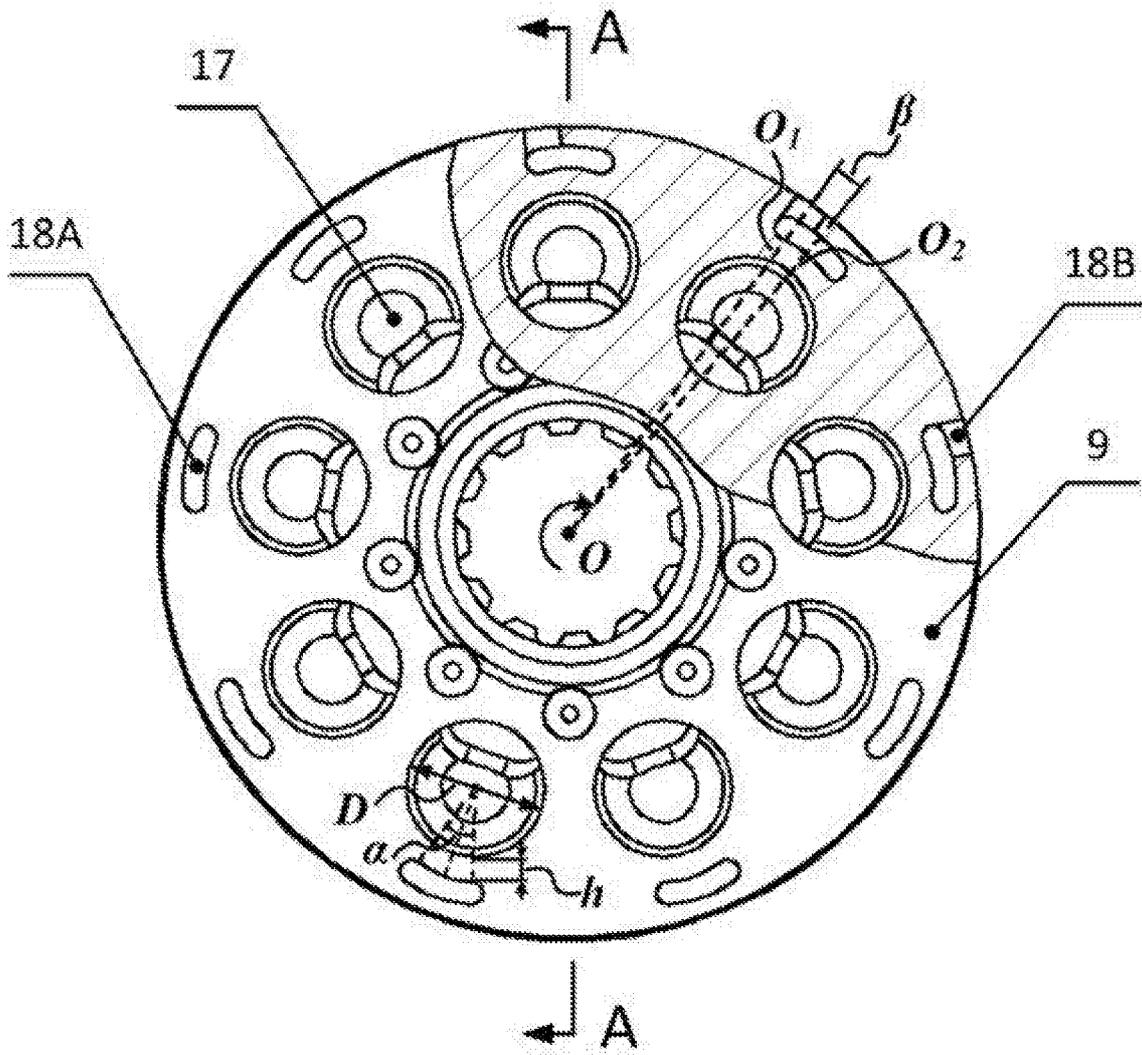


图2

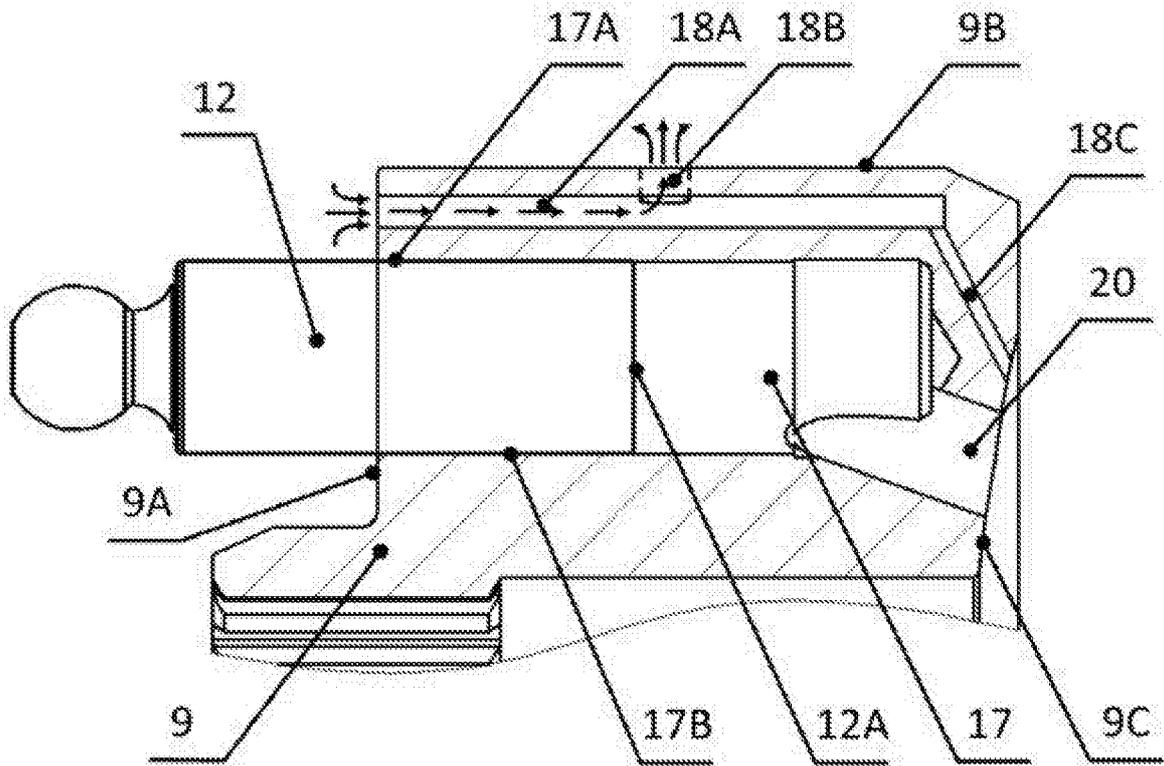


图3

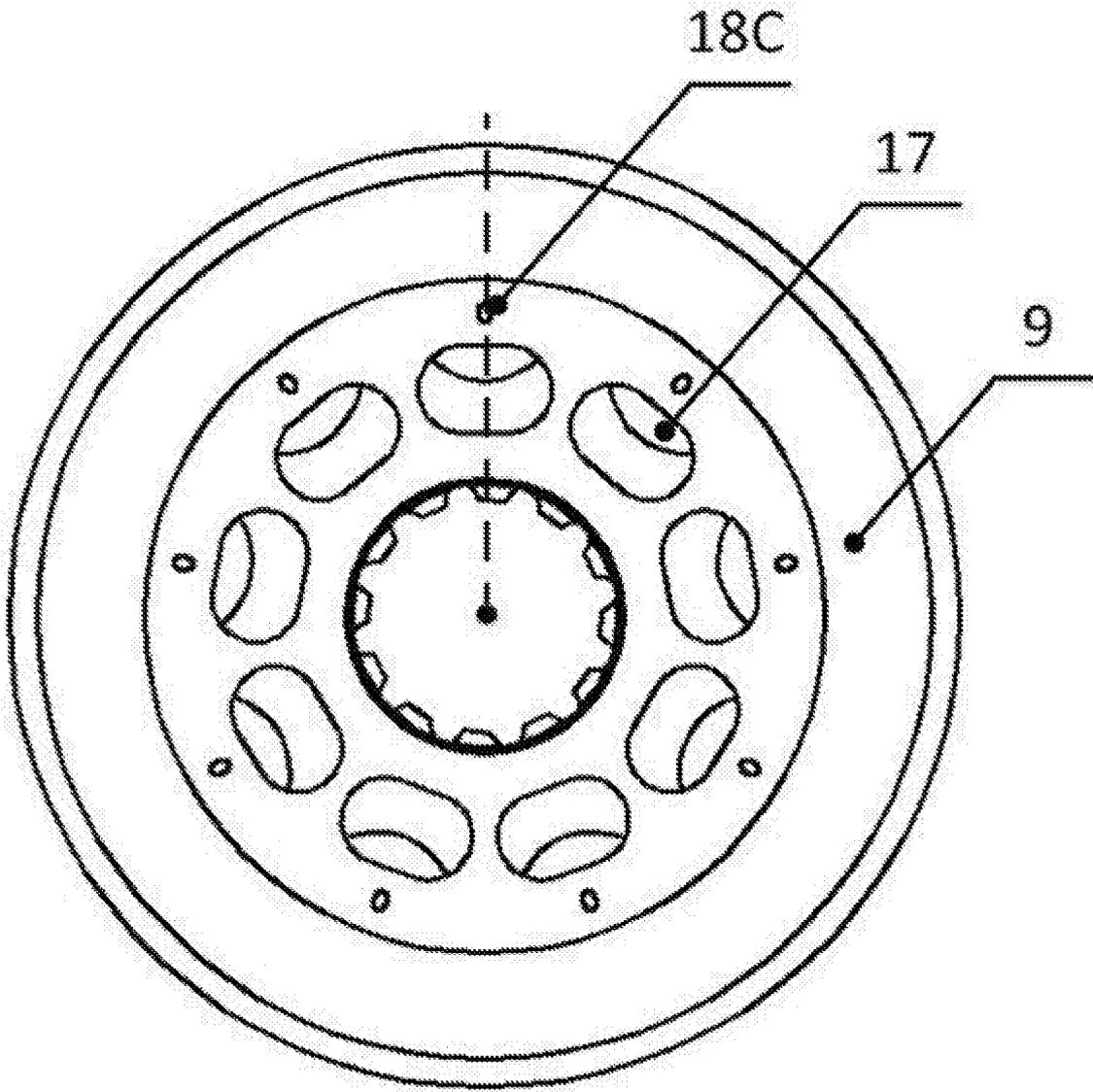


图4

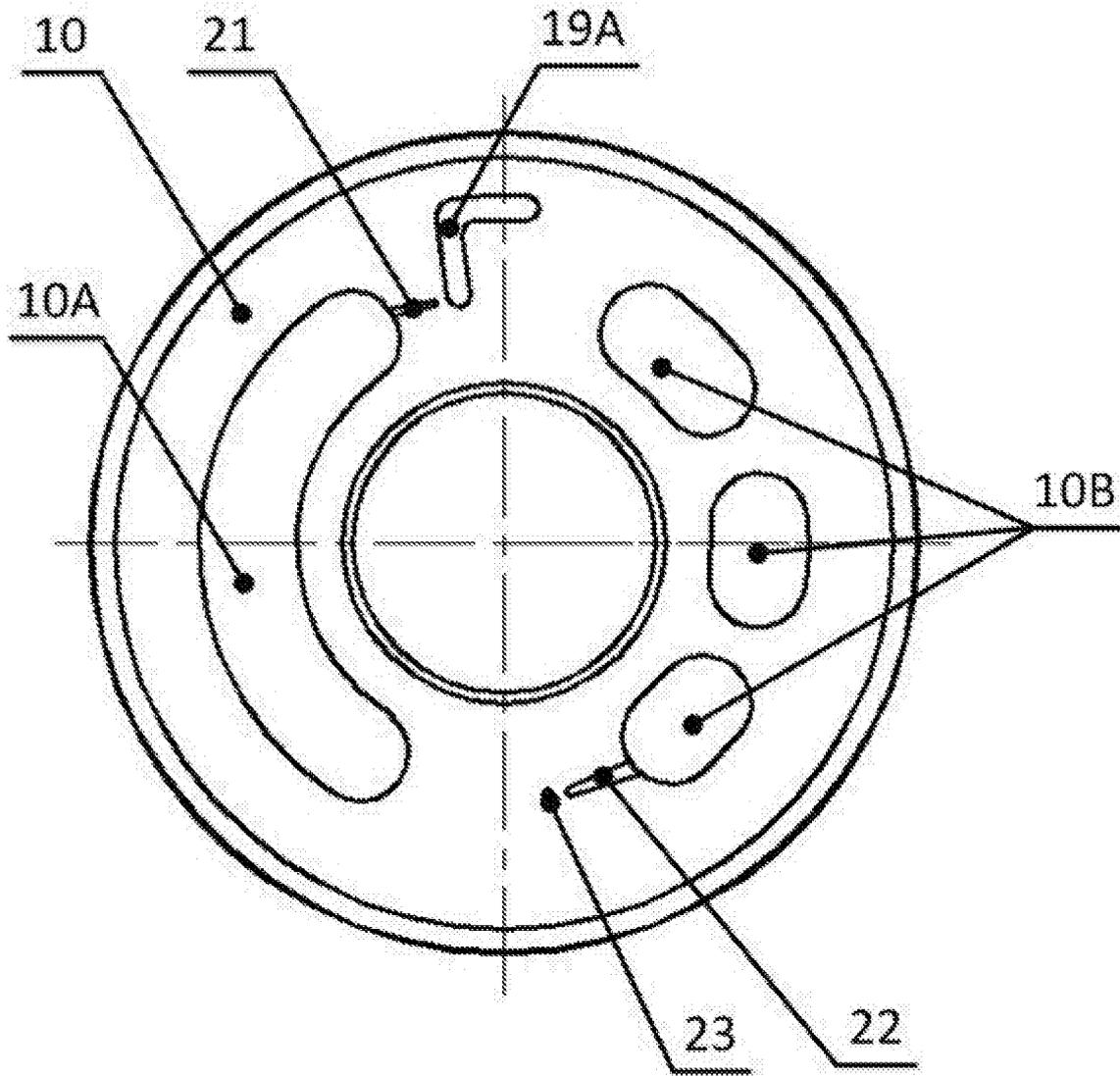


图5

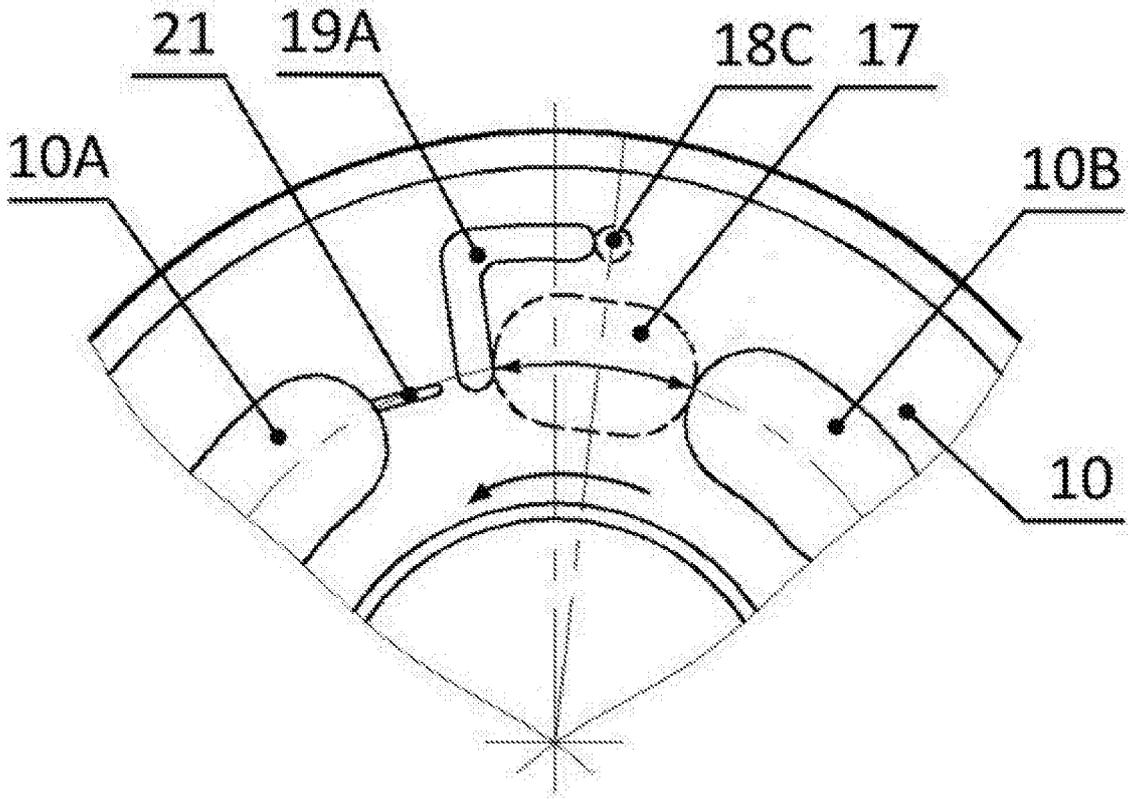


图6

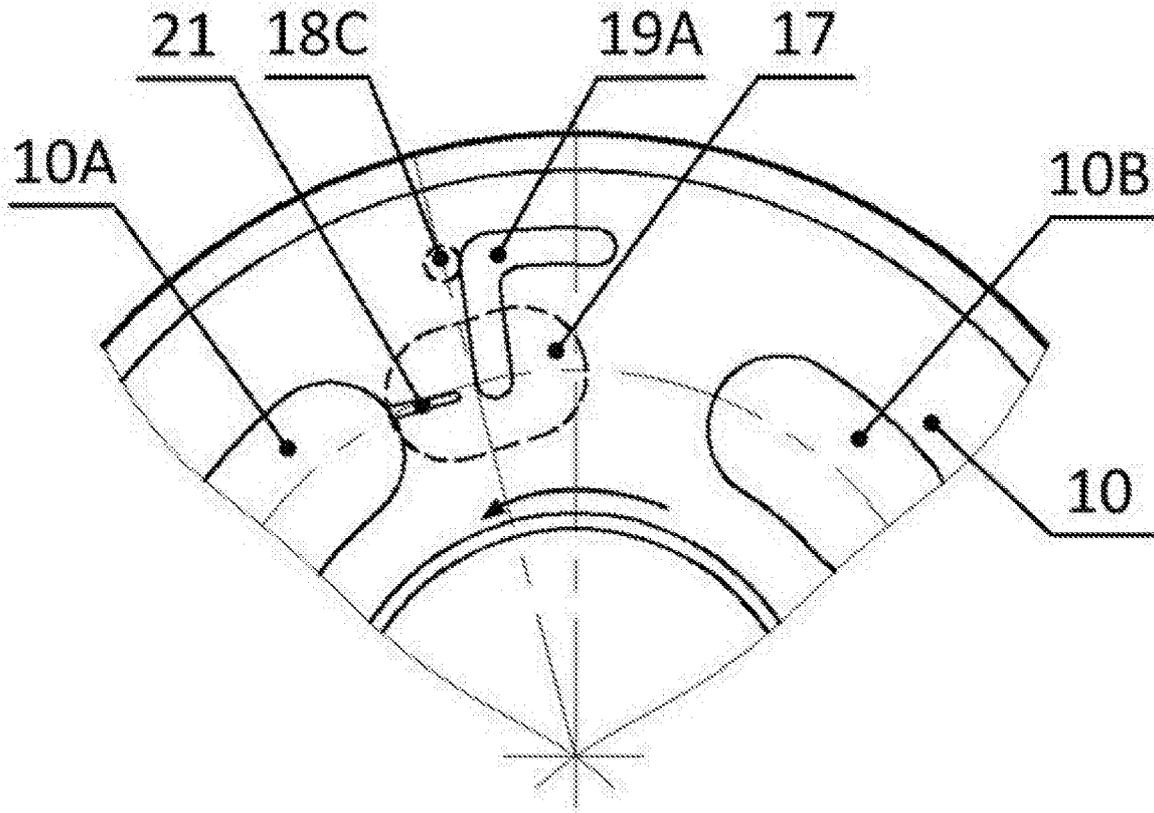


图7

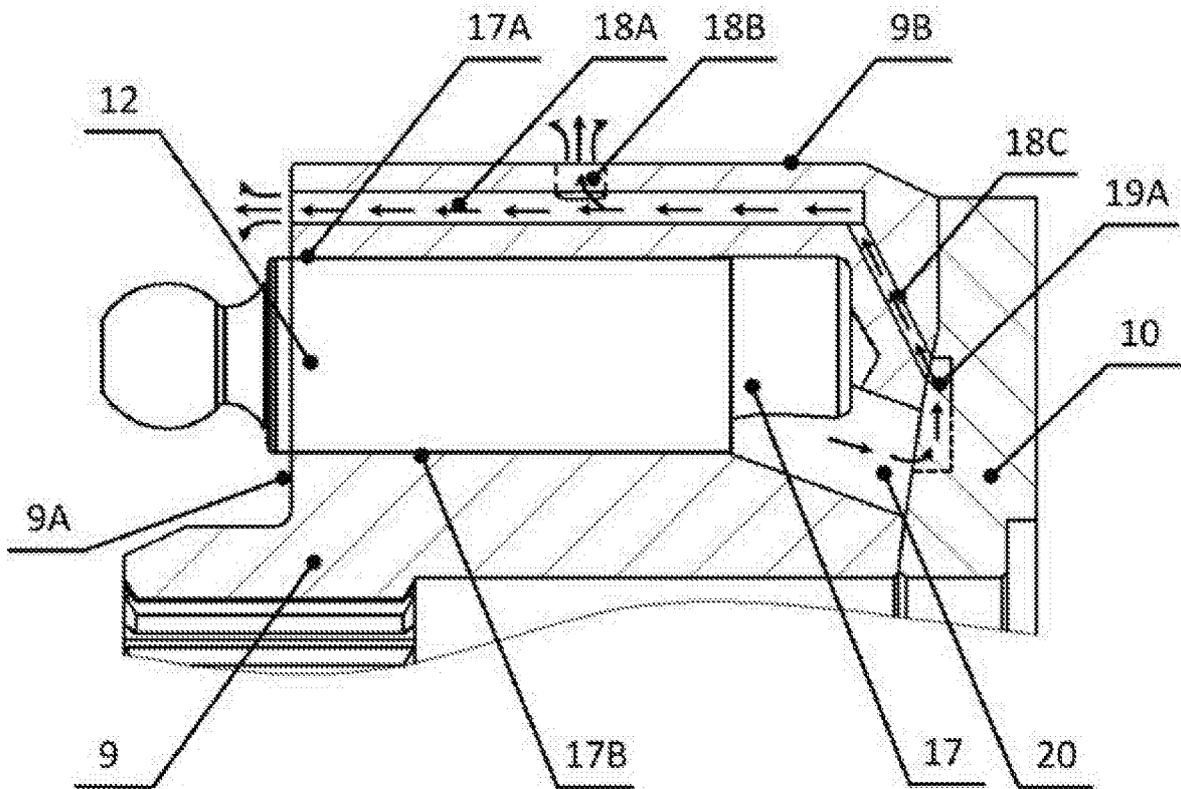


图8

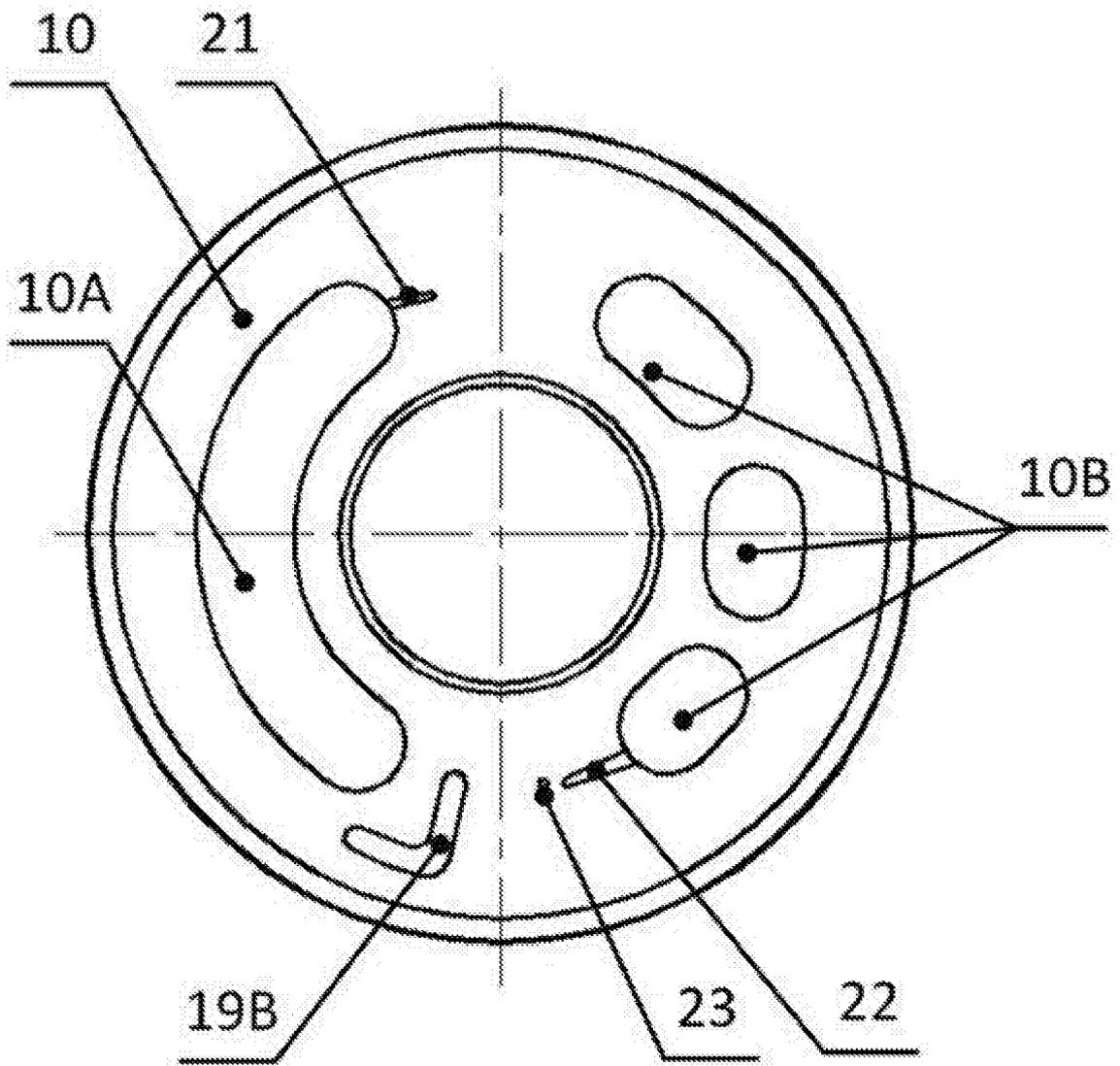


图9

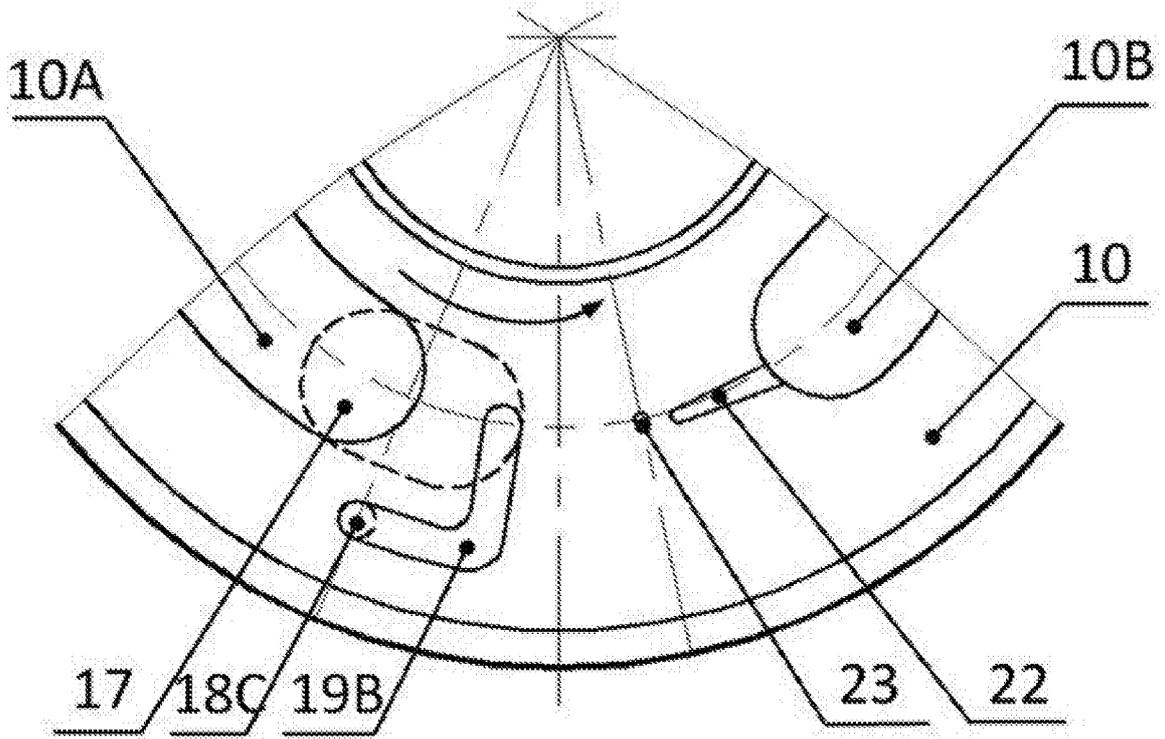


图10

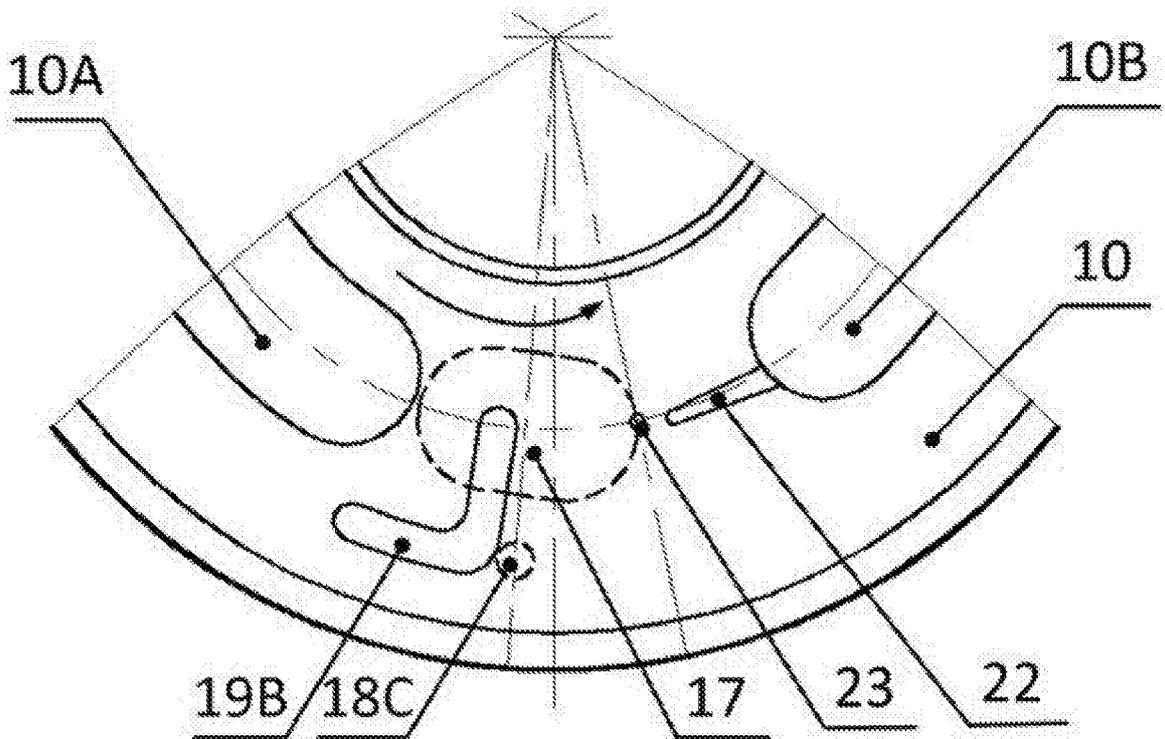


图11

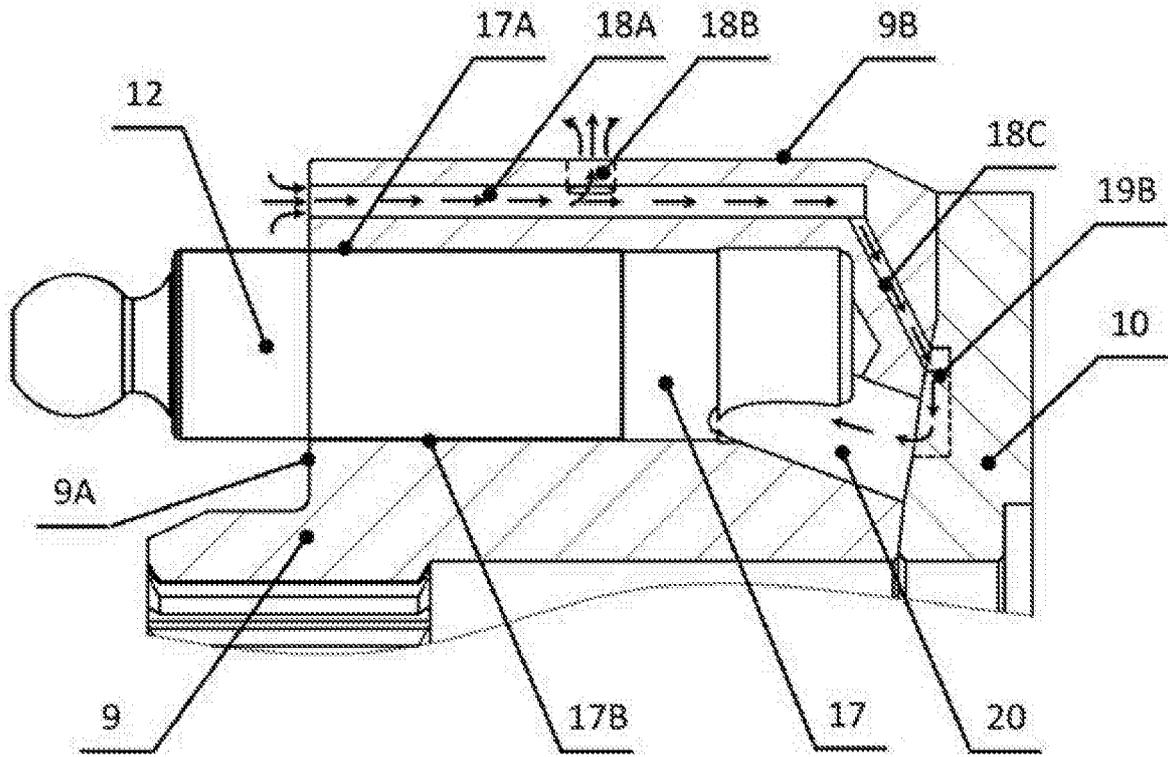


图12