(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 102454360 A
(43)申请公布日 2012.05.16

(21)申请号 201010520169.1

(22)申请日 2010.10.22

(71)申请人 中国石油化工股份有限公司
地址 100728 北京市朝阳区朝阳门北大街22号
申请人 中国石油化工股份有限公司石油工程技术研究院

(72)发明人 索忠伟 牛新明 陶兴华 张海平 涂玉林 刘鹏 胡彦峰 刘建华

(74)专利代理机构 北京思创毕升专利事务所 11218
代理人 韦庆文

(51)Int.Cl.
*E21B 1/26*(2006.01)

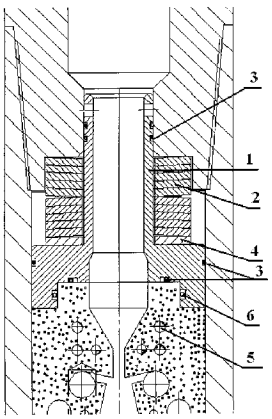
权利要求书 1 页 说明书 4 页 附图 2 页

(54)发明名称

一种液动射流冲击器

(57)摘要

本发明提供了一种液动射流冲击器的顶紧及密封机构，属于地质探矿工程及石油钻井领域。本装置包括上接头、碟簧架、碟形弹簧、密封圈、调整垫圈、射流元件。通过计算得出碟形弹簧的最大工作荷载，再采用软件设计仿真，得出同时满足静强度和疲劳强度要求的碟形弹簧的规格，解决了以往液动射流冲击器试验应用过程中，出现的因轴向装配过紧导致缸体变形、活塞卡死而不能灵活运动的现象，和因轴向装配过松及预紧力设置过小，高压泥浆泄漏，对各零部件的端面产生冲蚀的现象。此外，射流元件入口处结构上方设置了一段垂直过流段，且蝶簧架和射流元件之间增加了径向密封圈，优化了射流元件与碟簧架之间的流体过渡结构，提高了射流元件的寿命。




CN 102454360 A

1. 一种液动射流冲击器，包括上接头、碟簧架 (1)、碟形弹簧 (2)、密封圈 (3)、调整垫圈 (4)、射流元件 (5) ；所述碟簧架 (1) 的底部顶紧在所述射流元件 (5) 的上部，所述碟形弹簧 (2) 套装在所述碟簧架 (1) 的颈部，所述碟形弹簧 (2) 的上部顶紧在所述上接头的下部，底部顶紧在所述碟簧架 (1) 的台肩上，在所述碟簧架 (1) 的台肩与所述碟形弹簧 (2) 的底部之间固定有所述的调整垫圈 (4)，其特征在于：；

所述蝶形弹簧 (2) 采用复合组合结构，复合层数为 2 层，上下两层分别由 5 片碟片叠合而成；

上层 5 个碟片的开口向上，下层 5 个碟片的开口向下。

2. 根据权利要求 1 所述的液动射流冲击器，其特征在于：所述蝶形弹簧采用 A 系列蝶形弹簧。

3. 根据权利要求 2 所述的液动射流冲击器，其特征在于：所述蝶形弹簧中单个碟片的尺寸为：外径为 112mm，内径为 57mm，厚度为 6mm。

4. 根据权利要求 1 所述的液动射流冲击器，其特征在于：所述碟簧架 (1) 的下部设计为开口向下的马蹄形，所述射流元件 (5) 的顶部设计有凸台，所述凸台安装在所述碟簧架 (1) 的马蹄形下部的底端；

所述凸台与碟簧架 (1) 的轴向接触处装有密封圈 (3)，所述凸台与碟簧架 (1) 的径向接触处装有径向密封圈 (6)。

5. 根据权利要求 1 或 4 所述的液动射流冲击器，其特征在于：所述碟簧架 (1) 中开有垂直通孔，所述垂直通孔为阶梯孔，上部为小口径孔，下部为大口径孔。

6. 根据权利要求 5 所述的液动射流冲击器，其特征在于：在所述射流元件 (5) 的上部入口处设置有一段垂直过流段，所述垂直过流段为轴截面呈长方形的通孔，其上端与碟簧架 (1) 的大口径孔相通，下端与射流元件 (5) 中部的锥形孔的大口径端相通。

7. 根据权利要求 6 所述的液动射流冲击器，其特征在于：所述碟簧架 (1) 的大口径孔、射流元件 (5) 的垂直过流段和锥形孔的大口径端的直径均相同。

# 一种液动射流冲击器

## 技术领域

[0001] 本发明属于地质探矿工程及石油钻井领域，具体涉及一种液动射流冲击器。

## 背景技术

[0002] 冲击器外缸内部装配的射流元件及缸体、缸盖等是冲击器的核心零部件。他们的轴向尺寸存在加工误差，装配时会产生误差积累，消除累积误差的传统做法是选择适当厚度的调整垫圈，吸收工具的内部变形。

[0003] 这是以往的传统做法，但冲击器在入井工作过程中钻具的扭矩会发生变化，钻具上的螺纹旋紧程度也会发生变化，致使外缸内装配的各零部件的顶紧力发生变化，缸体变形，活塞运动受阻，甚至卡死。装配过松，产生轴向装配间隙，高压泥浆会发生泄漏，对各零部件的端面产生冲蚀。实践经验表明，冲击器在井内工作寿命不长，工作失效，由此产生的原因所占的比重很大。

[0004] CN101319595A 公开了一种油气钻井用射流式冲击器，该冲击器中设置了碟形弹簧及碟簧架，如附图 1 所示，碟簧架即是碟形弹簧的固定支架，也是射流元件的压盖。它改进了原来射流式冲击器外缸内部诸零件的轴向定位形式，一定程度上克服了射流式冲击器主要部件之间密封失效的问题。但现场应用表明，由于理论计算的碟簧数量和预紧力均小于现场应用所需数值，导致应用过程中，碟簧未能将密封圈压紧，出现了密封圈被冲掉，冲击器停止工作的现象。

## 发明内容

[0005] 本发明的目的在于解决上述现有技术中存在的难题，提供一种液动射流冲击器，解决以往射流式液动冲击器试验应用过程中出现的因轴向装配过紧导致缸体变形、活塞卡死而不能灵活运动的现象，和因轴向装配过松及预紧力设置过小，高压泥浆泄漏，对各零部件的端面产生冲蚀的现象问题，同时加强密封性能，提高元件的寿命。

[0006] 本发明是通过以下技术方案实现的：

[0007] 一种液动射流冲击器，包括上接头、碟簧架 1、碟形弹簧 2、密封圈 3、调整垫圈 4、射流元件 5；所述碟簧架 1 的底部顶紧在所述射流元件 5 的上部，所述碟形弹簧 2 套装在所述碟簧架 1 的颈部，所述碟形弹簧 2 的上部顶紧在所述上接头的下部，底部顶紧在所述碟簧架 1 的台肩上，在所述碟簧架 1 的台肩与所述碟形弹簧 2 的底部之间固定有所述的调整垫圈 4，其中，

[0008] 所述蝶形弹簧 2 采用复合组合结构，复合层数为 2 层，上下两层分别由 5 片碟片叠合而成；

[0009] 上层 5 个碟片的开口向上，下层 5 个碟片的开口向下。

[0010] 优选方案为，所述蝶形弹簧采用 A 系列蝶形弹簧（A 系列指的是 GB/T1972-2005 中碟簧产品分类中的 A 系列）。：所述蝶形弹簧中单个碟片的尺寸为：外径为 112mm，内径为 57mm，厚度为 6mm。

[0011] 所述碟簧架 1 的下部设计为开口向下的马蹄形，所述射流元件 5 的顶部设计有凸台，所述凸台安装在所述碟簧架 1 的马蹄形下部的底端，所述凸台与碟簧架 1 的轴向接触处装有密封圈 3，所述凸台与碟簧架 1 的径向接触处装有径向密封圈 6。

[0012] 所述碟簧架 1 中开有垂直通孔，所述垂直通孔为阶梯孔，上部为小口径孔，下部为大口径孔。

[0013] 在所述射流元件 5 的上部入口处设置有一段垂直过流段，所述垂直过流段为轴截面呈长方形的通孔，其上端与碟簧架 1 的大口径孔相通，下端与射流元件 5 中部的锥形孔的大口径端相通。

[0014] 所述碟簧架 1 的大口径孔、射流元件 5 的垂直过流段和锥形孔的大口径端的直径均相同。

[0015] 与现有技术相比，本发明的有益效果是 ：

[0016] (1) 通过改变蝶形弹簧的结构和尺寸加大了蝶形弹簧预紧力，解决了以往射流式液动冲击器试验应用过程中出现的因轴向装配过紧导致缸体变形、活塞卡死而不能灵活运动的现象，和因轴向装配过松及预紧力设置过小，高压泥浆泄漏，对各零部件的端面产生冲蚀的现象问题 ；

[0017] (2) 实现了轴向和径向的双重密封 ；

[0018] (3) 垂直过流段的设计改善了射流元件流体入口处的过流结构，有利于提高元件的寿命，这是因为流体通过垂直过流段直接进入射流元件喷嘴的导流段，减小了对射流元件上端面的冲蚀作用。

## 附图说明

[0019] 图 1 是现有技术中的油气钻井用射流式冲击器的局部剖视图。

[0020] 图 2 是本发明的液动射流冲击器的局部剖视图。

## 具体实施方式

[0021] 下面结合附图对本发明作进一步详细描述。

[0022] 如图 2 所示，一种液动射流冲击器，包括上接头、碟簧架 1、碟形弹簧 2、密封圈 3、调整垫圈 4、射流元件 5 ；所述碟簧架 1 的底部顶紧在所述射流元件 5 的上部，所述碟形弹簧 2 套装在所述碟簧架 1 的颈部，所述碟形弹簧 2 的上部顶紧在所述上接头的下部，底部顶紧在所述碟簧架 1 的台肩上，在所述碟簧架 1 的台肩与所述碟形弹簧 2 的底部之间固定有所述的调整垫圈 4，其中，

[0023] 所述蝶形弹簧 2 采用复合组合结构，复合层数为 2 层，上下两层分别由 5 片碟片叠合而成 ；

[0024] 上层 5 个碟片的开口向上，下层 5 个碟片的开口向下。

[0025] 具体来说，“叠合”是指同方向同规格碟片组成，“对合”是指相向同规格碟片组成，“复合”是指叠合与对合的组合，本发明中上层由 5 个碟片叠合而成，即 5 个碟片之间是面对面组合（开口相对），下层由 5 个碟片叠合而成，即 5 个碟片之间是面对面组合（开口相对），上层最下面的碟片与下层最上面的碟片采用对合方式，即背对背组合（开口背对）。

[0026] 本发明的优选方案为，所述蝶形弹簧采用 A 系列蝶形弹簧 (A 系列指的是 GB/

T 1972-2005 中碟簧产品分类中的 A 系列）。:所述蝶形弹簧中单个碟片的尺寸为 :外径为 112mm，内径为 57mm，厚度为 6mm。

[0027] 所述的碟形弹簧工作载荷参数由以下公式计算得到 :

[0028] 在所述的液动射流冲击器工作时，其工作压降为 3MPa，钻头背压取最大值 5MPa，则所述的碟形弹簧处受到的最大静压强为 8MPa，其所受压力为压强与界面面积的乘积，$F_1$ = P×S = 58402.208N ;

[0029] 所述的冲击器的工作频率取实验所得的平均值 5.95，根据加速度公式，s = $1/2at^2+vt$ 和 F = ma，得冲锤向上对碟簧施加的冲击力，F = 75*6.37245 = 477.93375N ;

[0030] 所述的碟形弹簧处所受的合力为冲击力钻井液施加的压力 :

[0031] $F_{合}$= 58402.208+477.93375 = 58880.14175N ;

[0032] 取安全系数 1.5，则 $F_{合}$*1.5 = 88320.212625N ;即所述的碟形弹簧所承受的工作载荷至少为 88320.212625N。

[0033] 根据经验和应力应变分析结果，设计碟簧所能承受的工作载荷应大于以上计算值 88320.212625N，因此将碟簧总工作荷载的极大值设定为 100000N，总预加载荷定为 95000N，碟簧的组合类型为复合组合，复合层数为 2（如果采用其他复合方式，产生的顶紧力达不到设计要求 ;若使用其他复合方式且要满足顶紧力要求，就要改变现有射流冲击器的整体结构），按照这一设计参数，采用辅助设计软件逐步进行设计和校核。设计结果表明，外径为 112mm、内径 57mm、厚度为 6mm 的 A 系列碟形弹簧组合能够满足静强度和疲劳强度要求，叠合片数应为 5 片，即每层由 5 片碟片叠合而成。

[0034] CN101319595A 中碟簧的组合类型亦为复合组合，复合层数为 2，但其预预加载荷取值较小，为 75000N，设计的叠合片数为 3，本发明通过计算加大了碟簧的预紧力，可以解决因预紧力不足导致的密封失效问题，通过碟簧的变形确保内部各零件间的顶紧，并防止缸体因过度变形导致活塞运动受阻或卡死。

[0035] 所述碟簧架 1 的下部设计为开口向下的马蹄形，所述射流元件 5 的顶部设计有凸台，所述凸台安装在所述碟簧架 1 的马蹄形下部的底端，所述凸台与碟簧架 1 的轴向接触处装有密封圈 3，所述凸台与碟簧架 1 的径向接触处装有径向密封圈 6。另外，在上接头和碟簧架 2 之间、碟簧架 2 下部的外壁上都装有密封圈 3。

[0036] 所述碟簧架 1 中开有垂直通孔，所述垂直通孔为阶梯孔，上部为小口径孔，下部为大口径孔。

[0037] 在所述射流元件 5 的上部入口处设置有一段垂直过流段，所述垂直过流段为轴截面呈长方形的通孔，其上端与碟簧架 1 的大口径孔相通，下端与射流元件 5 中部的锥形孔的大口径端相通。

[0038] 所述碟簧架 1 的大口径孔、射流元件 5 的垂直过流段和锥形孔的大口径端的直径均相同。

[0039] 本发明设计了射流冲击器中的新型碟簧元件顶紧及密封机构，多次做试验检验其可靠性，试验结果表明，该新型密封机构能够解决因装配过紧导致的活塞运动受阻及因装配过松导致的轴向密封圈被冲掉的问题。本发明还优化了射流元件与碟簧架之间的流体过渡结构，有利于提高射流元件的寿命。

[0040] 上述技术方案只是本发明的一种实施方式，对于本领域内的技术人员而言，在本

发明公开了应用方法和原理的基础上，很容易做出各种类型的改进或变形，而不仅限于本发明上述具体实施方式所描述的方法，因此前面描述的方式只是优选地，而并不具有限制性的意义。

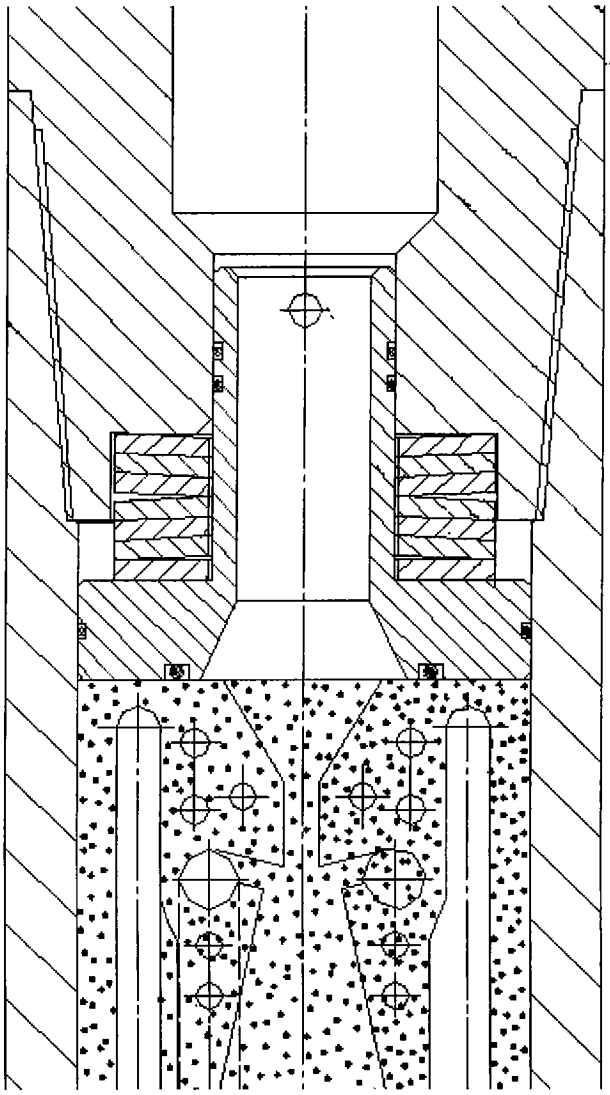


图 1

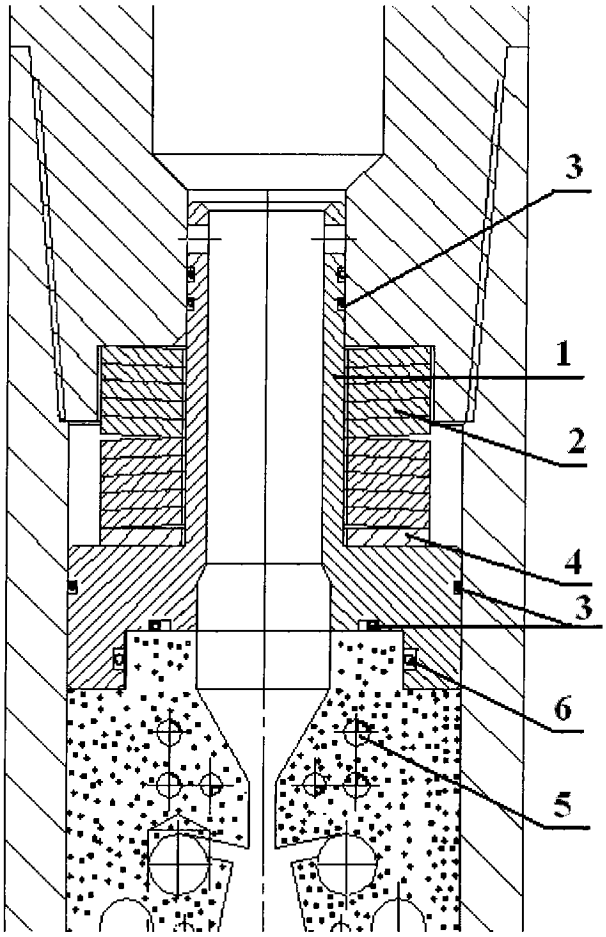



图 2