



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 108930516 B

(45) 授权公告日 2020.12.15

(21) 申请号 201810744050.9

(22) 申请日 2018.07.09

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 108930516 A

(43) 申请公布日 2018.12.04

(73) 专利权人 中国石油集团渤海钻探工程有限
公司

地址 300457 天津市滨海新区开发区第二
大街83号中国石油天津大厦渤海钻探
工程有限公司

专利权人 中国石油天然气集团有限公司

(72) 发明人 王建龙 柳鹤 郑永峰 于志强
刘学松

(74) 专利代理机构 天津才智专利商标代理有限
公司 12108

代理人 王晓红

(51) Int.Cl.
E21B 7/24 (2006.01)
E21B 6/00 (2006.01)

审查员 王亮

权利要求书2页 说明书5页

(54) 发明名称

一种水力振荡器阀盘尺寸确定方法

(57) 摘要

本发明公开了一种水力振荡器阀盘尺寸优选方法,具体按照以下六个步骤进行优选:第一步确定水力振荡器压耗与阀盘尺寸和钻井液排量的定量关系;第二步确定水力振荡器阀盘尺寸与压耗、钻井液排量定量关系;第三步确定钻井泵所能承受的最高工作压力;第四步确定整个井筒的系统循环压耗;第五步确定现场设备所能允许的水力振荡器最大压耗;第六步确定水力振荡器阀盘尺寸。本方法优选的水力振荡器阀盘,既能满足地面设备要求,又能满足井下提速需求,为水力振荡器的最优化现场应用提供了理论依据。

1. 一种水力振荡器阀盘尺寸确定方法,其特征在于,按照以下六个步骤依次进行确定:第一步,通过室内实验并记录不同阀盘尺寸、不同钻井液排量条件下的水力振荡器压耗,然后将这些实验数据利用二次多项式回归分析法,拟合出水力振荡器压耗与阀盘尺寸、钻井液排量的定量关系: $\Delta P=f(D, Q)$, 其中水力振荡器压耗为 ΔP , 单位为MPa; 阀盘尺寸为D, 单位为in; 钻井液排量为Q, 单位 m^3/min ; 第二步, 导出水力振荡器阀盘尺寸与压耗和钻井液排量定量关系; 第三步, 确定钻井泵所能承受的最高工作压力; 第四步, 确定整个井筒的系统循环压耗; 第五步, 确定现场设备所能允许的水力振荡器最大压耗; 第六步, 确定水力振荡器阀盘尺寸。

2. 根据权利要求1所述水力振荡器阀盘尺寸确定方法,其特征在于,所述第一步,确定水力振荡器压耗 ΔP 与阀盘尺寸D、钻井液排量Q、定量关系为 $\Delta P=f(D, Q)$ 的具体方法: 钻井现场提供正常钻进状态下的钻井液排量范围 (Q_{min}, Q_{max}) ; 在室内进行水力振荡器压耗实验, 首先将尺寸最小的阀盘安装于水力振荡器中, 将水力振荡器连接在循环系统中, 开启钻井泵进行循环, 在排量 (Q_{min}, Q_{max}) 范围内缓慢调节, 钻井液排量Q每增加 $0.1m^3/min$, 记录一次水力振荡器压耗 ΔP , 完毕后更换尺寸大一号的阀盘, 重复上述操作, 分别测试不同排量Q和阀盘尺寸条件下水力振荡器的压耗 ΔP ; 全部测试完毕后, 利用二次多项式回归分析法拟合出水力振荡器压耗 ΔP 与阀盘尺寸D、钻井液排量Q的定量关系 $\Delta P=f(D, Q)$ 。

3. 根据权利要求2所述水力振荡器阀盘尺寸确定方法,其特征在于,所述第二步,对通过二次多项式回归分析法拟合出的 $\Delta P=f(D, Q)$ 进行求解,得出水力振荡器阀盘尺寸D与水力振荡器压耗 ΔP 、钻井液排量的定量Q关系为 $D=f(\Delta P, Q)$ 。

4. 根据权利要求3所述水力振荡器阀盘尺寸确定方法,其特征在于,所述第三步,通过现场收集钻井泵的型号和已工作年限,并查找说明书确定其新泵条件下的最高工作压力,根据工作年限确定出钻井泵的有效工作压力系数,两者相乘得出该台钻井泵所能承受的最高工作压力: $P_{max}=\eta P_{新max}$, 其中钻井泵所能承受的最高工作压力为 P_{max} , 单位MPa; $P_{新max}$ 为钻井泵出厂条件下的最高工作压力,通过查找说明书得出,单位MPa; η 为钻井泵有效工作压力系数,无量纲,钻井泵有效工作压力系数 η 按照式(1)求得:

$$\begin{aligned} \eta &= 1, \quad i = 1 \text{年}; \\ \eta &= 0.95, \quad 1 \text{年} < i \leq 3 \text{年}; \\ \eta &= 0.9, \quad 3 \text{年} < i \leq 5 \text{年}; \\ \eta &= 0.85, \quad 5 \text{年} < i \leq 10 \text{年}; \\ \eta &= 0.8, \quad i > 10 \text{年}; \end{aligned} \tag{1}$$

i为钻井泵的已工作年限, $i = (1 \text{年}, 2 \text{年} \cdots n \text{年})$ 。

5. 根据权利要求4所述水力振荡器阀盘尺寸确定方法,其特征在于,所述第四步,整个井筒的系统循环压耗: $P_c = P_g + P_i + P_{MWD} + P_{motor} + P_{bit} + P_a$, 其中,系统循环压耗为 P_c , 单位MPa; P_g 为地面管汇压耗, 单位MPa; P_i 为钻柱内循环压耗, 单位MPa; P_{MWD} 为定向井测量仪器MWD压耗, 单位MPa, 取值1.5MPa; P_{motor} 为螺杆钻具压耗, 单位MPa, 取值5MPa; P_{bit} 为钻头压耗, 单位MPa; P_a 为环空压耗, 单位MPa;

所述地面管汇压耗 $P_g = 5.1655 \rho^{0.8} \mu^{0.2} \left(\frac{l_1}{d_1^{4.8}} + \frac{l_2}{d_2^{4.8}} + \frac{l_3}{d_3^{4.8}} + \frac{l_4}{d_4^{4.8}} \right) Q^{1.8}$, 其中 μ 为钻井液塑

性粘度,单位Pa·s; l_1 为地面高压管线的长度,单位m; l_2 为高压立管的长度,单位m; l_3 为水龙头带的长度,单位m; l_4 为方钻杆的长度,单位m; d_1 为地面高压管线的内径,单位cm; d_2 为高压立管的内径,单位cm; d_3 为水龙头的内径,单位cm; d_4 为方钻杆的内径,单位cm; ρ 为钻井液的密度;

所述钻柱内循环压耗 $P_i = 5.1655 \left(\frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_p}{d_p^{4.8}} + \frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_{Hp}}{d_{Hp}^{4.8}} + \frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_c}{d_c^{4.8}} \right)$, 其中 l_p

为钻杆长度, m; l_{Hp} 为加重钻杆的长度, 单位m; l_c 为钻铤的长度, 单位m; d_p 为钻杆的内径, 单位cm; d_{Hp} 为加重钻杆的内径, 单位cm; d_c 为钻铤的内径, 单位cm;

所述钻头压耗 $P_{bit} = \frac{\rho Q^2}{2gc^2 A_0^2} \times 10^3$, 其中 g 为重力加速度, 单位N/kg; c 为流量系数, 无因

次, 取值0.95; A_0 为喷嘴当量面积, 单位 cm^2 ;

所述环空压耗 P_a 包括钻杆外环空压耗、加重钻杆外环空压耗和钻铤外环空压耗, 用式(2)计算:

$$P_a = 5.7503 \left(\frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_p}{(D - D_p)^3 (D + D_p)^{1.8}} + \frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_{Hp}}{(D - D_{Hp})^3 (D + D_{Hp})^{1.8}} + \frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_c}{(D - D_c)^3 (D + D_c)^{1.8}} \right) \quad (2)$$

其中: D 为井眼内径, cm; D_p 为钻杆的外径, cm; D_{Hp} 为加重钻杆的外径, cm; D_c 为钻铤的外径, cm。

6. 根据权利要求5所述水力振荡器阀盘尺寸确定方法, 其特征在于, 所述第五步, 现场设备所能允许的水力振荡器最大压耗为 P_{max1} 等于钻井泵所能承受的最高工作压力 P_{max} 减去整个循环系统循环压耗为 P_c , 如式(3)所示:

$$P_{max1} = P_{max} - P_c = \eta P_{新max} - (P_g + P_i + P_{MWD} + P_{motor} + P_{bit} + P_a) \quad (3)$$

7. 根据权利要求6所述水力振荡器阀盘尺寸确定方法, 其特征在于, 所述第六步, 设定 $\Delta P = P_{max1}$, 则水力振荡器阀盘尺寸 D 可由式(4)计算得出:

$$D = f(\Delta P, Q) = f(P_{max1}, Q) \quad (4)$$

根据式(4)计算出水力振荡器阀盘尺寸 D 之后, 与已经预制好的不同尺寸的阀盘 D_1, D_2, \dots, D_n , $n = 1, 2, 3, \dots$ 进行对比, 把 $D - D_n$ 的值为正数且最小的阀盘尺寸 D_n 作为最终确定结果。

一种水力振荡器阀盘尺寸确定方法

技术领域

[0001] 本发明涉及石油天然气钻探领域,尤其涉及一种水力振荡器阀盘尺寸优选方法。

背景技术

[0002] 大斜度井、大位移井等复杂结构井由于井斜角大、裸眼段长,钻柱与井壁间的摩阻大,滑动钻进过程中往往会出现托压问题,进而导致滑动钻进机械钻速非常低。水力振荡器通过流经的钻井液产生高频轴向往复振动,使钻柱与井壁之间的摩阻由静摩擦转变为动摩擦,进而降低了摩擦阻力,提高了滑动钻进过程中钻压的传递效率,有效提高了滑动钻进机械钻速。水力振荡器阀盘尺寸的大小决定了工具的振荡力大小,阀盘尺寸越小,振荡力越大,缓解定向托压的效果就越好。

[0003] 现场应用过程中一般选用小尺寸的阀盘,尽可能的提高工具的振荡力。所以水力振荡器入井之前,都要根据钻井现场的设备、井下工况、井眼的情况等综合考虑选择所需要的水力振荡器阀盘尺寸,若选择的阀盘尺寸过小,将导致压耗过高,超出钻井队设备的能力,最终导致无法使用;若选择的阀盘尺寸过大,将导致振荡力不足,缓解定向托压能力有限,提速效果不明显。因此,需要建立一种水力振荡器阀盘尺寸的优选方法,既能满足设备的要求,又能满足井下提速的需求。

[0004] 但是,调研国内外相关文献发现,未见水力振荡器阀盘尺寸优选的相关报道,致使优选过程中没有理论依据,单纯的依靠经验优选准确度不高,不能较好的兼顾设备和井下需求。因此,非常有必要建立一种水力振荡器阀盘尺寸优选方法,为水力振荡器的最优化现场应用提供了理论依据。

发明内容

[0005] 本发明所要解决的技术问题是,提供一种水力振荡器阀盘尺寸优选方法,既能满足地面设备要求,又能满足井下提速需求,为水力振荡器的最优化现场应用提供了理论依据。

[0006] 为了解决上述技术问题,本发明采用的技术方案是:一种水力振荡器阀盘尺寸优选方法,按照以下六个步骤依次进行优选:第一步,确定水力振荡器压耗与阀盘尺寸、钻井液排量的定量关系;第二步,确定水力振荡器阀盘尺寸与压耗、钻井液排量定量关系;第三步,确定钻井泵所能承受的最高工作压力;第四步,确定整个井筒的系统循环压耗;第五步,确定现场设备所能允许的水力振荡器最大压耗;第六步,确定水力振荡器阀盘尺寸。

[0007] 所述第一步,通过室内实验并记录不同阀盘尺寸、不同钻井液排量条件下的水力振荡器压耗,然后将这些实验数据利用二次多项式回归分析法,拟合出水力振荡器压耗与阀盘尺寸、钻井液排量的定量关系: $\Delta P=f(D,Q)$, 其中水力振荡器压耗为 ΔP , 单位为MPa; 阀盘尺寸为D, 单位为in; 钻井液排量为Q, 单位 m^3/min 。

[0008] 所述第一步,确定水力振荡器压耗 ΔP 与阀盘尺寸D、钻井液排量Q、定量关系为 $\Delta P=f(D,Q)$ 的具体方法: 钻井现场提供正常钻进状态下的钻井液排量范围 (Q_{min}, Q_{max}); 在室内

进行水力振荡器压耗实验,首先将尺寸最小的阀盘安装于水力振荡器中,将水力振荡器连接在循环系统中,开启钻井泵进行循环,在排量(Q_{\min}, Q_{\max})范围内缓慢调节,钻井液排量 Q 每增加 $0.1\text{m}^3/\text{min}$,记录一次水力振荡器压耗 ΔP ,完毕后更换尺寸大一号的阀盘,重复上述操作,分别测试不同排量 Q 和阀盘尺寸条件下水力振荡器的压耗 ΔP ;全部测试完毕后,利用二次多项式回归分析法拟合出水力振荡器压耗 ΔP 与阀盘尺寸 D 、钻井液排量 Q 的定量关系 $\Delta P=f(D, Q)$ 。

[0009] 所述第二步,对通过二次多项式回归分析法拟合出的 $\Delta P=f(D, Q)$ 进行求解,得出水力振荡器阀盘尺寸 D 与水力振荡器压耗 ΔP 、钻井液排量的定量 Q 关系为 $D=f(\Delta P, Q)$ 。

[0010] 所述第三步,通过现场收集钻井泵的型号和已工作年限,并查找说明书确定其新泵条件下的最高工作压力,根据工作年限优选出钻井泵的有效工作压力系数,两者相乘得出该台钻井泵所能承受的最高工作压力: $P_{\max}=\eta P_{\text{新max}}$,其中钻井泵所能承受的最高工作压力为 P_{\max} ,单位MPa; $P_{\text{新max}}$ 为钻井泵出厂条件下的最高工作压力,通过查找说明书得出,单位MPa; η 为钻井泵有效工作压力系数,无量纲,钻井泵有效工作压力系数 η 按照式(1)求得:

[0011] $\eta=1, (i=1)$

[0012] $\eta=0.95, (1\text{年}<i\leq 3\text{年})$

[0013] $\eta=0.9, (3\text{年}<i\leq 5\text{年})$ (1)

[0014] $\eta=0.85, (5\text{年}<i\leq 10\text{年})$

[0015] $\eta=0.8, (i>10\text{年})$

[0016] i 为钻井泵的已工作年限, $i=(1\text{年}, 2\text{年}\cdots n\text{年})$ 。

[0017] 所述第四步,整个井筒的系统循环压耗: $P_c=P_g+P_i+P_{\text{MWD}}+P_{\text{motor}}+P_{\text{bit}}+P_a$,其中,系统循环压耗为 P_c ,单位MPa; P_g 为地面管汇压耗,单位MPa; P_i 为钻柱内循环压耗,单位MPa; P_{MWD} 为定向井测量仪器MWD压耗,单位MPa,取值1.5MPa; P_{motor} 为螺杆钻具压耗,单位MPa,取值5MPa; P_{bit} 为钻头压耗,单位MPa; P_a 为环空压耗,单位MPa;

[0018] 所述地面管汇压耗 $P_g=5.1655\rho^{0.8}\mu^{0.2}\left(\frac{l_1}{d_1^{4.8}}+\frac{l_2}{d_2^{4.8}}+\frac{l_3}{d_3^{4.8}}+\frac{l_4}{d_4^{4.8}}\right)Q^{1.8}$,其中 μ 为钻井液塑性粘度,单位 $\text{Pa}\cdot\text{s}$; l_1 为地面高压管线的长度,单位m; l_2 为高压立管的长度,单位m; l_3 为水龙带的长度,单位m; l_4 为方钻杆的长度,单位m; d_1 为地面高压管线的内径,单位cm; d_2 为高压立管的内径,单位cm; d_3 为水龙带的内径,单位cm; d_4 为方钻杆的内径,单位cm;

[0019] 所述钻柱内循环压耗 $P_i=5.1655\left(\frac{\rho^{0.8}\mu^{0.2}Q^{1.8}l_p}{d_p^{4.8}}+\frac{\rho^{0.8}\mu^{0.2}Q^{1.8}l_{\text{Hp}}}{d_{\text{Hp}}^{4.8}}+\frac{\rho^{0.8}\mu^{0.2}Q^{1.8}l_c}{d_c^{4.8}}\right)$,其

中 l_p 为钻杆长度,单位m; l_{Hp} 为加重钻杆的长度,单位m; l_c 为钻铤的长度,单位m; d_p 为钻杆的内径,单位cm; d_{Hp} 为加重钻杆的内径,单位cm; d_c 为钻铤的内径,单位cm;

[0020] 所述钻头压耗 $P_{\text{bit}}=\frac{\rho Q^2}{2gc^2A_0^2}\times 10^3$,其中 g 为重力加速度,单位N/kg; c 为流量系数,

无因此,取值0.95; A_0 为喷嘴当量面积,单位 cm^2 ;

[0021] 所述环空压耗 P_a 包括钻杆外环空压耗、加重钻杆外环空压耗和钻铤外环空压耗,用式(2)计算:

$$[0022] \quad P_a = 5.7503 \left(\frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_p}{(D - D_p)^3 (D + D_p)^{1.8}} + \frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_{hp}}{(D - D_{hp})^3 (D + D_{hp})^{1.8}} + \frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_c}{(D - D_c)^3 (D + D_c)^{1.8}} \right) \quad (2)$$

[0023] 其中:D为井眼内径,cm; D_p 为钻杆的外径,cm; D_{hp} 为加重钻杆的外径,cm; D_c 为钻铤的外径,cm。

[0024] 所述第五步,现场设备所能允许的水力振荡器最大压耗为 P_{max1} 等于钻井泵所能承受的最高工作压力 P_{max} 减去整个循环系统循环压耗为 P_c ,如式(3)所示:

$$[0025] \quad P_{max1} = P_{max} - P_c = \eta P_{max新} - (P_g + P_i + P_{MWD} + P_{motor} + P_{bit} + P_a) \quad (3)$$

[0026] 所述第六步,设定 $\Delta P = P_{max1}$,则水力振荡器阀盘尺寸D可由式(4)计算得出:

$$[0027] \quad D = f(\Delta P, Q) = f(P_{max1}, Q) \quad (4)$$

[0028] 根据式(4)计算出水力振荡器阀盘尺寸D之后,与已经预制好的不同尺寸的阀盘 D_1, D_2, \dots, D_n ($n=1, 2, 3, \dots$)进行对比,把 $D - D_n$ 的值为正数且最小的阀盘尺寸 D_n 作为最终优选结果。

[0029] 本发明的有益效果是:本方法优选的水力振荡器阀盘,既能满足地面设备要求,又能满足井下提速需求,为水力振荡器的最优化现场应用提供了理论依据。

具体实施方式

[0030] 本发明的水力振荡器阀盘尺寸优选方法,具体按照以下六个步骤进行优选:第一步确定水力振荡器压耗与阀盘尺寸、钻井液排量的定量关系;第二步确定水力振荡器阀盘尺寸与压耗、钻井液排量的定量关系;第三步确定钻井泵所能承受的最高工作压力;第四步确定整个井筒的系统循环压耗;第五步确定现场设备所能允许的水力振荡器最大压耗;第六步确定水力振荡器阀盘尺寸。本方法优选的水力振荡器阀盘,既能满足地面设备要求,又能满足井下提速需求,为水力振荡器的最优化现场应用提供了理论依据。

[0031] 第一步确定水力振荡器压耗与阀盘尺寸、钻井液排量定量关系,通过室内实验并记录不同阀盘尺寸、不同钻井液排量条件下的水力振荡器压耗,然后将这些实验数据利用二次多项式回归分析法,拟合出水力振荡器压耗与阀盘尺寸、钻井液排量的定量关系。

[0032] 第二步确定水力振荡器阀盘尺寸与压耗、钻井液排量定量关系,对水力振荡器压耗与阀盘尺寸、钻井液排量的定量关系进行求解,得出水力振荡器阀盘尺寸与压耗、钻井液排量定量关系。

[0033] 第三步确定钻井泵所能承受的最高工作压力,通过现场收集钻井泵的型号和已工作年限,并查找说明书确定其新泵条件下的最高工作压力,根据工作年限优选出钻井泵的有效工作压力系数,两者相乘得出该台钻井泵所能承受的最高工作压力。

[0034] 第四步确定整个井筒的系统循环压耗,主要包括地面管汇压耗、钻柱内循环压耗、定向井测量仪器MWD压耗、螺杆钻具压耗;钻头压耗和环空压耗。其中定向井测量仪器MWD压耗取定值1.5MPa、螺杆钻具压耗取定值5MPa,地面管汇压耗、钻柱内循环压耗、钻头压耗和环空压耗,根据钻井现场下入的钻杆、加重钻杆、钻铤、钻头水眼、井眼的尺寸,利用相应的公式进行计算得出。

[0035] 第五步确定现场设备所能允许的水力振荡器最大压耗,等于钻井泵所能承受的最高工作压力与整个循环系统循环压耗的差值。

[0036] 第六步确定水力振荡器阀盘尺寸,此时假定现场设备所能允许的水力振荡器最大

压耗为水力振荡器压耗,将其带入到第二步确定的水力振荡器阀盘尺寸与压耗、钻井液排量定量关系式中,此时计算出阀盘的尺寸。由于每次计算的水力振荡器盘阀尺寸各不相同,如果每次重新加工定做会大幅度增加成本和周期。所以为了方便一般预制一系列尺寸的盘阀供选用,比如说 1.7in、1.75in、1.80in、1.85in等。要求所选用的阀盘尺寸与计算所得的阀盘尺寸的值为正值,且最小,比如计算出的阀盘尺寸为1.83in,预制的阀盘尺寸有1.7in、1.75in、1.80in、1.85in,则最终选择1.85in的阀盘。

[0037] 实施例

[0038] 井A设计井深4000m,钻井过程中使用的钻具组合是:外径17.78cm、内径5.7cm的钻铤30m,外径12.7cm、内径7.6cm的加重钻杆180m,外径 12.7cm、内径10.8cm的钻杆3790m,钻头的喷嘴当量面积为12.02cm²。

[0039] 所用钻井液性能:钻井液密度1.25g/cm³,钻井液塑性粘度45Pa·s。

[0040] 钻井过程中所用的钻井液排量为1.8m³/min。

[0041] 承钻井A的钻井队设备配备情况:3NB-1000C钻井泵(新泵额定工作压力26.6MPa),已经服役3年;地面高压管线长度20m,内径8.0cm;高压立管的长度40m、内径8.0cm;水龙带的长度35m、内径8.0cm;方钻杆的长度13m、内径8.0cm。

[0042] 预制的水力振荡器阀盘有:1.50in、1.55in、1.60in、1.65in、1.70in、1.75in、1.80in、1.85in、1.90in、1.95in。

[0043] (1) 第一步确定水力振荡器压耗与阀盘尺寸、钻井液排量定量关系:

[0044] $\Delta P = 53.5D^2 - 207.7D + 203.36$

[0045] (2) 第二步确定水力振荡器阀盘尺寸与压耗、钻井液排量定量关系

[0046]
$$D = \frac{207.7 - \sqrt{379.95 + 214\Delta P}}{107}$$

[0047] (3) 第三步确定钻井泵所能承受的最高工作压力

[0048] $P_{\max} = \eta P_{\text{新max}} = 0.95 * 26.6 = 25.2 \text{MPa}$

[0049] (4) 第四步确定整个井筒的系统循环压耗

[0050] $P_c = P_g + P_i + P_{\text{MWD}} + P_{\text{motor}} + P_{\text{bit}} + P_a = 1.54 + 8.98 + 1.5 + 5.0 + 1.58 + 1.77 = 20.37 \text{MPa}$

[0051]
$$P_g = 5.1655 \rho^{0.8} \mu^{0.2} \left(\frac{l_1}{d_1^{4.8}} + \frac{l_2}{d_2^{4.8}} + \frac{l_3}{d_3^{4.8}} + \frac{l_4}{d_4^{4.8}} \right) Q^{1.8} = 0.00465 \text{MPa} = 1.54 \text{MPa}$$

[0052]
$$P_i = 5.1655 \left(\frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_p}{d_p^{4.8}} + \frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_{hp}}{d_{hp}^{4.8}} + \frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_c}{d_c^{4.8}} \right) = 8.98 \text{MPa}$$

[0053]
$$P_{\text{bit}} = \frac{\rho Q^2}{2gc^2 A_0^2} \times 10^3 = 1.58 \text{MPa}$$

[0054]
$$P_a = 5.7503 \left(\frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_p}{(D - D_p)^3 (D + D_p)^{1.8}} + \frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_{hp}}{(D - D_{hp})^3 (D + D_{hp})^{1.8}} + \frac{\rho^{0.8} \mu^{0.2} Q^{1.8} l_c}{(D - D_c)^3 (D + D_c)^{1.8}} \right) = 1.77 \text{MPa} \quad (5)$$

[0055] 确定现场设备所能允许的水力振荡器最大压耗

[0056] $P_{\max 1} = P_{\max} - P_c = \eta P_{\text{max新}} - (P_g + P_i + P_{\text{MWD}} + P_{\text{motor}} + P_{\text{bit}} + P_a) = 25.2 - 20.37 = 4.83$

[0057] (6) 确定水力振荡器阀盘尺寸

$$[0058] \quad D = \frac{207.7 - \sqrt{379.95 + 214\Delta P}}{107} = \frac{207.7 - \sqrt{379.95 + 214P_{\max 1}}}{107} = 1.589in$$

[0059] 预制的盘阀尺寸有1.50in、1.55in、1.60in、1.65in、1.70in、1.75in、1.80in、1.85in、1.90in、1.95in等,计算阀盘尺寸为1.589in,根据优选原则,选取1.60in阀盘,既能满足设备要求,又能满足井下提速需求。

[0060] 综上所述,本发明的内容并不局限在上述的实施例中,相同领域内的有识之士可以在本发明的技术指导思想之内可以轻易提出其他的实施例,但这种实施例都包括在本发明的范围之内。