

轴向间隙对 Ø89 mm 涡轮钻具性能的影响分析

赵志涛, 翁 炜, 黄玉文, 杨 鹏, 徐军军
(北京探矿工程研究所, 北京 100083)

摘要: 涡轮钻具中涡轮定子、转子设置合理的轴向间隙, 可以保证转动系自由转动, 避免定转子相互碰撞而损坏。轴向间隙对钻具寿命非常重要, 但是受零件加工误差和受压变形等因素干扰, 定转子轴向间隙难以确定一个最优定值, 只能处于一个范围内。为了分析验证轴向间隙对 Ø89 mm 涡轮钻具的性能影响, 采用理论分析和数值模拟计算相结合的论证方法, 对效率和性能参数计算进行了理论分析, 并采用计算流体力学软件对不同轴向间隙的单级 Ø89 mm 涡轮性能进行数值模拟。分析结果表明, 在合理范围内, 轴向间隙变化对 Ø89 mm 涡轮钻具性能影响细微, 可以忽略。

关键词: 涡轮钻具; 轴向间隙; 效率; 性能

中图分类号: P634.4⁺2; TE921⁺.2 文献标识码: A 文章编号: 1672-7428(2017)08-0089-04

Analysis on the Influence of Axial Clearance on the Performance of Ø89mm Turbodrill/ZHAO Zhi-tao, WENG Wei, HUANG Yu-wen, YANG Peng, XU Jun-jun (Beijing Institute of Exploration Engineering, Beijing 100083, China)

Abstract: Reasonable axial clearance setting of turbodrill stator and rotor can ensure free rotation of rotation system to avoid the damage caused by the stator and rotor collision. The axial clearance is very important for tool's service life, but it is difficult to determine a optimal value, which only can be in a range because of the interference of parts machining errors, expression deformation and some other factors. In order to analyze the influence of axial clearance on the performance of Ø89mm turbodrill, the theoretical analysis is carried out on efficiency and performance parameters calculation process in this paper combining with numerical simulation. Numerical simulation is made on single-stage Ø89mm turbine with different axial clearance by using computational fluid dynamics (CFD) software. The results show that the axial clearance has only slight influence on Ø89mm turbodrill in a reasonable range and can be negligible.

Key words: turbodrill; axial clearance; efficiency; performance

涡轮钻具以其高效、抗高温、成孔质量高等特点, 正进入了科学钻探、地热、干热岩等深井、高温、硬岩钻探领域。目前, 涡轮钻具在国外比较成熟, 法国 Neyfor (已被 Smith 公司收购)、美国 Halliburton、俄罗斯 NGT 等少数几家公司是涡轮钻具的主要供应商, 拥有成熟的 73 ~ 240 mm 口径系列化的涡轮钻具产品, 应用广泛^[1-3]。我国已拥有外径为 127 ~ 240 mm 多种规格的涡轮钻具, 但尚缺少小口径系列, 因此, 研制 Ø89 mm 涡轮钻具, 可改变国内小口径涡轮钻具欠缺的现状, 促进我国涡轮钻具系列化。设置合理的定转子轴向间隙是涡轮钻具装配过程中一个重要环节。钻具使用过程中, 上级转子和下级定子的间隙越来越小, 当变为零时, 相互磨损而损坏, 所以合理设计定转子轴向间隙十分重要。轴向间隙可以在一定范围内取值, 相关文献就轴向间隙大小对涡轮性能的影响都极少研究和阐述, 个别文献有实

际台架测试结论, 但并无分析过程。因此, 本文采用理论分析和数值模拟计算相结合的论证方法对该问题进行分析, 以指导涡轮钻具相关设计和使用。

1 定转子轴向间隙

1.1 定转子间隙的作用

涡轮节是由 2 部分组成: 一是转子系统, 它依靠涡轮轴的两端螺纹连接将涡轮转子压紧固定在轴上, 使涡轮转子与轴在工作过程中不发生相对转动; 二是定子系统, 它依靠外壳两端的螺纹连接将涡轮定子压紧在壳体上, 使涡轮定子与外壳在工作过程中不发生相对转动。多个涡轮节连接时, 各节的涡轮轴通过花键联轴器连接, 外壳之间通过螺纹连接。为了保证涡轮钻具正常运转, 必须在定、转子间保持一定的径向间隙和轴向间隙。间隙大小的设置, 直接影响钻具寿命和性能。

收稿日期: 2016-08-30; 修回日期: 2017-02-14

基金项目: 国家国际科技合作专项项目“地质深孔小口径孔底动力安全钻探技术研究”(编号: 2011DFR71170); 中国地质调查项目“全国地下水污染综合调查评价”(编号: 12120113017500)

作者简介: 赵志涛, 男, 汉族, 1984 年生, 地质工程专业, 硕士, 从事探矿工程相关工作, 北京市海淀区学院路 29 号探工楼 406 室, zhaotz@bjiee.com.cn。

如图1所示,定转子轴向间隙分为上间隙和下间隙。轴向间隙,可避免定转子之间的相互接触磨损,便于转子系自由转动。通常涡轮定子与转子整体高度相等,称之为涡轮级高;涡轮定子和转子的叶片高度也相同。涡轮级高 H 和叶片高度 h 确定后,上下间隙的和为 $(H-2h)$,即上下间隙只能在 $0 \sim (H-2h)$ 范围内调节。定转子间隙大小,通过调节压环长度来调节,由止推轴承控制,不考虑零件加工误差和受压变形,各级定转子的上间隙大小一致,下间隙也大小一致。在使用过程中,定转子的下间隙随着止推轴承的磨损逐渐变小,上间隙逐渐变大。因此,一般设置定转子上间隙小于下间隙。当下部轴向间隙小到为零(即形成上一级涡轮的转子与下一级涡轮的定子相碰)时,将导致涡轮定子与转子出现事故性磨损而损坏^[1-2]。

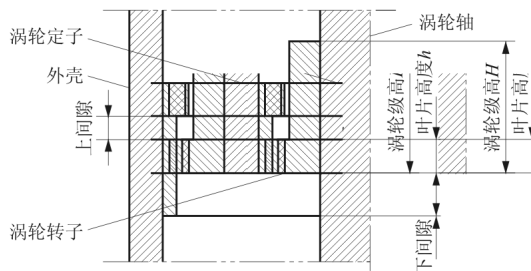


图1 定转子轴向间隙

1.2 轴向间隙的设置

轴向间隙对钻具非常重要,但是,定转子轴向间隙难以确定一个最优定值,只能处于一个范围内,主要是因为:(1)受到加工误差和受压变形影响,各级的定转子轴向间隙是略有差异^[4-5];(2)随着轴承磨损,定转子轴向间隙是变化的,并非定值;(3)钻进碎岩过程中,涡轮钻具有复杂的冲击振动,轴承碟簧等减震构件或者轴承游隙,使定转子轴向间隙是动态变化的。

2 轴向间隙的调节

轴向间隙的调节方式与涡轮节结构形式有关,相应的间隙调节难度也不同。

2.1 普通涡轮节定转子轴向间隙调节

普通涡轮节,即涡轮节未设置止推轴承,止推轴承全部安装于独立支承节。涡轮节组装完成后,转子系统可以在轴向自由窜动一定幅度,该幅度最大值为 $(H-2h)$ 。转子系统是依靠本节花键联轴器和下一节的花键联轴器的锥面相接触而进行轴向定位

的,最终,由支承节的止推轴承确定各节转子系统的轴向位置,从而确定各节定转子轴向间隙。当一根钻具中有多个涡轮节时,各节之间轴向间隙是相互有影响的,这就要求更精确的加工精度和装配精度,因此,间隙调节难度大。

2.2 独立悬挂式涡轮节定转子间隙调节

独立悬挂式涡轮节,即在涡轮节安装止推轴承^[6]。涡轮节中的止推轴承确定该涡轮节转子系统轴向定位,从而保证定转子轴向间隙。钻具中无论串联几节涡轮节,各节之间的轴向间隙都不再相互影响,只需单独调节好每一节涡轮节的轴向间隙即可。鉴于该种调节方式的优点,所研制的 $\varnothing 89$ mm 涡轮钻具采用独立悬挂式涡轮节。

3 定转子轴向间隙对涡轮钻具输出性能的影响

分析定转子轴向间隙是否对涡轮钻具性能的影响,应着眼于涡轮钻具的性能计算和效率计算。无论从涡轮钻具性能直接计算分析,还是从涡轮钻具能量转化效率着眼,在一定流量的同种钻井液条件下,定转子轴向间隙在 0 至 $(H-2h)$ 范围内变化对涡轮钻具性能也几乎没有影响。

3.1 涡轮钻具的转化效率

涡轮钻具转动的机械能是由钻进介质动能转化而来,其转换效率 η (由机械效率 η_m 、水力效率 η_h 和容积效率 η_v 三部分组成,见式(1))。

$$\eta = \eta_m \eta_h \eta_v \quad (1)$$

其中,机械效率 η_m 取决于轴承等零件结构特点和装配质量^[8],因此,同一套涡轮钻具、相同的装配质量,机械效率是一个常数;涡轮的容积损失主要由涡轮定转子之间的径向间隙造成,同种流体同一流量下,容积效率 η_v 仅与涡轮叶片的结构有关。

水力损失主要是由冲击损失和摩擦损失构成,摩擦损失取决于叶片结构、表面粗糙度和液体粘度、流量等因素,当这些因素确定时,摩擦损失可以近似视为常数。冲击损失是钻井液与叶片进口端发生冲击造成的,只有涡轮在无冲击转速下工作,该损失才接近于 0 。定性分析,轴向间隙变化不改变钻井液流速矢量,则钻井液与叶片进口端发生冲击过程是一样的,冲击损失不变。各转速工况下的冲击损失难以直接测算,但是极限工况——无冲击钻速时,冲击损失为 0 ,与定转子轴向间隙无关。由此可推断出轴向间隙变化对水力效率几乎没有影响^[9]。

机械效率、水力效率和容积效率,三者均与定转子轴向间隙无直接关系,因此,轴向间隙变化对钻具效率几乎无影响。文献[9]提到,某9 in 涡轮钻具,轴向间隙在5~20 mm 范围内变化,其效率保持在0.83~0.84 之间。

因此,从能量转化效率角度分析,轴向间隙对涡轮钻具性能无实质性影响。

3.2 涡轮钻具性能计算

从涡轮钻具性能计算角度分析,可以直接得知,轴向间隙是否与钻具性能有关。涡轮钻具性能计算分为非稳定状态和稳定状态两种情况。其中非稳定状态下,更与实际相符。当然无论何种状态下进行涡轮性能计算,都有前提假设,但可以根据公式定量分析轴向间隙和性能之间的关系。

某一流量下,非稳定状态,某 K 级的涡轮转子系统的瞬时扭矩为^[10]:

$$M = \gamma_m K \int_0^h dz \int_0^{2\pi} d\theta \int_{D_1/2}^{D_2/2} r \frac{\partial C_u}{\partial t} dr + \gamma_m KQR(C_{1u} - C_{2u}) \quad (2)$$

式中: K ——涡轮级数; $h = R\phi\tan\beta$, ϕ 、 β 分别是包角和安放角; Q ——通过涡轮的液体流量; γ_m ——钻井液密度; R ——转子叶片计算半径; C_u ——绝对速度的动态圆周分量(与流量和叶型参数有关); C_{1u} ——转子叶片进口处绝对速度的圆周分量(与流量和叶型参数有关); C_{2u} ——转子叶片出口处绝对速度的圆周分量(与流量和叶型参数有关)。

非稳定工作状态下,瞬时压降和瞬时功率可以由瞬时扭矩推导,但均与轴向间隙无关。

一般涡轮钻具设计计算时,都假定在稳定工作状态下,则 K 级涡轮钻具的理论压降 H_k 、理论扭矩 M_k 、理论功率 N_k 可由公式(3)~(6)计算^[8,14]:

$$H_k = K(u/g)(C_{1u} - C_{2u}) \quad (3)$$

$$M_k = KQ\gamma_m R(C_{1u} - C_{2u}) \quad (4)$$

$$N_k = KQ\gamma_m u(C_{1u} - C_{2u}) \quad (5)$$

$$u = 2\pi Rn/60 \quad (6)$$

式中: u ——转子叶片计算直径上的圆周速度; n ——涡轮主轴转速; g ——重力加速度。

当流量确定,同一种涡轮叶片或者说涡轮结构参数确定,则 $C_{1u} - C_{2u}$ 是一个固定数值,可以说同转速下,不同的轴向间隙下钻具输出扭矩、功率和压降是一样的。因此,尽管以上公式是在大量假设前提下推导计算的,但可以说无论非稳定工作状态下还

是稳定工作状态下,涡轮性能计算与定转子轴向间隙无关。

4 不同轴向间隙下 Ø89 mm 涡轮性能计算

前面理论分析已经分析出轴向间隙与涡轮输出性能的关系,下面以某 Ø89 mm 涡轮为例,根据计算流体力学和有限元的原理,计算其不同轴向间隙下的输出性能,验证轴向间隙和涡轮性能的关系。

4.1 分析方法

某 Ø89 mm 涡轮钻具级高为 32 mm,定转子叶片高度为 12 mm,新钻具的轴向上间隙在实际装配时设置为 2~4 mm。在使用过程中,上间隙逐渐增大,因此,该处验证计算涡轮性能时,设置上间隙不止 2~4 mm。

为研究轴向间隙对钻具性能影响,假设零件全部为刚体,无形变,以单级涡轮为研究对象,该涡轮如果设定上间隙为 a ,则下间隙 b 为 $(8 - a)$,分别将定转子的上间隙值设定为 5 个不同的值:2、3、4、5、6 mm。利用计算流体力学软件,以 6 L/s 的清水作为流体介质,在其他条件相同的情况下,分别计算单级定转子的输出性能,以分析轴向间隙变化对性能的影响。

目前,可对定转子的流道流场进行数值模拟的软件种类很多,但分析过程基本相同,主要有几何造型、网格化、物理定义、求解和后处理分析几个阶段^[10-12]。

4.2 结果分析

由图 2~5 可知,轴向间隙对单级涡轮的扭矩、功率、压降以及效率的影响极小,且钻具性能并不随着轴向间隙变化呈现明显规律性变化。图 2 表明,不同间隙下,输出扭矩基本一致,上间隙分别为 6 mm 和 3 mm 时输出扭矩略大其他间隙的扭矩,但差异幅度很小,约 3%;间隙 2、4、5 mm 下的转速扭矩曲线基本重合;扭矩随轴向间隙变化无明显规律。功率和压降受轴向间隙影响情况,与之类似,影响甚微。图 5 表明,不同间隙下的钻具效率变化也很小。在 2000 r/min 的转速下,5 种不同间隙下,效率在 91%~93% 之间变化。

对于不同间隙下涡轮性能参数的细微变化,一方面,每次数值模拟计算自身存在偏差,相同边界条件和设置,多次计算结果也不完全相同,例如同一个涡轮同等条件下模拟计算 100 和 1000 r/min 转速下的

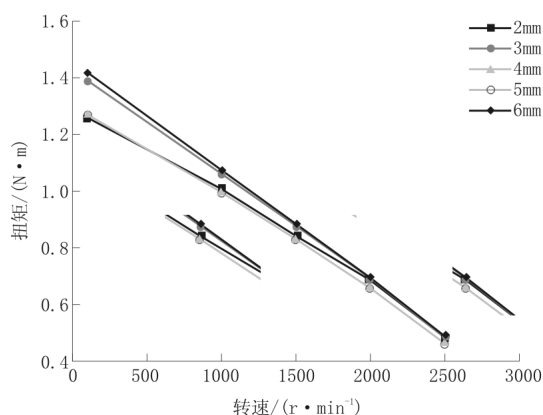


图2 转速-扭矩曲线

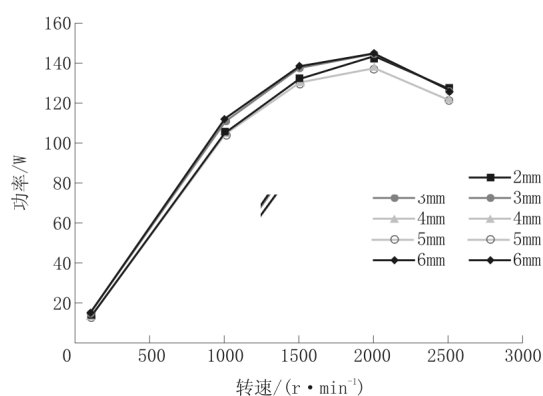


图3 转速-功率曲线

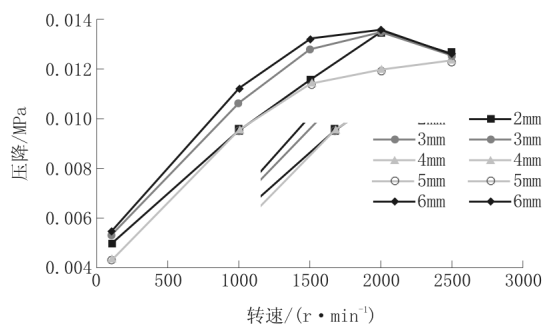


图4 转速-压降曲线

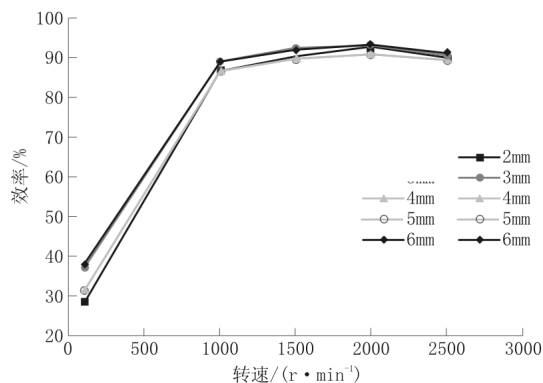


图5 转速-效率曲线

扭矩,第一次结果为 1.38989 和 1.06014 N·m,第二次为 1.41308 和 1.06673 N·m;另一方面,变化幅度非常小,对性能无实质性影响。

5 结论

综上所述,轴向间隙能避免涡轮定子与转子碰撞磨损,但是,定转子轴向间隙难以确定一个最优定值,只能处于 $0 \sim (H - 2h)$ 范围内。当轴向间隙成为 0 或 $(H - 2h)$ 时,定转子将发生碰撞磨损。从涡轮钻具性能理论计算公式分析,涡轮钻具性能仅与涡轮定转子叶型结构参数相关,而与涡轮定转子的轴向间隙无直接关系;从涡轮钻具能量转化效率着眼,轴向间隙变化对水力效率几乎没有什么影响。通过对 $\varnothing 89$ mm 涡轮钻具的数值模拟计算表明,定转子的轴向间隙对钻具输出扭矩、转速、功率和压降等性能参数影响极小,可以忽略。可见,轴向间隙在 $0 \sim (H - 2h)$ 范围内变化对涡轮钻具性能影响细微,轴向间隙设置应考虑钻具结构尺寸和轴承磨损等因素。

参考文献:

- [1] Schlumberger, Inc. Naylor Specification Handbook[Z]. 2012.
- [2] NGT ENGINEERING COMPANY. Hydraulic downhole motors product catalogue[Z]. 2014.
- [3] HALLIBURTON. Turbopower™ Turbodrills Specification Sheets and Performance Graphs[Z]. 2012.
- [4] 杨涛,李小军. 涡轮钻具轴向间隙的正确调节[J]. 石油机械, 1998, 26(8): 24-26.
- [5] 薛鹏. 涡轮钻具定转子轴向间隙调整的可视化研究[D]. 山东青岛: 中国石油大学(华东), 2009.
- [6] 张强,张鹏. 独立悬挂复式涡轮钻具结构特点及强度分析[J]. 机械制造与自动化, 2010, 39(6): 72-75.
- [7] 许福东,徐小兵. 涡轮钻具动态力矩特性计算新方法[J]. 石油天然气学报, 1996, 18(4): 79-81.
- [8] 万邦列,李继志. 石油工程流体机械[M]. 北京:石油工业出版社, 1999.
- [9] W. 泰拉斯波尔斯基. 井下液动工具[M]. 李克向,姜义忠,胡泽明,译. 北京:石油工业出版社, 1991.
- [10] 赵志涛,翁炜,黄玉文,等. $\varnothing 89$ 涡轮钻具叶栅设计及性能预测[J]. 地质与勘探, 2013, 49(6): 1176-1180.
- [11] 赵志涛,翁炜,黄玉文,等. $\varnothing 89$ 涡轮钻具的性能评价[J]. 地质评论, 2015, 61(S1): 889-890.
- [12] Amir Mokaramian, Vamegh Rasouli, Gary Cavanaugh. Turbodrill design and performance analysis[J]. Journal of applied fluid mechanics, 2015, 8(3): 377-390.
- [13] 许福东,马德坤. 计算涡轮节轴向间隙分布的仿真算法[J]. 石油矿场机械, 1998, 27(6): 30-33.
- [14] 谭春飞. 深井超深井涡轮钻具复合钻井提高钻速技术研究[D]. 北京:中国地质大学(北京), 2012.