

YSZ-50型声频振动钻机动头减振方案的改进

赵晓冬¹, 吴浩¹, 陆卫星¹, 任晓飞¹, 刘宝林²

(1. 中国煤炭地质总局第二勘探局, 河北涿州 072750; 2. 中国地质大学(北京), 北京 100083)

摘要:针对YSZ-50型声频振动钻机动头存在的减振问题,通过分析国内外声频动力头减振方案的特点,提出了一种三道复合减振方案:第一道采用竖向销轴中的金属橡胶减振垫减振方式,吸收掉振动器振动能量的绝大部分,该方式为主要减振手段;第二道采用侧向复合橡胶块减振方式,吸收掉振动器传递到箱体振动能量的绝大部分,第三道采用普通橡胶垫减振方式,吸收掉箱体传递到回转马达的振动能量。试验表明,三道复合减振方案可有效解决YSZ-50型钻机动头的减振问题。

关键词:声频振动钻机;声频动力头;减振方案

中图分类号:P634.3 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-7428(2012)12-0001-03

Improvement of Vibration-absorbing Scheme for Dynamic Head of YSZ-50 Audio Frequency Vibration Drilling Rig/ZHAO Xiao-dong¹, WU Hao¹, LU Wei-xing¹, REN Xiao-fei¹, LIU Bao-lin² (1. The Second Exploration Bureau of CNACG, Zhuozhou Hebei 072750, China; 2. China University of Geosciences, Beijing 100083, China)

Abstract: According to the vibration-absorbing problems in YSZ-50 audio frequency vibration drilling rig, by the analysis on the characteristics of vibration-absorbing schemes for dynamic head of audio frequency both in China and abroad, 3 composite vibration-absorbing schemes were put forward: (1) with metal rubber shock pad in vertical pin to absorb most part of vibration energy in vibrator, and this was the main vibration-absorbing means; (2) with side composite rubber block to absorb most vibration energy from vibrator to the box; (3) with traditional rubber pad to absorb vibration energy from the box back to the rotary motor. It was proved by tests that these composite vibration absorbing schemes can effectively absorb the vibration of dynamic head of YSZ-50 drilling rig.

Key words: audio frequency vibration drilling rig; audio frequency dynamic head; vibration-absorbing scheme

1 概述

声频振动钻机(也称声波钻机)是通过2个对称布置的偏心轴(块)的高速旋转(工作转速一般在9000 r/min以上)产生声频振动力进行钻孔取样的设备。该钻机具有钻进速度快、不需泥浆、取样质量高、能够解决振动卡钻等诸多优点,近年来受到了国内相关科研院所和地勘装备制造企业的高度重视,他们研制出各自的声频振动钻机样机,如2007年中国地质大学(北京)最早研发的SDR-100型声频振动钻机^[1]、2010年北京探矿工程研究所研制的TGSD-50型声频振动钻机^[2],以及2011年中国煤炭地质总局第二勘探局和中国地质大学(北京)联合研制的YSZ-50型声频振动钻机^[3]。

YSZ-50型钻机声频动力头振动力的产生及传递效果较好,通过试验达到了钻进深度50 m的设计指标,但是声频动力头的个别部件(如箱体)出现了裂纹及损毁现象^[3],原因在于声频动力头的振动能量没有完全被减振材料吸收,这将制约着声频动力头的使用寿命。为此,本文借鉴了国内外声频动力

头的减振方案,提出了一种三道复合减振方案,可以有效解决动力头的减振问题,供相关人员参考。

2 国内外声频振动钻机的减振方案

2.1 SDR-100型钻机动头的减振方案^[4]

SDR-100型钻机动头由回转马达、减速箱和振动器箱体组成。回转马达经减速箱变速后驱动主轴回转,回转马达安装在振动器箱体顶板上,箱体顶板与侧板采用竖向螺栓联接,振动器箱体由对称布置的2个高速马达(也称振动马达)和偏心轴组成,减速箱包含在振动器箱体中,如图1所示。

声频动力头与机架滑板之间通过碟形弹簧减振(见图2)。试验表明,碟形弹簧在声频振动力作用下很快发生疲劳破坏,减振效果不好,振动器箱体顶板的竖向螺栓容易振松、直至断裂,振动噪声很大。钻进深度达不到设计要求30 m,该减振方案不可取。

2.2 TGSD-50型钻机动头的减振方案^[5]

TGSD-50型钻机动头的结构与图1相似,也是由回转马达、减速箱和振动器箱体组成。它的

收稿日期:2012-08-22

作者简介:赵晓冬(1963-),男(汉族),河北唐山人,中国煤炭地质总局第二勘探局地勘装备技术研究院院长、高级工程师,机械设计与制造专业,从事技术产品开发、生产及企业经营管理工作,河北省涿州市范阳西路50号,zhaoxiaodong@sina.com。

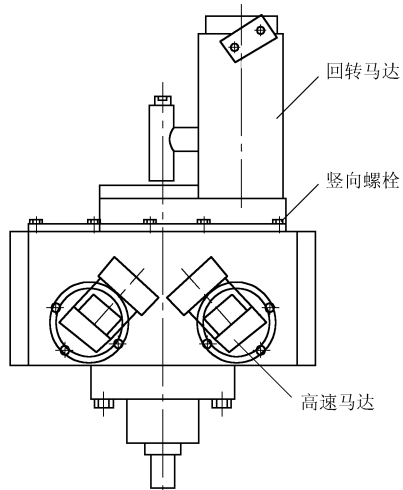


图1 SDR-100型钻机动力头结构

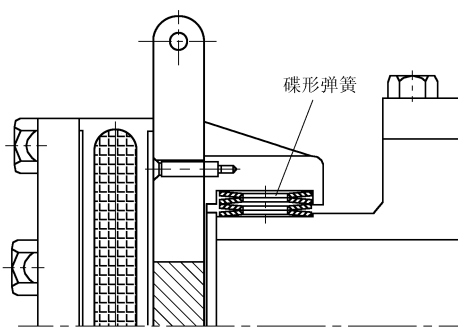


图2 碟形弹簧减振方案

减振装置包括设于箱体左右两侧的支撑板、包裹于支撑板的减振件以及位于减振件外围的减振件挡板。该减振件挡板安装于耳板上,耳板设于滑板的两端,两者通过螺栓连接,如图3所示。

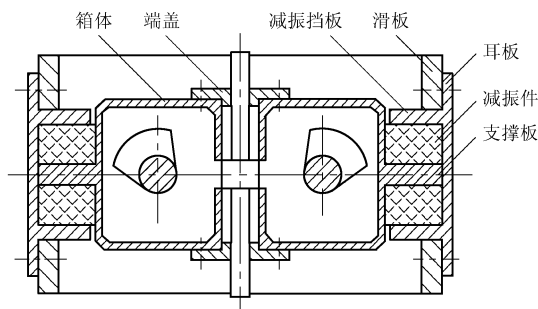


图3 TGSD-50型钻机动力头减振方案

动力头采用振动器箱体两侧布置橡胶减振件的侧面减振方式,竖向声频振动力容易导致橡胶材料的升温老化,造成动力头使用寿命的缩短。此外,端盖与箱体之间的竖向螺栓也容易被声频振动力振松甚至断裂,该减振方案不够合理。

2.3 国外 CompactSonic 声波动力头的减振方案^[6]

荷兰 SonicSampDrill 公司设计的 CompactSonic

声波动力头结构模型见图4。动力头采用回转马达直接驱动主轴、框架包裹振动器的结构型式,振动器与框架之间通过剪切刚度足够大的复合橡胶材料减振。资料表明,振动器的振动能量能够被复合橡胶材料充分吸收。动力头减振效果好,使用寿命长。

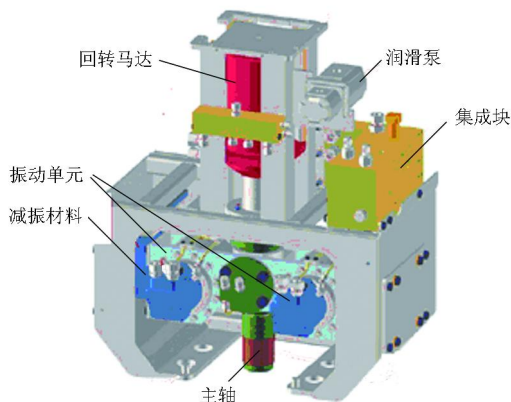


图4 CompactSonic 声波动力头结构模型

3 YSZ-50 型钻机动力头的减振方案

3.1 减振结构

YSZ-50 型钻机动力头由回转马达、箱体、振动器3部分组成。回转马达直接驱动主轴回转,取消了减速箱,简化了传动结构。回转马达安装在箱体顶板上,振动器悬挂在箱体底板上,振动器整体加工,竖向无螺栓联接,振动器的振动能量通过两根减振销轴上的减振材料吸收,减振材料采用金属橡胶减振垫,如图5所示。

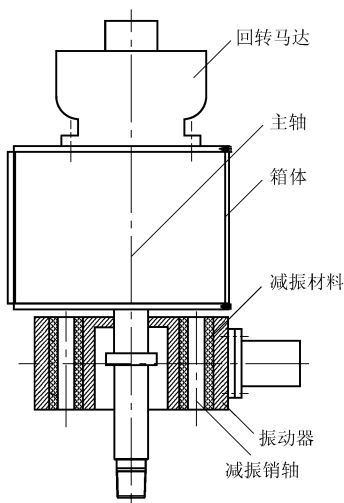


图5 YSZ-50型钻机动力头减振方案

3.2 问题分析

动力头采用竖向减振方式,通过竖向减振销轴中的金属橡胶减振垫来吸收振动能量,试验发现动力头振动噪声不大,振动器向上的振动能量经过金属橡胶

减振垫吸收后,传递到箱体的能量削减很多,达到了设计 50 m 振动钻深要求,但箱体底板出现了微裂纹,随着振动时间的延长而有逐渐扩展的趋势,回转马达的螺栓也出现了松动现象,因此,该方案仍需改进。

声频动力头箱体出现微裂纹的原因在于振动器的振动能量没有完全被金属橡胶减振垫吸收,仍有部分振动能量向上传递到箱体,箱体底板因焊接和机加工不当产生缺陷,缺陷处容易发生应力集中,随着振动时间的延长,这部分振动能量导致微裂纹的产生和扩展。

3.3 理论计算

忽略振动器经主轴传递到联轴器上的振动能量,在产生 140 kN 振动力(能量)的情况下。

(1)受振动力作用的箱体底板可简化成周界固定、中心受集中载荷作用下的矩形平板弹性力学模型,如图 6 所示。

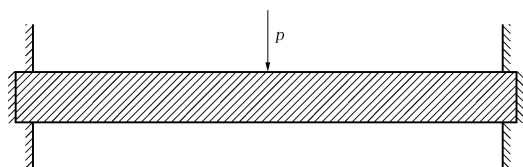


图 6 平板弹性力学模型

当板中最大弯曲应力达到其弯曲疲劳强度,即 $\sigma_{\max\text{弯}} = \sigma_{-1\text{弯}}$ 时,矩形板发生疲劳破坏。

板中最大应力:

$$\sigma_{\max} = \sigma = -(c_0)P/(h^2)$$

式中: c_0 ——矩形平板系数; P ——集中载荷, N; h ——板厚, m。

查表 $c_0 = 0.9624$, 对于 Q235 钢, $\sigma_{-1\text{弯}} = 188.1$ MPa, 板厚 $h = 10$ mm。

算出破坏力 $P = 18$ kN。

(2)当回转马达连接螺栓受到的最大拉应力达到其抗拉疲劳强度,即 $\sigma_{\max\text{拉}} = \sigma_{-1\text{拉}}$ 时,螺栓发生疲劳破坏。

螺栓最大拉应力:

$$\sigma_{\max} = F/A = F/[(\pi/4)(d_1)^2]$$

式中: A ——螺栓最小截面积, m^2 ; d_1 ——螺栓底径, m; F ——破坏力, N。

回转马达与箱体之间采用 M12 的螺栓连接,查表,螺栓底径 $d_1 = 10.106$ mm, $\sigma_{-1\text{拉}} = 131.2$ MPa。

算出破坏力 $F = 10.5$ kN。

由上述简略计算可知,当振动器传递给箱体 18 kN 的力时,箱体底板出现开裂,此时金属橡胶吸收掉振动力(能量)的 87%。当箱体传递给回转马达

连接螺栓 10.5 kN 的力时,螺栓出现疲劳松动,此时箱体自身吸收掉约 5% 的振动力(能量)。

4 三道复合减振方案

基于上述分析与计算,笔者提出了一种三道复合减振方案,第一道采用竖向销轴中的金属橡胶减振垫减振方式,吸收掉振动器振动能量的绝大部分,该方式为主要减振手段;第二道采用侧向复合橡胶块减振方式,吸收掉振动器传递到箱体振动能量的绝大部分;第三道采用普通橡胶垫减振方式,普通橡胶垫置于回转马达下面,吸收掉箱体传递到回转马达的振动能量。三道复合减振方案如图 7 所示。

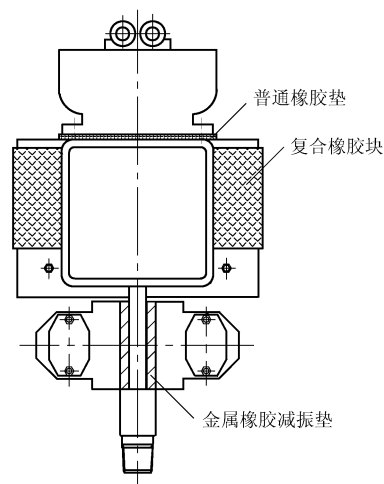


图 7 三道复合减振方案

试验表明,三道复合减振方案可以有效解决 YSZ-50 型钻机声频动力头的减振问题。

5 结语

针对 YSZ-50 型声频振动钻机动力头出现的减振问题,提出了一种三道复合减振方案。该方案可以有效地解决动力头的减振问题,可供相关人员参考。

参考文献:

- [1] 史海岐,刘宝林.声频振动钻机及其液压系统的设计[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2007,34(7):44-46.
- [2] 张培丰,贾绍宽,朱文鉴,等.TGSD-50型声频振动取样钻机的研制[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2011,38(1):35-38,70.
- [3] 吴浩,陆卫星,任晓飞,等.YSZ-50型声频振动钻机的研制[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2012,39(1):9-13.
- [4] 毛志新.声频振动钻探技术研究[D].北京:中国地质大学(北京),2007.
- [5] 北京探矿工程研究所,等.取样钻机用声频振动头:中国,201020181134.5[P].2011-05-11.
- [6] <http://www.sonicsampdrill.com/products.asp?uid=132>[EB/OL].