

基于 ANSYS Workbench 的轻便岩心钻机 动力头有限元分析

高鹏举¹, 董耀²

(1. 中国地质科学院勘探技术研究所, 河北 廊坊 065000; 2. 河南省航空物探遥感中心, 河南 郑州 450053)

摘要:采用三维建模软件 SolidWorks 建立轻便岩心钻机的动力头三维几何模型,并导入有限元分析软件 ANSYS Workbench 中,得到有限元模型;利用有限元分析法,分别分析动力头内关键零部件的动态特性等机械性能要求;分析齿轮在钻进过程中啮合时的受力变形情况,证明齿轮满足强度、刚度等机械性能要求,并分析齿轮间接触区域的接触情况;模拟钻探工程中提下钻、加压钻进、减压钻进 3 种工况,分析主轴的受力变形情况,为主轴设计提供一定的依据;分析箱体在提下钻、钻进工况下的受力变形,证明箱体具有良好的刚度、强度,并对箱体进行模态分析,得出箱体固有频率,验证箱体的动态性能。

关键词:ANSYS Workbench;岩心钻机;动力头;有限元分析

中图分类号:P634.3⁺1 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-7428(2016)09-0020-06

Finite Element Analysis on the Power Head of Portable Core Drill Based on ANSYS Workbench/GAO Peng-ju¹, DONG Yao² (1. Institute of Exploration Techniques, CAGS, Langfang Hebei 065000, China; 2. Henan Aero Geophysical Survey and Remote Sensing Center, Zhengzhou Henan 450053, China)

Abstract: With 3D modeling software SolidWorks, 3D model of portable core drill power head was built, which was introduced into the finite element analysis software ANSYS Workbench to obtain finite element model. Based on the finite element analysis method, the dynamic characteristics and other mechanical properties of the key components in the power head were analyzed respectively. The analysis on the strain and deformation of gears during drilling process proved that the gears met rigidity, strength and other mechanical properties; and the contact conditions of gears contact area was also analyzed. The simulation was made on drill pipe hoisting and lowering, pressure drilling and decompressed drilling to analyze the force and deformation of the spindle to provide basis for the spindle design. The analysis was made on the strain and deformation of gear box in the drill pipe hoisting and lowering process to prove good rigidity and strength; according to the modal analysis on the box, the natural frequency of the box is obtained and the dynamic performance of the box is verified.

Key words: ANSYS Workbench; core drill; power head; finite element analysis

0 引言

我国矿产资源丰富但分布情况复杂,很多区域常规钻探设备难以进入,要求钻机保证性能质量外,还需具有轻便化、模块化、易拆装、易搬运等特点,以更好地完成找矿取心等工作。为此,中国地质调查局将开展“地质勘查自动化轻便岩心钻机”研究作为“十二五”地质调查项目之一。

轻便岩心钻机动力头提供钻进所需的转速、扭矩,传递钻进时所需的钻压和提下钻时所需的提升力,是岩心钻机的关键部件。动力头的承载能力、稳定性将直接影响钻机的工作性能。

ANSYS Workbench 是由 ANSYS 公司开发的仿

真应用平台,操作界面友好,拥有 CAD 双向接口,受广大工程师青睐,现已广泛应用于航空航天、汽车、重型机械等领域。本文基于 ANSYS Workbench,应用有限元分析法,对中国地质科学院勘探技术研究所研制的 YDX-1 型轻便钻机动力头进行分析,验证承载性能和稳定性。

1 建立有限元模型

采用三维建模软件 SolidWorks 建立动力头三维几何模型,如图 1 所示。然后将建立的几何模型导入 ANSYS Workbench 中,定义各个零件材料的密度、弹性模量、泊松比等物理参数。确定接触零件间

收稿日期:2016-07-20; 修回日期:2016-08-18

基金项目:西南地区典型重大突发地质灾害调查(编号:12120113096700)

作者简介:高鹏举,男,汉族,1988年生,助理工程师,地质工程专业,硕士,从事地质钻探设备、钻具及工艺的研究工作,河北省廊坊市金光道 77 号,18733631801@163.com。

的接触类型,并进行网格划分,共得到 139622 个结点,81422 个元素。建立的有限元模型如图 2 所示。

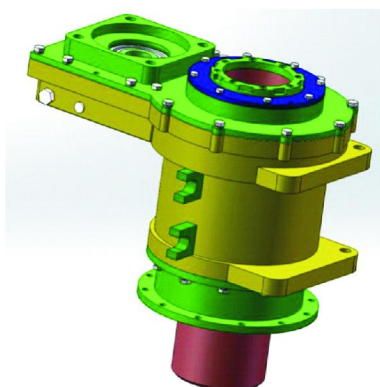


图 1 SolidWorks 内建立的动力头几何模型

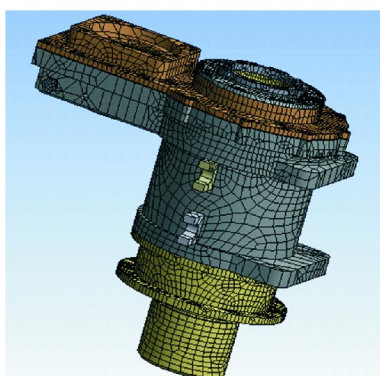


图 2 Workbench 内建立的有限元分析模型

2 齿轮啮合分析

齿轮配合在钻进过程中传递破碎岩石所需的扭矩,钻孔负载的不稳定,易造成齿轮磨损、胶合、塑性变形等破坏。根据驱动动力头马达的参数,确定钻进过程中扭矩载荷施加在小齿轮上,大小为 $680 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

齿轮啮合点在齿根、齿顶间变化,选择节点啮合时分析。齿轮啮合处为接触区域,定义小齿轮为接触面,大齿轮为目标面,接触类型为摩擦约束。施加小齿轮内孔为固定约束,大齿轮内孔为圆柱副约束并施加扭矩,两端面为无摩擦约束。求解后得到的分析结果见图 3 ~ 图 6。

齿轮啮合时最大应力为 434.99 MPa ,如图 3 所示。齿轮材料选择 42CrMo,屈服强度为 930 MPa ,满足强度要求。应力主要分布在最早进入啮合状态的两对齿上,齿根处应力为 150 MPa 左右。齿轮上用于减轻质量的孔上的应力在 37.5 MPa 左右,可以考虑适当增大孔径。

齿轮啮合时最大变形量为 0.04 mm ,如图 4 所示,

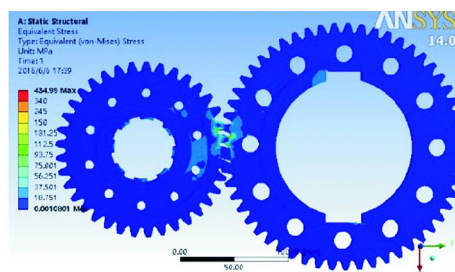


图 3 齿轮啮合等效应力分布云图

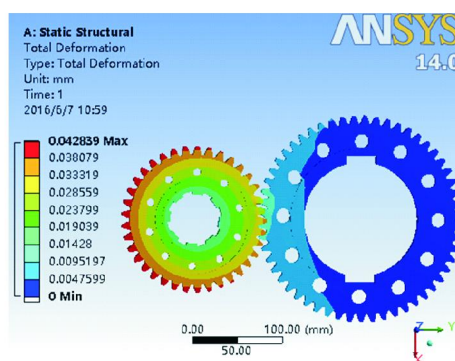


图 4 齿轮啮合全变形分布云图

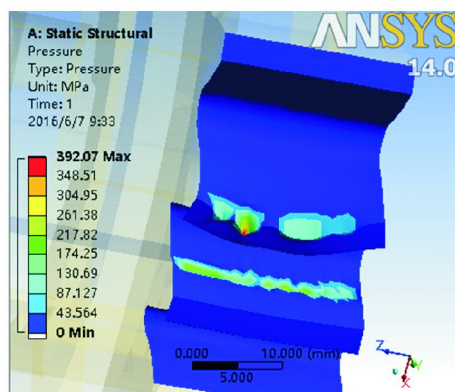


图 5 齿轮啮合接触应力分布云图

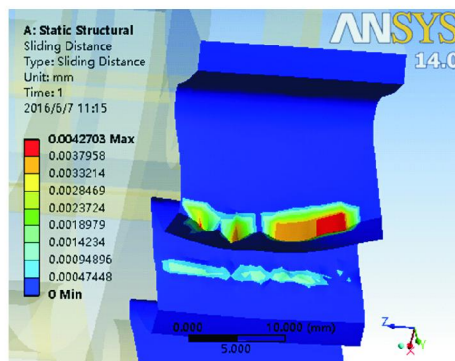


图 6 齿轮啮合接触滑动位移分布云图

在小齿轮原理啮合的齿上。啮合齿处变形量为 0.03 mm ,刚度满足要求。花键连接处变形量为 0.02 mm ,花键连接处变形量为 0.01 mm ,满足刚度要求。

提取的齿轮接触应力分布云图如图5所示,最大接触应力为392.07 MPa,小于接触强度极限应力值1110 MPa。接触区域的滑动位移最大为0.004 mm,如图6所示。

3 主轴分析

主轴在提下钻过程中传递向上的拉力,在钻进过程中传递钻压和扭矩。又因钻进工艺分为加压钻进和减压钻进,主轴分别传递向上和向下的载荷。所以,从提下钻、加压钻进、减压钻进3个方面分析主轴的应力和变形情况。

3.1 提下钻

主轴在提下钻时只受到向下的拉力,为纯拉伸状态。钻机提供的最大提升力为120 kN,将此载荷加在主轴的下端。在与轴承配合的轴径段施加圆柱副约束,与卡键接触的断面施加无摩擦约束。求解后得到的结果见图7、图8。

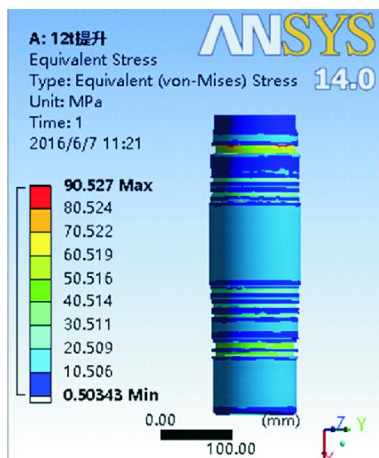


图7 提下钻主轴应力分布云图

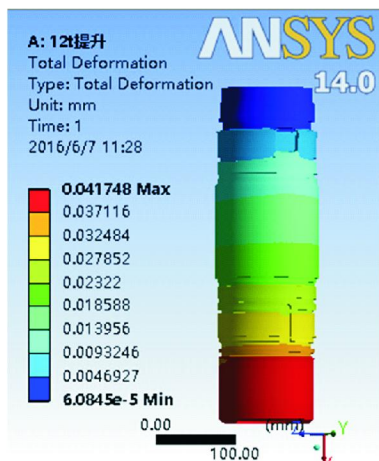


图8 提升状态主轴全变形分布云图

如图7所示,主轴在提下钻时受到的最大应力为90.53 MPa,在与卡键接触的端面附近。主轴材料为40Cr,屈服强度为500 MPa,满足强度要求。

利用材料力学的知识,轴在纯拉伸状态,危险截面在横截面积最小的轴径段,在主轴为卡键安装处,为46.8 MPa。材料力学分析的危险截面位置与有限元分析一致,最大应力值不一致。有限元分析应力值为40~90 MPa,二者相差不大,说明有限元分析结果可信。

如图8所示,主轴在提下钻时受到的最大变形量为0.04 mm,发生在轴的下端,满足刚度要求。与轴承配合的轴径段变形量为0.02 mm,键槽处变形量为0.01 mm,满足刚度要求。

3.2 加压钻进

钻机在加压钻进时,主轴受到箱体施加的向下的压力和大齿轮施加的扭矩。钻机提供的给进力最大为60 kN,施加在主轴的螺纹连接轴径段。马达扭矩经过齿轮传动至主轴最大为1000 N·m,施加在主轴的与大齿轮配合的轴径段。在与轴承配合的轴径段施加圆柱副约束,主轴最下端轴径段施加固定约束。

求解后得到的结果见图9、图10,最大应力为41.04 MPa,发生在主轴的键槽尖角处,满足强度要求。最大变形量为0.02 mm,与轴承配合的轴径段变形量为0.02 mm,键槽处变形量为0.02 mm,满足刚度要求。

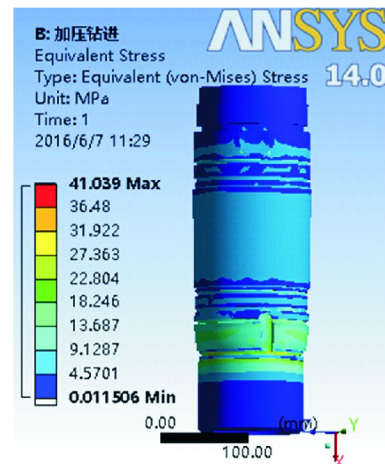


图9 加压钻进主轴应力分布云图

3.3 减压钻进

钻机在减压钻进时,主轴受到箱体施加的向上的拉力和大齿轮施加的扭矩。钻机提供的提升力最大为120 kN,施加在安装卡键的轴径段。马达扭矩经过齿轮传动至主轴最大为1000 N·m,施加在主轴的

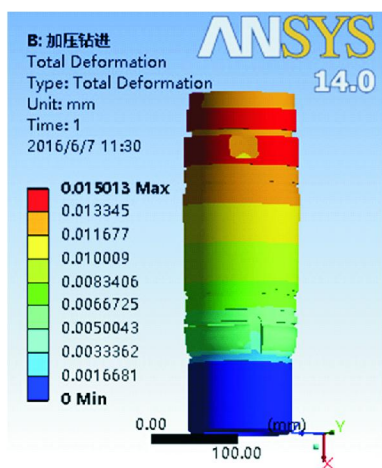


图 10 加压钻进主轴全变形分布云图

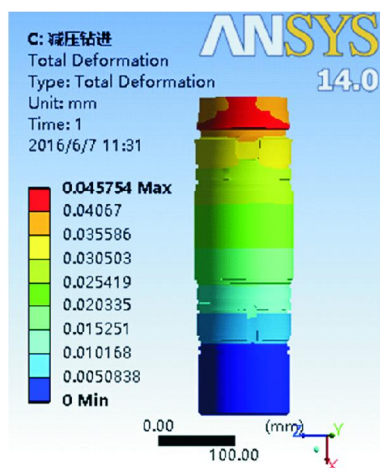


图 12 减压钻进主轴全变形分布云图

与大齿轮配合的轴径段。在与轴承配合的轴径段施加圆柱副约束,主轴最下端轴径段施加固定约束。

求解后得到的结果见图 11、图 12,最大应力为 107.41 MPa,发生在与卡键接触的端面,满足强度要求。最大变形量为 0.05 mm,与轴承配合的轴径段变形量为 0.02 mm,键槽处变形为 0.04 mm,满足刚度要求。

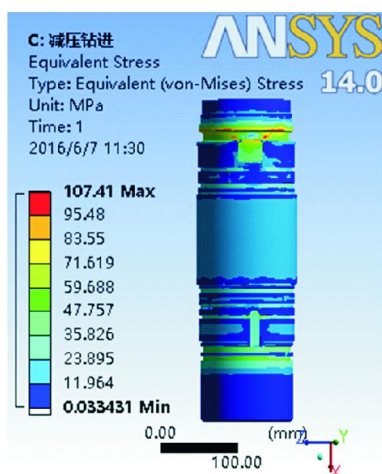


图 11 减压钻进主轴应力分布云图

汇总以上 3 种工况下主轴的受力及变形情况,得到表 1。从表 1 可以得出以下结论:

(1) 在减压钻进时,主轴受到拉扭复合载荷,应力及变形量最大;

(2) 对比提下钻和减压工况,二者应力和变形量相差不大。说明扭转对主轴的影响小于拉伸作用,在进行主轴设计时应主要考虑提下钻工况。

4 箱体分析

箱体通过销轴、座板和压紧螺母将动力头固定

表 1 3 种工况下主轴的应力及变形

工况	应力/MPa	变形量/mm	受力状态
提下钻	90.03	0.04	拉伸
加压钻进	41.04	0.02	压扭
减压钻进	107.41	0.05	拉扭

在桅杆上,并在加压钻进时将压力传递给主轴。在提下钻和减压钻进时受力相同,都是将提升力传递给主轴,可以综合考虑。从提下钻和加压钻进两个方面分析箱体的应力和变形情况。还需对箱体进行模态分析,确定箱体固有频率及前六阶阵型,以考察箱体的动态特性。

4.1 提下钻

在箱体的上轴承安装位置施加 120 kN 向下的载荷,上座板下表面施加无摩擦约束,两个定位销孔施加圆柱副约束。求解后得到的分析结果见图 13、图 14。

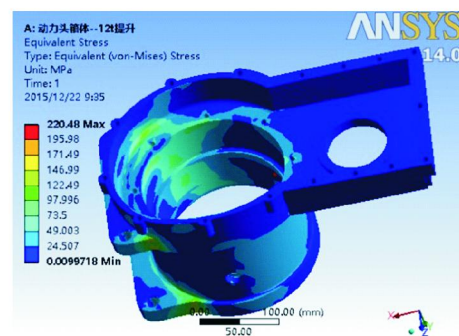


图 13 提升状态箱体等效应力分布云图

如图 13 所示,提下钻时最大应力为 220.48 MPa,为过渡圆角处应力集中。定位销孔处最大应力为 171.49 MPa,应该加强。图 14 表示,提下钻时最大变形量为 0.42 mm,发生在远离轴承安装处的角上,满足刚度要求。安装轴承处最大变形量为

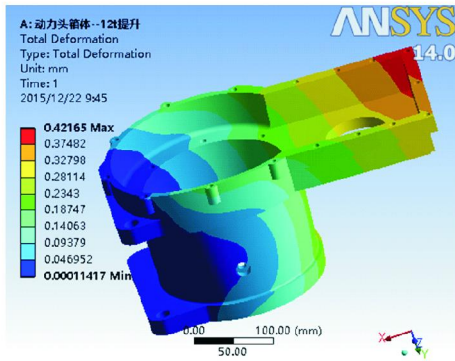


图 14 提升状态箱体变形分布云图

0~0.23 mm,满足刚度要求。

4.2 加压钻进

在箱体下安装板上施加 60 kN 向下的压力,下轴承为施加无摩擦约束,两个定位销孔处施加圆柱副约束。求解后得到的分析结果见图 15、图 16。

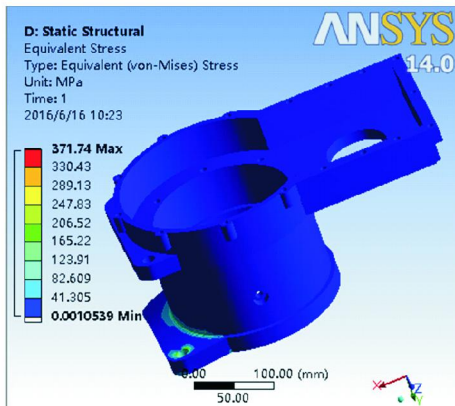


图 15 加压钻进箱体等效应力分布云图

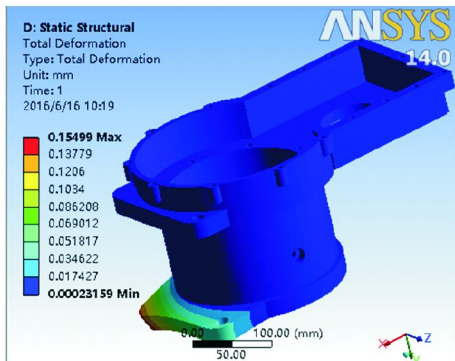


图 16 加压钻进箱体变形分布云图

如图 15 所示,加压钻进时最大应力为 371.74 MPa,为过渡处应力集中。定位销孔和下安装板最大应力为 165.22 MPa,满足强度要求。图 16 表示,提下钻时最大变形量为 0.15 mm,在下安装板的角上,满足刚度要求。轴承位变形量小于 0.02 mm,满足刚度要求。

4.3 模态分析

对箱体进行模态分析,得到其前六阶阵型图见图 17~图 22。一、四阶阵型为 XY 平面内 Y 方向的弯曲模态,二、三阶阵型为围绕 X 的扭转模态,五阶阵型为 XZ 平面内 Z 方向的弯曲模态,六阶为 X 方向的伸缩模态。

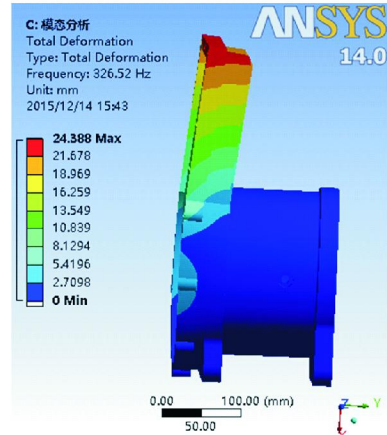


图 17 一阶阵型图

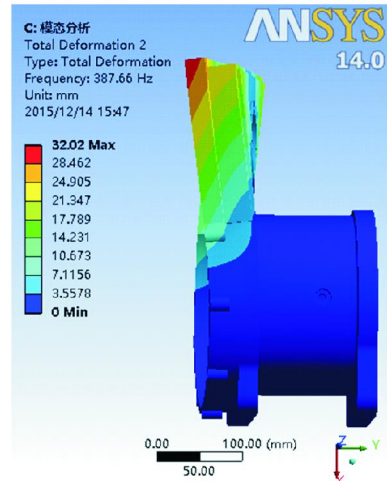


图 18 二阶阵型图

阵型图对应的前六阶模态频率及对应变形量见表 2。箱体发生共振的一阶频率为 326.53 Hz,共振的最大变形量发生在第二阶阵型中,为 32.02 mm。

表 2 箱体模态分析的频率与变形

阶数	频率/Hz	变形/mm	阶数	频率/Hz	变形/mm
1	326.52	24.39	4	983.62	16.94
2	387.66	32.02	5	1245.70	22.89
3	506.32	18.46	6	1414.50	14.94

YDX-1 型钻机采用柴油机驱动,柴油机正常工作转速为 2000~2500 r/min,对应频率为 33.3~41.7 Hz。运行动力头最大转速为 1000 r/min,对应频率为 16.7 Hz。箱体发生共振的一阶频率为

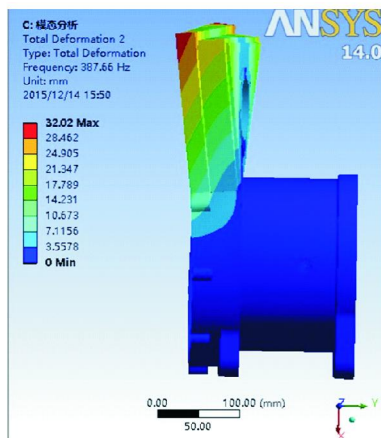


图 19 三阶阵型图

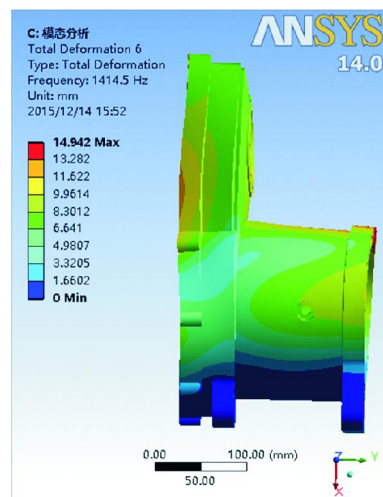


图 22 六阶阵型图

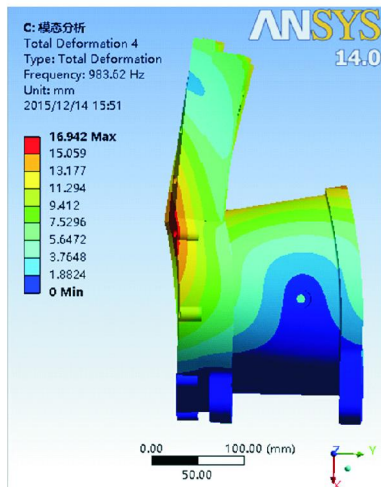


图 20 四阶阵型图

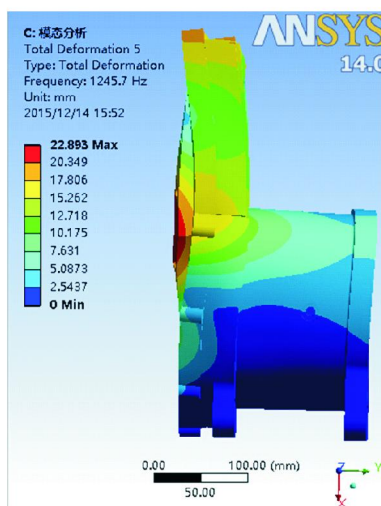


图 21 五阶阵型图

5 结论

(1) 利用 SolidWorks 软件建立轻便岩心钻机动力头三维模型,并成功导入 ANSYS Workbench 软件中,建立了有限元模型。

(2) 分析在钻进过程中齿轮啮合时的受力变形,证明齿轮满足强度、刚度等机械性能,并分析了接触区域的接触情况。

(3) 在提下钻、加压钻进、减压钻进 3 种工况下,分析主轴的受力变形情况,为主轴设计提供一定的依据。

(4) 分析箱体在提下钻、钻进工况下的受力变形,证明箱体具有良好的刚度、强度;对箱体进行模态分析,得出了箱体固有频率,验证了箱体的动态性能。

参考文献:

- [1] 李文秀,孟义泉,董向宇,等. YDX-1 型轻便岩心钻机的研制与应用[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程),2015,42(2):8-14.
- [2] 姚涛,刘威. 基于 Pro/E 和 ANSYS Workbench 的齿轮有限元分析[J]. 机电工程技术,2014,43(11):79-82.
- [3] 黄晓琳,奎中. 基于 ANSYS Workbench 的 GDZ-300L 型钻机动力头托架优化设计[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程),2014,40(7):93-96.
- [4] 王斯坦,杨义勇,李建华,等. 基于 ANSYS Workbench 的岩心钻机桅杆模态分析方法[J]. 地质装备,2012,13(6):14-16.
- [5] 赵磊,黄勤,刘正锐,等. 闭式齿轮泵齿轮啮合动力学分析[J]. 煤矿机械,2012,32(12):88-90.
- [6] 孙志莹,曾红. 基于 ANSYS Workbench 对渐开线直齿圆柱齿轮的接触疲劳寿命分析[J]. 现代机械,2011,(2):19-20.
- [7] 齐有军,程珩,杨高宏. 基于 ANSYS Workbench 的齿轮箱体固有特性分析[J]. 煤矿机电,2009,(1):40-42.
- [8] 王佳怡,廉哲满. 基于 ANSYS Workbench 的筒式汽车起重机优化设计分析[J]. 煤矿机电,2013,(4):64-66.

326.53 Hz,与柴油机、动力头工作频率相差较远,工作时不会发生共振。