

螺旋输送机动平衡精度影响因素分析及工艺优化

蒋睿¹, 赵志涛¹, 朱迪斯², 翁炜¹, 徐军军¹, 冯美贵^{*1}

(1.北京探矿工程研究所,北京 100083; 2.中国地质调查局油气资源调查中心,北京 100083)

摘要:螺旋输送机是卧式螺旋离心机回转系统的重要组成部分,其作为唯一的不规则回转部件会随着离心机回转系统高速旋转,因此螺旋输送器的动平衡精度会对整机的使用寿命产生重要的影响;同时,由于螺旋输送机结构的特殊性,动平衡工艺在选择及实施方面具有一定的局限性、困难性,进而影响动平衡精度。本文通过对螺旋输送器的动平衡效果进行理论分析,确定影响动平衡效果的关键因素有转子结构形式、转动半径及转速等;并结合动平衡试验过程提出一种优化后的动平衡工艺,主要包括动平衡机的校准、定标、配重位置选择及剩余不平衡量的加重方法等,旨在减小螺旋推进器的剩余不平衡量,提高动平衡精度。最后通过对离心机轴承座温度和振动监测对比,证明该工艺可有效降低离心机整机运行过程中的振动、提高轴承使用寿命。

关键词:钻井液处理技术;卧式螺旋离心机;螺旋输送机;动平衡精度

中图分类号:P634 文献标识码:A 文章编号:2096-9686(2023)01-0061-08

Analysis of influencing factors on and optimization of the dynamic balancing process of the horizontal centrifuge spiral conveyor

JIANG Rui¹, ZHAO Zhitao¹, ZHU Disi², WENG Wei¹, XU Junjun¹, FENG Meigui^{*1}

(1.Beijing Institute of Exploration Engineering, Beijing 100083, China;

2.Oil and Gas Survey Center, China Geological Survey, Beijing 100083, China)

Abstract: The spiral conveyor is an important component of the rotary system of the horizontal spiral centrifuge. As the only irregular rotary part, it will rotate at a high speed with the rotary system of the centrifuge. Therefore, the dynamic balance precision of the spiral conveyor will have an important impact on the service life of the whole machine. At the same time, because of the particularity of the structure of the spiral conveyor, the selection and implementation of dynamic balancing technology has some limitations and difficulties, which will affect the precision of dynamic balancing. Based on the theoretical analysis of the dynamic balancing effect of the spiral conveyor, the key factors affecting the dynamic balancing effect include the rotor structure, rotation radius and speed, etc.; and in combination with the dynamic balance test process, an optimized dynamic balance process is proposed, mainly including the dynamic balancing machine calibration, benchmarking, selection of counterweight position and the weighting method of residual unbalance, so as to reduce the residual unbalance of the spiral propeller, improve the precision of dynamic balance. Finally, through the monitoring and comparison of the temperature and vibration of the bearing seat of the centrifuge, it is proved that the process can effectively reduce the vibration of the whole centrifuge in working and improve the service life of the bearing.

Key words: drilling fluid treatment technology; horizontal spiral centrifuge; spiral conveyor; dynamic balance precision

收稿日期:2022-05-30; 修回日期:2022-12-08 DOI:10.12143/j.ztgc.2023.01.010

基金项目:中国地质调查局地质调查项目“地质矿产勘查钻探技术升级与应用示范”(编号:DD20211345)

第一作者:蒋睿,男,汉族,1988年生,工程师,注册岩土工程师,注册一级建造师,硕士,主要从事钻探技术及钻井液固控技术装备研发等工作,北京市海淀区学院路29号,731666593@qq.com。

通信作者:冯美贵,女,汉族,1981年生,高级工程师,机械工程专业,从事钻井液固相控制与废浆处理技术装备研发工作,北京市海淀区学院路29号,rosy03250186@126.com。

引用格式:蒋睿,赵志涛,朱迪斯,等.螺旋输送机动平衡精度影响因素分析及工艺优化[J].钻探工程,2023,50(1):61-68.

JIANG Rui, ZHAO Zhitao, ZHU Disi, et al. Analysis of influencing factors on and optimization of the dynamic balancing process of the horizontal centrifuge spiral conveyor[J]. Drilling Engineering, 2023, 50(1):61-68.

0 引言

卧式螺旋离心机是一种卧式螺旋卸料、高效离心分离的设备,钻探行业中常用于分离钻井液中有害岩粉等固相,达到净化钻井液的目的。因其净化效果良好、操作简单且易于搬运等优点,故在地球深部探测和浅层绿色勘查等重点钻探领域上均将具有良好的应用前景。

卧式螺旋离心机是一种典型的高速旋转机械,螺旋输送器作为不规则的回转部件是其重要的转动部件之一(如图1所示)。卧式螺旋离心机通常在高负载条件下连续运转,钻井液中的固相颗粒会造成螺旋叶片严重磨损,液相则易导致叶片一定程度腐蚀,以上情况均会破坏螺旋输送器的动平衡,造成设备输渣能力下降、沉渣含湿量增大、离心机的紧固件松动或金属材料疲劳损坏等问题,进而引发卧式螺旋离心机整机振动或故障,降低设备使用寿命^[1-2]。

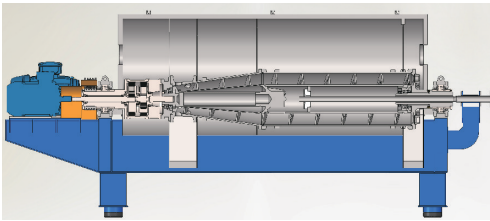


图1 卧式螺旋离心机结构示意图

Fig.1 Structure of the horizontal spiral centrifuge

因此,螺旋输送器动平衡精度不仅对离心机的使用寿命有着至关重要的影响,也是离心机在制造、安装调试或维修时不可缺少的设备质量及可靠度的重要衡量指标^[3-8]。

1 动平衡精度理论分析

1.1 动平衡力学模型

在控制螺旋长径比和试验转速不超过第一阶临界转速情况下,可以把螺旋输送器视为刚性转子^[9],设其质量为 M ,以角速度 ω 绕一固定转轴旋转,取转轴上任一点 o 为原点,转轴为 z 轴,并作出相应的 ox 及 oy 轴,如图2所示。

转子质心坐标为 $C(x_c, z_c, y_c)$,沿坐标轴方向单位矢量为 $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$,质心 C 对 z 轴的矢径为 \vec{r}_c ,设转子中任一质点为 $m_i(x_i, y_i, z_i)$,产生的离心力为:

$$\vec{F}_i = m_i \omega^2 (x_i \vec{i} + y_i \vec{j}) \quad (1)$$

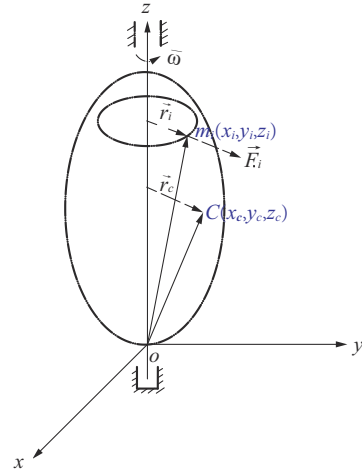


图2 动平衡力学模型

Fig.2 Dynamic balancing mechanics model

其在坐标轴上的投影为:

$$\begin{cases} F_{ix} = m_i x_i \omega^2 \\ F_{iy} = m_i y_i \omega^2 \\ F_{iz} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中: $i = 1, 2, \dots, n$ 。

将这个惯性力系向坐标原点 o 简化可得一主力矢 \vec{R}_o 和主力偶 \vec{M}_o :

$$\begin{cases} \vec{R}_o = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i = M \omega^2 \vec{r}_c \\ \vec{M}_o = \sum m_o (\vec{F}_i) = M_x \vec{i} + M_y \vec{j} + M_z \vec{k} \\ \vec{R}_o \neq 0 \\ \vec{M}_o = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} = \omega^2 \sqrt{J_{yc}^2 + J_{zc}^2} \end{cases} \quad (3)$$

式中: J_{yc}, J_{zc} ——螺旋的转动惯量。

通过理论分析发现,螺旋输送器旋转时,任一平面的主矢和主矩是引起径向力不平衡从而诱发轴承振动的激振源,转子所需平衡质量大小与转动半径成反比。

1.2 动平衡双面平衡力学原理

由理论力学可知,两个平行力可以合成为一个与之平行的力(如图3所示)。力 \vec{F} 可分解为作用于 A, B 两点的同向平行力 \vec{F}' 和 \vec{F}'' ,而且 A, B 两质点的位置是任意指定的,各力之间的关系如下:

$$\begin{cases} \vec{F}' = \frac{b}{a+b} \vec{F} \\ \vec{F}'' = \frac{a}{a+b} \vec{F} \end{cases} \quad (4)$$

螺旋输送器主轴 M 做匀速转动时,可将其横截

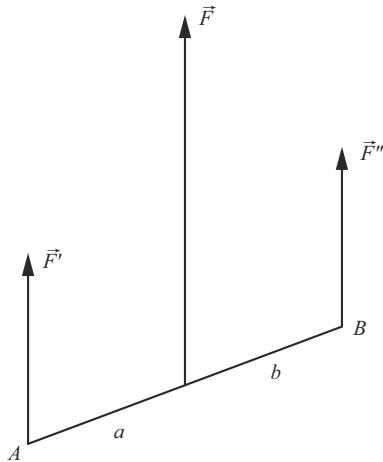


图3 力的合成与分解

Fig.3 Synthesis and decomposition of forces

面理解为由若干个连续偏心薄壁圆盘组成,各圆盘均产生一个惯性力,既 $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$ 组成一个空间惯性力系。将每个惯性力 \vec{F}_i 都分解为通过校正面的两个平行力,根据式(4)可得:

$$\begin{cases} \vec{F}_i' = \frac{l-l_i}{l} \vec{F}_i \\ \vec{F}_i'' = \frac{l_i}{l} \vec{F}_i \end{cases} \quad (5)$$

式中: l ——主轴上左右两个校正面的距离; l_i ——第*i*个惯性力至左校正面的距离。

同理,把每个惯性力都如此分解,在左、右两个校正面上各得到一个平面汇交力系,分别以左右校正面上A、B两点为汇交点的合力,即: $\vec{R}_A = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i'$ 和 $\vec{R}_B = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i''$,该合力和主轴的所有惯性力是等效的。因此,如果在左、右两个固定校正面上进行校正,适当的加重或者去重便可消去 \vec{R}_A 和 \vec{R}_B ,使转子得到平衡,且转子的平衡力与转轴上的距离成反比关系,如图4所示。

由此可见,不平衡的刚性转子可以在两个与旋

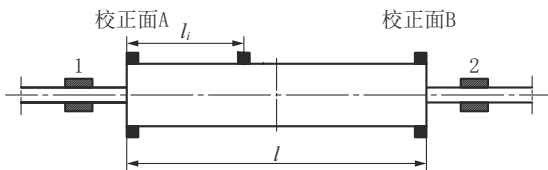


图4 双面动平衡模型

Fig.4 Two-sided dynamic balance model

转轴垂直的平面上进行校正而实现平衡,且转子的平衡力与转轴上的距离成反比关系。这为加重法动平衡工艺的改进提供了理论支撑。

1.3 动平衡精度计算

$$G = \frac{m_{per} \times 2\pi \times r \times n}{60 \times M \times 10^3} \quad (6)$$

式中: G ——转子的平衡精度等级,mm/s; m_{per} ——允许不平衡量; M ——转子的自重,kg; r ——转子的校正半径,mm; n ——转子的转速,r/min。

通过式(6)可以发现,剩余不平衡量是影响动平衡精度的直接变量。因此,如何尽可能的减小剩余不平衡量是提高动平衡精度的关键。

通过以上理论分析过程及结论可知:

(1)动平衡精度与回转转子的对称性和规则性有密切的联系。转子对称度越高,动平衡精度越高;反之则越低。而螺旋输送机因其结构形式的特殊性导致其规则性、对称性差,从而出现初始不平衡量明显偏大的问题,对动平衡工艺及精度提出较高要求。

(2)理论上动平衡试验是可以完全消除转子的不平衡量的。但实际动平衡试验是存在无法消除的剩余不平衡量的,而且该剩余不平衡量远超过动平衡机允许的最小剩余不平衡量。因此,动平衡工艺有进一步优化的空间。

(3)影响动平衡精度的因素很多,例如:螺旋转子的结构设计、本体材料质量缺陷、转子加工工艺及精度、焊接工艺及形变等。而动平衡工艺作为螺旋输送机工业加工的最后一道环节,对动平衡精度有着决定性作用。

所以,为了提高动平衡的精度,对刚性不规则转子动平衡工艺优化具有重要现实意义。

2 动平衡工艺优化

螺旋输送机一般由螺旋叶片、内筒和进料室构成,如图5所示。因其螺旋叶片的不均匀分布,加上使用过程中岩屑在叶片间的不均匀分布,都会造成螺旋输送机各截面质量单元分布不均进而产生振动,影响离心机的使用寿命。因此螺旋输送机作为不规则回转件,进行动平衡试验是必不可少的环节之一。为提高动平衡精度,通过以上理论分析以及经过大量动平衡试验对比总结,以北京探矿工程研究所研发的螺旋输送机为例,本文提出了一种优化动平衡工艺,对提高动平衡精度有较为明显的

效果^[10-16]。

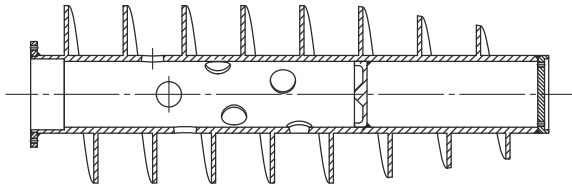


图5 螺旋输送机结构示意图

Fig.5 Structure of the spiral conveyor

2.1 动平衡模式选择

动平衡模式的选择主要考虑转子的结构设计及动平衡机的匹配性。一般来说,当转子的直径比其长度大7~10倍时,选择单面动平衡模式;反之将其作为双面转子处理。由于螺旋输送器的刚度比转轴大得多,所以可将螺旋输送机视作刚性转子。北京探矿工程研究所自行研制的螺旋输送机其尺寸规格如下:螺旋身质量约为55 kg,身长616 mm,最大直径210 mm,最小直径153 mm。螺旋最大工作转速300 r/min,根据邓克莱公式和矩阵迭代法计算的该螺旋输送机一阶临近转速均大于工作转速,满足刚性转子硬支撑设定。在动平衡机动平衡模式选择上,选择双面刚性转子硬支撑模式,兼顾试验可靠性及安全性,将试验转速设定为300 r/min,满足实际使用转速要求。为提高转子与动平衡机的匹配度及精度的有效性,选用的动平衡机的技术参数如表1所示。

表1 动平衡机技术参数

Table 1 Technical parameters of the dynamic balancing machine

动平衡机种类	卧式硬支撑动平衡机
工件质量范围/kg	25~500
工件最大直径/mm	1450
工件两支点的距离/mm	140~2600、60~1650
工件支撑处的轴径/mm	15~180
机床长度/mm	3000
最小可达剩余不平衡度(gmm·kg ⁻¹)	0.2
平衡转速/(r·min ⁻¹)	180~2000
主电机驱动功率/kW	7.5

2.2 动平衡机精度检定

在动平衡过程中,除平衡机测量误差外,还存在因平衡校对的不确切(包括校对量的巨大改变和方

位的改变)而发生的误差,这类误差称为校对误差。传统动平衡工艺流程往往只对转子进行定标校正而忽视对动平衡机的校正,并将动平衡机的校对误差与转子定标误差混淆,造成试验结果的误差积累,进而导致剩余不平衡量的增大,从而影响转子动平衡精度。

为保证动平衡结果的可靠性、减小动平衡机的校对误差,在动平衡试验前应对所选动平衡机精度进行检定。本文通过大量实践总结,对动平衡机的精度检定采用系统自校加模拟工况条件下相对法联合检定。系统自校可通过动平衡机计算机软件检查判断测量电路、传输器及计算机系统是否有隐形故障问题;相对法则可模拟实际工况,对动平衡机平衡架及旋转主轴等转动系统进行综合性检定。两种方法排查目标不同,但联合使用可相互弥补各自的局限性,达到对动平衡机精度进行全面检定及校准,确保动平衡试验精度。

2.3 动平衡机的校正

2.3.1 系统自校

通过计算机动平衡软件进入系统自校功能后,屏幕上显示出系统测量电路的原理框图(见图6),其中的“信号源”为系统内设的自检信号源,①~⑧点为信号测试点,上下两排8个窗口显示相应点的信号波形。

自检可用来检测振动传感器的实际情况,启动工件旋转,①、⑤两个窗口分别显示左、右两个传感器的输出信号,其波形一般为杂乱信号;②、⑥显示为正弦信号,③、④、⑦、⑧为直流信号。若窗口显示异常,则传感器或传感器线可能有问题,例如:①窗口显示为直流信号,可断定左路传感器信号没有输入到本机中。可拔下本机这一侧的传感器插头,通过万用表测量的电阻值读数大小确定传感器电路状态为短路或断路。

停止工件旋转后,可通过系统内部信号检测,测量电路被通入一定频率的方波信号,这时①、⑤两个窗口分别显示方波信号;②、⑥显示为交流信号;③、④、⑦、⑧为直流信号。若各窗口显示异常,或没有方波、正弦波或③、④、⑦、⑧窗口侧边显示的数值不稳定,可判断计算机系统自身有故障。

2.3.2 相对法校正

将设计并定制的测量轴与万向轴紧固后进行动平衡试验(测量轴工装尺寸为 $\varnothing 150\text{ mm} \times 1500$

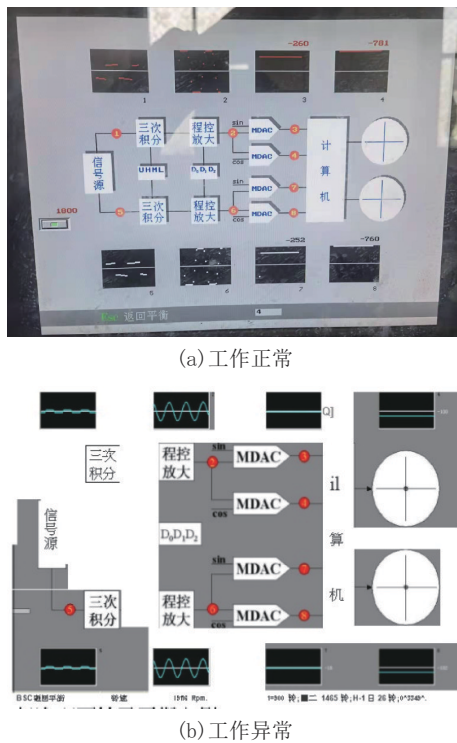


图 6 系统自检界面

Fig.6 System self-check interface

mm,表面粗糙度 Ra0.4 μm,端带面 2×8-M6-7H 螺纹孔,表面镀硬铬 0.12~0.14 mm)。按照转速 $n=300 \text{ r/min}$ 进行其动平衡测试 3 次,标好测量轴不平衡位置并记录不平衡量。

根据测量轴测试结果,在测量轴补平衡位置拧入核实重量的螺钉,(螺钉组需提前重量校正,且不少于 16 组)后在进行 3 次动平衡测试并做好记录。校正如下:

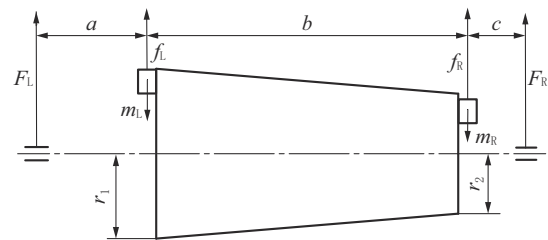
若先测量出测量轴初始不平衡量为 10 g,则在其标记位置处拧入 10 g 左右螺钉,如果显示剩余不平衡量小于 2 g(该值小于测量轴要求的精度 5 g,既动平衡机检测合格,可正常使用)。通过两组数值对比,确定剩余不平衡量均小于 5 g 的话,证明动平衡机精度可靠,可正常使用。

2.4 转子支撑位及动平衡面的确定

因螺旋两端并没有轴颈,且螺旋沿着轴线方向分布有螺旋叶片,不便于作为支撑位。在螺旋两端定制工装与动平衡机的万向轴进行固定连接。以工装芯轴作为螺旋支撑位并测量两支撑位处间距。

根据双面平衡力学原理可知,转子的平衡面可以自由选定,且平衡力与转轴上的距离成反比关

系。为了尽可能降低螺旋的初始不平衡量,减小配重质量,并结合螺旋的结构及焊接的可操作性,可将左右两个平衡面选在沿着转轴方向尽可能远的两个位置,一般将校准平衡片定在叶片的起头和叶尾附近的表面平坦且便于焊接的叶片上,如图 7 所示。



F_L 、 F_R —左、右支承轴上承受的动压力; f_L 、 f_R —左、右校正面上不平衡质量的离心力; m_L 、 m_R —左、右校正面上的不平衡质量; a 、 c —左、右校正面至左、右支承间的距离; b —左、右校正平面之间距离; r_1 、 r_2 —左、右校正平面的校正半径

图 7 转子支撑位及校正面受力示意

Fig.7 Stress of the rotor support position and the calibration surface

校正面确定后将动平衡机的万向轴刻度盘上转至 0° 标,在已确定的校正面上选择以转轴为圆心,测量两个校正面的校正半径、校正面的间距及校正面与邻近支撑位的距离,按照校正面的半径选择合适的滚轮架,调整平衡架两组滚轮的高度并固定,从而达到对转子的转动轴心进行水平校准。转子安装好后,对转子轴径、滚轮外径进行清洁工作,避免动平衡时因渣滓导致转子跳动,并在轴径和支承滚轮外径表面上加少许清洁的 20 号机油(参见图 8)。

2.5 动平衡定标优化

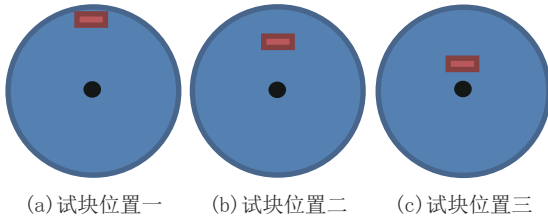
定标就是把动平衡机测到的振动信号进行量化,根据振动信号的强弱计算出测量工件的不平衡



图 8 试验平台实物

Fig.8 Test platform

量值。定标对于动平衡机而言非常重要。动平衡机及转子在试验前要定标,这个能帮助机器准确地校正动平衡的相位或者说是角度(指判定旋转工件动平衡所在的位置)。如果定标不正确,将会出现相位错乱。加重法动平衡工艺的定标通常采用试重法。在已确定的左右两个校正面上做好试重位置标记,选择试重位置时尽可能使矫正半径较大,以提高角度定位精度,减小试探质量,如图9所示,试块位置一(图9a)所示最优。



(a) 试块位置一 (b) 试块位置二 (c) 试块位置三

图9 定标位置选择

Fig.9 Comparison of initial unbalance between two test methods

试探质量用以暂时改变螺旋转子的质量分布,以便找出试探质量与转子振动之间的关系。试验发现,试探质量太大,动平衡机有可能达不到设定转速或者导致不可校正量偏大;试探质量太小,则振动变化不明显,使测量结果不准确,甚至出现相同转子平行测试多组的动平衡数据变化差异较大且毫无规律性,直接导致动平衡结论不可靠。所以定标时试探质量对动平衡精度的影响很大,为了尽可能降低重复定标造成的干扰、提高动平衡精度,本文通过大量试验总结,对定标工艺进行优化,在动平衡机上左右两个校正面卡具上安装测振仪,通过仪器测得的初始振幅数据以及对转子参数的测量,总结出以下经验公式,可更准确地确定试探质量:

$$M_t = \frac{MD_0}{6r \times (n/3000)^2} \quad (7)$$

式中: M_t ——试探质量,kg; M ——转子质量,kg; n ——平衡转速,r/min; D_0 ——初始振幅, μm ; r ——转子半径,m。

试探质量确定后,采用工业橡皮泥进行称重,按照定制的模具将称重后的橡皮泥制成对称的立方体试重块,将该配重块粘贴在左右校正面上并进行固定。对橡皮泥试重块进行模具定型是为了更好确定校正面内试重块的重心在沿着转轴方向不会产生多

余的转动惯量,减小对动平衡定标及试验精度的干扰因素,提高试验效率,减少误差。配重块添加方法如下:

转子定标后,启动动平衡机,转子进入正式不平衡量分析阶段。平衡过程中应根据屏幕显示的1、2校正面的不平衡量,在螺旋输送器的相应校正面上加近似不平衡量的配重平衡块,此为常规加配重方法。本文列举了常规加配重方法的数据,并根据两个平衡面上不平衡量的位置及焊接平衡块后剩余不平衡量的变化的影响,综合考虑适当加减平衡块:根据不平衡量的0.5倍进行配重的比例加重法,两种方法的初始不平衡量如图10所示,试验数据曲线如图11所示。



(a) 常规加重法 (b) 比例加重法

图10 两种试验方法的初始不平衡量对比

Fig.10 Comparison of initial unbalance between two test methods

从以上试验记录曲线分析,比例法的初始不平衡量变化较平缓(先慢后快),但最终剩余不平衡量在两个校准面上可以减小至3g以内,动平衡精度较高,且试验过程中相位角变化较小,符合实际情况。普通加重法初始动平衡量变化较快,但最终剩余不平衡量在10g以内时不容易降低(先快后慢)且剩余不平衡量较大,需要反复试验,从图11(d)中可看出相位角出现 180° 变化,说明动不平衡量容易配多导致相位角反转,增加试验重复工作量。本文通过大量试验,总结的比例法配重对螺旋输送器的动平衡工艺在试验流程上缩减了繁琐的重复步骤,试验数据更符合实际工况,且能保证更好的动平衡精度。根据最终剩余不平衡量,采用比例加重法可保证动平衡品质等级达到G2.5,高于离心机螺旋输送机G6.3的国家标准。

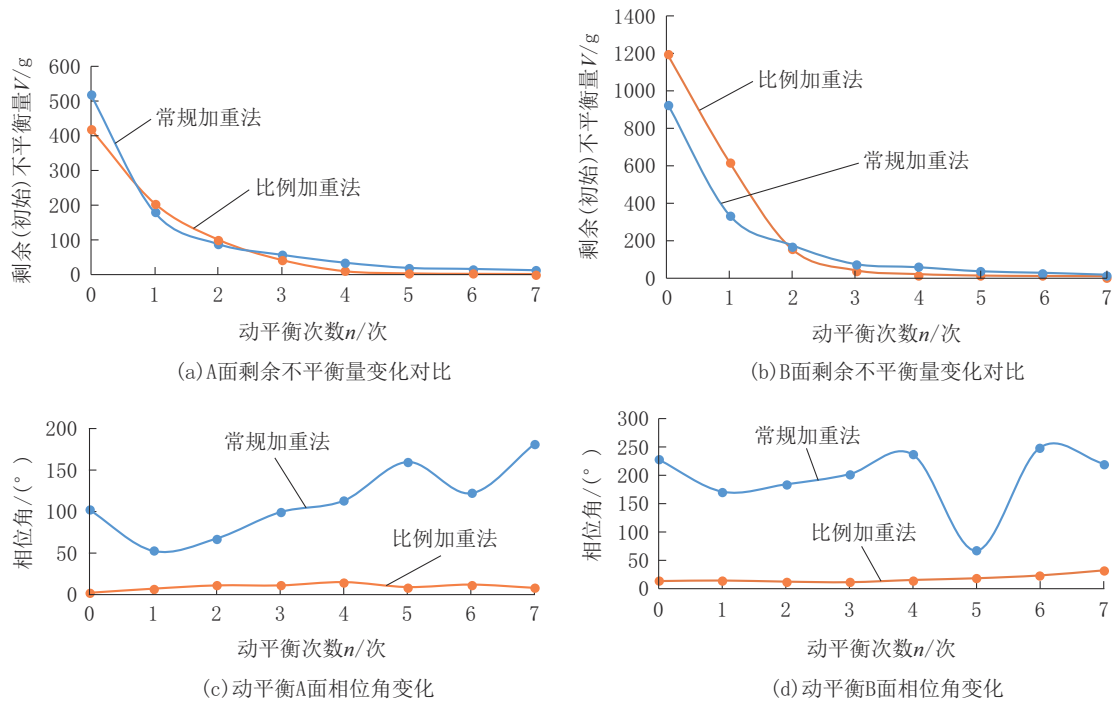


图 11 试验过程中的剩余不平衡量、相位角变化曲线

Fig.11 Curves of residual unbalance and phase angle change in the test process

3 动平衡工艺优化应用效果

本文分别将动平衡工艺优化前、优化后的螺旋输送机安装在同一卧式螺旋离心机的转动系统内,利用测振仪和测温仪监测离心机轴承座温度变化及螺旋推进器的振动情况,对比如图 12 所示。

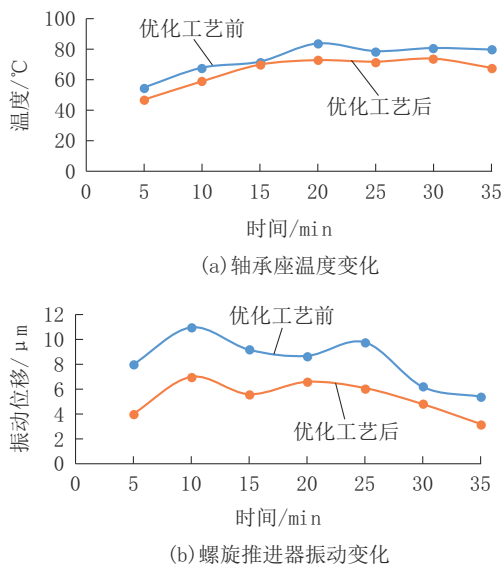


图 12 优化工艺对轴承座温度和螺旋推进器振动的的影响曲线

Fig.12 Influence curve of the optimized process on bearing seat temperature and propeller vibration

通过图 12 可以看出优化的动平衡工艺对螺旋推进器的振动有了明显地降低,同时对轴承座的温度也有一定程度地削减。综上,优化后的动平衡工艺会对整机性能带来提高。

4 结论

本文进行了螺旋输送机动平衡精度问题的理论分析,在此基础上提出了一种螺旋输送机全流程优化的动平衡工艺,并采取必要的措施实现了工艺流程。实践证明,该优化的动平衡工艺作为螺旋输送机制造的最后一道工序,可明显降低螺旋推进器的剩余不平衡量,有效提高螺旋输送器的动平衡精度等级,缓解了离心机整机振动问题并有效延长了离心机轴承使用寿命。

参考文献 (References):

[1] 李华川,席建秋,吴先进,等.高转速离心机转鼓和螺旋输送机振动特性分析[J].石油机械,2021,49(5):9-16.
LI Huachuan, XI Jianqiu, WU Xianjin, et al. Vibration characteristics analysis of drum and spiral conveyor of high speed horizontal screw centrifuge[J]. China Petroleum Machinery, 2021, 49(5):9-16.

[2] 刘宏祥.卧螺旋沉降式离心机振动原因分析[J].中国设备工程,2010(11):42-44.

- LIU Hongxiang. Vibration analysis of horizontal screw settling centrifuge[J]. China Equipment Engineering, 2010(11):42-44.
- [3] 刘曦泽,段滋华,李多民.转子动平衡技术的研究现状和进展[J].广东石油化工学院学报,2012,22(3):69-72,80.
- LIU Xize, DUAN Zihua, LI Duomin. Current status and development of rotor dynamic balancing technology [J]. Journal of Guangdong University of Petrochemical Technology, 2012, 22 (3):69-72,80.
- [4] 陶利民.转子高精度动平衡测试与自动平衡技术研究[D].长沙:国防科技大学,2006.
- TAO Limin. Research on technology of high-precision dynamic balancing measurement and automatic balancing for rotors [D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2006.
- [5] 李菊丽,张志远,郭华锋,等.刚性转子动平衡的关键技术分析[J].制造技术与机床,2010(11):89-94.
- LI Juli, ZHANG Zhiyuan, GUO Huafeng, et al. Analysis on key technologies of rigid rotors dynamic balance[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2010(11):89-94.
- [6] 王鹏.精密离心机动平衡系统的研究与实现[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.
- WANG Peng. Study and realization of precision centrifuge dynamic balance system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006.
- [7] 裴忠才,凌晓东.精密离心机动平衡测试方法的研究[J].机械工程师,2004(6):43-44.
- PEI Zhongcai, LING Xiaodong. A research on method of measuring dynamic balance of the precision centrifuge[J]. Mechanical Engineer, 2004(6):43-44.
- [8] 陈志明.谈对转子动平衡检验技术分析[J].中国对外贸易(英文版),2010(12):215.
- CHEN Zhiming. The analysis about the rotor dynamic balance test technology[J]. China's Foreign Trade, 2010(12):215.
- [9] 巩方彬.影响转子动平衡质量的因素及其解决[J].电机技术,2013(3):37-41.
- GONG Fangbin. Factors to influence the quality of dynamic balance of rotors and resolution of the unbalance problems[J]. Electrical Machinery Technology, 2013(3):37-41.
- [10] 范志卿,傅树霞,李宁.动平衡技术在卧螺离心机振动问题中的应用[J].化工机械,2017,44(2):213-215,220.
- FAN Zhiqing, FU Shuxia, LI Ning. Application of dynamic balancing technology in vibration of horizontal screw centrifuge [J]. Chemical Engineering & Machinery, 2017, 44 (2) : 213-215,220.
- [11] 孙梦楠.影响转子现场动平衡精度的因素分析[D].沈阳:沈阳工业大学,2014.
- SUN Mengnan. Analysis of factors affecting rotor dynamic balance accuracy in field [D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2014.
- [12] 范志卿,孙铁,李多民,等.卧螺离心机螺旋输送机加重法动平衡研究与应用[J].流体机械,2016,44(8):54-57.
- FAN Zhiqing, SUN Tie, LI Duomin, et al. Research and application of dynamic balance weighting method for the screw conveyor of horizontal screw centrifuge [J]. Fluid Machinery, 2016, 44(8):54-57.
- [13] 孙金文.对《卧螺离心机旋转系统动平衡校验新方法》一文的商榷[J].上海工程技术大学学报,1996(4):79-80.
- SUN Jinwen. Discussion on "A New Method of Dynamic Balance Check of Decanter Centrifuge Rotating System"[J]. Journal of Shanghai University of Engineering Science, 1996(4):79-80.
- [14] 周骏,潘晓铭,周哲为.转子动平衡的技术研究[J].机械设计与制造,2007(4):151-153.
- ZHOU Jun, PAN Xiaoming, ZHOU Zhewei. Rotator dynamic balance technology studies [J]. Machinery Design & Manufacture, 2007(4):151-153.
- [15] 李顺利.精密离心机动平衡新方法的研究[J].哈尔滨工业大学学报,2001(4):428-430,434.
- LI Shunli. New method of dynamic balance of precision centrifuge [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2001(4):428-430,434.
- [16] 李传江.高精度硬支承动平衡机通用测量系统的研究与实现[D].上海:上海大学,2014.
- LI Chuanjiang. The research and implementation of high-precision general measuring system of hard bearing dynamic balancing machine [D]. Shanghai: Shanghai University, 2014.

(编辑 荐华)