

采煤机长螺杆减振方案设计研究

郭建国

(山西兰花科技创业股份有限公司望云煤矿分公司)

摘 要:文章以 MG450/1050-WD 型采煤机的长螺杆结构为研究对象,针对其因共振而引发的长螺杆疲劳失效问题,建立其仿真分析模型,并综合应用模态分析、谐响应分析与疲劳分析方法,确定其在 94Hz 和 153Hz 条件下存在共振与疲劳失效风险,并以此为基础,通过增加橡胶块的方式进行减振,以完成优化设计。从优化设计结果来看,优化后的长螺杆结构各部分疲劳寿命均为无限寿命,初步证明了本次减振方案的可行性。

关键词:采煤机;长螺杆;减振;优化设计

1 前言

滚筒式采煤机是煤矿综采工作中的一类不可或缺的设备,在滚筒式采煤机的运行过程中,长螺杆起着连接滚筒式采煤机牵引箱和电控箱两类关键部件的作用,使其自身重要性较为突出。但长螺杆在实际运行环节,也经常因截割煤岩体引起的复杂作用力影响而出现振动问题,严重时还可能导致长螺杆断裂,对于采煤机正常运行较为不利。为有效解决此类问题,则需要进一步探究采煤机长螺杆减振方

面的优化设计策略。

2 采煤机长螺杆模型的建立

本次研究主要针对部分煤矿企业应用较多的 MG450/1050-WD 型采煤机的长螺杆结构进行研究,同时考虑到该采煤机实际运行特征,重点分析机器下方的长螺杆力学性能。由此根据采煤机设计手册确定长螺杆结构,得到采煤机长螺杆组件结构图如下所示。

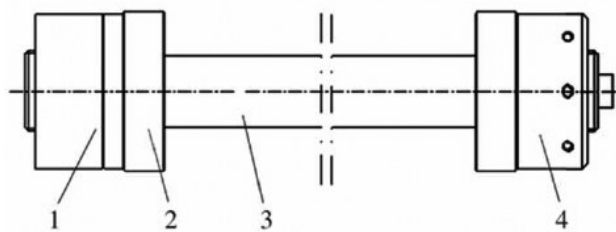


图1 采煤机长螺杆组件结构示意图

(图中:1-液压螺母;2-垫圈;3-长螺杆;4-螺母)

如图1所示,该长螺杆组件结构与等截面圆形固支梁模式有较为相似之处,且在查阅设计参数后确定,该螺杆的长细比远大于5,因此将该模型等效为欧拉-伯努利梁进行分析,此时螺杆加载后的预紧力即可视为螺杆在运行过程中受到的拉力,且该拉力也是造成采煤机长螺杆组件发生振动的关键,因此将拉力视为后续仿真分析的关键载荷条件,并对此进行求解。考虑到采煤机长期工作于复杂环境,存在煤层的变化、螺杆几何形状的复杂性、摩擦力、冲击力等多种因素的影响^[1],因此综合上述因素并参考相关文献,确定应用如下经验公式组成方程组进行求解:

$$F(t) = F_0(1 + \varepsilon \sin(\omega t + \phi)) \quad (1)$$

$$F_0 = k_1 \cdot \sigma \cdot A \cdot (1 + k_2 \cdot \mu) \quad (2)$$

在式(1)和(2)中, $F(t)$ —长螺杆在时间 t 时刻下所受的拉力值; F_0 —采煤机切削作用力数值; k_1 —煤层硬度的常数系数; σ —煤层抗压强度; A —采煤机

截割时的切削截面面积; k_2 —摩擦影响系数; μ —截割部与煤层之间的摩擦系数; ε —动态拉力的波动幅度; ω —螺杆拉力波动频率; ϕ —拉力波动过程中的相位角。基于上述方程代入已知数据进行求解后,确定长螺杆的工作拉力为568.8kN,以此作为仿真分析条件。

3 采煤机长螺杆振动特性及疲劳分析

3.1 振动特性分析

在明确本次采煤机长螺杆模型及仿真分析条件后,以此为基础,通过模态分析方法进一步探究长螺杆振动特性,由此,基于图1中的长螺杆结构建立长螺杆三维模型,设定模型轴向自由,径向及切向固定;并在液压螺母一端的长螺杆断面施加一个558.8kN的拉力,模拟长螺杆的预紧力,;同时对模态分析方程予以确定,具体如下:

$$M = \sum G_q - K_A F \quad (3)$$

$$[K - \omega^2 M] \phi = 0 \quad (4)$$

在式(1)和(2)中, G_q —采煤机长螺杆部件重力; F —采煤机长螺杆在运行条件下的拉力; K_A —工况系数; K —刚度矩阵; ϕ —模态振型; M —质量矩阵。在联立式(1)和(2)进行求解后,即可获得模态分析结果。考虑到螺杆的高阶模态对动力学性能影响程度偏弱,因此参考相关文献后选取长螺杆前10阶模态频率进行分析^[2],结果如下表所示。

表1 长螺杆模态分析结果

阶数	模态振型/Hz	模态振型	阶数	模态频率/Hz	模态振型
1	42.0	垂直弯曲变形	6	153.7	水平弯曲变形
2	42.1	水平弯曲变形	7	235.8	垂直弯曲变形
3	94.2	垂直弯曲变形	8	237.6	水平弯曲变形
4	94.3	水平弯曲变形	9	333.0	垂直弯曲变形
5	152.9	垂直弯曲变形	10	336.2	水平弯曲变形

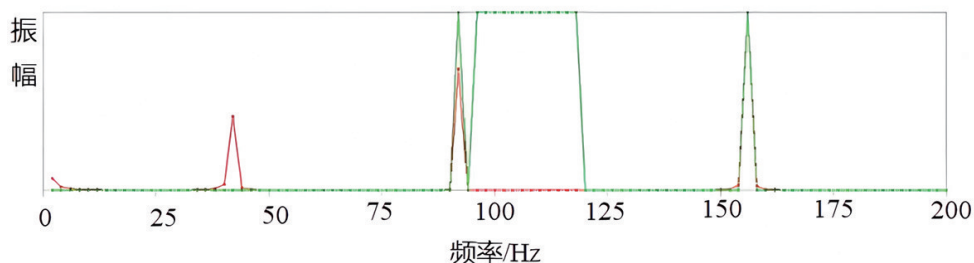


图2 谐响应分析结果

(图中:红色线表示振动加速度,绿色线表示振动相位,振幅已进行归一化处理,以最大振幅为1,下同)

基于表1中的分析结果,为进一步评估长螺杆结构是否可能存在共振风险,结合数据库中已有的MG450/1050-WD型采煤机三维模型,并按照上述模态分析方法对该采煤机三维模型的前20阶模态频率值进行对比分析,结果如下表所示。

表2 本次MG450/1050-WD型采煤机模型的固有振型数据表

阶数	模态频率/Hz	阶数	模态频率/Hz	阶数	模态频率/Hz
1	20.74	8	77.95	15	180.83
2	21.88	9	84.22	16	188.34
3	22.24	10	94.58	17	203.94
4	23.40	11	122.20	18	206.70
5	67.99	12	122.93	19	214.99
6	72.15	13	138.73	20	225.68
7	74.23	14	152.37		

通过对比表1和表2中数据可知,长螺杆的第3阶和第5阶固有频率与采煤机整体结构的第10阶和第14阶模态频率(分别为94.58Hz和154.0Hz)较为接近,容易导致长螺杆产生共振。

在确定长螺杆结构存在共振风险后,进一步对长螺杆进行谐响应分析,考虑到模型轴向自由,径向及切向固定,因此将模型视为单自由度系统,基于相关理论,建立用于谐响应分析的平衡方程组如下:

$$x''(t) + 2\xi\omega_0 x'(t) + \omega_0^2 x(t) = \omega_0 F \cos \omega t \quad (5)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

$$\xi = \sqrt{\frac{c}{2m\omega_0}} \quad (7)$$

在式(5)~式(7)中, t —时间变量; $x(t)$ —系统的位移响应; k —系统刚度; m —单自由度系统的总质量; c —系统的阻尼; ω_0 —系统的固有频率; ξ —系统的相对阻尼系数。

基于上述谐响应分析条件,并结合上述模态分析结果,设定求解频率范围为0~200Hz,求解间隔为100,选定两个螺母之间的长螺杆表面为求解面,以进行谐响应分析,结果如图2所示。

通过对图2中的谐响应分析结果做进一步研究后发现,在谐响应分析范围内,共计出现三处振幅较高的频率,分别对应42Hz、94Hz和153Hz,这与前文的模态分析结果同样对应。从振幅的具体大小来看,以153Hz对应的振幅为最高,94Hz次之,42Hz最低(但仍可保持153Hz时的50%左右)。由此可见,若采煤机的激振频率与上述三个频率值接近时,长螺杆出现共振的几率也将大幅上升。对此,有必要进一步探究长螺杆的疲劳分析结果,以进一步确定需要重点优化的部位。

3.2 疲劳仿真分析

基于上文中的动态响应特性分析结果,进一步将其导入nCode疲劳分析模块,对长螺杆进行疲劳仿真分析。由于已知长螺杆在42Hz、94Hz和153Hz下将出现共振,因此将这三组数据输入到疲劳分析模块中,分别进行疲劳分析,得到分析结果如图3所示。

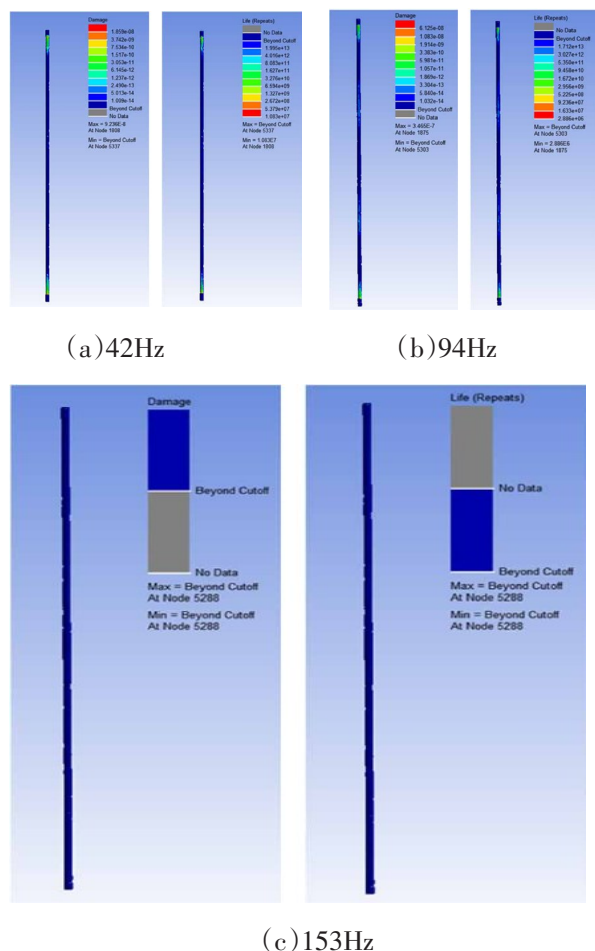


图3 长螺杆在不同频率下的疲劳分析结果

(图中:各组图均以左侧表示疲劳损伤云图,右侧表示疲劳寿命云图)

根据图3中的分析结果,可得到以下几方面的推论:

其一,在42Hz条件下,长螺杆与液压螺母连接处的螺纹出现了相对较高的疲劳损伤,最大值达到 9.24×10^{-8} mm,该部位疲劳寿命次数也相对较低,为

1.8×10^{-7} ,造成这种现象的主要原因是,采煤机螺杆加工过程中在该部位存留了退刀槽结构,导致应力影响更为突出而降低了结构强度[3]。但参考采煤机运行历史数据后发现,该采煤机并不存在40–60Hz的激振频率,因此可以忽略42Hz处的共振风险。

其二,在94Hz条件下,疲劳损伤较高和疲劳寿命较低的区域同样表现在长螺杆与液压螺母连接处的螺纹部位,相比于42Hz而言,疲劳损伤值更高,疲劳寿命更低,二者数值分别为 3.47×10^{-7} 和 2.89×10^6 。造成这种情况的主要原因是,该频率值对应着采煤机第10阶的94.58Hz模态频率值,受此影响,长螺杆将受到采煤机在垂直方向上的弯曲变形影响而引起共振,需以此为基础展开优化。

其三,在153Hz条件下,长螺杆未见明显疲劳损伤,疲劳寿命可近似视为无限寿命,由此可见,尽管该频率值接近采煤机第14阶频率152.4Hz,但这种共振现象对于疲劳损伤和疲劳寿命两项指标的影响可忽略不计,因此153Hz条件仅作为后续减振方案的次要考虑。

4 长螺杆减振方案设计

通过上述仿真分析结果可知,既有采煤机长螺杆结构在运行过程中的固有频率与激振频率较为接近,容易引发共振,并伴随幅度较高的受迫振动,对长螺杆结构的运行稳定性颇为不利。针对此类问题,结合采煤机原有设计方案,并参考相关文献资料后,最终确定采用增加结构阻尼的方式进行减振方案设计,其重点则在于避开94Hz的激振频率,并降低长螺杆振幅,以减弱长螺杆与液压螺母连接处的螺纹部位受到的疲劳破坏。就此,结合前文模态与谐响应分析结果,并结合长螺杆在采煤机中的安装位置,重点关注垂直方向的变形,而根据前文分析可

知,初始长螺杆结构在第3阶同时存在垂直变形和共振风险,将第3阶作为长螺杆减振方案的关键考虑,就此进一步评估第3阶模态振型的具体表现如下。

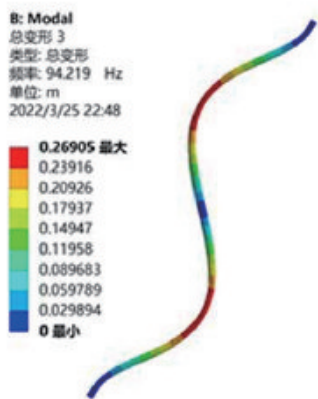


图4 第3阶模态振型的具体表现情况

根据图4可见,长螺杆在此振型下,中段存在两个变形量较高区域,因此在长螺杆第3阶模态振型

的上述两个区域位置均加装橡胶套,作为长螺杆组件的系统阻尼以改变固有频率避免共振,实现对振幅的降低^[4-5]。由此得到优化后的长螺杆组件如图5所示。

在此基础上,为进一步提升减振方案设计效果,结合采煤机设计手册及长螺杆设计参数,综合确定橡胶套使用邵氏硬度达到50A的材料。由此,按照前文所设定的模态分析条件对优化后的长螺杆重新进行分析,结果如下所示。

根据表3中的模态分析结果可知,在经过上述减振设计后,长螺杆的模态振型发生显著变化,不再出现与上述三个频率(42Hz、94Hz和153Hz)接近的振型频率值,且未出现倍频的情况,可见本次提出的减振设计有效降低了长螺杆的共振风险。

其次是重新进行谐响应分析,结果如图6所示。

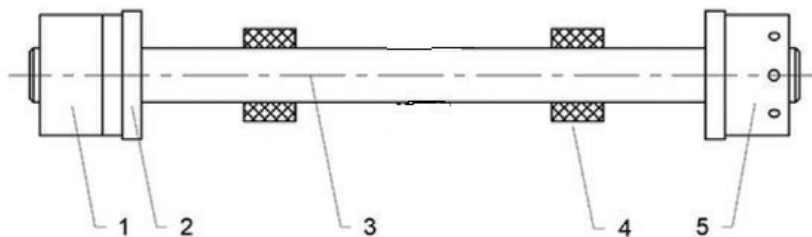


图5 应用减振方案进行优化设计后的长螺杆组件结构图

(图中:1-液压螺母;2-垫圈;3-长螺杆;4-橡胶套;5-螺母)

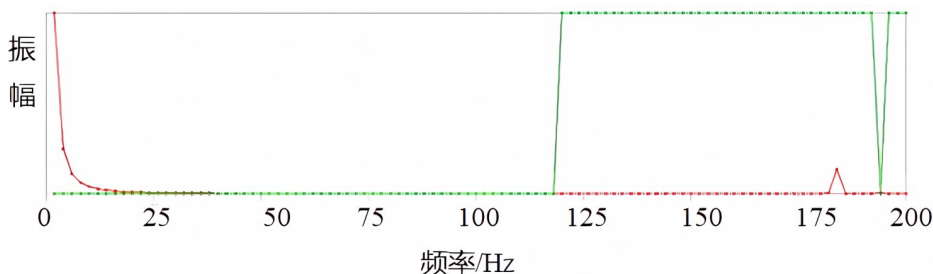


图6 减振设计后的长螺杆谐响应分析结果

表3 减振设计后的长螺杆模态分析结果

阶数	模态振型/Hz	模态振型	阶数	模态频率/Hz	模态振型
1	183.7	垂直弯曲变形	6	243.9	水平弯曲变形
2	183.7	水平弯曲变形	7	254.0	垂直弯曲变形
3	193.8	垂直弯曲变形	8	254.1	水平弯曲变形
4	193.8	水平弯曲变形	9	386.2	垂直弯曲变形
5	243.7	垂直弯曲变形	10	386.3	水平弯曲变形

根据图6可知,在经过本次减振设计后,长螺杆的最大振幅限制在184Hz处,振幅也缩减到原来的10%左右,其他部分均未出现较为明显的振幅(0-10Hz的振幅为仿真软件在大阻尼比系统中的误差,与现实情况不符),显然此时采煤机激振频率对长螺杆的影响已经大幅度降低。由此,对该情况下的长螺杆疲劳损伤及寿命做进一步分析,结果如图7所示。

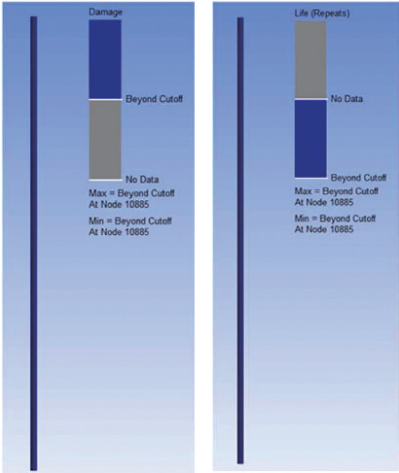


图7 减振设计后的长螺杆疲劳损伤(左)及疲劳寿命(右)分布云图

根据图7中的仿真分析结果可见,此条件下的长螺杆结构已经整体处于Beyond Cutoff区,表明此情况下,各部位基本不存在疲劳损伤,疲劳寿命可视为无限寿命,这与优化前的螺杆结构相比已经存在显著差异,因此证明了本次基于减振设计的长螺杆

优化设计工作在理论上取得了预期效果。

5 结束语

本次研究针对采煤机结构中的长螺杆部件存在的共振和疲劳损伤问题,通过综合应用模态分析、谐响应分析和疲劳分析方法,确定最终的长螺杆部件减振设计方案,对长螺杆部件结构进行全面优化,以解决既有问题。从仿真分析结果来看,优化后的长螺杆结构各部分疲劳寿命均为无限寿命,表明本次方案较具可行性,后续可进一步开展现场实验,以确保其尽快投入应用。

参考文献:

[1]李亮. 采煤机螺旋运输部运输性能仿真分析与优化设计[J]. 自动化应用, 2024, 65 (17): 129-131.

[2]杨贵城,胡璟. 采煤机长螺杆振动特性试验研究[J]. 煤矿机电, 2023, 44 (03): 57-60.

[3]杨贵城,周常飞,史春祥,等. 采煤机长螺杆固有频率分析与测试[J]. 煤炭技术, 2022, 41 (04): 123-125.

[4]黄光强,张世洪,周常飞,等. 采煤机长螺杆振动测试分析及优化[J]. 煤矿机械, 2021, 42 (03): 124-126.

[5]卢剑波. 采煤机长螺杆断裂原因分析及解决措施[J]. 机械管理开发, 2021, 36 (01): 64-65+126.