

选煤主运设备减速器高速轴断裂原因及对策

梅 轩

国家能源集团神东洗选中心 陕西 榆林 719315

摘 要:在我国现代煤矿产业快速发展的背景下,大型机械设备逐渐在采煤生产中应用,使得煤矿企业生产效率不断提升。在煤炭企业生产过程中,选煤主运设备的运行负荷较大、强度较高等。在受到多种因素的影响下,时有发生减速器高速轴断裂的现象,严重影响生产正常进行,为了确保设备安全性与质量,需要明确断裂问题发生原因,并采用科学的对策对其进行处理。因此,本文将选煤主运设备减速器高速轴断裂原因及对策方面进行深入地研究与分析,并结合实践经验总结一些措施,以期能够对相关人员有所帮助。

关键词:选煤主运设备;减速器;高速轴;断裂原因;应对策略

选煤主运设备是煤炭洗选加工中的核心设备,其设备安全运行能够直接影响煤矿开采生产效率与安全性,所以需要保证选煤主运设备综合质量。结合部分煤炭企业的生产实践经验来看,选煤主运设备在运行过程中,其减速器高速轴容易发生断裂问题,一旦出现断裂就会导致选煤主运设备无法安全运行。为此,本文从计算机器设计理念结构入手,对液力偶合器安装方式、联轴器对中性以及点检系统等多个层面进行分析,查明高速轴断裂的主要原因,并对其进行处理。

1 选煤主运设备基本概述

在当前煤炭生产过程中,选煤主运设备主要包括刮板输送机与胶带输送机,减速器是其中的核心构件之一,它的主要作用为降低转速、传递动力以及增加扭矩。在选煤主运设备的胶带输送机结构中,电机为驱动设备,带动液力偶合器旋转,在液力偶合器转速达到一定数值后,会带动减速器运行,利用减速器降低转速的同时,提升扭矩,最后带动胶带机滚筒旋转运行,从而将原煤从原煤仓中运送到选煤加工直到装车运输的全部过程。在煤炭企业的实际生产过程中,选煤主运设备驱动部位减速器高速轴经常会出现断裂问题,导致煤矿开采生产受到很大负面影响,同时容易造成生产安全问题,需要投入较高的成本维护设备^[1]。本文以S煤矿企业作为研究对象,结合其实际生产情况来看,其选煤主运设备减速器高速轴的断裂情况主要包括:(1)2012年5月12日,设备号201的带式输送机减速器高速轴发生断裂,减速器型号为M1190DBC3AR19.77-LD0045。(2)2013年1月3日,设备号646的刮板输送机减速器高速轴发生断裂,减速器型号为DCY400-35-5-1S。(3)2014年8月3日,设备号为301的带式输送机减速器高速轴发生断裂,减速器型号为MSPSF60。(4)2014年12月2日,

设备号为701的带式输送机减速器高速轴发生断裂,减速器型号为MSPSF60。(5)2015年7月30日,设备号为236的带式输送机减速器高速轴发生断裂,减速器型号为MSPSF80。(6)2018年7月30日,设备号为202的带式输送机减速器高速轴发生断裂,减速器型号为MSPSF70。(7)2020年3月3日,设备号为202的带式输送机减速器高速轴发生断裂,减速器型号为MSPSF80。

2 选煤主运设备减速器高速轴断裂原因分析

结合S煤炭企业的选煤主运设备减速器高速轴断裂情况,对其断裂原因进行分析,总结了如下几项引起高速轴断裂的主要因素:

2.1 减速器高速轴设计存在问题

在该煤炭企业的选煤主运设备中,该型号减速器断轴部分都处于高速轴风扇卡簧槽位置,因减速器的高速轴直径设计为55mm,低于电机轴直径的80mm,外加减速器高速轴设计中具有应力集中的问题。以S煤炭企业的某带式输送机为例,该带式输送机的参数为:电机信号为YB315S-4,功率为110kW,轴为80*170mm;液力偶合器信号为YOXE500,偶合长度为360mm,电机与偶合器法兰连接,法兰长度为170mm,法兰直径为350mm;减速器型为M3PSF60,速比为31.25,减速器高速轴为55,键宽为15mm,键长为81mm,键厚为10mm,弹性柱销联轴器直径为260mm,长度为96mm,孔径为54mm^[2]。

结合上述参数,利用扭矩计算公式进行计算,公式为: $T = 9549 (P/N)$,其中P表示功率,kW;N表示转速,r/min。计算结果T为706Nm,减速器高速轴键槽区域的周向力为 $F = T/20 \times 1000 = 6430N$;通过采用Solidworks SimulationXpress插件对减速器高速轴的扭转效力进行分析,结果说明卡簧槽区域的扭转应力最大,是减速器高速轴其他位置应力值的13倍左右。

2.2 液力耦合器安装存在问题

一般情况下,液力耦合器在安装时,采用电机利用联轴器与液力耦合器相连的方式,液力耦合器利用过盈配合与键联方式安装在减速器高速轴中。在安装过程中,对中性会出现一定的误差问题,导致设备运行期间产生一个附加径向力 F ;同时,因为液力耦合器安装在减速器的高速轴中,对减速器高速轴断裂位置来说,相当于延长了作用力臂;在附加径向力 F 与液力耦合器重力 G 的共同作用影响下,使得减速器断裂位置的弯曲力矩增加,最终因为减速器高速轴的直径低于电机轴直径,使得减速器高速轴断裂问题发生可能性增加^[3]。以S煤矿企业的某带式输送机作为研究对象,对其电机轴以及减速器高速轴的弯曲应力进行分析,假设电机轴弯曲应力为 σ_A ,减速器高速轴区域的弯曲应力为 σ_B ,结合材料力学公式对其进行计算,公式为: $\sigma = (M/I)y$,其中 M 表示弯矩; I 表示界面惯性矩; y 表示力臂。圆形界面的惯性矩则为: $I = (\pi d^4/64)$, $\sigma_A/\sigma_B = (FLAB/IB) / (FIAB/lc) \approx 1/13.5$

结合公式可以看出,减速器高速轴区域的弯曲应力是电机轴区域的弯曲应力13.5倍左右。

2.3 电机、液力耦合器以及减速器对中性较差问题

联轴器对中对电机、减速器以及耦合器等辅助设备检修中的一项重要内容,转动设备轴中心如果存在不对中的问题,就会导致机械设备运行过程中出现超常振动的问题,出现额外的附加力或力矩,从而会降低机械设备使用寿命,严重时还会引起生产安全问题。

3 选煤主运设备减速器高速轴断裂问题的有效对策分析

结合上述对选煤主运设备减速器高速轴断裂问题的原因分析,本文总结如下几项有效的应对措施:

3.1 优化减速器冷却方式

传统的减速器设备冷却主要采用风冷方式,原理是利用提升减速器周围空气流动速度的方式,提升减速器散热性能。风冷为安装在减速器高速轴中的风扇设备,利用自减速器高速轴上安装卡簧槽的方式轴向固定风扇,冷却效果较差,会因为减速器高速轴中存在卡簧槽的问题,导致轴强度下降,使得应力过于集中,从而增加了减速器高速轴断裂问题发生率。通过对减速器高速轴冷却方式的改进,采用外置冷却模式,在设计理念中与风冷方式具有本质不同,以减速器内部润滑油作为介质,利用润滑泵的吸收作用,油管内部润滑油利用冷却设备的热交换,将热交换后热量较低的润滑油泵送到减速器中,实现对减速器中各零部件的润滑与冷却处理。

利用单向阀对其压力进行调节,能够限制润滑泵出口区域的压力,避免润滑泵出口区域出现压力过大的问题,否则会对减速器构件产生一定的破坏;在冷却系统优化使用中,安装过滤器装置,过滤器能够过滤减速器内部摩擦生成的铁屑等物质,从而提升润滑油使用寿命;在系统中安装流量开关装置,在出现流量不足问题时,流量开关信号能够传输到处理器中,从而及时将电机电源切断,能够起到良好的保护作用^[4]。在对减速器高速轴的冷却系统进行改进后,具有如下几项技术优势:(1)冷却装置不需要在轴中加设卡簧槽,能够避免出现减速器高速轴应力集中的问题,从而使得减速器高速轴使用寿命提升。(2)冷却系统相比于传统风扇冷却方式降低约为6摄氏度左右,能够提升减速器高速轴运行效率。(3)能够有效提高减速器高速轴传动齿轮的润滑效果,从而促进使用寿命提高。

3.2 优化液力耦合器安装方法

一般情况下,液力耦合器安装在减速器高速轴中,由于自身重力和联轴器不对中的影响,所生成的附加径向力会对减速器高速轴造成弯曲应力,相比于电机轴更大,从而导致减速器高速轴更容易出现断裂问题。结合实践经验以及理论计算,将液力耦合器安装在电机轴中更加合理。以D选煤厂的带式输送机驱动参数进行应力计算,依据 $\sigma_A/\sigma_B = (FLAB/IB) / (FIAB/lc)$ 计算得到结果约为1/1.5。从而能够看出,将液力耦合器安装在电机轴中,由于液力耦合器的重力与联轴器安装不会产生的附加径向力,对于电机轴与减速器高速轴产生的弯曲应力基本相同,且液力耦合器安装在电机轴中之后,能够缩短减速器高速轴力臂长度,从而降低由于附加力与液力耦合器重力对减速器高速轴产生的弯矩^[5]。

3.3 提升驱动构件对中性精度

电机、液力耦合器以及减速器的对中性精度,不仅会影响电机与减速器的振动量,还会对机械设备维修与保障工作产生影响,最为重要的是会影响设备构件使用寿命。联轴器对中性能的优化调整,需要从最大间距与最小间距、轴位移以及角位移。为了确保联轴器对中数据性,需要明确联轴器对中常用参数,具体包括:(1)联轴节外形最大直径 $D \leq 300\text{mm}$ 的情况下,两轴的不同轴度径向位移不能超过 0.1mm ,倾斜不能超过 $0.8/1000$ 。(2)联轴节外形最大直径 $D > 300\text{—}600\text{mm}$ 的情况下,两轴的不同轴度径向位移不能超过 0.2mm ,倾斜不能超过 $1.2/1000$ 。

在蛇形弹簧联轴节两轴的不同轴度与断面间隙中,具体范围规定包括:(1)联轴节外形最大直径 D

≤ 200mm的情况下,两轴的不同轴度径向位移不能超过0.1mm,倾斜不能超过1.0/1000,断面间隙不能小于1.0mm。(2)联轴器外形最大直径D > 200—400mm的情况下,两轴的不同轴度径向位移不能超过0.2mm,倾斜不能超过1.0/1000,断面间隙不能小于1.5mm。(3)联轴器外形最大直径D > 400—700mm的情况下,两轴的不同轴度径向位移不能超过0.3mm,倾斜不能超过1.5/1000,断面间隙不能小于2.0mm。(4)联轴器外形最大直径D > 700—1350mm的情况下,两轴的不同轴度径向位移不能超过0.5mm,倾斜不能超过1.5/1000,断面间隙不能小于2.5mm。(5)联轴器外形最大直径D > 1350—2500mm的情况下,两轴的不同轴度径向位移不能超过0.7mm,倾斜不能超过2.0/1000,断面间隙不能小于3.0mm。

在弹性柱销联轴两轴不同轴度中,联轴器外形最大直径D在105—260mm的情况下,两轴的不同轴度径向位移不能超过0.05mm,倾斜不能超过0.2/1000;联轴器外形最大直径D290—500mm的情况下,两轴的不同轴度径向位移不能超过0.1mm。

在弹性柱销联轴节间的断面间隙规定中,具体包括:(1)轴孔直径d为25—28时,标准型外形最大直径间隙为120mm,间隙为1—5mm,轻型外形最大直径为105mm,间隙为1—4mm。(2)轴孔直径d为30—38时,标准型外形最大直径间隙为140mm,间隙为1—5mm,轻型外形最大直径为120mm,间隙为1—4mm。(3)轴孔直径d为35—45时,标准型外形最大直径间隙为170mm,间隙为2—6mm,轻型外形最大直径为145mm,间隙为1—4mm。(4)轴孔直径d为40—55时,标准型外形最大直径间隙为190mm,间隙为2—6mm,轻型外形最大直径为170mm,间隙为1—4mm。(5)轴孔直径d为45—65时,标准型外形最大直径间隙为220mm,间隙为2—6mm,轻型外形最大直径为200mm,间隙为1—5mm。(6)轴孔直径d为50—75时,标准型外形最大直径间隙为260mm,间隙为2—8mm,轻型外形最大直径为240mm,间隙为2—6mm。(7)轴孔直径d为70—95时,标准型外形最大直径间隙为330mm,间隙为2—10mm,轻型外形最大直径为290mm,间隙为2—6mm。(8)轴孔直径d为80—1205时,标准型外形最大直径间隙为410mm,间隙为2—12mm,轻型外形最大直径为350mm,间隙为2—8mm。

3.4 卡簧限位改为轴套限位

根据多次断轴事故得知断轴部位多数都在卡簧槽位置,主要就是因为该处应力过于集中,所以该处容易断

裂。针对这种情况,该类型减速器高速轴在设计时就应该改变理念,即取消该处卡簧槽设置,该卡簧槽主要作用就是利用安装的卡簧来给风扇安装做限位,因此可以在该处设计安装一轴套来代替卡簧的限位作用,从而解决卡簧槽处的应力集中导致的断轴问题。

3.5 其他应对改进方式

通过采用设备实时在线点检系统,设计点检边界值,构建点检超越边界值判断系统,能够实时对选煤设备进行跟踪、保养以及维护,保证选煤设备启动时处于空载状态或轻载状态,尽量避免重载状态下启动;对使用年限久,运转时间长的减速器重点监测预防,必要时及时更换;依据厂家规定或现有制度对选煤设备进行综合维护与保养,能够有效避免选煤主运设备减速器高速轴断裂问题发生。

3.6 改造效果

通过采用上述改造措施,对选煤厂的选煤主运设备减速器高速轴进行改造,经过一段时间的运行后,该企业的选煤主运设备减速器高速轴没有再出现断裂问题,说明改造措施效果良好,能够有效降低选煤主运设备减速器高速轴断裂问题发生率,确保选煤主运设备减速器高速轴安全运行,在实践生产中具有良好的应用效果,全面提升了设备运行质量,有利于提高生产作业安全性,且综合改造成本较低,具有良好的成本效益与经济效益。

结束语

综上所述,本文结合某煤矿企业的选煤主运设备,对其设备构成进行分析,同时阐明了选煤主运设备减速器高速轴断裂问题发生的主要原因,最后总结多项有效的应对措施,在实践应用中具有良好的效果,能够有效降低各项设备故障发生率,希望能够对煤矿企业生产设备改造起到一定的借鉴和帮助作用,不断提升设备质量。

参考文献

- [1]谭晓蒙,田峰,乔欣,等.带式输送机减速机高速轴断裂失效分析[J].金属热处理,2021,46(006):4-4.
- [2]赵进成,杨旭东.柴油改质装置高速泵高速轴断裂原因分析及改进措施[J].中国机械,2020,(54):1-1.
- [3]王志中.辊压机减速机轴承失效原因及处理措施[J].新世纪水泥导报,2020,26(002):3-3.
- [4]罗丹.起重机减速机齿轮轴断裂原因分析及改进措施[J].重型机械,2020,000(002):1-1.
- [5]董莎莎,李南,罗志强.20CrMnMo减速机高速轴断裂原因分析[J].物理测试,2021,39(001):7-7.