

大坡度伸缩型掘进机截割部优化设计

赵洪林 赵永乐 董淼

(三一重型装备有限公司 辽宁 沈阳 110023)

摘要: 大坡度型掘进机越来越成为客户的首选,但是从大坡度掘进机诞生至今,大坡度掘进机的伸缩部一直是故障点,因其不仅需要进行截割伸缩作业,还需要进行在大坡度巷道上的前进及后退辅助运动,期间整机重量均有分力作用在截割部上造成伸缩部寿命短,轴承易损坏。

关键词: 掘进机; 伸缩部; 轴承; 优化设计

0 引言

20世纪60年代末,悬臂式掘进机从国外进入中国进行煤矿开采,随着煤矿开采工作的深化,普通标准掘进机由于爬坡能力弱,只满足水平和小边坡巷道,不能满足大边坡巷道,严重影响企业的煤矿开采计划。初始,采用普通掘进机进行大坡度开采,截割部故障率较高,为提高设备运行效率,必须购买进口轴承,以满足运行要求,其结果是成本的急剧增加。通过对使用大度掘进机各煤矿中进行调研,在实际使用过程中主要存在以下问题:(1)截割部部分振动大,伸缩部分主轴承易发生异常损坏;(2)伸缩部密封件容易失效。

1 原因分析

目前行业中,伸缩式大坡度掘进机主要用于煤、半煤岩巷道大坡开挖,岩石硬度要求在f8以下。截割部是截割作业的主要部件,由截割头、伸缩部、截割减速机、截割电机和截割电机箱等部件组成。截割电机输出动力,通过截割减速机、伸缩部,作用至截割头,由液压缸驱动完成横向及纵向切割作业。在钻进过程中,钻进力由伸缩部所安装的伸缩油缸提供。在截割作业工作时,截割头后端的花键套的后端直接顶靠在浮动密封座的前面(图1)。整个掘进工作由截割头上升角螺旋排布的截齿完成,在截割头截齿工作时,截割部伸缩油缸驱动伸缩部轴向钻进运动,当截割头前部进入煤层时,煤层带来的阻力和冲击通过截齿传递到截割头、截割主轴及浮动密封座(图2)。

因此,截割头所受轴向力全部由浮动密封座来承受,浮动密封座将轴向力继续向后传递至浮动密封及主轴承,浮动密封及主轴长时间承受重载超负荷工作时有可能损坏。

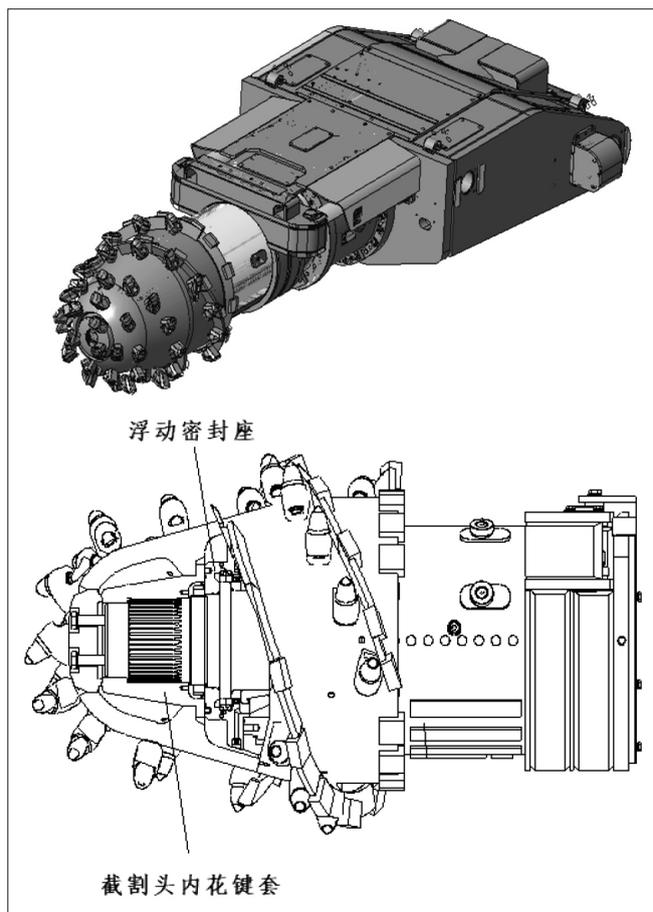


图1 截割部布置方案图

2 改进设计

2.1 解决作业时振动大、轴承寿命短的问题

问题: 伸缩部工作时振动较大,伸缩部主轴承易发生脱圈,属非正常损坏;

方案: 根据掘进机的实际工作状况,现以EBZ160D大坡度掘进机为例,进行伸缩部与截割头接口处的改进设计,将伸缩部浮动密封座与截割头内花键套接触面改为硬性缓冲板结构(图3),缓冲板材料选择为HG785。

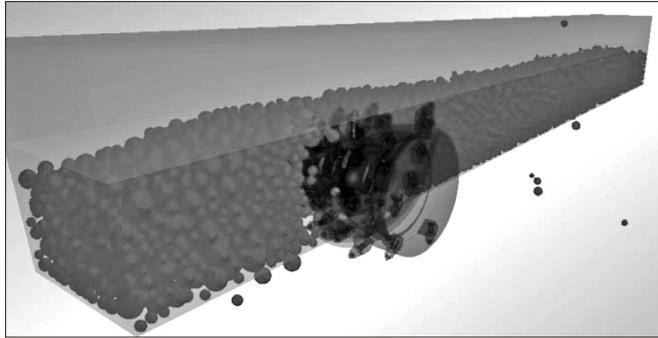


图2 截割头作业破岩图

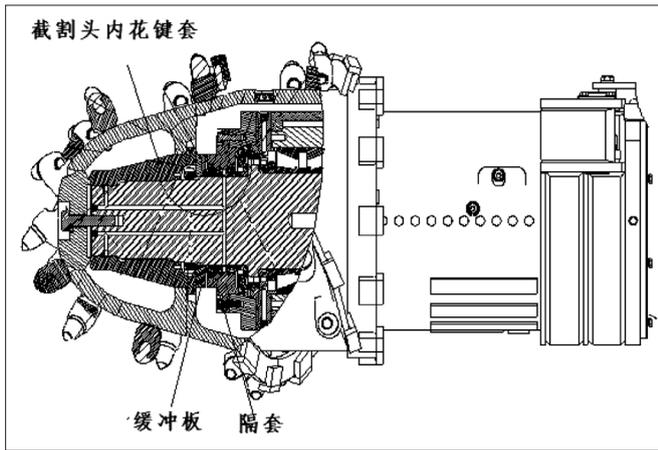


图3 改进后截割部方案图

2.1.1 轴向力分析计算

未增加缓冲板结构，截割头的反作用力全部作用在内花键套，并传递至后端。

当掘进机截割头水平钻进时，截割头所受轴向力 F_a 、油缸可提供的最大推进力：

$$F_a = 2F_f = 2\pi D^2 p \times 10^3 / 4$$

式中： F_f —单伸缩油缸最大推力（kN）；

D —液压缸内径， $D=0.11\text{m}$ ；

p —工作油压，10MPa。

最大推进力： $F_{a\text{油缸}}=95\text{kN}$

双油缸推动，液压缸内径 $D=0.11\text{m}$ ，工作油压 $P=10\text{MPa}$ ， $F_f=95\text{kN}$ ，双油缸驱动时，两油缸轴向合力为 190kN。

2.1.2 轴向力分析计算

增加缓冲板结构，截割头反作用力通过缓冲板，并传递至后端。

图4为花键套及缓冲板连接方案结构示意图，图5为优化后的钢板变形图，图6为优化后的接触面间力势图。

经计算，由于缓冲板发生 0.012 ~ 0.016 的位移变形，使传递的力下降约 30% ~ 40%。因此，增加缓冲板厚后，力的传递为：

$$F_{a2}=133 \text{ (kN)}$$

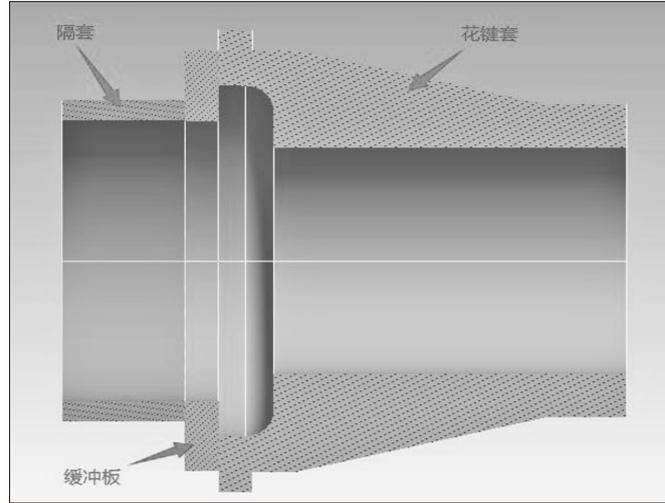


图4 花键套及缓冲板连接方案结构示意图

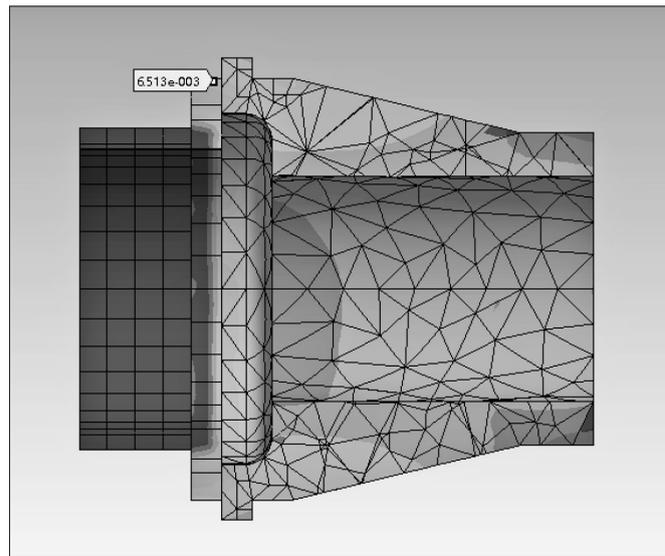


图5 优化后的钢板变形图

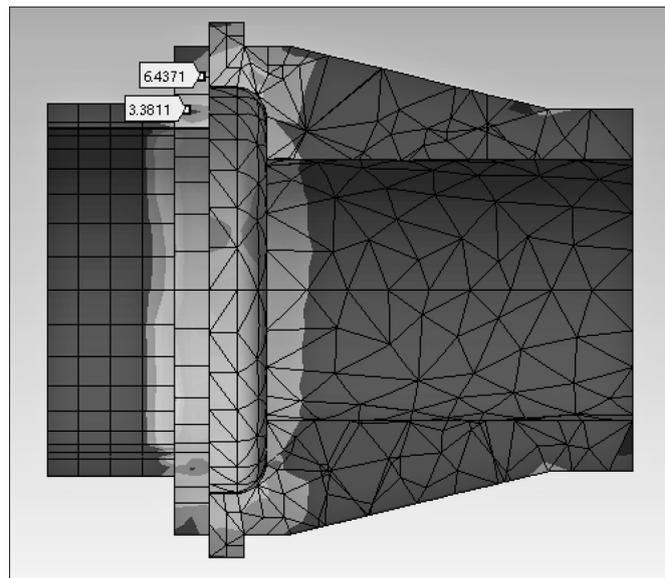


图6 优化后的接触面间力势图

2.1.3 主轴承校核

截割部钻进时，截割主轴主要承受轴向力（径向力较小忽略不计），在此工况下计算调心滚子轴承 22338 的基本额定动载荷 C 。

(1) 轴承的基本额定动载荷

$$C = \frac{f_h f_m f_d}{f_n f_r} P < C_r \quad (1)$$

式中： P —当量动载荷（N）；

f_h —轴承寿命因数（掘进机升降及横扫时间占 90% 以上，寿命因数按 6600h（掘进机整机质保期 1 年），则 $f_h=2.17$ ；掘进机钻进时间所占比例不足 10%，寿命因数按 660h 选取，则 $f_h=1.085$ ）；

f_m —速度因数，取 $f_m=1.065$ （截割转速为 27r/min）；

f_d —力矩载荷因数，力矩载荷较大，取 $f_d=2.0$ ；

f_n —冲击载荷因数，取 $f_n=2.0$ ；

f_r —温度因数，取 $f_r=1.0$ ；

C_r —所选轴承径向基本额定动载荷（调心滚子轴承 22338， $C_r=2120$ kN）。

(2) 轴承的当量动载荷

$$P = XF_r + YF_a \quad (2)$$

若 $F_a/F_r \leq e$ ，则 $P = XF_r + Y_1 F_a$

若 $F_a/F_r > e$ ，则 $P = XF_r + Y_2 F_a$

式中： F_r —径向载荷（N）；

F_a —轴向载荷（N）；

e —计算系数（调心滚子轴承 22338， $e=0.36$ ）；

X —径向动载荷系数， $X=0.67$ ；

Y —轴向动载荷系数（调心滚子轴承 22338： $Y_1=1.86$ 、 $Y_2=2.77$ ）。

(3) 轴承的动载荷计算。

主轴承选用调心滚子轴承 22338 分析：

① 当花键套没有缓冲板直接将反力传递至轴承处时：

$$F_a = 190 \text{ kN}$$

当 $F_a/F_r > e$ ，

按式 (2) 计算，则 $P_a = 0.67F_r + Y_2 F_a \approx Y_2 F_a = 526.3 \text{ kN}$ ；

按式 (1) 计算，轴承的基本额定动载荷

$$C = \frac{f_h f_m f_d}{f_n f_r} P < C_r$$

$C_r=2120$ ， $C=2144$ ，因此 $C > C_r$ ，故轴承有损坏现象存在。

② 当花键套有缓冲板，通过缓冲板将反力传递至轴

承处时：

$$F_{a2} = 159.6 \text{ kN}$$

当 $F_a/F_r > e$ ，

按式 (2) 计算，则 $P_a = 0.67F_r + Y_2 F_a \approx Y_2 F_a = 448.2 \text{ kN}$ ；

按式 (1) 计算，轴承的基本额定动载荷

$$C = \frac{f_h f_m f_d}{f_n f_r} P < C_r$$

$C_r=2120$ ， $C=1535$ ，因此 $C < C_r$ ，安全系数为 1.38，相较于原来的 0.988，提高 40%。故轴承的损坏现象得到了有效的改善。

2.2 解决浮动密封易失效问题

浮动密封后置，同时浮动密封座不直接承受截割及行走作业反力。截割作业及行走作业反力通过缓冲板至隔套，隔套至浮动密封座轴肩，使无论是作用力和反力均不直接作用于浮动密封，而是通过轴套直接传递至主轴轴肩，由主轴承接，至此可大幅提高浮动密封的寿命。

3 结语

当伸缩部结构在使用缓冲板时，当相同的钻进力（双油缸驱动），可实现提高轴承使用寿命，提高作业稳定性。同时，由于浮动密封后置，作用力不直接作用于浮动密封，浮动密封只在作业时承受径向力，可大幅提高寿命。若轴承在相同的受力情况下，可实现更大的钻进力，提高钻进时的破岩能力，运势更加平稳，同时伸缩部发生故障得到了有效改善。

参考文献：

[1] 成大先. 机械设计手册 [M]. 北京：化学工业出版社，2004.
 [2] 郭葆菁. 纵轴式悬臂掘进机截割部动态特性分析 [J]. 煤炭与化工，2016，39(1)：85-87.
 [3] 张建浩. 纵轴悬臂掘进机截割部动态特性分析 [J]. 山东煤炭科技，2015(12)：106-108.
 [4] 蹇雪梅. 基于离散元法的掘进机截割头截割性能研究 [D]. 河北：燕山大学，2016.
 [5] 周建龙. 重型掘进机截割部振动特性的研究 [D]. 辽宁：辽宁工程技术大学，2011.
 [6] 刘宝国. 重型掘进机掘进过程的动态特性研究 [D]. 辽宁：辽宁工程技术大学，2011.

作者简介：赵洪林（1992.07-），男，满族，辽宁沈阳人，本科，研究方向：精密机械结构设计、掘进机械。