

ZYJ400/280 架柱式液压回转钻机的设计

刘文皓 王少博

[石家庄中煤装备制造股份有限公司, 河北 石家庄 050035]

摘要 对煤矿井下探水探瓦斯、地质勘探作业使用的 ZYJ400/280 架柱式液压回转钻机的结构和性能参数进行了介绍。概述了液压系统主要件的选型计算, 同时将该钻机的关键零部件简化为力学模型, 进行了受力分析和强度刚度校核, 确保了该钻机在煤矿井下的可靠性。

关键词 架柱 液压 钻机 力学模型

前言

近几年来, 探水探瓦斯孔、释放地压孔及地质勘探孔作业量明显增加。煤矿井下环境复杂, 条件艰苦, 钻探作业面空间狭小, 煤矿迫切需要一种适应性广, 搬运方便的钻机, 来提高钻探作业效率, 减轻工人劳动强度。

1 钻机结构及参数

针对煤矿的需求, 石家庄中煤装备制造股份有限公司研发了 ZYJ400/280 架柱式液压回转钻机。

1.1 钻机特点

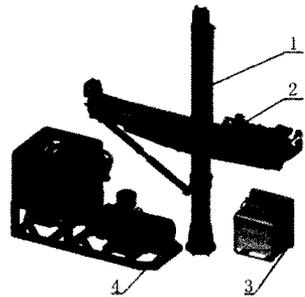
ZYJ400/280 架柱式液压回转钻机具有结构合理、操作安全可靠、各个部分解体简单、解体后搬运维修方便、主机可沿架柱上下升降、钻孔倾角可调、钻探范围大、钻机输出功率大、效率高等优点。

1.2 钻机结构

总体结构由主机、立柱、斜支撑、泵站和操作台组成, 其结构如图 1 所示。

主机由回转器、推进装置、导轨及钻杆导向套筒组成。回转器采用摆线马达直接驱动

主轴、钻杆旋转, 结构紧凑, 效率高; 回转器带有自动卸钻杆装置, 能够缩短拆卸钻杆时间, 减轻工人劳动强度; 推进装置采用油缸推进、链条倍速机构, 使导轨长度缩短, 打钻时整机更加稳定; 主机推进行程 1.33m, 长度不大于 1.2m 钻杆均可使用。



1-立柱; 2-主机; 3-操作台; 4-泵站

图 1 ZYJ 系列架柱式液压回转钻机结构图

立柱由升降油缸, 外套筒, 内套筒及主机升降装置等组成。内外套筒等零件经过镀锌处理, 防腐能力增强, 保证产品在煤矿井下潮湿环境中长时间运行。

泵站由电机、油泵、油箱、过滤器、冷却器等组成。

操作台由换向阀、节流阀、安全阀、压力表等组成。

1.3 技术参数

ZYJ400/280 架柱式液压回转钻机的主

要性能参数为:

岩层钻孔直径: 55mm;

煤层钻孔直径: 76mm;

适用圆钻杆直径: 42mm;

适用高效螺旋钻杆直径: 69mm;

额定转矩: 400N·m;

额定转速: 280r/min;

回转额定压力: 14MPa;

进给额定压力: 8MPa;

推进力: 18kN;

推进行程: 1330mm;

空载推进速度: 3000mm/min;

返回速度: 5000mm/min;

噪声: 声功率级 108dB (A);

声压级: 90;

最大水平钻孔高度: 2000mm;

最小水平钻孔高度: 800mm;

冲洗水压力: 0.6~1.2MPa;

主机重量: 120kg。

2 关键件的强度校核

钻机的核心部件为主机和升降立柱。在钻孔作业时, 主机和立柱部分需要经常移动, 因此设计这两个部件时需对其进行精确的受力和强度校核, 以确保其即重量轻、方便移动, 又保证足够的安全系数。

2.1 主机导轨部分强度校核

导轨长度 2000mm, 截面宽 182mm、高 119mm、壁厚 5mm。导轨两端到安装孔中心距分别为 1050mm、950mm, 钻机额定转矩为 400N·m。

根据材料力学, 等厚度的开口薄壁杆的扭转变形与扭转应力按下式计算:

(1) 扭转变形计算

$$\Phi = \frac{3 \times T \times l}{G \times h \times \delta^3}$$

式中: Φ —导轨扭转角, °;

T —钻机额定转矩, 取 400N·m;

l —导轨两端到安装孔的中心距, 取 1.05m;

G —材料的切变模量, 取 79×10^3 MPa;

h —导轨截面长度和, 取 0.42m;

δ —导轨截面壁厚, 取 0.005m。

根据计算, 导轨扭转角为 0.3°。

(2) 扭转应力 (材料许用切应力)

$$\tau_{\max} = \frac{3 \times T}{h \times \delta^3}$$

式中: τ_{\max} —导轨的最大剪切应力, 单位: MPa。

根据计算, 导轨的最大剪切应力为 114.3MPa。

根据钻机使用情况, 导轨扭转角在 1° 以内, 最大剪切应力不大于 170MPa 的许用应力, 可保证该部件长期可靠运行。通过计算该导轨刚度和强度符合要求。

2.2 立柱部分设计计算

2.2.1 立柱受力分析

将立柱简化为力学模型, 并对其进行受力分析, 见图 2。

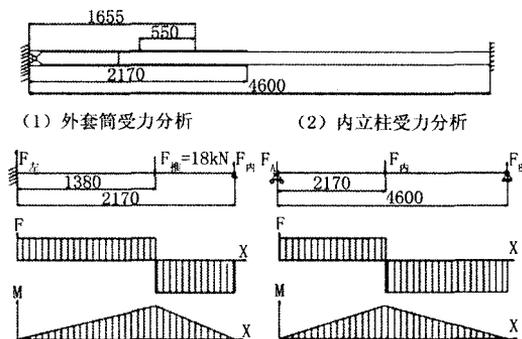


图 2 立柱部分受力分析

(1) 外套筒受力分析

$$1380 \times F_{\text{推}} = 2170 \times F_{\text{内}}$$

$$F_{\text{内}} = \frac{1380 \times 18}{2170} = 11.45 \text{ kN}$$

$$F_{\text{左}} = F_{\text{推}} - F_{\text{内}} = 18 - 11.45 = 6.55 \text{ kN}$$

$$M_{\max} = 1380 \times F_{\text{左}} = 9039 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(2) 内立柱受力分析

$$F_{\text{内}} = F_{\text{A}} + F_{\text{B}}$$

$$2170 \times F_{\text{内}} = 4600 \times F_{\text{B}}$$

$$F_{\text{A}} = 6.05 \text{ kN}$$

$$F_{\text{B}} = 5.40 \text{ kN}$$

$$M_{\max} = 2170 \times F_{\Lambda} = 13128.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

式中: $F_{\text{推}}$ —外套筒的外力, 取钻机的推进力 18kN;

$F_{\text{左}}$ —外套筒左端的力, kN;

$F_{\text{内}}$ —外套筒和内立柱之间的内力, kN;

F_{Λ} —内立柱左端的力, kN;

F_{B} —内立柱右端的力, kN;

M_{\max} —外套筒或内立柱的最大弯矩, N·m。

2.2.2 立柱部分强度和刚度校核

立柱部分强度和刚度校核如下:

(1) 外套筒

外套筒抗弯截面系数:

$$W_z = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32D} = 69.108$$

外套筒最大弯曲正应力:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_z} = \frac{9039}{69.108} = 130.8 \text{ MPa}$$

外套筒安全系数:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\max}} = \frac{600}{130.8} = 45.8$$

(2) 内立柱

内立柱抗弯截面系数:

$$W_z = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32D} = 62.406$$

内立柱最大弯曲正应力:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_z} = \frac{13128.5}{62.406} = 210.4 \text{ MPa}$$

内立柱安全系数:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\max}} = \frac{600}{210.4} = 2.85$$

式中: W_z —抗弯截面系数;

D —外套筒或内立柱的大径, cm;

d —外套筒或内立柱的小径, cm;

σ_{\max} —最大弯曲正应力, MPa;

M —外套筒或内立柱的弯矩, MPa;

n —安全系数;

$[\sigma]$ —许用弯曲应力, 取 600MPa。

(4) 外套筒挠度及转角

采用叠加法计算立柱外套筒挠度及转角。

(1) 1380 处挠度及转角计算公式:

$$v = -\frac{P \times c^2}{6 \times E \times I} (3x - c), \quad c < x < l$$

$$\theta = \frac{P \times c^2}{2 \times E \times I}$$

$$\text{其中 } I = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{64}$$

式中: v —挠度, 单位 mm;

P —外套筒的外力, 取 $18 \times 103 \text{ N}$;

c —外力的位置, 取 1380mm;

E —弹性模量, 取 196—206MPa;

I —外套筒截面对中心的极惯性矩;

l —外套筒长度, 取 2170mm;

x —外套筒上任意一点和左端面的距离, 单位: mm;

θ —外套筒的最大转角, 单位: °。

(2) 2170 处挠度及转角计算公式:

$$v = -\frac{P \times c^2}{6 \times E \times I} (3l - c)$$

$$\theta = \frac{P \times L^2}{2 \times E \times I}$$

1380 处, v 为 2.157mm; 2180 处, v 为 -0.92mm、最大转角 θ 为 -0.8°。根据钻机使用情况立柱弯曲强度安全系数大于 2, 最大挠度变形不大于 5mm, 扭转角在 1° 以内, 可保证该部件长期可靠运行。通过计算该立柱刚度和强度符合要求。

为了验证立柱计算的准确性, 通过有限元软件对立柱外套筒进行了受力分析, 其应力分析及位移见图 3、图 4。计算结果相近, 证明计算无误。



图 3 外套筒应力分析

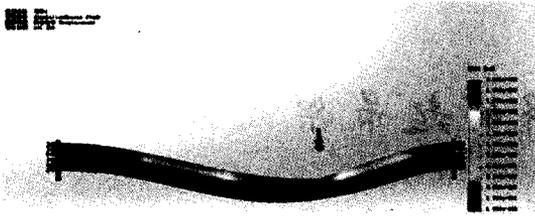


图4 外套筒位移分布

3 液压系统参数计算

3.1 液压马达选型

依据伊顿液压有限公司提供的性能参数表,初步选定2K-245低速大扭矩摆线马达,排量245ml/r、转速280r/min、容积效率0.9。流量计算结果如下:

流量计算公式:

$$Q = \frac{v_g \times n}{1000 \times \eta_v} = \frac{245 \times 280}{1000 \times 0.9} = 76.2 \text{ L/min}$$

式中:Q—马达所需流量,单位:L/min;

v_g —马达排量,取245ml/r;

n —马达转速,取280r/min;

η_v —马达的容积效率,取0.9。

已知机械效率0.8,根据公式:

$$T = \frac{v_g \times \Delta P \times \eta_{mh}}{2 \times \pi}$$

其中:

$$\Delta P = \frac{2 \times \pi \times 400}{245 \times 0.8} = 12.8 \text{ MPa}$$

液压管路压力损失按0.3MPa计算,系统压力取16MPa。

式中:T—马达输出扭矩,N·m;

ΔP —马达进出油口压力差值,MPa;

η_{mh} —马达的总效率等于容积效率和

机械效率的积。

3.2 液压油泵选型

已知电机转速1470r/min、泵容积效率0.9,根据公式:

$$Q = \frac{v_g \times n \times \eta_v}{1000}$$

式中:Q—马达所需流量,取76.2L/min;

v_g —泵的排量,单位:ml/r;

n —电机转速,单位:r/min;

η_v —马达的容积效率,取0.9。

由此计算泵的排量:

$$v_g = \frac{1000 \times Q}{n \times \eta_v} = \frac{1000 \times 76.2}{1470 \times 0.9} = 57.6 \text{ ml/r}$$

选定齿轮泵排量60ml/r。

4 结论

经过一年多的市场验证,该钻机结构设计合理,钻孔范围广,整机拆解移动方便,满足了矿方的需求;该钻机钻孔效率高,工作稳定可靠,证明设计计算是正确的。

第一作者简介 刘文皓 男,1956年出生,1982年毕业于河北工学院(河北工业大学),学士学位。现在石家庄中煤装备制造有限公司工作,高级机械工程师。中国岩石力学与工程学会软岩工程与深部灾害控制分会常务理事。作为第一发明人取得实用新型专利5项;作为合作发明人取得实用新型专利2项。联系电话:18633061049;电子信箱:lwhxinxiang@163.com。

(收稿日期:2012年11月02日;责任编辑:陈桂娥)

(上接第44页)

合理、高效。结合严格正规的施工组织管理,保证循环工艺正常运行,提高了掘进效率,取得了月进尺85m的效果。

西吕梁市人,毕业于华北科技学院。现任徐州矿务集团三河尖煤矿掘进七区技术主管,助理工程师。联系电话:13852124700;E-mail:fengjieli1@163.com

作者简介 李杰峰 男,1981年出生,山

(收稿日期:2012年12月06日;责任编辑:陈桂娥)