

采煤机牵引部设计及分析

刘文强

(国家能源乌海能源有限责任公司利民煤矿 内蒙古 鄂托克旗 016000)

摘要: 牵引部分是采煤机的重要组成部分之一,负责移动采煤机,使工作机构落煤或转移,在工作过程中采煤机通过沿工作面做往返运动。由于恶劣的地下环境和采煤机长的运行时间,该部分经常发生结构变形、结构裂缝、结构断裂等故障。本文根据生产要求对采煤机牵引部的主要部件进行设计及仿真分析,设计结构符合强度要求,研究结果可为采煤机牵引部设计提供一定的理论依据。

关键词: 采煤机; 牵引部; 行星架; 传动比

1 采煤机牵引部的介绍

牵引部是采煤机最重要的组成部分之一,它除了承担采煤机工作和非工作时的移动外,其牵引速度和牵引力对采煤机结构和牵引效率也会有影响。

采煤机牵引部的结构组成部分主要有电动机、传动机构和牵引箱体。传动机构的主要作用是将电动机的能量通过各级齿轮传动传至牵引箱体,经过牵引箱体后,输出轴的转矩和转速已达到要求,可以有效带动驱动轮使采煤机移动。

传动装置按安装位置可分为内牵引和外牵引。通常情况下,现代大部分使用的牵引方式为内牵引,仅仅在薄煤层工作时,才会考虑使用外牵引,这样可以使机身缩短。为实现向高效率高产量转化和现在和以后采煤机的牵引转矩,牵引转矩及整机功率越来越大,有链牵引的使用已逐步转向无链牵引。

在设计多级传动机构时,对传动比的合理分配是关键环节,一般情况下,根据以下原则来确定传动比:

(1) 每一级传动的传动比不能超过正常值范围,不得超过最大允许值和最小允许值,以避免机器运行过程中出现故障;

(2) 每一级传动之间应做到尺寸协调、结构匀称,所有传动部件应易于安装,并且外形美观;

(3) 各级传动机构的承载能力应尽可能相差不大,尽量达到相同的强度;

(4) 为了方便润滑,每一级传动机构的大齿轮浸油深度应该一致或者接近。

因为采煤机在工作时经常会出现过高负荷和冲击载荷,故设计中对行星齿轮减速器的要求很高。在查阅相关资料后,该设计决定选取 NGW 型行星减速器。

这种行星传动减速器的工作效率范围一般在 0.97 ~ 0.99 之间,而传动比一般在 2.2 ~ 14 之间。以太阳轮作主动件时内齿圈不动,行星轮作从动件时,传动比值建议选用 2.8 ~ 8。查资料知,采煤机行星减速机构传动比一般为 5.5 ~ 6.5。因此,下面选择行星减速装置传动如下:

$$i_{1ac}^b = 6.4$$

$$i_{2ac}^b = 4.3$$

按照上述多级齿轮减速器的传动比配比原则,并结合 MG250/591 型采煤机牵引部的齿数分配原则,再由于齿轮不发生根切的最小齿数为 17 个,所以将齿数和传动系统传动比分配如下:

$$i_2 = Z_2 / Z_1 = 2.86$$

$$i_3 = Z_4 / Z_3 = 2.11$$

$$i_5 = 1.32$$

2 主要传动部件设计计算

2.1 传动系统各轴转速、功率、转矩的计算

(1) 各轴转速计算。

从电动机出来,各轴依次命名为 I、II、III、IV、V 轴。

I 轴 $n_1 = 1470 \text{r/min}$;

II 轴 $n_2 = n_1 / i_2 = 1470 / 2.86 = 514 \text{r/min}$;

同理, III 轴: 243.6r/min ;

IV 轴: 38.06r/min ;

V 轴: 8.85r/min 。

(2) 各轴功率计算。

I 轴 $P_1 = p \cdot \eta_1 \cdot \eta_3 = 37 \times 0.99 \times 0.98 = 35.9 \text{kW}$;

II 轴 $P_2 = p_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 35.9 \times 0.99 \times 0.97 = 34.47 \text{kW}$;

式中: η_1 —滚动轴承效率, $\eta_1 = 0.99$;

η_2 —闭式圆柱齿轮效率, $\eta_2=0.97$;

η_3 —花键效率, $\eta_3=0.98$ 。

同理, III轴: 33.1kW;

IV轴: 31.79kW;

V轴: 30.53kW。

(3) 各轴转矩计算。

$$\text{I轴 } T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{35.9}{1470} = 233.228 \text{ Nm};$$

$$\text{II轴 } T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{34.47}{514} = 640.445 \text{ Nm};$$

同理, III轴: 1297.64Nm;

IV轴: 7976.734Nm;

V轴: 32944.802Nm。

将上述结果归纳为表1。

表1 传动系统各轴参数

轴编号	输出功率 P/kW	转速 n/(r/min)	输出转矩 T/(Nm)	传动比
I 轴	35.9	1470	233.228	2.86
II 轴	34.47	514	640.445	2.11
III 轴	33.1	243.6	1297.64	6.4
IV 轴	31.79	38.06	7976.734	4.3
V 轴	30.53	8.85	32944.802	1.32

2.2 齿轮的校核与计算

由于转矩较大, 齿轮需要热处理。20CrMnTi 经过渗碳淬火后, 韧性和硬度较好, 故齿轮材料统一选之。

该设计中所有计算过程中的取值均来自于《机械设计手册》(第三版、第2卷)和《实用机械设计手册》。

下面介绍一下齿轮1和齿轮2的设计及校核。

(1) 齿轮齿面接触疲劳强度校核。

齿轮分度圆直径:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{2kT}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

经初步计算后, d_1 的计算值为:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.541 \times 233228 \times (2.86+1)}{0.8 \times 2.86} \times \left(\frac{189.6 \times 2.5 \times 0.88}{1100} \right)^2} = 66.003 \text{ mm}$$

齿轮模数 $m=d_1/Z_1=66.003/26=2.54$, 取 $m=4\text{mm}$;

小齿轮分度圆直径的参数圆整值 $d_{1r}'=26 \times 4=104\text{mm}$;

齿轮1分度圆直径:

$$d_1 = d_{1r}' \\ d_2 = m \cdot Z_2 = 4 \times 75 = 300 \text{ mm}$$

$$\text{中心距: } a = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} = 202 \text{ mm}$$

齿轮齿宽: $b = \phi_d \cdot d_1 = 0.8 \times 66.003 = 52.8 \text{ mm}$, 取整数 $b=53 \text{ mm}$;

齿轮2齿宽: $b_2=b=53 \text{ mm}$;

齿轮1齿宽: $b_1=b_2+(5 \sim 10) = 58 \sim 63$, 取 60 mm 。

(2) 齿根弯曲疲劳强度校核计算。

弯曲疲劳校核公式:

$$\sigma_F = \frac{2KT}{b d m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \leq [\sigma_F]$$

$$[\sigma_F] = \sigma_{FLim1} \cdot Y_{N1} \cdot Y_{X1} / S_F = 387.33 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \times 2.541 \times 233228 \times 2.61 \times 1.59 \times 0.698}{53 \times 104 \times 4} = 155.718 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \times 2.541 \times 233228 \times 2.221 \times 1.751 \times 0.698}{60 \times 100 \times 4} = 134.058 \text{ N/mm}^2$$

故齿轮1和齿轮2的齿根弯曲疲劳强度合格。

依上述公式计算其余齿轮, 均符合要求。

2.3 牵引机构的设计计算

由于承受转矩较大, 查询相关资料后, 决定本次设计采用2K-H型行星结构, 使用该结构, 必须同时满足以下四个条件。

(1) 传动比: 使太阳轮 a 作为主动轮并对其进行能量输入时, 令传动比是 i_{aH}^b , 内齿圈齿数是 Z_b , 中心太阳轮为 Z_a , 则它们应当满足下列式子:

$$i_{aH}^b = 1 + Z_b / Z_a$$

(2) 同轴: 为保证行星轮 g 与太阳轮 a 和内齿圈 b 在啮合时不出现问题, 要求必须满足行星轮与太阳轮的啮合 $Z_a = Z_g$ 的中心距 a'_{ag} 和行星轮与内齿圈的啮合 $Z_b = Z_g$ 的中心距 a'_{bg} 相等, 即 $a'_{ag} = a'_{bg}$ 。在标准传动或者发生高度变位时的传动, 需满足:

$$Z_g = (Z_b - Z_a) / 2$$

通常来说, 普通传动装置内啮合齿轮副的接触强度比外啮合齿轮大得多, 为使接触强度满足这一条件, 该设计中涉及到角度变位, 外、内啮合齿轮的中心距如下所示:

$$\alpha'_{ag} = \frac{m}{2} (Z_a + Z_b) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'_{ag}}$$

$$\alpha'_{bg} = \frac{m}{2} (Z_b - Z_g) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'_{bg}}$$

通过上面结果得到:

$$\frac{Z_a + Z_g}{\cos\alpha'_{ag}} = \frac{Z_b - Z_g}{\cos\alpha'_{gb}}$$

式中： α —分度圆压力角；

α'_{ag} —外啮合齿轮副 $Z_a=Z_g$ 的啮合角；

α'_{gb} —内啮合齿轮副 $Z_b=Z_g$ 的啮合角。

(3) 组装：必须满足它们的总齿数和 $(Z_a + Z_b)$ 与行星轮的数目 n_p 之比为整数，如下：

$$(Z_a + Z_b) / n_p = r \quad (r \text{ 是整数})$$

(4) 相邻：在行星机构工作时，为了避免各行星轮之间发生干扰，必须满足任意两个行星轮的中心距不小于它们齿顶圆的半径和，如下：

$$L = 2a'_{ag} \sin \frac{\pi}{n_p} > 2r_{ag}$$

以上四个条件作为基础，可以粗略估计内齿圈、太阳轮、行星轮的齿数，如表2所示。

表2 行星机构尺寸参数/mm

行星轮	分度圆直径	齿顶圆直径	齿根圆直径	基圆直径
太阳轮 1	70	82.24	57.16	68.78
行星轮 1	155	165.94	142.023	145.65
内齿圈 1	380	368.88	395.21	357.08
太阳轮 2	135	154.56	111.64	126.86
行星轮 2	162	181.95	139.04	152.23
内齿圈 2	450	429.76	474.02	422.86

3 行星轮系有限元分析

为了保证行星轮系工作时的安全性与可靠性，第二对行星轮系受力较大，故在此选择对第二对行星轮系进行有限元瞬态动力学分析，了解行星轮系的形变和

应力变化是否符合要求。

4 结语

在本文设计中，充分考虑了由于煤质软硬的因素，当截割阻力变化很大时，为了使采煤机稳定工作和保证电动机的安全，以及采煤机的工作效率，需要对牵引速度大小进行控制。

合理的牵引部设计，能够减少采煤机的能源消耗，提高采煤机的工作效率。材料的选取首先要满足产品功能的需求，力求寿命周期的成本最低，而不仅仅是考虑材料的成本。选择合适的制造方法不仅可以减少成本，还能提高生产效率。

参考文献：

- [1] 王少凯. 关于提高采煤机行星架结构性能的研究[J]. 机械管理开发, 2019, 34(11): 98-99.
- [2] 马树坤. 采煤机牵引部故障原因分析[J]. 科技信息, 2013(26): 393.
- [3] 杨若愚, 付大鹏, 窦长茂. 采煤机牵引部优化设计[J]. 煤矿机械, 1998(06): 8-9.
- [4] 李贵轩, 李晓豁. 采煤机械设计[M]. 沈阳: 辽宁大学出版社, 1994.
- [5] 成大先. 机械设计手册(第三版)[M]. 北京: 化学工业出版社, 1999.
- [6] 吴相宪. 实用机械设计手册[M]. 徐州: 中国矿业大学出版社, 2001.
- [7] 刘鸿文. 简明材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- [8] 丁淑辉. Creo4.0 基础设计[M]. 徐州: 中国矿业大学出版社, 2018.

作者简介：刘文强(1987.06-), 男, 汉族, 辽宁彰武人, 本科, 工程师, 研究方向: 煤矿机电设备维护。