

# 低速大转矩行星齿轮减速器设计研究

煤炭科学研究总院上海分院 卢济武

**摘要** 低速大转矩行星减速器攻关研究是煤矿机械行业九十年代初重点科研项目。作者结合该减速器的研制实践,着重从参数选取、均载机构、轮齿修形、轮缘设计及材料、热处理等方面,对提高行星减速器承载能力和可靠性进行详尽论述,并介绍了台架型式试验和井下使用情况。

**关键词** 行星齿轮减速器 采煤机

采煤机械在矿井下工作,空间小,工况恶劣,受载大,常有超载和冲击,要求传统系统结构紧凑,传动比大,工作可靠。因此,采煤机截割传动装置普遍采用行星传动机构。为满足高产、高效要求,采煤机截割功率增大,行星传动传递转矩也相应增大。另外,随着煤层加厚,采高增大,滚筒直径相应加大,截割线速度提高。为获得较好灭尘效果和增大块煤率,必须限制其线速度,降低滚筒的转速。在功率一定下,也就增大了传递转矩。因此,有必要研制低速,大转矩行星减速器,并对主要元件进行结构材质和工艺攻关研究。

## 一、工作原理和主要技术参数

行星传动设置在从电动机到截煤滚筒多级传动中的最后一级。太阳轮为主动件,内齿圈固定,行星架为从动件。传动类型为2K-H(NGW) $i_{2H} < 0$ 。传动原理和结构,见图1,2。主要技术参数见表1。

## 二、主要参数确定

齿数、模数选定按速比、行星轮个数、强度和尺寸要求及同心、装配和邻接条件综合考虑。为保证足够抗弯强度和减小外形尺寸,选取较大模数,较少齿数。

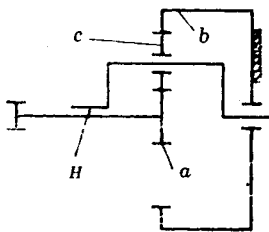


图1 传动原理

$$z_a = 14, i = b, z_b = 70$$

齿轮副采用角变位,外啮合副用大啮合角,  $\alpha' = 26^\circ$ ,使接触和弯曲强度显著提高,而内啮合保持  $20^\circ$  左右。内齿轮不变位,使其轮齿弯曲强度和轮缘强度足够。加大齿

宽,可降低应力,提高轮齿承载能力。但对齿轮精度提出较高要求,以控制齿向载荷不均匀性。齿宽系数  $\varphi_d = B/d_a$ ,国内重载齿轮,一般推荐  $\varphi_d = 0.4 \sim 0.9$ ,原西德 EDW300-L 采煤机,  $\varphi_d = 1.44$ 。我国 MG300(400)采煤机用低速大转矩行星传动  $\varphi_{da} = 1.04, \varphi_{dc} = 0.57$ 。

表 1

项目	单位	代号	数值
输出转矩	kN·m	T	103
转速	r/min	n	25
速比		i	6
模数	mm	m	10
齿数		z	14, 27, 70
齿宽	mm	B	145
中心距	mm	A	211.81
啮合角	度	$\alpha'$	26, 17.70
精度			6, 6, 7
当量体积传递转矩	kNm/m <sup>3</sup>		904
重合度		$\epsilon$	1.31
滑动比		$\gamma$	-1.104

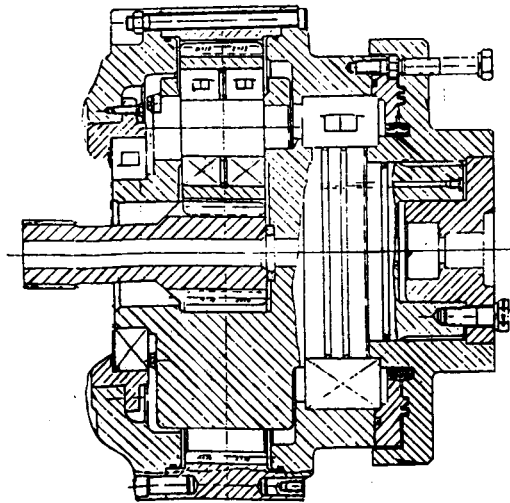


图2 减速器结构

### 三、齿轮精度和齿形

提高齿精度可有效提高齿轮的疲劳强度,引进原西德、英国、日本采煤机齿轮实测精度达5~6级,个别精度项目达4级。低速大转矩是传动齿轮从7级提高到6级。

齿顶修缘可减小轮齿进入和退出啮合的交替冲击,降低动载,防止齿面干涉磨损、拉毛、擦伤和胶合。修缘量 $b$ 和高度 $h$ ,根据前苏联、英国以及我国标准计算确定(图3)。该行星减速器太阳轮、行星轮齿顶修缘量 $b=0.08\text{mm}$ ,高度 $h=4.5\text{mm}$ 。

齿向修形可使载荷沿齿宽均匀分布,减小由于制造误差和变形造成的偏载。据计算,修形比不修形, $K_{H\beta}$ 下降30%,接触强度提高16%。一般只对中间的行星齿轮进行齿向修形。为减小应力集中和增大承载面积,采用齿端圆弧修形,修形量可根据太阳轮和行星架变形以及齿轮副加工、安装误差计算。

用美国SWANSUV公司的ANSYS软件,在计算机上;对太阳轮和行星架进行有限元应力和变形分析,求出位移量(见图4,5),再考虑齿轮误差,最后确定行星轮修形量 $C_a=0.02\sim 0.04$ ,修形宽度 $b_l=18$ (见图6)。

齿根过渡用大圆弧( $r\geq 0.4m_n$ ),不磨削,可防止磨削台阶、烧伤和裂纹,减小应力集中。据测试齿根应力集中最大可下降42%,弯曲疲劳寿命可提高一倍以上淬火后,轮齿经喷丸强化,增大残余压应力(19~25%)从而大大提高了轮齿的弯曲强度和接触强度。

### 四、均载机构设计

均载方式选择是行星齿轮传动装置结构设计的关键。低速大转矩行星传动,采用太阳轮浮动与刚性联接柔性内齿圈( $\rho/h>5$ , $\rho$ —轮缘曲率半径; $h$ —当量截面高度)相结合的均载结构。太阳轮作为浮动件,重量轻,反力矩小,浮动灵敏,结构紧凑,制造简单,装拆方便。对于行星轮个数 $n_w=3$ ,齿轮精度不低于7级,均载效果良好(不均载系数 $K_p=1.10\sim 1.15$ )。因而,应用十分广泛。

浮动量可用等效误差法求得,如考虑应力、变形

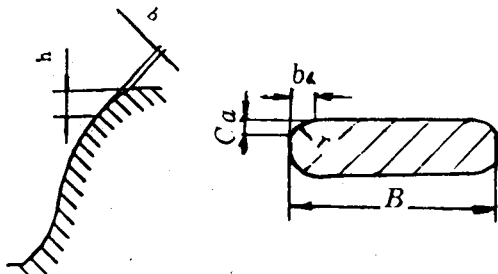


图3 齿顶修缘

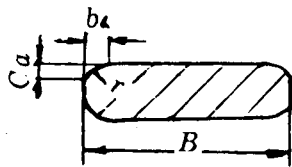


图6 齿向修形

和误差随机性,可用 $B \cdot H \cdot$ 库特略采夫公式计算。

$$\begin{aligned} \Delta_a &= \sqrt{C_x^2(c_1^2 + d_1^2) - R_m^2 / (c_x + C_a)} \\ &= \sqrt{7117^2 \times (8.34 \times 10^{-2}) - 243^2 / (7117 + 28676)} \\ &= 0.057 \text{ mm} \end{aligned}$$

式中 $\Delta_a$ —太阳轮浮动量,mm

$C_x$ —综合刚度系数,N/mm

$C_a$ —太阳轮刚度系数,N/mm

$R_m$ —摩擦产生的反力,N

$\sqrt{c_1^2 + d_1^2}$ —谐波数 $m=1$ 时制造误差离散性平均方根,mm

$$\sqrt{c_1^2 + d_1^2} = 3 \sqrt{D[c_1^2 + d_1^2]} = 3 \sqrt{D[C_1] + D[d_1]}$$

$D[c_1], D[d_1]$ —制造误差离散值

均载效果用不均载系数 $K_p$ 来评价:

$$\begin{aligned} K_p &= 1 + R_a(d_w) \text{acos} \alpha_i / T a \\ &= 1 + 1652 \times 145.98 \cos 24.56^\circ / 1776 \times 10^3 \\ &= 1.123 \end{aligned}$$

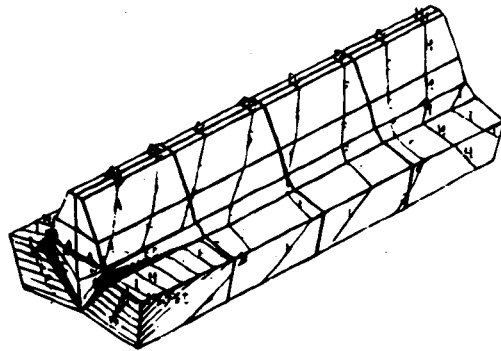


图4 太阳轮齿变形

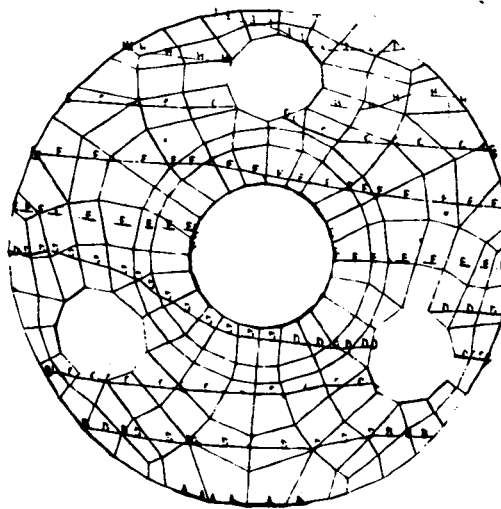


图5 行星架变形

式中  $R_c$ —太阳轮浮动反力, N  
 $T_c$ —太阳轮计算转矩, N·m  
 $\alpha_i$ —端面啮合角, (度)  
 $(d_w)\alpha$ —太阳轮节圆直径, mm

为保证太阳轮浮动量要求, 其轴端渐开线花键有足够的齿侧间隙并使花键齿沿长度修成鼓形。

### 五、柔性行星齿轮轮缘设计

由于结构尺寸限制, 行星轮支承通常安装在其孔内。行星减速器强度不仅取决于太阳轮接触强度, 而且还受行星轮齿弯曲强度和内装轴承寿命的制约。行星轮缘做成柔性( $\rho/h > 2.5$  或  $h/m < 3$ ,  $\rho$ —轮缘曲率半径;  $h$ —轮缘当量截面高度), 允许孔径增大, 采用大直径、高承载能力的滚动轴承。同时, 还能改善轴承滚动体间和行星轮间的载荷分配, 从而有利于提高齿轮强度和轴承的寿命。但柔性大, 在载荷作用下轮缘变形, 在齿根部产生附加变应力, 使齿抗弯强度略有下降。因此, 在设计时要合理确定轮缘壁厚, 即在保证轮齿抗弯强度足够前提下, 使轮缘柔性增大。

前苏联 A·B·Кузнецов 推荐行星轮孔径按下式计算:

$$D_o = m(z_c - 7)$$

$$\text{而壁厚 } \delta = \frac{D_i - D_o}{2} = 2 \sim 2.5$$

一般  $\delta$  取 2.25, 对小模数齿轮取 2。

MG400 采煤机行星轮,  $m=10$ ,  $z=27$

$$D_i = 248, \text{ 则 } D_o = 10 \times (27 - 7) = 200$$

$$\delta = (248 - 200)/2 = 24(2.4m)$$

### 六、材料和热处理

采煤机齿轮承受应力高, 并常有严重冲击超载。近年来德国、英国多用 Cr-Ni 和 Cr-Ni-Mo 低碳合金钢。我国 MG300 采煤机上, 采用 18Cr2Ni4WA 齿轮钢进行分段复合之渗碳及硝盐等温淬火热处理工艺, 变形小, 强度高, 耐冲击, 其接触疲劳极限( $\sigma_H$ )可达 1500N/mm<sup>2</sup> 以上, 弯曲疲劳极限( $\sigma_F$ )达 500N/mm<sup>2</sup>。渗碳层深度一般取  $t = (0.1 \sim 0.3)m_n$ 。对  $m=10$ ,  $t=1.9 \sim 2.3$ mm。表层碳浓度控制在 0.8%~1.0%, 淬火后齿面硬度 HRC58~62, 心部硬度 HRC36~42。内齿轮受载应力低, 齿面难以磨削, 一般用 35CrMo 或 42CrMo 氮化处理, 既满足了强度要求, 又可变形小, 保证齿轮精度。但对于本研究项目中的内齿轮采用 34CrNi1Mo (相当于德国的 34CrNi1Mo6) 等温氨气氮化。该材料强度高, 耐磨损, 韧性高, 氮化工艺较好, 适用于重载及冲击工况。经氮化硬度可达 HV600~750, 深度达 0.5~0.7mm, 齿轮疲劳强度比 35CrMo 提高 30% 以上。

## 七、试验概况

### 1. 型式试验

该减速器装在摇臂上, 进行截煤部台架型式试验。按煤炭部 MT81-84 标准要求, 完成了空运转、温升、1000 小时耐久性试验和超载试验。试验运转正常, 其性能和质量达到设计要求。拆检表明, 轴、轴承, 油封完好无损。齿轮接触良好, 受载均匀。行星齿轮、内齿轮齿面无任何失效。太阳轮齿未有剥落、断齿等严重损伤。但部分齿根附近局部有早期点蚀。经初步分析, 这是由于回火不充分, 造成表层硬度变化梯度大, 淬火应力未尽消除所致。

### 2. 井下工业性试验

该减速器装在 MG2×300-GW 采煤机上, 在阜新、肥城矿务局进行井下工业性试验, 先后共生产 200 万吨煤, 工作正常, 未发生任何故障。

## 八、结 语

该减速器研制成功并经受型式试验和井下使用考验, 证明其性能良好, 技术经济指标先进, 工艺可行, 经济效益显著。该项目经过五年攻关研究, 解决了齿轮设计中修形、浮动结构、材料热处理等关键技术问题, 为高产、高效、大功率液压和电牵引采煤机提供了可靠的低速、大转矩减速装置。也为我国行星传动技术在采煤机械中应用探索一条有效途径。

## 参 考 文 献

- 1 25r/min 行星减速器攻关研究鉴定报告. 煤炭科学总院上海分院. 1994.
- 2 В. Н. Кузнецов. Планетарные переауы Справочник. 1977.
- 3 宋乐民. 齿形与齿轮强度. 国防工业出版社, 1987.
- 4 卢济武. 国内外二种采煤机行星齿轮传动设计分析. 全国第三届行星齿轮传动学术讨论会论文, 1988.
- 5 卢济武. 关于行星齿轮传动均载问题探讨. 上海重型机械第二届学术交流会论文, 1988.

### 硬质合金齿面插齿刀

哈尔滨第一工具厂研制生产的模数 1~6mm、公称直径为 100mm 的硬质合金硬齿面插齿刀已正式通过专家鉴定, 经南京机床厂等单位在生产中使用验证, 并对几十个零件进行跟踪检测, 证明其加工出齿轮的齿形精度和表面粗糙度均高国际 ISO 标准规定等级, 精度可达 5~6 级, 工效则比传统插齿效率提高 4 倍。该插齿刀采用盘形、直齿、焊接式结构, 刀具的径向前角为 -5°, 适于精加工 HRC45~64 的各种内齿轮、双联(三联)或台肩齿轮。

(叶伟昌)