

# 小模数、多齿数行星齿轮传动及其在采煤机械中的应用

煤炭科学研究总院上海分院 (200030) 卢济武

**摘要** 作者提出与以往齿轮设计配齿原则不同的按小模数、多齿数设计行星齿轮传动的观点。分析了该设计法优点及应用条件,并指出确定模数、齿数的方法。最后,结合MG300-AW<sub>1</sub>采煤机例子,介绍了实际应用效果。

**关键词** 小模数 多齿数 行星齿轮传动

## 引言

以往,在设计行星齿轮传动中,为提高轮齿强度,多采用增大结构尺寸、提高材质、轮齿精度以及一些强化工艺措施。对于轮齿几何参数的合理匹配,特别是作为主参数的模数和齿数的匹配(配齿)未给以充分的重视。作者近年来对这个问题进行了研究、论证。在设计矮形采煤机的大扭矩、小尺寸行星齿轮传动中进行初步尝试,取得较好的效果。

## 一、小模数、多齿数行星齿轮传动及应用条件

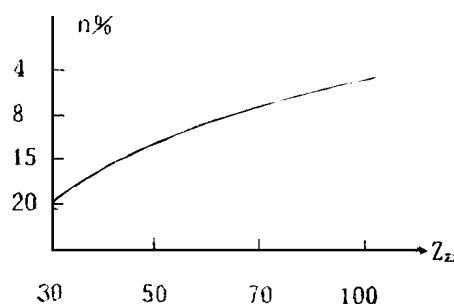
采煤机用重载齿轮为硬齿面,轮齿折断易发生。因而,在传动设计中,把抗弯强度作为主要依据,而选择较大的模数,较少齿数。如:MG300-W采煤机, $m=10$ , $z_1=13$ , $z_2=25$ , $z_3=65$ 。近年来,随着材质、制造质量提高,齿轮弯曲疲劳极限已有大的提高。但齿面接触强度却显得不足。为此,设计者力图增加齿数,如模数不变,增加齿数,显然可提高接触强度,但受到了径向尺寸限制。西德EDW300采煤机截割行星传动,则采用小模数,少齿数齿轮。同时,加大齿宽,但齿轮强度裕度仍小。在中心距或节圆直径一定下,减小模数,增多齿数是一个较好的解决办法。

1. 选用小模数齿轮,有诸多优点

- (1) 模数小,滑动速度低,有利提高传动效率;
- (2) 胶合极限和模数平方根成正比,因而,模数小,有利于防止胶合发生;
- (3) 在载荷较大时,由于轮齿变形使有效误差增大。当模数小时,齿轮传动振动、噪音小;
- (4) 模数小,加工、热处理设备可小型化,为齿轮制造带来方便。

齿轮传动中,增多齿数,能提高重合度 $\Sigma$ ,使传动平稳,动载荷变小。当精度高时,能使节点附近处于二对齿啮合,从而降低每对齿承受载荷。同时,考虑 $z_1 < 20$ 时,单齿接触内侧点应力换算到节点上的影响(节点区域系数 $z_H$ )随 $z$ 增加而变小,也使齿面接触应力降低。对变位齿轮,接触强度提高

率与齿数和关系如附图示。



附图 接触强度提高率 $n$ 与齿数和 $z_{\Sigma}$ 关系

如:某一大功率采煤机,齿轮模数由9减为8,齿数由15增到17, $\sigma_H$ (接触应力)则可下降8%,而齿根应力 $\sigma_F$ 仅升高3%左右。

就设计而言,采用小模数,多齿数齿轮,还有利协调和优化参数匹配,提高传动的综合性能。这对于使用条件苛刻的高强度行星齿轮传动设计,具有特别重要意义。

当然,齿轮传动的各项指标要求不是都能取得一致满意的,在给定的直径情况下,增多齿数,减小模数,可提高接触强度和抗胶合能力,减小齿面磨损。但也降低了轮齿弯曲强度。因此,要根据使用要求,权衡利弊,综合考虑。

### 2. 应用条件

在采用小模数齿轮时,要考虑是否满足轮齿弯曲强度条件。为保证弯曲强度,常采用措施有:

- (1) 在采煤机齿轮正常工作下,弯曲强度比接触强度大得多,即使遇到大的尖峰过载,因截割系统有弹性销保护装置,齿轮也不会损坏。因此,允许齿轮模数适当减小。
- (2) 采用适当角度变位,外啮合用大啮合角,内啮合角 $\alpha_w \approx 20^\circ$ ,使内、外啮合副趋向等强度,使弯曲和接触强度都得到较大提高。
- (3) 齿轮用高强度低碳合金钢,经渗碳、淬火处理;齿根为大圆弧过渡,经喷丸强化,轮齿弯曲疲劳极限大大提高。单齿弯曲试验证明,达到西德近期水平( $\sigma_{Flim} = 500\text{N/mm}^2$ )。

## 二、模数、齿数的确定

### 1. 齿数的确定

行星齿轮传动中,齿轮配齿数应满足传动比条件、同心条件、邻接条件和装配条件,还要考虑行星轮个数、齿轮强度和尺寸要求。一般配齿方法,步骤如下:

(1)按传动比确定符合邻接条件的行星轮数  $n_w$ ;

(2)选太阳轮齿数  $z_1$ ;

对硬齿面太阳轮最少齿数  $z_{1\min} = 13$ , 最大齿数可按齿面硬度、速比选取。一般  $z_{1\max} = 20$ 。

(3)计算齿数和、内齿轮齿数并验算装配条件

齿数和  $z_{\Sigma} = iz_1/2$

内齿轮齿数  $z_3 = z_1(i-1)$

$$2z_{\Sigma}/n_w = k(\text{整数}) \text{ 或 } \frac{z_1 + z_3}{n_w} = k$$

(4)确定行星轮齿数

$$z_2 = \frac{(z_3 - z_1)}{2} - \Delta$$

式中  $\Delta$ — 补偿变位需要值, 取 0.5~2

### 2. 最小模数的确定

允许的最小模数可根据同类机型经验数据选取, 也可按弯曲强度条件初步计算确定。

以 MG300 采煤机为例, 一般齿轮模数取 8~10, 从计算得,  $m = 8$ 。

$$m_{\min} = k_{im} \frac{T_1 k_A k_{FP} k_{F\Sigma} Y_{Fe}}{\Psi_d z_1^2 \sigma_{F1m}}$$

$$= 12.1 \frac{4750 \times 1.5 \times 1.15 \times 1.6 \times 2.13}{1 \times 17^2 \times 330}$$

$$= 7.88$$

式中  $k_{im}$ — 算式系数, 取 12.1

$T_1$ — 对齿轮名义扭矩

$k_A$ — 使用系数

$k_{FP}$ — 计算弯曲强度不均载系数, 取 1.15

$k_{F\Sigma}$ — 综合系数, 对  $n_w = 3$ , 取 1.6

$Y_{Fe}$ — 小齿轮齿形系数

$\Psi_d$ — 齿宽系数

$\sigma_{F1m}$ — 试验齿轮弯曲疲劳极限

$z_1$ — 太阳轮齿数。

## 三、应用实例及使用效果

MG300 矮形采煤机截割部行星齿轮传动采用 2K-H (NGW) 型式,  $i_n < 0$ 。太阳轮为主动件, 内齿圈固定在摇臂壳体上, 行星架为从动件, 由其把动力输出给滚筒。

主要技术特性:

电机功率  $p = 300\text{kW}$

输出转速  $n = 33.6(41.8) \text{ r/m in}$

传动比  $i = 5.294$

输出最大扭矩  $T = 73.2\text{kNm}$

该减速器设计主要特点是, 选用小模数, 多齿数齿轮并在限定的外形尺寸下用计算机优化参数, 使其承载能力最大。部分参数方案见表 1。最后选用主要参数为:

$$m = 8 \quad z_1 = 17, z_2 = 27, z_3 = 73$$

$$b = 135$$

表 1 部分方案参数优化结果

序号	$i$	$m$	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$n_w$	$b$	$D$	$S_{H1}$	$S_{F2}$
1	4.71	10	14	18	52	3	135	680	0.90	1.20
2	4.75	9	16	21	59	3	135	685	0.93	1.28
3	5.00	9	15	17	60	3	135	685	0.89	1.24
4	5.20	9	15	24	63	3	135	692	0.91	1.35
5	5.76	9	17	24	62	3	135	700	0.76	1.03
6	5.12	8	17	26	70	3	135	688	0.95	1.21
7	5.44	8	16	27	71	3	135	690	0.94	1.25
8	5.29	8	17	27	73	3	135	706	1.00	1.32

注:  $S_{H1}$  接触强度安全系数  
 $S_{F2}$  弯曲强度安全系数

与国外同类采煤机比较, 该减速器传动扭矩大, 体积小, 强度高, 性能好。从设计性能、制造经济性和实际使用效果看, 已超过日本 6565 机型, 达到西德艾柯夫公司设计、制造水平。见表 2。

表 2 与国外同类采煤机行星齿轮减速器技术经济指标比较

机 型	中国 MG300	日本 DR6565	西德 EDW 300
输出扭矩(kNm)	73.2	57.0	67.3
转 速(r/m in)	33.6(41.8)	50.0	37.3
速 比	5.29	5.14	6.46
模 数	8	9	8
齿 数	17-27-73	14-21-58	13-28-71
齿 宽	135	96	150
精 度	7	6-6-5	6-6-4
当量体积(m <sup>3</sup> )	0.037	0.034	0.037
单位体积传递扭矩(kN·m/m <sup>3</sup> )	1972	1698	1828
最小接触强度	1.00	0.91	0.91
最小弯曲强度	1.17	1.11	1.07
重合度 $\Sigma$	1.28	1.16	1.30
滑动比 $\eta$	- 1.42	- 1.78	- 2.29

该机型已初步鉴定并投入批量生产。在大同矿区使用三年多, 共出煤约七百万吨。几次上井检修表明, 齿轮接触良好, 磨损小, 齿面没有点蚀、裂纹等任何损伤。用户和专家一致认为, 该机尺寸小, 工作可靠, 齿轮强度裕度大, 能采坚硬煤层、承受严重冲击、超载, 可取代同类型国外机组。

### 参 考 文 献

- 1 卢济武. 国内外二种典型采煤机行星齿轮传动设计特点和轮齿台度分析(全国第三届行星传动学术会议论文), 1988.
- 2 (日) 仙波正庄. 高强度齿轮设计.
- 3 В. Н. КУДРЯВЧЕВ. Планетарные Передачи. Справочник. 1977.
- 4 Putting More 'Teeth' in your Gear Design. 《MACHINE DESIGN》October 9, 1986.

**Abstract** This paper provide a design method of planetary gear transmission with small-modulus and many-teeth.

**Key words** Small-modulus Mang-teeth Paanetary gear trensmiission

卢济武 男, 1939年11月生。高工。主要从事采煤机械传动设计, 发表论文 20 篇, 科研成果获奖 4 项。